

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA DE CORTES CIRCULARES EN  
TEJAS TERMOACÚSTICAS PARA MONTAJES INDUSTRIALES.

CRISTIAN CAMILO CEBALLOS  
MARIO ENRIQUE PINTO SOLANO

UNIVERSIDAD LIBRE DE COLOMBIA  
FACULTAD DE INGENIERIA  
INGENIERÍA MECANICA  
AREA DE DISEÑO  
BOGOTA D.C.

2013

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA DE CORTES CIRCULARES EN  
TEJAS TERMOACÚSTICAS PARA MONTAJES INDUSTRIALES.

CRISTIAN CAMILO CEBALLOS  
MARIO ENRIQUE PINTO SOLANO

ING. RICARDO AUGUSTO RÍOS  
INGENIERO MECÁNICO

UNIVERSIDAD LIBRE DE COLOMBIA  
FACULTAD DE INGENIERIA  
INGENIERÍA MECÁNICA  
AREA DE DISEÑO  
BOGOTA D.C.

2013

## TABLA DE CONTENIDO

GLOSARIO .....	11
1. ANTECEDENTES .....	17
1.1 MÁQUINAS DE CORTE EN EL MERCADO .....	17
1.1.1 Cizalla Bosch GSC 2,8 .....	17
1.1.2 Bosch Sierra Caladora GST 65 E Professional.....	19
1.1.3 Makita 9557 NBKD1 Amoladora 115 .....	21
1.1.4 Cizalla Bosch 160 .....	22
1.1.5 Taladro de Columna .....	23
1.2 DESCRIPCION DEL PROBLEMA.....	24
1.3 JUSTIFICACIÓN .....	25
1.4 OBJETIVOS .....	26
1.4.1 Objetivo General .....	26
1.4.2 Objetivos Específicos.....	26
1.5 MARCO REFERENCIAL.....	26
1.5.1 Marco Teórico .....	26
2. ESPECIFICACIONES INICIALES.....	33
2.1 NECESIDADES DEL CLIENTE PARA LA MÁQUINA DE CORTE.....	33
2.2 MATRIZ QFD .....	34
2.2.1 Requerimientos del Cliente .....	34
2.2.2 Requerimientos de Diseño.....	35
2.2.3 Grado de Correlación.....	36
2.2.4 Comparación con Máquinas Similares.....	37
2.3 ANALISIS DE LAS ESPECIFICACIONES .....	41
2.3.1 Ajuste Exacto .....	41
2.3.2 Arranque de Viruta .....	41
2.3.3 Grados de Libertad .....	41
2.3.4 Número de Partes Móviles.....	41
3. DISEÑO CONCEPTUAL.....	42
3.1 GENERACION DE ALTERNATIVAS.....	42
3.1.1 Alternativa de Diseño Número 1 .....	43
3.1.2 Alternativa de Diseño Número 2 .....	44
3.1.3 Alternativa de Diseño Número 3 .....	45
3.2 EVALUACION DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO .....	46
3.3 ESPECIFICACIONES DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA .....	48

3.3.1 Listado de Partes .....	49
3.3.2 Subsistema Estructural .....	49
3.3.3 Transmisión de Potencia.....	50
3.3.4 Consumo de Potencia.....	51
4. DISEÑO DETALLADO .....	52
4.1 CÁLCULOS DE LA MÁQUINA .....	52
4.1.1 Factor de Seguridad .....	53
4.1.2 Selección de la Herramienta de Corte .....	55
4.1.3 Cálculos Para el Arranque de Viruta y Potencia Nominal .....	59
4.1.4 Selección del Motor .....	62
4.1.5 Fuerzas Ejercida por la Herramienta de Corte al Avanzar .....	63
4.1.6 Peso del Subconjunto del Motor .....	65
4.1.7 Diámetros Mínimos y Máximos .....	66
4.1.8 Análisis Estructural de la Máquina .....	67
4.1.9 Tornillos .....	85
4.1.10 Cálculos de la Carga de los Rodamientos .....	100
4.1.11 Soldadura.....	103
4.2 SELECCIÓN DE OTROS COMPONENTES .....	115
4.2.1 Eje Para los Rodamientos.....	115
4.2.2 Tuercas Para los Rodamientos.....	116
4.2.3 Ventosas de Sujeción .....	117
4.2.4 Perilla Para el Ajuste de las Ventosas .....	118
4.2.5 Empuñadura de las Guías del Motor .....	120
4.2.6 Soporte del Motor .....	121
4.2.7 Guía del Motor .....	122
4.2.8 Acople entre el Motor y la Herramienta de Corte .....	124
4.2.9 Platina .....	124
4.3 SUBCONJUNTOS .....	125
4.3.1 Subconjunto Motor .....	125
4.3.2 Subconjunto Rodamiento.....	126
4.3.3 Subconjunto Patas de Sujeción .....	127
4.3.4 Subconjunto Manivelas .....	128
4.4 SISTEMA ELÉCTRICO DE LA MÁQUINA.....	130
4.4.1 El Fusible .....	130
4.4.2 El Térmico del Contactor.....	131
4.4.3 Calibre de los Conductores.....	133
4.4.4 El Interruptor de Seguridad.....	134
4.4.5 Circuito Eléctrico .....	134

5. PLANOS DE LA MÁQUINA .....	136
CONCLUSIONES .....	149
REFERENCIAS .....	151
ANEXOS.....	153

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Materiales a cortar con cizalla.....	19
Tabla 2. Datos técnicos GST 65 E Professional.....	21
Tabla 3. Principales aislamientos térmicos.....	29
Tabla 4. Coeficiente Global de Transmisión de Calor y Carga Térmica. ....	30
Tabla 5. Requerimientos del Cliente .....	35
Tabla 6. Ponderación del Grado de Correlación.....	36
Tabla 7. Matriz de Grado de Correlación .....	37
Tabla 8. Opción a. Cizalla Bosch GSC 2,8 .....	38
Tabla 9. Opción b. Bosch Sierra Caladora GST 65 E Professional .....	39
Tabla 10. Opción C. Alternativa de diseño.....	39
Tabla 11. Evaluación de las Alternativas de Diseño.....	47
Tabla 12. Factores utilizados para determinar un factor de seguridad para materiales dúctiles .....	54
Tabla 13. Dimensiones de la Fresa de Desbaste Dormer. ....	56
Tabla 14. Especificaciones Fresa de Desbaste Dormer. ....	56
Tabla 15. Aplicaciones Fresa de Desbaste Dormer.....	58
Tabla 16. Velocidad y Avance de Corte de la Herramienta en Diferentes Materiales .....	60
Tabla 17. Viruta Admisible en una Fresadora ( $\text{cm}^3/\text{kw}\cdot\text{min}$ ) .....	61
Tabla 18. Peso del Subconjunto del Motor .....	65
Tabla 19. Diámetros Mínimos y Máximos .....	67
Tabla 20. Especificaciones Mecánicas del Acero Estructural .....	68
Tabla 21. Resultado Reacciones de los Apoyos Radio Mínimo.....	74
Tabla 22. Resultado Reacciones de los Apoyos Radio Máximo .....	76
Tabla 23. Especificaciones Varilla Roscada .....	91
Tabla 24. Clase de Resistencia .....	91
Tabla 25. Especificaciones del Tornillo Vertical de Guía del Motor .....	91
Tabla 26. Valores Necesarios Tornillo Vertical .....	92
Tabla 27. Especificaciones del Tornillo Horizontal de Guía del Motor .....	96
Tabla 28. Masa de la Máquina de corte.....	96
Tabla 29. Especificaciones del Tornillo Patas de Sujeción .....	98
Tabla 30. Valores Necesarios Tornillos Pata Sujeción .....	98
Tabla 31. Especificaciones Tuercas para los Rodamientos.....	117
Tabla 32. Especificaciones Ventosas ESV .....	118
Tabla 33. Especificaciones Perilla Para el Ajuste de las Chupas .....	120
Tabla 34. Dimensiones de la Empuñadura de las Guías del Motor. ....	121
Tabla 35. Factores de Corrección por Temperatura .....	133

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Cizalla Bosch GSC 2,8 .....	18
Figura 2. GST 65 E Professional .....	20
Figura 3. Makita 9557 NBKD1 .....	21
Figura 4. Cizalla Bosch 160 .....	22
Figura 5. Taladro de Columna estándar. ....	23
Figura 6. Esquema TPR lana de roca / vidrio .....	28
Figura 7. Montaje .....	28
Figura 8. Esquema.....	29
Figura 9. Esquema TPR TA POL Poliestireno Expandido .....	30
Figura 10. Esquema TPR BA EPS Teja Bandeja Poliestireno .....	31
Figura 11. Esquema Teja Bandeja Poliuretano.....	32
Figura 12. Alternativa de Diseño Número 1. ....	43
Figura 13. Alternativa de Diseño Número 2. ....	44
Figura 14. Alternativa de Diseño Número 3. ....	45
Figura 15. Alternativa Seleccionada .....	48
Figura 16. Estructura Principal de la Máquina. ....	49
Figura 17. Estructura Secundaria de la Máquina. ....	50
Figura 18. Motor.....	51
Figura 19. Herramienta de corte .....	51
Figura 20. Fresa de Desbaste Dormer.....	55
Figura 21. Nomenclatura Fresa de Desbaste Dormer. ....	57
Figura 22. Diámetro de Corte de la Fresa.....	59
Figura 23. Motor Brushless HNMotor.....	62
Figura 24. Dimensiones ZW63125DS Type Brushless DC motor.....	63
Figura 25. D.C.L. Peso del Subconjunto del Motor .....	66
Figura 26. Trípode .....	69
Figura 27. Diagrama de Cuerpo Libre del Trípode Plano Y-Z.....	70
Figura 28. Diagrama de Cuerpo Libre del Trípode Plano X-Z.....	70
Figura 29. Trípode Malla.....	71
Figura 30. D.C.L. Trípode para Radio Mínimo Ansys .....	71
Figura 31. Tensión Equivalente (Von-Mises) Radio Mínimo .....	72
Figura 32. Esfuerzo Cortante Máximo Radio Mínimo .....	72
Figura 33. Deformación Total Radio Mínimo.....	73
Figura 34. Factor de Seguridad Radio Mínimo .....	73
Figura 35. D.C.L. Trípode para Radio Máximo Ansys.....	74
Figura 36. Tensión Equivalente (Von-Mises) Radio Máximo .....	75
Figura 37. Esfuerzo Cortante Máximo Radio Máximo.....	75
Figura 38. Deformación Total Radio Máximo.....	76
Figura 39. Factor de Seguridad Radio Máximo .....	76
Figura 40. Aro Malla.....	78
Figura 41. Diagrama de Cuerpo Libre del Aro Radio Mínimo .....	78

Figura 42. D.C.L Aro Ansys Radio .....	79
Figura 43. Tensión Equivalente (Von-Mises) Radio Mínimo .....	79
Figura 44. Esfuerzo Cortante Máximo Radio Mínimo .....	80
Figura 45. Deformación Total Radio Mínimo.....	80
Figura 46. Factor de Seguridad Radio Mínimo .....	81
Figura 47. Diagrama de Cuerpo Libre del Aro Radio Máximo .....	81
Figura 48. D.C.L Aro Ansys Radio Máximo .....	82
Figura 49. Tensión Equivalente (Von-Mises) Radio Máximo .....	82
Figura 50. Esfuerzo Cortante Máximo Radio Máximo.....	83
Figura 51. Deformación Total Radio Máximo.....	83
Figura 52. Factor de Seguridad Radio Máximo .....	84
Figura 53. Diagrama de Cuerpo Libre Para Carga Cortante en el Tornillo. ....	85
Figura 54. Varilla Roscada Para las Guías del Motor .....	88
Figura 55. Diagrama de Cuerpo Libre Tornillo Guía Vertical .....	89
Figura 56. Diagrama del Tornillo Vertical de Guía del Motor .....	92
Figura 57. Diagrama de Cuerpo Libre Tornillo Patas de Sujeción .....	97
Figura 58. Rodamiento Rígido de Bolas. ....	101
Figura 59. Esquema del rodamiento Rígido de Bolas SKF.....	102
Figura 60. D.C.L. de la Soldadura a Tope .....	104
Figura 61. D.C.L. de la Soldadura a Tope .....	104
Figura 62. Factores Geométricos Para el Análisis de Soldadura.....	104
Figura 64. Diagrama D.C.L. de la Soldadura Guía Motor .....	108
Figura 65. Diagrama D.C.L. de la Soldadura Guía Motor .....	108
Figura 66. Factores Geométricos Para el Análisis de Soldadura.....	108
Figura 67. Soldadura Soporte Guía .....	110
Figura 68. Trípode con Soldadura .....	111
Figura 69. Trípode Malla Soldadura.....	112
Figura 70. D.C.L. Trípode Ansys Soldadura .....	112
Figura 71. Tensión Equivalente (Von-Mises) Soldadura.....	113
Figura 72. Esfuerzo Cortante Máximo Soldadura .....	113
Figura 73. Deformación Total.....	114
Figura 74. Factor de Seguridad .....	114
Figura 75. Eje para los Rodamientos.....	115
Figura 76. Esquema Eje para los Rodamientos.....	116
Figura 77. Tuercas para los Rodamientos .....	116
Figura 78. Esquema Tuercas para los Rodamientos .....	116
Figura 79. Ventosas de Sujeción FESTO. ....	117
Figura 80. Esquema Ventosa de Sujeción.....	117
Figura 81. Perilla Para el Ajuste de las Chupas.....	119
Figura 82. Esquema de Perilla Para el Ajuste de las Chupas.....	119
Figura 83. Empuñadura de las Guías del Motor. ....	120
Figura 84. Esquema de las Empuñadura de las Guías Motor. ....	121
Figura 85. Soporte del Motor .....	122
Figura 86. Guía del Motor .....	123
Figura 87. Soporte Guía del Motor.....	123

Figura 88. Acople Motor Herramienta .....	124
Figura 89. Platina.....	125
Figura 90. Subconjunto Motor.....	126
Figura 91. Subconjunto Rodamiento.....	127
Figura 92. Subconjunto Patas de Sujeción .....	128
Figura 93. Subconjunto Manivelas Vertical.....	129
Figura 94. Subconjunto Manivelas Horizontal.....	129
Figura 95. Fusible .....	131
Figura 96. Portafusibles .....	131
Figura 97. Relé Térmico .....	132
Figura 98. Interruptor .....	134
Figura 99. Esquema Eléctrico.....	135

## TABLA DE ANEXOS

Anexo A Catálogo Dormer .....	153
Anexo B Catálogo HNMotor.....	156
Anexo C Especificaciones Rodamientos .....	158
Anexo D Catálogo Gutemberto, Sección Tuercas .....	161
Anexo E Catálogo Tuercas Menor Valor m.....	163
Anexo F Ventosas de Sujeción FESTO .....	164
Anexo G Especificaciones Acero Estructural .....	166
Anexo H Especificaciones Soldadura WESTARCO E6013 .....	167
Anexo I Subsistema Eléctrico .....	168
Anexo J Fotos Construcción Máquina de Corte.....	174
Anexo K Manual de la Máquina de Corte de Tejas Termoacústicas.....	175
Anexo L Planos de la Máquina en Formato Original.....	176

## GLOSARIO

**COJINETES DE BOLAS<sup>1</sup>:** capturan cierta cantidad de esferas de acero endurecidas y rectificadas entre dos pistas, una interior y otra exterior en cojinetes radiales, y una pista superior y una inferior en cojinetes de empuje. Los cojinetes de bolas soportan cargas radiales y de empuje combinadas en grado variado, dependiendo de su diseño y construcción.

**DISEÑO<sup>2</sup>:** la palabra diseño viene de la palabra latina designare, que significa "designar, marcar..." El diccionario incluye varias definiciones de la palabra diseño, siendo la más aplicable "delinear, trazar o planear como acción o como trabajo... concebir, inventar o idear". Estamos más interesados aquí en el diseño de ingeniería que en el diseño artístico. El diseño de ingeniería se puede definir como "el proceso de aplicar las diversas técnicas y los principios científicos con el objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficiente detalle para permitir su realización".

**FRESADORA VERTICAL<sup>3</sup>:** La fresa se coloca en un husillo vertical, éste al girar produce el movimiento principal. La herramienta trabaja con su periferia y con la parte frontal. La limitación de esta máquina es la fuerza perpendicular a la que se puede someter la fresa por la mesa de trabajo, para lograr el avance.

**HERRAMIENTA DE CORTE<sup>4</sup>:** Se denomina herramienta de corte, al conjunto de herramientas que se instalan en las máquinas-herramientas que funcionan por arranque de viruta. Ejemplo: Torno, taladradora, fresadora, etc.

Un escariador es una herramienta cilíndrica de corte empleada para conseguir agujeros con una precisión elevada, normalmente de tolerancia H7. Llevan talladas unas ranuras y dientes a lo largo de toda su longitud, que suelen ser rectos o helicoidales. Esta herramienta puede tener la espiral a izquierdas, para agujeros pasantes, o a derechas, para agujeros ciegos. Las principales partes de un escariador son:

- Mango: Es la parte por la cual se coge el escariador para trabajar con él. Puede ser cilíndrico o cónico. Los cilíndricos se utilizan para escariar a mano y suelen llevar en su extremo una mecha cuadrada. Los cónicos son iguales a los mangos cónicos de las brocas.

---

<sup>1</sup> Diseño En Ingeniería Mecánica - SHIGLEY Cap 11 Cojinetes de rodamientos o antifricción.

<sup>2</sup> Diseños de máquinas de Robert L. Norton

<sup>3</sup> Tema XIV Fresadora [http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2\\_VII.html](http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2_VII.html)

<sup>4</sup> Herramienta de corte [http://www.maquinariamadrid.com/f\\_herramienta\\_de\\_corte\\_72.html](http://www.maquinariamadrid.com/f_herramienta_de_corte_72.html)

- Cuerpo: Es la parte cortante del escariador. Está cubierto por unas ranuras rectas o helicoidales.
- Punta: Es el extremo del cuerpo que tiene una ligera conicidad para facilitar la entrada. Es la parte principal del escariador porque de ella depende el conseguir un buen rendimiento; el filo de los dientes de la punta son los que cortan la mayoría del material, mientras que los filos del cuerpo no hacen más que aislar y dejarlo a la medida precisa.

INGENIERÍA CONCURRENTE<sup>5</sup>: La ingeniería concurrente es un esfuerzo sistemático para un diseño integrado, concurrente del producto y de su correspondiente proceso de fabricación y de servicio. Pretende que los desarrolladores, desde un principio, tengan en cuenta todos los elementos del ciclo de vida del producto, desde el diseño conceptual, hasta su disponibilidad incluyendo calidad, costo y necesidades de los clientes. Persigue un estudio sistemático, simultáneo, en el momento del desarrollo del producto, de las necesidades de mercado que va a cubrir, de los requisitos de calidad y costos, de los medios y métodos de fabricación, venta y servicio necesarios para garantizar la satisfacción del cliente.

MÁQUINA<sup>6</sup>: Una máquina se puede definir como:

- Aparato formado de unidades interrelacionadas.
- Dispositivo que modifica una fuerza o un movimiento.

Las partes interrelacionadas a las cuales hace referencia la definición a veces también se conocen en este contexto como elementos de máquinas. La idea de trabajo útil es fundamental a la función de una máquina, ya que en ello casi siempre habrá alguna transferencia de energía. La mención de fuerzas y movimiento también es vital para nuestros intereses ya que, al convertir la energía de una forma a otra, las máquinas crean movimientos y generan fuerzas. Es la tarea del ingeniero definir y calcular movimientos, fuerzas y cambios de energía a fin de determinar el tamaño, las formas y los materiales necesarios para cada uno de los componentes interrelacionados de la máquina. En ello está la esencia del diseño de máquinas.

Aunque por necesidad se debe diseñar una máquina elemento por elemento, es vital reconocer que la función y el desempeño de cada una de las partes (y por lo tanto su diseño) dependen de muchas otras piezas interrelacionadas dentro de la máquina misma.

---

<sup>5</sup> INGENIERÍA CONCURRENTE SISTEMAS INTEGRADOS DE MANUFACTURA (SIM)

<sup>6</sup> Diseños de máquinas de Robert L. Norton

EL MÓDULO DE YOUNG O MÓDULO DE ELASTICIDAD LONGITUDINAL<sup>7</sup>: es un parámetro que caracteriza el comportamiento de un material elástico, según la dirección en la que se aplica una fuerza. Las dimensiones del módulo de Young son  $M(\text{masa})/L(\text{longitud}) \times T^2(\text{tiempo}^2)$ . En el Sistema Internacional de Unidades sus unidades son  $kg/s^2m$  o, más contextualmente, N/m<sup>2</sup>.

MOTOR ELÉCTRICO<sup>8</sup>: es una máquina eléctrica que transforma energía eléctrica en energía mecánica por medio de interacciones electromagnéticas. Algunos de los motores eléctricos son reversibles, es decir, pueden transformar energía mecánica en energía eléctrica funcionando como generadores. Los motores eléctricos de tracción usados en locomotoras realizan a menudo ambas tareas, si se los equipa con frenos regenerativos.

Los motores Brushless DC: Motores DC sin escobillas (BLDC motores, motores BL), también conocido como motores de conmutación electrónica (ECM, motores de la EC) son los motores eléctricos alimentados por corriente directa (DC) electricidad y que tiene los sistemas de conmutación electrónica, en lugar de los conmutadores mecánicos y pinceles. El actual-a-par y las relaciones de frecuencia de velocidad de motores BLDC son lineales.

Motores BLDC puede ser descrito como motores paso a paso, con imanes permanentes fijos y postes, posiblemente, más que en el rotor del estator, o motores de reluctancia. Este último puede ser sin imanes permanentes, al igual que los polos son inducidas en el rotor entonces se tira en la alineación por bobinados del estator tiempo. Sin embargo, el motor paso a paso largo plazo tiende a ser utilizado para los motores que están diseñados específicamente para ser operada en un modo en el que con frecuencia se detuvo con el rotor en una posición angular definida.

QFD<sup>9</sup>: (Quality Function Deployment) significa Despliegue de la Función de Calidad. Esto es, "transmitir" los atributos de calidad que el cliente demanda a través de los procesos organizacionales, para que cada proceso pueda contribuir al aseguramiento de estas características. A través del QFD, todo el personal de una organización puede entender lo que es realmente importante para los clientes y trabajar para cumplirlo. QFD es un sistema que busca focalizar el diseño de los productos y servicios en dar respuesta a las necesidades de los clientes. Esto significa alinear lo que el cliente requiere con lo que la organización produce. El

---

<sup>7</sup> Módulo de Young [http://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%B3dulo\\_de\\_Young](http://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%B3dulo_de_Young)

<sup>8</sup> Motor eléctrico [http://es.wikipedia.org/wiki/Motor\\_el%C3%A9ctrico](http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_el%C3%A9ctrico)

<sup>9</sup> QFD: CONCEPTOS, APLICACIONES Y NUEVOS DESARROLLOS Enrique Yacuzzi y Fernando Martín

QFD permite a una organización entender la prioridad de las necesidades de sus clientes y encontrar respuestas innovadoras a esas necesidades, a través de la mejora continua de los productos y servicios en búsqueda de maximizar la oferta de valor.

RESISTENCIA A LA TRACCIÓN<sup>10</sup>: es un valor comparativo de la resistencia característica de muchos materiales, como el acero o la madera, se utiliza el valor de la tensión de fallo, o agotamiento por tracción, esto es, el cociente entre la carga máxima que ha provocado el fallo elástico del material por tracción y la superficie de la sección transversal inicial del mismo.

RESISTENCIA ÚLTIMA<sup>11</sup>: es el esfuerzo máximo basado en la sección transversal original, que puede resistir un material.

SOLDADURA<sup>12</sup>: es un proceso para la unión de dos metales por medio de calor y/o presión y se define como la liga metalúrgica entre los átomos del metal a unir y el de aporte.

Existen diversos procesos de soldadura los que difieren en el modo en que se aplica el calor o la energía para la unión. A continuación se presenta una manera general de agruparlos:

1. Soldadura blanda
2. Soldadura fuerte
3. Soldadura por forja
4. Soldadura con gas
5. Soldadura con resistencia
6. Soldadura por inducción
7. Soldadura por arco
8. Soldadura por vaciado
9. Soldadura por fricción
10. Soldadura por explosión

Para lograr la soldadura algunos procesos requieren sólo de fuerza para la unión, otros requieren de un metal de aporte y energía térmica que derrita a dicho metal. Cada uno de los diferentes procesos de soldadura poseen características de ingeniería particulares y sus costos específicos.

---

<sup>10</sup> Diseño En Ingeniería Mecánica - SHIGLEY Cap 2 Análisis del Esfuerzo

<sup>11</sup> Diseño En Ingeniería Mecánica - SHIGLEY Cap 2 Análisis del Esfuerzo

<sup>12</sup> Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

Existen diferentes tipos de uniones de los materiales, estas uniones se conocen como juntas y van desde las elementales hasta las más complejas, a continuación se observan algunas de las juntas de soldadura más comunes. Su aplicación dependerá fundamentalmente del tipo de material a utilizar, la apariencia de la unión y del uso que se dará a la unión.

**TORNILLO<sup>13</sup>**: es un elemento u operador mecánico cilíndrico con una cabeza, generalmente metálico, aunque pueden ser de madera o plástico, utilizado en la fijación temporal de unas piezas con otras, que está dotado de una caña roscada con rosca triangular, que mediante una fuerza de torsión ejercida en su cabeza con una llave adecuada o con un destornillador, se puede introducir en un agujero roscado a su medida o atravesar las piezas y acoplarse a una tuerca.

El tornillo deriva directamente de la máquina simple conocida como plano inclinado y siempre trabaja asociado a un orificio roscado. Los tornillos permiten que las piezas sujetas con los mismos puedan ser desmontadas cuando la ocasión lo requiera.

**TUERCA<sup>14</sup>**: es una pieza con un orificio central, el cual presenta una rosca, que se utiliza para acoplar a un tornillo en forma fija o deslizante. La tuerca permite sujetar y fijar uniones de elementos desmontables. En ocasiones puede agregarse una arandela para que la unión cierre mejor y quede fija. Las tuercas se fabrican en grandes producciones con máquinas y procesos muy automatizados.

La tuerca siempre debe tener las mismas características geométricas del tornillo con el que se acopla, por lo que está normalizada según los sistemas generales de roscas.

**VELOCIDAD DE LA ELIMINACIÓN DE MATERIAL MRR Q<sup>15</sup>**, se puede calcular la velocidad de eliminación de material Q así como el volumen de material eliminado en función del tiempo. El volumen de material eliminado es el volumen inicial de la pieza de trabajo menos el volumen final. El tiempo de corte es el tiempo necesario para que la herramienta recorra toda la longitud a mecanizar de la pieza de trabajo. Este parámetro no es más que la velocidad con que la herramienta de corte hace el proceso de arranque de viruta y tiene una gran influencia en el acabado superficial de la pieza maquinada.

---

<sup>13</sup> Diseños de máquinas de Robert L. Norton

<sup>14</sup> Diseños de máquinas de Robert L. Norton

<sup>15</sup> Catalogo fresa Dormer

## INTRODUCCION

Con este proyecto de Ingeniería Mecánica, se busca diseñar una máquina que realice cortes circulares sobre superficies irregulares determinadas con la forma de las Tejas Termoacústicas.

Es decir, sobre tejas en bodegas industriales que tienen en su interior aislantes térmicos y que junto con un material metálico en su exterior, generan una superficie irregular que logra minimizar los factores ambientales. Este tipo de productos se ha popularizado en los últimos años, debido a los estándares internacionales de trabajo y a la construcción de diferentes complejos empresariales, que utilizan grandes estructuras cerradas en cuyo interior se realizan las actividades propias de producción.

La empresa de montajes industriales DIELECTRIC de Colombia S.A. fue quien planteó la inquietud, sobre la necesidad que se tiene de contar con una máquina para este tipo de cortes y las funciones que debe cumplir para el posterior montaje de ciertos elementos, que ayudarían a maximizar ahorros de luz utilizando lámparas que permitirían el paso de los rayos del sol, extractores que aumentarían el intercambio con el aire exterior y tuberías para flujos controlados.

Definir los requerimientos, necesidades y luego analizar las opciones actuales del mercado son la principal pauta del proceso. El equipo de trabajo deberá posterior a esto plantear diferentes opciones de diseño las cuales serán evaluadas y calificadas obteniendo la que mejor se adecue a cada uno de los requerimientos planteados por el cliente, la alternativa seleccionada se analizará minuciosamente elemento por elemento para que así, cumpla con los objetivos planteados.

Igualmente el grupo de trabajo colocó en práctica todos los conocimientos y técnicas aprendidas durante la carrera: como el diseño, cálculo, selección de materiales, entre otras; por lo que se espera que este proyecto cumpla con las expectativas deseadas por el cliente.

# **DISEÑO Y SIMULACION DE UNA MAQUINA DE CORTES CIRCULARES EN TEJAS TERMOACÚSTICAS PARA MONTAJES INDUSTRIALES.**

## **1. ANTECEDENTES**

Se toman del mercado industrial máquinas y herramientas que cumplen funciones de corte mediante el arranque de viruta, las especificaciones técnicas y la utilización reglamentaria dados en los catálogos que los productores muestran. Todo esto se fundamenta en la necesidad que presenta el grupo de trabajo de no recaer en un círculo vicioso, de repetir avances anteriores de la industria y poder innovar y de dar un paso adelante en el diseño, que es un objetivo fundamental en esta rama de la Ingeniería.

Posteriormente el equipo de trabajo investigó sobre adelantos de este tipo en universidades del país, que poseen carreras con algún énfasis en diseño de máquinas, lo que arrojó como resultado es un bajo nivel de interés en esta rama de la ingeniería, y más aun en máquinas de corte mediante arranque de viruta.

### **1.1 MÁQUINAS DE CORTE EN EL MERCADO**

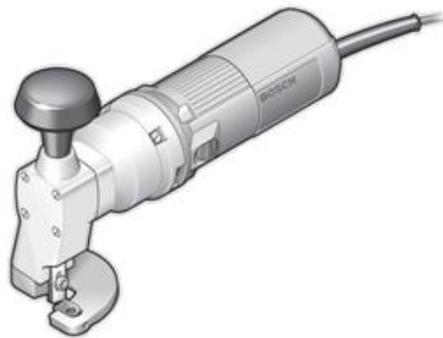
A continuación se analizan los antecedentes encontrados para este tipo de diseños:

#### **1.1.1 Cizalla Bosch GSC 2,8**

Con el dispositivo para cortes curvados derecha izquierda las cizallas Bosch cortan incluso formas difíciles de manera rápida y precisa. Con el cambio de cuchillas sin herramientas las cizallas Bosch son las herramientas ideales para tronzar chapas sin pérdida de tensión y para cortes curvados incluso en chapas perforadas.

- Potencia absorbida 500 W.
- Acero hasta 400 N/mm<sup>2</sup> 2,8 mm.
- Acero hasta 600 N/mm<sup>2</sup> 2,2 mm.
- Acero hasta 800 N/mm<sup>2</sup> 1,9 mm.
- Aluminio hasta 200 N/mm<sup>2</sup> 3,5 mm.
- Incluye cuchilla.
- Dispone de calibre de ajuste.
- Incluye llave hexagonal acodada SW.
- Incorpora llave hexagonal acodada SW 2,5.

Figura 1. Cizalla Bosch GSC 2,8



**Fuente.** Catálogo Bosch

#### 1.1.1.1 Utilización reglamentaria

La herramienta eléctrica ha sido diseñada para cortar chapa sin producir viruta. Es adecuada para efectuar cortes en curva y rectos.

#### 1.1.1.2 Componentes principales

La numeración de los componentes está referida a la figura 1 Cizalla Bosch GSC 2,8.

- Interruptor de conexión/desconexión.
- Empuñadura adicional
- Tornillo para empuñadura adicional
- Alojamiento para la empuñadura adicional
- Tornillo de ajuste de cuchilla superior
- Empujador
- Cuchilla superior
- Tornillo de cuchilla superior
- Cuchilla inferior
- Mesa de corte
- Tornillo de ajuste de cuchilla inferior

- Tornillo de cuchilla inferior
- Calibre de ajuste

### 1.1.1.3 Operación

Solamente aproxime la herramienta eléctrica en funcionamiento contra la pieza de trabajo. Guíe la herramienta eléctrica manteniéndola inclinada con un ángulo de 15° respecto a la superficie de la chapa y sin ladearla.

Guíe la herramienta eléctrica uniformemente, ejerciendo una leve fuerza de empuje en la dirección de corte. Una fuerza de avance excesiva reduce fuertemente la duración de los útiles y puede dañar a la herramienta eléctrica.

Al efectuar cortes en curva deberá prestarse especial atención a no ladear la herramienta eléctrica, además de trabajar con un avance reducido.

Capacidad máxima de corte en chapa el grosor máximo de chapa  $d_{\max}$  que puede cortarse, depende de la resistencia del material a trabajar. Con la herramienta eléctrica puede cortarse chapa del grosor siguiente:

Tabla 1. Materiales a cortar con cizalla

Material	Resistencia máx.		d máx
	[N/mm <sup>2</sup> ]		[mm]
Acero	400		2,8
	600		2,2
	800		1,9
Aluminio	200		3,5

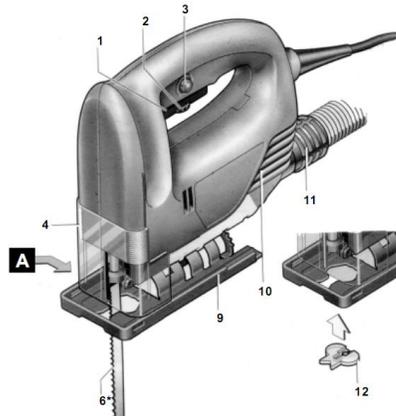
Fuente. Catálogo Bosch

### 1.1.2 Bosch Sierra Caladora GST 65 E Professional

- Precisa y compacta.
- Ideal para cortes en materiales sintéticos.
- Nuevo sistema SDS Click para mayor facilidad en el cambio de láminas con una sola mano.
- Velocidad variable.
- Mejor precisión de cortes angulares
- Desviación mínima de la hoja.
- Placa base retráctil e inclinación en hasta 45° (derecha/izquierda).
- Salida para aspiración de polvo.
- Protección transparente contra astillas.

- Polea guía.
- Mantiene un corte suave.
- La más liviana sierra de su categoría.

Figura 2. GST 65 E Professional



**Fuente.** Catálogo Bosch

#### 1.1.2.1 Utilización reglamentaria

El aparato ha sido proyectado para efectuar cortes y recortes sobre una base firme en madera, materiales sintéticos, planchas cerámicas y caucho. Es adecuado para efectuar cortes rectos y en curva con ángulos de inglete hasta 45°.

#### 1.1.2.2 Componentes principales

La numeración de los componentes está referida a la imagen de la herramienta eléctrica en la figura 2 GST 65 E Professional.

- Interruptor de conexión/desconexión
- Rueda para preselección del número de carreras (GST 65 E)
- Botón de traba para interruptor de conexión/desconexión
- Caperuza para aspiración
- Protección contra contactos
- Hoja de sierra
- Rodillo guía
- Palanca SDS para destrabar la hoja de sierra
- Placa base
- Aperturas de refrigeración
- Manguera de aspiración

- Protección para cortes limpios

Tabla 2. Datos técnicos GST 65 E Professional

DATOS TÉCNICOS		E
Modelo	<b>GST 65</b>	<b>GST 65 E</b>
Tipo nº	<b>0 601 281 0...</b>	<b>0 601 281 7...</b>
Potencia absorbida	450 W	450 W
útil	270 W	270 W
Frecuencia	50/60 Hz	50/60 Hz
Nº de carreras en vacío	3100 min <sup>-1</sup>	500 - 3100 min <sup>-1</sup>
Carrera	22 mm	22 mm
Espesor de corte	65 mm	65 mm
Madera hasta	15 mm	15 mm
Aluminio hasta	4 mm	4 mm
en acero, no aleado	0-45°	0-45°
Cortes oblicuos (izquierda/derecha)	1,7 Kg	1,7 Kg
Peso aprox.	☐/II	☐/II
Clase de protección		

**Fuente.** Catálogo Bosch

### 1.1.3 Makita 9557 NBKD1 Amoladora 115

Figura 3. Makita 9557 NBKD1



**Fuente.** Catálogo Bosch

**Prestaciones:**

Cuerpo delgado, más cómodo e ideal para manejar con una sola mano, cabezal hermético para evitar pérdidas de aceite, posibilidad de variar la posición del cabezal cada 90°.

**Características técnicas:**

- Potencia absorbida (W): 840
- R.P.M. en vacío: 11.000

- Diámetro exterior disco (mm): 115
- Rosca del husillo: M14
- Peso neto (Kg): 1,6
- Longitud del cable (m): 2,5

#### 1.1.4 Cizalla Bosch 160

Para tronzar metal, el programa de cizallas y punzones de Bosch ofrece la elección entre dos procedimientos con la misma efectividad: Cortar y punzar.

Pequeña ligera y de fácil manejo. Éstas son las propiedades de la nueva cizalla de chapa GSC 160. La empuñadura más pequeña de su clase garantiza un manejo óptimo para cada tarea.

- Potencia absorbida 500 W.
- Acero hasta 400 N/mm<sup>2</sup> 1,6 mm.
- Acero hasta 600 N/mm<sup>2</sup> 1,2 mm.
- Acero hasta 800 N/mm<sup>2</sup> 0,7 mm.
- Aluminio hasta 200 N/mm<sup>2</sup> 2,2 mm.
- Incluye cuchilla.
- Incluye llave hexagonal acodada SW 3.

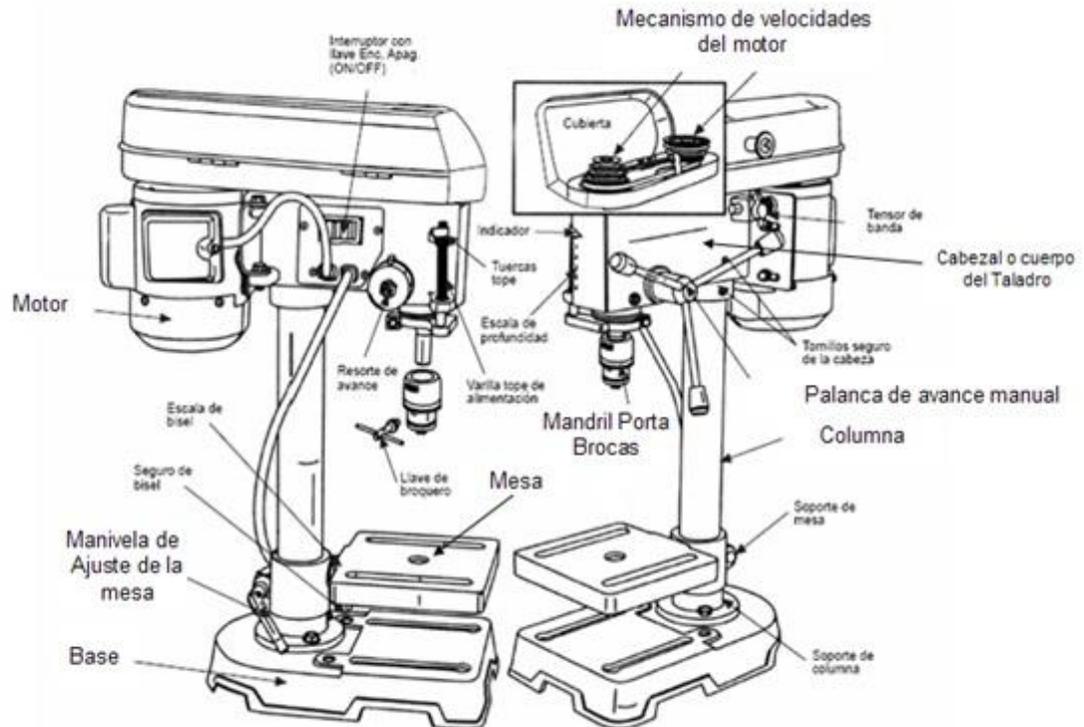
Figura 4. Cizalla Bosch 160



**Fuente.** Catálogo Bosch

### 1.1.5 Taladro de Columna

Figura 5. Taladro de Columna estándar.



**Fuente:** <http://taladrodecolumna.blogspot.com/>

#### 1.1.5.1 Descripción.

Máquina electromecánica cuya función principal consiste en hacer agujeros o cortes con moldes en cualquier tipo de material, metal, madera, plástico, etc. su estructura es en forma de vástago, lo que hace único en su mecanizado y su funciona miento lo hace uno de los más potentes perforadores en la industria.

El funcionamiento del motor consiste en el impulso del husillo por medio de un par de poleas de 5 tiempos que corren alrededor de una cinta la cual es altamente resistente, este movimiento se podría explicar como diciendo que el motor actúa como conductor y el husillo como conducido.

#### 1.1.5.2 Partes.

Como se muestran en la figura 5 Taladro de Columna estándar.

- Patas: sostienen el peso de la máquina.

- Base: ajusta la distancia requerida para su implementación.
- Prensa: sujeta el material que será utilizado.
- Columna: soporte de la parte superior del motor.
- Motor: aporta la fuerza a la polea.
- Polea: transmite la fuerza requerida.
- Husillo: sostiene la herramienta (broca) para su funcionamiento.
- Manivela: desplaza la broca hacia el material.
- Interruptor: enciende y apaga la máquina.
- Cableado: transmite la energía eléctrica requerida.

#### 1.1.5.3 Subsistemas.

- Subsistema de potencia: conformado por un motor, que contiene dos polos (imanes) en sus extremos, y un eje en el centro rodeado de alambre de cobre.
- Subsistema de transmisión: el eje hueco del husillo, sujeto a la parte superior del taladro y esta a su vez es girada por las poleas, este se podría decir que este es el sistema más importante de la máquina.
- Subsistema de sujeción: este se divide en dos microsistemas más pequeños:
  - 1) Superior: más conocido como mandril, sujetado por el husillo.
  - 2) Inferior: justo encima de la base del taladro, se halla la prensa, consta de un seguro que la sujeta al eje vertebral de la máquina, y una varilla que sujeta el material para que quede seguro frente a la herramienta.

## 1.2 DESCRIPCION DEL PROBLEMA

### ACTUALMENTE SE PRESENTA LO SIGUIENTE.

En el país muchas empresas de metalmecánica, manufacturas y montajes industriales, utilizan su maquinaria y herramientas de trabajo de una forma que no es la adecuada, les asignan funciones para las que no fueron diseñadas, y acortan así su vida útil, aumentando los tiempos de mantenimiento, situaciones que traen como consecuencia el aumento del riesgo de accidentalidad para los operarios.

La empresa de montajes industriales DIELECTRIC de Colombia S.A., tiene la finalidad específica de facilitar los procesos de montaje e instalación de algunos mecanismos que permiten a los operarios dar un mejor uso de las herramientas de trabajo, este inconveniente fue planteado al equipo de trabajo a fin de darle una

solución económica, practica y sencilla que ayude a cumplir a cabalidad con los estándares de calidad que se requiere.

La empresa realizó algunos montajes para el ensamble de lámparas y extractores de aire, sobre las tejas termoacústicas, para permitir tener en la estructura una adecuada iluminación y extracción de gases que se acumulan en el ambiente. Pero al realizar los cortes circulares con el equipo de oxicorte y las herramientas simples (caladoras) se obtenía un corte irregular el cual no permitía el desarrollo óptimo del montaje.

Fue por ello, que se requiere diseñar una máquina especial que cumpla con los estándares y especificaciones dados para que los cortes circulares que se hacen en las tejas sean perfectos permitiendo a la vez que se hagan modificaciones en los diámetros de corte, para que así el ensamble de las lámparas y extractores de aire se haga en corto tiempo y con una mejor calidad de trabajo.

### 1.3 JUSTIFICACIÓN

Con la puesta en marcha de este proyecto se quiere optimizar la utilización de recursos en un montaje.

Dependiendo del trabajo a realizar es necesario hacer un análisis que permita saber cuáles son las necesidades que se deben suplir y los mecanismos que permitan lograr un trabajo de calidad, que sea económico y de fácil mantenimiento.

Es por esto, que se diseña la máquina de CORTES CIRCULARES para tejas termoacústicas, facilitando así, la labor de los operarios en el momento del montaje de los extractores de aire y lámparas en diferentes puntos de una bodega, ya que su diseño liviano la hace fácil de manipular y además no es muy grande lo que facilita la labor a desarrollar.

Es importante resaltar que el diseño fue pensado para ser utilizado en la sabana de Bogotá y sus alrededores, porque actualmente se están construyendo grandes parques industriales, que utilizan en sus estructuras livianas cubiertas con tejas termoacústicas, pensando también en la protección de los recursos naturales y del medio ambiente, que requieren grandes cantidades de materiales de construcción.

## 1.4 OBJETIVOS

### 1.4.1 Objetivo General

Diseñar una máquina manual de cortes circulares para la empresa DIELECTRIC DE COLOMBIA S.A.

### 1.4.2 Objetivos Específicos

- Observar y determinar el funcionamiento de máquinas de corte, que faciliten la comprensión de estos mecanismos de trabajo, para aplicar a los posibles diseños.
- Establecer mediante la herramienta QFD las características principales de diseño de la máquina.
- Definir diferentes alternativas de diseño.
- Diseñar la alternativa seleccionada.
- Calcular y seleccionar los elementos principales que componen la máquina.
- Realizar los planos de elaboración de la máquina.

## 1.5 MARCO REFERENCIAL

### 1.5.1 Marco Teórico

Las Tejas son cubiertas, que protegen los espacios de la intemperie, estas han evolucionado de manera constante, de acuerdo con las necesidades que tiene el hombre de sobre guardarse de factores externos de la naturaleza, como lo son, el agua, la luz, el viento, el frío y el ruido. Hoy en día se encuentran en el mercado gran variedad de estos productos y que se diferencian por su tamaño, material, función, forma, etc. Las tejas termoacústicas que son el eje del desarrollo de este proyecto, son de gran singularidad en cuanto a estas características ya que cumplen a gran cabalidad y de manera muy eficiente, aislar el lugar del entorno que se encuentra, son utilizadas mayormente por las bodegas industriales, en donde buscan proteger sus equipo, materias primas, productos terminados y brindarle a los trabajadores un confort en el trabajo; creando una atmosfera controlada con condiciones optimas para el desarrollo de estas actividades.

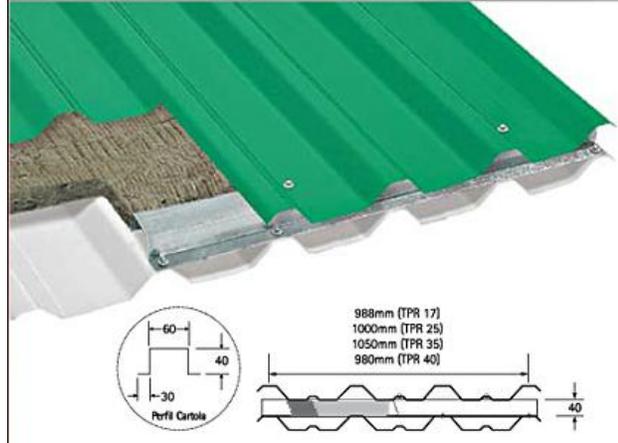
Las tejas termoacústicas que actualmente se encuentran en el mercado varían de acuerdo a los productores, dependiendo de las necesidades a cubrir del cliente. Estos productos tienen diferencias con respecto a los materiales que se utilizan, en cuanto a las formas y el tamaño; pero cumplen con características las cuales las hacen similares, la principal de esta es que el material externo e interno de la teja vienen en tipo sándwich y varían según especificaciones.

Se encontró una empresa que se especializa en la producción de este tipo de tejas y que da a conocer sus productos y especificaciones vía Internet. Por lo tanto es de gran ayuda para el estudio establecer los componentes y formas para enfocarse en algunos posibles problemas y que relevancia tienen sobre la máquina de corte.

