

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DE UN MOLINO
Y MEZCLADORA PARA EL PRODUCTO FERTI PRODUCCIÓN DE
LA EMPRESA TECNI ORGANIC”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

MOLINA ACOSTA GABRIEL ENRIQUE

ALVAREZ LOPEZ LUIS ALBERTO

DIRECTOR: ING. JAIME ECHEVERRIA

CODIRECTOR: ING. LUIS ECHEVERRIA

Sangolquí, 2013 -09 -25

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto de grado titulado “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DE UN MOLINO Y MEZCLADORA PARA EL PRODUCTO FERTI PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA TECNI ORGANIC**” fue realizado en su totalidad por los Sres. MOLINA ACOSTA GABRIEL ENRIQUE Y ALVAREZ LOPEZ LUIS ALBERTO como requerimiento previo para la obtención del Título de Ingeniero Mecánico.

.....
Ing. JAIME ECHEVERRIA
DIRECTOR

.....
Ing. LUIS ECHEVERRIA
COODIRECTOR

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, MOLINA ACOSTA GABRIEL ENRIQUE y ALVAREZ LOPEZ LUIS ALBERTO.

DECLARAMOS QUE:

La tesis / proyecto de grado titulado “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DE UN MOLINO Y MEZCLADORA PARA EL PRODUCTO FERTI PRODUCCION DE LA EMPRESA TECNI ORGANIC”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico de la tesis / proyecto de grado en mención.

Sangolquí, 25 de Septiembre del 2013

.....
MOLINA ACOSTA
GABRIEL ENRIQUE
C.C. 1718741810

.....
ALVAREZ LOPEZ
LUIS ALBERTO
C.C. 1717916256

AUTORIZACIÓN

Nosotros, MOLINA ACOSTA GABRIEL ENRIQUE y ALVAREZ LOPEZ LUIS ALBERTO.

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejercito la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DE UN MOLINO Y MEZCLADORA PARA EL PRODUCTO FERTI PRODUCCION DE LA EMPRESA TECNI ORGANIC”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 25 de Septiembre del 2013

.....
MOLINA ACOSTA
GABRIEL ENRIQUE

.....
ALVAREZ LOPEZ
LUIS ALBERTO

DEDICATORIA

A nuestros queridos padres Walter Rubén Álvarez Moreno, Mónica Azucena López Monteros, Dc. Enrique Molina y Rosa Amalia Acosta por su apoyo incondicional para concluir nuestra carrera universitaria, por su entrega constante así como ejemplo de lucha y sobre todo por su cariño y comprensión. A todos nuestros familiares que siempre estuvieron presentes para darnos consejos y su apoyo y de manera especial a la Ec. Esperanza Montalvo, Dc. Silvia Montalvo, Dc. Manuela Montalvo y al Ing Jorge Isaac Montalvo que supieron alentarnos a seguir adelante. A nuestros grandes amigos y maestros los Ingenieros que nos formaron como hombres de Bien y sobre todo a Dios por acompañarnos desde el primer día de nuestras vidas.

Luis Álvarez López
Gabriel Molina Acosta

AGRADECIMIENTO

Agradecemos infinitamente a Dios por darnos la fuerza y mostrarnos el camino correcto durante toda nuestra vida.

A nuestros padres que con su ejemplo de lucha diaria y constante nos han sabido transmitirnos todo su amor, comprensión y sabiduría.

A nuestros grandes amigos y gestores de nuestra formación académica, que con su grandiosa sabiduría nos han inculcado ser hombres de bien y nos han sabido guiar por el camino del conocimiento.

A nuestro DIRECTOR de Tesis Ing. Luis Echeverría y nuestro CODIRECTOR de Tesis Ing. Luis Echeverría y miembros del tribunal de Tesis por aportar sus conocimientos, experiencia, esfuerzo y sabiduría para la culminación de este gran paso en nuestras vidas.

Al Ing. Ángelo Villavicencio por su amistad y conocimientos dentro y fuera de este nuestro segundo hogar y templo de sabiduría la Escuela Politécnica del Ejército.

Al Dc. Mejía por su apoyo constante en todo el transcurso de la ejecución de la Tesis.

A esta hermosa institución Escuela Politécnica del Ejército particularmente a la Facultad de Ingeniería Mecánica por abrirnos las puertas hacia el camino del saber.

Finalmente a nuestros familiares, compañeros y amigos que de una u otra forma supieron transmitirnos su apoyo incondicional y su cariño sincero para lograr este sueño.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPITULO I

| | |
|---|----------|
| ANTECEDENTES DE TECNIC ORGANIC EN EL ECUADOR | 1 |
| 1.1. HISTORIA. | 1 |
| 1.1.1. HISTORIA DE TECNIC ORGANIC. | 1 |
| 1.1.2. OBJETIVO INSTITUCIONAL. | 2 |
| 1.1.3. TECNIC ORGANIC EN LA PRODUCCION DE “FERTI PRODUCCION” EN EL ECUADOR | 2 |
| 1.2. MISION. | 3 |
| 1.3. VISION. | 3 |
| 1.4. ESTRUCTURA ORGANIZACIONAL..... | 4 |
| 1.5. VALORES. | 4 |
| 1.5.1. VALORES ÉTICOS..... | 4 |
| 1.5.2. VALORES PROFESIONALES..... | 5 |
| 1.6. PRODUCTOS ELABORADOS POR TECNIC ORGANIC | 6 |
| 1.7. POLÍTICAS DE CALIDAD | 7 |
| 1.7.1. CERTIFICACIONES DE CALIDAD..... | 7 |
| 1.8. POLITICAS DE MEDIO AMBIENTE Y SEGURIDAD..... | 7 |
| 1.9. ÁREA DE PRODUCCIÓN DE TECNIC ORGANIC..... | 7 |
| 1.9.1. DEPARTAMENTO QUÍMICO Y PRODUCCIÓN DE FERTILIZANTES. | 7 |
| 1.10. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA POR TECNIC ORGANIC EN MOLIENDA Y MEZCLADO DE SUS PRODUCTOS..... | 8 |

CAPITULO 2

| | |
|--|-----------|
| DISEÑO DE SISTEMA DE MOLIENDA | 10 |
| 2.1. ANÁLISIS DE LOS MATERIALES A MOLERSE | 10 |
| 2.1.1. COMPACTACIÓN QUÍMICA DE LOS MATERIALES DE FERTI PRODUCCIÓN.. | 10 |
| 2.1.2. ANÁLISIS QUÍMICO DEL NITRATO DE AMONIO EN LOS RODILLOS EN EL MOLINO. | 11 |
| 2.1.3. COMPORTAMIENTO TERMOQUIMICO DEL MATERIAL NITRATO DE AMONIO EN CONDICIONES DE TEMPERATURA Y FLUJO DE CORRIENTE DE AIRE FRIO/CALIENTE. | 12 |
| 2.2. MOLIENDA | 12 |
| 2.2.1. FORMAS DE MOLIDO Y ELECCIÓN DEL RODILLO MÁS ADECUADO..... | 12 |
| MOLINO TIPO MARTILLO:..... | 12 |
| MOLINO DE RODILLOS:..... | 14 |
| MOLINOS DE DISCOS:..... | 15 |
| MOLINOS GIRATORIOS: | 16 |
| 2.2.2. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS TIPOS DE MOLINOS. ... | 16 |
| MOLINO DE RODILLOS:..... | 16 |
| MOLINO DE MARTILLOS:..... | 17 |
| MOLINOS DE DISCOS:..... | 17 |
| MOLINOS GIRATORIOS: | 18 |
| 2.2.3. ELECCIÓN DE LOS MATERIALES | 18 |
| 2.2.4. SELECCIÓN DE LA MEJOR OPCIÓN DE MOLIENDA..... | 18 |
| 2.2.5. DISEÑO DE RODILLOS. | 20 |

| | |
|---|----|
| DIAMETRO DE RODILLOS | 20 |
| Determinación del coeficiente de fricción..... | 20 |
| Numero de rodillos..... | 21 |
| Ángulo de Separación..... | 22 |
| Diámetro de los rodillos..... | 22 |
| Superficie de contacto entre fertilizantes y rodillos | 23 |
| Cargas en los rodillos..... | 25 |
| Diseño Estático | 26 |
| Análisis Dinámico..... | 29 |
| DISEÑO DE LA CHAVETA..... | 32 |
| SELECCIÓN DEL TIPO RODAMIENTOS | 34 |
| 2.3. DISEÑO DE LA CARCASA DEL MOLINO | 37 |
| 2.3.1. DESCRIPCIÓN | 37 |
| 2.3.2. DATOS TÉCNICOS DEL MOLINO | 38 |
| 2.3.3. ANALISIS DE CORROSIÓN EN PLACAS DE ACERO A36..... | 38 |
| Tipos de corrosión:..... | 39 |
| Tipos de corrosión que afectan al Acero A36 | 41 |
| 2.3.4. CARCASA..... | 43 |
| 2.3.5. DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS EN LA CARCASA | 45 |
| 2.4. CAJA REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA EL SISTEMA DE MOLIENDA | 47 |
| Reductor de velocidad | 48 |
| Tipos de Engranés:..... | 49 |
| Criterio de Adquisición de la caja reductora:..... | 50 |
| 2.5. SIMULACIÓN EN INVENTOR 2012..... | 52 |

| | |
|--|----|
| □ Eje de molienda | 52 |
| Simulación del eje en inventor 2012 | 56 |
| □ Carcasa..... | 62 |
| Simulación de la carcasa de la moledora en inventor 2012 | 62 |

CAPITULO 3

| | |
|--|-----------|
| DISEÑO DE LA MEZCLADORA | 69 |
| 3.1. ESTUDIO DE TIPOS DE MEZCLADORAS. | 69 |
| 3.1.1. Influencia de los Ingredientes en el Mezclado. | 70 |
| PROBLEMAS COMUNES EN LAS MEZCLADORAS | 71 |
| Mezcladoras Verticales.-..... | 72 |
| Prevención de Problemas en el Mezclado..... | 73 |
| 3.1.1. ESTUDIO DE MECANISMOS DE MEZCLADO. | 73 |
| 3.1.2. ESTUDIO DE MATERIALES PARA LA MEZCLADORA | 74 |
| MATERIALES A MEZCLAR | 74 |
| □ Nitrato de Amonio. | 74 |
| □ Urea. | 75 |
| □ Fosfato monoamónico..... | 75 |
| □ Sulfato de hierro (III)..... | 76 |
| □ Sulfato de zinc | 76 |
| □ Bórax..... | 77 |
| □ Sulfato de manganeso | 78 |
| □ Yaramila..... | 78 |
| □ Sulfato de magnesio | 79 |

| | |
|--|-----|
| □ Sulfato de potasio | 79 |
| MATERIALES DE MEZCLADORA | 79 |
| □ Acero A 36 | 79 |
| □ Acero Inoxidable A304 | 80 |
| □ Tubo circular de diámetro de 1in y espesor de 2mm | 81 |
| FUNDAMENTOS DEL DOBLADO DE TUBOS METÁLICOS..... | 82 |
| 3.1.3. ESTUDIO DE LAS VELOCIDADES DE MEZCLADO..... | 84 |
| 3.2. ESTUDIO DE DISEÑO. | 85 |
| Volumen del contenedor | 85 |
| Velocidad de giro del eje porta paletas | 85 |
| CÁLCULO DE FUERZAS EN LAS PALETAS | 86 |
| Torque requerido en el eje | 90 |
| Potencia requerida en el motor de la maquina..... | 90 |
| 3.2.1. DISEÑO DE PALETA. | 90 |
| TEOREMA DE PLACAS PLANAS..... | 96 |
| Placas rectangulares..... | 99 |
| Dimensionamiento del alabe | 100 |
| Distribución de las fuerzas en el alabe del mezclador | 100 |
| Simulación de la placa rectangular plana en Inventor 2012..... | 102 |
| Diagramas de la placa plana rectangular..... | 107 |
| 3.2.2. DISEÑO DE RECIPIENTE. | 113 |
| Materiales empleados en tanque | 114 |
| DISEÑO Y CÁLCULO DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO | |
| ENSAMBLADOS EN TALLER | 115 |
| REQUERIMIENTOS DE DISEÑO | 115 |

| | |
|--|-----|
| DISEÑO Y CÁLCULO DEL CUERPO | 115 |
| Espesor del tanque | 116 |
| SIMULACIÓN DEL TANQUE EN INVENTOR 2012 | 118 |
| Stress Analysis Report | 118 |
| Material(s) | 119 |
| Results | 120 |
| Reaction Force and Moment on Constraints | 120 |
| Análisis de esfuerzos en pared del cilindro | 123 |
| 3.2.3. ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE. | 128 |
| Simulacion completa de la parte del molino en Inventor 2012. ... | 131 |
| Frame Analysis Report..... | 132 |
| Análisis de la parte de la mezcladora en Inventor 2012..... | 134 |
| Frame Analysis Report..... | 135 |
| Material(s) | 135 |
| 3.2.4. ANÁLISIS EN CONJUNTO..... | 139 |
| Stress Analysis Report..... | 140 |
| Operating conditions | 142 |
| Análisis de vibraciones en la estructura | 148 |

CAPITULO 4

| | |
|--|------------|
| DISEÑO DEL SISTEMA DE TRASMISIÓN..... | 150 |
| 4.1. ESTUDIO DE DISEÑO | 150 |
| 4.1.1. Sistema de rueda de fricción | 151 |
| 4.1.2. Sistema de Engranajes..... | 152 |

| | |
|---|-----|
| Engranajes rectos | 153 |
| Engranajes helicoidales | 153 |
| Engranajes cónicos..... | 153 |
| 4.1.3. Sistema de Poleas y Correas | 154 |
| Transmisión Simple..... | 155 |
| Relación de transmisión..... | 156 |
| Trasmisión Compuesta | 156 |
| 4.1.4. Sistemas de ruedas dentadas y cadenas | 157 |
| 4.1.5. Sistemas de tornillo sin fin y rueda helicoidal. | 158 |
| 4.1.6. Sistema de rueda y cremallera. | 159 |
| Trasmisión por banda | 162 |
| CARACTERÍSTICAS DE LAS CORREAS PLANAS | 163 |
| CARACTERÍSTICAS DE LAS CORREAS TRAPECIALES. | 163 |
| Entre las ventajas se pueden enunciar: | 166 |
| Entre los inconvenientes es preciso tener en cuenta que: | 166 |
| CARACTERÍSTICAS DE LAS CORREAS DENTADAS. | 167 |
| POLEAS | 168 |
| Reducción de velocidades | 171 |
| Transmisión de Potencia Sección I..... | 172 |
| Transmisión de Potencia Sección II..... | 175 |
| Transmisión de Potencia Sección III..... | 177 |
| Diseño de ejes de trasmisión | 178 |
| Determinación de las fuerzas producidas por la polea de 6in.... | 179 |
| Determinación de las fuerzas producidas por la polea de 12in.. | 181 |
| Determinación de las fuerzas producidas por la polea de 15in.. | 182 |

| | |
|--|-----|
| Diagrama de fuerzas en el eje 1 | 184 |
| Análisis en el plano XY en el eje 1 | 185 |
| Cargas en el plano XY y simulación en Inventor 2012 del eje 1 | 185 |
| Análisis en el plano XZ del eje 1 | 188 |
| Cargas en el plano XZ y simulación en Inventor 2012 | 189 |
| Verificación a fatiga (diseño dinámico)..... | 193 |
| Diagrama de esfuerzo fluctuante | 193 |
| Selección de rodamientos del primer eje | 195 |
| Diagrama de fuerzas en el eje 2 | 199 |
| Análisis en el plano XY 2do Eje | 199 |
| Análisis en el plano XZ en el 2do eje | 204 |
| Cargas en el plano XZ y simulación en Inventor 2012 2do eje. . | 204 |
| Selección de rodamientos del segundo eje..... | 211 |
| Diseño del chavetero 2do eje..... | 213 |
| DISEÑO DE EJE ROTOR. | 214 |
| Velocidad de giro | 214 |
| Diagrama de fuerzas que actúan en el eje principal | 216 |
| Análisis en el plano XZ eje principal..... | 216 |
| Simulación del eje principal en el plano XZ en Inventor 2012 | 216 |
| Diagrama de fuerzas..... | 217 |
| Análisis en el plano XY eje principal | 220 |
| Simulación del eje principal en el plano XY en Inventor 2012.... | 220 |
| CÁLCULOS EJE PRINCIPAL..... | 224 |
| Selección de rodamientos eje principal..... | 228 |
| Diseño del chavetera | 230 |

CAPITULO 5

| | |
|--|------------|
| AUTOMATIZACIÓN DEL EQUIPO DE MOLIENDA Y MEZCLADO..... | 233 |
| 5.1. Introducción | 233 |
| 5.2. Identificación de componentes controlables | 234 |
| 5.3.3. Cables de control | 236 |

CAPITULO 6

| | |
|---|------------|
| ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO GLOBAL | 238 |
| 6.1. Determinación de parámetros de carga reales | 238 |
| Esfuerzo de compresión máxima del grano fertilizante | 238 |
| Esfuerzo de corte máxima del grano fertilizante | 239 |
| Capacidad triturada en los rodillos: | 239 |
| 6.2. Determinación de velocidad de procesamiento real | 241 |
| 6.3. Análisis de rentabilidad | 241 |
| 6.4. Sistema terminado y análisis global en Inventor 2012 | 243 |
| Sistema global simulado en inventor 2012 | 245 |
| Stress Analysis Report | 245 |
| Operating conditions..... | 247 |
| Bibliografía..... | 253 |
| Anexos..... | 254 |

INDICE DE IMÁGENES

CAPITULO II

| | |
|---|----|
| FIG 2. 1 SISTEMA DE MOLIENDA TIPO MARTILLO | 14 |
| FIG 2. 2 SISTEMA DE MOLIENDA TIPO MOLINO DE RODILLOS | 15 |
| FIG 2. 3 SISTEMA DE MOLINO TIPO DISCO | 15 |
| FIG 2. 4 PUNTAJE DE ALTERNATIVAS..... | 19 |
| FIG 2. 5 DIAGRAMA CINEMÁTICO DE EJES DE MOLIENDA..... | 20 |
| FIG 2. 6 DIAGRAMA DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN..... | 21 |
| FIG 2. 7 DIÁMETROS INTERNOS Y EXTERNOS REALES DEL RODILLO DE MOLIENDA..... | 25 |
| FIG 2. 8 CARGAS EN RODILLO DE MOLIENDA..... | 26 |
| FIG 2. 9 FUERZAS DISTRIBUIDAS EN EL EJE DE MOLIENDA..... | 27 |
| FIG. 2. 10 DIAGRAMAS DE CORTANTE Y MOMENTO EN EL EJE DE MOLIENDA | 27 |
| FIG 2. 11 TIPO DE RODAMIENTO | 34 |
| FIG 2. 12 ESPECIFICACIONES DE LOS RODAMIENTOS SKF | 37 |
| FIG 2. 13 CORROSIÓN EN ACERO A36..... | 38 |
| FIG 2. 14 CARCASA DEL PROYECTO TERMINADA..... | 46 |
| FIG 2. 15 SISTEMA DE REDUCCIÓN EN CAJA REDUCTORA..... | 47 |
| FIG 2. 16 CAJA REDUCTORA..... | 51 |
| FIG 2. 17 SISTEMA DE REDUCCIÓN CAJA REDUCTORA Y POLEA..... | 52 |
| FIG 2. 18 POSICIONAMIENTO DE LA CAJA REDUCTORA Y MOTOR DE 1 HP EN MAQUINA TIPO | 52 |
| FIG 2. 19 COLOCACIÓN DE FUERZAS Y CONDICIONES DE FRONTERA EN INVENTOR 2012..... | 52 |
| FIG 2. 20 RODILLOS DE MOLIENDA EN INVENTOR 2012..... | 62 |
| FIG 2. 21 SOLDADURA EN BUJES DE CARCASA | 62 |
| FIG 2. 22 GENERACIÓN DE MALLADO EN INVENTOR 2012..... | 62 |
| FIG 2. 23 DESPIECE DEL SISTEMA DE MOLIENDA..... | 68 |

CAPITULO III

| | |
|--|-----|
| FIG 3. 1 SISTEMAS DE MEZCLADO | 70 |
| FIG 3. 2 PATRÓN DE MEZCLADO EN MEZCLADORAS DE LISTONES..... | 72 |
| FIG 3. 3 PATRÓN DE MEZCLADO EN MEZCLADORAS HORIZONTALES EN PALETAS. | 72 |
| FIG 3. 4 DISEÑO DEL CILINDRO EN INVENTOR 2012..... | 80 |
| FIG 3. 5 CARACTERÍSTICAS REALES DEL CILINDRO EN INVENTOR 2012 | 80 |
| FIG 3. 6 FUNDAMENTOS DE DOBLADO DE TUBOS CIRCULARES..... | 83 |
| FIG 3. 7 DIAGRAMA ESFUERZO - DEFORMACIÓN UNITARIA CONVENCIONAL Y REAL DEL MATERIAL DÚCTIL. | 84 |
| FIG 3. 8 DIAGRAMA RPM VS TIEMPO DE UN MEZCLADOR VERTICAL DE PALETAS DEL GRUPO LLEAL..... | 84 |
| FIG 3. 9 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE PALETAS DE MEZCLADO. | 87 |
| FIG 3. 10 REPRESENTACIÓN GENERAL DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN EN LA PALETA..... | 87 |
| FIG 3. 11 FUERZAS EN EL PLANO Y-Z DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN EN LA PALETA..... | 87 |
| FIG 3. 12 DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTÚA EN LA PALETA DE MEZCLADO | 89 |
| FIG 3. 13 CARACTERÍSTICAS DE MATERIALES EN INVENTOR 2012..... | 91 |
| FIG 3. 14 CONDICIONES DE BORDE DE UN PRISMA ELEMETAL..... | 92 |
| FIG 3. 15 REDUCCIÓN DE PRESIÓN HORIZONTAL. | 92 |
| FIG 3. 16 ESTADOS LIMITES POR CÍRCULO DE MOHR. | 93 |
| FIG 3. 17 INCLINACIONES PARA LOS ESTADOS LIMITES. | 94 |
| FIG 3. 18 VARIACIÓN DEL VALOR DE $K_0 = SH / SV$ CON LAS DEFORMACIONES DE LAS ESTRUCTURAS DE SOPORTE..... | 94 |
| FIG 3. 19 CIRCULO DE MORH EN ANÁLISIS DE TRASPORTE DE ARENAS..... | 95 |
| FIG 3. 20 HIPÓTESIS DE REISSNER-MINDLIN..... | 96 |
| FIG 3. 21 DIMENSIONAMIENTO DE ALABE DE MEZCLA..... | 100 |
| FIG 3. 22 DIAGRAMA DE FUERZAS QUE PRODUCE EL PESO DEL PRODUCTO Y EL EMPUJE DEL FERTILIZANTE..... | 100 |
| FIG 3. 23 SOLDADURA EN LOS ALABES DE MEZCLA. | 101 |

| | |
|--|-----|
| FIG 3. 24 DIAGRAMA DE DESPLAZAMIENTO CAUSADO POR LAS FUERZAS DEL FERTILIZANTE..... | 102 |
| FIG 3. 25 DIAGRAMA DE DEFORMACIÓN Y MOMENTO EN EL ALABE DE MEZCLA..... | 112 |
| FIG 3. 26 COLOCACIÓN DE TIPOS DE MATERIALES EN INVENTOR 2012..... | 112 |
| FIG 3. 27 DIAGRAMAS DE MOMENTOS GENERADOS POR EL PESO Y EL EMPUJE, JUNTO CON EL DESPLAZAMIENTO. | 112 |
| FIG 3. 28 MALLADO DEL CILINDRO EN INVENTOR 2012..... | 116 |
| FIG 3. 29 SISTEMA TIPO SANDUCHE PARA EL TANQUE DE ALMACENAMIENTO. | 117 |
| FIG 3. 30 VON MISES STRESS EN EL TANQUE..... | 119 |
| FIG 3. 31 DEFORMACIÓN POR CAUSA DEL PRODUCTO AL 100%. | 123 |
| FIG 3. 32 ESTRUCTURA DEL PROYECTO. | 128 |
| FIG 3. 33 DESARROLLO DE LA ESTRUCTURA EN ANSYS..... | 128 |
| FIG 3. 34 DESARROLLO DE LA ESTRUCTURA EN INVENTOR 2012..... | 129 |
| FIG 3. 35 SELECCIÓN DE MATERIAL PARA LA ESTRUCTURA EN INVENTOR 2012. | 129 |
| FIG 3. 36 GENERADOR DE SIMULACIONES EN INVENTOR 2012..... | 130 |
| FIG 3. 37 GENERACIÓN DE NODOS EN LA ESTRUCTURA EN INVENTOR 2012. | 130 |
| FIG 3. 38 COLOCACIÓN DE CARGAS CON RESPECTO AL SISTEMA DE MOLER. | 130 |
| FIG 3. 39 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA EN LA PARTE DEL MOLINO. | 131 |
| FIG 3. 40 FUERZAS Y DIAGRAMAS QUE ACTÚAN EN LA ESTRUCTURA EN LA PARTE DEL MOLINO. | 131 |
| FIG 3. 41 CARGAS DEL MOLINO Y CARGA DEL MOTOR DE 1HP..... | 131 |
| FIG 3. 42 DEFORMACIÓN POR CAUSA DEL PESO DEL MOTOR DE 1HP. | 139 |
| FIG 3. 43 JUNTA DE CHUMACERAS CON LOS EJES. | 139 |
| FIG 3. 44 JUNTA DE CHUMACERA Y BASE DE TANQUE DE ALMACENAMIENTO. | 140 |
| FIG 3. 45 COLOCACIÓN DE MATERIALES EN LA ESTRUCTURA..... | 140 |
| FIG 3. 46 VISTA PRELIMINAR DE LA MAQUINA DE MOLIENDA Y MEZCLADORA. | 142 |

| | |
|---|-----|
| FIG 3. 47 DESPLAZAMIENTO POR CAUSA DEL PESO Y EMPUJE DEL FERTILIZANTE..... | 147 |
| FIG 3. 48 DESPIECE DEL SISTEMA DE MEZCLADO..... | 147 |

CAPITULO IV

| | |
|---|-----|
| FIG 4. 1 SISTEMA DE TRASMISIÓN DE POTENCIA DEL MEZCLADOR..... | 150 |
| FIG 4. 2 SISTEMA DE RUEDA DE FRICCIÓN..... | 151 |
| FIG 4. 3 SISTEMA DE CORREA Y POLEA..... | 154 |
| FIG 4. 4 SISTEMA DE TRASMISIÓN SIMPLE..... | 155 |
| FIG 4. 5 SISTEMA DE TRASMISIÓN COMPUESTA..... | 156 |
| FIG 4. 6 SISTEMA DE RUEDA DENTADA Y CADENA..... | 157 |
| FIG 4. 7 SISTEMA DE TORNILLO SIN FIN Y RUEDA HELICOIDAL..... | 158 |
| FIG 4. 8 SISTEMA DE RUEDA Y CREMALLERA..... | 159 |
| FIG 4. 9 VELOCIDAD DE AVANCE..... | 160 |
| FIG 4. 10 SISTEMA PLANTEADO PARA LA TRASMISIÓN..... | 161 |
| FIG 4. 11 ESQUEMA DE CORREA..... | 164 |
| FIG 4. 12 VALORES CARACTERÍSTICOS DE CORREAS COMERCIALES..... | 165 |
| FIG 4. 13 DIMENSIONES NORMALIZADAS DE CORREAS TRAPECIALES..... | 165 |
| FIG 4. 14 DIMENSIONES NORMALIZADAS DE POLEAS CON CANALES PARA CORREAS TRAPECIALES..... | 166 |
| FIG 4. 15 TIPOS DE CORREAS DENTADAS Y PASOS CORRESPONDIENTES.. | 167 |
| FIG 4. 16 ANCHOS COMERCIALES DE BANDAS DENTADAS..... | 168 |
| FIG 4. 17 POLEA PARA CORREA PLANA..... | 168 |
| FIG 4. 18 POLEA PARA CORREA TRAPECIAL..... | 169 |
| FIG 4. 19 POLEA Y CORREA DENTADA..... | 169 |
| FIG 4. 20 SECCIÓN DE LA POLEA DENTADA CON GUÍAS..... | 170 |
| FIG 4. 21 DIAGRAMAS DEL SISTEMA DE TRASMISIÓN..... | 171 |
| FIG 4. 22 SISTEMA I DE TRASMISIÓN..... | 171 |
| FIG 4. 23 SISTEMA II DE TRASMISIÓN..... | 172 |
| FIG 4. 24 SISTEMA III DE TRASMISIÓN..... | 172 |
| FIG 4. 25 ELECCIÓN DE LA SECCIÓN DE LA CORREA..... | 173 |

| | |
|--|-----|
| FIG 4. 26 TABLA DE BANDAS COMERCIALES..... | 173 |
| FIG 4. 27 ESQUEMA DEL SISTEMA DE TRASMISIÓN. | 178 |
| FIG 4. 28 SISTEMA DE EJES DE TRASMISIÓN | 179 |
| FIG 4. 29 FUERZAS EJERCIDAS POR LA POLEA DE 6IN..... | 179 |
| FIG 4. 30 FUERZAS EJERCIDAS POR LA POLEA DE 12IN..... | 181 |
| FIG 4. 31 FUERZAS EJERCIDAS POR LA POLEA DE 15IN..... | 182 |
| FIG 4. 32 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE 1..... | 184 |
| FIG 4. 33 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN EL PLANO XY. | 185 |
| FIG 4. 34 PRIMER EJE DE TRASMISIÓN. | 185 |
| FIG 4. 35 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN EL PLANO XZ. | 188 |
| FIG 4. 36 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN PLANO XZ..... | 189 |
| FIG 4. 37 DIAGRAMA DE ESFUERZO FLUCTUANTE | 193 |
| FIG 4. 38 DIAGRAMA DE TORSIÓN. | 193 |
| FIG 4. 39 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA LOS RODAMIENTOS..... | 195 |
| FIG 4. 40 CHAVETERO PRIMER EJE. | 198 |
| FIG 4. 41 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE 2..... | 199 |
| FIG 4. 42 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN EL PLANO XY EJE 2..... | 199 |
| FIG 4. 43 DIAGRAMA DEL 2 EJE DE TRASMISIÓN. | 200 |
| FIG 4. 44 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN EL PLANO XZ EJE 2. | 204 |
| FIG 4. 45 EJE 2 EN PLANO XZ..... | 205 |
| FIG 4. 46 DIAGRAMA DE ESFUERZO FLUCTUANTE EJE 2. | 209 |
| FIG 4. 47 DIAGRAMA DE TORSIÓN EJE 2. | 209 |
| FIG 4. 48 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA LOS RODAMIENTOS 2DO EJE. | 211 |
| FIG 4. 49 CHAVETA DEL 2 EJE. | 214 |
| FIG 4. 50 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE PRINCIPAL. | 216 |
| FIG 4. 51 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN EL PLANO XZ EJE PRINCIPAL. ... | 216 |
| FIG 4. 52 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL EJE PRINCIPAL EN PLANO XZ EJE PRINCIPAL. | 217 |
| FIG 4. 53 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN EL PLANO XY EJE PRINCIPAL. ... | 220 |
| FIG 4. 54 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL EJE PRINCIPAL EN PLANO XY EN INVENTOR 2012..... | 221 |
| FIG 4. 55 DIAGRAMA DE ESFUERZO FLUCTUANTE EJE PRINCIPAL..... | 226 |

| | |
|--|-----|
| FIG 4. 56 DIAGRAMA DE TORSIÓN EJE PRINCIPAL. | 226 |
| FIG 4. 57 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA LOS RODAMIENTOS EJE PRINCIPAL. | 228 |
| FIG 4. 58 CHAVETA EJE PRINCIPAL..... | 231 |
| FIG 4. 59 EJE PRINCIPAL DE 1 IN CON SU RESPECTIVO CHAVETERO EN INVENTOR 2012..... | 231 |
| FIG 4. 60 SIMULACIÓN EN INVENTOR 2012 DEL EJE PORTA PALETAS..... | 232 |
| FIG 4. 61 SIMULACIÓN DEL EJE 1 EN INVENTOR 2012 (VON MISES STRESS). 232 | |
| FIG 4. 62 SIMULACIÓN DEL EJE 2 EN INVENTOR 2012 (VON MISES STRESS.. 232 | |

CAPITULO V

| | |
|--|--------------------------------------|
| FIG 5. 1 DIAGRAMA DE CIRCUITO BÁSICO | 233 |
| FIG 5. 2 MOTORES ELÉCTRICOS Y COMPRESORES..... | 233 |
| FIG 5. 3 CONTACTOR | 234 |
| FIG 5. 4 CONTACTOR | ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO. |
| FIG 5. 5 PULSADOR | ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO. |
| FIG 5. 6 CABLES DE CONTROL | ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO. |

CAPITULO VI

| | |
|--|-----|
| FIG 6. 1 DIAGRAMA DE LA MAQUINA ARMADA..... | 238 |
| FIG 6. 2 VISTA LATERAL DE LA MÁQUINA EN INVENTOR 2012..... | 243 |
| FIG 6. 3 VISTA INFERIOR DE LA MÁQUINA EN INVENTOR 2012. | 243 |
| FIG 6. 4 VISTA ISOMÉTRICA DE LA MÁQUINA DE MOLER Y MEZCLADO DE FERTILIZANTES..... | 244 |
| FIG 6. 5 COLOCACIÓN DE MATERIALES EN CADA PARTE DE LA MÁQUINA EN INVENTOR 2012..... | 244 |
| FIG 6. 6 COLOCACIÓN DE CARGAS Y MOMENTOS EN LA MÁQUINA EN INVENTOR 2012..... | 245 |

INDICE DE TABLAS

CAPITULO I

| | |
|---|---|
| TABLA 1. 1 ESTRUCTURA ORGANIZACIONAL..... | 4 |
|---|---|

CAPITULO II

| | |
|---|----|
| TABLA 2. 1 PARÁMETROS DE SELECCIÓN. | 18 |
| TABLA 2. 2 PARÁMETROS DE PONDERACIÓN. | 19 |
| TABLA 2. 3 COEFICIENTE DE FRICCIÓN..... | 21 |
| TABLA 2. 4 TIPOS DE RODAMIENTOS..... | 36 |
| TABLA 2. 5 ACEROS AL CARBONO VS ACEROS ALEADOS..... | 41 |
| TABLA 2. 6 COMPOSICIÓN QUÍMICA..... | 41 |

CAPITULO III

| | |
|---|----|
| TABLA 3. 1 PRODUCTOS DE FERTI - PRODUCCIÓN.. | 74 |
| TABLA 3. 2 PROPIEDADES FÍSICAS DEL NITRATO DE AMONIO. | 75 |
| TABLA 3. 3 PROPIEDADES FÍSICAS UREA. | 75 |
| TABLA 3. 4 PROPIEDADES FÍSICAS DEL FOSFATO MONO AMÓNICO. | 76 |
| TABLA 3. 5 PROPIEDADES FÍSICAS DEL SULFATO DE HIERRO III. | 76 |
| TABLA 3. 6 PROPIEDADES FÍSICAS DEL SULFATO DE ZINC..... | 77 |
| TABLA 3. 7 PROPIEDADES FÍSICAS DEL BÓRAX..... | 77 |
| TABLA 3. 8 PROPIEDADES FÍSICAS DEL SULFATO DE COBRE (LL) PENTAHIDRATADO | 78 |
| TABLA 3. 9 PROPIEDADES FÍSICAS DEL SULFATO DE MANGANESO..... | 78 |
| TABLA 3. 10 PROPIEDADES FÍSICAS DE LA YARAMILA..... | 79 |
| TABLA 3. 11 PROPIEDADES FÍSICAS DEL SULFATO DE MAGNESIO..... | 79 |
| TABLA 3. 12 PROPIEDADES FÍSICAS DEL SULFATO DE POTASIO. | 79 |
| TABLA 3. 13 CONTENIDOS MÁXIMOS EN SU COMPOSICIÓN QUÍMICA DE LA TUBERÍA ESTRUCTURAL. | 82 |
| TABLA 3. 14 VELOCIDAD DE IMPACTO DE ALGUNAS MEZCLADORAS..... | 86 |

| | |
|---|-----|
| TABLA 3. 15 REQUERIMIENTOS DE DIVERSOS TANQUES DE FONDO PLANO. | 113 |
| TABLA 3. 16 GRUPO DE MATERIALES. | 114 |
| TABLA 3. 17 MATRIZ DE DECISIÓN. | 117 |

CAPITULO IV

| | |
|--|-----|
| TABLA 4. 1 CARACTERÍSTICAS DE LA TRASMISIÓN CON BANDAS. | 162 |
| TABLA 4. 2 POTENCIA ADICIONAL NAD PERFIL A. | |
| TABLA 4. 3 POTENCIA UNITARIA NC PERFIL A. | 174 |

CAPITULO V

| | |
|--|-----|
| TABLA 5. 1 COMPONENTES AUTOMATIZABLES..... | 234 |
| TABLA 5. 2 MATRIZ DE DECISIÓN ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO. | |

INDICE DE ECUACIONES

CAPITULO II

| | |
|--|----|
| EC.2. 1 DIAMETRO DE LOS RODILLOS | 23 |
| EC.2. 2 LONGITUD DE CONTACTO..... | 24 |
| EC.2. 3 CANTIDAD A TRITURAR..... | 24 |
| EC.2. 4 LONGITUD MINIMA DE LOS RODILLOS..... | 25 |
| EC.2. 5 TORQUE EN EL PLANO XY | 28 |
| EC.2. 6 MOMENTO DE INERCIA | 28 |
| EC.2. 7 ESFUERZO OX..... | 28 |
| EC.2. 8 J..... | 28 |
| EC.2. 9 TXY | 28 |
| EC.2. 10 ESFUERZO PRINCIPAL σ_A | 28 |
| EC.2. 11 ESFUERZO PRINCIPAL σ_B | 28 |
| EC.2. 12 MOMENTO DE ANALISIS DINAMICO..... | 29 |
| EC.2. 13 FACTOR KFS..... | 29 |

| | |
|--|----|
| EC.2. 14 FACTOR KF | 29 |
| EC.2. 15 FACTOR KA..... | 30 |
| EC.2. 16 FACTOR KB..... | 30 |
| EC.2. 17 FACTOR SE..... | 30 |
| EC.2. 18 FACTOR A PARA LA ECUACION DE GERBER | 30 |
| EC.2. 19 FACTOR B PARA LA ECUACION DE GERBER | 30 |
| EC.2. 20 ECUACION DE GERBER | 30 |
| EC.2. 21 ECUACION DE GOODMAN..... | 31 |
| EC.2. 22 FACTOR DE CORRECCION KB2 | 31 |
| EC.2. 23 FACTOR DE CORRECCION SE2 | 31 |
| EC.2. 24 CARGA TRASMITIDA EN CADA DIENTE | 33 |
| EC.2. 25 TORQUE TRASMITIDO | 33 |
| EC.2. 26 FUERZA EN LOS DIENTES | 33 |
| EC.2. 27 LONGITUD EFECTIVA EN LA CHAVETA | 33 |
| EC.2. 28 FALLA POR CORTANTE EN LA CHAVETA..... | 33 |
| EC.2. 29 AREA EFECTIVA EN EL PERNO | 44 |
| EC.2. 30 CARGA EN EL PERNO PARA CORTANTE | 45 |
| EC.2. 31 CARGA RESULTANTE EN LOS PERNOS..... | 45 |
| EC.2. 32 FUERZA DE CORTE EN EL PERNO..... | 45 |
| EC.2. 33 ESFUERZO BAJO CARGA DE SERVICIO..... | 45 |
| EC.2. 34 FACTOR DE SEGURIDAD | 45 |
| EC.2. 35 ESFUERZO DE TENSION 1 | 46 |
| EC.2. 36 ESFUERZO DE TENSION 2 | 46 |
| EC.2. 37 ESFUERZO A CORTANTE T1..... | 46 |
| EC.2. 38 ESFUERZO A CORTANTE T2..... | 46 |
| EC.2. 39 CALCULO DE NUMERO DE DIENTES Y TREN DE ENGRANAJES.... | 51 |

CAPITULO III

| | |
|---|----|
| EC. 3. 1 VOLUMEN DEL CILINDRO | 85 |
| EC. 3. 2 REVOLUCIONES DEL MOTOR REQUERIDAS PARA LA MEZCLA | 86 |
| EC. 3. 3 MASA DEL ALABE DE ACERO INOXIDABLE A304..... | 88 |

| | |
|---|-----|
| EC. 3. 4 PESO ESPECIFICO DEL FERTILIZANTE | 88 |
| EC. 3. 5 REACCION RY EN EL ALABE DE MEZCLA | 89 |
| EC. 3. 6 FACTOR EA DE PRESION LATERAL ACTIVA DEL FERTILIZANTE..... | 89 |
| EC. 3. 7 POTENCIA REQUERIDA EN EL MOTOR | 90 |
| EC. 3. 8 RESOLUCION DEL TRIANGULO ABC DEL EMPUJE DE FERTILIZANTES.... | 95 |
| EC. 3. 9 DESARROLLO DE LA ECUACION 3.8 | 95 |
| EC. 3. 10 REMPLAZO DE TERMINOS 3.9..... | 95 |
| EC. 3. 11 RESOLUCION DE LA ECUACION 3.10..... | 95 |
| EC. 3. 12 RESOLUCION Y AGRUPAMIENTO DE TERMINOS DE LA ECUACION 3.11 | 95 |
| EC. 3. 13 DIVISION DE TERMINOS DE LA ECUACION 3.13..... | 95 |
| EC. 3. 14 RESOLUCION DE LA ECUACION 3.13..... | 96 |
| EC. 3. 15 ESPESOR DEL TANQUE | 116 |

CAPITULO IV

| | |
|---|-----|
| EC 4. 1 RELACION DE TRASMISION..... | 152 |
| EC 4. 2 DISTANCIA ENTRE EJES C | 152 |
| EC 4. 3 RELACION DE TRASMISION (I) VELOCIDAD DE SALIDA/VELOCIDAD DE ENTRADA..... | 156 |
| EC 4. 4 DISTANCIA ENTRE EJES | 173 |
| EC 4. 5 LONGITUD PRIMITIVA DE LA BANDA | 173 |
| EC 4. 6 CALCULO DE LA LONGITUD CORREGIDA | 173 |
| EC 4. 7 ARCO DE CONTACTO..... | 174 |
| EC 4. 8 POTENCIA TRASMITIDA POR LA BANDA | 174 |
| EC 4. 9 NUMERO DE BANDAS | 174 |
| EC 4. 10 ARCO DE CONTACTO POR LA VELOCIDAD DEL EJE | 179 |
| EC 4. 11 ANGULO DE CONTACTO | 179 |
| EC 4. 12 DETERMINACION DE TENSIONES | 180 |
| EC 4. 13 COEFICIENTE DE ROZAMIENTO | 180 |
| EC 4. 14 FUERZA ACTUANTE FY PRODUCIDA POR LAS POLEAS..... | 180 |
| EC 4. 15 FUERZA ACTUANTE FZ PRODUCIDA POR LAS POLEAS..... | 180 |
| EC 4. 16 MOMENTOS RESULTANTES | 191 |
| EC 4. 17 TORQUE EN EL EJE DE POLEAS | 192 |
| EC 4. 18 DIAMETRO DEL EJE DE LA POLEA A DISENO ESTATICO | 192 |
| EC 4. 19 ESFUERZO DE AMPLITUD | 193 |

| | | |
|----------|---|-----|
| EC 4. 20 | REEMPLAZO DE VALORES DE ESFUERZOS DE AMPLITUD | 193 |
| EC 4. 21 | ESFUERZO MEDIO | 194 |
| EC 4. 22 | LIMITE DE FATIGA..... | 194 |
| EC 4. 23 | FACTORES KA, KB, KFS, KF | 194 |
| EC 4. 24 | FACTOR DE SEGURIDAD SEGÚN TRESCA | 194 |
| EC 4. 25 | CARGA RADIAL EQUIVALENTE | 196 |
| EC 4. 26 | POTENCIA DE LA CARGA RADIAL EQUIVALENTE | 196 |
| EC 4. 27 | FACTOR DE VIDA | 196 |
| EC 4. 28 | CHEQUEO A CARGA ESTÁTICA | 196 |
| EC 4. 29 | DISEÑO DE CHAVETERO | 198 |
| EC 4. 30 | FUERZA DE CORTE EN EL CHAVETERO | 198 |
| EC 4. 31 | FALLA POR CORTANTE A TRAVEZ DEL AREA | 198 |
| EC 4. 32 | LONGITUD DE LA CHAVETA | 198 |

RESUMEN

La presente tesis consiste en el diseño, construcción y automatización de un molino y mezclador para el producto “FERTI PRODUCCION” de la empresa TECNIC ORGANIC. El proyecto es la aplicación de nuevas tecnologías relacionadas con la molienda y mezcla de los productos químicos que posee el mercado. El objetivo principal es buscar nuevas y eficientes formas de molienda y mezclado, con la finalidad de obtener un producto de alta calidad a bajo costo de producción. Para ello se han analizado las distintas formas de mezclado dentro y evaluado cada una de ellas, por lo que aseguramos que en nuestro estudio y construcción del equipo para TECNIC ORGANIC garantiza todas las exigencias del mercado con una ventaja de un equipo a bajo costo pero con gran eficiencia a la hora de moler y mezclar los productos químicos, permitiendo a esta gran empresa salir al mercado con fertilizantes de extremada calidad a un bajo costo con el que podrá competir en el mercado local y global.

PALABRAS CLAVE

- Molienda
- Mezclado
- Diseño Mecánico
- Fertilizantes

ABSTRACT

This thesis involves the design, construction and automation of a mill and mixer for the product "FERTI PRODUCTION" company TECNIC ORGANIC. The project is the application of new technologies related to the grinding and mixing of chemicals that owns the market. The main objective is to find new and efficient ways of grinding and mixing, in order to obtain a high quality product at a low cost of production. To this end we have analyzed the different ways of blending in and evaluated each of them, making sure that in our study and construction of equipment TECNIC ORGANIC ensures all market requirements with a lead of a team at low cost but with high efficiency when grinding and mixing chemicals, allowing this great company go to market with extremely high quality fertilizer at a low cost with which you can compete in the local and global market.

CAPITULO I

ANTECEDENTES DE TECNIC ORGANIC EN EL ECUADOR

1.1.HISTORIA.

1.1.1. HISTORIA DE TECNIC ORGANIC.

Tecnic Organic Sociedad Civil y Comercial fue fundada en el año 2004 en la ciudad de Machachi, encabezado por el Ingeniero Edgar Parra Galarza y con profesionales de alto nivel todos con vasta experiencia en el campo agrícola, se unieron para conformar una empresa de productos orgánicos con un enfoque diferente, que busca la economía del agricultor dándole competitividad para poder ser exitoso en su campo.

Durante los primeros años, Tecnic Organic se encaminó hacia las florícolas del centro y norte del país, lanzando al mercado productos novedosos, con resultados que superaron las expectativas de quienes conforman la empresa.

En el año 2007 se reubica las instalaciones de la empresa a la parroquia de Ascáubi perteneciente al cantón Cayambe, provincia de Pichincha, por las facilidades que brinda el nuevo domicilio a las actividades comerciales y de productividad.

“Empieza para Tecnic Organic nuevos desafíos los pequeños productores de frutales y vegetales, y la constante búsqueda de nuevos clientes de mayor y menor producción, pero ya no solamente con los productos básicos sino de crear nuevos productos con mayor valor para nuestros consumidores. Creemos que así tenemos una expectativa mejor, porque así las cosas caminan en el mundo. Los vegetales y frutales son un producto básico, pero también una materia prima por desarrollar, siempre con un producto original y sano para nuestros consumidores”. Tecnic Organic es una empresa que conoce las necesidades del sector y busca ayudarlo, brindando soluciones técnicas a los problemas de nutrición vegetal a un costo más económico; ofreciendo así un soporte integral a sus necesidades

Es así que lanzamos al mercado nuestro nuevo producto Fertiproducción basándonos en las necesidades y porque no decir ambiciones de nuestros clientes. Con el registro, desarrollo y soporte técnico de nuestra empresa procuramos satisfacer los requerimientos de los productores nacionales; de esta forma estamos encaminados en mantener nuestro prestigio, solidez, rentabilidad y permanencia en el mercado.

Contamos con un equipo técnico especializado para cada cultivo, que unido a nuestros productos entrega eficiencia y calidad, damos a nuestros clientes un valor agregado que supera sus expectativas.

1.1.2. OBJETIVO INSTITUCIONAL.

Consolidarse en el mercado actual, mediante la innovación tecnológica y la diferenciación de su servicio profesional, con estrictos estándares de calidad.

1.1.3. TECNIC ORGANIC EN LA PRODUCCION DE “FERTI PRODUCCION” EN EL ECUADOR

TECNIC ORGANIC. Se constituye legalmente en el 2004 en empresa, se traslada a la parroquia de Ascázubi donde en el año 2007 empieza la elaboración de los productos

A pesar de que el capital con que inicia la empresa era limitado, se ha logrado ir saliendo adelante gracias a un gran esfuerzo de los socios durante los primeros años de labores.

Durante el tercer año, la empresa se dedicó a comercializar agroquímicos de bajo impacto ambiental en la parroquia de Ascázubi y además en los alrededores, por ejemplo Cayambe y la región norte del país; sin embargo, pronto se entendió que se debían comercializar volúmenes muy altos o desarrollar productos propios si se quería sobrevivir en el mercado de insumos para la agricultura.

Las características de la zona de influencia donde se ubica la empresa, predominan los cultivos de flores como de diversas legumbres y frutas se ha pretendido incursionar, la competencia de los agros servicios ya establecidos, y el ferviente deseo de hacer contribuciones diferentes a la agricultura, llevaron a la decisión de desarrollar productos propios.

1.2. MISION.

Tecnic Organic procura el bienestar y desarrollo de las extensas áreas agrícolas del país, proyectando una imagen corporativa seria, organizada, honesta y proactiva.

Buscar la satisfacción, fidelidad y reconocimiento de nuestros clientes ofreciendo productos orgánicos de alta calidad y competitividad, atendiendo sus necesidades y buscando ser la mejor opción en el mercado.

1.3. VISION.

Ser líder en el mercado ecuatoriano a través de la comercialización a nivel nacional, de productos orgánicos de alta calidad, a precios competitivos.

Lograr una clara y directa comunicación con los clientes para tener un constante crecimiento y ganar los segmentos de mercado deseado, a través de un trabajo profesional, creativo e innovador, con una gran infraestructura y personal capacitado y motivado, caminando así a la vanguardia de la tecnología y de un mundo cambiante.

1.4. ESTRUCTURA ORGANIZACIONAL.

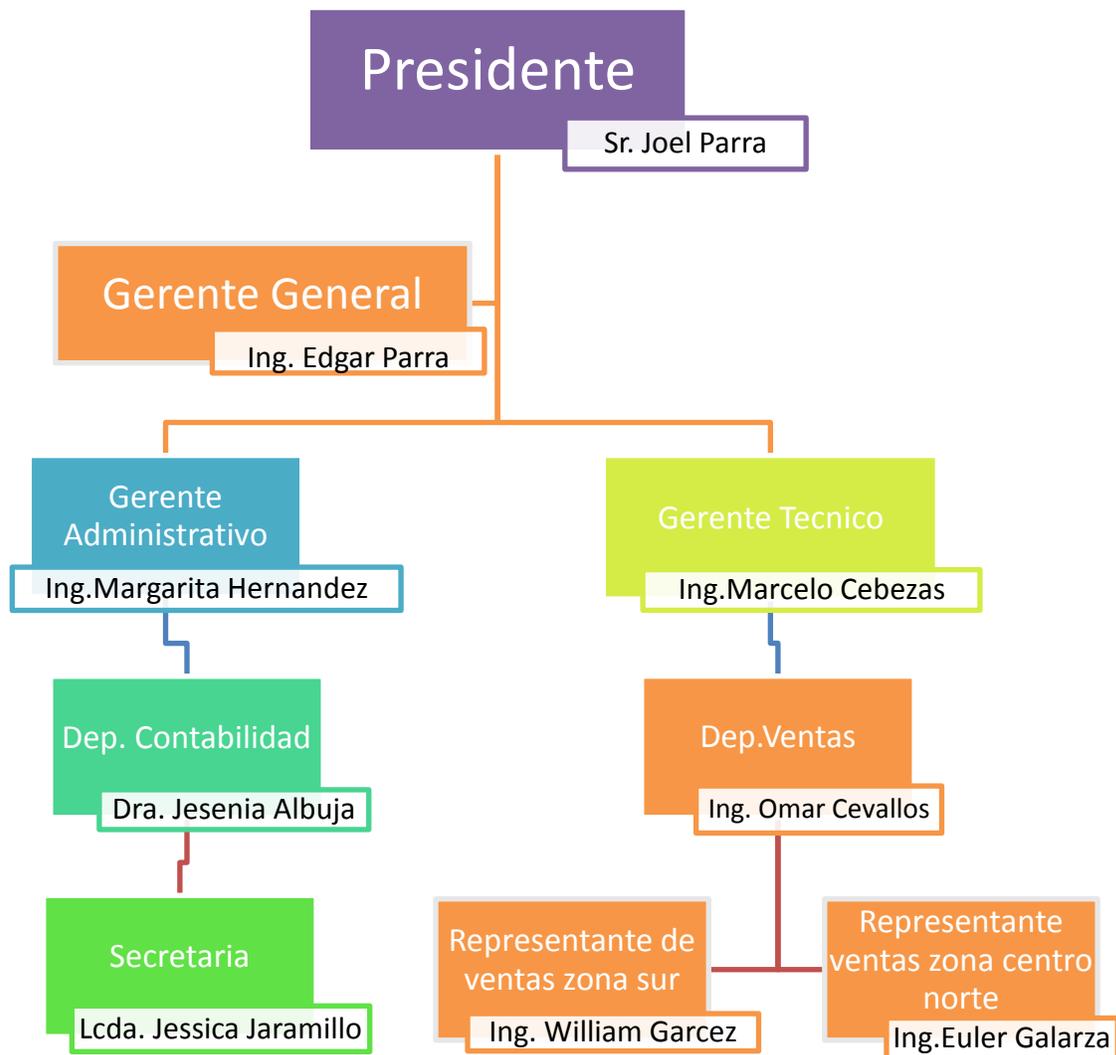


Tabla 1. 1 Estructura Organizacional.

1.5. VALORES.

1.5.1. VALORES ÉTICOS.

- ✓ **Compromiso:** Estamos altamente comprometidos con los objetivos que buscan alcanzar la satisfacción de los clientes y la protección del medio ambiente. Por lo que asumimos un compromiso con la sociedad y con los pequeños y medianos agricultores de nuestro país.

- ✓ **Honestidad:** Necesariamente presente en nuestro trabajo, en el trato con los clientes y proveedores. En el servicio que brindamos y en las ideas que expresamos.
- ✓ **Responsabilidad Social:** Buscamos bienestar para la sociedad a través de productos que no dañan el medio ambiente e inculcamos en nuestros clientes la idea de conservación del medio ambiente.
- ✓ **Innovación:** Mantenemos un constante desarrollo de productos y soluciones ecológicas para la agricultura. Innovamos en el desarrollo de nuevas técnicas para la elaboración de productos agrícolas.
- ✓ **Calidad:** Mantenemos siempre la calidad adecuada, acorde con los estándares de la industria y con la competitividad del mercado.
- ✓ **Satisfacción:** La satisfacción en nuestra labor de brindar soluciones ecológicas para la agricultura y en la efectividad de nuestros productos.
- ✓ **Trabajo en equipo:** Indispensable y presente en el alcance de nuestros objetivos y metas organizacionales. Sumamente importante en el desarrollo y establecimiento de las relaciones con nuestros proveedores y colaboradores.

1.5.2. VALORES PROFESIONALES.

El ámbito científico y la formación que recibimos de la mano de nuestros formadores posibilitaron a las personas que integran la empresa, darle a Tecnic Organic una visión de lo que queremos para nuestro país y en especial para nuestro agro. Sabemos que los valores hoy día no abundan y escasean por doquier, es por eso que nos queremos convertir en una empresa distinta, donde la honestidad fluya, pues creemos en varios principios bíblicos pero en uno en particular y bastante agronómico que dice “Todo lo que el hombre siembra eso segará” que se nos conozca no sólo por la calidad de nuestros productos, si no por la calidad humana pues eso son las empresas no sólo nombres si no personas y con personas se va hacia adelante. Gracias a Dios estamos empezando una cosecha que quién sabe cuando terminará.

1.6. PRODUCTOS ELABORADOS POR TECNIC ORGANIC

Cedral P: Es un complejo de fitohormonas que tiene su origen de extractos vegetales que han sido acondicionados para utilizarse en cualquier clase de cultivos. Esta constituido por tres de las principales hormonas vegetales que participan en el desarrollo de las plantas Giberalinas, Ácido Indolacético, Zeatina, además de contener micro elementos y otras moléculas biológicamente activas que favorece el crecimiento del fruto.

REGISTRO MAGAP: 021721617¹

REGISTRO DE PRODUCTOR: 02172

Cedral Gabe: Es Bioestimulante 100% natural de acción de contacto, incorporándose al mundo agrícola con su efecto de buen crecimiento.

Actúa favoreciendo el crecimiento vegetal al mismo tiempo que induce la FLORACIÓN, DESARROLLO Y ENGROSE DEL FRUTO tiene como propósito mejorar la calidad de las cosechas.

REGISTRO MAGAP: 021721616²

REGISTRO DE PRODUCTOR: 02172

Cedral Energy: Es un Bioestimulante cuya composición se basa en aminoácidos, moléculas que forman la base de las proteínas y enzimas. Los aminoácidos facilitan, mejoran los procesos de fecundación y cuajado. Estimulan la inmunología adquirida, aumentando la resistencia de la planta. Ayuda ala planta a superar situaciones de estrés. Aceleran el desarrollo del cultivo. Potencializa el sistema radicular.

REGISTRO MAGAP: 031881721³

REGISTRO DE PRODUCTOR: 02172

¹ Registro Magap, Registro de productos agrícolas 02172, Quito- Ecuador (021721617).

² Registro Magap, Registro de productos agrícolas 02172, Quito- Ecuador (021721616)

³ Registro Magap, Registro de productos agrícolas 02172, Quito- Ecuador (031881721)

1.7. POLÍTICAS DE CALIDAD.

1.7.1. CERTIFICACIONES DE CALIDAD.

La empresa Tecnic organic consta de reconocimientos del MAGAP (Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca) de los diferentes productos que la empresa desarrolla, además a idea a muy corto plazo es la adquisición de una norma internacional ISO 9001 en la calidad de la elaboración de fertilizantes y derivados, en las normas ecuatorianas la empresa posee la norma INEN⁴ (NTE INEN 0211:98 Fertilizantes o abonos. Tolerancias)

1.8. POLITICAS DE MEDIO AMBIENTE Y SEGURIDAD.

Tecnic -Organic es un equipo comprometido con preservar el medio ambiente, es por eso que nuestros productos son de fácil asimilación para el suelo, aportando nutrientes mejorando las características físicas químicas del suelo. Prevenimos y minimizamos la generación de residuos contaminantes, la utilización de los recursos en forma eficiente, y la gestión sustentable en todos los procesos. En el caso de Ferti-Producción contamos con un empaque que puede ser rehusado para diferentes actividades, evitando así más polución para el ambiente en el que vivimos.

1.9. ÁREA DE PRODUCCIÓN DE TECNIC ORGANIC.

1.9.1. DEPARTAMENTO QUÍMICO Y PRODUCCIÓN DE FERTILIZANTES.

1.9.1.1. MISIÓN DEL PRODUCTO.

⁴ INEN, Fertilizantes y Abonos (Tolerancias), Segunda Edición, Quito – Ecuador , 2009

Ferti-Producción es una solución agrícola al alcance de pequeños y grandes productores de cultivo de fresas. Su fórmula completa a base de Nitrógeno, Fósforo, Potasio y micro elementos, está orientada a satisfacer las necesidades y exigencias del agricultor. Potenciando su rendimiento y rentabilidad por ende el éxito de sus cosechas.

1.9.1.2. VISIÓN.

Ser el producto líder del mercado nacional en la línea de soluciones foliares permitiendo obtener la máxima producción y la mejor calidad de cultivos de fresas.

1.9.1.3. OBJETIVOS.

Mejorar y desarrollar los cultivos de fresas mediante la aplicación de Ferti - Producción vía fertirriego soluble en agua, corrigiendo las carencias nutricionales que estimula el crecimiento de las plantas por medio de la activación de procesos metabólicos, uniformizando la floración asegurando un buen amarre y cuaje de frutos.

1.10. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA POR TECNIC ORGANIC EN MOLIENDA Y MEZCLADO DE SUS PRODUCTOS.

La justificación esencial en la construcción de la máquina es que, en el mercado no existe molinos adecuados para el proceso que se espera tener y las cualidades técnicas que se espera tener, por lo cual, al efectuar la molienda de un componente en espacial (Nitrato de Amonio) el producto cambia de estado a un aceitoso y pastoso que en los molinos comunes y corrientes se atascan y paran la producción y, el inmediato daño del sistema por lo cual la empresa Tecnic Organic a confiado en nosotros para la solución de ese problema que se presenta aplicando lo aprendido en la carrera como conocimiento mecánicos.

Al ser Tecnic Organic una de las empresas líder en el sector de producción de productos orgánicos, el manejo de normas nacionales como internacionales es la prioridad al momento de realizar cualquier operación. La inspección técnica y mantenimiento no es la excepción por lo cual la empresa ha optado por la incorporación de una material inoxidable en la máquina que va hacer creada.

Tecnic Organic ha sido creado recientemente por lo que no se dispone de un historial claro de los equipos más antiguos o modernos, solo disponemos de la forma de producción que en la actualidad es rústica y manual por lo cual la empresa ha tomado la decisión de automatizar paulatinamente.

La empresa ha venido aplicando ciertos procedimientos de forma empírica, debido a que las condiciones de los componentes para la fabricación son diversas a las manejadas en otros campos. Es así que el procedimiento de molido que se lanza como propuesta, entra con el criterio y a la experiencia del ingeniero gerente de Tecni Organic que a su vez, él recomienda el diseño de la máquina y proponiendo la creación.

La empresa Tecni Organic posee las certificaciones legales según el Ministerio de Salud Pública en las áreas de producción y medio ambiente, razón por la cual la empresa requiere poseer procedimientos desarrollados y validados que se ajusten bajo las normas correspondientes.

CAPITULO II

DISEÑO DE SISTEMA DE MOLIENDA

2.1. ANÁLISIS DE LOS MATERIALES A MOLERSE

2.1.1. COMPACTACIÓN QUÍMICA DE LOS MATERIALES DE FERTI PRODUCCIÓN

Dentro del campo de los fertilizantes se han venido realizando varios estudios, para la obtención de una adecuada y óptima concentración de sustancias, que mejoren el crecimiento de las plantas.

Tecni Organic es una de ellas, tras varios estudios dentro de este campo, han logrado crear una solución, que les han permitido destacar en el área de desarrollo de estos fertilizantes. Por ello y por ser esta fórmula de propiedad intelectual tan sólo nombraremos algunos de los compuestos más importantes dentro de esta solución.

Nitrato de amonio (se muele)

Densidad: 1,72 gr/ml

Solubilidad en agua: 190 gr/ml (20° C)

Urea (se muele)

Densidad: 1,34 gr/ml

Solubilidad en agua: 108 gr/ml (20°C)

Sulfato de Magnesio (no se muele pero se mezcla con los otros)

Densidad: 2,66 gr/ml

Solubilidad en agua: 35.5 gr/ml (20°C)

2.1.2. ANÁLISIS QUÍMICO DEL NITRATO DE AMONIO EN LOS RODILLOS EN EL MOLINO.

El nitrato de amonio o nitrato amónico es una sal formada por iones de nitrato y amonio. Su fórmula es NH_4NO_3 .

Se trata de un compuesto incoloro e higroscópico, altamente soluble en el agua.

El nitrato de amonio es un producto no inflamable, por lo que un fuego a partir de este es altamente improbable. Bajo circunstancias de calor extremo (por ejemplo: un soplete) tenderá a descomponerse térmicamente.

DATOS FÍSICO-QUÍMICOS DEL NITRATO DE AMONIO

- Fórmula: NH_4NO_3
- Masa molecular: 80,04 g/mol
- Punto de fusión: 169,6 °C
- Punto de ebullición: 210 °C (descomposición)
- Densidad: 1,72 g/ml
- N° CAS: 6484 - 52 -2
- LD_{50} : 2,217 mg/kg (rata)
- Absorbe muy fácil la humedad

Dado a estos datos, se puede proyectar un comportamiento dentro de la ejecución del equipo del Nitrato de Amonio, por lo que el factor que predomina es el porcentaje de humedad que este absorbe, y tras varias pruebas, se determinó que este compuesto siendo sólido, al ser molido se vuelve pastoso, razón por la cual es un punto muy importante dentro del diseño del equipo.

2.1.3. COMPORTAMIENTO TERMOQUIMICO DEL MATERIAL NITRATO DE AMONIO EN CONDICIONES DE TEMPERATURA Y FLUJO DE CORRIENTE DE AIRE FRIO/CALIENTE.

El nitrato de amonio es un producto no inflamable, por lo que un fuego a partir de este es altamente improbable. Bajo circunstancias de calor extremo (por ejemplo: un soplete) tenderá a descomponerse térmicamente.

Este fenómeno es de vital importancia, ya que las propiedades químicas del nitrato al ser expuesto a fuentes de calor se alteraran, cambiando por completo la solución con la que se compone el fertilizante.

Por otro lado, al bajar la temperatura del medio ambiente, se conseguirá tener menos humedad, por lo que esta sería la mejor opción dentro del proceso.

2.2. MOLIENDA

2.2.1. FORMAS DE MOLIDO Y ELECCIÓN DEL RODILLO MÁS ADECUADO.

MOLINO TIPO MARTILLO:

M. de martillo rotatorio: Se basa en el mecanismo de compresión del material entre dos cuerpos. Entre más rápida sea la fuerza de aplicación más rápido ocurre la fractura por el aumento de la energía cinética, concentrando la fuerza de fragmentación en un sólo punto y produciendo partículas que se fracturan rápidamente hasta el límite.

Consiste de un rotor horizontal o vertical unido a martillos fijos o pivotantes encajados en una carcasa. En la parte inferior están dotados de un tamiz fijo o intercambiable. Puede operar a más de 1000 rpm haciendo que casi todos los materiales se comporten como frágiles. Se utiliza para el secado de material, granulación, ungüentos, pastas húmedas y suspensiones. Los martillos obtusos se utilizan para materiales cristalinos y frágiles, mientras que los afilados se usan para materiales fibrosos.

Este molino puede reducir la partícula hasta 100 μm . El tamaño de partícula depende de la velocidad del rotor, tamaño del tamiz, y velocidad de introducción del material. El uso de tamices gruesos produce partículas de menor tamaño porque estas atraviesan tangencialmente el orificio debido a la alta velocidad del motor. El tamiz de hoyos circulares es más fuerte pero se usa poco porque tiende a obstruirse. Sin embargo, este se usa para materiales fibrosos. El tamiz cuadrado a 45 grados se utiliza para materiales cristalinos frágiles y el de hoyos a 90 grados se usa para las suspensiones ya que estas tienden a atascarse fácilmente.

En algunos molinos el tamiz cubre toda la carcasa y la alimentación se hace paralela al eje. Estos modelos están diseñados para moler suspensiones que tienen entre 40 - 80% de sólidos y que oponen resistencia al flujo. En general, éstos molinos producen partículas con una distribución de frecuencias cerrada, pero si la carga es alta, el tiempo de retención del material se prolonga produciéndose más finos de forma esférica. Para la producción de partículas finas o ultra finas (inyectables) (1 -20 μM), se utiliza una alta velocidad junto con aire clasificado para la remoción del material hasta un tamaño aceptable.

Estos molinos son fáciles de limpiar y operar, además permiten cambiar sus tamices, y operan en un sistema cerrado reduciendo el riesgo de explosión y contaminación cruzada.

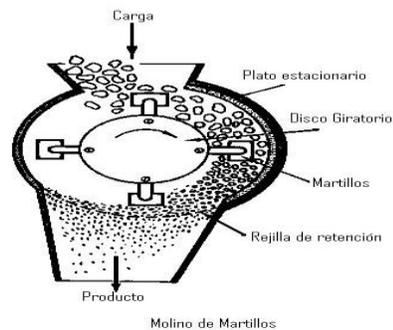


Fig 2. 1 Sistema de molienda tipo martillo

MOLINO DE RODILLOS:

En este sistema de molienda dos o más rodillos de acero giran uno hacia otro. Las partículas de la carga son atrapadas y arrastradas entre los rodillos, sufriendo una fuerza de compresión que las tritura. En algunos aparatos los rodillos giran a diferente velocidad, dando lugar también a fuerzas de cizalla.

