



# UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO

---

---

**CAMPUS IRAPUATO - SALAMANCA**

**DIVISIÓN DE INGENIERÍAS**

***DISEÑO DE ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA UN  
PLASTÓMETRO Y ADAPTACIÓN DEL CILINDRO  
HIDRÁULICO MOOG C086A77***

***TESIS PROFESIONAL***

***QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
INGENIERO MECÁNICO***

***PRESENTA:***

***JEAN DAVID BARRERA SÁNCHEZ***

***DIRECTORES:***

***Dr. HÉCTOR PLASCENCIA MORA***

***Dr. EDUARDO AGUILERA GÓMEZ***



## Agradecimientos

*A mis padres Sanjuana Sánchez Muñoz y Eduardo Barrera López por haberme brindado todo el apoyo que recibí en toda mi vida académica y por enseñarme los valores que me formaron como persona.*

*A mi hermano Hernán Filip Barrera Sánchez y mi hermana Ing. Isaura Georgette Barrera Sánchez que me ayudaron en todos los problemas que se me presentaron en la escuela.*

*De una manera especial, a mi novia Josseline Paola Hinojosa Buenrostro por haberme apoyado en todo momento, por ofrecerme ayuda cuando más lo necesitaba, por estar ahí para despejarme de los estudios, por ser una pareja ideal y una amiga al mismo tiempo.*

*A mis asesores el Dr. Héctor Plascencia Mora y el Dr. Eduardo Aguilera Gómez que son los que hicieron este trabajo de tesis posible y que desde que tome clases con ellos me inspiraron en la ingeniería por su gran trabajo que tienen.*

*A mis amigos más cercanos en la universidad Yesica Guadalupe Gasca Gasca, Carlos Isidro Cuellar Meza, Deniss Michell Mendoza Sostenes y Eric Humberto Vargas Rodríguez que hicieron mi estadía de foráneo en Salamanca una de las mejores experiencias de mi vida.*

*A mis amigos Víctor Manuel, Oscar Daniel, Ernesto Ángel, Felipe de Jesús, Paulina Hernández, Pedro Antonio, Efrén Gallardo, Luz María, Sergio Andrade, Lupita Barrientos y Leonardo Jesús por estar siempre en los lugares donde era necesario despejarse de todos los estudios y tener ese momento relajante y divertido.*

*Al Capítulo estudiantil de la Asociación de Ingenieros Mecatrónicos por haberme dado la oportunidad de compartir mi conocimiento dentro de él y a Jaime Rodríguez por incluirme en esta asociación.*

*A la familia de mi novia; Manuel, Elvira, Ximena y Belén por brindarme transporte cuando lo requería, por asesorarme, por valorar y reconocer mis logros, por permitirme ser parte de ellos.*

*A Sergio Michel Pérez Mendoza por la inspiración de nunca darse por vencido.*



## Resumen

El presente trabajo de Tesis se enmarca en el diseño de una estructura que soporta un plastómetro, el cual estará diseñado bajo la teoría clásica del diseño mecánico, dicha estructura tendrá que ser adaptada de manera que un actuador MOOG modelo C086A77 pueda desempeñarse de manera eficiente con su respectivo acumulador.

Particularmente, es parte del desarrollo de dos modelos previos propuestos por dos diferentes estudiantes asesorados dentro del mismo grupo de investigación en años anteriores, el primer modelo es el resultado de un trabajo de tesis de maestría en ingeniería mecánica [1], orientada al diseño y simulación estructural por elemento finito del dispositivo denominado plastómetro. Posteriormente en el grupo de trabajo liderado por los doctores Eduardo Aguilera Gómez y Héctor Plascencia Mora de la Universidad de Guanajuato, se construyó una primera versión básica del plastómetro para integrar los elementos que se adquirieron mediante varios proyectos de investigación, se contaba con componentes mecánicos e hidráulicos, así como algunas placas de acero de medidas comerciales de diferentes espesores. En el presente trabajo se presenta la ingeniería de detalle del diseño mecánico de la estructura que permitirá ensamble final del dispositivo, tomando algunas recomendaciones mencionadas en los manuales de usuario de los dispositivos adquiridos, que implicaron algunas modificaciones en el diseño preliminar, y que mediante un análisis de esfuerzos en las zonas críticas mediante metodologías de diseño mecánico clásico, para el análisis de esfuerzos, diseño de uniones soldadas y atornilladas permitieron proponer la geometría para el ensamble final. Posterior al desarrollo de la memoria de cálculo se realizaron los planos de conjunto y de los planos de fabricación de los componentes no comerciales.



# CONTENIDO GENERAL

Agradecimientos .....	I
Resumen.....	II
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VI
ÍNDICE DE TABLAS .....	IX
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Antecedentes .....	1
1.1.1. Descripción del plastómetro .....	2
1.1.2. Estado de la técnica.....	3
1.1.3. Pruebas específicas en el plastómetro.....	5
1.2 Justificación .....	6
1.3 Objetivos .....	6
1.4 Hipótesis.....	7
1.5 Estructura de tesis.....	7
CAPÍTULO 2: CAMBIOS Y CONSIDERACIONES EN EL DISEÑO .....	9
2.1 Presentación del segundo diseño propuesto.....	9
2.2 Consideraciones del Actuador.....	10
2.2.1 Especificaciones técnicas .....	10
2.2.2 Dimensionamiento principal .....	11
2.2.3 Adaptaciones en la estructura .....	12
2.3 Consideraciones en el acumulador .....	14
2.3.1 Especificaciones.....	14
2.4 Cambios adicionales en la estructura.....	15
2.4.1 Ensamble entre triángulos soporte .....	15
2.4.2 Unión entre Servo-actuador y estructura del plastómetro .....	16
2.4.3 Cambio en el soporte del acumulador .....	18
2.5 Consideraciones de la estructura para el lugar de trabajo .....	18
CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA SOPORTE DEL DISEÑO FINAL.....	20
3.1 Fallas Resultantes para carga estática .....	20
3.1.1 Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles .....	21
3.2 Soportes superiores .....	22
3.2.1 Obtención del esfuerzo de von Mises manual .....	24
3.2.2 Obtención del esfuerzo de von Mises con ANSYS.....	26



3.3 Soportes inferiores .....	28
3.3.1 Obtención del esfuerzo de von Mises manual .....	29
3.3.2 Obtención del esfuerzo de von Mises con ANSYS.....	31
3.4 Soporte del acumulador .....	33
3.4.1 Obtención del esfuerzo de von Mises manual .....	35
3.4.2 Obtención del esfuerzo de von Mises con ANSYS.....	37
3.5 Placa superior .....	39
3.5.1 Obtención del esfuerzo de von Mises manual .....	41
3.5.2 Obtención del esfuerzo de von Mises con ANSYS.....	43
CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE LAS UNIONES ATORNILLADAS DENTRO DEL ENSAMBLE.....	46
4.1 Uniones atornilladas .....	46
4.1.1 Rigidez en uniones.....	47
4.1.2 Resistencia del perno .....	49
4.1.3 Uniones a tensión.....	51
4.1.4 Uniones a cortante con carga excéntrica.....	54
4.2 Sujeción en la placa superior e inferior .....	55
4.2.1 Unión entre servo-actuador y placa superior .....	56
4.2.2 Unión entre soportes y placa superior.....	60
4.2.3 Unión entre soportes y placa inferior .....	62
4.3 Sujeción de soportes con triangulo base .....	64
4.3.1 Soportes superiores .....	65
4.3.2 Soportes inferiores .....	67
4.3.3 Soporte del acumulador.....	69
CAPÍTULO 5: ANÁLISIS DE LAS UNIONES PERMANENTES SOLDADAS .....	73
5.1 Uniones permanentes .....	73
5.1.1 Soldaduras a tope y de filete.....	74
5.1.2 Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión.....	75
5.1.3 Resistencia de las uniones soldadas.....	76
5.2 Soldadura en extensiones para la sujeción del acumulador.....	77
5.2.1 Solera inclinada .....	78
5.2.2 Cuadro de aumento .....	83
5.3 Soldadura en soportes .....	88
5.3.1 Soporte superior.....	88



5.3.2 Soporte inferior .....	90
CAPÍTULO 6: OBJETIVOS ALCANZADOS, RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES .....	93
6.1 Objetivos alcanzados.....	93
6.2 Recomendaciones .....	93
6.3 Conclusiones generales .....	94
BIBLIOGRAFÍA.....	95
APÉNDICE .....	98



# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Diseño del plastómetro presentado en la bibliografía [1] .....	1
Figura 1.2 Estructura de soporte para el plastómetro propuesto en la bibliografía [1] .....	3
Figura 1.3 Servo-actuador MOOG C086A77 .....	3
Figura 1.4 Configuraciones para el tipo de probeta .....	5
Figura 2.1. Casos en el plastómetro .....	9
Figura 2.2 Primer diseño propuesto de estructura.....	10
Figura 2.3 Dimensión del actuador adaptado.....	12
Figura 2.4 Tipo de ensamble del actuador .....	12
Figura 2.5 Cambio en la estructura interna .....	13
Figura 2.6 Placa que sujeta el actuador y el plastómetro .....	13
Figura 2.7 Interferencia de geometrías entre actuador - plastómetro.....	14
Figura 2.8 Ubicación del acumulador .....	14
Figura 2.9 Soleras soporte del acumulador .....	15
Figura 2.10 Diferencia de dimensión de los triángulos base.....	16
Figura 2.11 Cambio de diseño entre soportes superiores .....	16
Figura 2.12 4 elementos que conforman la unión para el servo-actuador.....	17
Figura 2.13 Cambio de diseño para el porta-buje del plastómetro.....	17
Figura 2.14 Cambios en el diseño para el soporte del acumulador.....	18
Figura 2.15 Elementos que contienen los niveladores .....	18
Figura 2.16 Ubicaciones de los niveladores en la base .....	19
Figura 2.17 Ensamble completo de la maquina .....	19
Figura 3.1 Áreas seguras de las teorías .....	22
Figura 3.2 Peso en gramos de la placa superior .....	23
Figura 3.3 Diagrama auxiliar del soporte superior .....	24
Figura 3.4 Diagrama de cuerpo libre de uno de los soportes superiores.....	24
Figura 3.5 Mallado y definición del soporte superior en ANSYS .....	26
Figura 3.6 Resultados por elemento finito del soporte superior.....	27
Figura 3.7 Factor de seguridad para el soporte superior .....	27
Figura 3.8 Elementos que influyen en el soporte inferior .....	28
Figura 3.9 Diagrama auxiliar del soporte inferior .....	29
Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre de uno de los soportes inferiores.....	29
Figura 3.11 Círculo de Mohr para el soporte inferior .....	31



Figura 3.12 Mallado y definición del soporte inferior en ANSYS.....	32
Figura 3.13 Resultados por elemento finito del soporte inferior.....	32
Figura 3.14 Factor de seguridad para el soporte inferior .....	33
Figura 3.15 Soporte del acumulador dentro del ensamble .....	34
Figura 3.16 Diagrama auxiliar del soporte para el acumulador .....	35
Figura 3.17 Diagrama de cuerpo libre del soporte del acumulador .....	35
Figura 3.18 Mallado y definición del soporte para el acumulador en ANSYS .....	38
Figura 3.19 Resultados por elemento finito del soporte para el acumulador .....	38
Figura 3.20 Factor de seguridad para el soporte del acumulador.....	39
Figura 3.21 Vista de la placa superior del ensamble.....	40
Figura 3.22 Diagrama auxiliar de la placa superior .....	40
Figura 3.23 Geometría simplificada de la placa a un análisis de viga .....	41
Figura 3.24 Diagrama de cuerpo libre de la viga .....	41
Figura 3.25 Diagramas de fuerza cortante y momento flector .....	42
Figura 3.26 Mallado y definición de la placa superior en ANSYS.....	43
Figura 3.27 Resultados por elemento finito de la placa superior .....	44
Figura 3.28 Factor de seguridad para la placa superior.....	44
Figura 4.1 Tornillo de cabeza hexagonal .....	47
Figura 4.2 Cabezas usuales de tornillo: a) cilíndrica ranurada; b) plana; c) hueca hexagonal.....	47
Figura 4.3 Tres tipos de elementos de unión roscados.....	48
Figura 4.4 Vista superior del plastómetro .....	56
Figura 4.5 Pernos 0.5000-13x3.25x1.25 y diagrama auxiliar de la placa superior .....	56
Figura 4.6 Pernos 0.5000-13x1.875x1 y diagrama auxiliar del soporte con la placa superior .....	60
Figura 4.7 Regiones estáticas y cinéticas de la fuerza de fricción [37].....	61
Figura 4.8 Pernos 0.5000-13x1.875x1 y diagrama auxiliar del soporte con la placa inferior.....	62
Figura 4.9 Zonas barrenadas en los triángulos base.....	64
Figura 4.10 Pernos 0.5000-13x2.25x1 y diagrama auxiliar del soporte superior.....	65
Figura 4.11 Pernos 0.5000-13x2.25x1 y diagrama auxiliar del soporte inferior.....	67
Figura 4.12 Pernos 0.2500-20x1.625x1.625 y diagrama auxiliar para el soporte del acumulador .....	69
Figura 5.1 Patrón de la AWS para símbolos de soldadura [30] .....	73
Figura 5.2 Soldadura a tope en una junta [32] .....	74





---

Figura 5.3 Voladizo de sec. transversal rectangular soldado a un soporte en los bordes superior e inferior...	75
Figura 5.4 Elementos a soldar para la sujeción del acumulador .....	78
Figura 5.5 Caso a analizar para la solera inclinada .....	78
Figura 5.6 Reacciones y unión entre el triángulo base y solera inclinada .....	79
Figura 5.7 Mallado y definición de la solera inclinada .....	81
Figura 5.8 Resultados por elemento finito de la solera inclinada .....	81
Figura 5.9 Caso a analizar para el cuadro de aumento.....	83
Figura 5.10 Reacciones y unión entre el triángulo base y cuadro de aumento .....	83
Figura 5.11 Mallado y definición del cuadro de aumento.....	85
Figura 5.12 Resultados por elemento finito del cuadro de aumento .....	86
Figura 5.13 Soportes superiores e inferiores.....	88
Figura 5.14 Diagrama representativo del problema para el soporte superior.....	88
Figura 5.2 Diagrama representativo del problema para el soporte inferior.....	90



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Especificaciones técnicas del actuador MOOG [16].....	11
Tabla 3.1 Teorías de falla para los materiales dúctiles y frágiles [19].....	21
Tabla 3.2 Información técnica del acumulador.....	34
Tabla 4.1 Especificaciones SAE para pernos [3].....	50
Tabla 4.2 Propiedades de algunos materiales.....	50
Tabla 4.3 Resistencia de fatiga completamente corregidas de pernos y tornillos con roscas laminadas [3]..	53
Tabla 4.4 Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo [28].....	54
Tabla 4.5 Factores del par de torsión K [39].....	55
Tabla 5.1 Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete [3].....	80
Tabla 5.2 Propiedades mínimas del metal de aporte [34].....	81
Tabla 5.3 Esfuerzos principales del código AISC para metal de aporte [3].....	81

# CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan antecedentes del trabajo previo de investigación para el diseño del plastómetro, se reporta el estado del arte y de la técnica de otros plastómetros desarrollados por otros grupos, el tipo de pruebas que se pueden ejecutar en un plastómetro, la justificación y los objetivos del presente proyecto.

## 1.1 Antecedentes

El diseño es un proceso innovador y altamente iterativo, diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema particular. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse. También es un proceso de toma de decisiones, que en ocasiones deben tomarse con muy poca información [3].

El diseño del plastómetro se plantea como una solución ante el problema que se presentó en el transcurso del trabajo de investigación “Forja moderna de cigüeñales con aceros especiales para motores de alto rendimiento”. Etapas I y II”, ya que en este trabajo se necesitaba adquirir las variables físicas que permitieran la construcción de las curvas de flujo plástico de materiales sometidos a pruebas de compresión a altas temperaturas [1]. Como se mencionó, el trabajo se dividió en etapas, las cuales en la primera parte se puede decir que el grupo de trabajo realizó una búsqueda de antecedentes y monitoreo tecnológico que complementaron en la investigación. En el presente trabajo se complementaron las investigaciones de dicho dispositivo.

Cabe mencionar que los dispositivos que se han utilizado hasta la actualidad, o bien que se tengan registrados, para la obtención de curvas de flujo plástico y coeficientes de fricción para aplicación en forja han sido máquinas de ensayos mecánicos, las cuales se les puede dar también el nombre de plastómetros. En el caso del presente diseño, el plastómetro se usará para hacer pruebas de compresión en materiales no frágiles a altas temperaturas, además de poder controlar el perfil de velocidad durante la aplicación de la carga.

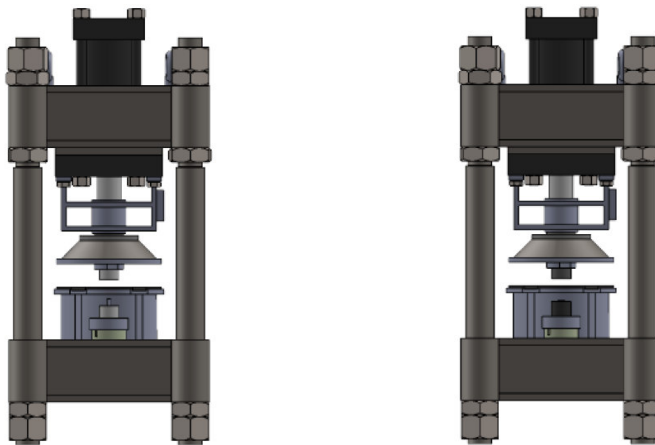


Fig. 1.1.- Se muestra el diseño del plastómetro presentado en la bibliografía [1].



Para la predicción de las fuerzas de formación en condiciones de altas temperaturas, se necesitan datos de rendimiento apropiados. Los equipos de prueba local de laboratorios generalmente no son capaces de deformar con precisión las muestras de prueba en incrementos de velocidad a niveles de velocidad de deformación considerablemente altos, para estos casos es necesario recurrir a laboratorios en el extranjero [4].

### 1.1.1. Descripción del plastómetro

El dispositivo denominado plastómetro es una máquina que permite determinar las curvas de flujo plástico de los materiales. Existen una serie de variaciones en el diseño que se pueden utilizar para explorar diferentes propiedades y que proporcionan medidas en diferentes escalas, como en este caso la variación del diseño en el plastómetro fue adaptada para probetas de anillo y cilindro por el autor Hernández Moreno, S. [1].

El plastómetro mencionado anteriormente tiene la función de hacer pruebas por compresión, en donde la deformación se aplica en una probeta calentada a altas temperaturas a una tasa de deformación constante, por medio de dicho dispositivo mecánico; la probeta se debe deformar un porcentaje considerable arriba del 60% teórico de su altura, la prueba debe ser ajustada a diferentes perfiles de velocidad a tasas de deformación para permitir la caracterización completa del material [1].

Para la obtención de curvas de flujo plástico se trabaja con varias pruebas, la primera es la prueba de compresión de anillos, ésta con la finalidad de obtener el coeficiente de fricción del material y posteriormente se trabaja con la compresión de cilindros, de la cual se obtiene la curva de flujo plástico durante la deformación del material [5].

Obteniendo las curvas que caracterizan el material en prueba, se puede visualizar entonces que, en el proceso de formado de metales, la deformación plástica y la fricción contribuyen en las condiciones de lubricación, vida de los herramientas y en las propiedades del producto terminado, y, significativamente, para determinar la máxima velocidad de deformación que puede ser utilizada para la producción de piezas sin tener un excesivo daño en el herramental [6].

Actualmente no existe una norma que establezca una metodología para poder hacer las pruebas de compresión de aceros para determinar las curvas de flujo plástico, pero en la literatura se ha encontrado que la metodología usada por laboratorios de investigación en el área de manufactura, especializados en el área de formado de metales, utilizan la compresión de pequeños cilindros en prensas mecánicas o servo-hidráulicas, las cuales se encuentran instrumentadas. Las pruebas tienen una metodología parecida a las pruebas de compresión, la cual es a través de una celda de carga se va midiendo la fuerza requerida para la deformación de las probetas [7].

Como se puede observar en la figura 1.1 y 1.2, el servo-actuador (representado por el color negro en la figura 1.1) que se seleccionó para el primer diseño es diferente al del modelo que el que finalmente se adquirió (figura 1.3), el cual tiene mayor capacidad, dimensión y fuente de alimentación. Con estas nuevas consideraciones, el diseño de soporte estructural propuesto por

Hernández Moreno S. [1] y representado en la figura 1.2, tendrá que ser modificado para que se pueda adaptar a estos cambios.

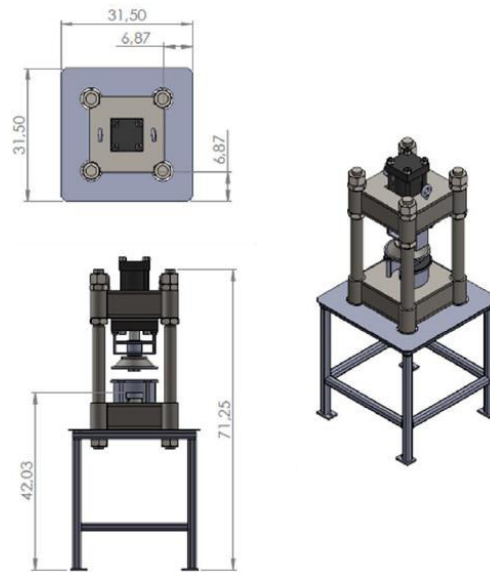


Fig. 1.2- Se representa la estructura de soporte para el plastómetro propuesto en la bibliografía [1].



Fig. 1.3.- Se puede visualizar el servo-actuador MOOG C086A77 [16]

### 1.1.2. Estado de la técnica

Como resultado de la búsqueda del estado de la técnica referente al plastómetro se recopiló información acerca de los laboratorios y universidades en México y en el mundo que se encargan de obtener las curvas de flujo durante la deformación de los materiales puesto a prueba.

Primeramente partiendo de la zona donde se desarrolla el trabajo, se pudo constatar que se han realizado escasas pruebas para la obtención de curvas de flujo plástico de deformación por compresión a altas temperaturas, basándose en el artículo publicado bajo el nombre de: “Estudio del estado de deformación en aluminio con ensayos de compresión en caliente por el método de elemento finito” [1], donde la temperatura para poder obtener las curvas de flujo plástico por debajo de la



temperatura de 600 °C, por lo que el autor Hernández Moreno, S. presentó un trabajo de innovador para el sector local automotriz con aplicaciones de forja donde la mayoría de las piezas son de acero con temperaturas de recristalización a 1000°C [11].

Algunas universidades alrededor del mundo cuentan con máquinas capaces de obtener las curvas de flujo plástico por compresión a altas temperaturas, las universidades como *Sheffield University* y *Deakin University Australia* cuentan con la misma maquina cuyas propiedades se mencionan a continuación [12]:

- Dispositivo termo-mecánico Gleeble® 3800
- Alcanza temperaturas de hasta 2000°C
- Sistema para la adquisición de datos de línea
- Capacidad térmica de calentamiento de especímenes a una razón de 10,000°C/s.
- Capacidad mecánica del sistema es de 20 Ton de fuerza estática en compresión y de 10 Ton en tensión.
- Velocidad de desplazamiento a una razón de 2,000mm/s.

Otra universidad que se puede mencionar es *Atilim Üniversitesi* ubicada en Turquía, en este establecimiento se cuenta con dos equipos para pruebas de compresión, uno es igual que la *Universidad de Sheffield y Deakin*. El segundo dispositivo es un sistema Uniaxial para pruebas de tensión-compresión de marca ZWICK, que tiene una capacidad de 30 Ton, con una velocidad de prueba que va de 0.001 – 250 mm/min. Las pruebas pueden hacerse en un rango de temperatura que va desde los 200°C hasta los 1200°C [13].

Otros laboratorios de instituciones como los de *Ohio State University (OSU)* y *North Carolina State University (NCSU)*, cuentan con una prensa *Obi Niagara A3*, con una capacidad de 32 Toneladas y con una prensa de 150 Toneladas respectivamente, con la cual hacen las pruebas de compresión [14]. También se pueden mencionar a aquellas personas expertas en el tema, la Universidad de OSU y la Universidad de NCSU, cuentan con Investigadores destacados en el área de forja, donde hacen pruebas para la obtención de las curvas de flujo de deformación a altas temperaturas [15].

La Universidad Técnica de Freiberg en Alemania también cuentan con varias máquinas capaces de obtener las curvas de flujo para conformado de metales, entre ellas destacan los modelos BÄHR MDS-830 con sistema de prueba multidireccional y ofrece la posibilidad de estudiar exactamente la influencia de la transformación en el cambio de fase, BÄHR BTA-840 con instalación de prueba biaxial y está equipado con cuatro cilindros hidráulicos que están alineados en ángulo recto en un plano y se pueden controlar individualmente para transmitir esfuerzos de tracción o compresión a la muestra y por ultimo BÄHR DIL 805 A / D con dilatómetro de templado y conformado, permite la investigación de conversiones de fase en función del régimen de temperatura-tiempo [36].

Las maquinas utilizadas para compresión de anillos han sido máquinas universales de ensayos mecánicos, ya que la probeta en forma de anillo se deforma en la dirección axial se obtiene un cambio de geometría, y para medir la fricción con esta técnica, no se necesitan los valores de esfuerzo de cedencia, ni la fuerza, solo la geometría final [9].

### 1.1.3. Pruebas específicas en el plastómetro

Como se mencionó anteriormente, existen variaciones en el diseño para los dispositivos llamados plastómetros y en este caso en particular no es la excepción ya que se tiene el diseño para pruebas de compresión a altas temperaturas en probetas cilíndricas y de anillo, en esta sección se mostrarán a detalle el tipo de ajuste que el dispositivo debe de tener.

Ya que se tienen dos tipos de probetas, entonces el diseño del plastómetro deberá tener de igual manera dos tipos de configuraciones, para las pruebas de probetas de anillo, el autor Hernández Moreno, S. [1] realizó los planos de fabricación con unas notas de diseño respectivamente para ayuda del ensamble y del funcionamiento del dispositivo.

El diseño del ensamble para cada prueba fue hecho de tal forma que sea práctico el montaje y realización de las pruebas, también pensando en cada detalle según los elementos de medición con los que cuenta el grupo de trabajo de diseño y manufactura. En la figura 1.4, el ensamble de la izquierda es el montaje para la prueba de probetas cilíndricas y el ensamble de la derecha es el de las pruebas de probetas de anillo, básicamente es el mismo ensamble, solo cambian los herramientas y bases de las probetas para garantizar las deformaciones requeridas para cada prueba, esto se puede observar dentro de los círculos rojos para cada tipo de configuración [1].

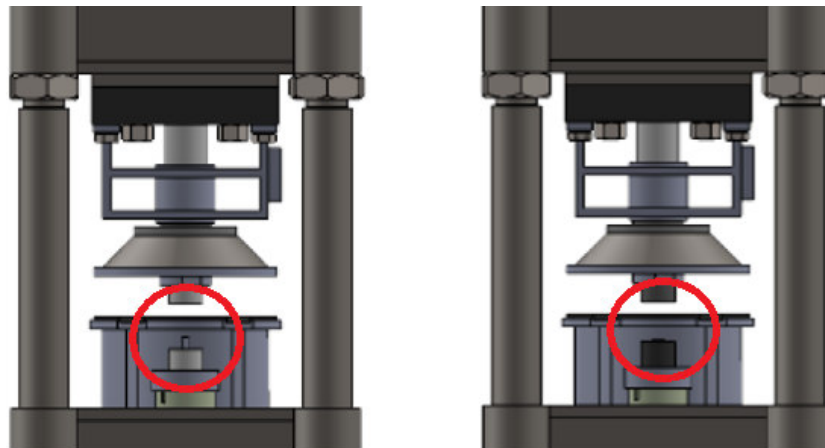


Fig. 1.4.- Se muestran las configuraciones para el tipo de probeta

La técnica de la prueba de anillo es una simple operación de forja hecha en una pieza con una geometría de anillo mediante la cual es posible calcular el coeficiente de fricción en función del cambio de diámetro del anillo y del cambio en su espesor [8]. Cuando una probeta en forma de anillo se deforma en la dirección axial se obtiene un cambio de geometría, este cambio depende sólo de la cantidad de compresión que se ejerce en la dirección del espesor y de las condiciones de fricción que hay entre la interfase herramienta-anillo. Si la fricción fuera cero, el anillo se deformaría como un si fuera un disco sólido, cada elemento de él fluyendo radialmente hacia fuera de manera proporcional a partir del centro [9].

Respecto a la otra prueba, se tienen las probetas con geometría cilíndrica de la cual se obtiene la curva de flujo característica para la deformación del material en estudio. La selección de la relación



entre la longitud y el diámetro de una probeta de compresión parece ser más o menos un compromiso entre varias condiciones indeseables. A medida que la longitud de la probeta se aumenta, se presenta una tendencia creciente hacia la flexión de la pieza, con la consiguiente distribución no uniforme del esfuerzo sobre una sección recta. Se sugiere una relación entre altura y diámetro de 10 como un límite superior práctico. A medida que la longitud de la probeta disminuye, el efecto de la restricción friccional en los extremos se torna sumamente importante; asimismo, para longitudes menores de aproximadamente 1.5 veces el diámetro, la resistencia aparente se aumenta. Comúnmente se emplea una relación entre longitud y diámetro de 2 o más, aunque la relación entre altura y diámetro varíe para materiales diferentes [10].

## 1.2 Justificación

El dispositivo denominado plastómetro tiene la función de obtener las curvas de flujo plástico para aplicación en forja, en el cual podrá ser posible realizar pruebas de compresión en probetas previamente calentadas a altas temperaturas, además la máquina podría ser capaz de controlar los perfiles de velocidad al aplicar la fuerza en la probeta, esto para tener un control sobre la razón de deformación y poder elaborar las curvas de esfuerzo-deformación.

Para realizar un estudio del comportamiento de algunos metales ya sea por demanda de la industria o de una investigación, es necesario tener que recurrir al extranjero ya que no se cuenta localmente con una máquina que pueda realizar estas pruebas en los metales y es por ello por lo que el diseño de una máquina que pueda obtener las curvas del comportamiento de materiales es necesario [1].

Ya que se cuenta con el diseño final del plastómetro, una estructura de soporte será necesaria para el diseño de ensamble final de la máquina. La estructura puede concebirse como un conjunto de partes o componentes que se combinan en forma ordenada para cumplir una función dada. La estructura debe cumplir la función a la que está destinada con un factor de seguridad razonable y de manera que tenga un comportamiento adecuado en las condiciones normales de servicio. Además, deben de satisfacerse otros requisitos, tales como mantener el costo dentro de los límites económicos y satisfacer determinadas exigencias estéticas [2].

Este proyecto abarca áreas del conocimiento pertenecientes al diseño y manufactura, como se mencionó anteriormente este dispositivo es una continuación de trabajos realizados por el cuerpo académico de diseño y manufactura de la división de ingenierías del campus Irapuato – Salamanca de la universidad de Guanajuato y alumnos que son miembros del grupo de trabajo de los encargados del proyecto “Diseño de un plastómetro para caracterizar aceros a altas temperaturas”.

## 1.3 Objetivos

Diseñar la estructura externa de un plastómetro hidráulico que sea capaz de soportar las cargas fluctuantes a fatiga que se presentan durante la operación de este y una vez obtenido el diseño se deberán realizar las adaptaciones necesarias al plastómetro diseñado anteriormente para el uso de un





cilindro hidráulico MOOG de alta velocidad modelo C086A77 ya que se recomiendan algunas consideraciones para su buen funcionamiento

## 1.4 Hipótesis

En este caso en particular la hipótesis puede ser planteada primeramente como una posible solución al problema descrito: Es posible diseñar y fabricar una estructura de soporte con todas las adaptaciones recomendables e indispensables de un cilindro hidráulico y un acumulador para que un dispositivo denominado plastómetro la cual tiene la capacidad de realizar pruebas de compresión a velocidad de deformación constante, ajustable para cada prueba, sometiendo las probetas de aceros a altas temperaturas elaborado previamente por Moreno, Saul de la bibliografía [1].

## 1.5 Estructura de tesis

En esta subsección se describirá de manera general como es que el presente trabajo de tesis está dividido, consta de 5 capítulos. El contenido de cada uno de estos se expone brevemente a continuación:

**Capítulo 1.** Está constituido por la exposición de la problemática en el diseño que se presenta para la estructura soporte y sus respectivas adaptaciones. Después se introducen los antecedentes en el amplio campo de la investigación en los materiales para la obtención del flujo en la deformación de aceros por compresión y trabajos posteriores por otros autores que conllevan este dispositivo denominado plastómetro. Así como también se presentan los puntos que motivan y justifican la realización de este trabajo, los objetivos que conlleva y la respectiva hipótesis de este trabajo.

**Capítulo 2.** Se presentan los cambios en el segundo modelo propuesto ya que del primero existe poca información acerca de ella, se representa por el dispositivo ubicado en la parte superior de una mesa sujetado por tuercas. Del segundo diseño presentado por el autor Hernández Moreno, S. [1] se deben tomar nuevas consideraciones para la estructura debido a la adquisición de un nuevo actuador MOOG y su respectivo acumulador. También otros cambios en el diseño se muestran detalladamente a lo largo del capítulo 2 para después hacer el análisis estructural de dichos cambios.

**Capítulo 3.** En esta sección se llevará a cabo el análisis estructural de la estructura soporte, como bien se sabe los cambios hechos por el autor del presente documento no pueden implementarse de manera arbitraria sin tener un estudio que demuestra que dichos cambios cumplen con las necesidades y no se presentaran fallas o que la maquina no se desempeñe de manera eficiente.



**Capítulo 4.** Una vez completado el análisis de los elementos involucrados en el ensamble para el dispositivo, se estudia en esta sección las uniones atornilladas basándose en las consideraciones de diseño mecánico recomendadas por Keith J. & Budynas, R. [3]. Se muestra a detalle por nomenclatura para cada tipo de tornillo con sus respectivos accesorios como arandela y tuercas.

**Capítulo 5.** Algunos elementos en la estructura soporte se especificó unirlos mediante soldadura, ya que el acumulador queda en una ubicación donde no es posible ensamblarse de manera sencilla y se opta por utilizar placas de acero que conecten uno de los triángulos soporte con las abrazaderas del acumulador. La unión por soldadura es analizada en esta sección y se muestran los respectivos resultados para su implementación en los planos de fabricación.

**Capítulo 6.** Como todo trabajo de investigación, se adquieren varios conocimientos para el autor del proyecto y es por lo que en este capítulo se especifican los conocimientos obtenidos sobre análisis de esfuerzos en la estructura, cálculo de uniones atornilladas y el cálculo de soldadura. También se muestran las conclusiones generales y la experiencia de diseñar una máquina manualmente y mediante software. Así como los objetivos alcanzados y las recomendaciones para construir la estructura soporte

## CAPÍTULO 2: CAMBIOS Y CONSIDERACIONES EN EL DISEÑO

En esta sección se presenta el segundo modelo propuesto ya que como se mostró en la figura 1.2 sección 1.1.1, no se incluye el servo-actuador MOOG C086A77. Entonces del segundo diseño se definieron algunas nuevas características en la máquina para adaptarse a las consideraciones que se presentaron en el grupo de trabajo de los encargados del proyecto.

### 2.1 Presentación del segundo diseño propuesto

Primeramente, se mostrará el plastómetro el cual es el dispositivo principal que obtiene las curvas deseadas, el sistema se muestra en la figura 2.1, para los dos casos de probetas a caracterizar las cuales son: de probeta cilíndrica (figura de la derecha) y probeta de anillo (figura de la izquierda). Este dispositivo fue diseñado por el M. I. Saúl Andrés Hernández Moreno y sus respectivos asesores [1], su diseño fue calculado en ANSYS como se redacta en la tesis para el grado de maestría. Ahora se modificará la estructura soporte planteada por este mismo autor para que sea capaz de manejar las fuerzas que se ejercerán en las probetas.