#### 1.5.1.1 TPR lana de roca / vidrio

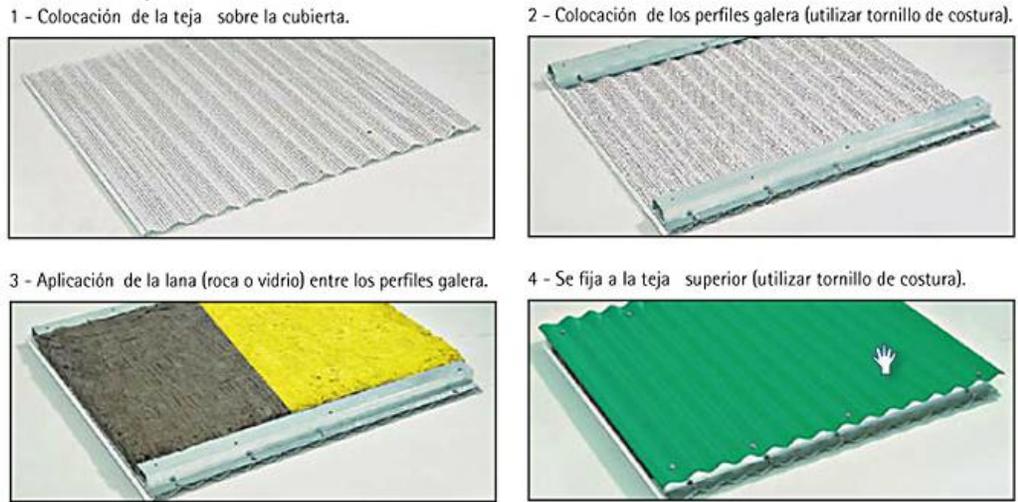
- Fabricada a partir de rocas basálticas especiales y otros minerales, lana de roca es calentada hasta 1500°C y transformada en filamentos, aglomerados con resinas orgánicas.
- Permite la composición de productos desde leves y flexibles hasta rígidos, de acuerdo con el nivel de compactación de la Lana de Roca.
- Incombustible e impermeable.
- Proporciona un alto índice de absorción termo acústica.
- Son livianas, fáciles de manipular y cortar.
- Reduce el consumo de energía del aire acondicionado.
- No favorecen la proliferación de hongo y bacterias.
- No se deteriora ni es atacada ni destruida por los roedores.
- No pierde desempeño cuando se ve expuesta a la bruma.
- Su capacidad aislante no disminuye con el pasar del tiempo.

Figura 6. Esquema TPR lana de roca / vidrio



Fuente. <http://www.tupersc.com.br/es/productos/termo-acusticas/termo-acusticas-tprla.php>

Figura 7. Montaje



Fuente. <http://www.tupersc.com.br/es/productos/termo-acusticas/termo-acusticas-tprla.php>

### 1.5.1.2 TPR EPS Poliestireno Expandido

Su metodología de uso se ha simplificado, ya que se emplea encajada entre las tejas (sándwich), y es un recurso que está disponible en la propia obra.

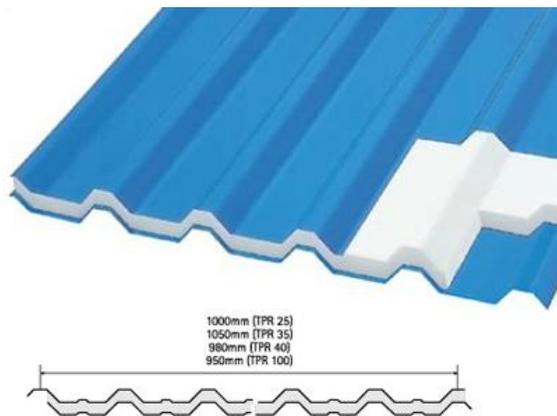
Con las piezas de EPS (tergopol) recortadas previamente de acuerdo con el perfil de las tejas, su encaje se realiza durante el montaje.

La fijación se realiza con la propia teja. Los costos son más bajos que los incurridos en los demás montajes que utilizan diferentes aislamientos, y su capacidad de aislamiento térmico es satisfactoria.

- Proporciona costos más bajos que otros montajes con diferentes aislamientos.

- Garantiza la eficiencia en aplicaciones para aislamiento térmico.

Figura 8. Esquema



**Fuente.** <http://www.tupersc.com.br/es/produutos/termo-acusticas/termo-acusticas-tprla.php>

Tabla 3. Principales aislamientos térmicos.

1 kcal/(m . h . °C) = 1,163W/(m . K)									
Conductibilidad Térmica de los aislantes según los catálogos, normas y certificados.	W/(m . k)	0,025	0,030	0,035	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060
	Kcal/ m . h . °C	0,021	0,026	0,030	0,034	0,038	0,043	0,042	0,052
Poliestireno expandido				EPS					
Lana de vidrio					LDV				
Lana de roca				LDR					
Poliuretano		PUR							

**Fuente.** <http://www.tupersc.com.br/es/produutos/termo-acusticas/termo-acusticas-tprla.php>

### 1.5.1.3 TPR TA POL Poliestireno Expandido

Las tejas termo acústicas se recomiendan para aplicaciones en proyectos que requieren cubiertas con mas aislamiento contra la incidencia solar, y la producción de ruidos.

Además, por ser pintadas en sus caras aparentes y partes internas, las tejas que mantienen contacto con el aislamiento térmico reciben un tratamiento con fosfato de zinc, lo que aumenta la adherencia entre el acero galvanizado y el poliuretano cuyos dos componentes el poliol y el isocianato, se inyectan en forma líquida.

Esta inyección provoca la polimerización y un entrelazado entre las células cerradas del poliuretano rígido y los cristales de fosfato en forma de agujas, lo que

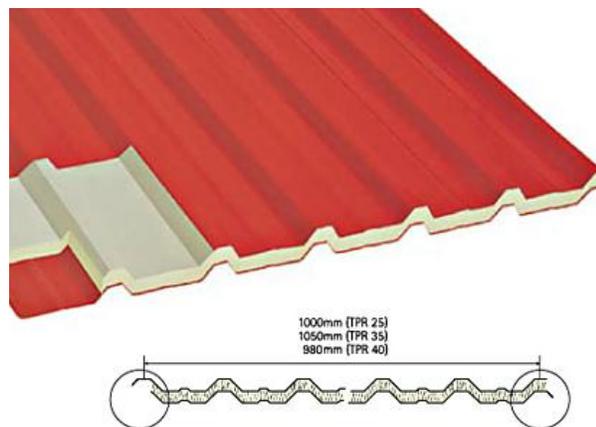
transforma el conjunto de acero mas espuma rígida en un bloque mecánicamente estructurado.

El coeficiente global de transmisión de calor K de las cubiertas que tienen aislamiento térmico varía entre 0.4 y 1.4 kcal/m<sup>2</sup>/h°C.

Es compuesta por dos planchas paralelas en acero galvanizado y un relleno de 30mm de poliuretano.

- Presenta excelente desempeño térmico y acústico.
- Indicada para cubiertas con alta incidencia de sol y de ruidos.
- Posee coeficiente global de transmisión de calor de 0,42 kcal/m<sup>2</sup>/h°C. Una diferencia sensible si se compara con el acero galvanizado, cuyo coeficiente de transmisión de calor es de 3,85 kcal/m<sup>2</sup>/h°C.

Figura 9. Esquema TPR TA POL Poliéstireno Expandido



**Fuente.** <http://www.tupersc.com.br/es/produutos/termo-acusticas/termo-acusticas-tprla.php>

Tabla 4. Coeficiente Global de Transmisión de Calor y Carga Térmica.

Diferentes Materiales Aislantes (30mm)	Coeficiente Global de Transmisión de Calor (K) (Kcal/m <sup>2</sup> /h°C)	Carga Térmica (Q = T . K) Kcal/m <sup>2</sup> - T = 25°C)
Poliuretano Rígido Expandido	0,42	10,5
Lana de roca	0,79	19,7
Lana de Vidrio	0,97	24,2
Vermiculita Expandida	1,13	28,2
Yeso	1,43	35,7
Acero Galvanizado (0,5 mm)	3,85	96,2

**Fuente.** <http://www.tupersc.com.br/es/produutos/termo-acusticas/termo-acusticas-tprla.php>

#### 1.5.1.4 TPR BA EPS Teja Bandeja Poliestireno

Denominada también teja forro, está compuesta por dos chaspas de acero, zinc o galvalume.

Entre ellas posee una placa de Poliestireno Expandido. Su espesor puede variar tanto en el EPS como en el acero, conforme especificaciones del proyecto.

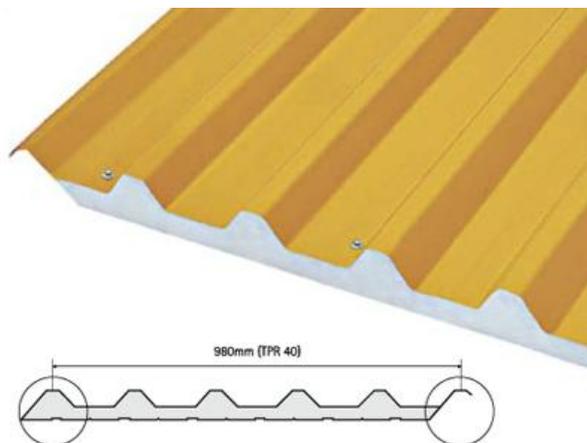
Este material termo acústico no solo proporciona confort en su interior, sino que también elimina la necesidad de usar forro. Las chapas metálicas se pegan en el EPS, facilitando su montaje y encaje perfecto.

Se aplican con más frecuencia en lugares como centros comerciales, oficinas y ambientes donde se necesita contar con condiciones térmicas y acústicas confortables.

También denominado techo falso, es compuesta por dos planchas de acero, zinc o Galvalume®. Entre ellas está la placa de poliestireno expandido (EPS).

- Permite especificar el espesor de la composición, variando tanto el acero como el EPS, de acuerdo con las especificaciones de la obra.
- Su terminación especial evita el uso de placa de techo.
- Sus encajes son perfectos y facilitan el montaje y aplicación en obras como malls y oficinas.
- Proporciona confort para ambientes.

Figura 10. Esquema TPR BA EPS Teja Bandeja Poliestireno



**Fuente.** <http://www.tupersc.com.br/es/produtos/termo-acusticas/termo-acusticas-tprla.php>

#### 1.5.1.5 TPR BA POL Teja Bandeja Poliuretano

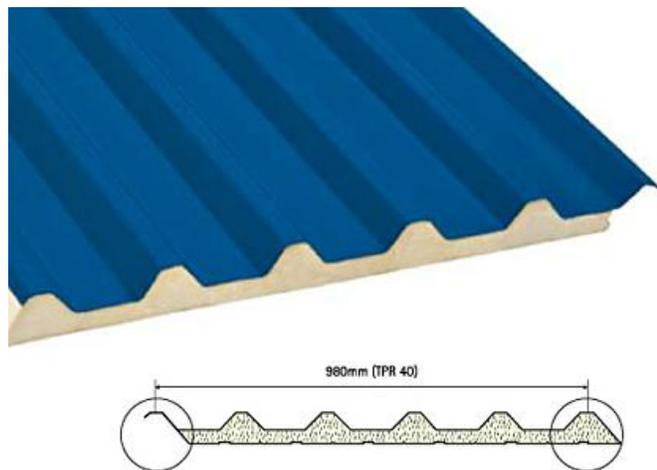
La teja TPR-BA, conocida también como teja forro, lleva en la parte inferior otra chapa de acero levemente ranurada que, en general, tal cual ocurre con la teja levemente frisada tiene un acabado que se asemeja a un forro.

Manteniendo todas las características de la teja térmica con poliuretano inyectado, la teja bandeja, por su propia concepción, brinda una ventaja estética que, a veces se hace muy necesaria.

La teja bandeja brinda al cliente la opción de no tener que instalar otro forro debajo de la cubierta, eliminando la necesidad de que realice dicha inversión.

- Posibilidad de grado de aislamiento térmico variable de acuerdo con la necesidad del proyecto
- Utiliza relleno de poliuretano expandido.
- Parte inferior con plancha de acero levemente frisada, produciendo una terminación diferenciada ahorrándose el uso de placa de techo.

Figura 11. Esquema Teja Bandeja Poliuretano



**Fuente.** <http://www.tupersc.com.br/es/productos/termo-acusticas/termo-acusticas-tprla.php>

## 2. ESPECIFICACIONES INICIALES

El QFD se fundamenta en la búsqueda de las necesidades del usuario, las cuales son trasladadas dentro de las acciones de diseño y comunicadas a través de todo el equipo de trabajo. Se constituye en una técnica de apoyo importante para la toma de decisiones en la primera etapa de diseño, con el fin de llegar a desarrollar productos que involucren características de calidad, que maximicen la satisfacción del cliente.<sup>16</sup>

En este apartado el cliente muestra sus demandas acerca de la máquina, lo que él espera que esta realice, sus prestaciones y sus intereses. A esta serie de especificaciones se concentra mucho cuidado ya que en cierta parte es hasta donde se espera llegar, combinado con las características técnicas necesarias para satisfacerlo, tomados en su conjunto, los requerimientos del cliente definen la calidad de un producto y son las expresiones que utilizan para describir los productos y sus características deseables. Asociada con cada Característica Técnica existe una Característica Métrica, que se usa para determinar el grado de satisfacción de los clientes con cada uno de sus requerimientos. Esta medida es fundamental para la mejora continua.<sup>17</sup>

### 2.1 NECESIDADES DEL CLIENTE PARA LA MÁQUINA DE CORTE

- Necesidades que tienen el cliente para obtener una máquina que le dé un corte de calidad.
- La empresa de montajes industriales busca facilitar sus procesos mediante el uso de mejores herramientas de trabajo.

El requerimiento consiste en la construcción de una máquina que sea capaz de realizar los cortes circulares adecuados en las tejas termoacústicas y que a la vez facilite el trabajo del operario en los diversos montajes que adelante, permitiéndole usar una máquina práctica, liviana, de fácil manipulación, que no ocupe mucho espacio y que sea económica.

---

<sup>16</sup> Disponible. Acero Arévalo, Efraín/ANÁLISIS DEL PROBLEMA DE DISEÑO DE SEMIRREMOLQUES A PARTIR DE LA TÉCNICA QFD/ Bogotá 2010

<sup>17</sup> Enrique Yacuzzi Fernando Martín/QFD: CONCEPTOS, APLICACIONES Y NUEVOS DESARROLLOS

- 1- Liviana (*Los materiales y elementos que se utilizarán en la máquina tienen que ser livianos, debido a que su peso total no debe ser muy alto, para facilitar el trabajo en alturas*).
- 2- Fácil manipulación (*La sencillez de la máquina de corte se verá evaluada por lo fácil de su operación y además por la cantidad de movimientos que el operario debe realizar mientras lleva a cabo su función*)
- 3- Dimensiones (*El volumen total de la máquina debe estar sujeto a ciertos criterios, para facilitar su transporte al sitio donde se lleva a cabo el proceso de corte, sin dejar a un lado que con ella se realizan diámetros estandarizados*)
- 4- Económica (*Se buscará que en la fabricación de la máquina de corte los materiales utilizados, los elementos y los procesos de las piezas sean los más económicos del mercado*)
- 5- Mantenibilidad (*En los procesos de mantenimiento de cualquier máquina se busca los menores costos y la facilidad de realizarlos, en la máquina de corte esa no será la excepción*)
- 6- Función (*Este es quizás el principal requerimiento del cliente, puesto que el trabajo que realice la máquina, de este depende el resto del montaje*)
- 7- Seguridad (*Que la máquina sea segura para el operador al momento de realizar el corte*)
- 8- Movimiento suave (*En el transcurso del corte a lo largo del diámetro se requerirá, de un movimiento suave de la herramienta con respecto a la máquina*)
- 9- Pocos residuos (*Se buscará un menor arranque de viruta de la herramienta de corte, esto debido, a que cuan más bajo sea, se logrará mejor acabado superficial*)

## 2.2 MATRIZ QFD

### 2.2.1 Requerimientos del Cliente

En la tabla 5, Requerimientos del Cliente se confrontan los datos de la sección 2.1, con el fin de establecer una relación que pueda existir entre una y otra de las necesidades planteadas por el cliente. Colocando en los ejes vertical y horizontal los requerimiento y confrontándolos, se le da un valor de 1 cada vez que exista una relación y 0 para cuando esta relación sea nula, se realiza una sumatoria total y se porcentualiza, para obtener la relevancia de cada uno de estos requerimientos ya establecidos.

Tabla 5. Requerimientos del Cliente

Requerimiento del cliente	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	$\Sigma$	%
1.Liviana		0	1	1	0	0	1	0	0	3	0.083
2.Fácil manipulación	0		1	1	0	1	1	1	0	5	0.138
3.Dimensiones	1	0		0	0	1	0	0	0	2	0.055
4.Económica	1	1	1		1	0	0	1	0	5	0.138
5.Mantenibilidad	0	0	0	1		0	1	1	0	3	0.083
6. Función	0	1	1	1	0		1	1	1	6	0.166
7.Seguridad	1	1	0	0	0	0		1	1	4	0.111
8. Movimiento suave	0	1	0	1	1	1	1		0	5	0.138
9. Pocos residuos	0	0	0	0	1	1	1	0		3	0.083
Sumatoria										36	

**Fuente.** Autores del Proyecto.

De la anterior se puede observar, que el requerimiento número 6 denominado la función es el considerado con primordial con un porcentaje de 16,6 %, seguido de fácil manipulación, económica y movimiento suave, con un 13,8 % para cada uno; por el contrario las necesidades que se muestran como menores son las dimensiones, liviana, mantenibilidad y pocos residuos con un porcentaje de 5 %, 8,3%, 8,3% y 8,3% respectivamente.

### 2.2.2 Requerimientos de Diseño

Las Características Técnicas, o Requerimientos de Diseño son utilizadas como norma general, el QFD debe construirse a partir del conocimiento de los ingenieros, que preferiblemente deben buscar Características Métricas con sentido para el cliente final, y no sólo para los técnicos.<sup>18</sup>

- a. Material de la estructura (*Los materiales utilizados en la máquina deben cumplir los requerimientos de diseño, los cálculos de esfuerzo entre otros estándares*)
- b. Unión de la estructura (*La unión que se vaya a utilizar en el sistema estructural de la máquina debe cumplir con las exigencias al que será sometida*)
- c. Fuente eléctrica (*La alimentación eléctrica de la máquina debe estar sujeta a las especificaciones del entorno de trabajo*)
- d. Número de partes móviles (*Con el menor número de piezas móviles se busca conseguir un bajo recambio de piezas*)

<sup>18</sup> Enrique Yacuzzi Fernando Martín/QFD: CONCEPTOS, APLICACIONES Y NUEVOS DESARROLLOS

- e. Ajuste exacto *(Las piezas de la máquina de corte deben cumplir con un ajuste entre cada una de ellas, con el fin de que no haya juego)*
- f. Grado de libertad *(La operación de corte de la máquina está sujeto a los movimientos que se deben realizar para alcanzar el objetivo)*
- g. Recambio de piezas *(La mantenibilidad es lo que asegura que la máquina mantenga una vida útil adecuada, con la facilidad del recambio de piezas se busca un mejor mantenimiento)*
- h. Poco arranque de viruta *(Este requerimiento se relaciona con los residuos que genera el corte, debido a que con la utilización de una herramienta adecuada de corte este parámetro es menor)*

### 2.2.3 Grado de Correlación.

Relación entre requerimientos del cliente y requerimientos de diseño, se determina por la intersección de estas dos en la matriz QFD, y determina que tan bien se da respuesta a las necesidades del cliente mediante los requerimientos de diseño existentes.

Los valores numéricos de la Tabla 6, Ponderación del Grado de Correlación, determinan que tan fuerte es la relación entre las necesidades del cliente versus los requerimientos de diseño, un grado muy correlacionado entre estos dos corresponde al 9, un ítem correlacionado posee el valor de 1 que simplemente deja ver una relación y cuando no existe correlación recibe el número 0.

Tabla 6. Ponderación del Grado de Correlación.

Grado de Correlación	Símbolo utilizado	Valor numérico
Muy correlacionado		9
Correlacionado		1
Sin correlación		0

**Fuente.** Enrique Yacuzzi Fernando Martín/QFD: CONCEPTOS, APLICACIONES Y NUEVOS DESARROLLOS

En la tabla 7, Matriz de Grado de Correlación se determina la relación existente entre los requerimientos del cliente RC en la parte vertical y los requerimientos de diseño RD en la parte horizontal, representados con los valores alfabéticos y utilizando la ponderación de la tabla 6, se determina un valor numérico en alguna de las relaciones para determinar en cuales de todas se debe colocar mayor cuidado al momento de comenzar a diseñar.

Tabla 7. Matriz de Grado de Correlación

RC \ RD	a.	b.	c.	d.	e.	f.	g.	h.
1.Liviana	9	1		1				
2.Fácil manipulación				1	9			0
3.Dimensiones				1		9		
4.Económica	9		0		9		1	
5.Mantenibilidad		1			9		9	1
6. Función			0		1	9		9
7.Seguridad			1	9				9
8. Movimiento suave	1			1	9	9		1
9. Pocos residuos					1			9

**Fuente.** Autores del Proyecto.

Según la matriz obtenida de la tabla 7, se pueden analizar valores como, liviana vs. Material de la estructura, se da una puntuación de 9 debido a que el peso de la máquina depende en gran medida, de que material se vaya a utilizar en la estructura. Por otra parte en fácil manipulación vs. Número de piezas móviles, se dio un valor de 1 por lo tanto existe una correlación entre estos dos. Y por el contrario en la función vs. Fuente eléctrica el 0 determina que no existe correlación aparente.

Con la anterior tabla también se pueden determinar, que algunos de los requerimientos se encuentran mal estipulados y con este análisis sobran o se encuentran mal planteados, como la unión de la estructura y la fuente eléctrica a utilizar.

#### 2.2.4 Comparación con Máquinas Similares

En esta matriz del QFD se toman las máquinas similares que ya se encuentran en el mercado y se evalúan cada uno de los requerimientos que se tienen del cliente para realizar una comparación en cada aspecto importante, que tiene que suplir la máquina de corte que se está diseñando, para esto también se tiene en cuenta hasta donde se quiere llevar la máquina en cada punto, superando las anteriores en todo lo que se pueda, presentando la mejor opción para él y los clientes a futuro.

Los valores de las siguientes tablas, corresponden a las características de cómo los clientes de la máquina de corte de Tejas evalúan la funcionalidad de las opciones A y B, como se muestra, al cumplir sus especificaciones, la escala para

cada uno de los requerimientos va desde 1 hasta 5, siendo 1 un valor que no se adecua, y tomando 5 como aquel que satisface a cabalidad sus expectativas.

En la tabla 8, se muestra la cizalla Bosch, con la ponderación de los requerimientos del cliente, que la máquina sea liviana tiene un puntaje de 5 siendo la característica más alta para esta máquina ya que el operario puede tomarla con una sola mano. El valor de 4 es asignado para una fácil manipulación, que sea pequeña en cuanto a sus dimensiones y una optima mantenibilidad, y teniendo la peor calificación la funcionalidad con respecto a la acción que se quiere lograr.

Tabla 8. Opción a. Cizalla Bosch GSC 2,8

Requerimiento del cliente	1.	2.	3.	4.	5.
1.Liviana					█*
2.Fácil manipulación				█*	
3.Dimensiones				█*	
4.Económica			█*		
5.Mantenibilidad				█*	
6. Función	█*				
7.Seguridad			█*		
8. Movimiento suave			█*		
9. Pocos residuos		█*			

**Fuente.** Autores del Proyecto.

Con respecto a la tabla 9, la sierra caladora de Bosch, la ponderación es un poco más exigente, debido a que tampoco logra cumplir la función, y en la parte económica obtuvo un valor de 2 siendo realmente costosa para los clientes. La seguridad para el operario al querer alcanzar el objetivo puede ser perjudicial.

Tabla 9. Opción b. Bosch Sierra Caladora GST 65 E Professional

Requerimiento del cliente	1.	2.	3.	4.	5.
1.Liviana				■	
2.Fácil manipulación			■		
3.Dimensiones				■	
4.Económica		■			
5.Mantenibilidad			■		
6. Función	■				
7.Seguridad		■			
8. Movimiento suave			■		
9. Pocos residuos			■		

**Fuente.** Autores del Proyecto.

La opción C o alternativa de diseño del equipo de trabajo posee las siguientes ponderaciones con los requerimientos del cliente, que son los puntajes que se busca lograr con la máquina de corte, con esto se trata de superar o por lo menos igualar las dos opciones anteriores, que son herramientas que se encuentran en el mercado actual.

Tabla 10. Opción C. Alternativa de diseño

Requerimiento del cliente	1.	2.	3.	4.	5.
1.Liviana				■	
2.Fácil manipulación				■	
3.Dimensiones			■		
4.Económica				■	
5.Mantenibilidad				■	
6. Función					■
7.Seguridad			■		
8. Movimiento suave				■	
9. Pocos residuos			■		

**Fuente.** Autores del Proyecto.

Title: DISEÑO DE UNA MAQUINA DE CORTE PARA TEJAS TERMO  
 Author: MARIO PINTO, CRISTIAN CEBALLOS  
 Date: 19/04/2011  
 Notes:

Legend	
⊖	Strong Relationship 9
○	Moderate Relationship 3
▲	Weak Relationship 1
⦶	Strong Positive Correlation
+	Positive Correlation
-	Negative Correlation
▼	Strong Negative Correlation
▽	Objective Is To Minimize
▲	Objective Is To Maximize
X	Objective Is To Hit Target

Row #	Max Relationship Value in Row	Relative Weight	Weight / Importance	Quality Characteristics (i.e., Functional Requirements" or "How")	Column #														Competitive Analysis (D=Difficult, S=Easy)								
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Our Company	Competitor 1	Competitor 2				
Direction of Improvement: Minimize (▼), Maximize (▲), or Target (X)					▲	▲	X	▼	▲	▲	▼	▼															
Quality Characteristics (i.e., Functional Requirements" or "How")					MATERIAL DE LA ESTRUCTURA	UNION DE LA ESTRUCTURA	PUNTE ELECTRICA	NUMERO DE PARES MOVILES	AJUSTE EXACTO	GRADO DE LIBERTAD	RECAMBIO DE PIEZAS	ARRANQUE DE VIRUTA															
Demanded Quality (i.e., "Customer Requirements" or "Whats")																											
1	9	8,3	0,1	LIVIANA	⊖	○		○																			
2	9	13,9	0,1	FÁCIL MANIPULACION				○	⊖		▲																
3	9	5,5	0,1	DIMENSIONES				○		⊖																	
4	9	13,9	0,1	ECONÓMICA	⊖		▲		⊖		○																
5	9	8,3	0,1	MANTENIBILIDAD		○		⊖			⊖	○															
6	9	16,7	0,2	FUNCIÓN			▲		○	⊖	⊖																
7	9	11,2	0,1	SEGURIDAD			○	⊖				⊖															
8	9	13,9	0,1	MOVIMIENTO SUAVE	○			○	⊖	⊖		○															
9	9	8,3	0,1	POCO RESIDUOS					○			⊖															
10																											
Target or Limit Value																											
Difficulty (D=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)																											
Max Relationship Value in Column					9	3	3	9	9	9	9																
Weight / Importance					241,5	50,1	64,0	300,3	469,5	324,7	116,7																
Relative Weight					12,4	2,6	3,3	15,4	23,0	16,6	6,0																

## 2.3 ANALISIS DE LAS ESPECIFICACIONES

Con la matriz QFD se podrá analizar las especificaciones del cliente comparadas con las especificaciones de diseño, dando a conocer los principales ejes en los cuales se tendrá que enfocar el diseño de las alternativas que se propondrán, para elegir así la mejor opción que se adecue y que cumpla a cabalidad los razonamientos recibidos del cliente, y así obtener la mayor satisfacción de este y el desarrollo de los objetivos.

A continuación, se describirán de mayor a menor importancia los requerimientos obtenidos:

### 2.3.1 Ajuste Exacto

Con el mayor puntaje de 3.975 se encuentra el Ajuste Exacto, este es el que se le da a la máquina para que cumpla la función deseada por el cliente de la mejor manera, con un ajuste del diámetro deseado a obtener en el corte. Facilitando la manipulación de esta por parte del operario mediante un movimiento suave a lo largo del corte.

### 2.3.2 Arranque de Viruta

Con un puntaje de 3.461 en la matriz QFD el arranque de viruta influye de manera sustancial en la operación de la máquina ya que de esta depende en gran parte la seguridad del operario, y la cantidad de mantenimiento que se le tenga que realizar a la máquina por limpieza de las partes.

### 2.3.3 Grados de Libertad

En este objetivo se alcanzó un puntaje de 3.231 en el QFD, por lo que el grado de libertad en la operación de la máquina representa un aspecto a tener en cuenta en la generación de las alternativas, ya que de esto depende realizar un solo montaje sobre la superficie a cortar y en pocos movimientos realizar todo el corte.

### 2.3.4 Número de Partes Móviles

Según la matriz QFD el puntaje obtenido es de 2.16, este apartado en la prioridades de diseño se basa en el número de piezas en la máquina que tienen movimiento constante, las cuales hacen que la máquina sea de mayor o menor complejidad.

### 3. DISEÑO CONCEPTUAL

Un concepto es una idea que está lo suficientemente desarrollado para evaluar los principios físicos que rigen su comportamiento. Confirmando que el producto propuesto funcionará según lo previsto y que, con mayor desarrollo razonable, podrá alcanzar los objetivos fijados, es un objetivo primordial en el desarrollo de conceptos. Los conceptos también deben ser lo suficientemente refinado para evaluar las tecnologías necesarias al llevarlas a cabo, para evaluar la arquitectura básica de ellos, y, hasta cierto grado limitado, para evaluar su fabricación.<sup>19</sup>

En esta parte del trabajo el integrante primordial giraba en torno a, ¿Qué se busca hacer?

Para ello se utilizaron los análisis con las especificaciones de la sección 1-3 lo que permitió darle una estructura a la máquina para que al diseñarla fuera la más exacta posible y cumpliera con las expectativas planteadas, en este caso de mejorar los corte circulares en las tejas termo acústicas.

Así mismo se planteó la necesidad de hacer una inspección a las ya existentes en el mercado, esto con el fin de obtener una información veraz y detallada lo que nos permitió hacer los ajustes necesarios para no repetir ni caer en los errores y prestar mayor atención a la sección 1.1 ANTECEDENTES lo que permitió conocer las diferentes máquinas que realizan diversidad de cortes y que sirvieron de punto de referencia para elaborar y mejorar el diseño.

#### 3.1 GENERACION DE ALTERNATIVAS

La generación de varias alternativas de diseño se realiza con el fin de obtener de diferentes ideas creadas por el equipo de trabajo, la más adecuada, la más completa para las funciones y los requerimientos del cliente que se establecieron desde un principio, por lo que, se trata de que la cantidad de alternativas de diseño sean las suficientes para cumplir todas las exigencias de diseño del equipo de trabajo. En este caso se consideró que con tres alternativas se planteaban la

---

<sup>19</sup> Chapter 7. Concept Generation. Ullman-38162, June 20-2002

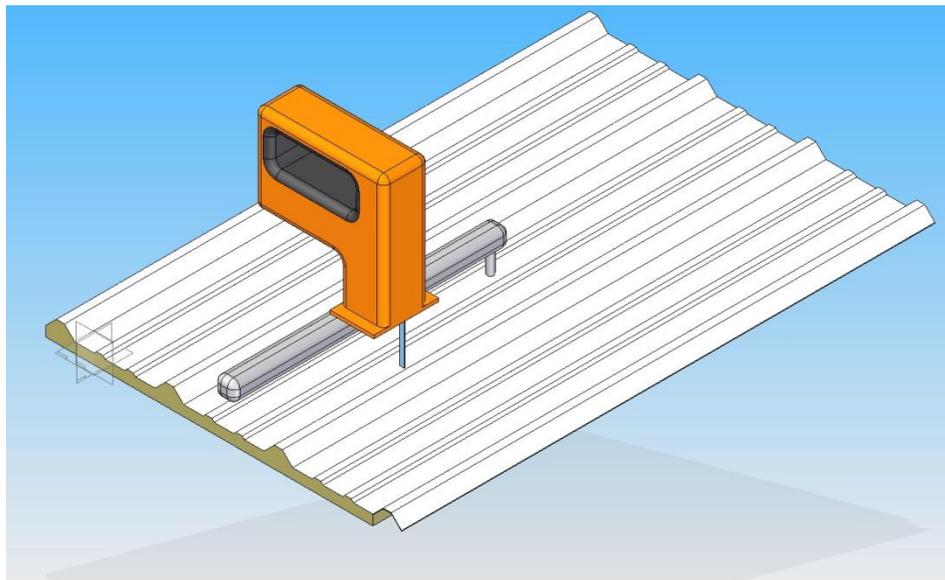
suficiente cantidad de opciones que logran en gran parte completar la imaginación al momento de diseñar.

### 3.1.1 Alternativa de Diseño Número 1

La primera alternativa que se planteará se trata de un acople circular, el cual serviría de soporte a la máquina de corte en este caso se utilizará una caladora, este mecanismo permitirá un movimiento circular de la máquina sobre la superficie. La caladora debe comenzar con una perforación de manera inclinada, la cual permite que la herramienta se introduzca completamente en la teja, y luego el acople permitiría que la herramienta se situé de manera vertical y así realizar el movimiento circular hasta lograr el corte final, con este tipo de máquina se lograría un mínimo arranque de viruta y un buen acabado superficial.

Esta máquina tiene como ventajas el uso de una sierra como herramienta, esto generaría que el diámetro de corte sobre la superficie sea más exacto, el arranque de viruta se cree que podría ser el más óptimo, pero presenta algunos problemas como serían la entrada misma de la herramienta sobre la superficie, esto es debido a que el movimiento que se realiza es de manera diagonal hasta que atraviesa totalmente y luego de eso si se puede realizar el corte circular en el contorno del diámetro.

Figura 12. Alternativa de Diseño Número 1.



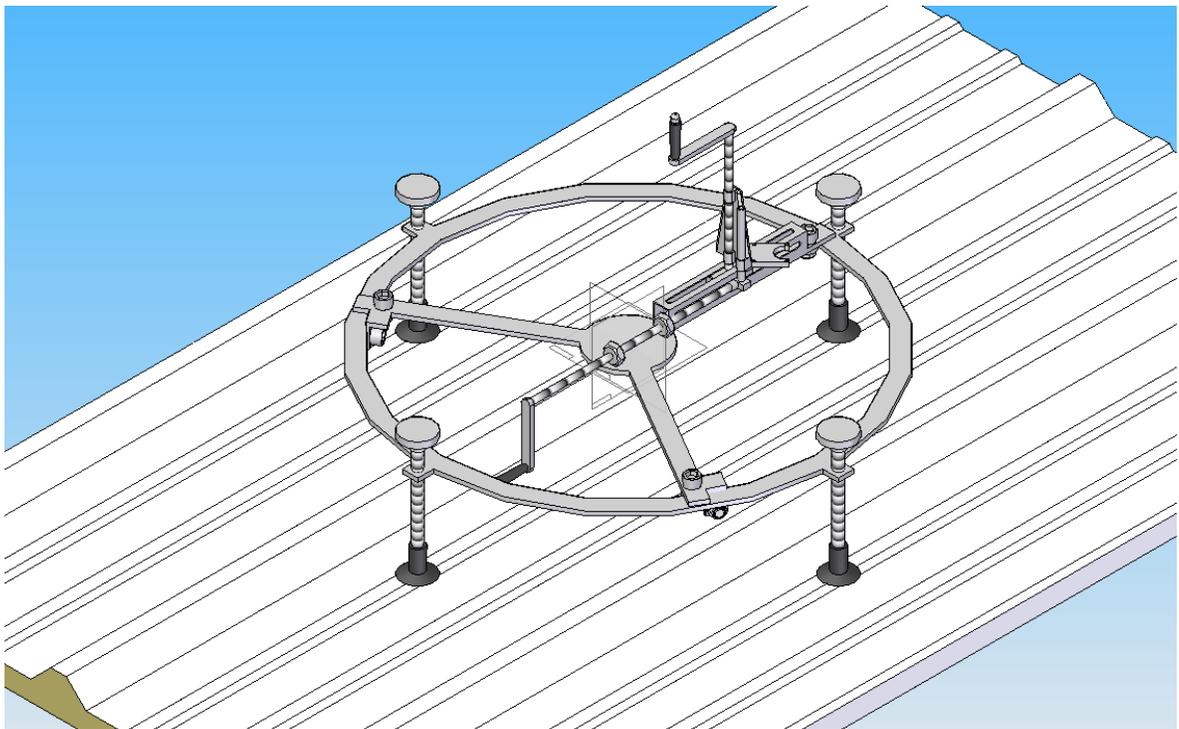
**Fuente.** Autores del Proyecto.

### 3.1.2 Alternativa de Diseño Número 2

Se trata de un motor el cual se encargará de realizar el corte mediante el uso de un escariador, el motor se encuentra situado en un soporte, de este se modifican la altura y la longitud de diámetro deseado para cada corte, el soporte descansa sobre una estructura circular que posee rodamientos, estos permiten el movimiento circular a la velocidad de corte que se calcule más adelante, el soporte final se fija en la teja mediante algún tipo de dispositivo adherente de fácil remoción.

En este caso los niveladores con los que constaría la máquina alrededor del soporte principal ayudan a que se nivele para realizar el corte deseado, la herramienta de corte se tiene que calcular de la manera más eficiente para lograr que el arranque de viruta por parte de esta no sea tan alto y que por el diámetro de esta no se vea alterado el diámetro que se quiere obtener luego del corte.

Figura 13. Alternativa de Diseño Número 2.



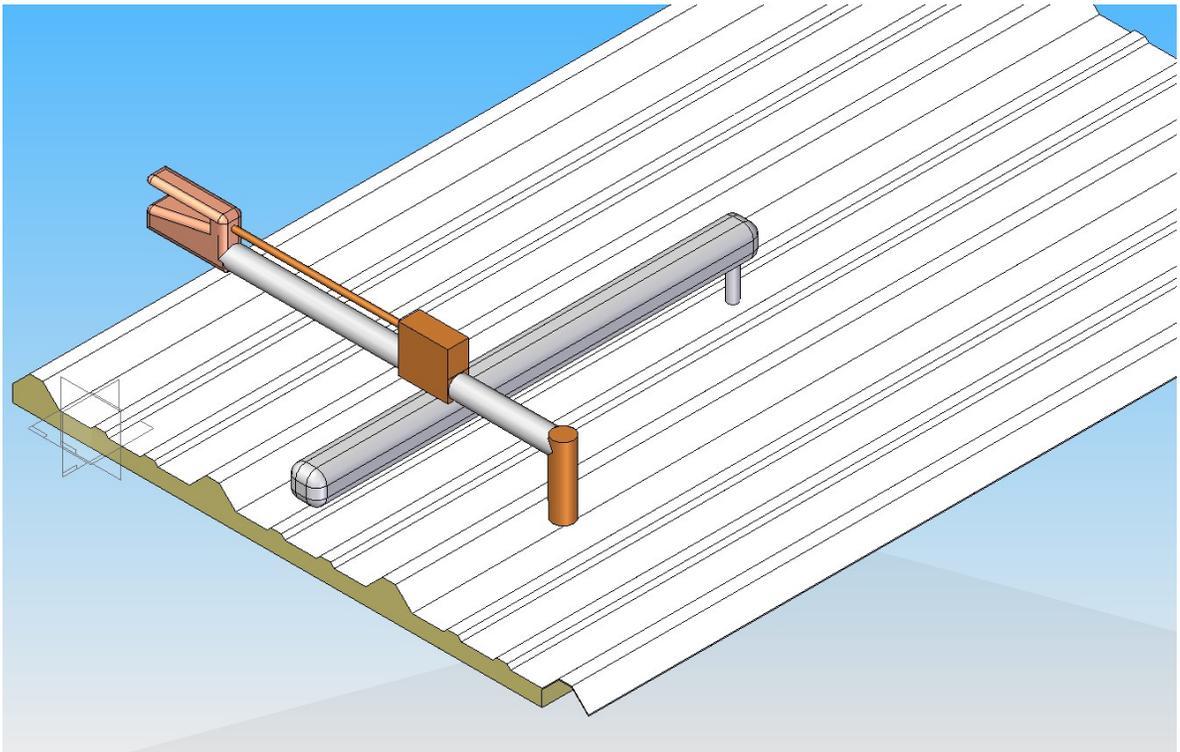
Fuente. Autores del Proyecto.

### 3.1.3 Alternativa de Diseño Número 3

En la tercera alternativa se plantea lo que en la industria actualmente se está utilizando para este proceso, se trata de una máquina de oxicorte, esta consta de elementos químicos para producir una llama de tal intensidad que es fácil realizar cortes sobre cualquier superficie metálica, se presenta sobre un acople muy parecido a la alternativa Número 1, el cual facilita el movimiento circular deseado a lo largo de la superficie, con esta alternativa se le trata de dar una rápida solución al problema pero se considera que no es la más factible ya que sigue presentando el problema de incineración de las fibras y materiales que contiene en el interior las tejas.

Con la máquina de oxicorte se puede establecer que el residuo de los materiales es considerablemente bajo, pero presenta muchas deficiencias en cuanto al material aislante con el cual cuenta la teja, ya que este se puede quemar con la aplicación del calor y también puede alterar el metal alrededor del corte.

Figura 14. Alternativa de Diseño Número 3.



**Fuente.** Autores del Proyecto.

### 3.2 EVALUACION DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Se realizará una tabla para poder escoger la mejor alternativa de las que se tienen sobre la mesa de trabajo, dando como parámetros principales los requerimientos del cliente, ya que desde ahí fue el punto de partida para el diseño inicial.

A continuación, se presenta la Tabla 11. Evaluación de las Alternativas de Diseño En la cual se toman de la matriz QFD de la sección 2.2 los requerimientos del cliente con sus respectivas ponderaciones, las cuales son utilizadas como punto de partida para la evaluación de cada alternativa, y con los requerimientos de diseño y del grupo de trabajo, se le da a cada objetivo una calificación cuantitativa la cual ayude a determinar según el mayor valor obtenido la alternativa viable en todos los aspectos mencionados. Por lo tanto, esta calificación debe ser la más consiente posible, al momento de seguir con el diseño no se pueden dejar de lado las demás alternativas ya que pueden servir, para determinar algunos otros componentes, funciones y materiales, que hagan que el resultado final sea el más completo posible.

Tabla 11. Evaluación de las Alternativas de Diseño.

	Características	Ponderación*	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
			Puntaje**	Valor	Puntaje	Valor	Puntaje	Valor
1	Liviana	0,083	4,5	0,3735	4,5	0,3735	2,5	0,2075
2	Fácil manipulación	0,138	4	0,552	4,3	0,5934	3,3	0,4554
3	Dimensiones	0,055	4,3	0,2365	4,5	0,2475	3,9	0,2145
4	Económica	0,138	4	0,552	4,1	0,5658	2,9	0,4002
5	Mantenibilidad	0,083	4	0,332	4,2	0,3486	3,8	0,3154
6	Función	0,166	4,3	0,7138	5	0,83	4	0,664
7	Seguridad	0,111	3,8	0,4218	4,2	0,4662	3,4	0,3774
8	Movimiento suave	0,138	3,5	0,483	4,4	0,6072	3,7	0,5106
9	Poco residuos	0,083	4,2	0,3486	3,8	0,3154	3,8	0,3154
	Total		4,0132		4,3476		3,4604	
	Ranking		2		1		3	

**Fuente.** Autores del Proyecto.

\* La Ponderación de la tabla es obtenida a partir de la matriz QFD, de la Tabla 5. Requerimientos del Cliente

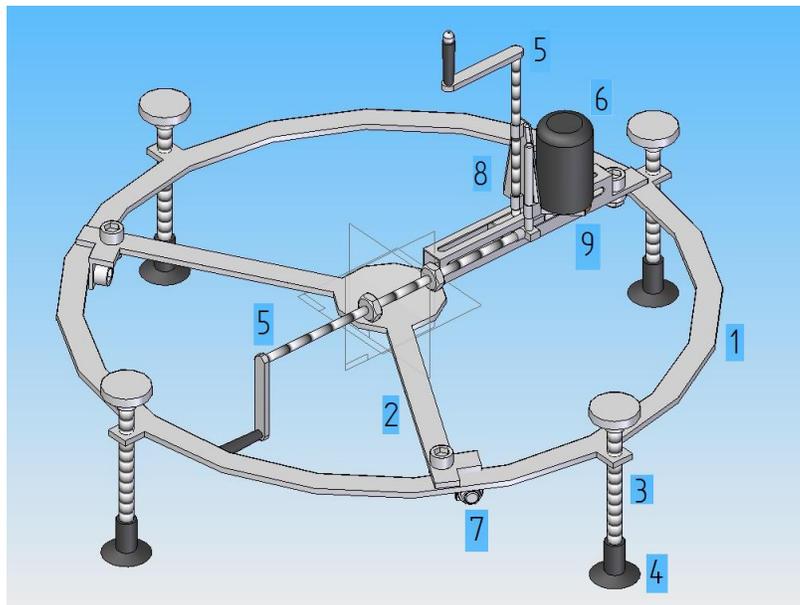
\*\* El puntaje que se le asigna a cada una de las alternativas es considerado por el grupo de trabajo, determinado en cada uno de los aspectos que son mencionados.

Después de realizar una evaluación de las alternativas presentadas, y teniendo en cuenta la definición del problema y los requerimientos proporcionados por el cliente, así como los requerimientos y restricciones a tener en cuenta para el diseño, se muestra por medio de la metodología expuesta y usada, que la alternativa de diseño más apropiada es la número dos, siendo esta la más conveniente para lograr el objetivo deseado. Hay que tener en cuenta que en un posterior análisis se podrían considerar componentes de las demás alternativas no escogidas para una satisfacción aun mejor con la ya preferida, observando que las demás opciones no están muy lejos de la meta que se quiere lograr.

### 3.3 ESPECIFICACIONES DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

En esta sección se mostrará el diseño conceptual de la alternativa seleccionada, dando así un despiece de la máquina por medio de los tres subsistemas que la componen y por lo tanto puede incluirse en la categoría de máquina de mediana complejidad, explicando la función y sub funciones de cada una de las piezas y partes que la conforman.

Figura 15. Alternativa Seleccionada



**Fuente.** Autores del Proyecto.

### 3.3.1 Listado de Partes

- 1- Estructura principal
- 2- Estructura secundaria
- 3- Tornillos de soporte
- 4- Chupas de sujeción
- 5- Tornillos para el movimiento de soporte del motor
- 6- Motor
- 7- Rodamientos
- 8- Soporte motor
- 9- Escariador

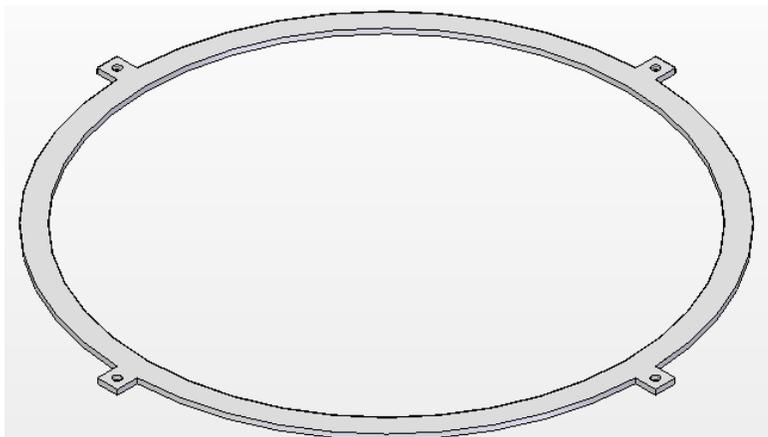
### 3.3.2 Subsistema Estructural

Este subsistema se diseña con el fin de soportar las cargas estáticas, pesos y contener las piezas.

#### 3.3.2.1 Estructura principal.

En el diseño del proyecto se tiene que la estructura principal es de tipo marco, la cual sirve de soporte para las demás piezas de la máquina, es de forma circular con cuatro salientes cada una con un orificio, en los cuales irán situados los elementos de sujeción a la teja (ventosas de sujeción). También cumple la función de servir de guía para el movimiento circular que va a realizar el corte, funcionando como apoyo para los rodamientos que se definirán más adelante.

Figura 16. Estructura Principal de la Máquina.

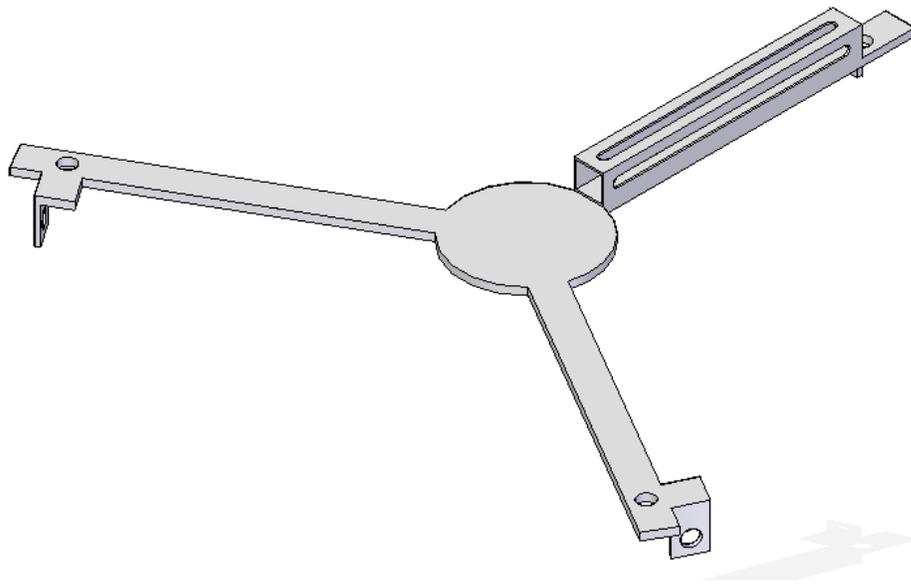


**Fuente.** Autores del Proyecto.

### 3.3.2.2 Estructura secundaria.

La estructura de esta máquina también se encuentra compuesta por una parte secundaria la cual se centra en la estructura principal, esta tiene forma de Y, con tres puntas, en cada una de ellas se ubican los dos rodamientos que se deslizan sobre la estructura principal, en uno de los vértices se ubica una guía para el soporte del motor.