La producción de estas unidades está regida por la longitud y diámetro de los rodillos y por la velocidad de rotación. Con los diámetros mayores se utilizan correspondientemente velocidades de 40-300 rpm las relaciones de reducción de tamaño son pequeñas, en general inferiores a 5.

El diámetro de los rodillos, su velocidad diferencial y el espacio entre ellos se puede variar para adaptarlos al tamaño de la materia de partida y a la velocidad de producción deseada. Aunque se dispone de un resorte de compresión para exceso de carga a fin de proteger la superficie de los rodillos, antes de la trituración se deben quitar los productos extraños.

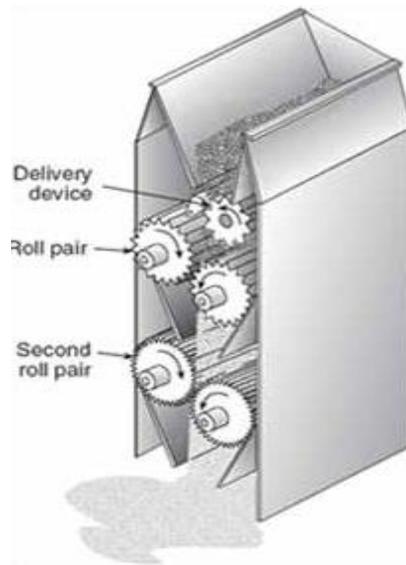


Fig 2. 2 Sistema de molienda tipo molino de rodillos

MOLINOS DE DISCOS:

Los molinos que utilizan las fuerzas de frotamiento o cizalla para reducir el tamaño juegan un papel primordial en la molienda fina. Como la mayoría de la molienda que se lleva a cabo en la industria es para producir partículas de tamaño pequeño, esta clase de molinos encuentran una amplia aplicación.



Fig 2. 3 Sistema de molino tipo disco

MOLINOS GIRATORIOS:

Se usan para reducir materiales a tamaños intermedios y finos. En este tipo de molinos, una coraza cilíndrica o cónica que gira sobre un eje horizontal, se carga con un medio de molienda, como bolas de acero, pedernal o porcelana, o bien cilindros sólidos de acero. La reducción de tamaño se lleva a cabo por acción del impacto y frotación de las bolas al girar el molino. En los molinos giratorios, el medio gira pegado a las paredes de la coraza durante la rotación de ésta, hasta alcanzar una altura desde la cual caen sobre las partículas. Estos molinos operan en seco o en húmedo.

El equipo para moliendas muy finas es altamente especializado. En algunos casos se usan dos discos planos, pudiendo girar ambos o uno solamente, y el material pasa entre ambos.

2.2.2. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS TIPOS DE MOLINOS.

MOLINO DE RODILLOS:

Ventajas:

- ✓ Los rodillos sufren poco desgaste.
- ✓ Su operación es rápida logrando una molienda óptima.
- ✓ La vida de los rodillos es larga.

Desventajas:

- ✓ Debido a la presencia del Nitrato de Amonio que es un compuesto cuya composición le da una característica de absorber la humedad, se corre el riesgo de que este material se pegue en los rodillos, por lo que para evitar esto, se ven en la necesidad de utilizar un equipo para controlar la humedad.

MOLINO DE MARTILLOS:

Ventajas:

- ✓ Esta configuración es apropiada para granos secos.
- ✓ De mantenimiento fácil.

Desventajas:

- ✓ Igual que la configuración de rodillos, cuando existen productos que presenten humedad, el porcentaje de molido es bajo, es mas deficiente en este aspecto que el molino de martillos.
- ✓ Molienda no tan fina.

MOLINOS DE DISCOS:

Ventajas:

- ✓ Esta configuración permite moler granos secos como húmedos.
- ✓ De fácil manipulación.

Desventajas:

- ✓ Produce contaminación al producto a procesar.
- ✓ Costo elevado de fabricación.
- ✓ Díficil regulación de separación de discos.

MOLINOS GIRATORIOS:

Ventajas:

- ✓ El tamaño de salida de las partículas depende de la alimentación.
- ✓ Produce una molienda más óptima.

Desventajas:

- ✓ Debido al desgaste se produce contaminación en el producto.
- ✓ De limpieza complicada.

2.2.3. ELECCIÓN DE LOS MATERIALES ⁵

Debido a que los productos a procesarse necesitan no variar en su composición química, se ha escogido como material predominante el Acero Inoxidable, ya que con este, se prevé eliminar la oxidación y deterioro del material, y de esta manera garantizar un producto libre de agentes externos.

Es necesario recalcar, que debido a los costos, también se usará acero de transmisión para la fabricación de los rodillos, los cuales sufrirán un proceso de cementación garantizando una vida útil más prolongada y recubierta por pintura que evite la corrosión.

2.2.4. SELECCIÓN DE LA MEJOR OPCIÓN DE MOLIENDA

| No | PARÁMETROS DE SELECCIÓN | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | PUNT | INDICE | WF |
|----|-----------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|------|----------|------|
| 1 | Porcentaje de contaminación | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 7 | 0.225806 | 0.23 |
| 2 | Costo | 1 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 7 | 0.225806 | 0.23 |
| 3 | Vida útil | | | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 5 | 0.16129 | 0.16 |
| 4 | Calidad de molienda | | | 1 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 5 | 0.16129 | 0.16 |
| 5 | Mantenimiento | | | | | 0 | 1 | 1 | 1 | 3 | 0.096774 | 0.10 |
| 6 | Factibilidad de manufactura | | | | | 1 | 0 | 1 | 1 | 3 | 0.096774 | 0.10 |
| 7 | Facilidad de montaje | | | | | | | 0 | 1 | 1 | 0.032258 | 0.03 |
| | SUMATORIA | | | | | | | | | 31 | 1 | 1.00 |

Tabla 2. 1 Parámetros de Selección.

⁵ Compactación por rodillos, Fitzpatrick, New Jersey – EEUU, 2002.

| PARÁMETROS DE SELECCIÓN | VALOR | wf | ALTERNATIVAS | | | | | | | |
|-----------------------------|-------|------|--------------|-----------------|-------------|----------------|----------|-----------------|---------------|----------------|
| | | | M.RODILLOS | | M.MARTILLOS | | M.DISCOS | | M. GIRATORIOS | |
| | | | PUNT. | CALIF. | PUNT. | CALIF. | PUNT. | CALIF. | PUNT. | CALIF. |
| Calidad de molienda | 9 | 0.23 | 8 | 1.806452 | 6 | 1.354839 | 7 | 1.580645 | 6 | 1.354839 |
| Porcentaje de contaminación | 10 | 0.23 | 8 | 1.806452 | 4 | 0.903226 | 5 | 1.129032 | 7 | 1.580645 |
| Mantenimiento | 8 | 0.16 | 6 | 0.967742 | 6 | 0.967742 | 7 | 1.129032 | 4 | 0.645161 |
| Costo | 10 | 0.16 | 9 | 1.451613 | 6 | 0.967742 | 6 | 0.967742 | 7 | 1.129032 |
| Vida útil | 9 | 0.10 | 8 | 0.774194 | 4 | 0.387097 | 5 | 0.483871 | 5 | 0.483871 |
| Facilidad de montaje | 6 | 0.10 | 4 | 0.387097 | 4 | 0.387097 | 6 | 0.580645 | 5 | 0.483871 |
| Factibilidad de manufactura | 8 | 0.03 | 7 | 0.225806 | 6 | 0.193548 | 7 | 0.225806 | 5 | 0.16129 |
| TOTAL | | | | 7.419355 | | 5.16129 | | 6.096774 | | 5.83871 |

Tabla 2. 2 Parámetros de Ponderación.

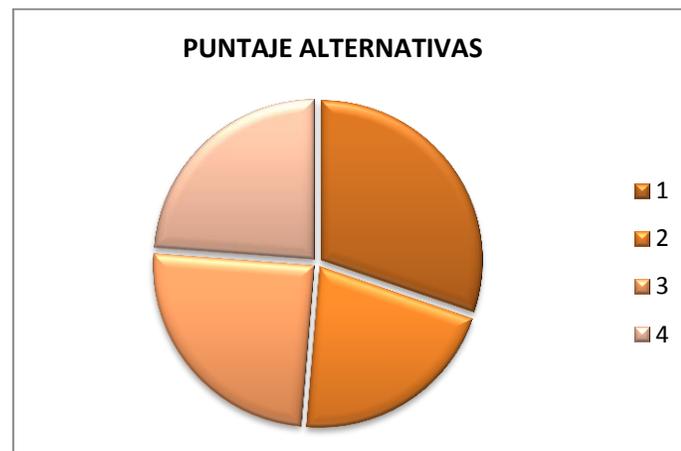


Fig 2. 4 Puntaje de alternativas

Cada sistema de molienda es bueno, dependiendo de los requerimientos de servicios y costos de fabricación, por lo que después de analizar cada configuración, vemos ventajoso el sistema de molienda tipo rodillo, ya que desde un punto de vista en función de las prestaciones, y en sí, orientándonos a nuestro objetivo, esta configuración nos permitirá abarcar un mayor volumen de producto molido, mayor factibilidad de construcción debido a las disponibilidad de equipos y un mayor ahorro económico.

2.2.5. DISEÑO DE RODILLOS.⁶

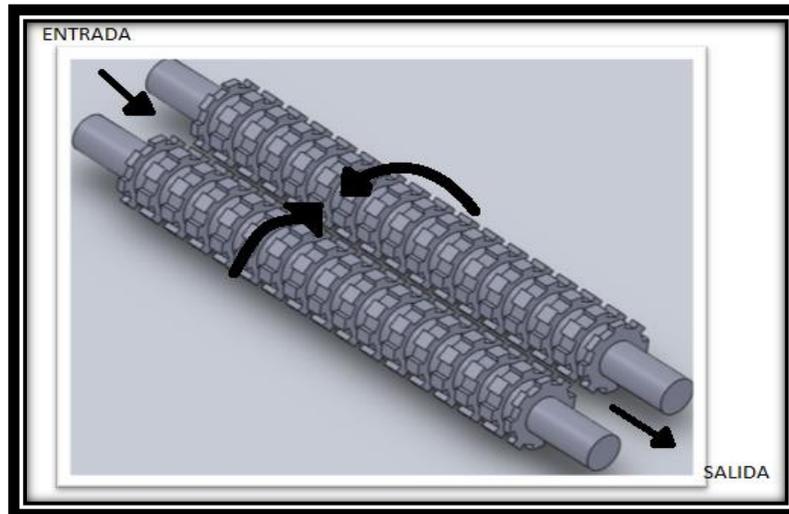


Fig 2. 5 Diagrama Cinemático de ejes de molienda.

DIAMETRO DE RODILLOS

Determinación del coeficiente de fricción

El coeficiente de rozamiento o coeficiente de fricción expresa la oposición al movimiento que ofrecen las superficies de dos cuerpos en contacto. Es un coeficiente adimensional, usualmente se representa con la letra griega μ (mu).

Cuando dos superficies son puestas en contacto, el movimiento de una respecto a la otra genera fuerzas tangenciales llamadas fuerzas de fricción, las cuales tienen sentido contrario a la fuerza aplicada.

La ecuación que se aplica para su determinación es:

$$\mu = \tan^{-1} \theta$$

⁶ Ecuaciones tomadas de:

- ✓ LABURO, Nicolás; Maquinas Prontuario
- ✓ Fundamento de Diseño de ingeniería Mecánica de Robert C, Juvillan.
- ✓ Diseño de elementos de máquinas Shigley

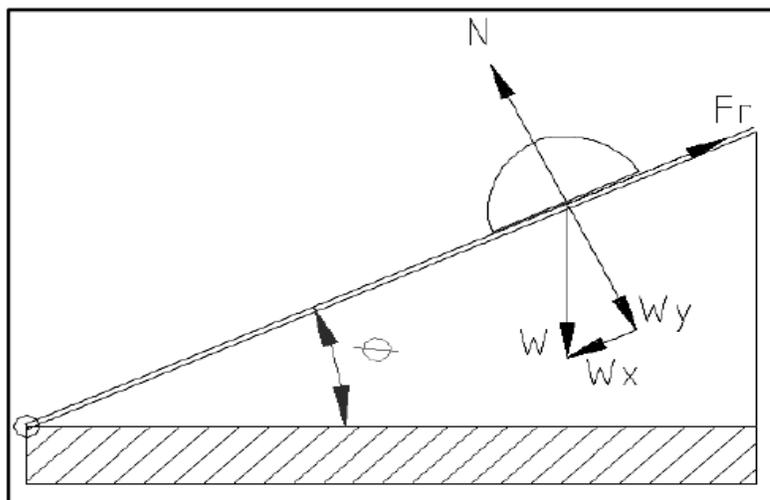


Fig 2. 6 Diagrama del coeficiente de fricción.

De la teoría investigada se determina el coeficiente de fricción entre el acero de los rodillos y el fertilizante, de forma experimental mediante el desplazamiento de este sobre una plancha de acero de transmisión con las siguientes dimensiones ancho 40 mm, longitud 480 mm en la tabla de resultados se aprecia los ensayos realizados.

| No. | X | Y | Angulo θ arctan(Y/X) | Coeficiente de fricción μ |
|-----|-----|-----|-----------------------------|-------------------------------|
| 1 | 438 | 188 | 23,23015843 | 0,40544275 |
| 2 | 443 | 194 | 23,64972906 | 0,412765639 |
| 3 | 446 | 197 | 23,83124106 | 0,415933621 |
| 4 | 440 | 190 | 23,35556486 | 0,407631505 |
| | | | μ | 0,410443379 |

Tabla 2. 3 Coeficiente de Fricción

De estos valores, determinamos que el coeficiente de fricciones 0.41

Numero de rodillos

El número de rodillos que se establece, en función de un criterio de diseño, y por recomendación de la bibliografía estudiada.

El número establecido en el diseño es dos rodillos ubicados uno con respecto a otro lo que nos permite triturar el fertilizante de forma suave y progresiva, evitando la fricción excesiva y la requema del fertilizante.

Ángulo de Separación

Es el ángulo formado por las tangentes a las caras de los rodillos en el punto de contacto entre la partícula y los rodillos. Este ángulo es el que determina el tamaño de los rodillos.

| | | |
|---------------------------------|-----|---|
| U= 0.41 | | Coeficiente de fricción entre el material añadido y los rodillos. |
| $A := 35 \cdot \frac{\pi}{180}$ | | Ángulo estimado de contacto. |
| A = 0.611 | rad | |
| Dt := 2.6 | mn | Diámetro medio de las partículas añadidas. |
| Df := 0.5 | mn | Diámetro medio de las partículas al final de la operación. |

Diámetro de los rodillos.

Los rodillos son las herramientas de molienda en el molino de rodillos, debido al contacto directo con el material a ser triturado, las superficies de los rodillos pueden tener estrías, bordes rompedores o dientes.

Los trituradores de rodillos dentados son más versátiles. Trituran por picado (tracción) al actuar los dientes, por compresión en el momento de obligar a pasar a los trozos entre los rodillos, también por impacto y cizalladora.

Para calcular el diámetro mínimo requerido de los rodillos se aplica la siguiente ecuación:

$$Dr = \frac{Dt \cdot \cos\left(\frac{A}{2}\right) - Df}{1 - \cos\left(\frac{A}{2}\right)}$$

Dónde:

A = Angulo de separación.

Dt = Diámetro medio de las partículas añadidas

Df = Diámetro medio de las partículas finales

Dr = Diámetro de los rodillos

Por lo que se tendrá:

Dt := 2.€ mn Diámetro medio de las partículas añadidas

Df := 0.5 mn Diámetro medio de las partículas al final de la operación

$$Dr := \frac{Dt \cdot \cos\left(\frac{A}{2}\right) - Df}{1 - \cos\left(\frac{A}{2}\right)} \quad Dr = 25.494 \quad mn \quad \text{Ec.2. 1}$$

$$Dr2 := \frac{Dr}{25.4} \quad Dr2 = 1.004 \quad plg$$

Se Considera que el diámetro óptimo para facilitar la manufactura es el de 2plg con el fin de poder tener el dentado de los mismos en mejor condición y previniendo un cementado

$$Dreal := 2 \cdot 25.4 \quad Dreal = 50.8 \quad mn$$

Superficie de contacto entre fertilizantes y rodillos

✓ Longitud de Contacto

Para establecer la longitud de contacto entre los rodillos y el maíz se utiliza la siguiente ecuación:

$$l = \frac{D_r * A}{4}$$

De donde:

Dr = Diámetro de rodillo

A = ángulo de contacto en radianes

Lc = Longitud de arco de contacto entre el fertilizante y los rodillos

$$l_c := \frac{D_r \cdot A}{4} \quad L_c = 9.883 \quad \text{mm} \quad \text{Ec.2. 2}$$

✓ Longitud de Rodillos

La longitud necesaria de los rodillos para el molino se obtiene de la siguiente ecuación.

$$Q = 60\pi N D_r \cdot D_f \cdot l$$

Dónde:

Ec.2. 3

Q = Cantidad a triturar (m³/h)

N = Revoluciones por minuto del molino (rpm)

Df = El diámetro medio de las partículas finales (m)

Dr = El diámetro de los rodillos (m)

$$\rho := 1906.1 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Densidad promedio de los compuestos a ser molidos}$$

$$\text{masa} := 500 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{semana}} \quad \text{Cantidad de producto requerido de molienda para cumplir con nuestro objetivo}$$

$$m2 := \frac{\text{masa}}{40}$$

$$m2 = 12.5 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

$$Q := \frac{m2}{\rho}$$

$$Q = 6.556 \times 10^{-3} \quad \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad \text{Cantidad a triturar o caudal másico que aproximadamente es 6.666 lt/h}$$

En este sistema de molienda dos o más rodillos de acero giran uno hacia otro. Las partículas de la carga son atrapadas y arrastradas entre los rodillos, sufriendo una fuerza de compresión que las tritura. En algunos aparatos los rodillos giran a diferente velocidad, dando lugar también a fuerzas de cizalla.

La producción de estas unidades está regida por la longitud y diámetro de los rodillos y por la velocidad de rotación. Con los diámetros mayores se utilizan correspondientemente velocidades de 40-300 rpm las, relaciones de reducción de tamaño son pequeñas, en general inferiores a 5.

$$n := 70 \quad \text{rpm}$$

$$\text{long} := \frac{Q \cdot 100}{60 \cdot \pi \cdot n \cdot \left(\frac{D_{\text{real}}}{1000} \cdot \frac{D_f}{1000} \right)}$$

Ec.2. 4

$$\text{long} = 1.956 \quad \text{m}$$

Longitud mínima de los rodillos

Por lo que la longitud de los rodillos será:

$$l := 200 \quad \text{mm}$$

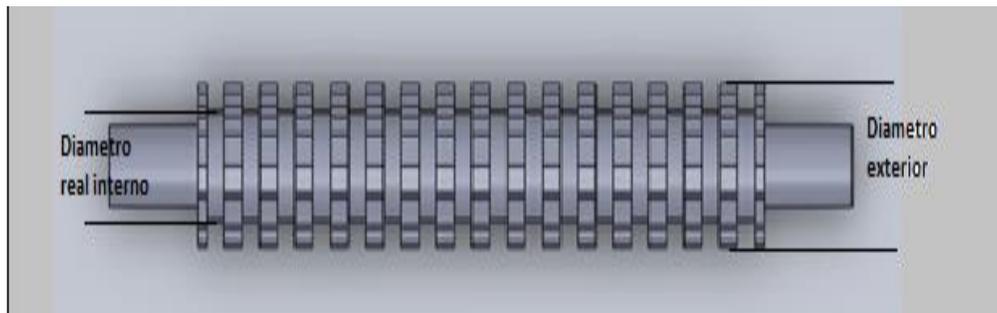


Fig 2. 7 Diámetros internos y externos reales del rodillo de molienda

Cargas en los rodillos

Estas cargas dependen del material a moler, que en nuestro caso son los compuestos destinados a la producción de fertilizantes, y de su capacidad para resistir cargas de compresión y de corte.

Después de hacer estudios con estos compuestos, se determinó que:

Esfuerzo de compresión máxima del grano fertilizante

$$\sigma := 10.4 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo de corte máxima del grano fertilizante

$$\sigma := 1.24 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Por lo que se tendrá:

$$q_c := \sigma \cdot l_c \quad Q_c = 103.772 \quad \frac{N}{mm}$$

$$q_r := \sigma \cdot l_c \quad Q_r = 12.156 \quad \frac{N}{mm}$$

Diseño Estático

Realizando un diagrama de cuerpo libre y aplicando las condiciones de equilibrio en el plano X-Z se obtiene los siguientes resultados:

$$\Sigma F_x := C \quad R_b := \frac{q_c \cdot l}{2} \quad R_a := R_l$$

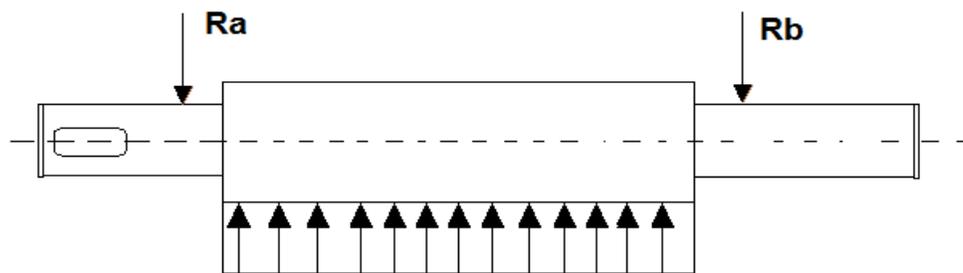


Fig 2. 8 Cargas en rodillo de molienda

$$R_b = 1.038 \times 10^4 \quad N$$

$$V_{\text{max calculado}} := \frac{q_c \cdot l}{2}$$

$$V_{\text{max calculado}} = 1.038 \times 10^4 \quad N$$

$$M_{\text{max calculado}} := \frac{q_c \cdot l}{4} \cdot \left(1 - \frac{1}{2}\right)$$

$$M_{\text{max calculado}} = 5.189 \times 10^5 \quad \text{Nm}$$

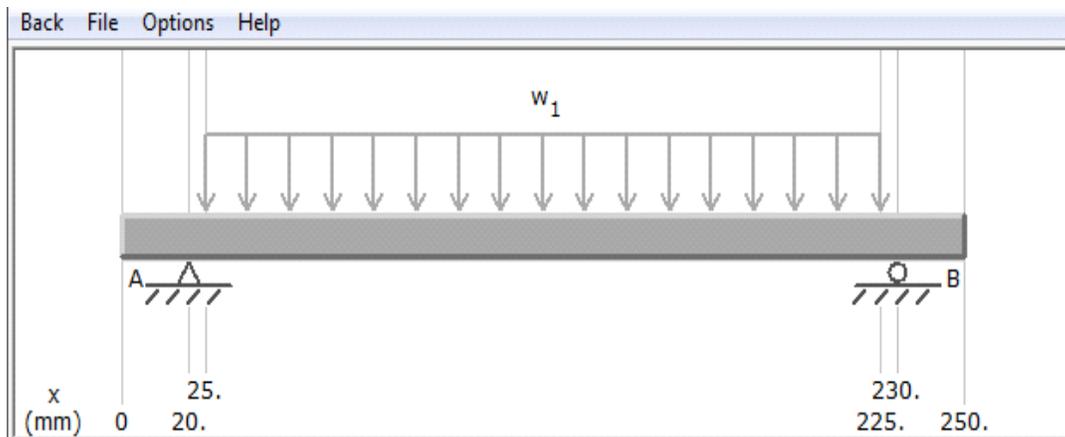


Fig 2. 9 Fuerzas distribuidas en el eje de molienda

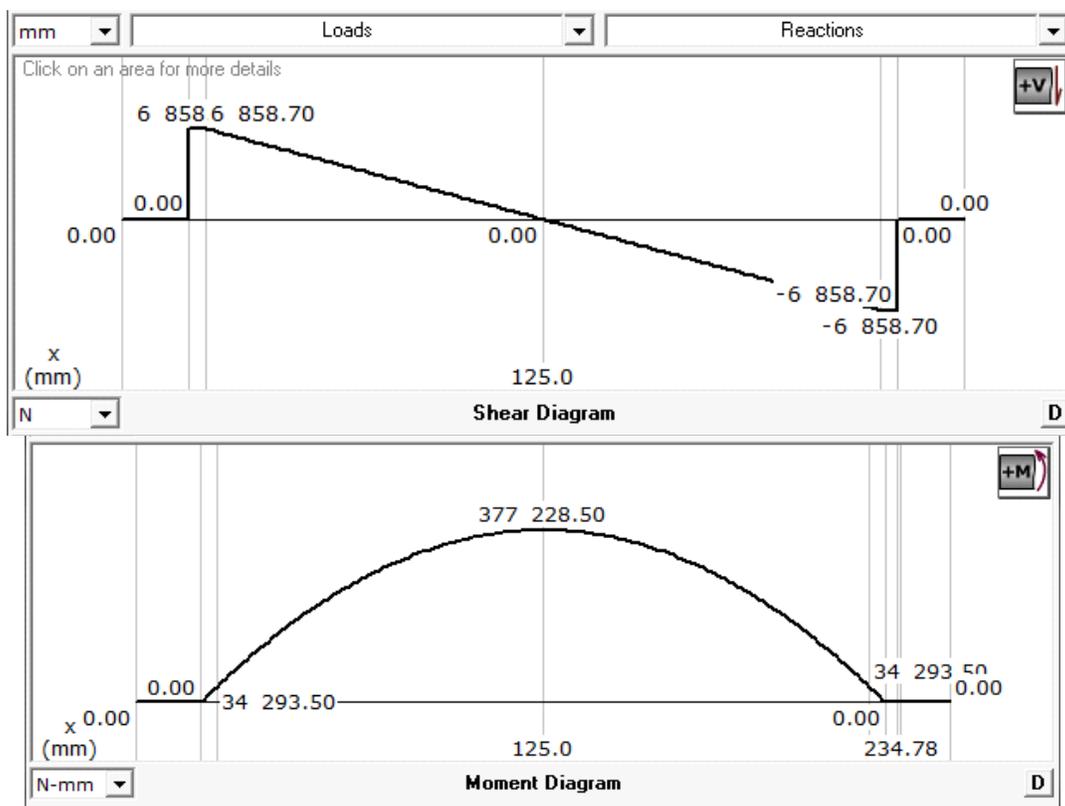


Fig. 2. 10 Diagramas de cortante y momento en el eje de molienda

$$V_{\max} := 6858.7 \quad \text{N}$$

$$M_{\max} := 377288. \quad \text{Nm}$$

PLANO XY

$$F_{\text{roz}} := \mu \cdot l \cdot q_c$$

$$F_{\text{roz}} = 8.509 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$T = 2.161 \times 10^5 \quad \text{Nmm} \quad \text{Ec.2. 5}$$

Cálculo del torsor en la superficie:

$$c := \frac{D_{\text{real}}}{2}$$

$$c = 25.4 \quad \text{mm}$$

$$I := \frac{\pi}{64} (D_{\text{real}})^4 \quad I = 3.269 \times 10^5 \quad \text{mm}^4 \quad \text{Ec.2. 6}$$

$$\sigma_x := \frac{M_{\text{fmax}} \cdot c}{I} \quad \sigma_x = 29.315 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Ec.2. 7}$$

$$J := \frac{\pi}{32} (D_{\text{real}})^4 \quad J = 6.538 \times 10^5 \quad \text{mm}^4 \quad \text{Ec.2. 8}$$

$$\tau_{xy} := \frac{T \cdot \frac{D_{\text{real}}}{2}}{J} \quad \tau_{xy} = 0.555 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Ec.2. 9}$$

Cálculo de los esfuerzos principales:

$$\sigma_A := \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \sigma_A = 31.549 \quad \text{Mpa} \quad \text{Ec.2. 10}$$

$$\sigma_B := \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \sigma_B = -2.235 \quad \text{Mpa} \quad \text{Ec.2. 11}$$

El material del eje será: Acero de transmisión.

Propiedades
CD

$$S_{ut} := 87.6 \quad \text{Kpsi}$$

$$C_{ut} := 0.065$$

$$S_{y\text{acero}} := 250 \quad \text{Mpa}$$

Aplicando la teoría de la Distorsión:

$$S_y^2 := S_A^2 - S_A \cdot S_B + S_B^2$$

$$n := \frac{S_{y\text{acero}}}{\sigma_A}$$

Debido a que σ_B es aproximadamente cero. Entonces:

$$S_y := S_A^2 \quad n = 7.924$$

Análisis Dinámico

$$\sigma_{\text{altermante}} := \sigma_A$$

$$\sigma_m := 0$$

$$M_a := M_{f\max} \cdot \frac{0.224\xi}{25.4} \quad \text{Lb-plg} \quad M_a = 3.339 \times 10^3 \quad \text{lb-plg} \quad \text{Ec.2. 12}$$

$$T_m := T \cdot \frac{0.224\xi}{25.4} \quad \text{Lb-plg}$$

$$T_m = 1.913 \times 10^3 \quad \text{Lb-plg}$$

$$M_m := 0$$

$$T_a := 0$$

$$d := 1 \quad \text{plg} \quad \text{Diámetro maquinado y devastado}$$

$$\frac{D_{\text{real}}}{d} = 50.8$$

$$r = 0.1 \quad \text{plg}$$

$$\frac{r}{d} = 0.1 \quad \text{Radio de la muesca}$$

$$K_{ts} = 1.5^7$$

$$q = 0.8 \quad \text{Figura 6-20 capítulo 6 Shigley}$$

$$k_f := 1 + q \cdot (k_{ts} - 1) \quad \text{Ec 6.32 Pág. 287 Shigley} \quad \text{Ec.2. 13}$$

$$k_f = 1.4$$

$$k_t := 2.2$$

$$k_f := 1 + q \cdot (k_t - 1) \quad \text{Apéndice A tabla a-15-7 Pág. 1009 Shigley} \quad \text{Ec.2. 14}$$

$$k_f = 1.96 \quad \text{Ec 6.32 Pag 287 Sigley}$$

⁷ Apéndice A tabla a-15-8 p100 Shigley

$$a := 2.7 \quad b := -0.718 \quad k_a := a \cdot S_{ut}^b \quad k_a = 0.109 \text{ Kpsi} \quad \text{Ec.2. 15}$$

El eje será de Acero de transmisión

$$S_{ut} = 87.6 \text{ Kpsi}$$

$$d_1 := 1 \text{ plg}$$

$$k_b := \left(\frac{d_1}{0.3} \right)^{-0.107} \quad k_b = 0.879 \quad \text{Ec.2. 16}$$

$$k_c := 0.59 \quad k_d := 1$$

$$z_a := 4.266 \quad \text{Variación de transformación con confiabilidad del 99.999\%}$$

Tabla 6.5 Shigley

$$k_e := 1 - 0.08z_a \quad k_e = 0.659$$

Ec 6.18 de Shigley

Ec.2. 17

Ksi

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_{ut}$$

$$S_e = 6.384$$

Se usará el criterio de Gerber.

$$A := \sqrt{4 \cdot (k_f \cdot M_a)^2 + 3 \cdot (k_f \cdot T_a)^2} \quad A = 1.309 \times 10^4 \quad \text{Ec.2. 18}$$

$$B := \sqrt{4 \cdot (k_f \cdot M_m)^2 + 3 \cdot (k_f \cdot T_m)^2} \quad B = 4.639 \times 10^3 \quad \text{Ec.2. 19}$$

$$\text{drecalculado} := \left[\frac{8 \cdot F \cdot S \cdot A}{\pi \cdot S_e \cdot 1000} \cdot \left[1 + \left(\frac{2 \cdot B \cdot S_e}{A \cdot S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{drecalculado} = 1.986 \text{ Plg}$$

Ec.2. 20

Aplicando el criterio de Goodman

$$d_{\text{calculado}} := \left[\frac{16FS}{\pi} \cdot \left[\frac{1}{S_e \cdot 1000} \cdot [4 \cdot (k_f \cdot M_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut} \cdot 1000} \cdot [3 \cdot (k_s \cdot T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Ec.2. 21

$d_{\text{calculado}} = 2.504 \quad \text{plg}$

Volviendo a recalcular con el diámetro encontrado

$$d_2 := d_{\text{calculado}}$$

$$k_{b2} := \left(\frac{d_2}{0.3} \right)^{-0.107} \quad k_{b2} = 0.797$$

Ec.2. 22

$$S_{e2} := k_a \cdot k_{b2} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_{ut} \quad S_{e2} = 5.787 \text{ Ksi} \quad \text{Ec 6.18 de Shigley} \quad \text{Ec.2. 23}$$

Aplicando el criterio de Goodman.

$$d_{\text{calculado2}} := \left[\frac{16FS}{\pi} \cdot \left[\frac{1}{S_{e2} \cdot 1000} \cdot [4 \cdot (k_f \cdot M_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut} \cdot 1000} \cdot [3 \cdot (k_s \cdot T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$d_{\text{calculado2}} = 2.606 \text{ Plg}$

Recalculando una vez más para verificar el diámetro adecuado

$$d_3 := d_{\text{calculado2}}$$

$$k_{b3} := \left(\frac{d_3}{0.3} \right)^{-0.107} \quad k_{b2} = 0.797$$

$$S_{e3} := k_a \cdot k_{b3} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_{ut} \quad \text{Ec 6.18 de Shigley}$$

$$S_{e3} = 5.766 \text{ Ksi}$$

Aplicando el criterio de Goodman.

$$d_{\text{calculado3}} := \left[\frac{16FS}{\pi} \cdot \left[\frac{1}{Se \cdot 1000} \cdot [4 \cdot (kf \cdot Ma)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{Sut \cdot 1000} \cdot [3 \cdot (kf \cdot Tm)^2]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \right]$$

$$d_{\text{calculado2}} = 2.606 \text{ Plg}$$

Se comprueba que el diámetro adecuado para el buen funcionamiento del eje es de 2.606 con el criterio de Gerber y hasta 2.587 plg con el criterio de Goodman, con lo cual nos aseguramos que el diámetro de los rodillos está entre estos límites, garantizando el buen funcionamiento de los mismos con un factor de seguridad de 1.5

DISEÑO DE LA CHAVETA

El eje al estar sometido a un torsor, transmitido por una polea acoplado al motor de 1hp, es de vital importancia el diseño de un adecuado tamaño de la chaveta, con el fin de transmitir movimiento a los ejes, así como, el de asegurar a los rodillos una vida más prolongada al permitir por medio de la chaveta (debido al desgaste) un fallo en ella, mas no en los rodillos.

Se considerará como primer parámetro el diámetro en contacto con la polea.

Una vez conocido el torque se determinará la fuerza a la que va a estar expuesta la chaveta.

Ecuaciones tomadas del libro de Shigley Capitulo 14. Diseño de Engranés

PM := 1 hp Potencia del motor

Carga transmitida

D := 1 plg

n := 25 rpm

Ecuaciones tomadas del libro de Shigley

Capítulo 14. Diseño de engranes

Página 746 y 747

$$V := \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} \quad V = 6.545 \quad \text{plg} \cdot \text{rpm} \quad \text{Carga transmitida en cada diente} \quad \text{Ec.2. 24}$$

$$H := PM$$

$$W := \frac{33000 \cdot H}{V}$$

$$T_{\text{transmitido}} := W \cdot \frac{D}{2} \quad W = 5.042 \times 10^3 \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad \text{Torque transmitido en lb} \cdot \text{plg} \quad \text{Ec.2. 25}$$

$$t_{\text{trans}} := T_{\text{transmitido}} \cdot 15.44 \cdot 44 \quad t_{\text{trans}} = 1.727 \times 10^5$$

Fchaveta = vendrá a ser la fuerza en la chaveta

$$F_{\text{chaveta}} := \frac{T_{\text{trans}}}{r} \quad F_{\text{chaveta}} = 1.36 \times 10^4 \quad \text{N} \quad \text{Ec.2. 26}$$

La sección de la chaveta será:

$$t := \frac{D \cdot 25.4}{4} \quad t = 6.35 \quad \text{mm}$$

Para la longitud de la chaveta, tenemos que imponernos un factor de seguridad, que en nuestro caso y siguiendo el diseño anterior, usaremos un factor de seguridad de 1.5

El material de la chaveta es acero A36

Las propiedades son:

$$S_{ut} := 41(\text{MPa}) \quad S_y := 25(\text{Mpa})$$

$$FS := 1.5$$

$$L := \frac{2 \cdot FS \cdot F_{\text{chaveta}}}{t \cdot S_y} \quad L = 25.696 \quad \text{mm} \quad \text{Ec.2. 27}$$

La falla por cortante originará un esfuerzo al cual estará sometida la chaveta, que será:

$$\tau := \frac{F_{\text{chaveta}}}{L \cdot t} \quad \tau = 83.333 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Ec.2. 28}$$

SELECCIÓN DEL TIPO RODAMIENTOS

Es un tipo de cojinete, que es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.



Fig 2. 11 Tipo de rodamiento

Tipos de rodamientos:

Cada clase de rodamientos muestra propiedades características, que dependen de su diseño y que lo hace más o menos apropiado para una aplicación dada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas así como cargas axiales pequeñas. Tienen baja fricción y pueden ser producidos con gran precisión. Por lo tanto, son preferidos para motores eléctricos de medio y pequeño tamaño.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos pueden soportar cargas radiales muy pesadas y son oscilantes, lo que les permite asumir flexiones del eje, entre dos rodamientos, que soportan un mismo eje.

Estas propiedades los hacen muy populares para aplicaciones por ejemplo en ingeniería pesada, donde las cargas son fuertes, así como las deformaciones producidas por las cargas, en máquinas grandes es también habitual cierta desalineación entre apoyos de los rodamientos

Por lo tanto se tendrá:

- ✓ Rodamientos rígidos de bolas.
- ✓ Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular.
- ✓ Rodamientos de agujas.
- ✓ Rodamientos de rodillos cónicos.

Debido a que en nuestro sistema sólo actuarán cargas radiales, y según consideraciones del fabricante de estos rodamientos se tiene:

Tipos de rodamientos - diseño y características

La matriz no ofrece más que una orientación aproximada de modo que cada caso requiere una selección más calificada según la información dada en las páginas anteriores o la información más detallada de los textos que preceden a cada sección de tablas.

Símbolos
 +++ excelente - pobre
 ++ bueno -- inadecuado
 + aceptable ← simple efecto
 ↔ doble efecto

Diseño

- 1 Agujero cónico
- 2 Placas de protección u obturación
- 3 Autoalineable
- 4 No desmontable
- 5 Desmontable

Características

Rodamiento adecuado para

- 6 Carga puramente radial
- 7 Carga puramente axial
- 8 Carga combinada
- 9 Momentos
- 10 Alta velocidad
- 11 Alta precisión de funcionamiento
- 12 Alta rigidez
- 13 Funcionamiento silencioso
- 14 Baja fricción
- 15 Compensación por desalineación en funcionamiento

- 16 Compensación por errores de alineación (inicial)
- 17 Disposiciones de rodamiento fijo
- 18 Disposiciones de rodamiento libre
- 19 Desplazamiento axial posible en el rodamiento

| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 |
|---|--|---|------|---|------|---|-----|-----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Rodamientos rígidos de bolas | | | a | | | | + | ↔ | ↔ | - | +++ | +++ | + | +++ | +++ | - | - | ↔ | + | -- |
| Rodamientos de bolas con contacto angular | | | b | | a, b | c | ++ | ↔ | ↔ | + | + | ++ | ++ | + | + | -- | -- | ↔ | + | -- |
| Rodamientos de bolas a rótula | | | | | | | + | - | - | -- | +++ | ++ | - | ++ | +++ | +++ | +++ | ↔ | + | -- |
| Rodamientos de rodillos cilíndricos | | | | | | | ++ | - | - | -- | ++ | ++ | ++ | ++ | ++ | - | - | -- | +++ | +++ |
| Illos de rodillos | | | | | a | b | +++ | - | ↔ | -- | - | + | +++ | - | - | - | - | ↔ | + | + |
| | | | a | | | | +++ | - | ↔ | + | - | + | +++ | - | - | -- | -- | ↔ | + | ↔ |
| Rodamientos de agujas | | | a | c | | | ++ | -- | -- | -- | + | + | +++ | + | - | -- | -- | -- | +++ | +++ |
| | | | b, c | | | | ++ | -- | -- | -- | + | + | ++ | + | - | -- | -- | -- | +++ | +++ |
| | | | b, c | | | | + | ↔ | ↔ | - | + | + | ++ | + | - | -- | -- | ↔ | -- | -- |
| Rodamientos de rodillos cónicos | | | | | | | ++ | ↔ | ↔ | - | + | + | ++ | + | + | - | - | +++ | -- | -- |
| | | | | | | | +++ | ↔ | ↔ | + | + | + | +++ | + | + | - | -- | +++ | - | -- |
| Rodamientos de rodillos a rótula | | | | | | | +++ | ↔ | ↔ | -- | + | + | ++ | + | + | +++ | +++ | ↔ | + | -- |
| Rodamientos CARB | | | | | | | +++ | -- | -- | -- | + | + | ++ | + | + | +++ | +++ | -- | +++ | +++ |
| Illos de rodillos | | | | | | | +++ | -- | -- | -- | - | + | +++ | + | + | +++ | +++ | -- | +++ | +++ |
| Rodamientos axiales de bolas | | | | | | | -- | ↔ | -- | -- | - | + | + | - | + | - | -- | ↔ | -- | -- |
| | | | | | | | -- | ↔ | -- | -- | - | + | + | - | + | - | ++ | ↔ | -- | -- |
| Rodamientos axiales de rodillos | | | | | | | -- | ↔ | -- | -- | - | + | ++ | - | - | -- | -- | ↔ | -- | -- |
| | | | | | | | -- | ↔ | -- | -- | - | + | ++ | - | - | -- | -- | ↔ | -- | -- |
| Rodamientos axiales de rodillos a rótula | | | | | | | -- | +++ | + | -- | - | + | ++ | - | + | +++ | +++ | +++ | -- | -- |

Tabla 2. 4 Tipos de Rodamientos.

Debido a esto y a que nuestro sistema es netamente radial, se seleccionará rodamientos rígidos de bolas, cuyas especificaciones se indican en la siguiente tabla (Rodamientos SKF):

| Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados, con dimensiones en pulgadas | | | | | | | | | |
|--|-------|----------------------|------|-------|------------------------|-----------|-------------------------------|-------------|-------|
| 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 | Velocidades | | Masa | Designación | |
| d | D | B | C | C_0 | límite de fatiga P_u | Velocidad | Velocidad de referencialímite | | |
| mm | | | kN | | kN | rpm | | kg | - |
| 25,4 | 57,15 | 15,875 | 17,8 | 9,65 | 0,405 | 24000 | 17000 | 0,17 | RLS 8 |

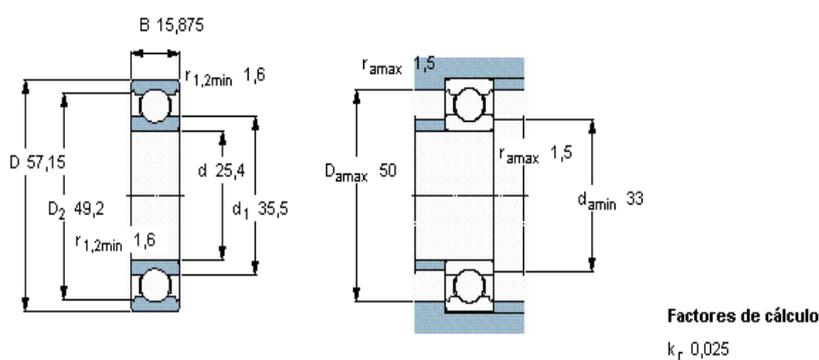


Fig 2. 12 Especificaciones de los rodamientos SKF

2.3. DISEÑO DE LA CARCASA DEL MOLINO

2.3.1. DESCRIPCIÓN

La carcasa es muy importante dentro del sistema de molienda, ya que esta proveerá a la máquina de protección, seguridad y estabilidad. En ella producirá todo el proceso de molido y un adecuado estudio, asegurará al proceso de impurezas y evitará un mal funcionamiento de los rodillos por inestabilidad y mala selección del espesor.

La carcasa también provee de una buena apariencia, y brinda protección a los elementos de la máquina, así como, es importante para el usuario.

2.3.2. DATOS TÉCNICOS DEL MOLINO

Una vez diseñado los rodillos, ya se cuenta con la longitud de los mismos, así como la velocidad aproximada a la que se quiere trabajar, condiciones de carga y más datos técnicos mostrados a continuación.

- ✓ Velocidad de los rodillos: 25 rpm
- ✓ Longitud de los rodillos: 250 mm
- ✓ Longitud efectiva de los rodillos: 200 mm
- ✓ Material de los rodillos: Acero de transmisión
- ✓ Cargas:
 - Carga de compresión: 68.58 N/mm
 - Carga de corte: 8.035 N/mm
- ✓ Capacidad de molienda teórica: 20 Ltr / hora
- ✓ Capacidad aproximada real: 3 ltr / hora

2.3.3. ANALISIS DE CORROSIÓN EN PLACAS DE ACERO A36



Fig 2. 13 Corrosión en acero A36

Se entiende por corrosión la interacción de un metal con el medio que lo rodea, produciendo el consiguiente deterioro en sus propiedades tanto físicas como químicas.

Las características fundamentales de este fenómeno, es que sólo ocurre en presencia de un electrólito, ocasionando regiones plenamente identificadas, llamadas estas anódicas y catódicas: una reacción de oxidación es una reacción anódica, en la cual los electrones son liberados dirigiéndose a otras regiones catódicas.

En la región anódica se producirá la disolución del metal (corrosión) y, consecuentemente en la región catódica la inmunidad del metal

Los enlaces metálicos tienden a convertirse en enlaces iónicos, lo favorece que el material pueda en cierto momento transferir y recibir electrones, creando zonas catódicas y zonas anódicas en su estructura.

La velocidad a que un material se corroe es lenta y continua, todo dependiendo del ambiente donde se encuentre, a medida que pasa el tiempo se va creando una capa fina de material en la superficie, que va formándose inicialmente como manchas hasta que llegan a aparecer imperfecciones en la superficie del metal.

Tipos de corrosión:

Se clasifican de acuerdo a la apariencia del metal corroído, dentro de las más comunes están:

- ✓ Corrosión uniforme: Donde la corrosión química o electroquímica actúa uniformemente sobre toda la superficie del metal.
- ✓ Corrosión galvánica: Ocurre cuando metales diferentes se encuentran en contacto, ambos metales poseen potenciales eléctricos diferentes lo

cual favorece la aparición de un metal como ánodo y otro como cátodo, a mayor diferencia de potencial el material con mas activó será el ánodo.

- ✓ Corrosión por picaduras: Aquí se producen hoyos o agujeros por agentes químicos.
- ✓ Corrosión intergranular: Es la que se encuentra localizada en los límites de grano, esto origina pérdidas en la resistencia que desintegran los bordes de los granos.
- ✓ Corrosión por esfuerzo: Se refiere a las tensiones internas luego de una deformación en frío.

Protección contra la corrosión

Dentro de las medidas utilizadas industrialmente para combatir la corrosión están las siguientes:

- ✓ Uso de materiales de gran pureza.
- ✓ Presencia de elementos de adición en aleaciones, ejemplo aceros inoxidable.
- ✓ Tratamientos térmicos especiales para homogeneizar soluciones sólidas, como el alivio de tensiones.
- ✓ Inhibidores que se adicionan a soluciones corrosivas para disminuir sus efectos, ejemplo: los anticongelantes usados en radiadores de los automóviles.
- ✓ Recubrimiento superficial: pinturas, capas de óxido, recubrimientos metálicos.
- ✓ Protección catódica.

Acero A36

El acero es una aleación o combinación de hierro y carbono (alrededor de 0,05% hasta menos de un 2%), aunque a veces se agregan otros componentes para darle otras características. Ya que es básicamente hierro altamente refinado, su fabricación comienza con la reducción de hierro, produciéndose el arrabio, el cual se convierte más tarde en acero. En su forma más básica los aceros al carbono se pueden clasificar en:

| ACEROS AL CARBONO | ACEROS ALEADOS |
|------------------------------------|-------------------------------------|
| <i>* Aceros de bajo carbono</i> | <i>* Aceros de baja aleación</i> |
| 0.03% < C ≤ 0.25% | % de aleantes es < 5% |
| ASTM A-36 | Aceros T1 |
| <i>* Aceros de mediano carbono</i> | <i>* Aceros de mediana aleación</i> |
| 0.25% < C ≤ 0.45% | 5% < Aleantes ≤ 10% |
| Aceros fundidos | Aceros al 5% Cr-0.5%Mo |
| <i>* Aceros de alto carbono</i> | <i>* Aceros de alta aleación</i> |
| C ≥ 0.45% | Aleantes > 10% |
| Aceros de herramientas | Aceros Inoxidables |

Tabla 2. 5 Aceros al carbono Vs Aceros Aleados.

Definitivamente en las construcciones soldadas, el gran tonelaje utilizado es en cuanto a los aceros al carbono, por lo que su estudio en temas corrosivos es importante.

Dentro del grupo de los aceros al carbono, el acero ASTM A-36, es el más empleado en nuestro medio en construcciones ligeras como tanques, techos, estructuras metálicas en general, que no soporte altos esfuerzos o que requieran altas resistencias mecánicas como un puente por ejemplo.

Pero para los demás casos, el acero ASTM A-36 cumple muy bien con las exigencias mecánicas impuestas. La composición del acero ASTM A-36 es la siguiente:

| Grado de Acero | Composición química (% en peso) | | | | |
|----------------|----------------------------------|------------|------|------|-----|
| | C | Mn | P | S | Si |
| A-36 | 0.25 | 0.8 - 1.20 | 0.04 | 0.05 | 0.4 |

Tabla 2. 6 Composición Química.

Tipos de corrosión que afectan al Acero A36

✓ Corrosión uniforme

La corrosión química o electroquímica actúa uniformemente sobre toda la superficie del metal.

✓ **Corrosión galvánica**

Ocurre cuando metales diferentes entran en contacto, ambos metales poseen potenciales eléctricos diferentes lo cual favorece la aparición de un metal como ánodo y otro como cátodo, a mayor diferencia de potencial el material más activo será el ánodo (efecto superficie).

✓ **Corrosión inter granular**

Se produce en los límites del metal, ocasiona pérdidas de resistencia del material, común en aceros inoxidable.

✓ **Corrosión por picadura**

Se producen hoyos o agujeros por agentes químicos, se puede encontrar en la superficie del metal y se presenta como túneles pequeños y a escala microscópica.

✓ **Corrosión por fatiga**

Pérdida de la capacidad del metal para resistir los esfuerzos, rompe la película de óxido produciendo una mayor exposición.

✓ **Corrosión por fricción**

Se produce por el roce entre dos metales produciendo así un daño material de los metales. El calor de la fricción elimina el óxido.

✓ **Corrosión bajo tensión**

Ocurre cuando el metal es sometido a la acción de tensiones, aparece como fisuras.

✓ **Corrosión-erosión**

Causada por un tipo de corrosión y abrasión (causados generalmente por líquidos y gases).

✓ **Corrosión atmosférica**

Producida por una acción agresiva por el ambiente sobre los metales (efecto simultáneo del aire y el agua)

2.3.4. CARCASA

Para la carcasa de molino se seleccionó un espesor de 3 mm en acero A36, con el fin de que este debido a su resistencia y su espesor, pueda soportar y dispersar toda carga debido a la fricción.

Con el fin de factibilidad en la montura, una sección será empernada, para lo cual el diseño de esta sección se mostrará a continuación:

Los cálculos se realizaran basándonos en Diseño de ingeniería mecánica de Shigley

| | | |
|---------------------------------|----------------|------------------------------|
| $e_{placas} := \frac{3}{25.4}$ | plg | Espesor de las placas |
| Datos de los pernos a utilizar: | | |
| $\phi := \frac{7}{16}$ | plg | |
| $R_{minfilete} := 0.01$ | plg | |
| $H := \frac{9}{32}$ | plg | Altura de la cabeza |
| $A_t := 0.077$ | plg^2 | Área de esfuerzo a tensión |
| $N_r := 14$ | Roscas por plg | |
| $S_p := 33$ | Ksi | Resistencia mínima de prueba |
| $S_t := 60$ | Ksi | Resistencia a la tensión |

Número := 8

Números de pernos

Tuerca a utilizar

$$\phi_t := \frac{7}{16} \quad \text{plg}$$

$$\text{ancho} := \frac{11}{16} \quad \text{plg}$$

$$H_t := \frac{3}{8} \quad \text{plg}$$

ARANDELA

$$\phi_{\text{arandela}} := 0.431 \quad \text{plg}$$

$$D_i := 0.500$$

$$D_e := 1.21 \quad \text{plg}$$

$$e := 0.081 \quad \text{plg}$$

$$\text{Agperno} := 2 \cdot e_{\text{placas}} + e = 0.319 \quad \text{plg}$$

Ec.2. 29

Según Shigley tabla 8-12 se tiene:

$$K_b := 2.5 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}}$$

Rigidez del perno

$$K_m := 12.6 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}}$$

Rigidez de la junta

$$C := 0.161$$

$$X := 1 - C = 0.832$$

La carga a la cual están sometidos los pernos, viene dada de la carga a la cual están sujetos los rodillos, los cuales transmitirán una carga residual concentrada en cada diente, por lo que será:

$$PM := 1 \quad \text{hp}$$

Carga transmitida

$$D := 2 \text{plg} \quad H_p := PM$$

$$n := 25 \text{rpm}$$

Potencia del motor

$$V := \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} \quad V = 13.09$$

Capítulo 14 Diseño de engranes
Página 746 y 747

$$W := \frac{33000 H_p}{V} \quad W = 2.521 \times 10^3 \quad \text{lbf}$$

Carga transmitida en cada diente

$$\text{cargagrano} := 68.5873 \cdot 4.441 \quad \text{lbf}$$

$$P := W - \text{cargagrano} = 1.606 \times 10^3 \quad \text{lbf}$$

Debido a que la conexión está dada por 4 pernos esta carga será igual en cada uno de ellos

$$P_{\text{perno}} := \frac{P}{\text{Numper}} = 200.724 \quad \text{lbf}$$

Ec.2. 30

$$F_p := A_t \cdot S_p = 2.558 \quad \text{lbf} \quad \text{Precarga}$$

$$P_{\text{pernotrabajo}} := \frac{P_{\text{perno}}}{1000} = 0.201 \quad \text{Kip} \quad \text{Carga resultante en el perno}$$

$$F_i := 0.75 F_p = 1.918 \quad \text{lbf}$$

$$P_b := \frac{K_b \cdot P}{K_b + K_m} = 270.438 \quad \text{lbf} \quad \text{Ec.2. 31}$$

$$F_b := \frac{P_b + F_i}{1000} = 0.272 \quad \text{Kip} \quad \text{Ec.2. 32}$$

Esfuerzo bajo carga de servicio

$$\sigma := \frac{C \cdot P_{\text{pernotrabajo}} + F_i}{A_t} = 25.185 \quad \text{Kip} \quad \text{Ec.2. 33}$$

$$n := \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{(C \cdot P_{\text{pernotrabajo}})} = 18.96 \quad \text{Ec.2. 34}$$

Con este factor de seguridad, podemos decir que la selección es la adecuada, ya que el perno al trabajar a tensión cumplirá satisfactoriamente sus requerimientos de trabajo

2.3.5. DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS EN LA CARCASA

Las paredes que serán soldadas, estarán también expuestas a la carga a la que se someterá la unión empernada, por lo que:

La carga a la cual están sometidos las paredes soldadas, viene dada de la carga a la cual están sujetos los rodillos, los cuales transmitirán una carga residual concentrada en cada diente, por lo que será:

$$P_M := 1 \quad \text{hp} \quad \text{Potencia del motor}$$

Carga transmitida

$$D := 2 \quad \text{plg} \quad H_p := P_M$$

$$n := 25 \quad \text{rpm}$$

$$V := \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} \quad V = 13.09$$

$$W := \frac{33000Hp}{V} \quad W = 2.521 \times 10^3 \text{ lbf} \quad \text{Carga transmitida en cada diente}$$

$$\text{cargagrano} := 68.5873 \cdot 4.44 \text{ lbf}$$

Pagina 746 y 747

$$P := W - \text{cargagrano} = 1.606 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Debido a que la conexión está dada por 4 pernos esta carga será igual en cada uno de ellos

$$F_{\text{placa}} := P = 1.606 \times 10^3 \text{ lbf}$$

La soldadura será tipo Filete

$$h := \frac{2}{25.4} = 0.079 \text{ plg}$$

la longitud de la soldadura es:

$$L1 := \frac{20}{2.54} = 7.874 \text{ plg}$$

$$L2 := \frac{26.5}{2.54} = 10.433 \text{ plg}$$

$$\sigma_1 := \frac{F_{\text{placa}}}{h \cdot L1 \cdot 1000} = 2.59 \text{ Kips} \quad \text{Esfuerzo a tensión} \quad \text{Ec.2. 35}$$

$$\sigma_2 := \frac{F_{\text{placa}}}{h \cdot L2 \cdot 1000} = 1.955 \text{ Kips} \quad \text{Esfuerzo a tensión} \quad \text{Ec.2. 36}$$

$$\tau_1 := \frac{F_{\text{placa}}}{0.707h \cdot L1 \cdot 1000} = 3.663 \text{ Kips} \quad \text{Esfuerzo a cortante} \quad \text{Ec.2. 37}$$

$$\tau_2 := \frac{F_{\text{placa}}}{0.707h \cdot L2 \cdot 1000} = 2.765 \text{ Kips} \quad \text{Esfuerzo a cortante} \quad \text{Ec.2. 38}$$

Por lo que por estos esfuerzos, al no estar sometidos a torsión y según la tabla 9-3 de Shigley, tenemos:

$$F_{\text{placa}} := P = 1.606 \times 10^3 \text{ lbf}$$

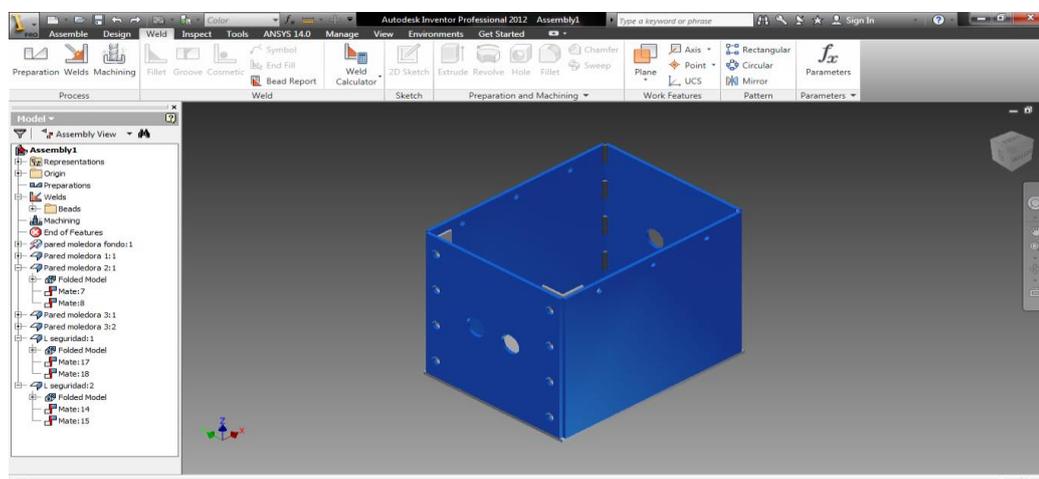


Fig 2. 14 Carcasa del proyecto terminada

2.4. CAJA REDUCTORA DE VELOCIDAD PARA EL SISTEMA DE MOLIENDA

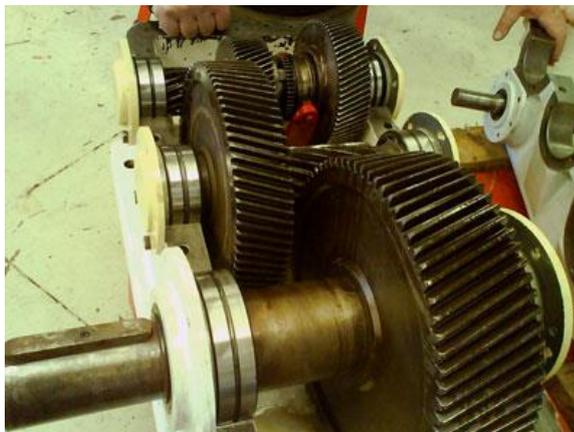


Fig 2. 15 Sistema de reducción en caja reductora

Se denomina caja reductora a un mecanismo que consiste, generalmente, en un grupo de engranajes, con el que se consigue mantener la velocidad de salida en un régimen cercano al ideal para el funcionamiento del generador.

Los reductores de velocidad son mecanismos apropiados para reducir velocidades, para diferentes tipos de máquinas y además como uso principal el de transmitir potencia.

Los diferentes tipos de reductores que pueden construirse están instalados a un motor, que es el que les proporciona la velocidad de rotación y la potencia requerida para el trabajo requerido, estos motores pueden ser de: combustión interna, eléctricos y a gas.

Los reductores de velocidad pueden ser de diferentes tipos, como ser por correas de cuero que pueden transmitir potencias bajas y también potencias bajas, aunque estas ya están quedando obsoletos, también tenemos correas trapezoides, que pueden transmitir potencias de diferente tipo si están adecuadamente diseñadas y aparejadas con otras, otro tipo de reductor son las cadenas que funcionan a velocidades bajas de rotación y pueden transmitir potencias relativamente grandes. Los mejores reductores son los engranajes, porque transmiten potencias grandes y además pueden girar a velocidades

altas, y la vida útil de estos es muy elevada, y para esto deben tener un mantenimiento adecuado a su trabajo y un buen sistema de lubricación.

Sin la correcta fabricación de los motor reductores, las máquinas pueden presentar fallas y deficiencias en su funcionamiento. La presencia de ruidos y recalentamientos pueden ser aspectos que dependan de estos mecanismos, de allí la importancia del control de calidad.

El desarrollo de esta máquina y del sistema inteligente de medición le permite a las empresas ser mucho más competitiva y aumentar sus conocimientos.

En pocas palabras los reductores son sistemas de engranajes que permiten que los motores eléctricos funcionen a diferentes velocidades para los que fueron diseñados.

Rara vez las máquinas funcionan de acuerdo con las velocidades que les ofrece el motor, por ejemplo, a 1.800, 1.600 o 3.600 revoluciones por minuto. La función de un motor reductor es disminuir esta velocidad a los motores (50, 60, 100 rpm) y permitir el eficiente funcionamiento de las máquinas, agregándole por otro lado potencia y fuerza.

Reductor de velocidad

Los reductores o motor reductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesitan reducir su velocidad en una forma segura y eficiente.

Las transmisiones de fuerza por correa, cadena o trenes de engranajes que aún se usan para la reducción de velocidad presentan ciertos inconvenientes.

Al emplear REDUCTORES O MOTORREDUCTORES se obtiene una serie de beneficios sobre estas otras formas de reducción. Algunos de estos beneficios son:

- ✓ Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.

- ✓ Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- ✓ Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- ✓ Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- ✓ Menor tiempo requerido para su instalación.

Tipos de Engranajes:

- ✓ Engranajes rectos: Tienen forma cilíndrica y funcionan sobre ejes paralelos. Los dientes son rectos y paralelos a los ejes.
- ✓ Cremallera recta: Un engranaje recto que tiene dientes rectos los cuales forman ángulos rectos con la dirección del movimiento.
- ✓ Engranajes helicoidales: Un engranaje helicoidal de forma cilíndrica y dientes helicoidales. Los engranajes helicoidales paralelos operan sobre ejes paralelos y, cuando ambos son externos, las hélices tienen sentido contrario.
- ✓ Engranajes con dientes helicoidales angulares: Cada uno de ellos tienen dientes helicoidales con hélice hacia la derecha y hacia la izquierda, y operan sobre ejes paralelos. Estos engranajes también se conocen como de espinas de pescado.
- ✓ Engranajes con hélices cruzadas: Estos engranajes operan sobre ejes cruzados y pueden tener dientes con el mismo sentido o con sentido opuesto. El término de engranajes de hélices cruzadas ha remplazado el antiguo de engranaje en espiral.
- ✓ Engranajes de tornillo sin fin: Es el engranaje que se acopla a un tornillo sin fin. Se dice que un engranaje de un tornillo sin fin que se acopla a un tornillo de este tipo cilíndrico es de una sola envolvente.

- ✓ Engranés con tornillo sin fin cilíndrico: Es una forma de engranaje helicoidal que se acopla a un engranaje de tornillo sin fin.
- ✓ Engranés de tornillo sin fin de doble envolvente: Este comprende tornillos albardillados sin fin, acoplado a un engranaje de tornillo sin fin.
- ✓ Engranés cónicos: Tienen forma cónica y operan sobre ejes que se interceptan y forman por lo común ángulos rectos.
- ✓ Engranés cónicos rectos: Estos engranajes tienen elementos rectos de los dientes los cuales si se prolongaran, pasarían por el punto de intersección de los ejes.
- ✓ Engranés cónico helicoidales: Tienen dientes curvos y oblicuos.
- ✓ Engranés hipoides: Semejantes, en su forma general, a los engranajes cónicos.
Los engranajes hipoides operan sobre ejes que no se interceptan.

Ventajas

Las transmisiones de engranajes encerrados vendidas por los fabricantes ofrecen varias ventajas sobre los dispositivos abiertos de transmisión de potencia:

- ✓ Seguridad, protección contra las partes móviles.
- ✓ Retención del lubricante.
- ✓ Protección contra el medio ambiente.
- ✓ Economía en la fabricación de cantidades grandes.

Criterio de Adquisición de la caja reductora:

Dado que la Caja reductora de Velocidad se la compró, antes se tuvo que hacer un cálculo previo de los requerimientos necesario para obtener la velocidad óptima en nuestro molino, por lo que se tiene:

Para iniciar en el diseño tenemos la siguiente información

Relación de transmisión = 10:1

N := 1 Hp Potencia transmitida
 ne := 1700 rpm Velocidad de Entrada
 Ag := 20° Angulo de Presión

CÁLCULO DE NÚMERO DE DIENTES Y TRENES DE ENGRANES

Servicio = Molienda

Para el diseño se empleará una transmisión por medio de cuatro escalonamientos, obteniendo así la siguiente relación de transmisión:

| | | | |
|----------|----------|-----------|-----------|
| Z1 := 12 | Z5 := 8 | Z9 := 12 | Z13 := 8 |
| Z2 := 10 | Z6 := 8 | Z10 := 10 | Z14 := 8 |
| Z3 := 12 | Z7 := 10 | Z11 := 8 | Z15 := 8 |
| Z4 := 9 | Z8 := 12 | Z12 := 12 | Z16 := 10 |

$$i := \frac{Z2 + Z4 + Z6 + Z8 + Z10 + Z12 + Z14 + Z16}{Z1 + Z3 + Z5 + Z7 + Z9 + Z11 + Z13 + Z15} = 10.128 \quad \text{Ec.2. 39}$$

Con esto se tiene una velocidad de salida de 170 rpm

De acuerdo a este criterio se podrá adquirir una caja reductora con características como estas.