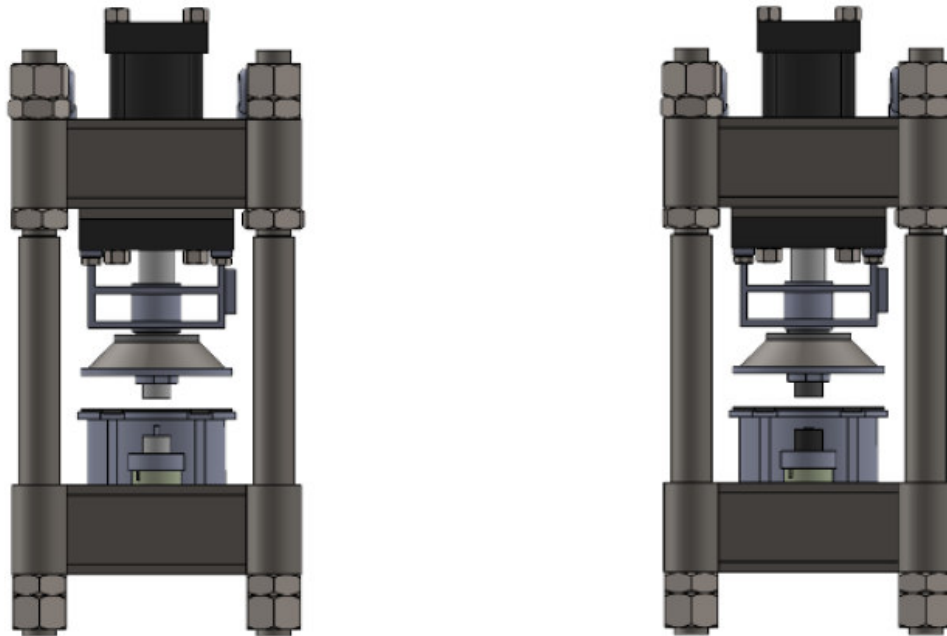


Fig. 2.1.- Se muestran las dos configuraciones del plastómetro [1].

En la figura 2.2 se puede observar el modelo elaborado en un software CAD, de una estructura que soporta al sistema del plastómetro que se muestra en el centro del mecanismo, dicho diseño no está totalmente completo por lo que a lo largo del capítulo se hablarán de los detalles a cambiar para un nuevo diseño estructural. Como se puede observar la estructura hasta el momento es simple pues se muestran los triángulos que dan soporte y estabilidad al sistema mediante una placa cuadrada que sujeta a estas 4 piezas, es posible observar también que en la parte central se tiene el actuador

sostenido de la placa superior, este actuador será el que aplique la fuerza de compresión a la probeta. También se puede ver el sistema del plastómetro sostenido por otra placa que al mismo tiempo se ensambla con los 4 catetos verticales de los 4 triángulos. Después se observan las placas que se ubican en la parte inferior de los triángulos los cuales tienen la función de darle una estabilidad a la estructura y por último se tiene el acumulador que se sostiene sobre una de las caras de los triángulos y este tiene la función de accionar el actuador.

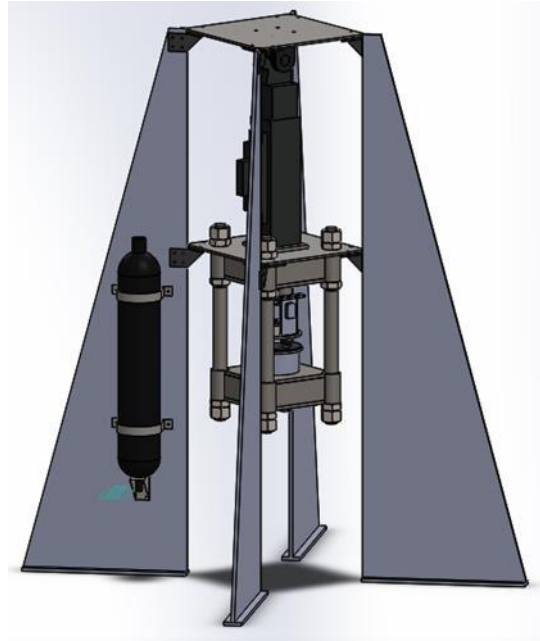


Fig. 2.2.- Se puede observar el modelo CAD del segundo diseño del plastómetro en SolidWorks.

## 2.2 Consideraciones del Actuador

### 2.2.1 Especificaciones técnicas

De acuerdo con las especificaciones técnicas proporcionadas por el manual de usuario de MOOG Inc. [16], en la siguiente tabla se pueden observar el número de modelo de los servo-actuadores hidráulicos fabricados por MOOG, la fuerza nominal ejercida por el actuador, la fuerza estática obtenida con un valor numérico estándar de presión igual a 207 Bar (3000 psi), la longitud de la carrera total, así como la carrera de trabajo. También se dan los valores para los diámetros del agujero y su respectivo eje. Finalmente se da a conocer el área del pistón.

Tabla 2.1- Se muestran las especificaciones técnicas del actuador MOOG [16].

**Key Actuator Specifications**

Model Number	Nominal Force	Static* Force	Full Stroke	Working Stroke	Rod Dia.	Bore Dia.	Piston Area
Units	kN (kip)	kN (kip)	mm (in)	mm (in)	mm (in)	mm (in)	cm <sup>2</sup> (in <sup>2</sup> )
C086A73	15 (3.3)	19.9 (4.5)	180,230,330 (7.1,9.1,13)	100,150,250 (4,6,10)	45 (1.8)	57 (2.2)	9.6 (1.5)
C086A74	25 (5.5)	31.6 (7.1)	180,230,330 (7.1,9.1,13)	100,150,250 (4,6,10)	45 (1.8)	63 (2.5)	15.3 (2.37)
C086A75	50 (11)	58.5 (13.2)	180,230,330 (7.1,9.1,13)	100,150,250 (4,6,10)	80 (3.1)	100 (3.9)	28.3 (4.39)
C086A76	100 (22)	130.1 (29.2)	140,190,290 (5.5,7.5,11.4)	100,150,250 (4,6,10)	80 (3.1)	120 (4.7)	62.8 (9.74)
C086A77	150 (33)	170.7 (38.4)	140,190,290 (5.5,7.5,11.4)	100,150,250 (4,6,10)	80 (3.1)	130 (5.1)	82.4 (12.8)
C086A79	250 (55)	280.0 (63.0)	140,190,290 (5.5,7.5,11.4)	100,150,250 (4,6,10)	100 (3.9)	165 (6.5)	135 (20.9)
C086A7A	500 (110)	617.8 (138.9)	124,174,274 (4.9,6.9,10.8)	100,150,250 (4,6,10)	140 (5.5)	240 (9.4)	298 (46.2)

Cushion length on each end is 20 mm (0.79 in). The C086A7A has a 12 mm (0.47 in) cushion.

\*Calculated at 207 Bar (3000 psi).

Como se puede observar el actuador con el que se cuenta en el laboratorio de las instalaciones de la Universidad de Guanajuato DICIS, tiene las características enmarcadas por el cuadro rojo de la tabla 2.1, dichas características se resumen a continuación para el actuador C086A77

- Fuerza nominal → 150 kN (33 kip)
- Fuerza estática → 170.7 kN (38.4 kip)
- Fin de carrera → 140,190,290 mm (5.5,7.5,11.4 in)
- Carrera de trabajo → 100,150,250 mm (4,6,10 in)
- Diámetro de eje → 80 mm (3.1 in)
- Diámetro del agujero → 130 mm (5.1 in)
- Área del pistón → 82.4 cm<sup>2</sup> (12.8 in<sup>2</sup>)

### 2.2.2 Dimensionamiento principal

Al contar con el actuador en las instalaciones de la Universidad de Guanajuato, fue posible obtener las dimensiones generales para así poder modelarlo mediante geometrías simples que sirvan de dimensiones máximas para poder obtener una estructura adaptada al actuador.

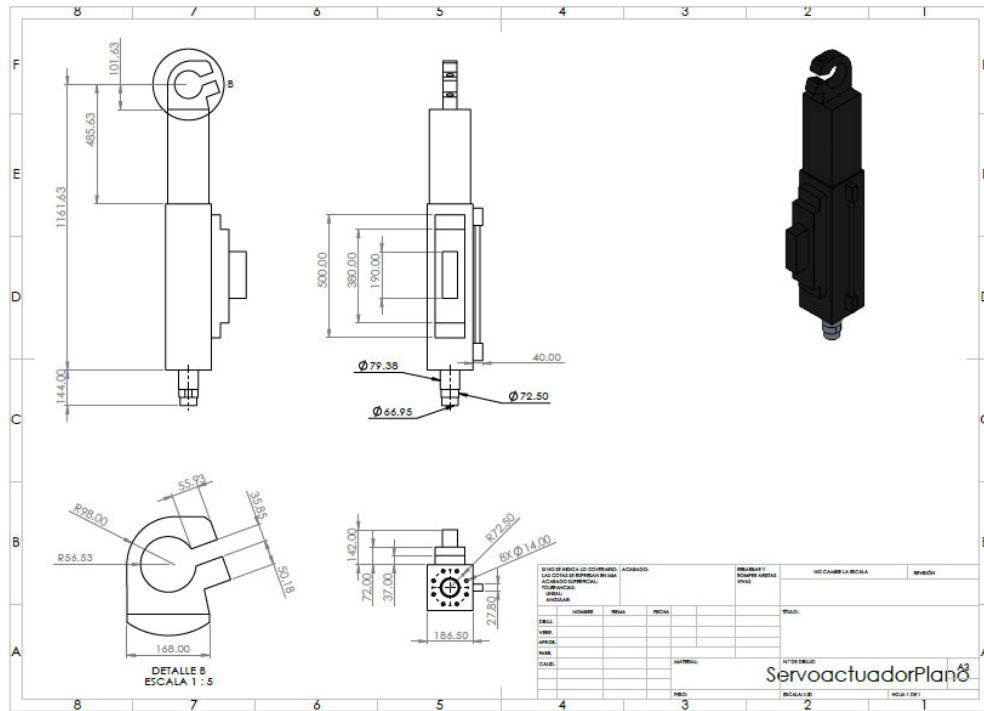


Fig. 2.3.- Dimensiones generales del servo-actuador.

### 2.2.3 Adaptaciones en la estructura

Como se mencionó anteriormente el nuevo dimensionamiento del actuador provocó nuevos cambios en la estructura del plastómetro, uno es la distancia a la que el plastómetro se ubica ya que este tiende a ser de mayor longitud, en otras palabras, los soportes que se conectan en el cateto vertical de los triángulos se ubicarían más abajo por la longitud del actuador.

Otro de los cambios es una geometría tubular ubicada al costado del actuador que al principio no se consideró, además de que este mismo no se contempló ya que en el primer diseño de la estructura el actuador se pensaba ensamblar desde la placa superior del plastómetro, pero contemplando que este mismo ejercerá una fuerza considerable entonces se cambia el diseño a que el actuador se sujete desde la placa inferior del plastómetro, tal como se muestra en la figura 2.4.

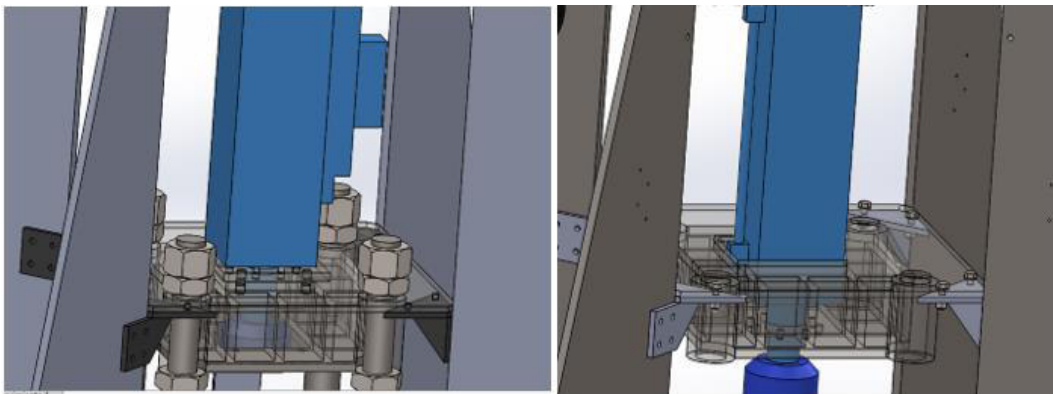
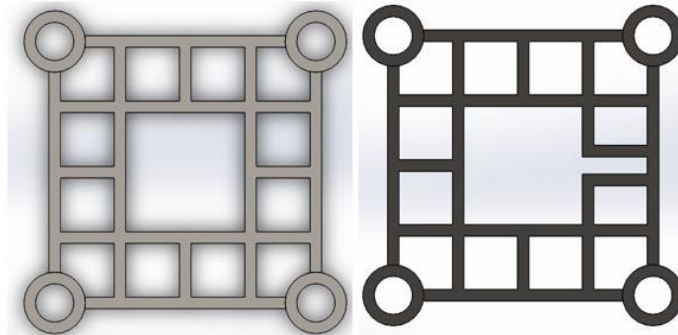


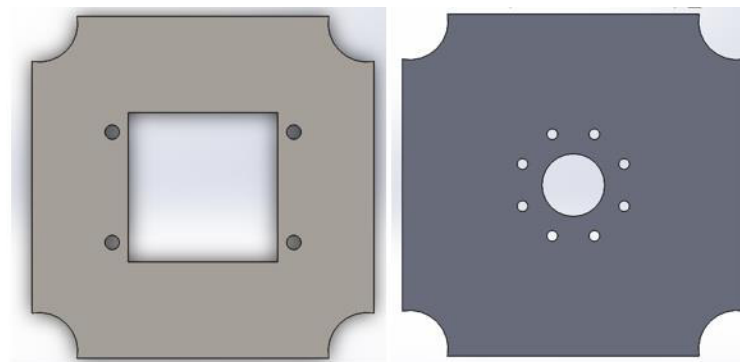
Fig. 2.4.- Lado izquierdo plastómetro inicial y del lado derecho diseño actualizado.

En las imágenes de la figura 2.4, el actuador está representado en color azul para que se pueda distinguir como es que este mismo se sujeta de las placas del plastómetro. La del lado izquierdo solo se sujeta por una placa barrenada que conecta la estructura interna soldada mientras que del lado derecho se puede observar que atraviesa e incluso modifica la parte interna, dicha modificación se puede observar en la figura 2.5.



*Fig. 2.5.- Se observa la modificación en la parte interna del plastómetro.*

La modificación a la que se le hace referencia es debido a que en el actuador se encuentra un perfil tubular, este perfil se puede observar en la figura 2.4 el cual tiene una dimensión de 27.8 mm y en la geometría mostrada en la figura 2.6, el espacio que se abre por las dos placas se le dio una tolerancia de 1 mm por lo que mide 28.8 mm, con esta geometría adaptada se necesita entonces cambiar la placa inferior de esta misma estructura para poder sostener el actuador, dicha placa se muestra en la figura 2.6.



*Fig. 2.6.- Se puede visualizar el cambio en la placa que sujeta el actuador con el plastómetro (derecha).*

En la figura 2.6 se muestra del lado izquierdo la placa del diseño original y la placa derecha es el diseño propuesto, la cual tiene la función de unir el actuador con el sistema del plastómetro, como se puede observar en la imagen derecha de esta figura, esta presenta un espacio hueco circular donde el actuador podrá realizar la carrera y este tiene un diámetro mayor (+2mm) que el de la barra del pistón perteneciente al actuador. Por otro lado, también se puede observar el sistema radial de barrenos el cual es coincidente con los barrenos del actuador (en la figura 2.4 es posible visualizar los 8 barrenos de 14 mm de diámetro).

Finalmente, el sistema está casi sujeto por completo, pero al ensamblar y tomando consideraciones de dimensiones del actuador se presenta otro problema, el cual es que el actuador no alcanza a llegar hasta la placa inferior barrenada del plastómetro debido a interferencia de geometrías del pistón, tal como se muestra en la figura 2.7.

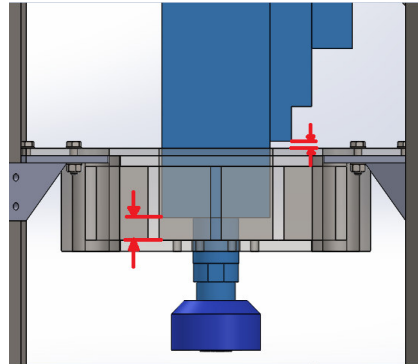


Fig. 2.7.- Se observa la interferencia de geometrías presentadas entre el actuador y el sistema superior del plastómetro.

Para solucionar este problema se decide incluir algún sólido que sirva para ocupar ese espacio y pueda estar entonces el sistema de la estructura ensamblada entre actuador y el plastómetro, más adelante se menciona este sólido ya que está en función de otro elemento en el plastómetro.

## 2.3 Consideraciones en el acumulador

### 2.3.1 Especificaciones

De acuerdo con el manual del usuario del acumulador que se tiene en las instalaciones de la universidad de Guanajuato, este tiene que ir lo más cercano posible a las entradas y salidas del actuador, al mismo tiempo se dice que este no puede estar volteado, es decir la salida del acumulador tiene que estar siempre en la parte inferior y en posición vertical, dichos cambios en las consideraciones se muestran en la siguiente figura.

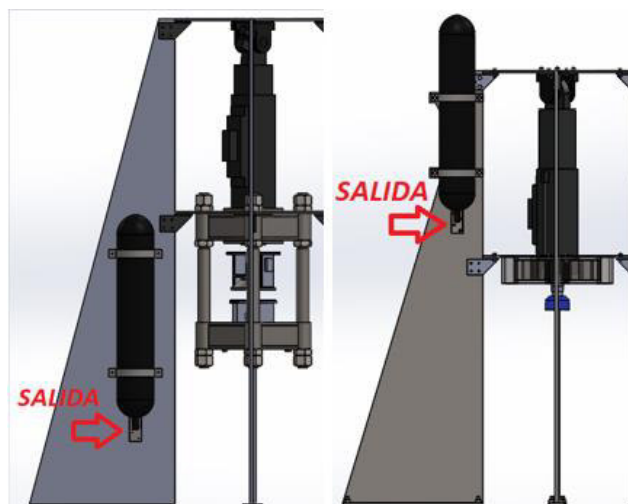


Fig. 2.8.- Se visualiza el cambio de ubicación del acumulador (derecha).



Con este nuevo cambio entonces se debe de buscar la manera en que el acumulador quede sujetado por las dos abrazaderas que se encuentran en el cuerpo del acumulador, como se puede observar en la geometría de la figura 2.9 las abrazaderas quedan por fuera de los triángulos. Con este nuevo problema se analiza el caso y entonces se propone incluir dos soleras que se ensamblará y soldará en las caras del triángulo en el que está sujeto el acumulador, dichas soleras se muestran a continuación.

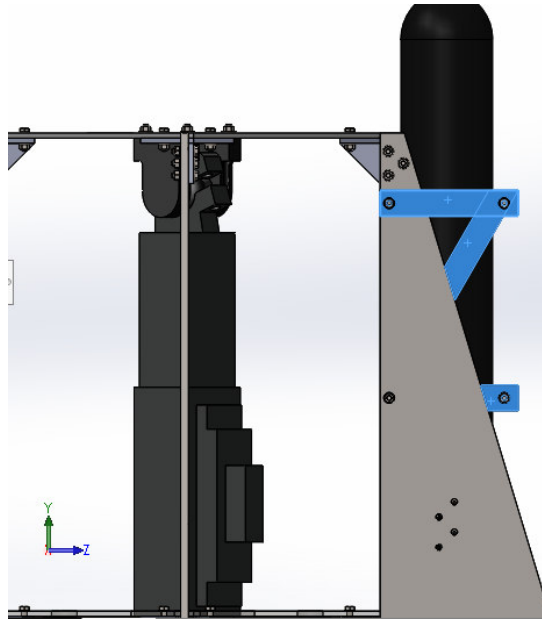


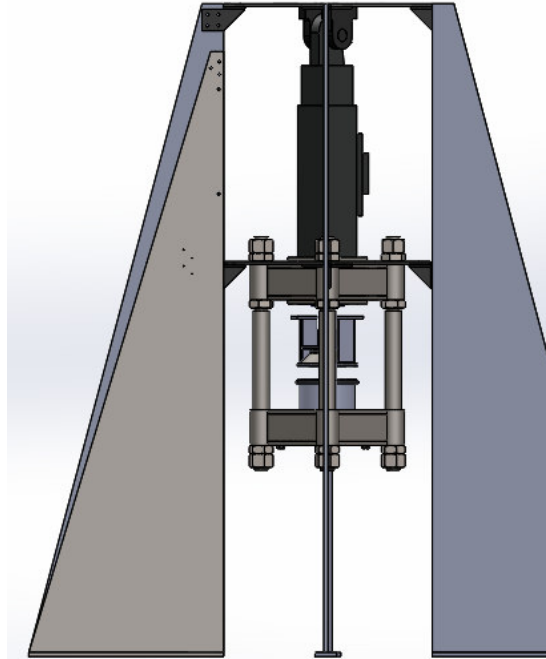
Fig. 2.9.- Se puede observar la vista trasera del acumulador para ver las soleras que lo sostienen.

Como se puede observar en la figura 2.10, las soleras vienen representadas por el color azul los extremos barrenados serán ensamblados mediante uniones atornilladas y los extremos donde no hay barrenos se tendrá que soldar para unir los elementos de soleras y triángulo (estructura base).

## 2.4 Cambios adicionales en la estructura

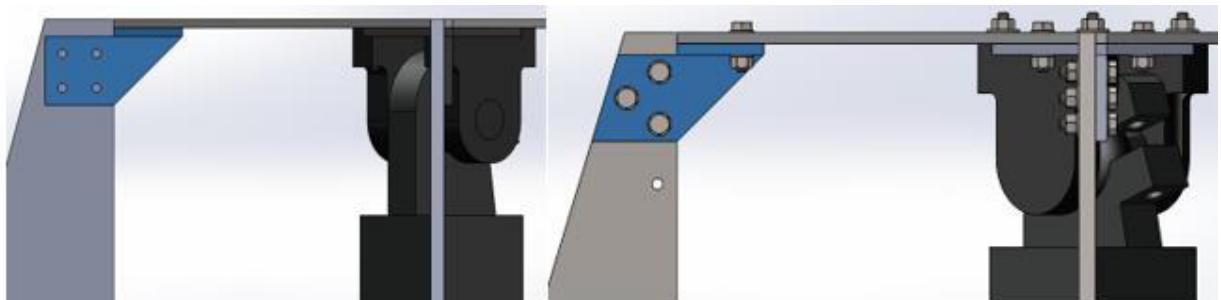
### 2.4.1 Ensamble entre triángulos soporte

Dentro del primer diseño de la estructura que le da soporte al plastómetro también se encontró que los triángulos modelados también fueron de dimensiones arbitrarias o aproximadas, una vez que la universidad consiguió estas placas triangulares entonces se implementaron las medidas obtenidas directamente de las conseguidas, cuando se introdujeron entonces las nuevas medidas se presentó un problema en la parte superior, la sección donde se encuentran 4 barrenos para unirse con la placa superior mediante el soporte creado, este problema se muestra a continuación.



*Fig. 2.10.- Se Muestra la diferencia entre los tamaños de los triángulos soporte.*

Como se puede observar, en color gris se tiene el triángulo con las nuevas medidas y al mismo tiempo se observa que este es de menor tamaño al que ya se tenía en el primer modelo del diseño. Con esto entonces al tratar de colocar el soporte que conecta la placa superior con los triángulos se observa que los 4 barrenos no se pueden implementar ya que uno de ellos sobresale de la cara del triángulo (barreno superior izquierdo), por lo que entonces se debe de modificar la forma del soporte, dicho cambio en el soporte se muestra a continuación en la figura 2.11.



*Fig. 2.11.- Se puede observar el cambio implementado en el soporte (derecha)*

#### **2.4.2 Unión entre Servo-actuador y estructura del plastómetro**

Como se mencionó anteriormente, el servo-actuador se introdujo dentro de la estructura del plastómetro para que tuviera una unión más rígida, entonces para el ensamble actúan 4 elementos que unen rígidamente el compuesto, dichos elementos se muestran en la figura 2.12:

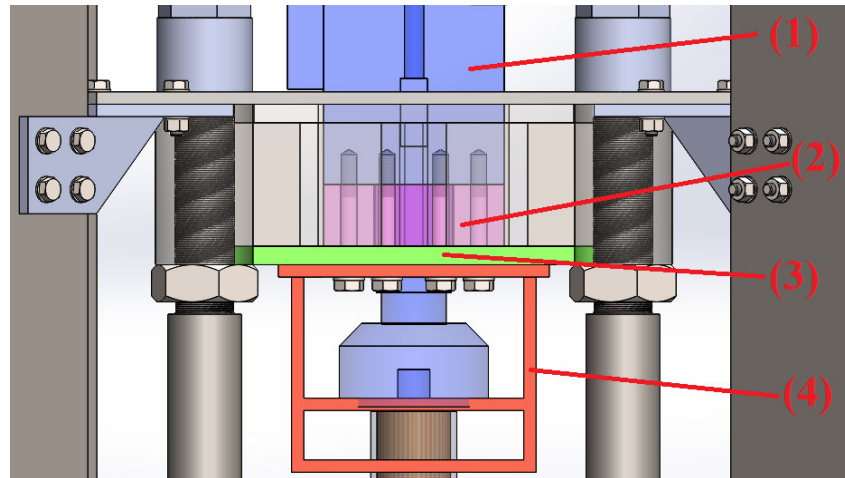


Fig. 2.12.- Se pueden observar los 4 elementos que conforman la unión para el servo-actuador.

Como se puede observar en la figura 2.12 el compuesto está conformado por varios elementos, la geometría (1) mostrada con el color azul representa al servo-actuador, de color rosa (2) muestra una solera de 2.5” de espesor cuya función es rellenar el espacio que se tiene dentro de la estructura soldada diseñada por el Hernández Moreno, Saúl [1] (ver figura 2.5), esta geometría le da más rigidez a la unión ya que sin ella ese espacio quedaría vacío y los esfuerzos se transmitirían a otros elementos de manera más directa. Después se tiene la placa verde con el numero (3), que conecta las columnas con la estructura soldada interior (Fig. 2.6) y por último se tiene el elemento 4 mostrada con el color rojo, esta estructura se rediseñó para que pudiera cumplir la función de ser la geometría donde el tornillo empieza su unión, es decir; la superficie donde la cabeza del tornillo toma lugar. Dicho cambio de diseño se muestra en la figura 2.13

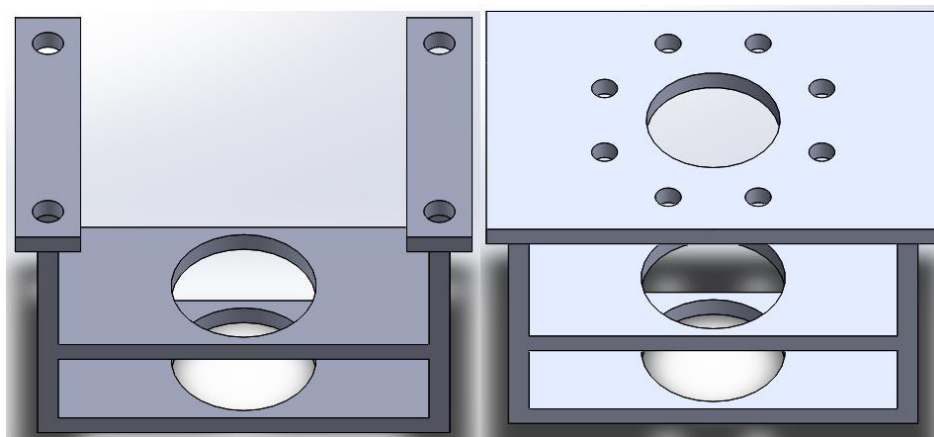


Fig. 2.13.- Se muestra el cambio de diseño para el porta-buje del plastómetro.

Obsérvese que se ha añadido por completo una placa en la parte superior y remplazado los barrenos de las esquinas, esto para ubicar el sistema radial de 145 mm donde se ubican 8 barrenos en el que se introducen los tornillos M16. También se observa el espacio en el centro donde el cilindro del actuador tendrá lugar.

### 2.4.3 Cambio en el soporte del acumulador

Consultando la página del fabricante Parker [17], se obtiene uno de los modelos CAD para el acumulador modelo BA10B3U01P2 con él se pueden consultar características como todo el dimensionamiento y el respectivo peso con un plano adjunto al descargable en la página. Una vez que se tiene este modelo se verifica la cota de la salida del acumulador y se consulta el que ya se tenía, entonces se rediseña el soporte haciéndolo más ancho y ampliando la sección donde se coloca el acumulador, se decide añadir un chaflán en este espacio para que se tenga más superficie de contacto y disminuir la carga en la línea de contacto que antes se tenía.

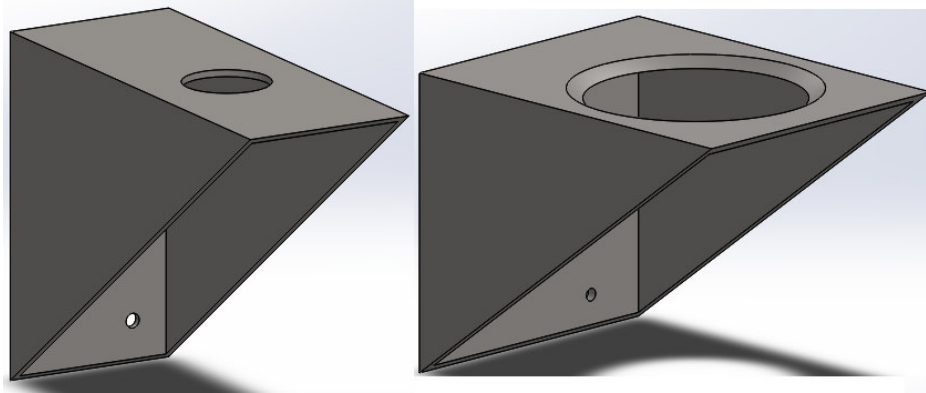


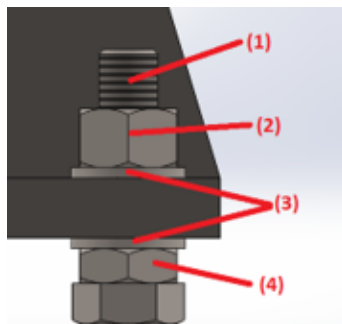
Fig. 2.14.- Se observan los cambios en el diseño para el soporte del acumulador (derecha).

## 2.5 Consideraciones de la estructura para el lugar de trabajo

### Niveladores en la estructura

El dispositivo denominado plastómetro junto con el acumulador y el actuador ejercerán grandes cargas, por lo que la estructura que soporta este dispositivo debe ser lo más estable posible incluyendo que en la parte inferior exista un contacto totalmente fijo y nivelado para que se desprecien fuerzas resultantes y una carga totalmente distribuida para las 4 bases triangulares.

Para esta consideración entonces se opta por implementar unos niveladores conformado por los siguientes elementos:



Elementos que conforman el nivelador	
1	Tornillo 3/4-10X3X3
2	Tuerca hexagonal 3/4
3	Arandelas estrechas planas de 3/4
4	Contratuerca hexagonal 3/4

Fig. 2.15.- Se observan los elementos que conforman el nivelador en la estructura.

Este pequeño ensamble se utiliza 4 veces para cada triangulo base para una mejor estabilidad y para que el peso del sistema no esté tan concentrado en estos niveladores, en la siguiente figura se muestra cómo es que están distribuidos los niveladores en las soleras de los triángulos bases

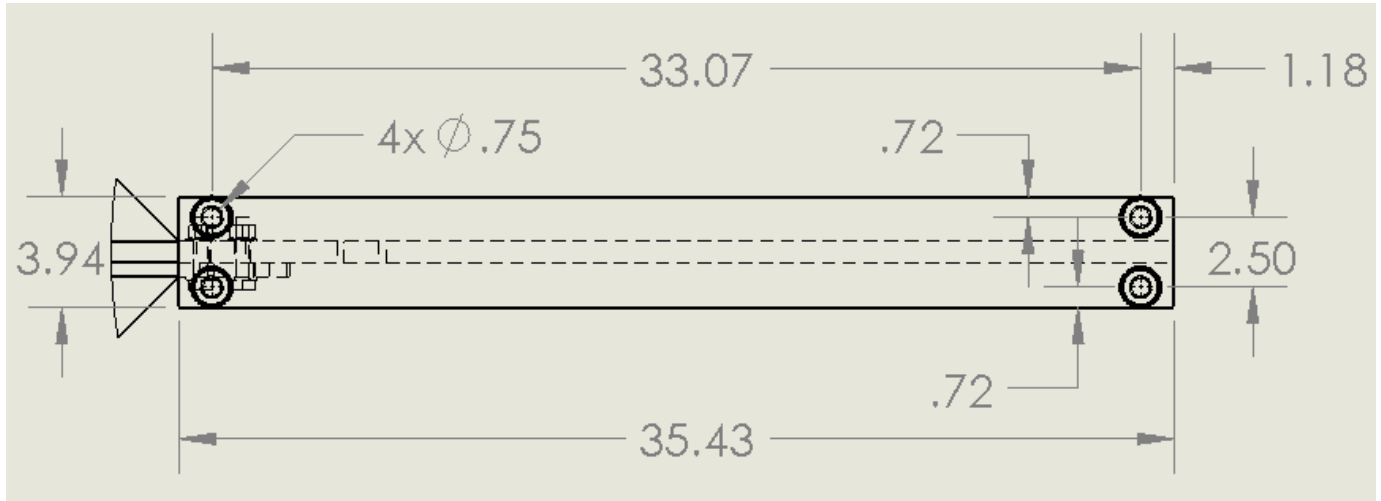


Fig. 2.16.- Se muestran las ubicaciones de los niveladores

Y finalmente el sistema de nivelación queda completamente definido para el lugar de trabajo en el que este dispositivo deba trabajar y se tiene completamente definido el modelo tal como se muestra en la figura 2.17.

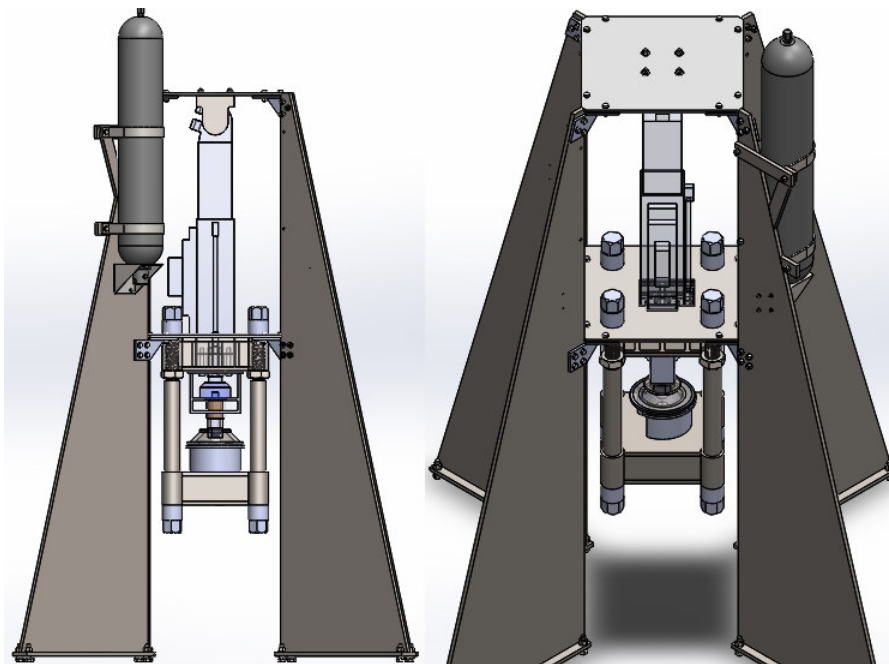


Fig. 2.17.- Se representa el ensamble completo de la máquina.



## CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA SOPORTE DEL DISEÑO FINAL

En esta sección se presentan los cálculos hechos por el autor del presente documento sobre los elementos más críticos dentro del ensamble de la estructura soporte del plastómetro, se muestra el factor de seguridad obtenido para los elementos y también se cuenta como respaldo simulaciones hechas en ANSYS para una mejor comprensión grafica de los elementos.

### 3.1 Fallas Resultantes para carga estática

Una carga estática es una fuerza estacionaria o un par de torsión que se aplica a un elemento. Para ser estacionaria, la fuerza o el par de torsión no deben cambiar su magnitud, ni el punto o los puntos de aplicación, ni su dirección. Una carga estática produce tensión o compresión axial, una carga cortante, una carga flexionante, una carga torsional o cualquier combinación de éstas. Para que se considere estática, la carga no puede cambiar de ninguna manera [3].

La falla puede significar que una parte se ha separado en dos o más piezas; se ha distorsionado permanentemente, arruinando de esta manera su geometría; se ha degradado su confiabilidad, o se ha comprometido su función, por cualquier razón. Cuando un diseñador habla de falla puede referirse a cualquiera o todas estas posibilidades [3]. En este capítulo la atención se enfoca en el diseño por falla a carga estática.

Por lo que se refiere al caso de falla, ésta se origina cuando se vencen las fuerzas intermoleculares y se movilizan las dislocaciones existentes en el interior de granos, o bien existe deslizamiento en los límites de granos, o también si existe difusión atómica. Todas estas situaciones indican cambios estructurales que debilitarán la resistencia del material. Ahora bien, todas ellas se presentan para la combinación de esfuerzos que satisfacen la función antes mencionada [18]

Ahora bien, los criterios de falla y ruptura se fijan mediante convenciones de acuerdo con el nivel máximo de esfuerzos que el material debe soportar. Este nivel se determina a fin de que no se registren deformaciones que rebasen cierto límite, o de que no se propaguen grietas existentes. En general se tiene que dicho nivel se estima a partir de una cierta función de los esfuerzos principales, o sea [18]

$$f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = 0$$

Se ve por tanto que para establecerlo es indispensable determinar el estado de esfuerzos existente en un problema dado. Los mecanismos de falla dependen de la estructura microscópica del material y de la forma de sus enlaces atómicos. Para predecir la falla de materiales bajo cargas estáticas (se considera carga estática a aquella que no varía su magnitud ni dirección en el tiempo) y poder hacer diseños de elementos de máquinas confiables se han desarrollado varias teorías para grupos de materiales, basándose en observaciones experimentales [19].

Las teorías de falla se dividen en dos grupos:



Tabla 3.1- Se observan las teorías de falla para los materiales dúctiles y frágiles [19].

<b>Materiales dúctiles</b>	<b>Materiales frágiles</b>
<ul style="list-style-type: none"><li>- Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo – Teoría de Tresca (MSS)</li><li>- Teoría de la Energía de Distorsión – Teoría de Von Misses (DE)</li><li>- Teoría de la Fricción Interna - Coulomb-Mohr Dúctil (IFT)</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Teoría del Máximo Esfuerzo Normal – Teoría de Rankine (MNS)</li><li>- Teoría de Coulomb Mohr Frágil (BCM)</li></ul>

En la siguiente sección se informará al lector más a detalle acerca de la teoría de la energía de distorsión ya que el material de los elementos que se analizarán en las próximas secciones se trata de materiales dúctiles

### 3.1.1 Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

Todo elemento de máquina fabricado con materiales dúctiles (alargamiento mayor al 5% a la ruptura), sometido a cargas estáticas, se fracturará cuando se supere su resistencia última  $S_{ut}$ . No obstante, en general para piezas de maquinaria, consideraremos que la falla del material se produce cuando superamos su límite elástico  $S_{yt}$  [20].

No existe una teoría universal de falla para un caso general de las propiedades del material y el estado de esfuerzo. En base a datos experimentales, se han establecido diferentes teorías para explicar la falla de materiales dúctiles bajo cargas estáticas. Actualmente se consideran principalmente dos de estas teorías: [20, 21].

- Teoría de la energía de distorsión o teoría de von Mises.
- Teoría del esfuerzo cortante máximo o teoría de Tresca-Guest.

La teoría del esfuerzo cortante máximo establece que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir. La teoría del esfuerzo cortante máximo también se conoce como la teoría de Tresca o Guest. La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material. A esta teoría también se conoce como la Teoría de von Mises [21,22].

De las dos teorías citadas es la de von Mises, la que más se ajusta a los ensayos empíricos. No obstante, dado su fácil aplicación, y a que los resultados son sensiblemente más conservadores que en la anterior; la teoría de la tensión cortante máxima se emplea con frecuencia [20].

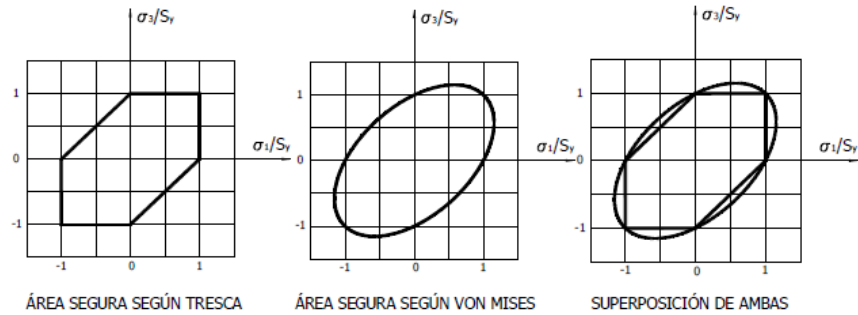


Fig. 3.1.- Se pueden ver las áreas seguras según la teoría

Como se puede observar en la figura 3.1 del lado izquierdo se observa el área segura según Tresca, mientras que en la parte central se muestra el área segura según von Mises y por último en la figura de la derecha la superposición de ambas para poder concluir que es más conservadora (se observa en la comparación de las áreas internas). La teoría de la energía de distorsión es la teoría de falla más adecuada para materiales dúctiles y uniformes (resistencia a la tracción aproximadamente igual a la resistencia a compresión), y cuya resistencia al cortante sea menor a la de tracción. Esta teoría consiste básicamente en determinar la denominada esfuerzo equivalente a la tensión de von Mises ( $\sigma'$ ), Para el esfuerzo plano, sean  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$  los dos esfuerzos principales diferentes de cero.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2}$$

Tras haber determinado el estado de esfuerzos del punto más castigado. Una vez obtenido el esfuerzo de von Mises, se compara con el límite elástico del material ( $S_y$ ), y se obtiene el factor de seguridad del material [20].

$$\eta = \frac{S_{yt}}{\sigma'}$$

### 3.2 Soportes superiores

Uno de los elementos que se debe analizar es el soporte que se encuentra en la parte superior de la estructura que sostiene el plastómetro, ya que este soportará la placa superior y el servo-actuador que representan un peso considerable. Dicho lo anterior, entonces se procede a recopilar información que influyen en este componente.

#### Parámetros de diseño

Analizando el modelo CAD se puede observar que la placa superior y el servo-actuador que cuelga de esta placa, son los principales elementos que influyen en el elemento en estudio, entonces con las herramientas de SolidWorks se elige primeramente el material ASTM A36 para la placa superior, esto con la finalidad de que el mismo software calcule el peso de este con la herramienta de “*propiedades físicas*”, tal como se muestra en la figura 3.2.



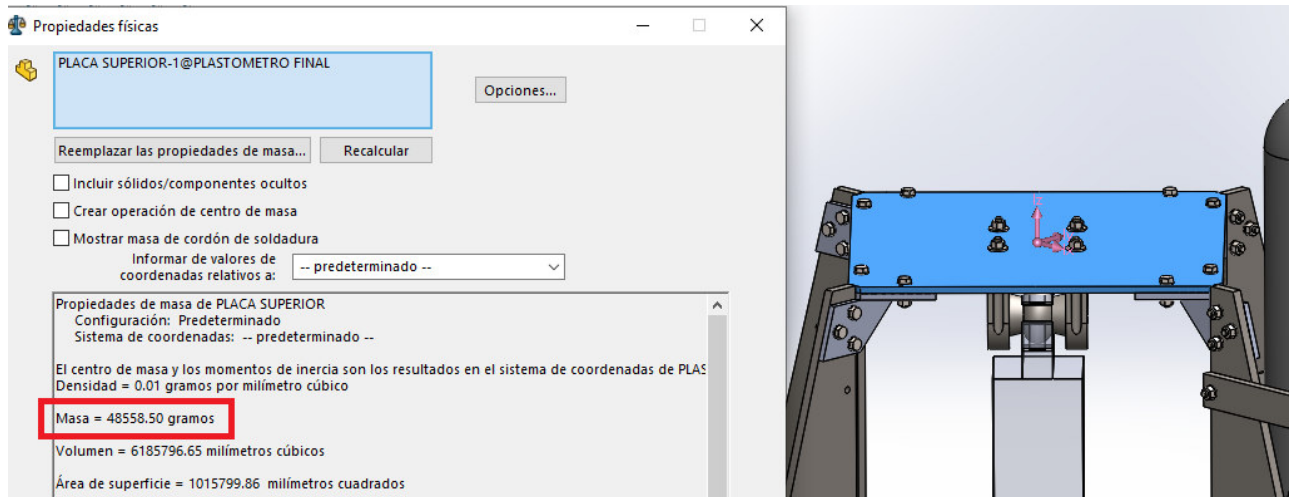


Fig. 3.2.- Se muestra el peso en gramos de la placa superior.

Como se puede observar en la imagen anterior, la placa superior tiene una masa de 48.558 kg. El peso del servo-actuador no está en el manual de usuario de MOOG [16], este elemento involucrado en el análisis no se puede aplicar el mismo método para obtener el peso del servo-actuador, ya que solo se tiene el modelo con las dimensiones necesarias para poder llevar a cabo el ensamble, además de que el servo-actuador tiene espacios vacíos, diferentes materiales dentro de su geometría, entre otros factores. Entonces se opta por consultarlo en la información de embarque, el cual da una masa aproximada de 278 kg y se obtiene entonces el peso a partir de la masa total, tal como se muestra a continuación:

$$masa_{total} = masa_{servo} + masa_{placa} = 278 \text{ kg} + 48.558 \text{ kg} = 326.558 \text{ kg}$$

$$W = mg \quad (3.1).$$

Donde:

$W \rightarrow$  Peso medido en Newtons [N]

$m \rightarrow$  Masa medida en kilogramos [kg]

$g \rightarrow$  Valor constante de la gravedad considerada como  $9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$

Sustituyendo valores numéricos en la ecuación 3.1 se obtiene el peso a considerar para los soportes, como se tienen 4 soportes (véase la figura 2.18) este valor se dividirá entre 4 para solo analizar uno de estos soportes, entonces se tiene que:

$$W = mg = (326.558 \text{ kg}) \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) = 3203.534 \text{ N} \rightarrow \text{entre 4 soportes} \rightarrow W = 800 \text{ N}$$

Con lo anterior, se procede a realizar un diagrama de cuerpo libre del problema donde se representan las sujeciones, fuerzas y eje de referencia

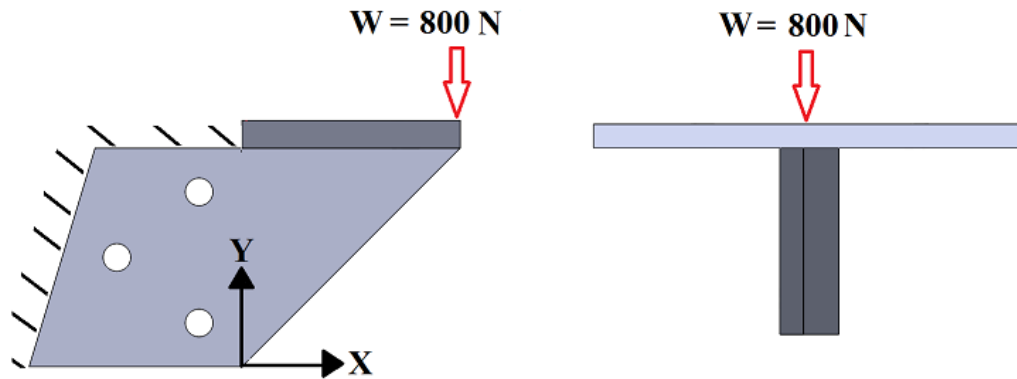


Fig. 3.3.- Diagrama auxiliar del elemento en estudio.

### 3.2.1 Obtención del esfuerzo de von Mises manual

Con ayuda del diagrama mostrado en la figura 3.3 se puede simplificar la geometría a lo que se muestra en la Figura 3.4, semejándolo a una viga de sección transversal irregular a lo largo del eje horizontal, esto se puede observar en la figura siguiente. Obsérvese que conforme se avanza en el eje X, la altura H cambia.

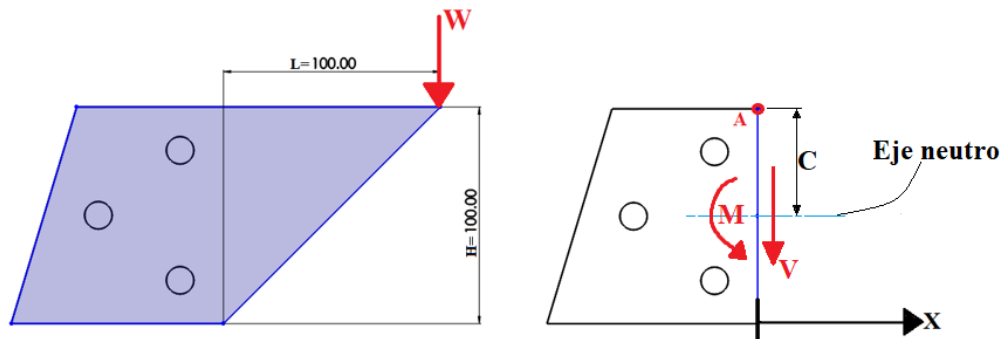


Fig. 3.4.- Diagrama de cuerpo libre de uno de los soportes superiores.

Como se puede observar en la figura, en la parte izquierda se tiene la fuerza aplicada y se ubica de tal forma que sea crítico y se produzca una flexión máxima con el momento producido. En la figura de la derecha se aplica un corte en el punto A en  $x = 0$  representado mediante la línea azul. En este punto se produce un momento M y una fuerza de corte V. Con esto, entonces se sabe que la teoría de energía de la distorsión tiene una ecuación característica, la cual se muestra a continuación:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} \quad (3.2)$$

Tomando un elemento diferencial de la geometría en cuestión se puede observar que participan dos valores; un esfuerzo flexionante y uno cortante. Para ello entonces se obtiene de manera individual con:

$$\sigma_{flex} = \frac{Mc}{I} \quad y \quad V = \frac{W}{A} \quad (3.3)$$



Para sustituir valores en las ecuaciones mostradas anteriormente, se deben de conocer las variables de  $C$  (distancia del eje neutro) y de  $I$  (Momento de inercia de esta sección), para ello véase la figura 3.4 donde se indica el acotamiento del valor  $C$  y en donde se ubica el punto A este valor es  $H/2$ . En el caso de la sección transversal se puede semejar al de sección rectangular es decir  $I = bH^3/12$  donde  $b$  es el espesor de la placa. Con lo anterior entonces se procede a sustituir valores en las ecuaciones 3.3 (unidades de la figura 3.4 en mm).

$$\sigma_{flex} = \frac{Mc}{I} = \frac{(800 \text{ N})(0.1 - 0 \text{ m}) \left( \frac{0.1 - 0}{2} \text{ m} \right)}{\frac{1}{12} (0.0127 \text{ m})(0.1 - 0 \text{ m})^3} = 3.78 \text{ MPa}$$

$$V = \frac{W}{A} = \frac{800 \text{ N}}{(0.1 \text{ m})(0.0127 \text{ m})} = 0.629 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{flex} \gg V$$

Observando las ecuaciones anteriores se puede notar que si se aumenta la distancia en  $x$  los valores para el esfuerzo flexionante ( $\sigma_{flex}$ ) y el cortante ( $V$ ) aumentan, pero si se hace en  $x = 0.1 \text{ m}$  (valor máximo de  $x$ ) daría 0, por lo tanto, para mostrar un aproximado al valor máximo se puede hacer el mismo calculo, pero para un valor de  $x = 0.09 \text{ m}$ , entonces lo anterior se obtiene con:

$$\sigma_{flex} = \frac{Mc}{I} = \frac{(800 \text{ N})(0.1 - 0.09 \text{ m}) \left( \frac{0.1 - 0.09}{2} \text{ m} \right)}{\frac{1}{12} (0.0127 \text{ m})(0.1 - 0.09 \text{ m})^3} = 37.8 \text{ MPa}$$

$$V = \frac{W}{A} = \frac{800 \text{ N}}{(0.1 - 0.09 \text{ m})(0.0127 \text{ m})} = 6.29 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{flex} \gg V$$

Entonces la ecuación 3.2 puede ser simplificada como se muestra a continuación y se sustituyen los valores para obtener el esfuerzo de von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} = \sqrt{\sigma_A^2} = \sigma_A \approx \sigma_{flex} = 37.8 \text{ MPa}$$

Finalmente se obtiene el factor de seguridad para el punto A dividiendo el esfuerzo obtenido entre el valor de  $S_{yt}$  (valor de la fluencia del material) que para el acero ASTM A36 tiene 250 MPa, entonces:

$$\eta = \frac{S_{yt}}{\sigma'} = \frac{250 \text{ MPa}}{37.8 \text{ MPa}} \rightarrow \mathbf{6.613}$$

Como se puede observar, este cálculo se realiza de manera repetitiva para diferentes puntos en la geometría, para simplificar y mostrar de una manera grafica el comportamiento del soporte ante la fuerza aplicada, se procede en la siguiente sección a simular en ANSYS.

### 3.2.2 Obtención del esfuerzo de von Mises con ANSYS

Para resolver este problema en ANSYS se elige el complemento de *Workbench* para un estudio estático estructural importando la geometría exportada por SolidWorks del modelo que ya se tiene en CAD, tal como se mostró en el capítulo 2, dicho modelo se configura en el formato “.IGES”. Dentro de ANSYS se elige el mismo material con el que se estuvo trabajando manualmente y se procede a verificar la geometría en el software de que todo este correcto

Como la geometría no es compleja, no es necesario consultar a las técnicas de mallado, ya que basta con un mallado automático fino. Una vez mallado el modelo, se procede a introducir la fuerza y las sujeciones, estos dos se muestran en la siguiente figura donde la figura de la izquierda es el mallado del modelo y a la derecha se ubican las definiciones de fuerza y desplazamiento (azul – desplazamiento; rojo – fuerza aplicada)

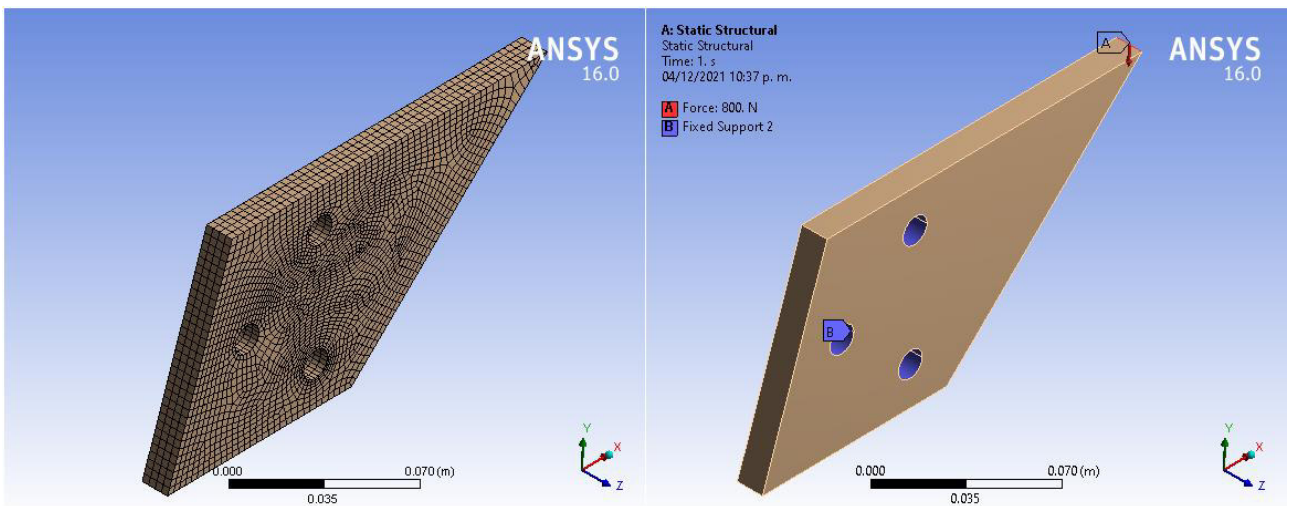


Fig. 3.5.- Se observa el mallado y definición del soporte superior.

Ya que se tiene todo introducido se procede a resolver la simulación, dichos resultados se muestran por los colores característicos del análisis por elemento finito donde el azul es el mínimo y el rojo es el máximo. En este caso en particular lo que se quiere es verificar si el resultado que se obtuvo de manera manual es correcto, para esto se toma una muestra con la herramienta de “probe” de la barra de herramientas de ANSYS y se elige el punto  $x = 0.09$ . Se debe de observar que se supuso una carga puntual como se señala en la figura 3.5, lo que nos interesa en el soporte según el principio de *Saint Venant* [40] no está cerca de las cargas ni en los apoyos si no que lo importante aquí es el comportamiento del cuerpo, que este resista

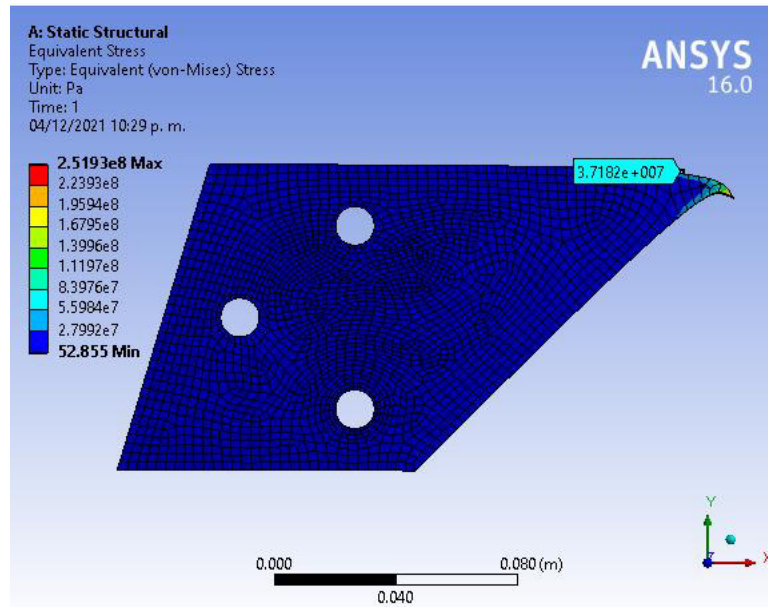


Fig. 3.6.- Resultados por elemento finito del soporte.

Como se puede observar en la figura anterior, el valor obtenido de muestra en el punto  $x = 0.09$  se acerca al valor calculado de manera manual, por lo que entonces se puede graficar lo que principalmente se desea en el proceso de diseño, esto es el factor de seguridad que se muestra a continuación.

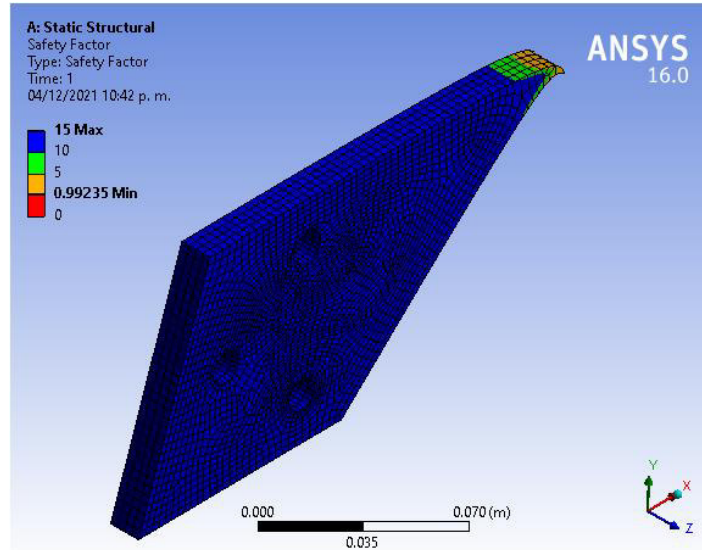


Fig. 3.7.- Se observa el factor de seguridad para el soporte superior.

Se debe observar que de la imagen anterior se grafica un número máximo de 15 ya que no es necesario darle un límite tan grande para un factor de seguridad. Aquí lo importante es el mínimo ya que de toda la geometría el valor mínimo se presenta con un valor aproximado a 1, pero se debe de recordar que se presentó un caso más crítico del original, por lo que el factor de seguridad es mayor y por lo tanto esta pieza no presentara una falla dentro del ensamble.

### 3.3 Soportes inferiores

Otro de los elementos que se debe analizar es el soporte que se encuentra en la parte media de toda la estructura que sostiene el plastómetro, este soporte estará sosteniendo gran parte del ensamble. Dicho lo anterior, entonces se procede a recopilar información que influyen en este componente.

#### Parámetros de diseño

Analizando nuevamente el modelo que se tiene en CAD se puede observar que hay una gran cantidad de elementos que se apoyan en este soporte, dichos elementos se representan de color azul en la figura 3.8. Como se vio en la sección 3.2, la herramienta “*propiedades físicas*” de SolidWorks se empleará para obtener la masa aproximada de estos, el material se asigna según el elemento, ya que no todos son acero. Se tiene cuarzo, cobre, caucho, aleaciones de acero, etc. (se mencionan en la bibliografía 1).

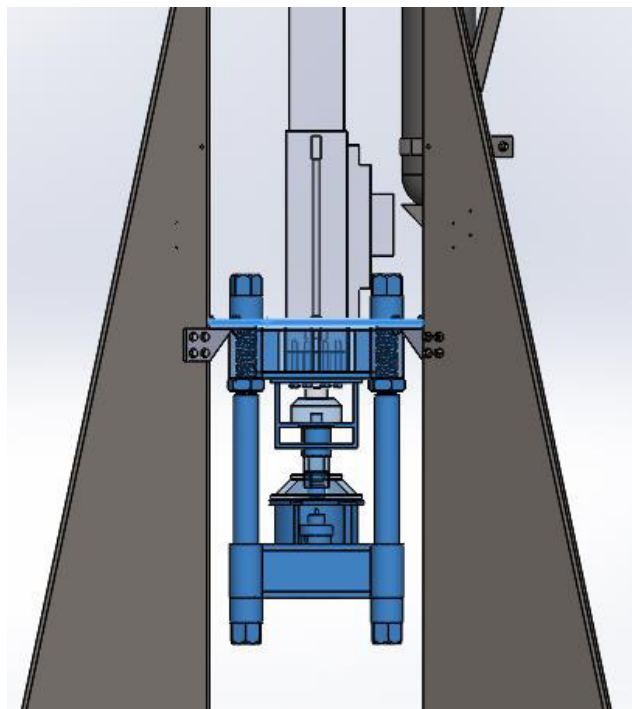


Fig. 3.8.- Elementos que influyen en el soporte inferior.

Los elementos mostrados en la imagen anterior tienen una masa total de 541.391 kg. Entonces de la ecuación 3.1 resulta el peso ( $W$ ) sustituyendo el valor numérico de la masa anterior por la gravedad, recordando que el valor se dividirá entre los 4 soportes que se muestran en la figura 2.18, se tiene entonces que:

$$W = mg = (541.391 \text{ kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 5311.045 \text{ N} \rightarrow \text{entre 4 soportes} \rightarrow W = 1327.76 \text{ N}$$

Con lo anterior, se procede a ilustrar el diagrama característico de nuestro problema donde se representan las sujeciones, fuerzas y eje de referencia

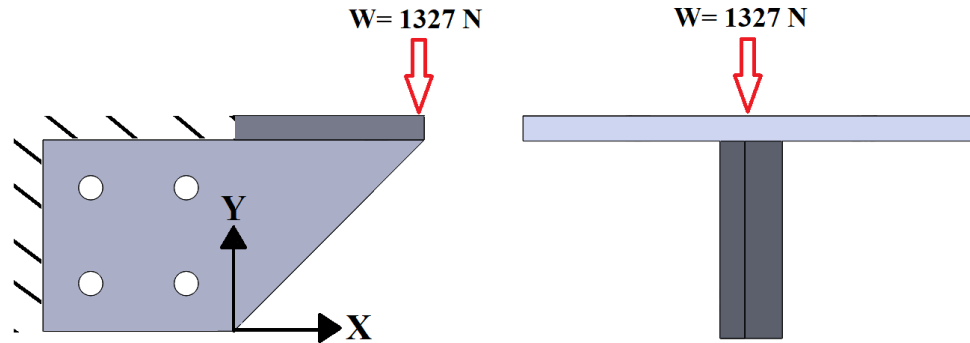


Fig. 3.9.- Diagrama auxiliar del elemento en estudio.

### 3.3.1 Obtención del esfuerzo de von Mises manual

Con ayuda del diagrama mostrado en la figura 3.9 se puede simplificar la geometría a lo que se muestra en la Figura 3.10, tal como se simplifico en la sección 3.2.1, semejándolo a una viga de sección transversal irregular a lo largo del eje horizontal. Obsérvese que conforme se avanza en el eje X, la altura H cambia.

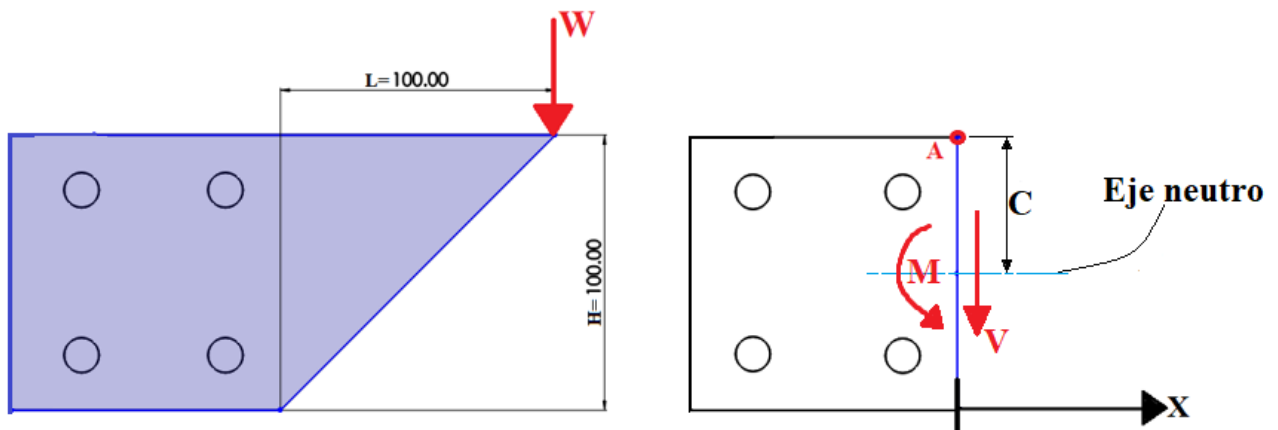


Fig. 3.10.- Diagrama de cuerpo libre de uno de los soportes inferiores.

Como se puede observar en la figura, en la parte izquierda se tiene la fuerza aplicada y se ubica de tal forma que sea crítico y se produzca una flexión máxima con el momento producido. En la figura de la derecha se aplica un corte en el punto A en  $x = 0$  representado mediante la línea azul. En este punto se produce un momento M y una fuerza de corte V. Con esto, entonces se sabe que la teoría de energía de la distorsión tiene una ecuación característica, la cual se muestra a continuación:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} \quad (3.2)$$

Tomando un elemento diferencial de la geometría en cuestión se puede observar que participan dos valores; un esfuerzo flexionante y uno cortante. Para ello entonces se obtiene de manera individual con:

$$\sigma_{flex} = \frac{Mc}{I} \quad y \quad V = \frac{W}{A} \quad (3.3)$$



Para sustituir valores en las ecuaciones mostradas anteriormente, se deben de conocer las variables de  $C$  (distancia del eje neutro) y de  $I$  (Momento de inercia de esta sección), para ello véase la figura 3.10 donde se indica el acotamiento del valor  $C$  que depende de la ubicación en  $X$  y en donde se ubica el punto A este valor es  $H/2$ . En el caso de la sección transversal se puede semejar al de sección rectangular, es decir  $I = bH^3/12$  donde  $b$  es el espesor de la placa. Con lo anterior entonces se procede a sustituir valores en las ecuaciones 3.3 (unidades de la figura 3.10 en mm).

$$\sigma_{flex} = \frac{M_C}{I} = \frac{(1327.76 \text{ N})(0.1 - 0 \text{ m}) \left( \frac{0.1 - 0}{2} \text{ m} \right)}{\frac{1}{12} (0.0127 \text{ m})(0.1 - 0 \text{ m})^3} = 6.273 \text{ MPa}$$
$$V = \frac{W}{A} = \frac{1327.76 \text{ N}}{(0.1 - 0 \text{ m})(0.0127 \text{ m})} = 1.045 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{flex} \gg V$$

Al igual que el caso anterior, se puede notar que si se aumenta la distancia en  $x$  los valores para el esfuerzo flexionante ( $\sigma_{flex}$ ) y el cortante ( $V$ ) aumentan, pero si se hace en  $x = 0.1 \text{ m}$  (valor máximo de  $x$ ) daría 0, por lo tanto, para mostrar un aproximado al valor máximo se puede hacer el mismo calculo, pero para un valor de  $x = 0.09 \text{ m}$ , obteniendo:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_C}{I} = \frac{(1327.76 \text{ N})(0.1 - 0.09 \text{ m}) \left( \frac{0.1 - 0.09}{2} \text{ m} \right)}{\frac{1}{12} (0.0127 \text{ m})(0.1 - 0.09 \text{ m})^3} = 62.73 \text{ MPa}$$
$$V = \frac{W}{A} = \frac{800 \text{ N}}{(0.1 - 0.09 \text{ m})(0.0127 \text{ m})} = 10.45 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{flex} \gg V$$

De los valores obtenidos anteriormente, se obtiene la figura 3.11 donde se muestra el circulo de Mohr graficado en el software GeoGebra donde los puntos A y B son coordenadas de los esfuerzos de flexión y cortante, los puntos E y F son los esfuerzos mínimos y máximos  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$  y por ultimo el punto C representa el centro del círculo de Mohr.



