



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CIUDAD MADERO
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN
MAESTRIA EN INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA MECÁNICO DE SUJECCIÓN EN
VÁLVULAS DE SEGURIDAD DE 150 mm (6 in) PARA BANCO DE PRUEBAS**

Que para obtener el Grado de
Maestro en Ingeniería Mecánica

Presenta

Ing. Mario Gómez García
G93070959

Director de Tesis

M.C. Ricardo López de Lara González

Co- Directora de Tesis

M.C. Marcela Castillo Juárez

Cd Madero, Tamaulipas.

Junio 2021



EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Instituto Tecnológico de Ciudad Madero
Subdirección Académica
División de Estudios de Posgrado e Investigación

Cd. Madero, Tam. **11 de junio de 2021**

OFICIO No. : U.059/21
ASUNTO: AUTORIZACIÓN DE
IMPRESIÓN DE TESIS

C. MARÍO GÓMEZ GARCÍA
No. DE CONTROL G93070959
P R E S E N T E

Me es grato comunicarle que después de la revisión realizada por el Jurado designado para su Examen de Grado de Maestría en Ingeniería Mecánica, se acordó autorizar la impresión de su tesis titulada:

DISEÑO Y SIMULACION DE UN SISTEMA MECÁNICO DE SUJECIÓN EN VÁLVULAS DE SEGURIDAD DE 150 mm (6 in) PARA BANCO DE PRUEBAS

El Jurado está integrado por los siguientes catedráticos:

PRESIDENTE:	MTRO. RICARDO LÓPEZ DE LARA GONZÁLEZ
SECRETARIO:	MTRA. MARCELA CASTILLO JUÁREZ
VOCAL:	MTRO. MACARIO LÓPEZ MEZA
SUPLENTE:	MTRO. INÉS EDUARDO GALLEGOS SILVA
DIRECTOR DE TESIS:	MTRO. RICARDO LÓPEZ DE LARA GONZÁLEZ
CO-DIRECTOR:	MTRA. MARCELA CASTILLO JUÁREZ

Es muy satisfactorio para la División de Estudios de Posgrado e Investigación compartir con usted el logro de esta meta. Espero que continúe con éxito su desarrollo profesional y dedique su experiencia e inteligencia en beneficio de México.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica
Por mi patria y por mi bien

MARCO ANTONIO CORONEL GARCÍA
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE
POSGRADO E INVESTIGACIÓN



c.c.p.- Archivo
MADG'mdcoa'



Av. 1º de Mayo y Sor Juana I. de la Cruz S/N Col. Los Mangos,
C.P. 89440 Cd. Madero, Tam. Tel. 01 (833) 357 48 20, ext. 3110
e-mail: depi_cdadero@tecnm.mx
tecnm.mx | cdmadero.tecnm.mx



I AGRADECIMIENTO

En primer lugar, deseo expresar mi agradecimiento al director de esta tesis, M. C. Ricardo López de Lara González, por la dedicación y apoyo que ha brindado a este trabajo, por el respeto a mis sugerencias e ideas y por la dirección y el rigor que ha facilitado a las mismas. Gracias a la M.C Marcela Castillo Juárez por la confianza ofrecida desde que llegué a esta Maestría y por el apoyo que me brindo Así mismo, agradezco a mis compañeros Ing. Pedro Hernández e Ing. Luis Carlos Olguín Ríos por su apoyo personal y humano. Un trabajo de investigación es siempre fruto de ideas, proyectos y esfuerzos previos que corresponden a otras personas. En este caso mi más sincero agradecimiento al M. C. Eduardo Inés Gallegos del Tecnológico de Ciudad Madero, con cuyo trabajo estaré siempre en deuda. Gracias por su amabilidad para facilitarme su tiempo y sus ideas. Por su orientación y atención a mis consultas, mi agradecimiento al M. C. Macario López Meza del Tecnológico de Ciudad Madero por la revisión cuidadosa que ha realizado de este texto y sus valiosas sugerencias en momentos de duda. Pero un trabajo de investigación es también fruto del reconocimiento y del apoyo vital que nos ofrecen las personas que nos estiman, sin el cual no tendríamos la fuerza y energía que nos anima a crecer como personas y como profesionales. Gracias a mi familia, a mis padres, porque con ellos compartí una infancia feliz, que guardo en el recuerdo y es un aliento para seguir escribiendo. Gracias a mis amigos, que siempre me han prestado un gran apoyo moral y humano, necesarios en los momentos difíciles de este trabajo y esta profesión. Pero, sobre todo, gracias a mi esposa, por su paciencia, comprensión y solidaridad con este proyecto, por el tiempo que me han concedido, un tiempo robado a la historia familiar. Sin su apoyo este trabajo nunca se habría escrito y, por eso, este trabajo es también el suyo.

A todos, muchas gracias.

II RESUMEN

El presente trabajo de investigación consistió en diseñar y simular un sistema mecánico de sujeción en válvulas de seguridad de 150 mm (6in) para banco de pruebas, para lo cual se planteó como objetivos específicos analizar las principales normas y lineamientos relacionados con el diseño mecánico, así como modelar y simular haciendo uso del software SolidWorks ® el cual nos permitió definir el material apropiado.

Posteriormente se definió la geometría que tendría el elemento de sujeción que sustituiría a los elementos tradicionales (tornillos y tuercas) mediante prueba y ensayo, así mismo el material apropiado, las pruebas de esfuerzos se realizaron haciendo uso del software Solidworks ® mediante la simulación realizada a la pieza de sujeción la cual garantiza el correcto funcionamiento.

Mediante la simulación realizada en Solidworks al elemento de sujeción se garantizó que el factor de seguridad es por arriba del factor mínimo (1.5). Por todo lo anterior Los beneficios que se obtienen con el diseño y simulación de este sistema de sujeción, es que los tiempos que se requerían para atornillar las válvulas al banco de pruebas se reducirán considerablemente facilitando el trabajo de sujeción para realizar calibraciones de válvulas eliminando el uso de tornillos y/o espárragos con sus respectivas arandelas y tuercas, así mismos con la reducción de tiempos, en este proceso se incrementa el número de válvulas que se pueden calibrar, dando cumplimiento a la demanda de servicio

El resultado de esta investigación proporciono un resultado satisfactorio después de haber realizado las pruebas en el elemento de sujeción, ya con un material seleccionado y las dimensiones apropiadas.

III ABSTRACT

The present research work consisted of designing and simulating a mechanical clamping system in 150 mm (6in) safety valves for test benches, for which specific objectives were set to analyze the main standards and guidelines related to mechanical design, as well as modeling and simulating using SolidWorks software which allowed us to define the appropriate material.

Subsequently, the geometry that the clamping element would have that would replace the traditional elements (screws and nuts) was defined through testing and testing, as well as the appropriate material, the stress tests were carried out using Solidworks software through simulation carried out at the clamping piece which guarantees correct operation.

Through the simulation carried out in Solidworks to the fastening element, it was guaranteed that the safety factor is above the minimum factor (1.5). For all the above The benefits obtained with the design and simulation of this fastening system, is that the times that were required to screw the valves to the test bench will be considerably reduced, facilitating the work of clamping to perform valve calibrations, eliminating the use of screws and / or studs with their respective washers and nuts, also with the reduction of times, in This process increases the number of valves that can be calibrated, meeting the service demand

The result of this investigation provided a satisfactory result after having carried out the tests on the fastener, already with a selected material and the appropriate dimensions.

IV Índice General

Pag.

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Planteamiento del problema	4
1.2 Justificación	5
1.3 Objetivos.....	6
1.3.1 Objetivo General.....	6
1.3.2 Objetivos Específicos.....	6
1.4 Alcances y limitaciones.....	6
1.4.1 Alcances	6
1.4.2 Limitaciones.....	7
CAPÍTULO 2 ANTECEDENTES	8
2.1 Válvulas de seguridad	8
2.2 Válvula de desahogo	9
2.2.1 Definición de terminología	10
2.3 Componentes principales de una válvula de seguridad	11
2.3.1 Funcionamiento de las válvulas.....	16
2.3.2 Características constructivas	21
2.4 Presión.....	22
2.4.1 Tipos de presión	24
2.4.2 Presión absoluta	25
2.4.3 Presión relativa	25
2.4.4 Presión manométrica.....	25
2.5 Elementos de sujeción anteriores.....	26
2.5.1 Elementos de sujeción actuales	27
2.6 Normas de ajuste o apriete.....	29
2.6.1 Lineamiento ASME PCC-1	29
2.6.2 ASME PCC-1	31
2.6.2.1 Cambios realizados en la revisión PCC-1-2010	32
2.6.2.2 Cambios realizados en la revisión PCC-1-2013	32

2.6.2.3 Examinación, limpieza de bridas y de superficies de sujetadores	33
2.7 Alineación de bridas	33
2.7.1 Instalación de empacaduras	34
2.7.2 Apriete entre bridas.....	35
2.7.3 Métodos de apretado y carga	35
2.7.4 Apriete con torque.....	36
2.7.4.1 Lubricación.....	36
2.8 Método de patrón cruzado.....	37
2.8.1 Uso de múltiples herramientas de torque	38
2.8.2 Apretado con tensionadores	38
2.8.3 Patrón de tensionado.....	39
2.8.4 Determinación de la elongación en el perno.....	39
2.8.5 Medición de espacio entre bridas	40
2.8.6 Determinación de torque requerido para el apretado de pernos	40
2.8.7 Lineamientos para uso de arandelas.....	41
2.8.8 Desarme de juntas.....	41
2.9 Normas de materiales para elementos de sujeción.....	42
2.9.1 Bronce.....	42
2.9.2 Aluminio	43
2.9.3 Aceros al carbón.....	44
2.10 Norma ASTM A193.....	45
2.10.1 Grados de dureza	46
2.11 Banco de pruebas de válvulas.....	48
2.11.1 Partes de un banco de pruebas.....	50
CAPÍTULO 3 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	56
3.1 Marco Metodológico	56
3.1.1 Investigación exploratoria	57
3.1.2 Diseño conceptual de la investigación.....	57
3.1.3 Conceptualización del montaje de la válvula	58
3.1.4 Conceptualización del mecanismo de base de giro.....	59

3.1.5 Conceptualización de la guía del soporte de los sujetadores	61
3.1.6 Conceptualización de los sujetadores de las válvulas	63
3.1.7 Investigación explicativa	65
3.1.8 Investigación descriptiva	66
3.1.9 Investigación de campo	66
3.1.10 Filosofía de operación.....	68
CAPÍTULO 4 MODELO ANALÍTICO, DISEÑO Y SIMULACIÓN	70
4.1 Matriz de decisión para determinación del material	73
4.2 Material de construcción acero aleado	75
4.3 Metodología del análisis del elemento de sujeción	79
4.3.1 Diagrama de cuerpo libre (D C L)	82
4.3.2. Cálculo de momentos y reacciones	83
4.3.3. Cálculo de momento flector y fuerza cortante (Q) y (M)	84
4.3.4. Cálculo De flexión del elemento de sujeción	88
4.3.5. Cálculo De flexión del elemento de sujeción	90
4.3.6. Desarrollo analítico para determinar el centroide	91
4.3.7. Momentos de inercia de masas	97
4.3.8 Cálculo del momento de inercia.....	99
4.3.9 Cálculo del momento de inercia por el método de áreas compuestas (Del eje paralelo).....	103
4.3.10 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje X de A1, A2, A3.....	104
4.3.11 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje X1 de A1.....	104
4.3.12 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje X2 de A2.....	105
4.3.13 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje x de A3	105
4.3.14 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje Y de A1, A2, A3.....	106
4.3.15 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje Y1 de A1.....	106
4.3.16 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje Y de A2.....	107
4.3.17 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje Y de A3.....	107
4.3.18. Cálculo de esfuerzos	109
4.3.19 Cálculo de deformación	111
4.3.20 Cálculo de Angulo de giro.....	112

4.3.21. Desarrollo analítico para el cálculo del ángulo de giro de la línea neutra.....	112
4.3.22 Cálculo de la flecha en el extremo libre	113
4.4 Cálculos aplicados al elemento de sujeción	114
4.4.1 Primer ensayo.....	114
4.4.2 Segundo ensayo	116
4.4.3 Tercer ensayo	119
CAPÍTULO 5 RESULTADOS.....	122
5.1 Modelado del elemento de sujeción	122
5.2 Análisis de factor de seguridad.....	128
CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	131
6.1 Conclusión.....	131
6.2 Recomendaciones.....	132
6.3 Trabajos futuros.....	132
Referencias.....	133

Índice de figuras

	Pag.
Figura 1.1 Presentación de una válvula en un banco de pruebas de fabricación artesanal	1
Figura 1.2 Colocación de tornillos en una válvula en un banco de pruebas de fabricación artesanal.....	2
Figura 1.3 Montaje final de una válvula en un banco de pruebas de fabricación artesanal.....	2
Figura 1.4 Montaje de válvula.....	3
Figura 1.5 Apriete de tornillos en el montaje de válvula	4
Figura 2.1 Válvula de seguridad PSV.....	9
Figura 2.2 Válvula de seguridad de desahogo.....	10
Figura 2.3 Cuerpo principal de válvula.....	12
Figura 2.4 Vista del bonete cerrado de una válvula de seguridad.....	13
Figura 2.5 Vista del bonete abierto de una válvula de seguridad.....	13
Figura 2.6 Vista del capuchón de una válvula de seguridad.....	14
Figura 2.7 Vista de la palanca de prueba de una válvula de seguridad.....	14
Figura 2.8 Vista del disco y guía de una válvula de seguridad.....	15
Figura 2.9 Camisa de vapor de una válvula de seguridad.....	15

Figura 2.10 Disco de cierre.....	16
Figura 2.11 Diagrama de evolución de la presión en la apertura y cierre de una válvula de seguridad.....	17
Figura 2.12 Balance de fuerzas sobre el disco de cierre de la válvula de seguridad..	19
Figura 2.13 Grafica donde se muestra la relación de presión atmosférica.....	24
Figura 2.14 esparrago de sujeción.....	26
Figura 2.15 Sujeción tradicional.....	27
Figura 2.16 Sujeción tradicional usando tornillos.....	27
Figura 2.17 Elementos de sujeción usados en procesos de mecanizado.....	28
Figura 2.18 Elementos de sujeción usados en un banco de pruebas.....	29
Figura 2.19 Junta Bridada en vista transversal.....	30
Figura 2.20-A Tolerancias de alineación.....	34
Figura 2.20-B Tolerancias de alineación.....	34
Figura 2.21 Ejemplo de apriete con patrón cruzado en bridas.....	37
Figura 2.22 Uso de múltiples herramientas de torque.....	38
Figura 2.23 Secuencia de apriete con tensionado.....	39
Figura 2.24 Tornillo de bronce.....	43
Figura 2.25 Tornillo de aluminioFigura 31. Tornillo de acero al carbón.....	44
Figura 2.26 Tornillo de acero al carbón.....	45
Figura 2.27 Configuración de los diferentes grados de dureza.....	46
Figura 2.28 Designación de resistencia de un sujetador (tornillo).....	46
Figura 2.29 Compresor de aire.....	50
Figura 2.30 Tanque pulmón para almacenar aire.....	50
Figura 2.31 Válvula de bola de 2" marca Miller.....	51
Figura 2.32 Válvula control de presión.....	51
Figura 2.33 Brida de acero inoxidable marca Brigamex.....	51
Figura 2.34 Manómetro patrón digital.....	52
Figura 2.35 Diagrama unifilar de un banco de pruebas para válvulas.....	52
Figura 3.1 Vista frontal del prototipo del banco de pruebas.....	57
Figura 3.2 Vista frontal de la brida de montaje y sujeción.....	58
Figura 3.3 Vista donde se muestra el conducto de suministro.....	59
Figura 3.4 Vista donde se muestra la base circular.....	60
Figura 3.5 Vista donde se muestra los separadores.....	60
Figura 3.6 Vista de rótula tipo ojo de pez.....	61

Figura 3.7 Vista donde se muestra la ubicación de la rótula.....	61
Figura 3.8 Vista donde se muestra la ubicación de los soportes-guías.....	62
Figura 3.9 Soporte guía con diseño de cola de milano.....	62
Figura 3.10 Actuador del mecanismo de desplazamiento de los soportes-guías.....	63
Figura 3.11 Conceptualización del elemento de sujeción.....	64
Figura 3.12 Sistema de sujeción completo.....	64
Figura 3.13 Sujeción de válvula en banco.....	65
Figura 3.14 Banco de pruebas construido artesanalmente.....	66
Figura 3.15 Válvula de seguridad convencional ASME VIII, API 526.....	67
Figura 3.16 (a) Área de contacto de apriete.....	68
Figura 3.16 (b) Distancia entre cuerpo de la válvula y borde de la brida de sujeción.	69
Figura 3.17 Determinación de la geometría del elemento de sujeción.....	69
Figura 4.1 Aspectos de la geometría.....	71
Figura 4.2 Bosquejo del elemento de sujeción.	72
Figura 4.3 Esquema de asignación de cargas externas.....	79
Figura 4.4 Vista lateral del elemento de sujeción propuesto.....	80
Figura 4.5 Vista lateral donde se observa la carga empotrada.....	81
Figura 4.6 Ubicación de las cotas del elemento de sujeción.....	81
Figura 4.7 Ubicación de las cotas del elemento de sujeción.....	82
Figura 4.8 Generación de reacciones.....	82
Figura 4.9 Distribución de fuerzas y momento.....	84
Figura 4.10 Ubicación de los resultados de momento y reacciones.....	85
Figura 4.11 Ubicación del corte imaginario.....	85
Figura 4.15 Ubicación de la sección de corte.....	85
Figura 4.13 Diagrama de momento flector y fuerza cortante.....	88
Figura 4.14 Deflexiones de la viga.....	89
Figura 4.15 División por áreas del elemento de sujeción.....	91
Figura 4.16 Ubicación del centroide del elemento de sujeción.....	97
Figura 4.17 Cuerpo rígido donde se muestra su momento de inercia.....	98
Figura 4.18 Momento de inercia de un área.....	99
Figura 4.19 Vista de la sección transversal.....	100
Figura 4.20. Análisis de la sección transversal.....	101
Figura 4.21 Ubicación del centroide del elemento de sujeción.....	103
Figura 4.22 Ubicación del centroide y su línea neutra.....	108

Figura 4.23 Vista del aspecto de deformación.....	111
Figura 4.24 Ubicación del ángulo de giro.....	112
Figura 4.26 Ubicación de cotas del elemento de sujeción.....	114
Figura 4.27 Ubicación de las cotas del elemento de sujeción.....	117
Figura 4.28 Tercer diseño de elemento de sujeción.....	119
Figura 5.1 Dibujo isométrico del elemento de sujeción.....	123
Figura 5.2 Punto de restricción de movimiento.....	123
Figura 5.3 Asignación de cargas F1.....	124
Figura 5.4 Asignación de cargas F2.....	124
Figura 5.5 Malla de la pieza.....	125
Figura 5.6 Resultado de las tensiones.....	126
Figura 5.7 Resultado de la deformación.....	126
Figura 5.8 Resultado del desplazamiento.....	127
Figura 5.9 Cálculo de Factor de Seguridad de la pieza, por SolidWorks.....	129

Índice de tablas

	Pag
Tabla 2.1 Especificaciones mínimas (según API STD 526 estándar)	12
Tabla 2.2 Especificaciones estándares de algunos aceros.....	47
Tabla 2.3 Propiedades Mecánicas aceros A193.....	48
Tabla 2.4 Propiedades Químicas de acuerdo a A193.....	48
Tabla 3.1 Dimensiones de brida de sujeción de la válvula.....	69
Tabla 4.1 Matriz morfológica del elemento de sujeción.....	70
Tabla 4.2 Matriz de decisión.....	70
Tabla 4.3 Criterios a evaluar.....	70
Tabla 4.4 Selección de las dimensiones ideales para el diseño del elemento.....	72
Tabla 4.5 Matriz de decisión.....	73
Tabla 4.6 Criterios a evaluar.....	74
Tabla 4.7 Matriz de criterios-decisión.....	74
Tabla 4.8 Composición química (% en peso).....	7
Tabla 4.9 Propiedades mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397.....	75
Tabla 4.10 Composición química (% en peso).....	75
Tabla 4.11 Propiedades mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397.....	76
Tabla 4.12 Composición química (% en peso).....	76
Tabla 4.13 Propiedades mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397.....	76

Tabla 4.14 Matriz de decisión.....	77
Tabla 4.15 Criterios a evaluar.....	78
Tabla 4.16 Matriz de criterios-decisión.....	78
Tabla 4.17 Dimensiones del elemento de sujeción.....	80
Tabla 4.18 Valores del centroide del eje x.....	93
Tabla 4.35 Valores del centroide del eje Y.....	96
Tabla 4.19 Relación de cotas del elemento de sujeción.....	96
Tabla 4.20 Resultados del momento de inercia.....	108
Tabla 4.21 Relación de cotas del elemento de sujeción.....	114
Tabla 4.22 Propiedades de material.....	115
Tabla 4.23 Resumen de los resultados obtenidos en el primer ensayo.....	115
Tabla 4.24 Relación de costas del elemento de sujeción.....	116
Tabla 4.25 Propiedades del material.....	117
Tabla 4.26 Resumen de resultados obtenidos en segundo ensayo.....	118
Tabla 4.27 Relación de cotas del elemento de sujeción.....	119
Tabla 4.28 Propiedades de material.....	120
Tabla 4.29 Resumen de los resultados obtenidos en el tercer ensayo.....	120
Tabla 4.30 Comparación de resultados material.....	121
Tabla 5.1 Propiedades mecánicas.....	122
Tabla 5.2 Relación de cotas del elemento de sujeción.....	123
Tabla 5.3 Fuerza de reacción.....	125
Tabla 5.4 Momentos de reacción.....	125
Tabla 5.5 Resumen de los valores máximos y mínimos.....	127
Tabla 5.6 Comparación de resultados de factor de seguridad.....	129

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN

Hoy en día, todas las compañías y/o industrias petroquímicas que usan válvulas de seguridad en sus procesos, requieren que estas sean verificadas. NOM-093-SCFI-1994 [1] es decir que, si actúen, en ese sentido las válvulas que ya cumplen con el tiempo de trabajo establecido son retiradas del proceso para someterlas a una serie de ensayos como:

- Prueba de hermeticidad
- Prueba de capacidad de descarga
- Prueba de siseo
- Presión de disparo

Dichas pruebas se realizan en un banco donde se representan las condiciones de trabajo real. Para llevar a cabo dichas pruebas es necesario contar con un banco donde se inmovilice la válvula. Ver Fig. 1.1, 1.2 y 1.3.



Figura 1.1. Presentación de una válvula en un banco de pruebas de fabricación artesanal



Figura 1.2. Colocación de tornillos en una válvula en un banco de pruebas de fabricación artesanal



Figura 1.3. Montaje final de una válvula en un banco de pruebas de fabricación artesanal

Dicha inmovilización como se observa en las figuras 1.2 y 1.3, la sujeción de la válvula al banco de prueba se realiza por años de manera tradicional, usando tornillos y tuercas., en este caso las válvulas de seguridad de 150 mm (6 in) utiliza 4 tornillos de 17 mm x 5.08mm de grado 8. Norma ASTM A325 [12] con sus respectivas tuercas, de tal manera que para inmovilizar la válvula al banco se tiene que apretar de manera secuencial las 4 tuercas, se realizó un estudio de tiempos. Mejora de Métodos y Tiempos de Fabricación MARCOMBO [11] donde se aplicó el método continuo que nos permitió cronometrar el tiempo transcurrido para montar, desmontar y los ajustes necesarios a la válvula, que fue de 40 minutos para realizar esta tarea.

La finalidad del desarrollo de este proyecto es la de minimizar el tiempo requerido para la ejecución del trabajo de inmovilizar la válvula al banco de pruebas.

Los sistemas de sujeción que usaban y que aún no han cambiado en los bancos de prueba para calibración de válvulas siguen siendo los tornillos, estos elementos permiten mantener o fijar una pieza a una parte fija o a otra como parte de un sistema más complejo. NOM-093-SCFI-1994 [1], por lo tanto, el tornillo es un método de sujeción de primordial importancia en la unión de componentes y de amplio uso en la industria en general. Antes de comenzar el proceso de sujeción, los componentes involucrados deben de ser colocados en la posición correcta; es decir, cada tornillo debe de posicionarse en el orificio correspondiente antes de ser apretado por la herramienta correspondiente hasta alcanzar el torque necesario garantizando el ajuste deseado entre los tornillos y las partes a sujetar. ASTM B01 y A01 Materiales Ferrosos y no Ferrosos [2]. Cabe mencionar que como antecedente el proceso de montaje, sujeción y desmontaje se realiza en un tiempo promedio de 40 minutos. Mejora de Métodos y Tiempos de Fabricación MARCOMBO [11] por cada válvula, usando este método de sujeción tradicional, es decir, usando tornillos y tuercas como se muestra en las siguientes figuras. Ver Fig. 1.4 y 1.5.



Figura 1.4 Montaje de válvula



Figura 1.5. Apriete de tornillos en el montaje de válvula

En este proceso se requiere destreza y precisión, se debe llevar a cabo de tal manera que se evite un estrés excesivo o fatiga de las cuerdas de los elementos de sujeción (tornillos y tuercas), al no excederse al torque (fuerza) norma ASME B16.5/ BS 1560. Tabla de Bridas y Espárragos [4] que se le aplica a cada tornillo.

1.1 Planteamiento del problema

Hoy en día las empresas que ofrecen servicios de pruebas de funcionalidad a las válvulas de seguridad (calibración) presentan una problemática al momento de montar y sujetar las válvulas en el banco de pruebas, que al ser construido de manera artesanal se utilizan tradicionalmente tornillos y tuercas que son apretados sin tomar en cuenta los procedimientos de torque que sugiere la norma ASME B16.5/ BS 1560 .Tabla de Bridas y Espárragos [4], en investigación realizada en campo, se detectó que se toma un tiempo de alrededor de 15 minutos para montar, 10 minutos para realizar la calibración y ajustes, 15 minutos para desmontar la válvula del banco de pruebas, además también se detectó que esto genera malestar debido a las posiciones repetitivas con que se realiza esta tarea de torqurear, cada uno de los tornillos que sujetan a la válvula.

1.2 Justificación

El desarrollo de este proyecto nace de la necesidad que tiene una empresa tamaulipeca, denominada MCCII (Mantenimiento, Construcciones, Calibraciones e Instrumentación Industrial S.A de C.V). Es una compañía dedicada a realizar servicios de calibración de válvulas de seguridad (PSV) en el ámbito petroquímico, dicha empresa utiliza un banco de pruebas construido artesanalmente donde usa tornillos con tuercas para sujetar la válvula, este método tradicional de sujeción hace que se cometan errores al momento de apretar las tuercas, ya que no es igual el apriete, provocando errores y sin ningún procedimiento de ajuste.

Con la implementación de este proyecto los beneficios que se tendrán al momento de realizar pruebas de válvulas, se verán reflejados principalmente en los tiempos que se utilizan al momento de realizar la unión de la válvula con la mesa de calibración ya que el uso de tornillos requiere de un ajuste manual y al menos se requiere de 4 tornillos, por lo tanto, el tiempo que se invierte en realizar dicha acción puede aprovecharse en realizar las pruebas necesarias para la calibración de la válvula.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar y simular un sistema mecánico de sujeción en válvulas de seguridad de 150 mm (6in) para banco de pruebas

1.3.2 Objetivos Específicos

- Analizar las principales normas y lineamientos relacionados con el diseño mecánico.
- Definir los materiales que serán utilizados en el diseño y simulación del sistema de sujeción.
- Modelar y simular el sistema de sujeción

1.4 Alcances y limitaciones

1.4.1 Alcances

Con el desarrollo de este proyecto se espera obtener:

- El material adecuado para su diseño e implementación.
- Dimensiones apropiadas (geometría) que facilitara la sujeción de las válvulas.
- Simulación del comportamiento del sujetador bajo condiciones de trabajo.
- Diseño y simulación del sujetador.
- Análisis del comportamiento del sujetador aplicando el FS (factor de seguridad).

1.4.2 Limitaciones

- El elemento de sujeción solo se puede construir físicamente en un material básico como puede ser madera, solo de manera representativa ya que no se cuenta con el recurso económico para la construcción del mismo.