Fig 2. 16 Caja reductora



Fig 2. 17 Sistema de reducción caja reductora y polea



Fig 2. 18 Posicionamiento de la caja reductora y motor de 1 Hp en maquina tipo

2.5. SIMULACIÓN EN INVENTOR 2012

➤ Eje de molinda

Diagramas

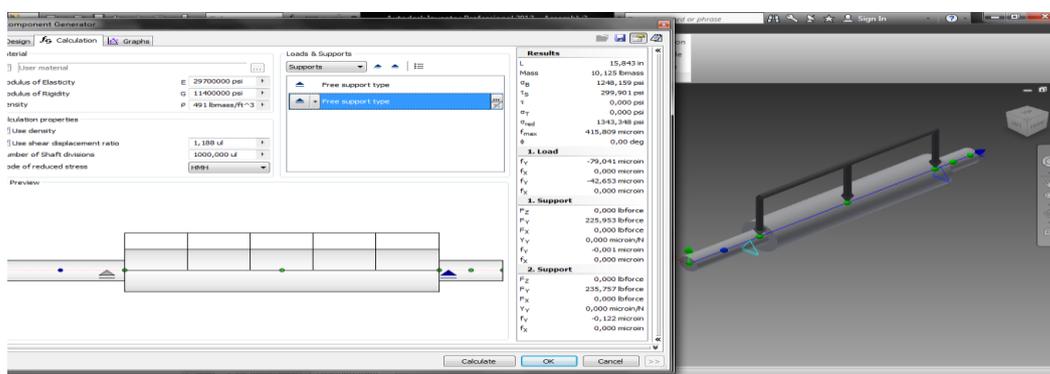


Fig 2. 19 Colocación de Fuerzas y condiciones de frontera en Inventor 2012

Project Info

Calculation

Material

| | | |
|-----------------------|--------|----------------------------|
| Material | | Steel |
| Modulus of Elasticity | E | 29700000 psi |
| Modulus of Rigidity | G | 11400000 psi |
| Density | ρ | 491 lbmass/ft ³ |

Calculation Properties

| | | |
|---------|--------------------------|-----------------------------------|
| Include | | |
| Yes | Density | ρ 491 lbmass/ft ³ |
| Yes | Shear Displacement Ratio | β 1,188 ul |
| | Number of Divisions | 1000,000 ul |
| | Mode of reduced stress | HMH |

Loads

| Index | Location | Radial Force | | | Bending Moment | | | Continuous Load | | | | Axial Force | Torque | Deflection | | | | Deflection Angle | | | | |
|-------|------------|--------------|---|------|----------------|---|---|-----------------|-----------|---|---------------|-------------|--------|------------|-----------|--|--|------------------|-----------------|----------------|------------|----------|
| | | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | Direction | Y | X | | | Size | Direction | | | | | | | |
| 1 | 4 in | | | | | | | 45,881 lbf/in | | | 45,881 lbf/in | | | 9,843 in | | | | | -79,041 microin | 79,041 microin | 180,00 deg | 0,01 deg |
| | 13,8425 in | | | | | | | | | | | | | | | | | | -42,653 microin | 42,653 microin | 180,00 deg | 0,01 deg |

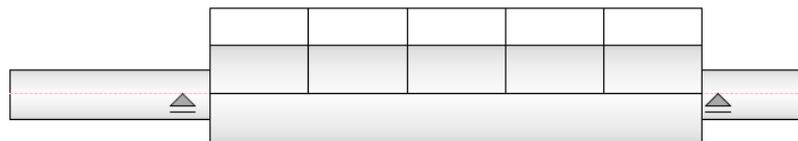
Supports

| Index | Type | Location | Reaction Force | | | | | Yielding | Type | Deflection | | | | Deflection Angle |
|-------|------|----------|----------------|---|-------------|-----------|-------------|----------|------|----------------|---------------|------------|-----------|------------------|
| | | | Y | X | Size | Direction | Axial Force | | | Y | X | Size | Direction | |
| 1 | Free | 3,45 in | 225,953 lbf | | 225,953 lbf | | | | User | -0,001 microin | 0,001 microin | 180,00 deg | 0,01 deg | |
| 2 | Free | 14,15 in | 235,757 lbf | | 235,757 lbf | | | | User | -0,122 microin | 0,122 microin | 180,00 deg | 0,01 deg | |

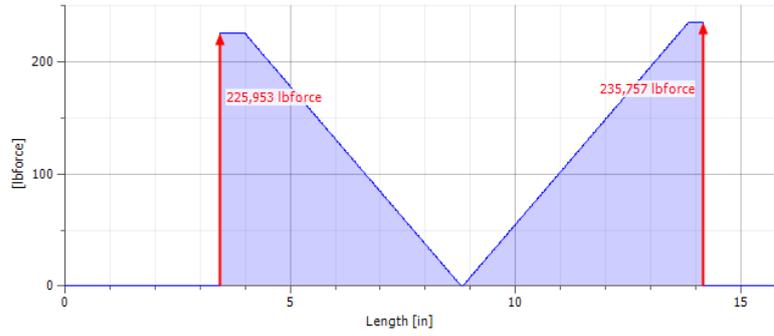
Results

| | | |
|--------------------------|----------------|-----------------|
| Length | L | 15,843 in |
| Mass | Mass | 10,125 lbmass |
| Maximal Bending Stress | σ_B | 1248,159 psi |
| Maximal Shear Stress | τ_S | 299,901 psi |
| Maximal Torsional Stress | τ | 0,000 psi |
| Maximal Tension Stress | σ_T | 0,000 psi |
| Maximal Reduced Stress | σ_{red} | 1343,348 psi |
| Maximal Deflection | f_{max} | 415,809 microin |
| Angle of Twist | ϕ | 0,00 deg |

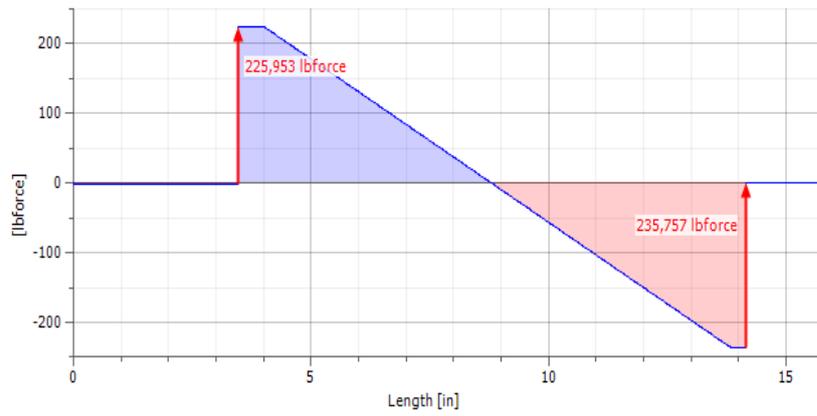
Preview



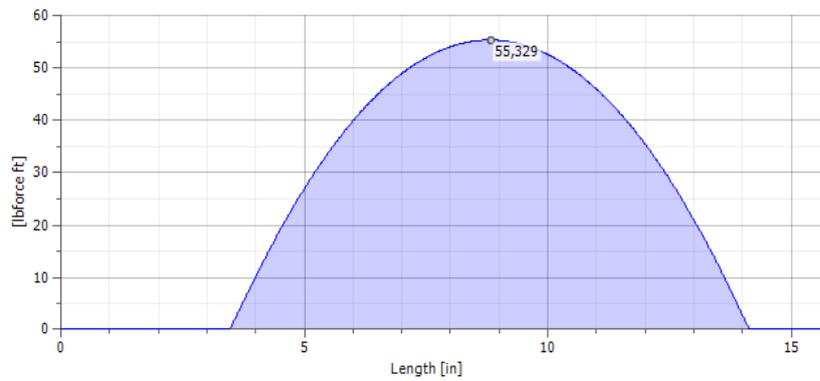
Shear Force



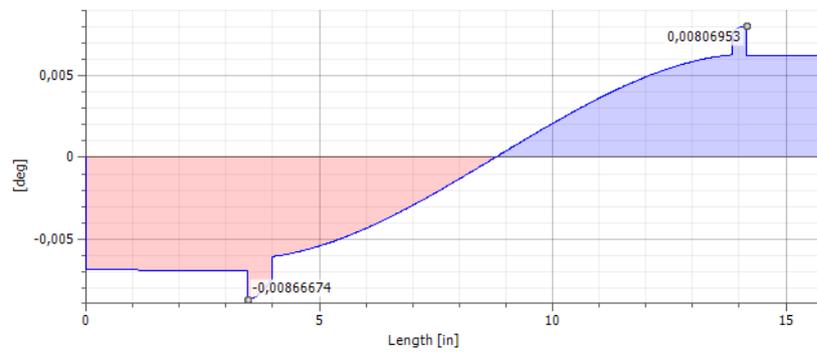
Shear Force, YZ Plane



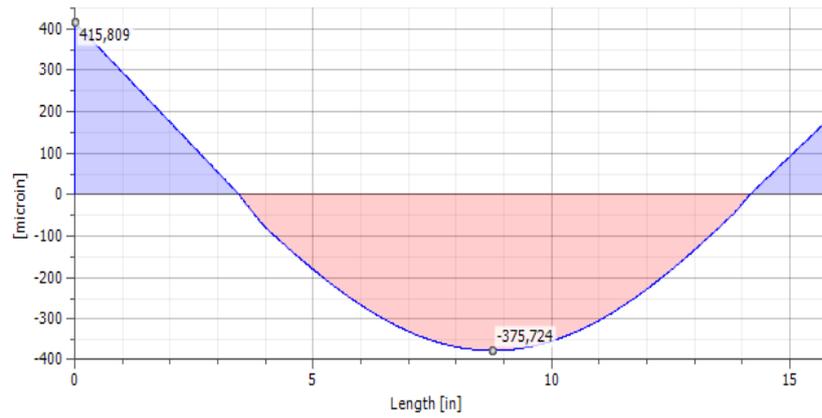
Bending Moment



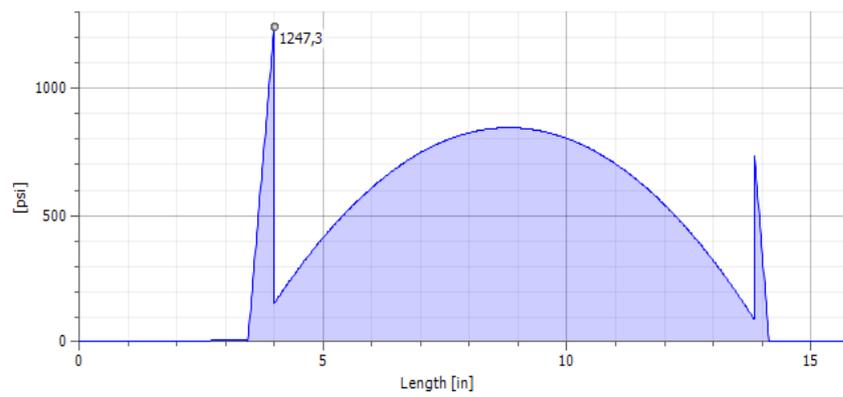
Deflection Angle, YZ Plane



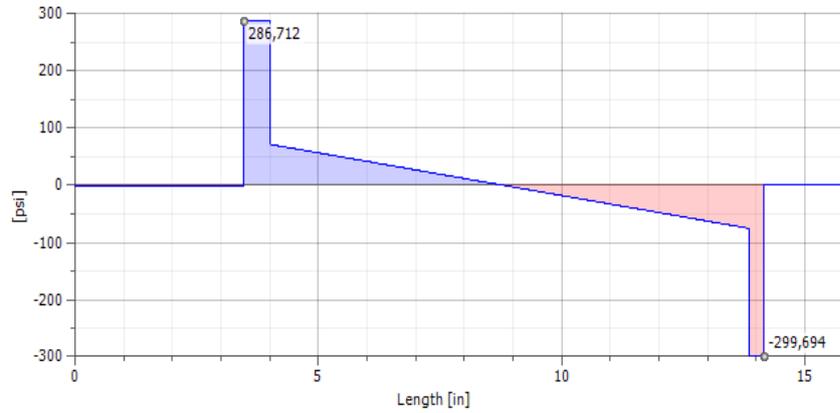
Deflection, YZ Plane



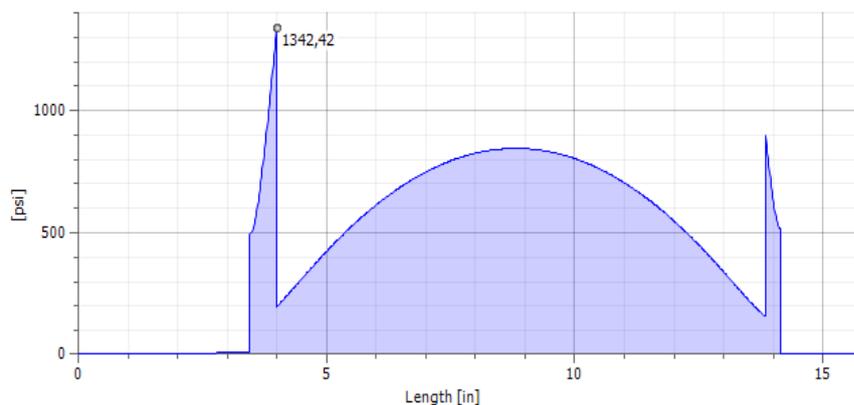
Bending Stress



Shear Stress, YZ Plane



Reduced Stress



Ideal Diameter



Simulación del eje en inventor 2012

Stress Analysis Report

Autodesk®

| | |
|----------------------------|-----------------------------|
| Analyzed File: | Assembly3.iam |
| Autodesk Inventor Version: | 2012 (Build 160160000, 160) |
| Creation Date: | 30/09/2012, 16:06 |
| Simulation Author: | Gabriel |
| Summary: | |

Project Info (iProperties)

Summary

Author Gabriel

Project

| | |
|--------------|------------|
| Part Number | Assembly3 |
| Designer | Gabriel |
| Cost | 0,00 € |
| Date Created | 30/09/2012 |

Status

Design Status WorkInProgress

Physical

| | |
|-------------------|---|
| Mass | 10,0878 lbmass |
| Area | 87,1381 in ² |
| Volume | 35,5705 in ³ |
| Center of Gravity | x=2,38449 in y=-1,78174 in z=-11,664 in |

General objective and settings:

| | |
|---|-------------------|
| Design Objective | Single Point |
| Simulation Type | Static Analysis |
| Last Modification Date | 30/09/2012, 16:06 |
| Detect and Eliminate Rigid Body Modes | No |
| Separate Stresses Across Contact Surfaces | No |
| Motion Loads Analysis | No |

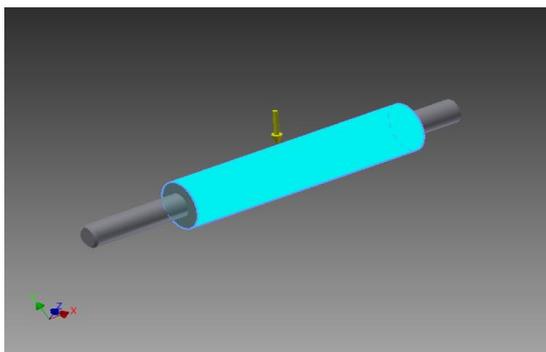
Advanced settings:

| | |
|--|--------|
| Avg. Element Size (fraction of model diameter) | 0,1 |
| Min. Element Size (fraction of avg. size) | 0,2 |
| Grading Factor | 1,5 |
| Max. Turn Angle | 60 deg |
| Create Curved Mesh Elements | No |
| Use part based measure for Assembly mesh | Yes |

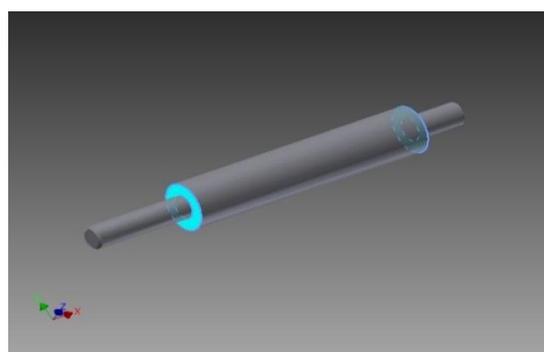
Material(s)

| | | |
|----------------|---------------------------|---------------------------------|
| Name | Steel | |
| General | Mass Density | 0,283599 lbmass/in ³ |
| | Yield Strength | 30043,5 psi |
| | Ultimate Tensile Strength | 50072,6 psi |
| Stress | Young's Modulus | 30479 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0,3 ul |
| | Shear Modulus | 0 ksi |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0,0000216 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 104,879 btu/(ft hr f) |
| | Specific Heat | 0,35613 btu/(lbmass f) |
| Part Name(s) | Shaft | |

Selected Face(s)



Selected Face(s)

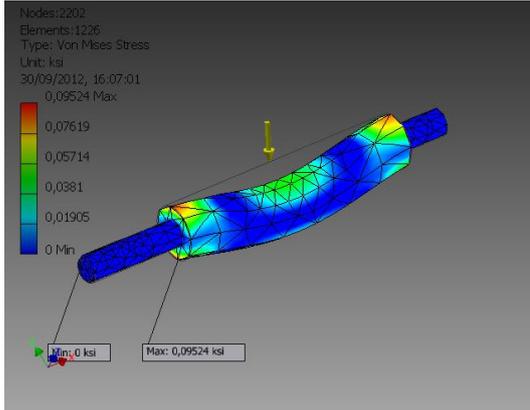

 Results
 Reaction Force and Moment on Constraints

| Constraint Name | Reaction Force | | Reaction Moment | |
|--------------------|----------------|-------------------|------------------|-------------------|
| | Magnitude | Component (X,Y,Z) | Magnitude | Component (X,Y,Z) |
| Fixed Constraint:1 | 100 lbf | 0 lbf | 0,0362173 lbf ft | 0,0362173 lbf ft |
| | | 60,6009 lbf | | 0 lbf ft |
| | | 79,5457 lbf | | 0 lbf ft |

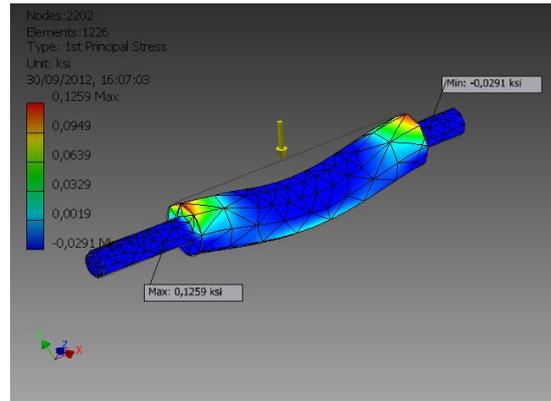
Result Summary

| Name | Minimum | Maximum |
|----------------------|-------------------------|--------------------------|
| Volume | 35,5705 in ³ | |
| Mass | 10,0878 lbf | |
| Von Mises Stress | 0,000000108043 ksi | 0,0951726 ksi |
| 1st Principal Stress | -0,0291096 ksi | 0,12582 ksi |
| 3rd Principal Stress | -0,128579 ksi | 0,0300189 ksi |
| Displacement | 0 in | 0,0000162835 in |
| Safety Factor | 15 ul | 15 ul |
| Stress XX | -0,124442 ksi | 0,121477 ksi |
| Stress XY | -0,0124804 ksi | 0,01266 ksi |
| Stress XZ | -0,0189553 ksi | 0,0172662 ksi |
| Stress YY | -0,0432814 ksi | 0,0427688 ksi |
| Stress YZ | -0,00632824 ksi | 0,00580243 ksi |
| Stress ZZ | -0,0367562 ksi | 0,0366621 ksi |
| X Displacement | -0,00000377576 in | 0,00000376575 in |
| Y Displacement | -0,0000100274 in | 0,000000358837 in |
| Z Displacement | -0,0000129447 in | 0,000000462038 in |
| Equivalent Strain | 0,00000000000313041 ul | 0,0000029682 ul |
| 1st Principal Strain | -0,00000000000824062 ul | 0,00000347038 ul |
| 3rd Principal Strain | -0,0000035548 ul | -0,000000000000467016 ul |
| Strain XX | -0,00000337823 ul | 0,00000328502 ul |
| Strain XY | -0,000000532686 ul | 0,000000540354 ul |
| Strain XZ | -0,000000809045 ul | 0,000000736954 ul |
| Strain YY | -0,000000713344 ul | 0,00000069721 ul |
| Strain YZ | -0,000000270101 ul | 0,000000247658 ul |
| Strain ZZ | -0,000000800685 ul | 0,000000812869 ul |

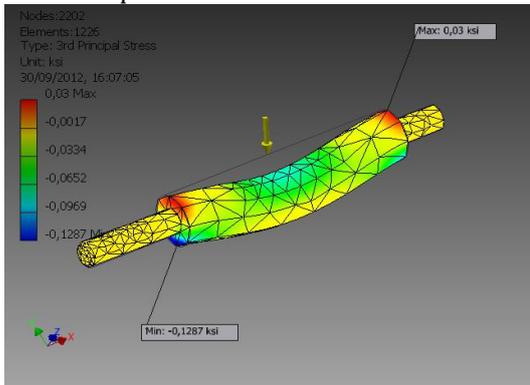
Von Mises Stress



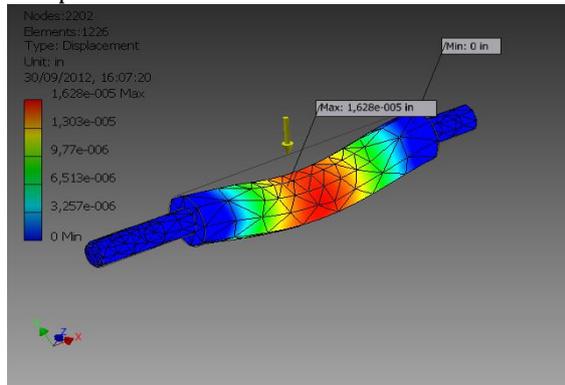
1st Principal Stress



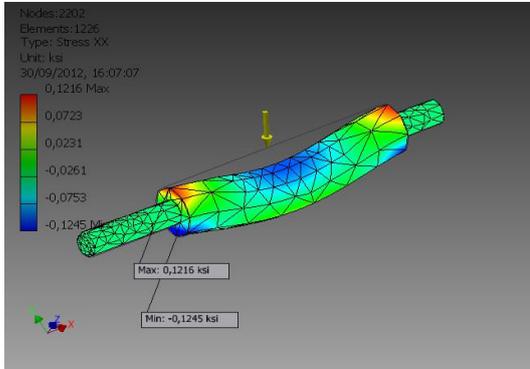
3rd Principal Stress



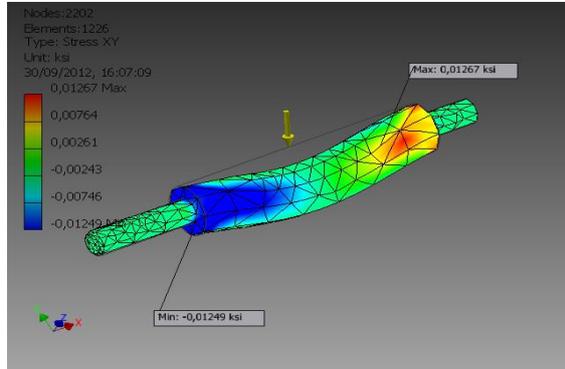
Displacement



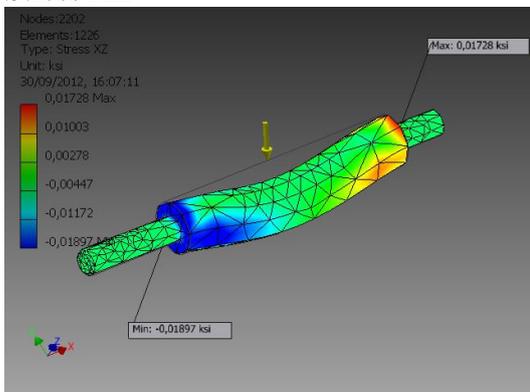
Stress XX



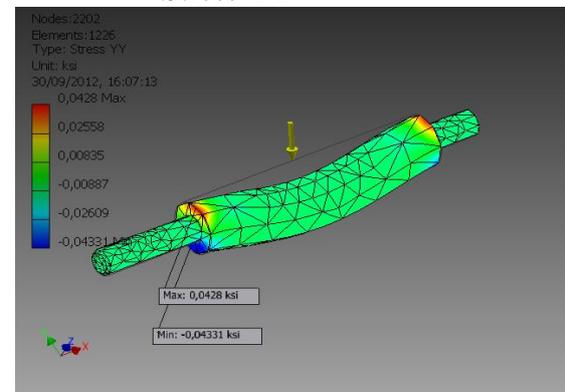
Stress XY



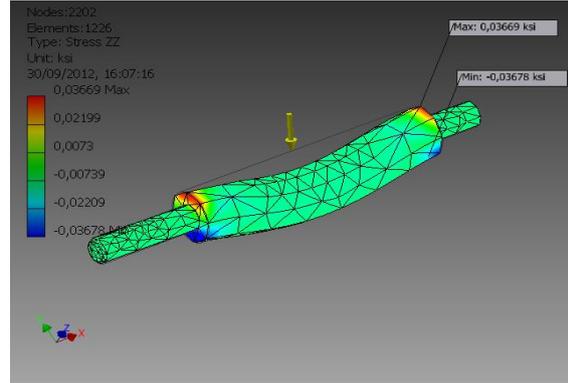
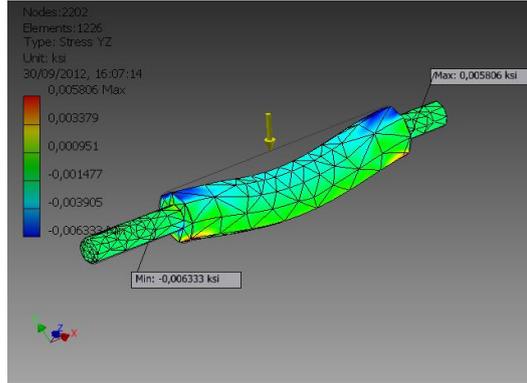
Stress XZ



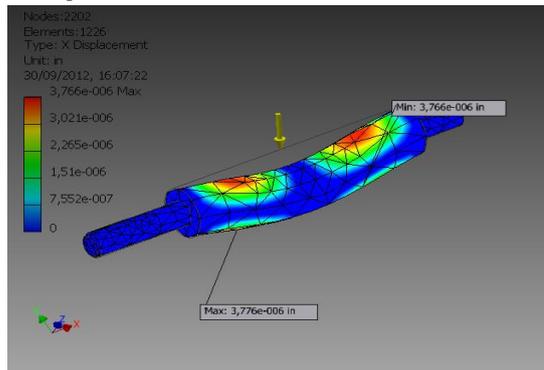
Stress YY



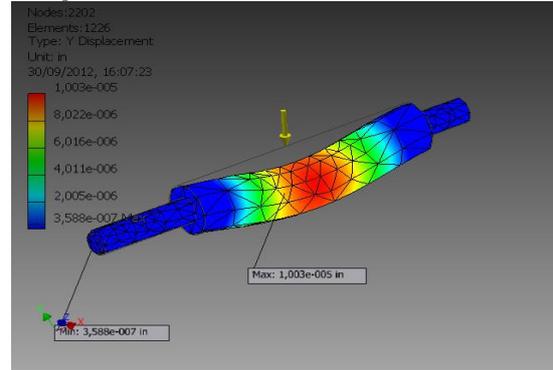
Stress YZ



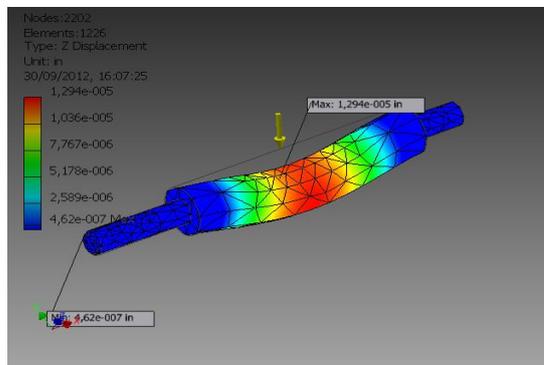
X Displacement



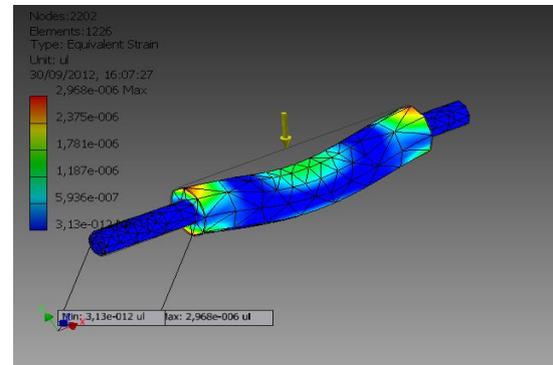
Y Displacement



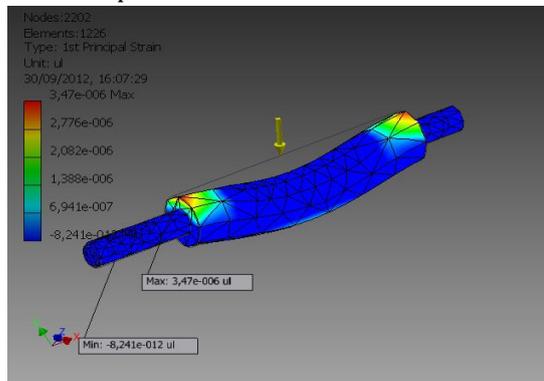
Z Displacement



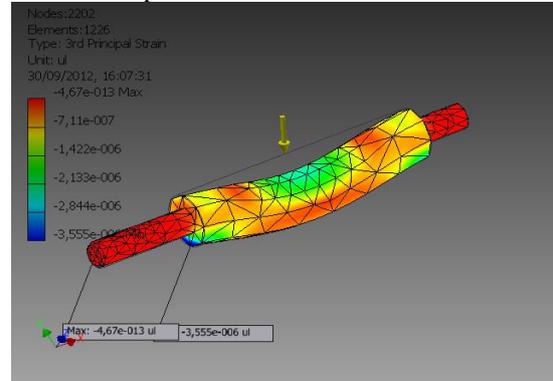
Equivalent Strain



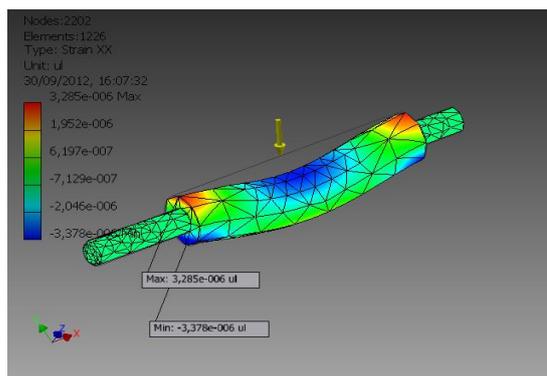
1st Principal Strain



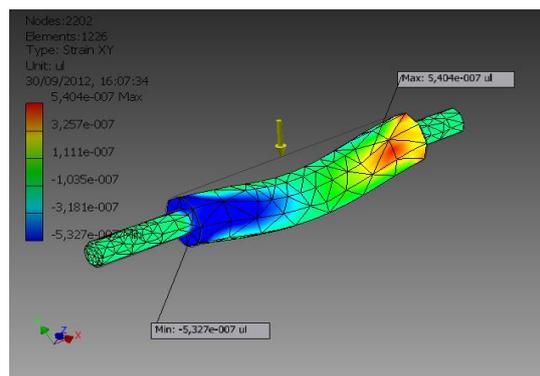
3rd Principal Strain



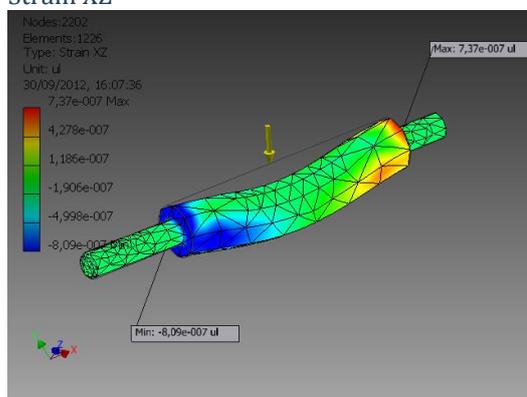
Strain XX



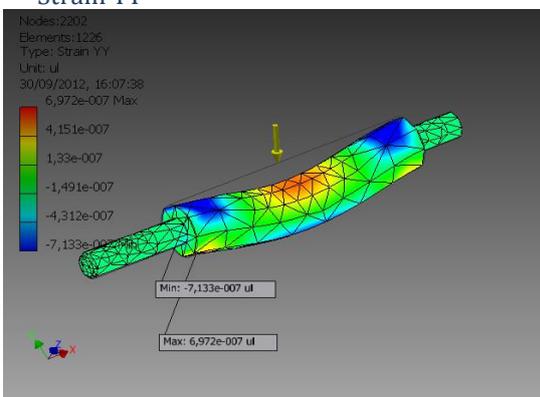
Strain XY



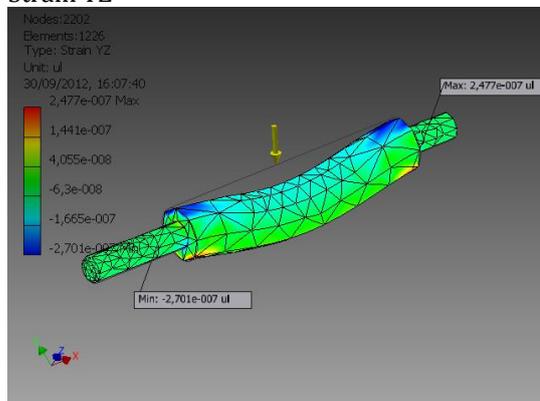
Strain XZ



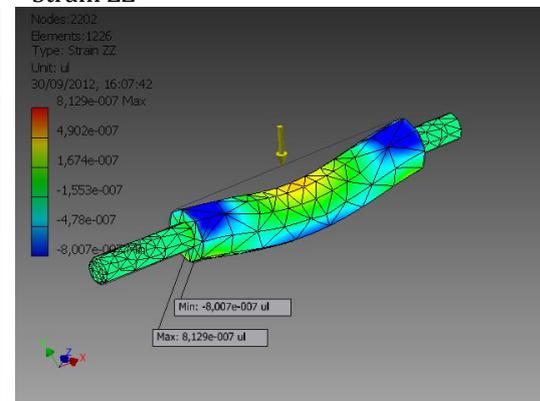
Strain YY



Strain YZ



Strain ZZ



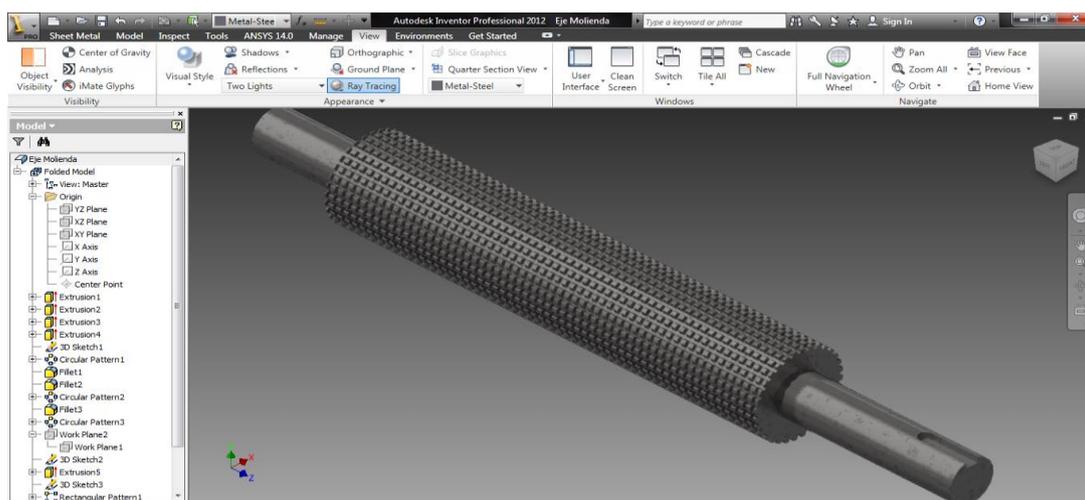


Fig 2. 20 Rodillos de molienda en Inventor 2012

➤ Carcasa

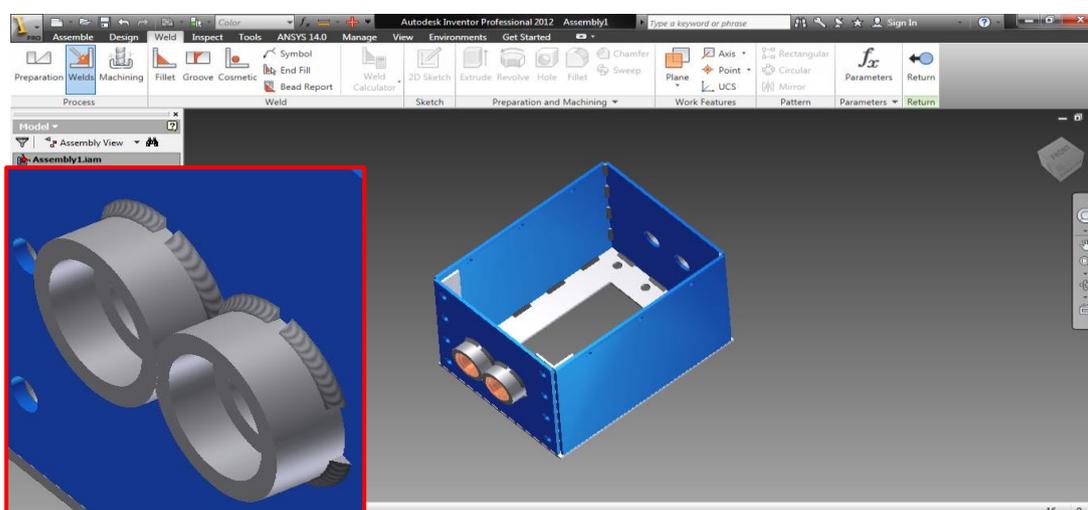


Fig 2. 21 Soldadura en Bujes de carcasa

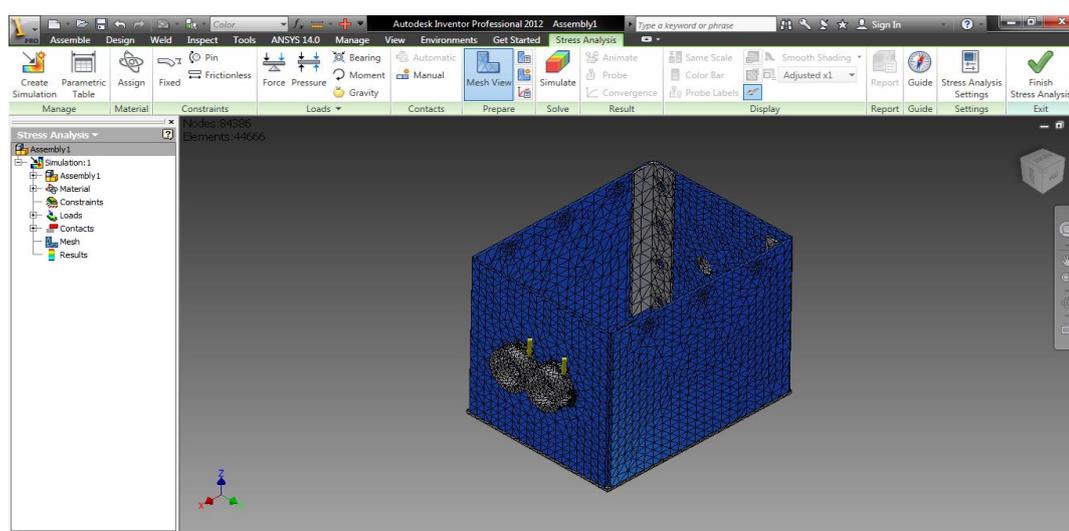


Fig 2. 22 Generación de malla en Inventor 2012

Simulación de la carcasa de la molienda en inventor 2012

Stress Analysis Report

Autodesk®

▣ Simulation:1

General objective and settings:

| | |
|---|-------------------|
| Design Objective | Single Point |
| Simulation Type | Static Analysis |
| Last Modification Date | 14/10/2012, 10:41 |
| Detect and Eliminate Rigid Body Modes | Yes |
| Separate Stresses Across Contact Surfaces | Yes |
| Motion Loads Analysis | No |

Advanced settings:

| | |
|--|--------|
| Avg. Element Size (fraction of model diameter) | 0,1 |
| Min. Element Size (fraction of avg. size) | 0,2 |
| Grading Factor | 1,5 |
| Max. Turn Angle | 60 deg |
| Create Curved Mesh Elements | No |
| Use part based measure for Assembly mesh | Yes |

▣ Material(s)

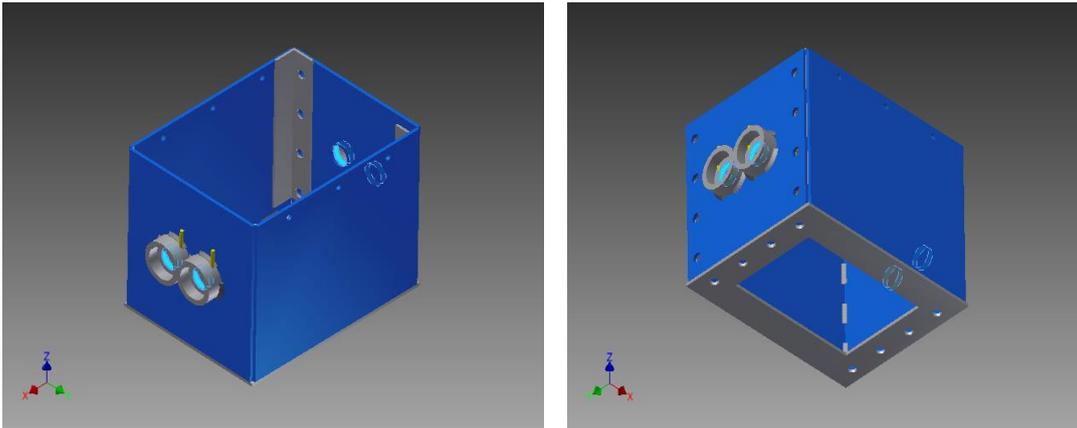
| | | |
|----------------|---|---------------------------------|
| Name | Steel | |
| General | Mass Density | 0,283599 lbmass/in ³ |
| | Yield Strength | 30043,5 psi |
| | Ultimate Tensile Strength | 50072,6 psi |
| Stress | Young's Modulus | 30479 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0,3 ul |
| | Shear Modulus | 0 ksi |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0,0000216 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 104,879 btu/(ft hr f) |
| | Specific Heat | 0,35613 btu/(lbmass f) |
| Part Name(s) | Assembly1 Moledora pared moledora fondo Pared moledora 1 Pared moledora 2 Pared moledora 3 Pared moledora 3 L seguridad L seguridad buje 1in buje 1in buje 1in buje 1in | |

▣ Operating conditions

▣ Force:1

| | |
|-----------|-------------------|
| Load Type | Force |
| Magnitude | 1541.964 lbforce |
| Vector X | -0.000 lbforce |
| Vector Y | -88.032 lbforce |
| Vector Z | -1539.449 lbforce |

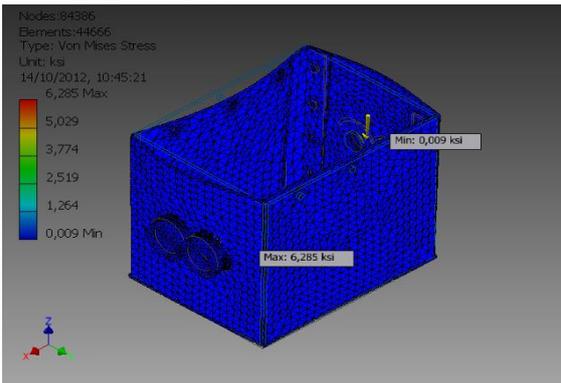
Selected Face(s)



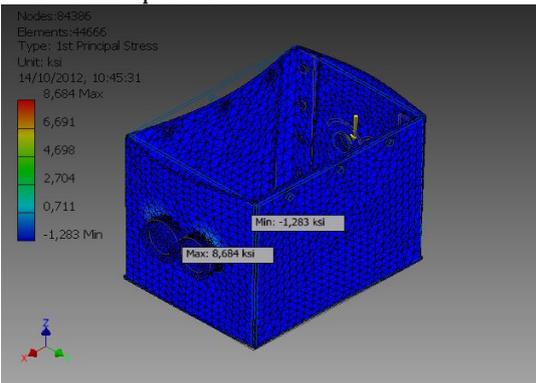
Result Summary

| Name | Minimum | Maximum |
|----------------------|-------------------------|-----------------|
| Volume | 59,0497 in ³ | |
| Mass | 16,7464 lbmass | |
| Von Mises Stress | 0,00854157 ksi | 6,28035 ksi |
| 1st Principal Stress | -1,28173 ksi | 8,67832 ksi |
| 3rd Principal Stress | -7,80727 ksi | 3,59419 ksi |
| Displacement | 0,00000469592 in | 0,00141983 in |
| Safety Factor | 4,78044 ul | 15 ul |
| Stress XX | -5,51011 ksi | 8,66155 ksi |
| Stress XY | -1,35166 ksi | 2,24773 ksi |
| Stress XZ | -2,94679 ksi | 1,56557 ksi |
| Stress YY | -2,62907 ksi | 3,73559 ksi |
| Stress YZ | -0,951161 ksi | 0,968793 ksi |
| Stress ZZ | -2,94385 ksi | 3,60775 ksi |
| X Displacement | -0,00100912 in | 0,0011667 in |
| Y Displacement | -0,000417241 in | 0,00140855 in |
| Z Displacement | -0,000355851 in | 0,00058546 in |
| Equivalent Strain | 0,000000268225 ul | 0,000191419 ul |
| 1st Principal Strain | -0,000000699749 ul | 0,000212764 ul |
| 3rd Principal Strain | -0,000224087 ul | 0,0000034675 ul |
| Strain XX | -0,00012604 ul | 0,000212048 ul |
| Strain XY | -0,0000576912 ul | 0,000095937 ul |
| Strain XZ | -0,000125774 ul | 0,0000668214 ul |
| Strain YY | -0,0000477383 ul | 0,0000617469 ul |
| Strain YZ | -0,0000405973 ul | 0,0000413499 ul |
| Strain ZZ | -0,0000540834 ul | 0,0000385232 ul |
| Contact Pressure | 0 ksi | 6,16822 ksi |
| Contact Pressure X | -5,85299 ksi | 1,90007 ksi |
| Contact Pressure Y | -4,40713 ksi | 2,2181 ksi |
| Contact Pressure Z | -2,4836 ksi | 1,75685 ksi |

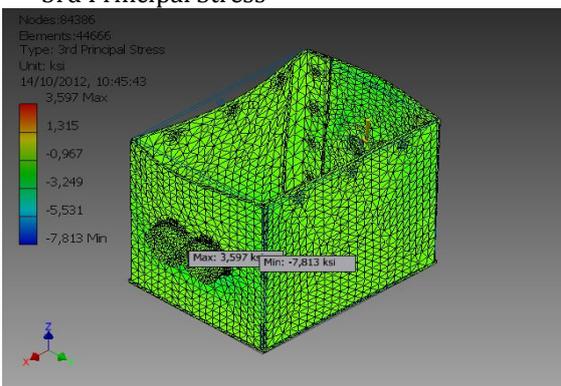
Von Mises Stress



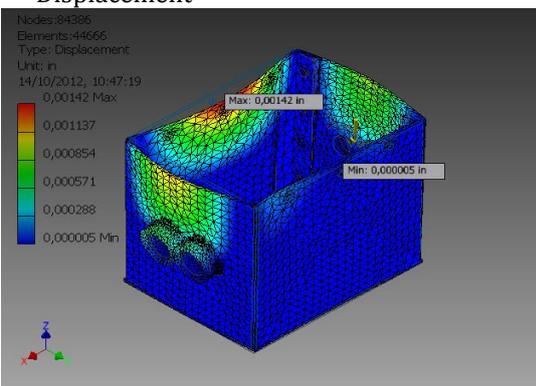
1st Principal Stress



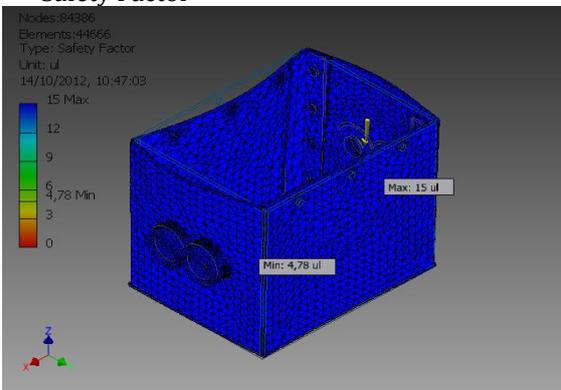
3rd Principal Stress



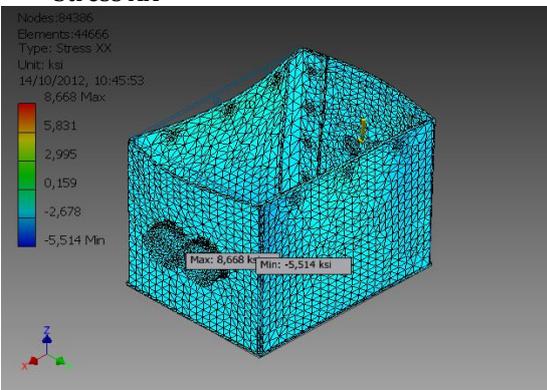
Displacement



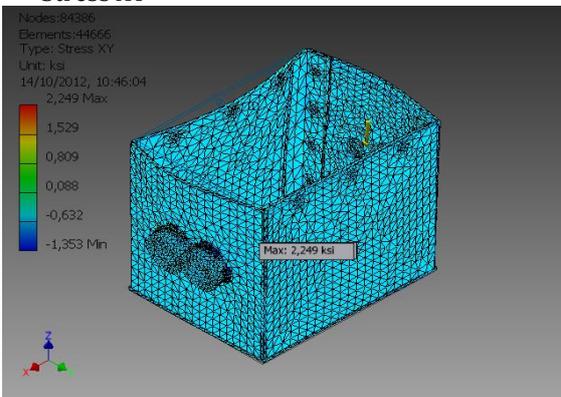
Safety Factor



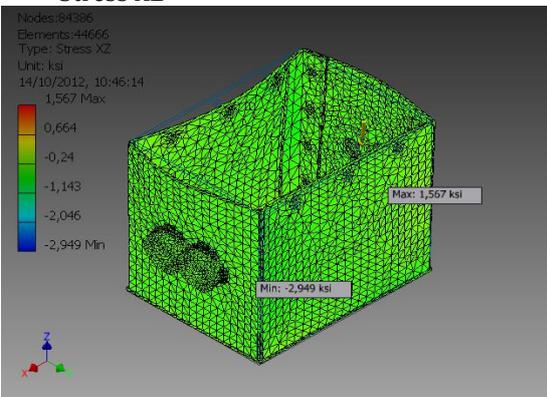
Stress XX



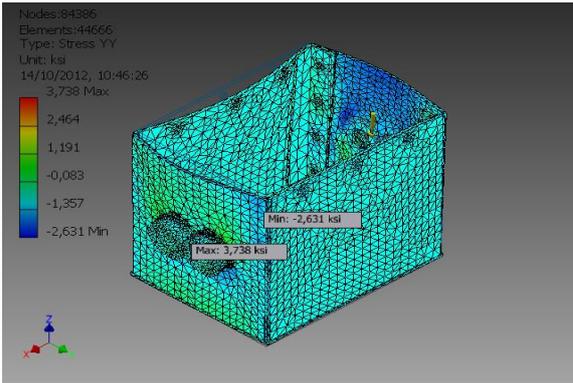
Stress XY



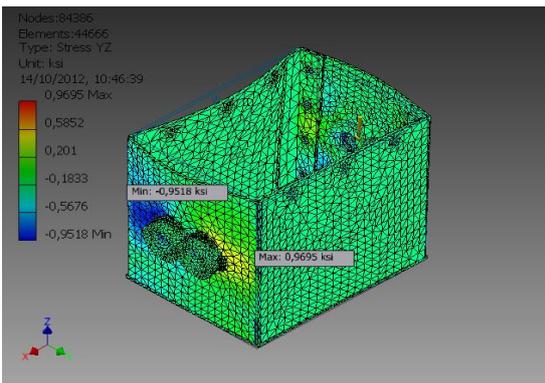
Stress XZ



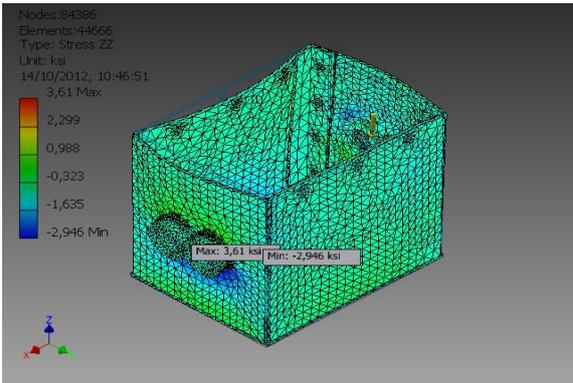
Stress YY



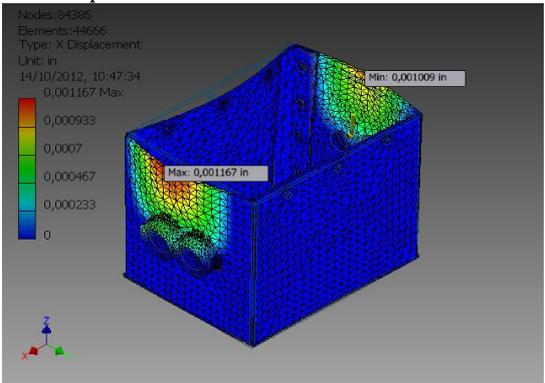
Stress YZ



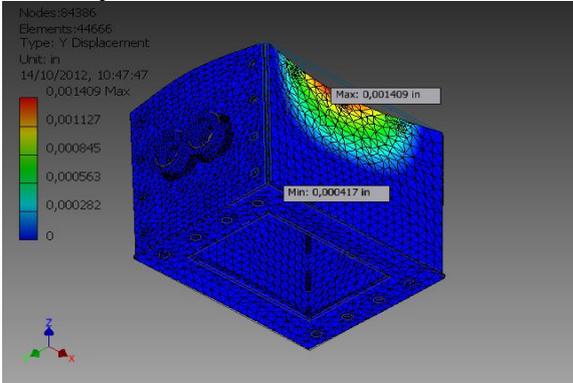
Stress ZZ



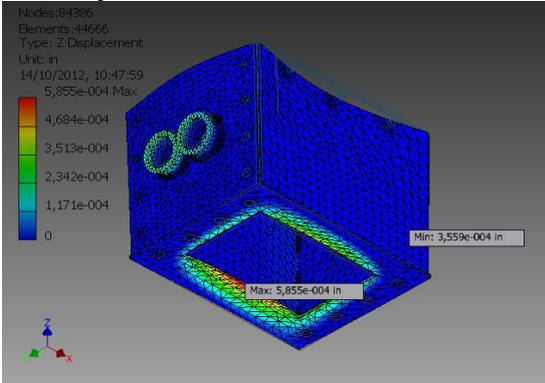
X Displacement



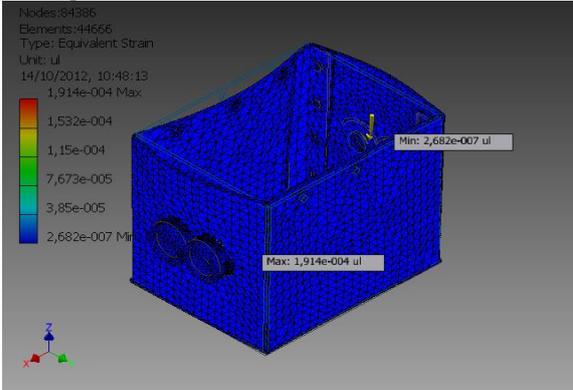
Y Displacement



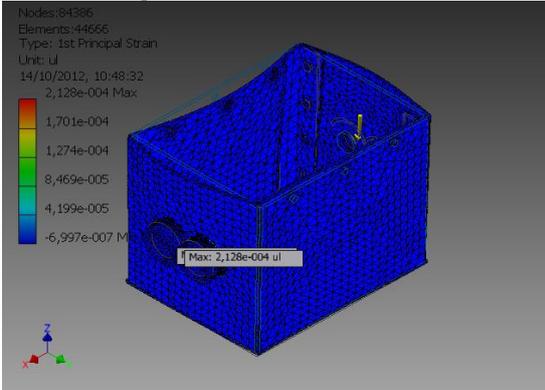
Z Displacement



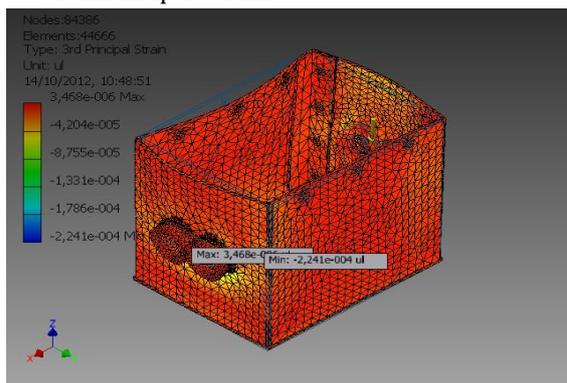
Equivalent Strain



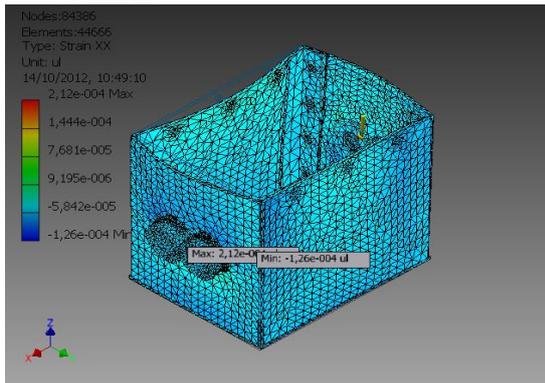
1st Principal Strain



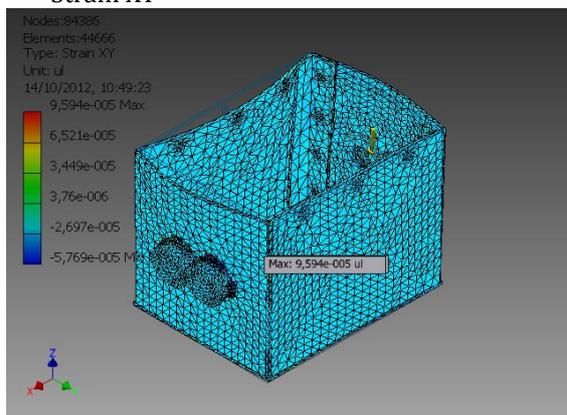
3rd Principal Strain



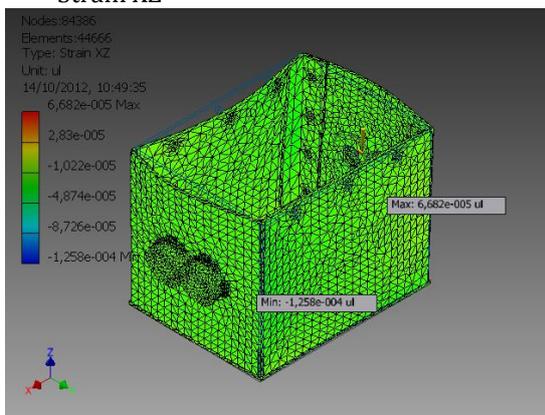
Strain XX



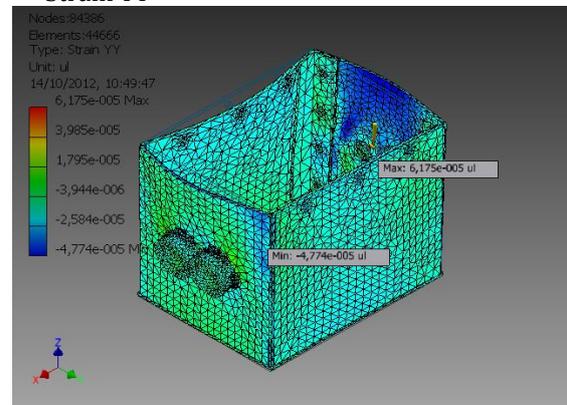
Strain XY



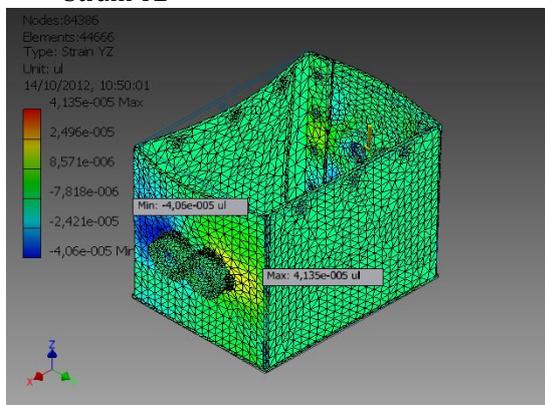
Strain XZ



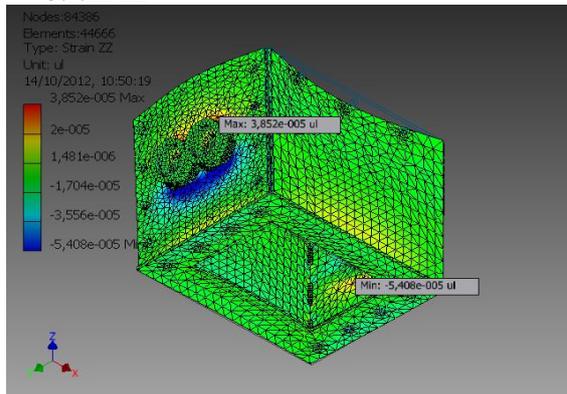
Strain YY



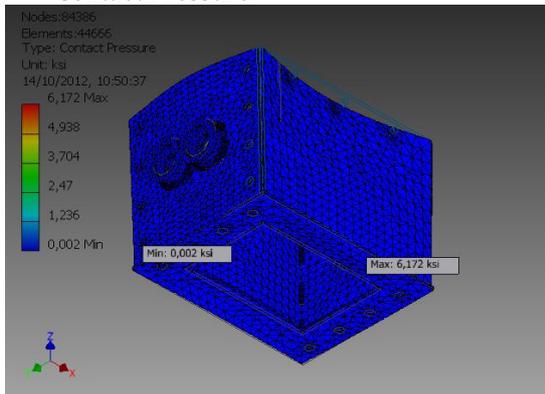
Strain YZ



Strain ZZ



Contact Pressure



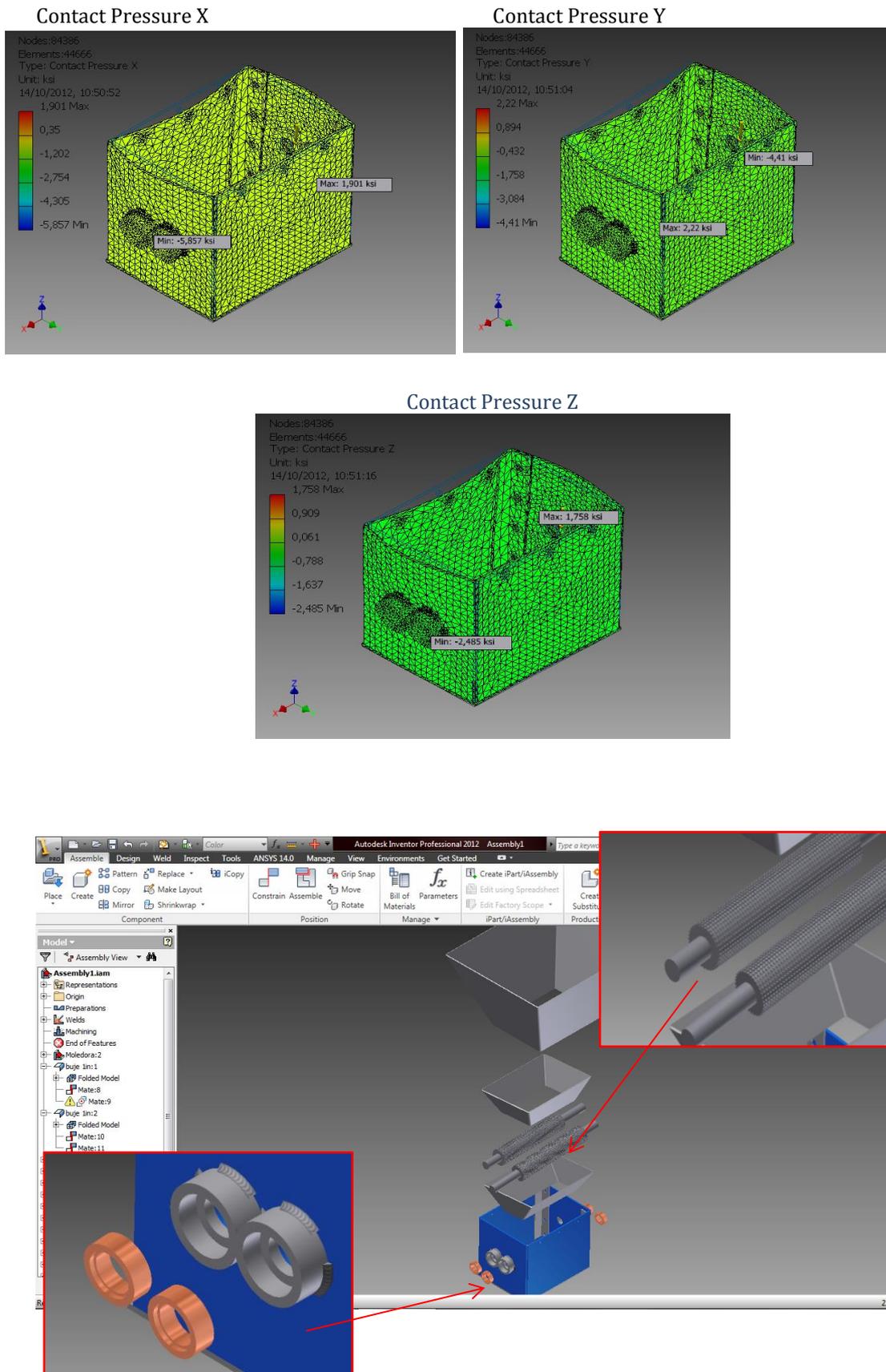


Fig 2. 23 Despiece del sistema de molienda

CAPITULO III

DISEÑO DE LA MEZCLADORA

3.1. ESTUDIO DE TIPOS DE MEZCLADORAS.

Los tipos de mezcladoras más comunes son las mezcladoras verticales y las mezcladoras horizontales, estas últimas pueden ser de listones o de paletas. Recientemente, se ha incrementado también el uso de las mezcladoras de tambor rotatorio, especialmente para la producción de alimentos especializados.

Las mezcladoras verticales son usadas principalmente en operaciones de plantas de alimentos pequeñas o por integradores con menores necesidades de producción. Este tipo de mezcladoras incluyen uno o dos tornillos helicoidales elevadores, que pueden ser estacionarios o rotatorios, los cuales mueven hacia arriba los ingredientes realizando el proceso de mezclado. Las principales ventajas de las mezcladoras verticales son relativamente su bajo costo y su menor requerimiento de espacio. Las desventajas incluyen un mayor tiempo de mezclado, capacidad limitada de inclusión de ingredientes líquidos y mayores requerimientos de limpieza.

Las mezcladoras horizontales pueden ser de listones o de paletas. La mezcladora horizontal de doble listón es la mezcladora más utilizada actualmente en la industria de alimentos balanceados y la que ofrece el menor tiempo de mezclado, son especialmente útiles con ingredientes secos y de fácil movilidad. Su funcionamiento se basa en dos espirales de listones internos y dos espirales de listones externos en el lado opuesto de los internos, los cuales permiten transportar los ingredientes de un extremo a otro mientras lo revuelven.



Fig 3. 1 Sistemas de mezclado

Por su parte, las mezcladoras verticales de paletas son útiles cuando se trata de mezclar ingredientes que requieren añadir una mayor proporción de líquidos o que son más difíciles de revolver. Este tipo de mezcladoras se pueden encontrar con distintas configuraciones, la más común incluye dos juegos de paletas, interno y externo, que mueven los ingredientes en direcciones opuestas realizando el proceso de mezclado. El uso de las mezcladoras de paletas se ha incrementado derivado de las mejoras realizadas a su eficiencia de mezclado.

Cuando se ha decidido adquirir una mezcladora, se puede buscar la asesoría de un consultor o un fabricante de equipos, y es recomendable tomar en cuenta las siguientes consideraciones con el fin de adquirir el equipo que más se adecua a nuestras necesidades:

- ✓ Capacidad de producción requerida.
- ✓ Densidad de los ingredientes a mezclar.
- ✓ Proporción de líquidos y aditivos.
- ✓ Espacio físico disponible.
- ✓ Criterios de desempeño buscados.

3.1.1. Influencia de los Ingredientes en el Mezclado.

La operación de una mezcladora depende tanto del tipo o diseño de la mezcladora como de las propiedades físicas de los ingredientes. Durante el proceso de mezclado las propiedades físicas de los ingredientes que influyen en el funcionamiento de la mezcladora son las siguientes:

- ✓ Tamaño de la partícula.
- ✓ Forma de la partícula.
- ✓ Peso específico o densidad.
- ✓ Higroscopicidad.
- ✓ Susceptibilidad a la carga electrostática.
- ✓ Adhesividad.

De los puntos anteriores, el tamaño de la partícula, la forma y la densidad son los más relevantes. Si todas las propiedades físicas son relativamente iguales, la mezcla es relativamente simple, pero conforme los parámetros físicos empiezan a variar más ampliamente, los problemas de mezcla y segregación se complican. Cuando se toma en cuenta el amplio espectro de propiedades físicas encontradas en los ingredientes comunes, es evidente la complejidad de la operación de la mezcla.

PROBLEMAS COMUNES EN LAS MEZCLADORAS

Mezcladoras Horizontales. La falta de llenado de este tipo de mezcladoras dificulta su acción por lo que debe llenarse cuando menos a un tercio de su capacidad para obtener un mezclado adecuado.