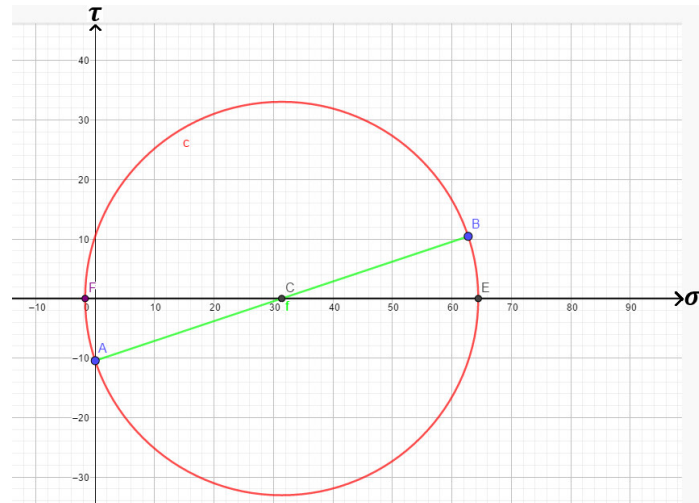


Fig. 3.11.- Circulo de Mohr para el soporte.

En base a la figura anterior los valores que son de interés se encuentran en los puntos E y F, los cuales tienen un valor numérico de  $\sigma_A = 64.43 \text{ MPa}$  y  $\sigma_B = -1.7 \text{ MPa}$  respectivamente, entonces se introducen los esfuerzos en la ecuación 3.2 para la obtención del esfuerzo de von Mises.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} = \sqrt{(64.43)^2 - (64.43)(-1.7) + (-1.7)^2} |MPa| = 65.296 \text{ MPa}$$

Finalmente se obtiene el factor de seguridad para el punto A dividiendo el esfuerzo obtenido entre el valor de  $S_{yt}$  (valor de la fluencia del material) que para el acero ASTM A36 tiene 250 MPa, entonces:

$$\eta = \frac{S_{yt}}{\sigma'} = \frac{250 \text{ MPa}}{65.296 \text{ MPa}} = 3.8287$$

Como se puede observar, este cálculo se realiza de manera repetitiva para diferentes puntos en la geometría, para simplificar y mostrar de una manera grafica el comportamiento del soporte ante la fuerza aplicada, se procede en la siguiente sección a simular en ANSYS.

### 3.3.2 Obtención del esfuerzo de von Mises con ANSYS

Para resolver este problema en ANSYS se elige el complemento de *Workbench* para un estudio estático estructural importando la geometría exportada por SolidWorks del modelo que ya se tiene en CAD, tal como se mostró en el capítulo 2, dicho modelo se configura en el formato “.IGES”. Dentro de ANSYS se elige el mismo material con el que se estuvo trabajando manualmente y se procede a verificar la geometría en el software.

Como la geometría no es complejas, no es necesario consultar a las técnicas de mallado, ya que basta con un mallado automático fino. Una vez mallado el modelo, se procede a introducir la fuerza y las sujeciones, estos dos se muestran en la figura 3.12 donde la figura de la izquierda es el mallado

del modelo y a la derecha se ubican las definiciones de fuerza y desplazamiento (azul – desplazamiento; rojo – fuerza aplicada)

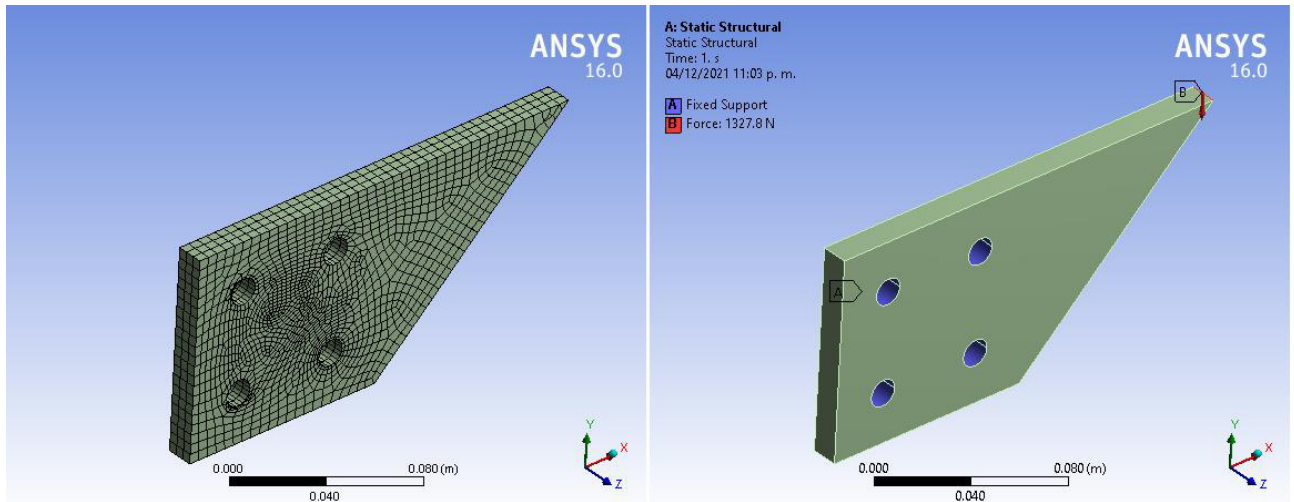


Fig. 3.12.- Mallado y definición del soporte inferior.

A continuación, se procede a resolver la simulación, dichos resultados se muestran por los colores característicos del análisis por elemento finito donde el azul es el mínimo y el rojo es el máximo. En este caso en particular lo que se quiere es verificar si el resultado que se obtuvo de manera manual es correcto, para esto se toma una muestra con la herramienta de “probe” de la barra de herramientas de ANSYS y se elige el punto  $x = 0.09$  Se debe de observar que se supuso una carga puntual como se señala en la figura 3.12, lo que nos interesa en el soporte según el principio de *Saint Venant* [40] no está cerca de las cargas ni en los apoyos si no que lo importante aquí es el comportamiento del cuerpo, que este resista.

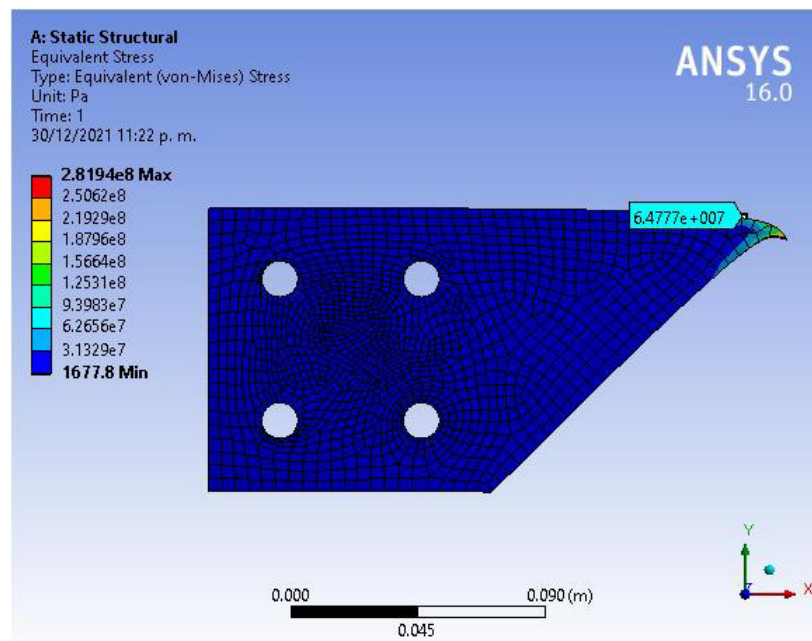


Fig. 3.13.- Resultados por elemento finito del soporte.

Como se puede observar en la figura anterior, el valor obtenido de muestra en el punto  $x = 0.09$  se acerca al valor calculado de manera manual, por lo que entonces se puede graficar lo que principalmente se desea en el proceso de diseño, esto es, el factor de seguridad el cual se muestra en la figura 3.14.

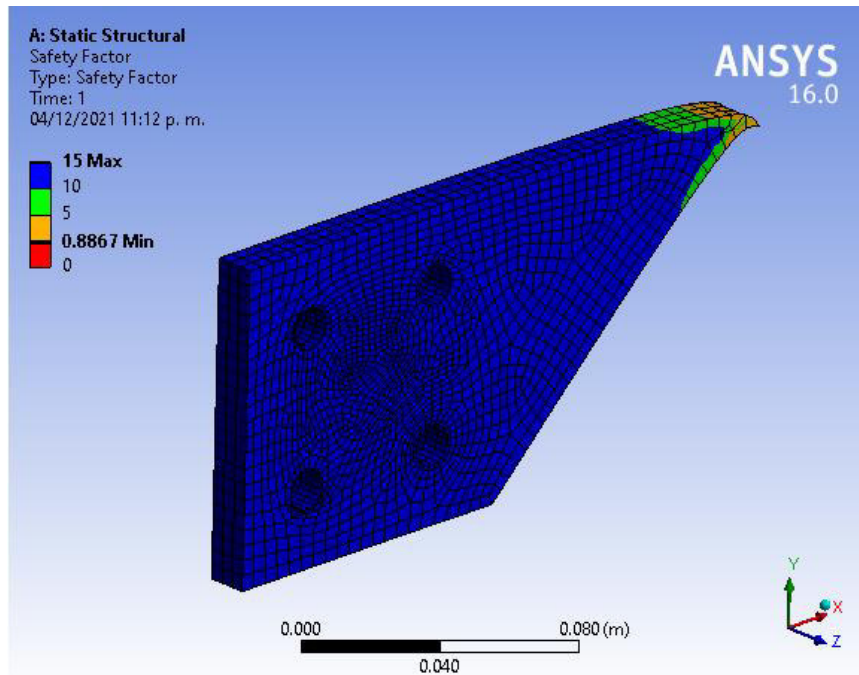


Fig. 3.14.- Se observa el factor de seguridad para el soporte superior.

Se debe observar que de la figura 3.14 que se grafica un número máximo de 15 ya que no es necesario darle un límite tan grande para un factor de seguridad. Aquí lo importante es el mínimo ya que de toda la geometría el valor mínimo se presenta con un valor de 0.9 (un valor bajo para diseño), pero como este caso es uno más crítico al real, entonces este resultado tiene un factor más alto y por lo tanto no fallará en el ensamble.

### 3.4 Soporte del acumulador

Otro de los elementos que se tiene en el ensamble es un tercer tipo de soporte, este elemento no se repite como en los presentados anteriormente, este solo tiene el papel de sostener únicamente el acumulador que acciona el servo-actuador, pero esto no quiere decir que no se tomará en cuenta para el análisis estático, entonces se procede a introducir los parámetros de diseño.

#### Parámetros de diseño

Como se puede observar en el modelo de SolidWorks, el soporte está sujeto en una de las caras de los triángulos base cargando el acumulador con ayuda de unas abrazaderas para que el elemento se mantenga siempre en vertical. Dicho arreglo se puede observar en la figura 3.15

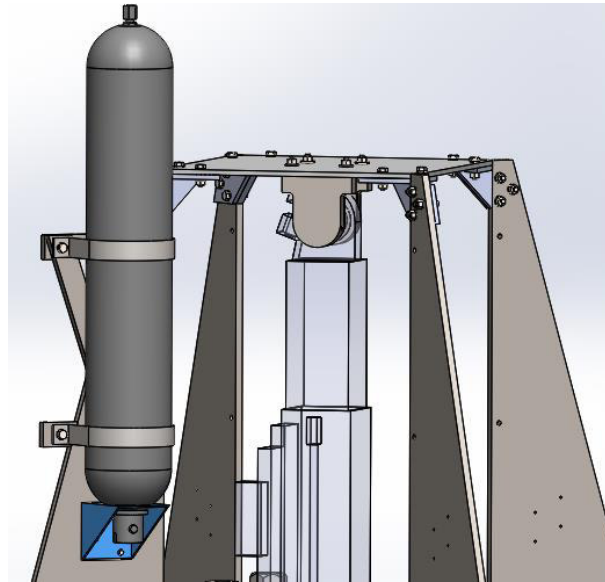


Fig. 3.15.- Se puede visualizar el soporte que carga al acumulador.

La herramienta que se ha utilizado para aproximar el peso de los elementos de SolidWorks, al igual que el servo-actuador, no es posible determinar el peso de este ya que el material es diferente en algunas partes y en la parte interna no se sabe la dimensión del espacio hueco, elementos que se tengan adentro, entre otras cosas. Para esto se consulta a la página de Parker [17] que es el distribuidor autorizado para esos productos, en ella se encuentra un archivo descargable al público donde vienen informaciones técnicas y un plano del acumulador, en la tabla 3.2 especifica la masa que se está buscando.

Tabla 3.2. se puede ver la información técnica del acumulador [17].

Technical Data	
PN (Part No.)	BA10B3U01P2
C2 (Design)	2 - Dual Rated - ASME and PED
C3 (Size)	10 - 10 Gallon
C4 (Construction)	B - Bottom Repairable
C5 (Design Modification)	P - ASME APPX 22 / PED
C6 (Pressure)	3 - 3 KSI / 3.6 KSI / 330 BAR
C7 (Port)	U - 2 NPTF Female Thread
C8 (Compound)	01 - Buna Nitrile
C9 (Design Modification)	Standard
WT (Weight / Lbs. [Kg.])	157 [71]

De toda la información técnica que se muestra en la tabla 3.2, la que se utilizará será la masa, la cual tiene un valor de 71 kg. Una vez obtenido este valor se procede a sustituirlo en la ecuación 3.1 donde resulta el peso ( $W$ ), en este caso el valor total no se dividirá entre 4 ya que este soporte es único en todo el ensamble de la máquina (puede verificarlo en la figura 3.15), entonces se tiene que:

$$W = mg = (71 \text{ kg}) \left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 696.51 \text{ N} \rightarrow 700 \text{ N}$$

En la figura 3.16 se muestra un diagrama de cuerpo libre del soporte, en donde se representan las sujeciones, fuerzas y ejes de referencia.

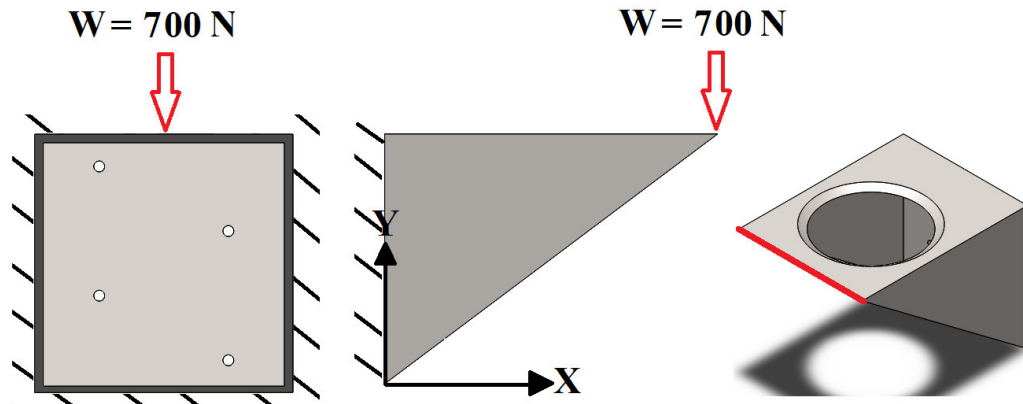


Fig. 3.16.- Diagrama auxiliar del soporte del acumulador.

Obsérvese que la fuerza se ha ubicado hasta el extremo, con la finalidad de que se presente un caso aún más crítico para el soporte. Cuando una fuerza se encuentra lejos de donde la geometría está sujeta, se presenta una mayor cantidad de esfuerzo flexionante.

### 3.4.1 Obtención del esfuerzo de von Mises manual

Con ayuda del diagrama mostrado en la figura 3.16 se puede obtener la siguiente figura donde se detalla el diferencial para este caso. A diferencia de los soportes anteriores la sección transversal cambia en este caso, pero se mantiene el mismo concepto donde se analiza un punto y que conforme se avanza en el eje X, la altura H cambia.

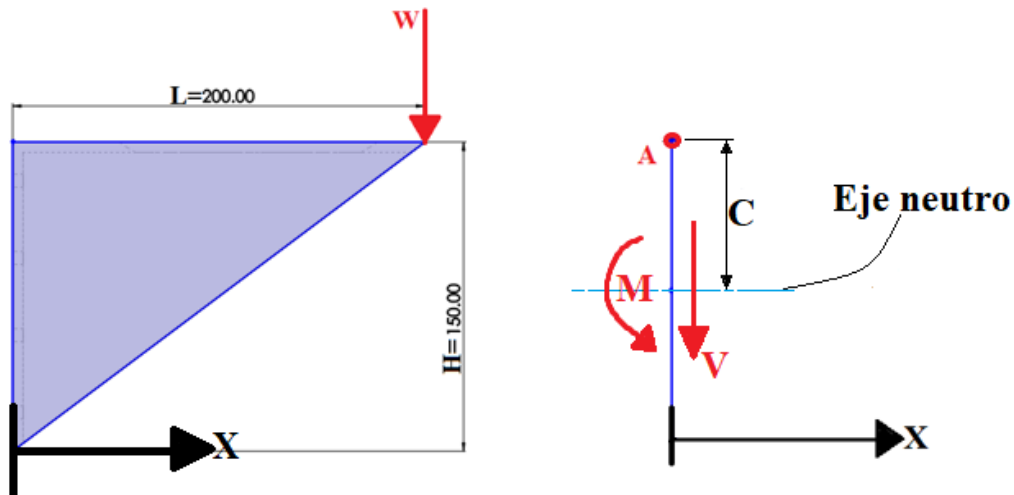


Fig. 3.17.- Diagrama de cuerpo libre del soporte del acumulador.

Como se puede observar en la figura 3.17, en la parte izquierda se tiene la fuerza que se está aplicando y se ubica de tal forma que sea crítico (fuerza sobre arista) y se produzca una flexión máxima con el momento producido. En la figura de la derecha se aplica un corte en el punto A en  $x = 0$  representado mediante la línea azul. En este punto se produce un momento M y una fuerza de



corte V. Con esto, entonces se sabe que la teoría de energía de la distorsión el esfuerzo de von Mises se puede calcular mediante la ecuación 3.2.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} \quad (3.2)$$

Tomando un elemento diferencial de la geometría en cuestión se puede observar que participan dos valores; un esfuerzo flexionante y uno cortante, los cuales se obtienen mediante las ecuaciones 3.3

$$\sigma_{flex} = \frac{Mc}{I} \quad y \quad V = \frac{W}{A} \quad (3.3)$$

Para sustituir valores en las ecuaciones 3.3, se deben de conocer las variables de  $c$  (distancia del eje neutro) y de  $I$  (Momento de inercia de esta sección), para ello véase la figura 3.17 donde se indica el acotamiento del valor  $C$  que depende de la ubicación en  $X$  y en donde se ubica el punto  $A$  este valor es  $H/2$ . En el caso de la sección transversal se puede semejar al de sección cuadrangular es decir  $I = H^4/12$ , considérese que  $H$  es también la dimensión de la placa para el eje  $Z$ , es decir; el espesor. Con lo anterior entonces se procede a sustituir valores en las ecuaciones 3.3 (unidades de la figura 3.17 en mm y el diámetro de barrenos es  $\frac{1}{4}$ ”).

$$\sigma_{flex} = \frac{Mc}{I} = \frac{(700 \text{ N})(0.2 \text{ m})\left(\frac{0.15}{2} \text{ m}\right)}{\frac{1}{12}(0.15 \text{ m})^4} = 0.249 \text{ MPa}$$

$$V = \frac{W}{A} = \frac{700 \text{ N}}{[(0.15 \text{ m})^2] - \left[4 \left(\pi \times \left(\frac{0.00635}{2}\right)^2\right)\right]} = 0.0313 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{flex} \gg V$$

$$S_{yt} \gg \sigma_{flex}$$

Obsérvese que el área es la sección cuadrangular menos el área ocupada por los 4 barrenos. Se puede notar que la sección transversal en  $x = 0$  es completamente una geometría cuadrada, mientras que en  $x = 0.19$ , la sección cambia a una forma de U invertida, para esto entonces se analizan los esfuerzos en este punto para ver que valores se obtienen, note que el desfase en esta geometría tiene un valor de 5 mm entonces el área se obtiene dividiéndola en 3 áreas rectangulares donde la altura en  $x = 0.19$  es 7.5 mm, para esto entonces  $A = 2(0.005 \text{ m} \times 0.0075 \text{ m}) + (0.14 \text{ m})(0.005 \text{ m}) = 7.75 \times 10^{-4} \text{ m}^2$  y el valor del momento de inercia es de  $1915.74 \text{ mm}^4 = 1.91574 \times 10^{-9} \text{ m}^4$  (calculado con propiedades de sección en SolidWorks)

$$\sigma_{flex} = \frac{Mc}{I} = \frac{(700 \text{ N})(0.2 - 0.19 \text{ m})\left(\frac{0.0075}{2} \text{ m}\right)}{1.91574 \times 10^{-9} \text{ m}^4} = 13.7023 \text{ MPa}$$

$$V = \frac{W}{A} = \frac{700 \text{ N}}{8.25 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 0.9032 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{flex} \gg V$$



Entonces la ecuación 3.2 puede ser simplificada como se muestra a continuación y se sustituyen los valores para obtener el esfuerzo de von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2} = \sqrt{\sigma_A^2} = \sigma_A \approx \sigma_{flex} = 13.7023 MPa$$

Finalmente se obtiene el factor de seguridad para el punto  $x = 0.19$  dividiendo el esfuerzo obtenido entre el valor de  $S_{yt}$  (valor de la fluencia del material) que para el acero ASTM A36 tiene 250 MPa, entonces:

$$\eta = \frac{S_{yt}}{\sigma'} = \frac{250 MPa}{13.7023 MPa} = \mathbf{18.245}$$

Todos los cálculos que se mostraron anteriormente se realizan de manera repetitiva para diferentes puntos en la geometría, para simplificar y mostrar de una manera grafica el comportamiento del soporte ante la fuerza aplicada, se procede en la siguiente sección a simular en ANSYS.

### 3.4.2 Obtención del esfuerzo de von Mises con ANSYS

Para resolver este problema en ANSYS se elige el complemento de *Workbench* para un estudio estático estructural importando la geometría exportada por SolidWorks del modelo que ya se tiene en CAD, tal como se mostró en el capítulo 2, dicho modelo se configura en el formato “.IGES”. Dentro de ANSYS se elige el mismo material con el que se estuvo trabajando manualmente y se procede a verificar la geometría en el software.

Como la geometría dentro del estudio no es compleja, no es necesario consultar a las técnicas de mallado, ya que basta con un mallado automático fino. Una vez mallado el modelo, se procede a introducir la fuerza y la sujeción, estos dos se muestran en la siguiente figura donde la figura de la izquierda es el mallado del modelo y a la derecha se ubican las definiciones de fuerza y desplazamiento (azul – desplazamiento; rojo – fuerza aplicada)

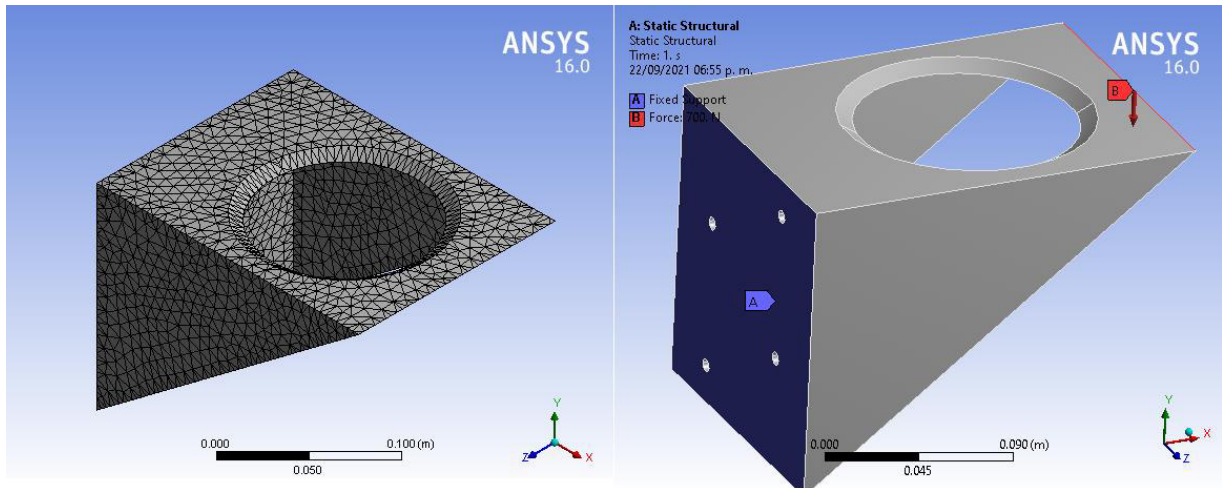


Fig. 3.18.- Mallado y definición para el soporte del acumulador.

Ya que se tiene todo introducido se procede a resolver la simulación, dichos resultados se muestran por los colores característicos del análisis por elemento finito donde el azul es el mínimo y el rojo es el máximo. En este caso en particular lo que se quiere es verificar si el resultado que se obtuvo de manera manual es correcto, para esto se toma una muestra con la herramienta de “probe” de la barra de herramientas de ANSYS y se elige el punto  $x = 0.19$ . Se debe de observar que se supuso una carga puntual como se señala en la figura 3.18, lo que nos interesa en el soporte según el principio de *Saint Venant* [40] no está cerca de las cargas ni en los apoyos si no que lo importante aquí es el comportamiento del cuerpo, que este resista.

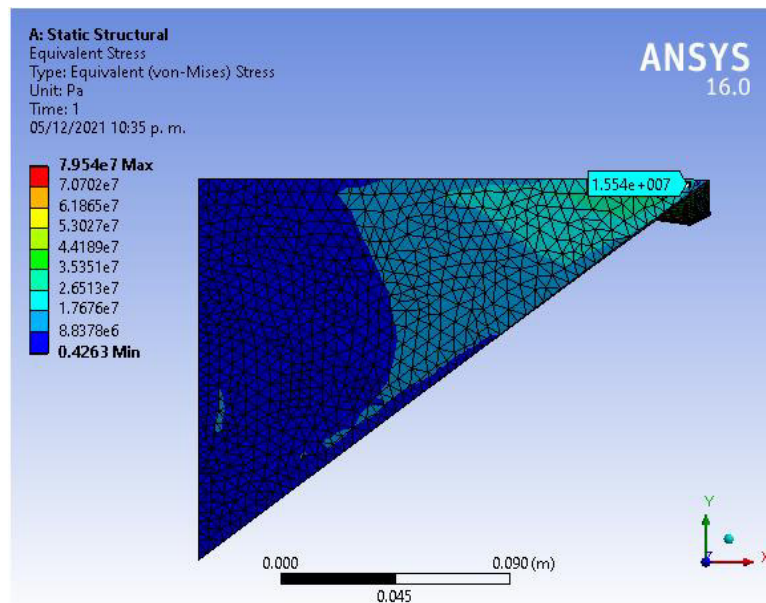


Fig. 3.19.- Resultados por elemento finito del soporte.



Como se puede observar en la figura anterior, el valor obtenido de muestra en el punto  $x = 0.19$  se acerca al valor calculado de manera manual, por lo que entonces se puede graficar lo que principalmente se desea en el proceso de diseño, esto es el factor de seguridad que se muestra en la figura 3.20.

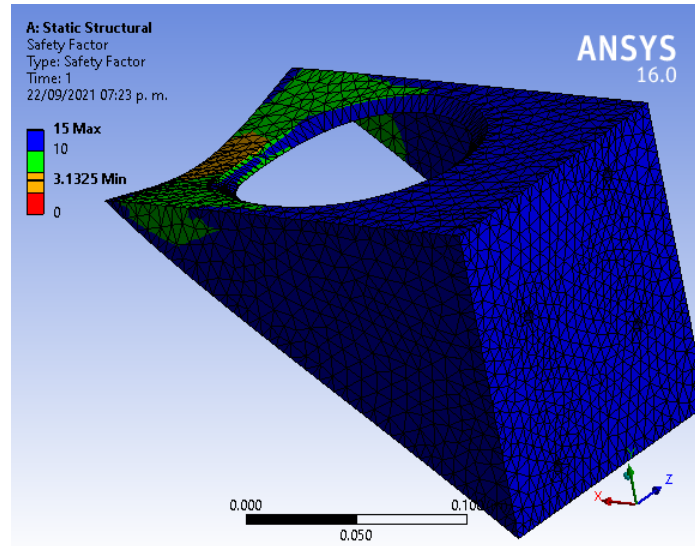


Fig. 3.20.- Factor de seguridad para el soporte del acumulador.

Obsérvese que, aunque se haya introducido un caso más crítico al que en verdad se tendrá, el soporte presenta un buen desempeño, se tiene un factor de seguridad mínimo de 3.1325 justo donde se le aplicó la fuerza y este valor representa un buen factor y de igual manera en el resto de la pieza se observa un límite de 15 ya que no es necesario graficar un valor más alto ya que es bastante aceptable este número. Entonces este elemento no debe presentar problemas en carga estática ya que puede desempeñarse de manera eficiente en este ensamble.

### 3.5 Placa superior

La placa cuadrangular ubicada en la parte superior de todo el ensamble se puede también incluir en esta sección ya que presenta sujeción en las esquinas del cuadrado y una masa ubicada en el centro de este mismo. Este elemento tiene la función de unir los 4 triángulos base y sujetar el servo-actuador, tal como se puede observar en la figura 3.21, entonces se procede a introducir los parámetros de diseño.

#### Parámetros de diseño

Como se puede observar en el modelo de SolidWorks, la placa conecta los triángulos base mediante los soportes que se analizaron en la sección 3.2 y en la parte central inferior cuelga el servo-actuador mediante un soporte que ya viene incluido con el cilindro hidráulico. La placa se representa por azul en la siguiente figura.

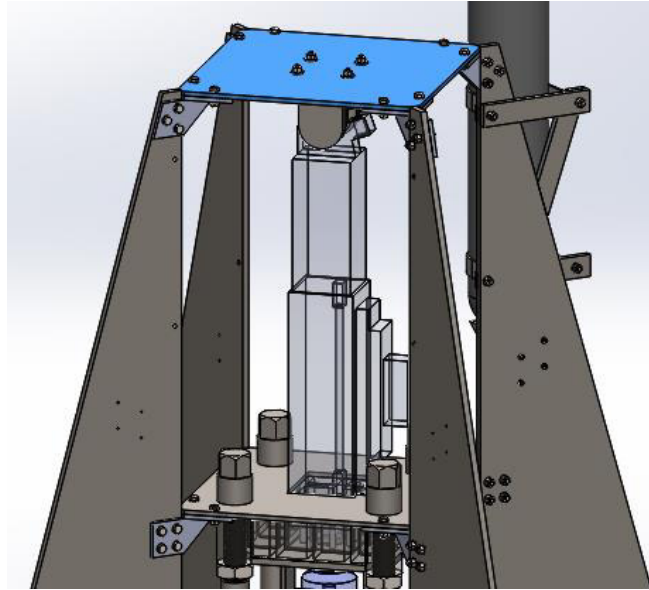


Fig. 3.21.- Placa superior del ensamble.

Como se mencionó en la sección 3.2, la masa del servo-actuador se obtiene de datos de embarque, la cual dio un valor de 278 kg, con el valor anterior entonces se procede a sustituirlo en la ecuación 3.1 donde resulta el peso ( $W$ ), entonces se tiene que:

$$W = mg = (278 \text{ kg}) \left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 2727.18 \text{ N} \rightarrow 2730 \text{ N}$$

Con lo anterior, en la figura 3.22 se plantea un diagrama de cuerpo libre del problema, en donde se representan las sujeciones, fuerza y ejes de referencia.

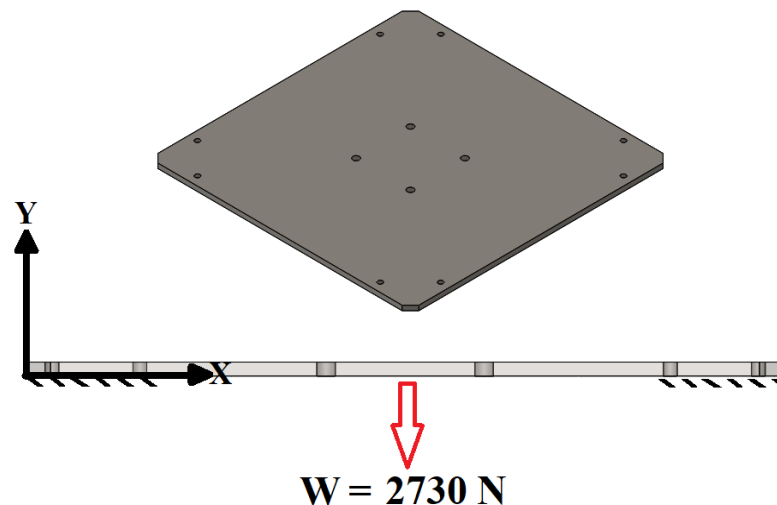


Fig. 3.22.- Diagrama de cuerpo libre de la placa superior.

Obsérvese que la carga está representada como una fuerza resultante entre los 4 barrenos, ya que se encuentran distribuidos de una forma perfectamente cuadrada en el centro de la placa superior.

### 3.5.1 Obtención del esfuerzo de von Mises manual

Con ayuda del diagrama mostrado en la figura 3.22 se puede visualizar que el elemento está sujeto en las esquinas en todos sus grados de libertad y la carga se encuentra en la parte central del cuadrado, se debe entonces buscar la manera en que se simplificará esta geometría para poder después analizarla.

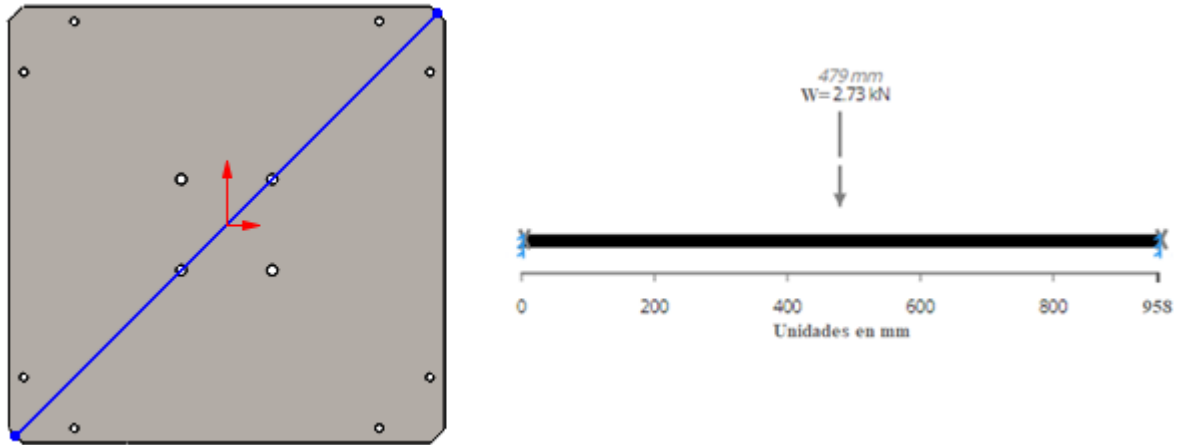


Fig. 3.23.- Se muestra la placa simplificada a un análisis de viga.

Como se puede observar en la figura anterior, se elige un elemento diagonal en la placa para así poder asemejarlo a una viga con sujeción en los extremos y una carga en medio de este, entonces se procede a analizar este caso para obtener el esfuerzo de von Mises en esta zona. Primeramente, se obtienen las reacciones y momentos a partir del diagrama de cuerpo libre de la figura 3.24.