Figura 17. Estructura Secundaria de la Máquina.

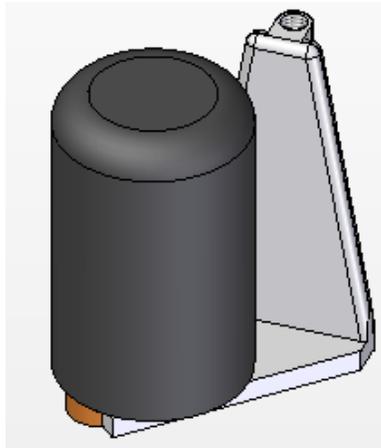


**Fuente.** Autores del Proyecto.

### 3.3.3 Transmisión de Potencia

En la máquina la transmisión de potencia se presenta por medio de un motor, el cual hace la función de tomar energía eléctrica y transformarla en movimiento circular y se transmite a la superficie de la teja a través de la herramienta corte que se calculará más adelante. El motor se sujeta por medio de un soporte que se ubica en la estructura secundaria sobre la guía que se encuentra soldada a este, permitiendo un movimiento controlado por parte del operario, dándole el diámetro y la profundidad a la cual se desea realizar el corte.

Figura 18. Motor



**Fuente.** Autores del Proyecto.

### 3.3.4 Consumo de Potencia

En la máquina seleccionada el consumo de energía se presenta en la herramienta de corte que se va a utilizar, en esta instancia del proyecto la herramienta está pensada como un escariador multifilo, las características principales de la herramienta se hacen indispensables en todos los ítem del procesos de corte, se habla de cuando la máquina funcione como un taladro perforando la superficie hasta el punto deseado en la teja termo acústica, y luego cuando el operario comience a darle a la máquina el movimiento circular manualmente, la herramienta de corte debe cumplir las exigencias previstas por el equipo de diseño, sin presentar problemas a lo largo de todo el corte, se necesita también que la herramienta de corte pueda ser de fácil recambio al momento que se observe en desgaste debido al uso de la misma.

Figura 19. Herramienta de corte



**Fuente.** <http://talleresroyo-ainzon.blogspot.com/2009/03/el-escariador.html>

## 4. DISEÑO DETALLADO

En esta etapa están estructurados cada una de las partes que componen la máquina de corte de tejas termoacústicas, basados en cálculos, catálogos existentes en el mercado con la finalidad de que el diseño sea óptimo y cumpla con las necesidades y exigencias de los clientes.

El trabajo de ingeniería que se realizó será analizado paso a paso y pieza por pieza esperando un excelente resultado y que sea ejecutado de tal manera, posibilitando realizar una fabricación de los elementos de la máquina en serie.

Así mismo, la eficiencia de la máquina está en la manera como se coloca sobre la superficie de la teja termo acústica para realizar el corte, por eso el operario debe mediante las patas de sujeción nivelarla horizontalmente, utilizar la guía del motor para ubicar la herramienta (escariador multifilo) en el punto inicial calculando el diámetro, al encender el motor el operario debe verificar su buen funcionamiento y con la guía vertical del motor logra perforar la superficie, seguido de esto la herramienta soporta la fuerza debido al movimiento a lo largo del perímetro de corte, aquí los rodamientos cumplen su principal función permitir que el desplazamiento sea suave y eficiente para que el operario no tenga que realizar mayor esfuerzo.

Determinado lo anterior, se procede a realizar los cálculos necesarios para determinar qué elementos de los catálogos industriales que se encuentran en la actualidad, son los óptimos para realizar estas actividades dentro de la máquina de corte.

### 4.1 CÁLCULOS DE LA MÁQUINA

Para llevar a cabo los cálculos de análisis de los elementos de la máquina, es necesario como primera medida fijar un factor de seguridad  $N$ , como punto de partida para cada uno de los elementos. Se tendrá en cuenta, para el trabajo inicial se realizará un agujero con el mismo diámetro de la herramienta de corte, con fin de eliminar las cargas que esta acción pueda generar en la máquina. Se escogerá mediante catalogo y según algunos parámetros establecidos la

herramienta de corte y el motor. Luego el análisis esfuerzo estático, se llevará a cabo mediante las fuerzas generadas por el avance de la herramienta, esto genera a su vez un momento flector determinado por la distancia desde la herramienta hasta el punto de análisis, y el peso de los elementos que se encuentran ubicados en uno de los vértices del trípode. En el software Ansys Workbench se introducirán todos los parámetros iniciales teniendo en cuenta una malla fina, con las cargas y los soportes que se establecerán, para analizar entre otros los esfuerzos de Von Misses y factores de seguridad que se obtengan.

#### 4.1.1 Factor de Seguridad

Se puede pensar en el factor de seguridad como una medida de la incertidumbre en el análisis de modelos analíticos, en teorías de fallas y en datos de las propiedades de los materiales manejados, y deberá ser aplicado conforme a ello. En ausencia de cualquier código de diseño que especifique un valor de N (Factor de Seguridad) para casos en particular, la elección de un factor de seguridad implica un juicio de ingeniería. Un procedimiento razonable es determinar cuáles son las cargas más elevadas esperadas en servicio (incluyendo posibles sobrecargas) y las resistencias mínimas esperadas del material, para así basar los factores de seguridad en tal información. El factor de seguridad se convierte entonces en una medida razonable de la incertidumbre.<sup>20</sup>

Es posible definir algunas guías de acción para la elección de un factor de seguridad en el diseño de máquinas, con base en la calidad y lo apropiado de los datos y propiedades de los materiales disponibles, en las condiciones de entorno esperadas en comparación con las existentes al obtenerse los datos de pruebas de los materiales y en la precisión de los modelos de análisis, de cargas y esfuerzos aplicados para los estudios. En la tabla 12, se muestra un conjunto de factores para materiales dúctiles que se pueden escoger en cada una de las categorías listadas con base en el conocimiento o juicio del diseñador sobre la calidad de la información utilizada. A continuación con la ecuación 1 se escoge el factor general de seguridad para materiales dúctiles, como el mayor de los tres factores seleccionados. Dada la incertidumbre aplicada, por lo general un factor de seguridad no deberá ser seleccionado con más de un punto decimal de precisión.<sup>21</sup>

---

<sup>20</sup> 1.7 FACTORES DE SEGURIDAD Y CODIGOS DE DISEÑO capitulo 1 INTRODUCCION AL DISEÑO, DISEÑO DE MÁQUINAS ROBERT L. NORTON

<sup>21</sup> Selección del factor de seguridad capitulo 1 INTRODUCCION AL DISEÑO, DISEÑO DE MÁQUINAS ROBERT L. NORTON

Ecuación 1. Factores de seguridad para materiales dúctiles.

$$N_{dúctil} = MAX(F1, F2, F3)$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

Los valores de los factores F1, F2 y F3 son tomados de la siguiente tabla determinados según la información disponible y la calidad de esta.

Tabla 12. Factores utilizados para determinar un factor de seguridad para materiales dúctiles

Información	Calidad de la información	Factor
Datos del material disponibles de pruebas	El material realmente fue probado	<b>F1</b> 1,3
	Datos representativos del material disponible a partir de pruebas	2
	Datos suficientemente representativos del material disponible a partir de pruebas	3
	Datos poco representativos del material disponible a partir de pruebas	5+
Condiciones del entorno en el cual se utilizará	Idénticas a las condiciones de pruebas del material	<b>F2</b> 1,3
	Esencialmente en un entorno de ambiente e habitación	2
	Entorno moderadamente agresivo	3
	Entorno extremadamente agresivo	5+
Modelos analíticos para carga y esfuerzos	Los modelos han sido comprobados contra experimentos	<b>F3</b> 1,3
	Los modelos representan al sistema con precisión	2
	Los modelos representan al sistema aproximadamente	3
	Los modelos son una burda aproximación	5+

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

Tomando de la tabla anterior los siguiente factores, F1 igual a 3 que corresponde a datos suficientemente representativos del material disponible a partir de pruebas. F2 correspondiente a condiciones del entorno en el cual se utilizará, se tomó en cuenta un factor de 2 esencialmente en un entorno de ambiente e habitación y para F3 modelos analíticos para cargas y esfuerzos, el más adecuado sería los modelos representan al sistema aproximadamente teniendo un factor de 3.

Por lo tanto tomando la ecuación 1 y aplicando los factores antes mencionados se obtiene:

$$Ndúctil = MAX(3,2,3)$$

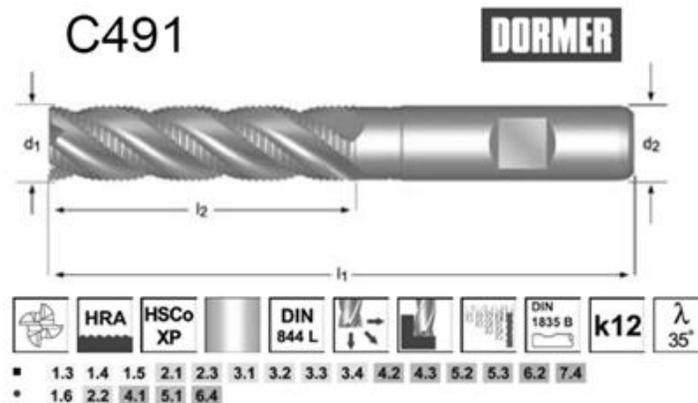
$$Ndúctil = 3$$

Este es un factor de seguridad alto, pero teniendo en cuenta la incertidumbre que se presenta con las cargas y los esfuerzos que soporta el material se toma de una manera adecuada.

#### 4.1.2 Selección de la Herramienta de Corte

Se comenzará definiendo la herramienta de corte, esta se trata de un escariador multifilo que se acople al motor para transferir así el torque, el cual pueda cumplir la función de introducirse en la superficie y luego desplazarse a través de esta realizando el corte en las láminas y en el material aislante de la teja. El largo y diámetro de la herramienta serian un aspecto a tener en cuenta en el proceso de selección, debido a que se requiere una longitud adecuada para que el corte se realice en menos pasadas sobre la superficie. Y el diámetro de la herramienta que es mostrado en la Figura 22, Diámetro de Corte de la Fresa como eje fundamental para el cálculo del arranque de viruta, debido a cuan mayor sea esta distancia más alto es el valor a calcular de la cantidad máxima de viruta admisible, el catálogo completo se puede encontrar en el Anexo A.

Figura 20. Fresa de Desbaste Dormer.



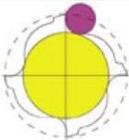
Fuente. Catálogo DORMER

Tabla 13. Dimensiones de la Fresa de Desbaste Dormer.

d1 mm	d2 mm	l2 mm	l1 mm	z	e-code
6.00	6	24	68	3	c4916.0
8.00	10	38	88	3	c4918.0
10.00	10	45	95	4	c49110.0
12.00	12	53	110	4	c49112.0
14.00	12	53	110	4	c49114.0
16.00	16	63	123	4	c49116.0
18.00	16	63	123	4	c49118.0
20.00	20	75	141	4	c49120.0
22.00	20	75	141	4	c49122.0
25.00	25	90	166	6	c49125.0
30.00	25	90	166	6	c49130.0

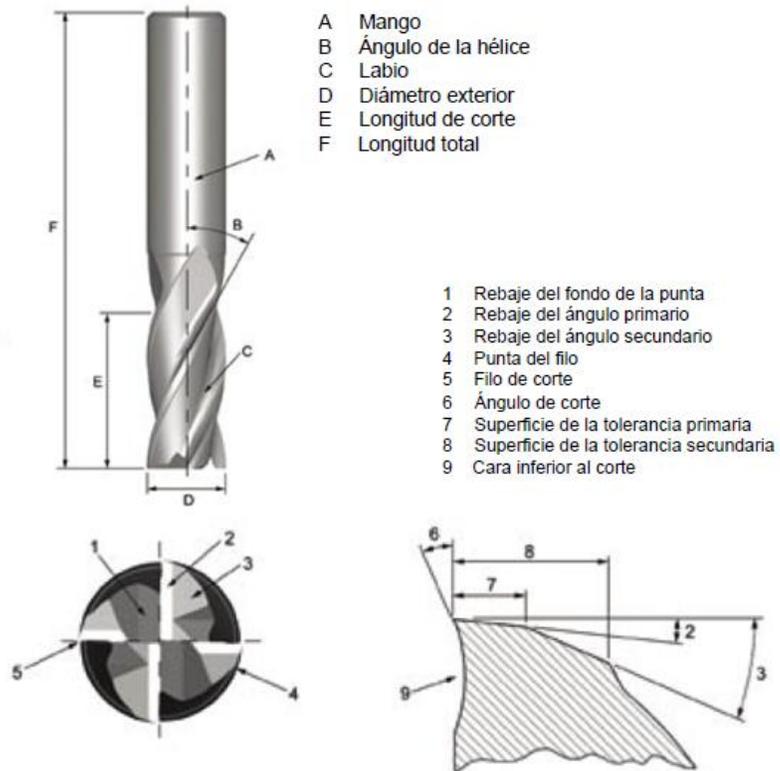
Fuente. Catálogo DORMER

Tabla 14. Especificaciones Fresa de Desbaste Dormer.

Corte al Centro		Permite operaciones de taladro y penetración axial. En caso que el número de labios sea par, hay dos filos de corte que alcanzan centro (ej. 2-4-6). En caso de que el número de labios sea impar, hay un solo filo de corte que alcanza el centro (ej. 3-5 labios).
Rompe virutas de perfil asimétrico		Rompe virutas de perfil fino redondeado asimétrico. El perfil asimétrico reduce las vibraciones y alarga la vida de la herramienta.
Direcciones		Este tipo de fresa soportan fuerzas en las tres direcciones. Que pueden ser en un ranurado, un fresado por penetración y un fresado en rampa.
Labios (4 labios)		Rigidez muy alta. Área de la sección muy grande-pequeño espacio para la viruta. Ofrecen el mejor acabado superficial. Recomendadas para contornear, fresado frontal y regatas poco profundas.

Fuente. Catálogo DORMER

Figura 21. Nomenclatura Fresa de Desbaste Dormer.

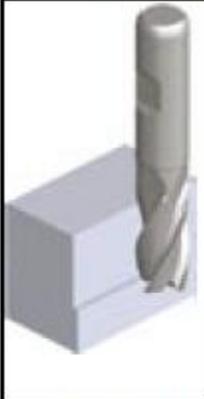
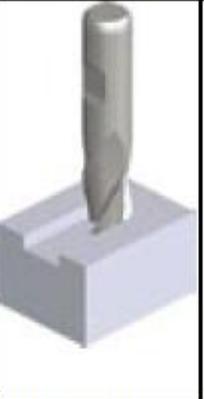
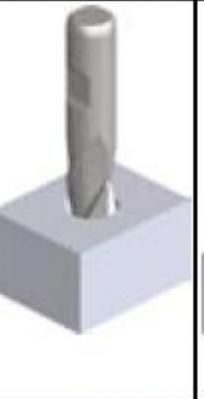


**Fuente.** Catálogo DORMER

La MRR (Velocidad de la eliminación del material) y las aplicaciones para la herramienta están estrechamente relacionadas. Por cada aplicación diferente, se tiene un valor distinto de MRR que aumenta con el aumento del área de contacto entre la herramienta y la pieza de trabajo. En el catálogo Dormer se muestran las distintas aplicaciones en distintos iconos.<sup>22</sup>

<sup>22</sup> Fresado - Aplicaciones, Catálogo DORMER

Tabla 15. Aplicaciones Fresa de Desbaste Dormer.

Contorneado	Fresado Frontal	Ranurado	Fresado por penetración	Fresado en rampa
				
La profundidad radial de corte debe ser inferior a $0,25 \times$ diámetro de la fresa frontal.	La profundidad radial de corte debe ser inferior a $0,9 \times$ diámetro, la profundidad axial de corte debe ser inferior a $0,1 \times$ diámetro de las fresa frontal.	Para mecanizar ranuras para chavetas. La profundidad radial de corte ha de ser igual que el diámetro de la fresa frontal.	Es posible realizar un taladro en la pieza de trabajo solamente con las fresas frontales que tienen corte al centro, en estas aplicaciones el avance tiene que ser reducido	Tanto la profundidad radial como la axial se realizan simultáneamente en la pieza de trabajo.

Fuente. Catálogo DORMER

Se establecieron dos características principales para determinar la selección de la herramienta de corte por las funciones que cumple la máquina, el diámetro y longitud de corte. El diámetro a escoger incidirá directamente en el trabajo, tanto en la cantidad de viruta como en el diámetro final de corte. La longitud de corte es esencial, ya que con esta se determinan el número de pasadas o giros necesarios para lograr el corte.

Se seleccionó la fresa de desbaste mejorada con perfil asimétrico tipo HRA C491 de DORMER del Anexo A, catálogo Dormer, por lo que es una fresa que posee una longitud de corte larga y se hace ideal para el trabajo de la máquina, esta logra el corte final en menos pasadas. Se escogió una fresa de desbaste de 10 mm de diámetro de corte y zanco, presenta una longitud de corte de 45 mm y una longitud total de 95 mm, el número de labios es de 4.

Debido al diámetro de la fresa que se utilizará, el diseñador encargado de ordenar el corte a la teja debe ajustar el diámetro que desea obtener por la tolerancia de la herramienta.

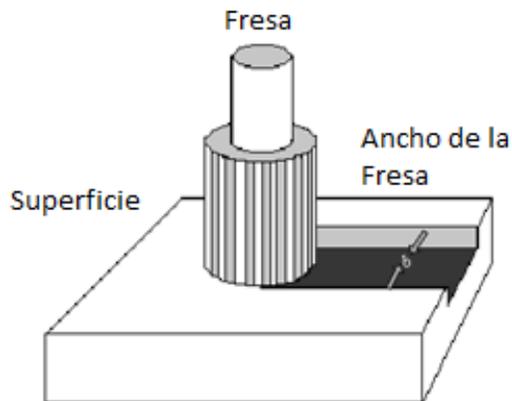
#### 4.1.3 Cálculos Para el Arranque de Viruta y Potencia Nominal

Cuanto mayor es la potencia de una fresadora mayor es la cantidad de viruta que se puede arrancar con ella por unidad de tiempo. Si se quiere aprovechar al máximo mediante un proceso de fresado la potencia de la máquina, deberá tomarse esa como base para el cálculo de la velocidad de avance.<sup>23</sup>

La potencia nominal necesaria de la máquina se calcula mediante el avance de corte y el arranque de viruta admisible de la herramienta en la superficie a tratar. Por lo tanto los cálculos de este paso son los siguientes:

De la tabla 16, Velocidad y Avance de Corte de la Herramienta en Diferentes Materiales se obtiene el valor de  $S'$  que es el valor de avance en mm/min de un acero sin alear hasta  $65 \text{ kg/mm}^2$ , sometido a un fresado frontal de diámetro hasta  $b=70\text{mm}$  para desbaste con un valor  $a$  de 5 mm, por lo tanto el valor obtenido sería de  $S'=100 \text{ mm/min}$ .

Figura 22. Diámetro de Corte de la Fresa



Fuente. [http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2\\_VII.html](http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2_VII.html)

<sup>23</sup> Ajuste de la velocidad de avance la de la fresa. Herramientas Máquinas Trabajo de Bartsch.

Tabla 16. Velocidad y Avance de Corte de la Herramienta en Diferentes Materiales

Material de trabajo	Fresa cilíndrica b=100 mm		Fresa frontal b=70 mm		Fresa de disco b= 20 mm		Fresa de vástago b=25 mm		Platos de cuchillas b=180 mm		Sierras b= 2.5 mm	
	desbaste	afinado	desbaste	afinado	desbaste	afinado	desbaste	afinado	desbaste	afinado	desbaste	
Acabado Profundidad	a=5	a=0.5	a=5	a=0.5	a=5	a=0.5	a=5	a=0.5	a=5	a=0.5	a=10	
Acero sin alea hasta 65 kg/mm <sup>2</sup>	vc S'	17 100	22 60	17 100	22 70	18 100	22 40	17 50	22 120	20 20	30 50	45 50
Acero aleado hasta 75 kg/mm <sup>2</sup>	vc S'	14 80	18 50	14 90	18 55	14 80	18 30	15 40	19 100	16 65	23 40	35 40
Acero aleado hasta 100 kg/mm <sup>2</sup>	vc S'	10 50	14 36	10 55	14 42	12 50	14 25	13 20	17 65	14 36	18 30	25 30
Fundición gris	vc S'	12 120	18 60	12 140	18 70	14 120	18 40	15 60	19 120	16 100	24 90	35 50
Latón	vc S'	35 70	35 50	36 190	55 150	36 150	55 75	35 80	55 120	50 200	60 120	350 200
Metales ligeros	vc S'	200 200	250 100	200 250	250 110	200 200	250 100	160 90	180 120	250 250	300 90	320 180

Fuente. [http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2\\_VII.html](http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2_VII.html)

a= 5 mm equivale a desbastado

a = 0.5 mm equivale a afinado

b = ancho de la fresa en mm

vc = Velocidad de corte en m/min

S'= Velocidad de avance en mm/min

De la ecuación 2, cantidad máxima de viruta admisible en  $\text{cm}^3/\text{min}$  se obtiene el valor de V.

Ecuación 2. V Cantidad Máxima de Viruta Admisible

$$V = \frac{(a * b * S')}{1000 \text{ mm}^3/\text{cm}^3}$$

Fuente. [http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2\\_VII.html](http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2_VII.html)

$$V = \frac{(5 \text{ mm} * 10 \text{ mm} * 100 \text{ mm}/\text{min})}{1000 \text{ mm}^3/\text{cm}^3}$$

$$V = 5 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Luego de la ecuación 3, se despeja el valor de N que es la potencia de la máquina en kW, potencia nominal que se requiere del motor, donde V' es la viruta admisible en una fresadora.

Ecuación 3. N potencia de la máquina en kW

$$V = V' * N$$

Fuente. [http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2\\_VII.html](http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2_VII.html)

$$N = \frac{V}{V'}$$

Tabla 17. Viruta Admisible en una Fresadora ( $\text{cm}^3/\text{kW} * \text{min}$ )

Tipo de fresa	Acero 35-60 $\text{kg}/\text{mm}^2$	Acero 60-80 $\text{kg}/\text{mm}^2$	Acero >80 $\text{kg}/\text{mm}^2$	Fundición gris	Latón y bronce rojo	Metales ligeros
Fresa cilíndrica	12	10	8	22	30	60
Fresa frontal	15	12	10	28	40	75

Fuente. [http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2\\_VII.html](http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2_VII.html)

El valor de V' se obtiene de la tabla 17, Viruta Admisible en una Fresadora para un tipo de fresa frontal y acero hasta  $60 \text{ kg}/\text{mm}^2$  por lo tanto  $V' = 15 \text{ cm}^3/\text{kW} * \text{min}$ .

$$N = \frac{5 \text{ cm}^3/\text{min}}{15 \frac{\text{cm}^3}{\text{kW}} * \text{min}}$$

$$N = 0.333 \text{ kW}$$

De la ecuación 4, Velocidad de Corte se despeja el valor de n, Vc= velocidad de corte en  $\text{m}/\text{min}$ , d= diámetro de la pieza en mm, n = revoluciones por minuto.

#### Ecuación 4. Velocidad de Corte

$$V_c = \frac{\pi * d * n}{1000}$$

**Fuente.** [http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2\\_VII.html](http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/Temario2_VII.html)

$$n = \frac{V_c * 1000}{\pi * d}$$

$$n = \frac{(17 \text{ m/min} * 1000)}{3.14159 * 10\text{mm}}$$

$$n = 541.13 \text{ rpm}$$

El resultado que se obtuvo al despejar N de la ecuación 3, es la potencia en kW del motor es el valor requerido y la característica principal para obtenerlo según catálogo, junto con n 541,13 revoluciones por minuto calculado en la ecuación 4.

#### 4.1.4 Selección del Motor

Con el valor N que es la potencia nominal de máquina se busca en catálogos de motores comerciales, para obtener un motor que cumpla con las características necesarias de arranque de viruta admisible y velocidad de avance calculados anteriormente.

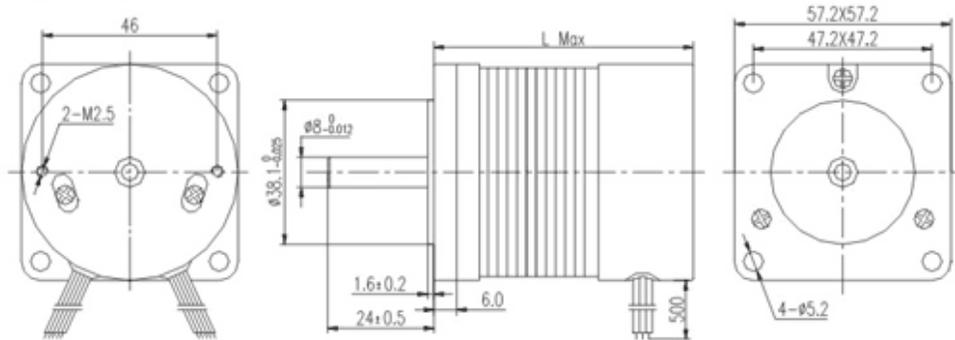
En el Anexo B, catálogo HNMotor, se encuentran las especificaciones del motor de referencia ZW63125DS Type Brushless DC motor que cuenta con una potencia nominal de 393.33 W, velocidad nominal de 3950 rpm. El largo del motor seleccionado es de 116 mm y un peso de 1.25 kg.

Figura 23. Motor Brushless HNMotor.



**Fuente.** Motor Brushless HNMotor <http://www.hnmotor.com/main/productlist.aspx>

Figura 24. Dimensiones ZW63125DS Type Brushless DC motor.



Fuente. Catálogo HNMotor.

#### 4.1.5 Fuerzas Ejercida por la Herramienta de Corte al Avanzar

La fuerza de corte es un parámetro a tener en cuenta para evitar roturas y deformaciones en la herramienta y en la pieza, para poder calcular la potencia necesaria para efectuar un determinado mecanizado. Este parámetro está en función del avance de fresado, de la velocidad de corte, de la maquinabilidad del material, de la dureza del material, de las características de la herramienta y del espesor medio de la viruta. Todos estos factores se engloban en un coeficiente denominado fuerza específica de corte ( $k_c$ ), que se expresa en  $N/mm^2$ .<sup>24</sup>

Ecuación 5. Potencia de Corte kW

$$P_c = \frac{ap * ae * vf * kc}{60 * 102 * 9.81}$$

Fuente. Catalogo DORMER

De la ecuación 5, Potencia de Corte kW donde  $P_c$  es la potencia de corte de la máquina en kiloWatts,  $ap$  es la profundidad axial de la herramienta en mm,  $ae$  es la profundidad radial en mm,  $vf$  es la tasa de avance de la herramienta, y  $kc$  es la fuerza específica de corte. De ahí despejamos el valor  $kc$  y obtenemos la ecuación 6.

Ecuación 6. Fuerza Especifica de Corte

$$kc = \frac{60 * 102 * 9.81 * P_c}{ap * ae * vf}$$

Fuente. Catalogo DORMER

De la ecuación 7, Tasa de Avance  $V_f$  donde  $f_z$  es el avance por diente de la fresa y  $z$  es el número de dientes de la herramienta.

<sup>24</sup> Fuerza específica de corte Sandvik Coromant (2006), Guía Técnica de Mecanizado, AB Sandvik Coromant 2005.

Ecuación 7. Tasa de Avance Vf.

$$Vf = n * fz * z$$

**Fuente.** Catalogo DORMER

$$Vf = 541.31rpm * \frac{0.032mm}{diente} * \frac{4dientes}{rev}$$

$$Vf = 69.28mm/min$$

Teniendo en cuenta que el material a trabajar es un acero al carbón en la Tabla 1 de Anexo A, Fuerza de Corte Fresa de Desbaste Dormer C491 se tomarían los datos de 1.3 que corresponden al acero al carbono, y en la Tabla 2 del mismo Anexo, Complementaria para los Grupos de Materiales se escogería el valor también para 1.3 que corresponde a 34 H, y la H se confronta con el diámetro de la herramienta en la Tabla 3 del Anexo A, Valor fz Fresa de Desbaste Dormer C491, para obtener el valor de fz y la profundidad radial en mm.

Los datos obtenidos serian, para un diámetro de 10mm y H de la Tabla 3 del Anexo A, el valor fz es de 0,032 y una profundidad radial de 0,8\*D que es igual a 8mm, pero sabiendo que la lámina de acero en la teja es de 1mm se utilizará este valor con ae profundidad axial en la ecuación 6.

$$kc = \frac{60 * 102 * 9.81 * 0.393kW}{1mm * 10mm * 69.287mm/min}$$

$$kc = 34.081N/mm^2$$

Para obtener el valor real de la fuerza a la cual se encuentra sometida la herramienta en el área de contacto con el acero de Teja Termoacústica se utilizará la ecuación 8, Área Lateral de la Herramienta.

Ecuación 8. Área Lateral de la Herramienta.

$$Alateral = 2 * \pi * r * h$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

Se utilizará la mitad del Área lateral ya que es esta la que se encuentra en contacto de corte con la lámina de acero en la teja a cortar. Por lo tanto el resultado sería.

$$Alateral = \pi * 5mm * 1mm$$

$$Alateral = 15.708mm^2$$

En la ecuación 9, Fuerza de Corte Real, se multiplicará el valor de kc y el área lateral obteniendo:

#### Ecuación 9. Fuerza de Corte

$$F_c = k_c * A_{lateral}$$

**Fuente.** Catalogo DORMER

$$F_c = 34.081 N/mm^2 * 15.708 mm^2$$

$$F_c = 535.35 N$$

Este valor de  $F_c$  corresponde a la fuerza necesaria para lograr el avance de la herramienta de corte. Luego el momento de flexión ejercido por  $F_c$  obtenida en la ecuación 9 con un valor de 535,35 N, se calculará en la ecuación 10, teniendo en cuenta la distancia desde la herramienta de corte hasta el punto de análisis que es igual a  $d$  15 mm

#### Ecuación 10. Momento Flector Nm

$$M_{fc} = F_c * d$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

$$M_{fc} = 535,35 N * 0,015 m$$

$$M_{fc} = 8,03 Nm$$

#### 4.1.6 Peso del Subconjunto del Motor

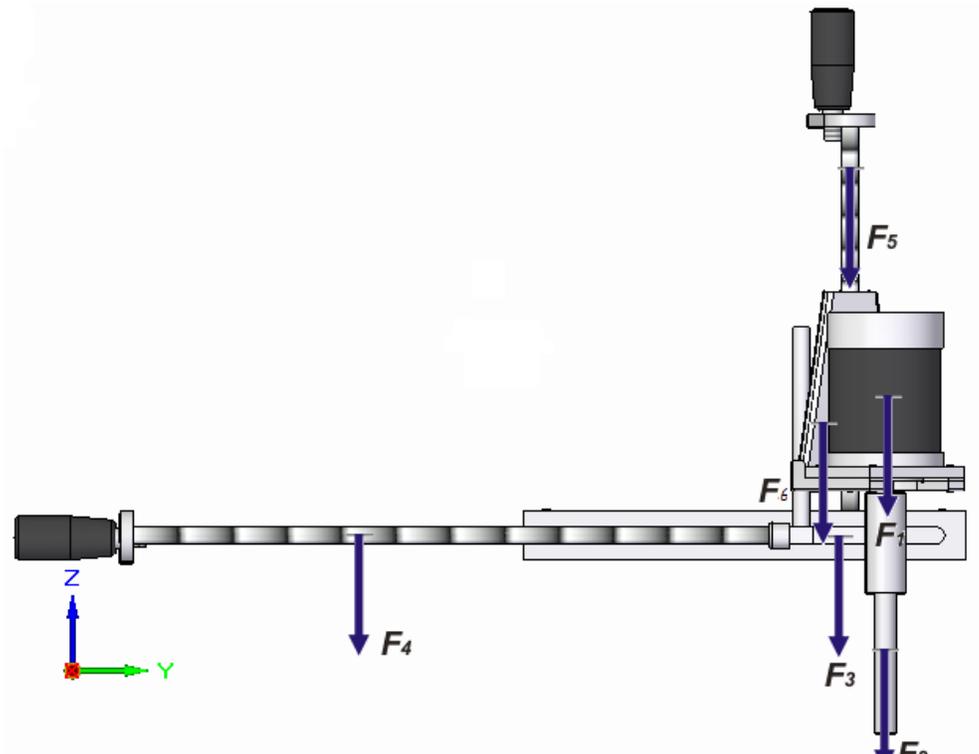
El peso de subconjunto que se encuentra situado sobre uno de los vértices del trípode, es necesario para los análisis de esfuerzo de toda la pieza. Este peso se encuentra determinado por cada pieza que lo componen y que ejercen una fuerza hacia abajo ayudado también por la constante de la gravedad dando así un valor en Newton.

Tabla 18. Peso del Subconjunto del Motor

Elementos	Volumen (mm <sup>3</sup> )	Volumen (cm <sup>3</sup> )	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	Masa (g)	Masa (kg)
1. Motor	-----	-----	-----	1500	1,5
2. Herramienta	7461,28	7,46	7,87	58,72	0,05
3. Guía	32666,42	32,66	7,87	257,08	0,25
4. Tornillo de guía horizontal	50799,55	50,79	7,87	399,79	0,39
5. Tornillo de guía vertical	30787,60	30,78	7,87	242,29	0,24
6. Soporte	39908,37	39,91	7,87	313	0,313
<b>Total</b>					<b>2,74</b>

**Fuente.** Autores del proyecto.

Figura 25. D.C.L. Peso del Subconjunto del Motor



**Fuente.** Autores del proyecto.

Por lo tanto la fuerza del peso se calcula en la ecuación 11.

Ecuación 11. Fuerza del Peso

$$F_p = \text{Masa total (kg)} * \text{Gravedad} \left( \frac{m}{\text{seg}^2} \right)$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

$$F_p = 2.74 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{\text{seg}^2}$$

$$F_p = 26.94 \text{ N}$$

#### 4.1.7 Diámetros Mínimos y Máximos

Se trata de establecer mediante estándares de diseño de algunos accesorios que pueden ser instalados en los agujeros de las tejas, en que diámetros mínimos y máximos debe tener la máquina para realizar los cortes esto con el fin de darle mayor funcionalidad con respecto a la versatilidad de corte por parte de la máquina. Los encargados de montajes industriales que serían muchos en

Colombia verían útil la máquina a diseñar si esta cumple con un gran rango de diámetros, los cuales el operario puede graduar antes de hacer el corte.

Radio 70-260 mm Diámetro 140-520 mm

Tabla 19. Diámetros Mínimos y Máximos

ACCESORIO	UTILIDAD	DIAMETRO
Claraboya	Abertura practicada en una cubierta, que está acristalada y permite la entrada de luz.	0.40 mts- 400mm <sup>25</sup> 0.50 mts- 500mm
Chimenea Industrial	Con el nombre de chimenea se designa cualquier clase de tubo o hueco destinado a conducir los gases de la combustión hacia arriba, dándoles salida al exterior por encima de cubiertas y tejados.	80 - 300 mm <sup>26</sup>
Tuberías	Es un conducto que cumple la función de transportar agua u otros fluidos. Se construyen en diversos materiales en función de consideraciones técnicas y económicas. Suele usarse el Poliéster Reforzado con fibra de vidrio (PRFV), hierro, fundido, acero, latón, cobre, plomo, hormigón, polipropileno, PVC, polietileno de alta densidad (PEAD), etcétera.	PIPE <sup>27</sup> Hay desde 1/8" hasta 36". La máquina es útil desde 6" hasta 20"  Tubería para la conducción de gas hay desde 1/4" hasta 6". La máquina es útil a 6"

**Fuente.** Autores del proyecto.

#### 4.1.8 Análisis Estructural de la Máquina

Este análisis estructural se realiza con el programa Ansys Workbench el cual facilita soporte a la ingeniería a través de software de simulación para predecir cómo funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real. En el caso del diseño de la cortadora de Tejas Termoacústicas, este análisis va enfocado hacia las dos piezas estructurales de la máquina, el trípode debido a que contiene las fuerzas principales y el mayor número de elementos de la máquina, luego se encuentra el aro exterior el cual se podría llamar marco de la máquina, ya que agrupa y mantiene fijas las demás piezas y elementos.

El material que se utilizará en la mayoría de elementos de la máquina es el acero SAE-1020, con un espesor de 6,35 mm o 1/4 de pulgada, esto fue determinado por el equipo de trabajo gracias a las propiedades mecánicas que posee y al bajo costo. Con el análisis de esfuerzo estático se evaluará su desempeño en la máquina, según los resultados obtenidos se determinará su viabilidad. Se encuentran especificadas las características del acero al carbono SAE-1020 en el

<sup>25</sup> Obtenido de los fabricantes de Claraboyas Luz SRL <http://www.claraboyas-luz.com.ar/productos.htm>

<sup>26</sup> Obtenido de los fabricantes de chimeneas BOFILL <http://www.ffbofill.com/cas/productos.htm>

<sup>27</sup> Obtenido de los fabricantes de tuberías Agofer <http://www.agofer.com.co/productos/catálogo/tuberias>

Anexo G, Especificaciones Acero Estructural, y en la tabla 20, Especificaciones Mecánicas del Acero Estructural se encuentran los valores a comparar con los resultados de las gráficas.

Tabla 20. Especificaciones Mecánicas del Acero Estructural

Propiedad	Valor
Modulo de Young	$2,0 * 10^{11} Pa$
Densidad	$7850 kg/m^3$
Resistencia a la Tracción	$2,5 * 10^8 Pa$
Resistencia Ultima a la Tracción	$4,6 * 10^8 Pa$

Fuente. Ansys

#### 4.1.8.1 Análisis del trípode

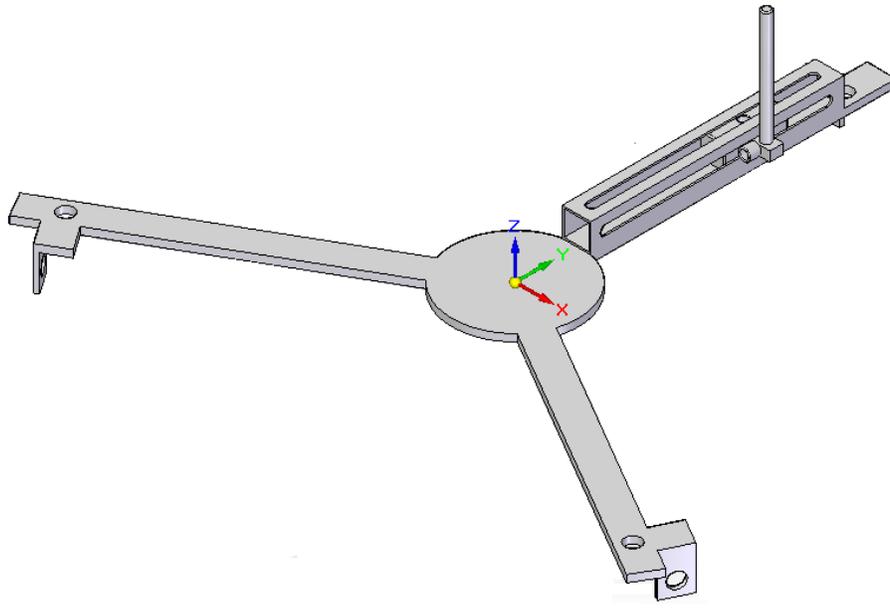
El trípode es una piezas de acero estructural SAE-1020, que se toma de una lámina de 6,35 mm o 1/4 de pulgada de espesor, primero que todo se realiza un corte con una máquina de oxiacetileno realizando los tres vértices ubicados a 120 grados de espaciamiento, cada uno de estos lados posee un ancho de 25 mm y 265 mm de largo. Se realiza una circunferencia central de 55 mm donde convergen estos vértices. El largo de cada lado está determinado para cumplir con los diámetros mínimos y máximos para realizar los cortes, a cada uno de los vértices se deben soldar a tope las pestañas dobladas donde se ubicaran los ejes de los rodamientos, estas pestañas poseen una geometría 35x25 mm y el dobléz vertical de 37,7 mm. En uno de los vértices del trípode se suelda la guía del motor.

Los apoyos de este elemento se encuentran ubicados en cada una de las pestañas dobladas soldadas al trípode, en los agujeros de 10 mm de diámetro donde van los ejes de los rodamientos. El análisis se prefiere realizarlo con una pieza adicional, la guía del motor debido a que ahí es donde las cargas inciden directamente y de forma indirecta sobre un lado del trípode. El peso debido al subconjunto del motor se ejerce sobre la guía en la parte superior hacia abajo, en donde va el tornillo de guía vertical con un valor de 26,94 N hallado en la ecuación 11. También se tiene en cuenta la fuerza que se presenta cuando la herramienta de corte avanza sobre la superficie, esta se ubica en la guía del motor con dirección (x) de 535,35 N obtenido de la sección 4.1.5, y gracias a esta carga se genera un momento flector en el plano (x, z) que es determinada por la distancia desde la herramienta de corte hasta el punto de análisis y tiene un valor de 8,03 N\*m.

El motor se ubica en diferentes longitudes para lograr así los diámetros requeridos para el corte de la sección 4.1.7, teniendo en cuenta el radio mínimo y el máximo se colocan en los dos extremos para analizar que no fallen. Para este análisis se tiene en cuenta las piezas soldadas como una sola con el trípode debido a que no

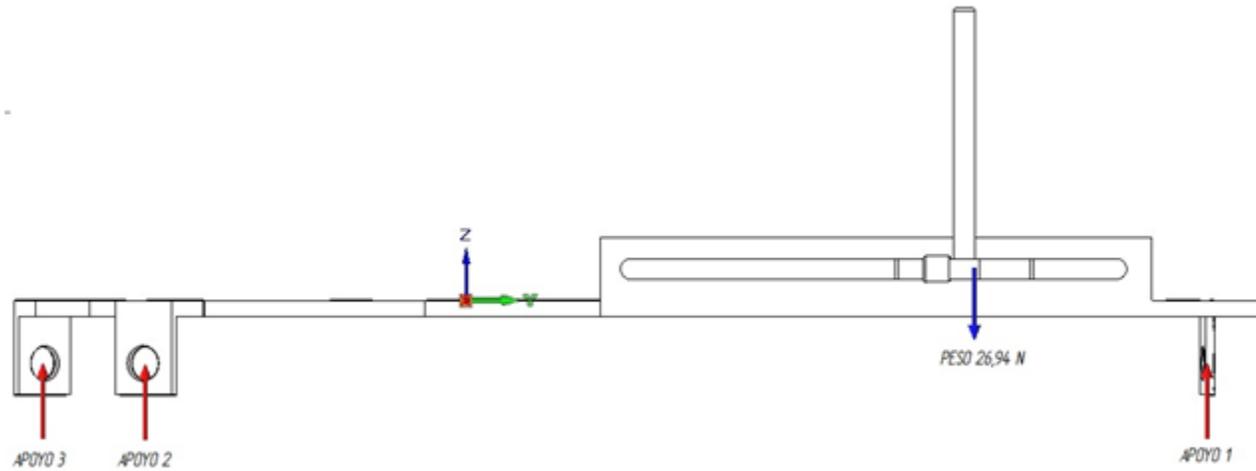
debería fallar por la soldadura, y se encontrará justificado más adelante con los cálculos correspondientes a cada una de las piezas unidas.

Figura 26. Trípode



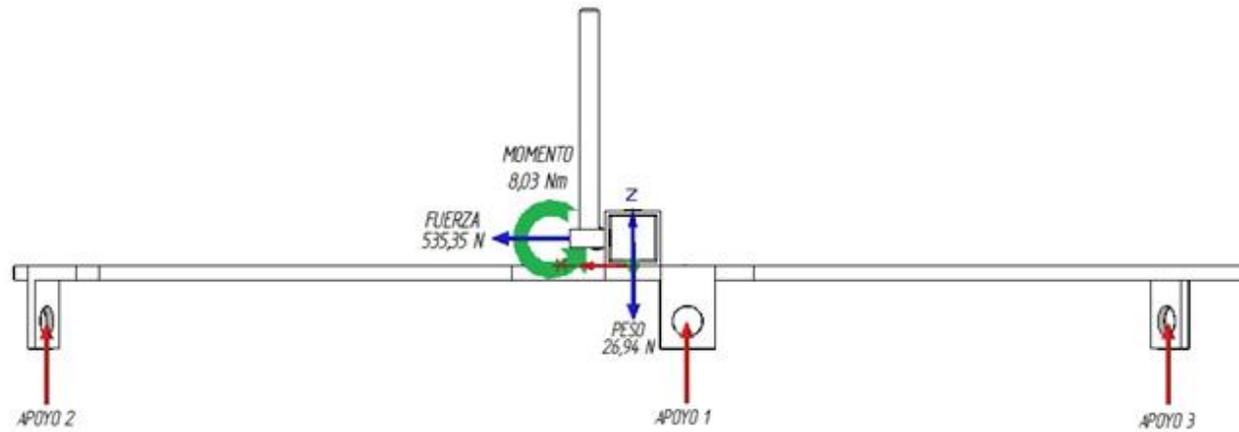
**Fuente.** Autores del proyecto.