El sobre llenado es, quizá, más común y también puede afectar el mezclado; cuando se utilizan ingredientes de baja densidad como el salvado, debe reducirse la cantidad mezclada para evitar el sobrellenado.

El desgaste de los listones o paletas también afecta el mezclado y puede contribuir a los problemas de segregación. El espacio entre listones o paletas y la pared de la mezcladora no debe ser mayor de 1/4 de pulgada. Si el espacio es demasiado grande para ser ajustado, los listones o paletas deben ser reconstruidos o remplazados. El orden para la carga de una mezcladora debe ser el siguiente:

- 1.- Ingredientes mayores (granos, pastas).
- 2.- Ingredientes menores (minerales y pre mezclas).
- 3.- Aditivos (antibióticos, promotores, etc.)
- 4.- Líquidos (grasas, melazas, etc.)

Mezcladoras Verticales.- Probablemente el problema mas común es el sobrellenado y como regla general la mezcladora nunca debe llenarse por encima del nivel del tubo elevador del alimento; deben de existir cuando menos 20 a 30 cm entre el borde superior del tubo elevador y la superficie del alimento en la cámara de mezclado.

El desgaste del gusano elevador reduce la capacidad de mezcla, el espacio normal entre el gusano y la pared del tubo elevador debe de ser de 1/4 a 3/8 de pulgada; si el espacio es mayor de 1/2 pulgada se incrementa el tiempo de mezclado en 5 minutos, y cuando el espacio exceda a 1 pulgada debe remplazarse el gusano. En cuanto a las revoluciones por minuto, las mezcladoras verticales deben operar entre el rango de 200 a 300 r.p.m.

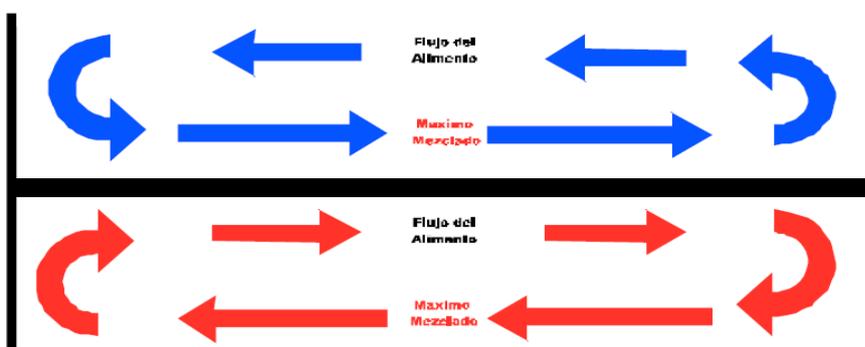


Fig 3. 2 Patrón de mezclado en mezcladoras de listones.

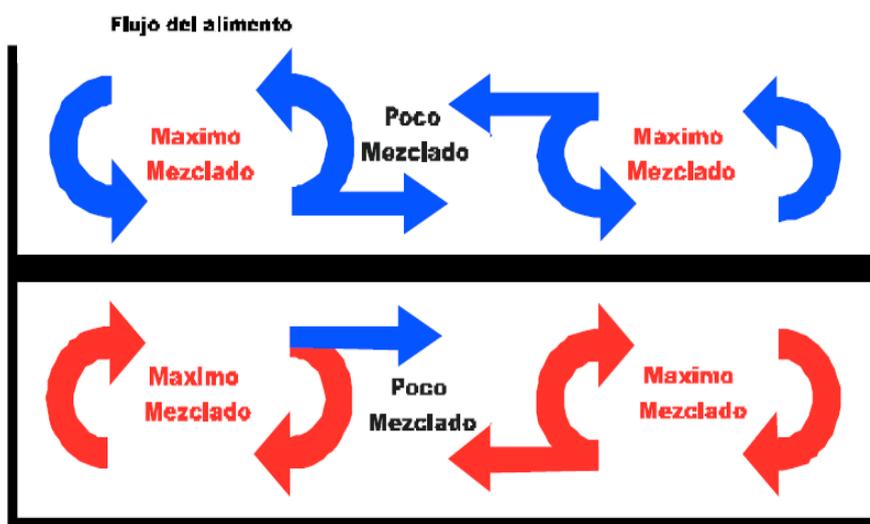


Fig 3. 3 Patrón de mezclado en mezcladoras horizontales en paletas.

Prevención de Problemas en el Mezclado.

En el proceso de mezclado se pueden presentar algunos problemas que pueden ser prevenidos o atendidos oportunamente, algunas recomendaciones son las siguientes:

- ✓ Recordar que el orden de la carga en la mezcladora debe ser: 1) ingredientes mayores, 2) ingredientes menores, 3) aditivos, 4) líquidos.
- ✓ Llenar la mezcladora no menos que a 1/3 parte de su volumen para evitar inhibir la eficiencia del mezclado.
- ✓ Evitar sobrellenar la mezcladora, los listones o paletas, deben ubicarse ligeramente arriba de la superficie de la mezcla. En el caso de las mezcladoras verticales es particularmente importante cuidar el sobrellenado porque el mezclado ocurre en la parte superior de la mezcladora.
- ✓ Realizar pruebas rutinarias del desempeño de la mezcladora por lo menos cada tres meses, comprobando la capacidad de mezclado y la uniformidad de la mezcla.

3.1.1. ESTUDIO DE MECANISMOS DE MEZCLADO.

Convección: Transferencia de grupos de partículas grandes del material en forma de oleadas de un lugar a otro distante en el lecho del mezclado.

Fallas: Deslizamiento de planos entre diferentes regiones del lecho del mezclado. Esto puede ocurrir individualmente en las masas, o en forma de flujo laminar.

Difusión: Movimiento de partículas individuales sobre la superficie del lecho; esto hace que se cambie la posición relativa de la partícula respecto al lecho. En la mayoría de los mezcladores el mezclado ocurre por la combinación de los tres mecanismos anteriores. Sin embargo, puede decirse que en los mezcladores móviles priman los mecanismos de fallas y difusión, mientras que en los fijos el mezclado ocurre principalmente por el mecanismo de convección.

3.1.2. ESTUDIO DE MATERIALES PARA LA MEZCLADORA

MATERIALES A MEZCLAR

En el producto Ferti – Producción que la empresa desarrolla y por la cual es la ejecución del proyecto está constituido principalmente de los siguientes productos que se mezclarán después de molerse:

| Materiales | Producto (Ferti Producto - Fertilizante) | | | |
|--------------------------------------|---|--------|----------|------------|
| | masa | | densidad | volumen |
| | libras | gramos | gr/ml | ml |
| Nitrato de amonio | 7 | 3174,5 | 1,72 | 1845,63953 |
| Urea | 2 | 907 | 1,34 | 676,865672 |
| Fosfato monoamonico | 0,5 | 226,75 | 1,68 | 134,970238 |
| Sulfato de hierro (III) | 0,5 | 226,75 | 1,89 | 119,973545 |
| Sulfato de zinc | 0,5 | 226,75 | 1,95 | 116,282051 |
| Bórax | 0,5 | 226,75 | 1,7 | 133,382353 |
| Sulfato de Cobre (II) Pentahidratado | 0,5 | 226,75 | 2,3 | 98,5869565 |
| Sulfato de manganeso | 0,5 | 226,75 | 2,95 | 76,8644068 |
| Yaramila | 2 | 907 | 1,04 | 872,115385 |
| Sulfato de magnesio | 2 | 907 | 2,66 | 340,977444 |
| Sulfato de potasio | 4 | 1814 | 2,66 | 681,954887 |
| TOTAL | 20 | 9070 | 21,89 | 5097,61247 |

Tabla 3. 1 Productos de Ferti - Producción..

✓ Nitrato de Amonio.

El nitrato de amonio se utiliza sobre todo como fertilizante por su buen contenido en nitrógeno. El nitrato es aprovechado directamente por las plantas mientras que el amonio es oxidado por los microorganismos presentes en el suelo a nitrito o nitrato y sirve de abono de más larga duración.

El Nitrato de Amonio se trata de un compuesto incoloro e higroscópico, altamente soluble en el agua. El nitrato de amonio es un producto no inflamable, por lo que un fuego a partir de este es altamente improbable. Bajo circunstancias de calor extremo (por ejemplo un soplete) tenderá a descomponerse térmicamente.

| Propiedades físicas | |
|---------------------|----------------------|
| Densidad | 1.72/cm ³ |
| Masa Molar | 80 g/mol |
| Punto de fusión | 442 K (169 C) |

Continúa →

| Propiedades químicas | |
|----------------------|------------|
| Solubilidad | 190g/100ml |

Tabla 3. 2 Propiedades Físicas del Nitrato de Amonio.

✓ Urea.

El 91% de la urea producida se emplea como fertilizante. Se aplica al suelo y provee nitrógeno a la planta. También se utiliza la urea de bajo contenido de biuret (menor al 0.03%) como fertilizante de uso foliar. Se disuelve en agua y se aplica a las hojas de las plantas, sobre todo frutales, cítricos.

La urea como fertilizante presenta la ventaja de proporcionar un alto contenido de nitrógeno, esencial en el metabolismo de la planta ya que se relaciona directamente con la cantidad de tallos y hojas, quienes absorben la luz para la fotosíntesis. Además el nitrógeno está presente en las vitaminas y proteínas, y se relaciona con el contenido proteico de los cereales.

La urea se adapta a diferentes tipos de cultivos. Es necesario fertilizar, ya que con la cosecha se pierde una gran cantidad de nitrógeno. El grano se aplica al suelo, el cuál debe estar bien trabajado y ser rico en bacterias. La aplicación puede hacerse en el momento de la siembra o antes. Luego el grano se hidroliza y se descompone.

| Propiedades físicas | |
|----------------------|---|
| Densidad | 1340 Kg/m ³ , 1.34/cm ³ |
| Masa Molar | 60.06 g/mol |
| Punto de fusión | 405,8 K (133 C) |
| Propiedades químicas | |
| Acidez | 0.18 pka |
| Solubilidad | 108g/100ml |

Tabla 3. 3 Propiedades Físicas Urea.

✓ Fosfato monoamónico

El fosfato monoamónico, un tipo de fertilizador de nitrógeno y fosfato, funciona para proveer fósforo y nitrógeno para las plantas. Es una materia prima ideal para fertilizantes compuestos NP, y se disuelve completamente en agua. Su aplicación detallada y especificaciones son dadas a continuación.

Aplicación

1. El fosfato monoamónico de grado fertilizante es comúnmente usado como una altamente eficiente fuente de fósforo y nitrógeno para plantas, en la formulación de suspensión de fertilizantes, y se mezcla bien con otros fertilizantes como ingrediente en abonos de mezcla a granel.
2. El fosfato monoamónico de grado tech, es usado como agente de prevención de fuego, dispersor, agente aditivo, aromatizador, agente leudante, etc.

| Propiedades físicas | |
|----------------------|--------------|
| Densidad | 1.68gr/ml |
| Masa Molar | 115 g/mol |
| Punto de fusión | 190 C |
| Propiedades químicas | |
| Acidez | 65 |
| Tamaño | 1-4mm 80%min |

Tabla 3. 4 Propiedades Físicas del Fosfato mono amónico.

✓ **Sulfato de hierro (III)**

Es un compuesto de hierro, azufre y oxígeno. Se diferencia del más frecuente sulfato de hierro (II) en la carga del catión, siendo éste el estado más oxidado del átomo de hierro. Sal sólida de color amarillo, cristaliza en el sistema rómbico y es soluble en agua a temperatura ambiente.

| Propiedades físicas | |
|----------------------|--|
| Densidad | 1898 kg/m ³ 1,898 g/cm ³ |
| Masa Molar | 399.87 g/mol |
| Punto de fusión | 753 K (480 C) |
| Propiedades químicas | |
| Acidez | 1.99 pKa |
| Solubilidad | 29.5 g/l |

Tabla 3. 5 Propiedades Físicas del Sulfato de hierro III.

✓ **Sulfato de zinc**

Es un compuesto químico cristalino, incoloro y soluble en agua, de fórmula ZnSO₄, aunque siempre va acompañado de un determinado número de moléculas de agua de hidratación.

| Propiedades físicas | |
|---------------------|--|
| Densidad | 3,74×10 ³ (anhidro) kg/m ³ ; 1,957 (Heptahidrato) ² g/cm ³ |
| Masa Molar | 161.454 g/mol |

Continúa →

| | |
|-----------------------------|----------|
| Punto de fusión | 773 K |
| Propiedades químicas | |
| Acidez | 1.54 pKa |
| Solubilidad | 45 g/l |

Tabla 3. 6 Propiedades Físicas del Sulfato de Zinc.

✓ **Bórax**

El bórax tiene un comportamiento anfótero en solución, lo que permite regular el pH en disoluciones y productos químicos en base acuosa. La disolución de ambas sales en agua es lenta y además relativamente a baja concentración (apenas un 6%).

El bórax tiene la propiedad de disolver óxidos metálicos cuando este compuesto se fusiona con ellos. Tiene un mejor comportamiento disolutivo si el pH está entre 12 y 13, formándose sales de BO_2^- en ambiente alcalino.

Una mezcla de cloruro de bórax y amonio se utiliza como fundente al soldar hierro y acero. Su función es bajar el punto de fusión del indeseado óxido de hierro.

| | |
|-----------------------------|--|
| Propiedades físicas | |
| Densidad | 0.0017 kg/m^3 $1,7\text{E}-6 \text{ g/cm}^3$ |
| Masa Molar | 381.4 g/mol |
| Punto de fusión | 1014 K (741 C) |
| Propiedades químicas | |
| Acidez | 9.2 pKa |
| Solubilidad | 55 g/l |

Tabla 3. 7 Propiedades Físicas del Bórax.

✓ **Sulfato de Cobre (II) Pentahidratado**

El sulfato de cobre (II) pentahidratado o sulfato cúprico pentahidratado es el producto de la reacción química entre el sulfato de cobre (II) anhidro y agua. Éste se caracteriza por su color calipso y sus rápidos cambios de temperatura al agregarle más agua. Su fórmula química: $\text{CuSO}_4 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$.

| | | |
|----------------------------|---|---------------|
| Propiedades físicas | | Continúa → |
| Densidad | 2.300 kg/m^3 2.3 g/cm^3 | |

| | |
|-----------------------------|--------------|
| Masa Molar | 249.68 g/mol |
| Punto de fusión | 150 C |
| Propiedades químicas | |
| Acidez | 9.25 pKa |
| Solubilidad | 20.3 g/l |

Tabla 3. 8 Propiedades Físicas del Sulfato de Cobre (II) Pentahidratado

✓ **Sulfato de manganeso**

Fertilizante formulado como polvo fino. Recomendado para hacer aportes de Manganeso a través del sistema de riego por goteo y riego tecnificado en frutales y hortalizas. El Manganeso es absorbido por la planta como Mn^{2+} , tanto por la raíz como por las hojas.

Dada su capacidad de cambiar de estado de oxidación, participa en numerosos sistemas enzimáticos de óxido-reducción como el súper óxido dismutasa. Participa en la Fotosíntesis, formando parte de la mangano-proteína responsable de la fotólisis del agua y producción de O_2 .

| | |
|-----------------------------|--|
| Propiedades físicas | |
| Densidad | 2.950 kg/m ³ 2.95 g/cm ³ |
| Masa Molar | 169 g/mol |
| Punto de fusión | 700 C (1292 F) |
| Propiedades químicas | |
| Acidez | 7.04 pKa |
| Solubilidad | 1g / 2.5 ml agua |

Tabla 3. 9 Propiedades Físicas del Sulfato de Manganeso.

✓ **Yaramila**

Yaramila aporta un abonado NPK equilibrado, rico en elementos nutritivos y de muy bajo contenido en cloro. Su rápida solubilidad, permite su uso en sementera y en cobertura.

| | |
|-----------------------------|-------------|
| Propiedades físicas | |
| Densidad | 1,04 gr /ml |
| Masa Molar | 151.6 g/mol |
| Punto de fusión | 160 -170 C |
| Propiedades químicas | |
| Acidez | 8.04 pKa |

Continúa →

| | |
|-------------|--------|
| Solubilidad | 32 g/l |
|-------------|--------|

Tabla 3. 10 Propiedades Físicas de la Yaramila.

✓ Sulfato de magnesio

Es un compuesto químico que contiene magnesio, y cuya fórmula es $MgSO_4 \cdot 7H_2O$. El sulfato de magnesio sin hidratar $MgSO_4$ es muy poco frecuente y se emplea en la industria como agente secante. Por esta razón, cuando se dice «sulfato de magnesio» se entiende implícitamente la sal hidratada.

| Propiedades físicas | |
|----------------------|---|
| Densidad | 2660 kg/m ³ 2,66 g/cm ³ |
| Masa Molar | 120.36 g/mol |
| Punto de fusión | 1.124 C (1.397 F) |
| Propiedades químicas | |
| Acidez | 3.15 pka |
| Solubilidad | 35.5 g / 100 ml (agua) |

Tabla 3. 11 Propiedades Físicas del Sulfato de magnesio.

✓ Sulfato de potasio

El Sulfato de potasio es la sal potásica del ácido sulfúrico. Su fórmula mineral se denomina arcanita. Se suele emplear como fertilizante inorgánico de origen mineral (placerrita). En la industria alimentaria suele emplearse con el código: E 515. Se trata de un sólido cristalino soluble en agua. Estable en condiciones normales de almacenamiento.

| Propiedades físicas | |
|----------------------|--|
| Densidad | 2.660 kg/m ³ 2.66 g/cm ³ |
| Masa Molar | 174.259 g/mol |
| Punto de fusión | 1.342 K (1.069 C) |
| Propiedades químicas | |
| Acidez | 4.74 pka |
| Solubilidad | 111 g / l (agua) |

Tabla 3. 12 Propiedades Físicas del Sulfato de Potasio.

MATERIALES DE MEZCLADORA

✓ Acero A 36

El acero A36, tiene una densidad de 7850 kg/m³ (0.28 lb/in³). El acero A36 en barras, planchas y perfiles estructurales con espesores menores de 8 plg (203,2 mm) tiene un límite de fluencia mínimo de 250 MPA (36 ksi), y un límite de rotura mínimo de 410 MPa (58 ksi). Las planchas con espesores

mayores de 8 plg (203,2 mm) tienen un límite de fluencia mínimo de 220 MPA (32 ksi), y el mismo límite de rotura pero de todos modos se rompe.

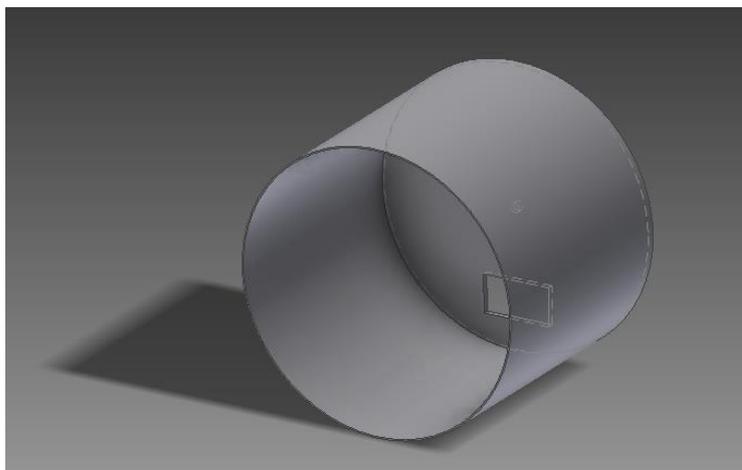


Fig 3. 4 Diseño del cilindro en Inventor 2012

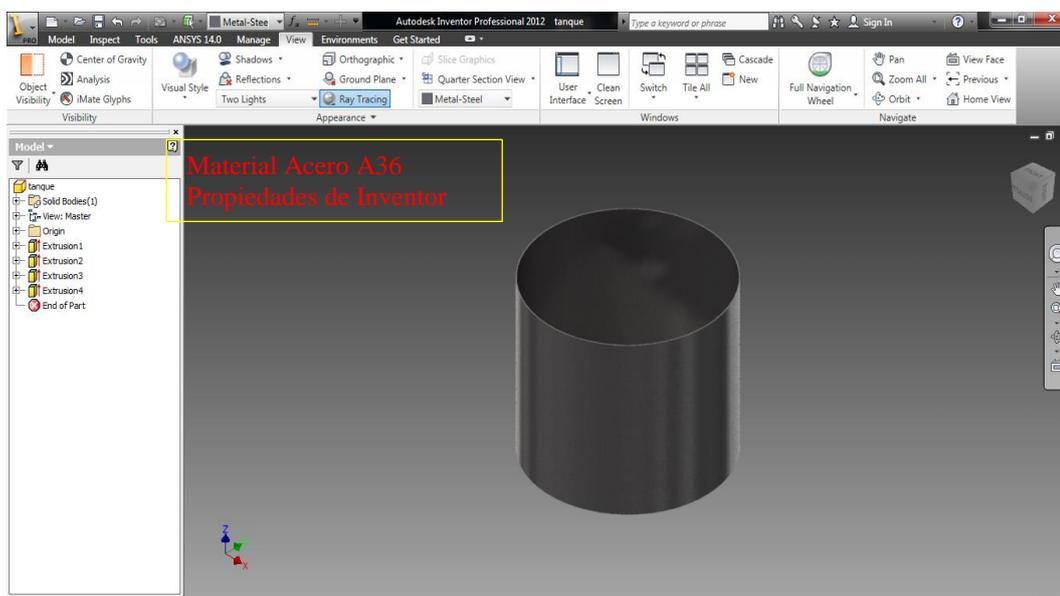


Fig 3. 5 Características reales del cilindro en Inventor 2012

✓ **Acero Inoxidable A304**

Descripción: éste es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidables de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe bien en una amplia gama de condiciones corrosivas.

La resistencia a la corrosión es excelente, excediendo al tipo 302 en una amplia variedad de ambientes corrosivos incluyendo productos de petróleo calientes o con vapores de combustión de gases. Tiene excelente resistencia a la corrosión en servicio intermitente hasta 870 °C y en servicio continuo hasta 925°C. No se recomienda para uso continuo entre 425 - 860°C, pero se desempeña muy bien por debajo y por encima de ese rango.

Normas involucradas: ASTM A 276

Propiedades mecánicas: Resistencia a la fluencia 310 MPa (45 KSI)

Resistencia máxima 620 MPa (90 KSI)

Elongación 30 % (en 50mm)

Reducción de área 40 %

Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

Propiedades físicas: Densidad 7.8 g/cm³ (0.28 lb/in)

Usos: sus usos son muy variados, se destacan los equipos para procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas, partes para extintores de fuego.

Tratamientos térmicos: éste acero inoxidable no puede ser endurecido por tratamiento térmico. Para el recocido, caliente entre 1010 y 1120°C y enfríe rápidamente.

✓ **Tubo circular de diámetro de 1in y espesor de 2mm**

Los tubos de acero son una materia prima elemental en la industria manufacturera; se usan para ensamblar una gran cantidad de productos como redes para la conducción de fluidos, energía y telecomunicaciones, transporte de materiales industriales, fabricación de maquinaria y aplicaciones en el medio urbano como estructuras de techos, escaleras, pasamanos y carrocerías, entre otros usos.

Los perfiles de tubería estructural se fabrican con acero laminado en caliente (HR) de bajo contenido de carbono, alta soldabilidad y ductilidad, según normas ASTM A513 o cualquier otro acero equivalente. Los contenidos

máximos en su composición química y los espesores de lámina con los que se fabrica la tubería se muestran en la tabla.

| OBSERVACIONES: El material solicitado debe ser suministrado bajo las anteriores normas o en cualquier otro acero equivalente dentro de los siguientes contenidos de composición química: | | | |
|--|---------------|----------------------|------------------|
| COMPOSICIÓN QUÍMICA | | ESPESOR DE LA LAMINA | |
| COMPONENTE | REQUISITO (%) | ESPECIFICACIÓN (mm) | TOLERANCIAS (mm) |
| Carbono (C) | 0,08-0,26 | 1.5 | ± 0,17 |
| Manganeso (Mn) | 0,30-0,60 | 1.8 | ± 0,17 |
| Fósforo (P) | 0,040 máximo | 2.0 | ± 0,17 |
| Azufre (S) | 0,050 máximo | 2.5 | ± 0,18 |

Tabla 3. 13 Contenidos máximos en su composición química de la tubería estructural.

Proceso de producción. Los perfiles estructurales se fabrican partiendo de bandas de acero laminado en caliente, que al pasar por una serie de rodillos sufren un proceso de formado en frío dando la geometría de cada perfil (circular, cuadrado o rectangular). Para el caso de los perfiles tubulares, el cerrado se hace mediante soldadura por resistencia eléctrica (ERW)

Especificaciones de la tubería circular. Las propiedades mecánicas de los materiales como el módulo de elasticidad, la resistencia máxima a la tensión y el porcentaje de elongación, entre otras, son determinantes al momento de elegir entre un material u otro. El diámetro y el espesor también son características de gran importancia a la hora de seleccionar un tubo. Este tipo de tubería se fabrica según normas ASTM A 513, NTC 2842 u otra equivalente.

FUNDAMENTOS DEL DOBLADO DE TUBOS METÁLICOS

El doblado de metales es un proceso que ocurre al aplicarle a un metal de superficie recta esfuerzos superiores al límite elástico o punto de cedencia, en una dirección diferente al eje neutral del material, así se consigue una deformación plástica permanente en forma de curva. Ver figura.

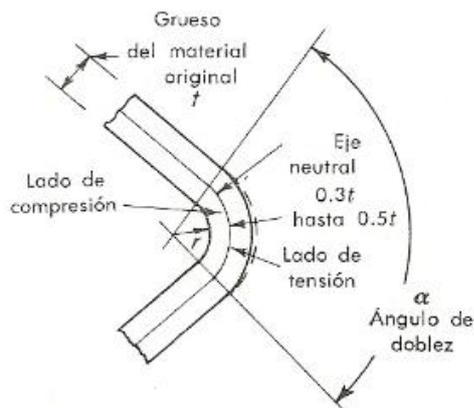


Fig 3. 6 Fundamentos de doblado de tubos circulares.

A pesar de esto, el metal al cual se le haya aplicado un esfuerzo más allá del límite elástico es capaz de manifestar cierta cantidad de recuperación elástica. Si se hace un doblado hasta cierto ángulo puede esperarse que regrese hasta un ángulo un poco menor cuando se deja libre el material. Este retroceso es mayor para radios más pequeños, materiales más gruesos, ángulos de doblado más grandes y materiales endurecidos. Por lo general se devuelven entre 2° y 4° .

Al realizar dobleces en los metales es recomendable realizar el trabajo en frío, a temperatura ambiente evitando calentar el material, ya que aunque esto puede incrementar su plasticidad, al aumentar la temperatura se afecta la estructura interna del elemento, cristalizándolo, lo que causa una disminución de la resistencia mecánica de éste. Al deformar un metal en frío a medida que aumenta el trabajo se requiere más fuerza y la dureza del material se incrementa, sin embargo se debe tener especial cuidado en no sobrepasar el esfuerzo de ruptura del material porque a partir de este esfuerzo el metal se rompe. Ver figura

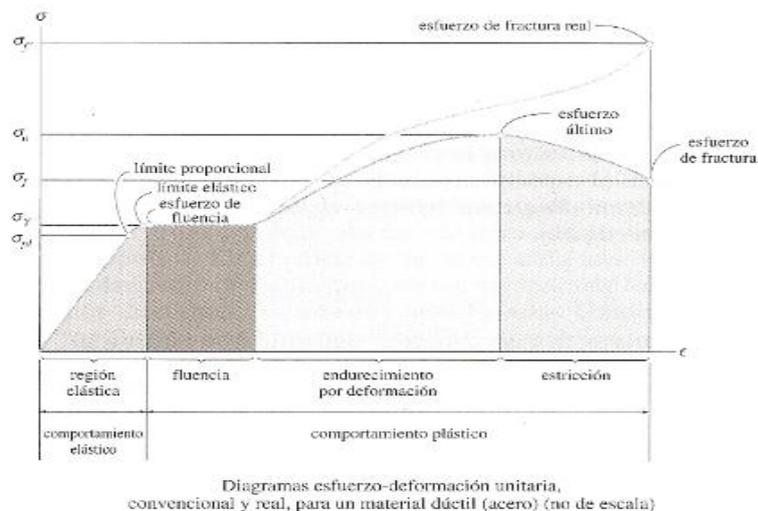


Fig 3. 7 Diagrama Esfuerzo - Deformación unitaria convencional y real del material dúctil.⁸

3.1.3. ESTUDIO DE LAS VELOCIDADES DE MEZCLADO.

Una mezcladora vertical en buenas condiciones mecánicas usualmente tarda de 12 a 15 minutos para producir una mezcla uniforme, este tiempo puede reducirse a 8 ó 10 minutos si se utiliza un sistema de doble paleta.

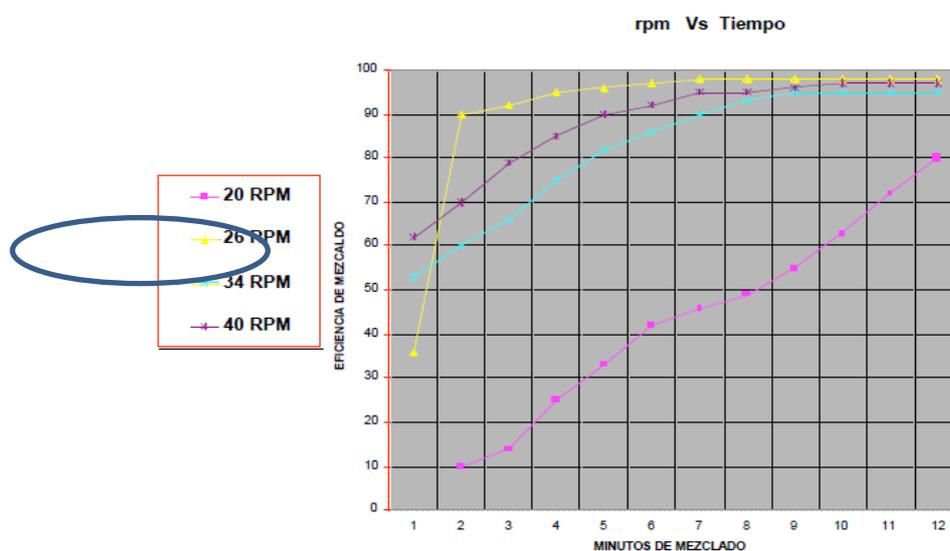


Fig 3. 8 Diagrama rpm Vs Tiempo de un mezclador vertical de paletas del Grupo Leal.⁹

⁸ Fuente: (HIBELER, 1997, pag. 88)

Como se puede observar en la gráfica obtenida del grupo Lleal, que es una industria líder en el diseño y construcción de maquinaria, se observa que a diferente rango de velocidades la eficiencia varia, por lo cual en nuestra decisión de diseño se tomo la velocidad de 25 a 26 rpm para poder alcanzar dentro de 8 a 12 minutos una eficiencia de mezclado del 97%.

Para asegurarse de la calidad del mezclado, es importante llevar a cabo periódicamente pruebas para determinar la eficiencia y tiempo óptimo de mezclado. Es importante señalar que deberá tenerse como meta el obtener como máximo un coeficiente de variación en el mezclado del 10 % el cual equivaldría a un 90 % de eficiencia, esto para asegurar una calidad adecuada.

Una vez que se establezca el tiempo óptimo de mezclado, es importante que realmente se de ese tiempo de mezclado en cada lote de fertilizante, por lo que el empleo de mecanismos adecuados para la medición del tiempo es imprescindible en la mezcladora.

3.2. ESTUDIO DE DISEÑO.

Volumen del contenedor

Volumen por saco de mezcla

$$\begin{aligned} \text{alturacilindro} &:= 0.6 \text{ m} \\ \text{diametrocilindro} &:= 0.73 \text{ m} \end{aligned}$$

Cada saco de fertilizante posee 20libras con un Volumen de 5.097 litros

Ec. 3. 1

$$\text{volumencilindro} := \frac{\pi \cdot \text{diametrocilindro}^2 \cdot \text{alturacilindro}}{4}$$

$$\text{volumencilindro} = 0.271 \text{ m}^3$$

$$\text{volumencilindro1} := \text{volumencilindro} \cdot 1000$$

$$\text{volumencilindro1} = 270.808 \text{ litros}$$

Por lo tanto podemos colocar **53.13** fundas en el recipiente fabricado

Velocidad de giro del eje porta paletas

De la tabla 3.14 se toma la velocidad aproximada de impacto para la mezcladora que es de 200 ft/min

⁹ Fuente: Grupo Lleal, 2006, Cartagena – Colombia.

Velocidades aproximadas de impacto de algunos dispositivos giratorios internos en las mezcladoras

| Tipo de mezcladora | Velocidad de la punta, ft/min |
|--|-------------------------------|
| Cinta | 280 |
| Paleta o Brazo | 200 |
| Volteador de cascos gemelos con: Intensificador del tipo de pasador | 1700 |
| Barra de alimentación de líquido | 3300 |
| Turbina | Hasta 1300 |
| Rotor simple | 600-900 |
| Molinos de varios tipos | 250-2000 |

Tabla 3. 14 Velocidad de Impacto de algunas mezcladoras.

$d := 0.7 \pi r$ Diámetro del cilindro

$a := 200$ Valor de tabla 3.14

$$n := \frac{(a \cdot 0.3048)^{10}}{\pi \cdot d} \quad \text{Ec. 3. 2}$$

$n = 24.877 \text{ rpm}$

CÁLCULO DE FUERZAS EN LAS PALETAS

Cálculo de Reacciones en los alabes

El sistema de paletas está formado por cuatro paletas, en cada uno de ellos actúa un cierta cantidad del peso de la mezcla. El peso total de la mezcla es de 9070 gr que es la suma de todos los elementos antes mencionados.

Debido a que la mezcla se encuentra distribuida en toda la superficie de la olla de la mezcladora se necesita de al menos 4 paletas en diferentes posiciones con diferentes longitudes para lograr un barrido de todo el material. Las longitudes se muestran en la figura.

¹⁰ FREDERICK, S. Manual del Ingeniero Civil. 4ta.ed. México: McGraw-Hill, 1992, pag. 215

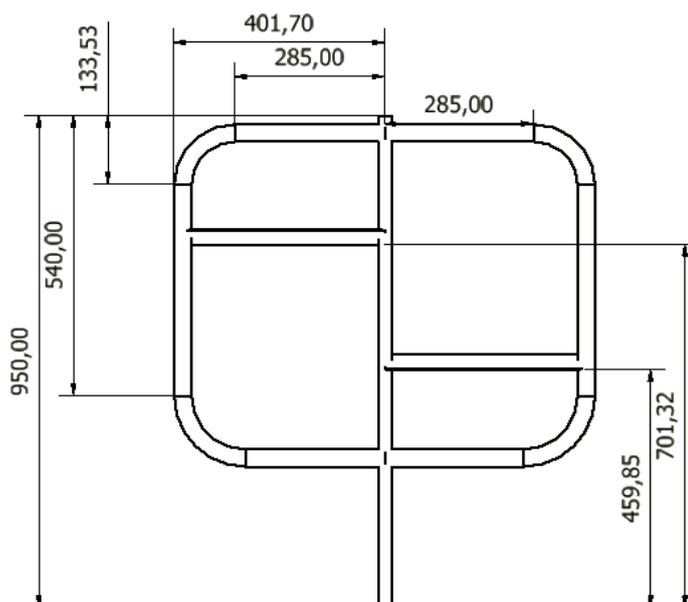


Fig 3. 9 Dimensionamiento del sistema de paletas de mezclado.

$v := \text{altura} \cdot \text{ancho} \cdot \text{longitud}$

$$v = 5.418 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\text{densidad} := 2189 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{masa} := \text{densidad} \cdot v$$

$$\text{masa} = 118.6 \text{ Kg}$$

$$\text{pesosustancia} := \text{masa} \cdot 9.81$$

$$\text{pesosustancia} = 1.163 \times 10^3 \text{ N}$$

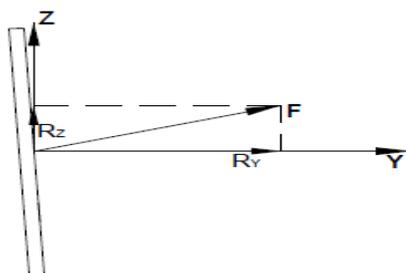


Fig 3. 10 Representación general de las fuerzas que actúan en la paleta.

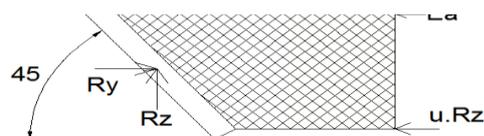


Fig 3. 11 Fuerzas en el plano Y-Z de las fuerzas que actúan en la paleta.

Donde:

| | |
|----------|---|
| a | Velocidad requerida (según tabla) |
| d | Diámetro de la Mezcladora |
| v | Volumen |
| Wp | Peso del alabe |
| u | Coefficiente de Rozamiento (fertilizante - metal) |
| Ea | Presión lateral activa del material debido a su propio peso |
| w | Peso específico de la mezcla |
| θ | Ángulo de fricción interna del material |
| b | Longitud de la paleta |
| u | Coefficiente de rozamiento (fertilizante - metal) |
| h | Altura de la paleta |

Peso del alabe de Acero Inoxidable AISI 304

$$\text{densidadAIS1304} := 8.0 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \quad \text{volumenalabe} := 17.8 \text{ cm}^3$$

$$\text{masaAIS1} := \frac{(\text{densidadAIS1304} \cdot \text{volumenalabe})}{1000} \quad \text{Ec. 3. 3}$$

$$\text{masaAIS1} = 0.143 \quad \text{Peso del AISI 304}$$

$$\text{Wp} := \text{masaAIS1} \cdot 9.8 \quad \text{Peso específico}$$

$$\text{Wp} = 1.397 \text{ Kg}$$

Peso específico

$$\text{masamix} := 9.0 \text{ Kg}$$

$$\text{gravedad} := 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\text{volumenmix} := 5.0 \text{ m}^3$$

$$w := \frac{(\text{masamix} \cdot \text{gravedad})}{\text{volumenmix}} \quad \text{El peso específico al aumentar la masa y el volumen se mantiene el peso específico} \quad \text{Ec. 3. 4}$$

$$w = 17.481 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3}$$

Sumatoria de Fuerzas

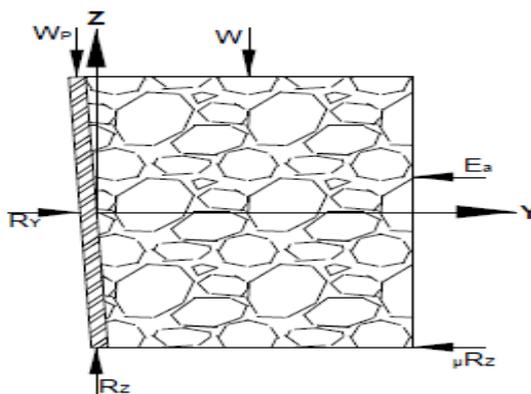


Fig 3. 12 Diagrama de fuerzas que actúa en la paleta de mezclado

Sumatoria de fuerzas en el eje Z

$$\Sigma fz := 0$$

$$Rz - w - Wp = 0$$

$$Rz := \text{pesosustancia} + Wp$$

$$Rz = 1.165 \times 10^3 \text{ Kgf}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$ay := 0$$

$$\Sigma fy := may$$

$$Ry - u \cdot Rz - Ea = 0$$

$$Ry := u \cdot Rz + \left[Ka \cdot \frac{(w \cdot h^2)}{2} \right] \cdot \text{longitud} \quad \text{Ec. 3. 5}$$

Donde:

$$u := 0.10 \quad \quad \quad Ea = ka \cdot \frac{(w \cdot h^2)}{2} \quad \text{Ec. 3. 6}$$

$$Ka := 0.21 \quad \text{a} \quad 40 \text{ grados}$$

$$h := 0.23 \quad \text{m}$$

$$Ry := u \cdot Rz + \left[Ka \cdot \frac{(w \cdot h^2)}{2} \right] \cdot \text{longitud}$$

$$Ry = 122.346 \text{ Kgf}$$

La reacción Ry es la que actúa en cada una de las paletas. Para hallar el torque que se requiere, se debe multiplicar el valor de la reacción por cada una de las distancias de los brazos.

Torque requerido en el eje

$$\text{Torque} := R_y \cdot \text{longitud} \cdot 2$$

$$\text{Torque} = 85.642 \quad \text{Kgf} \cdot \text{m}$$

$$\text{Tor} := \text{Torque} \cdot \text{gravedad}$$

$$\boxed{\text{Tor} = 840.15} \quad \text{Nm}$$

Potencia requerida en el motor de la maquina

$$\text{Potencia} = \text{Torque} \cdot N \text{ salida}$$

Ec. 3. 7

$$\text{Pot} := \text{Tor} \cdot \frac{(n \cdot 2 \cdot \pi)}{60} \quad \text{Pot} = 2.189 \times 10^3 \text{ w}$$

$$P := \frac{\text{Pot}}{1000} \text{ KW}$$

$$\text{Potencial} := \frac{P}{0.746}$$

$$\boxed{\text{Potencial} = 2.934} \text{ hp}$$

3.2.1. DISEÑO DE PALETA.

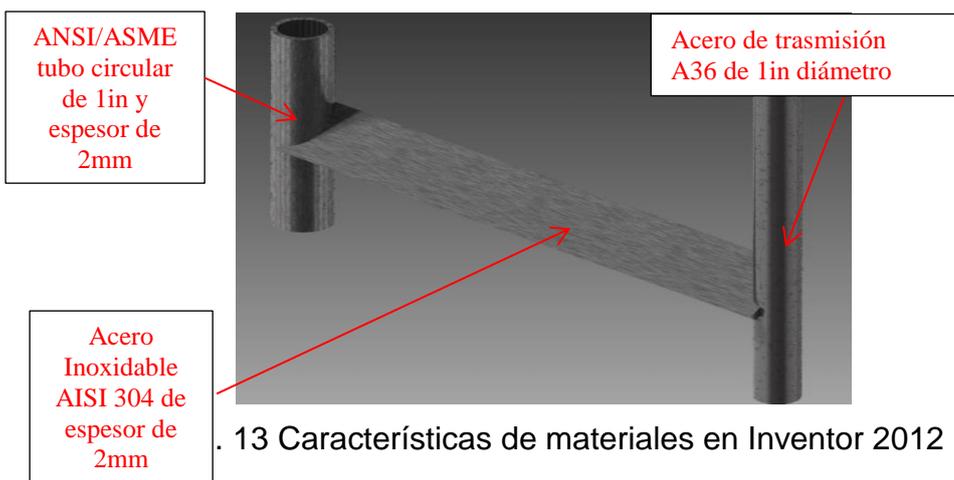
ESTUDIO DE DISEÑO

EMPUJE DE FERTILIZANTES SOBRE MUROS RÍGIDOS

Introducción

Para definir el empuje de los fertilizantes sobre las estructuras de retención, podemos decir en forma general, que en ellos se involucran todos los problemas que se le presentan al ingeniero para determinar las tensiones en la masa del suelo que actúan sobre una estructura.

En esta introducción daremos las nociones básicas para poder calcular los empujes laterales de los suelos contra las estructuras. Como primera medida debemos decir que el tipo de empuje depende, tanto de la naturaleza de la mezcla como del tipo de estructura, ya que se trata de un problema de interacción entre ambos.



Teoría de Rankine (Empuje sobre muros rígidos)¹¹

¹¹ Mezclado y Mezcladoras, Ing. Juan Carlos Rodríguez, Nutrimentos Concentra S.A de C.V
 Ing. Augusto José Leoni – Ing. Diego Skok Área Geotecnia de la Facultad de Ingeniería UNLP

Rankine hace referencia a las variaciones de tensiones que se producen en una masa de suelos, cuando se produce un relajamiento o un aumento de la tensión horizontal; considera esos dos casos extremos que impone ciertas condiciones de borde para un prisma elemental que se encuentra dentro de una masa semi-infinita.

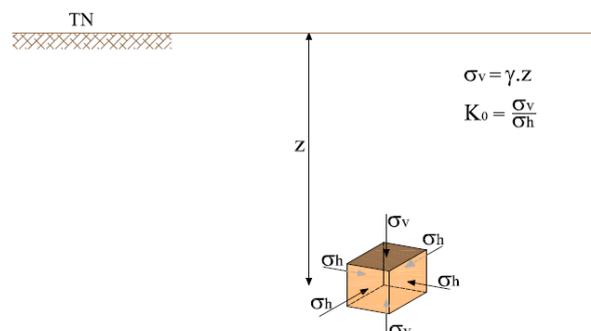


Fig 3. 14 Condiciones de borde de un prisma elemental.

Las condiciones de borde impuestas por Rankine para determinar la relación entre tensiones principales en cada estado, fundamentalmente son:

- 1- Masa semi-infinita y homogénea.
- 2- Superficie horizontal de la mezcla.
- 3- Superficie vertical del borde que admite desplazamiento.
- 4- Tensiones de corte nulas en el contacto entre la superficie que se desplaza y el suelo.

El estado original del terreno se presenta por un prisma elemental sometido a cierta profundidad a una presión vertical σ_v , igual al peso de la 'tapada' de suelo que está por encima, y que vale el producto de su peso unitario por la profundidad en la cual se encuentra el elemento prismático estudiado $\sigma_v = g \cdot z$ (figura 3.14). A esta presión vertical σ_v , le corresponde una tensión horizontal σ_h . La relación entre ambas es un coeficiente K , que en el estado original – denominado estado de reposo – se lo denomina K_0 .

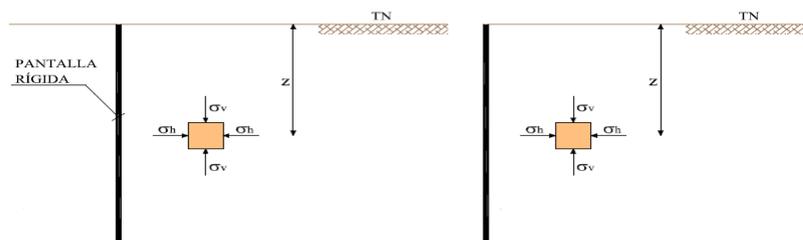


Fig 3. 15 Reducción de presión horizontal.

Si se permite que este paramento vertical se traslade una cierta magnitud hacia la izquierda a presión constante, se producirá una reducción de la presión horizontal (figura 3.15). A medida que nos desplazamos a presión constante, para cierto corrimiento, toda la masa de suelo entra en equilibrio plástico; cada punto llega al límite de rotura, y en ese momento la relación entre las presiones horizontal y vertical se indica por el coeficiente de empuje activo de Rankine, K_a . Este coeficiente es entonces la relación entre las tensiones principales, cuando por disminución de la presión horizontal toda la masa semi-infinita de suelo está al borde de la rotura, este es el primer estado límite. Si se corriera el paramento vertical hacia la derecha, la presión vertical prácticamente se mantendría constante, pero se produciría un incremento de la presión horizontal.

También se llegaría al borde de la rotura, pero con una inversión de tensiones principales: ahora la tensión horizontal sería mayor que la vertical. Es otro estado límite característico de Rankine, para el cual la relación entre las dos presiones está dada por el coeficiente de empuje pasivo, K_p .

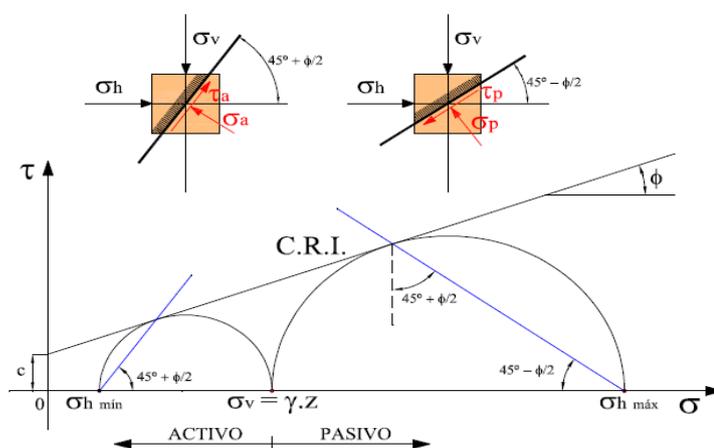


Fig 3. 16 Estados límites por círculo de Mohr.

En la figura 3.16 se indica la representación de los estados límites por círculos de rotura de Mohr. Si mantenemos la tensión vertical s_v constante, se disminuye la tensión horizontal hasta llegar a la rotura, el segmento $0-s_h \text{ mín}$ de la figura representa la presión horizontal en ese momento. En cambio, si mantenemos la tensión vertical constante y aumentamos la tensión horizontal, el círculo va creciendo hacia la derecha, hasta que en el estado límite de

Rankine toca la curva de resistencia intrínseca y se produce el estado límite de rotura.

En la figura N4 se indican para el mismo diagrama las inclinaciones para las cuales se producen los estados límites. En el estado activo, la línea de rotura forma un ángulo de $(45^\circ + \phi / 2)$ con la horizontal. En el estado pasivo, las líneas de rotura en toda la masa que se encuentra en estado de equilibrio plástico, forman también un ángulo de $(45^\circ + \phi / 2)$ pero con la vertical.

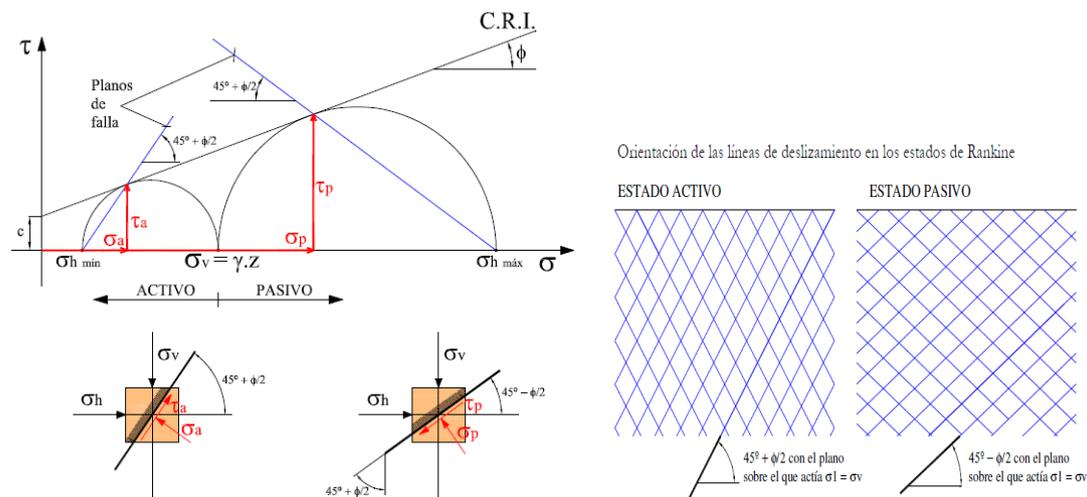


Fig 3. 17 Inclinaciones para los estados limites.

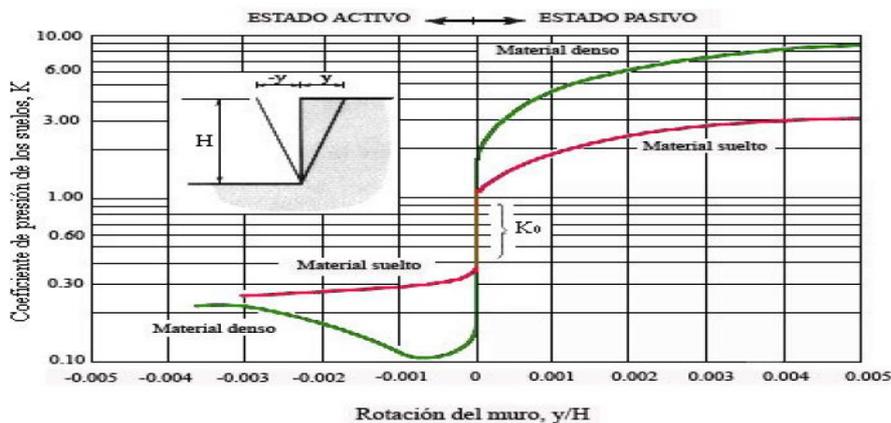


Fig 3. 18 Variación del valor de $K_0 = \sigma_h / \sigma_v$ con las deformaciones de las estructuras de soporte.

Demostración de la fórmula

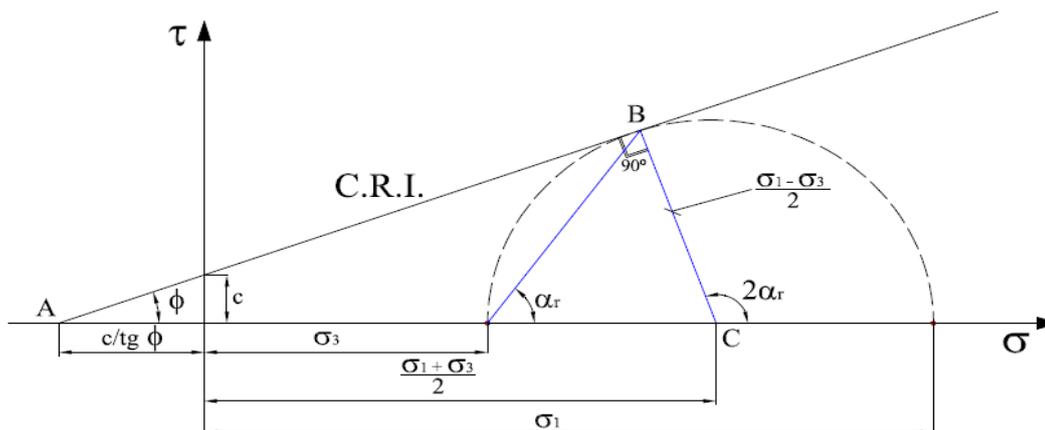


Fig 3. 19 Círculo de Morh en análisis de trasporte de arenas.

Del triángulo rectángulo ABC podemos deducir que:

$$\text{Sen } \phi = \frac{\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}}{\frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \frac{c}{\tan \phi}} \quad \text{Ec. 3. 8}$$

Desarrollando la ecuación (Ec.3.8), obtenemos:

$$\frac{\sigma_1}{2} \cdot \text{Sen } \phi + \frac{\sigma_3}{2} \cdot \text{Sen } \phi + \frac{c}{\tan \phi} \text{Sen } \phi = \frac{\sigma_1}{2} - \frac{\sigma_3}{2} \quad \text{Ec. 3. 9}$$

Multiplicando todos los términos por 2 y haciendo el siguiente remplazó en el tercer término de la izquierda

$$\frac{\text{Sen } \phi}{\text{tg } \phi} = \text{Cos } \phi \quad \text{Ec. 3. 10}$$

Obtenemos:

$$\sigma_1 \cdot \text{Sen } \phi + \sigma_3 \cdot \text{Sen } \phi + c \cdot \text{Cos } \phi = \sigma_1 - \sigma_3 \quad \text{Ec. 3. 11}$$

Agrupando términos:

$$\sigma_3 \cdot (1 + \text{Sen } \phi) = \sigma_1 \cdot (1 - \text{Sen } \phi) - 2 \cdot c \cdot \text{Cos } \phi \quad \text{Ec. 3. 12}$$

Dividiendo todos los términos por (1+senØ), tenemos que:

$$\sigma_3 = \sigma_1 \cdot \frac{(1 - \text{Sen } \phi)}{(1 + \text{Sen } \phi)} - 2 \cdot c \cdot \frac{\text{Cos } \phi}{(1 + \text{Sen } \phi)} \quad \text{Ec. 3. 13}$$

Puede demostrarse matemáticamente las siguientes identidades trigonométricas:

$$\frac{(1 - \text{Sen } \phi)}{(1 + \text{Sen } \phi)} = \text{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\phi}{2} \right)$$

$$\frac{\text{Cos } \phi}{(1 + \text{Sen } \phi)} = \text{tg} \left(45^\circ - \frac{\phi}{2} \right)$$

Remplazando estas identidades en la ecuación (Ec.3.13), obtenemos:

$$\sigma_3 = \sigma_1 \cdot \text{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\phi}{2} \right) - 2 \cdot c \cdot \text{tg} \left(45^\circ - \frac{\phi}{2} \right) \quad \text{Ec. 3. 14}$$

La ecuación (Ec.3.14), es la expresión que relaciona las tensiones horizontales σ_3 en función de las tensiones verticales σ_1 y los parámetros de corte.

Para los casos prácticos se suele utilizar las siguientes expresiones:

$$\frac{1}{N\phi} = \text{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\phi}{2} \right)$$

$$N\phi = \text{tg}^2 \left(45^\circ + \frac{\phi}{2} \right)$$

TEOREMA DE PLACAS PLANAS

El sistema de mezclado propuesto por nosotros interviene el sistema de placas planas para los alabes de la mezcladora, pero al ser una placa plana la resolución es en base a elementos finitos, por lo cual existen varias formas de resolver como a su vez de teorías las cuales vamos a mencionar tres:

✓ Placas planas Hipótesis de Reissner-Mindlin

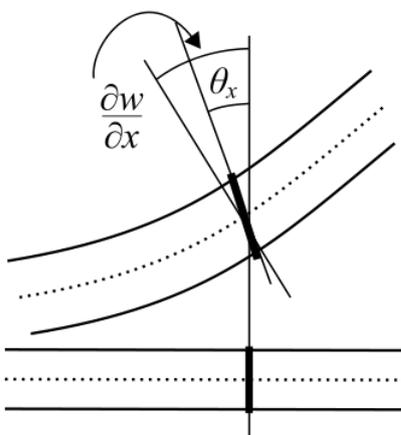


Fig 3. 20 Hipótesis de Reissner-Mindlin.

Deformación transversal de una placa en la hipótesis de Reissner - Mindlin donde θ_i y $\frac{dw}{dx}_i$ no tienen necesariamente que coincidir.

Las hipótesis de Reissner - Mindlin son un conjunto de hipótesis cinemáticas sobre cómo se deforma una placa o lámina bajo flexión que permiten relacionar los desplazamientos con las deformaciones. Una vez obtenidas las deformaciones la aplicación rutinaria de las ecuaciones de la elasticidad permite encontrar las tensiones, y encontrar la ecuación que relaciona desplazamientos con las fuerzas exteriores.

Las hipótesis de Reissner - Mindlin para el cálculo elástico de placas y láminas son:

- El material de la placa es elástico lineal.
- El desplazamiento vertical para los puntos del plano medio no depende de z : $u_z(x, y, z) = w(x, y)$.
- Los puntos del plano medio sólo sufren desplazamiento vertical: $u_x(x, y, 0) = 0$, $u_y(x, y, 0) = 0$.
- La tensión perpendicular al plano medio se anula: $\sigma_{zz} = 0$.

Como consecuencia los desplazamientos horizontales sólo se dan fuera del plano medio y sólo se producen por giro del segmento perpendicular al plano medio. Como consecuencia de las hipótesis de Reissner-Mindlin los desplazamientos pueden escribirse como:

$$\begin{cases} u_x(x, y, z) = -z\theta_x(x, y) \\ u_y(x, y, z) = -z\theta_y(x, y) \\ u_z(x, y, z) = w(x, y) \end{cases}$$

✓ **Hipótesis de Love-Kirchhoff**

En las placas en que se desprecia la deformación por cortante, puede suponerse adecuadamente una hipótesis adicional conocida como hipótesis de Love-Kirchhoff. Esta hipótesis dice que:

$$\theta_x(x, y) = \frac{\partial w}{\partial x} \quad \theta_y(x, y) = \frac{\partial w}{\partial y}$$

Esta hipótesis es análoga a la hipótesis de Navier-Bernoulli para vigas. De hecho existe un paralelo entre los modelos de vigas y de placas. El modelo de placa de Reissner - Mindlin es el equivalente de la viga de Timoshenko,

mientras que el modelo de placa de Love-Kirchhoff es el equivalente de la viga de Euler-Bernoulli.

Las hipótesis de Reissner - Mindlin combinada con la hipótesis de Love-Kirchhoff proporcionan una hipótesis cinemática para los desplazamientos. A partir de esos desplazamientos pueden calcularse fácilmente las deformaciones para una placa delgada:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial x} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad \varepsilon_{yy} = \frac{\partial u_y}{\partial y} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad \varepsilon_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

En función de esas deformaciones las tensiones se calculan trivialmente a partir de las ecuaciones de Lamé-Hooke que generalizan la ley de Hooke para sólidos deformables.

✓ Ecuación de LaGrange para placas delgadas

Para una placa plana de espesor constante en la que sean válidas las hipótesis de Reissner - Mindlin y Love-Kirchhoff el descenso vertical en cada punto bajo la acción de las cargas apoyadas sobre ella viene dada por:

$$\Delta \Delta w(x, y) = \frac{q(x, y)}{D}$$

Donde $w(x, y)$ es la flecha vertical o descenso vertical de la placa en el punto de coordenadas (x, y) , $q(x, y)$ es la carga por unidad de área en el mismo punto, el operador laplaciano se define, en coordenadas cartesianas, por la siguiente suma de operadores:

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}, \quad \Rightarrow \Delta \Delta w = \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4}$$

Y finalmente la constante D es la rigidez flexional de placas y viene dada en función del espesor de la placa (h), el módulo de Young (E), el coeficiente de Poisson (ν):

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}$$

Es interesante notar que la ecuación (1) es el análogo de la ecuación de la elástica para vigas. Para placas de espesor no constante, análogamente al caso de la ecuación de la elástica para vigas, la flecha y la carga aplicada están relacionadas por la ecuación:

$$\Delta (D\Delta w(x, y)) = q(x, y)$$

Donde ahora la rigidez flexional D es función una $D(x, y)$ que depende del punto concreto de placa.

Placas rectangulares

Para una placa rectangular de dimensiones a y b con carga uniforme q (por unidad de superficie) y simplemente apoyada en sus extremos la deflexión vertical $w(x, y)$ de la misma viene dada por:

$$w(x, y) = \frac{16q}{\pi^6 D} \sum_{m=1,3,5,\dots}^{\infty} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{mn} \frac{\sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right)}{\left[\left(\frac{m}{a}\right)^2 + \left(\frac{n}{b}\right)^2\right]^2}$$

Con:

$$D = Eh^3 / [12(1 - \nu)], \text{ rigidez flexional de placas}$$

$$h \ll \min(a, b), \text{ grosor de la placa.}$$

E, ν , módulo de Young y coeficiente de Poisson del material de la placa.

La anterior serie converge muy rápidamente por lo que se obtiene una muy buena aproximación tomando sólo los 3 o 6 primeros términos, además puede demostrarse que la flecha máxima cumple:

$$w_{\max} = \frac{16q}{\pi^6 D} \sum_{m=1,3,5,\dots}^{\infty} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{(-1)^{\frac{m+n}{2}-1}}{mn \left[\left(\frac{m}{a}\right)^2 + \left(\frac{n}{b}\right)^2\right]^2} \leq \frac{16q}{\pi^6 D} \left(\frac{a^2 b^2}{a^2 + b^2}\right)^2 \leq \frac{192}{\pi^6} \frac{qa^4}{Eh^3} \frac{1 - \nu}{(1 + \lambda^2)^2}$$

Donde $\lambda = a/b$.

Por lo cual en el desarrollo de las fórmulas como de los teoremas se ve mas conveniente la resolución de este tipo de placa plana rectangular en base

a elementos finitos y por lo cual en el mercado existe dos sistemas operativos que nos pueden ayudar con mas facilidad para el cálculo como para la interpretación del diseño, los cuales son: Inventor 2012 o Ansys 14.0.

Dimensionamiento del alabe

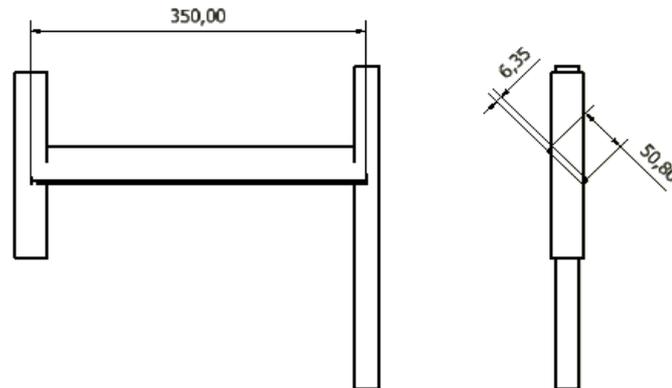


Fig 3. 21 Dimensionamiento de alabe de mezcla.

Distribución de las fuerzas en el alabe del mezclador

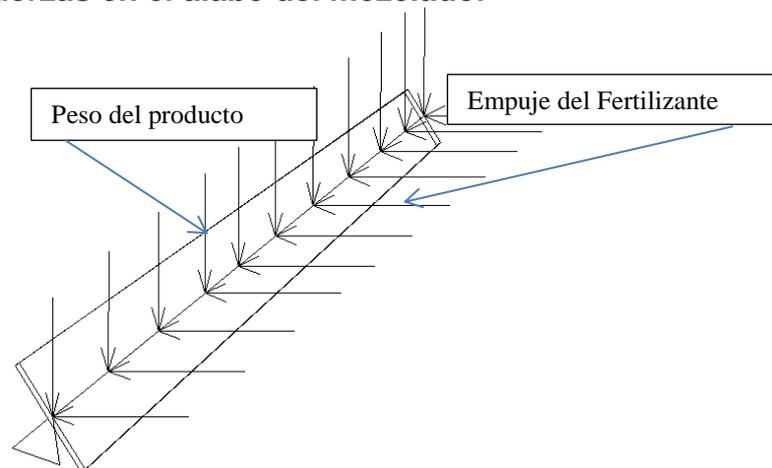


Fig 3. 22 Diagrama de fuerzas que produce el peso del producto y el empuje del fertilizante.

Volumen directo en el alabe

altura := 0.4 m ← Altura del producto que sufre el alabe

ancho := 0.03 m

longitud := 0.3 m

$v := \text{altura} \cdot \text{ancho} \cdot \text{longitud}$

$v := \text{altura} \cdot \text{ancho} \cdot \text{longitud}$

$v = 5.418 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ← El volumen encontrado es el que actúa

directamente en el alabe

densidad := 2189 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ← La densidad del fertilizante a mezclar

masa := densidad · v

masa = 118.6 Kg

La masa que actúa en el alabe es de 118.6 Kg

pesosustancia := masa·9.81

pesosustancia = 1.163×10^3 Kgf

Diferencia entre peso y masa

La **masa** de un cuerpo es una propiedad característica del mismo, que está relacionada con el número y clase de las partículas que lo forman. Se mide en kilogramos (kg) y también en gramos, toneladas, libras, onzas.

El **peso** de un cuerpo es la fuerza con que lo atrae la Tierra y depende de la masa del mismo. Un cuerpo de masa el doble que otro, pesa también el doble. Se mide en Newtons (N) y también en kg-fuerza, dinas, libras-fuerza, onzas-fuerza.

Peso del alabe de Acero Inoxidable AISI 304

densidadAISI304 := 8.0 $\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}$ volumenalabe := 17.8 cm^3

masaAISI := $\frac{(\text{densidadAISI304} \cdot \text{volumenalabe})}{1000}$

masaAISI = 0.143 Peso del AISI 304

Wp := masaAISI·9.81

Wp = 1.397 Kg

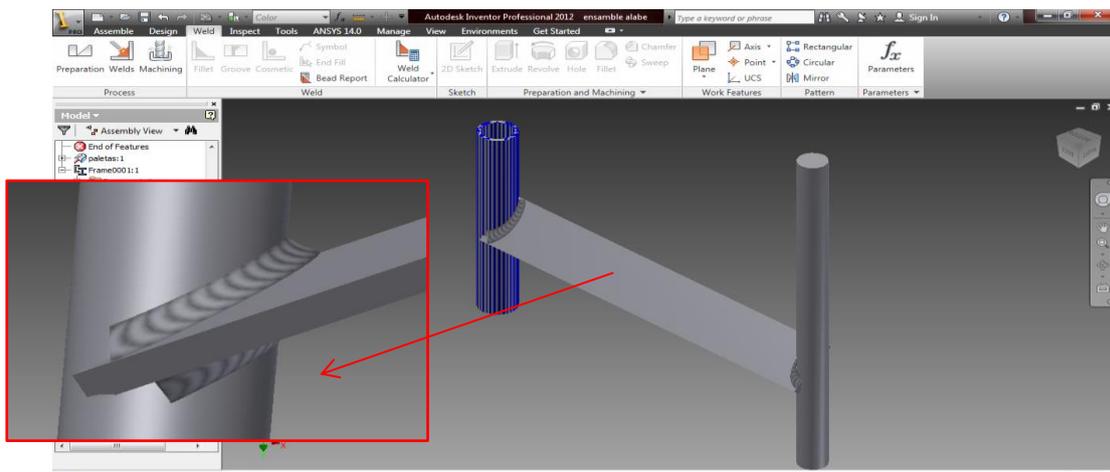


Fig 3. 23 Soldadura en los alabes de mezcla.