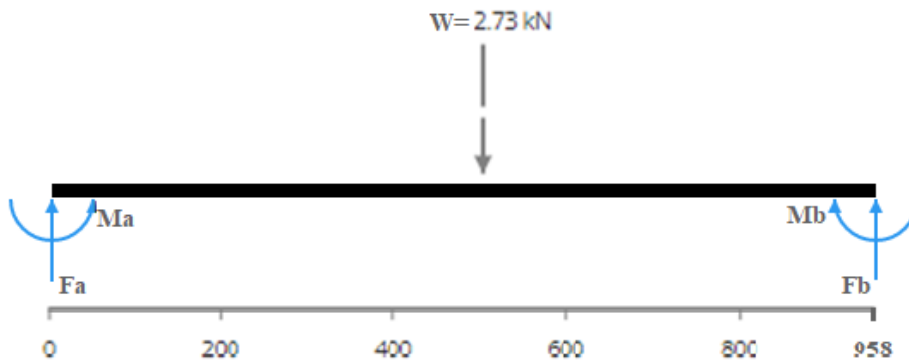


Fig. 3.24.- Se representa el diagrama de cuerpo libre de la viga.

$$F_a = F_b = F = 1370 \text{ N} ; |M_a| = |M_b| = |M| = 327 \text{ Nm}$$

Los valores anteriores se pueden observar en las siguientes graficas de fuerza cortante y momento flector, con la finalidad de analizar el punto más crítico a lo largo de la geometría en estudio.

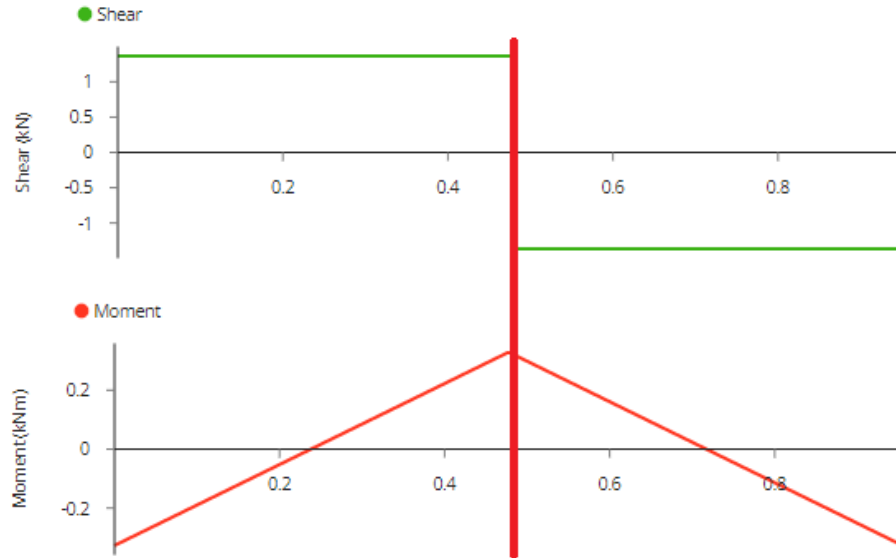


Fig. 3.25.- Diagramas de fuerza cortante y momento flecto.

Como se puede observar la zona más crítica es la de en medio, representada en la figura 3.25 con la línea vertical roja, entonces tomando el momento ubicado en esta zona se puede sustituir en las ecuaciones 3.3 pero para sustituir los demás valores, es necesario conocer las variables de  $C$  (distancia del eje neutro) y de  $I$  (Momento de inercia de esta sección). Para el caso de la distancia al eje neutro es simplemente el grosor de la placa de  $\frac{1}{2}$  “entre dos ( $H/2$ ), mientras que el valor del momento de inercia es  $I = bH^3/12$  donde  $b$  es la distancia diagonal mostrada en la figura 3.23 y  $H$  el grosor de la placa como se mencionó anteriormente para el valor del eje neutro, para el caso del esfuerzo cortante en la gráfica de la figura 3.25 se observa que se tiene la fuerza de 1.37 kN, entonces.

$$\sigma_{flex} = \frac{Mc}{I} = \frac{(327 \text{ Nm}) \left( \frac{0.0127 \text{ m}}{2} \right)}{\frac{1}{12} (0.958 \text{ m})(0.0127 \text{ m})^3} = 12.698 \text{ MPa}$$

$$V = \frac{F}{A} = \frac{1370 \text{ N}}{(0.958 \text{ m})(0.0127 \text{ m})} = 0.113 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{flex} \gg V$$

Entonces la ecuación 3.2 puede ser simplificada como se muestra a continuación y se sustituyen los valores para obtener el esfuerzo de von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} = \sqrt{\sigma_A^2} = \sigma_A \approx \sigma_{flex} = 12.698 \text{ MPa}$$

Finalmente se obtiene el factor de seguridad para el punto A dividiendo el esfuerzo obtenido entre el valor de  $S_{yt}$  (valor de la fluencia del material) que para el acero ASTM A36 tiene 250 MPa, entonces:

$$\eta = \frac{S_{yt}}{\sigma'} = \frac{250 \text{ MPa}}{12.698 \text{ MPa}} = \mathbf{19.688}$$

Una vez más obsérvese que este cálculo se realiza de manera repetitiva para diferentes puntos en la geometría, para simplificar y mostrar de una manera grafica el comportamiento de la placa superior

ante la fuerza aplicada transmitida por el servo-actuador, se procede en la siguiente sección a simular en ANSYS.

### 3.5.2 Obtención del esfuerzo de von Mises con ANSYS

Como se ha resuelto anteriormente en otras secciones se elige *Workbench* para un estudio estático estructural importando en “IGES” la geometría exportada en por SolidWorks del modelo que ya se tiene en CAD, en este modelo se incluye también la parte superior de los soportes, para que con esto se pueda dar el área sujeta de una manera más sencilla. Dentro de ANSYS se elige el mismo material con el que se estuvo trabajando manualmente y se procede a verificar la geometría en el software.

Como la geometría dentro del estudio no es compleja, no es necesario consultar a las técnicas de mallado, ya que basta con un mallado automático fino. Una vez mallado el modelo, se procede a introducir la fuerza y las sujeciones, estos dos se muestran en la siguiente figura donde la figura de la izquierda es el mallado del modelo y a la derecha se ubican las definiciones de fuerza y desplazamiento (azul – desplazamiento; rojo – fuerza aplicada)

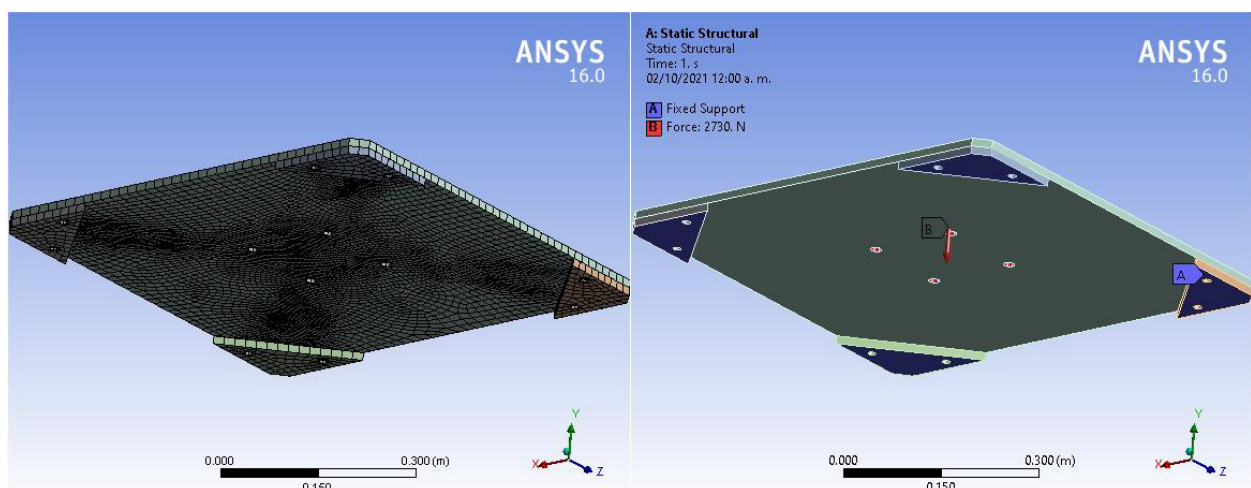


Fig. 3.26.- Se observa el mallado y definición para la placa superior.

A continuación, se procede a resolver la simulación, dichos resultados se muestran por los colores característicos del análisis por elemento finito donde el azul es el mínimo y el rojo es el máximo. En este caso en particular lo que se quiere es verificar si el resultado que se obtuvo de manera manual es correcto, para esto se toma una muestra con la herramienta de “*probe*” de la barra de herramientas de ANSYS y se elige la zona central de la placa, qué se puede observar en la figura 3.27 dicho punto se muestra en la siguiente figura. Lo que nos interesa de la simulación de la placa según el principio de *Saint Venant* [40] no está cerca de las cargas ni en los apoyos si no que lo importante aquí es el comportamiento del cuerpo, que este resista.

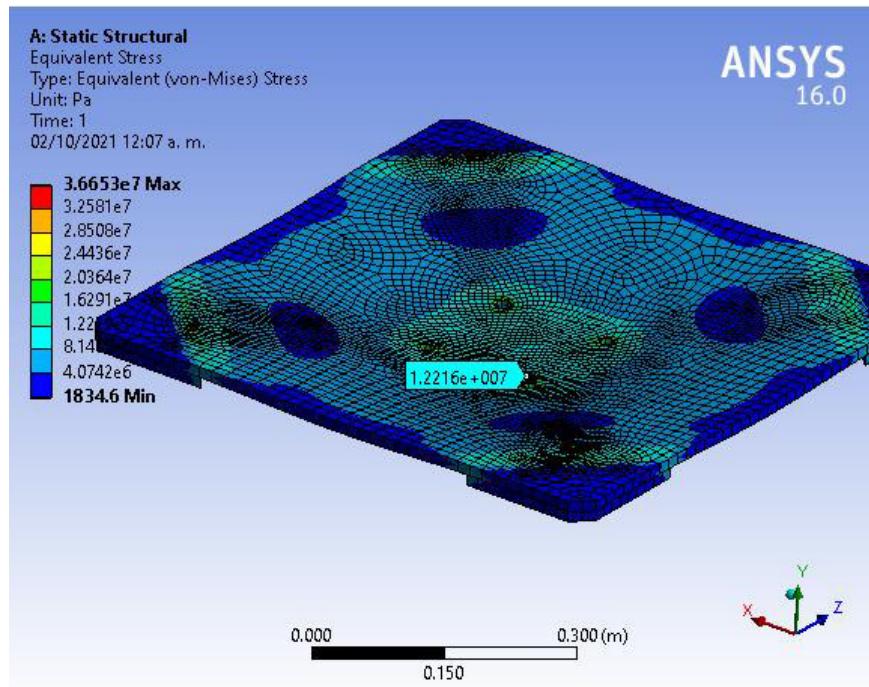


Fig. 3.27.- Resultados por elemento finito de la placa superior.

Como se puede observar en la figura 3.27, el valor obtenido de muestra en la zona central se acerca al valor calculado de manera manual, por lo que entonces se puede graficar lo que principalmente se desea en el proceso de diseño, el factor de seguridad que se muestra a continuación.

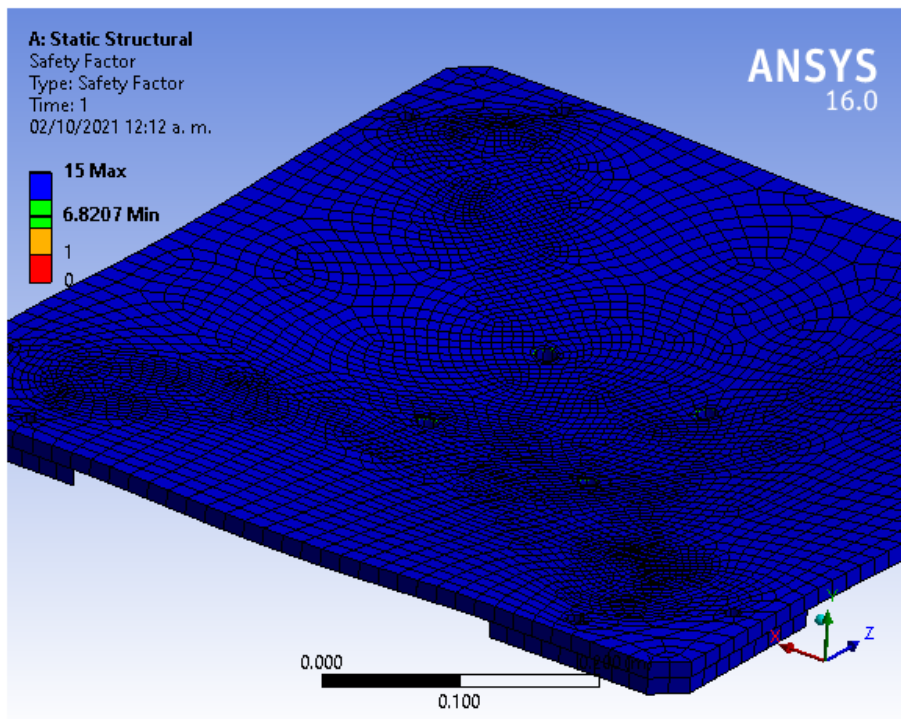


Fig. 3.28.- Factor de seguridad para la placa superior.



Obsérvese que se tiene un factor de seguridad mínimo de 6.8207 ubicado en el área ocupada por los barrenos y este valor representa un buen factor y de igual manera en el resto de la pieza se observa un límite de 15 ya que no es necesario graficar un valor más alto ya que es bastante aceptable este número. Entonces este elemento no debe presentar problemas en carga estática ya que puede desempeñarse de manera eficiente en este ensamble.

Finalizando entonces el análisis para las piezas más críticas dentro del ensamble para carga estática y continuando entonces en el siguiente capítulo con el análisis de las uniones atornilladas dentro del ensamble.



# CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE LAS UNIONES ATORNILLADAS DENTRO DEL ENSAMBLE

En esta sección se muestran los cálculos realizados en las uniones atornilladas que se tienen en todo el ensamble con la finalidad de obtener un factor de seguridad para la tarea que se le está asignando y que a la hora de que se presente la etapa de ensamble se tomen en cuenta el tipo de tornillos que se deben de usar.

## 4.1 Uniones atornilladas

### Sujetadores roscados

A medida que se estudien las secciones sobre sujetadores roscados y su uso, se debe estar alerta a la presencia de una mezcla de puntos de vista estocásticos y determinísticos. En la mayoría de los casos, la amenaza se debe a la sobrecarga de los sujetadores, lo que se evita mediante métodos estadísticos. La amenaza de la fatiga es menor y los métodos determinísticos tal vez sean adecuados. Los puntos de concentración del esfuerzo se encuentran en el filete, al inicio de las roscas (terminación) y en el filete de la raíz de la tuerca, en el plano de la tuerca cuando está presente [3].

La longitud de la rosca de tornillos de serie en pulgadas, donde  $d$  es el diámetro nominal, se expresa mediante:

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4}in & L \leq 6in \\ 2d + \frac{1}{2}in & L > 6in \end{cases} \quad (4.1)$$

y para tornillos métricos,

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \quad d \leq 48 \\ 2d + 12 & 125 < L < 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases} \quad (4.2)$$

donde las dimensiones están en milímetros. La longitud ideal del tornillo es aquella donde sólo sobresalen una o dos roscas de la tuerca después de que se aprieta. Los agujeros de los tornillos quizá presenten rebabas o bordes agudos después de su formado, que podrían penetrar en el entalle e incrementar la concentración del esfuerzo. Por lo tanto, para prevenir este problema, siempre deben usarse arandelas debajo de la cabeza del perno. Deben ser de acero endurecido y cargadas en el perno de manera que el borde redondeado del agujero estampado esté de frente al tornillo. Algunas veces también es necesario emplear arandelas debajo de la tuerca [3].

El propósito de un tornillo es sujetar dos o más partes. La carga de sujeción estira o alarga el tornillo; la carga se obtiene haciendo girar la tuerca hasta que el tornillo se alargue casi hasta su límite elástico. Si la tuerca no se afloja, la tensión en el tornillo permanece como la fuerza de precarga o de



sujeción. La cabeza de un tornillo hexagonal es un poco más delgada que la de un perno de cabeza hexagonal. Los tornillos de cabeza hexagonal se emplean en las mismas aplicaciones que los pernos y también en los que uno de los elementos que se sujetan está roscado [3].

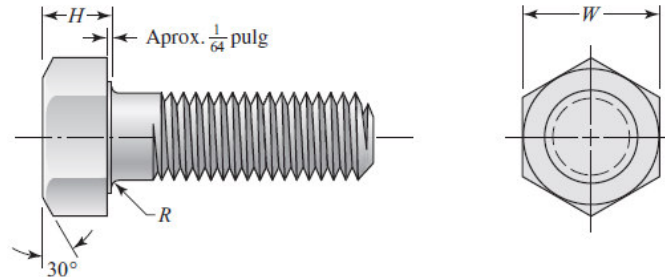


Fig. 4.1.- Se muestra un tornillo de cabeza hexagonal.

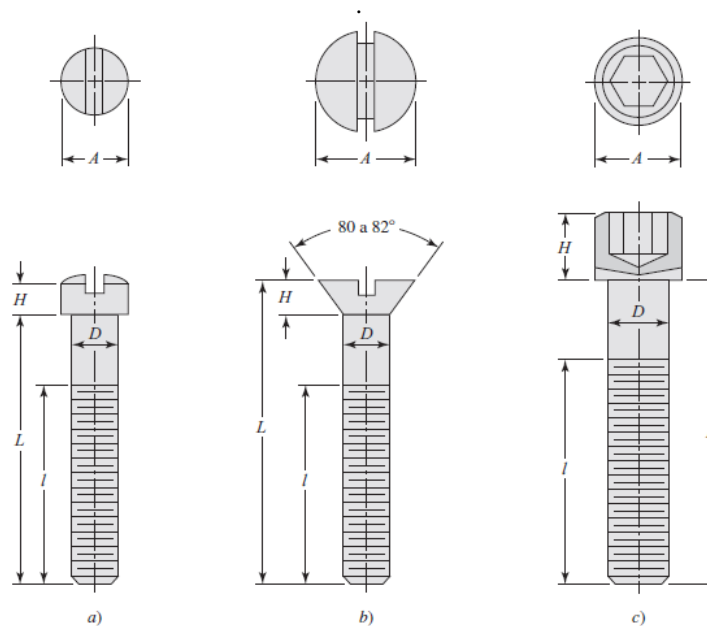


Fig. 4.2.- Cabezas usuales de tornillo: a) cilíndrica ranurada; b) plana; c) hueca hexagonal.

#### 4.1.1 Rigidez en uniones

##### Rigidez del sujetador

En la Figura 4.2 se tienen tres de elementos de unión roscados: el de tornillo y tuerca, el tornillo roscado y el esparrago. La mayoría de los elementos de unión roscados consisten en un tornillo que pasa por un agujero de los miembros que se van a unir apretado con una tuerca, como se muestra en Figura 4.2a. En ocasiones, el tornillo se rosca directamente en un taladro roscado o atornillado como se observa en la Figura 4.2b. Un espárrago, Figura 4.2c tiene rosca en ambos extremos y se atornilla, más o menos permanentemente, en el agujero roscado de uno de los miembros que se van a unir y en el otro extremo una tuerca ejerce el apriete [23].

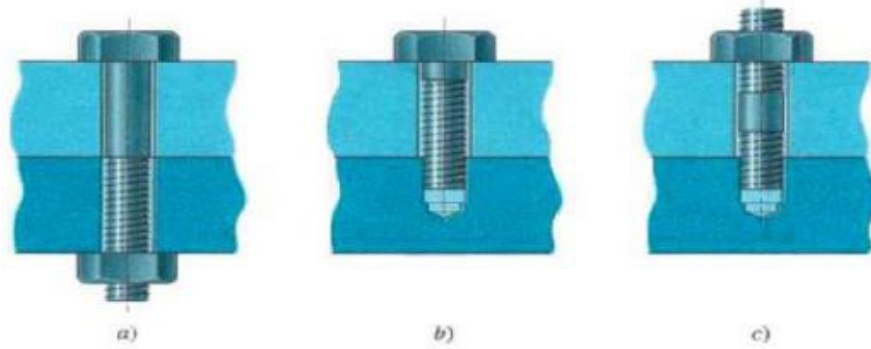


Fig. 4.3.- Se observan tres tipos de elementos de unión roscados [23].

La constante de rigidez del perno equivale a la rigidez de dos resortes en serie. Por lo tanto, se tiene que la rigidez del perno es

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \rightarrow K = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \quad (4.3)$$

la constante del resorte de una barra cargada axialmente está dada por

$$K = \frac{AE}{l} \quad (4.4)$$

las relaciones del resorte de las partes roscada y sin rosca en la zona de sujeción son, respectivamente,

$$K_t = \frac{A_t E}{l_t} ; \quad K_d = \frac{A_d E}{l_d} \quad (4.5)$$

donde

$A_t$  = área de esfuerzo sometida a tensión

$l_t$  = longitud de la parte roscada de agarre

$A_d$  = área del diámetro mayor del sujetador

$l_d$  = longitud de la parte sin rosca en agarre

Sustituyendo las rigideces en la ecuación [4.3], donde  $K_b$  representa la rigidez efectiva estimada del perno o tornillo de cabeza en la zona de sujeción, se obtiene

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (4.6)$$



## Rigidez del elemento

En la sección anterior se determinó la rigidez del sujetador en la zona de sujeción. En ésta se desea estudiar la rigidez de los elementos en dicha zona. Con objeto de aprender qué sucede cuando la conexión ensamblada se somete a una carga externa de tensión es necesario conocer ambas rigideces [24].

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \dots + \frac{1}{K_i}$$

Si los elementos de la unión tienen el mismo módulo de Young  $E$  con troncos espalda con espalda simétricas, entonces actúan como dos resortes idénticos en serie [24].

$$k_m = \frac{0.5774\pi E d}{2 \ln \left( 5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d} \right)} \quad (4.7)$$

### 4.1.2 Resistencia del perno

En las normas para pernos, la resistencia se especifica mediante cantidades ASTM mínimas, la resistencia mínima de prueba o la carga mínima de prueba y la resistencia mínima de tensión. La carga de prueba es la carga máxima (fuerza) que un perno puede soportar sin sufrir una deformación permanente. La resistencia de prueba está dada por el cociente de la carga de prueba y el área de esfuerzo a tensión [3].

La especificación/norma ASTM F3125 cubre los requisitos químicos, físicos y mecánicos para pernos estructurales fabricados de acero y acero aleado, en dos grados de resistencia, dos estilos y dos tipos. Esta especificación es una consolidación y reemplazo de seis estándares ASTM que varían de 1/2" a 1-1/2" de diámetro [25].

Vale la pena mencionar que todos los pernos con especificación de grado que se fabrican en Estados Unidos llevan, sobre su cabeza, una marca o un logotipo del fabricante, además de la marca de grado, todo lo cual confirma que el perno cumple o excede las especificaciones. Si no se encuentran esas marcas, quizás el perno sea de otro origen; para esa clase de pernos no existe la obligación de cumplir con las especificaciones. Las especificaciones SAE se encuentran en la tabla 4.1. Los grados de los pernos se numeran de acuerdo con las resistencias a la tensión, utilizando decimales para señalar variaciones al mismo nivel de resistencia. Los pernos y tornillos se encuentran disponibles en todos los grados listados. [3].

En las tablas 4.1 y 4.2 se muestran especificaciones SAE para pernos [3].



Tabla 4.1.- Se observan especificaciones SAE para pernos [3].

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ a $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ a 1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ a 1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Tabla 4.2.- Se muestran propiedades de algunos materiales [26].

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,		A	B
		GPa	Mpsi		
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido gris	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14



### 4.1.3 Uniones a tensión

#### La carga externa

Ahora, se debe considerar qué sucede cuando se aplica una carga externa de tensión  $P$  a una unión con pernos. Por supuesto, se debe suponer que la fuerza de sujeción, a la que se le llama precarga  $F_i$ , se ha aplicado de manera correcta apretando la tuerca antes de aplicar  $P$ . Se emplea la nomenclatura siguiente [3]:

Donde

$F_i = \text{precarga}$

$P = \text{carga externa de tensión}$

$P_b = \text{parte de } P \text{ tomada por el perno}$

$P_m = \text{parte de } P \text{ tomada por los elementos}$

$F_b = P_m + F_i = \text{carga resultante en el perno}$

$F_m = P_m - F_i = \text{carga resultante en los elementos}$

$C = \text{fracción de la carga externa } P \text{ soportada por el perno}$

$1 - C = \text{fracción de la carga externa } P \text{ que soportan los elementos}$

$N = \text{Número de pernos en la unión}$

Si  $N$  pernos comparten en forma equivalente la carga externa total, entonces la carga total se divide entre el número de pernos. La carga resultante en el perno es

$$F_b = P_b + F_i = CP + F_i \quad F_b > 0 \quad (4.8)$$

y la carga resultante en los elementos conectados es

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i \quad F_m < 0 \quad (4.9)$$

Por supuesto, dichos resultados sólo son válidos si permanece alguna carga de sujeción en los elementos, lo cual se indica por el calificador de las ecuaciones.



### Cargadas en forma estática con precarga

El factor de seguridad contra la fluencia por esfuerzo estático, superior a la resistencia de prueba, es

$$\eta_p = \frac{S_p A_t}{CP + F_i} \quad (4.10)$$

Dado que es común cargar un perno cerca de la resistencia de prueba, el factor de seguridad contra la fluencia no suele ser mucho mayor que la unidad. Otro indicador de fluencia que se utiliza en ocasiones es un factor de carga que se aplica sólo a la carga P como una protección contra las sobrecargas. Al aplicar un factor de carga como éste a la carga P de la ecuación {a}, y al igualarla con la resistencia de prueba se obtiene lo siguiente [3]

$$\frac{C\eta_L P + F_i}{A_t} = S_p \rightarrow \eta_L = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (4.11)$$

Como un factor de carga que protege contra la separación de la unión se tiene que:

$$\eta_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad (4.12)$$

Se recomienda tanto para la carga estática como para la de fatiga que se use lo siguiente para la precarga, donde  $F_p$  es la carga de prueba:

$$F_i = \begin{cases} 0.75 F_p & \text{Conexiones no permanentes, sujetadores reutilizados} \\ 0.90 F_p & \text{Conexiones permanentes} \end{cases} \quad (4.13)$$

### Carga por fatiga

El objetivo del diseñador consiste principalmente en anticipar la secuencia de las cargas de servicio a lo largo de la vida de la estructura. La magnitud de la carga máxima, que resulta vital para los propósitos del cálculo estático, no reviste generalmente un gran interés ya que tan sólo representa un ciclo entre millones, pero cuando se obtienen los factores de seguridad ayudan bastante para el diseño de una estructura [27].

En el laminado de roscas, el diseñador desconoce la cantidad de trabajo en frío y de endurecimiento por deformación; por lo tanto, en la tabla 4.3 se da la resistencia a la fatiga axial completamente corregida, incluyendo  $K_f$  [3].



Tabla 4.3.- Se muestran las resistencias a la fatiga completamente corregidas de pernos y tornillos con roscas laminadas [3].

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	$\frac{1}{4}$ a 1 pulg	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$ pulg	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ pulg	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16 a M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6 a M16	140 MPa
ISO 10.9	M5 a M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6 a M36	190 MPa

Con frecuencia, el tipo de carga a la fatiga que se encuentra en el análisis de las uniones empernadas es uno en el que la carga aplicada externamente oscila entre cero y alguna fuerza máxima P. Para estos casos resulta en

$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (4.14)$$

Si la precarga se considera constante, la relación de la línea de carga entre los esfuerzos alternante y medio puede tratarse como

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i \quad (4.15)$$

Se muestran también los factores de seguridad contra la fatiga para cada uno de los criterios de falla en una situación de cargas repetidas.

Goodman:

$$\eta_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{\sigma_a(S_{ut} + S_e)} \quad (4.16)$$

Gerber:

$$\eta_f = \frac{1}{2\sigma_a S_e} \left[ S_{ut} \sqrt{S_{ut}^2 + 4S_e(S_e + \sigma_i)} - S_{ut}^2 - 2\sigma_i S_e \right] \quad (4.17)$$



Una vez introducida la metodología se procede en las siguientes secciones a realizar el cálculo para zonas específicas dentro del ensamble mostrado en el capítulo 2, en la Tabla 4.4 se muestran los diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF que serán de utilidad para llevar a cabo la metodología de manera eficiente.

Tabla 4.4.- Se pueden observar diámetros y área de roscas unificadas de tornillo [28].

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión $A_r$ , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , pulg <sup>2</sup>	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión $A_r$ , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , pulg <sup>2</sup>
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

#### 4.1.4 Uniones a cortante con carga excéntrica

Para el análisis de una unión a cortante es importante la ubicación del centro del movimiento relativo de los elementos. el punto pivote está en el centroide del patrón del área de la sección transversal de los pasadores o de los remaches. La carga total tomada por cada perno se calculará en tres pasos. En el primero, el cortante V se divide igualmente entre los pernos, de manera que en cada uno [3]

$$F' = \frac{V}{N} \quad (4.18)$$





Donde  $N$  se refiere al número de pernos en el grupo y la fuerza  $F'$  se llama carga directa o cortante primario. La carga del momento, o cortante secundario, se define como la carga adicional sobre cada perno debida al momento  $M$ . Si  $r_A, r_B, r_C$ , etc., son las distancias radiales desde el centroide hasta el centro de cada perno, el momento y la carga del momento están relacionados de la manera siguiente [3]:

$$F_n'' = \frac{M r_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + \dots} \quad (4.19)$$

En el tercer paso las cargas directas y del momento se suman en forma vectorial para obtener la carga resultante en cada perno.

### Relación del par de torsión del perno con la tensión del perno

Después de haber aprendido que una precarga alta es muy deseable en conexiones importantes con pernos, se deben considerar los medios para asegurar que la precarga en realidad se desarrolle cuando se ensamblan las partes. Es necesario darle un valor de precarga a cada tornillo para que todos los elementos queden en su lugar y no exista un movimiento que provoque una separación a futuro.

Aunque los coeficientes de fricción varían mucho, se puede obtener una buena estimación del par de torsión necesario para producir una precarga dada la ecuación 4.20

$$T = K F_i d \quad (4.20)$$

Donde  $T$  es el par de torsión para lograr la precarga,  $K$  es el coeficiente del par de torsión especificados en la tabla 4.5,  $F_i$  es la precarga y el diámetro del tornillo esta dado por  $d$ .

Tabla 4.5.- Se muestran los factores del par de torsión  $K$  [39]

Condición del perno	$K$
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

## 4.2 Sujeción en la placa superior e inferior

Para la sujeción de la placa superior del plastómetro se usaron un total de 12 pernos, todos de cabeza hexagonal y de acero grado SAE 5, con un módulo de elasticidad  $E = 30 \text{ Mpsi}$  (obtenido de la tabla 4.2), los cuales se enlistan a continuación

- 8 pernos 0.5000-13x1.875x1
- 4 pernos 0.5000-13x3.25x1.25

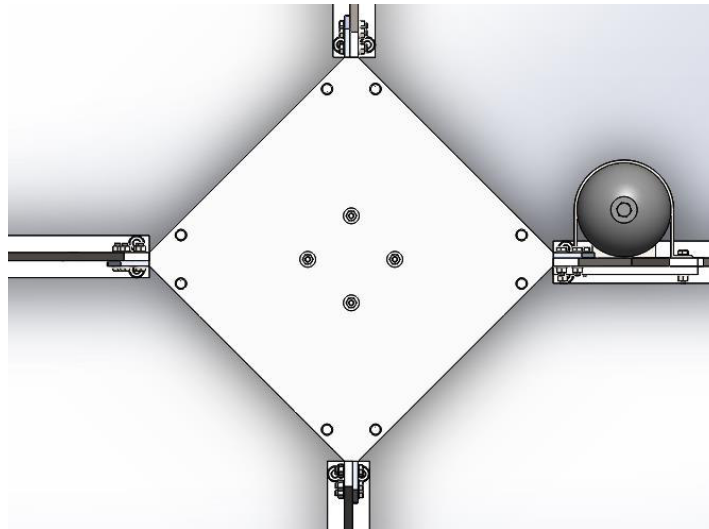


Fig.4.4.- Se puede ver la vista superior del plastómetro.

Una vez que han sido identificados los pernos utilizados, se procederá a realizar los análisis para cada tipo de pernos

#### 4.2.1 Unión entre servo-actuador y placa superior

En la zona central de la placa cuadrangular se encuentra la unión entre el servo-actuador y la placa superior mediante 4 pernos. Para este caso en particular se toma en cuenta que al momento de la construcción la placa cargará con todo el peso del servo-actuador y estructura del plastómetro, ahora se procede a nombrar la nomenclatura del perno en cuestión para su respectivo análisis.