Figura 27. Diagrama de Cuerpo Libre del Trípode Plano Y-Z



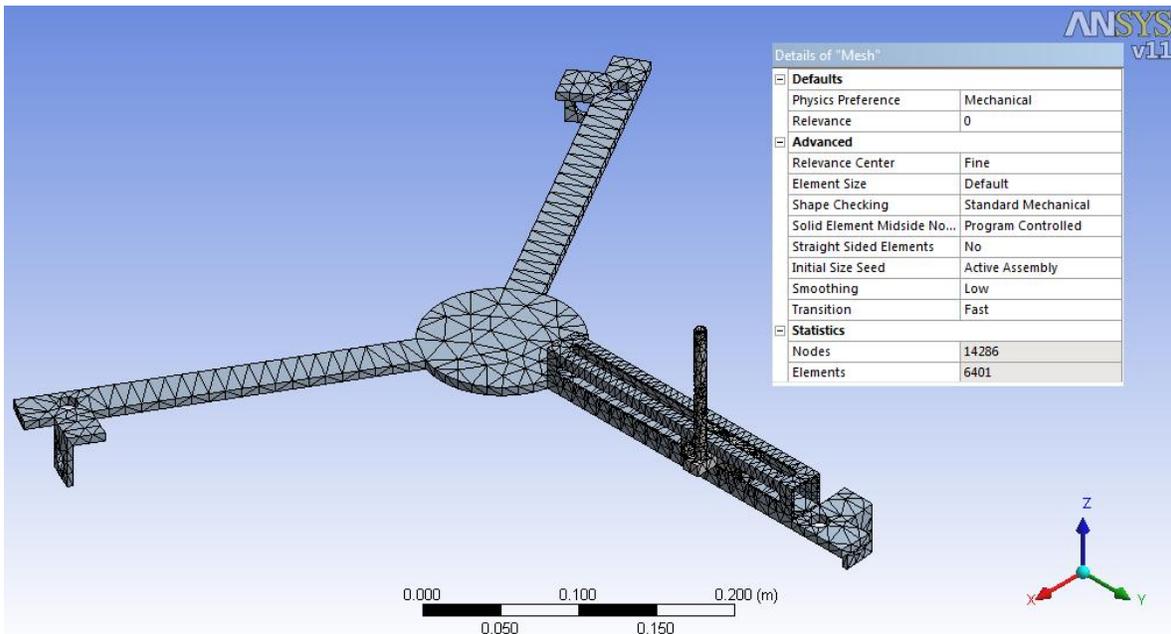
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 28. Diagrama de Cuerpo Libre del Trípode Plano X-Z



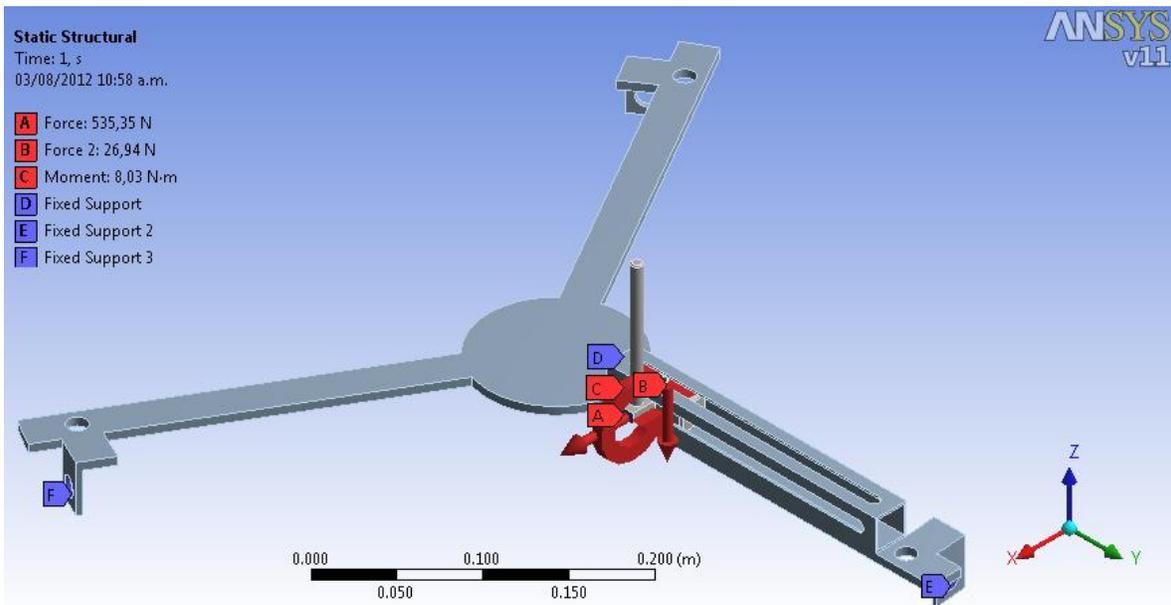
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 29. Trípode Malla



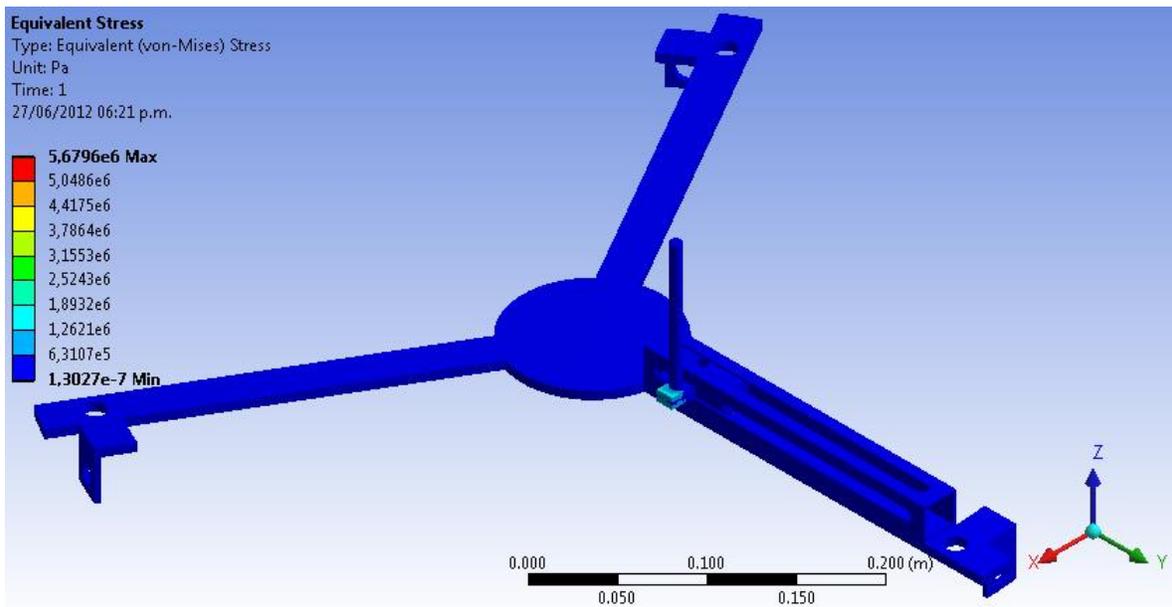
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 30. D.C.L. Trípode para Radio Mínimo Ansys



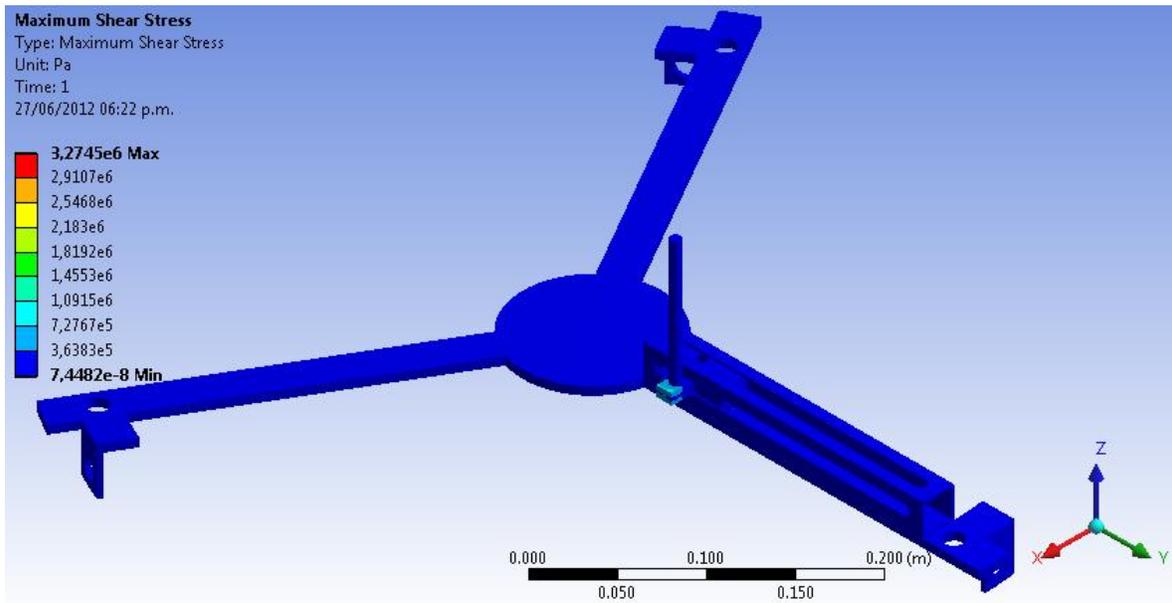
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 31. Tensión Equivalente (Von-Mises) Radio Mínimo



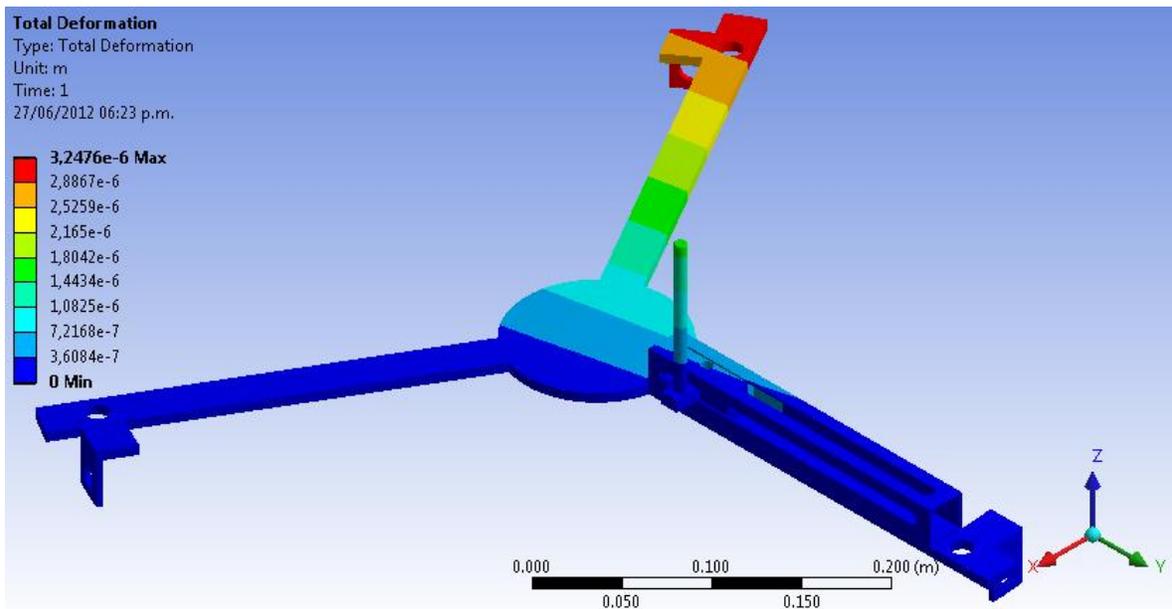
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 32. Esfuerzo Cortante Máximo Radio Mínimo



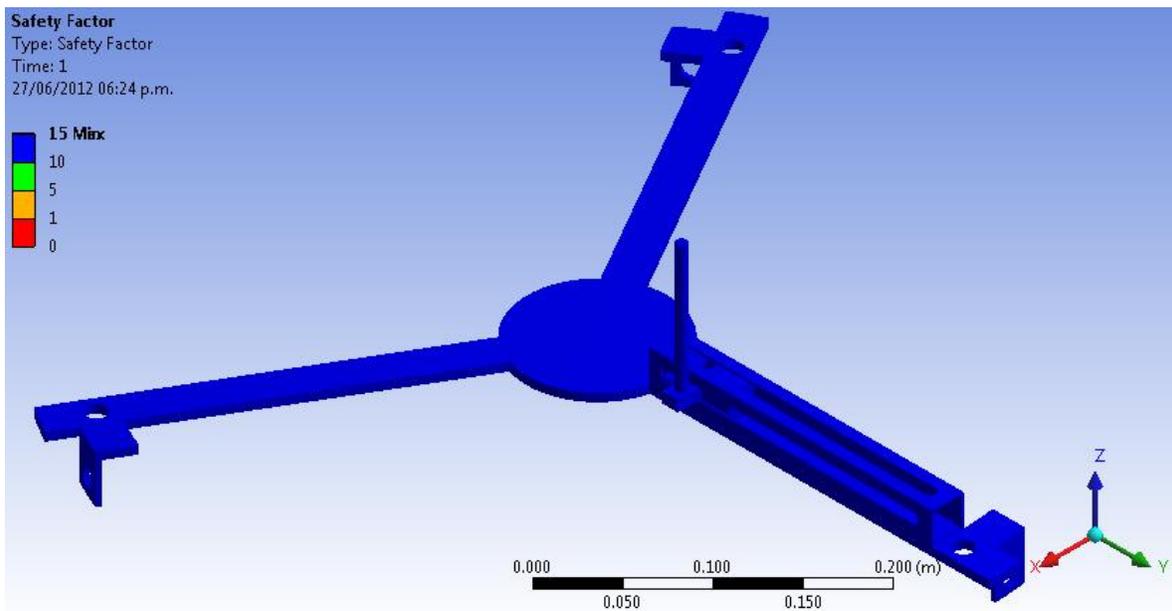
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 33. Deformación Total Radio Mínimo



Fuente. Autores del proyecto.

Figura 34. Factor de Seguridad Radio Mínimo



Fuente. Autores del proyecto.

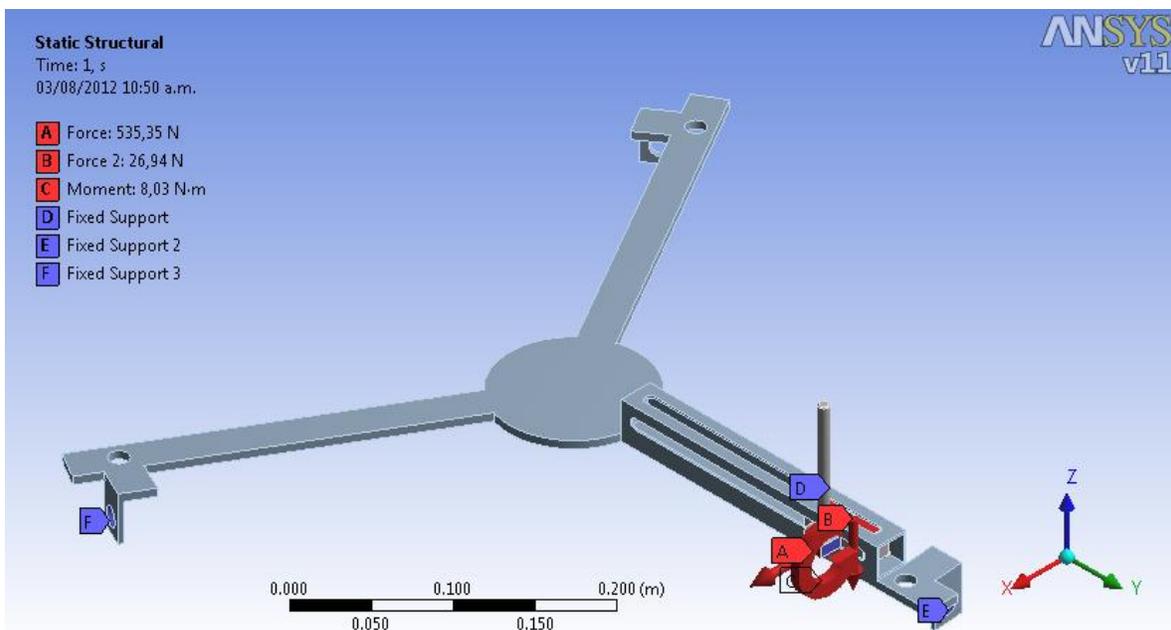
Tabla 21. Resultado Reacciones de los Apoyos Radio Mínimo

Reacciones en el trípode		
Reacción 1	534,99	N
Reacción 2	1,02	N
Reacción 3	0,94	N

Fuente. Autores del proyecto.

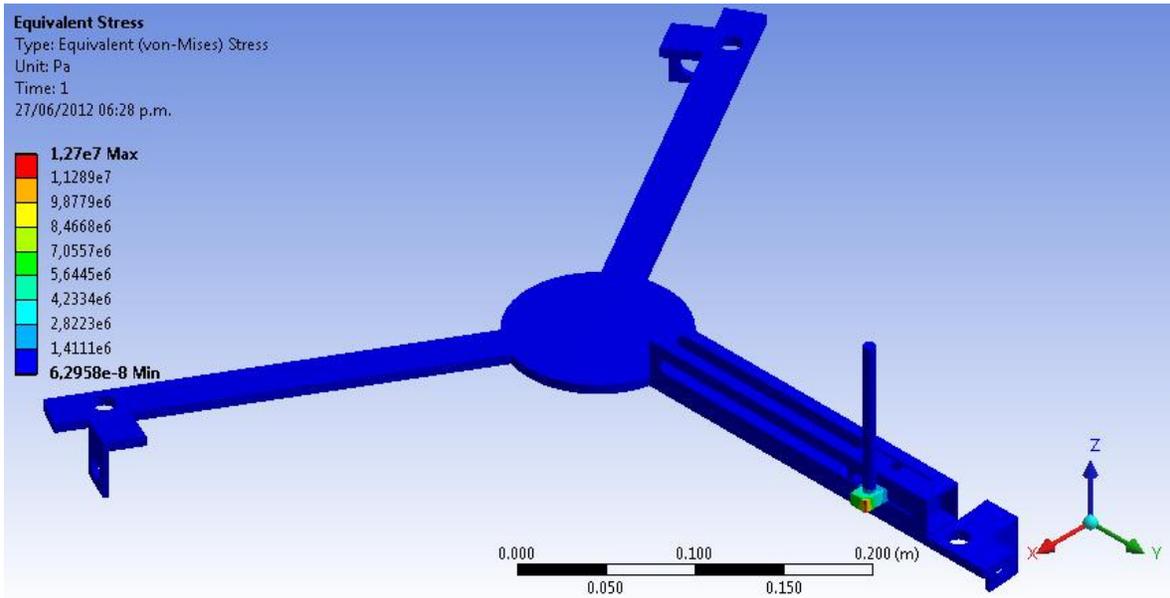
De la tabla 21, se obtienen los valores de las reacciones de los apoyos utilizando el radio mínimo de corte de la máquina, esto con el fin de compararlos con los resultados del radio máximo, e identificar cuáles son los mayores valores.

Figura 35. D.C.L. Trípode para Radio Máximo Ansys



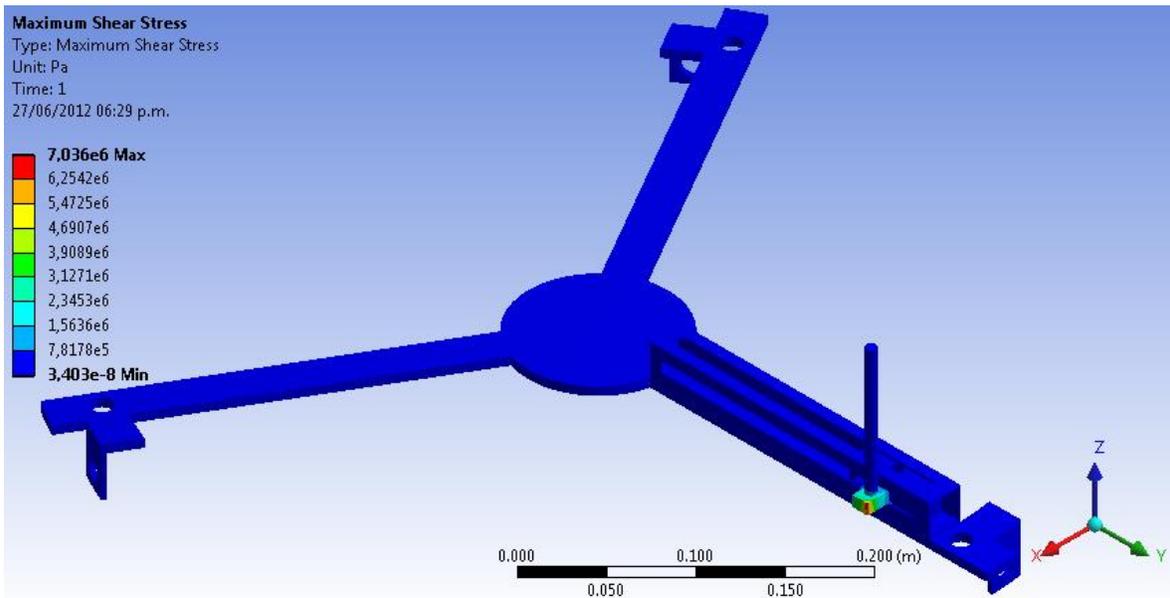
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 36. Tensión Equivalente (Von-Mises) Radio Máximo



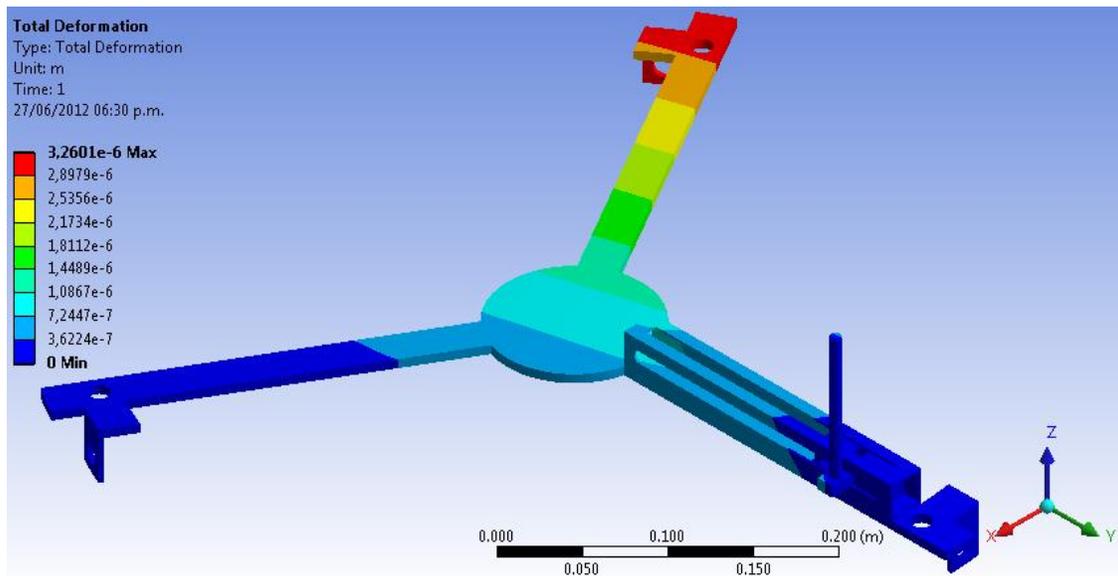
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 37. Esfuerzo Cortante Máximo Radio Máximo



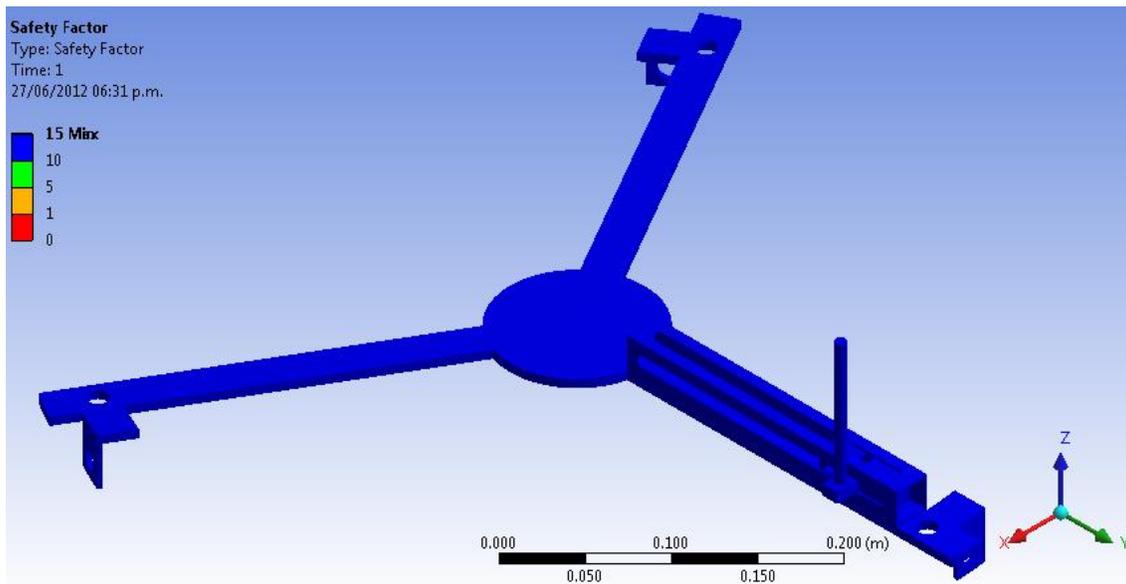
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 38. Deformación Total Radio Máximo



Fuente. Autores del proyecto.

Figura 39. Factor de Seguridad Radio Máximo



Fuente. Autores del proyecto.

Tabla 22. Resultado Reacciones de los Apoyos Radio Máximo

Reacciones en el trípode		
Reacción 1	539,37	N
Reacción 2	6,63	N
Reacción 3	1,87	N

Fuente. Autores del proyecto.

En la figura 25, el trípode se muestra con el soporte de la guía y la guía del motor, esto con el fin de mostrar el lugar en donde van aplicadas las fuerzas debido a la función que va a realizar la máquina, y la forma en cómo estas cargas se comportan en el resto de los elementos. La figura 27 y 28, Diagrama de Cuerpo Libre del Trípode, muestra dos diagramas el primero muestra la carga ejercida por el peso que soporta la guía del motor, y siguiente muestra la fuerza, el momento y el peso que se aplican en el plano X-Z.

Para el análisis de estos elementos fue necesario ubicar la guía del motor en las posiciones donde se presenta el diámetro mínimo y el máximo, con el fin de determinar gracias al programa Ansys, el caso más crítico y el menos crítico de carga, para el posterior análisis de los rodamientos. Sin dejar de lado la tensión equivalente de Von Mises, el esfuerzo cortante máximo, la deformación total y el factor de seguridad. Luego de la comparación el equipo de trabajo determinó que para el radio máximo es sistema es el más crítico, y el valor de la reacción 1 de 539,37 N es el que se utilizará para hallar el rodamiento óptimo de trabajo.

Ninguno de los otros valores de análisis sobrepasa lo que se encuentra determinado por el material utilizado, por lo tanto no es necesario hacer alguna modificación en la geometría ni en el material escogido.

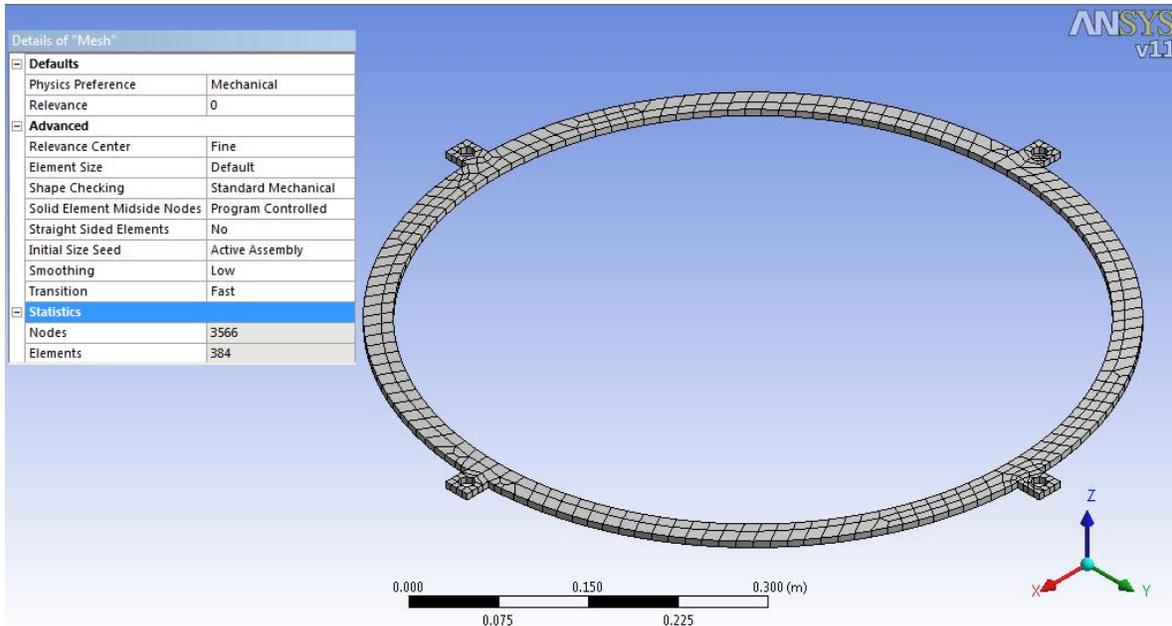
#### 4.1.8.2 Análisis del aro

El diseño de este elemento de la máquina de corte consta de una lámina de acero SAE-1020 de 6,35 mm o 1/4 pulgadas de espesor, este material es tomado a criterio del equipo de trabajo teniendo en cuenta básicamente los requerimientos del cliente como lo son la economía y que la máquina sea liviana dando este acero grande propiedades de estructura y una mejor maquinabilidad. Esta pieza se corta con un CNC de corte laser el mismo método anterior con una circunferencia interior de 600 mm de diámetro y 25 mm de ancho dando un diámetro exterior de 650 mm, en la parte exterior se ubican cuatro pestañas de 25x25 mm que se sacan en el mismo proceso con el fin de ubicar en agujeros centrados roscados las patas de sujeción de la máquina.

El aro o estructura principal, es analizada debido a que soporta las fuerzas de las reacciones generadas por los apoyos del trípode o estructura secundaria. Estas fuerzas son tres y se encuentran ubicadas a 120°, a lo largo del perímetro del aro, estas cargas son transferidas gracias a los rodamientos que se deslizan como si la estructura principal fuera una pista, y se encuentran ubicadas en la parte inferior dando la fuerza en dirección positiva de Z. Los apoyos de este elemento son cuatro simétricamente distribuidas a lo largo de la geometría, en las solapas cuadradas se tratan de tornillos ensamblados en los agujeros roscados que hacen

parte del subconjunto de las patas de sujeción que serian los apoyos de esta pieza.

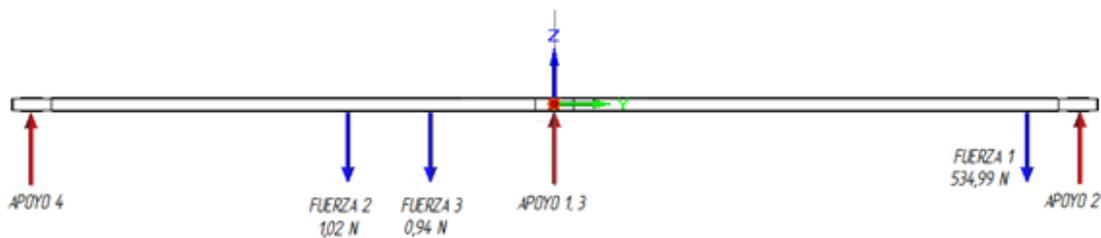
Figura 40. Aro Malla



Fuente. Autores del proyecto.

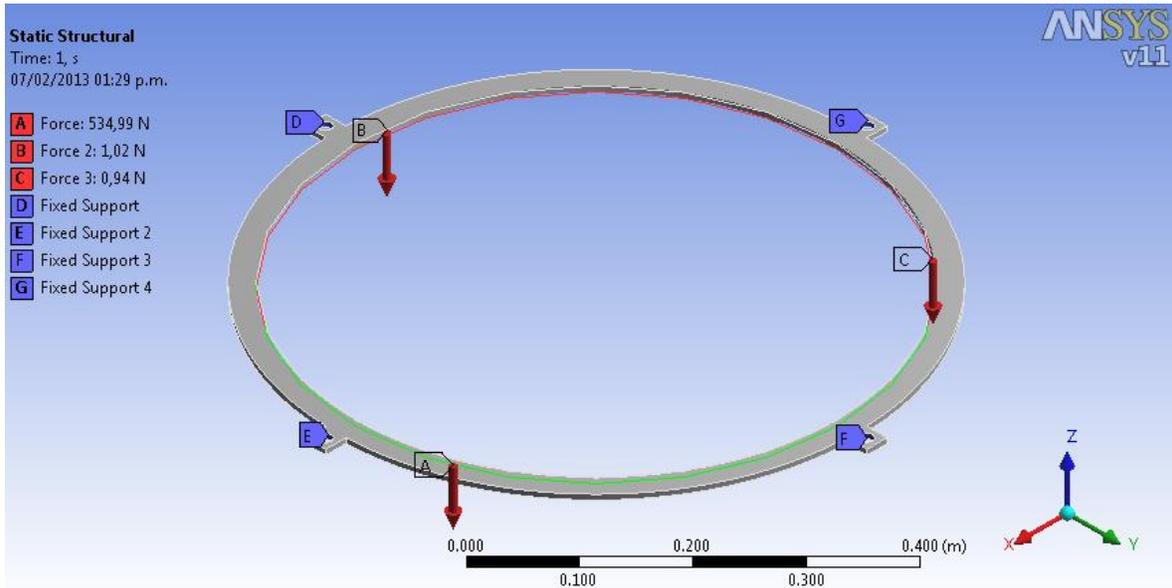
El análisis se prefiere realizar con los resultados de las reacciones de los apoyos de radio mínimo de la tabla 21, y de radio máximo de la tabla 22, para determinar así el caso menos y el más crítico de carga teniendo en cuenta que el trípode gira alrededor de este.

Figura 41. Diagrama de Cuerpo Libre del Aro Radio Mínimo



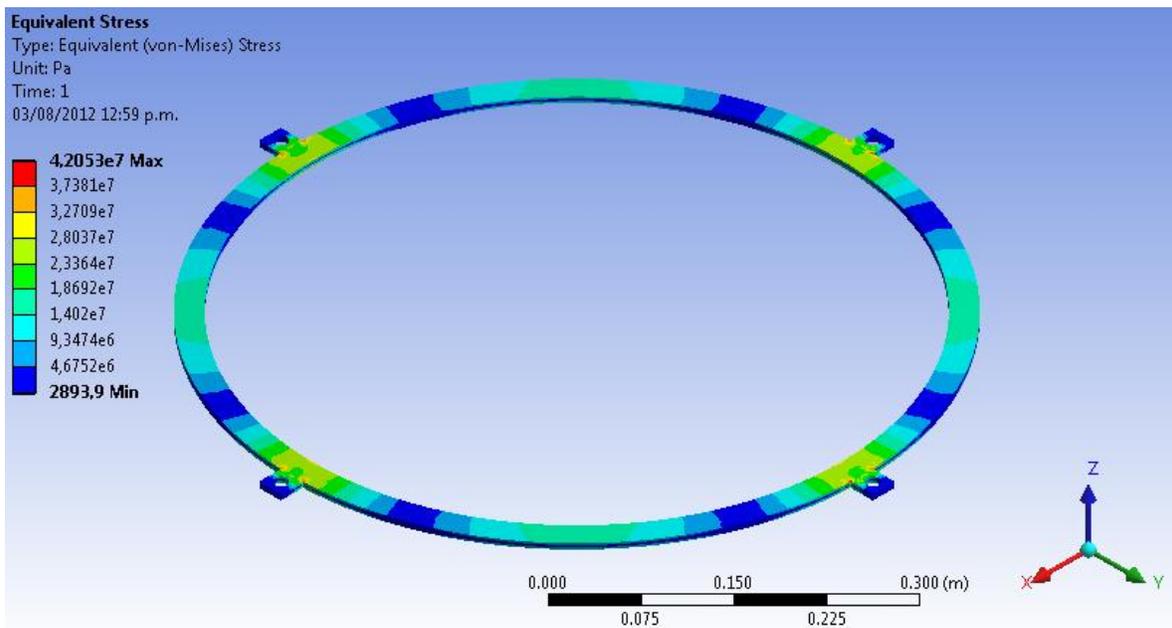
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 42. D.C.L Aro Ansys Radio



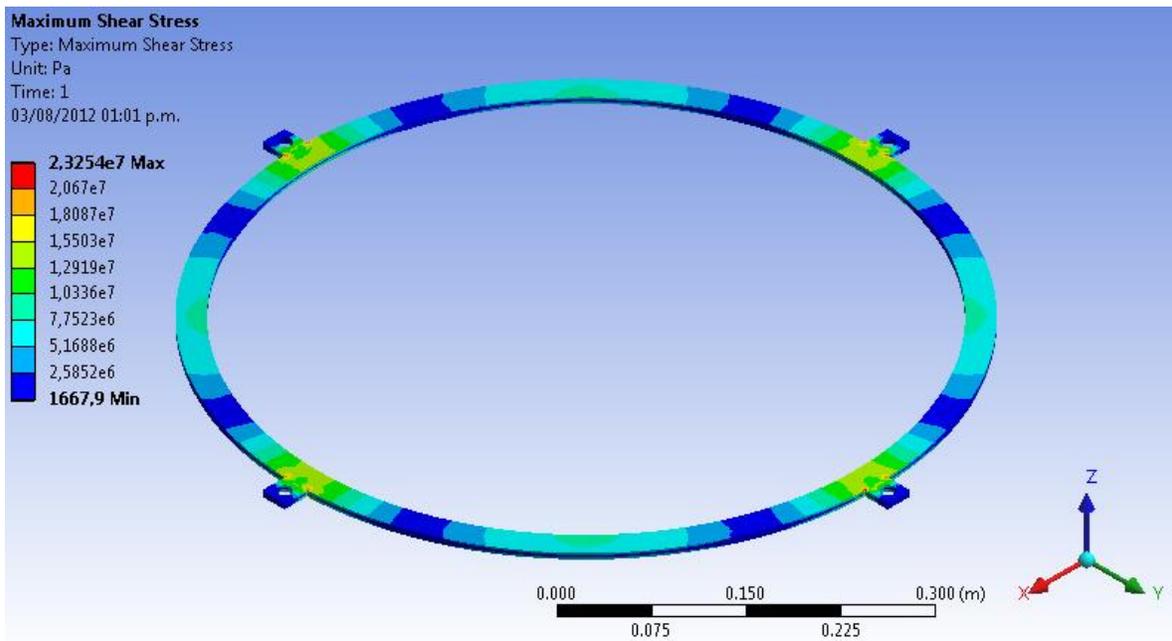
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 43. Tensión Equivalente (Von-Mises) Radio Mínimo



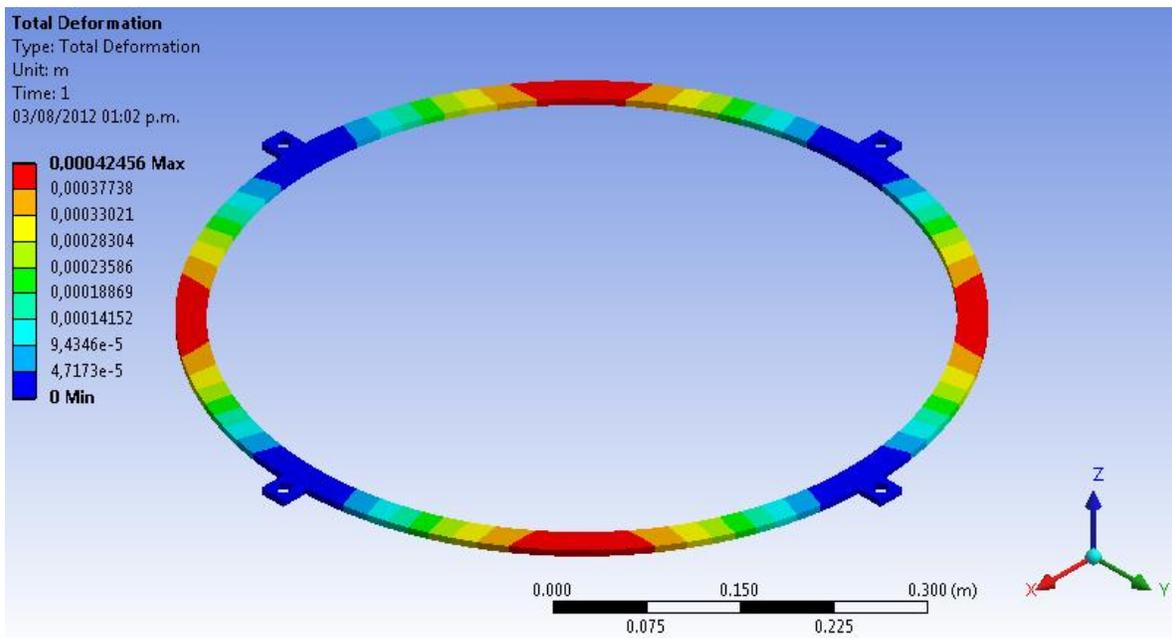
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 44. Esfuerzo Cortante Máximo Radio Mínimo



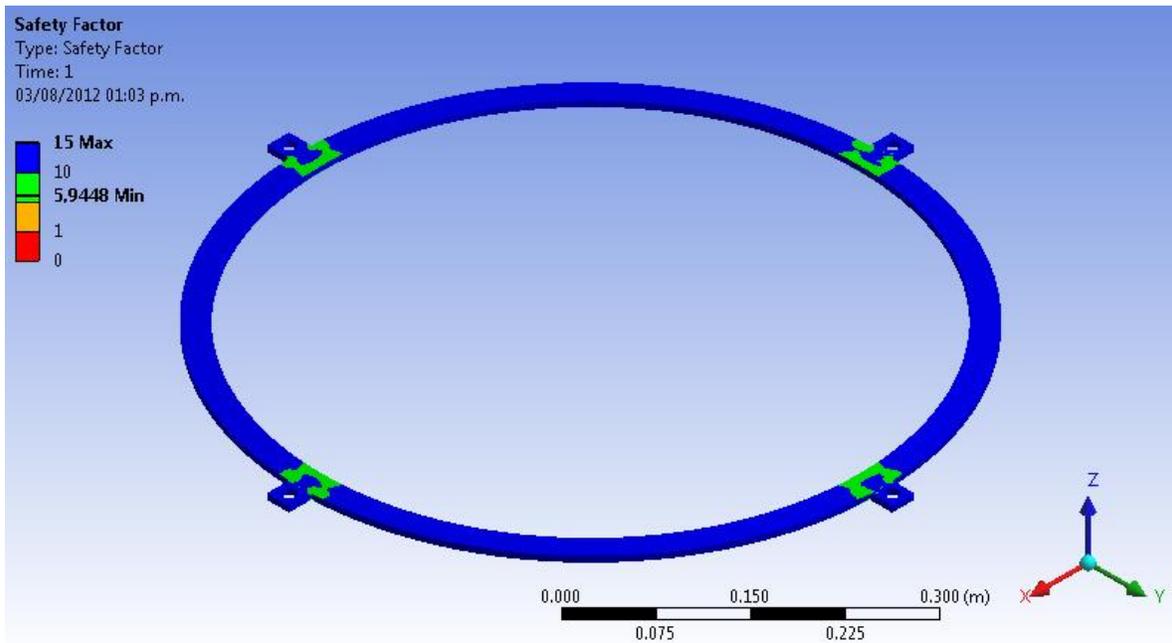
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 45. Deformación Total Radio Mínimo



Fuente. Autores del proyecto.

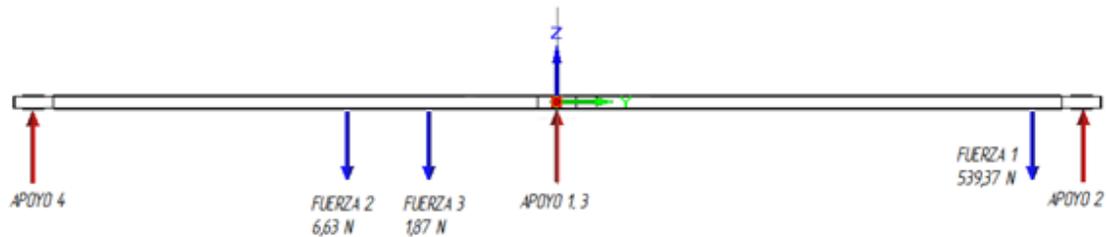
Figura 46. Factor de Seguridad Radio Mínimo



Fuente. Autores del proyecto.

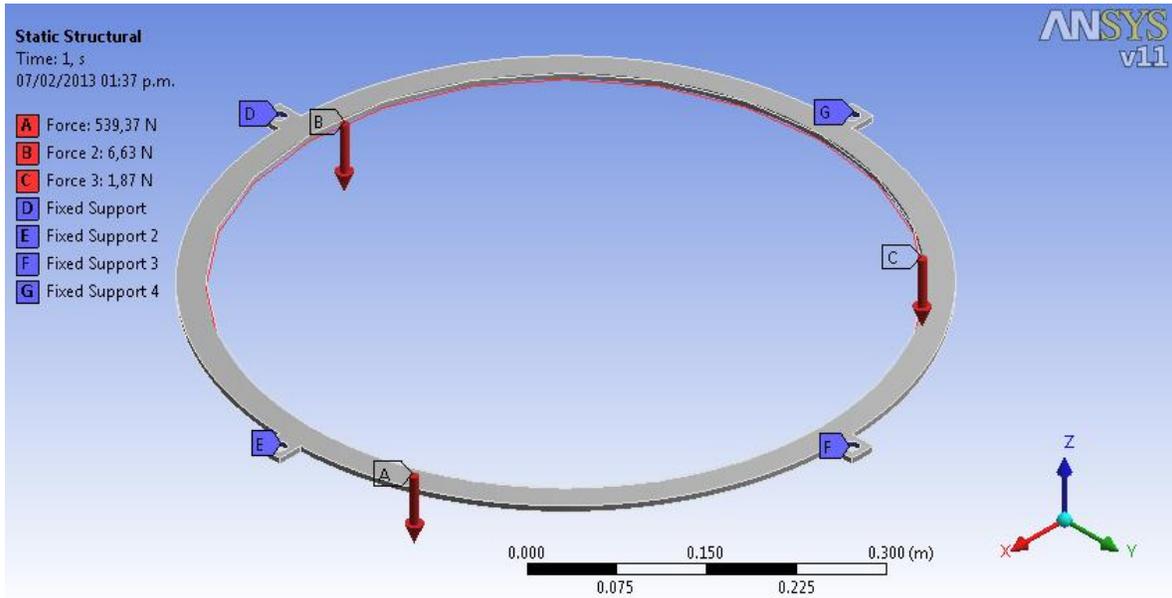
A continuación el análisis en Ansys para los resultados obtenidos de la estructura secundaria para el radio máximo de corte.

Figura 47. Diagrama de Cuerpo Libre del Aro Radio Máximo



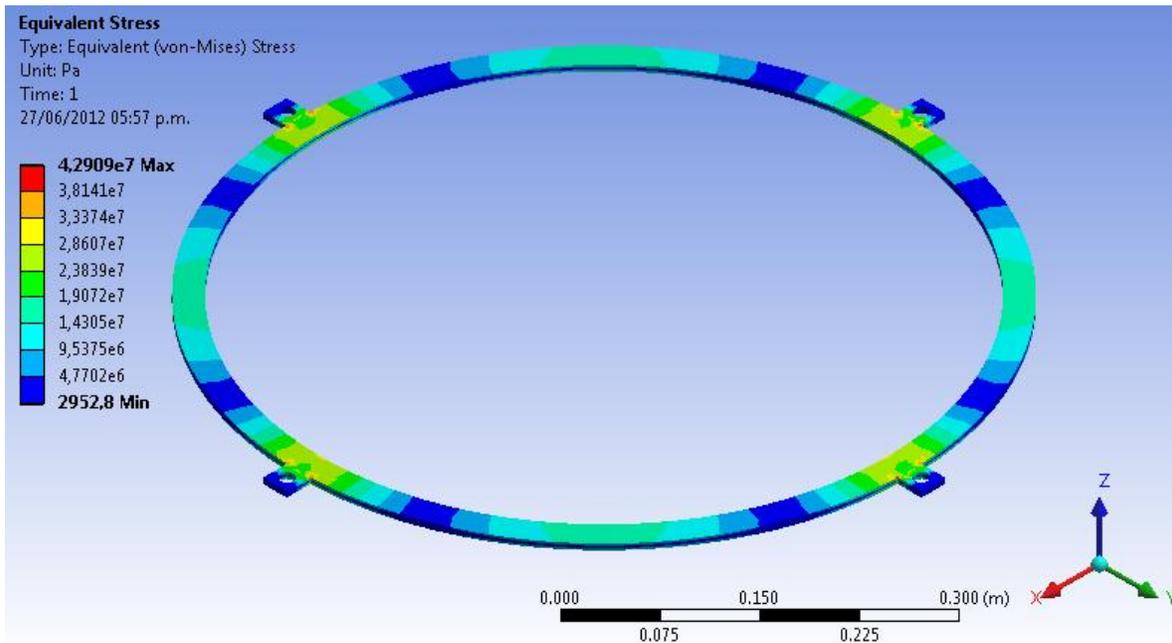
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 48. D.C.L Aro Ansys Radio Máximo



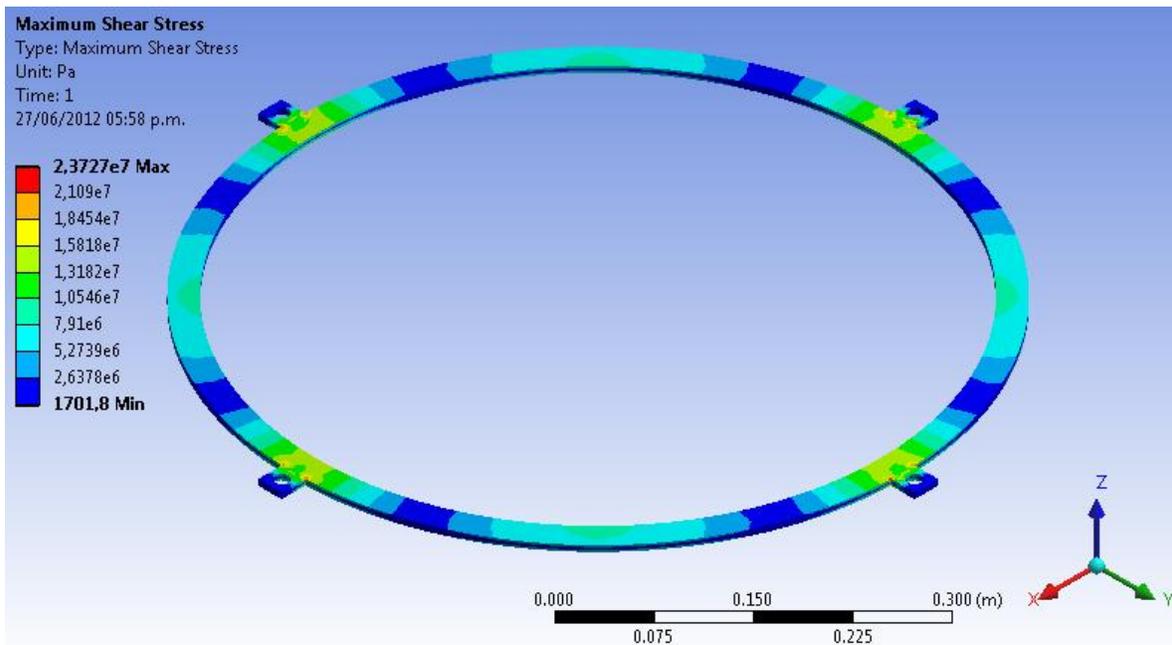
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 49. Tensión Equivalente (Von-Mises) Radio Máximo



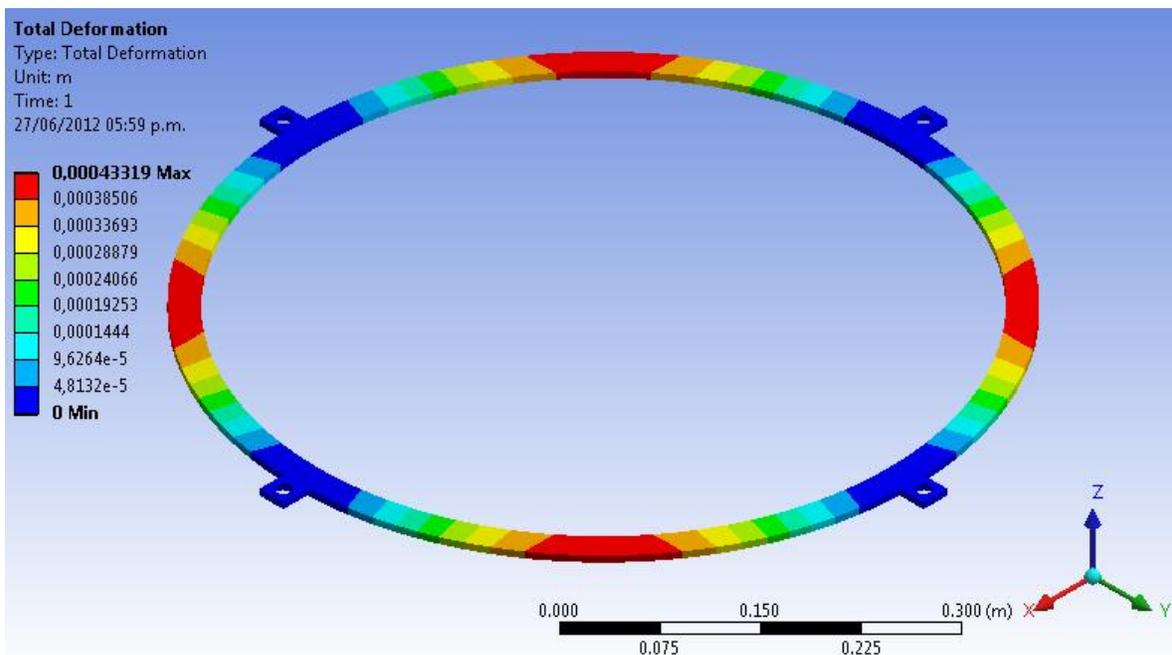
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 50. Esfuerzo Cortante Máximo Radio Máximo



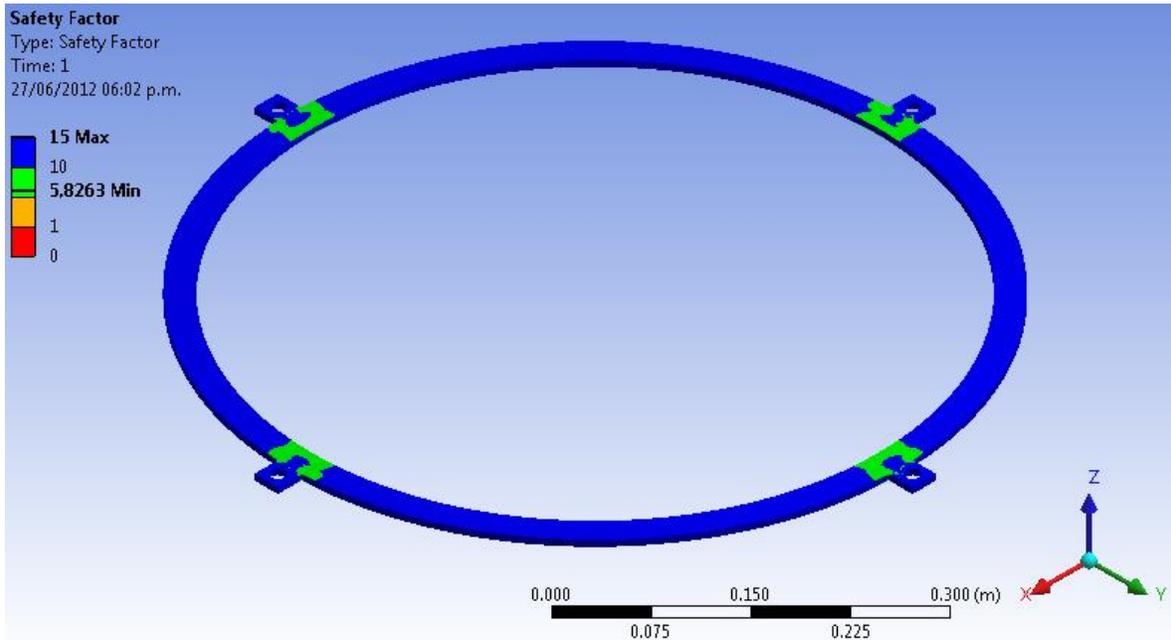
Fuente. Autores del proyecto.