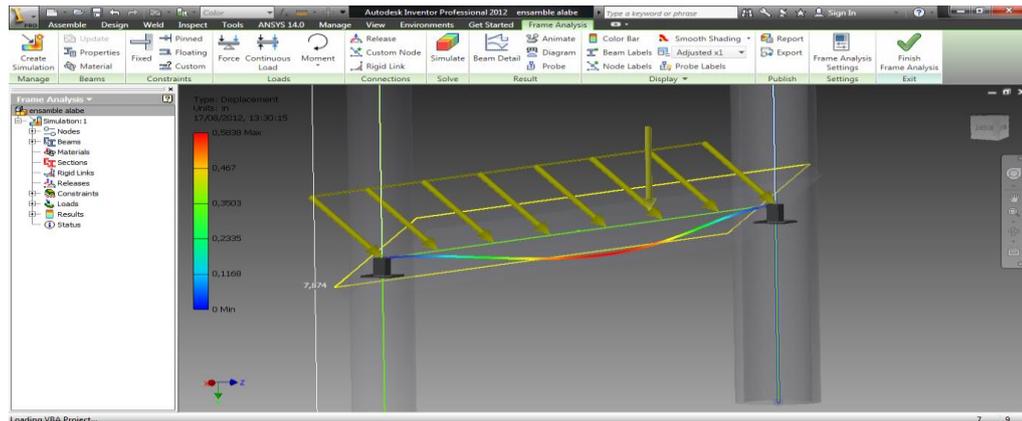


Fig 3. 24 Diagrama de desplazamiento causado por las fuerzas del fertilizante.

Simulación de la placa rectangular plana en Inventor 2012

Stress Analysis Report



▣ **Simulation:2**

General objective and settings:

| | |
|---|-------------------|
| Design Objective | Single Point |
| Simulation Type | Static Analysis |
| Last Modification Date | 14/10/2012, 17:54 |
| Detect and Eliminate Rigid Body Modes | Yes |
| Separate Stresses Across Contact Surfaces | Yes |
| Motion Loads Analysis | No |

Advanced settings:

| | |
|--|--------|
| Avg. Element Size (fraction of model diameter) | 0,1 |
| Min. Element Size (fraction of avg. size) | 0,2 |
| Grading Factor | 1,5 |
| Max. Turn Angle | 60 deg |
| Create Curved Mesh Elements | No |
| Use part based measure for Assembly mesh | Yes |

▣ **Material(s)**

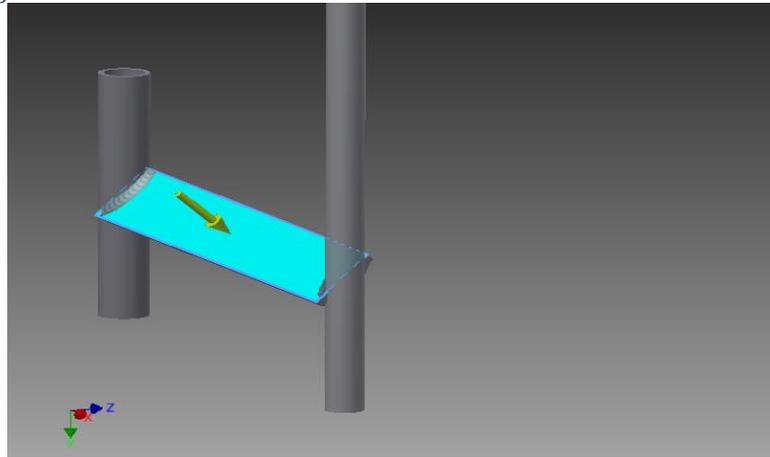
| | | |
|----------------|--|---------------------------------|
| Name | Stainless Steel | |
| General | Mass Density | 0,291909 lbmass/in ³ |
| | Yield Strength | 36284,5 psi |
| | Ultimate Tensile Strength | 0 psi |
| Stress | Young's Modulus | 28011,6 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0,3 ul |
| | Shear Modulus | 10773,7 ksi |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0,00001872 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 29,9655 btu/(ft hr f) |
| | Specific Heat | 0,369291 btu/(lbmass f) |
| Part Name(s) | ensamble alabe ANSI 2x1_4 00000005 | |
| Name | Steel | |
| General | Mass Density | 0,283599 lbmass/in ³ |
| | Yield Strength | 30043,5 psi |
| | Ultimate Tensile Strength | 50072,6 psi |
| Stress | Young's Modulus | 30479 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0,3 ul |
| | Shear Modulus | 11722,7 ksi |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0,0000216 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 104,879 btu/(ft hr f) |
| | Specific Heat | 0,35613 btu/(lbmass f) |
| Part Name(s) | paletas Frame0001 ANSI 1 x 0.133 00000002 ANSI 1 x 0.133 00000003 | |

| | | |
|----------------|---------------------------|----------------------------------|
| Name | Default | |
| General | Mass Density | 0,0361273 lbmass/in ³ |
| | Yield Strength | 0 psi |
| | Ultimate Tensile Strength | 0 psi |
| Stress | Young's Modulus | 0 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0 ul |
| | Shear Modulus | 0 ksi |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 0 btu/(ft hr f) |
| | Specific Heat | 0 btu/(lbmass f) |
| Part Name(s) | Skeleton0001 | |

Force:1

| | |
|-----------|--------------|
| Load Type | Force |
| Magnitude | 2563.933 lbf |
| Vector X | -0.000 lbf |
| Vector Y | 1812.974 lbf |
| Vector Z | 1812.974 lbf |

Selected Face(s)



Results

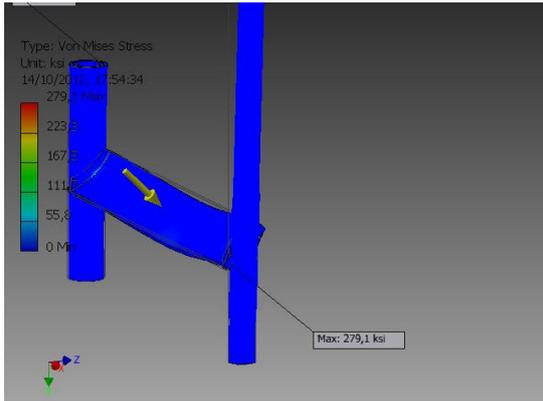
Reaction Force and Moment on Constraints

| Constraint Name | Reaction Force | | Reaction Moment | |
|--------------------|----------------|---------------------------------------|-----------------|---|
| | Magnitude | Component (X,Y,Z) | Magnitude | Component (X,Y,Z) |
| Fixed Constraint:1 | 2563,93 lbf | 0 lbf -1812,97 lbf -1812,97 lbf | 696,338 lbf ft | 607,979 lbf ft -241,702 lbf ft 238,387 lbf ft |

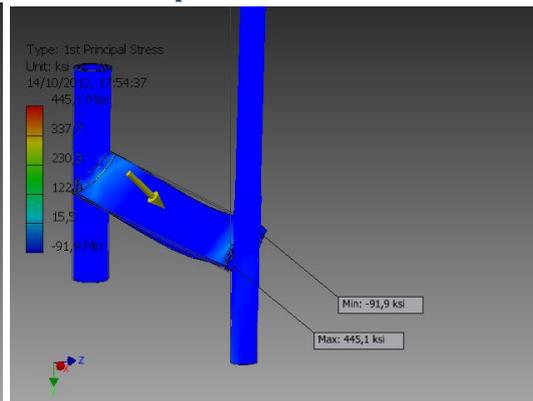
Result Summary

| Name | Minimum | Maximum |
|----------------------|-------------------------|---------------|
| Volume | 25,5972 in ³ | |
| Mass | 7,31808 lbf | |
| Von Mises Stress | 0 ksi | 278,942 ksi |
| 1st Principal Stress | -91,8772 ksi | 444,765 ksi |
| 3rd Principal Stress | -271,014 ksi | 157,345 ksi |
| Displacement | 0 in | 0,172611 in |
| Safety Factor | 0,129989 | 15 |
| Stress XX | -186,696 ksi | 302,993 ksi |
| Stress XY | -64,0473 ksi | 82,0579 ksi |
| Stress XZ | -44,153 ksi | 117,908 ksi |
| Stress YY | -113,42 ksi | 213,95 ksi |
| Stress YZ | -59,3735 ksi | 57,5939 ksi |
| Stress ZZ | -178,073 ksi | 260,322 ksi |
| X Displacement | -0,0304068 in | 0,00727653 in |
| Y Displacement | -0,00458771 in | 0,111821 in |
| Z Displacement | -0,0000832733 in | 0,132778 in |
| Equivalent Strain | 0 ul | 0,0100995 ul |
| 1st Principal Strain | -0,00000965928 ul | 0,0123254 ul |
| 3rd Principal Strain | -0,00746142 ul | 0 ul |
| Strain XX | -0,00354554 ul | 0,00574129 ul |
| Strain XY | -0,00297444 ul | 0,00381088 ul |
| Strain XZ | -0,00205052 ul | 0,00547581 ul |
| Strain YY | -0,00198794 ul | 0,00160599 ul |
| Strain YZ | -0,00275739 ul | 0,00267474 ul |
| Strain ZZ | -0,00459887 ul | 0,00375957 ul |
| Contact Pressure | 0 ksi | 148,913 ksi |
| Contact Pressure X | -112,307 ksi | 106,708 ksi |
| Contact Pressure Y | -62,7635 ksi | 71,3525 ksi |
| Contact Pressure Z | -88,7667 ksi | 112,375 ksi |

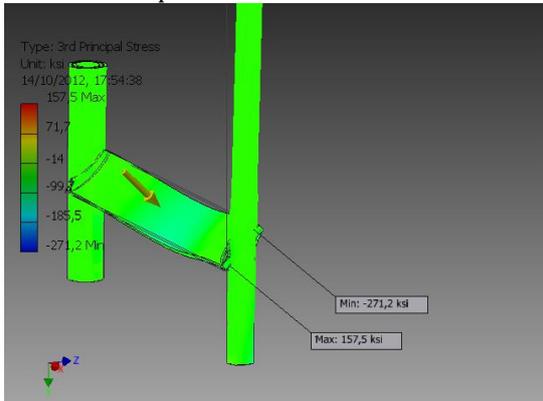
Von Mises Stress



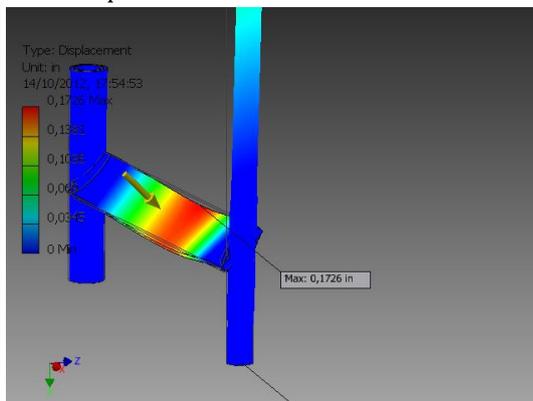
1st Principal Stress



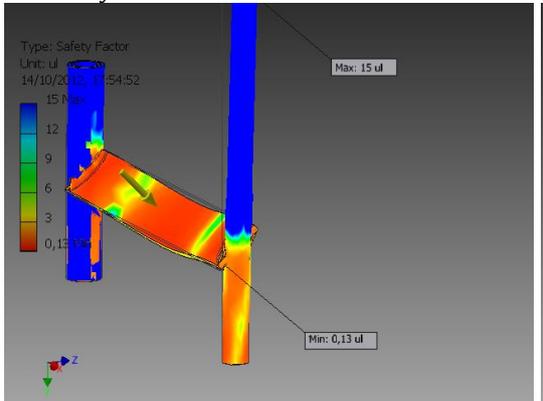
3rd Principal Stress



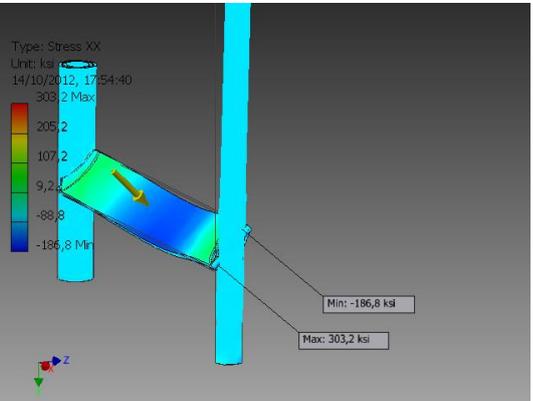
Displacement



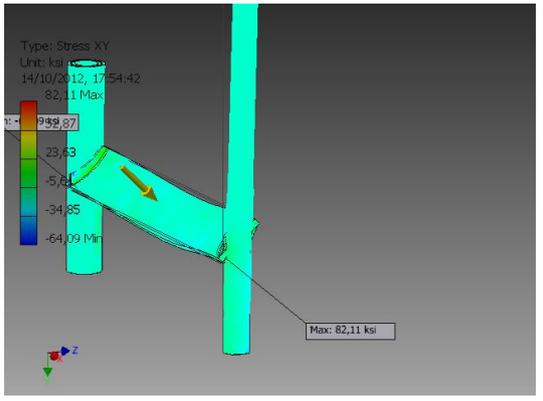
Safety Factor



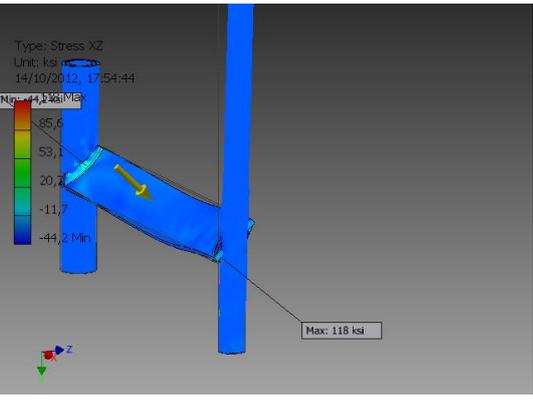
Stress XX



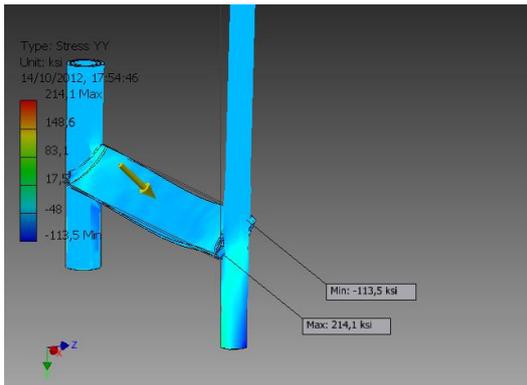
Stress XY



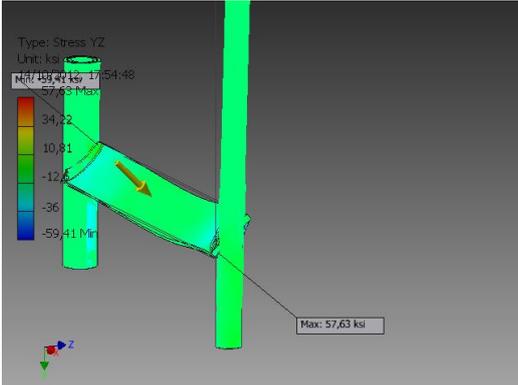
Stress XZ



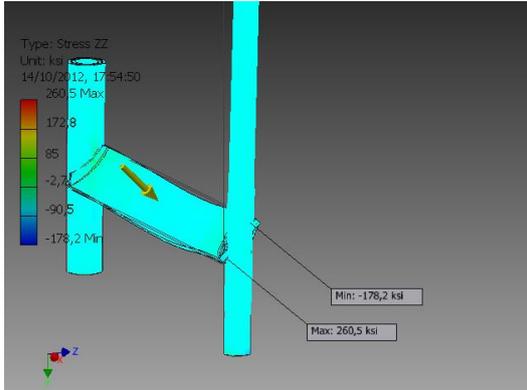
Stress YY



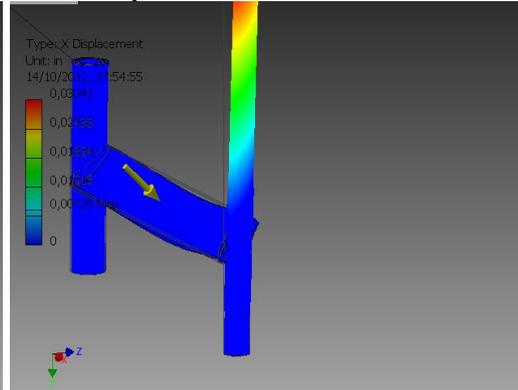
Stress YZ



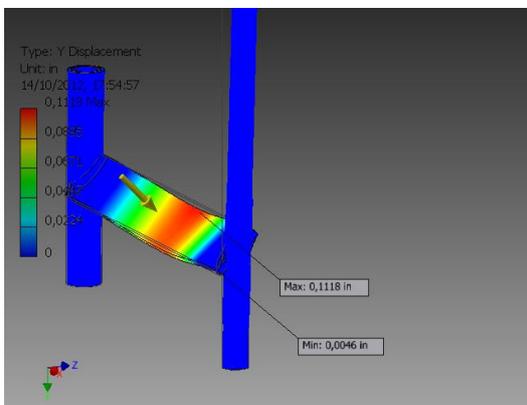
Stress ZZ



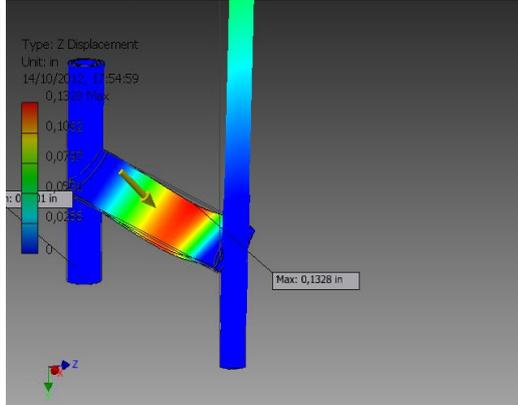
X Displacement



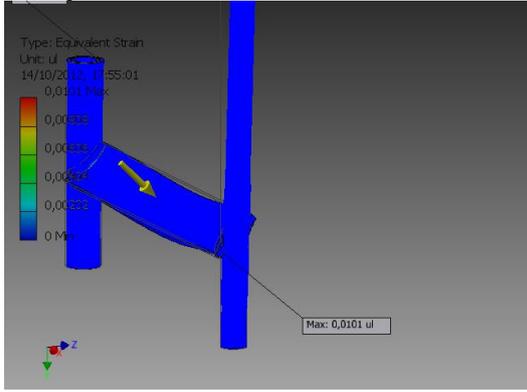
Y Displacement



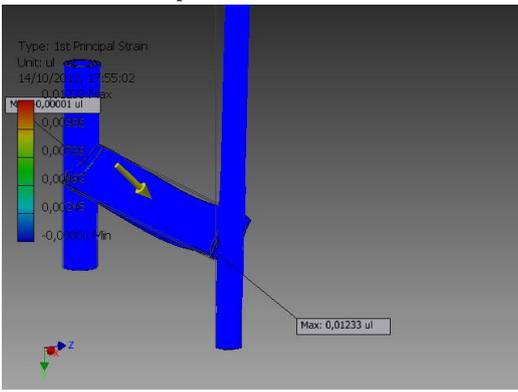
Z Displacement



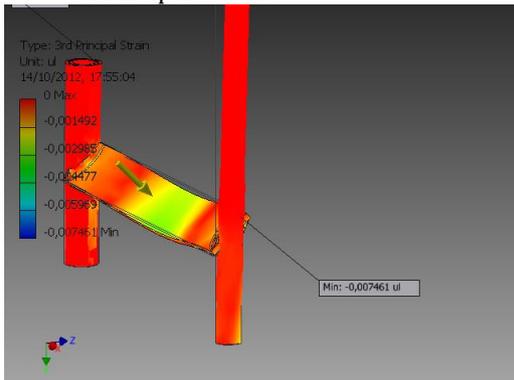
Equivalent Strain



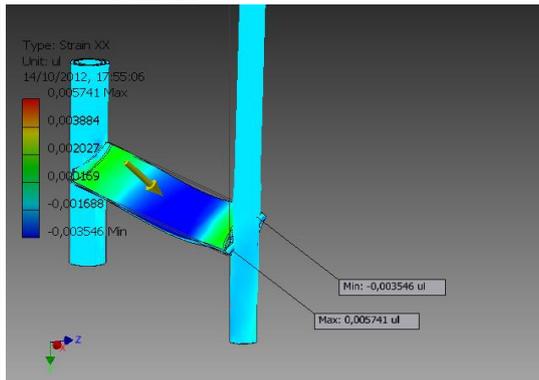
1st Principal Strain



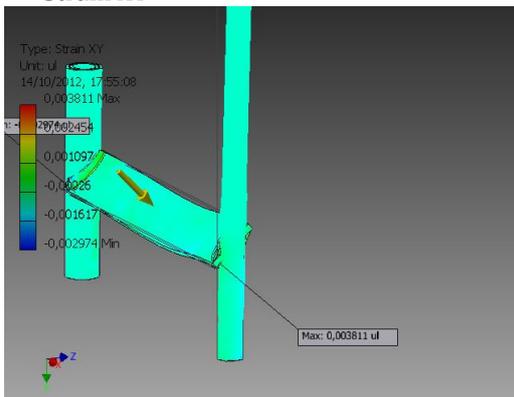
3rd Principal Strain



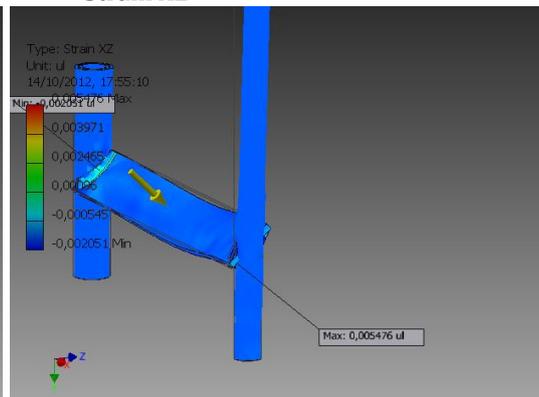
Strain XX



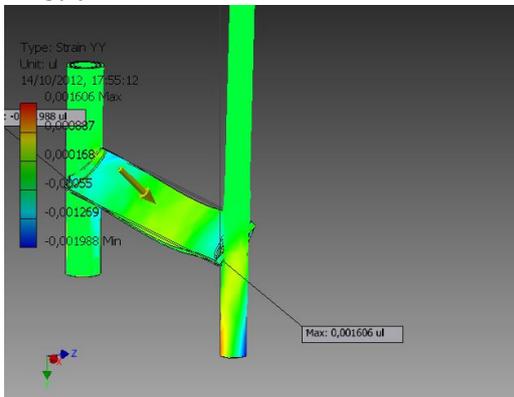
Strain XY



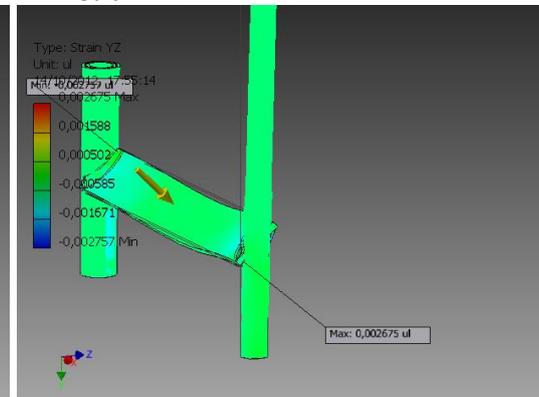
Strain XZ



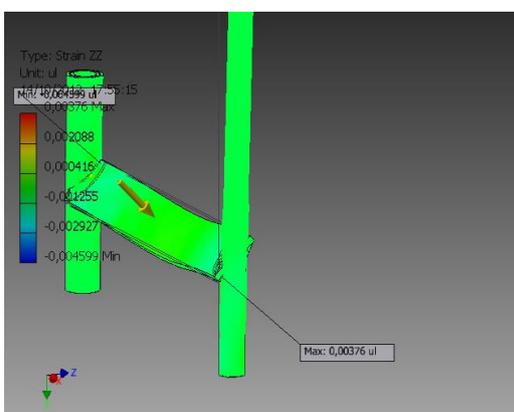
Strain YY



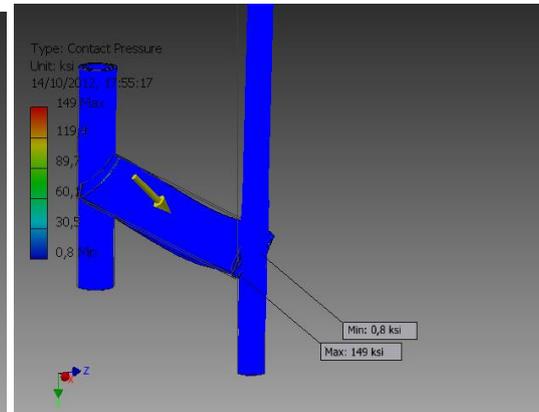
Strain YZ

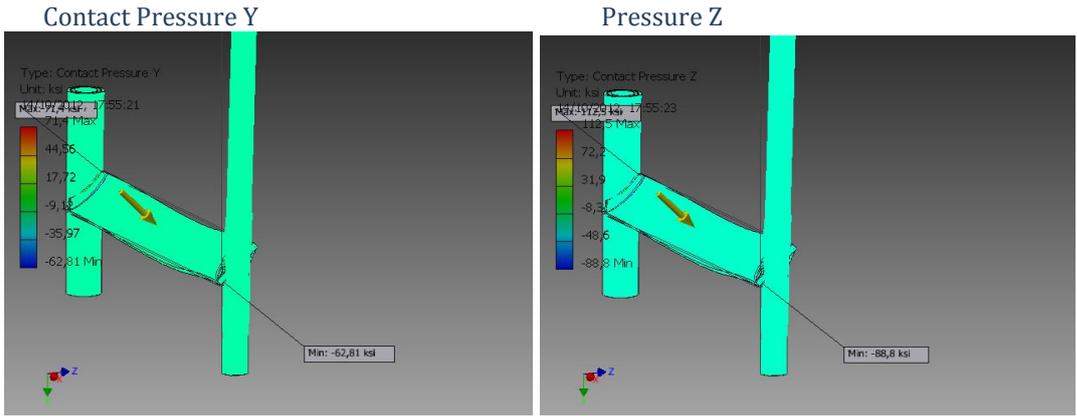


Strain ZZ



Contact Pressure





Diagramas de la placa plana rectangular

Frame Analysis Report



Simulation:1

General objective and settings:

| | |
|------------------------|-------------------|
| Simulation Type | Static Analysis |
| Last Modification Date | 14/10/2012, 17:41 |

Material(s)

| Name | Steel, Mild | |
|----------------|---|---------------------|
| General | Mass Density | 490,684 lbmass/ft^3 |
| | Yield Strength | 30,044 ksi |
| | Ultimate Tensile Strength | 50,073 ksi |
| Stress | Young's Modulus | 31930,334 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0,275 ul |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0,0000216 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 56,000 W/(m K) |
| | Specific Heat | 0,460 J/(kg K) |
| Part Name(s) | ANSI 2x1_4 00000005.ipt, ANSI 1 x 0.133 00000002.ipt, ANSI 1 x 0.133 00000003.ipt | |

Cross Section(s)

| | | |
|--------------------------------------|---|------------|
| Geometry Properties | Section Area (A) | 0,500 in^2 |
| | Section Width | 0,250 in |
| | Section Height | 2,000 in |
| | Section Centroid (x) | 0,125 in |
| | Section Centroid (y) | 1,000 in |
| Mechanical Properties | Moment of Inertia (I _x) | 0,167 in^4 |
| | Moment of Inertia (I _y) | 0,003 in^4 |
| | Torsional Rigidity Modulus (J) | 0,010 in^4 |
| | Section Modulus (W _x) | 0,167 in^3 |
| | Section Modulus (W _y) | 0,021 in^3 |
| | Torsional Section Modulus (W _t) | 0,038 in^3 |
| | Reduced Shear Area (A _x) | 0,333 in^2 |
| Reduced Shear Area (A _y) | 0,333 in^2 | |
| Part Name(s) | ANSI 2x1_4 00000005.ipt | |

| | | |
|--------------------------------------|--|-----------------------|
| Geometry Properties | Section Area (A) | 0,494 in ² |
| | Section Width | 1,315 in |
| | Section Height | 1,315 in |
| | Section Centroid (x) | 0,658 in |
| | Section Centroid (y) | 0,658 in |
| Mechanical Properties | Moment of Inertia (I _x) | 0,087 in ⁴ |
| | Moment of Inertia (I _y) | 0,087 in ⁴ |
| | Torsional Rigidity Modulus (J) | 0,175 in ⁴ |
| | Section Modulus (W _x) | 0,133 in ³ |
| | Section Modulus (W _y) | 0,133 in ³ |
| | Torsional Section Modulus (W _t) | 0,266 in ³ |
| | Reduced Shear Area (A _x) | 0,249 in ² |
| Reduced Shear Area (A _y) | 0,249 in ² | |
| Part Name(s) | ANSI 1 x 0.133 00000002.ipt, ANSI 1 x 0.133 00000003.ipt | |

☐ **Beam Model**

| | |
|-------------------------------|---|
| Nodes | 6 |
| Beams | 3 |
| - Round Tubes | 2 |
| - Square/Rectangular/Hex Bars | 1 |

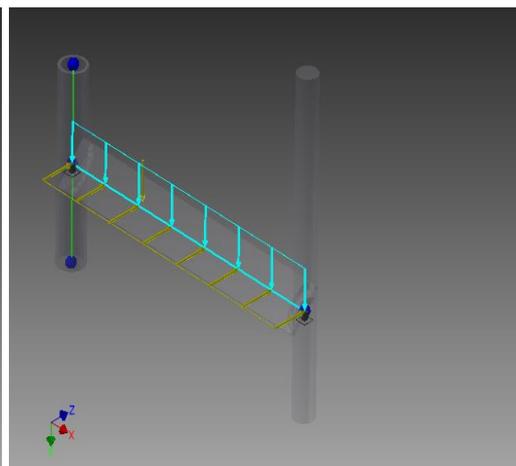
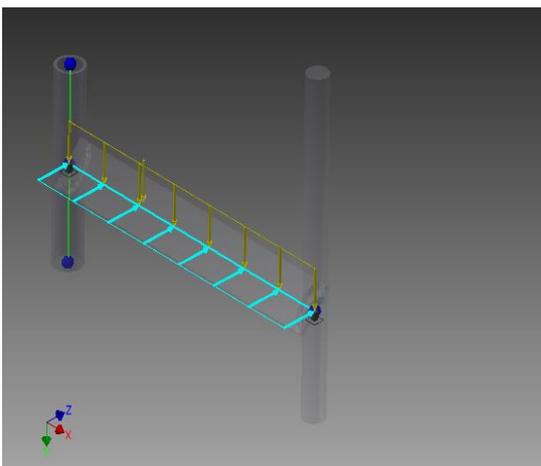
☐ **Continuous Load:1**

| | |
|------------------------|-----------------|
| Load Type | Continuous Load |
| Magnitude | 15,000 lbf/in |
| Beam Coordinate System | No |
| Angle of Plane | 90,00 deg |
| Angle in Plane | 0,00 deg |
| Qx | 0,000 lbf/in |
| Qy | 0,000 lbf/in |
| Qz | 15,000 lbf/in |
| Offset | 0,000 in |
| Length | 13,780 in |
| End Magnitude | 15,000 lbf/in |

☐ **Continuous Load:2**

| | |
|------------------------|-----------------|
| Load Type | Continuous Load |
| Magnitude | 50,000 lbf/in |
| Beam Coordinate System | No |
| Angle of Plane | 90,00 deg |
| Angle in Plane | 90,00 deg |
| Qx | 0,000 lbf/in |
| Qy | 50,000 lbf/in |
| Qz | 0,000 lbf/in |
| Offset | 0,000 in |
| Length | 13,780 in |
| End Magnitude | 50,592 lbf/in |

Selected Reference(s)



▣ Results

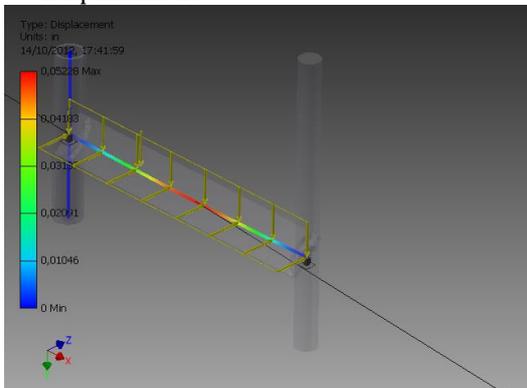
▣ Reaction Force and Moment on Constraints

| Constraint Name | Reaction Force | | Reaction Moment | |
|--------------------|----------------|-----------------------|-----------------|-----------------------|
| | Magnitude | Components (Fx,Fy,Fz) | Magnitude | Components (Mx,My,Mz) |
| Fixed Constraint:2 | 362,825 lbf | 0,000 lbf | 831,725 lbf | 0,000 lbf |
| | | -347,795 lbf | | 237,344 lbf |
| | | -103,346 lbf | | -797,141 lbf |
| Fixed Constraint:1 | 363,329 lbf | 0,000 lbf | 833,520 lbf | 0,000 lbf |
| | | -348,321 lbf | | -237,344 lbf |
| | | -103,346 lbf | | 799,014 lbf |

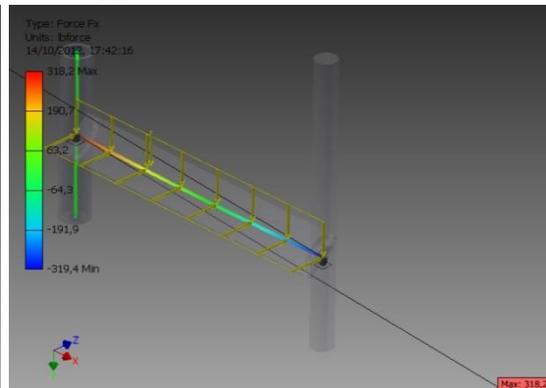
▣ Static Result Summary

| Name | | Minimum | Maximum |
|--------------------|----------|-----------------|----------------|
| Displacement | | 0,000 in | 0,052 in |
| Forces | Fx | -319,377 lbf | 318,224 lbf |
| | Fy | -172,070 lbf | 173,223 lbf |
| | Fz | -0,552 lbf | 0,530 lbf |
| Moments | Mx | -198,249 lbf in | 397,161 lbf in |
| | My | -366,077 lbf in | 732,816 lbf in |
| | Mz | 0,000 lbf in | 0,000 lbf in |
| Normal Stresses | Smax | -0,001 ksi | 37,584 ksi |
| | Smin | -37,584 ksi | 0,001 ksi |
| | Smax(Mx) | 0,000 ksi | 2,385 ksi |
| | Smin(Mx) | -2,385 ksi | 0,000 ksi |
| | Smax(My) | 0,000 ksi | 35,199 ksi |
| | Smin(My) | -35,199 ksi | 0,000 ksi |
| | Saxial | -0,001 ksi | 0,001 ksi |
| Shear Stresses | Tx | -0,955 ksi | 0,959 ksi |
| | Ty | -0,520 ksi | 0,517 ksi |
| Torsional Stresses | T | 0,000 ksi | 0,000 ksi |

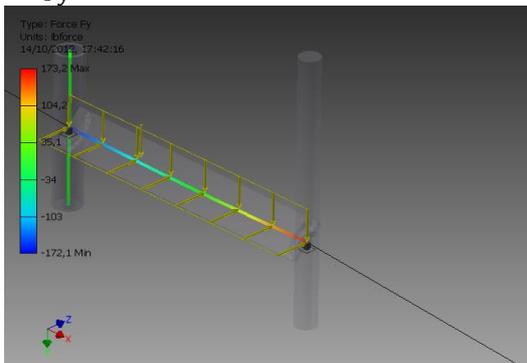
Displacement



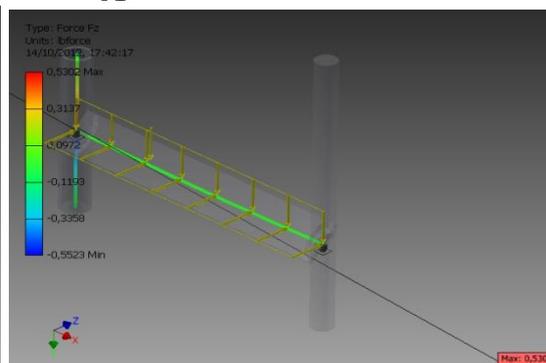
Fx

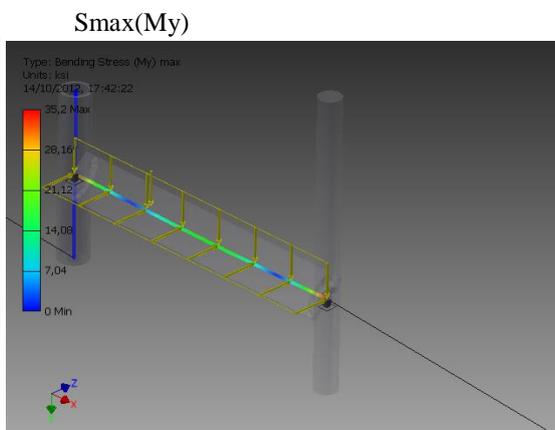
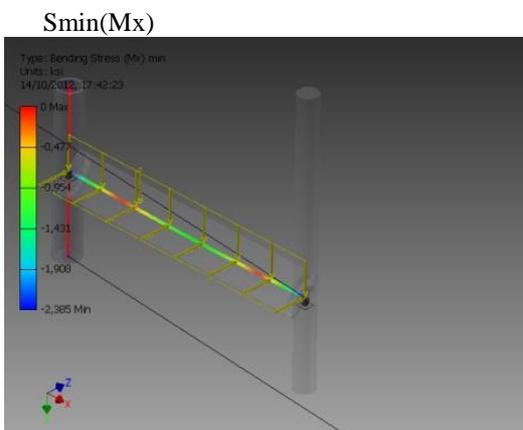
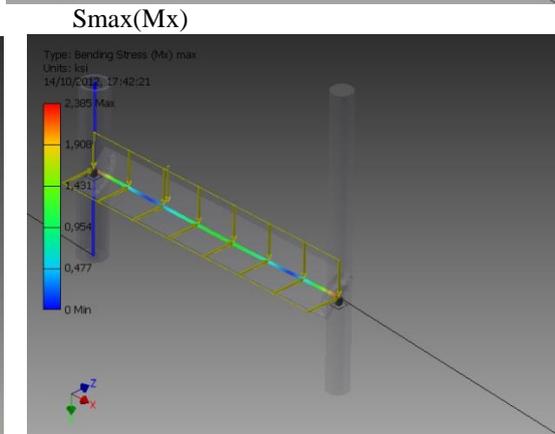
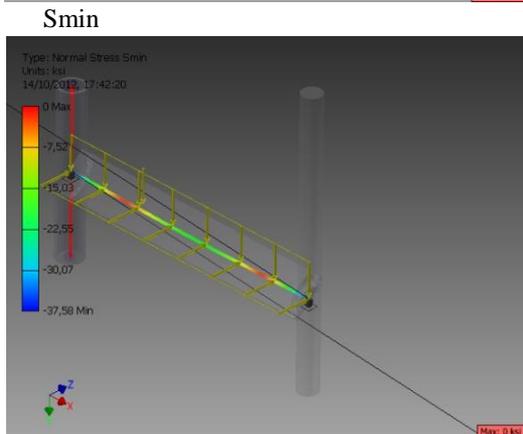
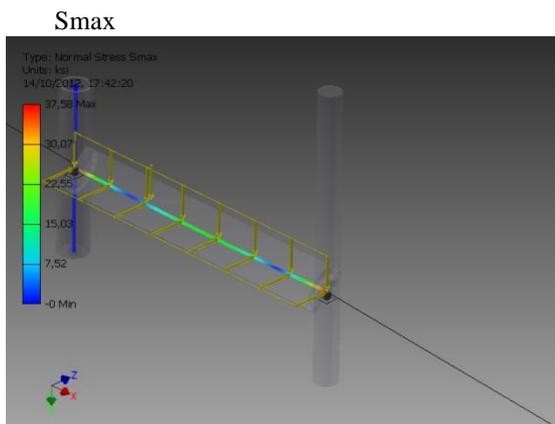
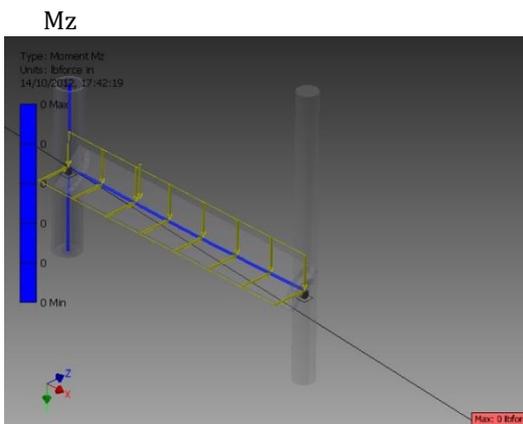
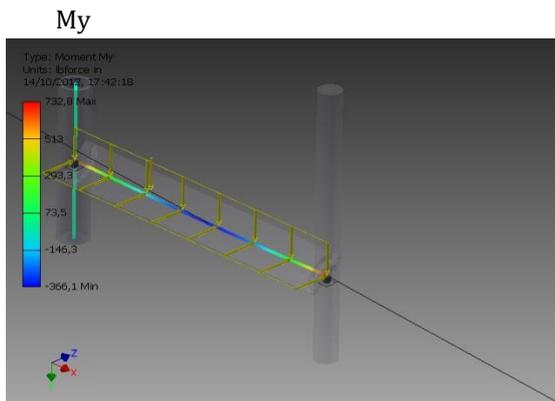
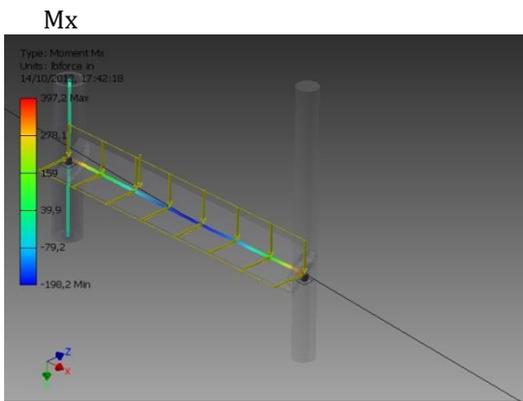


Fy

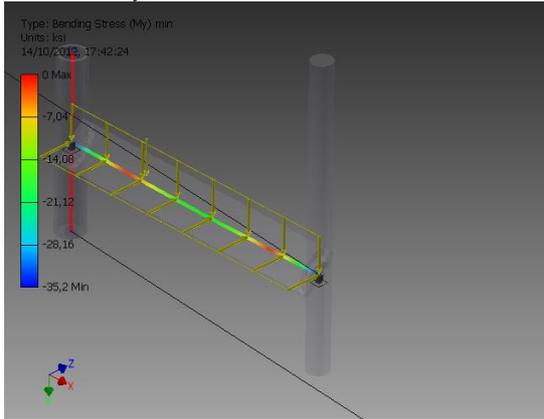


Fz

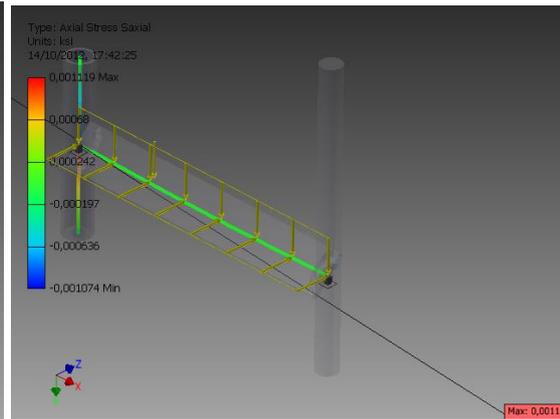




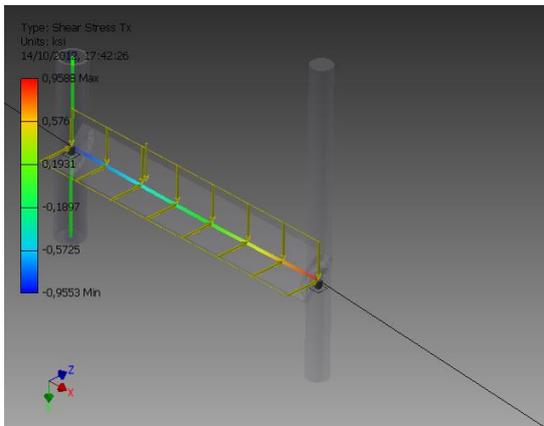
Smin(My)



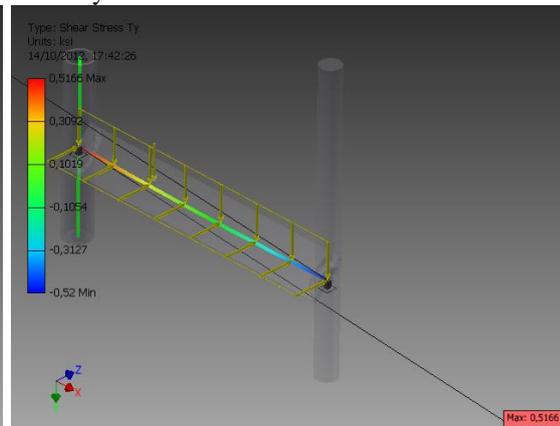
Saxial



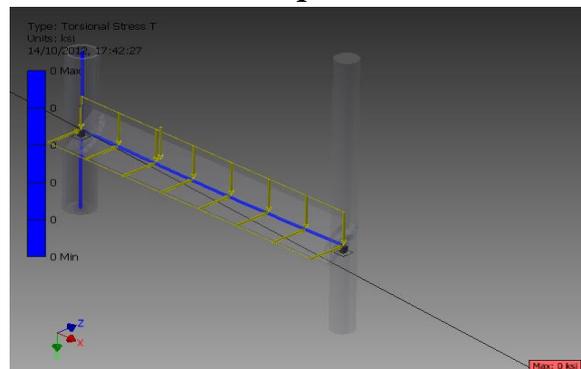
Tx



Ty



T



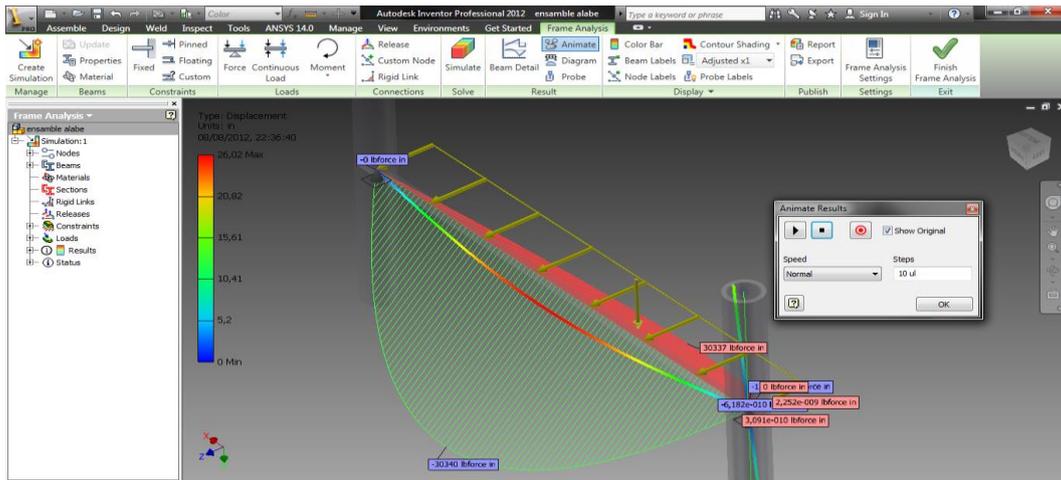


Fig 3. 25 Diagrama de Deformación y Momento en el alabe de mezcla.

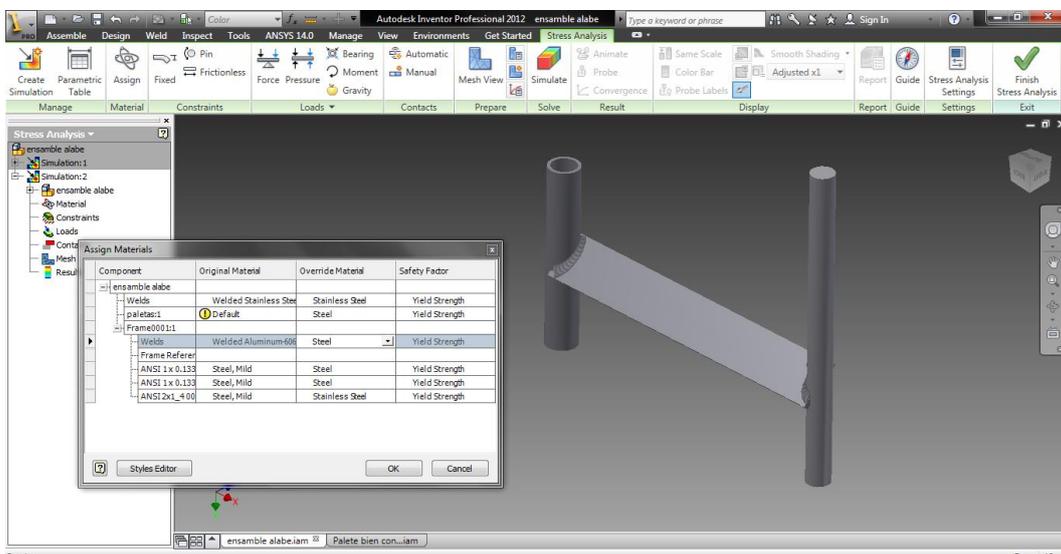


Fig 3. 26 Colocación de tipos de materiales en Inventor 2012.

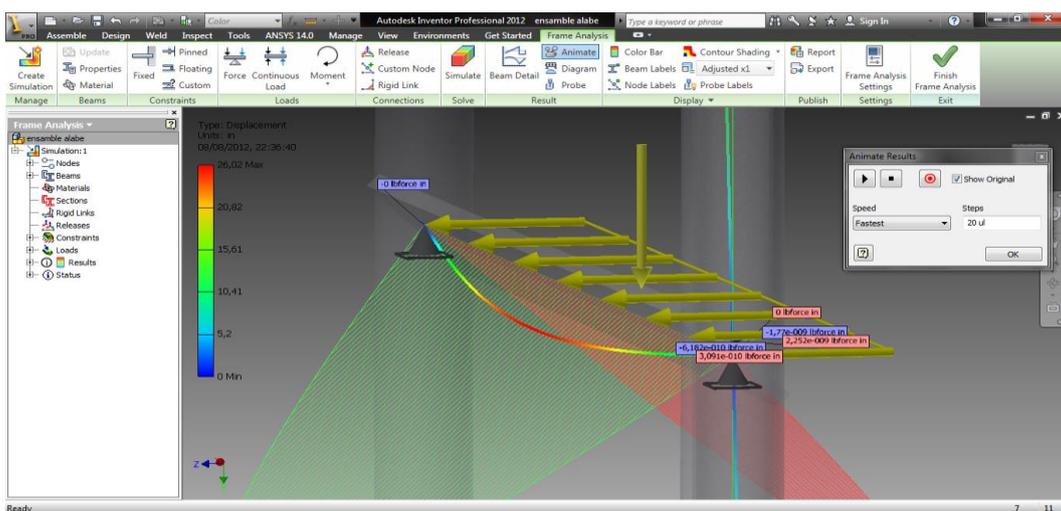


Fig 3. 27 Diagramas de Momentos generados por el peso y el empuje, junto con el desplazamiento.

3.2.2. DISEÑO DE RECIPIENTE.

Los tanques de almacenamiento se usan como depósitos para contener una reserva suficiente de algún producto para su uso posterior y/o comercialización. Los tanques de almacenamiento, se clasifican en:

- 1.- Cilíndricos Horizontales.
- 2.- Cilíndricos Verticales de Fondo Plano.

Los Tanques Cilíndricos Horizontales, generalmente son de volúmenes relativamente bajos, debido a que presentan problemas por fallas de corte y flexión. Por lo general, se usan para almacenar volúmenes pequeños. Los Tanques Cilíndricos Verticales de Fondo Plano nos permiten almacenar grandes cantidades volumétricas con un costo bajo. Con la limitante que sólo se pueden usar a presión atmosférica o presiones internas relativamente pequeñas.

En el desarrollo del proyecto se eligió el tanque vertical de fondo plano por los requerimientos y por la facilidad de fabricación como versatilidad.

| Tabla 1.1 | A.P.I 650 | | | A.P.I 620 | | | A.N.S.I | AWWA |
|---------------------------|-----------|------------|-------------------------|---------------------|----------------------|---------------------|-----------|------------|
| | Básico | Apéndice A | Apéndice F | Básico | Apéndice R | Apéndice Q | B96.1 | |
| Presión Interna Máxima | Atm | Atm | 0.17 Kg/cm ² | 1Kg/cm ² | 1 Kg/cm ² | 1Kg/cm ² | Atm | Atm |
| Temperatura Mínima | NS | (-)28.8 Ć | NS | (-)45.5 C | (-)54.4 C | (-)167 C | (-)28.8 C | (-) 48.3 C |
| temperatura Máxima | 93.3 C | 93.3 C | 93.3 C | 93.3 C | (-) 40 C | 93.3 C | 204 C | RT |
| Espesor máximo de Cuerpo | 44.4 cm | 12.7 cm | 44.4mm | NS | NS | NS | NS | 50.8 mm |
| Espesor mínimo del Cuerpo | | | | | | | | |
| D < 15.2 m | 4.76mm | | | 4.76mm | | | 4.76mm | |
| 15.2m. <D> 36.5m. | 6.35mm | | | 6.35mm | | | 6.36mm | |
| 36.5m. <D> 60.9m. | 7.93mm | | | 7.93mm | | | 7.93mm | |
| D>60.9m. | 9.52mm | | | 9.52mm | | | 9.52 mm | |

NS = Sin Especificación CA = Corrosión Permisible RT = Temperatura Ambiente

12

Tabla 3. 15 Requerimientos de diversos tanques de fondo plano.

¹² Normas Técnicas complementarias para construcción y diseño mecánico/Tanques, Cataluña- España, 1999, Pag. 45.

Materiales empleados en tanque

Para el mejor diseño, cálculo y manufactura de tanques de almacenamiento es importante seleccionar el material adecuado dentro de la variedad de aceros que existen en el mercado ecuatoriano, por lo que a continuación listamos los materiales más usados con su aplicación y la tabla 1.2. Muestra la agrupación de los mismos.

TABLA 1.2. GRUPOS DE MATERIALES.

| Grupo 1 Rolado Semicalmado | | Grupo 2 Rolado Calmado y Semicalmado | | Grupo 3 Rolado y Calmado Grano Fino | |
|----------------------------|-------|--------------------------------------|-------|-------------------------------------|-------|
| Material | Notas | Material | Notas | Material | Notas |
| A-283-C | 2 | A-31-B | 7 | A-573-58 | |
| A-285-C | 2 | A-36 | 2 y 6 | A-516-55 | |
| A-131-A | 2 | A-422-55 | | A-516-60 | |
| A-36 | 2 y 3 | A-422-60 | | G40.21-260W | 9 |
| Fe-42-B | 4 | G40.21-260W | | Fe-42-D | 4 y 9 |
| Gdo. 37 | 3 y 5 | Fe-42-C | 4 | Gdo. 41 | 5 y 9 |
| Gdo. 41 | 6 | Gdo. 41 | 5 y 8 | | |

| Grupo 3A Normalizado, Calmado Grano Fino | | Grupo 4 Rolado Calmado, Rolado Fino | | Grupo 4A Rolado y Calmado Grano Fino | |
|--|-----------|-------------------------------------|-------|--------------------------------------|-------|
| Material | Notas | Material | Notas | Material | Notas |
| A-131-CS | | A-573-65 | | A-662-C | |
| A-573-58 | 10 | A-573-70 | | A-573-70 | 11 |
| A-516-55 | 10 | A-516-65 | | G40.21-300W | 9, 11 |
| A-516-60 | 10 | A-516-70 | | G40.21-350W | 9, 11 |
| G40.20-260W | 9 y 10 | A-662-B | | | |
| Fe-42-D | 4, 9 y 10 | G40.21-300W | 9 | | |
| Gdo. 41 | 5, 9 10 | G40.21-350W | 9 | | |
| | | Fe-44-B,C,D | 4 y 9 | | |
| | | Fe-52-C,D | 9 | | |
| | | Gdo. 44 | 5 y 9 | | |

| Grupo 5 Normalizado, Calmado Grano Fino | | Grupo 6 Normalizado, Reducido, Calmado por Temperatura Grano Fino y Reducción al Carbón | |
|---|--------|---|-------|
| Material | Notas | Material | Notas |
| A-573-70 | 10 | A-131-EH,36 | |
| A-516-65 | 10 | A-633-C | |
| A-516-70 | 10 | A-537-I | 9 |
| G40.21-300W | 9 y 10 | A-537-II | 4 y 9 |
| G40.21-350W | 9 y 10 | A-678-A | |
| | | A-678-B | 5 y 9 |
| | | A-737-B | |

Tabla 3. 16 Grupo de Materiales.¹³

NOTAS:

- 1.- Todo lo especificado, nombrado y referido por A.S.T.M. excepto G40.21 que está especificado por el Estándar de la Asociación Canadiense, Re 42, Fe 44 y Fe 52 especificado y contenido en ISO 630 y los grados 37, 41 y 44 especificados por el Estándar Nacional Americano.
- 2.- Debe ser semimuerto y muerto.
- 3.- Espesor menor o igual a 12.7 mm. (1/2 pulg.).

¹³ Grupo de materiales según la ASTM de 1997 pág. 28.

- 4.- Máximo contenido de manganeso de 1.5%.
- 5.- Espesor menor o igual a 19.5 mm. (3/4 pulg.), cuando el rolado es controlado.
- 6.- Contenido de manganeso de 0.8% a 1.2%, haciendo análisis de calor en todos los espesores.
- 7.- Espesores menores o iguales a 25.4 mm. (1 pulg.).
- 8.- Debe ser muerto.
- 9.- Debe ser semimuerto y grano fino.
- 10.- Debe ser normalizado.
- 11.- Debe ser tratado térmicamente, con un máximo de carbón de 0.02% y un máximo de manganeso de 1.6%.

DISEÑO Y CÁLCULO DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO ENSAMBLADOS EN TALLER

REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

La fabricación y diseño de tanques de almacenamiento verticales en donde las dimensiones hacen posible su completo armado en taller, para después ser embarcado y colocado en su lugar, tendrán un diámetro que no exceda de 6096mm y de espesores de 1/4 pulg., y 49.8 / mKg (10.2 / pie lb), más cualquier corrosión permisible.

El fondo podrá ser construido de una o varias piezas, cuya distancia entre cordones de soldadura no será menor de 305mm. (12 pulg.), y tendrá un diámetro mayor que el exterior del tanque de 50.8mm. (2 pulg.).

La soldadura entre fondo y el cuerpo se realizará con un filete por cada lado del cuerpo, la junta del cuerpo y fondo serán a tope, sin placa de respaldo para lograr la penetración completa.

DISEÑO Y CÁLCULO DEL CUERPO

El espesor de la pared del cuerpo se determinará por la siguiente expresión (Ec. 3.15), pero el mínimo espesor permitido será de 3.2mm, para tanques con un diámetro igual o menor de 3,200mm, y para tanques con diámetro igual o mayores un espesor de 3.6mm.

Espesor del tanque

$D := 77$ cm Diámetro nominal del tanque

$h := 62$ cm Nivel máximo del producto

$E := 0.7$ Eficiencia en la junta

$$CA := \frac{1}{128} \cdot 2.5^4$$

$z := 21890 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ Densidad relativa del producto

$$d := \frac{z}{1000}$$

$$t := \frac{[0.005D \cdot (h - 30.48)] \cdot d}{E \cdot (1476)} + CA \quad 14$$

Ec. 3. 15

$t = 0.26$ cm

$t_{mm} := t \cdot 10$

$t_{mm} = 2.598$ mm Equivalente a espesor de 3mm

- t = Espesor mínimo requerido (cm.).
- D = Diámetro nominal del tanque (cm.).
- H = Nivel máximo del líquido (cm.).
- G = Densidad relativa de líquido (no menor de 1).
- E = Eficiencia de la junta (0.85 ó 0.70).
- CA = Corrosión permisible (cm.).

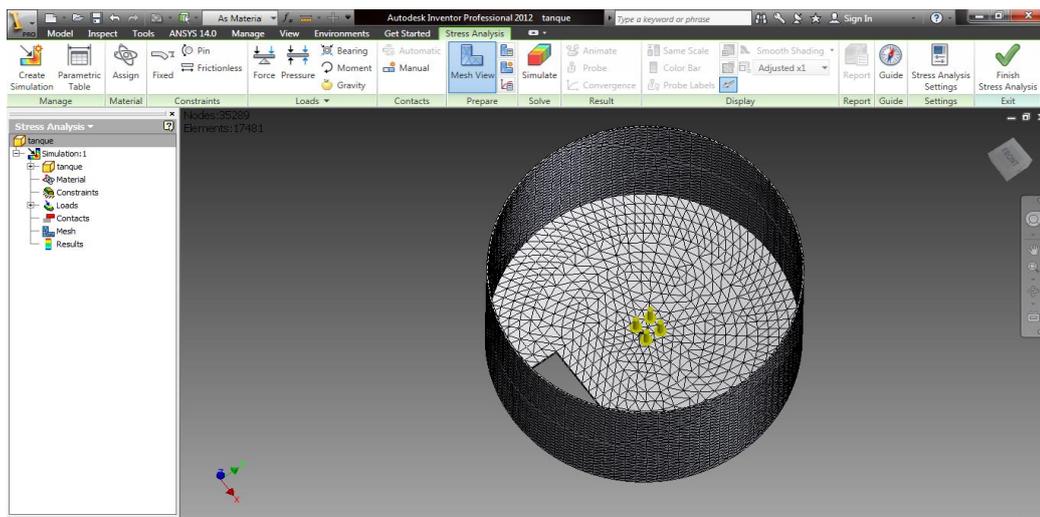


Fig 3. 28 Mallado del cilindro en Inventor 2012.

¹⁴ Normas Técnicas complementarias para construcción y diseño mecánico según la ASTM, Cataluña-España, 1999/ Construcción de tanques ensamblados en taller, Pag. 65.

En lo calculado el espesor requerido en el recipiente armado en talleres da un espesor de 3mm, con lo cual uno de los criterios de diseño y principalmente de economización y rentabilidad en la construcción de un tipo de pared tipo sándwich con lo cual el espesor del contorno externo será de acero A36 y el contorno interno de un Acero Inoxidable 304.

Tablas de decisión

| ORD | Criterios de valoración | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | sum | % | W.F. |
|-----|------------------------------------|---|---|---|-----|-----|---|-----|------|------|------|
| 1 | Costo de adquisición | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2,5 | 7,5 | 0,26 | 0,26 |
| 2 | Utilización en alimentos | | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2,5 | 6,5 | 0,23 | 0,18 |
| 3 | Disponibilidad | | | 0 | 1 | 1 | 1 | 2,5 | 5,5 | 0,19 | 0,18 |
| 4 | Confiabilidad y resistencia | | | | 0 | 0,5 | 1 | 2,5 | 4 | 0,14 | 0,18 |
| 5 | Corrosión | | | | 0,5 | 0 | 1 | 2,5 | 4 | 0,14 | 0,1 |
| 6 | Disponibilidad para la manufactura | | | | | | 0 | 1 | 1 | 0,04 | 0,1 |
| | suma | | | | | | | | 28,5 | 1,00 | 1 |

Tabla 3. 17 Matriz de decisión.

| Factores Determinantes | Ponderación | Acero A36 | | Acero Inoxidable | | Otros | |
|------------------------------------|-------------|-----------|------|------------------|------|-------|------|
| | | | | | | | |
| Costo de adquisición | 0,26 | 4 | 1,04 | 8 | 2,08 | 5 | 1,3 |
| Utilización en alimentos | 0,23 | 3 | 0,69 | 8 | 1,84 | 5 | 1,15 |
| Disponibilidad | 0,19 | 6 | 1,14 | 5 | 0,95 | 3 | 0,57 |
| Confiabilidad y resistencia | 0,14 | 6 | 0,84 | 6 | 0,84 | 5 | 0,7 |
| Corrosión | 0,14 | 7 | 0,98 | 1 | 0,14 | 2 | 0,28 |
| Disponibilidad para la manufactura | 0,04 | 7 | 0,28 | 6 | 0,24 | 6 | 0,24 |
| Suma | | | 4,97 | | 6,09 | | 4,24 |

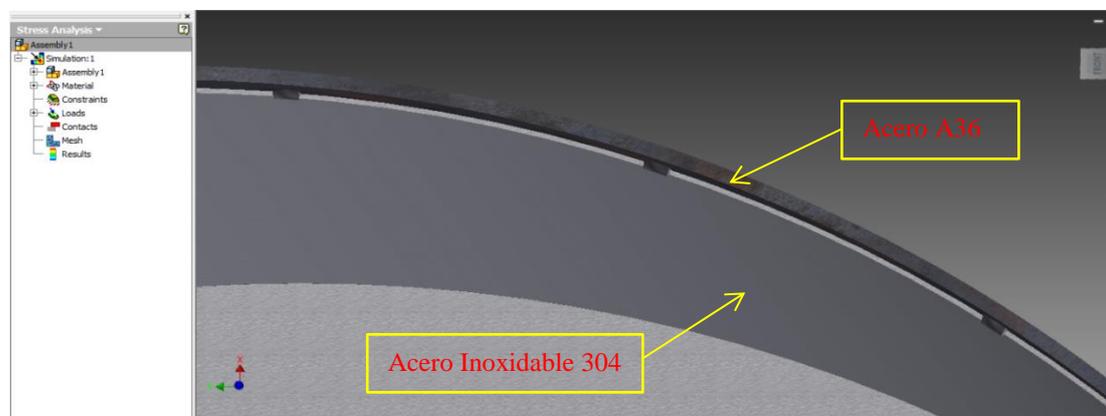


Fig 3. 29 Sistema tipo sándwich para el tanque de almacenamiento.

Con lo cual evitamos el precio de una plancha de acero inoxidable AISI 304 de un espesor de 3mm, que en el mercado el precio es muy elevado. Como muestra en la matriz de decisión un factor importante fue el precio, la decisión en el proyecto está basada en la economización y rentabilidad en el proyecto, para dar nuevas ideas en el diseño y abrir nuevos campo en el diseño mecánico y construcción de nuevas máquinas.

Por lo tanto la decisión es de adquirir una plancha de 1.5mm de acero A36 y una plancha de acero inoxidable AISI 304 de espesor de 1.5mm, con lo cual al juntarlos tenemos la plancha de 3mm requerida para el proyecto, pero teniendo en consideración que la plancha de acero inoxidable a su vez es necesaria para el producto que se va a mezclar, ya que por sus composiciones y reacciones químicas que se pudieran afectar al producto terminado.