#### Pernos 0.5000-13x3.25x1.25

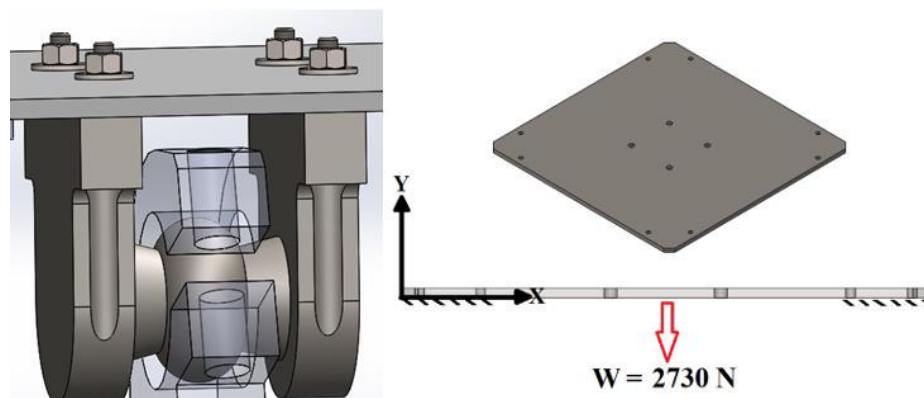


Fig. 4.5.- Se pueden observar los pernos 0.5000-13x3.25x1.25 y diagrama auxiliar de la placa superior



Como se mencionó anteriormente, esta placa estará cargando inicialmente con un gran peso y esto se puede observar en la figura 4.6, entonces se procede a realizar el cálculo con esta carga ejercida por el servo-actuador y estructura del plastómetro, se empieza entonces con:

$$P_{total} = 2730 N \left[ \frac{1 \frac{kg m}{s^2}}{1 N} \right] \left[ \frac{2.205 lb}{1 m} \right] \left[ \frac{3.28084 ft}{1 m} \right] \left[ \frac{1 lbf}{32.2 \frac{ft lb}{s^2}} \right] \left[ \frac{1 Klb}{1000 lbf} \right] = 0.613 Klb$$
$$N = 4 \rightarrow P = \frac{P_{total}}{N} = \frac{0.613 Klb}{4} = 0.1533 Klb$$

$$l = 12.7 mm + 57 mm = 69.7 mm \left[ \frac{1 in}{25.4 mm} \right] = 2.744 in$$

Con la tabla A-31 [3] se encuentra el espesor para una tuerca de 0.5 in, el cual es  $\frac{7}{16} in$

$$L > 2.744 in + \frac{7}{16} in \approx 3.25 in$$

Utilizando la ecuación (4.1)

$$L_T = 2d + \frac{1}{4} = 2(0.5 in) + \frac{1}{4} in = 1.25 in$$

La longitud de la parte sin rosca en el agarre  $l_d$  se obtiene como

$$l_d = L - L_T = 3.25 in - 1.25 in = 2 in$$

La longitud roscada en el agarre es

$$l_t = l - l_d = 2.744 in - 2 in = 0.744 in$$

De la Tabla 4.4 [3], con un diámetro nominal de 0.5 in, el área de esfuerzo de tensión  $A_t = 0.1419 in^2$ , el área del diámetro mayor

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (0.5 in)^2}{4} = 0.1963 in^2$$

Una vez obtenidos estos valores, se calcula la rigidez del perno  $K_b$  utilizando la ecuación (4.6)



$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{(0.1963 \text{ in}^2)(0.1419 \text{ in}^2)(30 \text{ Mpsi})}{(0.1963 \text{ in}^2)(0.744 \text{ in}) + (0.1419 \text{ in}^2)(2 \text{ in})} = 1.944 \frac{\text{Mlbf}}{\text{in}^2}$$

El módulo de elasticidad para el acero A36 es 29Mpsi, entonces utilizando la ecuación (4.7) para calcular la rigidez del elemento  $K_m$

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln \left( 5 \frac{0.5774(2.7440 \text{ in}) + 0.5(0.5 \text{ in})}{0.5774(2.744 \text{ in}) + 2.5(0.5 \text{ in})} \right)} = 11.1989 \frac{\text{Mlbf}}{\text{in}^2}$$

Una vez que se obtuvo  $K_b$  Y  $K_m$  se calcula la constante de rigidez  $L$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} = \frac{1.944 \frac{\text{Mlbf}}{\text{in}^2}}{1.944 \frac{\text{Mlbf}}{\text{in}^2} + 11.1989 \frac{\text{Mlbf}}{\text{in}^2}} = 0.1479$$

De la tabla 4.1 para un perno grado SAE 5 con un diámetro nominal de 0.5 in,  $S_P = 85 \text{ Kpsi}$ . Con la ecuación (4.13), se obtiene la precarga  $F_i$

$$F_i = 0.75F_p = 0.75A_t S_p = (0.75)(0.1419 \text{ in}^2)(85 \text{ Kpsi}) = 9.0461 \text{ Klbf}$$

Y para lograr el par de torsión necesario para desarrollar la precarga se emplea la ecuación (4.20) donde el valor de  $K$  se obtiene de la tabla 4.5 donde se tiene una condición de perno galvanizada de valor  $K = 0.20$  y asignando un 10% más como factor de seguridad, se tiene que:

$$T = 1.1KF_i d = (1.1)(0.20)(9.0461 \text{ Klbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{995.071 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

Usando la ecuación (4.10), se obtiene el factor de carga cuando el factor de seguridad a la fluencia, que es el factor de seguridad tradicional, que compara el esfuerzo máximo del perno con la resistencia de prueba.

$$\eta_p = \frac{S_p A_t}{CP + F_i} = \frac{(85 \text{ Kpsi})(0.1419 \text{ in}^2)}{(0.1479)(0.153 \text{ Klbf}) + 9.0461 \text{ Klbf}} = \mathbf{1.330}$$

Utilizando la ecuación (4.11) se obtiene el factor  $n_i$ , el cual es un indicador de la sobrecarga sobre  $P$  que puede aplicarse sin exceder la resistencia de prueba.



$$n_l = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} = \frac{(85 \text{ Kpsi})(0.1419 \text{ in}^2) - 9.0461 \text{ KlbF}}{(0.1479)(0.153 \text{ KlbF})} \rightarrow \text{Numerador} \gg \text{Denominador}$$

Ahora, mediante la ecuación (4.12) se obtiene el factor  $n_o$ . Este factor protege en caso de que la fuerza P sea muy grande, y provoque que la unión se separe y el perno reciba toda la carga.

$$\eta_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)} = \frac{9.0461 \text{ KlbF}}{0.153 \text{ KlbF}(1 - 0.1479)} \rightarrow \text{Numerador} \gg \text{Denominador}$$

De la tabla 4.3 se encuentra que para un perno grado SAE 5 con un diámetro nominal de 0.5 in,  $S_e = 18.6 \text{ Kpsi}$  y  $S_{ut} = 120 \text{ Kpsi}$ , entonces de la ecuación (4.14) y la ecuación (4.15)

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i \rightarrow \sigma_m = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t}$$

Se calcula el esfuerzo alternante  $\sigma_a$

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} = \frac{(0.1479)(0.153 \text{ KlbF})}{2(0.1419 \text{ in}^2)} = 0.0797 \text{ Kpsi}$$

Y el esfuerzo de precarga  $\sigma_i$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{9.0461 \text{ KlbF}}{0.1419 \text{ in}^2} = 63.75 \text{ Kpsi}$$

A continuación, se calcula el factor de seguridad contra la fatiga  $n_f$ . Usando el criterio de Goodman de la ecuación (4.16)

$$\eta_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{\sigma_a(S_{ut} + S_e)} = \frac{18.6 \text{ Kpsi}(120 \text{ Kpsi} - 63.75 \text{ Kpsi})}{0.0797 \text{ Kpsi}(120 \text{ Kpsi} + 18.6 \text{ Kpsi})} \rightarrow \text{Numerador} \gg \text{Denominador}$$

Calculando el factor  $n_f$  con el criterio de Gerber, usando la ecuación (4.17)

$$\eta_f = \frac{1}{2(0.0797 \text{ Kpsi})(18.6 \text{ Kpsi})} \left[ (120 \text{ Kpsi})\sqrt{(120 \text{ Kpsi})^2 + 4(18.6 \text{ Kpsi})(18.6 \text{ Kpsi} + 63.75 \text{ Kpsi})} - (120 \text{ Kpsi})^2 - 2(63.75 \text{ Kpsi})(18.6 \text{ Kpsi}) \right] \rightarrow \text{Numerador} \gg \text{Denominador}$$

Como se pudo observar en este caso, para la mayoría de los factores de seguridad se colocó "**Numerador**  $\gg$  **Denominador**", el cual indica que el factor está lejos de ser crítico ya que se tiene un valor alto

#### 4.2.2 Unión entre soportes y placa superior

Como se puede observar en la figura siguiente, en cada soporte se encuentran 2 uniones atornilladas en la parte superior que sujeta la placa y los soportes, en esta zona se encuentra la siguiente nomenclatura para el perno

**Pernos 0.5000-20x1.875x1**

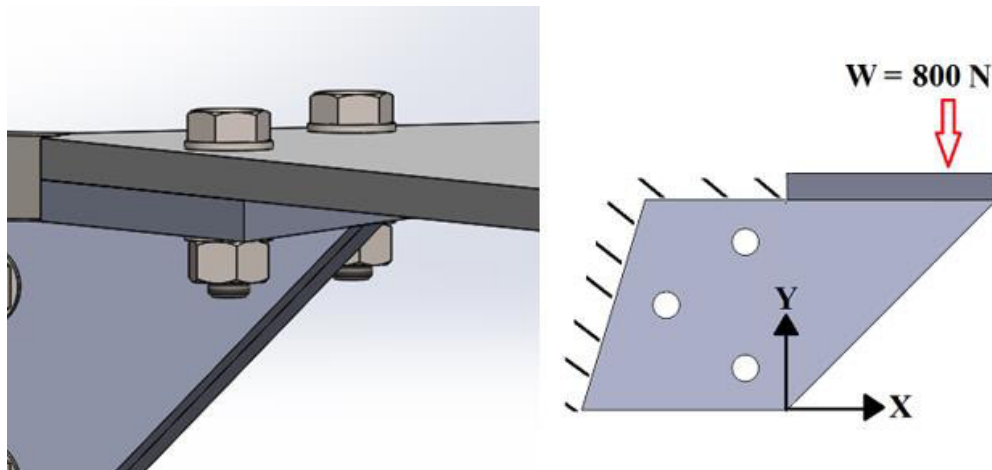


Fig. 4.6.- Se representan los pernos 0.5000-13x1.875x1 y diagrama auxiliar del soporte con la placa superior.

Observando la figura 3.27 de la sección 3.5.2, se puede entender el comportamiento de la placa ante el peso ejercido por el servo-actuador y la estructura del plastómetro. La placa tiende a hundirse en medio y esto provoca que las esquinas se levanten, resultando entonces una fuerza de cortante en los dos tornillos. Entonces primeramente se desprecia la carga externa de tensión ( $P$ ) ya que no existe en este caso lo que resulta una equivalencia entre la carga resultante en los elementos ( $F_m$ ) y la precarga ( $F_i$ )

$$P = \text{carga externa de tensión} = 0 \rightarrow F_i = F_m$$

Por otro lado, se supondrá que el 10% de la fuerza que se muestra en la figura 4.6 está actuando perpendicularmente en los tornillos, es decir paralelamente entre las placas del soporte y de la placa superior. Dicha fuerza se conoce como la fuerza de fricción y de la estática se conoce que está dada por la siguiente ecuación



$$F_f = \mu N$$

A diferencia del caso de la 4.2.1, existe una fricción entre las placas que debe considerarse en las configuraciones donde el tornillo está sometido a un esfuerzo cortante y poder entonces calcular una precarga que considere este problema. Primeramente, de la *Física de Serway & Jewett* [37] se sabe que el valor de coeficiente de fricción máximo que se puede presentar en cualquier superficie pertenece a la parte estática, esto se puede verificar en la figura 4.7

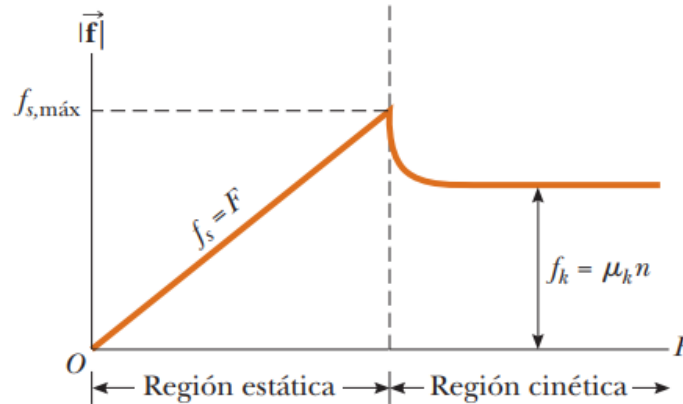


Fig. 4.7. Se muestran las regiones estáticas y cinéticas de la fuerza de fricción [37].

Una vez reconocido que el coeficiente de fricción es mayor ante un caso estático, de la *Mecánica de ingenieros – Dinámica de J. L. Meriam* [38] se puede obtener el coeficiente de fricción necesario para este cálculo mediante la tabla en el apéndice [A-3], en dicha tabla se muestran valores de coeficiente de fricción para varios casos, entre ellos está el contacto entre acero sobre acero (engrasado) el cual tiene un valor de  $\mu_s = 0.1$ .

De lo anterior, se puede obtener entonces el valor de la normal en la ecuación de la fuerza de fricción, donde la normal se puede aproximar a la carga resultante en los elementos  $F_m$  que a su vez es la precarga, entonces se tiene que

$$\frac{0.179 \text{ K} \text{ lbf} (10\%)}{2 \text{ tornillos}} = 8.95 \text{ lbf} \approx F_f$$

$$F_f = \mu N \rightarrow N = \frac{F_f}{\mu} = \frac{8.95 \text{ lbf}}{0.1} = 89.5 \text{ lbf} \approx F_i$$

Y para lograr el par de torsión necesario para desarrollar la precarga anterior se emplea la ecuación (4.20) donde el valor de K se obtiene de la tabla 4.5 donde se tiene una condición de perno galvanizada de valor  $K = 0.20$  y asignando un 10% más como factor de seguridad, tenemos lo siguiente

$$T = 1.1 K F_i d = (1.1)(0.20)(89.5 \text{ lbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{9.845 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

Adicionalmente se puede verificar si este diámetro del tornillo puede soportar la carga o ser de diferente tamaño, tomando la fuerza de precarga del tornillo ( $F_i$ ) y una resistencia de prueba  $S_p = 33 \text{ Kpsi}$  de la tabla 4.1 para un grado SAE 1, se obtiene la siguiente relación

$$A_t = \frac{89.5 \text{ lbf}}{33 \text{ Kpsi}} = 0.00271 \text{ in}^2$$

Consultando la tabla 4.4 y con el área del diámetro menor calculado anteriormente se obtiene que un tornillo #2-64UNF puede resistir, entonces el diámetro elegido inicialmente puede desempeñarse adecuadamente, es decir  $\frac{1}{2}$  -20UNF es aceptable.

#### 4.2.3 Unión entre soportes y placa inferior

Como se puede observar en la figura siguiente, en cada soporte se encuentran 2 uniones atornilladas en la parte superior que sujetan la placa y los soportes, en esta zona se encuentra la siguiente nomenclatura para el perno

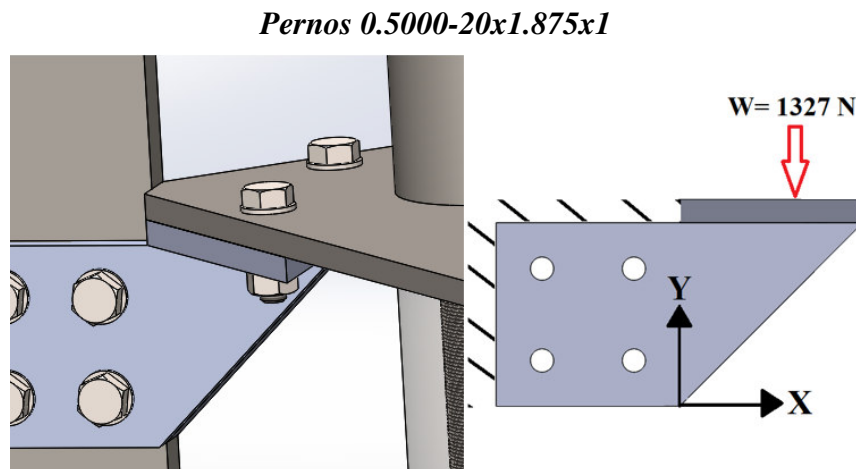


Fig. 4.8.- Se representan los pernos 0.5000-13x1.875x1 y diagrama auxiliar del soporte con la placa inferior.

Al igual que el caso anterior, la placa que está siendo sujeta por los soportes tiende a hacer el mismo movimiento en los tornillos, provocando un cortante y sin presentar una tensión. Entonces primeramente se desprecia la carga externa de tensión ( $P$ ) ya que no existe en este caso lo que resulta una equivalencia entre la carga resultante en los elementos ( $F_m$ ) y la precarga ( $F_i$ )

$$P = 0 \rightarrow F_i = F_m$$





Al igual que el caso de la sección 4.2.1 la carga se elige como si toda la estructura del plastómetro fuera cargada por estos soportes mostrados en la figura 4.8. De esta fuerza, se supondrá una vez más que el 10% de la fuerza está actuando perpendicularmente en los tornillos, es decir paralelamente entre las placas del soporte y de la placa superior. Dicha fuerza se conoce como la fuerza de fricción y de la estática se conoce que está dada por la siguiente ecuación

$$F_f = \mu N$$

Ya que este caso es similar al anterior, en ella se comentó sobre la existencia de la fricción entre placas y que el que se debe de analizar es la parte estática ya que es más crítica considerando la fricción para el cálculo de la precarga y poder aplicarlo a las configuraciones de los tornillos en cuestión. Entonces el coeficiente de fricción a considerar es nuevamente el que se menciona en la tabla del apéndice [A-3], en ella se muestran valores de coeficiente de fricción para varios casos, entre ellos está el contacto entre acero sobre acero (engrasado) el cual tiene un valor de  $\mu_s = 0.1$ .

De lo anterior, se puede obtener entonces el valor de la normal en la ecuación de la fuerza de fricción, donde la normal se puede aproximar a la carga resultante en los elementos  $F_m$  que a su vez es la precarga, entonces se tiene que

$$\frac{0.298 \text{ K}lb\text{f}(10\%)}{2 \text{ tornillos}} = 14.9 \text{ lbf} \approx F_f$$
$$F_f = \mu N \rightarrow N = \frac{F_f}{\mu} = \frac{14.9 \text{ lbf}}{0.1} = 149 \text{ lbf} \approx F_i$$

Y para lograr el par de torsión necesario para desarrollar la precarga anterior se emplea la ecuación (4.20) donde el valor de K se obtiene de la tabla 4.5 donde se tiene una condición de perno galvanizada de valor  $K = 0.20$  y asignando un 10% más como factor de seguridad, tenemos lo siguiente

$$T = 1.1KF_i d = (1.1)(0.20)(149 \text{ lbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{16.39 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

Adicionalmente se puede verificar si este diámetro del tornillo puede soportar la carga o ser de diferente tamaño, tomando la fuerza de precarga del tornillo ( $F_i$ ) y una resistencia de prueba  $S_p = 33 \text{ Kpsi}$  de la tabla 4.1 para un grado SAE 1, se obtiene la siguiente relación

$$A_t = \frac{149 \text{ lbf}}{33 \text{ Kpsi}} = 0.00451 \text{ in}^2$$

Consultando la tabla 4.4 y con el área del diámetro menor calculado anteriormente se obtiene que un tornillo #3-56UNF puede resistir, entonces el diámetro elegido inicialmente puede desempeñarse adecuadamente, es decir  $\frac{1}{2}$  -20UNF es aceptable.

### 4.3 Sujeción de soportes con triangulo base

Para la sujeción de los soportes con las placas triangulares se utilizaron 36 pernos, todos de cabeza hexagonal y de acero grado SAE 5, con un módulo de elasticidad  $E = 30 \text{ Mpsi}$ , los cuales se enlistan a continuación

- 28 pernos 0.5000-13x2.25x1
- 4 pernos 0.5000-13x2.75x1.25
- 4 pernos 0.2500-20x1.625x1.625

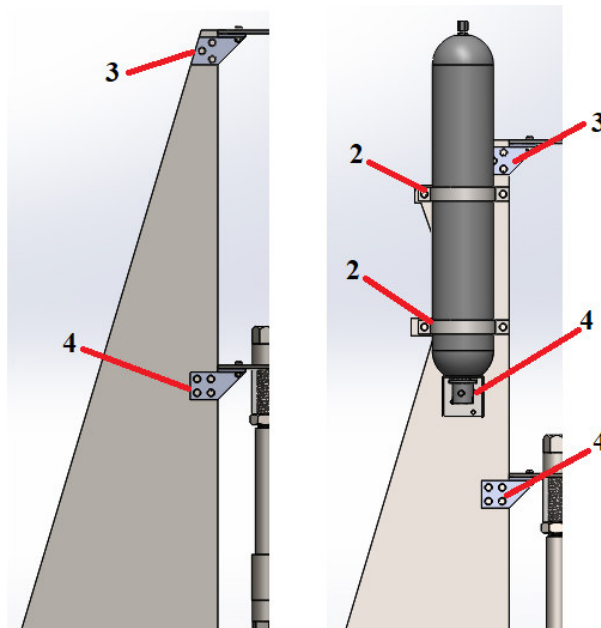


Fig. 4.9.- Se puede observar las zonas barrenadas en los triángulos base.

Obsérvese en la figura anterior que se muestran dos casos de placas triangulares, la que se muestra en la izquierda representa el caso que aplica a las 4 placas, mientras que la configuración de la derecha representa a la placa que tendrá que sujetar el acumulador en una de sus caras. Se debe notar que los 4 tornillos que sujetan el acumulador son solo de ubicación, por lo que un análisis de estos pernos no es necesario. A continuación, se detallan los cálculos para las zonas atornilladas pertenecientes a las placas triangulares.

### 4.3.1 Soportes superiores

En la parte superior se puede observar la unión atornillada mediante 3 barrenos que se ensambla mediante la cara del triángulo base y el soporte superior. El acomodo de dichos barrenos se puede observar en la figura 4.10, entonces se procede a realizar el cálculo de esta unión nombrando primeramente la nomenclatura del perno.

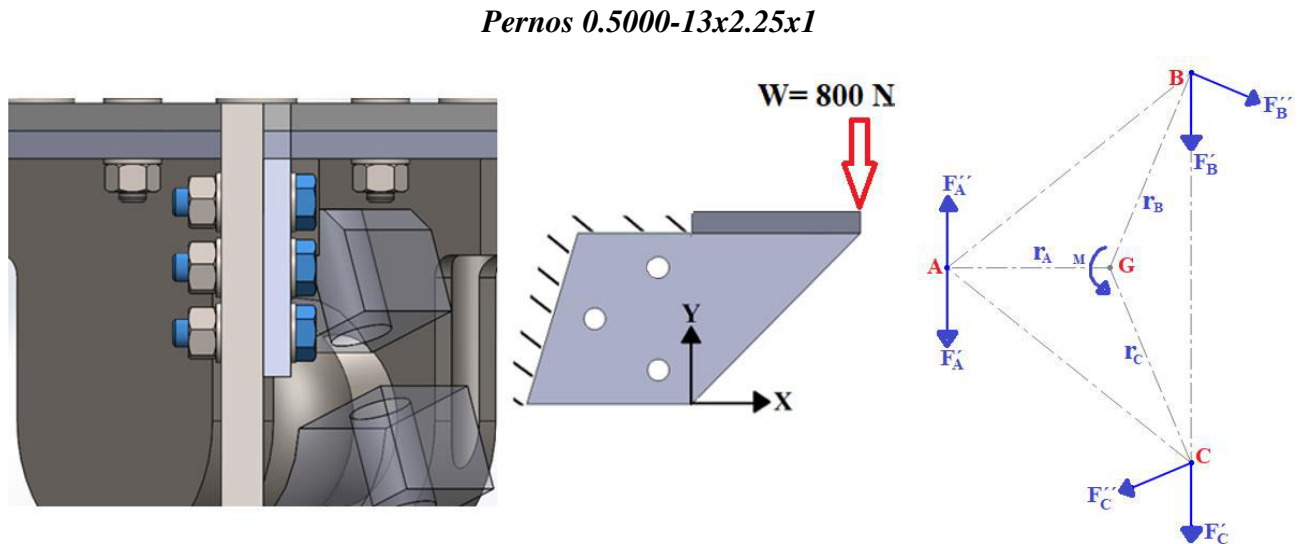


Fig. 4.10. Se muestran los pernos 0.5000-13x2.25x1 y diagrama auxiliar en el soporte superior.

Obsérvese que en la figura 4.10, del lado derecho se muestra el diagrama de cuerpo libre donde  $F'$  es la cortante primaria,  $F''$  es la cortante secundaria, el punto G es el centroide de la geometría y por último  $r$  es la distancia de los puntos A, B y C hasta el centroide. Entonces en base al diagrama de cuerpo libre se obtienen los cortantes (vea el plano anexado del soporte superior para las dimensiones), la carga cortante primaria por perno corresponde a

$$F' = \frac{V}{N} = \frac{800 \text{ N} \rightarrow 0.179 \text{ Klb}}{3} = 0.0596 \text{ Klb}$$

Para obtener la fuerza cortante secundaria se emplea la ecuación 4.19 donde el valor de la suma de los cuadrados del denominador es de  $0.02955 \text{ ft}^2$  y el momento es desde donde se aplica la fuerza hasta el centroide, el cual tiene un valor de  $78.217 \text{ lb ft}$ . Con lo anterior, se muestra a continuación el valor del cortante secundario  $F''$  para los puntos A, B y C:

$$F''_A = \frac{M r_A}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2} = \frac{(78.217 \text{ lb ft})(0.0824 \text{ ft})}{0.02955 \text{ ft}^2} = 0.21804 \text{ Klb}$$

$$F''_B = F''_C = \frac{M r_A}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2} = \frac{(78.217 \text{ lb ft})(0.1067 \text{ ft})}{0.02955 \text{ ft}^2} = 0.28243 \text{ Klb}$$



Del cálculo vectorial se sabe que la resultante se puede obtener a partir de la regla del paralelogramo, con esto se calculan las resultantes para cada punto empleando la siguiente ecuación, donde  $\theta$  es el ángulo que se forma entre los dos vectores

$$F_n = \sqrt{F_n'^2 + F_n''^2 + 2F_n'F_n''\cos\theta}$$

$$\text{Para } A \rightarrow F_A = 158.437 \text{ lbf} = 0.15844 \text{ Klbf}$$

$$\text{Para } B = C \rightarrow F_B = F_C = 310.355 \text{ lbf} = 0.31036 \text{ Klbf}$$

En este caso se tiene una configuración distinta a las vistas en las secciones 4.2.2 y 4.2.3 pero se resuelve de manera similar, en dichas secciones se comentó sobre la existencia de la fricción entre placas y que el que se debe de analizar es la parte estática ya que es más crítica considerando la fricción para el cálculo de la precarga y poder aplicarlo a las configuraciones de los tornillos en cuestión y en este caso también se presenta lo mismo. Entonces el coeficiente de fricción a considerar es nuevamente el que se menciona en la tabla del apéndice [A-3], en ella se muestran valores de coeficiente de fricción para varios casos, entre ellos está el contacto entre acero sobre acero (engrasado) el cual tiene un valor de  $\mu_s = 0.1$ .

Despreciando la carga externa de tensión ( $P$ ) ya que no existe tampoco en este caso lo que resulta en una equivalencia entre la carga resultante en los elementos ( $F_m$ ) y la precarga ( $F_i$ ), resulta lo siguiente

$$F_A = 158.437 \text{ lbf} \approx F_f^A$$

$$F_B = F_C = 310.355 \text{ lbf} \approx F_f^B = F_f^C$$

$$\text{En } A \rightarrow F_f^A = \mu N \rightarrow N = \frac{F_f^A}{\mu} = \frac{158.437 \text{ lbf}}{0.1} = 1584.37 \text{ lbf} \approx F_i^A$$

$$\text{En } B \text{ y } C \rightarrow F_f^B = \mu N \rightarrow N = \frac{F_f^B}{\mu} = \frac{310.355 \text{ lbf}}{0.1} = 3103.55 \text{ lbf} \approx F_i^B$$

Y para lograr el par de torsión necesario para desarrollar la precarga anterior se emplea la ecuación (4.20) donde el valor de  $K$  se obtiene de la tabla 4.5 donde se tiene una condición de perno galvanizada de valor  $K = 0.20$  y asignando un 10% más como factor de seguridad, tenemos lo siguiente

$$T_A = 1.1KF_i^A d = (1.1)(0.20)(1584.37 \text{ lbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{174.28 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

$$T_{B=C} = 1.1KF_i^B d = (1.1)(0.20)(3103.55 \text{ lbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{341.39 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

Se puede observar que en los barrenos B y C se concentran las fuerzas resultantes con magnitud más grande, entonces el análisis para verificar si este diámetro del tornillo puede soportar la carga o ser de diferente tamaño puede ser calculado con lo siguiente:

Teniendo  $F_i^B = 3103.55 \text{ lbf}$  y una resistencia de prueba  $S_p = 33 \text{ Kpsi}$  de la tabla 4.1 para un grado SAE 1, se obtiene la siguiente relación

$$A_t = \frac{3.1035 \text{ Klbf}}{33 \text{ Kpsi}} = 0.0940 \text{ in}^2$$

Consultando la tabla 4.4 y con el área del diámetro menor calculado anteriormente se obtiene que un tornillo 7/16-20UNF puede resistir, entonces el diámetro elegido inicialmente puede desempeñarse adecuadamente, es decir 1/2 -20UNF es aceptable.

### 4.3.2 Soportes inferiores

En la parte media se puede observar la unión atornillada mediante 4 barrenos que se ensambla mediante la cara del triángulo base y el soporte inferior. El acomodo de dichos barrenos se puede observar en la figura 4.11, entonces se procede a realizar el cálculo de esta unión.

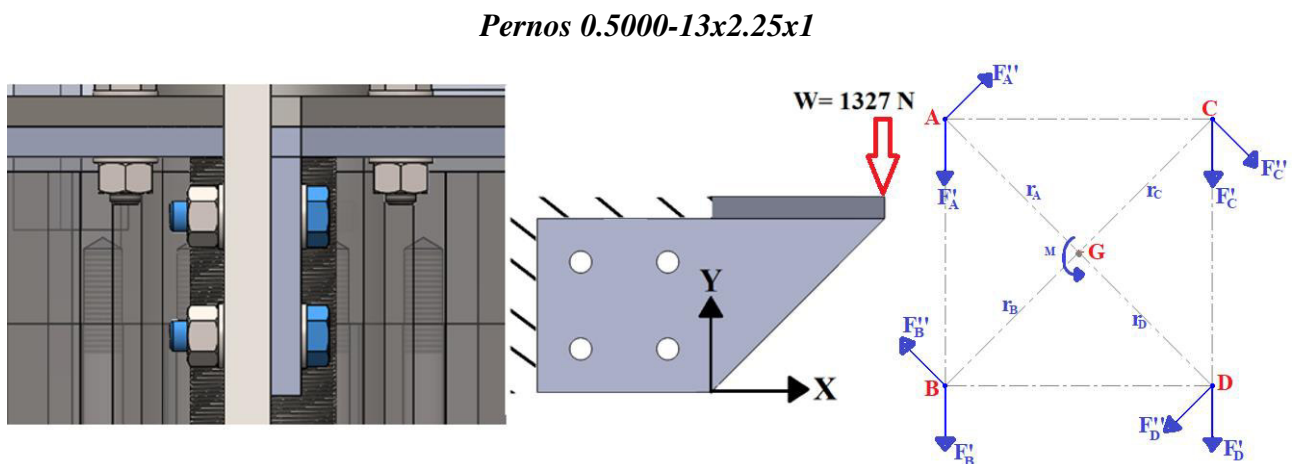


Fig. 4.11. Se observan los pernos 0.5000-13x2.25x1 y diagrama auxiliar del soporte inferior.

Este caso es similar al anterior, pero se presentan ahora los 4 barrenos y una mayor carga. Obsérvese que en la figura 4.11, del lado derecho se muestra el diagrama de cuerpo libre donde  $F'$  es la cortante primaria,  $F''$  es la cortante secundaria, el punto G es el centroide de la geometría y por último  $r$  es la distancia de los puntos A, B, C y D hasta el centroide. Entonces en base al diagrama de cuerpo libre se obtienen los cortantes (vea el plano anexado del soporte inferior para las dimensiones), la carga cortante primaria por perno corresponde a

$$F' = \frac{V}{N} = \frac{1327 \text{ N} \rightarrow 0.298 \text{ Klbf}}{4} = 0.0745 \text{ Klbf}$$



Para obtener la fuerza cortante secundaria se emplea la ecuación 4.19 donde se puede observar que con una geometría cuadrada los valores de radio son iguales y la ecuación se puede representar como se muestra a continuación, donde el valor del momento es desde donde se aplica la fuerza hasta el centroide, el cual tiene un valor de  $146.653 \text{ lb ft}$ , entonces:

$$F_A'' = F_B'' = F_C'' = F_D'' \rightarrow F'' = \frac{M}{4r} = \frac{(146.653 \text{ lb ft})}{4(0.1159 \text{ ft})} = 0.3163 \text{ Klb}$$

Del cálculo vectorial se sabe que la resultante se puede obtener a partir de la regla del paralelogramo, con esto se calculan las resultantes para cada punto empleando la siguiente ecuación, donde  $\theta$  es el ángulo que se forma entre los dos vectores

$$F_n = \sqrt{F_n'^2 + F_n''^2 + 2F_n'F_n''\cos\theta}$$

$$\text{Para A y B} \rightarrow F_A = F_B = 268.83 \text{ lbf} = 0.26883 \text{ Klb}$$

$$\text{Para C y D} \rightarrow F_C = F_D = 372.72 \text{ lbf} = 0.37272 \text{ Klb}$$

En este caso es similar a la anterior donde hay existencia de la fricción entre placas y que el que se debe de analizar es la parte estática ya que es más crítica considerando la fricción para el cálculo de la precarga y poder aplicarlo a las configuraciones de los tornillos en cuestión y en este caso también se presenta lo mismo. Entonces el coeficiente de fricción a considerar es nuevamente el que se menciona en la tabla del apéndice [A-3], en ella se muestran valores de coeficiente de fricción para varios casos, entre ellos está el contacto entre acero sobre acero (engrasado) el cual tiene un valor de  $\mu_s = 0.1$ .

Despreciando la carga externa de tensión ( $P$ ) ya que no existe tampoco en este caso lo que resulta en una equivalencia entre la carga resultante en los elementos ( $F_m$ ) y la precarga ( $F_i$ ), resulta lo siguiente

$$F_A = F_B = 268.86 \text{ lbf} \approx F_f^A = F_f^B$$

$$F_C = F_D = 372.72 \text{ lbf} \approx F_f^C = F_f^D$$

$$\text{En A y B} \rightarrow F_f^A = \mu N \rightarrow N = \frac{F_f^A}{\mu} = \frac{268.86 \text{ lbf}}{0.1} = 2688.6 \text{ lbf} \approx F_i^A$$

$$\text{En C y D} \rightarrow F_f^C = \mu N \rightarrow N = \frac{F_f^C}{\mu} = \frac{372.72 \text{ lbf}}{0.1} = 3727.2 \text{ lbf} \approx F_i^C$$

Y para lograr el par de torsión necesario para desarrollar la precarga anterior se emplea la ecuación (4.20) donde el valor de  $K$  se obtiene de la tabla 4.5 donde se tiene una condición de perno galvanizada de valor  $K = 0.20$  y asignando un 10% más como factor de seguridad, tenemos lo siguiente

$$T_{A=B} = 1.1KF_i^A d = (1.1)(0.20)(2688.6 \text{ lbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{295.746 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

$$T_{C=D} = 1.1KF_i^C d = (1.1)(0.20)(3727.2 \text{ lbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{409.992 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

Se puede observar que en las ubicaciones C y D se concentran las fuerzas resultantes con magnitud más grande, entonces el análisis para verificar si este diámetro del tornillo puede soportar la carga o ser de diferente tamaño puede ser calculado con lo siguiente:

Teniendo  $F_i^C = 3727.2 \text{ lbf}$  y una resistencia de prueba  $S_p = 33 \text{ Kpsi}$  de la tabla 4.1 para un grado SAE 1, se obtiene la siguiente relación

$$A_t = \frac{3.7272 \text{ Klb}f}{33 \text{ Kpsi}} = 0.1129 \text{ in}^2$$

Consultando la tabla 4.4 y con el área del diámetro menor calculado anteriormente se obtiene que un tornillo  $\frac{1}{2}$  -20UNF puede resistir, entonces el diámetro elegido inicialmente si fue correcto.

### 4.3.3 Soporte del acumulador

Para la sujeción del depósito de aceite se utilizaron 4 pernos, todos de cabeza hexagonal y de acero grado SAE 5, con un módulo de elasticidad  $E = 30 \text{ Mpsi}$ , los cuales se enlistan a continuación

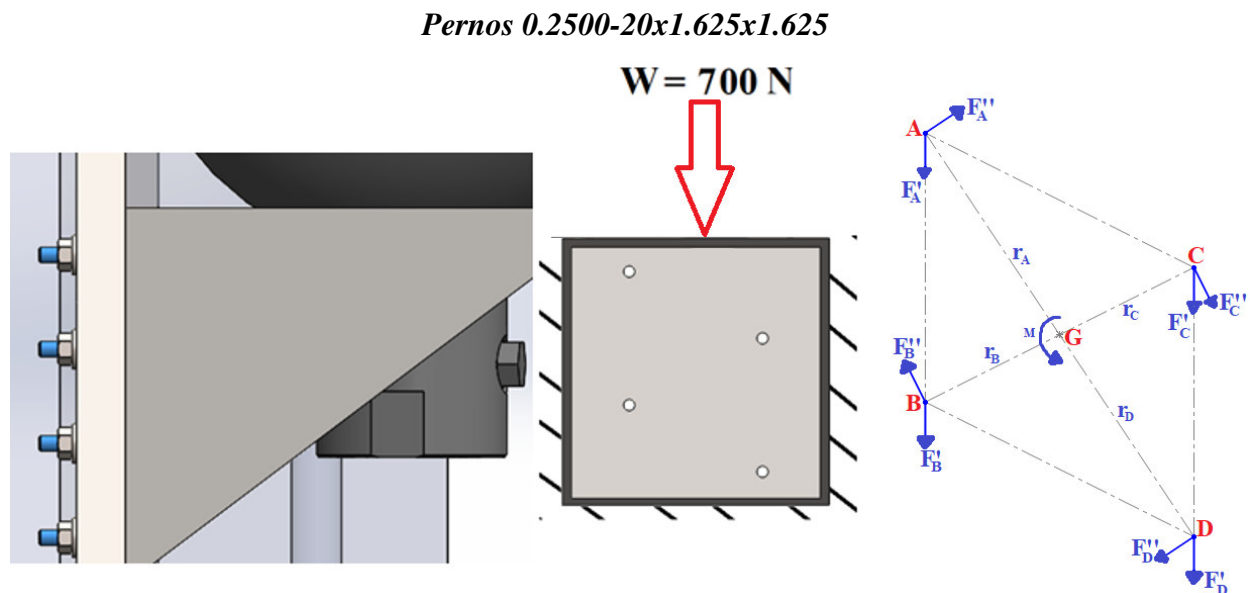


Fig.4.12.- Se pueden visualizar los pernos 0.2500-20x1.625x1.625 y diagrama auxiliar para el soporte del acumulador.