El desarrollo de esta investigación está acotado con la siguiente estructura:

Capítulo 1 introducción del desarrollo de esta investigación, así como los objetivos generales y específicos. Capítulo 2 en este apartado se describen los antecedentes de los sistemas de sujeción en los bancos de prueba para válvulas de seguridad (PSV). Capítulo 3 en este apartado se describe la metodología para el diseño del sistema de sujeción. Capítulo 4 en este apartado se describe el modelo analítico utilizado para el diseño del sistema de sujeción que será utilizado para el banco de pruebas y los resultados de las pruebas de la simulación de las fuerzas externas aplicadas. Capítulo 5 en este apartado se demuestra que los resultados obtenidos por el diseño del sistema de sujeción del banco de pruebas para válvulas de seguridad (PSV) cumplen satisfactoriamente con las necesidades. Capítulo 6. En este apartado se demuestra las conclusiones a las que se llegó después de haber realizado el diseño y simulación del sistema de sujeción para el banco de pruebas para válvulas de seguridad (PSV).

CAPÍTULO 2 ANTECEDENTES

2.1 Válvulas de seguridad

Una válvula de seguridad es: “Un dispositivo automático para desahogo de presión accionado por la presión estática corriente arriba de la válvula y que se caracteriza por su acción de disparo para plena apertura. Se utiliza en servicios con gas o vapores. La función de la válvula de seguridad es detectar un aumento de presión y proveer una trayectoria para la salida del material que hay en el sistema. Instrumentación industrial [10]. El diseño general de los dispositivos de seguridad para todos los recipientes de presión se describe en las partes UG-125 a UG-134 de la Sección VIII, Div. 1 del código ASME. [11] se presentan las bases sobre las cuales se diseña la mayor parte de estos dispositivos comerciales. Los dispositivos se dividen en dos grupos generales, además, las válvulas de seguridad se subdividen en:

- Válvulas de seguridad
- Válvulas de desahogo

El término válvula de seguridad se aplica en general a las utilizadas en servicio para vapor de calderas y suele tener las siguientes características: conexiones de entrada con brida o extremos soldados, boquilla completa o semi boquilla, resorte descubierto y palanca de elevación. Las válvulas de seguridad utilizadas para vapor súper calentado de más de 450°F deben tener cuerpos, bonetes y husillos de acero al carbono o de mejor calidad y los resortes deben estar totalmente al descubierto.

Las válvulas de boquilla. La base de la boquilla forma la cara realzada de la brida. Sólo la boquilla y el disco están en contacto con el fluido, cuando está cerrada la válvula. Las boquillas y discos suelen ser de acero inoxidable o de aleación, según sea la temperatura de servicio. Ver Fig. 2.1.



Figura 2.1. Válvula de seguridad PSV

2.2 Válvula de desahogo

Una válvula de desahogo es: “Un dispositivo automático para desahogo de la presión accionado por la presión estática corriente arriba de la válvula y que tiene apertura adicional con el aumento en la presión en relación con la de funcionamiento. Instrumentación industrial Antonio Creas Solé [10].

Su servicio principal es con líquidos.” ASME define las válvulas de desahogo de seguridad como: “Un dispositivo de desahogo automático, accionado por presión, adecuado para uso como válvula de seguridad o válvula de desahogo, según la aplicación. “Por tanto, esta válvula puede tener todas las características de ambos tipos, Se puede utilizar en servicio para vapor o calderas, pero debe llevar el sello de certificación de ASME para las calderas. Ver Fig. 2.2.



Figura 2.2. Válvula de seguridad de desahogo

2.2.1 Definición de terminología

- Válvula de seguridad: Ese dispositivo empleado para evacuar el caudal de fluido necesario de tal forma que no se sobrepase la presión de timbre del elemento protegido.
- Presión de tarado: Es la presión a la cual abre la válvula.
- Sobrepresión: Es el incremento de presión que se produce por encima de la presión de tarado estando la válvula completamente abierta.
- Presión de cierre: Es aquella presión a la cual se cierra la válvula una vez desaparecida la causa que motivó su apertura.
- Escape: Es la diferencia existente entre la presión de tarado y la de cierre.
 - Presión de precinto: Es la presión a la que están tarados los elementos de seguridad que protegen el aparato o sistema. También se denomina "timbre" cuando se refiere a la presión máxima de servicio y es la que limita el propio sistema de seguridad.
- Presión de servicio: Es la presión normal de trabajo del aparato o sistema a la temperatura de servicio.

- Presión máxima de servicio: Es la presión más alta que se puede dar en el aparato o sistema en condiciones extremas de funcionamiento del proceso. Es el máximo valor efectivo de tarado de la válvula de seguridad.
- Temperatura de diseño: Es el valor de la temperatura que se toma para el cálculo del espesor del aparato en condiciones severas de funcionamiento.
- Temperatura de servicio: Es el valor de la temperatura alcanzada en el interior del aparato o sistema en condiciones normales de funcionamiento a la presión de servicio
- Temperatura máxima de servicio: Es el máximo valor de la temperatura que se estima puede producirse en el interior del aparato o sistema en condiciones extremas de funcionamiento

2.3 Componentes principales de una válvula de seguridad

A continuación, se mencionan los elementos que componen las válvulas de seguridad

Cuerpo: es uno de los elementos estructurales de las válvulas. Debido a una característica común entre las válvulas fabricadas actualmente (tobera del tipo integral), los cuerpos son componentes despresurizados, y la presión máxima a la que pueden ser sometidos es la presión en la salida de la válvula. Ver Fig.2.3.



Figura 2.3 Cuerpo principal de válvula

Así mismo los materiales con que se construyen y las temperaturas que soportan se muestran en la siguiente tabla. Ver tabla 2.1.

Tabla 2.1 Especificaciones mínimas (según API STD 526 estándar)

Temperaturas	Tipo de acero	Mat. equivalente
-29°C a 426°C	acero carbono	(si 216 gr wcb)
-27°C a 538°C	acero cromo molibdeno	(sa 217 gr wc6)
-26°C a 538°C	acero inoxidable austeníticos	(sa 351 gr cf8m)
-29°C a 315°C	cobre / níqueles aleados	(sa 494 gr m35-1)
-29°C a 158°C	alloy 20	(sa 351 gr cn7m)

Bonete: Es la carcasa donde está instalado el resorte de la válvula. Al ser un componente de vital importancia para el funcionamiento de la válvula, el resorte debe estar adecuadamente protegido contra los agentes externos que podrían comprometer su rendimiento. Así, las partículas sólidas, agentes corrosivos, choques mecánicos, la acción de la atmósfera deben ser evitadas.

Bonete Cerrado, se utiliza cuando: Se desea confinar el fluido del proceso, aislándolo del medio ambiente, se desea proteger el resorte y otras partes móviles de la válvula contra la acción de los agentes externos. Ver Fig.2.4

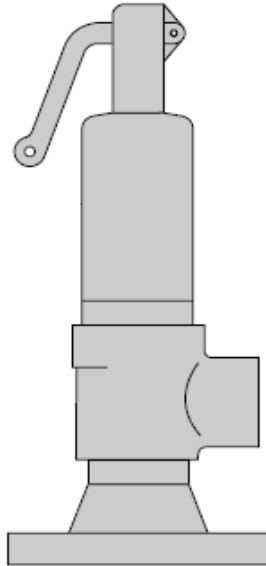


Figura 2.4 Vista del bonete cerrado de una válvula de seguridad

Bonete Abierto: se utiliza cuando la válvula trabaja con vapor de agua, y se debe mantener el resorte de la válvula enfriado por aire. Ver Fig.2.5

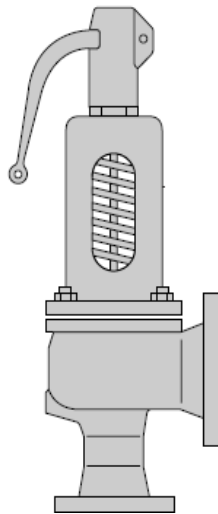


Figura 2.5. Vista del bonete abierto de una válvula de seguridad

Capuchón: Su objetivo es proteger a la calibración de las válvulas (tornillo de seteo) contra golpes y evitar el choque térmico. Ver Fig. 2.6



Figura 2.6 Vista del capuchón de una válvula de seguridad

Palanca de prueba Dispositivo utilizado para activar manual mente la válvula, afín de impartir su operatividad, por la acción de presión sobre el vástago. Este dispositivo es obligatorio para las válvulas de seguridad y alivio que trabajan con vapor de agua, aire o agua caliente con temperaturas superiores a 60°C (ASME VIII UG 136a). La palanca de prueba es dimensionada para ser utilizada cuando la válvula está presurizada a al menos el 75 % de la presión de apertura. Utilizar la palanca a presiones más bajas puede causar daño grave en la válvula. Ver Fig. 2.7



Figura 2.7 Vista de la palanca de prueba de una válvula de seguridad

Disco: Fabricado en acero inoxidable, es la parte móvil de la válvula donde se aplica la fuerza estática del resorte. Ver Fig.2.8.

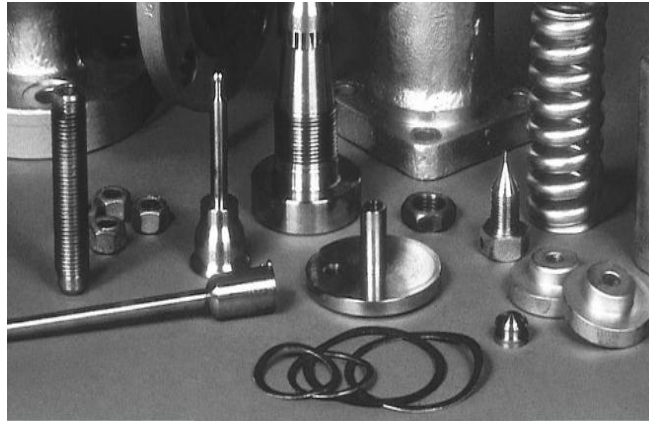


Figura 2.8 Vista del disco y guía de una válvula de seguridad

Camisa de Vapor: se utilizan cuando en el proceso se manejan líquidos muy viscosos y que requieran tener fluidez. Ver Fig. 2.9.



Figura 2.9. Camisa de vapor de una válvula de seguridad

2.3.1 Funcionamiento de las válvulas

Las válvulas de seguridad de alivio de presión están diseñadas para abrir y aliviar un aumento de la presión interna del fluido, por exposición a condiciones anormales de operación o a emergencias. Son actuadas por la energía de la presión estática. Cuando en el recipiente o sistema protegido por la válvula se produce un aumento de presión interna, hasta alcanzar la presión de tarado, la fuerza ejercida por el muelle es equilibrada por la fuerza producida por la presión sobre el área del disco de cierre (Fig. 2.10). A partir de aquí, un pequeño aumento de presión producirá el levantamiento del disco de cierre y permitirá la salida del fluido. Si se trata de una válvula de seguridad de apertura instantánea, el disco de cierre se separará repentina y totalmente, debido al incremento de la fuerza resultante del producto de la presión por el incremento del área del disco de cierre. Pero si se trata de una válvula de alivio de presión, la válvula abrirá proporcionalmente al incremento de presión producido.

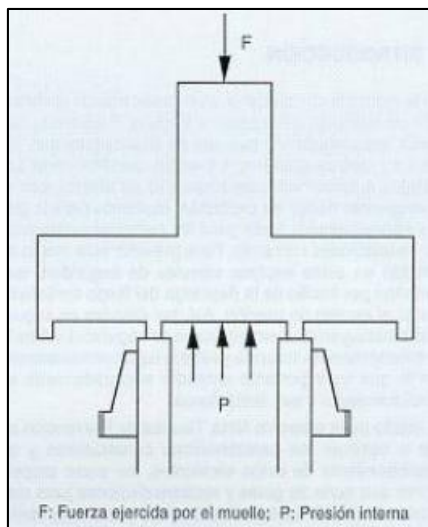


Figura 2.10. Disco de cierre

Cuando la presión disminuye, la válvula cierra a una presión ligeramente inferior a la presión de tarado como consecuencia de la energía cinética del fluido en el escape. En la figura 2.12 se pueden apreciar los diferentes niveles de presión existentes. Son a diferencia de otros dispositivos de alivio (discos de rotura, tapones

fusibles térmicos, etc.) mecanismos diseñados para cerrar cuando la presión haya sido restablecida, quedando en disposición de actuar y prevenir un nuevo alivio del fluido.

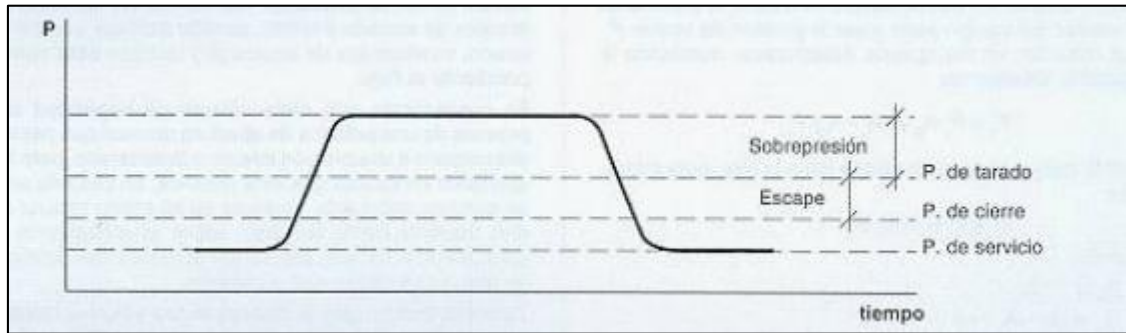


Figura 2.11. Diagrama de evolución de la presión en la apertura y cierre de una válvula de seguridad

En cuanto al valor del tarado, en general y como criterio preventivo, la presión de tarado de las válvulas de seguridad instaladas en un equipo no sobrepasará la presión de diseño ni la máxima de servicio del equipo y el dimensionado del conjunto de válvulas que protegen el equipo debe ser tal que permita aliviar la cantidad de fluido necesario para que el aumento de presión no exceda del 10 % de la presión de tarado para cualquier condición de funcionamiento, y con esto nos referimos a las condiciones más desfavorables posibles.

Este criterio preventivo se deriva de diversas normativas para determinados equipos concretos a los cuales son de aplicación, como es el caso de la Instrucción Técnica Complementaria MIE-AP1 del Reglamento de Aparatos a Presión NOM-093-SCFI-1994 [1] el art. 15 cuando trata de válvulas de seguridad para calderas de vapor saturado, sobre calentadores y recalentadores de vapor dice " las cuales deberán precintarse a una presión que no exceda de un 10 % a la de servicio, sin sobrepasar en ningún caso a la de diseño. El conjunto de válvulas de seguridad bastará para dar salida a todo el vapor producido en régimen máximo, sin que el aumento de presión en el interior de la caldera pueda exceder del 10 % de la presión de precinto correspondiente.", el art. 16 cuando se refiere a válvulas de seguridad para calderas de agua sobrecalentada.

La presión de precinto de las demás válvulas no excederá de un 3 % de la presión de precinto de la primera válvula. El conjunto de ambas válvulas deberá dar salida a un caudal de vapor equivalente a la potencia térmica del aparato a la presión efectiva máxima de servicio, y sin que la presión de la caldera sobrepase en más de un 10 % la presión de precinto correspondiente a la válvula precintada a menor presión.", el art. 17 cuando se refiere a válvulas de seguridad para economizadores y pre calentadores de agua y el art. 18 para calderas de agua caliente para instalaciones en circuito cerrado, dicen que las válvulas de seguridad cumplirán con las especificaciones indicadas en el art. 16, ya citadas. En la Instrucción Técnica Complementaria MIE-APQ-001 del Reglamento sobre Almacenamiento de Productos Químicos se establece para el venteo de emergencia para depósitos a presión, que". Permitirá dar salida a los vapores producidos por efecto del calor recibido, sin que pueda aumentar la presión en el interior del depósito en más del 10 % de la máxima presión de diseño.

También otras normas extranjeras como la BS 5500 comparten este criterio, ya que requiere que la presión de tarado y la máxima presión de alivio no deberían de exceder del 100 % y 110 % de la presión de diseño respectivamente. Ahora bien, la presión de tarado de las válvulas de seguridad, aunque no deba sobrepasar la presión máxima de servicio, y para algunos equipos como las calderas de vapor saturado, sobre calentadores y recalentadores de vapor, tampoco el 110 % de la presión de servicio, no es conveniente que el tarado sea igual o muy cercano a la presión de servicio, ya que de ser así, estarían continuamente abriendo y aliviando fluido, así pues es importante aplicar el criterio anteriormente expuesto pero respetando un cierto diferencial de presión entre la presión de servicio y la de tarado.

Un aspecto que tiene una notable influencia en el establecimiento del punto de funcionamiento de las válvulas de seguridad es la contrapresión existente en el escape de la válvula, que puede estar generado por pérdidas de carga en la tubería de escape, presiones en la salida o por la instalación de silenciadores, filtros u otros mecanismos en la tubería de escape de la válvula. Para analizar el efecto de la contrapresión en el punto de tarado de la válvula, se realiza un balance de fuerzas sobre el disco de cierre. Ver Fig. 2.12.

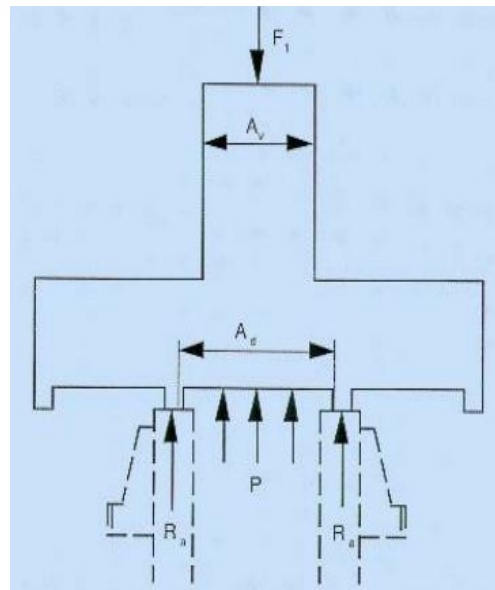


Figura 2.12. Balance de fuerzas sobre el disco de cierre de la válvula de seguridad

El balance de fuerzas antes de que la válvula abra es:

$$F_1 = R_a + P A_d + (A_v - A_d) \quad \text{Ec. (2.1)}$$

Dónde:

- F1** Es la fuerza inicial del resorte
- Ra** Es la reacción en los apoyos
- P** Es la presión en el interior del equipo.
- Ad** Es el área efectiva del disco de cierre.
- Av** Es el área del vástago.
- Pc** Es la contrapresión

En el momento en que la válvula va a abrir, la presión en el interior del equipo pasa a ser la presión de tarado P_t , y la reacción en los apoyos desaparece, quedando la ecuación anterior en:

$$F_1 = P_t + A_d + (A_v - A_d)P_c \quad \text{Ec. (2.2)}$$

Con lo que la presión de tarado tiene la siguiente expresión:

$$P_t = K_1(F_1) + K_2(P_c) \quad \text{Ec. (2.3)}$$

Donde:

$$K_1 = \frac{1}{A_d} \quad \text{Ec. (2.4)}$$

$$K_2 = \frac{A_d - A_v}{A_d} \quad \text{Ec. (2.5)}$$

Es decir, la presión de tarado es proporcional a la fuerza inicial que ofrece el resorte mediante la constante k_1 y a la contrapresión existente, mediante una constante que es función del área del vástago y del disco de cierre. Así pues, queda claro que la presión de tarado de la válvula de seguridad no solo depende del resorte y de sus características constructivas, sino que también depende de las condiciones de operación, a través de la contrapresión existente.

Con lo que las válvulas conviene tararlas, tal y como marca la norma UNE 9-100-86, una vez instalada la misma en las condiciones de fluido, presión y temperatura correspondientes a su servicio. Algunos fabricantes muestran en las especificaciones técnicas de la válvula, gráficos para realizar un correcto tarado inicial de la válvula de seguridad, en función de la contrapresión existente y de la presión de tarado que se pretende alcanzar. También existen algunos tipos de

válvulas de seguridad comercializadas que incorporan un fuelle intermedio con el objeto de eliminar el efecto de la contrapresión.

2.3.2 Características constructivas

Los materiales empleados en la construcción de las válvulas de seguridad deberán ser adecuados para la presión, temperatura y fenómenos de corrosión según el fluido que contenga el recipiente y para cualquier condición de operación.

La presión nominal de la válvula de seguridad deberá ser superior al 110 % de la presión máxima de servicio, ya que es la que se alcanzará en el interior del equipo, pero preventivamente sería conveniente que fuera, al menos, dos veces la presión máxima de servicio. La temperatura límite de trabajo de la válvula de seguridad debe de ser superior a la temperatura máxima de servicio del equipo protegido, es decir superior a aquella que se puede alcanzar en condiciones extremas de funcionamiento. Por ejemplo, para el caso de equipos que contienen líquidos con aporte energético, la temperatura límite de la válvula debe ser superior a la temperatura de saturación del líquido contenido al 110 % de la presión de tarado de la válvula, puesto que es la que se alcanzaría en caso de fallo del mecanismo de corte del aporte energético.

En cuanto al diseño, las válvulas de seguridad deben de estar construidas de forma que la rotura de cualquier parte de ella no pueda obstruir la descarga libre y total del fluido a presión. Las partes móviles, cierres y vástagos, deben de estar guiados de forma efectiva y se debería tener en cuenta el posible efecto de la expansión y contracción diferencial, así como la presencia de grasas y depósitos, cada válvula debería llevar incorporada de forma permanente la información necesaria para identificar al elemento, como: identificación del fabricante, tamaños nominales de entrada y salida, sentido del flujo, presión de tarado, coeficientes de descarga y sección neta correspondiente al flujo.

Es conveniente que cada válvula de seguridad esté provista de una palanca de apertura manual que permita descargarla a una presión inferior a la de tarado, pero hay que tener en cuenta que esta palanca, en caso de tener un peso considerable, estando en su punto muerto podría transmitir cierto esfuerzo sobre el mecanismo de apertura de la válvula, con lo que debería estar diseñada de forma que esto no se produjera.

También indicar que el diseño de las válvulas debería contemplar la instalación de un mecanismo de precinto del órgano de regulación de la presión de tarado, con el objeto de impedir la manipulación no autorizada de este órgano. Por último, indicar que en medios corrosivos es conveniente la instalación de válvulas de materiales especiales, por ejemplo, desde hace algunos años, algunas válvulas para este tipo de medios están construidas con polímeros fluorados como revestimiento interior de una carcasa metálica, consiguiendo con esta combinación unas buenas propiedades anticorrosivas junto con una elevada resistencia mecánica.

2.4 Presión

La presión (p) es una magnitud física que mide la proyección de la fuerza en dirección perpendicular por unidad de superficie, Instrumentación industrial, Antonio Creus Solé [10], y sirve para caracterizar cómo se aplica una determinada fuerza resultante sobre una línea, en el Sistema Internacional de Unidades (ISU) la presión se mide en una unidad derivada que se denomina pascal (Pa), que es equivalente a una fuerza total de un newton (N) actuando uniformemente en un metro cuadrado (m^2). En el Sistema Inglés (SI) la presión se mide en libra por pulgada cuadrada (pound per square inch o psi), que es equivalente a una fuerza total de una libra actuando en una pulgada cuadrada.

La presión es la magnitud escalar que relaciona la fuerza con la superficie sobre la que actúa. Es decir, equivale a la fuerza que actúa sobre la superficie. Cuando sobre una superficie plana de área se aplica una fuerza normal de manera uniforme, la presión viene dada por la siguiente fórmula.

$$p = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. (2.6)}$$

En un caso general donde la fuerza puede tener cualquier dirección y no estar distribuida uniformemente en cada punto la presión se define como:

$$p = \frac{dF}{dA} (n) \quad \text{Ec. (2.7)}$$

Donde P es un vector unitario y normal a la superficie en el punto donde se pretende medir la presión. La definición anterior puede escribirse también como:

$$p = \frac{d}{dA} \int f(n) ds \quad \text{Ec. (2.8)}$$

Donde:

f = fuerza por unidad de superficie

n = vector normal a la superficie

A = Área total de la superficie S .

2.4.1 Tipos de presión

Presión atmosférica terrestre es la fuerza que ejerce el aire sobre la superficie. La presión atmosférica se mide con un instrumento que se conoce como barómetro y se mide en bares, hectobares y milibares (Los hectobares y los milibares tienen idéntico valor). Todos los planetas y satélites que cuentan con atmósfera tienen presión atmosférica, sin embargo, la presión varía en función del planeta o satélite en cuestión. El valor promedio de presión atmosférica en la tierra es de 1013.15, mbar o 760 mm Hg, sin embargo, en Venus equivale a 90.000 hectobares o milibares, es decir, a 90 veces la presión atmosférica de la tierra, lo que hace inviable la vida en Venus. Cuando el aire de la atmósfera se enfría, desciende y aumenta de esta forma la presión. Esto produce una estabilidad barométrica que se conoce como anticiclón térmico, formándose así una zona de calma en la que no hay vientos y de clima frío, seco y soleado. Ver Fig. 2.13.

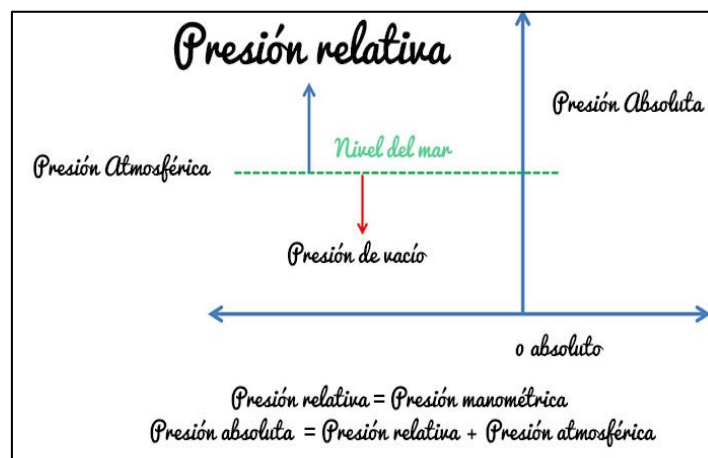


Figura 2.13. Grafica donde se muestra la relación de presión atmosférica

2.4.2 Presión absoluta

Es la presión de un elemento que se mide en relación al cero absoluto o vacío perfecto. En definitiva, es relativa o se mide en relación al vacío total y es el resultado de la suma de la presión atmosférica y la presión manométrica. Por lo tanto, la presión absoluta suele ser mayor que la presión atmosférica. De hecho, en el caso de que la presión absoluta sea menor que la presión atmosférica se conoce como depresión. Esta presión únicamente es cero cuando no se produce choque entre moléculas, lo que indicaría o que la velocidad de las moléculas es muy baja o que la proporción de moléculas en estado gaseoso es muy pequeña.

$$P_{ab} = P_0 + P_r \quad \text{Ec. (2.9)}$$

2.4.3 Presión relativa

Para medir correctamente la presión atmosférica surgió la denominada presión relativa, que se mide en relación con la presión absoluta, es decir, el valor cero de la presión relativa corresponde al valor de la presión absoluta. Por lo tanto, la presión relativa es la que mide la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica de un lugar determinado.

$$p = \frac{F}{S} \quad \text{Ec. (2.10)}$$

2.4.4 Presión manométrica

Se conoce como presión manométrica a la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica. Es una presión únicamente aplicable cuando la presión es superior a la presión atmosférica, dado que cuando esta cantidad es negativa se conoce como presión de vacío o presión negativa.