SIMULACIÓN DEL TANQUE EN INVENTOR 2012

Stress Analysis Report

Autodesk®

Analyzed File: tanque.ipt
 Autodesk Inventor Version: 2012 (Build 160160000, 160)
 Creation Date: 11/08/2012, 21:43
 Simulation Author: Gabriel
 Summary:

Physical

| | |
|-------------------|---|
| Material | Default |
| Density | 0,0361273 lbmass/in ³ |
| Mass | 25,5769 lbmass |
| Area | 5793,64 in ² |
| Volume | 707,967 in ³ |
| Center of Gravity | x=0 in y=0,212148 in z=6,24828 in |

General objective and settings:

| | |
|---------------------------------------|-------------------|
| Design Objective | Single Point |
| Simulation Type | Static Analysis |
| Last Modification Date | 11/08/2012, 21:39 |
| Detect and Eliminate Rigid Body Modes | Yes |

Material(s)

| | | |
|----------------|---------------------------|---------------------------------|
| Name | Steel | |
| General | Mass Density | 0,283599 lbmass/in ³ |
| | Yield Strength | 30043,5 psi |
| | Ultimate Tensile Strength | 50072,6 psi |
| | Young's Modulus | 30479 ksi |
| Stress | Poisson's Ratio | 0,3 ul |
| | Shear Modulus | 11722,7 ksi |
| | Expansion Coefficient | 0,0000216 ul/f |
| Stress Thermal | Thermal Conductivity | 104,879 btu/(ft hr f) |
| | Specific Heat | 0,35613 btu/(lbmass f) |
| Part Name(s) | tanque | |

Pressure:1

Load Type Pressure
Magnitude 1,431 psi

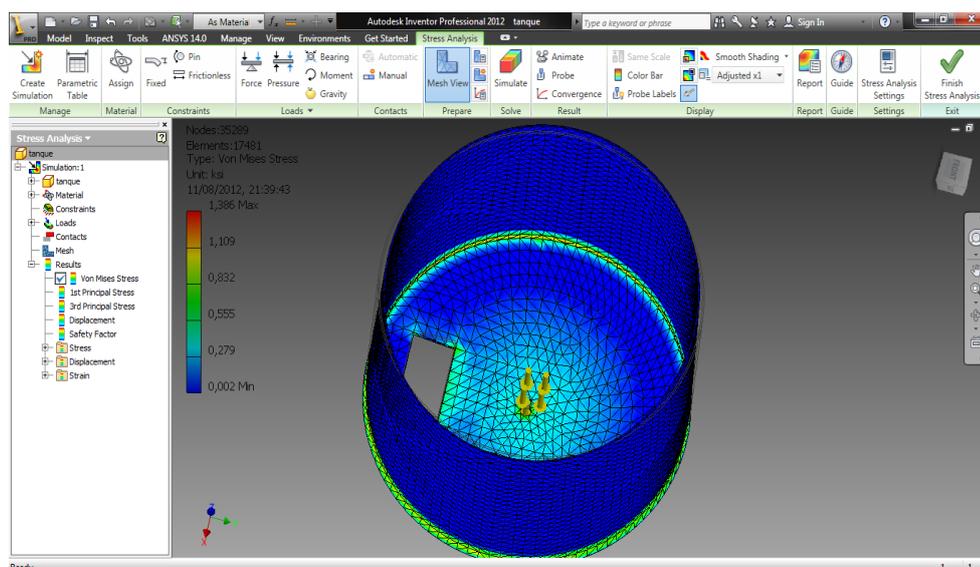
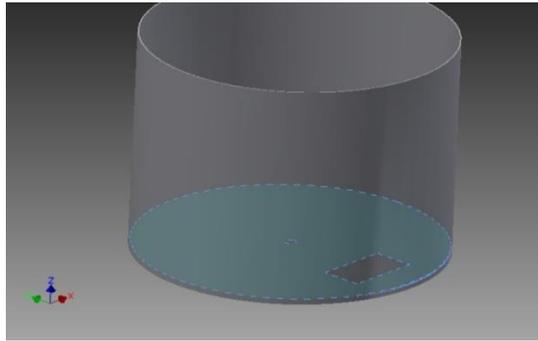


Fig 3. 30 Von Mises Stress en el Tanque.

Selected Face**Results****Reaction Force and Moment on Constraints**

| Constraint Name | Reaction Force | | | Reaction Moment | | |
|-----------------|----------------|---|---|-----------------|---|---|
| | Magnitude | X | Y | Magnitude | X | Y |

Result Summary

| Name | Minimum | Maximum |
|----------------------|-------------------------|-------------------|
| Volume | 707,967 in ³ | |
| Mass | 200,779 lbmass | |
| Von Mises Stress | 0,00166208 ksi | 1,38505 ksi |
| 1st Principal Stress | -0,598866 ksi | 1,76273 ksi |
| 3rd Principal Stress | -1,66977 ksi | 0,392555 ksi |
| Displacement | 0,000112489 in | 0,0038233 in |
| Stress XX | -1,06515 ksi | 1,34531 ksi |
| Stress XY | -0,55477 ksi | 0,584142 ksi |
| Stress XZ | -0,382614 ksi | 0,317067 ksi |
| Stress YY | -1,04921 ksi | 1,32242 ksi |
| Stress YZ | -0,380581 ksi | 0,294627 ksi |
| Stress ZZ | -1,63653 ksi | 1,73379 ksi |
| X Displacement | -0,000783207 in | 0,000797053 in |
| Y Displacement | -0,00073492 in | 0,00085585 in |
| Z Displacement | -0,0038233 in | 0,00060249 in |
| Equivalent Strain | 0,0000000478618 ul | 0,0000408861 ul |
| 1st Principal Strain | 0,0000000479943 ul | 0,0000483104 ul |
| 3rd Principal Strain | -0,0000399489 ul | 0,000000132194 ul |
| Strain XX | -0,0000342259 ul | 0,0000426769 ul |
| Strain XY | -0,0000236786 ul | 0,0000249323 ul |
| Strain XZ | -0,0000163307 ul | 0,000013533 ul |
| Strain YY | -0,0000324825 ul | 0,0000414155 ul |
| Strain YZ | -0,0000162439 ul | 0,0000125752 ul |
| Strain ZZ | -0,0000387279 ul | 0,0000475719 ul |

Figures

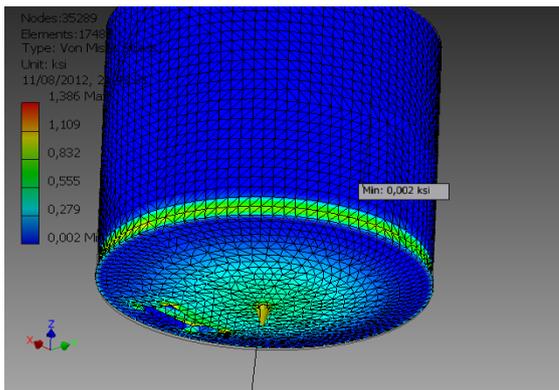


Fig. Von Mises Stress

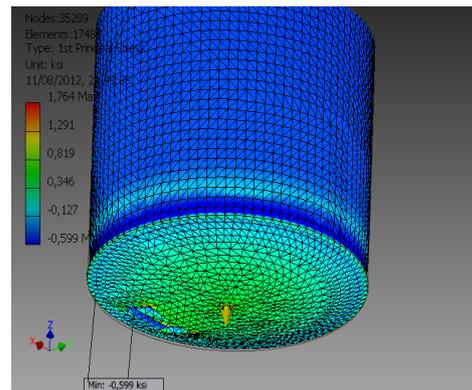


Fig. 1st Principal Stress

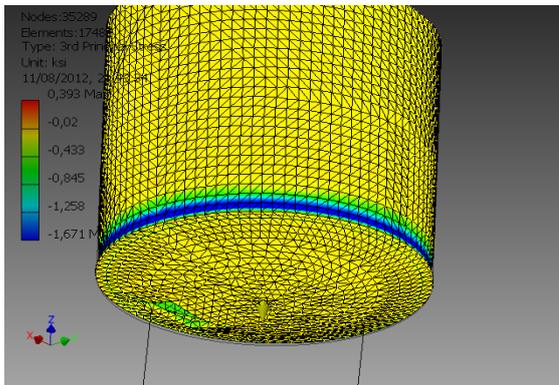


Fig. 3rd Principal Stress

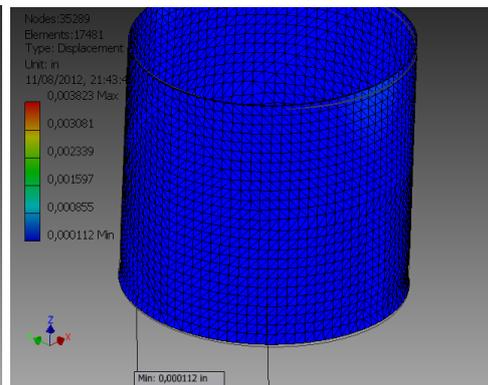


Fig. Displacement

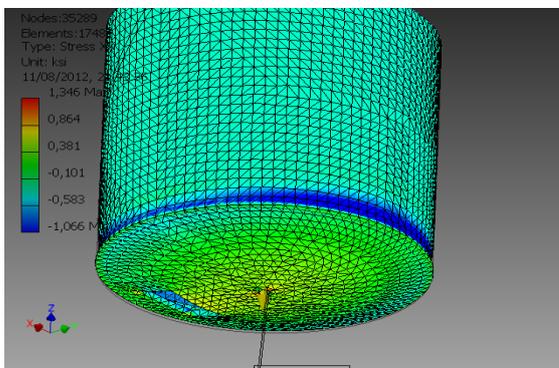


Fig. Stress XX

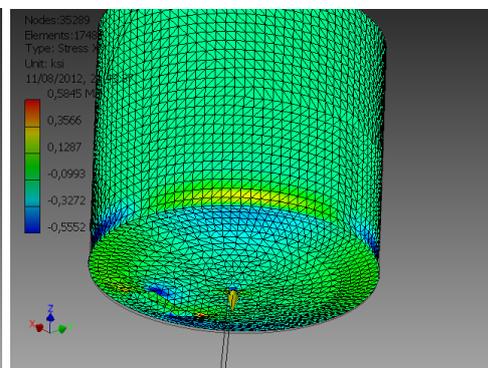


Fig. Stress XY

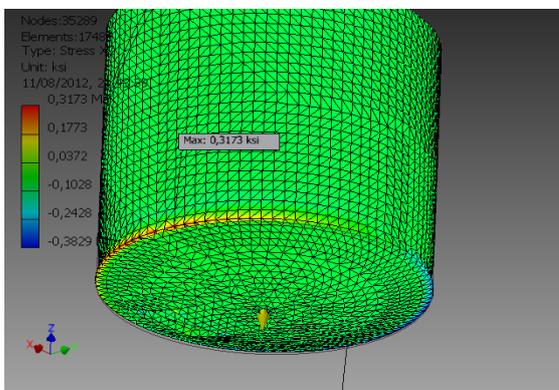


Fig. Stress XZ

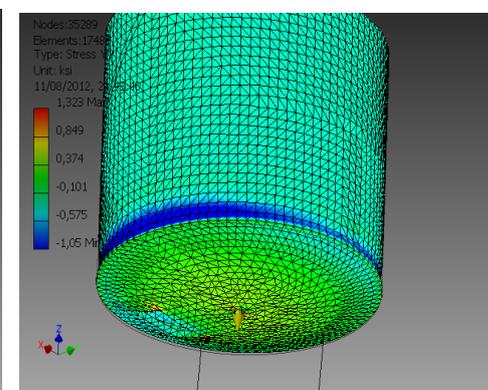
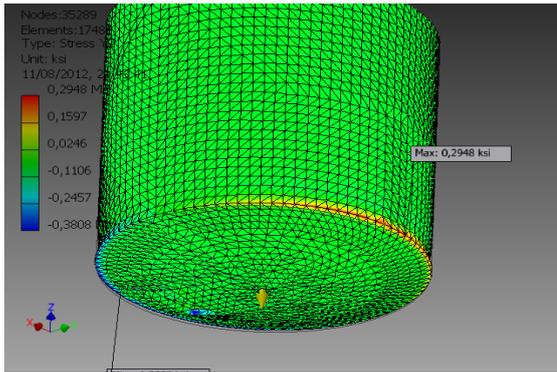
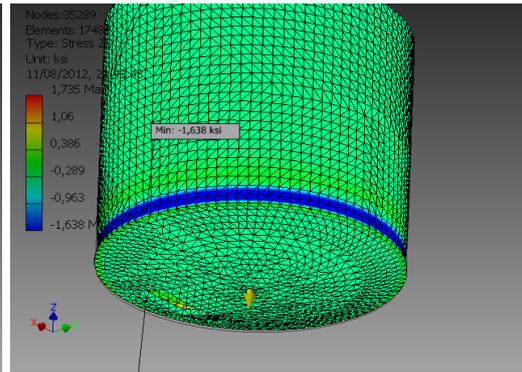


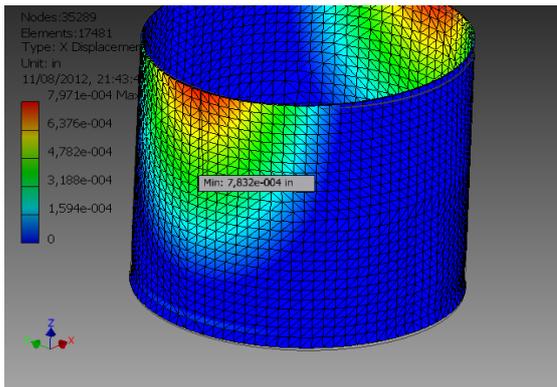
Fig. Stress YY



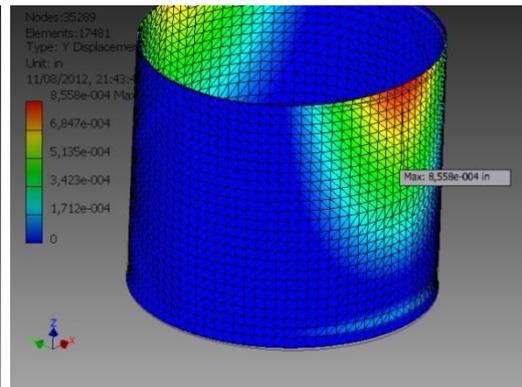
Stress YZ



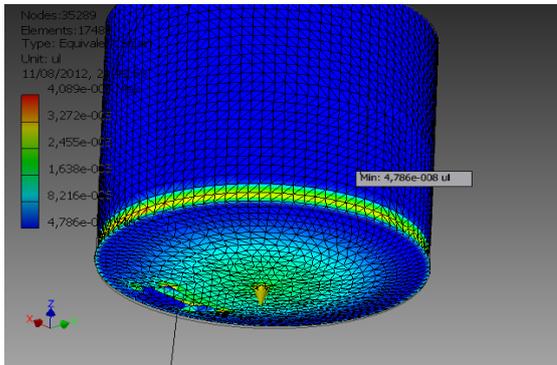
Stress ZZ



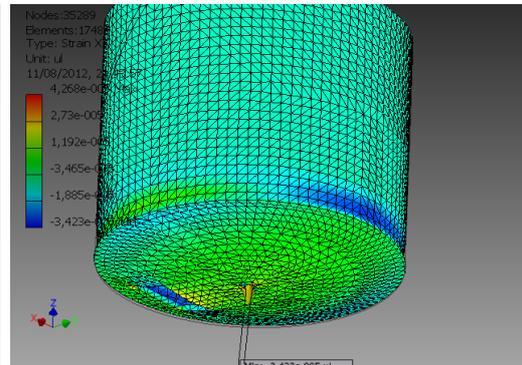
X Displacement



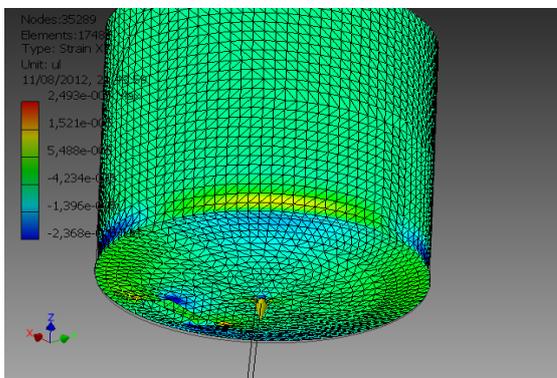
Y Displacement



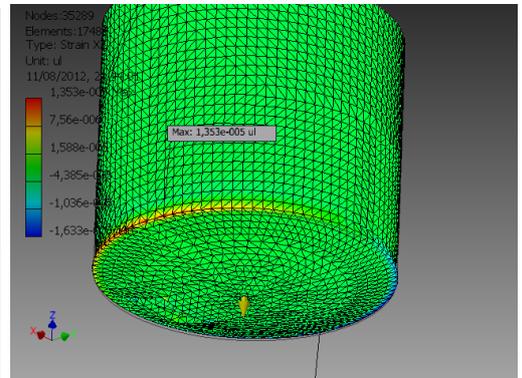
Equivalent Strain



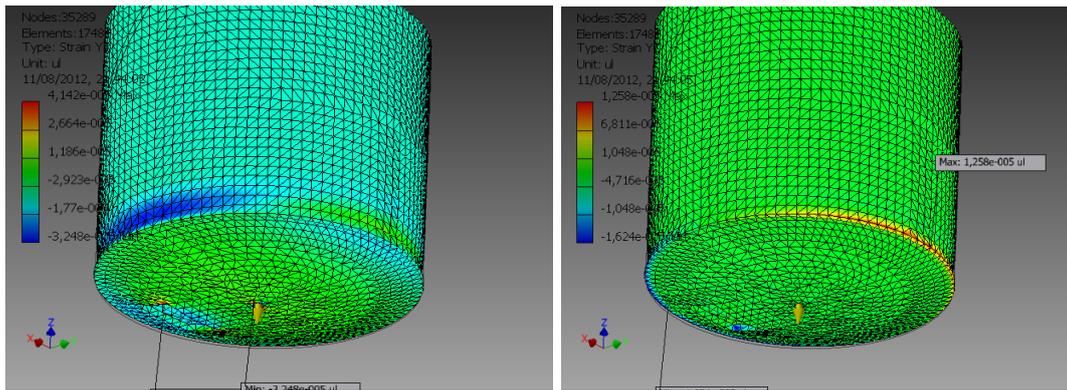
Strain XX



Strain XY

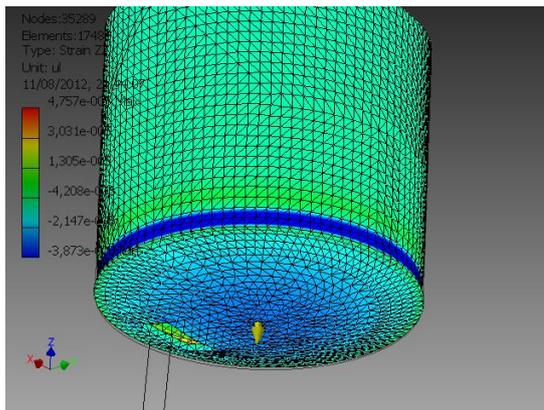


Strain XZ



Strain YY

Strain YZ



Strain ZZ

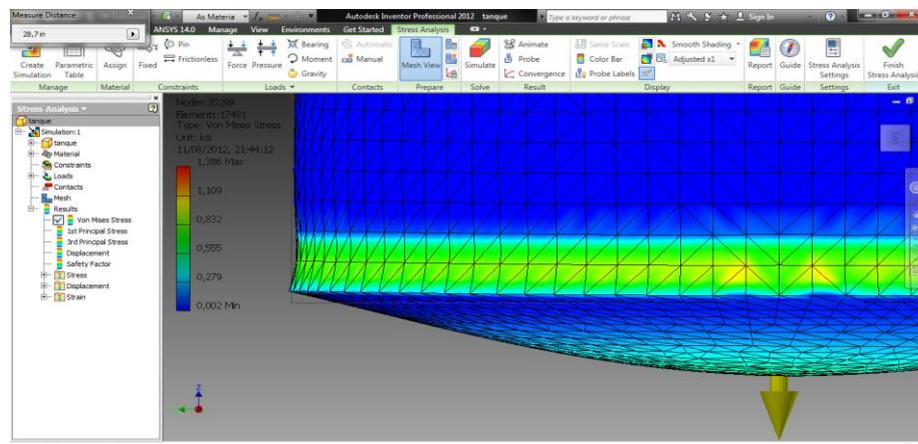
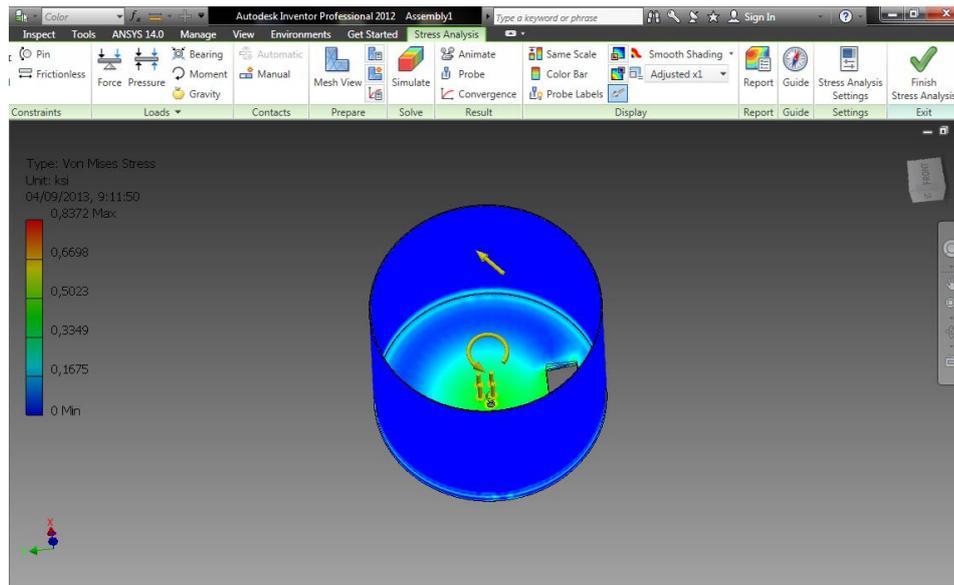


Fig 3. 31 Deformación por causa del producto al 100%.

Análisis de esfuerzos en pared del cilindro

El análisis de los esfuerzos que esta presente en el análisis dinámico se presenta en la interrelación entre el producto y la pared del cilindro, la fuerza que ejerce el empuje del producto lo procuramos verificar que no exista ninguna deformación, por lo cual, efectuamos el análisis dinámico con el sistema operativo Inventor 2012, colocando la velocidad y fuerzas que actúan directamente en el recipiente. Con lo cual obtuvimos lo siguiente



Stress Analysis Report

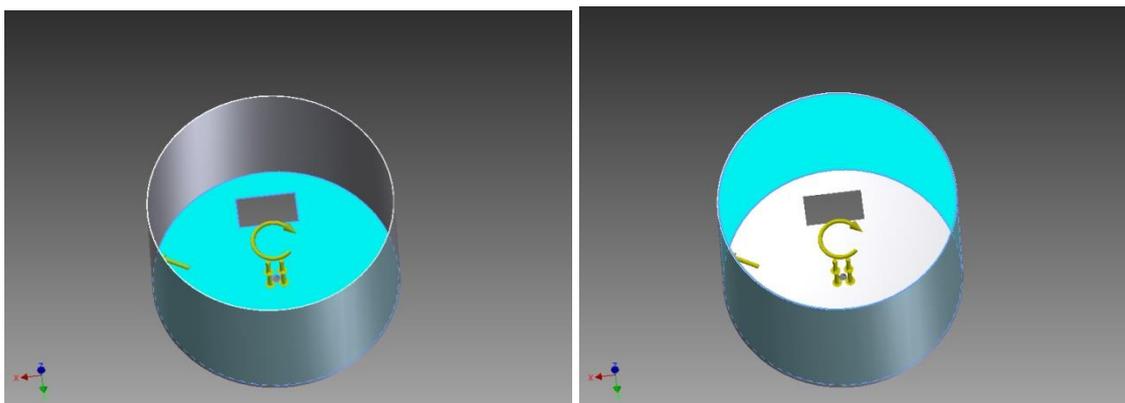
Autodesk®

Material(s)

| Name | Steel | |
|----------------|---------------------------|---------------------------------|
| General | Mass Density | 0,283599 lbmass/in ³ |
| | Yield Strength | 30043,5 psi |
| | Ultimate Tensile Strength | 50072,6 psi |
| Stress | Young's Modulus | 30479 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0,3 ul |
| | Shear Modulus | 11722,7 ksi |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0,0000216 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 104,879 btu/(ft hr f) |
| | Specific Heat | 0,35613 btu/(lbmass f) |
| Part Name(s) | tanque | |

Operating conditions

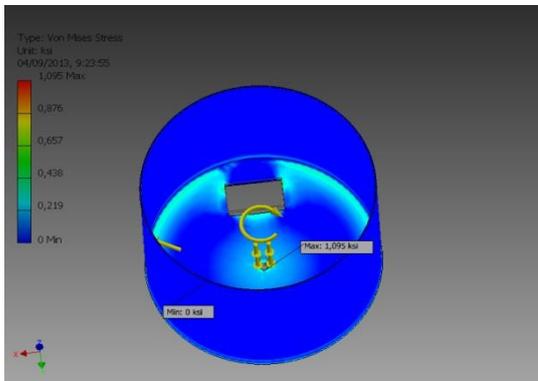
Selected Face(s)



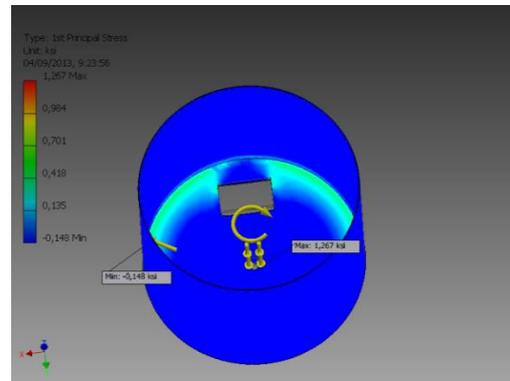
Result Summary

| Name | Minimum | Maximum |
|----------------------|-------------------------|--------------------|
| Volume | 707,967 in ³ | |
| Mass | 200,779 lbmass | |
| Von Mises Stress | 0,0000519513 ksi | 1,09423 ksi |
| 1st Principal Stress | -0,147698 ksi | 1,26625 ksi |
| 3rd Principal Stress | -0,792562 ksi | 0,138684 ksi |
| Displacement | 0 in | 0,00266767 in |
| Safety Factor | 15 ul | 15 ul |
| Stress XX | -0,670452 ksi | 1,18285 ksi |
| Stress XY | -0,357539 ksi | 0,361158 ksi |
| Stress XZ | -0,207448 ksi | 0,220763 ksi |
| Stress YY | -0,750272 ksi | 1,03496 ksi |
| Stress YZ | -0,211569 ksi | 0,207684 ksi |
| Stress ZZ | -0,335104 ksi | 0,308041 ksi |
| X Displacement | -0,000107394 in | 0,000106907 in |
| Y Displacement | -0,000110184 in | 0,000108096 in |
| Z Displacement | -0,00266766 in | 0,0000261375 in |
| Equivalent Strain | 0,00000000147923 ul | 0,0000328068 ul |
| 1st Principal Strain | -0,000000413053 ul | 0,000037558 ul |
| 3rd Principal Strain | -0,0000231459 ul | 0,0000000137374 ul |
| Strain XX | -0,0000186201 ul | 0,0000339984 ul |
| Strain XY | -0,0000152604 ul | 0,0000154149 ul |
| Strain XZ | -0,00000885425 ul | 0,00000942255 ul |
| Strain YY | -0,0000213409 ul | 0,000029486 ul |
| Strain YZ | -0,00000903014 ul | 0,00000886435 ul |
| Strain ZZ | -0,0000144511 ul | 0,0000103264 ul |

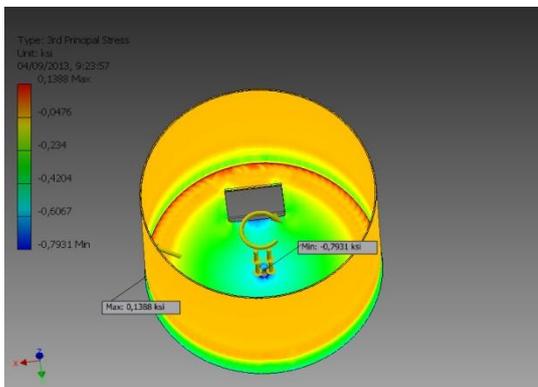
Von Mises Stress



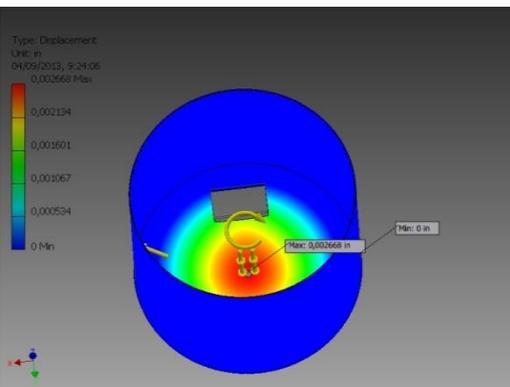
1st Principal Stress



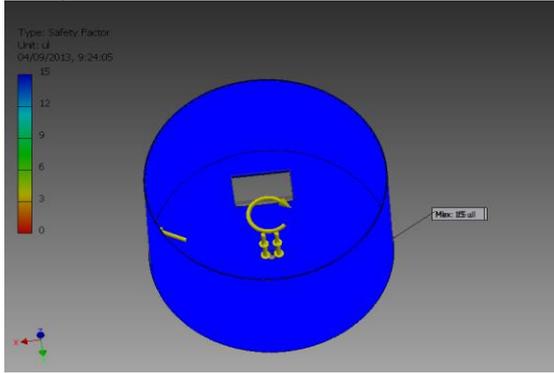
3rd Principal Stress



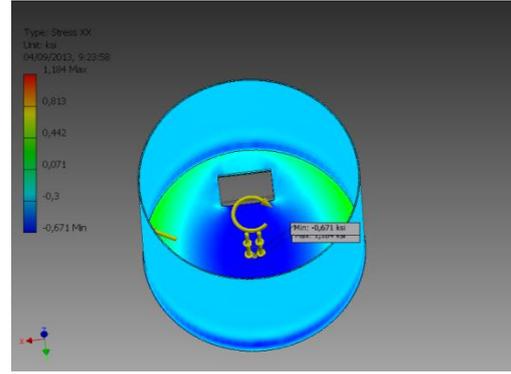
Displacement



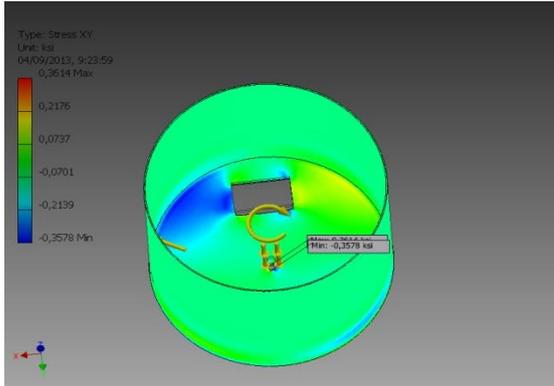
Safety Factor



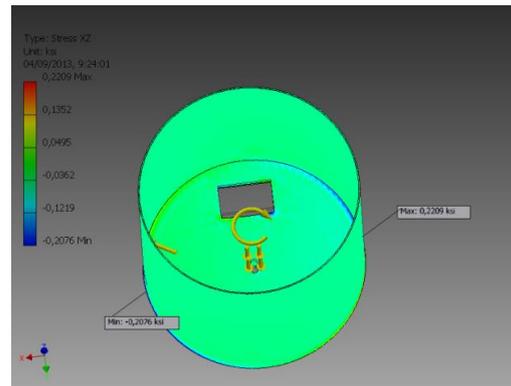
Stress XX



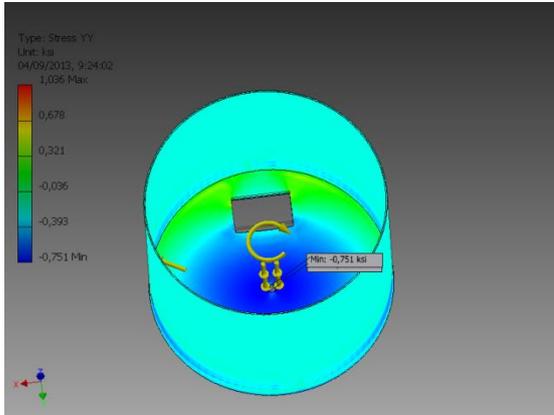
Stress XY



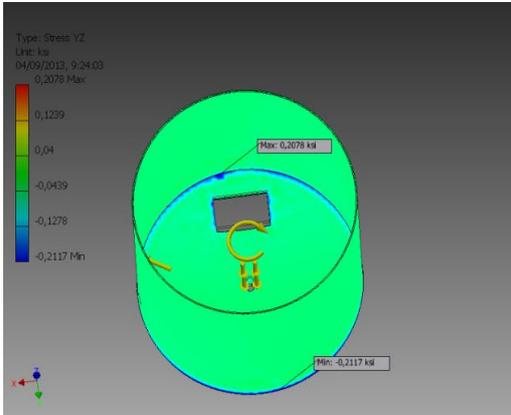
Stress XZ



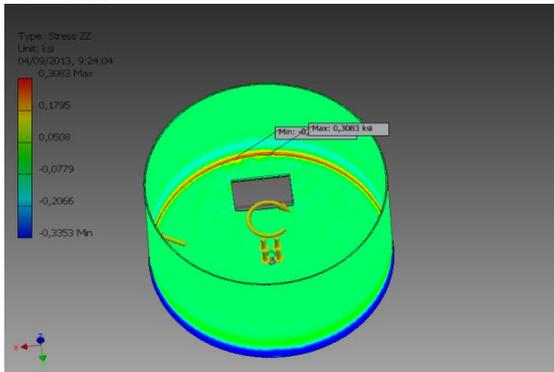
Stress YY



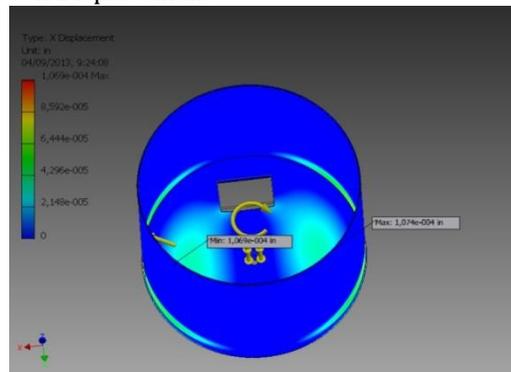
Stress YZ



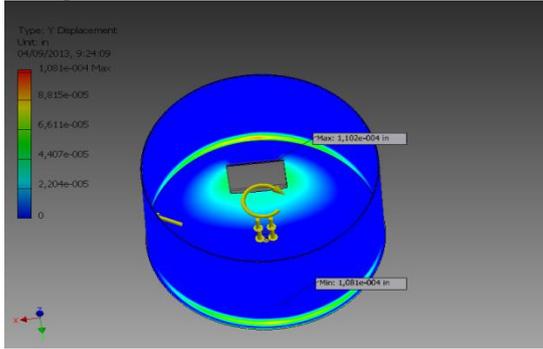
Stress ZZ



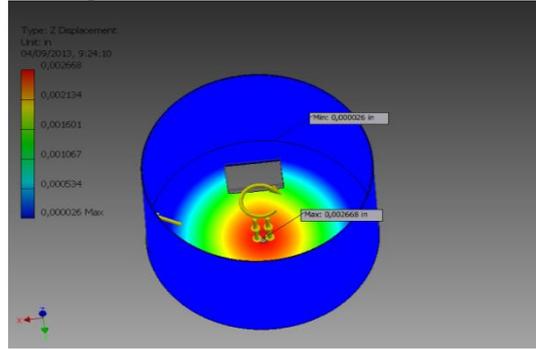
X Displacement



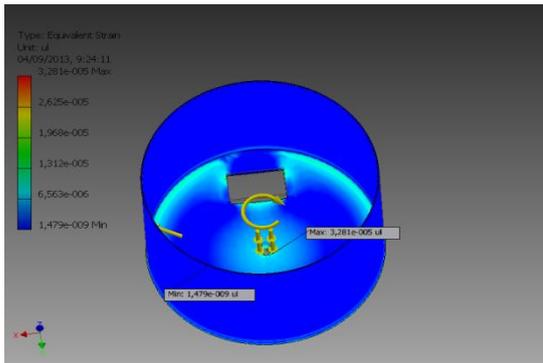
Y Displacement



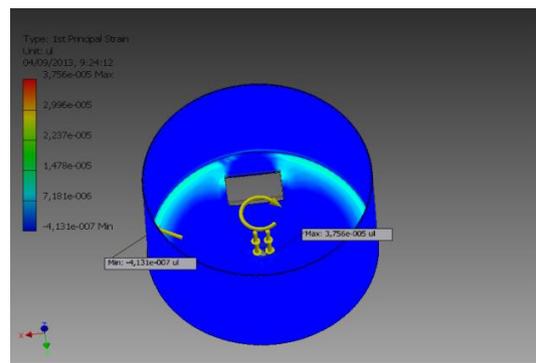
Z Displacement



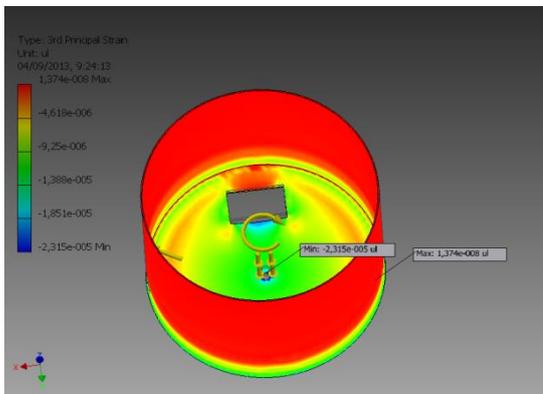
Equivalent Strain



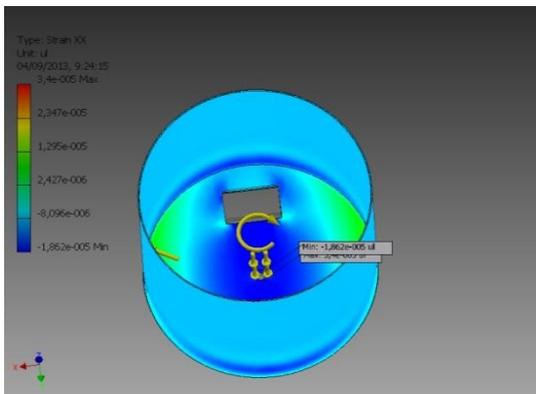
1st Principal Strain



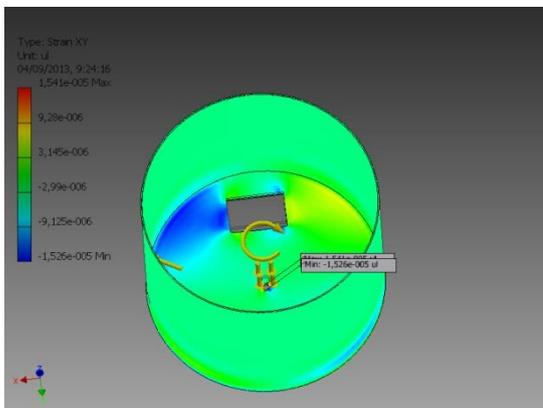
3rd Principal Strain



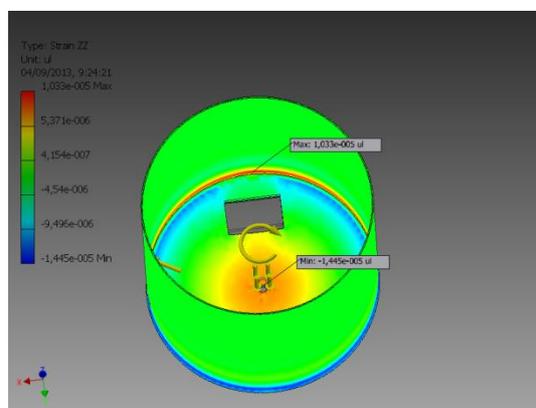
Strain XX



Strain XY



Strain ZZ



3.2.3. ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE.

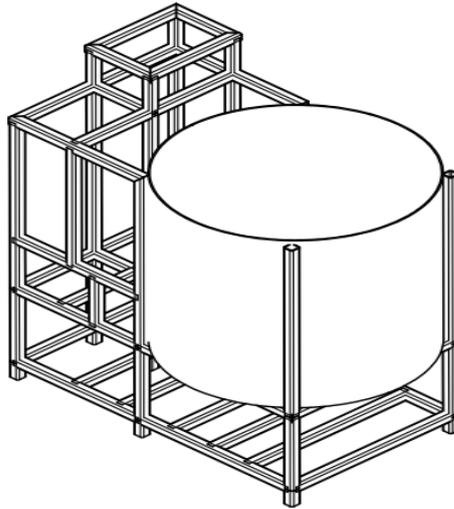


Fig 3. 32 Estructura del proyecto.

Por comodidad esta estructura está realizada en dos sistemas informáticos de diseño mecánico que nos presta en la actualidad el mercado, que son: El paquete informático de ANSYS 14.0 e Inventor 2012 profesional.

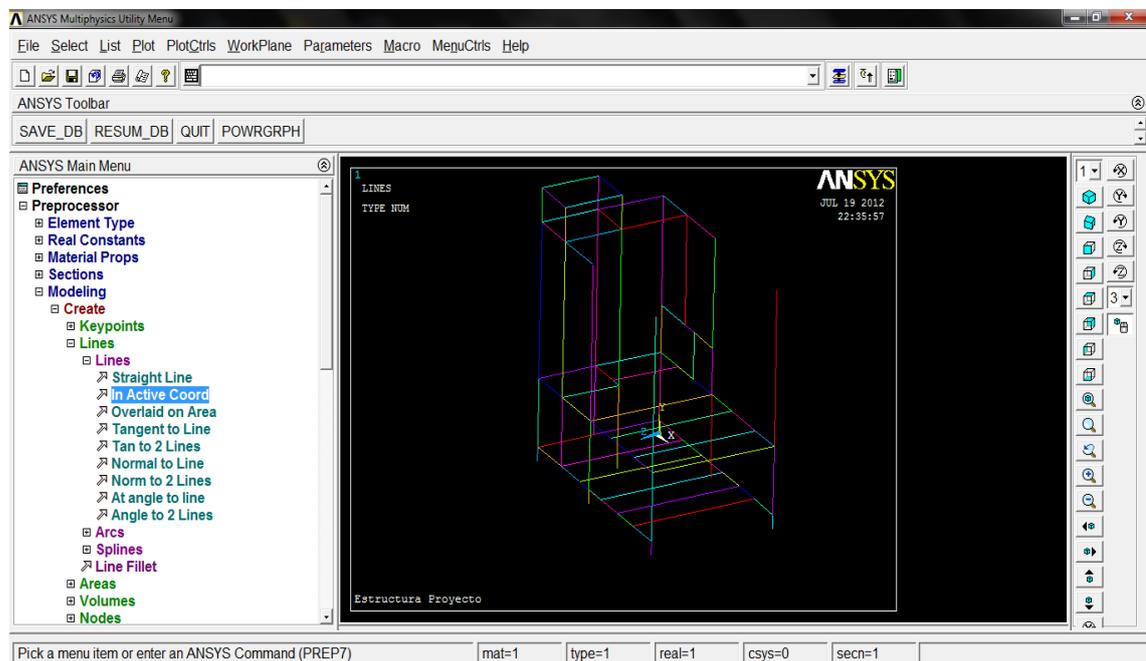


Fig 3. 33 Desarrollo de la estructura en ANSYS

Una de las características importantes de los dos sistemas es su contorno gráfico y la comodidad de que cada uno presta a el usuario.

En el ANSYS las librerías son pequeñas pero en INVENTOR las librerías son muy extensas, por lo cual la selección de simular y observar los resultados se los va a desarrollar en Inventor 2012

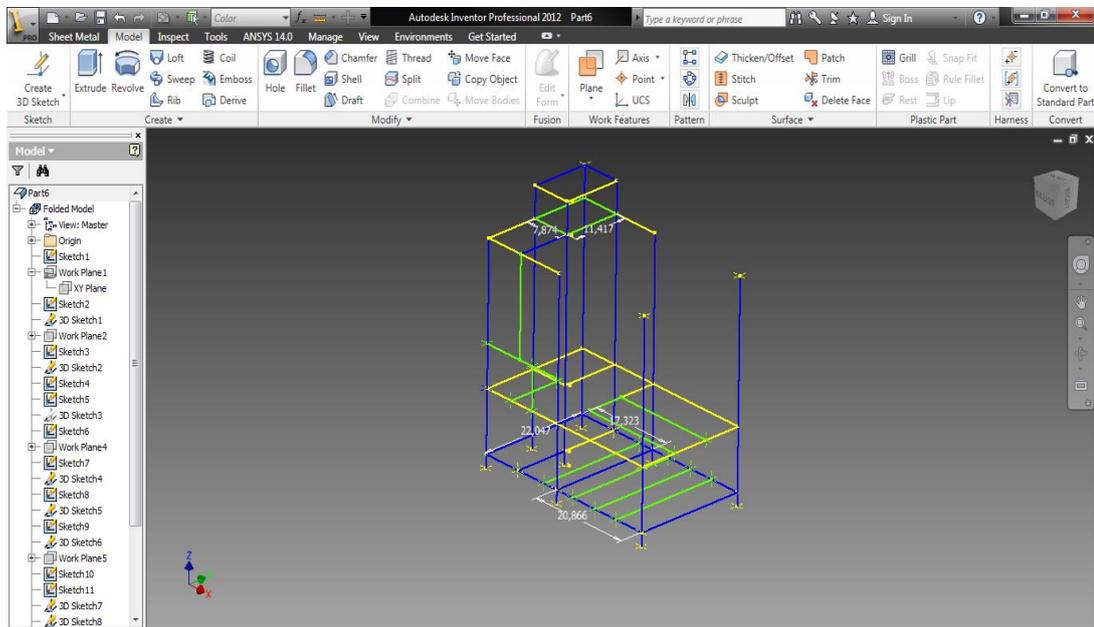


Fig 3. 34 Desarrollo de la estructura en Inventor 2012

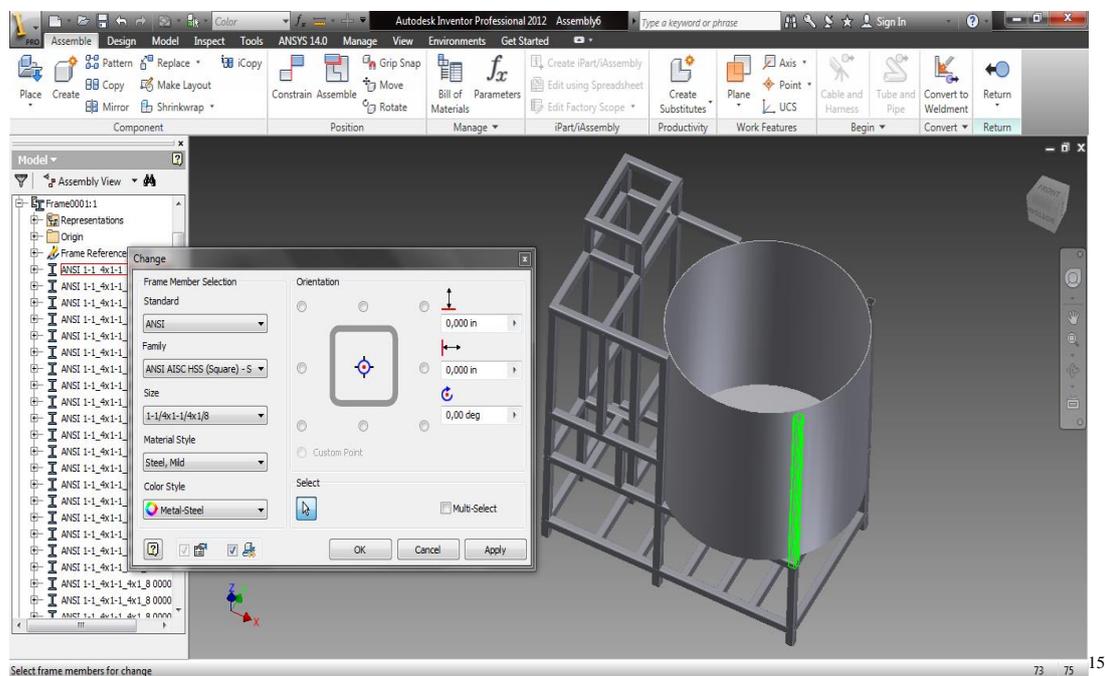


Fig 3. 35 Selección de material para la estructura en Inventor 2012.

¹⁵ ASD Aisc manual of Steel Construccion, Volumen 9th Edition

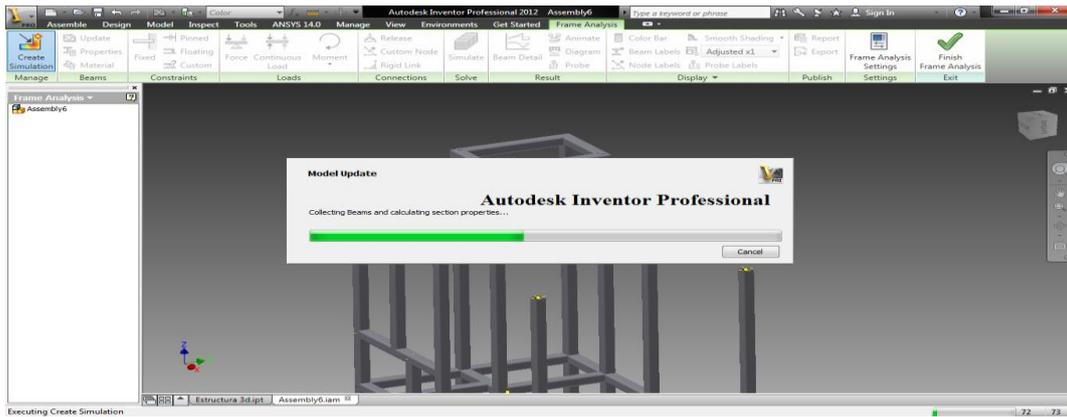


Fig 3. 36 Generador de simulaciones en Inventor 2012

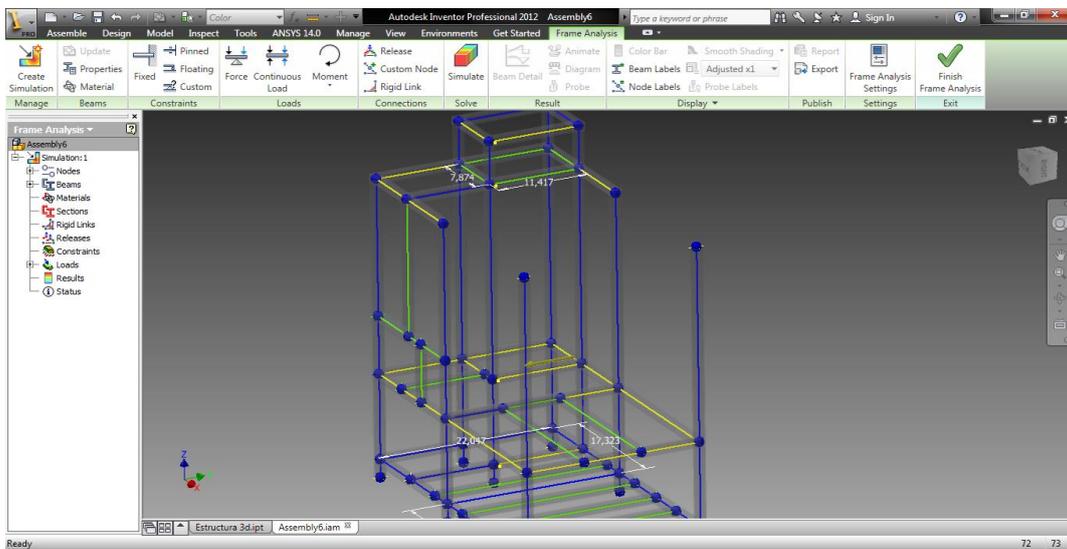


Fig 3. 37 Generación de Nodos en la estructura en Inventor 2012.

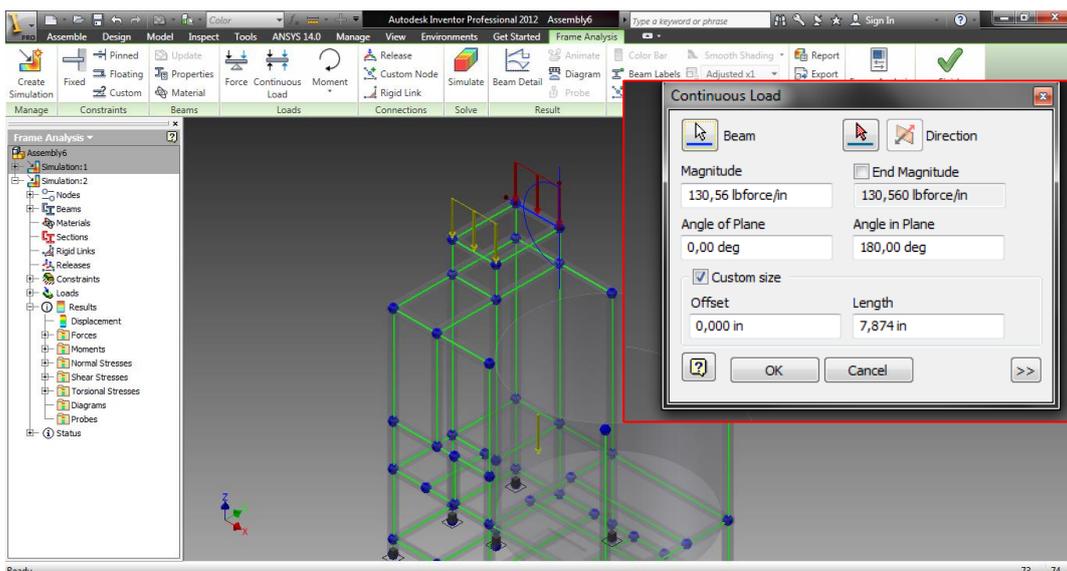


Fig 3. 38 Colocación de cargas con respecto al sistema de moler.

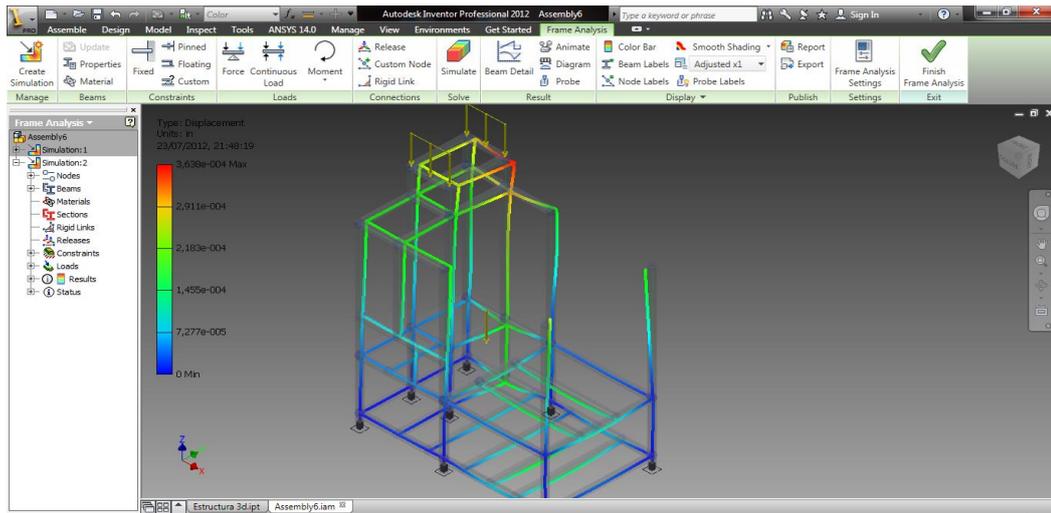


Fig 3. 39 Simulación de la estructura en la parte del molino.

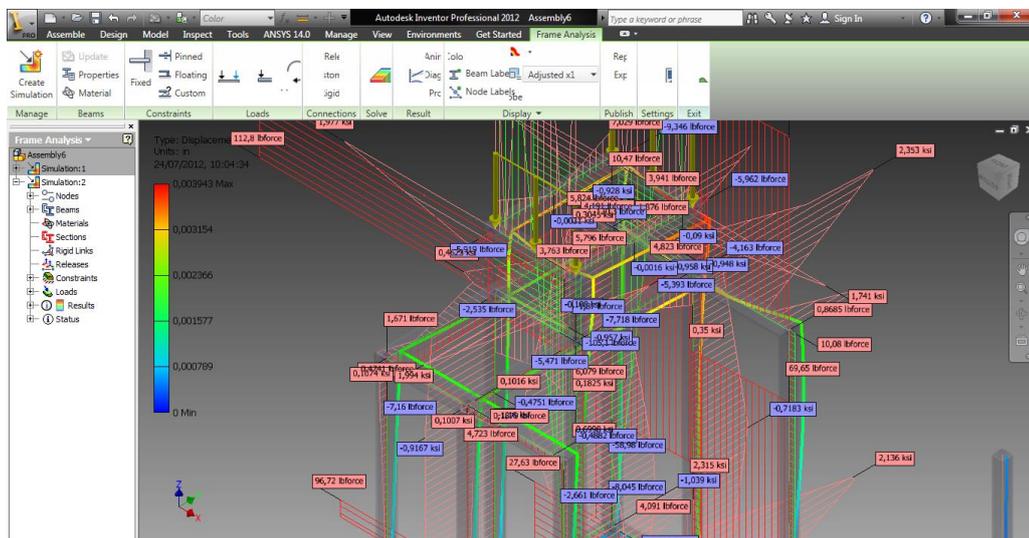


Fig 3. 40 Fuerzas y diagramas que actúan en la estructura en la parte del molino.

Simulación completa de la parte del molino en Inventor 2012.

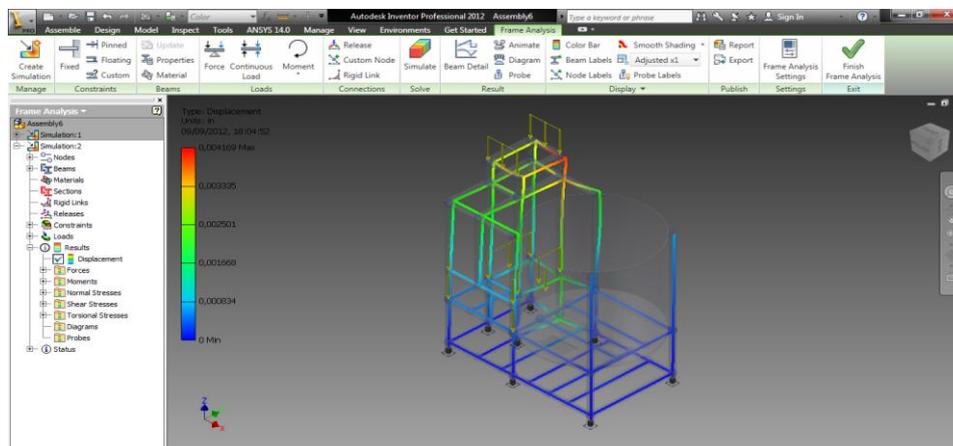


Fig 3. 41 Cargas del molino y carga del motor de 1Hp.

Frame Analysis Report

Autodesk®

Analyzed File: Assembly6.iam
 Version: 2012 (Build 160160000, 160)
 Creation Date: 09/09/2012, 18:04
 Simulation Author: Gabriel
 Summary:

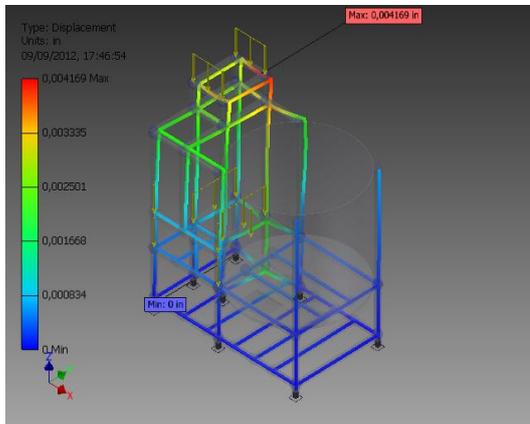
Reaction Force and Moment on Constraints

| Constraint Name | Reaction Force | | Reaction Moment | |
|--------------------|----------------|-----------------------|-----------------|-----------------------|
| | Magnitude | Components (Fx,Fy,Fz) | Magnitude | Components (Mx,My,Mz) |
| Fixed Constraint:1 | 34,026 lbf | 0,521 lbf | 23,462 lbf in | 23,323 lbf in |
| | | 0,709 lbf | | -2,319 lbf in |
| | | 34,014 lbf | | -1,075 lbf in |
| Fixed Constraint:2 | 45,787 lbf | 0,814 lbf | 27,383 lbf in | 27,237 lbf in |
| | | -3,112 lbf | | -2,422 lbf in |
| | | 45,674 lbf | | 1,452 lbf in |
| Fixed Constraint:3 | 15,109 lbf | -2,517 lbf | 4,893 lbf in | 3,806 lbf in |
| | | 1,477 lbf | | 2,955 lbf in |
| | | 14,824 lbf | | 0,853 lbf in |
| Fixed Constraint:4 | 21,901 lbf | 18,467 lbf | 12,213 lbf in | 3,105 lbf in |
| | | -2,972 lbf | | 11,768 lbf in |
| | | 11,393 lbf | | 1,017 lbf in |
| Fixed Constraint:5 | 293,507 lbf | -125,444 lbf | 61,403 lbf in | 34,291 lbf in |
| | | -2,705 lbf | | 50,919 lbf in |
| | | 265,335 lbf | | 1,306 lbf in |
| Fixed Constraint:6 | 590,172 lbf | 0,661 lbf | 30,428 lbf in | 28,797 lbf in |
| | | -22,445 lbf | | -9,255 lbf in |
| | | 589,745 lbf | | 3,313 lbf in |
| Fixed Constraint:7 | 922,795 lbf | 109,882 lbf | 127,086 lbf in | 48,856 lbf in |
| | | 4,487 lbf | | -117,287 lbf in |
| | | 916,218 lbf | | 2,757 lbf in |
| Fixed Constraint:8 | 697,619 lbf | -2,383 lbf | 96,342 lbf in | 94,926 lbf in |
| | | 24,561 lbf | | -16,452 lbf in |
| | | 697,182 lbf | | 0,572 lbf in |

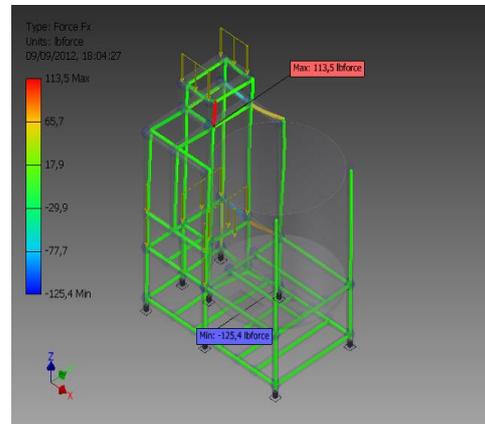
Static Result Summary

| Name | | Minimum | Maximum |
|--------------------|----------|-----------------|----------------|
| Displacement | | 0,000 in | 0,004 in |
| Forces | Fx | -125,444 lbf | 113,457 lbf |
| | Fy | -545,516 lbf | 532,503 lbf |
| | Fz | -118,982 lbf | 916,078 lbf |
| Moments | Mx | -558,080 lbf in | 565,243 lbf in |
| | My | -498,304 lbf in | 342,578 lbf in |
| | Mz | -29,021 lbf in | 56,273 lbf in |
| Normal Stresses | Smax | -1,466 ksi | 3,224 ksi |
| | Smin | -4,429 ksi | 0,197 ksi |
| | Smax(Mx) | 0,000 ksi | 3,347 ksi |
| | Smin(Mx) | -3,347 ksi | 0,000 ksi |
| | Smax(My) | 0,000 ksi | 2,951 ksi |
| | Smin(My) | -2,951 ksi | 0,000 ksi |
| | Saxial | -1,755 ksi | 0,228 ksi |
| Shear Stresses | Tx | -0,460 ksi | 0,509 ksi |
| | Ty | -2,160 ksi | 2,213 ksi |
| Torsional Stresses | T | -3,632 ksi | 1,873 ksi |

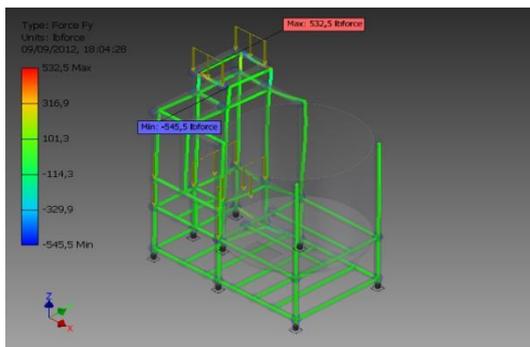
Displacement



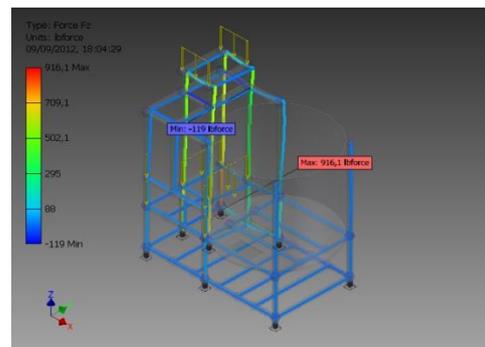
Fx



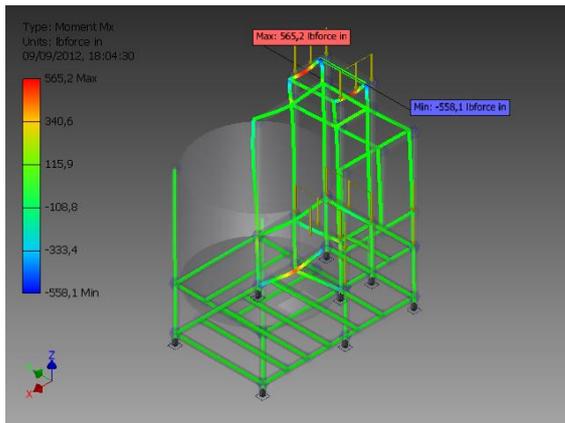
Fy



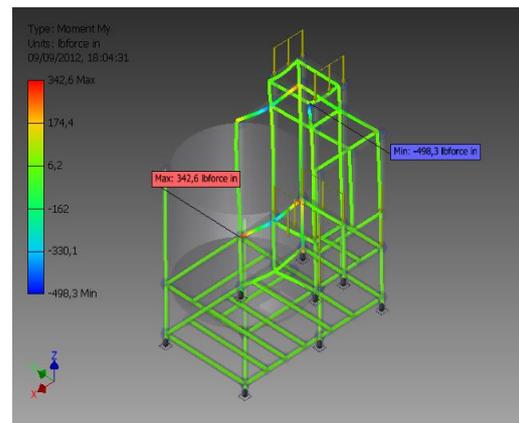
Fz



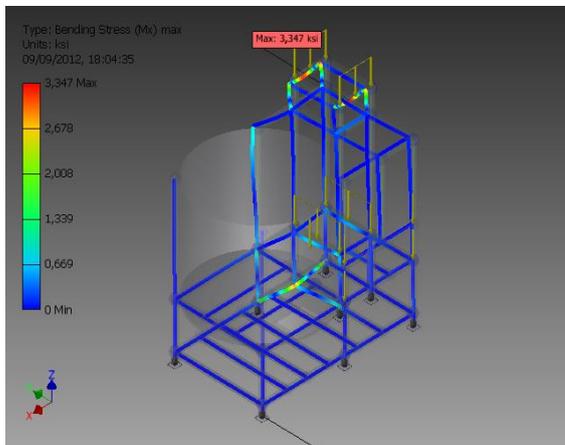
M_x



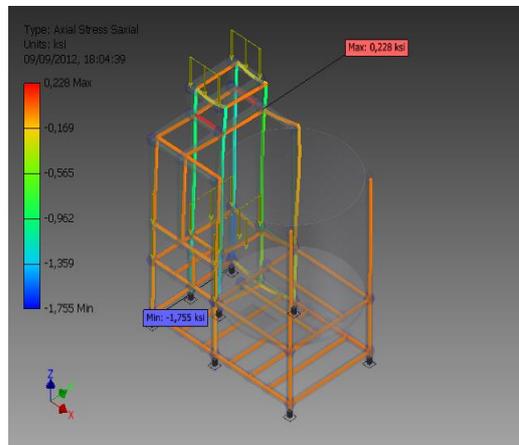
M_y



$S_{max}(M_x)$



S_{axial}



Análisis de la parte de la mezcladora en Inventor 2012

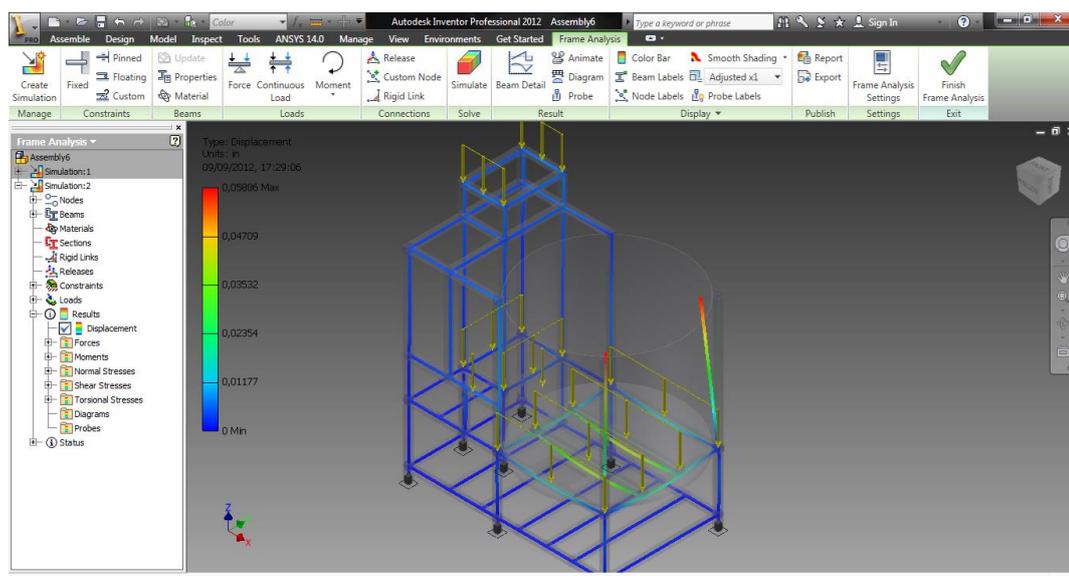
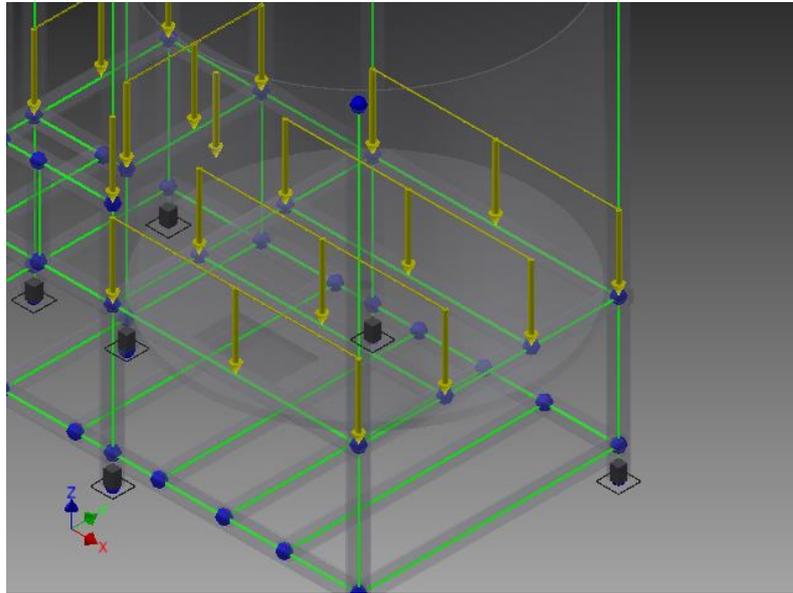


Fig. Selección de la parte del mezclador en la estructura.