Obsérvese que en la figura 4.12, del lado derecho se muestra el diagrama de cuerpo libre donde  $F'$  es la cortante primaria,  $F''$  es la cortante secundaria, el punto G es el centroide de la geometría y por último  $r$  es la distancia de los puntos A, B, C y D hasta el centroide. Entonces en base al diagrama de cuerpo libre se obtienen los cortantes (vea el plano anexado del soporte del acumulador para las dimensiones), la carga cortante primaria por perno corresponde a

$$F' = \frac{V}{N} = \frac{700 \text{ N} \rightarrow 0.157 \text{ Klb}f}{4} = 0.03925 \text{ Klb}f$$

Para obtener la fuerza cortante secundaria se emplea la ecuación 4.19 donde el valor de la suma de los cuadrados del denominador es de  $0.1362 \text{ ft}^2$  y el momento es desde donde se aplica la fuerza hasta el centroide, el cual tiene un valor de  $103.02 \text{ lb ft}$ , con lo anterior se muestra a continuación el valor del cortante secundario  $F''$  para los puntos A, B, C y D:

$$F_A'' = F_D'' = \frac{M r_A}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + r_D^2} = \frac{(103.02 \text{ lb ft})(0.2218 \text{ ft})}{0.1362 \text{ ft}^2} = 0.16777 \text{ Klb}f$$

$$F_B'' = F_C'' = \frac{M r_B}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + r_D^2} = \frac{(103.02 \text{ lb ft})(0.1375 \text{ ft})}{0.1362 \text{ ft}^2} = 0.104003 \text{ Klb}f$$

Del cálculo vectorial se sabe que la resultante se puede obtener a partir de la regla del paralelogramo, con esto se calculan las resultantes para cada punto empleando la siguiente ecuación, donde  $\theta$  es el ángulo que se forma entre los dos vectores

$$F_n = \sqrt{F_n'^2 + F_n''^2 + 2F_n'F_n''\text{Cos}\theta}$$

$$F_A = 149.603 \text{ lbf} = 0.149603 \text{ Klb}f$$

$$F_B = 71.09 \text{ lbf} = 0.07109 \text{ Klb}f$$

$$F_C = 140.21 \text{ lbf} = 0.1402 \text{ Klb}f$$

$$F_D = 192.26 \text{ lbf} = 0.19226 \text{ Klb}f$$

Este último caso es similar a los dos anteriores donde hay existencia de la fricción entre placas y que el que se debe de analizar es la parte estática ya que es más crítica considerando la fricción para el cálculo de la precarga y poder aplicarlo a las configuraciones de los tornillos en cuestión y en este caso también se presenta lo mismo. Entonces el coeficiente de fricción a considerar es nuevamente el que se menciona en la tabla del apéndice [A-3], en ella se muestran valores de coeficiente de fricción para varios casos, entre ellos está el contacto entre acero sobre acero (engrasado) el cual tiene un valor de  $\mu_s = 0.1$ .





Despreciando la carga externa de tensión ( $P$ ) ya que no existe tampoco en este caso lo que resulta en una equivalencia entre la carga resultante en los elementos ( $F_m$ ) y la precarga ( $F_i$ ), resulta lo siguiente

$$F_A = 149.603 \text{ lbf} \approx F_f^A$$

$$F_B = 71.09 \text{ lbf} \approx F_f^B$$

$$F_C = 140.21 \text{ lbf} \approx F_f^C$$

$$F_D = 192.26 \text{ lbf} \approx F_f^D$$

$$\text{En A} \rightarrow F_f^A = \mu N \rightarrow N = \frac{F_f^A}{\mu} = \frac{149.603 \text{ lbf}}{0.1} = 1496.03 \text{ lbf} \approx F_i^A$$

$$\text{En B} \rightarrow F_f^B = \mu N \rightarrow N = \frac{F_f^B}{\mu} = \frac{71.09 \text{ lbf}}{0.1} = 710.9 \text{ lbf} \approx F_i^B$$

$$\text{En C} \rightarrow F_f^C = \mu N \rightarrow N = \frac{F_f^C}{\mu} = \frac{140.21 \text{ lbf}}{0.1} = 1402.1 \text{ lbf} \approx F_i^C$$

$$\text{En D} \rightarrow F_f^D = \mu N \rightarrow N = \frac{F_f^D}{\mu} = \frac{192.26 \text{ lbf}}{0.1} = 1922.6 \text{ lbf} \approx F_i^D$$

Y para lograr el par de torsión necesario para desarrollar la precarga anterior se emplea la ecuación (4.20) donde el valor de  $K$  se obtiene de la tabla 4.5 donde se tiene una condición de perno galvanizada de valor  $K = 0.20$  y asignando un 10% más como factor de seguridad, tenemos lo siguiente

$$T_A = 1.1KF_i^A d = (1.1)(0.20)(1496.03 \text{ lbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{164.563 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

$$T_B = 1.1KF_i^B d = (1.1)(0.20)(710.9 \text{ lbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{78.199 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

$$T_C = 1.1KF_i^C d = (1.1)(0.20)(1402.1 \text{ lbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{154.231 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

$$T_D = 1.1KF_i^D d = (1.1)(0.20)(1922.6 \text{ lbf})(0.5 \text{ in}) = \mathbf{211.486 \text{ lb} \cdot \text{in}}$$

Se puede observar que en el barreno D se concentran las fuerzas resultantes con magnitud más grande, entonces el análisis para verificar si este diámetro del tornillo puede soportar la carga o ser de diferente tamaño puede ser calculado con lo siguiente:

Teniendo  $F_i^D = 1922.6 \text{ lbf}$  y una resistencia de prueba  $S_p = 33 \text{ Kpsi}$  de la tabla 4.1 para un grado SAE 1, se obtiene la siguiente relación

$$A_t = \frac{1922.6 \text{ lbf}}{33 \text{ Kpsi}} = 0.05826 \text{ in}^2$$



Consultando la tabla 4.4 y con el área del diámetro menor calculado anteriormente se obtiene que un tornillo 5/16-24UNF es necesario, pero como el peso del acumulador se consideró más pesado al real, entonces se puede decir que el diámetro elegido inicialmente puede desempeñarse adecuadamente, es decir  $\frac{1}{4}$  -28UNF es aceptable.

Como se puede observar en todos los cálculos hechos en este capítulo, en el que se analizaron las uniones atornilladas dentro del ensamble, se destacan los resultados donde el numerador es mucho mayor que el denominador, esto quiere decir que el factor de seguridad da números grandes, es decir; que el ensamble no presentará en lo absoluto una falla en cuanto a uniones atornilladas. También obsérvese que un solo tornillo en algunos casos es capaz de aguantar el peso, pero por consideraciones de diseño, se introducen más pernos con la finalidad de que la estructura no “baile” y quede más fija, concluyendo así el análisis de las uniones atornilladas y se presenta en el siguiente capítulo el análisis de soldadura.

# CAPÍTULO 5: ANÁLISIS DE LAS UNIONES PERMANENTES SOLDADAS

En esta sección se muestra el procedimiento y resultados del cálculo de uniones soldadas para dos elementos-extensión que sirven para sujetar el acumulador, así como los soportes superiores e inferiores ya que estos últimos constan de 3 elementos que conforman el ensamble de un solo soporte.

## 5.1 Uniones permanentes

Si observamos los diversos objetos, equipos, maquinarias, recipientes de proceso, mecanismos, estructuras, vehículos de transporte u otros productos que usamos o que se comercializan en los mercados, tanto a nivel doméstico como industrial, estos requieren de la unión entre materiales. Tales materiales pueden ser metálicos y no metálicos. Las uniones pueden darse entre componentes metálicos, no metálicos y entre ambos. En el primer caso, estas se logran utilizando soldadura o cualquier otra tecnología de unión, por ejemplo, roscados y adhesivos [29].

La soldadura es un proceso de fabricación en donde se realiza la perfecta unión de dos materiales metálicos a través de la coalescencia (fusión) producida por la aplicación de energía térmica. En la soldadura por fusión se logra un sistema único de cristales en el cual dos piezas (o componentes) de un material base son unidas fundiéndose ambas; se puede agregar un material de relleno (también conocido como material de aportación) que, luego de enfriarse, se convierte en una unión fija con diversas propiedades mecánicas, de acuerdo con los requerimientos de los usuarios [29].

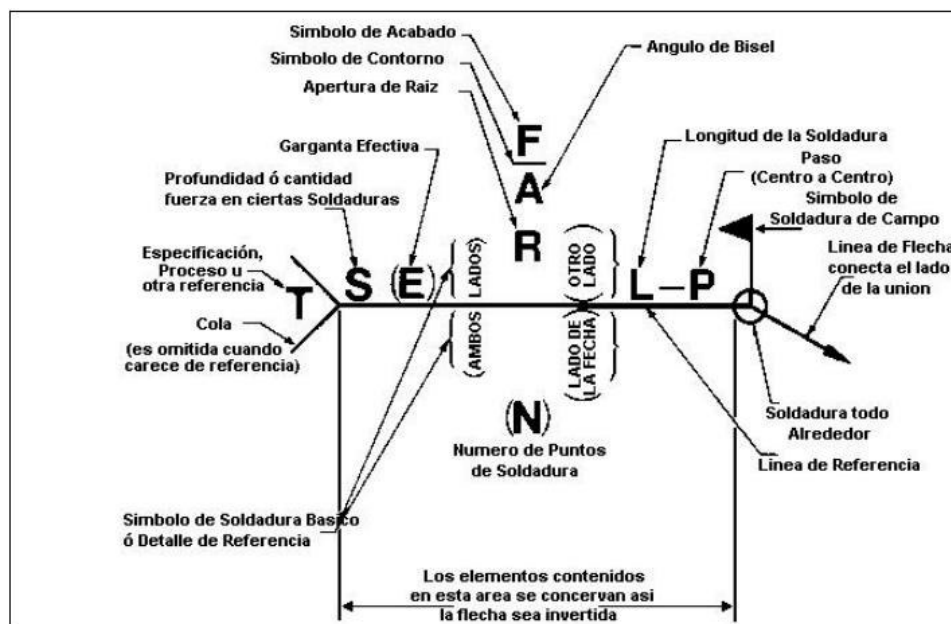


Fig. 5.1.- Se puede ver el patrón de la AWS para símbolos de soldadura [30].

### 5.1.1 Soldaduras a tope y de filete

La unión a tope es la más utilizada y consiste en unir las chapas situadas en el mismo plano, para chapas superiores a 6 mm o para soldar por ambos lados, hay que preparar los bordes. El objetivo de esta soldadura es conseguir una penetración completa y que constituya una transición lo más perfecta posible entre los elementos soldados [31]. En la figura 5.2 se muestra una unión típica a tope con ranura en “V”, de penetración total bajo la acción de una fuerza  $F$ .

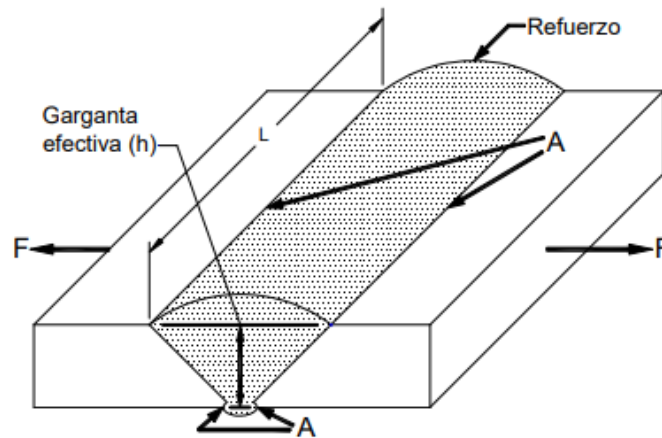


Fig. 5.2.- Se muestra la soldadura a tope en una junta [32].

Para ambas sollicitaciones, a tensión o a compresión, el esfuerzo medio normal es:

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (5.1)$$

donde  $h$  es la garganta efectiva de la soldadura y  $l$  es la longitud de esta, como se muestra en la figura. Nótese que en el valor de  $h$  no se incluye el refuerzo. El refuerzo es deseable para compensar los defectos, pero dicho refuerzo, por ser variable, produce concentración de esfuerzos en las líneas de intersección entre el metal base y el metal de soldadura, (zonas marcadas con la letra  $A$  en la figura). Dichas líneas son llamadas pie de la soldadura. Si existen cargas que causen fatiga, es importante controlar las socavaciones que puedan presentarse al pie de la soldadura [32].

El esfuerzo medio para una junta a tope debida a una carga cortante es:

$$\tau = \frac{F}{hl} \quad (5.2)$$

### 5.1.2 Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión

En la figura 5.3 a) hay un voladizo soldado a un soporte mediante soldaduras de filete en la parte superior y en la inferior. Un diagrama de cuerpo libre de la viga mostraría una reacción de fuerza cortante  $F$  y una reacción de momento  $M$ . La fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud, donde  $A$  es el área total de la garganta [3].

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad (5.3)$$

Ahora se determina que el esfuerzo cortante nominal en la garganta es

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} \quad (5.4)$$

Donde el segundo momento del área  $I$ , con base en el área de la garganta de la soldadura, es

$$I = 0.707hI_u \quad (5.5)$$

A continuación, se combinan vectorialmente la fuerza cortante vertical (primaria) de la ecuación (5.3) y la fuerza cortante horizontal (secundaria) de la ecuación (5.4), para dar como resultado

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad (5.6)$$

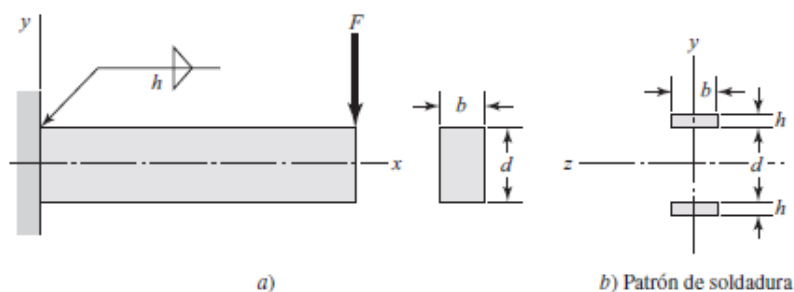


Fig. 5.3.- Se muestra un voladizo de sección transversal rectangular soldado a un soporte en los bordes superior e inferior.

El segundo momento del área en la ecuación (d) se basa en la distancia  $d$  entre las dos soldaduras. Si este momento se determina al considerar las dos soldaduras como si tuvieran huellas rectangulares, la distancia entre los centroides de la garganta de las soldaduras es aproximadamente  $(d - h)$ . Por ello, se produciría un segundo momento de área ligeramente mayor y resultaría en un



nivel de esfuerzo menor. El método de considerar las soldaduras como una línea no interfiere con el enfoque conservador del modelo. También hace posible el uso de la tabla 5.1 con todas las inconveniencias que resultan.

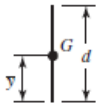
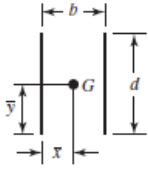
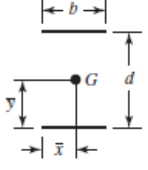
Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
1. 	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$

Tabla. 5.1.- Se muestran las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete [3].

### 5.1.3 Resistencia de las uniones soldadas

La adaptación de las propiedades de los electrodos a las del metal matriz no es tan importante en la mayoría de las ocasiones, como la velocidad, la habilidad del operador y el aspecto de la unión completa. Las propiedades de los electrodos varían considerablemente, pero la tabla 5.2 relaciona las propiedades mínimas para algunas clases de electrodos [33].

Es preferible, al proyectar componentes soldados, seleccionar un acero que produzca una rápida y económica soldadura, aunque esto pueda exigir el sacrificio de otras cualidades, tales como su aptitud de mecanización. Bajo condiciones apropiadas, todos los aceros pueden soldarse, pero se obtendrán los mejores resultados si se escogen aceros que tengan unas especificaciones AISI entre C1014 y C1023. Todos estos aceros, cuando están laminados en caliente, tienen una resistencia a la tracción considerablemente efectiva [33].



Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Tabla. 5.2.- Se representan las propiedades mínimas del metal de aporte [34].

Las tensiones permisibles se basan ahora en el límite de fluencia en vez de en el límite de rotura, y la norma permite el empleo de una diversidad de aceros estructurales ASTM, con límites de fluencia variables desde 2.300 a 3.500 kg/cm<sup>2</sup>. Con tal de que los esfuerzos sean los mismos, la norma permite la misma tensión en el metal de la soldadura y en el metal base. Para estos aceros ASTM  $S_y=0,5$  Sm. La tabla 5-8 relaciona las fórmulas especificadas por la norma para poder calcular estas tensiones permisibles en diversas condiciones de carga. Los coeficientes de seguridad que emplea esta norma se calculan fácilmente [33].

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	$n$
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_{uf}$	

Tabla. 5.3.- Se muestran los esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte [3].

## 5.2 Soldadura en extensiones para la sujeción del acumulador

Como se mencionó en el capítulo 2 – sección 2.3 Consideraciones en el acumulador, el acumulador se cambió de lugar y esto conllevó a crear dos elementos que sirvan como extensión en la hipotenusa del triángulo base, con la finalidad de que las abrazaderas puedan tener de donde sujetarse. Se decidió entonces colocar dos soleras; la primera es un cuadro de aumento que va soldada en la hipotenusa del triángulo, este es de un tamaño pequeño y va totalmente horizontal. La segunda solera tiene una mayor extensión y tiene la finalidad de dar apoyo a otra solera horizontal que se ubica en la parte trasera del acumulador, esta presenta una cierta inclinación y el arreglo de lo mencionado anteriormente se puede observar en la figura 5.4

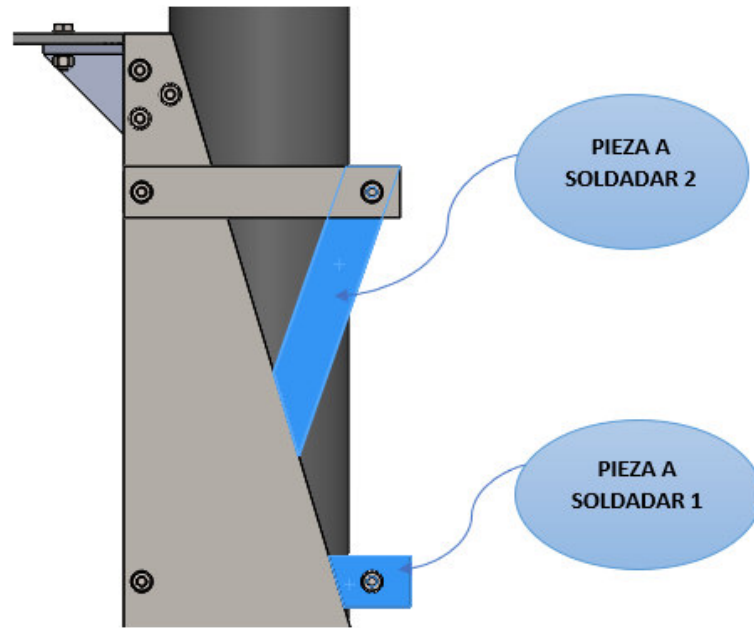


Fig. 5.4.- Se pueden observar los elementos a soldar para la sujeción del acumulador

Como se puede observar en la figura anterior, los elementos que se van a soldar a la hipotenusa del triángulo base se representan con el color azul, entonces se procede a continuación a analizar primeramente la solera inclinada.

### 5.2.1 Solera inclinada

Para facilitar la solución de este caso, se decide cambiar el sistema de coordenadas a uno que tenga origen en el lado inclinado del triángulo base, es decir la dirección del eje Y positivo es coincidente con el lado inclinado de dicho triángulo, tal configuración se muestra en la siguiente figura

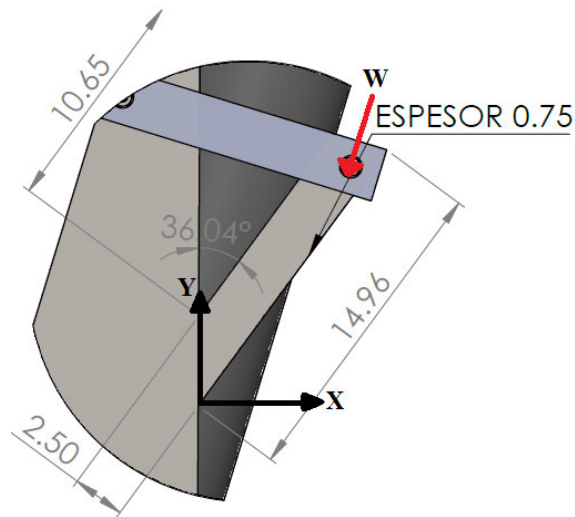


Fig. 5.5.- Se representa como es que se analizó este caso en la solera inclinada.



Posteriormente se toman las reacciones que participan en este elemento para posteriormente analizarlo, se corta la solera inclinada representada por azul y se tomó un diferencial del triángulo base mostrado por color verde, estos dos elementos mencionados anteriormente se unen por la soldadura representada por gris en la siguiente figura.

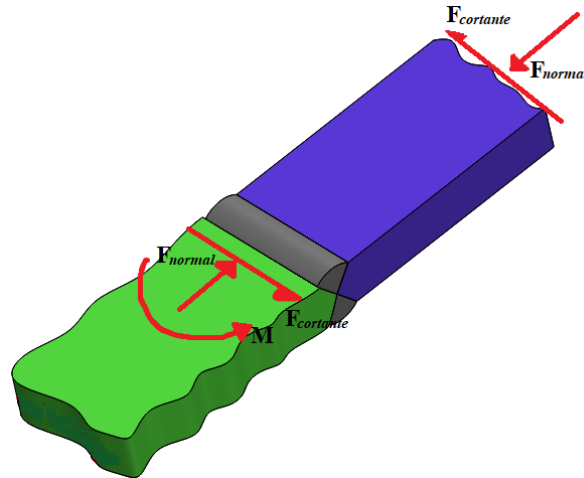


Fig. 5.6.- Se muestran las reacciones y unión entre el triángulo base y solera inclinada.

Con el sistema de coordenadas mostrado anteriormente se obtienen las siguientes componentes de la fuerza ejercida donde la fuerza  $W$  de 0.157 Kips, tiene un ángulo respecto a la horizontal  $Y$  de  $16.7^\circ$ , entonces se tiene que

$$F_x = -0.157 \text{ Kips} \text{ Sen}(16.7^\circ) = -0.04522 \text{ Kips}$$

$$F_y = -0.157 \text{ Kips} \text{ Cos}(16.7^\circ) = -0.15073 \text{ Kips}$$

Ahora con base a las reacciones mostradas en la figura anterior se puede observar que la fuerza normal está dada por la suma del esfuerzo de flexión y la de compresión, donde comparten el mismo valor de distancia al eje neutro y momento de inercia, pero difieren en el momento, tal como se muestra a continuación

$$\sigma_{normal} = \sigma_{flex} + \sigma_{comp} \rightarrow \frac{Mc}{I}$$

Donde  $C$  es la distancia al eje neutro que es simplemente la altura entre 2, mientras que el momento de inercia es  $I = \frac{bH^3}{12}$ , el momento para la flexión se lleva a cabo con la fuerza en el componente en  $Y$ , en el caso de la compresión se emplea la componente en  $X$  (debido a la irregularidad de la geometría la distancia que se usa para el momento es la que es coincidente con el eje neutro; 11.60 in), entonces se obtiene el esfuerzo normal con



$$\sigma_{comp1} = \frac{[(0.04522 \text{ Kips})(11.60 \text{ in})] \left(\frac{2.5}{2} \text{ in}\right)}{\frac{(0.75 \text{ in})(2.5 \text{ in})^3}{12}} = 0.670 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{flex1} = \frac{[(0.15073 \text{ Kips})(11.60 \text{ in})] \left(\frac{2.5}{2} \text{ in}\right)}{\frac{(0.75 \text{ in})(2.5 \text{ in})^3}{12}} = 2.20 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{normal} = \sigma_{flex} + \sigma_{comp} = 0.670 \text{ Kpsi} + 2.20 \text{ Kpsi} = 2.87 \text{ Kpsi}$$

Por otro lado, se calcula el cortante, en el que se sustituye la fuerza que es paralela al área transversal de la solera, es decir la fuerza  $F_y$

$$\tau_1 = \frac{F_y}{A} = \frac{0.15073 \text{ Kips}}{(2.5 \text{ in})(0.75 \text{ in})} = 0.0804 \text{ Kpsi}$$

Obsérvese que  $\sigma_{normal} \gg \tau$ , por lo que el esfuerzo normal calculado se aproxima al esfuerzo principal máximo, para verificar este resultado se procede en la siguiente sección a comprobar en ANSYS este resultado de esfuerzo principal obtenido manualmente.

### Comprobación del esfuerzo máximo principal con ANSYS

Para resolver este problema en ANSYS se elige el complemento de *Workbench* para un estudio estático estructural importando la geometría “*Solera inclinada*” del modelo que ya se mostró en el capítulo 2, dicho modelo se configura en el formato “.IGES”. Dentro de ANSYS se elige el mismo material con el que se estuvo trabajando manualmente y se procede a verificar la geometría.

Como la geometría dentro del ensamble no es compleja, no es necesario consultar a las técnicas de mallado, ya que basta con un mallado automático fino y un refinamiento grado 1. Una vez mallado el modelo, se procede a introducir la fuerza y la sujeción, estos dos se muestran en la siguiente figura donde la figura de la izquierda es el mallado del modelo y a la derecha se ubican las definiciones de fuerza y desplazamiento (azul – desplazamiento; rojo – fuerza aplicada)

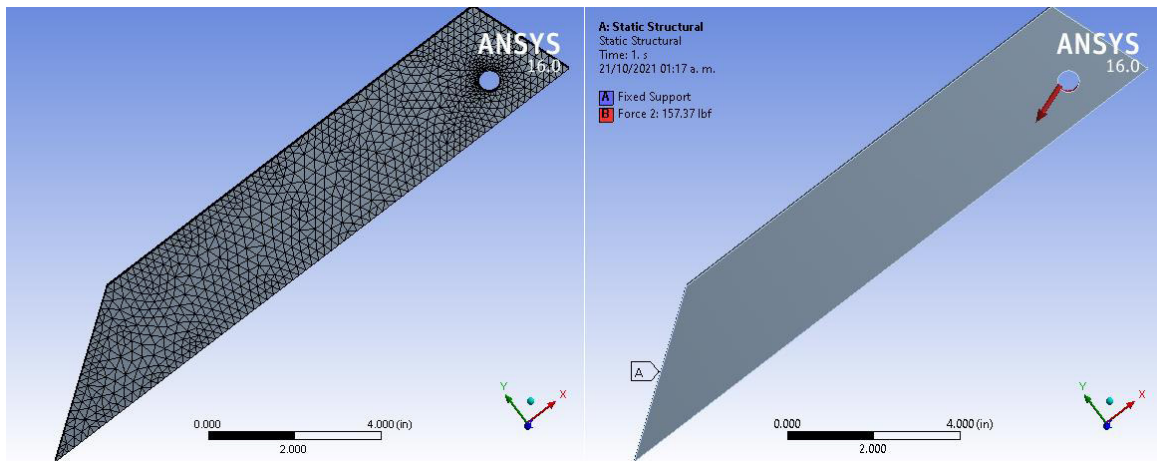


Fig. 5.7.- Se observa el mallado y definición de la solera inclinada.

Ya que se tiene todo introducido se procede a resolver la simulación, dichos resultados se muestran por los colores característicos del análisis por elemento finito donde el azul es el mínimo y el rojo es el máximo. En este caso en particular lo que se quiere verificar es el máximo valor del esfuerzo principal, ya que en los cálculos manuales se encontró el esfuerzo principal máximo, entonces se muestra en la siguiente figura dicho valor.

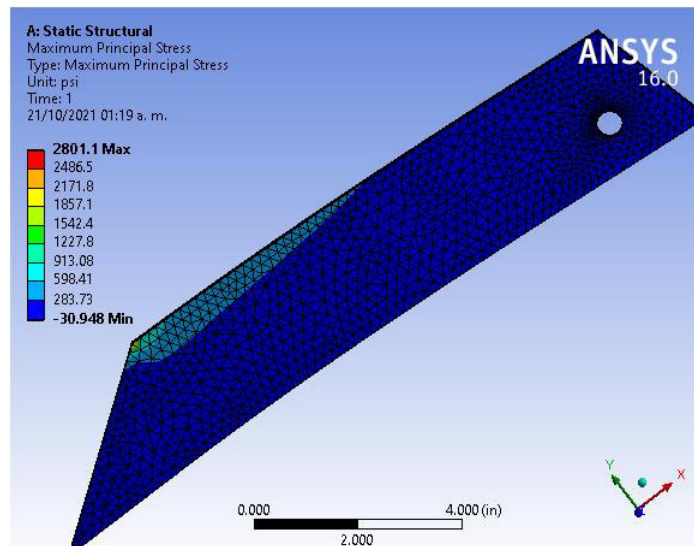


Fig. 5.8.- Se pueden observar los resultados por elemento finito de la solera inclinada.

Como se puede observar en la figura anterior, el valor máximo es 2.801  $Kpsi$ , el resultado varió por la calidad de malla. Por otro lado, se pueden obtener los esfuerzos normales y cortantes que son transmitidos hacia la soldadura a tope en función de la longitud de la soldadura y su profundidad de garganta, como lo son las ecuaciones (5.1) y (5.2), entonces aplicando el mismo concepto que se especificó anteriormente donde la flexión se lleva a cabo con la fuerza en el componente de  $u$  y para el caso de la compresión se emplea la componente en  $v$ .



Considerando la longitud  $l$  de 2.5 in y una profundidad de garganta  $h$  de 1/8 in, como se puede observar en la figura 5.5, la soldadura a tope se aplica en los dos lados, entonces los valores anteriores se multiplican por dos

$$\sigma_{flex2} \approx \tau_2 = \frac{F}{hl} = \frac{0.15073 \text{ Kips}}{4 \times \left(\frac{1}{8} \text{ in}\right) (2.5 \text{ in})} = 0.1206 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{comp2} = \frac{F}{hl} = \frac{0.04522}{4 \times \left(\frac{1}{8} \text{ in}\right) (2.5 \text{ in})} = 0.0362 \text{ Kpsi}$$

Como se mostró en los análisis anteriores, participan tres tipos de carga; flexión, compresión y cortante. Con esto entonces, consultando a la tabla 5.3 se tiene que para que el diseño tenga un factor de seguridad de 2 el esfuerzo no debe superar: (*electrodo E60XX con resistencia a la fluencia de 50 Kpsi mostrado en la tabla 5.2*)

Para flexión

$$\sigma_{flex}^* = \frac{0.60 - 0.66S_y}{n} = \frac{0.60 - 0.66(50 \text{ Kpsi})}{2} = 16.2 \text{ Kpsi}$$

Para compresión

$$\sigma_{comp}^* = \frac{0.60S_y}{n} = \frac{0.60(50 \text{ Kpsi})}{n} = 15 \text{ Kpsi}$$

Para cortante (no debe superar  $0.40S_y$ )

$$\tau^* = \frac{0.40S_y}{n} = \frac{0.40(50 \text{ Kpsi})}{2} = 10 \text{ Kpsi}$$

Finalmente se comparan los esfuerzos con sus respectivos valores permisibles para un factor de diseño 2, entonces se tiene que

***Para flexión  $\rightarrow 16.2 \text{ Kpsi} > 2.20 \text{ Kpsi} \gg 0.1206 \text{ Kpsi}$***

***Para compresión  $\rightarrow 15 \text{ Kpsi} \gg 0.670 \text{ Kpsi} \gg 0.0362 \text{ Kpsi}$***

***Para cortante  $\rightarrow 10 \text{ Kpsi} \gg 0.0262 \text{ Kpsi} \gg 0.1206 \text{ Kpsi}$***

Como se puede observar, la carga permisible de cada caso es mayor al que se presenta en la geometría, por lo que este elemento no presentara ningún problema y se puede entonces emplear la soldadura especificada en este análisis

### 5.2.2 Cuadro de aumento

De igual manera que se hizo en el caso anterior, se decide cambiar el sistema de coordenadas a uno que tenga origen en el lado inclinado del triángulo base, es decir la dirección del eje Y positivo es coincidente con el lado inclinado de dicho triángulo, tal configuración se muestra en la siguiente figura para el cuadro de aumento.

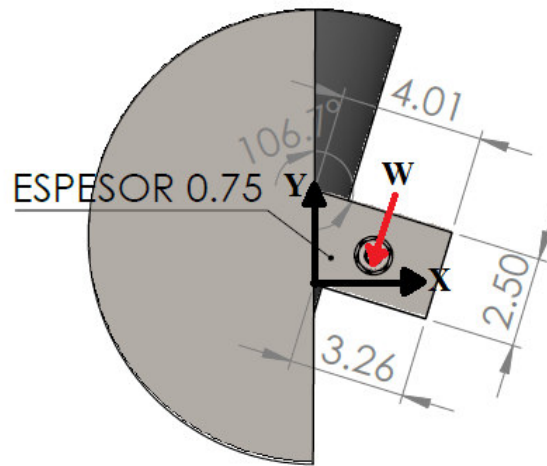


Fig. 5.9.- Se representa como es que se analizó este caso en el cuadro de aumento.

Posteriormente se toman las reacciones que participan en este elemento para posteriormente analizarlo, se corta la solera inclinada representada por amarillo y se tomó un diferencial del triángulo base mostrado por color verde, estos dos elementos mencionados anteriormente se unen por la soldadura representada por gris en la siguiente figura

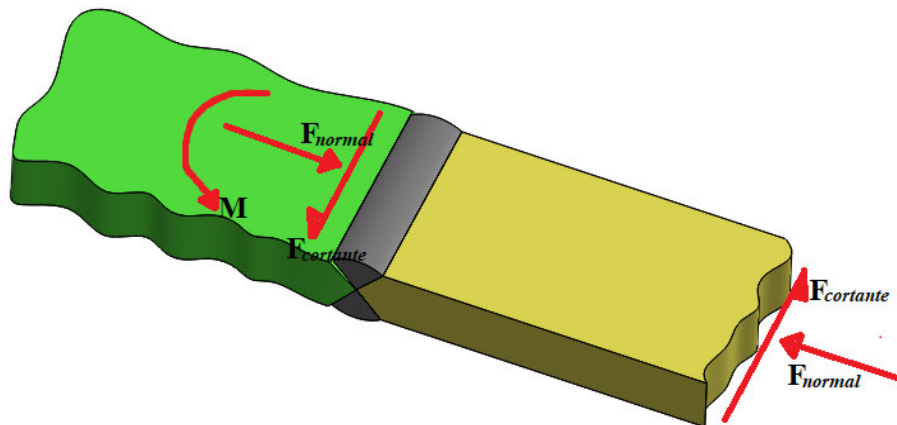


Fig. 5.10.- Se muestran las reacciones y unión entre el triángulo base y cuadro de aumento.