La presión manométrica se mide con unas herramientas o instrumentos que se conocen como manómetros y que su uso se fundamenta en los mismos principios que los barómetros. Los manómetros que se emplean para medir presiones inferiores a la atmosférica se conocen como vacuómetros o manómetros de vacío, en resumen, la diferencia entre presión manométrica y presión absoluta es que la presión manométrica es aquella que se mide en relación a la presión atmosférica, mientras que la presión absoluta es aquella que se mide en relación a un vacío perfecto.

$$P_{\text{manometrica}} = p(g)(h) \quad \text{Ec. (2.11)}$$

2.5 Elementos de sujeción anteriores

Los primeros elementos de sujeción que se utilizaron para inmovilizar la válvula a un banco de pruebas fueron los tornillos y espárragos con sus respectivas tuercas. Ver Fig. 2.14, 2.15y los cuales se siguen usando en la actualidad, sin ningún respaldo técnico, ya que dichos bancos se siguen construyendo de manera artesanal. Ver Fig.2.16 y basándose en la experiencia del personal, lo adaptaban a las necesidades del proceso, es por esa razón que no existe una bibliografía especializada que hable sobre el tema.



Figura 2.14 Esparrago de sujeción

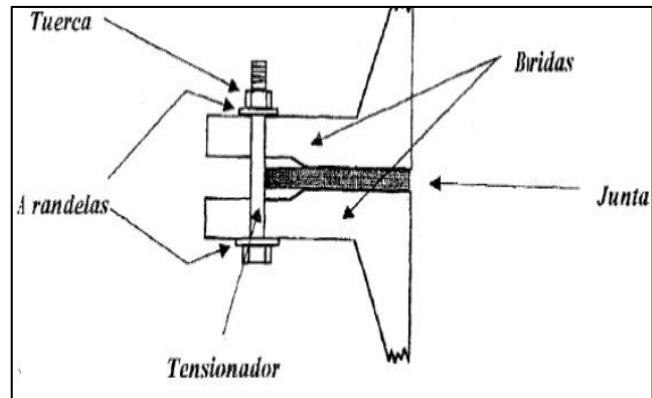


Figura 2.15 Sujeción tradicional



Figura 2.16 Sujeción tradicional usando tornillos

2.5.1 Elementos de sujeción actuales

Sobre los elementos de sujeción utilizados en bancos de pruebas para válvulas de seguridad actuales no se encuentra bibliografía especializada, ya que no existe un libro que hable sobre este tema en particular; En cambio sí existen libros y revistas que hablen sobre temas como "The World of Clamping", "Técnicas de Sujeción" o bien "Jig and Fixture Handbook" Manual Bride de serrage hydraulique [13] que son revistas y libros tipo manuales hechos por el fabricante de estos accesorios y toda la información que pudiera conseguirse normalmente está en ingles porque no hay nada en español dichos elementos de sujeción están orientados a la aplicación de procesos de mecanizado donde se requiere sujetar la pieza que será mecanizada. Ver Fig. 2.17

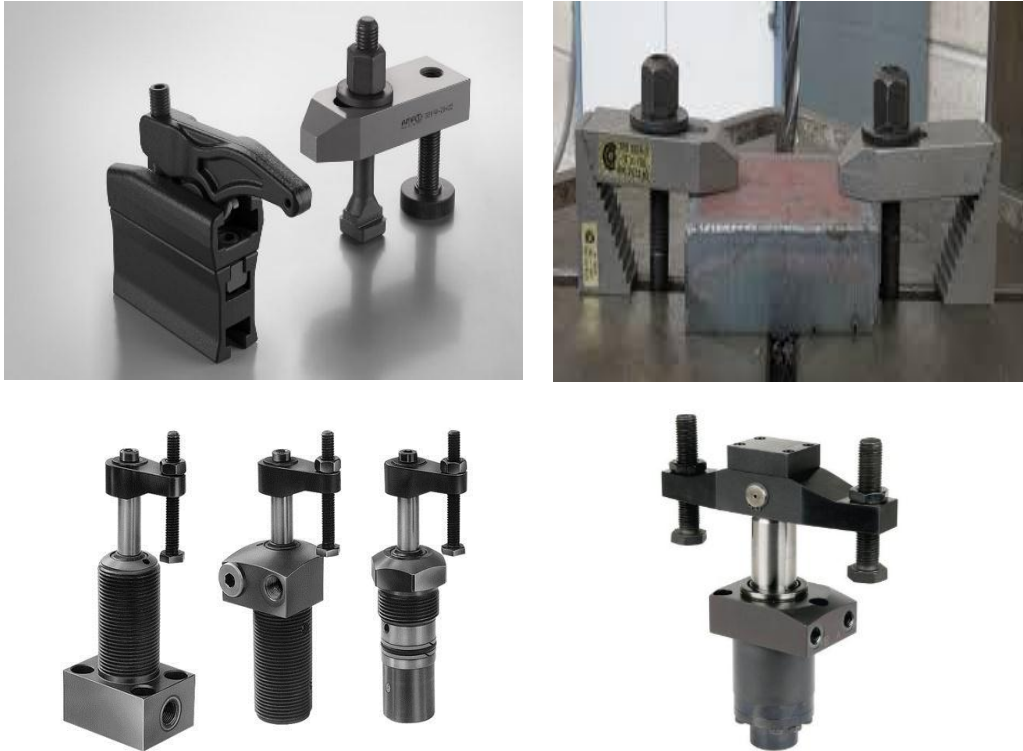


Figura 2.17 Elementos de sujeción usados en procesos de mecanizado

Dentro de la investigación realizada, se pudo constatar que existen empresas que fabrican bancos de pruebas para válvulas de seguridad que si cuentan con sistemas de sujeción totalmente automatizados. Catálogo de Bancos de Prueba de Válvulas VASESA [14] lo que hace que por temas de competencia o patentes no compartan la información de sus diseños o equipos en general. Ver Fig. 2.18.



Figura 2.18. Elementos de sujeción usados en un banco de pruebas

2.6 Normas de ajuste o apriete

En la actualidad la mayoría de los procedimientos industrializados están normalizados esto con la finalidad de garantizar su correcta funcionalidad, y asegurar que no hay fallo, por lo tanto, el apriete de un equipo industrial entra dentro de las normas por lo tanto aplican ciertas normas en el diseño del elemento de sujeción.

2.6.1 Lineamiento ASME PCC-1

Las juntas bridadas son un conjunto de dos ensambles mecánicos conformados por dos bridas, sujetadores (pernos, tuercas y arandelas) y un empaque de por medio. Están diseñadas para alojar o permitir el transporte de un fluido de servicio en una tubería o recipiente, logrando que se garantice la hermeticidad del sistema. En su forma más práctica, las juntas permiten la unión de tuberías con equipos (bombas, intercambiadores de calor, tanques, etc.) o accesorios (codos, válvulas, etc.). En la figura 2.19 se muestra un ejemplo de junta bridada. El principio de una unión bridada se basa en la carga aplicada a los pernos, la cual ocasiona que el elemento de sellado (empaque, ring-joint, entre otros) fluya dentro de las imperfecciones macroscópicas y microscópicas de la brida, gracias a esto, se logra la combinación

entre la tensión de contacto y la densificación del material sellante que evita el escape de fluido dentro del recipiente.



Figura 2.19. Junta Bridada en vista transversal.

La ventaja de las uniones bridadas radica en el hecho de que por estar unida con sujetadores (espárragos, pernos), permite el rápido montaje y desmontaje al momento de realizar reparaciones o mantenimientos. Una junta empernada es uno de los muchos componentes críticos de un sistema presurizado, el fracaso de éstas puede llegar a tener consecuencias potencialmente catastróficas. En muchas zonas, las instalaciones operan a altas presiones e incluso se extienden de su periodo de funcionamiento. Esto trae como consecuencia que se comprometa la seguridad del personal y el incremento de costos operativos. Adicionalmente, la fuga en uniones empernadas dentro de instalaciones donde se manejan hidrocarburos y otros materiales peligrosos, han sido unas de las principales causas de emisiones de productos nocivos hacia el medio ambiente. Frente a este reto, todos los involucrados que trabajen en sistemas presurizados deben gestionar activamente la integridad de juntas bridadas, permitiendo que éstas operen de forma eficaz para garantizar su función requerida.

2.6.2 ASME PCC-1

ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, por sus siglas en inglés) formó un grupo de trabajo sobre la Post Construcción en el año 1993. Este grupo nace en respuesta a una mayor necesidad de normas para la inspección y mantenimiento de equipos que están sometidos bajo presión, después que han sido colocados en servicio. Entre las recomendaciones de este grupo, en el año 1995, se creó el Comité de Post construcción (PCC, por sus siglas en inglés). En 1998 un grupo de trabajo bajo la PCC comienza la preparación de los lineamientos para el montaje de juntas bridadas, para luego finalmente en el año 2000 aprobar la primera publicación de la ASME PCC-1, la cual comprende de una guía para el montaje de juntas bridadas, tanto nuevas como las que ya están en servicio.

Es importante destacar que ninguno de estos documentos son códigos ni normas, a su vez, están hechos para proporcionar prácticas reconocidas y aceptadas que pueden ser usadas en conjunto con códigos posterior a la construcción, tales como:

- API 510 – Código de inspección de recipientes a presión.
- API 570 – Programa de inspección de tuberías.
- NB – 23 – Código nacional de inspección de juntas.

La publicación ASME PCC-1, desde la primera publicación, ha tenido dos revisiones en función de prácticas actualizadas por personal certificado en el manejo de juntas. La primera revisión fue aprobada por ANSI en enero. La segunda revisión fue aprobada, igualmente por ANSI, en agosto de 2013. A continuación, se muestran los cambios de mayor impacto realizados desde la primera revisión:

2.6.2.1 Cambios realizados en la revisión PCC-1-2010

Se agregaron los lineamientos para superficies aceptables de empaque

Se agregaron los lineamientos para la alineación de bridas

Se agregaron las alternativas para el patrón de apretado

Se agregó la guía para el uso de arandelas

Se agregaron los lineamientos para la determinación de carga suministrada a los pernos.

Se agregó la guía de cómo resolver problemas en juntas bridadas con fugas

2.6.2.2 Cambios realizados en la revisión PCC-1-2013

Se agregaron los lineamientos para el retorque durante el proceso de arranque como complemento adicional de la sección de apretado de pernos.

Se hizo una mayor descripción a la sección de registros, donde se recomienda cómo se debe reportar la junta una vez ha sido ensamblada.

Se dan ejemplos de formatos para registro de desarme, como complemento adicional de la sección de desarme.

Se agregaron los lineamientos para entrenamiento, calificación y certificación del personal del montaje de juntas.

Entre los lineamientos descritos en la ASME PCC-1 se destacan: examinación, limpieza de bridas y de superficies de contacto de sujetadores, alineación de bridas, Instalación de empacaduras, Lubricación, Instalación de pernos, Apretado de pernos, entrenamiento, calificación y certificación de personal. A continuación, se describe los puntos destacados de cada uno de estos lineamientos:

2.6.2.3 Examinación, limpieza de bridas y de superficies de sujetadores

Antes de que comience el montaje, se debe remover todos los componentes de la superficie donde se encontraba instalada el empaque anterior, para esto, se pueden usar cepillos de alambres y solventes adecuados. Una vez ya removida la superficie, se deben seguir los siguientes pasos:

Examinar la superficie de contacto del empaque de ambas bridas en busca de imperfecciones, esencialmente cuando se trabaje en bridas críticas que ya han tenido registro de fuga. Se le recomienda al personal medir la superficie de la brida con un comparador.

Examine la rosca de los pernos, tuercas y caras de arandela en busca de daños, tales como: herrumbre, corrosión y rebabas; reemplace y corrija cualquier componente que contenga estos daños. Las condiciones en que se encuentren los pernos y tuercas previamente usados, poseen una gran influencia en el rendimiento de una junta bridada.

2.7 Alineación de bridas

La alineación correcta de todos los elementos es clave para el óptimo funcionamiento de una junta bridada. Para lograr una buena condición de alineado se describen los siguientes pasos:

Las condiciones fuera de tolerancia deben ser corregidas antes de la instalación del empaque para evitar daños. Cuando la alineación requiera mayor fuerza que la aplicada por una palanca o martillo, se debe consultar a un especialista.

Una alineación correcta resultará cuando los pernos deslicen libremente por los agujeros de la brida en un ángulo correcto. Antes del uso de llaves o gatos, puede ser apropiado un análisis de esfuerzos a la tubería, especialmente si la tubería es

vieja o si se supone que las paredes son muy angostas para su operación. Si las bridas que se alinearán, están conectadas a una bomba o a un equipo rotativo, se debe tener cuidado para prevenir esfuerzos sobre los mismos. En juntas donde una o más bridas no estén unidas a la tubería o recipiente, se debe utilizar una amplia fuerza para conseguir una buena alineación. Una vez las bridas estén alineadas, instale el empaque y apriete los pernos, luego libere los dispositivos de alineación. El código de tuberías de ASME B31.3, sugiere que las caras de la brida deben estar alineadas con una tolerancia de 1 mm. Ver Fig.2.20-A en 200 mm medidos a través de cualquier diámetro y los agujeros de los pernos deberán estar alineados con una tolerancia de 3 mm máximos, en la figura 2.20-B se aprecia estas tolerancias.

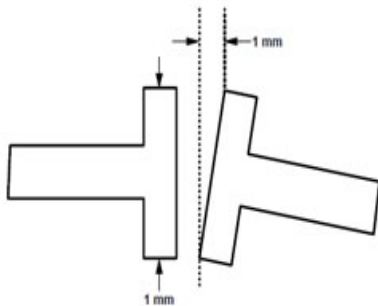


Figura 2.20-A Tolerancias de alineación

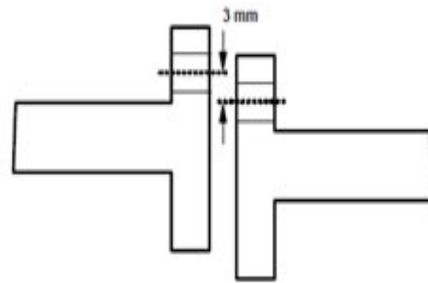


Figura 2.20-B Tolerancias de alineación

2.7.1 Instalación de empacaduras

Una vez obtenido la correcta alineación de las bridas, se procede a la instalación de los empaques. Se recomienda el uso de empacaduras nuevas, ya que, son las únicas que proporcionarán las deformaciones plásticas necesarias y las características esenciales que lograrán un sellado efectivo. Los lineamientos para una correcta instalación del empaque son los siguientes:

Verificar que el empaque cumple con las dimensiones y especificaciones del material de la brida. Se debe tomar las mediciones necesarias para que, al introducir el empaque, se posicione concéntricamente en la ranura interna de la brida sin problemas. Se debe asegurar que el empaque permanezca en el sitio durante el montaje de la junta. Puede emplearse un spray adhesivo en empaque (no en la brida), al hacerse uso de éste, hay que estar precavido con la química del adhesivo, ya que puede ser incompatible con el fluido de proceso y puede resultar en corrosión.

2.7.2 Apriete entre bridas

El objetivo de cualquier ajuste o apriete es lograr una fuerza de sujeción correcta y uniforme sobre la junta. El operador encargado debe tener conocimiento sobre la metodología de apretado seleccionada. Es importante recalcar que el cálculo de la carga aplicada a los pernos deberá ser la adecuada para la junta y sus condiciones de servicio. Cualquier cambio o modificación que sufra la unión, tales como, su tamaño, tipo o material, puede diferir entre los requerimientos del perno.

2.7.3 Métodos de apretado y carga

Hay cuatro combinaciones de apretado que son comúnmente usadas a medida que aumenta la carga del perno; sin embargo, la exactitud dependerá de los procedimientos de ensamblado, las especificaciones del material y la capacidad de entrenamiento del operador. Las cuatro combinaciones se nombran a continuación:

- a) Apretado a mano o llaves de impacto. Las llaves manuales prácticamente solo sirven para pernos de 25 mm (1 in.) de diámetro o menor.
- b) Apretado con herramientas de torque.
- c) Apretado con herramientas de tensionado aplicando una carga axial al perno.
- d) Cualquier método de apretado que use la elongación del perno o la medición de fuerza de carga.

Las propiedades y material del perno varían con el tipo de perno y esto debe ser tomado en cuenta cuando se use este método. La selección del método de apretado y carga que sea tomado en consideración debe estar basado en experiencias anteriores con juntas similares. Esto, para prevenir riesgos asociados con fugas peligrosas y mantener la seguridad del operador. En cuanto a las mediciones de elongación en los pernos, se debe reconocer que, si se usa medición ultrasónica o micrométrica, la lectura inicial debe ser archivada para cada perno; adicionando, se debe compensar los cambios de temperatura en el perno antes de la medición. Para mayor exactitud, el instrumento debe estar calibrado adecuadamente para la lectura.

2.7.4 Apriete con torque

El apretado con torque se realiza con torquimetro donde, debe ejecutarse secuencialmente en fases hasta llegar al 100 % del valor de torque establecido, el método a usar para el apriete es el de patrón cruzado. Lo típico es el uso de tres fases de 30%, 60% y 100% del valor de torque establecido. Esto es importante ya que la brida se lleva pareja en todos los puntos y se usa para prevenir que ocurra una sobrecarga en algún lugar del empaque. Una vez se llegue a la tercera fase, se debe ejecutar una fase de chequeo al 100 % en sentido horario para garantizar que los pernos posean el torque establecido, los siguientes puntos son fundamentales para el apriete con torque:

2.7.4.1 Lubricación

La lubricación es un elemento esencial en el ensamblaje y desarme de una junta, al aplicarse reduce el coeficiente de fricción resultando en un menor torque requerido y adicionalmente, mejora la consistencia en la carga del perno dentro de la junta. Los lineamientos para una lubricación adecuada en superficies roscadas se muestran a continuación: Se debe asegurar que el lubricante es químicamente compatible con el perno, tuerca, arandela y fluido de proceso, de no ser así, puede

contribuir con la corrosión. Debe asegurarse que el lubricante a utilizar sea el adecuado para trabajar a la temperatura en servicio. Antes de que el lubricante sea aplicado, las tuercas deben correr libremente sobre la rosca apretándolas a mano. Si esto no es posible, chequear las causas y hacer las correcciones necesarias para pernos no recubiertos, el lubricante debe ser aplicado una vez los pernos estén insertados en los agujeros de la brida, esto se hace para evitar posibles contaminaciones con partículas sólidas que pueden crear reacciones de torque no deseadas para pernos y tuercas nuevos con recubrimiento, se debe chequear el paso 3 no aplique lubricantes en el empaque o en la superficie de contacto de esta.

2.8 Método de patrón cruzado

Los tornillos o espárragos deben de ser apretados siguiendo una secuencia opuesta a 180°, la secuencia de par de apriete recomendada se muestra a continuación. Ver Fig. 2.21.

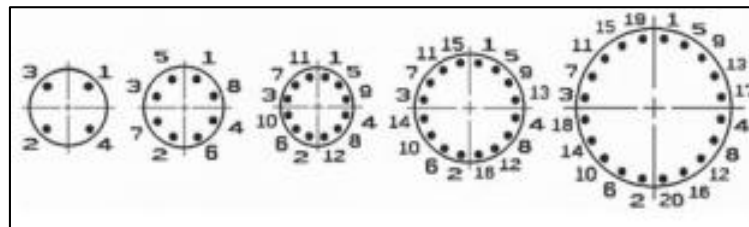


Figura 2.21 Ejemplo de apriete con patrón cruzado en bridas

Es recomendable el uso del numerado de pernos sobre la brida, esto permitirá al operador una rápida identificación de pernos cuando se esté realizando el proceso de empernado en cruz. Esta numeración comienza desde el número 1 hasta N números de pernos que posea la brida, la secuencia a marcar debe seguir las agujas del reloj.

2.8.1 Uso de múltiples herramientas de torque

El uso de múltiples herramientas de torque en una junta es requerido cuando se necesite apoyo para mantener las caras de la brida paralelas durante el proceso de apriete, adicionando a esto, incrementa la velocidad de ensamblaje de la junta. En una aplicación típica, se pueden conectar cuatro herramientas de torque a una bomba hidráulica dispuestos uniformemente alrededor de la brida tal como se muestra. Ver Fig. 2.22.

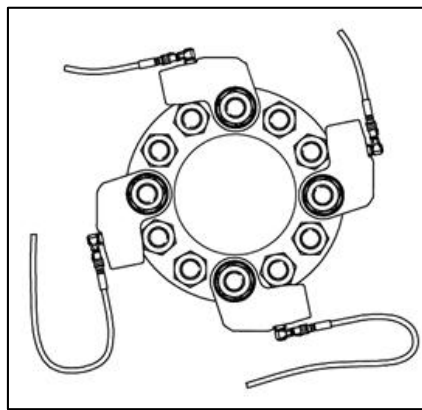


Figura 2.22 Uso de múltiples herramientas de torque

2.8.2 Apretado con tensionadores

Para el tensionado hidráulico debe conocerse el número de tensionadores y pases para determinar la presión del proceso de armado. Usualmente, se utilizan fases alternadas usando presiones hidráulicas específicas, el número de fases a utilizar lo fijara la empresa o contratista especializada. Es importante que el procedimiento a utilizar sea el adecuado para obtener una junta de larga duración y evite la aparición de fugas. Debe examinarse la perpendicularidad de la brida en cada pase y a su vez, debe confirmar la carga del perno con un pase de chequeo, el perno necesitará alongarse a medida que aumente la distancia entre el diámetro y el gato hidráulico.

2.8.3 Patrón de tensionado

El tensionado ideal debería ser aplicado simultáneamente en todos los espárragos con una sola operación, cuando esto no es posible, el tensionado debe ser aplicado en dos fases usando diferentes presiones, seguido de un pase de chequeo. Ver Fig. 2.23.

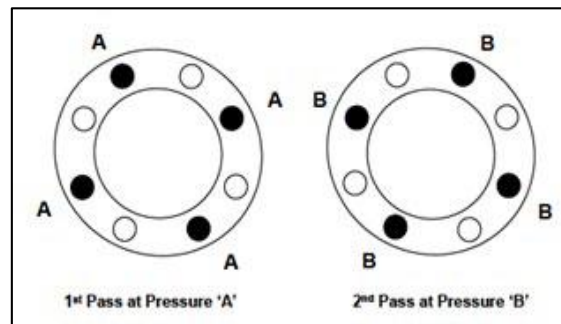


Figura 2.23 Secuencia de apriete con tensionado

2.8.4 Determinación de la elongación en el perno

Cuando se selecciona la medición en la elongación del perno como técnica de carga, la elongación requerida es computarizada de acuerdo a la siguiente ecuación (asumiendo que la rosca de perno es completa):

$$\Delta L = \left(\frac{(S_b)(L_{eff})}{E} \right) \left(\frac{A_r}{A_{ts}} \right) \quad \text{Ec. (2.12)}$$

Donde

S_b = Esfuerzo del perno requerido, Mpa (Ksi)

L = Estiramiento efectivo.mm (in)

E_r = Módulo de elasticidad, Mpa (Ksi)

A_{ts} =Área de raíz, mm^2 (in^2)

A =Área de estiramiento, mm^2 (in^2)

2.8.5 Medición de espacio entre bridas

Con el propósito de mantener el paralelismo durante el apretado de la junta, se debe medir la distancia entre brida. Para esto, debe tomar las distancias en ocho puntos equidistantes alrededor de la circunferencia de la brida usando un vernier. Afloje los pernos en las proximidades de las bajas lecturas tomadas, hasta que la distancia entre bridas sea uniforme dentro de un rango de 0.25 mm (0.010 in.). Si es necesario, los pernos que estén localizados en las altas lecturas pueden ser apretados. Sin embargo, si la diferencia entre el torque requerido para mantener el espacio uniforme es mayor al 50 %, se debe desarmar la junta y localizar la fuente del problema.

2.8.6 Determinación de torque requerido para el apretado de pernos

Para la obtención del torque requerido, se debe usar la Ec. (2.13), cabe destacar, que esta expresión solo funciona si se conoce la constante “K” comúnmente denominada como el “Factor Tuerca”; esta constante se encuentra estandarizada dependiendo de las características físicas del perno y las características del lubricante aplicado.

$$T_{in} = F_p(KD) \quad \text{Ec. (2.13)}$$

Donde:

T_{in} = Torque de entrada, N.mm (lb.in)

F_p =Precarga lograda N (lbf)

D =Diámetro nominal, mm (in)

K =Factor de tuerca (Dimensional)

2.8.7 Lineamientos para uso de arandelas

El uso de arandelas en juntas bridadas es opcional. Sin embargo, es reconocido que las arandelas endurecidas ayudan a la translación del torque requerido sobre el perno, ya que, proporcionan una superficie lisa, plana y de baja fricción para la tuerca. Adicionalmente, las arandelas suministran protección a la superficie de la brida por el daño causado cuando se giran las tuercas.

Una vez ensamblada la junta, esta debe ser probada para comprobar que no se presenten fugas. El usuario debe establecer las siguientes pruebas:

- Prueba de fuga (ej. Visual, formación de burbujas, entre otros).
- Prueba de fluido (ej. Agua, fluido de servicio, entre otros).
- Prueba de presión.
- Aceptación (No hay fugas).

El uso de empaaduras provisionales no se recomienda, debido que estas pueden resultar en accidentes y daños al personal al momento de la prueba.

2.8.8 Desarme de juntas

Antes de que una junta sea desarmada, es esencial que el personal encargado del manejo del sistema asegure que el sistema se encuentre despresurizado y sin fluido alguno, esto se hace para garantizar que la junta sea abierta con seguridad. Control de carga en desarme de juntas. Se debe realizar un primer pase aproximadamente al valor del torque final, si se encuentran pernos flojos, estos deben ser los primeros en ser desajustados. Si el perno no afloja, debe incrementar la carga. Revise la brecha alrededor de la circunferencia de la brida después del primer pase y afloje los pernos que sean necesarios para mantener la brida uniforme. Luego de que todos los pernos han sido aflojados, proceda a remover los pernos y tuercas. Si es necesario puede utilizar un separador de bridas para separar la junta.

2.9 Normas de materiales para elementos de sujeción

En la actualidad se utilizan diferentes materiales en la construcción de espárragos y/o tornillos que son utilizados dependiendo de las necesidades del proceso o del elemento que sea utilizado, dichos materiales pueden ser de bronce, aluminio y acero al carbón.

2.9.1 Bronce

La palabra bronce se le designa a toda aleación metálica de cobre y estaño, aunque también puede estar aleado con plomo, zinc, fierro, níquel, aluminio e incluso magnesio, constituyendo el cobre como la base y la aleación de los otros apareciendo en una proporción del 3 al 20% para así dar un uso específico y propiedades adecuadas a las necesidades del cliente. Normalmente el color predominante es el amarillo, ya que es más resistente a la tracción que los latones.

Su resistencia a la corrosión es muy alta y fundido es muy manejable y fácil de verter en cualquier molde. Cuando se constituyen aleaciones basadas en cobre y zinc llevan por nombre latón, pero actualmente el cobre se alea con estaño y zinc al mismo tiempo, y basándonos en lenguaje especializado la diferencia entre el bronce y el latón es muy imprecisa.

Es un elemento sólido muy ligero y se emplea en aleaciones conductoras de calor, en baterías eléctricas, y sus sales. Existen varios tipos de bronce que tienen definidas sus características de las propiedades que determinan los usos de las piezas. Estas familias pueden ser bronce-amarillo (latones), rojo, al plomo, al estaño, al silicio, al aluminio y al magnesio. Una característica diferencial con respecto al acero, es la ausencia de chispas cuando se las golpea contra superficies duras. Gracias a esta propiedad tan particular, se ha aprovechado para la fabricación de martillos, llaves ajustables y otras herramientas, incluso para uso en presencia de gases inflamables. Sus aplicaciones actuales en el uso de partes

mecánicas resistentes al roce y corrosión, hacen que tenga presencia en instrumentos musicales como el saxofón. Ver Fig.2.24.



Figura 2.24 Tornillo de bronce

2.9.2 Aluminio

Elemento químico metálico, de símbolo Al, número atómico 13, peso atómico 26.9815, que pertenece al grupo IIIA del sistema periódico. El aluminio puro es blando y tiene poca resistencia mecánica, pero puede formar aleaciones con otros elementos para aumentar su resistencia y adquirir varias propiedades útiles. Las aleaciones de aluminio son ligeras, fuertes, y de fácil formación para muchos procesos de metalistería; son fáciles de ensamblar, fundir o maquinar y aceptan gran variedad de acabados. Por sus propiedades físicas, químicas y metalúrgicas, el aluminio se ha convertido en el metal no ferroso de mayor uso.