Figura 51. Deformación Total Radio Máximo



Fuente. Autores del proyecto.

Figura 52. Factor de Seguridad Radio Máximo



**Fuente.** Autores del proyecto.

En la figura 42 y 48, Diagrama de Cuerpo Libre del Aro, estn consideradas las cargas que esta pieza va a soportar gracias al trípode que se apoya y desliza sobre esta en el plano (X, Y), los apoyos de esta pieza son cuatro los cuales se encuentra simétricamente distribuidos alrededor de la estructura, garantizando un mayor apoyo y estabilidad sobre la superficie de la teja a cortar. La Tensión Equivalente de Von Mises tal como se muestra en la figura 49, da a entender que la pieza soporta un valor máximo de  $4,29 \times 10^7$  Pa inferior al valor admisible de resistencia a la tracción para el acero estructural que se utilizará en la mayoría de piezas de la máquina. La figura 51, Deformación Total muestra que en el medio de los apoyos se encuentra ubicadas los mayores valores de deformación de la pieza ya que las reacciones ayudan a contrarrestar este fenómeno, el valor de la deformación máxima en estos puntos es de 0,00043 m. El factor de seguridad para esta pieza de la máquina es de 5,82 como mínimo tomado de la figura 52, y como se calculó en la ecuación 1, Factores de Seguridad Para Materiales Dúctiles el valor es de 3, por lo que el diseno de esta pieza de la máquina se encuentra en optimas condiciones para las cargas y el trabajo a realizar en campo.

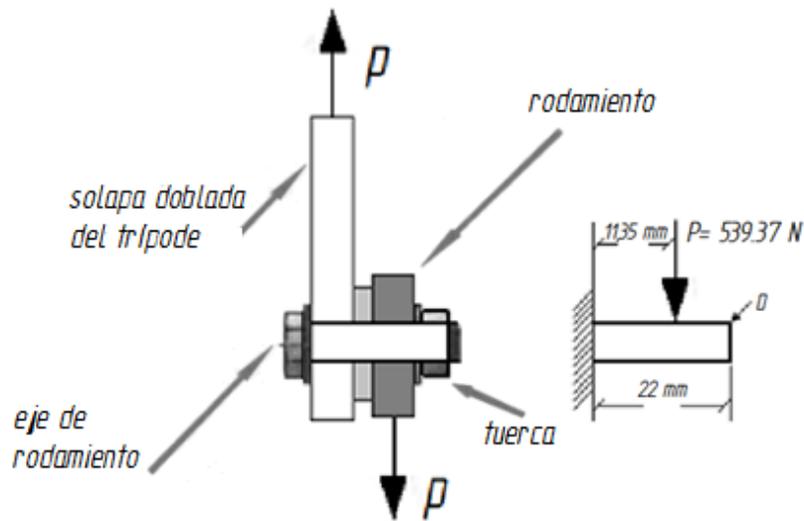
#### 4.1.9 Tornillos

En la máquina de corte de Tejas Termoacústicas los tornillos son uno de los principales elementos, debido a la cantidad de estos que posee, y las diversas funciones.

##### 4.1.9.1 Cálculo del Eje de los Rodamientos

Los ejes de este subsistema se encuentran soldados a unas solapas de la estructura secundaria, esto con el fin de que se encuentre estáticos y evitar fallas por fatiga. La carga cortante se genera entonces por la fuerza que hace el rodamiento contra la estructura principal de la máquina, al realizar el giro de corte alrededor del perímetro, esta fuerza se toma de la tabla 21, Resultado Reacciones de los Apoyos Radio Máximo y es el mayor valor de los tres que se obtuvieron en los análisis de esfuerzo estructural del trípode de la máquina con un valor de 539,37 N.

Figura 53. Diagrama de Cuerpo Libre Para Carga Cortante en el Tornillo.



**Fuente.** Autores del Proyecto

Se comprobará si un eje estandarizado para una rosca M10 cumple con el factor de seguridad que se estableció en la sección 4.1.1, igual a 3, este elemento de la máquina se encuentra sometido a una carga cortante  $P$  igual a 539,37 N y gracias a esta se genera también un momento flector. En la ecuación 12, se calculará el valor de esfuerzo  $\sigma_y$  debido a el momento flector  $M$ , que tiene como factores  $y$  que es la distancia al centro de análisis de la figura, e  $I$  que es momento de inercia de la geometría.

### Ecuación 12. Esfuerzo Normal

$$\sigma_y = \frac{My}{I}$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

$$M = P * d \quad (10)$$

$$M = 539,37 \text{ N} * 11,35 \text{ mm}$$

$$M = 6121,8 \text{ Nmm}$$

### Ecuación 13. Momento de Inercia

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

$$I = \frac{\pi(10 \text{ mm})^4}{64}$$

$$I = 490,87 \text{ mm}^4$$

$$y = \frac{D}{2}$$

$$y = \frac{10 \text{ mm}}{2} = 5 \text{ mm}$$

$$\sigma_y = \frac{6121,8 \text{ Nmm} * 5 \text{ mm}}{490,87 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_y = 62,35 \text{ MPa}$$

Aplicando la ecuación 14, para la fuerza P y el área transversal de corte, se halla el esfuerzo cortante en el eje del rodamiento.

### Ecuación 14. Cortante

$$\tau = \frac{P}{A_{\text{cortante}}}$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

### Ecuación 15. Área del Círculo

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

$$A = \frac{\pi * 10mm^2}{4}$$

$$A = 78,54 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{539,37 \text{ N}}{78,54 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 6,87 \text{ MPa}$$

Se utilizará la teoría de falla Von Mises en la ecuación 16, de esta manera luego en la ecuación 17 se despejará el valor de Nf el factor de seguridad en función del esfuerzo equivalente de Von Mises y el esfuerzo de fluencia del elemento que se está analizando.

Ecuación 16. Esfuerzo Equivalente Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

$$\sigma' = \sqrt{0 + (62,35 \text{ MPa})^2 - 0 + 3(6,87 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(62,35 \text{ MPa})^2 + 3(6,87 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = 63,47 \text{ MPa}$$

Ecuación 17. Factor de Seguridad

$$\sigma' * Nf < S_y$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$Nf = \frac{250 \text{ MPa}}{63,47 \text{ MPa}}$$

$$Nf = 3,938$$

El diámetro que se escogió para llevar a cabo el análisis por factor de seguridad de M10 es el indicado para el eje con una parte roscada estandarizada ya que el valor de Nf que se calculó fue de 3,938 por encima del factor que se estableció para toda la máquina de corte.

#### 4.1.9.2 Cálculos tornillo vertical de la guía del motor.

Los tornillos que se utilizaran en la guía del motor son dos el de movimiento horizontal y el correspondiente al vertical, estos tornillos son muy largos por lo tanto no vienen especificados en el catálogo Gutemberto como tornillos estandarizados, por lo que el equipo de trabajo optó por utilizar varillas roscada que se encuentra en el mismo catálogo, y podría dar solución al problema, simplemente cortando la longitud deseada agregando en un extremo la empuñadura y en el otro va conectado a la guía del motor.

El equipo de trabajo determinó que los tornillos para la guía del motor deben ser de paso fino debido al trabajo que van a realizar, ya que posicionan de la manera más exacta el motor en el lugar deseado evitando el juego que se puedan presentar al momento de estar realizando el corte y la herramienta no se desvíe ocasionando daños en la teja. Los cálculos para estos tornillos se hacen con respecto al del posicionamiento vertical por que este soporta el peso de algunos de los elementos del subsistema del motor, por lo tanto se comporta como un tornillo de potencia y hay que determinar que sea autobloqueante y que los filetes no fallen.

Figura 54. Varilla Roscada Para las Guías del Motor



**Fuente.** Catálogo Gutemberto

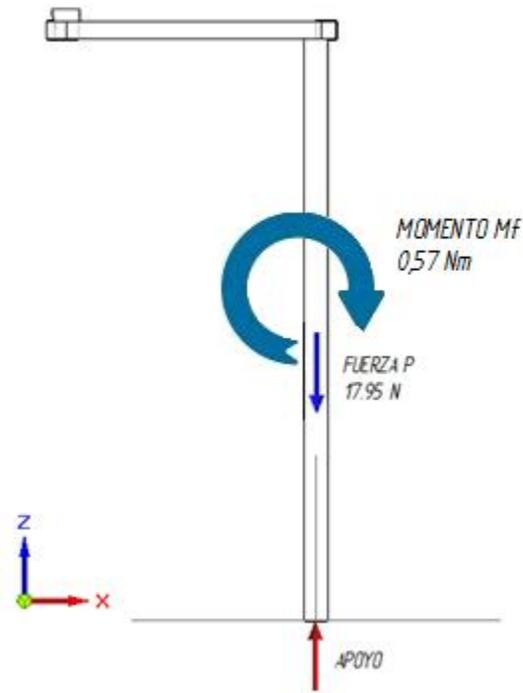
El peso del subconjunto del motor es determinado teniendo en cuenta los elementos que son sostenidos por el tornillos de guía vertical, como los son el soporte, el motor y la herramienta, los valores para cada uno de ellos está establecido en la tabla 17, Masa del Subconjunto del Motor, la sumatoria de estos es 1,83 kg. Se utiliza la ecuación 11, fuerza del peso para obtener el valor P.

$$Fp = P(kg) * G \left( \frac{m}{seg^2} \right) \quad (11)$$

$$Fp = 1,83kg * 9,81 \frac{m}{seg^2}$$

$$Fp = P = 17,95 N$$

Figura 55. Diagrama de Cuerpo Libre Tornillo Guía Vertical



Fuente. Autores del Proyecto

$$\sigma_y = \frac{My}{I} \quad (12)$$

$$Mf = P * d \quad (10)$$

$$Mf = 17,91 \text{ N} * 31,77 \text{ mm}$$

$$Mf = 569 \text{ Nmm}$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (13)$$

$$I = \frac{\pi(8 \text{ mm})^4}{64}$$

$$I = 201 \text{ mm}^4$$

$$y = \frac{D}{2}$$

$$y = \frac{8 \text{ mm}}{2} = 4 \text{ mm}$$

$$\sigma_y = \frac{569 \text{ Nmm} * 4 \text{ mm}}{201 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_y = 11,32 \text{ MPa}$$

Aplicando la ecuación 14, para la fuerza P y el área transversal de corte, se halla el esfuerzo cortante en el eje del rodamiento.

$$\sigma_z = \frac{P}{A_{\text{cortante}}} \quad (14)$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (15)$$

$$A = \frac{\pi * (8\text{mm})^2}{4}$$

$$A = 50,26 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_z = \frac{17,95 \text{ N}}{50,26 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_z = 0,357 \text{ MPa}$$

Se utilizará la teoría de falla Von Misses en la ecuación 16, de esta manera luego en la ecuación 17 se despejará el valor de Nf el factor de seguridad en función del esfuerzo equivalente de Von Misses y el esfuerzo de fluencia del elemento que se está analizando.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (16)$$

$$\sigma' = \sqrt{(11,32 \text{ MPa})^2 + (0,357 \text{ MPa})^2 - (11,32 \text{ MPa} * 0,357 \text{ MPa}) + 0}$$

$$\sigma' = \sqrt{124,22 \text{ MPa}}$$

$$\sigma' = 11,14 \text{ MPa}$$

$$\sigma' * Nf < S_y \quad (17)$$

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$Nf = \frac{250 \text{ MPa}}{11,14 \text{ MPa}}$$

$$Nf = 22,43$$

Tabla 23. Especificaciones Varilla Roscada

Varillas Roscadas Clase de resistencia 8.8 Usos: Industria en general	Diámetros: M6 a M24 Longitud: Un metro o a solicitud del cliente Paso Fino
---	--

Fuente. Catálogo Gutemberto

Tabla 24. Clase de Resistencia

Clase de resistencia	Especificaciones					Observaciones
	Diámetro	Material	Dureza Rockwell		Resistencia a la tracción	
			Mín.	Max.		
5.8	M6 a M24	Acero de bajo o medio carbono	B 82	B 95	500 N/mm <sup>2</sup>	Previa cotización
8.8	M6 a M16	Acero de medio carbono tratado térmicamente	C 22	C 32	800 N/mm <sup>2</sup>	Standard
	M18 a M24		C 23	C 34		
10.9	M6 a M24	Acero aleado o al carbono tratado térmicamente	C 32	C 39	1000 N/mm <sup>2</sup>	Previa cotización
12.9	M6 a M24	Acero aleado tratado térmicamente	C 39	C 44	1200 N/mm <sup>2</sup>	Previa cotización

Fuente. Catálogo Gutemberto

Debido a que el uso y las adaptaciones que se le va a hacer al tornillo se decide buscar en catálogo una varilla roscada la cual presenta las siguientes características mostradas en la tabla 23 y 24, que son M8 y paso fino y 200 mm de largo para el tornillo vertical. La Clase de Resistencia en que se pueden encontrar estas varillas roscadas está definida en la tabla 23, Especificaciones Varilla Roscada tomando un valor de 8.8 las características se pueden observar en la tabla 24, Clase de Resistencia y se trata de tornillos de acero de medio carbono tratados térmicamente, teniendo un rango de Dureza Rockwell C entre 22 y 32, y una resistencia a la tracción de 800 MPa.

Tabla 25. Especificaciones del Tornillo Vertical de Guía del Motor

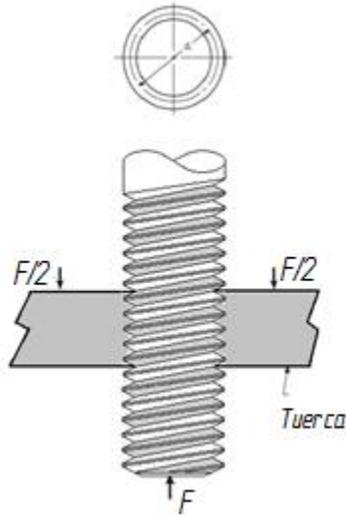
Característica	Dimensiones Tornillo Vertical
Diámetro	M8
Largo deseado	200 mm
Tipo de rosca	Fino

Fuente. Autores del proyecto

En la figura 56, se transmite F una fuerza a una tuerca y a través de un tornillo. Ahora se determinarán los esfuerzos producidos en la rosca de la tuerca y en la rosca del tornillo, los cuales podrían ocasionar la falla en ellas, por ejemplo, por fluencia. Si se supone que la carga está distribuida uniformemente a lo largo de la altura de la tuerca h y que los hilos de la rosca del tornillo fallarían por cortante

sobre el diámetro menor, entonces el esfuerzo cortante medio en esta rosca está determinado por la ecuación 17.<sup>28</sup>

Figura 56. Diagrama del Tornillo Vertical de Guía del Motor



**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

Teniendo en cuenta que en la máquina de corte, el tornillo vertical de guía del motor posee dos tuercas, el valor de  $h$  para los cálculos está determinado por la altura de estos dos elementos.

Tabla 26. Valores Necesarios Tornillo Vertical

Características		Valor
Diámetro mayor	$d$	8 mm
Diámetro menor	$d_r$	7 mm
Altura tuerca	$h$	6,8 mm
Fuerza	$F$	17,95 N
Paso	$p$	1 mm

**Fuente.** Autores del proyecto

Ecuación 18. Diámetro de Paso

$$d_r = d - p$$

**Fuente.** Diseño de Ingeniería Mecánica Shigley

$$d_r = 8 \text{ mm} - 1 \text{ mm}$$

$$d_r = 7 \text{ mm}$$

<sup>28</sup> Capítulo 8, Diseño de Tornillos, Sujetadores y Uniones, 8-3 Esfuerzo en la Rosca. Diseño de Ingeniería Mecánica Shigley

Se comenzará calculando que los filetes no fallen por cortante en el cuerpo del tornillo y luego en la tuerca. Por lo tanto se utilizarán la ecuación 19 y 20 para hallar los valores de  $\tau$  y  $\sigma$  respectivamente, después se remplazarán estos valores en la ecuación 16, de Von Misses y hallar así  $\sigma'$  que se utilizará en la ecuación 17 junto con el valor  $S_y$  y calcular el factor de seguridad para este elemento. Se hará lo mismo con las tuercas para comprobar que el factor de seguridad que escogió el equipo de trabajo desde el principio sea el adecuado.

Ecuación 19. Esfuerzo Cortante Medio de la Rosca

$$\tau = \frac{2 F}{\pi d_r h}$$

**Fuente.** Diseño de Ingeniería Mecánica Shigley

$$\tau = \frac{2 (17,95 N)}{\pi (7 mm) (13,6 mm)}$$

$$\tau = 120 KPa$$

El esfuerzo de aplastamiento en las roscas puede ser calculado gracias a la ecuación 20.

Ecuación 20. Esfuerzo de Aplastamiento de las Roscas

$$\sigma = \frac{-4 F}{\pi h (d^2 - d_r^2) p}$$

**Fuente.** Diseño de Ingeniería Mecánica Shigley

$$\sigma = \frac{-4 (17,95 N)}{\pi (13,6 mm) ((8 mm)^2 - (7 mm)^2) 1mm}$$

$$\sigma = -112 KPa$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_z + 3\tau_{xz}^2} \quad (16)$$

$$\sigma' = \sqrt{0 + (-112 KPa)^2 - 0 * (-112 KPa) + 3 * (120 KPa)^2}$$

$$\sigma' = 236 KPa$$

$$\sigma' * Nf < S_y \quad (17)$$

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$Nf = \frac{250 MPa}{0,236 MPa}$$

$$Nf = 1059,3$$

Los hilos de la rosca de la tuerca experimentarán cortante en el diámetro mayor y, en consecuencia, el esfuerzo medio de corte de esta rosca es hallado en la ecuación 21 y junto con el valor de la ecuación 20 se procede a resolver la ecuación 16 y 17 respectivamente.

Ecuación 21. Esfuerzo Medio de Corte de la Rosca de la Tuerca.

$$\tau = \frac{2 F}{\pi d h}$$

**Fuente.** Diseño de Ingeniería Mecánica Shigley

$$\tau = \frac{2 (17,95 \text{ mm})}{\pi (8 \text{ mm}) 13,6 \text{ mm}}$$

$$\tau = 105 \text{ KPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_z + 3\tau_{xz}^2} \quad (16)$$

$$\sigma' = \sqrt{0 + (-112 \text{ KPa})^2 - 0 * (-112 \text{ KPa}) + 3 * (105 \text{ KPa})^2}$$

$$\sigma' = 213,58 \text{ KPa}$$

$$\sigma' * Nf < S_y \quad (17)$$

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$Nf = \frac{250 \text{ MPa}}{0,2136 \text{ MPa}}$$

$$Nf = 1170,4$$

El equipo de trabajo analizando los valores de Nf obtenidos para el tornillo vertical de la guía del motor de diámetro M8 paso fino, determinó que este elemento junto con las tuercas que facilitan su movimiento, los filetes no fallan por cortante.

Se harán también cálculos de pandeo del tornillo de guía vertical por medio del teorema de Columnas de Euler, con lo que se busca justificar que este elemento no se curvará gracias a la carga P de 17,95 N debido al peso de los elementos y se evaluará el caso más crítico cuando la carga se ubica en lo alto del tornillo dando su máxima longitud l de 200 mm, con un diámetro de 10 mm del tornillo de acero al carbono con un modulo de elasticidad de 205 GPa, con lo q se calculará la carga crítica de este elemento Pcr y al compararla con el valor de carga real P se calculará el factor de seguridad ecuación 23.

## Ecuación 22. Carga Critica

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(l/2)^2} = \frac{4 \pi^2 EI}{l^2}$$

**Fuente.** Diseño de Ingeniería Mecánica Shigley

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (13)$$

$$I = \frac{\pi(10mm)^4}{64}$$

$$I = 490,87 \text{ mm}^4$$

$$P_{cr} = \frac{4 * \pi^2 * 205 * 10^3 \text{ N/mm}^2 * 490,87 \text{ mm}^4}{(200 \text{ mm})^2}$$

$$P_{cr} = 99,3 \text{ KN}$$

## Ecuación 23. Factor de Seguridad en el Caso de Columnas

$$n = \frac{P_{cr}}{P}$$

**Fuente.** Diseño de Ingeniería Mecánica Shigley

$$n = \frac{99,3 * 10^3 \text{ N}}{17,95 \text{ N}}$$

$$n = 5532$$

### 3.1.9.3 Tornillo horizontal de la guía del motor.

Este elemento de la máquina de corte posiciona el motor en el diámetro deseado por el operario, gracias a la utilización de una rosca fina evita los movimientos indeseados de la herramienta a lo largo del perímetro de corte, se ha determinado no realizar cálculos debido a que las fuerzas que soporta son mínimas y la principal función es de mantener la guía del motor en la posición especificada por el operario. Teniendo en cuenta esto se toman las características calculadas del tornillo horizontal de la guía del motor de la sección 4.1.8.2, por lo que las especificaciones están determinadas en la tabla 27.

Tabla 27. Especificaciones del Tornillo Horizontal de Guía del Motor

Característica	Dimensiones Tornillo Horizontal
Diámetro	M8
Largo deseado	330 mm
Tipo de rosca	Fino

**Fuente.** Autores del proyecto

#### 4.1.9.4 Tornillos patas de sujeción

Los tornillos que se utilizarán para las patas de la máquina y que forman un subconjunto con las ventosas de sujeción y con la perilla de ajuste, están ubicados alrededor de la estructura principal. Cumpliendo las funciones de, fijar la máquina en la superficie de la teja, nivelarla siempre horizontalmente para realizar el corte respecto a dicha superficie y servir de soporte a toda la máquina.

Los tornillos de las patas de sujeción son calculados como columnas ya que cumplen esa función en la máquina, proporciona soporte del peso de la estructura total, que está determinado por cada uno de los elementos, sumando el peso del subsistema estructural y dividiéndolo en el número de tornillos que se encuentra alrededor de esta, luego es agregado el valor del peso generado por el subsistema del motor, que pasa por cada uno de los tornillos al girar sobre la estructura principal por lo tanto no se contempla el caso cuando toda la máquina esta inclinada gracias a la superficie de la teja, debido a que cada uno de los subconjuntos de las patas de sujeción soporta en una vuelta de la herramienta el mismo peso.

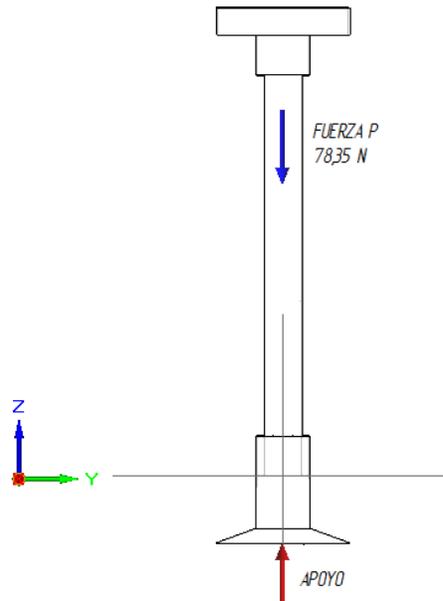
La masa en kg de la estructura es determinado por el volumen y la densidad del material, luego para obtener el valor del peso es necesario multiplicar por la constante de la aceleración de la gravedad utilizando la ecuación 11. Con el valor de  $\sigma$  igual 83.3 MPa de la ecuación 12, y con la ecuación 15, se calcula el diámetro requerido para la fuerza aplicada.

Tabla 28. Masa de la Máquina de corte

Elemento	Masa (kg)	Peso (N)
Subsistema motor	2,74	26,87
Subsistema rodamientos	0,25	2,45
Subsistema estructural	4,993	49,03
Total		78,35

**Fuente.** Autores del proyecto

Figura 57. Diagrama de Cuerpo Libre Tornillo Patas de Sujeción



Fuente. Autores del Proyecto

$$\sigma' = \frac{P}{A} \quad (14)$$

$$A = \frac{P}{\sigma'}$$

$$A = \frac{78,35 \text{ N}}{83,33 * 10^6 \text{ Pa}}$$

$$A = 9,40 * 10^{-7} \text{ m}^2$$

$$A = 0,940 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (15)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 9,40 * 10^{-7} \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$D = 1,09 * 10^{-3} \text{ m} = 1,09 \text{ mm}$$

El equipo de trabajo ha optado por manejar un diámetro de rosca M10, tomado del catálogo Gutemberto para una varilla roscada de paso 2, ya que el longitud del mismo es determinado gracias a los otros elementos del subconjuntos y de la altura que se le quiere dar a la máquina en operación.

Por lo tanto se tendrán en cuenta las mismas especificaciones de la sección 4.1.9.2, Selección de los Tornillos Vertical Guía del Motor, y de la tabla 24, Clase de Resistencia se tomó un valor de 8.8 para acero de medio carbono tratado térmicamente.

Tabla 29. Especificaciones del Tornillo Patas de Sujeción

Característica	Dimensiones
Diámetro	M10
Largo deseado	165 mm
Tipo de rosca	Paso 2

Fuente. Autores del proyecto

Tabla 30. Valores Necesarios Tornillos Pata Sujeción

Características		Valor
Diámetro mayor	d	10 mm
Diámetro menor	dr	8 mm
Altura tuerca	h	6,35 mm
Fuerza	F	78,35 N
Paso	p	2 mm

Fuente. Autores del proyecto

$$d_r = d - p \quad (18)$$

$$d_r = 10 \text{ mm} - 2 \text{ mm}$$

$$d_r = 8 \text{ mm}$$

Al igual que en el tornillo de guía vertical del motor se comenzará calculando que los filetes no fallen por cortante en el cuerpo del tornillo y luego en la tuerca. Por lo tanto se utilizaran la ecuación 19 y 20 para hallar los valores de  $\tau$  y  $\sigma$  respectivamente, después se remplazarán estos valores en la ecuación 13 y hallar así  $\sigma'$  que se utilizará en la ecuación 12 junto con el valor  $S_y$  y calcular el factor de seguridad para este elemento. Se hará lo mismo con las tuercas para comprobar que el factor de seguridad que escogió el equipo de trabajo desde el principio sea el adecuado.

$$\tau = \frac{2 F}{\pi d_r h} \quad (20)$$

$$\tau = \frac{2 (78,35 N)}{\pi (8 mm) (6,35 mm)}$$

$$\tau = 982 KPa$$

El esfuerzo de aplastamiento en las roscas puede ser calculado gracias a la ecuación 21.

$$\sigma = \frac{-4 F}{\pi h (d^2 - d_r^2) p} \quad (21)$$

$$\sigma = \frac{-4 (78,35 N)}{\pi (6,35 mm)((10 mm)^2 - (8 mm)^2) 2mm}$$

$$\sigma = -218 KPa$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_z + 3\tau_{xz}^2} \quad (16)$$

$$\sigma' = \sqrt{0 + (-218 KPa)^2 - 0 * (-218 KPa) + 3 * (982 KPa)^2}$$

$$\sigma' = 1,7 MPa$$

$$\sigma' * Nf < S_y \quad (17)$$

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$Nf = \frac{250 MPa}{1,7 MPa}$$

$$Nf = 147$$

Los hilos de la rosca de la tuerca experimentaran cortante en el diámetro mayor y, en consecuencia, el esfuerzo medio de corte de esta rosca es hallado en la ecuación 22, y se realizará el mismo procedimiento anterior.

$$\tau = \frac{2 F}{\pi d h} \quad (22)$$

$$\tau = \frac{2 (78,35 mm)}{\pi (10 mm) 6,35 mm}$$

$$\tau = 785 KPa$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_z + 3\tau_{xz}^2} \quad (16)$$

$$\sigma' = \sqrt{0 + (-218 KPa)^2 - 0 * (-218 KPa) + 3 * (785 KPa)^2}$$

$$\sigma' = 1,37 MPa$$

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (17)$$

$$Nf = \frac{250 \text{ MPa}}{1,37 \text{ MPa}}$$

$$Nf = 182$$

Por lo anterior se determina que el cuerpo del tornillo escogido y la rosca que se realiza a los agujeros de la estructura principal, son los adecuados para soportar las cargas de toda la máquina de corte.

Por último el cálculo de pandeo de los tornillos de patas de sujeción tomándolos como columnas alrededor de la circunferencia de la máquina, se determina de manera parecida a los tornillos de guía vertical del motor hallando la carga crítica y luego de esto compararla con la carga real y obtener el factor de seguridad.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(l/2)^2} = \frac{4 \pi^2 EI}{l^2} \quad (23)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (13)$$

$$I = \frac{\pi(8\text{mm})^4}{64}$$

$$I = 201,06 \text{ mm}^4$$

$$P_{cr} = \frac{4 * \pi^2 * 205 * 10^3 \text{ N/mm}^2 * 201,06\text{mm}^4}{(165 \text{ mm})^2}$$

$$P_{cr} = 59,7 \text{ KN}$$

$$n = \frac{P_{cr}}{P} \quad (24)$$

$$n = \frac{59,7 * 10^3 \text{ N}}{78,35 \text{ N}}$$

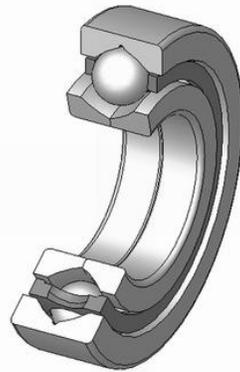
$$n = 762,8$$

#### 4.1.10 Cálculos de la Carga de los Rodamientos

Son rodamientos pequeños rígidos de bolas que puedan soportar las cargas radiales y a la vez de empuje moderadas, lo que se pretende es que este elemento sea capaz de permitir el movimiento de la estructura secundaria sobre la

principal, colocando dos en cada una de las puntas de la especie de trípode que se tiene. Un rodamiento que actúe en el área interna de la estructura principal esto con el fin de que una gire sobre la otra, y otro debajo que soporte la fuerza y que haga deslizar mientras que se genera el corte debido a que la superficie trata de empujar hacia arriba la herramienta y por consiguiente toda la estructura secundaria sobre la principal de la máquina.

Figura 58. Rodamiento Rígido de Bolas.



**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

Calculando las cargas que soporta cada rodamiento se pueden determinar si cumplen para el trabajo propuesto. Pensando aun en obtener el menor peso posible se propone de manera principal utilizar un rodamiento de menor tamaño y peso, pero de gran eficiencia y se calculará para los rodamientos q se encuentran en la parte inferior dividiendo la carga total P en el número de rodamientos que hay y con una carga de empuje mínima ya que los rodamientos superiores ayudan en gran medida a que este valor se reduzca.

Se tomará un rodamiento de diámetro interno de 10 mm de la tabla 2 del Anexo C, Especificaciones Rodamiento Rígido de Bolas SKF, con un valor D igual a 24 mm, este elemento posee un  $C_0$  que corresponde a la carga estática de 980N.

El valor de  $F_a$  es aceptable hasta un valor de 130 N. En la ecuación 24, Relación según Tipo de Cojinete, con la cual se obtiene el factor para buscar los valores en la tabla 1 del Anexo C.

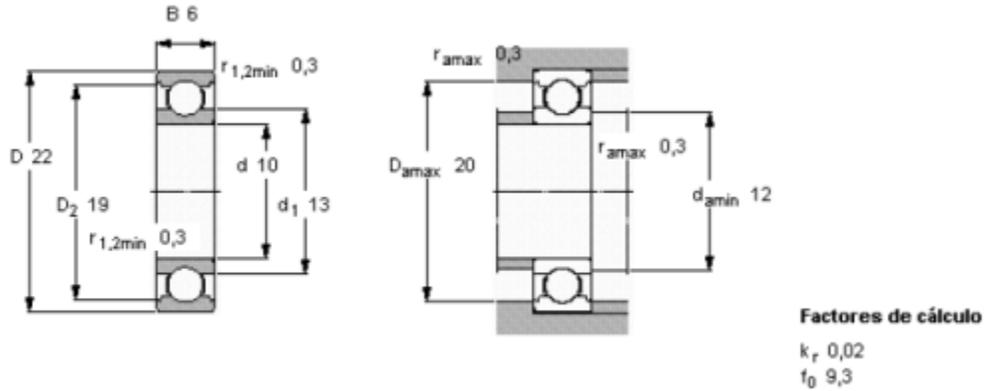
Ecuación 24. Relación según Tipo de Cojinete

$$\frac{F_a}{C_0}$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

$$\frac{130N}{850N} = 0,153$$

Figura 59. Esquema del rodamiento Rígido de Bolas SKF.



**Fuente.** Catálogo Rodamientos SKF

La carga equivalente que se utilizará para aplicarse a los rodamientos será el mayor valor obtenido en las reacciones de los apoyos del trípode, como se muestra en la tabla 22, Resultado de Reacciones de los Apoyos, con el fin de escoger todos los rodamientos de manera uniforme. El valor es de la reacción 1 de  $Fr\ 539,37\ N$ , esta fuerza es la indicada para el análisis debido a que es la mayor que soporta en sistema de rodamientos.

$P$ = carga equivalente

$Fr$ = carga radial constante aplicada

$Fa$ = carga de empuje contante aplicada

$V$ = factor de rotación

$X$ = factor radial

$Y$ = factor de empuje

Se toman los valores que corresponden a 0,153 de la tabla 1 del Anexo C, Valores  $V$ ,  $X$  y  $Y$ , para cojinetes radiales,  $V$  para una relación estacionaria es de 1,2, como se trata de un cojinete de una sola hilera el valor de  $X$  es igual a 0,56, y  $Y$  es 1,349 que se utilizarán en la siguiente ecuación 25, Carga radiales y de empuje combinadas.

Ecuación 25. Carga radiales y de empuje combinadas.

$$P = XVFr + YFa$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

$$P = 0.56 * 1.2 * 539,37N + 1.35 * 130N$$

$$P = 537,95\ N$$

L es la vida a fatiga expresada en millones de revoluciones y C Clasificación básica de carga dinámica de la tabla 2 del Anexo C, donde C es igual a 2080 N, en la ecuación 26, Valor en millones de revoluciones se calculará el valor de L.

Ecuación 26. Valor en millones de revoluciones.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

**Fuente.** Diseño de Máquinas, Robert L. Norton.

$$L = \left(\frac{2080 N}{537,95 N}\right)^3$$

$$L = 58,8 \text{ Millones de revoluciones}$$

De la tabla 2 del Anexo C, Especificaciones Rodamientos Rígido de Bolas SKF para d 10mm, fue seleccionado el rodamiento rígido de bolas de diámetro externo D = 22mm y ancho de rodamiento B = 6 mm, con una designación de código de 61900. El cual tiene un peso W = 0.010 kg, se escogió como el más óptimo ya que es de bajo mantenimiento, dimensiones pequeñas y es lo que se busca en el diseño.

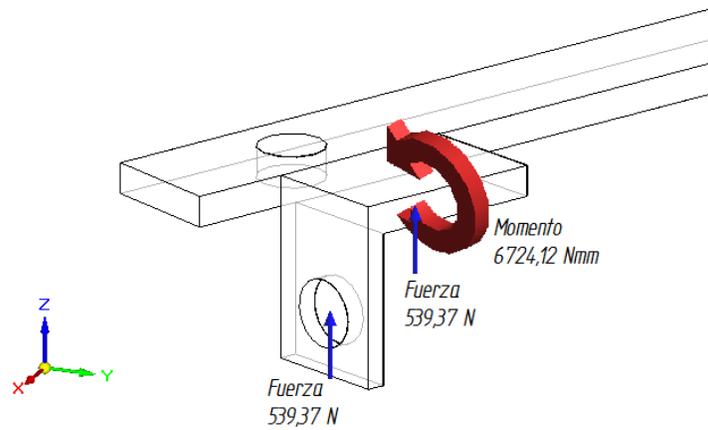
#### 4.1.11 Soldadura

En el caso de la máquina de corte de Tejas Termo Acústicas, la soldadura es aplicada en varios puntos de la estructura secundaria (trípode), uno de ellos es la guía del soporte del motor donde la forma de cubo alargado y ranurado en dos partes es fijado a uno de los lados de este elemento con el fin de realizar la función requerida sin que se presenten problemas de movimientos no deseados en este subconjunto. La soldadura también se aplicará en las solapas dobladas y que tienen un agujero en la parte vertical, que se ubicarán en cada una de los lados del trípode, con el fin de sostener el subconjunto de los rodamientos.

##### 4.1.11.1 Soldadura a tope

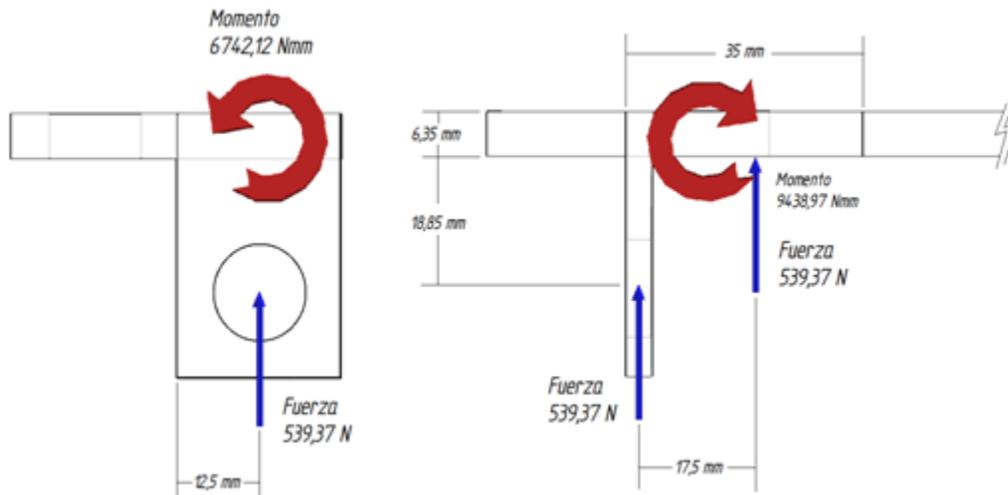
Se tiene soldadura a tope en la estructura secundaria de la máquina, en cada uno de los vértices del trípode se ubican unas solapas cuadradas, con un agujero en la parte vertical de la misma, con el fin de ubicar en esta el eje del rodamiento que servirá para posicionar en él este elemento de la máquina que se deslizará sobre la estructura principal. En la figura 60 se muestra una de los vértices del trípode con la solapa unida, en la cual se aplicará la fuerza de 539,37 N debido a la carga que se genera de la estructura secundaria sobre la principal, luego en la figura 61 se muestran dos diagramas en los cuales están el momento torsor y el momento flector gracias a la fuerza que se determino.

Figura 60. D.C.L. de la Soldadura a Tope



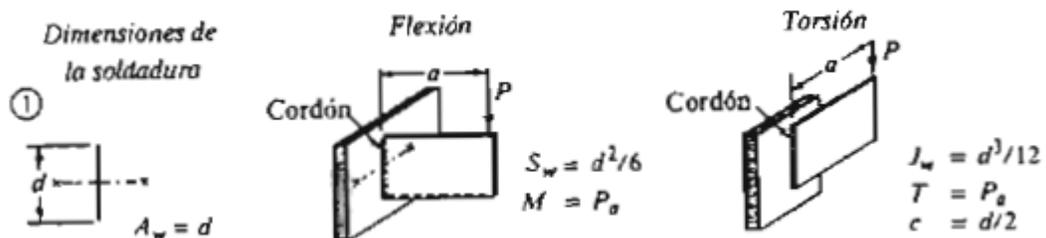
Fuente. Autores del proyecto

Figura 61. D.C.L. de la Soldadura a Tope



Fuente. Autores del proyecto

Figura 62. Factores Geométricos Para el Análisis de Soldadura



Fuente. Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

Para los cálculos de la soldadura a tope, se comenzará estableciendo la ecuación 27, que es el valor resultante de la sumatoria absoluta de las fuerzas aplicadas sobre la soldadura, luego se calculará cada uno de las fuerzas determinadas por las fuerzas cortantes, momento flector y por el momento de torsión.

Ecuación 27. Fuerza Resultante

$$Fr = \sqrt{f_t^2 + f_b^2 + f_s^2}$$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

En la ecuación 28, que es la fuerza de torsión, debido al momento T calculado en la ecuación 10, a la distancia c que es el valor de donde se aplica la fuerza al centro de la soldadura y el valor de Jw modulo de torsión de la ecuación 29.

Ecuación 28. Fuerza de Torsión

$$f_t = \frac{T c}{J_w}$$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

$$T = V * L \text{ (10)}$$

$$T = 539,37N * 0,0175m$$

$$T = 9,44 Nm$$

$$c = \frac{d}{2} = \frac{35mm}{2} = 0,0175m$$

Ecuación 29. Factor Geométrico de la Soldadura a Torsión

$$J_w = \frac{d^3}{12} = \frac{(0,035m)^3}{12} = 3,57 * 10^{-6}m^3$$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

$$f_t = \frac{9,44 Nm * 0,0175m}{3,57 * 10^{-6}m^3}$$

$$f_t = 46236,73 N/m$$

La ecuación 30 fuerza de flexión, debido al momento flector M que actúa sobre el cordón de la soldadura, y que es calculado por la ecuación 10.

Ecuación 30. Fuerza de Flexión

$$f_b = \frac{M}{S_w}$$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

$$M = V * x = (539,37N) * (0,0125m) = 6,74 Nm \quad (10)$$

Ecuación 31. Factor Geométrico de la Soldadura a Flexión

$$S_w = \frac{d^2}{16} = \frac{(0,035m)^2}{16} = 7,65 * 10^{-5}m^2$$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

$$f_b = \frac{6,74 Nm}{7,65 * 10^{-5}m^2}$$

$$f_b = 88032,65 N/m$$

La fuerza cortante vertical generada por la fuerza V de 539,37 N, se calcula con la ecuación 32, siendo Aw igual al valor d como se muestra en la ecuación 33.

Ecuación 32. Fuerza Cortante

$$f_s = \frac{V}{A_w}$$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

Ecuación 33. Factor Geométrico de la Soldadura a Cortante

$$A_w = d = 0,035m$$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

$$f_s = \frac{539,37 N}{0,035 m}$$

$$f_s = 15410,57 N/m$$

Por lo tanto la Fuerza resultante se calcula a continuación, y luego se determina el valor w que es la distancia de la garganta de la soldadura, dando con resultado 2,39 mm por lo que el equipo de trabajo determinó que la soldadura se puede realizar a ras con el espesor de la platina de 6,35 mm, como se muestra en la figura 54, Soldadura a Tope.

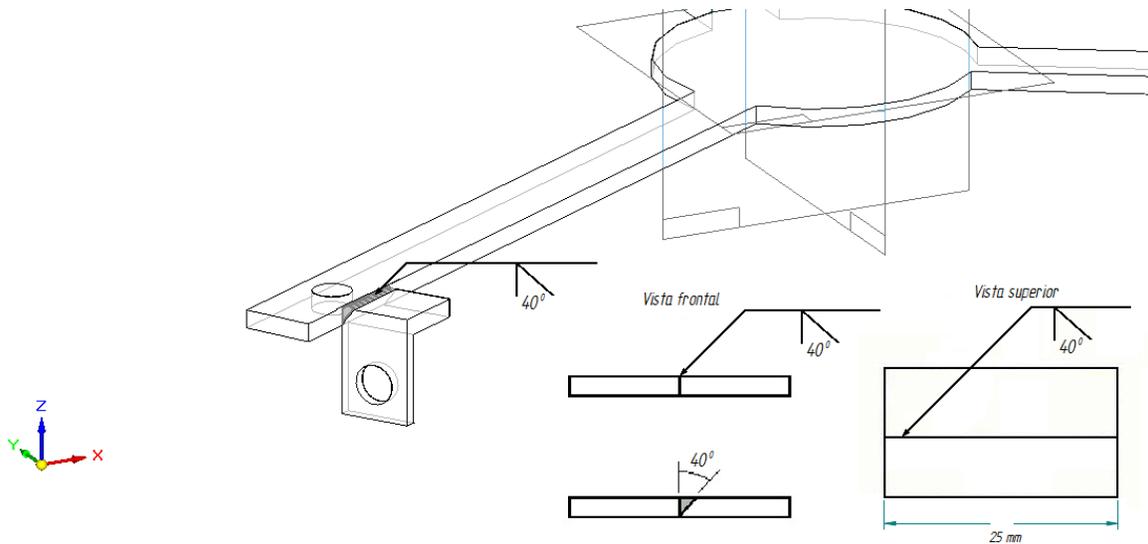
$$Fr = \sqrt{\left(46236,73 \frac{N}{m}\right)^2 + \left(88032,65 \frac{N}{m}\right)^2 + \left(15410,57 \frac{N}{m}\right)^2}$$

$$Fr = 100623,39 \text{ N/m}$$

$$w = \frac{100623,37 \text{ N/m}}{42000000 \text{ MPa}}$$

$$w = 2,39 * 10^{-3} \text{ m}$$

Figura 63. Soldadura a Tope



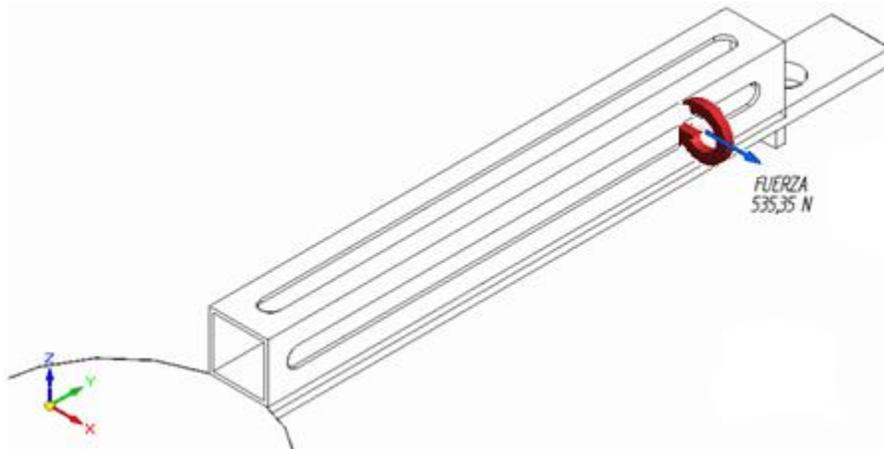
**Fuente.** Autores del proyecto

En las solapas del trípode se le realiza un ángulo de  $40^{\circ}$ , en donde es aplicado un cordón de soldadura de 35mm, con el fin de realizar una soldadura a tope, como se muestra en la figura 63.