Con el sistema de coordenadas mostrado anteriormente se obtienen las siguientes componentes de la fuerza ejercida donde la fuerza  $W$  (0.157 Kips) mostrada en la figura 5.9 tiene un ángulo respecto a la horizontal  $Y$  de  $16.7^\circ$ , resultando los siguientes componentes de la fuerza ejercida

$$F_x = -0.157 \text{ Kips} \text{ Sen}(16.7^\circ) = -0.04522 \text{ Kips}$$

$$F_y = -0.157 \text{ Kips} \text{ Cos}(16.7^\circ) = -0.15073 \text{ Kips}$$

Ahora con base a las reacciones mostradas en la figura anterior se puede observar que la fuerza normal está dada por la suma del esfuerzo de flexión y la de compresión, donde comparten el mismo valor de distancia al eje neutro y momento de inercia, pero difieren en el momento, tal como se muestra a continuación

$$\sigma_{normal} = \sigma_{flex} + \sigma_{comp} \rightarrow \frac{Mc}{I}$$

Donde  $C$  es la distancia al eje neutro que es simplemente la altura entre 2, mientras que el momento de inercia es  $I = \frac{bH^3}{12}$ , el momento para la flexión se lleva a cabo con la fuerza en el componente en  $Y$  y para el caso de la compresión se emplea la componente en  $X$ . La distancia que se maneja es desde la ubicación del barreno hasta el triángulo base la cual es 1.735 in, entonces se obtienen los esfuerzos normales.

$$\sigma_{comp1} = \frac{[(0.04522 \text{ Kips})(1.735 \text{ in})] \left(\frac{2.5}{2} \text{ in}\right)}{\frac{(0.75 \text{ in})(2.5 \text{ in})^3}{12}} = 0.10042 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{flex1} = \frac{[(0.15073 \text{ Kips})(1.735 \text{ in})] \left(\frac{2.5}{2} \text{ in}\right)}{\frac{(0.75 \text{ in})(2.5 \text{ in})^3}{12}} = 0.33495 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{normal} = \sigma_{flex} + \sigma_{comp} = 0.33495 \text{ Kpsi} + 0.10042 \text{ Kpsi} = 0.43537 \text{ Kpsi}$$

Por otro lado, se calcula el cortante, en el que se sustituye la fuerza que es paralela al área transversal del cuadro de aumento, es decir la fuerza  $F_y$

$$\tau_1 = \frac{F_y}{A} = \frac{0.15073 \text{ Kips}}{(2.5 \text{ in})(0.75 \text{ in})} = 0.0804 \text{ Kpsi}$$

Obsérvese que  $\sigma_{normal} \gg \tau$ , por lo que el esfuerzo máximo principal viene siendo aproximadamente el mismo valor que se obtuvo en el esfuerzo normal, para verificar este resultado se procede en la siguiente sección a comprobar en ANSYS este resultado de esfuerzo obtenido manualmente.

### Comprobación del esfuerzo máximo principal con ANSYS

Para resolver este problema en ANSYS se elige el complemento de *Workbench* para un estudio estático estructural importando la geometría “*Cuadro de aumento*” del modelo que ya se mostró en el capítulo 2, dicho modelo se configura en el formato “.IGES”. Dentro de ANSYS se elige el mismo material con el que se estuvo trabajando manualmente y se procede a verificar la geometría.

Como la geometría dentro del ensamble no es compleja, no es necesario consultar a las técnicas de mallado, ya que basta con un mallado automático y un control tipo SIZING. Una vez mallado el modelo, se procede a introducir la fuerza y la sujeción, estos dos se muestran en la siguiente figura donde la figura de la izquierda es el mallado del modelo y a la derecha se ubican las definiciones de fuerza y desplazamiento (azul – desplazamiento; rojo – fuerza aplicada)

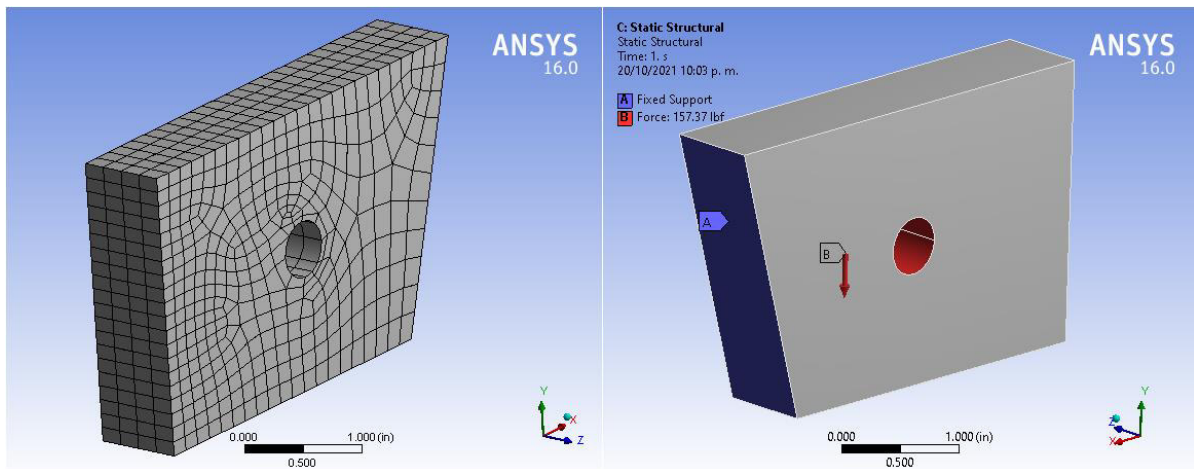


Fig. 5.11.- Se observa el mallado y definición del cuadro de aumento.

Ya que se tiene todo introducido se procede a resolver la simulación, dichos resultados se muestran por los colores característicos del análisis por elemento finito donde el azul es el mínimo y el rojo es el máximo. En este caso en particular lo que se quiere verificar es el máximo valor, ya que en los cálculos manuales se encontró el esfuerzo principal máximo, entonces se muestra en la siguiente figura dicho valor.

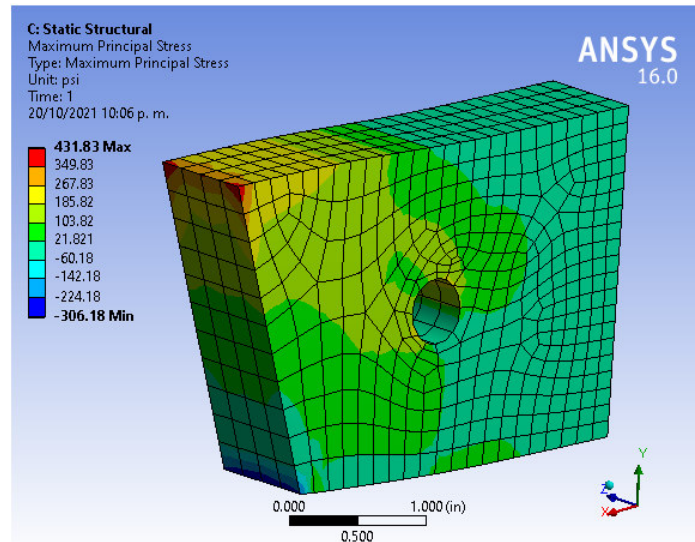


Fig. 5.12.- Se pueden observar los resultados por elemento finito del cuadro de aumento.

Como se puede observar en la figura anterior, el valor máximo es 0.432 Kpsi, el resultado varió por la calidad de malla. Por otro lado, se pueden obtener los esfuerzos normales y cortantes que son transmitidos hacia la soldadura a tope en función de la longitud de la soldadura y su profundidad de garganta, como lo son las ecuaciones (5.1) y (5.2), entonces aplicando el mismo concepto que se especificó anteriormente donde la flexión se lleva a cabo con la fuerza en el componente de  $Y$ , y para el caso de la compresión se emplea la componente en  $X$ .

Considerando la longitud  $l$  de 2.5 in y una profundidad de garganta  $h$  de  $1/8$  in, como se puede observar en la figura 5.9, la soldadura a tope se aplica en los dos lados, entonces los valores anteriores se multiplican por dos

$$\sigma_{flex2} \approx \tau_2 = \frac{F}{hl} = \frac{0.15073 \text{ Kips}}{4 \times \left(\frac{1}{8} \text{ in}\right) (2.5 \text{ in})} = 0.1206 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{comp2} = \frac{F}{hl} = \frac{0.04522}{4 \times \left(\frac{1}{8} \text{ in}\right) (2.5 \text{ in})} = 0.0362 \text{ Kpsi}$$

Como se mostró en los análisis anteriores, participan tres tipos de carga; flexión, compresión y cortante. Con esto entonces, consultando a la tabla 5.3 se tiene que para que el diseño tenga un factor de seguridad de 2 el esfuerzo no debe superar: (electrodo E60XX con resistencia a la fluencia de 50 Kpsi mostrado en la tabla 5.2)

Para flexión

$$\sigma_{flex}^* = \frac{0.60 - 0.66S_y}{n} = \frac{0.60 - 0.66(50 \text{ Kpsi})}{2} = 16.2 \text{ Kpsi}$$





Para compresión

$$\sigma_{comp}^* = \frac{0.60S_y}{n} = \frac{0.60(50 \text{ Kpsi})}{n} = 15 \text{ Kpsi}$$

Para cortante (no debe superar  $0.40S_y$ )

$$\tau^* = \frac{0.40S_y}{n} = \frac{0.40(50 \text{ Kpsi})}{2} = 10 \text{ Kpsi}$$

Finalmente se comparan los esfuerzos con sus respectivos valores permisibles para un factor de diseño de 2, entonces se tiene que

***Para flexión* → 16.2 Kpsi > 0.33495 Kpsi >> 0.1206 Kpsi**

***Para compresión* → 15 Kpsi >> 0.10042 Kpsi >> 0.0362 Kpsi**

***Para cortante* → 10 Kpsi >> 0.0804 Kpsi >> 0.1206 Kpsi**

Como se puede observar, la carga permisible de cada caso es mayor al que se presenta en la geometría, por lo que este elemento no presentará ningún problema y se puede entonces emplear la soldadura especificada en este análisis

### 5.3 Soldadura en soportes

Otros elementos por soldar son el conjunto que se diseñó como soportes de las placas superior e inferior, ya que no se pueden conseguir estos de fabricantes, el grupo de trabajo se encargó de maquinar el soporte a partir de los planos de fabricación elaborados por el autor del presente trabajo, los soportes constan de 3 elementos para ambos casos; el primero (elemento semitransparente) es un triángulo con chaflan en la punta que se encarga de sostener directamente las placas mediante la unión atornillada de dos pernos, el segundo elemento (geometrías en azul) es un triángulo rectángulo que se apoya en el arista del triángulo base, además de que sirve como unión entre el elemento uno y tres, el tercer elemento (figuras en gris) se sujeta mediante 3 o 4 barrenos (dependiendo del caso del soporte) a la cara del triángulo base para así mantener sujeto los soportes tanto inferiores como superiores.

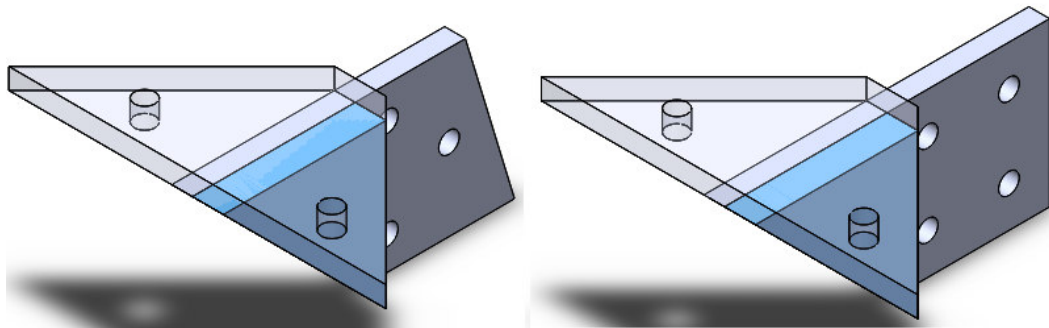


Fig. 5.13.- Se visualizan los soportes superiores e inferiores.

Como se puede observar en la figura anterior, la configuración de la izquierda pertenece a los soportes superiores mientras que el de la derecha corresponde a los inferiores, se procede a entonces a introducir el análisis del soporte superior

#### 5.3.1 Soporte superior

Para resolver este cálculo es necesario introducir primero como es que el soporte estará sujeto y donde se decidió colocar la soldadura, para ello a continuación se presenta un diagrama auxiliar de las condiciones a las que se encuentra el soporte superior, donde las dimensiones se muestran en pulgadas y la profundidad de garganta de la soldadura por filete, entonces se tiene que

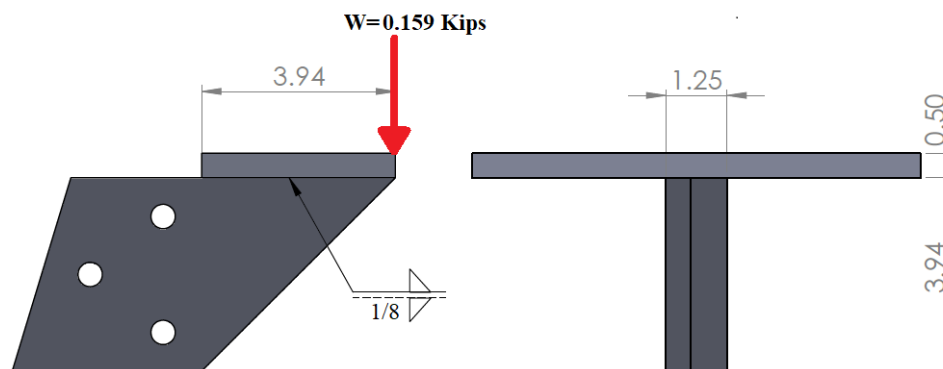


Fig. 5.14.- Se muestra el diagrama representativo del problema para el soporte superior.



Consultando a la tabla 5.1, donde se exponen casos de las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete, y con base a la figura anterior se puede observar que el soporte se encuentra en el caso 2, donde se destaca el área de la garganta, la ubicación del punto G y el segundo momento unitario del área, tal como se muestra a continuación donde  $h = \frac{1}{8} in$ ;  $d = 3.94 in$ ;  $b = 1.25 in$

Área de la garganta  $\rightarrow A = 1.414hd$

Ubicación del punto G  $\rightarrow \bar{x} = \frac{b}{2}$ ;  $\bar{y} = \frac{d}{2}$

Segundo momento unitario del área  $\rightarrow I_u = \frac{d^3}{6}$

Con base a la figura 5.14 se sustituirán los valores numéricos de las cotas dadas en pulgadas en las ecuaciones anteriores para obtener el respectivo resultado de cada propiedad, entonces se tiene que

$$A = 1.414hd = 1.414 \left( \frac{1}{8} in \right) (3.94 in) = 0.696 in^2$$
$$\bar{x} = \frac{b}{2} = \frac{1.25 in}{2} = 0.625 in; \quad \bar{y} = \frac{d}{2} = \frac{3.94 in}{2} = 1.97 in$$
$$I_u = \frac{d^3}{6} = \frac{(3.94 in)^3}{6} = 10.194 in^3$$

Ahora la ecuación (5.5) que habla acerca del segundo momento del área I, con base en el área de la garganta de la soldadura, es

$$I = 0.707hI_u = (0.707) \left( \frac{1}{8} in \right) (10.194 in^3) = 0.901 in^4$$

Empleando ahora la ecuación (5.3), en la cual se obtiene el cortante primario en la soldadura

$$\tau' = \frac{F \rightarrow W}{A} = \frac{0.179 Kips}{0.696 in^2} = 0.2572 Kpsi$$

Tomando en cuenta que la distancia del centroide del grupo de soldadura "y" es simplemente  $3.94/2$ , con lo anterior, ahora se determina con la ecuación (5.4) que el esfuerzo cortante nominal en la garganta es

$$\tau'' = \frac{My}{I} = \frac{(0.179 Kips)(3.94 in)(1.97 in)}{0.901 in^4} = 1.542 Kpsi$$

A continuación, se combinan vectorialmente la fuerza cortante vertical (primaria) y la fuerza cortante horizontal (secundaria), para dar como resultado la ecuación (5.6)

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{(0.2572 \text{ Kpsi})^2 + (1.542 \text{ Kpsi})^2} = 1.563 \text{ Kpsi}$$

En la tabla A-2 [35] del apéndice donde se mencionan las cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete, para este caso se utilizará el electrodo E60XX, el cual tiene un esfuerzo cortante permisible en la garganta de soldadura de filete con un valor de 18 Kpsi, con esto se calcula el factor de seguridad con la siguiente ecuación

$$\eta = \frac{\tau_{perm}}{\tau_{max}} = \frac{18 \text{ Kpsi}}{1.563 \text{ Kpsi}} = \mathbf{11.51}$$

Como se puede observar el factor de seguridad es bastante aceptable. Y con esto, este elemento ha quedado completamente analizado y no presentara fallas en ningún tipo de uniones ni fallas por carga estática como se vio en el capítulo 3. Entonces se procede a explicar el soporte inferior que no difiere tanto en los resultados del anterior

### 5.3.2 Soporte inferior

La solución de este caso es similar al anterior, entonces es necesario introducir primero como es que el soporte inferior estará sujeto y donde se decidió colocar la soldadura, para ello a continuación se presenta un diagrama auxiliar de las condiciones a las que se encuentra el soporte inferior, entonces se tiene que

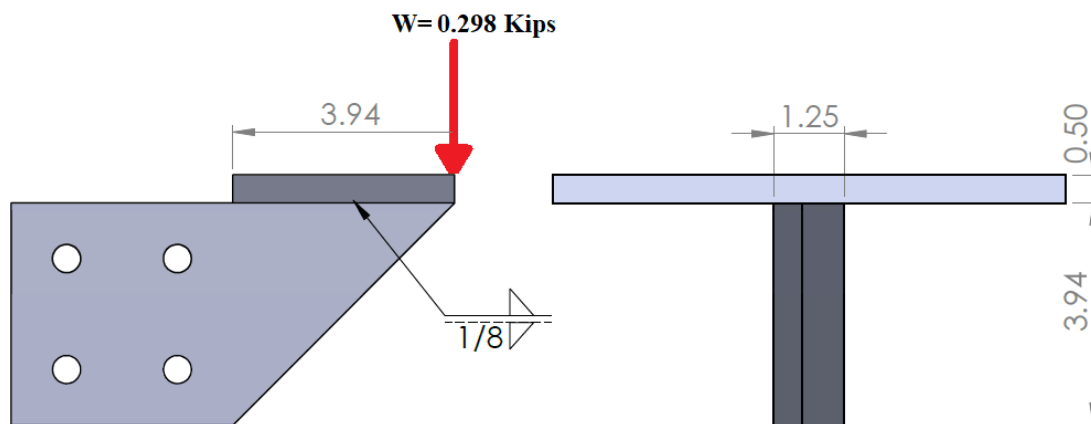


Fig. 5.15.- Se muestra el diagrama representativo del problema para el soporte inferior.



Consultando a la tabla 5.1, donde se exponen casos de las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete, y con base a la figura anterior se puede observar que el soporte se encuentra en el caso 2, donde se destaca el área de la garganta, la ubicación del punto G y el segundo momento unitario del área, tal como se muestra a continuación donde nuevamente los valores  $h = \frac{1}{8} in$ ;  $d = 3.94 in$ ;  $b = 1.25 in$

$$\text{Area de la garganta} \rightarrow A = 1.414hd$$

$$\text{Ubicación del punto G} \rightarrow \bar{x} = \frac{b}{2}; \bar{y} = \frac{d}{2}$$

$$\text{Segundo momento unitario del area} \rightarrow I_u = \frac{d^3}{6}$$

Con base a la figura 5.15 se sustituirán los valores numéricos de las cotas dadas en pulgadas en las ecuaciones anteriores para obtener el respectivo resultado de cada propiedad, entonces se tiene que

$$A = 1.414hd = 1.414 \left( \frac{1}{8} in \right) (3.94 in) = 0.696 in^2$$

$$\bar{x} = \frac{b}{2} = \frac{1.25 in}{2} = 0.625 in; \bar{y} = \frac{d}{2} = \frac{3.94 in}{2} = 1.97 in$$

$$I_u = \frac{d^3}{6} = \frac{(3.94 in)^3}{6} = 10.194 in^3$$

Ahora la ecuación (5.5) que habla acerca del segundo momento del área I, con base en el área de la garganta de la soldadura, es

$$I = 0.707hI_u = (0.707) \left( \frac{1}{8} in \right) (10.194 in^3) = 0.901 in^4$$

Empleando ahora la ecuación (5.3), en la cual se obtiene el cortante primario en la soldadura

$$\tau' = \frac{F \rightarrow W}{A} = \frac{0.298 Kips}{0.696 in^2} = 0.4282 Kpsi$$

Tomando en cuenta que la distancia del centroide del grupo de soldadura "y" es simplemente  $3.94/2$ , con lo anterior, ahora se determina con la ecuación (5.4) que el esfuerzo cortante nominal en la garganta es

$$\tau'' = \frac{My}{I} = \frac{(0.298 Kips)(3.94 in)(1.97 in)}{0.901 in^4} = 2.5672 Kpsi$$



A continuación, se combinan vectorialmente la fuerza cortante vertical (primaria) y la fuerza cortante horizontal (secundaria), para dar como resultado la ecuación (5.6)

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{(0.4282 \text{ Kpsi})^2 + (2.5672 \text{ Kpsi})^2} = 2.6026 \text{ Kpsi}$$

En la tabla A-2 [35] del apéndice donde se mencionan las cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete, para este caso se utilizará el electrodo E60XX, el cual tiene un esfuerzo cortante permisible en la garganta de soldadura de filete con un valor de 18 Kpsi, con esto se calcula el factor de seguridad con la siguiente ecuación

$$\eta = \frac{\tau_{perm}}{\tau_{max}} = \frac{18 \text{ Kpsi}}{2.6026 \text{ Kpsi}} = \mathbf{6.916}$$

Como se puede observar el factor de seguridad también es aceptable como se vio en el soporte superior. Y con esto, este elemento ha quedado completamente analizado y no presentara fallas en ningún tipo de uniones ni fallas por carga estática como se vio en el capítulo 3. Finalizando así los cálculos para soldadura de los elementos dentro del ensamble.



## CAPÍTULO 6: OBJETIVOS ALCANZADOS, RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES

En esta sección se exponen los objetivos alcanzados, las recomendaciones para construir la estructura soporte y los conocimientos adquiridos por el autor del presente trabajo al haber elaborado análisis de esfuerzos en la estructura, cálculo de uniones atornilladas y el cálculo de soldadura.

### 6.1 Objetivos alcanzados

En el desarrollo del presente trabajo de tesis se alcanzaron los objetivos planteados para lograr el diseño de la estructura soporte del plastómetro. También algunos objetivos secundarios como la protección por derechos de la propiedad industrial del dispositivo diseñado y la aplicación de esta tecnología en la industria local. Cabe mencionar también algunos de los objetivos más importantes alcanzados, tales como:

1. Una investigación sobre los avances y dispositivos existentes en la zona local y alrededor del mundo.
2. El diseño del ensamble final de un prototipo funcional ubicado en el laboratorio de manufactura de la Universidad de Guanajuato DICIS en colaboración con Hernández Moreno Saul y los asesores de este trabajo de tesis.
3. Las adaptaciones de los cambios añadidos al dispositivo diseñado por Saul Moreno para alcanzar pruebas en probetas cilíndricas y de anillo más avanzadas.
4. Se aportó al desarrollo de la tecnología para puesta en servicio en la industria local.
5. Se realizaron planos de fabricación siguiendo las normas emitidas por la Organización Internacional de la Estandarización (ISO)

### 6.2 Recomendaciones

Para un buen desempeño, se recomienda lo siguiente:

1. Elaboración de guías de prácticas de laboratorio para la caracterización de materiales a altas temperaturas, para un mejor desarrollo de las pruebas.
2. Se debe de recordar que los soportes superiores fueron diseñados de tal manera que puedan cargar con todo el peso del servo-actuador y estructura del plastómetro, así que no se demore en buscar grúas o dispositivos que sostengan el peso mientras se ensambla, puede ensamblarse directamente.
3. Debe de asegurarse que el subensamble de soportes quede perfectamente alineado como se muestra en los planos de fabricación, de lo contrario, la distribución de esfuerzos cambiará y la maquina estaría trabajando con elementos sin análisis.
4. En el momento de ensamblar el servo-actuador, se debe de recordar que las entradas y salidas al acumulador deben estar lo más cercas posible, es decir; el servo-actuador debe estar en una cierta orientación (verificar con el modelo CAD)



5. Se deben seguir las nomenclaturas especificadas en este trabajo, si se desea bajar la calidad de algún elemento como el acero del tornillo o el diámetro del mismo, el electrodo de la soldadura etc. se debe de consultar que tan lejos está el mínimo permitido por el factor de seguridad.

### 6.3 Conclusiones generales

Al haber elaborado este trabajo de tesis el autor fue capaz de identificar los elementos más críticos dentro del ensamble de la estructura soporte del plastómetro y de ello obtener el factor de seguridad, así como tener una comprensión grafica de los elementos mediante ANSYS, se pudo observar que el diseño propuesto cumple con su función de soportar estáticamente el ensamble. En el caso de las uniones atornilladas se comprendió que el cálculo conlleva varios conceptos y que a la hora de definir el análisis se deben de tener varias consideraciones.

Como se puede observar en todos los cálculos hechos en el capítulo 4, se presentaron casos donde el numerador es mucho mayor que el denominador, donde se demuestra que los tornillos están lejos de presentar una falla y que el ensamble no presentará en lo absoluto una falla en cuanto a uniones atornilladas. También obsérvese que un solo tornillo en algunos casos es capaz de aguantar el peso, pero por consideraciones de diseño, se introducen más pernos con la finalidad de que la estructura no “baile” y quede más fija. Por último, el procedimiento para realizar los cálculos de las uniones soldadas fue de utilidad ya que como se pudo observar en este capítulo se tienen dos casos generales; de ménsula y de elementos extensión con esfuerzos, con estos dos casos generales el autor puede tener una idea de que soldadura emplear en situaciones que se le presenten en un futuro, puesto que son casos que pueden estar más presentes en una maquina o estructura. Con todo lo anterior, se complementó en el área del conocimiento del diseño mecánico en los temas de esfuerzo y uniones permanentes y no permanentes, así como las consideraciones a la hora de diseñar para una facilidad en la manufactura de las piezas disminuyendo así costos.





## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Hernández Moreno, S. (2018). DISEÑO DE UN DISPOSITIVO PARA LA OBTENCIÓN DE CURVAS DE FLUJO PLÁSTICO PARA LA APLICACIÓN EN FORJA (Maestría). Universidad de Guanajuato.
- [2] Gonzales, Ó. (2003). Análisis estructural - primera edición (1a ed.). EDITORIAL LIMUSA. México. Páginas 4-5
- [3] Keith J. & Budynas, R. (2012). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley - Novena edición (9.a ed.). MCGRAW HILL EDUCATION.
- [4] J.B. Hawkyard, C. Highton, P.H. Lo, A wedge plastometer for hot multistage compression testing, Journal of Mechanical Working Technology, Volume 1, Issue 3, 1978, Pages 291-298
- [5] Hyunjoong, Cho. Altan, T. 2004. Determination of flow stress and interface friction at elevated temperatures by inverse analysis technique. Journal of Materials Processing Technology.
- [6] Needleman, A., (1970). "Void Growth in an Elastic-Plastic Medium" Ph.D. Thesis, Harvard University.
- [7] Rodríguez, J. 2016. Diseño termo-mecánico para pruebas de compresión isotérmicas a altas temperaturas y simulación en Ansys LS DYNA. Tesis de Maestría en Ingeniería Mecánica. Universidad de Guanajuato, Salamanca, México.
- [8] Taylan Altan & Erman T., Sheet Metal Forming Fundamentals and 1a Ed., 2012.
- [9] Espinoza Cantú, V. (2002). PRUEBAS DE COMPRESIÓN DE ANILLOS PARA EL ESTUDIO DE LA FRICCIÓN CON DIFERENTES LUBRICANTES (Maestría). Universidad Autónoma de Nuevo León.
- [10] Davis, H., Troxell, G., Wiskocil, C. and Moreno Cruz, J., 1981. Ensayo e inspección de los materiales en ingeniería. México [etc]: Editorial Continental.
- [11] Cuerpo académico de diseño y manufactura, 2015. "Revisión de metodologías para caracterización termo-mecánica de aceros para forja en caliente", desarrollado en el proyecto, forja moderna de cigüeñales con aceros especiales para motores de alto rendimiento. Etapa I. Guanajuato, México: Universidad de Guanajuato, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca.
- [12] Geeble Systems. Tests Capabilities. <http://gleeble.com/products/>. 2016.
- [13] Center for Metal Forming. ATILIM University. <http://msmm.atilim.edu.tr/mekanikkarakterizasyon-olanaklari>. 2016
- [14] Mechanical and Aerospace Engineering. NC State University. <https://www.mae.ncsu.edu/>.2016.



- [15] Altan, T. Research and Development in Forging at ERC/NSM – Presentation. ASM International.
- [16] MOOG Inc. (2015) *HYDRAULIC TEST ACTUATOR: POLYMER BEARING*. United States of America: MOOG Inc.
- [17] Parker. Bladder Accumulator - BA Series - (Americas) | #BA10B3U01P2: <https://ph.parker.com/us/en/products>
- [18] Deméneghi, A., Magaña, R. & Sanginés H. “MECÁNICA DEL MEDIO CONTINUO”. Universidad Nacional Autónoma de México - Facultad de ingeniería. 2000
- [19] Castro C. Teorías de falla bajo cargas estáticas. Universidad de Salamanca – Departamento de Ingeniería Mecánica. 2013
- [20] Marín, J. “Diseño de Máquinas”. Editorial Club Universitario. 2008
- [21] Vergara E., León S., Pérez B., Garrido A., Cea C., Calderón J.& Ortega R. (septiembre, 2018). Determinación de factores de seguridad en 2D y 3D para materiales dúctiles en plataforma Android. Educación en ingeniería mecánica: Aplicaciones móviles SOMIM. EM 41
- [22] Norton, Robert L., Diseño de Máquinas (4th ed.). McGrawHill Education.
- [23] Damián, S. (2018). ESTUDIO DEL ESTADO TENSIONAL EN UNIONES ATORNILLADAS MEDIANTE SOLIDWORKS (Licenciatura). Universidad Politécnica de Cartagena.
- [24] Rodríguez, J. “Diseño mecánico (Tornillos)”. México. 2014
- [25] American Society for Testing and Materials (2019). Standard Specification for High Strength Structural Bolts and Assemblies, Steel and Alloy Steel, Heat Treated (ASTM F3125)
- [26] J. Wileman, M. Choudury y I. Green, “Computation of Member Stiffness in Bolted Connections”, en Trans. ASME, J. Mech. Design, vol. 113, diciembre de 1991, pp. 432-437.)
- [27] ITEA. (14) Diseño para fatiga. México: Instituto Técnico de la Estructura en Acero.
- [28] American National Standards Institute (1974). Unified Inch Screw Threads UN, UNR, and UNJ Thread Forms. (ANSI B1.1)
- [29] Loayza, E. (2016). Revista VirtualPro. Importancia y nuevos retos de la soldadura en aplicaciones industriales, primera entrega (No. 175)
- [30] Standard ANSI / AWS A2.4. Símbolos de estándares para soldadura, soldadura fuerte y examinación no destructiva, 7a edición, 2011.



- [31] Federación de Enseñanza de Andalucía. (2010). Revista Digital Para Profesionales. TIPOS DE UNIONES SOLDADAS (No. 6)
- [32] Ospina, R., Hernando, C. & Parra, H. (2010). Scientia et Technica Año XVII, Universidad Tecnológica de Pereira Revista. ANALISIS DE ESFUERZOS PARA DOS UNIONES SOLDADAS TIPICAS (No. 46)
- [33] Zapata, J. (2013). DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS I. (1.a ed.). Fundación Universitaria Andalu.
- [34] AWS. (1999) MANUAL PARA LA CERTIFICACION DE INSPECTORES DE SOLDADURA. United States of America: American Welding Society.
- [35] Adaptada de Omer W. Blodgett (ed.), Stress Allowables Affect Weldment Design, D412, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, mayo de 1991, p.3.
- [36] Korpała, G. Flow curves for metal forming– Presentation. TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERGAKADEMIE FREIBERG.
- [37] Serway, R. & Jewett, J. (2008). FISICA PARA CIENCIAS E INGENIERÍA. (7.a ed.). Cengage learning.
- [38] Meriam, J. & Kraige, L. (2015). MECÁNICA PARA INGENIEROS - DINÁMICA. (7.a ed.). Reverté.
- [39] J.C. Blake y H.J. Kurtz, “The Uncertainties of Measuring Fastener Preload”, en Machine Design, vol. 37, 30 de septiembre de 1965. pp. 128-131.
- [40] A. J. C. B. Saint-Venant, 1855, "Memoire sur la Torsion des Prismes", Mem. Divers Savants, 14, pp. 233-560



# APÉNDICE

## A-1

Tamaño nominal, pulg	Ancho $W$	Altura $H$		
		Hexagonal regular	Gruesa ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

A-2

**Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete**

Nivel de resistencia del metal de aporte (EXXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0

**Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal**

$\dagger f =$	12.73 <i>h</i>	14.85 <i>h</i>	16.97 <i>h</i>	19.09 <i>h</i>	21.21 <i>h</i>	23.33 <i>h</i>	25.45 <i>h</i>
---------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------

**Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal**

Tamaño del cateto <i>h</i> , pulg	1	7/8	3/4	5/8	1/2	7/16	3/8	5/16	1/4	3/16	1/8	1/16
12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45						
11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27						
9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09						
7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91						
6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73						
5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14						
4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54						
3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95						
3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36						
2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77						
1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18						
0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59						

**Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, *h***

Esesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive	$\frac{1}{8}$
Mayor que $\frac{1}{4}$	Hasta $\frac{1}{2}$
Mayor que $\frac{1}{2}$	Hasta $\frac{3}{4}$
†Mayor que $\frac{3}{4}$	Hasta $1\frac{1}{2}$
Mayor que $1\frac{1}{2}$	Hasta $2\frac{1}{4}$
Mayor que $2\frac{1}{4}$	Hasta 6
Mayor que 6	

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.

 \* El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no puede ser menor a  $\frac{3}{16}$  pulg.

 † Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no puede ser mayor que la soldadura de filete de  $\frac{5}{16}$  pulg por cada  $\frac{3}{4}$  pulg de material.



## A-3

CONTACTING SURFACE	TYPICAL VALUES OF COEFFICIENT OF FRICTION	
	STATIC, $\mu_s$	KINETIC, $\mu_k$
Steel on steel (dry)	0.6	0.4
Steel on steel (greasy)	0.1	0.05
Teflon on steel	0.04	0.04
Steel on babbitt (dry)	0.4	0.3
Steel on babbitt (greasy)	0.1	0.07
Brass on steel (dry)	0.5	0.4
Brake lining on cast iron	0.4	0.3
Rubber tires on smooth pavement (dry)	0.9	0.8
Wire rope on iron pulley (dry)	0.2	0.15
Hemp rope on metal	0.3	0.2
Metal on ice		0.02