El aluminio es un metal plateado con una densidad de 2.70 g/cm³ a 20°C (1.56 oz/in³ a 68°F). El que existe en la naturaleza consta de un solo isótopo, ²⁷13Al. El aluminio cristaliza en una estructura cúbica centrada en las caras, con lados de longitud de 4.0495 angstroms. (0.40495 nanómetros). El aluminio se conoce por su alta conductividad eléctrica y térmica, lo mismo que por su gran reflectividad. Ver Fig.2.25.



Figura 2.25 Tornillo de aluminio

2.9.3 Aceros al carbón

El acero es el principal productor siderúrgico utilizado en la industria y el acero al carbono ocupa el 90% de la producción de acero y el 10% el acero aleado. El acero al carbono es un tipo de acero que contiene acero como su nombre lo indica, cuando el hierro está aleado con el carbono se le llama acero al carbono, aunque el principal componente es el carbono también se encuentra aleado con otros elementos como el hierro y el manganeso, la proporción de carbono y tratamiento térmico del acero son los que determinan sus propiedades, también es conocido como acero maleable, esto quiere decir que es flexible y puede tomar cualquier forma. Está considerado como de alta resistencia y baja aleación de acuerdo a la cantidad de carbón que contengan es como se clasifican. Los aceros de bajo carbono, los aceros de medio carbono y los aceros altos en carbono contienen más de 0.51% de carbono. Los aceros que son denominados de bajo carbono no adquieren dureza durante el templado, solo se mejoran sus propiedades mecánicas, los de medio carbono adquieren mayor dureza y resistencia y los aceros de alto carbono se endurecen, pero se hacen muy frágiles.

Es un tipo de acero que contiene carbón, el cual es el principal componente de este tipo de acero, también posee hierro y manganeso. Es conocido también como acero forjado, y es flexible lo cual permite que pueda obtener cualquier forma. El 90% de los aceros son de carbón. Este tipo de acero cuando está en bruto se somete a tratamiento térmico que permita darle las cualidades requeridas de acuerdo al uso para el cual se necesita, es decir, que se vuelca en bloques que son laminados en caliente en la forma necesitada y luego el carbono aprueba que el compuesto se endurezca. Ver. Fig. 2.26



Figura 2.26 Tornillo de acero al carbón

Más sin embargo debido a que el elemento de sujeción debe tener un estándar que garantice la funcionalidad del mismo es necesario que se base en la norma ASTM A193

2.10 Norma ASTM A193

La norma ASTM A193, es utilizada en barras roscadas y espárragos de acero al carbono y acero inoxidable para unir bridas, válvulas, recipientes a presión y accesorios para servicio a alta temperatura y alta presión. La especificación A193 ASM, metal Handbook vol.1 properties and selection: Irons, steels, and high performance [15] fue originalmente aprobada en 1936, esta especificación se utiliza mucho en aplicaciones de construcción de petróleo y productos químicos. El estándar ASTM 193 cubre materiales de atornillado de acero aleado y acero inoxidable para servicio a alta temperatura o alta presión.

Esta especificación incluye sujetadores destinados a ser utilizados en recipientes a presión, válvulas, bridas y accesorios.

2.10.1 Grados de dureza

El grado de dureza es la resistencia al estiramiento ocasionado por la fuerza de apriete que se produce al girarlo que soporta el elemento, el grado de dureza está marcada en la cabeza del tornillo convencionalmente, en ella se especifica la dureza o el grado del tornillo, A193 ASM, metals handbook vol.1 properties and selection: Irons, steels, and high performance [15] dependiendo del material utilizado y la aplicación que se le dará al tornillo, según las unidades métricas que se estén utilizando y la aplicación del tornillo así será su grado, Ver Fig. 2.27

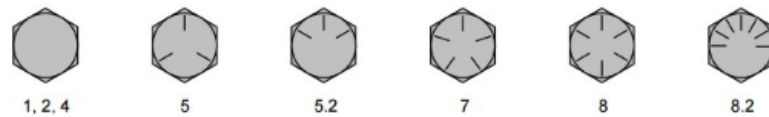


Figura 2.27 Configuración de los diferentes grados de dureza

El tornillo se identifica con el siguiente código para designar sus propiedades: Ver Fig.2.28

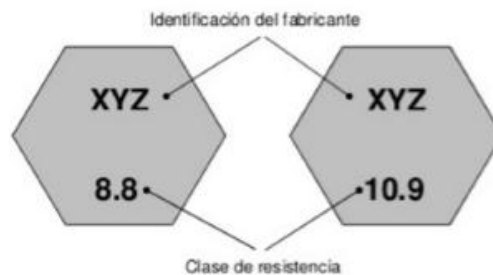


Figura 2.28 Designación de resistencia de un sujetador (tornillo)

- La primera cifra se multiplica por cien (100) obteniendo el valor de la resistencia a la tracción. Unidades dimensionales en N/mm² (newton por milímetro cuadrado)

- La segunda cifra es diez (10) veces el cociente del límite elástico inferior (o límite elástico convencional al 0.2%) y a la resistencia a la tracción.

Las dos cifras separadas multiplicadas por diez (10) no dan el valor del límite elástico aparente en N/mm². Los sujetadores bajo la especificación A193 se especifican, fabrican y suministran más comúnmente como pernos hexagonales pesados o barras roscadas y espárragos (pernos completamente roscados). Sin embargo, la especificación no restringe los sujetadores A193 solo a estos elementos. Una variedad de pernos doblados (en U, L o J), varillas con rosca en uno o ambos extremos y pernos con cabeza que no sean hexagonales pesados se proporcionan comúnmente bajo la especificación A193. Todos los pernos, barras y espárragos deben estar achaflanados (biselados) a menos que se especifique lo contrario, los pernos con cabeza deben ser hexagonales pesados con dimensiones cubiertas por ASME B18.2.1, A193 ASM, metals handbook vol.1 properties and selection: Irons, steels, and high performance [15] Las barras roscadas y espárragos (pernos completamente roscados) bajo la especificación A193 se miden típicamente desde el primer hilo hasta el primer hilo, en lugar de la longitud total que incluye los extremos biselados. A continuación, se muestra un resumen básico de algunas de las calificaciones más comunes. ASTM A193, cubre una serie de otras especificaciones estándar no cubiertas en esta descripción. Ver Tabla 2.2, 2.3 y 2.4

Tabla 2.2 Especificaciones estándares de algunos aceros

B7	Acero aleado, AISI 4140/4142 templado y bonificado.
B8	Acero inoxidable clase 1, AISI 304, tratado en solución de carburo.
B8M	Acero inoxidable clase 1, AISI 316, tratado en solución de carburo
B8	Acero inoxidable clase 2, AISI 304, tratado en solución de carburo, cepa endurecida
B8M	Acero inoxidable clase 2, AISI 316, tratado en solución de carburo, cepa endurecida

Tabla 2.3 Propiedades Mecánicas aceros A193

Grado	Tamaño	Resistencia a la tracción, Ksi, min	Límite elástico, Ksi, min	Elongación, %,min	RA % min	HBW	HRC
	Hasta 2-1/2	125	105	16	50		
B7	2-5/8 - 4	115	95	16	50	325max	35max
	4-1/8 - 7	100	75	18	50		
B8 Clase 1	Todos	75	30	30	50	223 Max	35max
BM Clase 1	Todos	75	30	30	50	223 más	96max
	Hasta 3/4	125	100	12	35		
B8 Clase 2	7/8 - 1	115	80	15	35		
	1-1/8 1-1/4	105	65	20	35	321max	35max
	1-3/8 1-1/2	100	50	28	45		
BM Clase 2	Hasta 3/4	110	95	15	45		
	7/8 - 1	100	80	20	45	321max	35max
	1-1/8 1-1/4	95	65	25	45		
	1-3/8 1-1/2	90	50	30	45		

Tabla 2.4 Propiedades Químicas de acuerdo a A193

Elemento	B7 (AISI 4140)	B8 (AISI 304)	B8M (AISI 316)
Carbono	0.38 - 0.48%	0.08% Max	0.08% Max
Manganeso	0.75 - 1.00%	2.00% Max	2.00% Max
Fósforo, Max	0.035%	0.045%	0.045%
Azufre, Max	0.040%	0.030%	0.030%
Silicio	0.15 - 0.35%	1.00% Max	1.00% Max
Cromo	0.80 - 1.10%	18.0 - 20.0%	16.0 - 18.0%
Níquel		8.0 - 11.0%	10.0 - 14.0%
Molibdeno	0.15 - 0.25%		2.00 - 3.00%

2.11 Banco de pruebas de válvulas

Históricamente, los desarrollos de equipos de diagnóstico para válvulas de seguridad usadas en la industria han sido fundamental para el sector petroquímico, los bancos de prueba son equipos industriales que permiten realizar evaluaciones previas de calidad de un componente básico en los procesos industriales como lo Son las válvulas de seguridad.

La importancia de la operatividad de este elemento redunda en una operación confiable del sistema que protege, dando por resultado, la continuidad de la

productividad, la protección de las instalaciones, la seguridad de vidas humanas y la conservación del medio ambiente.

Estos equipos constituyen el último dispositivo de seguridad, que actúan en una situación de emergencia para evitar que una sobrepresión origine una catástrofe. Debido a lo anterior, las válvulas de seguridad son frecuentemente señaladas como los silenciosos centinelas de la industria NOM-093-SCFI-1994 [1]

En el banco de pruebas se realizan ensayos como la prueba hidrostática al cuerpo de la válvula, que consiste en soportar la presión aplicada a la válvula durante un tiempo determinado con el fin de determinar fugas a la válvula, otra prueba es el test de estanqueidad, se ejecuta cerrando totalmente la válvula aplicando presión a la cara de válvula durante un tiempo determinado como lo indica la norma API 598,[16]determinando la caída de presión admitida por el fabricante de la válvula, catálogo de Válvulas de seguridad. VASESA [17] una caída de presión superior a esta, indica desgaste anormal en el asiento. Las pruebas deben ser desarrolladas en un banco de pruebas NOM-093-SCFI-1994 [1] con facilidades para elevar la presión a una válvula, que cuente con un indicador de la presión aplicada.

Los bancos de prueba deben permitir la realización de pruebas simulando bien sea con aire o agua, para lo cual deben tener la debida instrumentación y elementos mecánicos apropiados NOM-093-SCFI-1994 [1]

2.11.1 Partes de un banco de pruebas

Las partes que componen a un banco de pruebas para válvulas de seguridad son:

Compresor: Un compresor es una máquina térmica diseñada para aumentar la presión de cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tales como gases y vapores. Ver Fig.2.29.



Figura 2.29 Compresor de aire

Tanque de almacenamiento (pulmón): también llamados "tanque pulmón", se utilizan para almacenar aire comprimido para ciertos procesos, en los que es imposible abastecerlos mediante el caudal aportado por un compresor de manera directa, así como para amortiguar y compensar variaciones de presión en sistemas neumáticos. Ver Fig.2.30

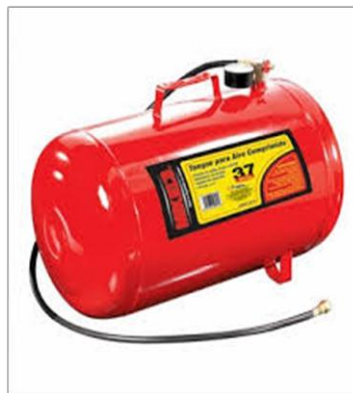


Figura 2.30 Tanque pulmón para almacenar aire

Válvulas de bola: Una válvula de bola o válvula de esfera, es un mecanismo de llave de paso que sirve para regular el flujo de un fluido canalizado y se caracteriza por que el mecanismo regulador situado en el interior tiene forma de esfera perforada. Ver Fig. 2.31.



Figura 2.31 Válvula de bola de 2" marca Miller

Regulador de presión: Los reguladores de presión son aparatos de control de flujo diseñados para mantener una presión constante aguas abajo de los mismos. Este debe ser capaz de mantener la presión, sin afectarse por cambios en las condiciones operativas del proceso para el cual trabaja. Ver Fig. 2.32.



Figura 2.32 Válvula control de presión

Bridas: Las bridas son aquellos elementos de la línea de tuberías, destinados a permitir la unión de las partes que conforman esta instalación, ya sean tubería, válvulas, bombas u otro equipo que forme parte de estas instalaciones. Existen diversos tipos de uniones entre las bridas y las tuberías. Ver Fig.2.33



Figura 2.33 Brida de acero inoxidable marca Brigamex

Manómetros patrones: Un manómetro patrón es aquel que por características metroológicas actúa como referencia en el proceso de medición de una presión. Ver Fig.2.34.



Figura 2.34 Manómetro patrón digital

A continuación, se presenta el diagrama unifilar del banco de pruebas para válvulas de seguridad que la empresa MCII, (Mantenimiento, Construcciones, Calibraciones e Instrumentación Industrial S.A de C.V) tiene interés de construir Ver Fig. 2.35.

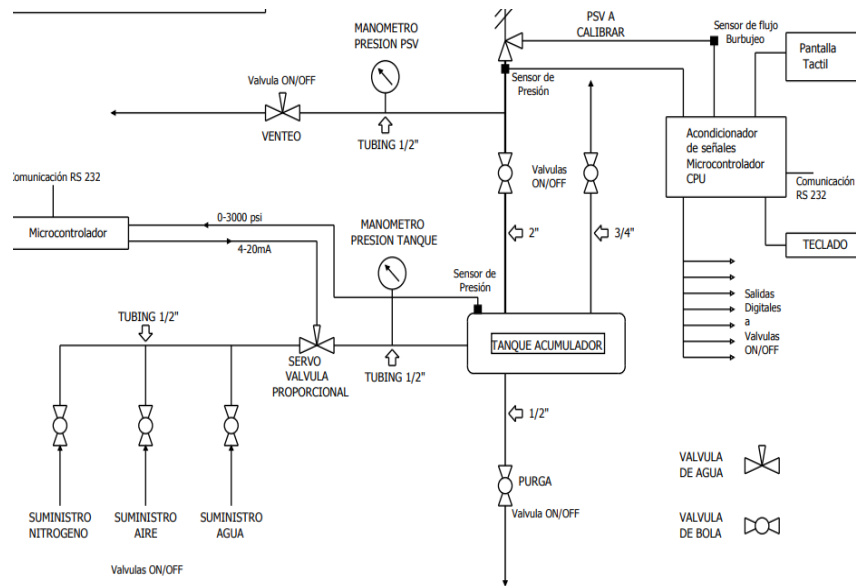


Figura 2.35 Diagrama unifilar de un banco de pruebas para válvulas

2.12. Normas de Diseño de fabricación.

Una norma o estándar es conjunto de definiciones técnicas, instrucciones, reglas, directrices o características establecidas para proporcionar resultados consistentes y comparables, incluyendo:

- productos fabricados de manera uniforme, que prevén la intercambiabilidad,
- pruebas y análisis realizados de forma confiable, reduciendo al mínimo la incertidumbre de los resultados.
- Instalaciones diseñadas y construidas para un funcionamiento seguro. Por costumbre, algunas normas son llamadas códigos.

Las normas, no tiene fuerza de ley, se consideran voluntarias y sirven como guías. Existen múltiples Organizaciones que dictan Normas en todos los ámbitos de la Ingeniería. En la mayoría de los países, incluyendo el nuestro. En relación a lo

anterior, los países más altamente industrializados cuentan con códigos propios, dentro de los cuales se pueden citar los siguientes:

Código ASME (American Society of Mechanical Engineers): es el que rige actualmente en los Estados Unidos de América. ASME publica normas y certifica a los usuarios de las normas para asegurar que son capaces de fabricar productos que cumplan con dichas normas también proporciona sellos que los fabricantes certificados fijan a sus productos para indicar que un producto fue fabricado de acuerdo con una norma particular.

ASME B16.5 y bridas BS 1560: (*American Society of Mechanical Engineers*) Esta norma hace referencia a válvulas, bombas etc. describe las diversas formas adecuadas de bridas, dando todas sus dimensiones y tolerancias en cada caso. También se refiere a las dimensiones de los distintos tipos de caras o uniones y a los materiales y dimensiones de los diversos tipos de empaquetaduras. Hace referencia a los pernos y/o espárragos con sus tuercas, recomendados, como también a sus normas ASTM de fabricación y normas ASME para las dimensiones.

Norma ASTM (American Society for Testing and Materials) Las normas de ASTM International se usan en investigaciones y proyectos de desarrollo, sistemas de calidad, comprobación y aceptación de productos y transacciones comerciales por todo el mundo. Estas normas son utilizadas y aceptadas mundialmente y abarcan áreas tales como metales, pinturas, plásticos, textiles, petróleo, construcción, energía, el medio ambiente, productos para consumidores, dispositivos y servicios médicos y productos electrónicos específico la norma ASTM A 4130.

Norma AISI / SAE American Iron and Steel Institute (Instituto americano del hierro y el acero), y SAE es el acrónimo en inglés de Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotrices) también conocida por ser una clasificación de aceros y aleaciones de materiales no ferrosos, ellos hacen recomendaciones sobre las aleaciones de acuerdo con la necesidad

Cabe mencionar que cada uno de los códigos mencionados considera diferentes factores de seguridad. Los códigos estándares fueron establecidos para proporcionar métodos de fabricación, registros, y reporte de datos de diseño; de igual manera establecen los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección para los sistemas mecánicos de sujeción, y así logren obtener la certificación autorizada de la ASME. Los distintos países tienen leyes con respecto a la responsabilidad legal del diseñador, un ejemplo claro es el de la garantía, pero hay otros casos, como en Estados Unidos, que, si luego de un tiempo si por un nuevo avance tecnológico se descubre que cierto producto tenía un defecto, es responsabilidad del proveedor o fabricante del producto de reparar al cliente como es debido.

ASME es una de las organizaciones de desarrollo de normas más antiguas y respetadas del mundo. Produce alrededor de 600 códigos y normas que abarcan muchas áreas técnicas, tales como componentes de calderas, elevadores, equipos de bioprocesos, tuberías de presión, grúas, herramientas manuales, elementos de sujeción, máquinas herramientas, y la verificación y validación del modelado y la simulación computacional. En general, las normas ASME proporcionan directrices, procedimientos y prácticas recomendadas para el diseño, el funcionamiento, el mantenimiento y la prueba de equipos y sistemas. Los códigos, como el Código para calderas y recipientes a presión.

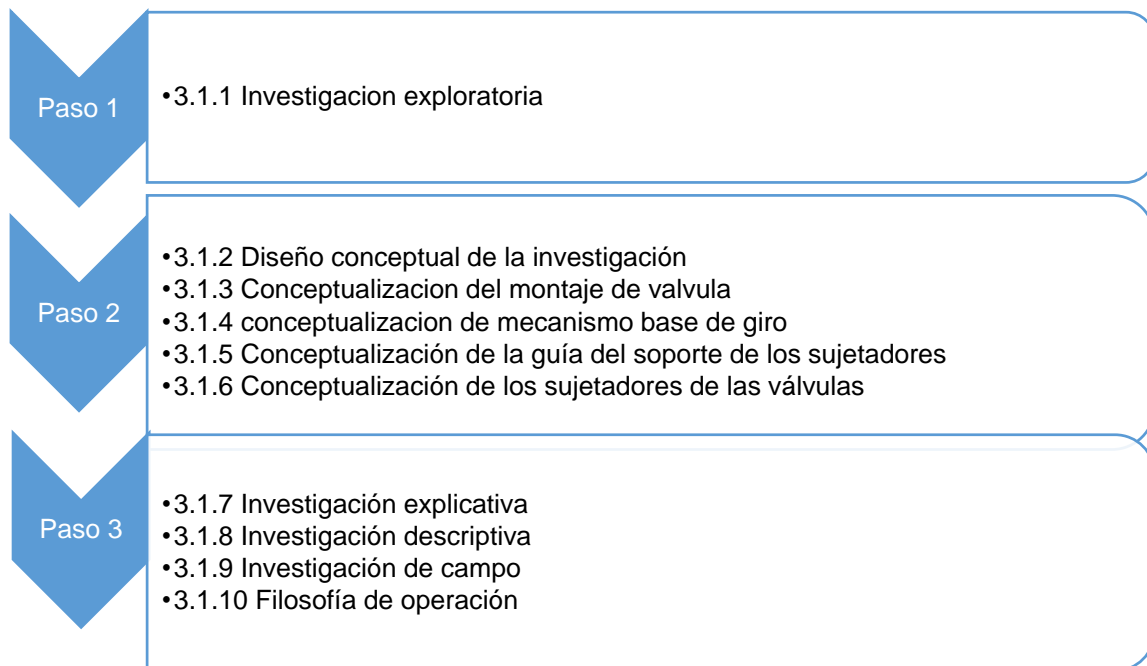
El código ASME cubre los requerimientos para el diseño y la fabricación de sujetadores (tornillos y espárragos), en el caso del elemento de sujeción que se propone para sujetar a la válvula al banco de pruebas, no existe ninguna referencia que determine la forma geométrica ni el tipo de material (acero), Debido a la existencia de diferentes materiales disponibles en el mercado, en ocasiones no resulta sencilla la tarea de seleccionar estos, ya que deben considerarse varios aspectos como costos, disponibilidad, requerimientos de procesos y operación, facilidad de formato, etc.

Por lo tanto, se tomarán como referencia algunos materiales, que por su compuesto pueden ser apropiados, pero esto lo definiremos por medio de una matriz morfológica que nos permite determinar el material (acero) adecuado, para comprobar lo anterior se realizara el diseño y simulación por medio del software de SolidWorks.

CAPÍTULO 3 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1 Marco Metodológico

En este capítulo se presenta la investigación aplicada donde se muestra la metodología del proyecto (técnicas y procedimientos) para esto se incluyen los siguientes temas, tal como se muestran en el diagrama de proceso.



3.1.1 Investigación exploratoria

Se delimito la idea del proyecto, que consiste en diseñar y simular un elemento de sujeción que sustituya a los tornillos o espárragos que se usan tradicionalmente para fijar la válvula al banco de pruebas, se realizó un diseño conceptual (prototipo) que nos permitió visualizar físicamente como sería la geometría de los elementos de sujeción que sustituiría a los tornillos, cabe aclarar que el diseño conceptual se realizó a petición de la gerencia de la empresa denominada MCCII, (Mantenimiento, Construcciones, Calibraciones e Instrumentación Industrial S.A de C.V), es una compañía dedicada a realizar servicios de calibración de válvulas de seguridad (PSV), esto con la intención de reducir la incertidumbre del diseño.

3.1.2 Diseño conceptual de la investigación

El prototipo conceptualiza parte del banco de pruebas, que están interesados en construir específicamente los elementos que se utilizan para sujetar la válvula al banco. A continuación, se muestra el modelo del banco de pruebas "prototipo", ver Fig. 3.1.

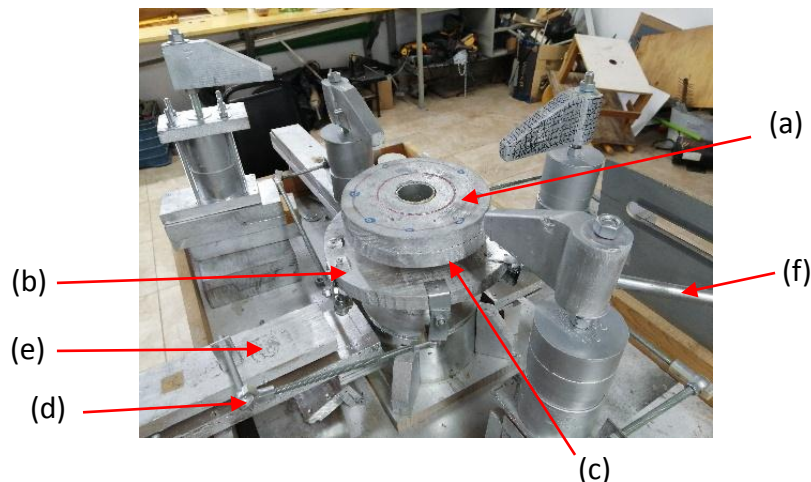


Figura 3.1. Vista frontal del prototipo del banco de pruebas

Lista de elementos que integran el diseño conceptual del banco de pruebas

- a). -Brida principal
- b). -Base circular de rotación
- c). -Espaciadores
- d). -Rotulas tipo ojo de pez
- e). -Soporte-guía
- f). -Actuador (barra)

3.1.3 Conceptualización del montaje de la válvula

Es en este elemento (brida) donde se monta y se sujeta la válvula, tiene las dimensiones, ANSI / ASME B16.5 / 150 (American National Standards Institute) (American Society of Mechanical Engineers) [3]. Ver Fig. 3.2.

- Ø Ext = 150 mm (6 in)
- Ø Int. = 50.8 mm (2 in)
- Espesor = 5.08 mm (2 in)



Figura 3.2. Vista frontal de la brida de montaje y sujeción

La brida principal donde se monta la válvula tiene una perforación de Ø interior de 50.8 mm (2 in) por donde se le introducen el suministro que se requiera para alimentar a la válvula y visualizar el comportamiento de operación de acuerdo con

las normas. NOM-093-SCFI-1994 [1], norma API 598 [16], catálogo de Válvulas de seguridad. VASESA [17]. Ver Fig. 3.3.



Figura 3.3. Vista donde se muestra el conducto de suministro

3.1.4 Conceptualización del mecanismo de base de giro

El propósito de este mecanismo es rotar, permitiendo que la base-guía se acerque y se retire de la válvula los elementos que sujetaran la válvula, en la siguiente figura, se observa bajo la brida otro elemento fundamental, este elemento es una base circular con las siguientes dimensiones. Ver fig.3.4.

\varnothing Ext = 300 mm (12 in)

\varnothing Int. = 51 mm (2.007 in)

Espesor = 25.4 mm (1 in)



Figura 3.4. Vista donde se muestra la base circular

La base circular tiene como función junto a los 2 espaciadores uno superior y otro inferior, permitirle a la base circular, girar libremente sobre el eje central (ducto de suministro a la válvula), Ver Fig. 3.5 con las siguientes dimensiones:

\varnothing Ext = 75 mm (3 in)

\varnothing Int. = 50.8 mm (2 in)

Espesor = 25.4 mm (1 in)



Figura 3.5 Vista donde se muestra los separadores

La base circular tiene 4 rotulas tipo ojo de pez, Ver Fig. 3.6 colocadas a 90 grados con la finalidad de servir de apoyo al mecanismo angular, que le permitirá girar en su propio eje. Ver Fig. 3.7



Figura 3.6. Vista de rótula tipo ojo de pez



Figura 3.7. Vista donde se muestra la ubicación de la rótula

3.1.5 Conceptualización de la guía del soporte de los sujetadores

El prototipo del banco utiliza 4 soportes guía instalado a 90 grados. Ver Fig. 3.8 que son los encargados de acercar y retraer el elemento de sujeción hacia la válvula, esta guía tiene un diseño basado en una de cola de milano. Ver Fig. 3.9.



Figura 3.8. Vista donde se muestra la ubicación de los soportes-guías



Figura 3.9. Soporte guía con diseño de cola de milano

Estos soportes guías están enlazados por un mecanismo de biela- manivela este mecanismo transforma el movimiento circular en movimiento rectilíneo que se requiere, este movimiento se realiza por medio de un actuador (barra) que se desplaza manualmente con la finalidad de desplazar hacia el punto donde se monta la válvula para su sujeción (brida central). Ver Fig. 3.10

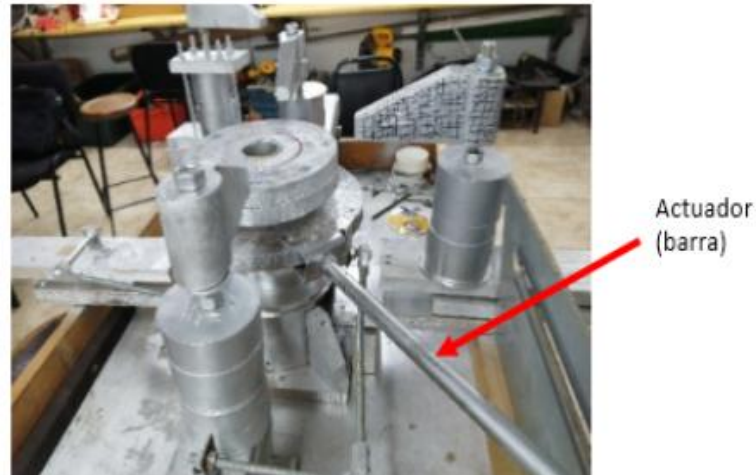


Figura 3.10. Actuador del mecanismo de desplazamiento de los soportes-guías

3.1.6 Conceptualización de los sujetadores de las válvulas

Este es el elemento principal en donde se centraliza la investigación, lo que se presenta a continuación es la conceptualización del sujetador de válvulas que se desea diseñar y simular y que, si es factible que este, sustituya a los tornillos que se utilizan tradicionalmente para sujetar la válvula al banco de pruebas. Ver Fig.3.11.