#### 4.1.11.2 Soldadura guía motor

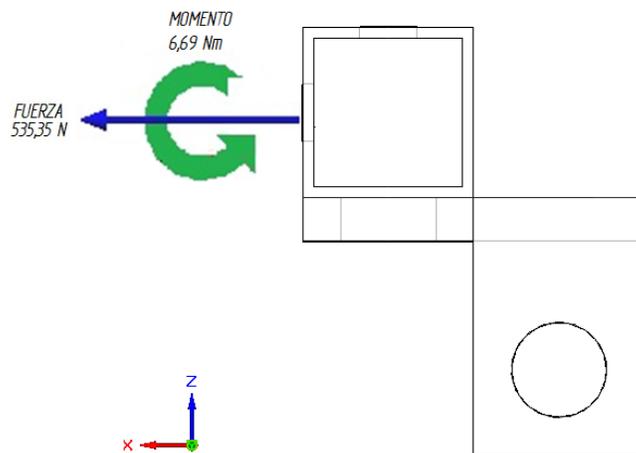
Esta soldadura consta en unir la guía del motor a uno de los vértices de la estructura secundaria, la fuerza que se aplica sobre la guía consta de la carga generada por el avance de la herramienta y el momento es debido a la distancia existente desde el centro de la soldadura hasta donde se analizará. En ambos lados de el vértice de la estructura se procede a achaflanar para depositar la soldadura con una distancia de 3 mm.

Figura 64. Diagrama D.C.L. de la Soldadura Guía Motor



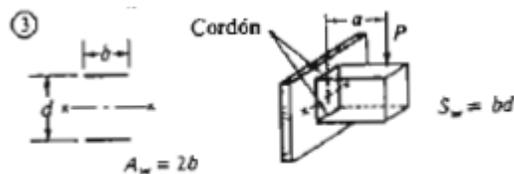
Fuente. Autores del proyecto

Figura 65. Diagrama D.C.L. de la Soldadura Guía Motor



Fuente. Autores del proyecto

Figura 66. Factores Geométricos Para el Análisis de Soldadura



Fuente. Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

Ecuación 34. Factor de Seguridad Soldadura

$$\sigma_a = \frac{S_{soldadura}}{N_f}$$

Fuente. Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

$$\sigma_a = \frac{42 \text{ MPa}}{3} = 14 \text{ MPa}$$

Con la ecuación 14, se hallará el valor del área de la soldadura, luego con la ecuación 35, que es la ecuación de área donde W es el ancho requerido y t es espesor del soporte de la guía del motor.

$$\sigma_a = \frac{P}{A} \quad (14)$$

$$A = \frac{V}{\sigma_a} = \frac{535,35 \text{ N}}{14 \text{ MPa}} = 3,82 * 10^5 \text{ m}^2$$

Ecuación 35. Área Soldadura

$$A = W * t$$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

$$W = \frac{A}{t} = \frac{3,82 * 10^5 \text{ m}^2}{0,0016 \text{ m}} = 0,0238 \text{ m}$$

Para hallar el valor de  $f_a$  se toma el valor de la fuerza admisible por pulgada de lado del acero estructural soldado con un electrodo E6013 cuyo valor es 9600 lb/pulg obtenido de la tabla 20-3 del libro de Mott, que al pasarlo a N/m obteniendo el valor de  $1,68 * 10^6$  N/m, y se divide por la equivalencia a una pulgada de lado en metros, y se multiplica todo eso por la dimensión del cordón obtenido del Anexo H para un electrodo de 3,2x350mm.

Ecuación 36. Fuerza Admisible Sobre la Soldadura

$$f_a = \frac{1,68 * 10^6 \text{ N/m}}{0,0254 \text{ m de lado}} * 0,0032 \text{ m}$$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

$$f_a = 2,11 * 10^5 \text{ N/m}$$

De la ecuación 37, se despejará el valor de h como se muestra a continuación, que es la distancia mínima del cordón de soldadura, por lo que el equipo de trabajo determinó realizar cuatro puntos de soldadura de 10 mm cada uno distribuidos en toda la geometría.

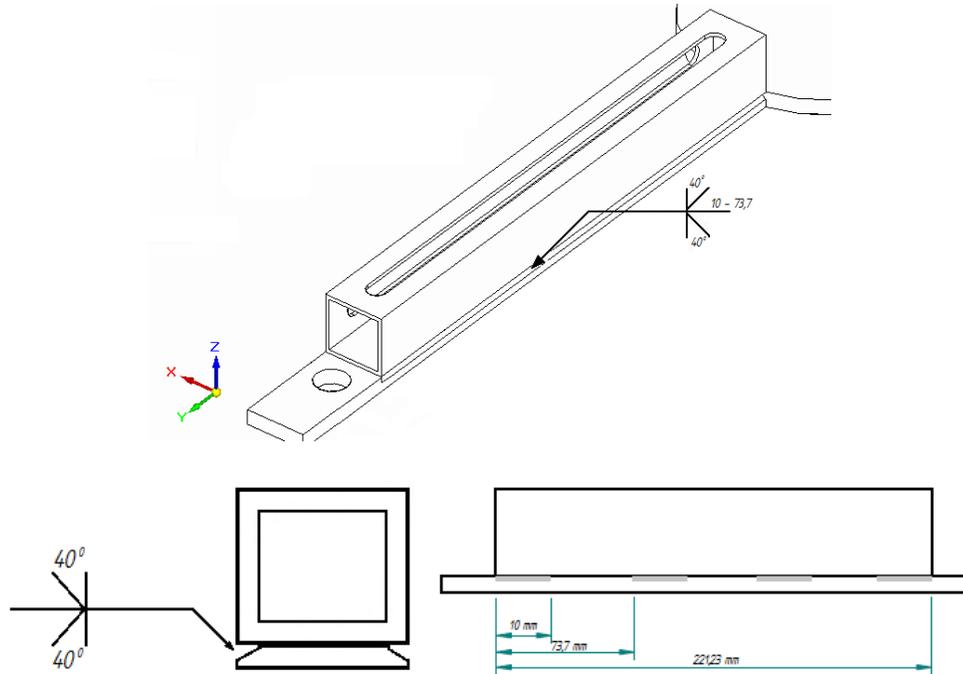
Ecuación 37. Fuerza Real Sobre la Soldadura

$$f_a = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{2h}$$

**Fuente.** Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L, Mott

$$h = \frac{P}{2f_a} = \frac{535,35 \text{ N}}{2 \left( 2,11 * 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}} \right)} = 1,26 * 10^{-3} \text{ m}$$

Figura 67. Soldadura Soporte Guía



**Fuente.** Autores del proyecto

Para el soporte de la guía fue aplicada una soldadura intermitente a lo largo de la geometría, a ambos lados se realizó un ángulo de  $40^\circ$ , con el fin de depositar ahí el material de aporte. La geometría de la soldadura sea de 10 mm, con una intermitencia a 73 mm aproximadamente, logrando así cuatro cordones de unión a cada lado.

La soldadura que se utilizará en los dos casos de uniones soldadas, será un electrodo para soldar acero al carbono West Arco E6013, gracias a que es un electrodo para arco eléctrico, con una resistencia a la tensión de 60000 lb/in<sup>2</sup> o 42 MPa, se puede aplicar en cualquier posición y que se recomienda la utilización de corriente continua o corriente alterna, ambas de manera directa. Las demás características de este electrodo se puede encontrar en el anexo , Electrodo West Arco.

Las dimensiones del electrodo seleccionado es de 3.2 x 350mm, para la cual el amperaje recomendado está entre 80 - 120 A, el diámetro que se tomó es gracias a la cantidad de material que se necesita depositar y al espesor de la lámina debido a que es muy delgada.

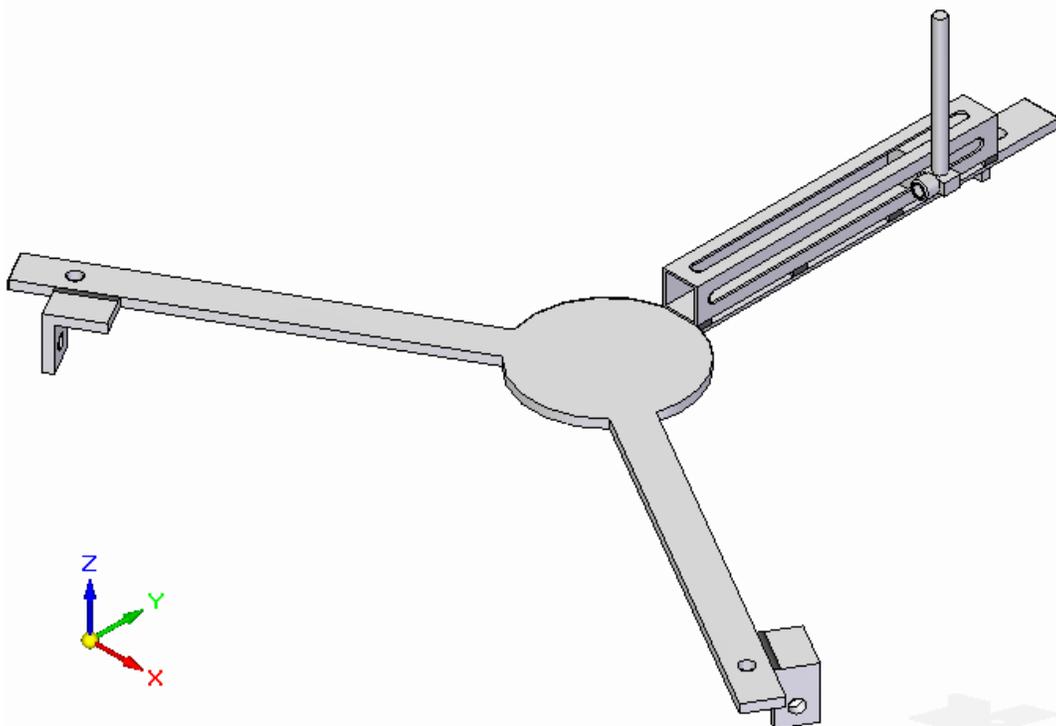
#### 4.1.11.3 Análisis de soldadura en Ansys

Al trípode de la máquina de corte se le aplicará la soldadura que se calculó, por lo tanto es necesario realizar nuevamente los análisis de Ansys. En este elemento estructural, la soldadura se ubica para unir las solapas dobladas con un agujero donde se colocarán los ejes con los rodamientos, en cada uno de estos irán los soportes del trípode como se muestra en la figura 70. D.C.L. Trípode Ansys Soldadura, para los elementos D,E y F respectivamente. Esta soldadura se realiza en forma de v, con un achaflanado en la solapa de  $40^{\circ}$ .

También se aplica soldadura para unir el soporte de guía del motor, para este procedimiento se achaflana el vértice del trípode, y se aplica el material de aporte intermitente con cuatro cordones de 10 mm cada uno y un espaciamiento de 60,41 mm.

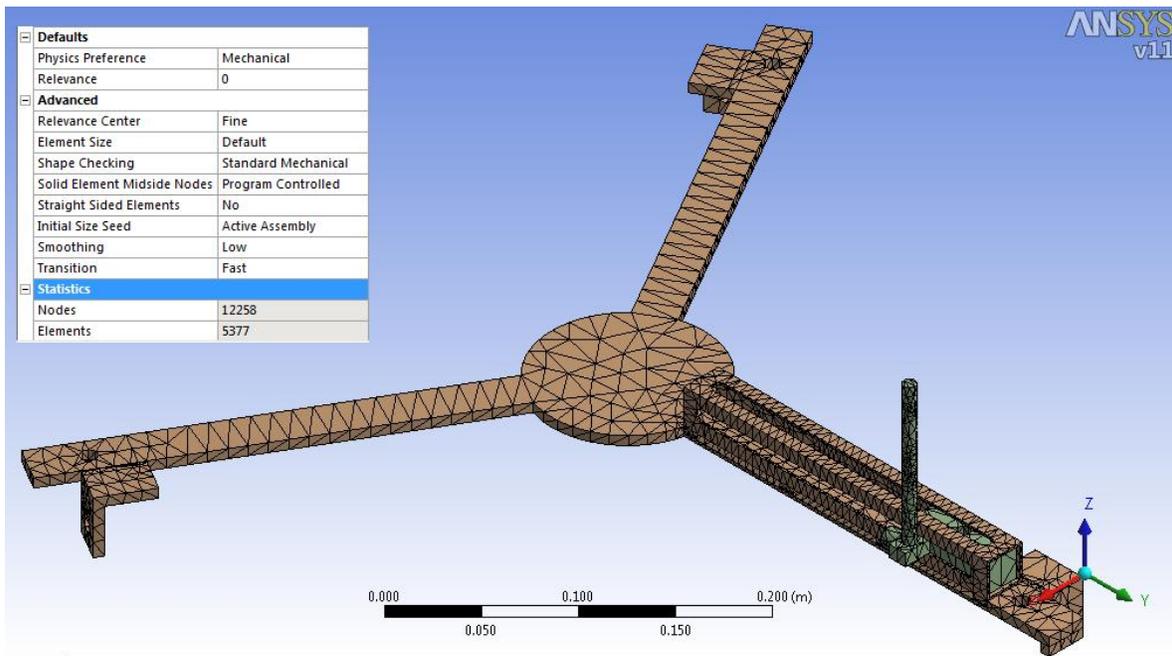
Las fuerzas aplicadas son la del Peso con un valor de 26,94 N en la guía del motor hacia abajo, la fuerza debido al movimiento de corte de 535,35 N y el momento flector de 8,03 N.

Figura 68. Trípode con Soldadura



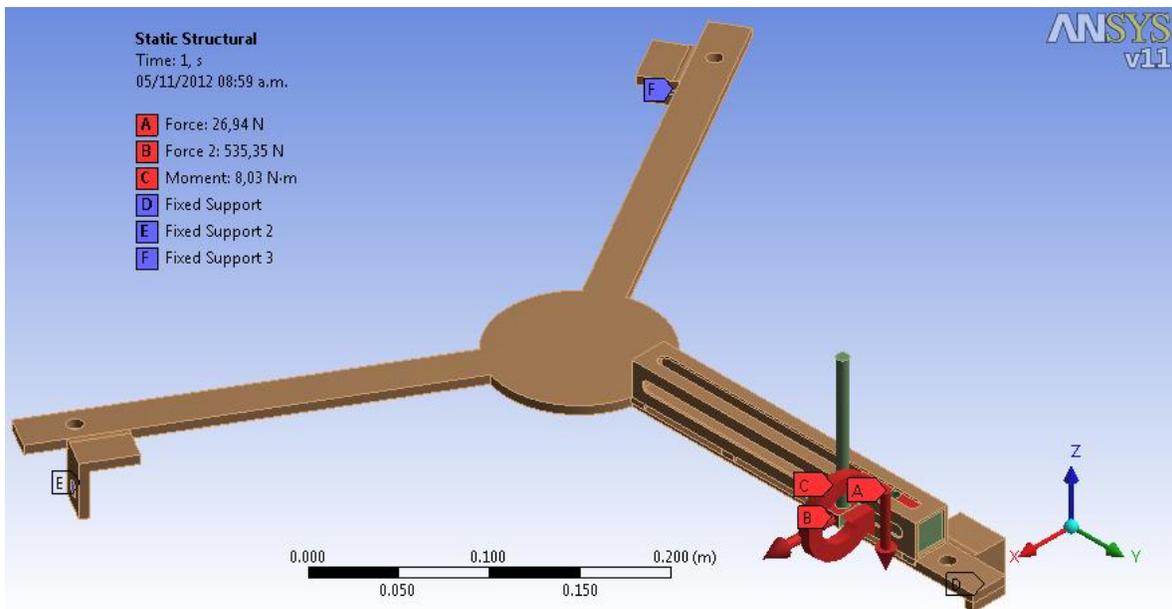
**Fuente.** Autores del proyecto

Figura 69. Trípode Malla Soldadura



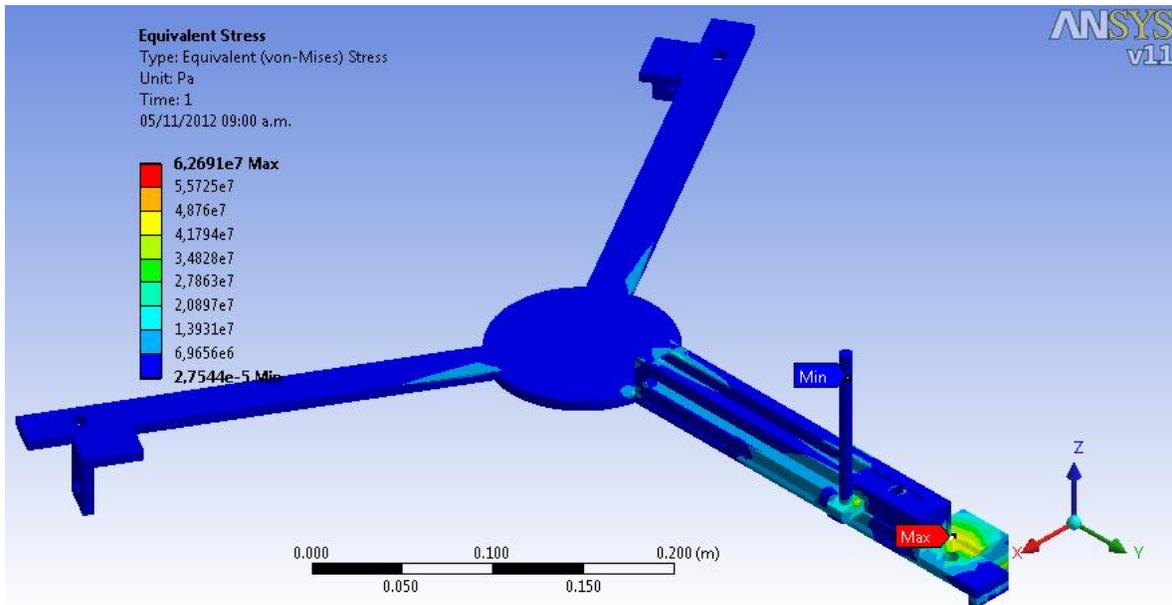
Fuente. Autores del proyecto

Figura 70. D.C.L. Trípode Ansys Soldadura



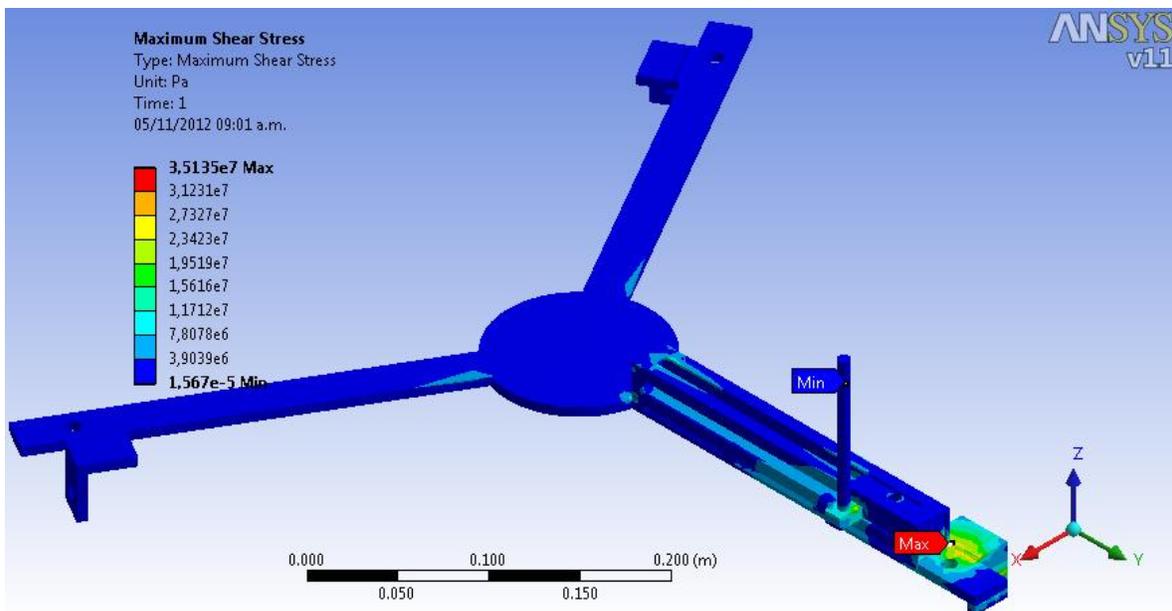
Fuente. Autores del proyecto

Figura 71. Tensión Equivalente (Von-Mises) Soldadura



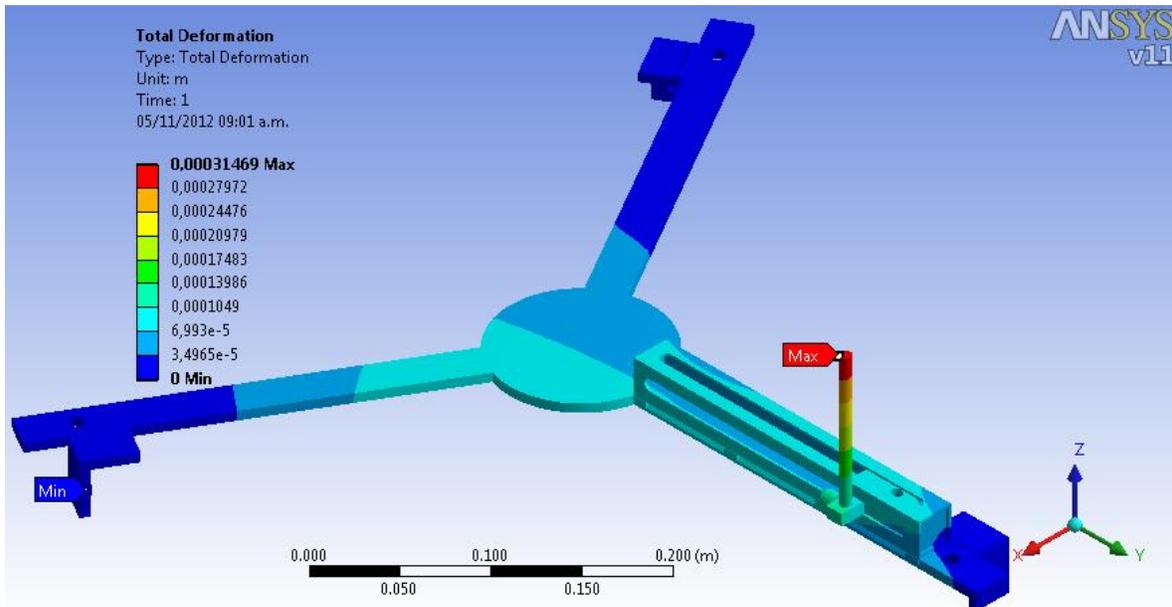
Fuente. Autores del proyecto

Figura 72. Esfuerzo Cortante Máximo Soldadura



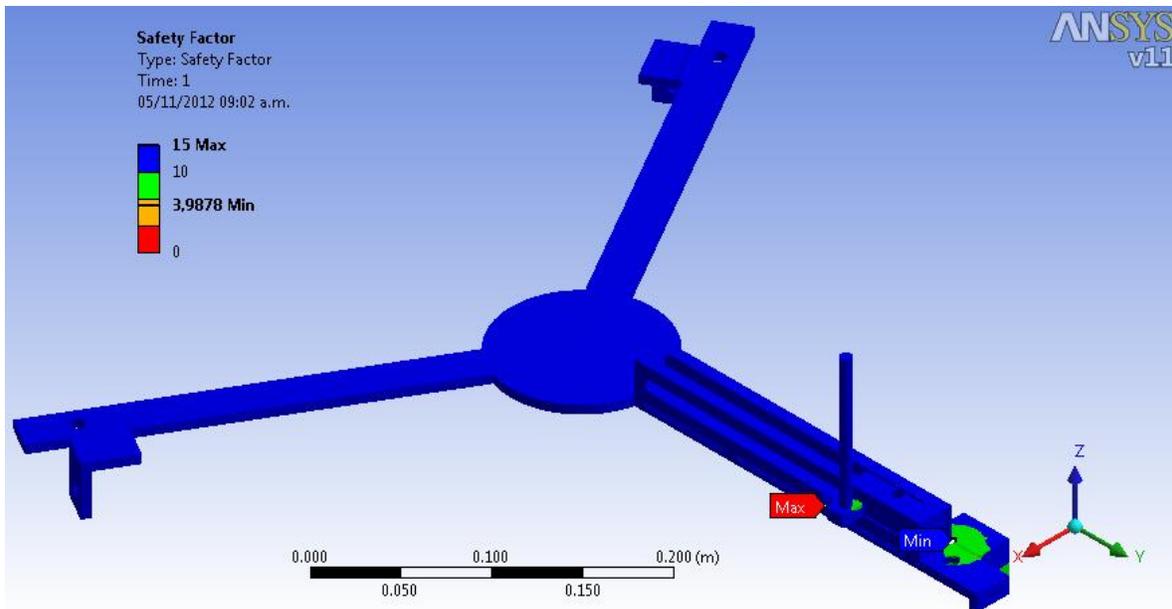
Fuente. Autores del proyecto

Figura 73. Deformación Total



Fuente. Autores del proyecto

Figura 74. Factor de Seguridad



Fuente. Autores del proyecto

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos bajo el análisis de Ansys PARA SOLDADUA Y haciendo la comparación con el trípode sencillo, se puede observar el aumento en la tensión equivalente de Von-Mises y esfuerzo cortante máximo, y

una disminución en el factor de seguridad, debido a la concentración de esfuerzo generada por la soldadura en la solapa junto al soporte de guía del motor.

## 4.2 SELECCIÓN DE OTROS COMPONENTES

Consta de seleccionar mediante los catálogos existentes en el mercado actual los componentes que hacen parte de la máquina y que no requieren cálculos adicionales.

### 4.2.1 Eje Para los Rodamientos

Consta del montaje de un tornillo, una tuerca una arandela y el rodamiento, que es el elemento que se va a sujetar. Los parámetros de selección de los otros componentes se realizan por catálogos, teniendo en cuenta el diámetro interno del rodamiento.

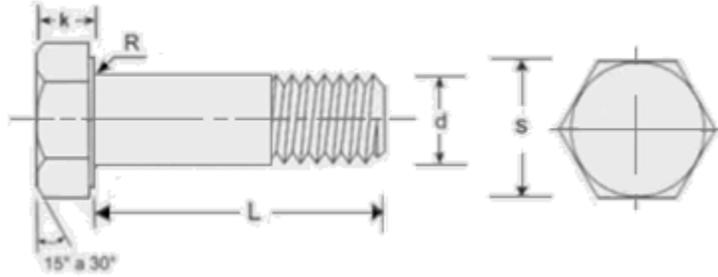
El equipo de trabajo decidió fabricar estos tornillos, debido a que la parte en donde se encuentra ubicado el rodamiento debe funcionar como un eje, y se ajusta este con una tuerca para poder realizar el recambio cuando sea necesario. Por lo tanto, se toma un pequeño eje de acero 1020, se suelda una pequeña platina de acero a un extremo que funcionará como cabeza hexagonal del tornillo y en el otro se dispone a ubicar la rosca M10. El largo L del tornillo tal como se muestra en la figura 76, es de 30 mm entre la parte del eje y la parte roscada.

Figura 75. Eje para los Rodamientos



**Fuente.** Catálogo Gutemberto

Figura 76. Esquema Eje para los Rodamientos



**Fuente.** Autores del Proyecto

#### 4.2.2 Tuercas Para los Rodamientos

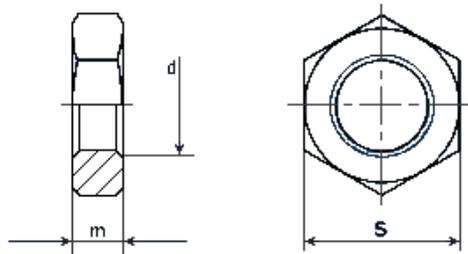
Para el conjunto de rodamientos, tornillo y tuerca, se tendrá que utilizar este último elemento como algo diferente ya que las tuercas normales del mercado tienen una altura de cabeza muy grande y mayor peso, por lo tanto se optó por una tuerca hexagonal fina que tiene como característica primordial ser más delgada que las otras, con esto se logra disminuir su peso de manera sustancial.

Figura 77. Tuercas para los Rodamientos



**Fuente.** [http://www.berdanmakina.com/en/din\\_936.php](http://www.berdanmakina.com/en/din_936.php)

Figura 78. Esquema Tuercas para los Rodamientos



**Fuente.** [http://www.berdanmakina.com/en/din\\_936.php](http://www.berdanmakina.com/en/din_936.php)

Tabla 31. Especificaciones Tuercas para los Rodamientos

d	M8	M8x1	M10	M10x1	M19x1,25	M12
P	1,25	1	1,5	1	1,25	1,75
m (nom.)	5	5	6	6	6	7
s (nom.)	13	13	17/16*	17/16*	17/16*	19/18*
Peso en gramos						
	4,000	4,000	8,600	8,600	8,600	12,100

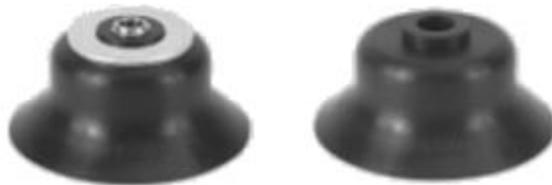
Fuente. [http://www.berdanmakina.com/en/din\\_936.php](http://www.berdanmakina.com/en/din_936.php)

De la tabla 31 Especificaciones Tuercas para los Rodamientos que son las especificaciones de las tuercas DIN 936 de la empresa Berdan Makina, de la cual se escogió la tuerca M10 que posee un paso de rosca de 1,5, una altura de 6 milímetros, una distancia de cara de 17 milímetros y un peso de 8,6 gramos.

#### 4.2.3 Ventosas de Sujeción

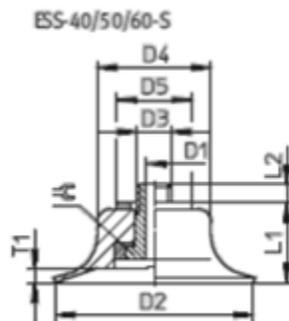
Las ventosas de sujeción son elementos de la máquina que fueron seleccionados para sostenerla en el lugar donde el operador la ubique para llevar a cabo el corte, nivelando los tornillos que la sostienen con las perillas de ajuste las ventosas se adhieren a la superficie. Estas ventosas hacen parte del subconjunto de las patas de sujeción, son cuatro cada una en el extremo de los tornillos, el equipo de trabajo decide usar este tipo de material para evitar deslizamientos y una mayor adherencia a la superficie de las tejas termo acústicas Anexo F, Ventosas de Sujeción FESTO.

Figura 79. Ventosas de Sujeción FESTO.



Fuente. Catálogo FESTO, Ventosas con rosca de fijación

Figura 80. Esquema Ventosa de Sujeción



Fuente. Catálogo FESTO, Ventosas con rosca de fijación

Tabla 32. Especificaciones Ventosas ESV

Tipo	Diámetro de la ventosa	Elemento de fijación de la ventosa	Rosca de fijación	Homologados para alimentos FDA	Materiales						Página / Internet
					Caucho fluorado	Caucho nitrílico	Caucho nitrílico Antiestático	Silicona	Poliuretano	Vulkollan	
	[mm]	Tamaño									
Estándar, redonda ESV-...-S... 	20	4	M6x1	■	■	■	■	■	■	-	7
	30										
	40										
	50										
	60	5	M10x1,5	■	■	■	-	■	■	-	
	80										
	100										
	150	6	M20x2	■	■	■	-	■	■	-	
200											
Redonda, profunda ESV-...-E... 	20	4	M6x1	-	■	■	-	■	■	-	11
	30										
	40										
	50										
	60	5	M10x1,5	-	■	■	-	■	■	-	
	80										
	100										

Fuente. Catálogo FESTO, Ventosas con rosca de fijación

De la tabla 32, Especificaciones Ventosas ESV, se tendrá en cuenta para un tornillo de la pata de un diámetro M10x1,5, una de tipo estándar redonda con un diámetro de la ventosa de 60 mm. Con un material de caucho fluorado, del Anexo F Tabla 1, Ventosa de Sujeción FESTO, seleccionada por el equipo de trabajo, de esta sección se puede tomar la fuerza de separación necesaria con -0,7 bar de presión y es de 166,1 N, por cada una de las ventosas que son ubicadas en las patas de sujeción.

#### 4.2.4 Perilla Para el Ajuste de las Ventosas

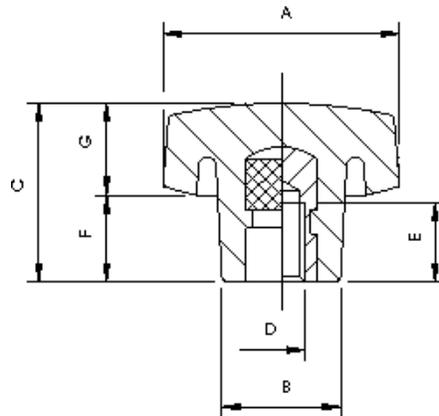
Con esta perilla se busca que el operario pueda de manera más fácil ajustar la altura en cada una de patas con ventosas para lograr así estabilidad de la máquina para el corte, ubicándola siempre de manera paralela con la superficie a la cual se le va a realizar el corte.

Figura 81. Perilla Para el Ajuste de las Chupas



**Fuente.** [http://www.gamm.it/prodotti/2/locking\\_knobs/95/six\\_lobe-knob.html](http://www.gamm.it/prodotti/2/locking_knobs/95/six_lobe-knob.html)

Figura 82. Esquema de Perilla Para el Ajuste de las Chupas



**Fuente.** [http://www.gamm.it/prodotti/2/locking\\_knobs/95/six\\_lobe-knob.html](http://www.gamm.it/prodotti/2/locking_knobs/95/six_lobe-knob.html)

Se escoge de la tabla 33, Especificaciones Perilla para el Ajuste de las Chupas la del código 6113055 con una descripción VB/50 M10, con un diámetro interno M10 y un peso de 49 gramos.

Tabla 33. Especificaciones Perilla Para el Ajuste de las Chupas

Standard Gamm		Principales dimensiones							
Código	Descripción	A	B	C	D	E	F	G	Peso gr
6113035	VB/40 M6	40	21	28	M6	13	13	15	26
6113040	VB/40 M8	40	21	28	M8	15	13	15	30
6113041	VB/40 D8	40	21	28	D8	-	13	15	30
6113045	VB/40 M10	40	21	28	M10	16	13	15	31
6113050	VB/50 M8	50	25	33	M8	15	15	18	48
6113055	VB/50 M10	50	25	33	M10	16	15	18	49
6113060	VB/50 M12	50	25	33	M12	18	15	18	50
6113065	VB/60 M8	60	28	35	M8	15	15	20	67
6113070	VB/60 M10	60	28	35	M10	16	15	20	68
6113075	VB/60 M12	60	28	35	M12	18	15	20	70
6113080	VB/60 M14	60	28	35	M14	20	15	20	75
6113085	VB/60 M16	60	28	35	M16	20	15	20	77
6113090	VB/60 M10	70	32	42	M10	16	21	21	92
6113095	VB/60 M12	70	32	42	M12	18	21	21	95
6113100	VB/60 M14	70	32	42	M14	20	21	21	100
6113105	VB/60 M116	70	32	42	M16	20	21	21	102

Fuente. [http://www.gamm.it/prodotti/2/locking\\_knobs/95/six\\_lobe-knob.html](http://www.gamm.it/prodotti/2/locking_knobs/95/six_lobe-knob.html)

#### 4.2.5 Empuñadura de las Guías del Motor

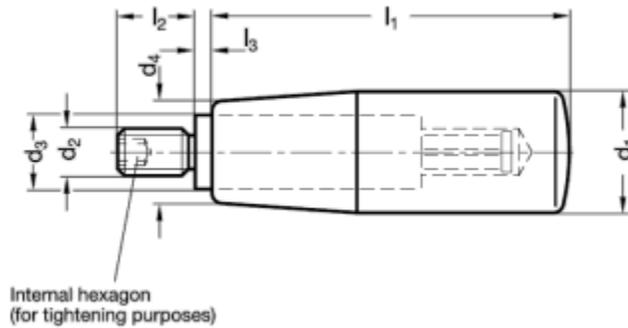
Esta empuñadura va ubicada en la manivela de la guía del motor, con el fin de facilitarle al operario la manipulación del movimiento vertical y horizontal del motor para realizar cada uno de los cortes. La empuñadura muestra las siguientes dimensiones establecidas en la tabla 34, de la cual fue seleccionada la que tiene un diámetro de empuñadura de 21 mm, un largo de 50 mm y un diámetro de rosca de M8.

Figura 83. Empuñadura de las Guías del Motor.



Fuente. Catálogo GANTER GRIFF GN 598

Figura 84. Esquema de las Empuñadura de las Guías Motor.



Fuente. Catálogo GANTER GRIFF GN 598

Tabla 34. Dimensiones de la Empuñadura de las Guías del Motor.

d1	d2		d3	d4	l1	l2	l3
14	M6	-	8	11	28	10	0,5
18	M6	-	10	15	40	12	2,5
21	M6	M8	10	17	50	13	2,5
22	M6	M8	10	18	56	13	2,5
23	M8	M10	13	19	65	14	2,5
26	M8	M10	13	21	80	16	2,5
28	M10	-	13	22	90	16	2,5
31	M12	-	14	25	102	20	2,5

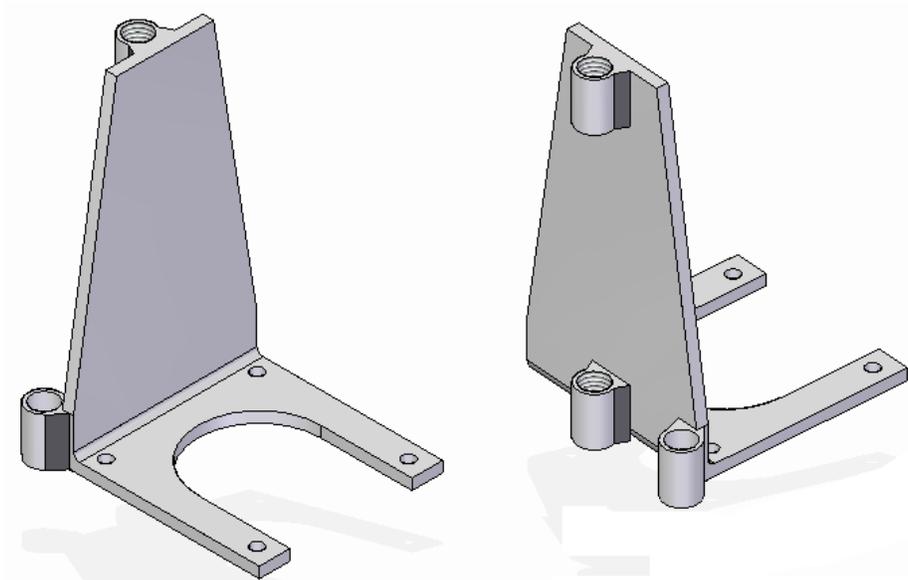
Fuente. Catálogo GANTER GRIFF GN 598

#### 4.2.6 Soporte del Motor

El equipo de diseño determinó que para mantener el motor sujeto a la estructura secundaria era necesario un soporte y una guía para permitir el movimiento vertical y horizontal. El soporte del motor se fabricará en lámina de acero 1020 y para reducir un poco el peso en este vértice del trípode se utilizará un espesor de 3,4 mm, la cual será doblada en forma de L, la parte horizontal basada en la geometría exterior y el flanche donde se asegura el motor como se muestra en la figura 24, Motor Brushless HNMotor, donde se puede observar las dimensiones necesarias, una forma cuadrada de 57,2 mm de lado y cuatro perforaciones de 4 mm a 47,2 mm para ensamblar con el soporte, también se hace en esta zona un maquinado de 38,1 mm de diámetro para permitir la salida del eje del motor en donde se coloca el acople con la herramienta de corte. En la parte posterior del soporte se tienen dos bujes roscados de M8 rosca fina ubicados en el centro y a una distancia permisible para evitar que el soporte se incline hacia adelante y hacia atrás, los cuales cumplen la función de desplazar el soporte hacia arriba y abajo, se cuenta también con un buje de 15 mm de altura y un diámetro interior de 8 mm ubicado en la parte inferior derecha, en donde se desplaza la guía del motor

cuando el soporte sube y baja. Para reducir un poco más el peso y por cuestiones estéticas se decidió que se podrían hacer maquinados diagonales a ambos lados como se muestra en la figura 85.

Figura 85. Soporte del Motor



**Fuente.** Autores del Proyecto

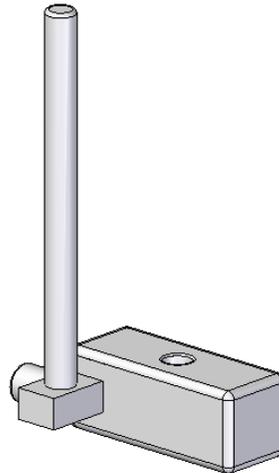
#### 4.2.7 Guía del Motor

Para permitir que el motor realice los movimientos que se requieren para un óptimo corte sobre la superficie, es necesario que cuente con una guía donde van sujetos los tornillos de guía horizontal que directamente permite que se desplace logrando el diámetro deseado para el corte y el tornillo de guía vertical que al ser ensamblado en la parte superior soporta el peso generado por el soporte motor y herramienta. Esta guía consta de un movimiento horizontal restringido por el soporte de la guía.

Se obtiene la guía del motor, de un cuadrado de Acero 1020 de 21,8 mm y una longitud de 55 mm, con las aristas redondeadas para lograr un mayor deslizamiento en la distancia del soporte de la guía del motor, y así realizar los diámetros deseados por el operario. Consta de un agujero de 8 mm en la parte superior con el fin de ensamblar el tornillo de guía vertical soportando el peso y permitiendo el giro con libertad, con este se subirá y bajará el soporte del motor y por lo tanto la herramienta de corte. En un lado del dado, se soldará una saliente de 8,4x12mm y una longitud de 18 mm, en esta se ubicarán dos elementos, el primero un eje de 8mm de diámetro y 100 mm de longitud en posición vertical donde ira el buje liso del soporte del motor. El segundo elemento ubicado en la

parte izquierda de la saliente, un pequeño cilindro de diámetro exterior de 10 mm, diámetro interno 8 mm, y 10 mm de largo, que cumple el mismo fin del agujero en la parte superior, pero con el tornillo de guía horizontal, que es el encargado ubicar la herramienta para el diámetro de corte.

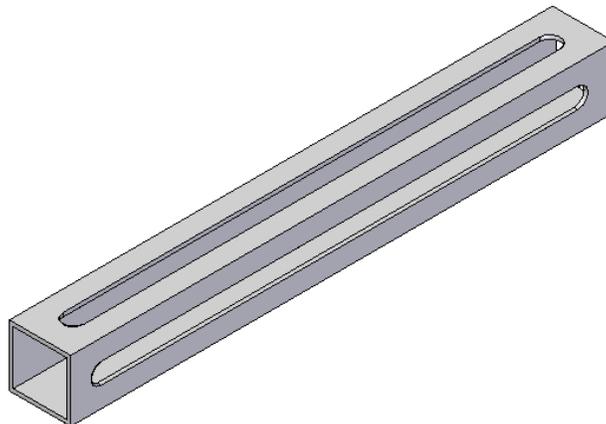
Figura 86. Guía del Motor



**Fuente.** Autores del Proyecto

El soporte de la guía del motor es un perfil cuadrado dentro de este se desliza sin ningún clase de obstáculos la guía del motor por lo que se escogieron las siguientes dimensiones, 25 mm y un espesor de 1,6 mm tiene una longitud total de 221,23 mm. En la cara superior y la lateral del perfil se realizan ranuras con un escariador de 8,5 mm a 194,1 mm de longitud, como se muestra en la figura 87. Se ubica dentro de este elemento la guía del motor, colocando la saliente hacia la ranura lateral. El soporte de la guía del motor es soldado en uno de los vértices del trípode de la estructura secundaria.

Figura 87. Soporte Guía del Motor



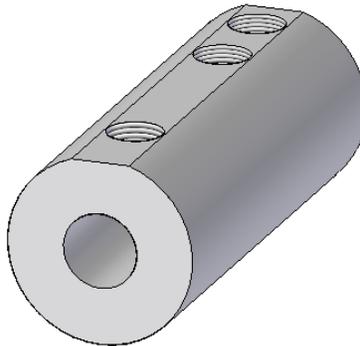
**Fuente.** Autores del Proyecto

#### 4.2.8 Acople entre el Motor y la Herramienta de Corte

Se trata de un acople en acero 1020 que está situado entre el motor y la herramienta de corte, este elemento cumple la función de mantenerlos unidos entre sí, con el fin de poder transmitir la potencia del motor a la herramienta de corte, este es de fácil montaje gracias a tornillos prisioneros.

El equipo de trabajo decidió la fabricación de esta pieza, teniendo en cuenta las condiciones principales, que son un diámetro de 8 mm del eje del motor y 10 mm del diámetro de la herramienta de corte, sobre un cilindro de 25,4 mm de diámetro exterior y 50 mm de largo. Consta de tres perforaciones roscadas las cuales permiten ensamblar tornillos prisioneros, para una mayor velocidad de desarme y montaje de la herramienta de corte.

Figura 88. Acople Motor Herramienta

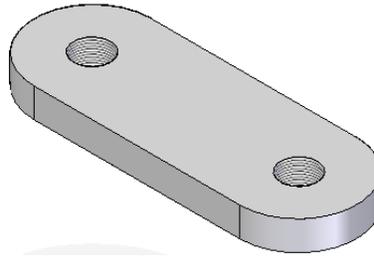


**Fuente.** Autores del Proyecto

#### 4.2.9 Platina

Es una platina de acero 1020, debido a que soporta cargas de torsión debido a la función que cumple es necesario que esta sea un poco robusta por lo que se decidieron las siguientes dimensiones de 25,4 mm de ancho y 6,35 mm de espesor, una longitud de 70 mm con dos perforaciones roscadas a M8 paso fino, este elemento permite ensamblar las manivela con los tornillos guía vertical y horizontal respectivamente, logrando con esto el giro del tornillo y por lo tanto el posicionamiento del motor.

Figura 89. Platina



**Fuente.** Autores del Proyecto.

### 4.3 SUBCONJUNTOS

A continuación están determinados los diferentes subconjuntos que componen la máquina de corte, se establecen cuantos elementos de los obtenidos alrededor del diseño son necesarios y como van dispuestos unos con otros. Llevando con esto que el operario al construirlo y cuando esté en funcionamiento poder darle un mantenimiento completo a la máquina ya sabiendo en qué lugar va cada pieza.