Selected Reference(s)



Frame Analysis Report

Autodesk®

Analyzed File: Assembly6.iam
 Version: 2012 (Build 160160000, 160)
 Creation Date: 09/09/2012, 19:14
 Simulation Author: Gabriel

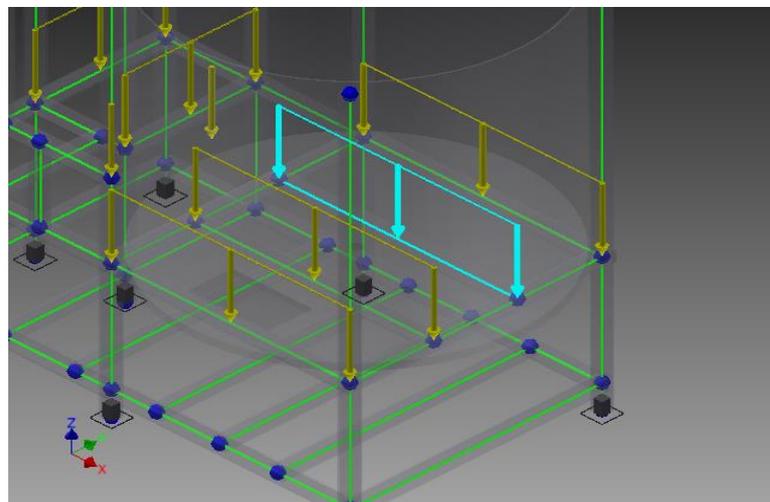
Material(s)

| | | |
|----------------|---------------------------|--------------------------------|
| Name | Steel, Mild | |
| General | Mass Density | 490,684 lbmass/ft ³ |
| | Yield Strength | 30,044 ksi |
| | Ultimate Tensile Strength | 50,073 ksi |
| Stress | Young's Modulus | 31930,334 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0,275 ul |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0,0000216 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 56,000 W/(m K) |
| | Specific Heat | 0,460 J/(kg K) |

Reaction Force and Moment on Constraints

| Constraint Name | Reaction Force | | Reaction Moment | |
|--------------------|------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|
| | Magnitude | Components (Fx,Fy,Fz) | Magnitude | Components (Mx,My,Mz) |
| Fixed Constraint:1 | 127,077 lbforce | 76,391 lbforce | 167,511 lbforce in | 14,642 lbforce in |
| | | -2,028 lbforce | | 166,870 lbforce in |
| | | -101,533 lbforce | | 0,322 lbforce in |
| Fixed Constraint:2 | 1752,443 lbforce | -68,778 lbforce | 859,263 lbforce in | -727,641 lbforce in |
| | | 137,820 lbforce | | 456,971 lbforce in |
| | | 1745,661 lbforce | | 7,041 lbforce in |
| Fixed Constraint:3 | 1394,662 lbforce | -31,743 lbforce | 945,391 lbforce in | -717,057 lbforce in |
| | | -37,242 lbforce | | -615,152 lbforce in |
| | | 1393,803 lbforce | | 34,375 lbforce in |
| Fixed Constraint:4 | 1400,007 lbforce | -29,461 lbforce | 1014,390 lbforce in | 766,815 lbforce in |
| | | 32,889 lbforce | | -663,275 lbforce in |
| | | 1399,310 lbforce | | -32,396 lbforce in |
| Fixed Constraint:5 | 1856,088 lbforce | -162,592 lbforce | 835,676 lbforce in | 712,870 lbforce in |
| | | -123,812 lbforce | | 436,058 lbforce in |
| | | 1844,803 lbforce | | -4,915 lbforce in |
| Fixed Constraint:6 | 576,615 lbforce | 18,961 lbforce | 109,223 lbforce in | 30,535 lbforce in |
| | | -18,149 lbforce | | 104,807 lbforce in |
| | | 576,018 lbforce | | 3,552 lbforce in |
| Fixed Constraint:7 | 906,317 lbforce | 180,244 lbforce | 113,192 lbforce in | 55,164 lbforce in |
| | | 5,671 lbforce | | 98,840 lbforce in |
| | | 888,195 lbforce | | 0,091 lbforce in |
| Fixed Constraint:8 | 670,881 lbforce | 16,978 lbforce | 93,874 lbforce in | 67,022 lbforce in |
| | | 4,850 lbforce | | 65,722 lbforce in |
| | | 670,649 lbforce | | -1,034 lbforce in |

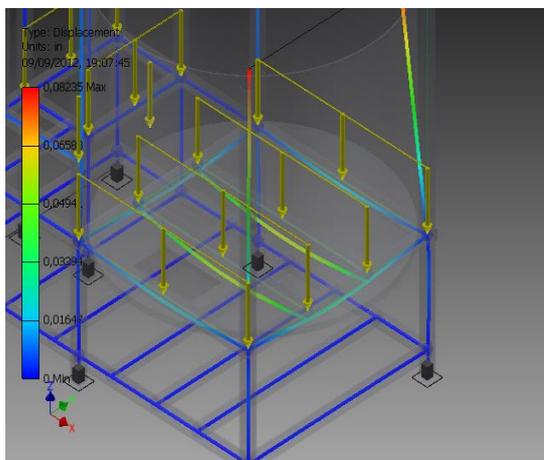
Selected Reference(s)



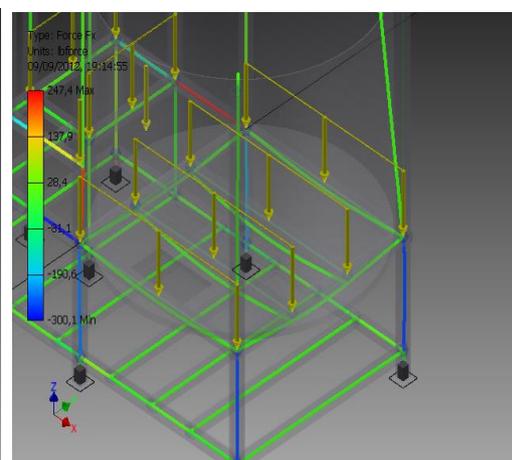
Static Result Summary

| Name | | Minimum | Maximum |
|--------------------|----------|------------------------|-----------------------|
| Displacement | | 0,000 in | 0,082 in |
| Forces | Fx | -300,126 lbf force | 247,396 lbf force |
| | Fy | -779,412 lbf force | 778,842 lbf force |
| | Fz | -344,715 lbf force | 1844,642 lbf force |
| Moments | Mx | -2781,288 lbf force in | 2683,962 lbf force in |
| | My | -1538,046 lbf force in | 2240,896 lbf force in |
| | Mz | -936,404 lbf force in | 1053,555 lbf force in |
| Normal Stresses | Smax | -3,121 ksi | 26,004 ksi |
| | Smin | -31,331 ksi | 0,235 ksi |
| | Smax(Mx) | 0,000 ksi | 16,470 ksi |
| | Smin(Mx) | -16,470 ksi | 0,000 ksi |
| | Smax(My) | 0,000 ksi | 13,270 ksi |
| | Smin(My) | -13,270 ksi | 0,000 ksi |
| | Saxial | -3,534 ksi | 0,660 ksi |
| Shear Stresses | Tx | -1,004 ksi | 1,218 ksi |
| | Ty | -3,160 ksi | 3,162 ksi |
| Torsional Stresses | T | -67,991 ksi | 60,430 ksi |

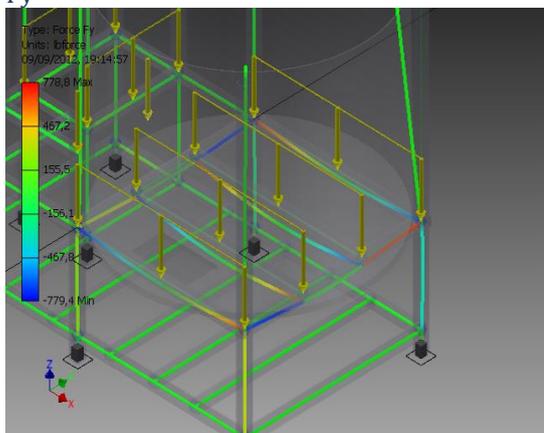
Displacement



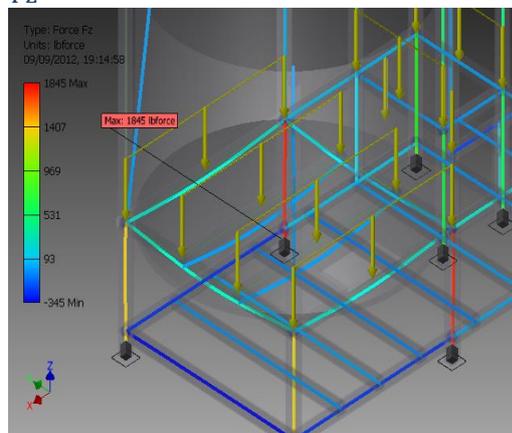
Fx



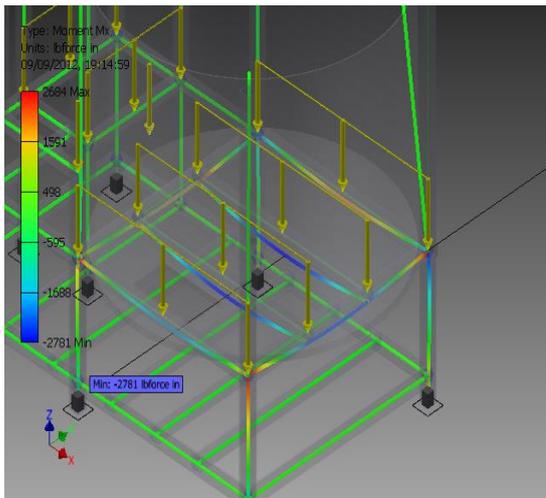
Fy



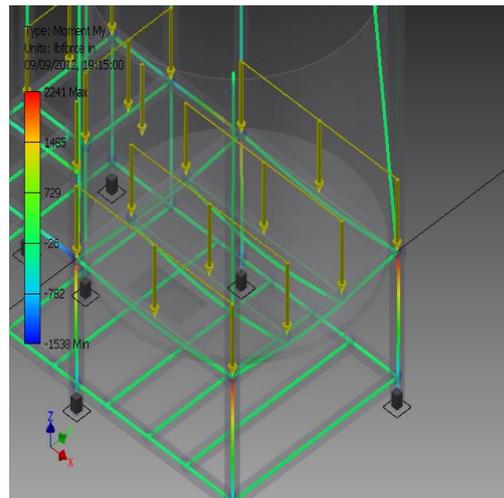
Fz



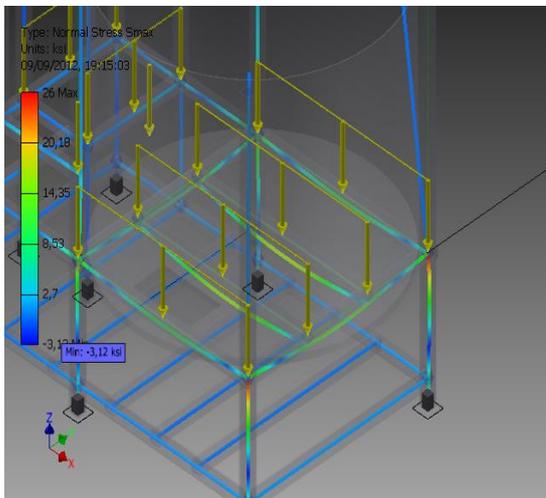
Mx



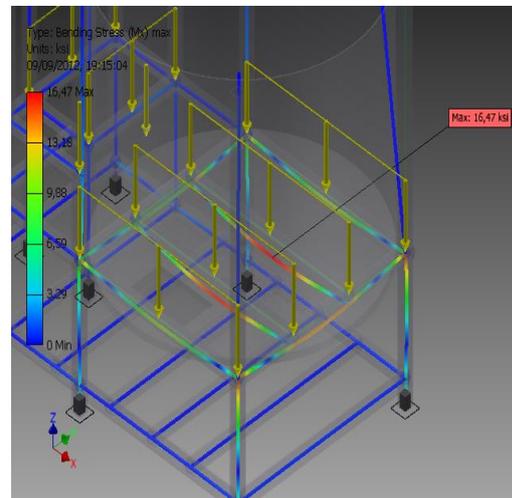
My



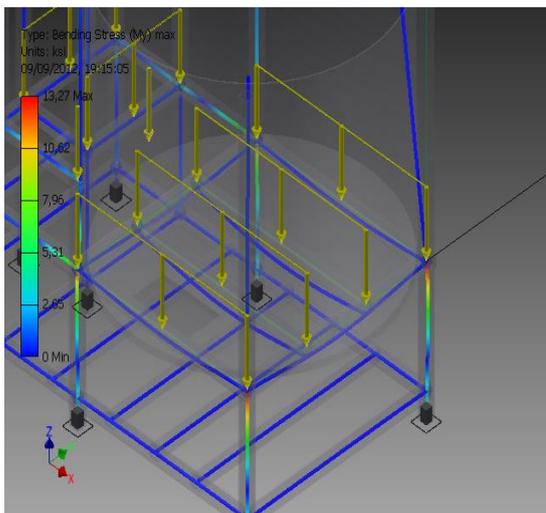
Smax



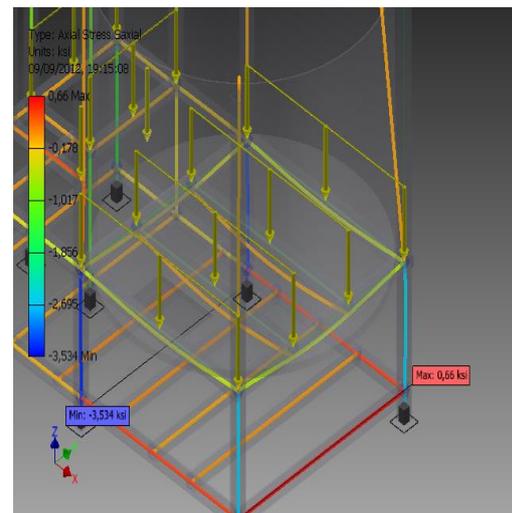
Smax(Mx)



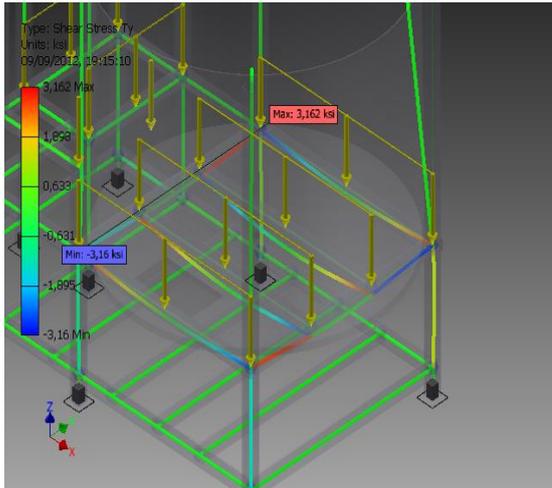
Smax(My)



Saxial



Ty



T

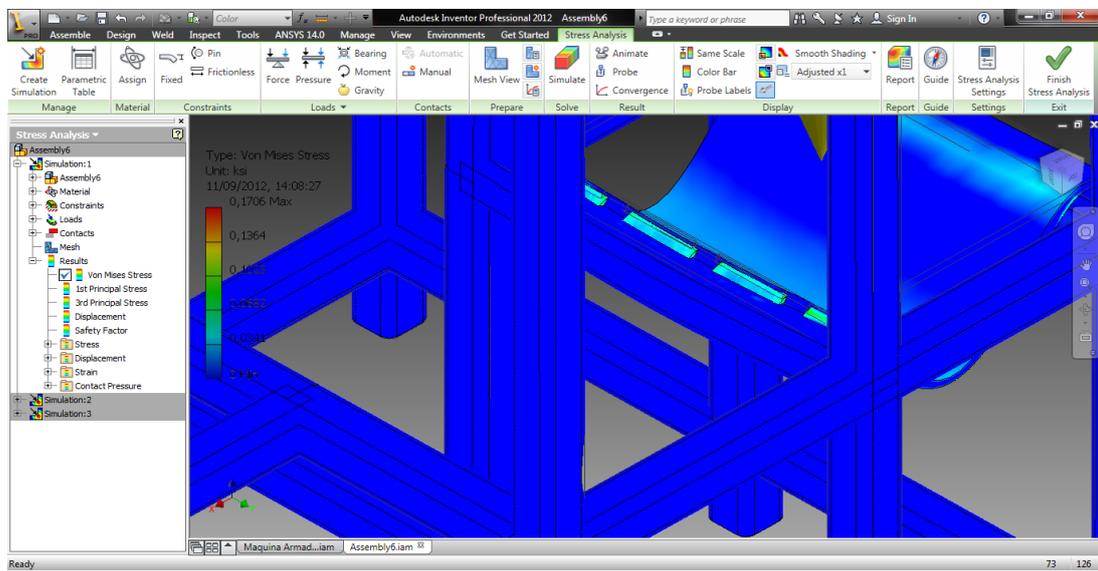
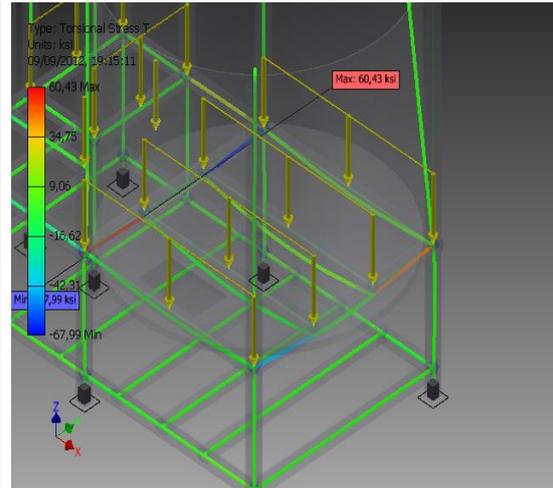


Fig 3. 42 Deformación por causa del peso del motor de 1Hp.

3.2.4. ANÁLISIS EN CONJUNTO

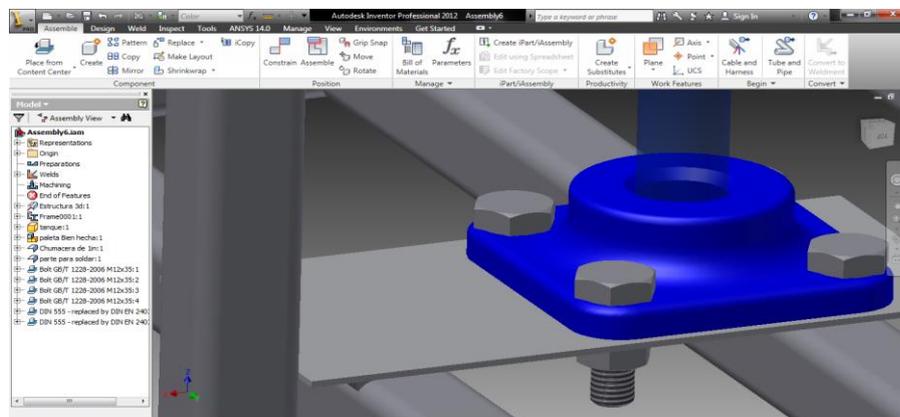


Fig 3. 43 Junta de chumaceras con los ejes.

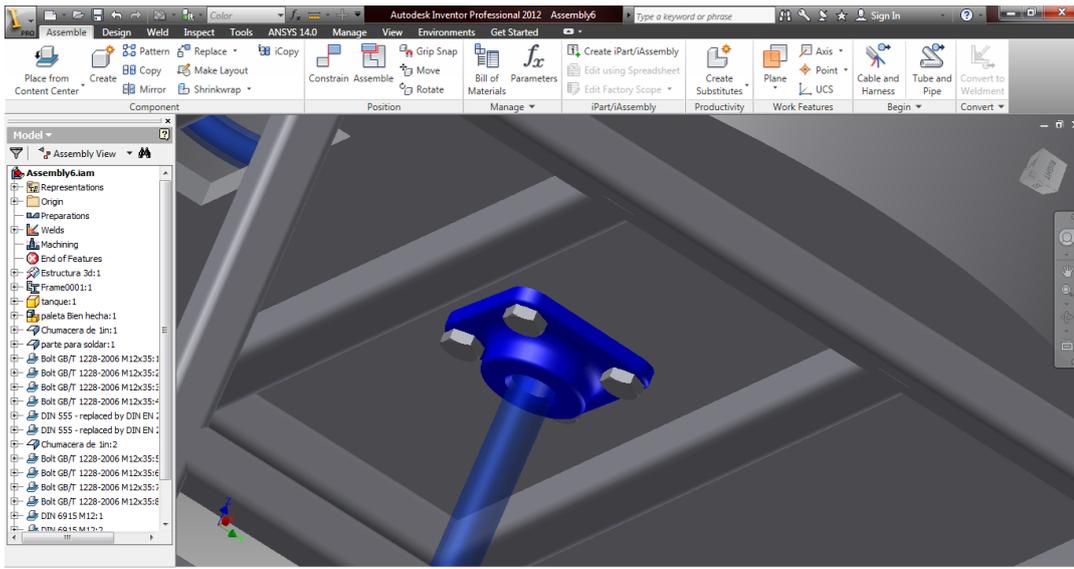


Fig 3. 44 Junta de chumacera y base de tanque de almacenamiento.

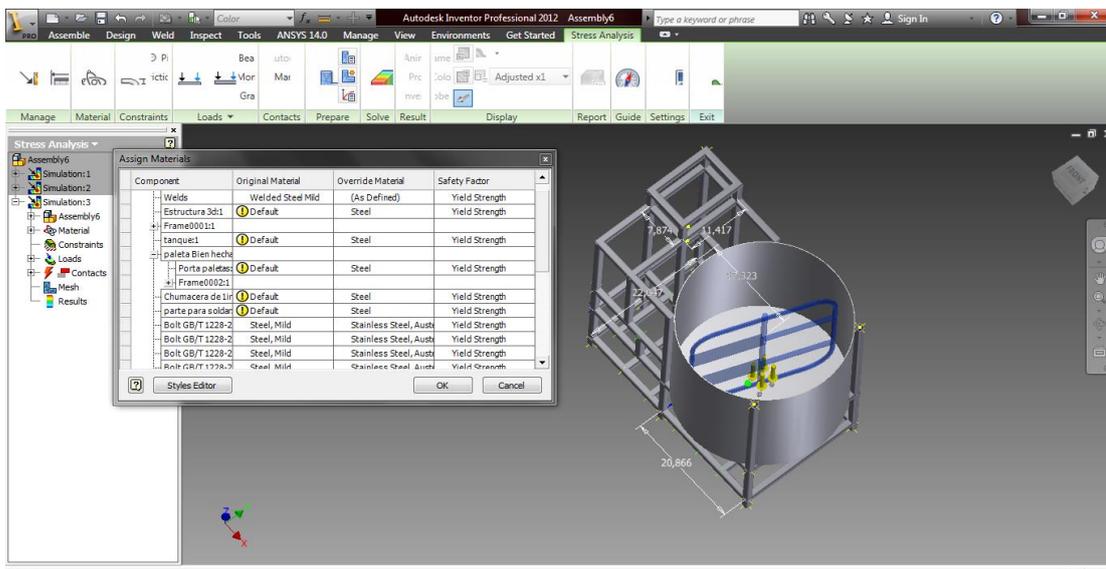


Fig 3. 45 Colocación de materiales en la estructura.

Stress Analysis Report



General objective and settings:

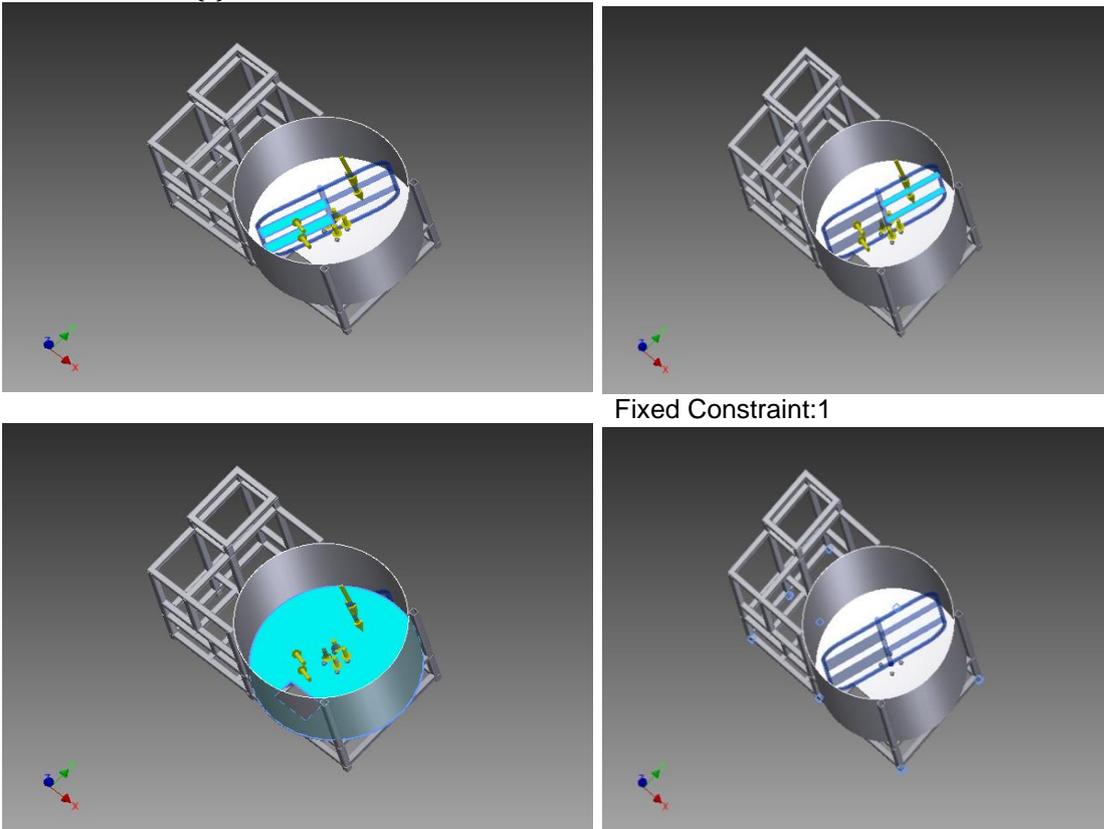
| | |
|---|-------------------|
| Design Objective | Single Point |
| Simulation Type | Static Analysis |
| Last Modification Date | 18/10/2012, 21:10 |
| Detect and Eliminate Rigid Body Modes | Yes |
| Separate Stresses Across Contact Surfaces | Yes |
| Motion Loads Analysis | No |

Advanced settings:

| | |
|--|--------|
| Avg. Element Size (fraction of model diameter) | 0,1 |
| Min. Element Size (fraction of avg. size) | 0,2 |
| Grading Factor | 1,5 |
| Max. Turn Angle | 60 deg |
| Create Curved Mesh Elements | No |
| Use part based measure for Assembly mesh | Yes |

Operating conditions

Selected Face(s)



Results

Reaction Force and Moment on Constraints

| Constraint Name | Reaction Force | | Reaction Moment | |
|--------------------|-------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|
| | Magnitude | Component (X,Y,Z) | Magnitude | Component (X,Y,Z) |
| Fixed Constraint:1 | 509,126 lbf force | -0,368605 lbf force | 527,7 lbf force ft | 13,4323 lbf force ft |
| | | 509,121 lbf force | | -527,527 lbf force ft |
| | | 59,9174 lbf force | | 1,4669 lbf force ft |
| Pin Constraint:1 | 442,882 lbf force | -237,655 lbf force | 104,881 lbf force ft | 103,699 lbf force ft |
| | | 368,883 lbf force | | 14,7089 lbf force ft |
| | | | | -5,4934 lbf force ft |

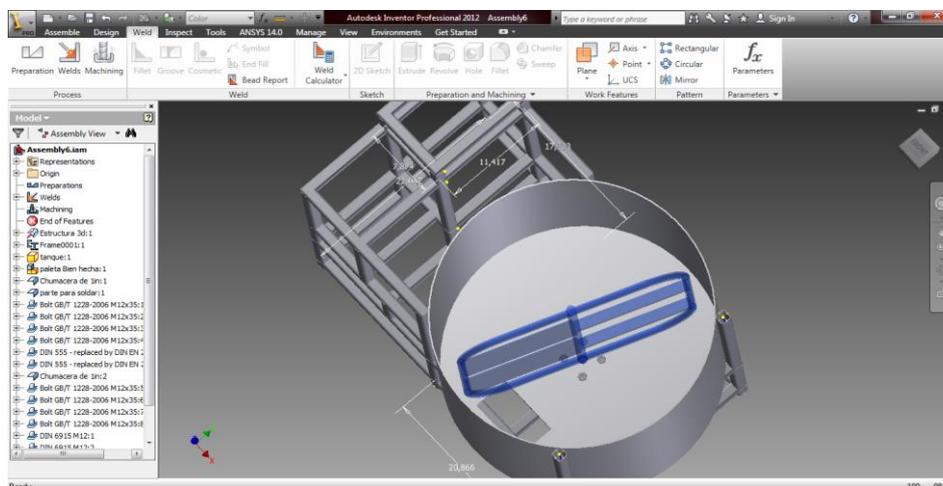
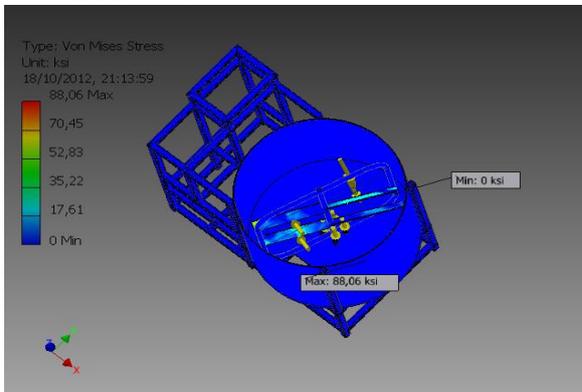


Fig 3. 46 Vista preliminar de la maquina de molienda y mezcladora.

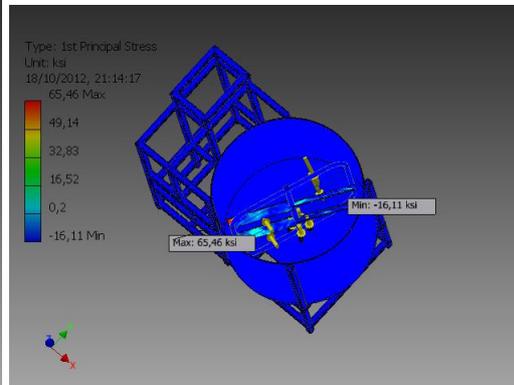
☐ Result Summary

| Name | Minimum | Maximum |
|----------------------|-------------------------|------------------|
| Volume | 1327,12 in ³ | |
| Mass | 376,733 lbmass | |
| Von Mises Stress | 0 ksi | 87,9971 ksi |
| 1st Principal Stress | -16,0984 ksi | 65,4117 ksi |
| 3rd Principal Stress | -69,9641 ksi | 14,097 ksi |
| Displacement | 0 in | 249,793 in |
| Safety Factor | 0,34118 ul | 15 ul |
| Stress XX | -37,1121 ksi | 44,8827 ksi |
| Stress XY | -18,4151 ksi | 22,4261 ksi |
| Stress XZ | -25,5771 ksi | 29,7772 ksi |
| Stress YY | -49,1512 ksi | 51,3797 ksi |
| Stress YZ | -45,841 ksi | 21,9645 ksi |
| Stress ZZ | -30,7046 ksi | 30,0562 ksi |
| X Displacement | -192,984 in | 197,5 in |
| Y Displacement | -81,1995 in | 79,8285 in |
| Z Displacement | -143,899 in | 0,00000488432 in |
| Equivalent Strain | 0 ul | 0,00236702 ul |
| 1st Principal Strain | -0,00000159401 ul | 0,00247734 ul |
| 3rd Principal Strain | -0,00237006 ul | 0,00000321698 ul |
| Strain XX | -0,00127031 ul | 0,00165047 ul |
| Strain XY | -0,000855221 ul | 0,0010415 ul |
| Strain XZ | -0,00118783 ul | 0,00138289 ul |
| Strain YY | -0,00166371 ul | 0,00148434 ul |
| Strain YZ | -0,00183173 ul | 0,00102006 ul |
| Strain ZZ | -0,000803134 ul | 0,000756229 ul |
| Contact Pressure | 0 ksi | 77,8612 ksi |
| Contact Pressure X | -34,4768 ksi | 35,9092 ksi |
| Contact Pressure Y | -44,8809 ksi | 28,9778 ksi |
| Contact Pressure Z | -57,2904 ksi | 63,9831 ksi |

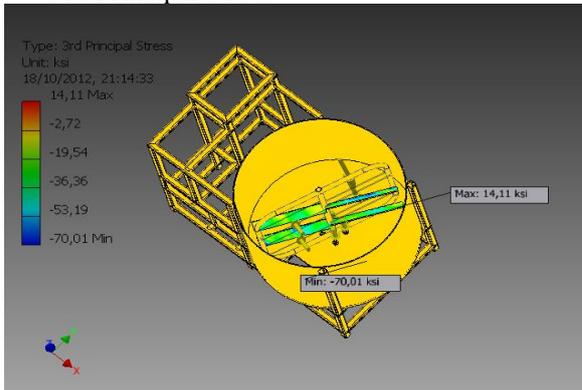
Von Mises Stress



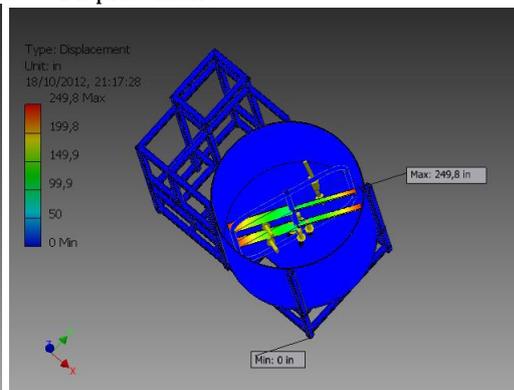
1st Principal Stress



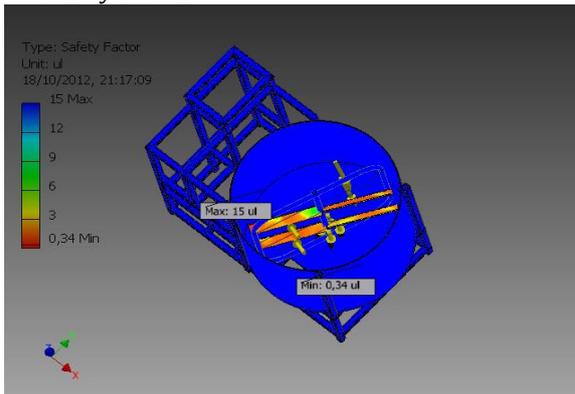
3rd Principal Stress



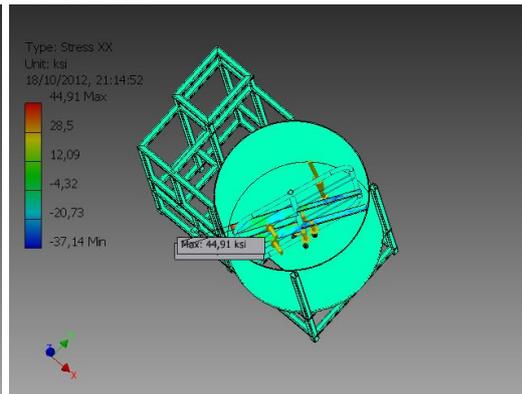
Displacement



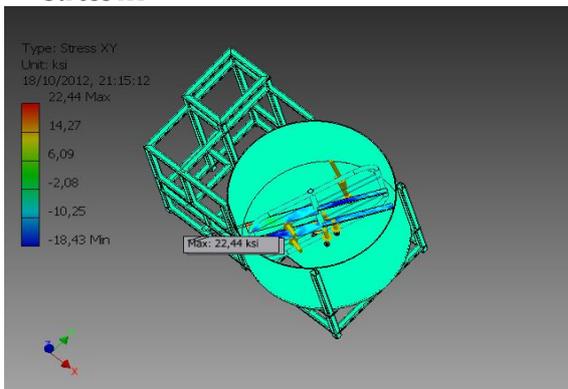
Safety Factor



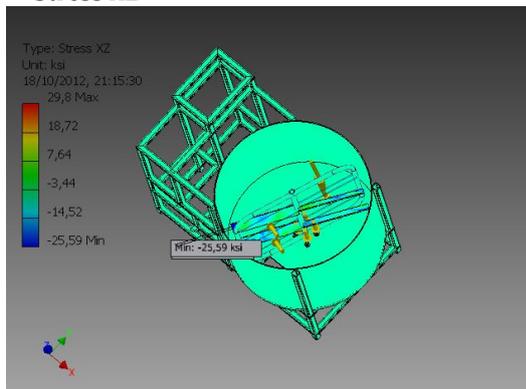
Stress XX



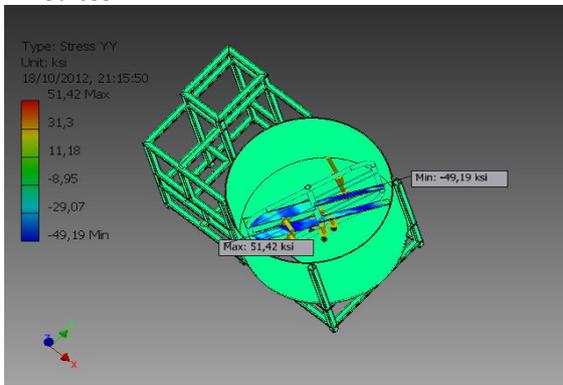
Stress XY



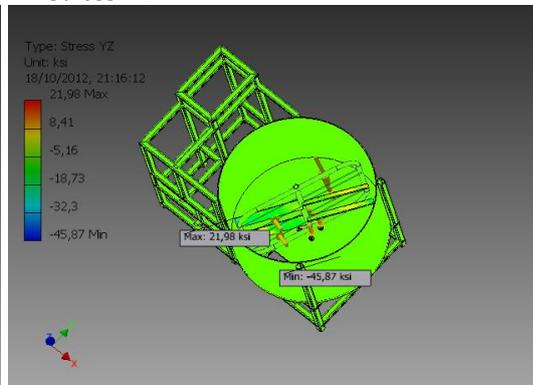
Stress XZ



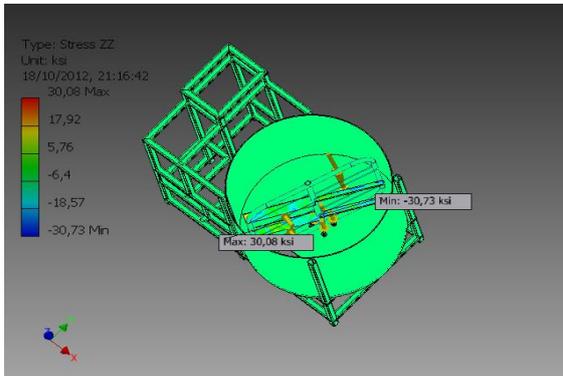
Stress YY



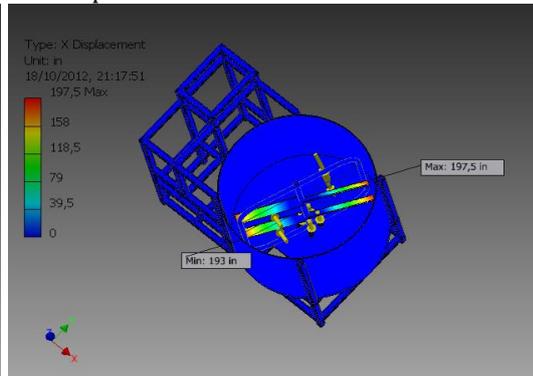
Stress YZ



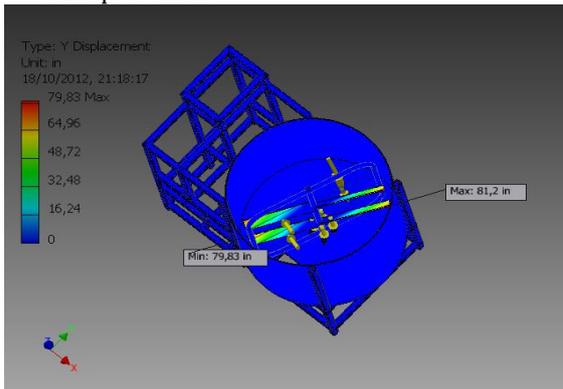
Stress ZZ



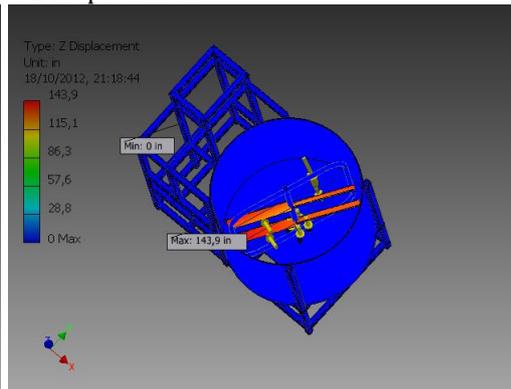
X Displacement



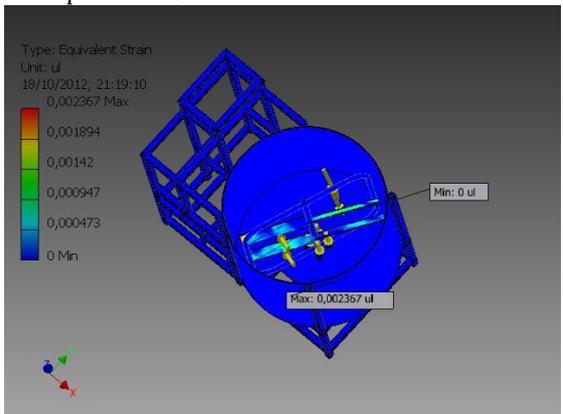
Y Displacement



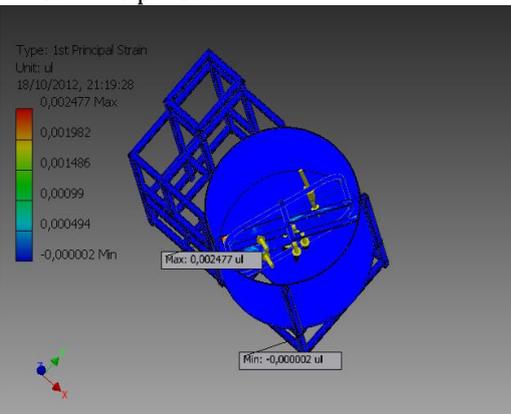
Z Displacement



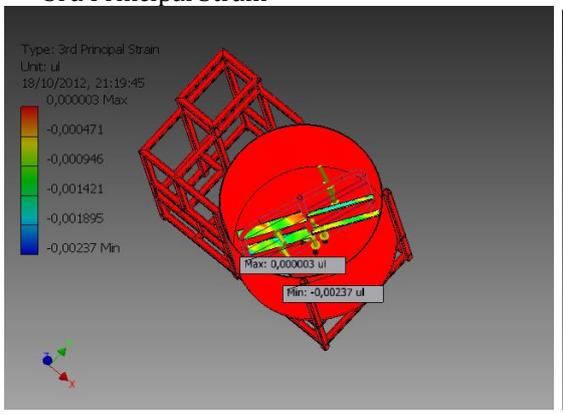
Equivalent Strain



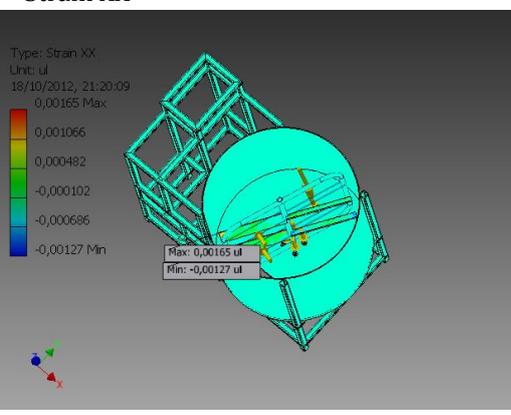
1st Principal Strain



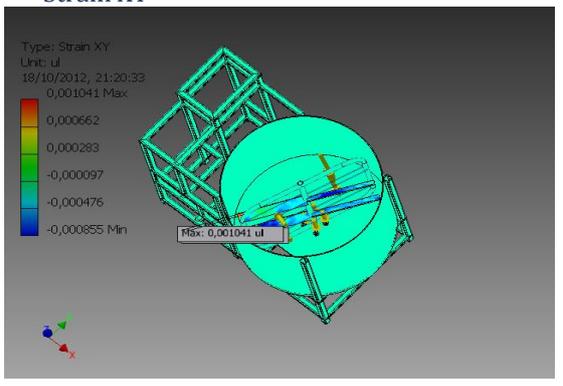
3rd Principal Strain



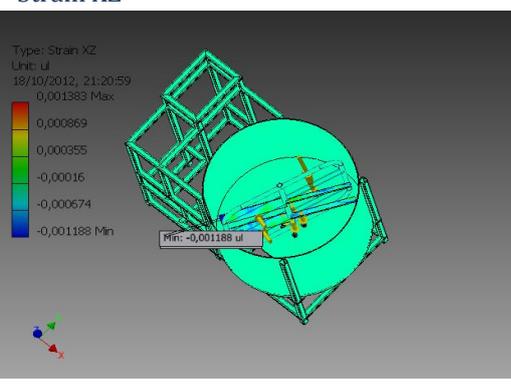
Strain XX



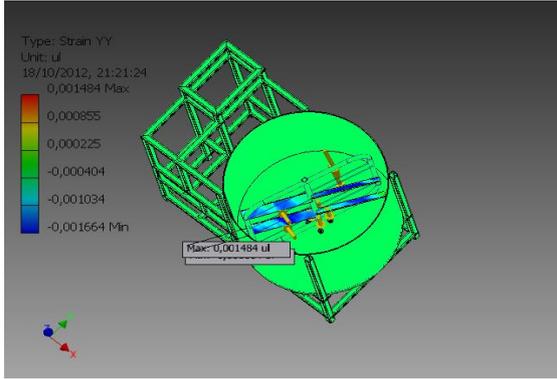
Strain XY



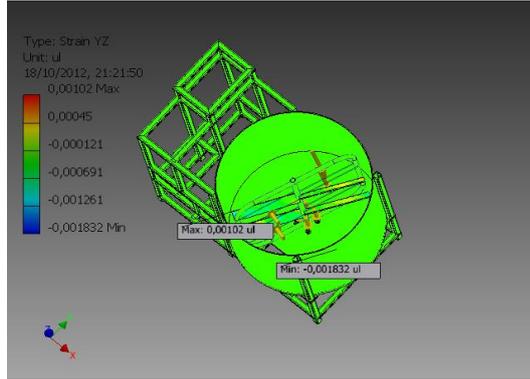
Strain XZ



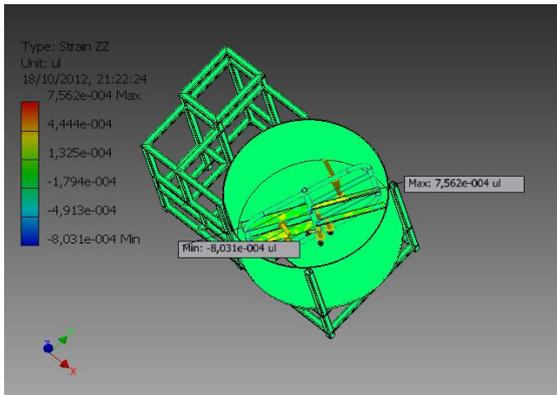
Strain YY



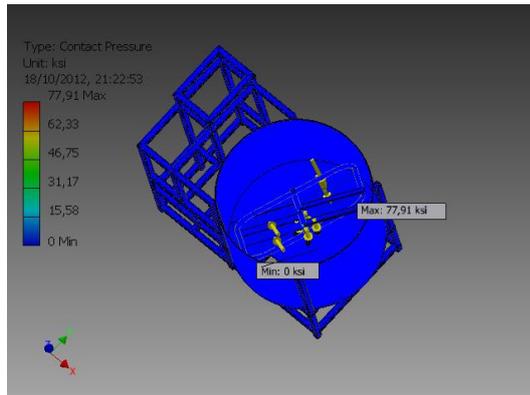
Strain YZ



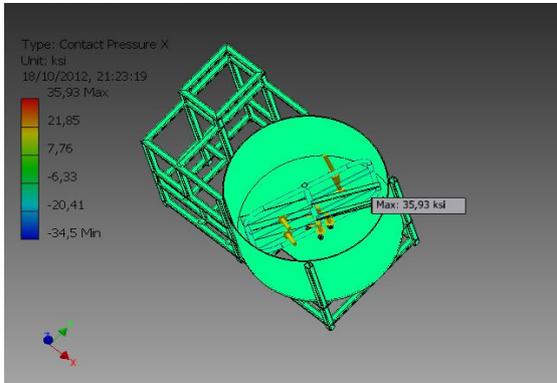
Strain ZZ



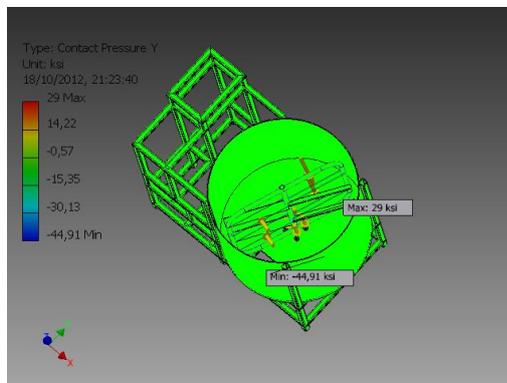
Contact Pressure



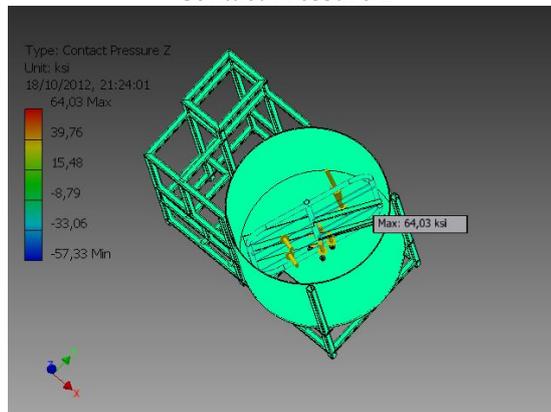
Contact Pressure X



Contact Pressure Y



Contact Pressure Z



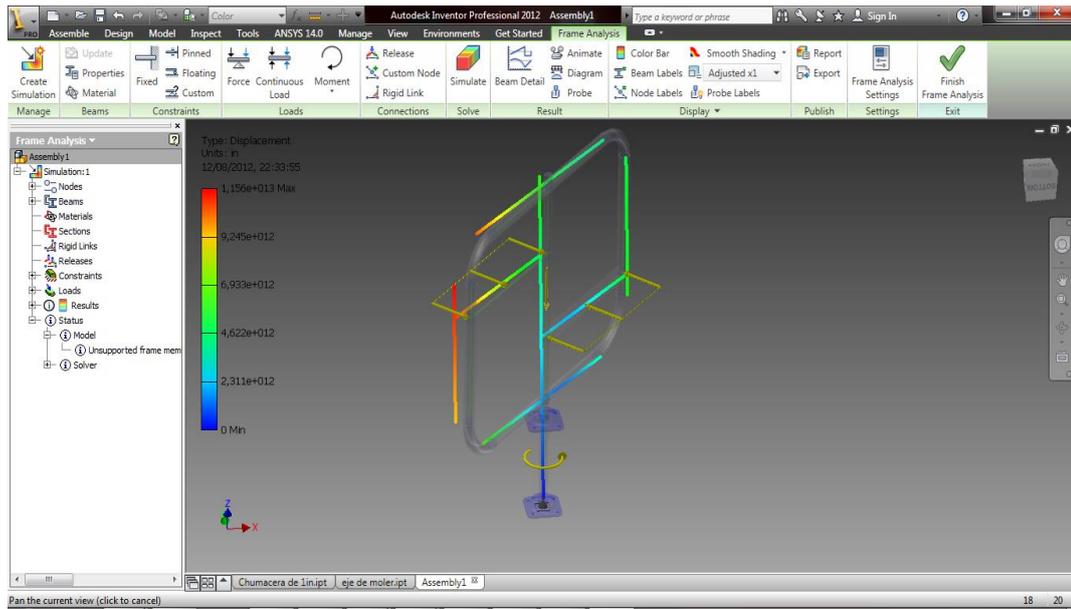


Fig 3. 47 Desplazamiento por causa del peso y empuje del fertilizante.

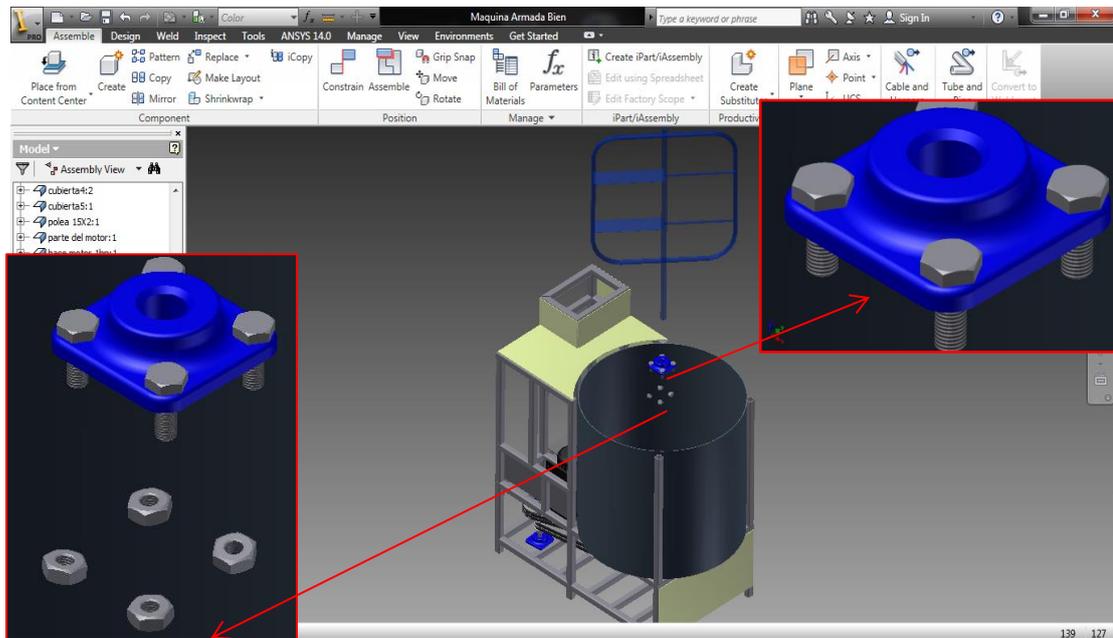


Fig 3. 48 Despiece del sistema de mezclado.

Análisis de vibraciones en la estructura

Autodesk®

Advanced settings:

| | |
|--|--------|
| Avg. Element Size (fraction of model diameter) | 0,1 |
| Min. Element Size (fraction of avg. size) | 0,2 |
| Grading Factor | 1,5 |
| Max. Turn Angle | 60 deg |
| Create Curved Mesh Elements | No |
| Use part based measure for Assembly mesh | Yes |

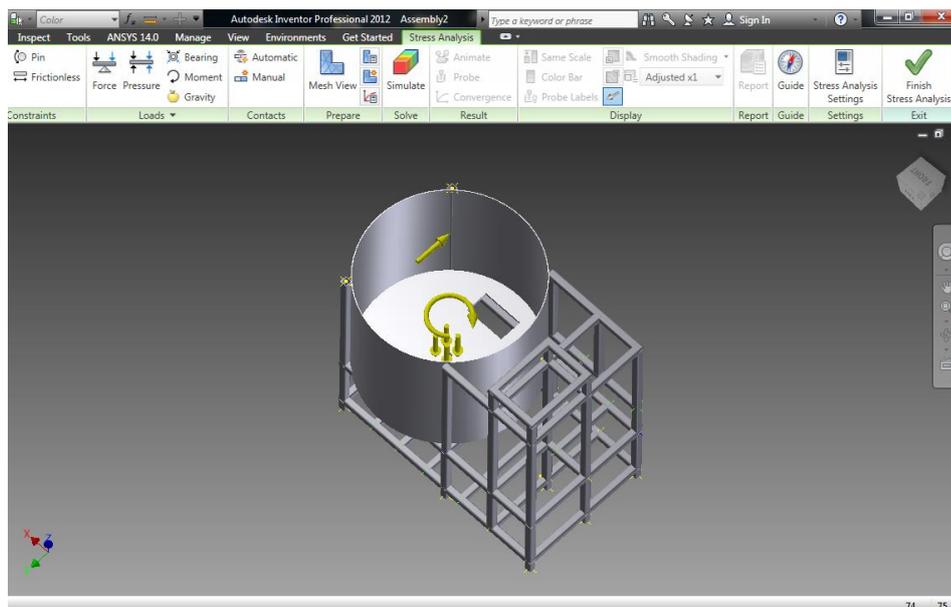


Fig 3.49. Colocación de fuerzas en la estructura

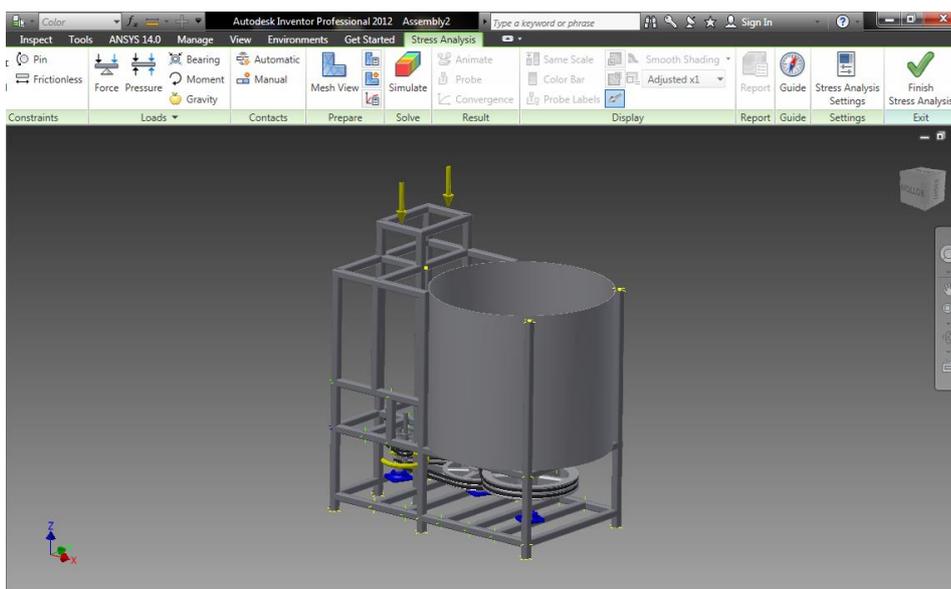


Fig 3.50. Colocación de velocidades en el motor principal 3500 rpm

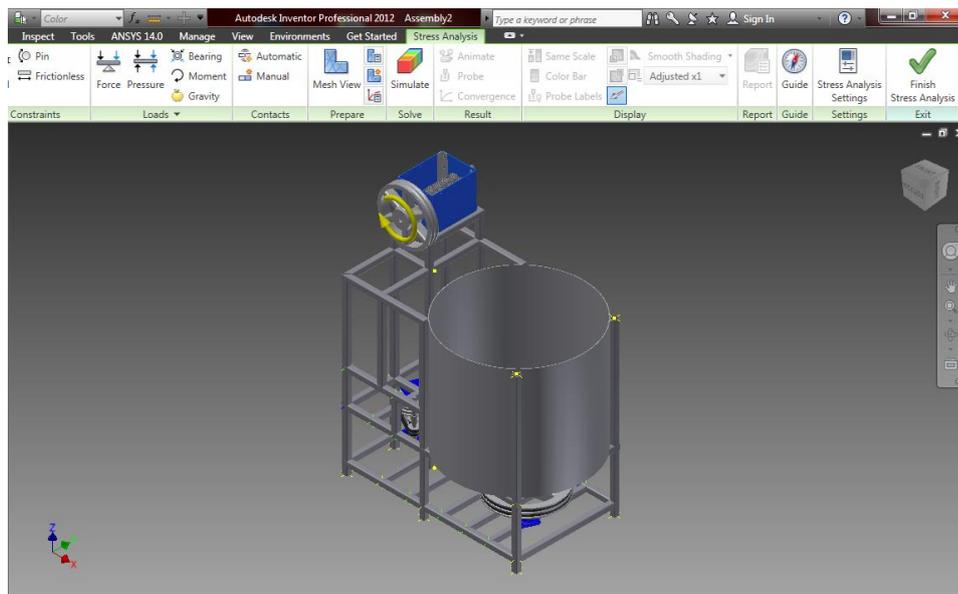


Fig 3.51. Colocación de fuerzas en el motor de molineta 1700 rpm

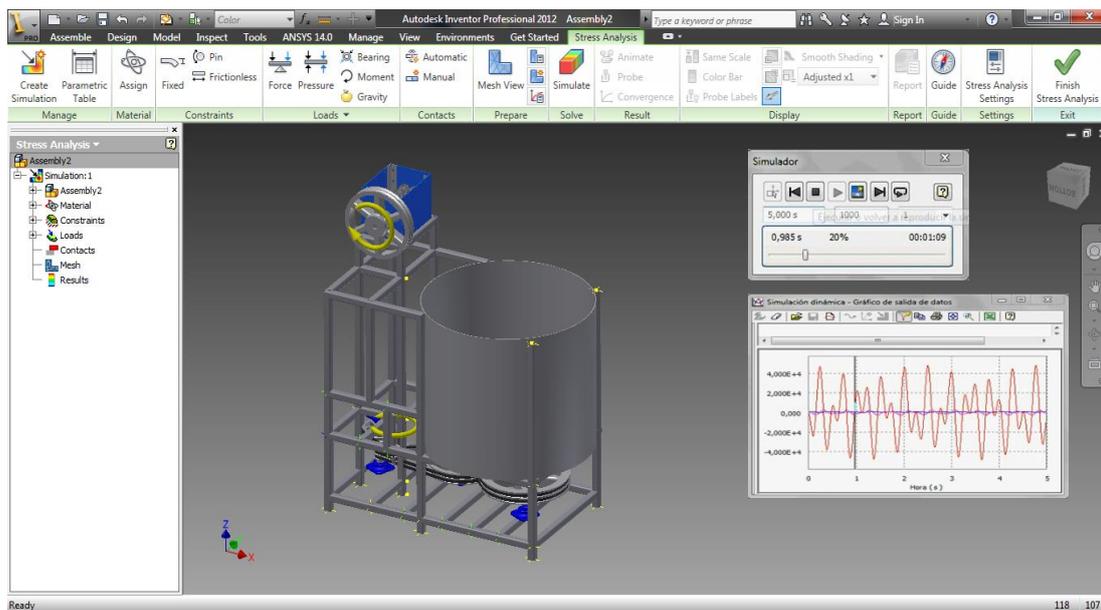


Fig 3. 52. Simulación en Inventor 2012 vibraciones de la maquina

En el análisis de vibraciones se notó una gran diferencia en la simulación de cuando la maquina estaba sin protecciones de caucho, y cuando estaba con protecciones de caucho la cual está demostrado en la Fig. 3.52.

Por lo que se determinó que es necesaria la incorporación de protectores de caucho en los motores y con lo cual eliminamos en un 80% las vibraciones que estos producen en la estructura.

CAPITULO IV

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRASMISIÓN

4.1. ESTUDIO DE DISEÑO

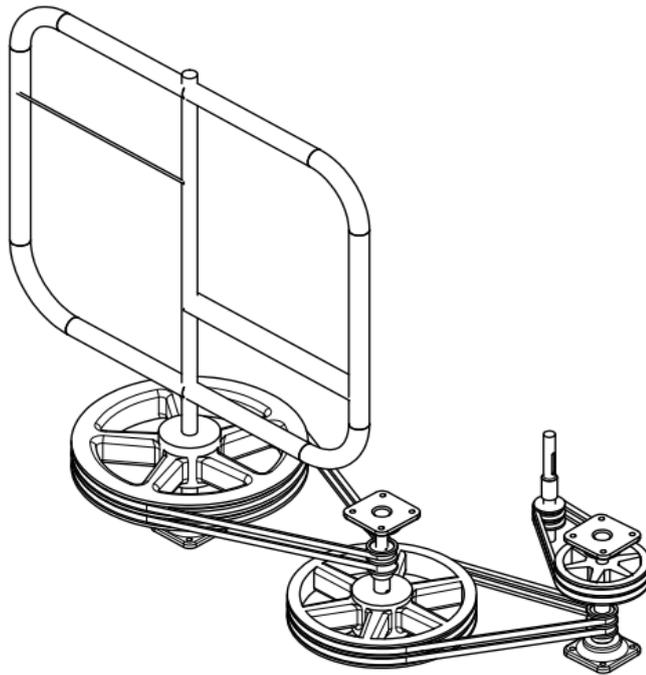


Fig 4. 1 Sistema de transmisión de potencia del mezclador.

Se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Son parte fundamental de los elementos u órganos de una máquina, muchas veces clasificados como uno de los dos subgrupos fundamentales de estos elementos de transmisión y elementos de sujeción.

Típicamente, la transmisión cambia la velocidad de rotación de un eje de entrada, lo que resulta en una velocidad de salida diferente. En la vida diaria se puede asociar habitualmente las transmisiones con los automóviles. Sin embargo, las transmisiones se emplean en una gran variedad de aplicaciones, algunas de ellas estacionarias. Las principales transmisiones comprenden, por ejemplo: reductores y engranajes en ángulo recto en molinos de viento o agua

y máquinas de vapor, especialmente para tareas de bombeo, molienda o elevación (norias).

Estos elementos mecánicos, a su vez, suelen ir montados sobre los llamados ejes de transmisión, que son piezas cilíndricas sobre las cuales se colocan los mecanismos de transmisión correspondientes y que serán los encargados de transmitir el movimiento de una parte a otra del sistema.

Entre los mecanismos de transmisión más importantes empleados en la transmisión de potencia mecánica a través de cadenas cinemáticas, podemos destacar:

- ✓ Sistemas de ruedas de fricción.
- ✓ Sistemas de engranajes.
- ✓ Sistemas de poleas y correas.
- ✓ Sistemas de ruedas dentadas y cadenas.
- ✓ Sistemas de tornillo sin fin y rueda helicoidal.
- ✓ Sistemas de rueda dentada y cremallera, etc.