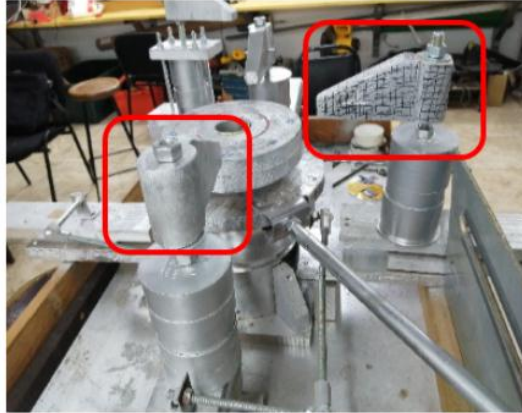


Figura 3.11. Conceptualización del elemento de sujeción

A continuación, se muestra el modelo completo del sistema de sujeción. Ver Fig. 3.12 este diseño es un concepto preliminar que nos permitió determinar la geometría adecuada del elemento que sujetara a la válvula, para comprobar la geometría apropiada se realizó una matriz morfológica de la pieza de sujeción, para comprobar lo anterior se realizara el diseño y simulación por medio del software de SolidWorks.



Figura 3.12. Sistema de sujeción completo

3.1.7 Investigación explicativa

Las válvulas de seguridad requieren que al menos 2 veces al año sean calibradas y ajustado el punto de disparo NOM-093-SCFI-1994 [1], NORMA API 598 [16], catálogo de Válvulas de seguridad. VASESA [17].para garantizar su operatividad, para llevar a cabo los ajustes correspondientes se desmontan del proceso industrial donde están instaladas, posteriormente se tiene que usar un banco de pruebas donde se monta y se sujeta, actualmente se siguen usando tornillos (4) o espárragos (4), .Ver Fig. 3.13 este procedimiento de sujeción que se realiza de manera manual ,toma un tiempo de 15 minutos para montar,10 minutos para realizar la calibración y ajustes, 15minutos para desmontar la válvula del banco de pruebas por cada válvula.



Figura 3.13. Sujeción de válvula en banco

Esta investigación permitió, familiarizarse al examinar la problemática que genera el uso de sujetadores tradicionales, así mismo, podremos proponer algunos diseños que contribuya a la mejora continua en el proceso de sujeción de la válvula al banco de pruebas.

3.1.8 Investigación descriptiva

El funcionamiento del elemento de sujeción que será seleccionado, tendrá una geometría basada en la disponibilidad de espacio de contacto con la válvula, dando como resultado en un área de contacto mayor, cabe mencionar que el elemento será de un material ideal de acuerdo a las normas necesarias, esto con la finalidad de garantizar que el elemento podrá soportar los esfuerzos a los que será sometido.

3.1.9 Investigación de campo

Se realizó una investigación de campo donde pudimos observar y conocer el proceso de montaje y sujeción de una válvula de seguridad en un banco de pruebas construido artesanalmente Ver fig. 3.14. En una empresa de la zona conurbada de Ciudad Madero, Tamps.



Figura 3.14. Banco de pruebas construido artesanalmente

Se efectuó un reconocimiento visual a una válvula de seguridad, donde se obtuvo la siguiente información: Ver fig. 3.15

- Tamaño 6"
- Rangos de presión =150 psi
- Rango de Temperatura desde -230 ° C a 830° C.
- Materiales: acero al carbono, para alta temperatura.
- Conexión a Brida ANSI 150# a 150mm (6in), terqueada a 100 lbs.
- Caras: RF, RTJ, disponibles también BW.
- Cierre metal – metal, según API 527
- Aplicaciones: vapor, aire, gas, líquidos.



Figura 3.15. Válvula de seguridad convencional ASME VIII, API 526 para servicio de vapor

Con estos datos de la válvula, se desarrolla la filosofía de operación que nos permite proponer y crear una geometría inicial del elemento de sujeción

3.1.10 Filosofía de operación

La válvula tiene una altura de 16in trabaja a una presión de 150 lbs y con un rango de temperatura de -23°C a 830°C , está construida de acero al carbón, con una conexión a brida ANSI de 150mm (6in) y tiene 4 barrenos de 19.05mm (0.75 in) donde se le introducen los tornillos para su apriete, el área de contacto de apriete es de 2.54mm (1in). Ver Fig.3.16 (a) la fuerza de sujeción aplicada es de 100 lbs. A cada tornillo, su cierre es de metal-metal y se aplica a procesos donde se usa vapor (calderas). De lo anterior también se establece que la distancia que tiene la brida de sujeción hacia el cuerpo de la válvula es de 61.976mm (2.44 in). Ver Fig. 3.16(b).



Figura 3.16 (a). Área de contacto de apriete



Figura 3.16 (b) Distancia entre cuerpo de la válvula y borde de la brida de sujeción

Estos datos se obtuvieron de la siguiente tabla del fabricante [17]. Ver Tabla 3.1

Tabla 3.5. Dimensiones de brida de sujeción de la válvula

Tamaño Nominal Tubería	Ø exterior O	Mínimo espesor t _f	Ø Hub X	Ø Superior Hub A	Longitud Hub Y	Ø Raised Face R	Taladros			Ø Tornillo
							Ø K central.	Nº tal.	Ø tal. L	
1/2 (15)	3.5 (90)	0.38 (9.6)	1.19 (30)	0.84 (21.3)	1.81 (46)	1.38 (34.9)	2.38 (60.3)	4	5/8 (15.875)	1/2 (12.7)
3/4 (20)	3.88 (100)	0.44 (11.2)	1.5 (38)	1.05 (26.7)	2 (51)	1.69 (42.9)	2.75 (69.9)	4	5/8 (15.875)	1/2 (12.7)
1 (25)	4.25 (110)	0.5 (12.7)	1.94 (49)	1.32 (33.4)	2.12 (54)	2 (50.8)	3.12 (79.4)	4	5/8 (15.875)	1/2 (12.7)
1 1/4 (32)	4.62 (115)	0.56 (14.3)	2.31 (59)	1.66 (42.2)	2.19 (56)	2.5 (63.5)	3.5 (88.9)	4	5/8 (15.875)	1/2 (12.7)
1 1/2 (40)	5 (125)	0.62 (15.9)	2.56 (65)	1.9 (48.3)	2.38 (60)	2.88 (73)	3.88 (98.4)	4	5/8 (15.875)	1/2 (12.7)
2 (50)	6 (150)	0.69 (17.5)	3.06 (78)	2.38 (60.3)	2.44 (62)	3.62 (92.1)	4.75 (120.7)	4	3/4 (19.05)	5/8 (15.875)

Tomando en cuenta las cotas de la sujeción de la brida, el punto de sujeción tiene forma rectangular con una longitud de base de 24.4mm (0.960 in) de profundidad denotada como (Y), tomando en cuenta lo anterior, se determinó que la forma del sujetador tuviera la siguiente forma geométrica, ya que el área perimetral del cuerpo de válvula no permite otra forma geométrica. Ver Fig. 3.17

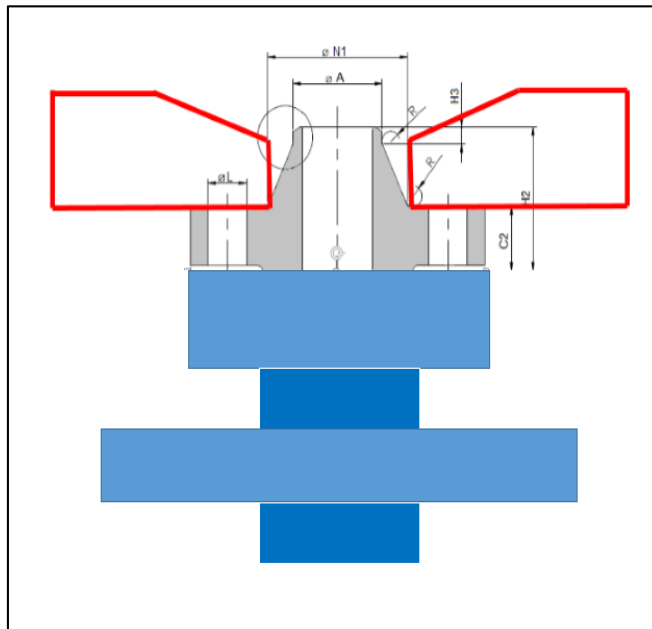


Figura 3.17. Determinación de la geometría del elemento de sujeción

CAPÍTULO 4 MODELO ANALÍTICO, DISEÑO Y SIMULACIÓN

En este capítulo se demostrará cual es la dimensión y geometría ideal y propiedades mecánicas del material el cual es AISI 4130. Por lo tanto, se procederá a realizar todos los cálculos necesarios que serán aplicados en el diseño y simulación del elemento de sujeción.

La matriz correspondiente a la tabla 4.1 y 4.2 nos ayudara a comparar las diferentes opciones de dimensionamiento para cada uno de los elementos de sujeción.

Tabla 4.1 Matriz morfológica del elemento de sujeción

alternativas	Zona de contacto	Ancho del elemento	Área de contacto	Longitud del elemento
1	24.4mm (0.960 in)	25.4mm (1in)	610mm	150mm (5.90 in)
2	24.4mm (0.960 in)	50.8mm (2in)	1239.5mm	150mm (5.90 in)
3	24.4mm (0.960 in)	76.6mm (3in)	1,869.4mm	150mm (5.90 in)

Por medio de esta matriz definimos las ventajas y desventajas y poder tomar la decisión de selección de la geometría del elemento de sujeción.

Tabla 4.2. Matriz de decisión

Aspecto de la geometría	Elemento de sujeción		
	1 25.4mm (1in)	2 50.8mm (2in)	3 76.6mm (3in)
Ventajas	-Fácil manufactura -Bajo costo -Bajo peso -Tiene mínima zona de contacto	-Fácil manufactura -Tiene mayor zona de contacto -Mediano costo -Es eficaz	-Fácil manufactura -Tiene 2 veces mayor zona de contacto -Es eficaz -Es eficiente
Desventaja	Tiene mínima zona de contacto -Posible fallo al operar(fractura)	-Aumento de peso -Mediano costo	-Alto peso -Costo elevado

Para que quede más claro se conceptualiza los aspectos de la geometría. Ver Fig. 4.1



Figura 4.1 Aspectos de la geometría

Finalmente se elabora una matriz de evaluación en donde se encuentran todas las opciones antes mencionadas de la matriz morfológica, en esta matriz de evaluación se comparan las alternativas de diseño y de acuerdo a diversos criterios se le ha asignado un valor a cada uno de las opciones, dichos valores conceden un puntaje final a cada una de las opciones, y este puntaje final nos deja ver claramente que opción conviene más para el diseño. Para esta matriz se tomaron detalles de fabricación, seguridad, costos, tamaños, eficiencia, eficaz, etc. dentro de la matriz tiene una variable y un valor determinado el cual se proporcionó según el grado de importancia del elemento, para esta tabla de evaluación el valor mínimo de importancia es de 0,5 para dar un valor de 10. Ver Tabla 4.3.

Tabla 4.3. Criterios a evaluar

Criterio	Variable	Valor
Manufacturabilidad	Maf	0.5
Seguridad	S	2
Mantenimiento	Man	0.5
Costos	C	2
Tamaño	T	1
Peso	P	2
Eficiencia	Ef	1
Eficacia	Efica	1
TOTAL		10

Con el desarrollo de la matriz morfológica y matriz de decisión se determina que la geometría del elemento de sujeción tendrá las siguientes medidas. Ver tabla 4.4.

Tabla 4.4 Selección de las dimensiones ideales para el diseño del elemento

alternativas	Zona de contacto	Ancho del elemento	Área de contacto	Longitud del elemento
3	24.4mm (0.960 in)	76.6mm (3in)	1,869.4mm	150mm (5.90 in)

El elemento de sujeción seleccionada (alternativa 3) está basada en las dimensiones disponibles en la brida de la válvula, esto quiere decir que se aprovecha al máximo el área de contacto la cual asegurara que no tendrá ningún problema al momento de realizar alguna calibración o prueba en la misma, cabe mencionar que las dimensiones son las ideales para soportar los esfuerzos a los que será sometido el elemento de sujeción, y sobre todo que el material que será seleccionada deberá cumplir de una manera satisfactoria. Ver Fig.4.2

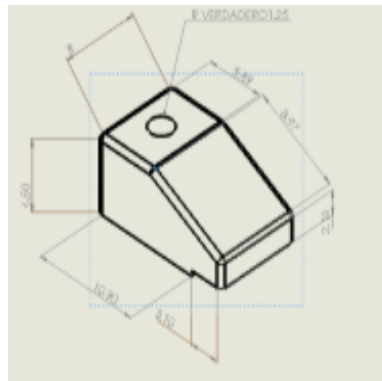


Figura 4.2 Bosquejo del elemento de sujeción

Como no existe una referencia o norma que indique que tipo de material (acero) se debe de utilizar para el diseño del elemento de sujeción, se desarrolla una matriz morfológica, tomando en cuenta los datos que obtuvimos en la investigación de campo y que se formuló con la filosofía de operación, de esta manera podemos definir en teoría cual es el material apropiado que cumpla los requisitos de operación que serán validadas con el SolidWorks, la válvula trabaja a una presión de 150 lbs. Tiene un diámetro de brida de sujeción de 150mm (6in) y tiene 4 barrenos de

19.05mm (0.75 in) donde se le introducen los tornillos para su apriete, el área de contacto de apriete es de 25.4mm (1in). La fuerza de sujeción aplicada es de 100 psi a cada tornillo.

4.1 Matriz de decisión para determinación del material

Mediante esta matriz de decisión se presentan alternativas de materiales con son factible para llevar a cabo el diseño del elemento de sujeción. Ver Tabla 4.5

Tabla 4.5 Matriz de decisión

Aspecto	Material del elemento de sujeción		
alternativa	1	2	3
alternativa	bronce	aluminio	acero
ventajas	Aleación(cobre-estaño) Conductor de calor Corrosión Tracción Fácil manufactura Peso ligero Económico Material suave	Reciclable Económico Resistente Peso ligero Fácil manufactura Cond. eléctrico	Alta Resistencia Durabilidad Ductilidad Tenacidad Uniformidad Maleabilidad Reciclable Fácil manufactura
desventajas	Mantenimiento No se usa en ambientes ácidos Uso limitado en elementos estructurales Material suave	Absorbe Humedad Oxidación rápida No se usa en ambientes ácidos Material suave Uso limitado en elementos estructurales	Corrosión Pandeo Fatiga

Finalmente se elabora una matriz de evaluación en donde se encuentran todas las opciones antes mencionadas de la matriz morfológica, en esta matriz de evaluación se comparan las alternativas de los materiales y de acuerdo a diversos criterios se le ha asignado un valor a cada uno de las opciones, dichos valores conceden un puntaje final a cada una de las opciones, y este puntaje final nos deja ver claramente que opción conviene más para aplicarlo al elemento de diseño. Para esta matriz se tomaron detalles de fabricación, seguridad, costos, tamaños, eficiencia, eficaz, etc. dentro de la matriz tiene una variable y un valor determinado el cual se proporcionó

según el grado de importancia del elemento, para esta tabla de evaluación el valor mínimo de importancia es de 0,5 para dar un valor de 10. Ver Tabla 4.6.

Tabla 4.6 Criterios a evaluar

Criterio	Variable	Valor
Manufacturabilidad	Maf	0.5
Seguridad	S	2
Mantenimiento	Man	0.5
Costos	C	1
Pandeo	Pan	2
Peso	P	1
Eficiencia	Ef	1
Eficacia	Efica	1
Resistencia	R	1
TOTAL		10

Analizando las opciones de mayor valor (alternativa 3) ver tabla 4.7 tenemos una idea más clara del material a usar, en el desarrollo de esta matriz, el material que arrojo mayor puntaje es el acero, esto complica aún tomar una decisión ya que en el mercado existe una gran diversidad de distintos tipos de aceros así que ahora se hará una matriz morfológica para definir cuál y que tipo de acero se seleccionará para el elemento de sujeción.

Tabla 4.7 Matriz de criterios-decisión

aspecto	alternativas										TOTAL
Elemento de sujeción		Maf (0.5)	S (1)	Man (0.5)	C (1)	Pan (2)	P (2)	Ef (1)	Efica (1)	R (1)	10
	1	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	0.5	0.5	0.5	5.5
	2	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	4.5
	3	0.5	1	0.5	1	2	2	1	1	1	10

4.2 Material de construcción acero aleado

Entre los materiales que pueden aplicarse al elemento de sujeción están los aceros al carbono:

Acero de bajo carbono: entre 0.08 hasta 0.25 % en peso de carbono. Son blandos pero dúctiles (capacidad de moldearse en alambre e hilos sin romperse), muy trabajables (fácilmente deformables, cortables, Maquinable, soldables). Se endurecen únicamente por carbonización, aceros como AISI 1018 o AISI 1020, ASTM A-36, son grados comunes de aceros de bajo carbono. Utilizados en la industria automotriz, tuberías, elementos estructurales de edificios y puentes, varillas de refuerzo, corazas de barcos, etc. Ver tabla 4.8 y 4.9.

Tabla 4.8. Composición química (% en peso)

%C	%SI	%Mn	%P	%S
0.15	0.15	0.60	-----	-----
0.20	0.35	0.90	0.040	0.050

Tabla 4.9. Propiedades mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Res. a la tracción	Límite de Fluyen.	Alargamiento 2" (%)	Reducción De área (%)	Dureza (HB)	Rel. De máquina		
	PSI						Mpa	PSI
Caliente y maquinado	58000	400	32000	220	25	50	116	70
Estirado en frío	64000	440	53600	370	15	40	126	

Acero de medio carbono: entre 0.25 – 0.60 % en peso de carbono. Para mejorar sus propiedades, se tratan térmicamente. Son más resistentes que el acero de bajo carbono, pero menos dúctiles (capacidad de moldearse en alambre e hilos sin romperse). Se emplean en la manufactura de piezas que requieren una alta resistencia mecánica y al desgaste (engranes, ejes, aplicaciones en chumaceras), aceros como AISI 1045 o AISI 4130 son grados comunes de aceros de mediano carbono. La soldabilidad requiere cuidados especiales. Ver tabla 4.10 y 4.11.

Tabla 4.10. Composición química (% en peso)

%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Cr	%Mo
0.15	0.15	0.75	-----	-----	0.80	0.15
0.43	0.35	1	0.035	0.040	1.10	0.25

Tabla 4.11. Propiedades mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Res. a la tracción		Límite de Fluyen.		Alargamiento o 2" (%)	Reducción De área (%)	Dureza (HB)	Rel. De máquina
	PSI	Mpa	PSI	Mpa				
Caliente y maquinado	614	89000	427	62000	28	57	127	
Estirado en frío	703	102000	620	90000	18	50	223	70
Templado Y revenido	1172	170000	1098	159000	16	50	341	-----

Acero de alto carbono: entre 0.60 – 1.40 % en peso de carbono. Son aún más resistentes que el acero de medio carbono, pero menos dúctiles (capacidad de moldearse en alambre e hilos sin romperse). Se añaden otros elementos formando carburos (como el wolframio) para incrementar la dureza. Se emplean principalmente para la fabricación de herramientas. Ver tabla 4.12 y 4.13.

Tabla 4.12 Composición química (% en peso).

%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Cr	%Mo	%Ni
0.38	0.15	0.60	-----	-----	0.80	0.20	1.65
0.43	0.35	0.80	0.035	0.040	1.10	0.30	2.00

Tabla 4.13 Propiedades mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Res. a la tracción		Límite de Fluen.		Alargamiento o 2" (%)	Reducción De área (%)	Dureza (HB)	Rel. De máquina
	PSI	Mpa	PSI	Mpa				
Caliente maquinado	1227	178000	689	100000	10	30	363	50
Templado revenido	1200	174000	1124	163000	16	48	352	

De lo anterior se determina que, los aceros aleados contienen en su composición química una proporción determinada de varios elementos con el fin de mejorar las propiedades físicas, mecánicas o químicas especiales. Los elementos que se agregan pueden ser: carbono, cromo, molibdeno, vanadio, cobre, tungsteno, cobalto, columbio o níquel, en cantidades que exceden las cantidades mínimas establecidas, además de mayores cantidades de manganeso y silicio, que los aceros al carbón.

A continuación, se muestran las alternativas para definir el material acero (aleado). Ver tabla 4.14.

Tabla 4.14. Matriz de decisión

Aspecto	Aceros		
alternativa	1	2	3
Tipo de acero	Acero de bajo Carbono 0.08 hasta 0.25 % AISI 1020	Acero de medio carbono 0.25 – 0.60 % AISI 4140	Acero de alto carbono 0.60 – 1.40 % AISI 4130
Ventajas	-Amoldable -Soldable -Maquinable -Trabajables -Poco seguro -Económico -Ligero	-Más Resistente que el 1 -Soldable -Maquinable -Trabajable -Medianamente seguro	-Más resistente que el 1 y el 2 -Maquinable -Trabajable -Soldable
Desventajas	-Blandos -Dúctiles -Deformables -Cortables	-Se tiene que tratar -Menos dúctil -Desgaste -Costo -pesado	-Costo -pesado
Aplicación	-Industria Automotriz -Tuberías -Estructuras -Varillas	-Se emplean en manufactura Engranés, flechas, chumaceras	-Se emplean en la fabricación de herramientas

Finalmente se elabora una matriz de evaluación en donde se encuentran todas las opciones antes mencionadas de la matriz morfológica, en esta matriz de evaluación se comparan las alternativas de los aceros y de acuerdo a diversos criterios se le ha asignado un valor a cada uno de las opciones, dichos valores conceden un puntaje final a cada una de las opciones, y este puntaje final nos deja ver claramente

que opción conviene más para aplicarlo al elemento de diseño. Para esta matriz se tomaron detalles de fabricación, seguridad, costos, tamaños, eficiencia, eficaz, etc. dentro de la matriz tiene una variable y un valor determinado el cual se proporcionó según el grado de importancia del elemento, para esta tabla de evaluación el valor mínimo de importancia es de 0,5 para dar un valor de 10. Ver tabla 4.15

Tabla 4.15. Criterios a evaluar

Criterio	Variable	Valor
Manufacturabilidad	Maf	0.5
Seguridad	S	2
Deformable	Def	0.5
Costos	C	1
Aplicación	Apli	2
Peso	P	1
Eficiencia	Ef	1
Eficacia	Efica	1
Resistencia	R	1
TOTAL		10

Con el desarrollo de matrices morfológicas y matrices de decisión se determina que el acero de alto carbono AISI 4130, 0.60 – 1.40 %, es el material adecuado para la aplicación en el diseño del elemento de sujeción que sustituirá a los tornillos. ver tabla 4.16.

Tabla 4.16. Matriz de criterios-decisión

aspecto	alternativas										TOTAL
		Maf (0.5)	S (2)	Def (0.5)	C (1)	Apli (2)	P (1)	Ef (1)	Efica (1)	R (1)	10
Elemento	1	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	4.5
de	2	0.5	1	0.5	0.5	1.5	1	0.8	0.8	0.8	7.4
sujeción	3	0.5	2	0.5	1	2	1	1	1	1	10

4.3 Metodología del análisis del elemento de sujeción

Mediante el análisis morfológico y matrices de decisión se determinó tanto la geometría como el material y mediante las simulaciones se desea comprobar el comportamiento del elemento de sujeción, en ese sentido, se realizaron 3 ensayos con diferentes materiales y manteniendo el diseño geométrico que se obtuvo del análisis morfológico, todo esto con la finalidad de observar el comportamiento, estos ensayos se realizan a prueba y error ya que no existe una metodología de diseño para este tipo de elemento de sujeción. Una vez conocida la fuerza externa (F_1) de operación de la válvula que es de 150 psi, y con el apoyo del análisis matemático que se desarrolló, se determina que la fuerza externa (F_2) a la que será sometida el elemento de sujeción es de 444.06 psi que corresponde al valor obtenido en el cálculo de momentos y reacciones. Tal como se representa en la siguiente Fig.4.3.

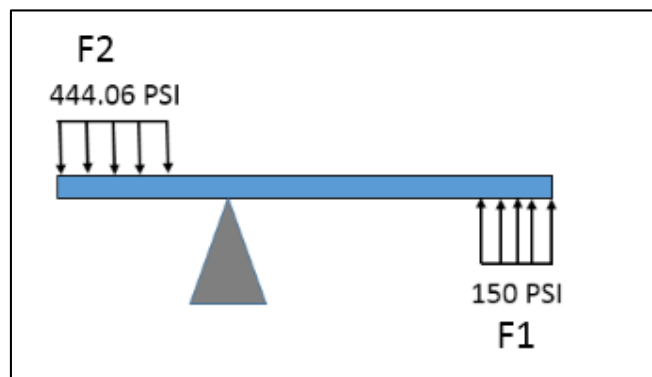


Figura 4.3. Esquema de asignación de cargas externas

Se analizó el elemento de sujeción como una viga empotrada y en voladizo con una carga distribuida de 150 psi en el extremo cabe aclarar que el valor de la carga distribuida es el valor de operación de la válvula PSV (pressure safety valve), con una dimensión de 150 mm (6 in) Catálogo de Válvulas de seguridad. VASESA [17], norma API 598 [16].

Para el diseño del elemento de sujeción se consideraron las siguientes dimensiones, Ver Fig.4.4 así como el espesor del material. Ver Tabla 4.17

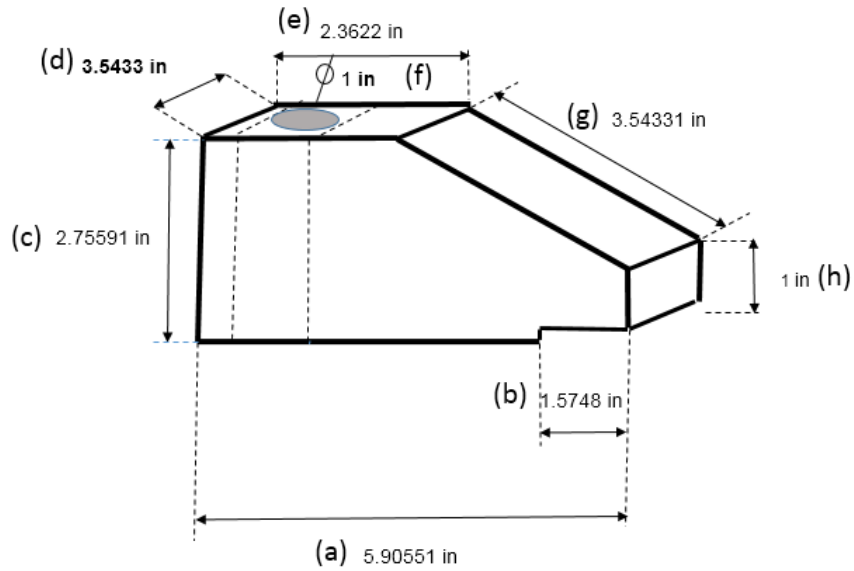


Figura 4.4. Vista lateral del elemento de sujeción propuesto

Tabla 4.17. Dimensiones del elemento de sujeción

Segmento	centímetros (cm)	Pulgadas (in)	Diámetro (\emptyset)
a	15	5.90551	
b	11.46	4.511811	
c	7.5	2.95276	
d	7	2.75591	
e	9	3.54331	
f	6	2.3622	
g	9	3.54331	
h	2.5	1	
i	2.5	1	1
j	4	1.5748	
k	9.55	3.7598	
l	4	1.5748	
Área total	34.925	13.75	

Como se observa en la geometría del elemento de sujeción, esta empotrado en un extremo y con una carga distribuida en el extremo opuesto, Ver Fig. 4.5

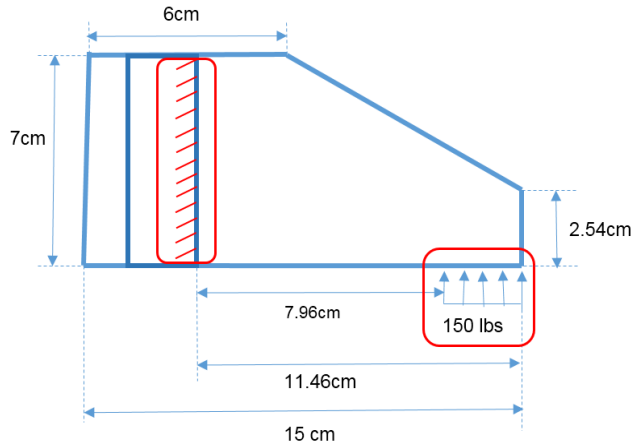


Figura 4.5 Vista lateral donde se observa la carga distribuida, así como el empotramiento

Una característica de este tipo de viga es que se generan 3 reacciones, una reacción denotada R_{Ax} , una R_{Ay} y un Momento denotado como M_a . Ver Fig. 4.6

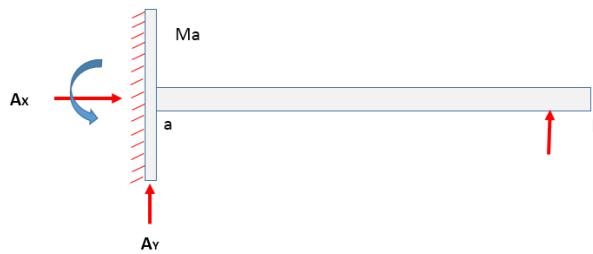


Figura 4.6 Generación de reacciones

Para resolver primero se puntualizó la carga de 150 psi, que está distribuida a una distancia de 1.5748 in, en un extremo denotado como (J) de la viga aplicando la siguiente fórmula:

$$\text{Carga puntual} = \frac{f * L}{2} \quad \text{Ec (4.1)}$$

Donde:

f = fuerza

L= distancia donde se aplica la carga puntual, dividido entre 2.