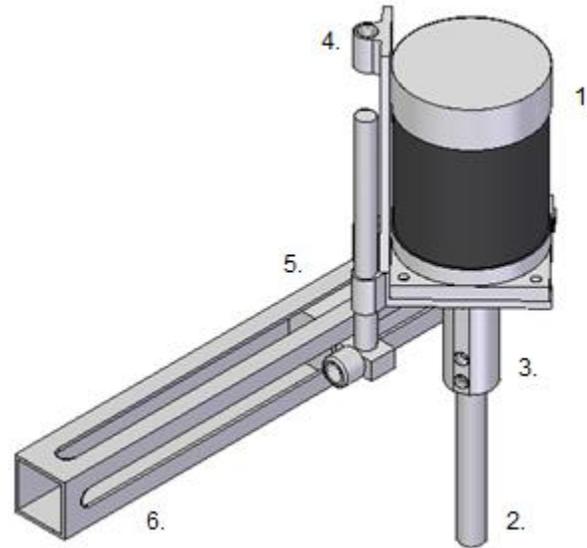
#### 4.3.1 Subconjunto Motor

Es el subconjunto más importante, ya que este, está determinado por el motor y la herramienta de corte como elementos fundamentales de la máquina. Está compuesta por el soporte que permite al motor estar sujeto a la estructura secundaria desplazarse sobre esta y por lo tanto también alrededor del perímetro que genera la estructura principal.

#### Lista de piezas

1. Motor eléctrico
2. Herramienta de corte
3. Acople eje motor - herramienta de corte
4. Soporte de motor
5. Guía del motor
6. Soporte guía del motor

Figura 90. Subconjunto Motor



**Fuente.** Autores del Proyecto.

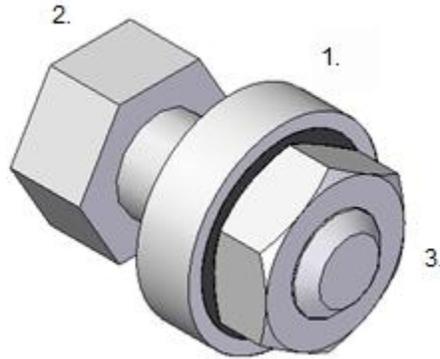
#### 4.3.2 Subconjunto Rodamiento

Es el subconjunto que cumple la función de mantener los rodamientos sujetos a la estructura secundaria, y permitir que esta se deslice por la estructura principal, por medio de tornillos y tuercas que ya fueron escogidos. Son necesarios seis subconjuntos alrededor de toda la estructura para mantener estable la máquina. La disposición es de la siguiente forma: el tornillo va dentro de la solapa que se le realizó a la estructura secundaria luego viene una tuerca, el rodamiento y otra tuerca respectivamente, esto se ve repetitivamente en cada una de las puntas de la estructura secundaria.

Lista de piezas

1. Rodamiento
2. Tornillo
3. Tuerca

Figura 91. Subconjunto Rodamiento



**Fuente.** Autores del Proyecto.

#### 4.3.3 Subconjunto Patas de Sujeción

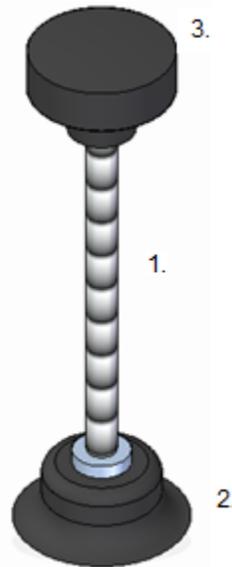
Es de suma importancia este ítem, por lo que cumple dos funciones la de sujetar en si la estructura principal sobre la superficie que se desea cortar, y de nivelar la máquina para que esta quede completamente paralela con la teja.

Son en total cuatro series de patas de sujeción, que ubicadas simétricamente llevan a cabo eficientemente su función, el subconjunto va de la siguiente manera: el tornillo dentro de una tuerca soldada a la estructura principal, una ventosa de sujeción en la parte inferior y la perilla en la parte superior como se muestra en la figura 84.

Lista de piezas

1. Tornillo
2. Ventosa de sujeción
3. Perilla para ajuste

Figura 92. Subconjunto Patas de Sujeción



**Fuente.** Autores del Proyecto.

#### 4.3.4 Subconjunto Manivelas

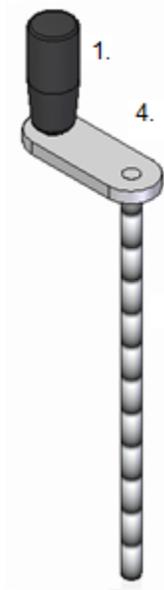
Es el que da el control para manipular la altura y entrada de la herramienta de corte sobre la superficie, y también el diámetro deseado para el corte, este subconjunto consta de dos diferentes, uno ubicado verticalmente con un tornillo con una longitud de 200 mm y otro horizontal con una longitud de 330 mm, el desplazamiento que se logra es bastante exacto debido al movimiento de los tornillos debido a que son de rosca fina.

La guía de movimiento del motor consta de dos subconjuntos de manivelas, una vertical y otra horizontal, diferenciadas por la longitud de los tornillos, este subconjunto se compone de la siguiente manera: el tornillo como eje principal, una pequeña lámina de acero la cual es la que determina el torque de la manivela, y al final de esta se encuentra la empuñadura. Están posicionados en la máquina sobre las tuercas ubicadas, las primeras en la parte trasera del soporte del motor cumplen la función de desplazarlo de arriba abajo, y las segundas a lo largo de uno de los vértices de la estructura secundaria con el fin de mover el soporte del motor de forma horizontal.

#### Lista de piezas

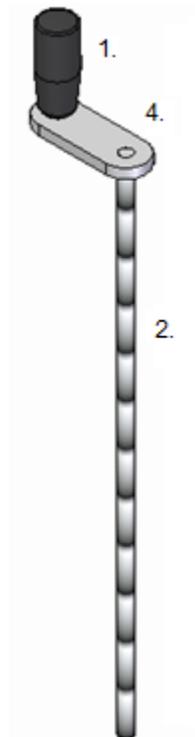
1. Empuñadura
2. Tornillo
3. Tuercas
4. Lámina de acero

Figura 93. Subconjunto Manivelas Vertical



**Fuente.** Autores del Proyecto.

Figura 94. Subconjunto Manivelas Horizontal



**Fuente.** Autores del Proyecto.

#### 4.4 SISTEMA ELÉCTRICO DE LA MÁQUINA

El sistema eléctrico de la cortadora consta del sistema de alimentación, el sistema de encendido y el sistema de protección contra sobrecargas. Para lo que se realizarán los cálculos necesarios y al final poder diseñar el circuito eléctrico para conectar la máquina y que opere bajo las mejores condiciones de trabajo.

Los datos necesario son los que se tienen del motor:

Voltaje nominal 100 voltios

Potencia de salida 393,33 Watts = 0,52 HP

Corriente de carga 1,05 Amperios

Eficiencia 87 %

Para instalar un motor se debe seleccionar:

- a) El fusible
- b) El térmico del Contactor
- c) El calibre de los Conductores
- d) El interruptor de Seguridad.

##### 4.4.1 El Fusible

Los fusibles sirven para proteger las líneas eléctricas contra:

- Sobrecargas: intensidades superiores a las nominales para las que se diseñan las líneas y que de mantenerse un período de tiempo más o menos largo acaban con ellas por sobrecalentamiento.
- Cortocircuitos: intensidades muy altas, casi instantáneas, que deterioran rápidamente las líneas.

Los fusibles o cortacircuitos no son más que una sección de hilo más fino que los conductores normales, colocado en la entrada del circuito a proteger, para que al aumentar la corriente, debido a sobrecargas o cortocircuitos, sea la parte que más se caliente y, por tanto, la primera en fundirse. Una vez interrumpida la corriente, el resto del circuito ya no sufre daño alguno.

Ecuación 37. Corriente del Fusible

$$I_f = k * I_n$$

**Fuente.** Gilberto Enríquez Harpe, Protección de instalaciones eléctricas industriales y comerciales

Donde  $I_f$  es la corriente de protección de los fusibles,  $k$  es la constante de protección la cual se toma en el rango de 1.8 a 2.1, y  $i_n$  que es la corriente nominal o a plena carga, por lo tanto.

$$I_f = 1,8 * 1,05 A$$

$$I_f = 1,89 A$$

Con el valor obtenido de  $I_f$  se consultará un fusible de 2 Amperios, del Anexo I tabla 1, se tomará un fusible de tamaño 8x32, Potencia Disipada de 1,8 W y 400 V de tensión. Y del mismo anexo pero de la tabla 2 se selecciona un portafusibles unipolar de 25A y 400 V, tamaño 8x32 para un modulo.

Figura 95. Fusible



**Fuente.** Catalogo Fusibles SIMON

Figura 96. Portafusibles



**Fuente.** Catalogo Fusibles SIMON

#### 4.4.2 El Térmico del Contactador

Se puede definir un contactor como un aparato mecánico de conexión y desconexión eléctrica, accionado por cualquier forma de energía, menos manual, capaz de establecer, soportar e interrumpir corrientes en condiciones normales del circuito, incluso las de sobrecarga. Las energías utilizadas para accionar un contactor pueden ser muy diversas: mecánicas,

magnéticas, neumáticas, hidráulicas, etc.. Los contactores corrientemente utilizados en la industria son accionados mediante la energía magnética proporcionada por una bobina, y a ellos nos referimos seguidamente.

Ecuación 38. Corriente Nominal

$$I_n = \frac{P}{V * \sqrt{3} * \cos \varphi}$$

**Fuente.** Gilberto Enríquez Harpe, Protección de instalaciones eléctricas industriales y comerciales

De donde P potencia nominal, V voltaje y  $\cos \varphi$  es igual a 0.85 .

$$I_n = \frac{393,33 \text{ W}}{100 \text{ v} * \sqrt{3} * 0,85}$$

$$I_n = 2,67 \text{ A}$$

Ecuación 39. Potencia Térmica

$$P \text{ térmica} = I_n * F_s \text{ (Factor de Servicio)}$$

**Fuente.** Gilberto Enríquez Harpe, Protección de instalaciones eléctricas industriales y comerciales

$$P \text{ térmica} = 2,67 \text{ A} * 1,1$$

$$P \text{ térmica} = 2,937 \text{ A}$$

Del Anexo I tabla 3 Relé térmico se tomará el elemento CM-SRS.12 con un rango de medición en CC de 1 -5 A, y una tensión de alimentación de 24 - 240 V 1SRV 430 840 R0300.

Figura 97. Relé Térmico



**Fuente.** Catalogo ABB

#### 4.4.3 Calibre de los Conductores

La capacidad de conducción de corriente de los conductores eléctricos depende de muchos factores, entre los cuales podemos mencionar los siguientes: tipo de instalación (Conduit, charola, ducto subterráneo, etc.), del arreglo de los conductores (plano, trébol, etc.), de la temperatura de operación de los conductores seleccionados, de la longitud del circuito, etc. Debido a lo anterior, se debe realizar un estudio completo de la instalación eléctrica diseñada.

Ecuación 40. Corriente Nominal de la Carga

$$I_{nc} = \frac{HP * 746}{V * \eta}$$

**Fuente.** Gilberto Enríquez Harpe, Protección de instalaciones eléctricas industriales y comerciales

$$I_{nc} = \frac{0,52 HP * 746}{100 V * 0,87}$$

$$I_{nc} = 4,45 A$$

Por lo tanto se toma del Anexo I Tabla 4 Capacidad de Conducción de Corriente, se toma un conductor calibre AWG 14, con un área de sección transversal 2,08 mm<sup>2</sup>, y una capacidad de conducción de corriente TW de 15 A. Son conductores generalmente de cobre electrolítico (99.9%depureza), con aislamiento de policloruro de vinilo, deslizante y resistente a la propagación de incendios. Su tensión máxima de operaciones de 600 volts y su temperatura máxima de operaciones de 60°C

Luego de esto se hace necesario corregir la capacidad de conducción de corriente, en función de la temperatura ambiente del lugar de instalación, para ello se multiplica por el factor de corrección que se indica en la Tabla 35 Factores de corrección por temperatura, para un rango de 21 - 25.

Tabla 35. Factores de Corrección por Temperatura

Temperatura ambiente en el lugar de instalación °C	60 °C	75 °C	90 °C
21 - 25	1,08	1,05	1,04
26 - 30	1,00	1,00	1,00
31 - 35	0,91	0,94	0,96
36 - 40	0,82	0,88	0,91
41 - 45	0,71	0,82	0,87
46 - 50	0,58	0,75	0,82
51 - 55	0,41	0,67	0,76

**Fuente.** Gilberto Enríquez Harpe, Protección de instalaciones eléctricas industriales y comerciales

$$I_{nc}' = 4,45 A * 1,08$$

$$I_{nc}' = 4,806 A$$

Por lo tanto el tamaño del Conduit se puede observar en el Anexo I Tabla 5, de donde para un calibre de conductor AWG 14 y 2 conductores por ducto el diámetro es de 1/2 pulgada.

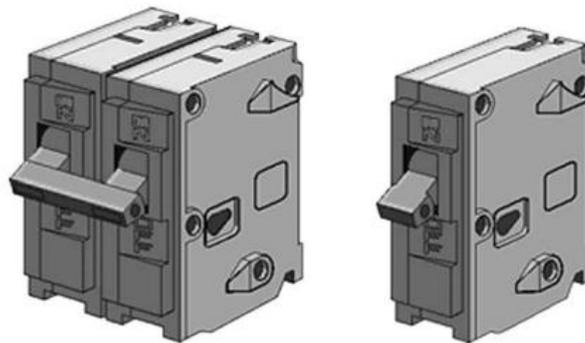
#### 4.4.4 El Interruptor de Seguridad.

Un interruptor es un dispositivo diseñado para abrir y cerrar un circuito, ya sea de forma no automática ó automática; abre el circuito cuando hay una corriente mayor a la predeterminada (sobrecorriente) sin que se dañe el circuito.

Los interruptores:

- Censan cuando ocurre una sobrecorriente
- Miden la cantidad de sobrecorriente
- Actúan desconectando el circuito en un tiempo necesario para prevenir un daño

Figura 98. Interruptor



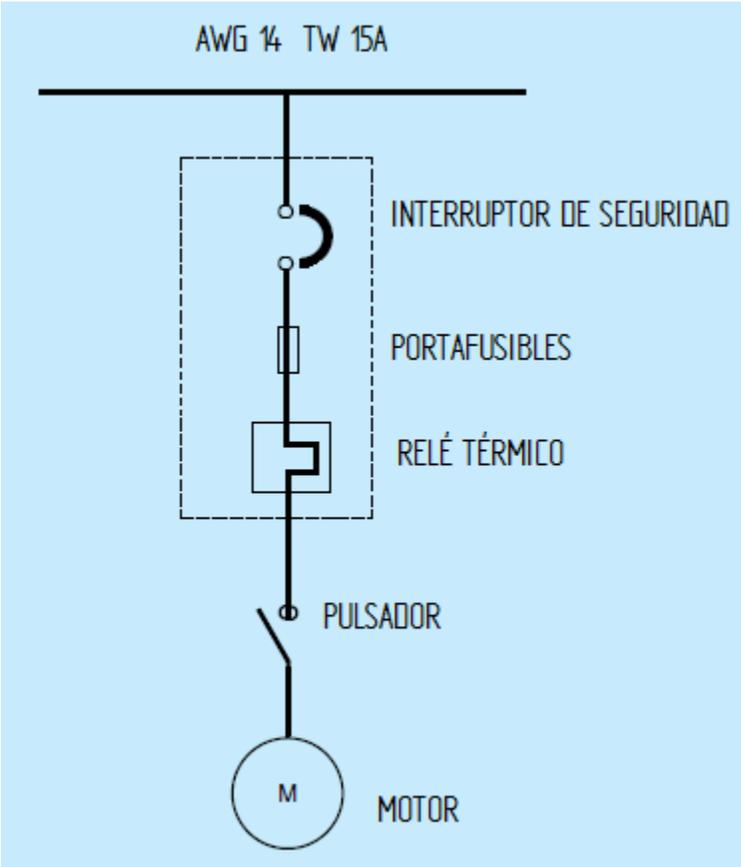
**Fuente.** Catalogo Siemens

Por lo tanto del Anexo I Tabla 6 Interruptores de Seguridad Termomagnéticos QP SIEMENS, se tomará un interruptor adecuado para la instalación de la máquina de corte, el cual es de tipo QP 1", 1 polo, 120/240V CA, de modelo Q115 y corriente nominal de servicio 15 A, según catalogo su serial es 40001239.

#### 4.4.5 Circuito Eléctrico

En el circuito eléctrico se muestra el esquema de todos los elementos de seguridad, el conductor y el motor, por medio de simbología. Los elementos de seguridad se ubicarán en un pequeña caja de seguridad, de ahí saldrá el conductor hasta el pulsador cerca al motor.

Figura 99. Esquema Eléctrico.

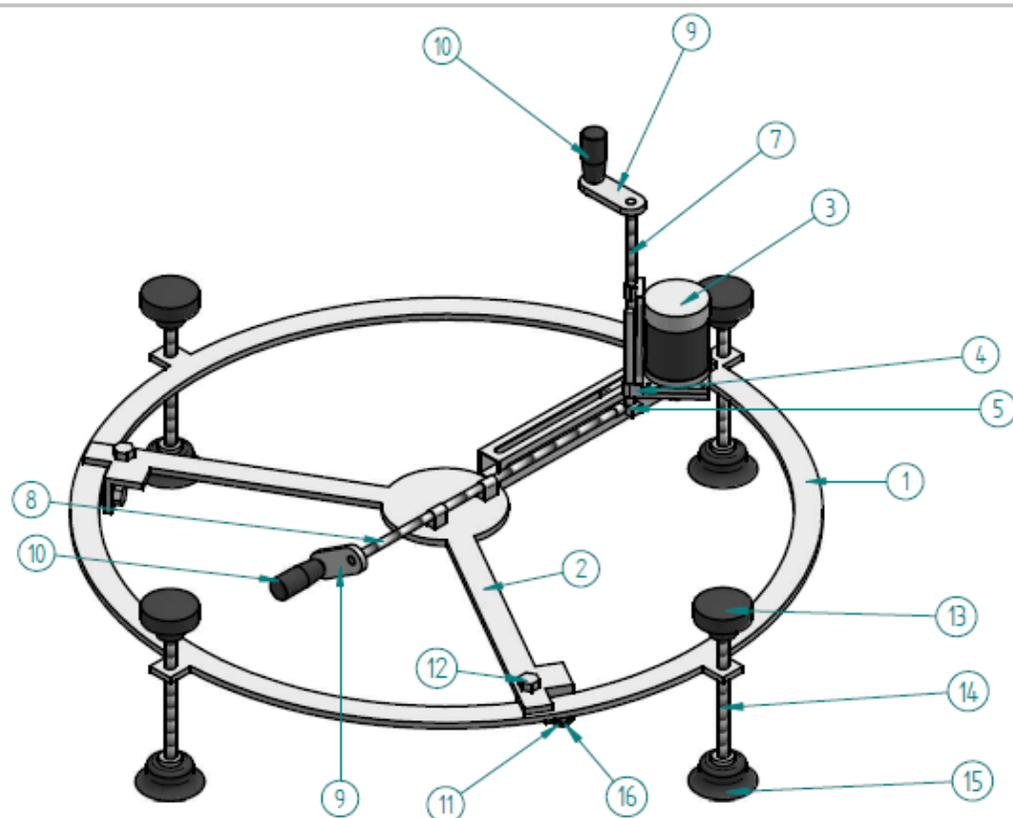


Fuente. Autores del Proyecto

## **5. PLANOS DE LA MÁQUINA**

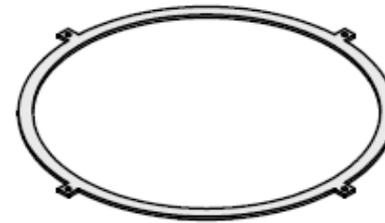
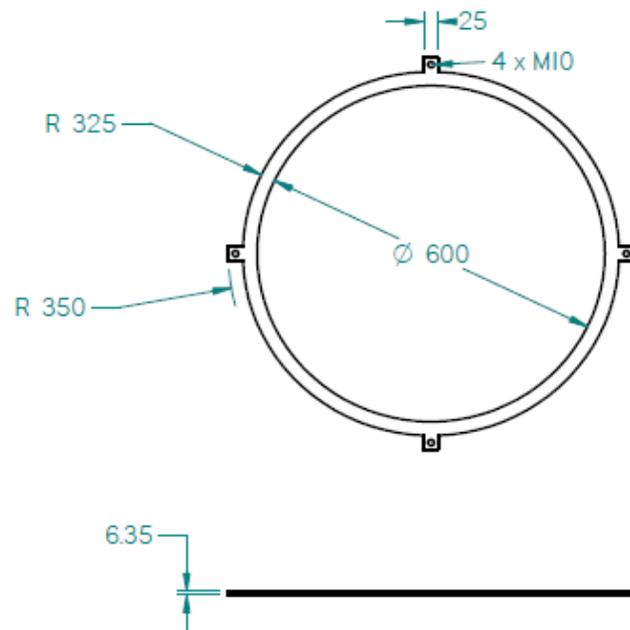
Los planos de la máquina de corte de tejas termo acústicas, son un elemento fundamental para la fabricación y para llevar a cabo el montaje de las piezas de toda máquina. Permitiendo así que el ensamble de todas sus partes sea correcto.

Estos planos a la vez facilitan los mantenimientos que requiere la máquina.

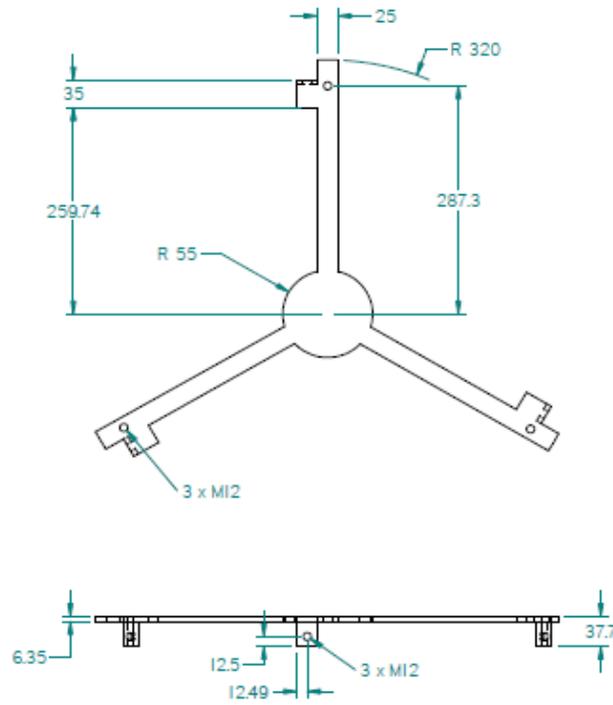


No.	NOMBRE DE LA PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
16	Tuercas Finas	Acero al Carbono	6
15	Ventosas Sujecion	Caucho	4
14	Tornillo Patas	Acero al Carbono	4
13	Perilla Ajuste	Plastico	4
12	Eje Tornillo Rodamiento	Acero 1020	6
11	Rodamiento	Varios	6
10	Manivela	Varios	2
9	Platina	Acero 1020	2
8	Tornillo Gula Horizontal	Acero al Carbono	1
7	Tornillo Gula Vertical	Acero al Carbono	1
6	Soporte Gula	Acero 1020	1
5	Gula Motor	Acero 1020	1
4	Soporte Motor	Acero 1020	1
3	Motor	Varios	1
2	Estructura Secundaria	Acero 1020	1
1	Estructura Principal	Acero 1020	1
LISTA DE PIEZAS			

					NOMBRE DE LA PIEZA:		MATERIAL:	
					CORTADORA		AEREA SUPERFICIAL	
					NOMBRE DEL PRODUCTO:		PLANO No. 1	
					MAQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACÚSTICAS		ESCALA: 1:5	
NOTAS DE CAMBIO			FECHA:		martes 28 de febrero 2012		HOJA 1 DE 1	
Solvo indicacion contraria - cotas en milímetros - ángulos en grados - tolerancia $\pm 0.5 \pm 1^\circ$			DISEÑO: Ing. CRISTIAN CEBALLOS		FIRMA:		APROBADO: Ing. MARIO PINTO	
			REVISÓ: Ing. MARIO PINTO		FIRMA:		DISEÑO:	
							TRATAMIENTO TÉCNICO:	
							SIN	
							 Dimensiones en mm	

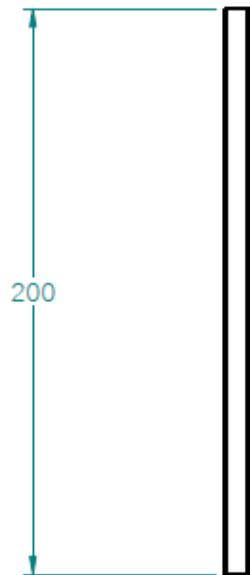


				NOMBRE DE LA PIEZA:		MATERIAL:	4 1020
				ESTRUCTURA PRINCIPAL		ACEREN SUPERFICIAL:	
		NOMBRE DEL PRODUCTO:		PLANO No.	2		
VERSION	FECHA	REVISION	MAQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACÚSTICAS		ESCALA:	1: 10	
NOTAS DE CAMBIO			FECHA:	martes 28 de febrero 2012		HOJA: 1	DE: 1
Salvo indicación contraria - cotas en milímetros - ángulos en grados - tolerancia ± 0.5 x ± 1"			DISEÑO: Ing. CRISTIAN GEBALLOS	FRMA:	APROBO: Ing. MARIO PINTO	FRMA:	 Dimensiones en mm
			REVISÓ: Ing. MARIO PINTO	FRMA:	SÍMBOLO:	TRATAMIENTO TÉCNICO:	
						SIN	

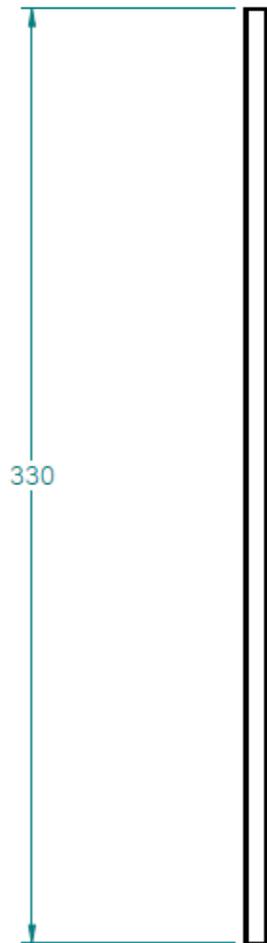


				NOMBRE DE LA PIEZA		PROFESOR	4 000
				TRIPODE		ASISTENTE	
		NOMBRE DEL PRODUCTO		PLANO No.	3		
VERIFICADO	FECHA	MÁQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACÚSTICAS		ESCALA	1:5		
NOTA DE OBRAS		FECHA	VIERTES 28 de febrero 2012		FOLIO 1	DE 1	
Toda indicación centrada - tanto en milímetros - ángulos en grados - tolerancia ± 0.1 mm		DISEÑO: Ing. OSCAR GARCÍA REVISÓ: Ing. RAÚL RIVERA	DISEÑO: Ing. RAÚL RIVERA REVISÓ:				



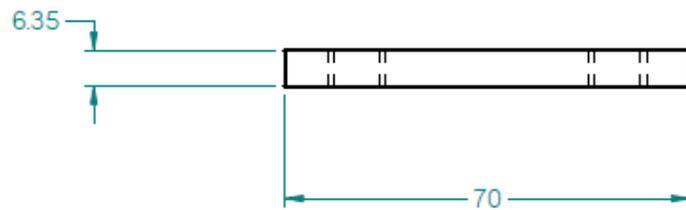
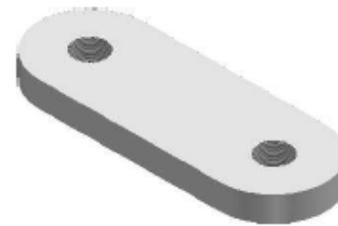
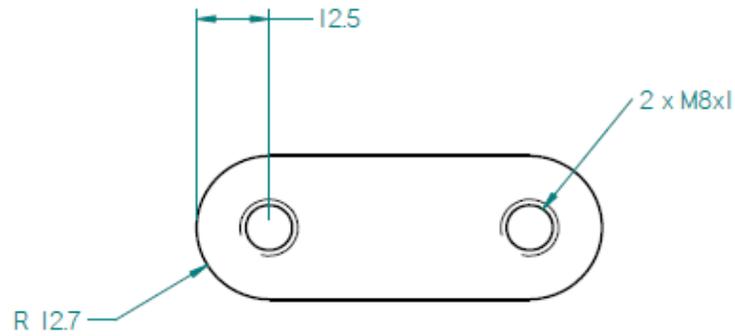


				<b>NOMBRE DE LA PIEZA:</b> TORNILLO VERTICAL		MATERIAL	4 620
						AEREA SUPERFICIAL	
			<b>NOMBRE DEL PRODUCTO:</b> MAQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACÚSTICAS		PLANO No.	5	
VERSION	FECHA	REVISION			ESCALA	1:2	
NOTAS DE CAMBIO			FECHA:	martes 28 de febrero 2012		HOJA: 1	DE: 1
Solvo indicacion contraria - cotas en milímetros - angulos en grados - tolerancia ± 0.5 x ± 1°			DISEÑO: <i>Ing. CRISTIAN CEBALLOS</i>	FINA:	APROBÓ: <i>Ing. MARIO PINTO</i>	FINA:	 Dirección en m
			REVISÓ: <i>Ing. MARIO PINTO</i>	FINA:	CHIBOLO	TRATAMIENTO TÉCNICO	

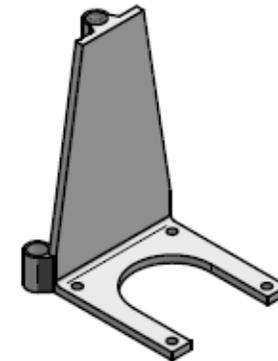
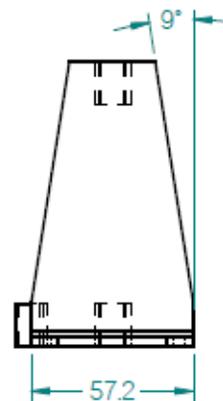
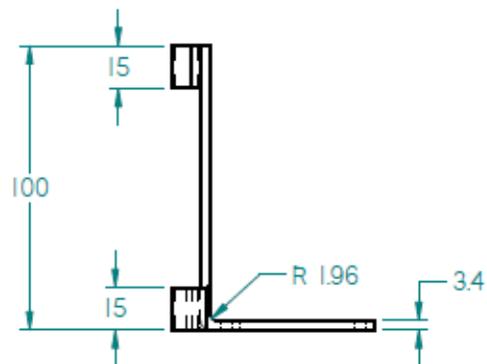
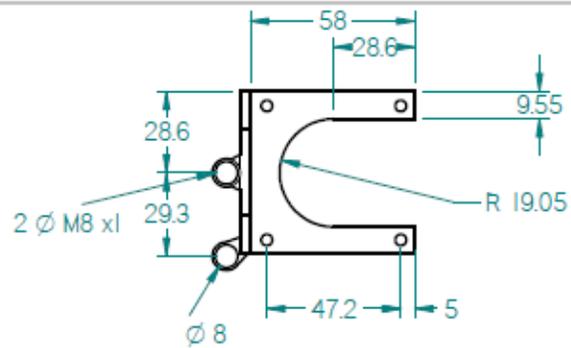


Ø M8

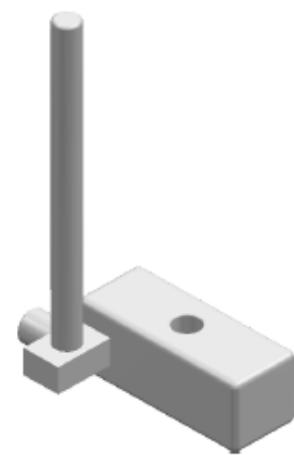
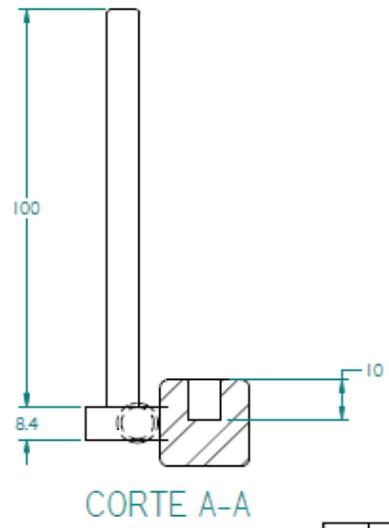
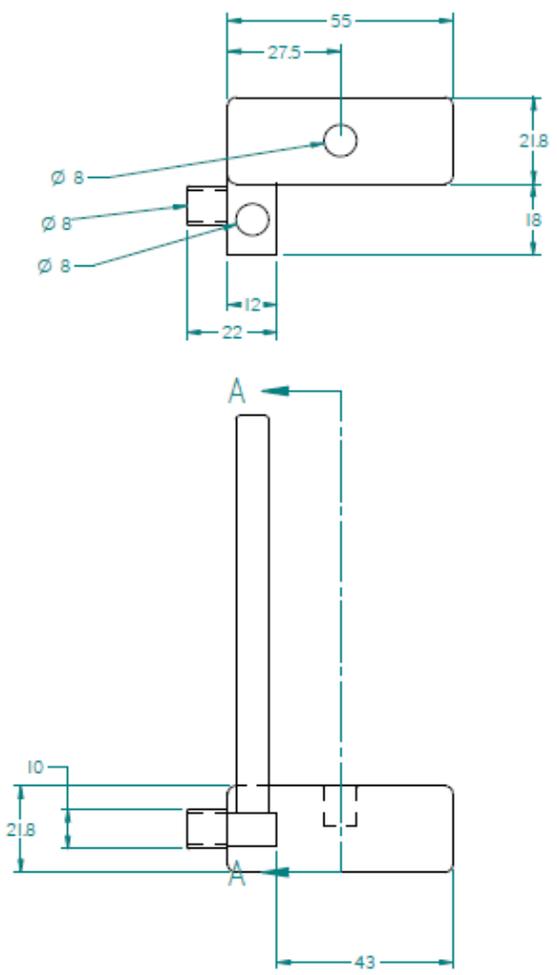
					<b>NOMBRE DE LA PIEZA:</b> TORNILLO HORIZONTAL		MATERIAL:	4 1020
					<b>NOMBRE DEL PRODUCTO:</b> MAQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACÚSTICAS		PLANO No.	6
VERSION	FECHA	REVISION	<b>FECHA:</b> martes 28 de febrero 2012		ESCALA:	1:2		
NOTAS DE CAMBIO Salvo indicación contraria: - cotas en milímetros - ángulos en grados - tolerancia ± 0.5 y ± 1°			DISEÑO: Ing. CRISTIAN CEBALLOS REVISÓ: Ing. MARIO PINTO	FIRMA:	APROBÓ: Ing. MARIO PINTO FIRMA:	DISEÑO:	TRATAMIENTO TÉCNICO: SIN	HOJA: 1 DE: 1



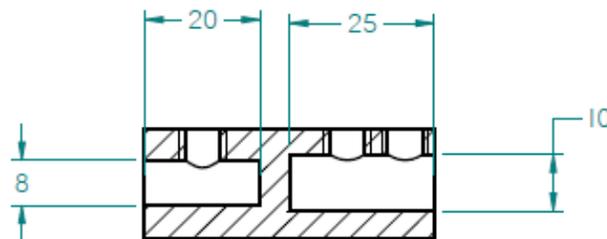
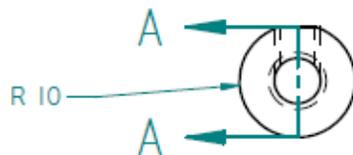
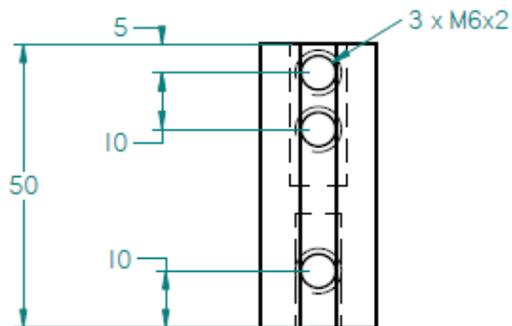
				<b>NOMBRE DE LA PIEZA:</b> PLATINA		MATERIAL	4 1020
						ACERA SUPERFICIAL	
			<b>NOMBRE DEL PRODUCTO:</b> MAQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACÚSTICAS		PLANO No.	7	
VERSION	FECHA	REVISION	<b>FECHA:</b> martes 28 de febrero 2012		ESCALA	1:1	
NOTAS DE CAMBIO					HOJA	1	DE 1
Sin la indicación contraria - cotas en milímetros - ángulos en grados - tolerancia $\pm 0.5$ y $\pm 1^\circ$			DISEÑO: Ing. CRISTIAN OSBALDO	FIRMA:	APROBÓ: Ing. MARIO PINTO	FIRMA:	 Dimensiones en mm
			REVISÓ: Ing. MARIO PINTO	FIRMA:	DIBUJÓ:	TRATAMIENTO TÉCNICO:	



				<b>NOMBRE DE LA PIEZA:</b> SOPORTE MOTOR		MATERIAL:	4 1020
						AEREA SUPERFICIAL	
			<b>NOMBRE DEL PRODUCTO:</b> MAQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACÚSTICAS		PLANO No:	8	
VERSION	FECHA	REVISION			ESCALA:	1: 2	
NOTAS DE CAMBIO			FECHA:	martes 28 de febrero 2012		HOJA:	DE: 1
Salvo indicacion contraria: - cotas en milímetros - angulos en grados - tolerancia ± 0.5 y ± 1"			DISEÑO: Ing. CRISTIAN CEBALLOS	FIRMA:	APROBÓ: Ing. MARIO PINTO	FIRMA:	
			REVISÓ: Ing. MARIO PINTO	FIRMA:	SÍMBOLO:	TRATAMIENTO TÉRMICO:	SIN
					 Direcciones en mm		

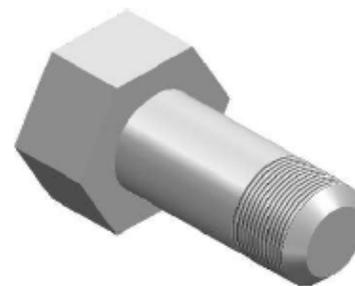
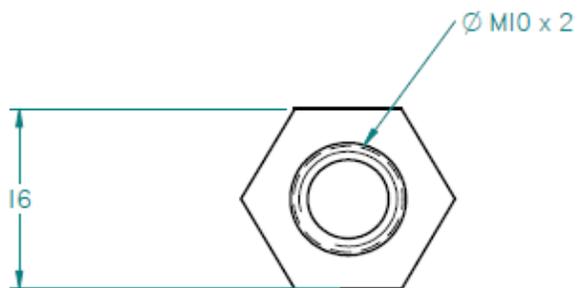
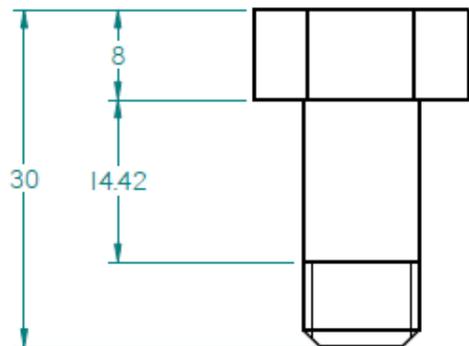


				NOMBRE DE LA PIEZA:		HISTORIAL	
				GUÍA MOTOR			
		NOMBRE DEL PRODUCTO:		PLANO No.		9	
		MÁQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACÚSTICAS		ESCALA		1:1	
NOTAS DE DISEÑO		FECHA:		MARTES 28 de febrero 2012		HOJA 1 DE 1	
Todos los dibujos cotados - todos en milímetros - ángulos en grados - *tolerancia ± 0.2 mm		DISEÑO: Ing. OSCAR GONZALEZ		VERIFICADO: Ing. RAFAEL RIVERA		AUTORIZADO:	
		DISEÑO: Ing. RAFAEL RIVERA		DIBUJO:		INGENIERIA CIVIL	
				DW			

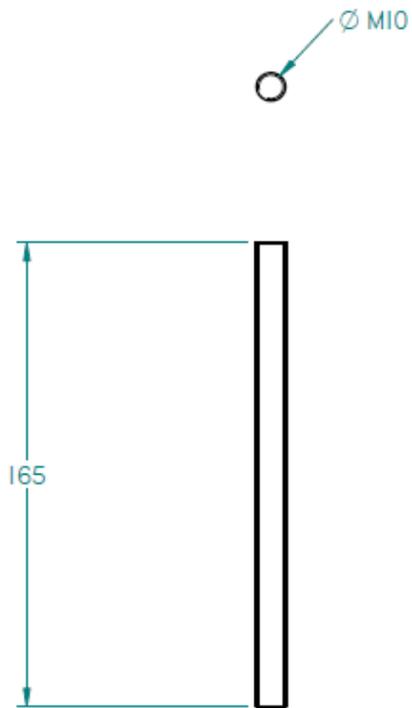


CORTE A-A

				<b>NOMBRE DE LA PIEZA:</b> ACOPLER		MATERIAL:	A 1020
						AEREA SUPERFICIAL:	
			<b>NOMBRE DEL PRODUCTO:</b> MAQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACUSTICAS		PLANO No.	10	
VERSION	FECHA	REVISION			ESCALA:	2 : 1	
NOTAS DE CAMBIO			FECHA:	martes 28 de febrero 2012		HOJA:	DE: 1
Salvo indicacion contraria: - cotas en milimetros - angulos en grados - tolerancia $\pm 0.5$ y $\pm 1^{\circ}$			DISEÑO: Ing. CRISTIAN CEBALLOS	FIRMA:	APROBÓ: Ing. MARIO PINTO	FIRMA:	
			REVISÓ: Ing. MARIO PINTO	FIRMA:	SÍMBOLO:	TRATAMIENTO TÉRMICO:	SIN
							Dimensiones en mm



					<b>NOMBRE DE LA PIEZA:</b> EJE RODAMIENTO		MATERIAL:	A 1020
					<b>NOMBRE DEL PRODUCTO:</b> MAQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACÚSTICAS		ACERA SUPERDIAL	
					PLANO No.	11		
VERSION	FECHA	REVISION	FECHA: martes 28 de febrero 2012		ESCALA:	2 : 1		
NOTAS DE CAMBIO					HOJA: 1	DE: 1		
Salvo indicacion contraria - cotas en milímetros - angulos en grados - tolerancia ± 0.5 y ± 1*			DISEÑO: Ing. CRISTIAN GEBALLOS REVISÓ: Ing. MARIO PINTO	FIRMA:	APROBÓ: Ing. MARIO PINTO FIRMA:	SÍMBOLO:	TRATAMIENTO TÉRMICO:	SIN
								 Dimensiones en mm



				<b>NOMBRE DE LA PIEZA:</b> TORNILLO PATAS SUJECION		MATERIAL	4 1020
						AEREA SUPERFICIAL	
			<b>NOMBRE DEL PRODUCTO:</b> MAQUINA CORTADORA TEJAS TERMO ACÚSTICAS		PLANO No.	12	
VERSION	FECHA	REVISION			ESCALA:	1 : 2	
NOTAS DE CAMBIO			FECHA:	martes 28 de febrero 2012		HOJA: 1	DE: 1
Salvo indicacion contraria - cotas en milímetros - angulos en grados - tolerancia $\pm 0.5$ y $\pm 1$			DISEÑO: <i>ing</i> CRISTIAN GEBALLOS <i>RYHA</i> REVISÓ: <i>ing</i> MARIO PINTO <i>RYHA</i>	APROBÓ: <i>ing</i> MARIO PINTO <i>RYHA</i> DIBUJÓ:	TRATAMIENTO TÉRMICO SIN	 Dimensiones en mm	

## CONCLUSIONES

Con el anterior proyecto se ha logrado hacer un pequeño aporte a la industria colombiana facilitando un proceso, como lo es en este caso el corte circular sobre tejas Termoacústicas, que sirve de gran ayuda a las empresas de montajes las cuales se dedican a realizar modificaciones en las bodegas y grandes parques industriales, facilitando el adecuado ambiente y atmosfera de trabajo que dentro de estos lugares se realizan.

Para llevar a cabo este proyecto inicialmente una empresa interesada en facilitar los procesos que tenían a su disposición se acerca al equipo de trabajo, planteando sus requerimientos como clientes, da a conocer las funciones y los ítems que debe cumplir la máquina de corte, al escucharlos se decide calificar cada uno de estas inquietudes dándole un valor numérico y diferente nivel de importancia para determinar en cuál de ellos enfocar los requerimientos de diseño.

La Función que debe realizar la máquina son cortes circulares a diferentes diámetros sobre tejas de superficie irregular, esto se logró gracias a varios mecanismos que al colocarse en marcha dan como resultado un impecable acabado, primero que todo, el operario debe ubicar en el punto de corte la máquina esto se logra gracias a las patas de sujeción las cuales se adhieren a la superficie de manera individual, luego nivelarla de manera horizontal con el suelo. La herramienta de corte en este caso un escariador multifilo conectado a un motor eléctrico es desplazado por medio de guías al lugar inicial del corte donde se ayuda realizando una perforación inicial con un taladro, luego se desciende la herramienta por medio del sistema de posicionamiento pero de manera vertical dando la profundidad de corte, se desliza la estructura secundaria sobre la principal por medio de los rodamientos realizando toda la circunferencia de corte.

Otro de los requerimientos del cliente y que obtuvo una gran ponderación es la fácil manipulación de la máquina, esto se logró gracias a la implementación de elementos como los tonillos de posicionamiento tanto los de la guía del motor, que son manejados debido a manivelas y empuñaduras dando un movimiento suave y continuo, siendo estos de paso fino restringiendo los desplazamientos no deseados mientras se lleve a cabo la función; y los tornillos de las patas de sujeción que son cuatro tornillos verticales accionados por medio de perillas de ajuste, dando con esto que la máquina sea manejada de manera manual por el operario.

En todo proyecto se busca la economía, en este caso no fue la excepción, dentro de los requerimientos planteados por el cliente la máquina de corte debió cumplir este ítem para que sea viable, por lo que el equipo de trabajo decidió utilizar materiales como el acero estructural SAE-1020, proporcionando excelentes propiedades necesarias para la rigidez de la estructura de la máquina, como se vio en los análisis de ANSYS, se buscó la manera de realizar el mayor número de piezas y procesos dentro del taller disminuyendo con esto el valor final de la máquina.

La seguridad de la persona u operario que manipulará la máquina de corte es muy importante debido a que su integridad debe ser cuidada en toda ocasión, por lo que el equipo de trabajo puso mucho cuidado a cada uno de los elementos que conforman la máquina y que al momento de realizar el corte se colocan en movimiento, sin dejar aristas vivas y elementos corto punzantes, y al momento de arranque de viruta el operario haga uso de sus respectivos elementos de seguridad.

Con lo anterior se cumple a cabalidad con los requerimientos planteados por el cliente, diseñando una máquina de corte de tejas Termoacústicas mejorando tiempos de trabajo y acabados gracias a la novedad que se presenta, y que como en todo diseño está abierto a nuevas modificaciones y mejoras tratando así de evolucionar junto con la industria y las necesidades que se puedan presentar mas adelante con otros cliente.

## REFERENCIAS

ACERO, Arévalo Efraín, Análisis Del Problema De Diseño De Semirremolques A Partir De La Técnica QFD. UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS, 2010.

CASILLAS, A. L. Máquinas Cálculos de Taller, España.

DORMER, Catálogo Herramientas de Corte.

FESTO, Catálogo Ventosas de Fijación

GAMM, Catálogo Perillas

GANTER, Catálogo Empuñaduras

GUTEMBERG, Catálogo Tornillos y Tuercas

Hua Ning Technologies, Catálogo Motores

MOTT, Robert L. Diseño de Elementos de Máquinas, Person Educación, México, 2006.

NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas ED. PRENTICE HALL. México, 1999.

RESISTENCIA DE MATERIALES, <http://www.arqhys.com/construccion/materiales-resistencia.html>

SANDVIK COROMANT, Guía Técnica de Mecanizado, AB Sandvik Coromant 2005.

SHIGLEY, Joseph Edward y MITCHELL, Larry D. Diseño en Ingeniería Mecánica. Ed. Mcgraw-Hill Cuarta Edición, México, 1987.

SKF, Catálogo Rodamientos

SUMITEC, Catálogo Especificaciones Acero 1020

TECNUN, Libro de Elementos de Máquina Cap. 8 Campus Tecnológico Universidad De Navarra

TUPER, Soluciones Constructivas, Tejas Termoacústicas <http://www.tupersc.com.br/es/produutos/termo-acusticas/termo-acusticas-tprbapol.php>; Brasil 2008.

YACUZZI, Enrique; MARTÍN Fernando QFD: Conceptos, aplicaciones y nuevos desarrollos. Universidad del CEMA, Aventis Pharma.