Sustituyendo:

$$C.pun = \frac{150psi(1.5748 \text{ in})}{2} = 118.11 \text{ Psi}$$

4.3.1 Diagrama de cuerpo libre (D C L)

Se efectúa la representación gráfica donde se analizaron las fuerzas que actúan sobre el cuerpo libre, correspondiente al elemento de sujeción, así mismo observa la carga ya puntualizada. Ver Fig.4.7

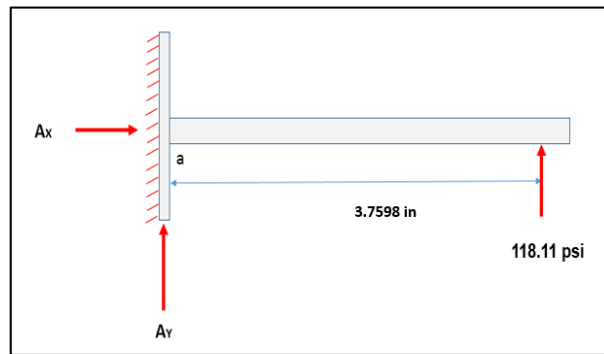


Figura 4.7. Diagrama de cuerpo libre

Supondremos que el empotramiento es capaz de producir las reacciones necesarias para que todo esté en equilibrio. Es decir, el empotramiento está ejerciendo sobre el elemento una fuerza horizontal Ax y una fuerza vertical Ay que compensan las fuerzas aplicadas sobre el elemento, y un momento (Ma) que evita que la fuerza aplicada en el extremo haga girar el elemento en sentido anti horario. Ver Fig.4.8

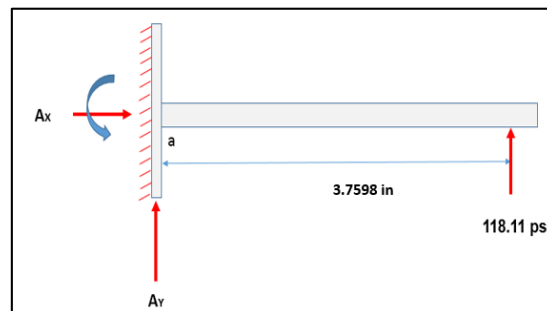


Figura 4. 8. Vista lateral del empotramiento

4.3.2. Cálculo de momentos y reacciones

Recordando que el momento, o torque, de una fuerza respecto a un punto es igual al producto de módulo de la fuerza por la distancia del punto a la línea de aplicación de la fuerza. Por lo tanto:

$$\mathbf{M= f * d} \qquad \text{Ec. (4.2)}$$

Donde:

M= es el momento

f= es la fuerza

d =es la distancia

$$\Sigma M_a = 0$$

$$(118.11) \text{ psi} (3.7598) \text{ in} + M_a = 0$$

$$444.0699 + M_a = 0$$

Despejando

Resultado del momento

$$M_a = -444.075 \text{ psi}$$

Sumatoria de fuerzas en Y

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{Ay} + 118.11 = 0$$

Despejando

Resultado de la reacción en Ay

$$R_{Ay} = - 118.11 \text{ psi}$$

$$\Sigma F_x = 0; A_x = 0$$

Nota: La reacción horizontal A_x es nula porque no tiene fuerzas laterales que apliquen por lo tanto se considera $A_x = 0$. La reacción vertical A_y debe equilibrar la carga, por lo que $A_y = - 118.11$. Asignamos a A_y signo negativo porque su sentido tiene que ser hacia abajo. Por último, el momento respecto al punto en que está el empotramiento de la fuerza aplicada sobre el elemento es $M_a = - 444.0699$ psi. Ver Fig. 4.9.

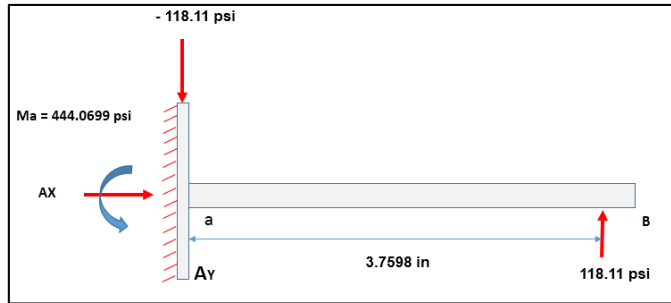


Figura 4.9. Distribución de fuerzas y momento

4.3.3. Cálculo de momento flector y fuerza cortante (Q) y (M)

Con estos diagramas se determina en que sección del elemento de sujeción se presentan las fuerzas cortantes internas (Q) y el momento flector interno (M), es decir nos ayuda a conocer el comportamiento de la distribución de las fuerzas y momentos a lo largo del elemento de sujeción.

Para el desarrollo se utilizó el método de secciones que consiste en realizar un corte imaginario al elemento en una distancia X, para encontrar las fuerzas internas que afectan al elemento, aplicando las 3 ecuaciones de equilibrio que ya están definidas siendo, sumatoria en x ($\Sigma F_x = 0$), sumatoria en y ($\Sigma F_y = 0$) y sumatoria de momentos ($\Sigma M_a = 0$). Ver Fig. 4.10

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = - 118.11 \text{ psi}$$

$$\Sigma M_a = 444.0699 \text{ psi.}$$

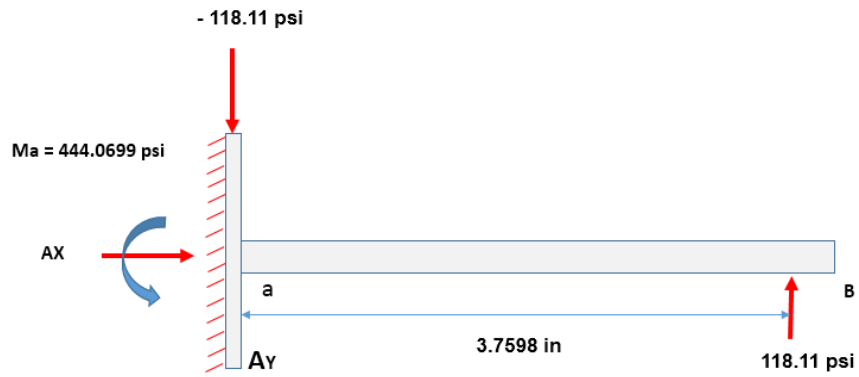


Figura 4.10. Ubicación de los resultados de momento y reacciones

Para realizar el análisis de momento flector y fuerzas cortantes se realiza un corte imaginario al elemento en el punto en cuestión, el corte se hizo a una distancia X. Ver Fig.4.11

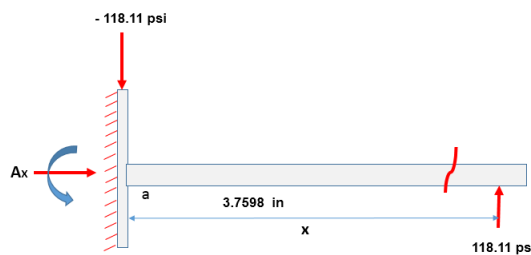


Figura 4.11. Ubicación del corte imaginario

Se realiza el corte imaginario y se analiza de izquierda a derecha obteniendo los siguiente para determinar las fuerzas internas que son: el momento, la fuerza axial y el cortante, por lo tanto lo definimos como corte K1 , es decir tenemos momento de corte1 (M_{k1}), fuerza axial de corte 1 (N_{k1}) y fuerza cortante $k1$ (Q_{k1}), como se observa en el corte la fuerza axial es nula ya que no hay fuerzas laterales en el elemento por lo tanto fuerza axial de corte 1 (N_{k1}) = 0, sola mente se determina momento de corte1 (M_{k1}) y la fuerza cortante $k1$ (Q_{k1}). Ver Fig.4.12

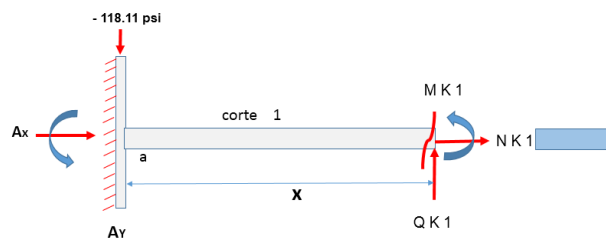


Figura 4.12. Ubicación de la sección de corte

Para determinar el momento del punto imaginario se aplica

$$\sum M_{k1} = 0 \quad \text{Ec (4.3)}$$

Para determinar la fuerza cortante se aplica

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec (4.4)}$$

Con estas 2 formulas se determinan tanto el momento imaginario (M_i), como las fuerzas internas del corte (Q_{k1}). Se hace sumatoria de fuerzas en eje Y, para obtener el valor de la fuerza cortante

$$\downarrow - \sum F_y = 0$$

$$A_y + Q_{k1} = 0$$

$$-118.11 \text{ psi} + Q_{k1} = 0$$

Sustituyendo

Resultado del valor del cortante

$$\mathbf{Q_{k1} = 118.11 \text{ psi}}$$

Determinación del valor de momento imaginario (M_i)

$$\downarrow - \sum M_{iK} = 0$$

$$M_a - A_y(x) + M_{iK1} = 0; \text{ donde } X = 3.7598 \text{ in}$$

Sustituyendo

$$444.0699 \text{ psi} - 118.11 \text{ psi}(x) + M_{iK1} = 0$$

Despejando

$$M_{iK1} = 444.0699 \text{ psi} - 118.11 \text{ psi}(x). \text{ Ecuación de momento del corte imaginario}$$

Se evalúa en función de X

$$X \leq 0 \text{ in } x \leq 3.54331 \text{ in}$$

Cuando $X = 0$

$$M_{iK1} = 444.0699 \text{ psi} - 118.11 \text{ in}(x)$$

Sustituyendo
 $M_{iK1} = 444.0699 \text{ psi} - 118.11 \text{ in } (\theta)$

Resultado

$M_{iK1} = 444.0699 \text{ psi}$...primer resultado del momento imaginario

Cuando $X=3.7598 \text{ in}$

$M_{iK1} 444.0699 \text{ psi} - 118.11 \text{ in } (x)$

Sustituyendo
 $M_{iK1} = 444.0699 \text{ psi} - 118.11 (3.7598 \text{ in})$

$M_{iK1} = 444.0699 \text{ psi} - 444.0699 \text{ psi}$

$M_{iK1} = 0$ segundo resultado

Resultado

$M_{iK1} = 0$

Una vez que se obtuvieron los valores de las fuerzas internas en el corte imaginario se realizó el diagrama de momento flector (M_{iK1}) y la fuerza cortante, Ver Fig. 4.13, como se observa en el diagrama, el esfuerzo cortante es constante e igual a la carga puntual en todo voladizo. El momento flector no es constante, puesto que depende de distancia entre el extremo del voladizo y la sección. El momento flector en el extremo b es cero, y el máximo en el empotramiento a.

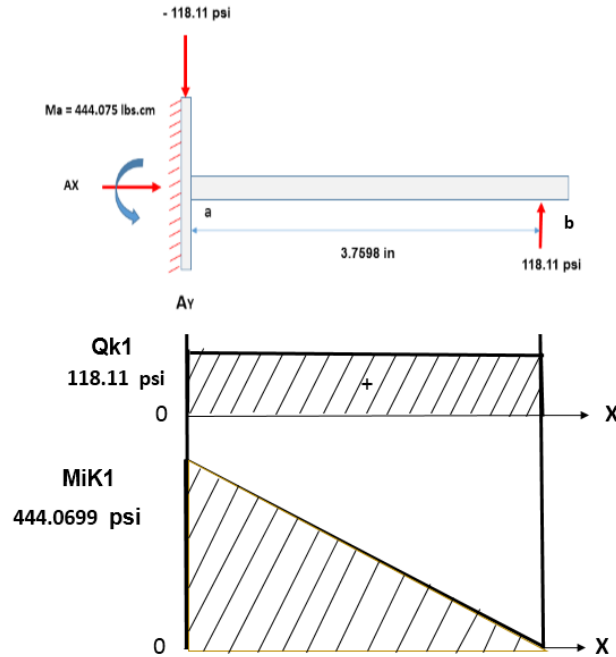


Figura 4.13. Diagrama de momento flector y fuerza cortante

4.3.4. Cálculo De flexión del elemento de sujeción

En ingeniería se denomina flexión al tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal. El término "alargado" se aplica cuando una dimensión es dominante frente a las otras. Un caso típico son las vigas, las que están diseñadas para trabajar, principalmente, a flexión. Igualmente, el concepto de flexión se extiende a elementos estructurales superficiales como placas o láminas. El rasgo más destacado es que un objeto sometido a flexión presenta una superficie de puntos llamada fibra neutra tal que la distancia a lo largo de cualquier curva contenida en ella, no varía con respecto al valor antes de la deformación. El esfuerzo que provoca la flexión se denomina momento flector. La viga tiene un eje vertical que esta empotrada y en el eje x horizontal pasa por el centroide de la sección transversal, el análisis está fundamentado en la teoría de las vigas clásicas o teoría de Euler- Bernoulli

- 1.- Los desplazamientos verticales de todos los puntos de una sección transversal son pequeños e iguales a los del eje x de la viga
- 2.- El desplazamiento lateral (en la dirección) z es nulo
- 3.- Las secciones transversales normales al eje de la viga antes de la deformación permanecen planas y ortogonales a dicho eje después de la deformación.

En este apartado se analiza el modelo geométrico del elemento de sujeción como una viga empotrada por un extremo y sometida a una fuerza puntual en el extremo opuesto y contenida en el plano xy. Ver Fig.4.14

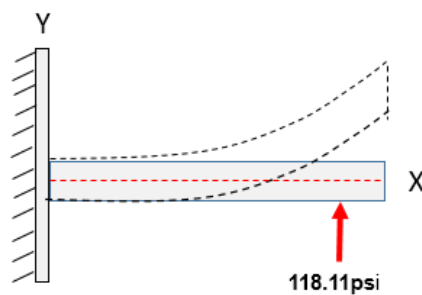


Figura 4.14. Deflexiones de la viga

Para calcular la flexión del elemento de sujeción es necesario que se determine el momento de inercia. El momento de inercia de un área, es una propiedad importante en ingeniería, puesto que ésta se debe de determinar para diseñar un miembro de una estructura o parte mecánica. Por otro lado, se debe conocer el momento de inercia del cuerpo si se estudia el movimiento del mismo cuerpo, en ese sentido el elemento de sujeción que se desea diseñar tiene una geometría compuesta, por lo tanto, se realiza el análisis para determinar el centro de gravedad (cg) a través del cálculo del centroide

4.3.5. Cálculo De flexión del elemento de sujeción

Es un punto que define el centroide geométrico de un objeto. Es el término utilizado para definir el punto correspondiente al centro de gravedad de una sección geométrica de espesor despreciable y masa nula. Conocer su posición permite producir una distribución de esfuerzos uniforme en la sección transversal de una estructura y su cálculo se puede hacer mediante las expresiones siguientes:

$$X = \frac{X_1 A_1 + X_2 A_2 \dots + X_n A_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad \text{Ec. (4.5)}$$

$$Y = \frac{Y_1 A_1 + Y_2 A_2 \dots + Y_n A_n}{A_1 + A_2 \dots A_n} \quad \text{Ec (4.6)}$$

Donde:

X, Y= Coordenadas del centroide

$A_1 A_2 A_3 \dots A_n$ = área de cada una de las formas geométricas simples en que fue dividida el área original.

$X_1 X_2 \dots X_n$ = distancia que existe entre el eje coordenado "Y" y el centroide de cada una de las formas geométricas simples.

$Y_1 Y_2 \dots$ = distancia que existe entre el eje coordenado "X" y el centroide de cada una de las formas geométricas simples.

Para obtener los resultados se realiza la sumatoria de las áreas multiplicada por su centroide entre la sumatoria de las áreas de cada figura, basándonos en los centroides de cada figura que se subdividió la geometría del elemento de sujeción.

Ver Fig. 4.15

$$\Sigma = A_x / \Sigma A \quad \text{Ec (4.7)}$$

Cálculo del centroide en el eje X

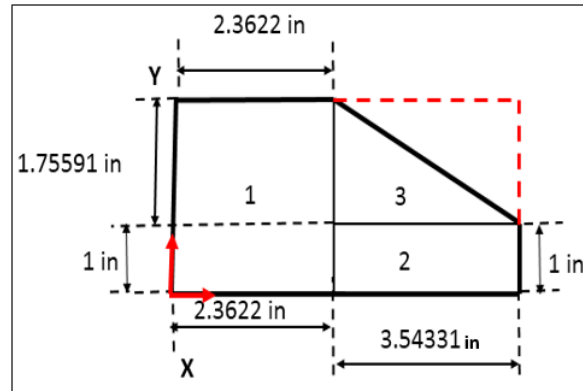


Figura 4.15. División por áreas del elemento de sujeción

4.3.6. Desarrollo analítico para determinar el centroide

Para poder determinar el centroide del elemento de sujeción es necesario que se conozca cual es el área total de su geometría, y en vista de que es una geometría compuesta, en ese sentido como primer paso se calcula las áreas que integran al elemento de sujeción.

Cálculo de áreas con respecto al eje x

Cálculo del área 1

Aplicando la formula $b \cdot h$ se tiene:

$$A1 = (2.3622 \text{ in}) (2.75591 \text{ in})$$

$$A1 = 6.5100 \text{ in}^2$$

Utilizando el valor del eje x (2.3622in), este se divide entre 2 para obtener el centro del mismo, por lo tanto:

$$\overline{AX} = 2.3622/2 = 1.1811 \text{ in} = \text{coordenada del centroide del eje x}$$

Utilizando el resultado del centro del eje x (1.1811 in)se multiplica por el area para obtener el centro del mismo por lo tanto

$$\overline{AX} = (6.5100 \text{ in}^2) (1.1811 \text{ in})$$

Resultado del área multiplicada por su centro

$$\overline{AX} = 7.6889 \text{ in}^2$$

Cálculo del área 2

Aplicando la formula b*h se tiene:

$$A2 = (3.54331 \text{ in}) (1 \text{ in})$$

$$A2 = 3.54331 \text{ in}^2$$

Utilizando el valor del eje x (3.54331 in), este se divide entre 2 para obtener el centro del mismo, por lo tanto:

$$\overline{AX} = (1.7716 \text{ in}) = \text{coordenada del centroide del eje x}$$

Utilizando el resultado del centro del eje x (1.7716 in)se multiplica por el area para obtener el centro del mismo por lo tanto

$$\overline{AX} = (3.54331 \text{ in})^2 (1.7716 \text{ in})$$

Resultado del área multiplicada por su centro

$$\overline{AX} = 6.2773 \text{ in}$$

Cálculo del área 3

Para este cálculo se utiliza la siguiente formula

$$A3 = \frac{b*a}{2}$$

Ec (4.8)

Que corresponde al cálculo de área de un triángulo, por lo tanto, tenemos que

$$A_3 = \frac{(3,54331 \text{ in})(1,75591)}{2}$$

$$A_3 = (3,1108 \text{ in})^2$$

Utilizando el valor del eje x (3.54331 in), este se divide entre 3 ya que la figura es un triángulo para obtener el centro del mismo, por lo tanto:

$$\overline{AX} = (1,1811 \text{ in}) = \text{coordenada del centroide del eje x}$$

Utilizando el resultado del centro del eje x (1.1811 in)se multiplica por el area para obtener el centro del mismo por lo tanto

$$\overline{AX} = (3,1108 \text{ in}) (1,1811 \text{ in})$$

Resultado del área multiplicada por su centro

$$\overline{AX} = \mathbf{3.6741 \text{ in}^2}$$

A continuación, se presenta el resumen de los valores del centroide del eje x. Ver Tabla 4.18.

Tabla 4.18. Valores del centroide del eje x

Figura	Área (A)	Coordenadas del centroide del eje \overline{x}	Ax
1	6.5100 in	1.1811 in	7.6889 in
2	3.54331 in	1.7716 in	6.2773 in
3	3.1108 in	1.1811 in	3.6741 in
	Σ 13.1641 in		Σ 17.6403 in

Para la obtención del resultado del centroide del eje x se realiza la sumatoria de las áreas multiplicada por su centroide entre la sumatoria de las áreas de cada figura, aplicando la siguiente formula

$$\Sigma = A_x / \Sigma A$$

$$\Sigma = \frac{17.6403 \text{ in}}{13.1641 \text{ in}}$$

Al aplicar la formula se obtiene que el centroide del eje x se encuentra en:

$$\Sigma = 1.3400 \text{ in en el eje x}$$

Cálculo de áreas con respecto al eje Y

Cálculo del área de la figura 1

Aplicando la formula $b \cdot h$ se tiene:

$$A_1 = (2.75591 \text{ in}) (2.3622 \text{ in})$$

$$\mathbf{A_1 = 6.5100 \text{ in}^2}$$

Utilizando el valor del eje y (2.75591 in), este se divide entre 2 para obtener el centro del mismo, por lo tanto:

$$\overline{AY} = 1.3779 \text{ in}^2 = \text{coordenada del centroide del eje y}$$

Utilizando el resultado del centro del eje y (1.3779 in²) se multiplica por el area para obtener el centro del mismo por lo tanto

$$\overline{AY} = (6.5100 \text{ in}) (1.3779 \text{ in})$$

Resultado del área multiplicada por su centro

$$\overline{AY} = 8.9701 \text{ in}^2$$

Cálculo del área de la figura 2

Aplicando la formula $b \cdot h$ se tiene:

$$A2 = (1 \text{ in}) (3.5433 \text{ in})$$

$$\mathbf{A2 = 3.5433 \text{ in}^2}$$

Utilizando el valor del eje y (1 in), este se divide entre 2 para obtener el centro del mismo, por lo tanto:

$$\overline{AY} = .500 \text{ in} = \text{coordenada del centroide del eje } y$$

Utilizando el resultado del centro del eje y (.500) in se multiplica por el area para obtener el centro del mismo por lo tanto

$$\overline{AY} = (.500 \text{ in}) (3.5433 \text{ in})$$

Resultado del área multiplicada por su centro

$$\overline{AY} = 1.17716 \text{ in}^2$$

Cálculo del área de la figura 3

Para este cálculo se utiliza la siguiente formula

$$A3 = \frac{b \cdot a}{2}$$

Ya que la figura corresponde al cálculo de área de un triángulo, por lo tanto, tenemos que

$$A3 = \frac{(1.7559) (3.5433)}{2}$$

$$A3 = 3.1108 \text{ in}^2$$

Utilizando el valor del eje y (1.7559 in), este se divide entre 3 ya que la figura es un triángulo para obtener el centro del mismo, por lo tanto:

$$\bar{AY} = .8779 \text{ in}^2 = \text{coordenada del centroide del eje y}$$

Utilizando el resultado del centro del eje y (0.8779 in)se multiplica por el area para obtener el centro del mismo por lo tanto

$$\bar{AY} = (.8779 \text{ in}) (3.1108) = 2.7309 \text{ in}^2$$

Resultado del área multiplicada por su centro

$$\bar{AY} = 2.7309 \text{ in}^2$$

A continuación, se presenta el resumen de los valores del centroide del eje y Ver Tabla 4.19.

Tabla 4.19. Valores del centroide del eje Y

Figura	Área (A)	coordenadas del centroide del eje y \bar{Y}	Ay
1	6.5100 in ²	1.3779	8.9701 in
2	3.5433 in ²	.500	1.7716 in
3	3.1108 in ²	0.8779 in	2.7309 in
	Σ 13.1641 in ²		Σ 13.4726 in

Para la obtención del resultado del centroide del eje (y) se realiza la sumatoria de las áreas multiplicada por su centroide entre la sumatoria de las áreas de cada figura, aplicando la siguiente formula

$$\bar{Y} = \frac{\Sigma Ay}{\Sigma A}$$

Sustituyendo

$$\bar{Y} = \frac{13.4726 \text{ in}}{13.1641 \text{ in}}$$

Al aplicar la formula se obtiene que el centroide del eje y se encuentra en:

$\Sigma = 1.0234$ en el eje y

Por lo tanto, las coordenadas del centroide se encuentra en:

1.3400 en el eje x

1.0234 en el eje y

Una vez aplicado el método de cálculo del centroide se obtiene que el centroide del elemento de sujeción se encuentra en las siguientes coordenadas:

X = 1.3400 in; Y = 1.0234 in Ver Fig.4.16

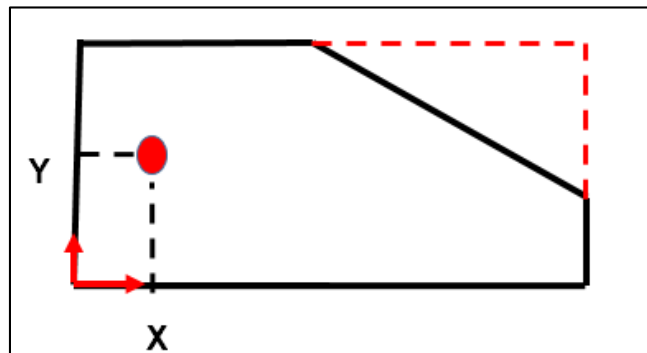


Figura 4.16. Ubicación del centroide del elemento de sujeción

4.3.7. Momentos de inercia de masas

El momento de inercia de masa es una propiedad que mide la resistencia del cuerpo a una aceleración angular. Se define como la integral del “segundo momento” con respecto a un eje de todos los elementos de masa, (dm) que componen el cuerpo. Para el cuerpo rígido. Ver Fig.4.17 su momento de inercia de masa con respecto al eje z, viene dado por:

$$I = \int_m r^2 dm$$

Ec (4.9)

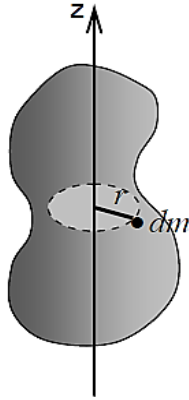


Figura 4.17. Cuerpo rígido donde se muestra su momento de inercia

r = distancia perpendicular desde el eje hasta el elemento diferencial “ dm ”.

* El eje que generalmente se elige para el análisis que atraviesa el centro de masa del cuerpo.

OBSERVACIONES:

a) Si el cuerpo se compone de un material cuya densidad es variable, entonces el momento de inercia de masa “ I ” está dado por:

$$I = \int_V r^2 \rho dV \quad \text{Ec (4.10)}$$

b) Si es constante, entonces “ I ” se halla por:

$$I = \rho \int_V r^2 dV \quad \text{Ec (4.11)}$$

Nota:

El teorema de Steiner (o del eje paralelo) para el momento de inercia de masa, viene dado por la siguiente expresión:

$$I = I_G + m d^2 \quad \text{Ec (4.12)}$$

Dónde:

I_G = momento de inercia con respecto al eje "z" que atraviesa el centro de masa

G

m = masa del cuerpo m

d = distancia perpendicular entre los ejes paralelos

4.3.8 Cálculo del momento de inercia

El momento de inercia de un área plana con respecto a los ejes x-x e y-y, figura 65, se definen mediante las ecuaciones siguientes:

$$Ab. \int y^2 = I_{x-x} \quad \circ \quad Ab. \int x^2 = I_{y-y} \quad \text{Ec (4.13)}$$

Donde:

I_{x-x} es el momento de inercia de la sección con respecto a un eje x-x.

I_{y-y} es el momento de inercia de la sección con respecto a un eje y-y

x,y son las coordenadas del elemento diferencial dA . Como dA esta multiplicado por el cuadrado de la distancia, los momentos de inercia son llamados segundos momentos del área. Ver Fig.4.18.

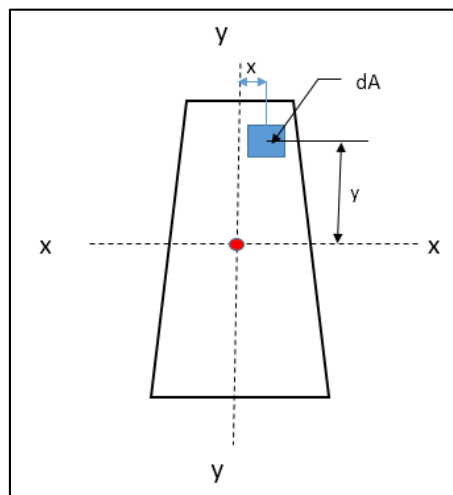


Figura 4.18. Momento de inercia de un área

Debido a que el momento de inercia es una definición meramente matemática, no es fácil “visualizar” esta propiedad de la misma manera que es posible visualizar otras propiedades, como puede ser: el área, el centroide, etc. Sin embargo, su cálculo numérico es una herramienta muy importante que tiene muchas aplicaciones; por ejemplo, desde el punto de vista de la mecánica de sólidos, el momento de inercia de un área es una “medida” de la resistencia que ofrece el material incluido dentro de la sección transversal, esto es, a mayor magnitud del momento de inercia, mayor será la resistencia del elemento.

Para calcular el momento de inercia de un área a partir de la ecuación xxx se han deducido fórmulas para cada una de las áreas simples que se encuentran comúnmente. Para ilustrar el procedimiento, a continuación, se obtendrá la fórmula para el momento de inercia con respecto al eje x-x del área rectangular. Ver Fig. 4.19

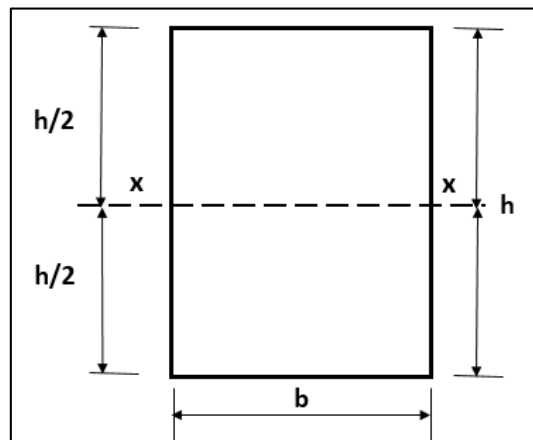


Figura 4.19. Vista de la sección transversal

El elemento de área dA se escoge como una faja delgada paralela al eje x-x, localizada a una distancia y a partir de dicho eje, como se aprecia en la figura. Ver Fig.4.20

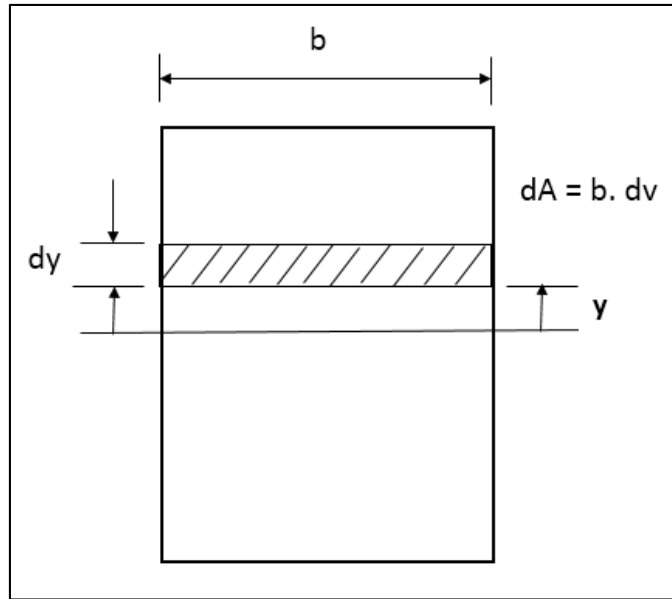


Figura 4.20. Análisis de la sección transversal

El segundo momento de esa área se integra (se suma) entre los límites $-h/2$ hasta $+h/2$. El cálculo de la integral se muestra a continuación:

$$I_{X-X} = \int y^2 . dA = \int_{-h/2}^{+h/2} y^2 . b . dy$$

Ec (4.14)

Resolviendo

$$I_{X-X} = b . \left[\frac{y^3}{3} \right]_{-h/2}^{+h/2}$$

Ec (4.15)

Y sustituyendo los límites en la ecuación

$$I_{X-X} = b . \left[\frac{(+h/2)^3}{3} - \frac{(-h/2)^3}{3} \right]$$

Esta es la fórmula para el momento de inercia de un área rectangular evaluada con respecto al eje x-x que pasa por su centroide. De manera semejante, se obtienen las ecuaciones para otras formas geométricas y que son las que aparecen en tablas de manuales y libros.

$$I_{x-x} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Ec (4.16)

Para calcular el momento de inercia de un área compleja, esto es, que está formada por varias formas simples, es necesario aplicar el teorema de los ejes paralelos que establece lo siguiente: “El momento de inercia de toda el área es igual a la suma de los momentos de inercia de cada una de las áreas simples con respecto al eje centroidal x'-x' (o y'-y') de toda el área” pudiéndose expresar matemáticamente de la forma siguiente:

$$I_{x'-x'} = \sum (I_{x-x} + A \cdot dy^2)$$

Ec (4.17)

$$I_{y'-y'} = \sum (I_{y-y} + A \cdot dx^2)$$

Ec (4.18)

Donde:

- I_{x'-x'}** Es el momento de inercia de toda el área con respecto a su propio eje centroidal x'-x'.
- I_{x-x}** Es el momento de inercia de cada una de las áreas simples con respecto a su eje centroidal x-x
- I_{y'-y'}** Es el momento de inercia de toda el área con respecto al eje centroidal y'-y'.
- I_{y-y}** Es el momento de inercia de toda el área con respecto eje centroidal
- A** es el área de cada una de las áreas simples en que se dividió el área original

- dy** Es la distancia medida sobre el eje y que existe entre el eje centroidal x-x de cada una de las figuras simples y el eje centroidal x'-x' de toda el área
- dx** Es la distancia medida sobre el eje x que existe entre el eje centroidal y-y de cada una de las figuras simples y el eje centroidal y'-y' de toda el área.

Desde el punto de vista de la mecánica de sólidos el momento de inercia de un área es una medida de la resistencia que ofrece el material incluido dentro de la sección transversal esto es, a mayor magnitud del momento de inercia mayor será la resistencia del elemento. Ahora bien, no es necesario tener una gran área para tener un mayor momento de inercia, menos material ventajosamente distribuido puede ser proporcional un momento de inercia superior.

4.3.9 Cálculo del momento de inercia por el método de áreas compuestas (Del eje paralelo)

Debido a que el elemento de sujeción que se propone tiene un diseño geométrico compuesto, es decir tiene diferentes áreas, se utilizará el Teorema de Steiner para determinar el momento de inercia, en ese sentido se hace uso de los datos que se obtuvieron del cálculo del centroide. Ver Fig. 4.21

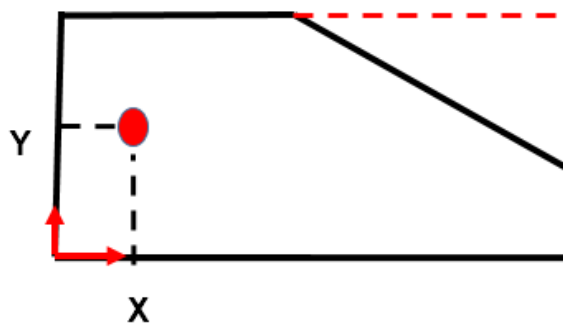


Figura 4.21. Ubicación del centroide del elemento de sujeción

Para calcular el momento de inercia con respecto al eje x va a ser igual a la base x altura elevado al cubo todo dividido entre el factor de 12.

Para el eje X de un cuadrado

$$I_{ox} = \frac{(b)(h)^3}{12} + A_x (dy)^2 \quad \text{Ec (4.19)}$$

Para el eje y de un cuadrado

$$I_{oy} = \frac{(h)(b)^3}{12} + A_x (dy)^2 \quad \text{Ec (4.20)}$$

Para eje x de un triangulo

$$I_{oy} = \frac{(b)(h)^3}{36} + A_x (dx)^2 \quad \text{Ec (4.21)}$$

Para el eje y de un triangulo

$$I_{ox} = \frac{(h)(b)^3}{36} + A_x (dy)^2 \quad \text{Ec (4.22)}$$

Valor de las coordenadas del centroide.

Valor del centroide en el eje Xcg = 1.3400 in

Valor del centroide en el eje Ycg = 1.0234 in

4.3.10 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje X de A1, A2, A3

Cabe aclarar que para obtener el resultado del eje X de A se toma como referencia el valor del centroide del eje Ycg = 1.0234 in, así mismo se evalúa con el valor de referencia de Y1, Y2, Y3. Respectivamente.

4.3.11 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje X1 de A1

$$\text{Área} = (2.3622 \text{ in}) (2.7559 \text{ in}) = 6.5100 \text{ in}^2$$

X1 = 1.1811 in = coordenada del eje x del centroide de A1

Y1 = 1.3779 in = coordenada del eje y del centroide de A1

Ycg = 1.0234 in = coordenada del eje y del centroide el área total

Aplicando la formula se tiene:

$$I_{ox} = \frac{(b)(h)^3}{12} + A_x dy^2$$

$$I_{x1} = \frac{(2.3622 \text{ in})(2.7559 \text{ in})^3}{12} + 6.5100 \text{ in} (1.0234 \text{ in} - 1.3779 \text{ in})$$

$$I_{x1} = \frac{(2.3622 \text{ in})(20.9310 \text{ in})}{12} + 6.5100 \text{ in} (0.0800 \text{ in})$$

$$I_{x1} = 4.1202 + 0.5210$$

Resultado

$$I_{x1} = 4.6412 \text{ in}^2$$

4.3.12 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje X2 de A2

$$\text{Área} = (3.5433 \text{ in}) (1 \text{ in}) = 3.5433 \text{ in}$$

$$X_2 = 1.7716 \text{ in} = \text{coordenada del eje x del centroide de A2}$$

$$Y_2 = .500 \text{ in} = \text{coordenada del eje y del centroide de A2}$$

$$Y_{cg} = 1.0234 \text{ in} = \text{coordenada del eje y del centroide del área total}$$

Aplicando la formula se tiene:

$$I_{ox2} = \frac{(b)(h)^3}{12} A_x dy^2$$

$$I_{x2} = \frac{(3.5433 \text{ in})(1 \text{ in})^3}{12} + 3.5433 \text{ in} (1.0234 \text{ in} - .500 \text{ in})^2$$

$$I_{x2} = 0.2952 + 3.5433 \text{ in} (0.2739 \text{ in})$$

$$I_{x2} = 0.2952 \text{ in} + 0.9706 \text{ in}$$

$$I_{x2} = 1.5495$$

Resultado

$$I_{X2} = 1.2658 \text{ in}^2$$

4.3.13 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje x de A3

Para este cálculo se utiliza la siguiente fórmula:

$$I_{X3} = \frac{(h)(b)^3}{36} A_x (dy)^2 \quad \text{Ec (4.23)}$$

Ya que el cálculo de A3 corresponde al área de un triángulo, así lo establece el teorema de Steiner

$$\text{Área} = (3.54331 \text{ in}) (1.7559) = 3.1108 \text{ in}$$

$$X_3 = 1.1811 = 1/3 \text{ de la base} = 3.54331 \text{ in} = \text{coordenada del eje x del centroide de A3}$$

$$Y_3 = 0.8779 \text{ in} = \text{coordenada del eje y del centroide de A3}$$

$$Y_{cg} = 1.0234 \text{ in} = \text{coordenada del eje y del centroide del área total}$$

Aplicando la fórmula:

$$I_{X3} = \frac{(3.5433 \text{ in})(1.7559 \text{ in})^3}{36} + 3.1108 \text{ in} (1.0234 \text{ in} - 0.8779 \text{ in})^2$$

$$I_{X3} = 0.5328 \text{ in} + 3.1108 \text{ in} (0.0211)$$

$$I_{X3} = 0.5328 + 0.0658$$

Resultado

$$I_{X3} = 0.5986 \text{ in}^2$$

4.3.14 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje Y de A1, A2, A3

Cabe aclarar que para obtener el resultado del eje Y de A se toma como referencia el valor del centroide del eje $X_{cg} = 1.3400 \text{ in}$, así mismo se evalúa con el valor de referencia de X_1, X_2, X_3 . Respectivamente

4.3.15 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje Y1 de A1

Para el eje y de un cuadrado

$$I_{ox} = \frac{(h)(b)^3}{12} + Ax(dy)^2$$

$$\text{Area} = (2.7559 \text{ in}) (2.3622 \text{ in}) = 6.5100 \text{ in}^2$$

$$X_1 = 1.1811 \text{ in} = \text{coordenada del eje x del centroide de A1}$$

$$Y_1 = 1.3779 \text{ in} = \text{coordenada del eje y del centroide de A1}$$

$X_{cg} = 1.3400 \text{ in}^2 =$ coordenada del eje y del centroide del área total

Aplicando la formula se tiene:

$$I_{oy1} = \frac{(2.7559 \text{ in})(2.3622 \text{ in})^3}{12} + 6.5100 \text{ in} (1.3400 \text{ in} - 1.1811 \text{ in})^2$$

$$I_{oy1} = 3.0271 \text{ in} + 6.5100 \text{ in} (0.0252 \text{ in})$$

$$I_{oy1} = 3.0271 \text{ in} + 0.1640 \text{ in}$$

Resultado

$$I_{oy1} = 3.1911 \text{ in}^2$$

4.3.16 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje Y de A2

$$\text{Área} = (1 \text{ in}) (3.5433 \text{ in}) = 3.5433 \text{ in}$$

$$X_2 = 1.7716 \text{ in} =$$
 coordenadas del eje x del centroide de A2

$$Y_2 = .500 \text{ in} =$$
 coordenadas del eje y del centroide de A2

$$X_{cg} = 1.3400 \text{ in} =$$
 coordenada del eje y del centroide del área total

Aplicando la formula se tiene:

$$I_{oy2} = \frac{(3.5433 \text{ in})(1 \text{ in})^3}{12} + 3.5433 \text{ in} (1.3400 \text{ in} - 1.7716 \text{ in})^2$$

$$I_{oy2} = 0.2952 \text{ in} + 3.5433 \text{ in} (0.1862 \text{ in})$$

$$I_{oy2} = 0.2952 \text{ in} + 0.6600$$

Resultado

$$I_{oy2} = 0.9552 \text{ in}^2$$

4.3.17 Cálculo del momento de inercia con respecto al eje Y de A3

Para este cálculo se utiliza la siguiente fórmula:

$$I_{oy} = \frac{(h)(b)^3}{36} Ax(dx)^2 \quad \text{Ec (4.24)}$$

Ya que el cálculo de A3 corresponde al área de un triángulo rectángulo, así lo establece el teorema de Steiner

$$\text{Área} = (3.5433 \text{ in}) (1.7559 \text{ in}) = 6.2216 \text{ in}$$

$$X_3 = 0.8779 =$$
 coordenadas del eje x del centroide de A3

$Y_3 = 1.1811 \text{ in}$ = coordenada del eje y del centroide de A3

$X_{cg} = 1.3400 \text{ in}^2$ = coordenada del eje y del centroide del área total

Aplicando la formula se tiene:

$$I_{oy3} = \frac{(h)(b)^3}{36} Ax(dx)^2$$

$$I_{oy3} = \frac{(1.7559 \text{ in})(3.5433 \text{ in})^3}{36} + 6.2216 \text{ in} (1.3400 \text{ in} - 0.8779 \text{ in})^2$$

$$I_{oy3} = 2.1698 + 6.2216 \text{ in} (0.2135 \text{ in})$$

$$I_{oy3} = 2.1698 + 3.3472$$

Resultado

$$I_{oy3} = 5.5170 \text{ in}^2$$

A continuación, se presenta el resumen de los valores del momento de Inercia Ver Tabla 4.20.

Tabla 4.20 Resultados del momento de inercia

Eje X	Eje Y
$I_{X1} = 4.6412 \text{ in}^2$	$I_{Y1} = 3.1911 \text{ in}^2$
$I_{X2} = 1.2658 \text{ in}^2$	$I_{Y2} = 0.9552 \text{ in}^2$
$I_{X3} = 0.5986 \text{ in}^2$	$I_{Y3} = 5.5170 \text{ in}^2$
$\Sigma = 6.5056 \text{ in}^2$	$\Sigma = 9.6633 \text{ in}^2$

Con este analisis se determino la linea neutra del elemento de sujecion Ver Fig. 4.22

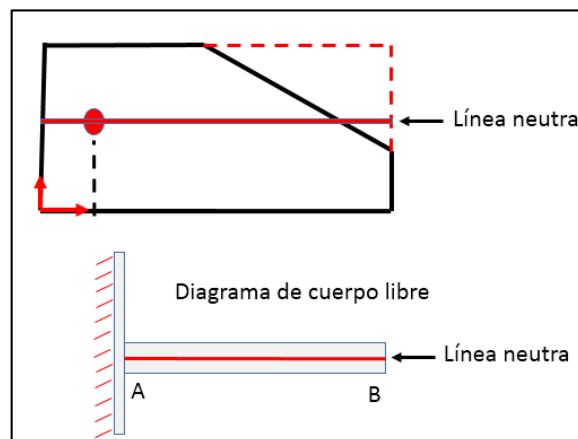


Figura 4.22 Ubicación del centroide y su línea neutra

Una vez que se determinó el momento de inercia que no es más que una propiedad que mide la resistencia del cuerpo a una aceleración angular se, procedió a calcular el esfuerzo.

4.3.18. Cálculo de esfuerzos

En ese sentido se define el esfuerzo como una fuerza que actúa sobre el área unitaria en la que se aplica, existen esfuerzos de tensión, flexión, compresión y cortantes. La deformación unitaria se define como el cambio de dimensión por unidad de longitud. El esfuerzo suele expresarse en pascales (Pa) o en psi (libras por pulgadas cuadradas, por sus siglas en ingles). La deformación unitaria no tiene dimensiones y con frecuencia se expresa en pulg/pulg o en cm/cm.

Para determinar el esfuerzo máximo de tensión del elemento de sujeción se aplicó la siguiente fórmula:

Valor del centroide en el eje Xcg = 1.3400 in

Valor del centroide en el eje Ycg = 1.0234 in

$$\sigma = MC/I \quad \text{Ec. (4.25)}$$

Donde

M= momento flector

C=centroide del elemento

I= Momento de inercia

Así mismo también se aplica el resultado del eje (Y) del centroide = a la base del elemento de sujeción (X)

$$I_b = I_c + A d^2 \quad \text{Ec (4.26)}$$

Donde:

Ic=momento de inercia del centroide

Ib= momento de inercia del eje X= a la base del elemento = 6.5056 in

A= área total =13.1641

d^2 = distancia del eje Y= 2.7559 in – la distancia del centroide a la base del eje (x)
 =1.3400 in, como ya sabemos cuál es el valor de I_b , entonces se sustituye por I_c
 que es el valor que no se conoce para aplicar la fórmula de esfuerzos máximos (σ)

$$I_b = I_c + A d^2$$

Despejando

$$I_c = I_b - A d^2$$

Sustituyendo

$$I_c = 6.5056 \text{ in} - 13.1641 \text{ in} (2.7559 - 1.3400 \text{ in})^2$$

$$I_c = 6.5056 \text{ in} - 13.1641 \text{ in} (2.0047 \text{ in})$$

$$I_c = 6.5056 \text{ in} - 26.3910 \text{ in}$$

Resultado de inercia Del centroide

$$I_c = -19.8854 \text{ in}$$

Aplicando la fórmula de esfuerzos tenemos:

$$\sigma = MC/I$$

Como se desea conocer el esfuerzo en tensión se toma el valor del eje (y), se le resta el valor del centroide hacia arriba (1.0234) multiplicada por el momento (M), dividido entre el momento de inercia en X por lo tanto tenemos que

$$\sigma_t = \frac{(-444.06)(2.3622 - 1.0234)}{6.5056}$$

$$\sigma = \frac{(-444.06)(1.3388)}{6.5056}$$

Este es el resultado de esfuerzo que se presenta en la parte superior del elemento de sujeción,

Esfuerzo de tensión

$$\sigma_t = -91.38$$

Para determinar el esfuerzo de compresión se multiplica el valor del momento (-444.06) por el valor del centroide en el eje y (1.0234) dividido entre el momento de inercia en el eje x (6.8701) por lo tanto:

Sustituyendo

$$\sigma_c = \frac{(-444.06)(1.0234)}{6.5056}$$

Esfuerzo en compresión

$$\sigma_c = -69.85$$

Una vez que se determinó el esfuerzo se, procedió a calcular la deformación.

4.3.19 Cálculo de deformación

En ese sentido se define la deformación de un elemento, como una alteración del estado físico debido a una fuerza mecánica externa, a una variación de temperatura, a un cedimiento de apoyos, etc. Ver Fig.4.23

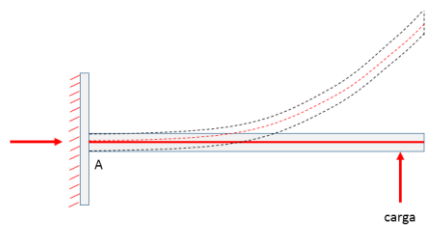


Figura 4.23. Vista del aspecto de deformación

4.3.20 Cálculo de Angulo de giro

Para determinar cuál es el ángulo de giro de la línea neutra del elemento de sujeción. Ver Fig.4.24 en el extremo libre se aplica el 1er Teorema de Mohr ya que el ángulo de giro en A es cero ($\theta_A = 0$) por tratarse de un empotramiento

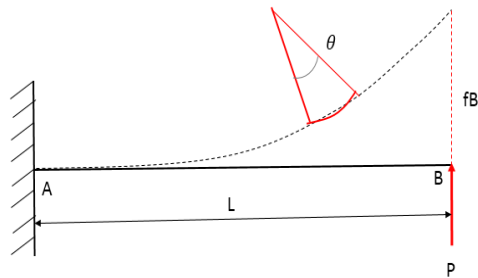


Figura 4.24. Ubicación del ángulo de giro

4.3.21. Desarrollo analítico para el cálculo del ángulo de giro de la línea neutra

Aplicando la siguiente formula tenemos que, Teta θ de B es igual a la multiplicación de P que es igual a la fuerza multiplicada por la longitud elevada al cuadrado y dividido entre 2 veces el valor del módulo de Young multiplicada por el momento de inercia :

$$\theta_B = PL^2/2EI \quad \text{Ec. (4.27)}$$

Donde:

$$P = 118.11 \text{ psi}$$

$$L = 3,7598 \text{ in}$$

$$E = 200 \text{ Gpa} = 2.9e7$$

$$I = 6.5056 \text{ in}$$

Sustituyendo

$$\theta_B = \frac{(118.11 \text{ in})(3.7598 \text{ in})^2}{2(200 \text{ Gpa})(7.2787 \text{ in})}$$

$$\theta_B = \frac{(118.11 \text{ in})(14.1360 \text{ in})}{2891.148}$$

Resultado del ángulo de giro

$$\theta_B = 0.5774 \text{ radianes}$$

4.3.22 Cálculo de la flecha en el extremo libre

Para determinar el valor de la flecha en el extremo libre se aplica el 2o Teorema de Mohr. Ver Fig.4.25

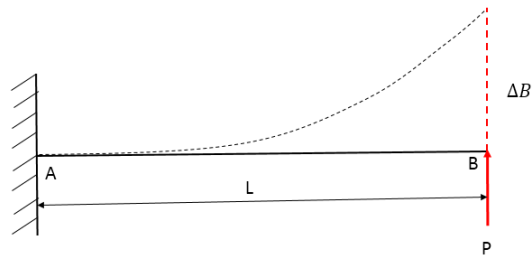


Figura 4.25 vista de la flecha en el extremo libre

Desarrollo analítico para el cálculo de la flecha en el extremo libre

Aplicando la siguiente formula tenemos:

$$\Delta B = \frac{PL^3}{3EI} \quad \text{Ec. (4.28)}$$

$$\Delta B = \frac{(118.11 \text{ in})(3.7598 \text{ in})e3}{3(200 \text{ in})(7.2787 \text{ in})}$$

$$\Delta B = \frac{(118.11 \text{ in})(53.1488 \text{ in})}{4367 \text{ in}}$$

$$\Delta B = \frac{6277.4047 \text{ in}}{4367 \text{ in}}$$

Resultado de la flecha en el extremo libre

$$\Delta B = 1.4374 \text{ in}$$

4.4 Cálculos aplicados al elemento de sujeción

Se realizaron ensayos con la finalidad de demostrar el comportamiento de los diferentes materiales que fueron mencionados con anterioridad, tales como son; aluminio, bronce y el acero AISI 4130, para esto se le aplicaron fuerzas externas de $F_2 = 444.06$ psi y fuerzas compresión $F = 150$ psi. Estos valores fueron igual a cada uno de los ensayos que a continuación se muestran.

4.4.1 Primer ensayo

Este primer ensayo del modelado del elemento de sujeción, se le aplico 2 cargas externas una $F_2 = 444.06$ psi en tensión y $F_1 = 150$ psi en compresión, asignándole el aluminio como material y con las siguientes cotas. Ver Tabla 4.21 y Fig. 4.26

Tabla 4.21. Relación de cotas del elemento de sujeción

(a)	(b)	(c)	(d)
5.90551 in	1.5748 in	2.75591 in	3.5433 in
(e)	(f)	(g)	(h)
2.3622 in	1 in	3.54331 in	1 in

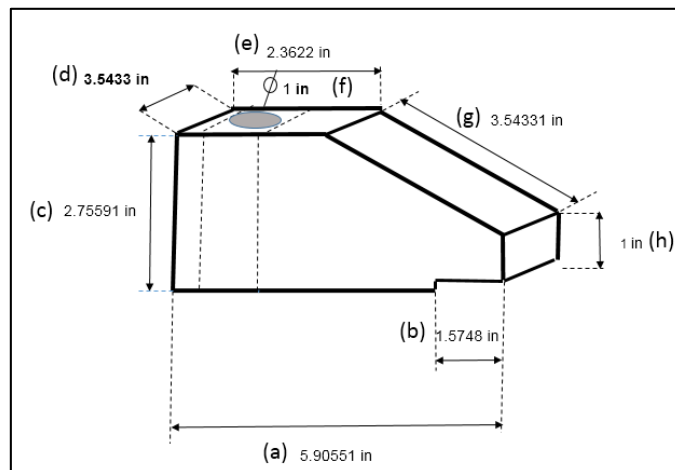


Figura 4.26 Ubicación de las cotas del elemento de sujeción

El material que se usó para este ensayo es el aluminio, aleación 1060 que tiene las siguientes propiedades mecánicas. Ver Tabla 4.22.