# ANEXOS

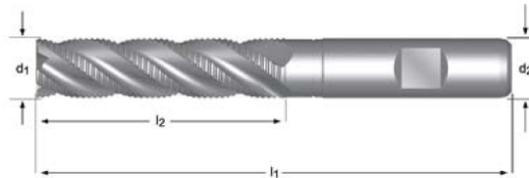
## Anexo A Catálogo Dormer

### C491 / C492



- Primax 粗切立铣刀
- Fraises d'ébauche - Primax
- Schruffräser - Primax
- Fresa de Desbaste - Primax
- Fresas Gran Desbaste - Primax
- Roughing End Mill - Primax

NEW  
2008.09



#### C491

粗切铣刀升级为不对称廓形 HRA / Profil d'ébauche amélioré en type HRA asymétrique / Schruffverzahnung verbessert auf asymmetrische Form HRA / Perfil de Desbaste melhorado a partir do estilo assimétrico HRA / Fresa de desbaste mejorada con perfil asimétrico tipo HRA / Roughing profile upgraded to asymmetric style HRA



- 1.3 1.4 1.5 2.1 2.3 3.1 3.2 3.3 3.4 4.2 4.3 5.2 5.3 6.2 7.4
- 1.6 2.2 4.1 5.1 6.4

d <sub>1</sub> Ø mm	d <sub>2</sub> Ø mm	l <sub>2</sub> mm	l <sub>1</sub> mm	z	e-Code	d <sub>1</sub> Ø mm	d <sub>2</sub> Ø mm	l <sub>2</sub> mm	l <sub>1</sub> mm	z	e-Code
6.00	6	24	68	3	C4916.0	18.00	16	63	123	4	C49118.0
8.00	10	38	88	3	C4918.0	20.00	20	75	141	4	C49120.0
10.00	10	45	95	4	C49110.0	22.00	20	75	141	4	C49122.0
12.00	12	53	110	4	C49112.0	25.00	25	90	166	6	C49125.0
14.00	12	53	110	4	C49114.0	30.00	25	90	166	6	C49130.0
16.00	16	63	123	4	C49116.0						

NEW  
2008.09



#### C492

粗切铣刀升级为不对称廓形 HRA / Profil d'ébauche amélioré en type HRA asymétrique / Schruffverzahnung verbessert auf asymmetrische Form HRA / Perfil de Desbaste melhorado a partir do estilo assimétrico HRA / Fresa de desbaste mejorada con perfil asimétrico tipo HRA / Roughing profile upgraded to asymmetric style HRA



- 1.3 1.4 1.5 1.6 2.1 2.2 2.3 3.1 3.2 3.3 3.4 4.2 4.3 5.2 5.3 6.2 7.4
- 4.1 5.1 6.4

d <sub>1</sub> Ø mm	d <sub>2</sub> Ø mm	l <sub>2</sub> mm	l <sub>1</sub> mm	z	e-Code	d <sub>1</sub> Ø mm	d <sub>2</sub> Ø mm	l <sub>2</sub> mm	l <sub>1</sub> mm	z	e-Code
6.00	6	24	68	3	C4926.0	18.00	16	63	123	4	C49218.0
8.00	10	38	88	3	C4928.0	20.00	20	75	141	4	C49220.0
10.00	10	45	95	4	C49210.0	22.00	20	75	141	4	C49222.0
12.00	12	53	110	4	C49212.0	25.00	25	90	166	6	C49225.0
14.00	12	53	110	4	C49214.0	30.00	25	90	166	6	C49230.0
16.00	16	63	123	4	C49216.0						

Tabla 1. Fuerza de Corte Fresa de Desbaste Dormer C491

			Taladrado	Fresado		Roscado
			k	kc1	z	kc
Aplicación por grupo de material			Factor de material	N/mm2	Factor de corrección	N/mm2
1. Acero	1.3	Acero al carbono	1,9	1500	0,20	2200
	1.4	Acero aleado	1,9	1550	0,20	2400
	1.5	Acero aleado /temple revenido	2,7	1600	0,20	2500
2. Acero Inoxidable	2.1	Acero inoxidable fácil mecanizado	1,9	1300	0,36	2300
	2.3	Ferrítico, ferr. + Aust., Marten.	2,7	1600	0,24	3000
3. Hierro fundido	3.1	Con grafito laminar	1,0	900	0,26	1600
	3.2	Con grafito laminar	1,5	1100	0,26	1600
	3.4	Con graf. Laminar, fundic. Maleable	1,5	1450	0,24	2000
4. Titanio	4.2	Titanio aleado	2,0	1200	0,22	2000
	4.3	Titanio aleado	2,7	1450	0,22	2300
5. Níquel	5.2	Níquel aleado	2,0	1450	0,22	2000
	5.3	Níquel aleado	2,7	1700	0,22	2000
6. Cobre	6.2	β Latón, bronce	0,7	500	0,30	1000
7. Aluminio Magnesio	7.4	Al aleado, si 10% reforzado por filamentos Al-aleado, Mg-aleado	0,7	500	0,15	1000

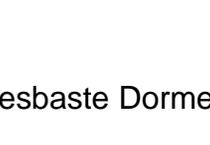
Fuente. Catálogo DORMER

Tabla 2. Complementaria para los Grupos de Materiales

1.3	1.4	1.5	2.1	2.3	3.1	3.2	3.4	4.2	4.3	5.2	5.3	6.2	7.4
34H	29H	20I	22L	12L	27G	22G	24H	22J	10J	12I	5J	123I	49G

Fuente. Catálogo DORMER

Tabla 3. Valor fz Fresa de Desbaste Dormer C491

HSS		D mm mm/z ±25%													
		1	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	
	A	0,0040	0,0080	0,0130	0,0170	0,0240	0,0290	0,0430	0,0600	0,0720	0,0840	0,0960	0,0970	0,0960	
	B	0,0040	0,0070	0,0120	0,0150	0,0220	0,0260	0,0390	0,0540	0,0650	0,0760	0,0860	0,0870	0,0860	
	C	0,0030	0,0060	0,0110	0,0140	0,0190	0,0230	0,0350	0,0490	0,0580	0,0680	0,0780	0,0790	0,0780	
	D	0,0040	0,0070	0,0110	0,0140	0,0200	0,0240	0,0370	0,0510	0,0610	0,0710	0,0810	0,0820	0,0810	
↑ 0,5 D	E	0,0070	0,0120	0,0180	0,0240	0,0350	0,0420	0,0630	0,0870	0,1050	0,1220	0,1400	0,1410	0,1400	
↔ D	F	0,0070	0,0090	0,0130	0,0180	0,0210	0,0250	0,0330	0,0410	0,0500	0,0550	0,0640	0,0720	0,0790	
	G						0,0260	0,0340	0,0360	0,0430	0,0500	0,0570	0,0640	0,0710	
	H						0,0230	0,0310	0,0320	0,0390	0,0450	0,0510	0,0580	0,0640	
	I						0,0210	0,0280	0,0290	0,0350	0,0410	0,0460	0,0520	0,0580	
	J						0,0240	0,0310	0,0330	0,0390	0,0460	0,0520	0,0590	0,0650	
↔ D	K						0,0350	0,0470	0,0650	0,0790	0,0920	0,1050	0,0880	0,0980	
↑ 0,8 D	L						0,0100	0,0130	0,0170	0,0200	0,0250	0,0280	0,0300	0,0320	

Fuente. Catálogo DORMER

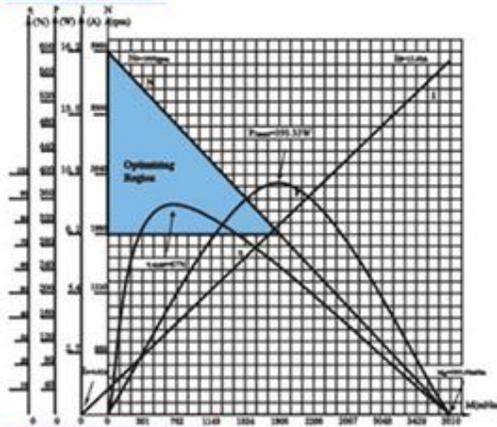
## Anexo B Catálogo HNMotor

### ZW63125DS Type Brushless DC motor

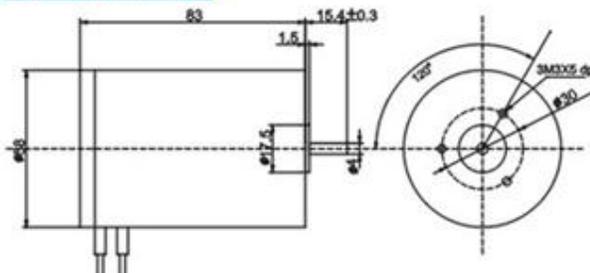
#### Specification

NO.	Testing Item	Testing Item	Tested Values	Unit
1	Nominal voltage	$U_N$	100	V
2	Terminal resistance, phase to phase	R	6.3	$\Omega$
3	Output power	$P_{max}$	393.33	W
4	Efficiency	$\eta_{max}$	87	%
5	No-load speed	$n_0$	3950	rpm
6	No-load current	I	0.07	A
7	Stall torque	$M_{st}$	3803.60	mN.m
8	Friction torque	$M_f$	16.85	mN.m
9	Speed constant	$k_n$	39.67	rpm/V
10	Back-EMF constant	$k_e$	25.20	mV/rpm
11	Torque constant	$k_M$	240.69	mN.m/A
12	Current constant	$k_i$	0.00	A/mN.m
13	Slope of n-M curve	$\Delta n / \Delta M$	1.04	rpm/mN.m
14	Mechanical time constant	$\tau_m$	2.44	ms
15	Rotor inertia	J	224.00	gcm <sup>2</sup>
16	Angular acceleration	$\alpha_{max}$	169.80	10 <sup>3</sup> rad/s <sup>2</sup>
The Operating Data For $\eta_{max}$ of Customer's Specifications				
17	Output Power	$P_{opt}$	91.67	W
18	Efficiency	$\eta_{opt}$	87	%
19	Speed	$n_{opt}$	3460	rpm
20	Load Current	$I_{opt}$	1.05	A
21	Operating Torque	$M_{opt}$	253.15	mN.m

#### Curve



#### Dimensions



Copyright 2003-2005, Hua Ning Technologies Ltd.

Tabla 1. Especificaciones ZW63125DS Type Brushless DC motor

No.	Puesta a Punto		Valor de Prueba	Unidad
1	Voltaje Nominal	$U_N$	100	V
2	Resistencia a la Terminal, una fase a otra	R	6.3	$\Omega$
3	Potencia de Salida	$P_{max}$	393.33	W
4	Eficiencia	$\eta_{max}$	87	%
5	Velocidad sin Carga	$n_0$	3950	rpm
6	Corriente sin Carga	I	0.07	A
7	Puesto de Torque	$M_g$	3803.60	mN.m
8	Par de Fricción	$M_v$	26.85	mN.m
9	Velocidad constante	$K_0$	39.67	rpm/V
10	Back-EMF Constante	$K_g$	25.30	mV/rpm
11	Torque Constante	$K_M$	240.69	mN.n/A
12	Corriente Constante	$K_t$	0.00	A/mN.m
13	Pendiente de la Curva n-M	$\Delta n/\Delta M$	1.04	rpm/mN.m
14	Constante de Tiempo Mecánica	$T_m$	2.44	ms
15	Inercia del Rotor	J	224.00	$gsm^3$
16	Aceleración Angular	$\alpha_{max}$	169.80	$10^3 rad/s^2$
<b>Datos de Operación para de las Especificaciones del Cliente</b>				
17	Potencia de Salida	$P_{opt}$	91.67	W
18	Eficiencia	$\eta_{opt}$	87	%
19	Velocidad	$n_{opt}$	3460	rpm
20	Corriente de Carga	$I_{opt}$	1.05	A
21	Torque De Operación	$M_{opt}$	253.5	mN.m

Fuente. Catálogo HNMotor.

## Anexo C Especificaciones Rodamientos

Tabla 1. Valores de V, X y Y, para cojinetes radiales

Tipo de cojinete			En relación con la carga, el anillo interior esta:		Cojinetes de una sola hilera		Cojinetes de doble hilera				
			Rotatorio	Estacionario	$\frac{F_a}{VFr} > t$		$\frac{F_a}{VFr} \leq t$		$\frac{F_a}{VFr} > t$		
			V	V	X	Y	X	Y	X	Y	
Cojinetes de bola de contacto radial	$\frac{F_a}{C_o}$	$\frac{F_a}{i Z Dm}$									
	0,014	25				2,3			2,3	0,19	
	0,028	50				1,99			1,99	0,22	
	0,056	100				1,71			1,71	0,26	
	0,084	150				1,55			1,55	0,28	
	0,11	200	1	1,2	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,3
	0,17	300				1,31			1,31	0,34	
	0,28	500				1,15			1,15	0,38	
	0,42	750				1,04			1,04	0,42	
0,56	1000				1			1	0,44		
20°					0,43	1		1,09	0,7	1,63	0,57
25°					0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68
30°			1	1,2	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,8
35°					0,37	0,66		0,66	0,6	1,07	0,95
40°					0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14
Cojinetes de bolas autolineables			1	1	0,4	0,4 cot α	1	0,42 cot α	0,65	0,65 cot α	1,5 tan α
Cojinetes de rodillos autolineables y cónicos			1	1,2	0,4	0,4 cot α	1	0,45 cot α	0,67	0,67 cot α	1,5 tan α

Fuente. Tabla 10.24 del Libro Diseño de Máquinas de Robert L. Norton.

Tabla 2. Especificaciones Rodamiento Rígido de Bolas SKF para d 10 mm

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera



Tolerancias , ver también el texto  
 Juego radial Interno , ver también el texto  
 Ajustes recomendados  
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Velocidad de referencia	límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
10	19	5	1,38	0,585	0,025	80000	48000	0,0055	61800
10	19	5	1,38	0,585	0,025	-	22000	0,0055	61800-2RS1
10	19	5	1,38	0,585	0,025	80000	38000	0,0055	61800-2Z
10	22	6	2,08	0,85	0,036	75000	45000	0,010	61900
10	22	6	2,08	0,85	0,036	-	20000	0,010	61900-2RS1
10	22	6	2,08	0,85	0,036	75000	36000	0,010	61900-2Z
10	26	8	4,75	1,96	0,083	67000	40000	0,019	6000 *
10	26	8	4,75	1,96	0,083	-	19000	0,019	6000-2RSH *
10	26	8	4,75	1,96	0,083	67000	34000	0,019	6000-2RSL *
10	26	8	4,75	1,96	0,083	67000	34000	0,019	6000-2Z *
10	26	8	4,75	1,96	0,083	-	19000	0,019	6000-RSH *
10	26	8	4,75	1,96	0,083	67000	40000	0,019	6000-RSL *
10	26	8	4,75	1,96	0,083	67000	40000	0,019	6000-Z *
10	26	12	4,62	1,96	0,083	-	19000	0,025	63000-2RS1
10	28	8	4,62	1,96	0,083	63000	40000	0,022	16100
10	28	8	4,62	1,96	0,083	63000	32000	0,022	16100-2Z
10	30	9	5,4	2,36	0,1	56000	34000	0,032	6200 *
10	30	9	5,4	2,36	0,1	-	17000	0,032	6200-2RSH *
10	30	9	5,4	2,36	0,1	56000	28000	0,032	6200-2RSL *
10	30	9	5,4	2,36	0,1	56000	28000	0,032	6200-2Z *
10	30	9	5,4	2,36	0,1	-	17000	0,032	6200-RSH *
10	30	9	5,4	2,36	0,1	56000	34000	0,032	6200-RSL *
10	30	9	5,4	2,36	0,1	56000	34000	0,032	6200-Z *
10	30	14	5,07	2,36	0,1	-	17000	0,04	62200-2RS1
10	35	11	8,52	3,4	0,143	50000	32000	0,053	6300 *

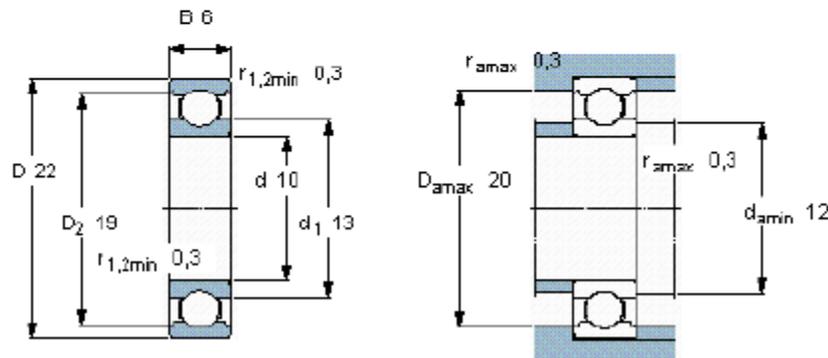
Tabla 3. Catálogo Rodamientos SKF, Rodamiento seleccionado por el equipo de trabajo

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados



Tolerancias, ver también el texto  
 Juego radial interno, ver también el texto  
 Ajustes recomendados  
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales		Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación	
d	D	B	C	$C_0$	límite de fatiga $P_u$	de referencia	límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	
10	22	6	2,08	0,85	0,036	75000	45000	0,010	61900



**Factores de cálculo**

$k_f$  0,02  
 $f_0$  9,3

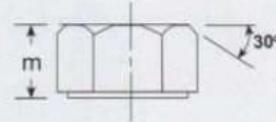
## Anexo D Catálogo Gutembergto, Sección Tuercas



### TUERCAS MILIMÉTRICAS HEXAGONALES (METRIC HEXAGON NUTS)

DIN 934 - ISO 4032 - PASO ORDINARIO (COARSE THREAD)

ISO 8673 - PASO FINO (FINE THREAD)



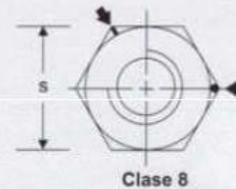
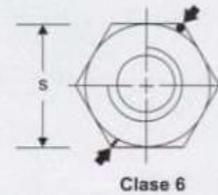
Diámetro (Diameter)	Pasos (Pitch)		s Distancia entre caras (Width across flats)		m Altura (Height)	
	Ordinario (Coarse)	Fino (Fine)				
M6	1	-	10		(5,2)	5
M7	1	-	11			5,5
M8	1,25	1	13		(6,8)	6,5
M10	1,5	1-1,25	(16)	17	(8,4)	8
M12	1,75	1,25-1,5	(18)	19	(10,8)	10
M14	2	1,5	(21)	22	(12,8)	12,50 *
M16	2	1,5	24		(14,8)	13
M18	2,5	1,5	27		(15,8)	15
M20	2,5	1,5-2	30		(18)	16
M22	2,5	1,5	(34)	32	(19,4)	18
M24	3	2	36		(21,5)	19

\* Especificaciones de altura según Gutembergto

**Clase de rosca:** Paso ordinario y fino 6H  
(Thread series: Coarse and fine pitch 6H)

**Nota:** Los valores entre paréntesis de la distancia entre caras y de la altura, corresponden a los especificados en las normas ISO y se fabrican previa cotización.

(Note: Values in brackets of width across flats and height are for ISO standards and are manufactured on request).



Clase de resistencia (Property class)	Diámetro (Diameter)	Material (Material)	Dureza Rockwell (Rockwell hardness)		Resistencia mínima a la tracción (Tensile strength min.)
			Especificaciones (Specifications)		
			Min.	Max.	
6	M6 a M16 (thru)	Acero de bajo o medio carbono (Low or medium carbon steel)	HRB 79	HRC 30	670 - 700 N/mm <sup>2</sup>
	M18 a M24 (thru)		HRB 85		720 N/mm <sup>2</sup>
8	M6 a M16 (thru)	Acero de medio carbono (Medium carbon steel)	HRB 91	HRC 30	855 - 880 N/mm <sup>2</sup>
	M18 a M24 (thru)		HRB 97		HRC 36

En la tabla de especificaciones No. 9 se amplía esta información.  
(Specifications table No. 9 gives additional information).

**Nota:** Previa cotización se fabrican Clases 10 y 12.

(Note: Classes 10 and 12 are manufactured on request).

## Catálogo Gutemberto, Sección Otros Productos Standard

### OTROS PRODUCTOS STANDARD (OTHER STANDARD PRODUCTS)

Producto (Product)	Descripción (Description)	Dimensiones (Dimensions)
	<p>Tomillos Disco de Arado (Head plow bolts - round, countersunk, square neck)</p> <p>Norma SAE Grado 2 (SAE Grade 2)</p> <p>Aplicaciones: Industria agrícola. (Uses: Agricultural industry)</p>	<p><b>Diámetro:</b> 1/2" (Diameter: 1/2")</p> <p><b>Longitudes:</b> 1-1/2" y 2" (Lengths: 1-1/2" and 2")</p> <p><b>Rosca:</b> Ordinaria (UNC) 2A (Thread: Coarse (UNC) 2A)</p>
	<p>Tomillo para Borne de Batería. (Battery cable bolt)</p> <p>Norma SAE Grado 2 (SAE Grade 2)</p> <p>Usos: Borne de Batería (Uses: Battery cables)</p>	<p><b>Diámetro:</b> 5/16" (Diameter: 5/16")</p> <p><b>Longitud:</b> 1-1/4" (Length: 1-1/4")</p> <p><b>Rosca:</b> Ordinaria (UNC) 2A (Thread: coarse (UNC) 2A)</p>
	<p>Varillas Roscadas. (Threaded Bars).</p> <p>Norma SAE Grado 2. (SAE Grade 2).</p> <p>Usos: Industria en general. (Uses: General industrial applications).</p>	<p><b>Diámetros:</b> 1/4" a 1" (Diameters: 1/4" thru 1")</p> <p><b>Longitud:</b> Un metro o a solicitud del cliente (Length: One meter or as requested)</p> <p><b>Rosca:</b> Ordinaria (UNC) 2A (Thread: Coarse (UNC) 2A)</p>
	<p>Tomillos Cabeza Flange. (Hex Flange Screws).</p> <p>Norma según ensambladoras. (OEM standards).</p> <p>Usos: Vehículos diferentes marcas. (Uses: Vehicles different brands).</p>	<p><b>Diámetros:</b> M6 y M8 /1/4" y 5/16" (Diameters: M6 and M8 /1/4" and 5/16")</p> <p><b>Longitudes:</b> 12 a 35 mm /1/2" a 1-1/2". (Lengths: 12 thru 35 mm /1/2" thru 1-1/2").</p> <p><b>Rosca o paso:</b> Ordinario (UNC) y fino (UNF). (Thread or pitch: Coarse (UNC) and fine (UNF))</p>

**Nota:** Ofrecemos recubrimiento superficial de fosfato y zincado electrolítico blanco, azul, amarillo, negro y verde con pruebas de exposición en cámara salina de 12, 48, 60, 72 y 96 horas (ASTM B 117). También ofrecemos galvanizando en caliente.

(Note: We offer coatings of phosphate electrodeposited zinc, white, blue, yellow, black and green. All with exposure in salty fog test of 12, 48, 60, 72 and 96 hours (ASTM B 117). We also offer hot dip galvanizaed)



## Anexo E Catálogo Tuercas Menor Valor m

<b>DIN 936</b>		<b>ISO - EN -</b>				
						
<b>d</b>	<b>M8</b>	<b>M8x1</b>	<b>M10</b>	<b>M10x1</b>	<b>M10x1,25</b>	<b>M12</b>
<b>P</b>	1,25	1	1,5	1	1,25	1,75
<b>m (nom.)</b>	5	5	6	6	6	7
<b>s (nom.)</b>	13	13	17/16*	17/16*	17/16*	19/18*
<b>Peso/Weight 1000 ud. kg</b>						
	4,000	4,000	8,600	8,600	8,600	12,10
<b>d</b>	<b>M12x1,25</b>	<b>M12x1,5</b>	<b>M14</b>	<b>M14x1,5</b>	<b>M16</b>	<b>M16x1,5</b>
<b>P</b>	1,25	1,5	2	1,5	2	1,5
<b>m (nom.)</b>	7	7	8	8	8	8
<b>s (nom.)</b>	19/18*	19/18*	22/21*	22/21*	24	24
<b>Peso/Weight 1000 ud. kg</b>						
	12,10	12,10	18,20	18,20	20,10	20,10
<b>d</b>	<b>M18</b>	<b>M18x1,5</b>	<b>M18x2</b>	<b>M20</b>	<b>M20x1,5</b>	<b>M20x2</b>
<b>P</b>	2,5	1,5	2	2,5	1,5	2
<b>m (nom.)</b>	9	9	9	9	9	9
<b>s (nom.)</b>	27	27	27	30	30	30
<b>Peso/Weight 1000 ud. kg</b>						
	29,60	29,60	29,60	36,30	36,30	36,30
<b>d</b>	<b>M22</b>	<b>M22x1,5</b>	<b>M22x2</b>	<b>M24</b>	<b>M24x1,5</b>	<b>M24x2</b>
<b>P</b>	2,5	1,5	2	3	1,5	2
<b>m (nom.)</b>	10	10	10	10	10	10
<b>s (nom.)</b>	32/34*	32/34*	32/34*	36	36	36
<b>Peso/Weight 1000 ud. kg</b>						
	43,80	43,80	43,80	58,00	58,00	58,00
<b>d</b>	<b>M27</b>	<b>M27x1,5</b>	<b>M27x2</b>	<b>M30</b>	<b>M30x1,5</b>	<b>M30x2</b>
<b>P</b>	3	1,5	2	3,5	1,5	2
<b>m (nom.)</b>	12	12	12	12	12	12
<b>s (nom.)</b>	41	41	41	46	46	46
<b>Peso/Weight 1000 ud. kg</b>						
	90,00	90,00	90,00	110,00	110,00	110,00
<b>d</b>	<b>M33</b>	<b>M33x1,5</b>	<b>M33x2</b>	<b>M36</b>	<b>M36x1,5</b>	<b>M36x2</b>
<b>P</b>	3,5	1,5	2	4	1,5	2
<b>m (nom.)</b>	14	14	14	14	14	14
<b>s (nom.)</b>	50	50	50	55	55	55
<b>Peso/Weight 1000 ud. kg</b>						
	155,00	155,00	155,00	190,00	190,00	190,00
<b>d</b>	<b>M36x3</b>	<b>M39x4</b>	<b>M39x1,5</b>	<b>M39x2</b>	<b>M39x3</b>	<b>M42</b>
<b>P</b>	3	4	1,5	2	3	4,5
<b>m (nom.)</b>	14	16	16	16	16	16
<b>s (nom.)</b>	55	60	60	60	60	65
<b>Peso/Weight 1000 ud. kg</b>						
	307,00	307,00	307,00	400,00	400,00	400,00

## Anexo F Ventosas de Sujeción FESTO

### Ventosas ESV

Cuadro general de productos

FESTO

Tipo	Diámetro de la ventosa [mm]	Elemento de fijación de la ventosa Tamaño	Rosca de fijación	Homologado para alimentos FDA	Materiales						→ Página/ Internet	
					Caucho fluorado	Caucho nitrílico	Caucho nitrílico Antiestático	Silicona	Poliuretano	Vulcolin®		
Estándar, redonda ESV-...S...		20	4	M6x1		■	■	■	■	■	-	7
		30				■	■	■	■	■		
		40				■	■	■	■	■		
	50	5	M10x1,5		■	■	-	■	■	-		
	60				■	■	-	■	■	-		
	80				■	■	-	■	■	-		
	100	6	M20x2		■	■	-	■	■	-		
150				■	■	-	■	■	-			
200		■	■	-	■	■	-					
Redonda, profunda ESV-...E...		20	4	M6x1	-	■	■	-	■	■	-	11
		30				■	■	-	■	■	-	
		40				■	■	-	■	■	-	
	50	5	M10x1,5	-	■	■	-	■	■	-		
	60				■	■	-	■	■	-		
	80				■	■	-	■	■	-		
	100		■	■	-	■	■	-				
Fuelle redondo, 1,5 ESV-...B...		20	4	M6x1	-	-	■	-	■	■	-	14
		30				■	■	-	■	■	-	
		40				■	■	-	■	■	-	
		50			5	M10x1,5	-	-	■	-	■	
80		■	■	-			■	■	-			
Fuelle redondo, 1,5 ESV-...BT...		40	4	-	-	-	-	-	-	■	16	
		50			-	-	-	-	-	■		
		80		5	-	-	-	-	-	■		
Fuelle redondo, 3,5 ESV-...C...		20	4	M6x1	-	-	■	-	■	-	-	18
		30				■	■	-	■	■	-	
		40				■	■	-	■	■	-	
		50			5	■	■	-	■	■	-	
Forma de campana ESV-...GT...		30	4	-	-	-	-	-	-	■	22	
		40			-	-	-	-	-	■		
		50			-	-	-	-	-	■		
		60	5	-	-	-	-	-	-	■		
		80			-	-	-	-	-	■		
		100			-	-	-	-	-	■		

© Marca registrada de Bayer MaterialScience AG Gruppe

4

→ Internet: [www.festo.com/catalogue/...](http://www.festo.com/catalogue/)

Reservado el derecho de modificación - 2010/07

Tabla 1. Ventosa de Sujeción FESTO, seleccionada por el equipo de trabajo.

**Ventosas con rosca de fijación ESS / Ventosas ESV, estándar redondas** **FESTO**

Hoja de datos

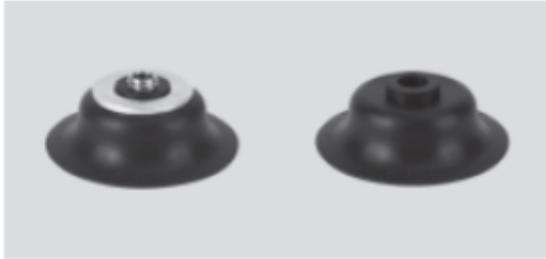
ESS...S.  
ESV...S.

Temperatura  
-30...+200 °C

Función

Diámetro  
2...200 mm

Homologado para  
alimentos FDA



**Datos técnicos generales**

Diámetro de la ventosa [mm]	Elementos de fijación de las ventosas, apropiados para	Rosca de fijación	Diámetro útil de la ventosa [mm]	Fuerza de separación con -0,7 bar [N]	Volumen de la ventosa <sup>1)</sup> [cm <sup>3</sup> ]	Radio mín. R <sup>2)</sup> de la pieza [mm]	Peso	
							ESS [g]	ESV [g]
2	Tamaño 1	∅ 3 <sup>1)</sup>	1,4	0,1	0,002	10	0,1	-
4			3,3	0,4	0,008	10	0,1	-
6	Tamaño 2	∅ 4 <sup>1)</sup>	5,2	1,1	0,015	15	0,2	-
8			7,2	2,3	0,030	20	0,2	-
10	Tamaño 3	M4x0,7	8,3	3,9	0,050	30	1,5	-
15			13,5	8,5	0,208	35	1,9	-
20	Tamaño 4	M6x1	17,6	16,3	0,318	60	6,4	1,6
30			18,4	40,8	0,867	110	9	2,7
40			26,5	69,6	1,566	230	16,3	7,4
50			33,3	105,8	2,387	330	22	11,2
60	Tamaño 5	M10x1,5	42,0	166,1	3,953	350	49	22
80			57,8	309,7	19,312	400	133	33
100			75,2	503,6	29,779	460	222	59
150	Tamaño 6	M20x2	114,3	900	173,826	480	719	361
200			151,7	1 610	345,4 54	680	1 198	840

1) Se conecta a la pieza de fijación de la ventosa  
2) Radio mínimo de la pieza  
3) Volumen de la ventosa a evacuar

**Fuerza transversal F [N] con pu = -0,7 bar; Ra = 7 µm**

Diámetro de la ventosa [mm]	ESS...SN	ESS...SS	ESS...SU	ESS...SF	ESS...SNA
2	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
6	3,5	2,5	3	1,5	2
8	9,5	3,5	5	3,5	4
10	3,5	4	7	4,5	7,5
15	10,5	6,5	9	10,5	13,5
20	11,5	10,5	23	15,5	14,5
30	19,5	23,5	19	22	20
40	60	25	83	25	49
50	135	84	130	69,5	81,5
60	136	85	151	117,5	-
80	315	104	295	139,5	-
100	600	130	482,5	299	-
150	675	400	1 000	480	-
200	850	425	1 000	500	-

2010/07 - Reservado el derecho de modificación → Internet: [www.festo.com/catalogue/...](http://www.festo.com/catalogue/...) 7

## Anexo G Especificaciones Acero Estructural

### ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)

1. *Descripción:* acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

2. *Normas involucradas:* ASTM A108

3. *Propiedades mecánicas:* Dureza 111 HB  
Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)  
Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)  
Elongación 25%  
Reducción de área 50%  
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)  
Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

4. *Propiedades físicas:* Densidad 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

5. *Propiedades químicas:* 0.18 – 0.23 % C  
0.30 – 0.60 % Mn  
0.04 % P máx  
0.05 % S máx

6. *Usos:* se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.

7. *Tratamientos térmicos:* se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

**NOTA:**

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores definitivos exactos para su uso en el diseño.

**ACERO MAQUINARIA -AISI 1020**

## Anexo H Especificaciones Soldadura WESTARCO E6013

# SW 613



### ELECTRODOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBONO

IDENTIFICACIÓN: WESTARCO E6013  
CLASIFICACIÓN: AWSE6013  
ESPECIFICACIÓN: AWS A.5.1, ICONTEC 2191, ASME SFA.5.1  
APROBADO: ABS(Grado 1)

### CARACTERÍSTICAS SOBRESALIENTES

El revestimiento es a base de rutilo y potasio, lo cual le da muy buena estabilidad, inclusive al trabajar con corriente alterna en equipos de bajo voltaje de circuito abierto.

### APLICACIONES TÍPICAS

Carrocerías, muebles metálicos, ductos de aire acondicionado, rejas, ventanas y ornamentación en general. Puede usarse en tanques y estructuras teniendo en cuenta las limitaciones establecidas en los códigos de construcción aplicables.

### RECOMENDACIONES PARA SU APLICACIÓN

Se utiliza en corriente alterna o continua, polaridad negativa (-) o positiva (+). Lleve el arco corto y una velocidad de avance adecuada el tipo de junta y al diámetro que emplee. Al soldar en filete horizontal mantenga el electrodo con un ángulo de elevación de 50 a 70° con relación a la platina inferior y una inclinación de 10 a 20° en la dirección de avance. Entre mas delgada la platina y mayor corriente, se debe usar un ángulo de elevación mayor para evitar recalentamiento de la platina vertical.

### PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS DEL METAL DEPOSITADO

Resistencia a la tracción:	42 - 52 Kg/mm <sup>2</sup> (60-74 Ksi)
Límite de fluencia:	34 - 45 Kg/mm <sup>2</sup> (48-65 Ksi)
Elongación:	22 - 29%
Reducción del área:	40 - 60%
Resistencia al impacto Charpy en V a -20° C:	50-110 joules.

**NOTA:** Ensayos realizados según AWS A.5.1

DIMENSIÓN	AMPERAJES RECOMENDADOS
2.4 X 300 mm (3/32")	50 - 90 A
2.4 X 350 mm (3/32")	50 - 90 A
3.2 X 350 mm (1/8")	80 - 120 A
4.0 X 350 mm (5/32")	110 - 160 A
4.8 X 450 mm (3/16")	130 - 210 A
6.4 X 450 mm (1/4")	200 - 300 A

**EMPAQUE:** Caja de 20 Kg peso neto.  
Ver recomendaciones de almacenamiento al final del catálogo.

## Anexo I Subsistema Eléctrico

### TABLA 1 Fusibles

SERIE  
simon11

#### Serie Simon 11

La gama de fusibles Simon 11 está diseñada para su perfecta aplicación tanto instalaciones residenciales como industriales. Las principales ventajas de la Simon 11 son las siguientes:

- 1 Fácil instalación y reemplazamiento:** Su diseño y tamaño hacen a la gama de fusibles cilíndricos Simon 11 ideales para instalaciones terciarias por su facilidad tanto en el montaje inicial como en su reemplazamiento.
- 2 Durabilidad:** Los conductores de cobre electrolítico, por su diseño, están preparados para garantizar una larga duración en servicio del elemento.
- 3 Perfecta respuesta eléctrica ante el cortocircuito:** En su interior queda totalmente asegurada la **expandibilidad casi nula de los gases** que se producen con el cortocircuito. La alta compactación de la arena tras estudios granulométricos exhaustivos es la responsable de este comportamiento físico. Además los modernos sistemas de producción aseguran una respuesta de funcionamiento homogénea de todos los fusibles. Por otra parte, la calidad del receptáculo cerámico asegura en todos los casos la **respuesta adecuada al choque térmico**. Garantiza una total seguridad contra cortocircuitos y sobrecargas en las instalaciones de distribución y redes de cables. Está también indicada, por sus características, para proteger circuitos con corrientes de sobrecarga de corta duración.

La curva de fusión de los fusibles es de clase gL/gG siendo su capacidad de ruptura de 100 kA para 500 V-.

Por otra parte, la selectividad de los fusibles está, aproximadamente, en relación 1 a 1,6 de menor tamaño.

La gama Simon 11 está diseñada según normas UNE-EN 60269-1: 2000, UNE-EN 60269-3 : 1996 + A1: 2004 UNE-HD, 60269-3-1:2009.

#### Fusibles cilíndricos clase gL/gG

TAMANO	IN [A]	ARTICULOS Con indicador	ARTICULOS Sin indicador	Potencia disipada W	Tensión V-	Poder de corte kA
	2	11928 -31	11929 -31	1,8	400	20
	4	11930 -31	11931 -31	1,8		
	6	11932 -31	11933 -31	1,8		
	10	11934 -31	11935 -31	1,1		
	16	11936 -31	11937 -31	1,5		
	25	11938 -31	11939 -31	2,0		
	2	11942 -31	11943 -31	1,8	500	100
	4	11944 -31	11945 -31	1,7		
	6	11946 -31	11947 -31	2,5		
	10	11950 -31	11951 -31	1,0		
	16	11954 -31	11955 -31	1,5		
	20	11956 -31	11957 -31	1,8		
	25	11958 -31	11959 -31	2,0		
	32	11960 -31(1)	11961 -31(1)	2,9		
	4	11962 -31	11963 -31	1,8	500	100
	6	11964 -31	11965 -31	2,5		
	10	11968 -31	11969 -31	1,3		
	16	11972 -31	11973 -31	1,7		
	20	11974 -31	11975 -31	2,5		
	25	11976 -31	11977 -31	2,6		
	32	11978 -31	11979 -31	3,3		
	40	11980 -31	11981 -31	3,5		
50	11982 -31(1)	11983 -31(1)	4,5			
	16	11984 -31	11985 -31	3,3	500	100
	20	11986 -31	11987 -31	1,9		
	25	11988 -31	11989 -31	1,8		
	32	11990 -31	11991 -31	4,3		
	40	11992 -31	11993 -31	4,0		
	50	11994 -31	11995 -31	5,3		
	63	11996 -31	11997 -31	5,7		
	80	11998 -31	11999 -31	6,4		
100	11900 -31(1)	11901 -31(1)	9			

 **CURVAS DE FUSIÓN**  
Ver tabla 402/401

(1) Fusibles sobrecalibrados. Tensión de servicio 400 V-

## TABLA 2 Portafusibles

### Bases portafusibles seccionables para carril DIN

Cumplen con las normas IEC 60.947-1 y IEC 60.947-3  
 Las bases de tamaño 8x32 disponen de espacio para ubicar un fusible de recambio.  
 Se suministran sin fusibles.  
 Las bases de tamaño 14x15 y 22x58 pueden anclarse en carril DIN o en pared.



ARTICULO	DESCRIPCION	MODULOS
<b>11101 -60</b>	Unipolar 25 A 400 V, tamaño 8x32	1
<b>11201 -60</b>	Bipolar 25 A 400 V, tamaño 8x32	2
<b>11301 -60</b>	Tripolar 25 A 400 V, tamaño 8x32	3
<b>11601 -60</b>	Tripolar+neutro 25 A 400 V, tamaño 8x32	3
<b>11102 -60</b>	Unipolar 32 A 690 V, tamaño 10x38	1
<b>11202 -60</b>	Bipolar 32 A 690 V, tamaño 10x38	2
<b>11302 -60</b>	Tripolar 32 A 690 V, tamaño 10x38	3
<b>11602 -60</b>	Tripolar+neutro 32 A 690 V, tamaño 10x38	3
<b>11103 -60</b>	Unipolar 50 A 690 V, tamaño 14x51	1,5
<b>11203 -60</b>	Bipolar 50 A 690 V, tamaño 14x51	3
<b>11303 -60</b>	Tripolar 50 A 690 V, tamaño 14x51	4,5
<b>11603 -60</b>	Tripolar+neutro 50 A 690 V, tamaño 14x51	6
<b>11104 -60</b>	Unipolar 100 A 690 V, tamaño 22x58	2
<b>11204 -60</b>	Bipolar 100 A 690 V, tamaño 22x58	4
<b>11304 -60</b>	Tripolar 100 A 690 V, tamaño 22x58	6
<b>11604 -60</b>	Tripolar+neutro 100 A 690 V, tamaño 22x58	8



**TABLA 3 Relé térmico**

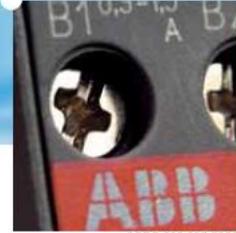
**Guías de selección y referencia de pedido para relés de control monofásicos de la gama CM y transformadores de corriente CM-CT**



**NOVEDAD**



2CDC 253 258 F0005



2CDC 253 257 F0005

**Control de tensión y corriente, monofásicos**

Tipo	CM-SRS.11	CM-SRS.12	CM-SRS.21	CM-SRS.22	CM-SRS.M1	
Función	Control de corriente CA/CC					
Principio de medición	RMS					
Rangos de medición CA/CC	3 - 30 mA 10 - 100 mA 0.1 - 1 A	0.3 - 1.5 A 1 - 5 A 3 - 15 A <sup>1)</sup>	3 - 30 mA 10 - 100 mA 0.1 - 1 A	0.3 - 1.5 A 1 - 5 A 3 - 15 A <sup>1)</sup>	3 - 30 mA 10 - 100 mA 0.1 - 1 A	
Funciones	Valor umbral	un valor umbral ajustable mediante escalas de lectura exacta dentro del rango de medición				
	Histeresis	ajustable, 3 - 30 % del valor umbral				
	Control sobretensión/subtensión	seleccionable, control de sobrecorriente o subcorriente				
	Retardo disparo T <sub>r</sub>	ninguno			ajustable	
	Función temporizadora T <sub>t</sub>	ninguna			retardo a la conexión	
	Retardo de arranque T <sub>s</sub>	ninguno			ajustable 0; C	
	Función retención	ninguna			configurable, función	
Contactos salida	Número / Tipo	1 SPDT		2 SPDT		
	Principio funcionamiento	principio de circuito abierto				
Ancho						
Tensiones de alimentación y códigos de pedido	110 - 130 V AC	1SVR 430 841 R0200	1SVR 430 841 R0300	1SVR 430 841 R0400	1SVR 430 841 R0500	-
	220 - 240 V AC	1SVR 430 841 R1200	1SVR 430 841 R1300	1SVR 430 841 R1400	1SVR 430 841 R1500	-
	24 - 240 V AC/DC	1SVR 430 840 R0200	1SVR 430 840 R0300	1SVR 430 840 R0400	1SVR 430 840 R0500	1SVR 430 840 R0600

1 SPDT = 1 contacto conmutado  
2 SPDT = 2 contactos conmutados

<sup>1)</sup>con corrientes de medición > 10 A es necesario un espacio de 10 mm.

**Transformadores de corriente como accesorios para relés de control de corriente**



2CDC 251 002 F0005

Tipo	Corriente primaria	Potencia	Corriente secundaria	Código de pedido
CM-CT 50/1	50 A	1 VA	1 A (clase 1)	1SVR 450 116 R1000
CM-CT 75/1	75 A	1.5 VA	1 A (clase 1)	1SVR 450 116 R1100
CM-CT 100/1	100 A	2.5 VA	1 A (clase 1)	1SVR 450 116 R1200
CM-CT 150/1	150 A	2.5 VA	1 A (clase 1)	1SVR 450 116 R1300
CM-CT 200/1	200 A	2.5 VA	1 A (clase 1)	1SVR 450 116 R1400
CM-CT 50/5	50 A	1 VA	5 A (clase 1)	1SVR 450 116 R5000
CM-CT 75/5	75 A	1.5 VA	5 A (clase 1)	1SVR 450 116 R5100
CM-CT 100/5	100 A	2.5 VA	5 A (clase 1)	1SVR 450 116 R5200
CM-CT 150/5	150 A	2.5 VA	5 A (clase 1)	1SVR 450 116 R5300
CM-CT 200/5	200 A	5 VA	5 A (clase 1)	1SVR 450 116 R5400
CM-CT 300/1	300 A	5 VA	1 A (clase 1)	1SVR 450 117 R1100
CM-CT 400/1	400 A	5 VA	1 A (clase 1)	1SVR 450 117 R1200
CM-CT 500/1	500 A	5 VA	1 A (clase 1)	1SVR 450 117 R1300
CM-CT 600/1	600 A	5 VA	1 A (clase 1)	1SVR 450 117 R1400
CM-CT 300/5	300 A	5 VA	5 A (clase 1)	1SVR 450 117 R5100
CM-CT 400/5	400 A	5 VA	5 A (clase 1)	1SVR 450 117 R5200
CM-CT 500/5	500 A	5 VA	5 A (clase 1)	1SVR 450 117 R5300
CM-CT 600/5	600 A	5 VA	5 A (clase 1)	1SVR 450 117 R5400

**TABLA 4 Capacidad de Conducción de Corriente**

Calibre  AWG o kcmil	Área de la sección transversal nominal  mm <sup>2</sup>	Temperatura nominal del conductor					
		60°C	75°C	90°C	60°C	75°C	90°C
		TW TWD CCE	THW, RHW THW-LS THWN XHHW	RHH, RHW-2 THHN, THW-2 THHW-LS, XHHW-2	UF	RHW XHHW	RHW-2 XHHW XHHW-2 DRS
		Cobre			Aluminio		
14	2,08	20*	20*	25*	-	-	-
12	3,31	25*	25*	30*	-	-	-
10	5,26	30	35*	40*	-	-	-
8	8,37	40	50	55	-	-	-
6	13,3	55	65	75	40	50	60
4	21,2	70	85	95	55	65	75
2	33,6	95	115	130	75	90	100
1/0	53,5	125	150	170	100	120	135
2/0	67,4	145	175	195	115	135	150
3/0	85,0	165	200	225	130	155	175
4/0	107	195	230	260	150	180	205
250	127	215	255	290	170	205	230
300	152	240	285	320	190	230	255
350	177	260	310	350	210	250	280
400	203	280	335	380	225	270	305
500	253	320	380	430	260	310	350
600	304	355	420	475	285	340	385
750	380	400	475	535	320	385	435
1000	507	455	545	615	375	445	500

\* A menos que se permita otra cosa específicamente en otro lugar de esta norma, la protección contra sobrecorriente de los conductores marcados con un asterisco (\*), no se debe superar 15 A para 14 AWG, 20 A para 12 AWG y 30 A para 10 AWG, todos de cobre.

**TABLA 5 Diámetro del Conduit**

		<i>Diámetro en pulgadas</i>							
No	<b>NUMERO DE CONDUCTORES POR DUCTO</b>								
AWG	1	2	3	4	5	6	7	8	9
14	1/2	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	3/4	1	1
12	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1	1	1 1/4
10	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1	1	1 1/4	1 1/4
8	1/2	3/4	1	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
6	1/2	1	1	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2	2	2
4	1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/2	2	2	2	2	2 1/2
3	3/4	1 1/4	1 1/4	1 1/2	2	2	2	2 1/2	2 1/2
2	3/4	1 1/4	1 1/4	1 1/2	2	2	2 1/2	2 1/2	2 1/2
1	3/4	1 1/2	1 1/2	2	2	2 1/2	2 1/2	3	3
0	1	1 1/2	2	2	2 1/2	2 1/2	3	3	3
2/0	1	2	2	2 1/2	2 1/2	3	3	3	3 1/2
3/0	1	2	2	2 1/2	3	3	3	3 1/2	3 1/2
4/0	1 1/4	2	2	2 1/2	3	3	3 1/2	3 1/2	4

**TABLA 6 Interruptores de Seguridad Termomagnéticos QP SIEMENS**

**INTERRUPTORES TERMOMAGNÉTICOS QP**

Tabla de selección				
	Interruptor tipo	Modelo	Corriente nominal de servicio	Catálogo No.
	QP 1* 1 POLO 120/240 V CA	Q115 Q120 Q130 Q140 Q150	15 20 30 40 50	40001239 40001240 40001241 40001242 40001243
	QP 1* 2 POLOS DISPARO SIMULTANEO 120/240 V CA	Q215 Q220 Q230 Q240 Q250 Q260 Q270 Q2100	15 20 30 40 50 60 70 100	40001244 40001245 40001246 40001247 40001248 40001294 40001249 40001278
	QP 1* 3 POLOS DISPARO SIMULTANEO 240 V CA	Q315 Q320 Q330 Q340 Q350 Q360 Q370 Q3100	15 20 30 40 50 60 70 100	40001250 40001251 40001252 40001253 40001254 40001277 40001255 40001256

## **Anexo J Fotos Construcción Máquina de Corte**

## **Anexo K Manual de la Máquina de Corte de Tejas Termoacústicas**

## **Anexo L Planos de la Máquina en Formato Original**