Tabla 4.22 Propiedades de material

Nombre	Aluminio, Aleación 1060
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error	Tensión de Von Mises
Límite elástico	2.75742e+007 N/m ²
Límite de tracción:	6.89356e+007 N/m ²
Módulo elástico	6.9e+010 N/m ²
Coeficiente de Poisson	0.33
Densidad	2700 kg/m ³
Módulo cortante	2.7e+010 N/m ²
Coeficiente de dilatación térmica	2.4e-005 /Kelvin

Resultados obtenidos

El análisis estático que se le aplicó al elemento de sujeción arrojaron los siguientes resultados. Ver tabla 4.23.

Tabla 4.23 Resumen de los resultados obtenidos en el primer ensayo

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	45889.9 N/m ²	1.37003e+007 N/m ²
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0.0127851 mm
Deformaciones unitarias	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.51912e-007	0.000130739

Tensiones.

Las mayores tensiones se encuentran en la zona del empotramiento es decir donde está la geometría fija. La tensión máxima es de $1.37003e+007 \text{ N/m}^2$. La tensión máxima es inferior al límite elástico del aluminio aleado 1060

Desplazamientos

Los mayores desplazamientos se producen en la zona donde se aplica la F1, el valor máximo llega hasta **0.0127851 mm**

Deformaciones unitarias

La deformación unitaria máxima se produce en la zona del empotramiento y alcanza un valor de **0.000130739**

4.4.2 Segundo ensayo

Este segundo ensayo del modelado del elemento de sujeción, se le aplico 2 cargas externas una $F2 = 444.06 \text{ psi}$ en tensión y $F1 = 150 \text{ psi}$ en compresión, asignándole el bronce como material y con las siguientes cotas. Ver Tabla 4.24 y Fig. 4.25

Tabla 4.24. Relación de cotas del elemento de sujeción

(a)	(b)	(c)	(d)
5.90551 in	1.5748 in	2.75591 in	3.5433 in
(e)	(f)	(g)	(h)
2.3622 in	1 in	3.54331 in	1 in

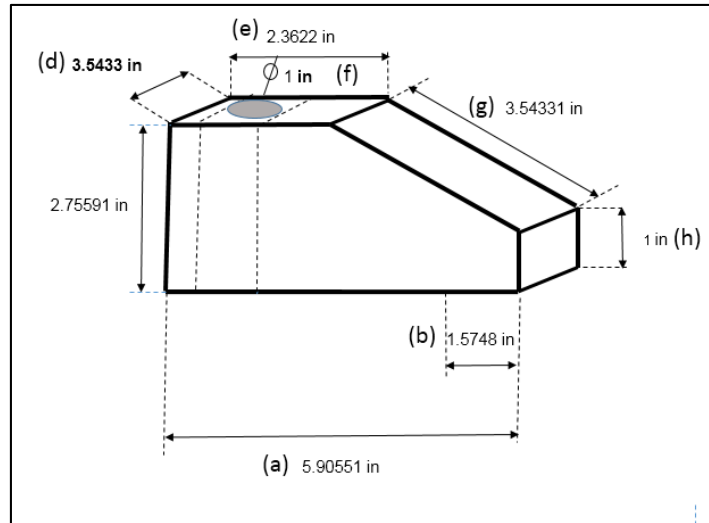


Figura 4.27 Ubicación de las cotas del elemento de sujeción

El material que se usó para este ensayo es el Bronce que tiene las siguientes propiedades mecánicas. Ver Tabla 4.25

Tabla 4.25 Propiedades de material

Nombre	Bronce comercial, UNS C22000 (90-10 bronce)
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error	Tensión de Von Mises
Límite elástico	6.9e+007 N/m ²
Límite de tracción:	2.55e+008 N/m ²
Módulo elástico	1.15e+011 N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.33
Densidad	8800 kg/m ³
Módulo cortante	4.4e+010 N/m ²
Coefficiente de dilatación térmica	1.84e-005 /Kelvin

Resultados obtenidos

El análisis estático que se le aplicó al elemento de sujeción arrojó los siguientes resultados. Ver tabla 4.26.

Tabla 4.26 Resumen de los resultados obtenidos en el segundo ensayo

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	23273.6 N/m ²	1.49424e+007 N/m ²
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0.00735905 mm
Deformaciones unitarias	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.03213e-007	5.86251e-005

Tensiones.

Las mayores tensiones se encuentran en la zona del empotramiento es decir donde está la geometría fija. La tensión máxima es de **1.49424e+007 N/m²**. La tensión máxima es inferior al límite elástico del Bronce comercial, UNS C22000 (90-10 bronce)

Desplazamientos

Los mayores desplazamientos se producen en la zona donde se aplica la F1, el valor máximo llega hasta **0.00735905 mm**

Deformaciones unitarias

La deformación unitaria máxima se produce en la zona del empotramiento y alcanza un valor de **5.86251e-005**,

4.4.3 Tercer ensayo

Este tercer ensayo del modelado del elemento de sujeción, se le aplicó 2 cargas externas una $F2 = 444.06$ psi en tensión y $F1 = 150$ psi en compresión, asignándole el acero AISI 4130 como material y con las siguientes cotas. Ver Tabla 4.27 y Fig. 4.28

Tabla 4.27. Relación de cotas del elemento de sujeción

(a)	(b)	(c)	(d)
5.90551 in	1.5748 in	2.75591 in	3.5433 in
(e)	(f)	(g)	(h)
2.3622 in	1 in	3.54331 in	1 in

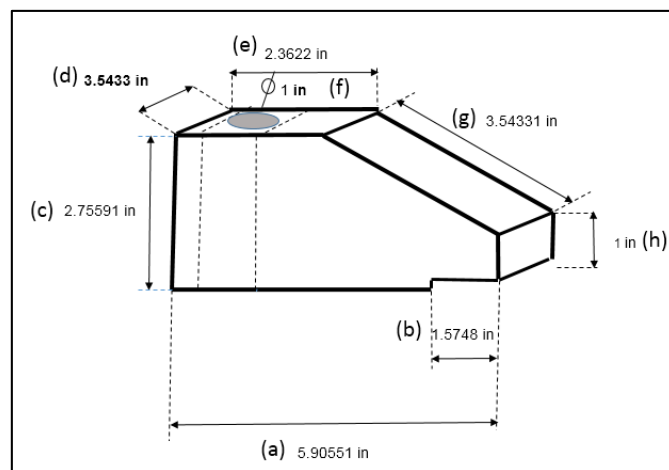


Figura 4.28. Tercer diseño de elemento de sujeción.

El material que se usó para este ensayo es el acero AISI 4130 que tiene las siguientes propiedades mecánicas. Ver Tabla 4.28.

Tabla 4.28 Propiedades de material

Nombre	AISI 4130 Acero normalizado a 870C
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error	Tensión de Von Mises
Límite elástico	4.6e+008 N/m ²
Límite de tracción:	7.31e+008 N/m ²
Módulo elástico	2.05e+011 N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.285
Densidad	7850 kg/m ³
Módulo cortante	8e+010 N/m ²

Resultados obtenidos

El análisis estático que se le aplicó al elemento de sujeción arrojaron los siguientes resultados. Ver tabla 4.29.

Tabla 4.29 Resumen de los resultados obtenidos en el tercer ensayo

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	41265.7 N/m ² Nodo 10612	1.38534e+007 N/m ² Nodo 10914
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo 1	0.00429219 mm Nodo 9262
Deformaciones unitarias	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	8.11934e-008 Elemento 2243	4.24777e-005 Elemento 1218

Tensiones.

Las mayores tensiones se encuentran en la zona del empotramiento es decir donde está la geometría fija. La tensión máxima se da en el nodo 10914 y es de **1.38534e+007 N/m²**. La tensión máxima es inferior al límite elástico del AISI 4130 Acero normalizado a 870C.

Desplazamientos

Los mayores desplazamientos se producen en la zona donde se aplica la F1, el valor máximo llega hasta **0.00429219 mm** en el nodo 9262

Deformaciones unitarias

La deformación unitaria máxima se produce en la zona del empotramiento y alcanza un valor de **4.24777e-005**, en el elemento 1218

Después de haber realizado el análisis estático al elemento de sujeción con diferentes materiales se concluye que es el acero AISI 4130 el apropiado ya que cumple satisfactoriamente los requerimientos. Ver Tabla 4.30.

Tabla 4.30 Comparación de resultados de pruebas de material

No.	MATERIAL	TENSION MAXIMA	DEFORMACION MAXIMA	DESPLAZAMIENTO MAXIMO
1	Aluminio	1.37003e+007 N/m ²	2.51912e-007	0.0127851 mm
2	Bronce	1.49424e+007N /m ²	5.86251e-005	0.00735905 mm
3	AISI 4130	1.38534e+007N/m²	4.24777e-005	0.00429219 mm

Tensión: Es la tensión máxima permisible o actuante que puede soportar un material sin sufrir deformaciones permanentes.

Deformación: Se define como el cambio de dimensión por unidad de longitud

Desplazamiento: Es el incremento de las dimensiones debido a los esfuerzos sometidos en el material

CAPÍTULO 5 RESULTADOS

En el presente capítulo se realizó el análisis estático del elemento de sujeción con las cargas, para encontrar resultados de tensión, desplazamiento, deformación y el factor de seguridad que nos da la garantía que el diseño del elemento de sujeción es confiable al momento de su funcionamiento. También se describe el modelado del elemento de sujeción, sus cotas y dimensiones, se utilizó el método de elemento finito en SolidWorks para definir sujeciones, cargas, mallas y los resultados de simulación que finalmente ayudaron a solucionar el problema planteado en nuestra formulación del problema.

5.1 Modelado del elemento de sujeción

Se seleccionó el acero 4130 bajo la norma AISI [18] norma AISI American Iron and Steel Institute (Instituto americano del hierro y el acero), esto nos da la garantía de utilizar correctamente las propiedades mecánicas definidas y calculadas bajo ensayos. Una vez creado el diseño en SolidWorks® se procedió a la asignación del material con las propiedades mecánicas que lo convirtieron en un sólido físico con capacidad de simular el estudio estático a la que se vio sometida la pieza. Ver Tabla 5.1

Tabla 5.1 Propiedades mecánicas

Material	Resistencia a la Tracción [psi (Mpa)]	Limite elástico	Elongación en [%]	Dureza (Rockwell)
4130	85,000-110,000psi (590-760) Mpa	70,000-85,000psi (480-590MPa)	20-30	B 90-96

A continuación, se muestran las cotas del diseño geométrico del elemento de sujeción. Ver tabla 5.2 y Fig. 5.1

Tabla 5.2 Relación de cotas del elemento de sujeción

(a)	(b)	(c)	(d)
5.90551 in	1.5748 in	2.75591 in	3.5433 in
(e)	(f)	(g)	(h)
2.3622 in	1 in	3.54331 in	1 in

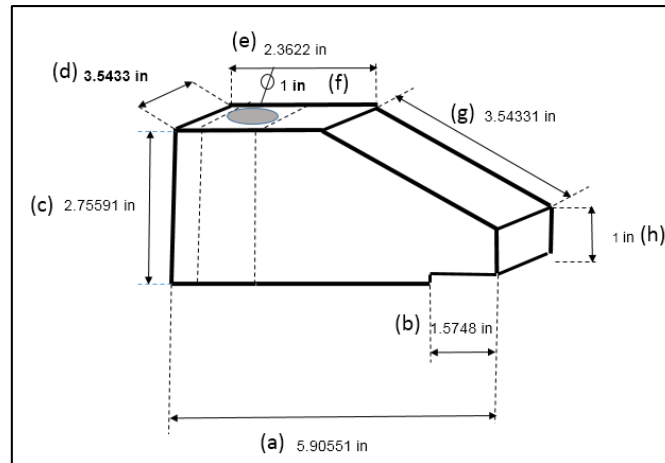


Figura 5.1. Dibujo isométrico del elemento de sujeción

La restricción que se consideró fue en empotramiento. Ver Fig. 5.2 Con el fin de analizar la resistencia en los puntos que se especifica, es decir, es el punto fijo para la simulación donde apreciaremos efectos de tracción y/o compresión según los resultados obtenidos de la simulación.

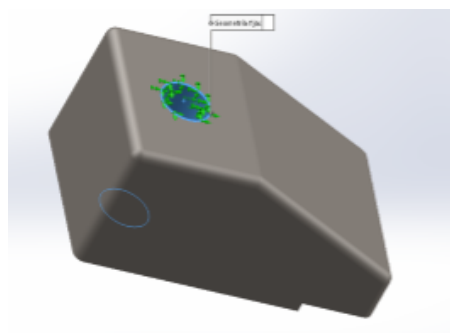


Figura 5.2 Punto de restricción de movimiento

Las cargas que se aplicaron fueron consideradas en dos áreas, F1 de 150 psi. Ver Fig. 5.3 y F2 de 444.06 psi .Ver Fig. 5.4, se ejecutó el análisis estático por medio del software de simulación de SolidWorks ® .

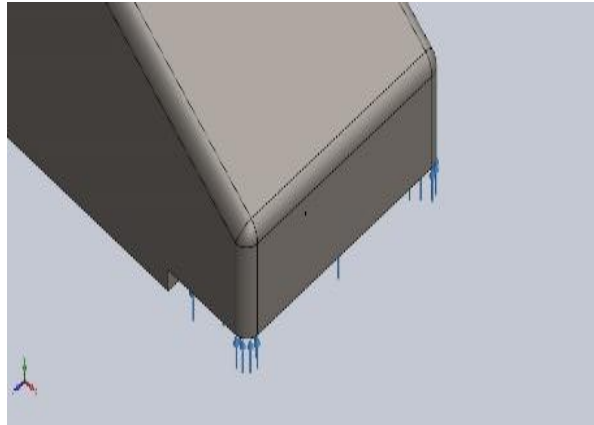


Figura 5.3. Asignación de cargas F1

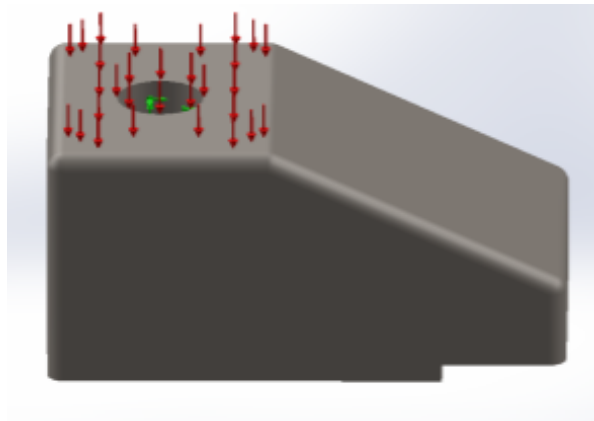


Figura 5.4. Asignación de cargas F2

El procedimiento de mallado en el elemento de sujeción fue dividido en partes infinitesimales como lo describe el método por elementos finitos. Los resultados describen 11304 nodos y 7301 elementos que fueron simulados para obtener los resultados que solucionen la formulación del problema. Ver Fig. 5.5

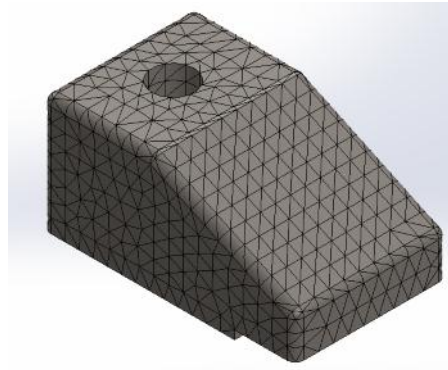


Figura 5.5 Malla de la pieza

Fuerzas resultantes obtenidas por simulación aplicando la primera condición de equilibrio obtuvimos las fuerzas resultantes. Ver Tabla 5.3 la fuerza resultante con un valor de 9580 N

Tabla 5.3 Fuerza de reacción

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-0.0101624	9580.42	0.0235252	9580.42

Aplicando la segunda condición de equilibrio obtuvimos los momentos resultantes. Ver Tabla 5.4 la fuerza resultante está en 0, esto indica que no hay momentos de reacción.

Tabla 5.4. Momentos de reacción

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

El análisis de tensiones dio como resultado los esfuerzos encontrados en todo el elemento de sujeción. Ver Fig. 5.6 se muestra en cuadro de colores y valores que describen el límite máximo – mínimo de tensión. Las franjas de color rojo describen el máximo límite de esfuerzo que está sometido el elemento de sujeción con un valor de 1.38534×10^7 N/m², las franjas de color azul describen el mínimo límite de esfuerzo que están sometido el elemento de sujeción con un valor 41265.7 N/m², podemos decir que si visualizamos desde la franja azul hacia la franja roja los esfuerzos aumentan hasta un máximo, permitiendo identificar cuáles son los puntos más críticos donde puedan existir fisuras (fallas). Se toma en consideración el límite elástico del material [70,000-85,000psi]- (480-590MPa), de tal modo que podamos comparar los valores obtenidos y el valor máximo que puede soportar de acuerdo a las propiedades mecánicas del material.

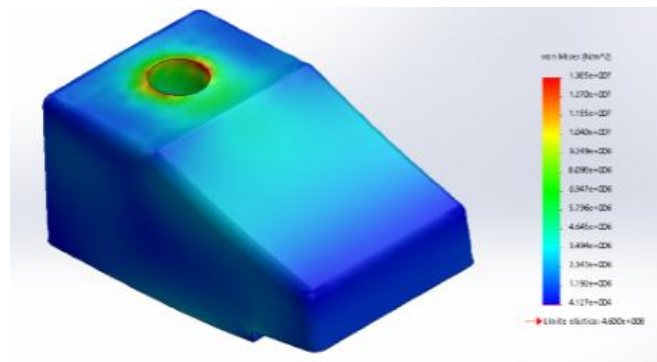


Figura 5.6 Resultado de las tensiones

El resultado del análisis de deformación en el elemento de sujeción nos indica el cambio de dimensión por unidad de longitud al ser sometido por las cargas .la figura 5.7 muestra los valores máximos y mínimos en mm, entonces si observamos las franjas rojas del cuadro de resultados el valor máximo de deformación es de 4.24777×10^{-5} y valor mínimo es de 8.11934×10^{-8} .

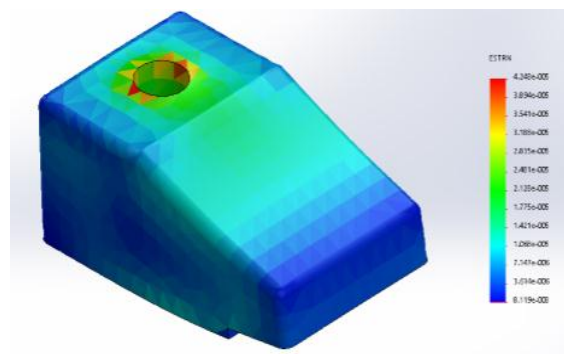


Figura 5.7 Resultado de la deformación

El resultado del análisis de desplazamientos nos indica la distancia que se flexiona el elemento de sujeción al ser sometido a las cargas externas. La figura 5.8 muestra los valores máximos – mínimos en mm, entonces si observamos las franjas rojas del cuadro de resultados el valor máximo de desplazamiento es de 0.00429219 mm y valor mínimo es de 0 mm.

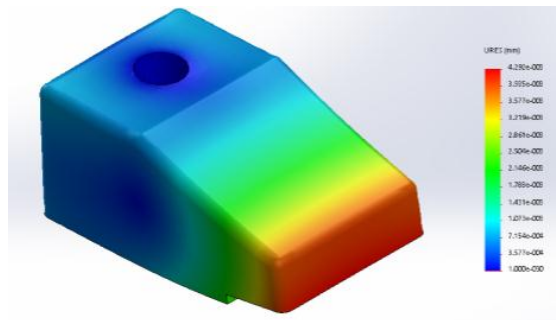


Figura 5.8 Resultado del desplazamiento

Resumen donde se indican los valores máximos y mínimos de las tensiones, desplazamientos y deformaciones unitarias, del elemento de sujeción. Ver Tabla 5.5

Tabla 5.5 Resumen de los valores máximos y mínimos

nombre	tipo	Min	Max
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	41265.7 N/m ²	1.38534e+007 N/m ²
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0.00429219 mm
Deformaciones	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	8.11934e-008	4.24777e-005

5.2 Análisis de factor de seguridad

Como es necesario garantizar el desempeño del elemento de sujeción y que no presente fallas, es necesario conocer el comportamiento ante las cargas externas al que estuvo sometido por lo anterior se empleó el criterio de von Mises, que es la máxima carga que puede soportar un elemento estructural o un componente de maquinaria en condiciones normales, su uso es considerablemente más pequeño que la última carga. Esa carga más pequeña se conoce como carga permisible y/o carga de trabajo de diseño

Se debe de tener en cuenta que no se debe de rebasar el límite elástico del material, ya que, si se pasa, la pieza de sujeción no regresará a su posición original, debido a que la carga que se le aplique puede ser demasiada y sobrepase el límite elástico, y habrá una deformación. Por lo tanto, se calculará el FOS (Factor Of Safety) y se comparará con el que da el estudio de Solidworks. Se debe de asegurar que el diseño tenga un factor de seguridad (FOS) ≥ 1 es muy importante señalar que hay dos tipos de cargas, una es la carga de diseño y la otra es una carga de operación. La carga de diseño es la que se debe considerar para que el diseño sea óptimo.

En este caso la carga de diseño es de 444.06 psi, sin embargo, la carga de operación es aquella que debe tener la pieza de sujeción, en este caso es de 150 psi. Por lo tanto, para calcular el factor de seguridad se utiliza la siguiente formula.

$$FS = \frac{\sigma Y}{\sigma VM} \quad (4.28)$$

Donde:

σY = Limite elastico del material = 4.6e+008 N/m²

σVM = Limite de Von Misses = 1.38534e+007 N/m²

Sustituyendo

$$FS = \frac{4.6e+008 \text{ N/m}^2}{1.38534e+007 \text{ N/m}^2}$$

Resultado

FS =3.53

A continuación, se muestra el resultado del factor de seguridad mínima y máxima que dio el estudio de SolidWorks®. Ver Fig. 5.9.

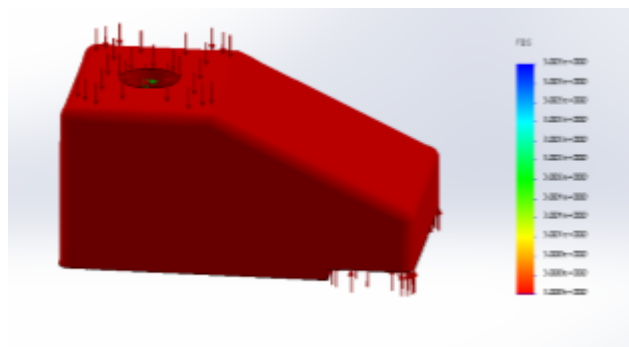


Figura 5.9 Cálculo de Factor de Seguridad de la pieza, por SolidWorks®

A continuación, se muestra el resultado que fue calculado con la formula y el que genero automáticamente la simulación realizada en SolidWorks®. Ver tabla 5.6.

Tabla 5.6 Comparación de resultados de factor de seguridad

Factor de seguridad calculado	Factor de seguridad calculado por SolidWorks (FOS)
3.53	3.77

Con esto se demuestra que el Factor de Seguridad es ideal para el elemento de sujeción, ya que los resultados que arrojaron la simulación en SolidWorks®, y el calculado son casi similares con una mínima diferencia aceptable, por lo tanto, el diseño tiene un Factor de seguridad: **3.53 ≥ 1.5**.

Con esto se concluye que el estudio realizado de Von Mises en todo el elemento, es bueno, validando de esta manera el diseño propuesto, el material que se utilizará, y la forma geométrica del elemento de sujeción

CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 Conclusión.

En el presente proyecto se cumplieron todos los objetivos para el diseño de la pieza de sujeción. Se realizó la búsqueda bibliográfica y se pusieron en práctica todos los conocimientos adquiridos en las asignaturas que se impartieron en el programa académico de la maestría en ingeniería mecánica, en especial el uso del SolidWorks como una herramienta que permitió evaluar de una forma rápida el rendimiento del modelo de análisis. La gran ventaja de este frente al método analítico es la posibilidad de poder modificar las condiciones de contorno y criterios del análisis de una manera mucho más dinámica, además de la obtención de resultados más precisos. En lo que respecta al análisis de fatiga, es un programa que ofrece unos resultados orientativos a la hora de determinar la zona de fallo, y una buena aproximación en lo que respecta a la vida de la pieza.

Se seleccionó el material apropiado que cumplía con todos los requisitos técnicos además de garantizar su durabilidad y su resistencia (acero 4130), además el mantenimiento es mínimo ya que este soporta hasta la oxidación y corrosión.

Se conocieron y se aplicaron algunas normas de diseño y operación, como la NOM 093-SCFI 1994 (Norma Oficial Mexicana) y la ANSI/ASME B16.5 /150 (American National Standards Institute) (American Society of Mechanical Engineers).

Mediante la simulación realizada en SolidWorks al elemento de sujeción se garantizó que el factor de seguridad es por arriba del factor mínimo (1.5). Por todo lo anterior Los beneficios que se obtienen con el diseño y simulación de este sistema de sujeción, es que los tiempos que se requerían para atornillar las válvulas al banco de pruebas se reducirán considerablemente facilitando el trabajo de sujeción para realizar calibraciones de válvulas eliminando el uso de tornillos y/o espárragos con

sus respectivas arandelas y tuercas, así mismos con la reducción de tiempos, en este proceso se incrementa el número de válvulas que se pueden calibrar, dando cumplimiento a la demanda de servicio. Los tiempos utilizados en la investigación, diseño y simulación fue aproximadamente de 1 año 6 meses, dando cumplimiento a las expectativas generadas.

6.2 Recomendaciones.

Se debe trabajar en las condiciones para los cuales la pieza de sujeción está diseñada para evitar situaciones inesperadas

6.3 Trabajos futuros.

El trabajo futuro de este proyecto es implementarlo en un banco de pruebas para calibración de válvulas de seguridad sustituyendo a los tornillos que se usan tradicionalmente en la sujeción de la válvula al banco de pruebas.

Referencias

- [1] Norma Oficial Mexicana, NOM-093-SCFI-1994, Calibración de válvulas

- [2] ASTM B01 y A01 Materiales ferrosos y no ferrosos.

- [3] ANSI / ASME B16.5 / 150 (American National Standards Institute) (American Society of Mechanical Engineers)

- [4] Tabla de bridas y espárragos ASME B16.5 y bridas BS 1560

- [5] Norma (American National Standards Institute) ANSI B7.1 (Instituto Nacional Estadounidense de Estándares)

- [6] Hidráulica Editorial Diana, México, 1983. ISBN 968-13-1327-5)

- [7] Fundamentos de Física By Andrew Rex; Richard Wolfson
ISBN: 9788478291250

- [8] V. L. y E. B. Wylie, Mecánica de los fluidos. McGraw-Hill / Interamericana de México, S.A., México

- [9] Vilorio, José Roldán Tecnología y circuitos de aplicación de neumática Hidráulica y electricidad. Editorial Paraninfo. ISBN 978-84-283-3370-2.

- [10] Instrumentación industrial del autor Antonio Creus Sole ISBN:
9788426716682)

- [11] Cruelles, José Agustín. Mejora de métodos y tiempos de fabricación, MARCOMBO, 2012.

[12] Norma ASTM A325 (pernos estructurales)

[13] Manual Bride de serrage hydraulique B 1.8802, B1.8812

[14] Catálogo de bancos de prueba de válvulas VASESA

[15] ASM metals handbook vol. 18 Fricción, lubrication and wear 1992 USA ASM
metals handbook vol. 15 Casting, 1992 USA ASM metals handbook vol. 14
Forming and Forging 1993 USA ASM metals handbook vol.1 properties and
selection: Irons, steels, and high performance alloys 1993 USA.

[16] norma API 598

[17] Catalogo de Válvulas de seguridad. VASESA