4.1.1. Sistema de rueda de fricción

Este sistema de transmisión consiste en hacer resbalar dos o más ruedas que se tocan entre sí y montadas sobre ejes paralelos mediante la fuerza que produce el rozamiento entre ambas. Para poder transmitir movimiento de un eje a otro será necesario que ambas ruedas estén en contacto, ejerciendo una cierta presión la una sobre la otra.

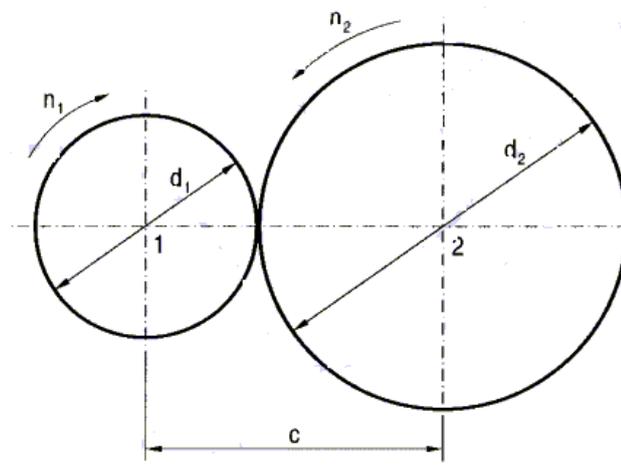


Fig 4. 2 Sistema de rueda de fricción.

Generalmente este tipo de sistema solamente se usa cuando se pretenden transmitir pequeñas potencias, ya que al estar en contacto una rueda con otra se produce, por resbalamiento, una pérdida de velocidad. Otro inconveniente del uso de estas ruedas es su continuo desgaste debido a que funcionan por rozamiento y por presión.

Sus principales aplicaciones se encuentran en el campo de la electrónica y en el de la informática: equipos de sonido, vídeo, impresoras, etc.

Al igual que con mecanismos que se va estudiar a continuación, para este tipo de sistema también se cumplen las mismas expresiones matemáticas que en el caso de las poleas, siendo la distancia entre ejes "c" igual a:

$$n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2 \quad \text{Ec 4. 1}$$

$$c = (d_1 + d_2) / 2 \quad \text{Ec 4. 2}$$

4.1.2. Sistema de Engranajes

Se trata de uno de los mecanismos de transmisión, conjuntamente con las poleas, más antiguos que se conocen. Los engranajes son mecanismos utilizados en la transmisión de movimiento rotatorio y movimiento de torsión entre ejes.

Este sistema posee grandes ventajas con respecto a las correas y poleas: reducción del espacio ocupado, relación de transmisión más estable (no existe posibilidad de resbalamiento), posibilidad de cambios de velocidad automáticos y sobre todo, mayor capacidad de transmisión de potencia. Sus aplicaciones son muy numerosas y son de vital importancia en el mundo de la mecánica en general y del sector del automóvil en particular.

En un sistema de este tipo se le suele llamar rueda al engranaje de mayor diámetro, y piñón al más pequeño. Cuando el piñón mueve la rueda se tiene un sistema reductor de velocidad, mientras que cuando la rueda mueve el piñón se trata de un sistema multiplicador de velocidad. Obviamente, el hecho de que una rueda tenga que endentar con otra para poder transmitir potencia entre dos ejes, hace que el sentido de giro de éstos sea distinto.

En función de la forma de sus dientes y de la del propio engranaje, éstos pueden ser:

- ✓ Engranajes rectos.
- ✓ Engranajes helicoidales.
- ✓ Engranajes cónicos.

Engranajes rectos

Son engranajes cilíndricos de dientes rectos y van colineales con el propio eje de la rueda dentada. Se utilizan en transmisiones de ejes paralelos formando así lo que se conoce con el nombre de trenes de engranajes. Este hecho hace que sean unos de los más utilizados, pues no en vano se pueden encontrar en cualquier tipo de máquina: relojes, juguetes, máquinas herramientas, etc.

Engranajes helicoidales

Son aquéllos cuyos dientes están dispuestos siguiendo la trayectoria de hélices paralelas alrededor de un cilindro. Estos engranajes pueden transmitir movimiento (potencia) entre ejes paralelos o entre ejes que se cruzan en cualquier dirección (incluso perpendiculares). Debido a su forma geométrica, su construcción resulta más cara que los anteriores y se utiliza en aplicaciones específicas tales como: cajas de cambios, cadenas cinemáticas, máquinas herramientas, etc.

En este caso, el sistema de engrane de sus dientes proporciona una marcha más suave que la de los engranajes rectos, lo cual hace que se trate de un sistema más silencioso, con una transmisión de fuerza y de movimiento más uniforme y segura.

Engranajes cónicos

Se utilizan para transmitir movimiento entre ejes perpendiculares, aunque también se fabrican formando ángulos diferentes a 90 grados. Se trata de ruedas dentadas en forma de troncos de cono, con dientes tallados en una de sus superficies laterales. Dichos dientes pueden ser rectos o curvos,

siendo estos últimos muy utilizados en sistemas de transmisión para automóviles.

4.1.3. Sistema de Poleas y Correas

Los sistemas de transmisión de poleas y correas se emplean para transmitir la potencia mecánica proporcionada por el eje del motor entre dos ejes separados entre sí por una cierta distancia. La transmisión del movimiento por correas se debe al rozamiento de éstas sobre las poleas, de manera que ello sólo será posible cuando el movimiento rotórico y de torsión que se ha de transmitir entre ejes sea inferior a la fuerza de rozamiento. El valor del rozamiento depende, sobre todo, de la tensión de la correa y de la resistencia de ésta a la tracción; es decir, del tipo de material con el que está construida (cuero, fibras, hilos metálicos recubiertos de goma, etc.) y de sus dimensiones.

Las **poleas** son ruedas con una o varias hendiduras en la llanta, sobre las cuales se apoyan las correas.

Las **correas** son cintas cerradas de cuero y otros materiales que se emplean para transmitir movimiento de rotación entres dos ejes generalmente paralelos. Pueden ser de forma plana, redonda, trapezoidal o dentada.

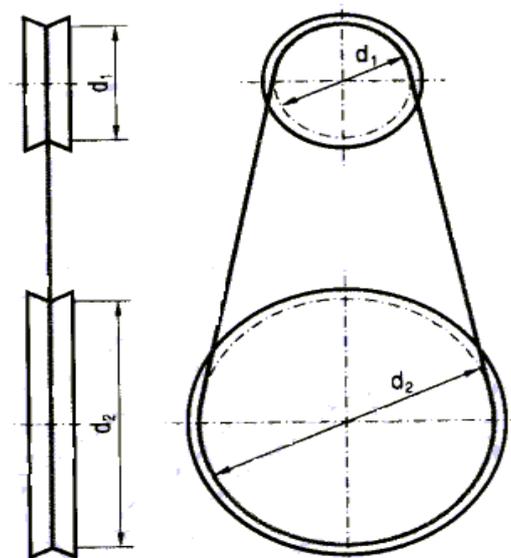


Fig 4. 3 Sistema de correa y polea.

Este sistema se emplea cuando no se quiere transmitir grandes potencias de un eje a otro. Su principal inconveniente se debe a que el

resbalamiento de la correa sobre la polea produce pérdidas considerables de potencia; sobre todo en el arranque. Para evitar esto parcialmente se puede utilizar una correa dentada, que aumenta la sujeción.

Para evitar que las correas se salgan de las poleas, será necesario que las primeras se mantengan lo suficientemente tensas como para que sean capaces de transmitir la máxima potencia entre ejes sin llegar a salirse ni romperse. Para evitar este problema se emplean a veces rodillos tensores, los cuales ejercen sobre las correas la presión necesaria para mantenerlas en tensión.

Transmisión Simple

Cuando un mecanismo se transmite directamente entre dos ejes (motriz y conducido), se trata de un sistema de transmisión simple.

Si se consideran dos poleas de diámetros " d_1 " y " d_2 " que giran a una velocidad " n_1 " y " n_2 "

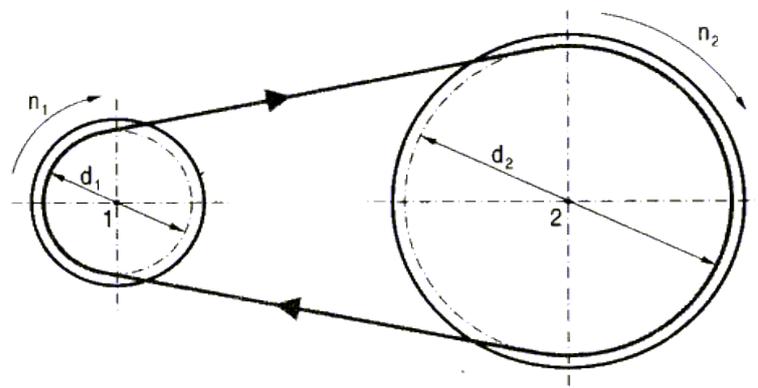


Fig 4. 4 Sistema de trasmisión simple.

Respectivamente, tal y como se indica en la figura, al estar ambas poleas unidas entre sí por medio de una correa, las dos recorrerán el mismo arco, en el mismo periodo de tiempo.

$$d_1 * n_1 = d_2 * n_2$$

De donde se deduce que los diámetros son inversamente proporcionales a las velocidades de giro y, por tanto, para que el mecanismo actúe como

reductor de velocidad, la polea motriz ha de ser de menor diámetro que la polea conducida. En caso contrario actuará como mecanismo multiplicador. El sentido de giro de ambos ejes es el mismo.

Relación de transmisión

$i = \text{velocidad de salida} / \text{velocidad de entrada}$

$$i = n_2 / n_1 = d_1 / d_2 \quad \text{Ec 4. 3}$$

Cuando i es mayor que 1 es un sistema multiplicador.

Cuando i es menor que 1 es un sistema reductor.

Trasmisión Compuesta

Cuando un movimiento se transmite entre más de dos árboles o ejes de transmisión se dice que se trata de un sistema de transmisión compuesta.

Consideremos el siguiente ejemplo de la figura.

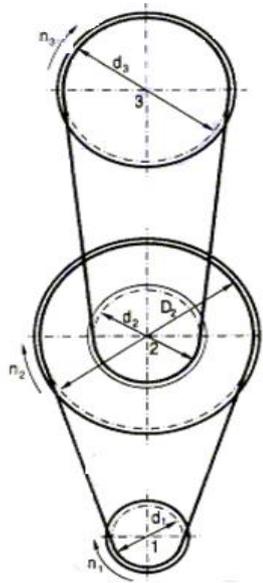


Fig 4. 5 Sistema de transmisión compuesta.

$$n_1 * d_1 = n_2 * D_2$$

$$n_2 * d_2 = n_3 * d_3$$

$$i = n_3 / n_1 = (d_1 / D_2) * (d_2 / d_3)$$

$$i = i_{1,2} * i_{2,3} = (d_1/D_2) * (d_2/d_3) = (n_2/n_1) * (n_3/n_2)$$

4.1.4. Sistemas de ruedas dentadas y cadenas

Mediante este sistema se consiguen transmitir potencias relativamente altas entre dos ejes distantes entre sí, sin que exista apenas resbalamiento o desprendimiento entre las dos ruedas de piñones y la cadena, que es el elemento de enlace que une ambas ruedas.

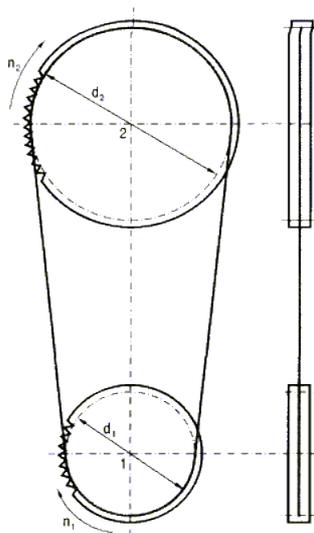


Fig 4. 6 Sistema de rueda dentada y cadena.

Este sistema consta de dos ruedas dentadas (piñones) montados sobre dos ejes paralelos y sobre las cuales se adentran los eslabones flojamente articulados que componen la cadena, de manera que al hacer girar una de ellas (rueda motriz) arrastra a la otra (rueda conducida). El movimiento rotatorio y el movimiento de torsión se transmiten entre ejes por la tracción entre la cadena y las ruedas dentadas.

Para evitar problemas de pérdida de velocidad por el resbalamiento de la cadena será necesario que ésta se mantenga suficientemente tensa, lo cual se consigue a base de ruedas tensoras dentadas. Además, un sistema de este tipo necesita de un mantenimiento continuo de lubricación para reducir el deterioro y el desajuste entre la cadena y los piñones, así como el funcionamiento ruidoso de éste.

Para este sistema se cumplen las mismas expresiones que en un sistema de poleas de transmisión simple.

$$d1 * n1 = d2 * n2$$

4.1.5. Sistemas de tornillo sin fin y rueda helicoidal.

Con este mecanismo, además de poder transmitir fuerza y movimiento entre dos ejes perpendiculares entre sí, se pueden conseguir relaciones de transmisión altas.

Se trata de un sistema irreversible, en el cual únicamente es posible transmitir potencia del eje del sin fin (1) al eje de la rueda (2), pero no en sentido contrario.

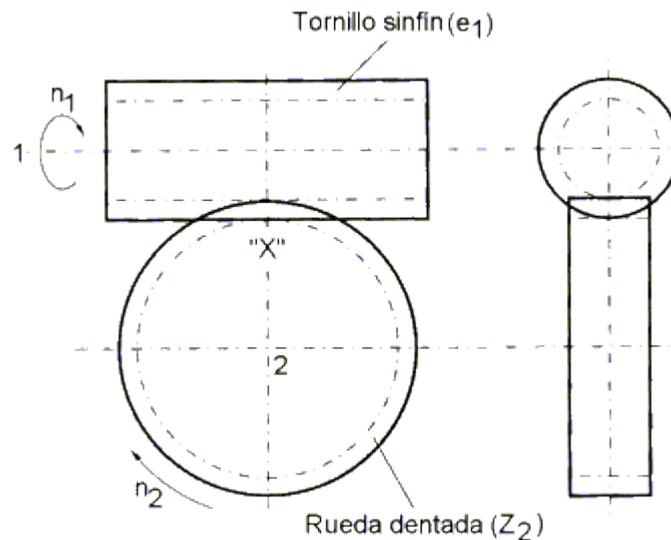


Fig 4. 7 Sistema de tornillo sin fin y rueda helicoidal.

Según se puede ver en la figura, y suponiendo que el tornillo es de una sola entrada, cada vez que éste da una vuelta completa, sólo un diente de la rueda dentada pasa por el punto "x". Dicho de otro modo, para que la rueda dentada dé una vuelta el tornillo deberá dar tantas vueltas como dientes tenga la rueda. La velocidad de giro de ambos ejes va depender tanto del número de dientes de la rueda (Z_2) como del número de entradas (e_1) del tornillo sin fin:

$$n1 * e1 = n2 * z2$$

En cuanto a la transmisión "i" del sistema, será:

$$i = n_2 / n_1 = e_1 / z_2$$

4.1.6. Sistema de rueda y cremallera.

Con este sistema se consigue transformar el movimiento circular que llega a la rueda dentada (piñón) en rectilíneo al engranar los dientes de citada rueda con los dientes de una barra prismática (cremallera) que se desplaza longitudinalmente (movimiento rectilíneo). Se trata de un sistema reversible en el que los dientes de la rueda dentada y de la cremallera deben tener el mismo paso con el fin de que el piñón pueda deslizarse sobre la cremallera.

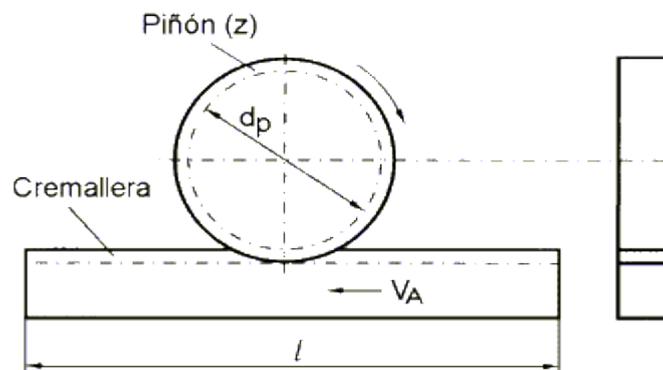


Fig 4. 8 Sistema de rueda y cremallera.

El avance (A) de la rueda o dicho de otra forma, los milímetros que ésta avanza cada vez que da una vuelta completa, será igual a:

$$A = p * dp = p * z$$

Donde:

dp: representa el diámetro primitivo de la rueda en mm.

p: representa el paso de los dientes de la rueda en mm.

z: representa el número de dientes de la rueda.

La velocidad de avance (Va) de la cremallera expresada en mm/min. Viene dada por:

$$Vz = A * n = p * z * n$$

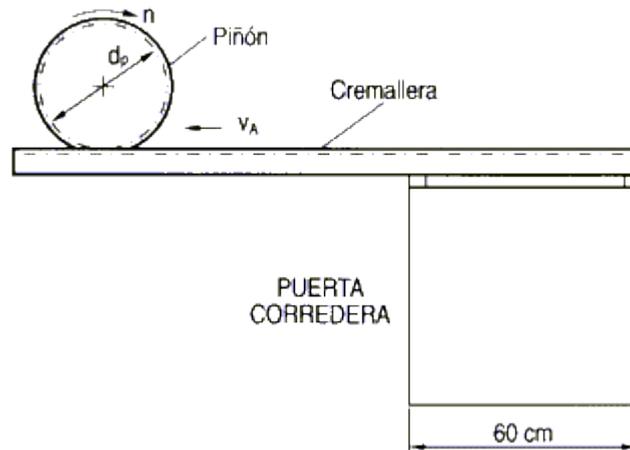


Fig 4. 9 Velocidad de avance.

Donde n representa la velocidad circular de la rueda en r.p.m.

Teniendo en cuenta que el número de dientes por milímetro de la cremallera (N) es igual a:

$$N = z / A = 1 / p$$

$$p = 1 / N$$

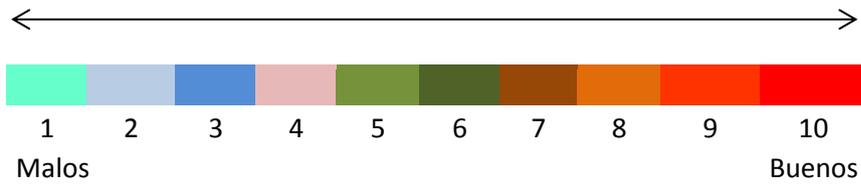
La velocidad de avance puede expresarse de la forma:

$$V_a = p * z * n = (z * n) / N$$

Matriz de Decisión

| ORD | Criterios de valoración | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | sum | % | W.F. |
|-----|-----------------------------|---|---|-----|-----|-----|---|-----|------|------|------|
| 1 | Trasmisión de potencia | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2,5 | 7,5 | 0,27 | 0,26 |
| 2 | Costo de fabricación | | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2,5 | 6,5 | 0,24 | 0,18 |
| 3 | Desgaste | | | 0 | 0,5 | 1 | 1 | 2,5 | 4,5 | 0,16 | 0,18 |
| 4 | Resbalamiento | | | 0,5 | 0 | 0,5 | 1 | 2,5 | 4 | 0,15 | 0,18 |
| 5 | Cambio de giro de velocidad | | | | 0,5 | 0 | 1 | 2,5 | 4 | 0,15 | 0,1 |
| 6 | Necesidad de lubricación | | | | | | 0 | 1 | 1 | 0,04 | 0,1 |
| | SUMA | | | | | | | | 27,5 | 1,00 | 1 |

| Factores Determinantes | Ponderación | Sistema de rueda de fricción | | Sistema de engranajes | | Sistema de poleas y correas | | Sistema de ruedas dentadas y cadenas | | Sistema de tornillo sin fin y rueda helicoidal | | Sistema de ruedas dentadas y cremallera | |
|-----------------------------|-------------|------------------------------|------|-----------------------|------|-----------------------------|------|--------------------------------------|-------|--|-------|---|--------|
| | | | | | | | | | | | | | |
| Trasmisión de potencia | 0,27 | 5 | 1,36 | 9 | 2,45 | 7 | 1,91 | 8 | 2,182 | 8 | 2,182 | 7 | 1,9091 |
| Costo de fabricación | 0,24 | 5 | 1,18 | 3 | 0,71 | 9 | 2,13 | 4 | 0,945 | 4 | 0,945 | 4 | 0,9455 |
| Desgaste | 0,16 | 6 | 0,98 | 6 | 0,98 | 4 | 0,65 | 5 | 0,818 | 5 | 0,818 | 5 | 0,8182 |
| Resbalamiento | 0,15 | 4 | 0,58 | 8 | 1,16 | 5 | 0,73 | 8 | 1,164 | 7 | 1,018 | 8 | 1,1636 |
| Cambio de giro de velocidad | 0,15 | 8 | 1,16 | 8 | 1,16 | 8 | 1,16 | 8 | 1,164 | 1 | 0,145 | 1 | 0,1455 |
| Necesidad de lubricación | 0,04 | 7 | 0,25 | 5 | 0,18 | 8 | 0,29 | 4 | 0,145 | 4 | 0,145 | 4 | 0,1455 |
| Suma | | 5,53 | | 6,65 | | 6,87 | | 6,418 | | 5,255 | | 5,1273 | |



Por lo que muestra en la matriz de decisión la mejor opción para el proyecto a efectuar es el sistema de trasmisión por poleas y correas ya que un punto esencial en el diseño y decisión, fue el costo de fabricación o de adquisición del mismo.

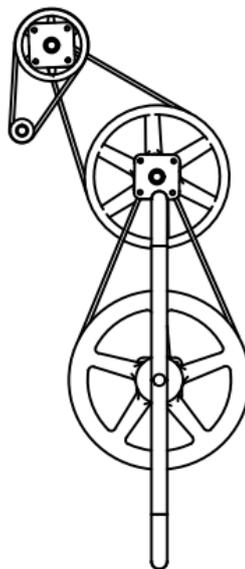


Fig 4. 10 Sistema planteado para la trasmisión.

Trasmisión por banda

Uno de los principales usos de la trasmisión por banda, es reducir o incrementar la velocidad entre el motor y la pieza conducida, además, es más económico en los elementos de trasmisión y aunque su eficiencia depende de la tensión, la alineación y la longitud, es uno de los métodos más comunes en la fabricación de máquinas, por lo cual, la decisión fue tomada en favor a este método de trasmisión y sus ventajas que este presenta.

La eficiencia energética es del 94% al 98% siempre y cuando se encuentren bien instaladas y alineadas.

Características de las transmisiones con bandas.¹⁶

| Función | Bandas V | Poly V | Banda dentada | Cadena | Variadores de velocidad |
|---|----------|---------|---------------|-----------|-------------------------|
| Capacidad para transmitir potencia en espacios bajos | BUENA | BUENA | BUENA | EXCELENTE | BUENA |
| Requiere ajustes (tensión) | SI | SI | NO | SI | NO |
| Aplicación de reversa adecuadamente | BUENA | BUENA | BUENA | ----- | BUENA |
| Capacidad de transmitir altos torques a bajas velocidades | BUENA | REGULAR | REGULAR | EXCELENTE | BUENA |
| Lubricación | NO | NO | NO | SI | NO |

Tabla 4. 1 Características de la Trasmisión con Bandas.

CORREAS

Las correas se utilizan para transmitir, mediante un movimiento de rotación, potencia entre árboles normalmente paralelos, entre los cuales no es preciso mantener una relación de trasmisión exacta y constante.

Las transmisiones por medio de correas son denominadas de tipo flexible, pues absorben vibraciones y choques de los que sólo tienden a transmitir un mínimo al eje arrastrado.

¹⁶ Power Transmission, Optibelt , manual técnico para trasmisión por correas, Pag.140

Son estas transmisiones adecuadas para distancias entre ejes relativamente grandes, actuando bajo condiciones adversas de trabajo (polvo, humedad, calor, etc.), son además silenciosos y tienen una larga vida útil, sin averías, ni problemas de funcionamiento.

CARACTERÍSTICAS DE LAS CORREAS PLANAS

Las correas del tipo plano están constituidas por una banda continua cuya sección transversal es rectangular, fabricadas de distintos materiales siendo los más empleados:

- Cuero de 4 a 6 mm. de espesor. Para bandas de más espesor se unen capas sucesivas de cuero mediante adhesivos, construyéndose bandas de dos capas y bandas de tres capas.

Según su capacidad se pueden clasificar en tres grupos:

- ✓ Clase I:
 - σ permisible = 25 Kp/cm² y velocidad máxima de hasta 12 m/s.
- ✓ Clase II:
 - σ permisible = 29 Kp/cm² y velocidad máxima de hasta 24 m/s
- ✓ Clase III
 - σ permisible = 33 Kp/cm² y velocidad máxima de hasta 45 m/s.
- Tejido de algodón o banda de nylon. Se construye con varias capas de tejido, normalmente recubiertas de caucho o plástico para su protección y mayor duración. Su tensión permisible varía entre los 125 y 250Kg/cm² y su velocidad lineal máxima es de hasta unos 40 m/sg.

CARACTERÍSTICAS DE LAS CORREAS TRAPECIALES.

Las correas trapeziales o en **V** son las más ampliamente usadas en este tipo de transmisiones. Se construyen de caucho en cuyo interior se colocan elementos resistentes a la tracción. El esquema de una correa es el siguiente:

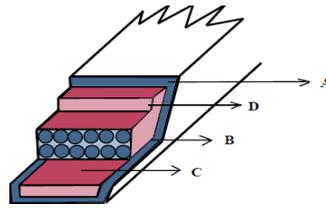


Fig 4. 11 Esquema de correa.

Los componentes que forman una correa trapecial son:

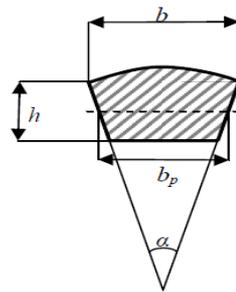
- ✓ A: Funda exterior de tejido vulcanizado
- ✓ B: Elementos que soportan la carga
- ✓ C: Cojín resistente de caucho
- ✓ D: Capa de flexión

Las poleas con garganta acanalada afectan a la capacidad de transmisión ya que el denominado efecto cuña da lugar a una fuerza normal de la correa sobre la polea muy superior a la de las correas planas. Pero a su vez, el efecto cuña favorece también el uso de correas aplicadas a poleas con reducida distancia entre sus centros, y grandes diferencias entre los diámetros.

Para determinar la relación de transmisión es necesario definir el diámetro primitivo, que es el que corresponde en la polea a la fibra neutra de la correa. Se denomina fibra neutra a aquella fibra cuya longitud no cambia cuando la correa se dobla perpendicularmente a su base.

Las correas trapeciales, en función de sus dimensiones, se agrupan según la norma UNE 18006-93 en siete tipos básicos según su sección transversal, a saber **Y, Z, A, B, C, D** y **E**.

En la tabla siguiente se presentan los valores característicos de los siete tipos de correas comerciales:



b_p : Ancho primitivo normal. b : Ancho aproximado de la base superior.
 h : Altura aproximada. α : Ángulo de los flancos.

| Sección | Y | Z | A | B | C | D | E |
|------------|-----|-----|----|-----|----|----|----|
| b_p (mm) | 5,3 | 8,5 | 11 | 14 | 19 | 27 | 32 |
| b (mm) | 6 | 10 | 13 | 17 | 22 | 32 | 38 |
| h (mm) | 4 | 6 | 8 | 11 | 14 | 19 | 25 |
| α | | | | 40° | | | |

Fig 4. 12 Valores característicos de correas comerciales.¹⁷

Los ángulos de garganta que se utilizan para la construcción de éstas son ligeramente inferiores a los ángulos de los flancos de las correas que van a alojar, en concreto se fabrican poleas con valores de 32°, 34°, 36° y 38°.

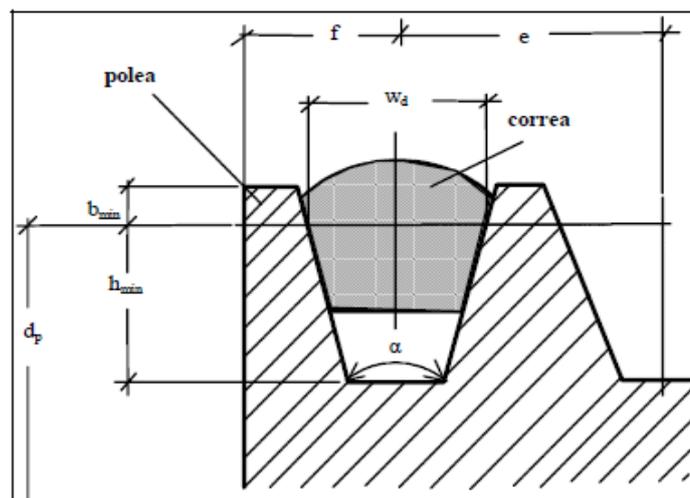


Fig 4. 13 Dimensiones normalizadas de correas trapeziales.

Las dimensiones de poleas según la Norma UNE 18164-85 son las que se presentan en la tabla siguiente:

¹⁷ www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema05.pdf/ Pag. 5.

| Sección de garganta | w_p | b_{min} | h_{min} | e | f |
|---------------------|-------|-----------|-----------|------|------|
| Y | 5,3 | 1,6 | 4,7 | 8 | 7 |
| Z | 8,5 | 2 | 7 | 12 | 8 |
| A | 11 | 2,75 | 8,7 | 15 | 10 |
| B | 14 | 3,5 | 10,8 | 19 | 12,5 |
| C | 19 | 4,8 | 14,3 | 25,5 | 17 |
| D | 27 | 8,1 | 19,9 | 37 | 24 |
| E | 32 | 9,6 | 23,4 | 44,5 | 29 |

Fig 4. 14 Dimensiones normalizadas de poleas con canales para correas trapeciales.¹⁸

Antes de finalizar este apartado se van a enumerar una serie de ventajas e inconvenientes que presentan las correas trapeciales.

Entre las ventajas se pueden enunciar:

- ✓ La distancia entre ejes puede ser tan pequeña como permitan las poleas.
- ✓ La relación de diámetros entre poleas puede ser muy grande, llegando hasta 12/1.
- ✓ Las correas trapeciales trabajan en cualquier posición.
- ✓ Pueden usarse correas múltiples.
- ✓ Requieren gracias al efecto cuña muy poca tensión inicial.
- ✓ Soporta muy bien las temperaturas extremas.
- ✓ No atacan a los cojinetes de soporte de las poleas por tensión excesiva.
- ✓ Resisten la intemperie.
- ✓ Hay modelos especiales SPA, SPB... que soportan condiciones muy adversas y agresivas.

Entre los inconvenientes es preciso tener en cuenta que:

- ✓ Las grasas, aceites, gasolinas y gas-oil las atacan.
- ✓ Su longitud crece con el uso.
- ✓ El deslizamiento las destruye rápidamente.

¹⁸ www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema05.pdf/ Pag.5.

CARACTERÍSTICAS DE LAS CORREAS DENTADAS.

Constituyen las correas dentadas un sistema moderno de transmisión de potencia que reúne en la práctica la totalidad de las ventajas de las correas planas y trapeciales y elimina sus inconvenientes. Se construyen a base de neopreno al que se le coloca una cubierta exterior de nylon.

Tienen un funcionamiento silencioso, no precisan lubricación. Para su cálculo es preciso tener en cuenta que, según indica la experiencia, debe haber un mínimo de seis dientes en contacto.

Estas correas se agrupan comercialmente en los tipos **XL, L, H, XH, y XXH**.

Sus características de paso se presentan en la siguiente tabla.

| Tipo | Paso |
|------|--------------------|
| XL | 5'080 mm (1/5") |
| L | 9'525 mm (3/8") |
| H | 12'700 mm (1/2") |
| XH | 22'225 mm (7/8") |
| XXH | 31'750 mm (1 1/4") |

Fig 4. 15 Tipos de correas dentadas y pasos correspondientes.¹⁹

Los fabricantes ofrecen catálogos en los que aportan la potencia base de los distintos modelos de correas. En la tabla adjuntada en los anexos se presenta la potencia base de una correa del tipo L para diferentes valores del diámetro primitivo y para diferentes regímenes de giro de la polea más pequeña usada en la transmisión.

Los anchos comerciales de las correas dentadas son los que se presentan en las siguientes tablas.

¹⁹ www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema05.pdf/ Pag. 9.

| Tipo XL | | |
|-------------|----------|-----|
| Designación | Pulgadas | mm |
| 25 | 1/4 | 6'3 |
| 31 | 5/16 | 7'9 |
| 37 | 3/8 | 9'4 |

| Tipo L | | |
|-------------|----------|------|
| Designación | Pulgadas | mm |
| 50 | 1/2 | 12'7 |
| 75 | 3/4 | 19'1 |
| 100 | 1 | 25'4 |

| Tipo H | | |
|-------------|----------|------|
| Designación | Pulgadas | mm |
| 75 | 3/4 | 19'1 |
| 100 | 1 | 25'4 |
| 150 | 1 1/2 | 38'1 |
| 200 | 2 | 50'8 |
| 300 | 3 | 76'2 |

| Tipo XH | | |
|-------------|----------|-------|
| Designación | Pulgadas | mm |
| 200 | 2 | 50'8 |
| 300 | 3 | 76'2 |
| 400 | 4 | 101'6 |

| Tipo XXH | | |
|-------------|----------|-------|
| Designación | Pulgadas | mm |
| 200 | 2 | 50'8 |
| 300 | 3 | 76'2 |
| 400 | 4 | 101'6 |
| 500 | 5 | 127'0 |

Fig 4. 16 Anchos comerciales de bandas dentadas.²⁰

POLEAS

Las poleas que se usan para transmisiones con correas se fabrican con distintos materiales, siendo las más comunes fundiciones de hierro, acero, aluminio y aleaciones ligeras. A veces se encuentran poleas de madera (muy antiguas) y de plástico.

Las poleas para correas planas se construyen con llanta (superficie de contacto correa-polea) plana o ligeramente abombada según se presenta en la figura siguiente. El objeto de esta conformación es el de estabilizar la correa evitando con ello que se salga por el lateral.

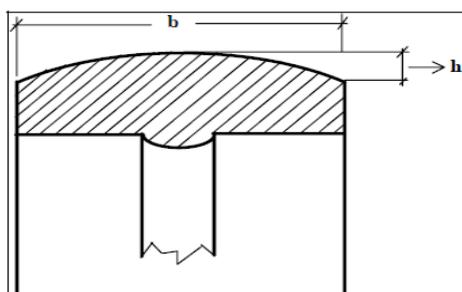


Fig 4. 17 Polea para correa plana.

Las poleas para correas trapeciales son acanaladas y cuando son pequeñas se construyen de una sola pieza, en cambio para grandes transmisiones es frecuente usar varias poleas unidas mediante tornillos.

²⁰ www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema05.pdf/ Pag.12.

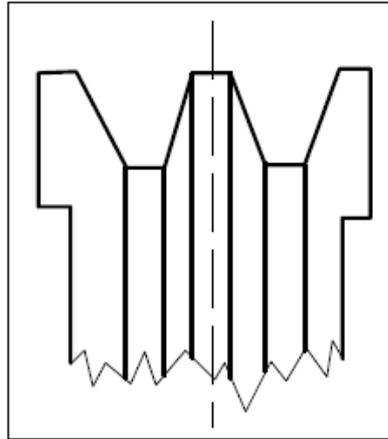


Fig 4. 18 Polea para correa trapecial.

Las características dimensionales de estas poleas están normalizadas y, para los distintos tipos de correas, ya han sido presentadas.

Es importante destacar que el acabado de las caras laterales debe ser lo más fino y uniforme posible para evitar el prematuro desgaste por abrasión.

Las poleas para correas dentadas tienen una gran semejanza a los engranajes de gran paso. Para un funcionamiento continuado y sin problemas es muy importante que las aristas de los dientes se redondeen.

La figura siguiente presenta un detalle de una polea dentada con su correa.

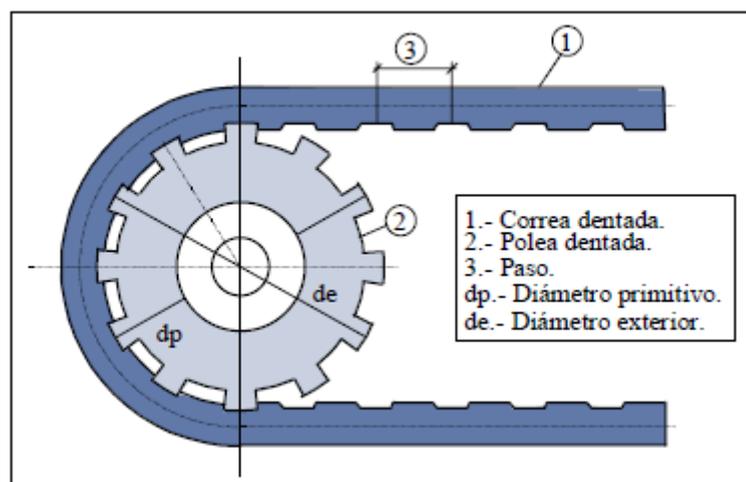


Fig 4. 19 Polea y correa dentada.

A veces, y esto es frecuente, cuando la transmisión soporta movimientos bruscos, se construyen las poleas con guías laterales como se presentan en la

siguiente figura que evitan que se salga la correa de su zona de contacto con la polea.

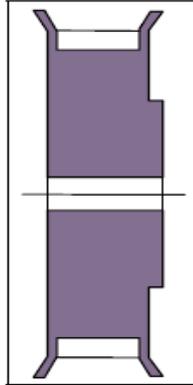
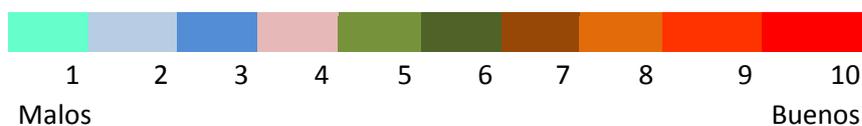


Fig 4. 20 Sección de la polea dentada con guías.

Matriz de decisión

| ORD | Criterios de valoración | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | sum | % | W.F. |
|-----|--|---|---|-----|-----|---|---|-----|------|------|------|
| 1 | Trasmisión de potencia | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2,5 | 7,5 | 0,27 | 0,26 |
| 2 | Costo de adquisición | | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2,5 | 6,5 | 0,24 | 0,18 |
| 3 | Vida útil | | | 0 | 0.5 | 1 | 1 | 2,5 | 4,5 | 0,16 | 0,18 |
| 4 | Resistencia a factores ambientales y trabajo | | | 0.5 | 0 | 1 | 1 | 2,5 | 4,5 | 0,16 | 0,18 |
| 5 | Posición de trabajo | | | | | 0 | 1 | 2,5 | 3,5 | 0,13 | 0,1 |
| 6 | Distancia entre ejes | | | | | | 0 | 1 | 1 | 0,04 | 0,1 |
| | suma | | | | | | | | 27,5 | 1,00 | 1 |

| Factores Determinantes | Ponderación | Correas planas | | Correas Trapeciales | | Correas Dentadas | |
|--|-------------|----------------|------|---------------------|------|------------------|------|
| | | | | | | | |
| Trasmisión de potencia | 0,27 | 6 | 1,64 | 8 | 2,18 | 9 | 2,45 |
| Costo de adquisición | 0,24 | 8 | 1,89 | 8 | 1,89 | 7 | 1,65 |
| Vida útil | 0,16 | 5 | 0,82 | 6 | 0,98 | 6 | 0,98 |
| Resistencia a factores ambientales y trabajo | 0,16 | 5 | 0,82 | 5 | 0,82 | 5 | 0,82 |
| Posición de trabajo | 0,13 | 9 | 1,15 | 7 | 0,89 | 7 | 0,89 |
| Distancia entre ejes | 0,04 | 6 | 0,22 | 7 | 0,25 | 7 | 0,25 |
| | Suma | | 6,53 | | 7,02 | | 7,05 |



En la matriz efectuada a la decisión de que tipo de banda es recomendable para el proyecto a simple vista nos sale que una correa dentada

es recordable pero a su vez y no por mucho la segunda opción es la correa trapecial. En el criterio de decisión que hemos tomado y por la capacidad de adquisición en el mercado se tomo que le mejor opción es la de banda o correa es la trapecial.

CALCULOS

Reducción de velocidades²¹

Poleas requeridas

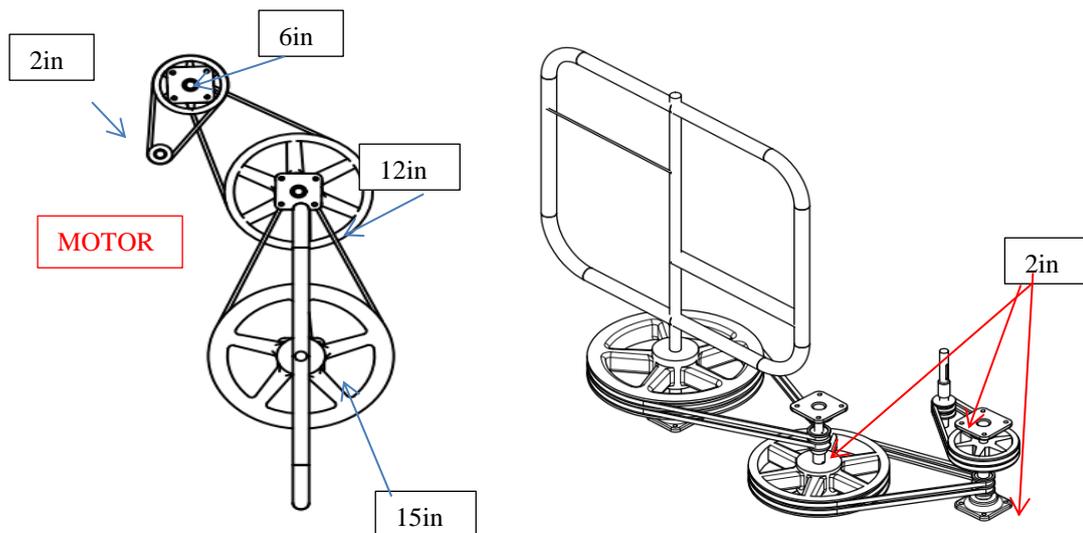


Fig 4. 21 Diagramas del sistema de transmisión.

Sección I

$$d1 := 2$$

$$d2 := 6$$

$$n1 := 3500 \quad \text{rpm}$$

$$d1 \cdot n1 = d2 \cdot n2$$

$$n2 := \frac{d1 \cdot n1}{d2}$$

$$n2 = 1.167 \times 10^3 \quad \text{rpm}$$

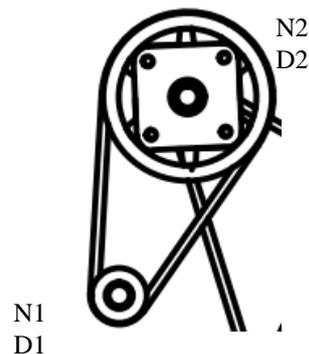


Fig 4. 22 Sistema I de transmisión

²¹ **Nota:** Formulas para el capítulo IV, tomadas de HAMROCK, B. Elementos de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000.

Sección II

$$d3 := 2$$

$$d4 := 12$$

$$n2 := 1166.6 \text{ rpm}$$

$$d1 \cdot n1 = d2 \cdot n2$$

$$n3 := \frac{d3 \cdot n2}{d4}$$

$$n3 = 194.445 \text{ rpm}$$

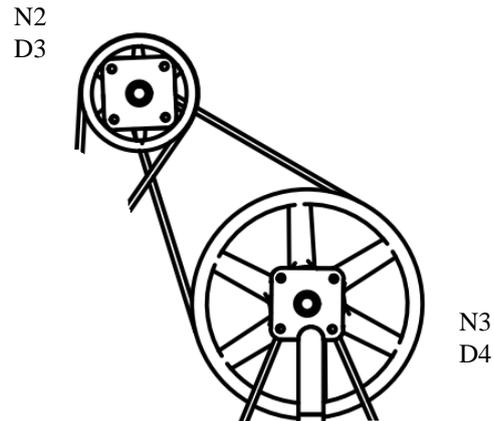


Fig 4. 23 Sistema II de transmisión.

Sección III

$$d5 := 2$$

$$d6 := 15$$

$$n3 := 194.4 \text{ rpm}$$

$$d1 \cdot n1 = d2 \cdot n2$$

$$n4 := \frac{d5 \cdot n3}{d6}$$

$$n4 = 25.927 \text{ rpm}$$

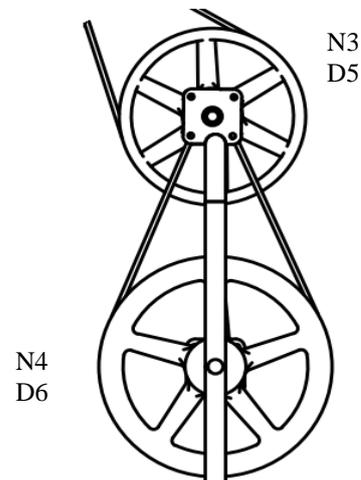


Fig 4. 24 Sistema III de transmisión.

Transmisión de Potencia Sección I

$$P := 3 \text{ Hp}$$

$$n := 3500 \text{ rpm}$$

Desde tabla Anexos (Potencia Corregida)

$$x := 1 + 0.1$$

x = factor de corrección (0.1 se debe sumar si es bandas tensoras de transmisión)

$$PoCorre := P \cdot x$$

$$PoCorre = 3.3$$

$$d1 := 2$$

Con la potencia corregida salió la banda tipo A
Ver el grafico de elección

$$d2 := 6$$

$$k := \frac{d2}{d1} \quad k = 3$$

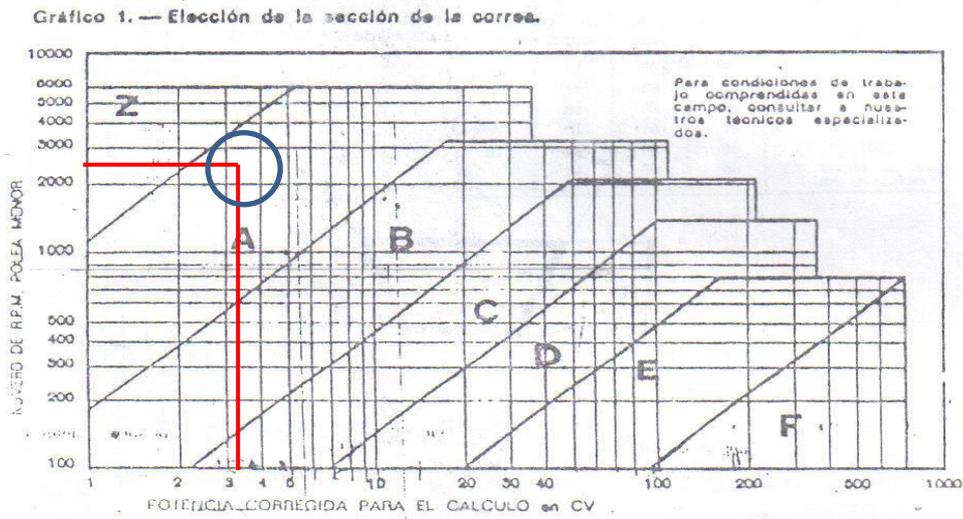


Fig 4. 25 Elección de la sección de la correa.²²

Distancia entre ejes (Sección I)

$$I_{asumido} := I \cdot 25.4 \quad I := \frac{[(k + 1) \cdot d1]}{2} + d1 \quad \text{Ec 4. 4}$$

$I_{asumido} = 152.4 \text{ mm}$

Cálculo de la longitud primitiva de la banda (Sección I)

$$l_{prim} := 2 \cdot I_{asumido} + 1.17 \cdot (d2 + d1) \cdot 25.4 + \frac{[(d2 + d1) \cdot 25.4]^2}{4 \cdot I_{asumido}} \quad \text{Ec 4. 5}$$

$l_{prim} = 610.277 \text{ mm}$

Cálculo de la distancia entre ejes corregida (Sección I)

$j := 620$ Tomado de tabla de bandas

| | | | |
|---------|---------|-----|-----|
| 1300505 | A19 | 475 | 505 |
| 1300555 | A20 | 525 | 555 |
| 1300570 | A21 | 540 | 570 |
| 1300595 | A22 | 565 | 595 |
| 1300620 | A23 | 590 | 620 |
| 1300630 | A23 1/2 | 600 | 630 |
| 1300635 | A24 | 610 | 640 |
| 1300663 | A25 | 630 | 663 |
| 1300675 | A25 1/2 | 650 | 680 |

Fig 4. 26 Tabla de bandas comerciales.²³

$$l_{corregida} := I_{asumido} + \frac{1}{2} \cdot (j - l_{prim}) \quad \text{Ec 4. 6}$$

$l_{corregida} = 157.261 \text{ mm}$

²² IPAC. Catálogo de Selección de Perfiles de poleas.

²³ www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema05.pdf/

Cálculo de arco de contacto

Ec 4. 7

$$r := 180 - 57 \cdot \left(\frac{d2 - d1}{l_{\text{corregida}}} \right)$$

$$r = 178.55 \quad \text{grados}$$

Cálculo de la potencia transmitida por la banda

$$Pa = (Nc + Nad) \cdot Cr \cdot Cl$$

$$Cl := \sqrt[6]{\frac{l_{\text{prim}}}{j}} \quad Cl = 0.997$$

$$Cr := 0.55 + 0.0025r \quad Cr = 0.996$$

$$Nc := 1.29\% \quad Nad := 0.4$$

$$pa := (Nc + Nad) \cdot Cr \cdot Cl \quad pa = 1.781$$

Nc = Potencia de Catalogo con el diámetro menor
 Nad = Potencia adicional
 Cr = Factor de ángulo de contacto
 Cl = Factor de corrección de longitud
 pa = potencia transmitida por la banda

Ec 4. 8

Tabla 17- Potencia Adicional Nad Perfil A

| Frecuencia de rotación en la polea rápida n1 (rpm) | Razón de trasmisión u | | | |
|--|-----------------------|----------------|----------------|----------------|
| | 1.01.....1.05 | 1.061.26 | 1.27..... 1.57 | Mayor que 1.57 |
| 200 | 0 | 0,02 | 0,02 | 0,03 |
| 950 | 0,01 | 0,08 | 0,10 | 0,13 |
| 1200 | 0,02 | 0,09 | 0,13 | 0,17 |
| 1400 | 0,02 | 0,11 | 0,15 | 0,19 |
| 1800 | 0,03 | 0,14 | 0,19 | 0,25 |
| 2200 | 0,04 | 0,17 | 0,24 | 0,30 |
| 2500 | 0,04 | 0,20 | 0,27 | 0,35 |
| 2900 | 0,05 | 0,22 | 0,31 | 0,40 |
| 3300 | 0,06 | 0,25 | 0,35 | 0,45 |
| 3600 | 0,07 | 0,28 | 0,39 | 0,50 |

Tabla 13- Potencia Unitaria Nc. Perfil A (Lo = 1675mm)

| Frecuencia de rotación en la polea rápida n1 (rpm) | Diámetro de la polea menor d1 (mm) | | | | |
|--|------------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| | 70 | 100 | 125 | 150 | 190 |
| 200 | 0,16 | 0,67 | 0,9 | 1,44 | 2,54 |
| 950 | 0,53 | 1,12 | 1,59 | 2,05 | 2,75 |
| 1200 | 0,63 | 1,35 | 1,92 | 2,47 | 3,3 |
| 1400 | 0,69 | 1,51 | 2,16 | 2,78 | 3,7 |
| 1800 | 0,81 | 1,82 | 2,6 | 3,33 | 4,38 |
| 2200 | 1,002 | 2,101 | 3,025 | 3,767 | 4,723 |
| 2500 | 1,148 | 2,37 | 3,422 | 4,218 | 5,186 |
| 2900 | 1,294 | 2,639 | 3,819 | 4,669 | 5,649 |
| 3300 | 1,44 | 2,908 | 4,216 | 5,12 | 6,112 |
| 3600 | 1,586 | 3,177 | 4,613 | 5,571 | 6,575 |

Tabla 4. 2 Potencia Adicional Nad Perfil A. **Tabla 4. 3 Potencia Unitaria Nc Perfil A.**²⁴

Cálculo del número de bandas

$$N_{\text{banda}} := \frac{Po_{\text{Corre}}}{pa} \quad N_{\text{banda}} = 1.853 \quad N_{\text{bandas}} = 2 \quad \text{Ec 4. 9}$$

Por lo tanto en los cálculos efectuados se determinó que para la primera sección de reducción de velocidades para el motor de 3hp los siguientes resultados:

Poleas: 2 in y 6 in

Bandas: 2 bandas por polea tipo A23 trapecoidales

Longitud entre centros de: 157.26 mm

²⁴ www.optibelt.com/cuadropoleas&correas/645367#ch&.

Transmisión de Potencia Sección II

Transmisión de Potencia

$$P := 3 \quad \text{Hp}$$

$$n := 1166.6 \quad \text{rpm}$$

Desde tabla (Potencia Corregida)

$$x := 1 + 0.1 \quad x = \text{factor de corrección (0.1 se debe sumar si es bandas tensoras de transmisión)}$$

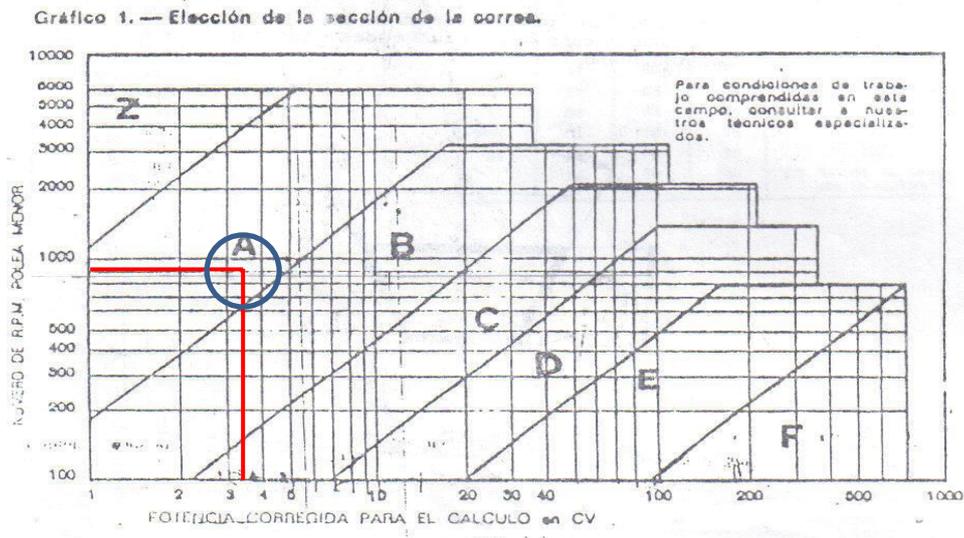
$$PoCorre := P \cdot x$$

$$PoCorre = 3.3 \quad \text{Con la potencia corregida salió la banda tipo A ver el grafico de elección}$$

$$d1 := 2$$

$$d2 := 12$$

$$k := \frac{d2}{d1} \quad k = 6$$



Distancia entre ejes

$$I := \frac{[(k + 1) \cdot d1]}{2} + d1$$

$$I_{\text{asumido}} := I \cdot 25.4$$

$$I_{\text{asumido}} = 228.6 \quad \text{mn}$$

Calculo de la longitud primitiva de la banda

$$l_{\text{prim}} := 2 \cdot I_{\text{asumido}} + 1.9(d2 + d1) \cdot 25.4 + \frac{[(d2 + d1) \cdot 25.4]^2}{4 \cdot I_{\text{asumido}}}$$

$$l_{\text{prim}} = 1.271 \times 10^3 \quad \text{mn}$$

Cálculo de la distancia entre ejes corregida

$j := 138$; Tomado de tabla de bandas

| | | | |
|---------|---------|------|------|
| 1301335 | A51 1/2 | 1315 | 1345 |
| 1301355 | A52 | 1320 | 1355 |
| 1301360 | A52 1/2 | 1335 | 1365 |
| 1301385 | A53 | 1350 | 1385 |
| 1301400 | A54 | 1375 | 1400 |
| 1301410 | A54 1/2 | 1400 | 1430 |

$$l_{\text{corregida}} := l_{\text{asumido}} + \frac{1}{2} \cdot (j - l_{\text{prim}})$$

$$l_{\text{corregida}} = 285.536 \quad \text{mm}$$

Cálculo de arco de contacto

$$r := 180 - 57 \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{l_{\text{corregida}}} \right)$$

$$r = 178.004 \quad \text{grados}$$

Cálculo de la potencia transmitida por la banda

$$P_a = (N_c + N_{ad}) \cdot C_r \cdot C_l$$

$$C_l := \sqrt[6]{\frac{l_{\text{prim}}}{j}} \quad C_l = 0.986$$

$$C_r := 0.55 + 0.0025r \quad C_r = 0.995$$

$$N_c := 1.29 \quad N_{ad} := 0.1$$

$$P_a := (N_c + N_{ad}) \cdot C_r \cdot C_l \quad P_a = 1.434$$

N_c = Potencia de Catalogo con el diámetro menor

N_{ad} = Potencia adicional

C_r = Factor de ángulo de contacto

C_l = Factor de corrección de longitud

P_a = potencia transmitida por la banda

Cálculo del número de bandas

$$N_{\text{banda}} := \frac{P_o \text{Corre}}{P_a} \quad N_{\text{banda}} = 2.301 \quad N_{\text{bandas}} = 2$$

Por lo tanto en los cálculos efectuados se determinó que para la segunda sección de reducción de velocidades para el motor de 3hp los siguientes resultados:

2 Poleas: 2 in y 12 in

Bandas: 2 bandas por polea tipo A53 trapezoidales

Longitud entre centros de: 290 mm

Transmisión de Potencia Sección III

Transmisión de Potencia

$$P := 3 \quad \text{Hp}$$

$$n := 194.4 \quad \text{rpm}$$

Desde tabla (Potencia Corregida)

$$x := 1 + 0.1 \quad x = \text{factor de corrección (0.1 se debe sumar si es bandas tensoras de trasmisión)}$$

$$PoCorre := P \cdot x$$

$$PoCorre = 3.3$$

$$d1 := 2$$

$$d2 := 15$$

$$k := \frac{d2}{d1} \quad k = 7.5$$

Con la potencia corregida salió la banda tipo A ver el grafico de elección

Distancia entre ejes

$$I := \frac{[(k + 1) \cdot d1]}{2} + d1$$

$$I_{\text{asumido}} := I \cdot 25.4$$

$$I_{\text{asumido}} = 266.7 \quad \text{mn}$$

Cálculo de la longitud primitiva de la banda

$$l_{\text{prim}} := 2 \cdot I_{\text{asumido}} + 1.37 \cdot (d2 + d1) \cdot 25.4 + \frac{[(d2 + d1) \cdot 25.4]^2}{4 \cdot I_{\text{asumido}}}$$

$$l_{\text{prim}} = 1.3 \times 10^3 \quad \text{mn}$$

Calculo de la distancia entre ejes corregida

$$j := 1310 \quad \text{tomado de tabla de bandas}$$

$$l_{\text{corregida}} := I_{\text{asumido}} + \frac{1}{2} \cdot (j - l_{\text{prim}}) \quad l_{\text{corregida}} = 271.829 \text{ mn}$$

Cálculo de arco de contacto

$$r := 180 - 57 \cdot \left(\frac{d2 - d1}{l_{\text{corregida}}} \right)$$

$$r = 177.274$$

$$Cl := \sqrt[6]{\frac{l_{\text{prim}}}{j}}$$

$$Cl = 0.999$$

Cálculo de la potencia transmitida por la banda

$$P_a = (N_c + N_{ad}) \cdot C_r \cdot C_l$$

$$C_r := 0.55 + 0.0025r \quad C_r = 0.993$$

$$N_c := 1.29; \quad N_{ad} := 0.1;$$

$$p_a := (N_c + N_{ad}) \cdot C_r \cdot C_l$$

$$p_a = 1.41$$

N_c = Potencia de Catalogo con el diámetro menor

N_{ad} = Potencia adicional

C_r = Factor de ángulo de contacto

C_l = Factor de corrección de longitud

p_a = potencia transmitida por la banda

Cálculo del número de bandas

$$N_{banda} := \frac{P_{oCorre}}{p_a}$$

$$N_{banda} = 2.34$$

$$N_{bandas} = 2$$

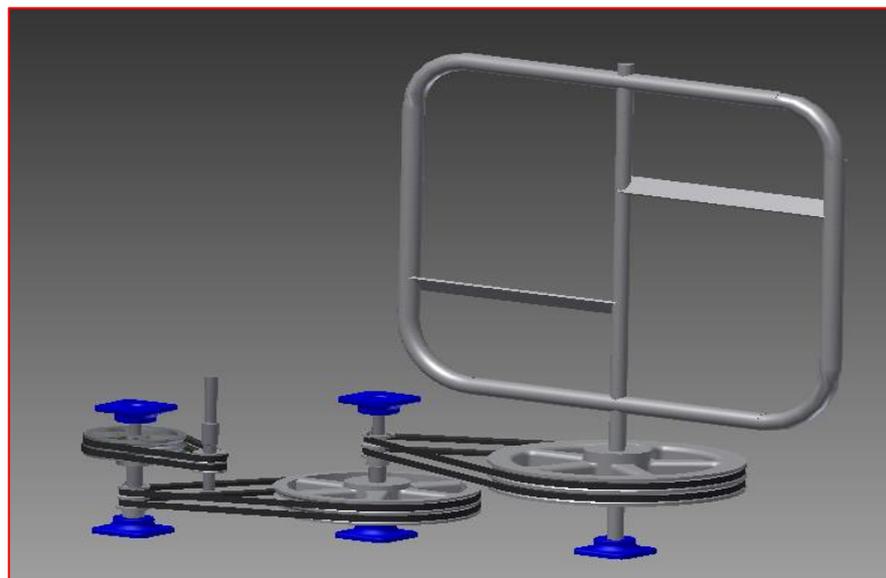


Fig 4. 27 Esquema del sistema de trasmisión.

Diseño de ejes de trasmisión

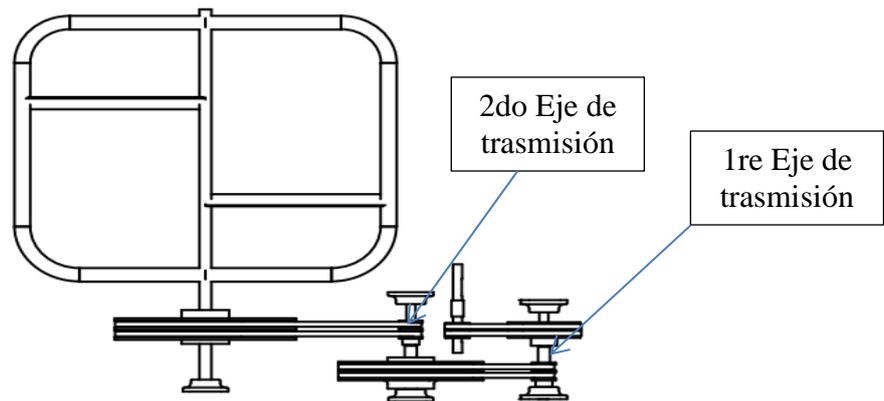


Fig 4. 28 Sistema de ejes de trasmisión

Determinación de las fuerzas producidas por la polea de 6in.

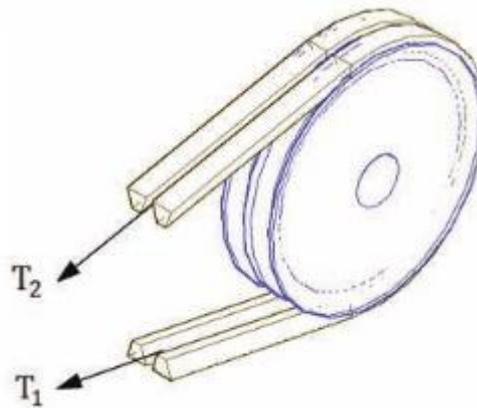


Fig 4. 29 Fuerzas ejercidas por la polea de 6in.

Cálculos

Arco de contacto

$$d := 2$$

$$D := 6$$

$$n := 1166.6 \text{ rpm} \quad \text{Velocidad en ele eje}$$

$$L_{\text{real}} := 157.3 \text{ mn}$$

$$y := 180 - 57 \cdot \left[\frac{(D - d) \cdot 25.4}{L_{\text{real}}} \right]$$

Ec 4. 10

$$y = 143.184 \text{ grados}$$

$$180 = y + 2\alpha \quad \alpha = 18.408 \text{ Grados}$$

$$\alpha := \frac{180 - y}{2}$$

Ec 4. 11

Determinación de tensiones

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{U \cdot B} \quad \beta := 180 - 2 \cdot \alpha \quad B := \frac{\beta}{57.3} \quad \text{Ec 4. 12}$$

$$\beta = 143.184$$

$$B = 2.499$$

$\beta = \text{Angulo de Contacto}$

Velocidad

$$v := \frac{0.052D \cdot 25.4n}{1000} \quad v = 9.246 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Coefficiente de rozamiento

$$\mu := 0.22 + 0.012v \quad \mu = 0.331$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{U \cdot B} \quad \frac{T_1}{T_2} = a \quad a := e^{\mu \cdot B} \quad a = 2.286 \quad \text{Ec 4. 13}$$

$$T_1 = 2.286 \cdot T_2 \quad \text{Ec 1}$$

Potencia corregida

$$pc := 3.1 \quad \text{hp}$$

$$\text{Pot}(cv) = \frac{(T_1 + T_2) \cdot V}{75}$$

$$(T_1 + T_2) = \frac{75 \cdot \text{Pot}(cv)}{V}$$

$$\text{Sea } (T_1 + T_2) = w \quad \text{Ec2}$$

$$w := \frac{75 \cdot pc}{v} \quad w = 26.769 \quad \text{Kg}$$

Se reemplaza E c1 en Ec 2

$$a \cdot T_2 + T_2 = w$$

$$T_2 := \frac{w}{(a + 1)} \quad T_2 = 8.145 \quad \text{Kg} \quad T_{2lb} := \frac{T_2}{0.453\epsilon} \quad T_{2lb} = 17.957 \quad \text{Lb}$$

$$T_1 := w - T_2 \quad T_1 = 18.624 \quad \text{Kg} \quad T_{1lb} := \frac{T_1}{0.453\epsilon} \quad T_{1lb} = 41.058 \quad \text{Lb}$$

Determinación de la fuerza actuante producida por la polea de 6in en el eje

$$F_y = (T_1 - T_2) \cdot \sin \alpha$$

$$F_y := (T_{1lb} - T_{2lb}) \cdot \sin \left(\frac{\alpha \cdot 2 \cdot \pi}{360} \right) \quad \text{Ec 4. 14}$$

$$F_y = 7.295 \quad \text{Lb}$$

$$F_z = (T_1 + T_2) \cdot \cos \alpha$$

$$F_z := (T_{1lb} + T_{2lb}) \cdot \cos \left(\frac{\alpha \cdot 2 \cdot \pi}{360} \right) \quad \text{Ec 4. 15}$$

$$F_z = 55.996 \quad \text{Lb}$$

Determinación de las fuerzas producidas por la polea de 12in.

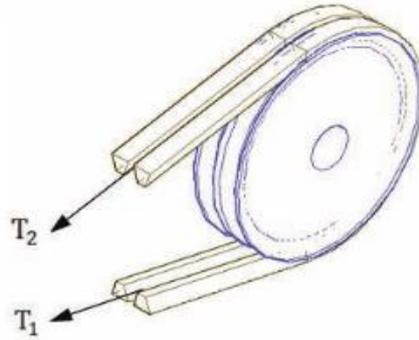


Fig 4. 30 Fuerzas ejercidas por la polea de 12in.

Arco de contacto

$$d := 2$$

$$D := 12$$

$$n := 194.4 \quad \text{rpm} \quad \text{Velocidad en ele eje}$$

$$L_{\text{real}} := 336.3 \quad \text{mm}$$

$$y := 180 - 57.3 \left[\frac{(D - d) \cdot 25.4}{L_{\text{real}}} \right]$$

$$y = 136.949 \quad \text{grados}$$

$$180 = y + 2\alpha$$

$$\alpha := \frac{180 - y}{2}$$

$$\alpha = 21.525$$

Determinación de tenciones

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{U \cdot B} \quad \beta := 180 - 2\alpha \quad B := \frac{\beta}{57.3}$$

$$\beta = 136.949$$

$$B = 2.39$$

$\beta = \text{Angulo de Contacto}$

Velocidad

$$v := \frac{0.052D \cdot 25.4n}{1000} \quad v = 3.082 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Coefficiente de rozamiento

$$\mu := 0.22 + 0.012v \quad \mu = 0.257$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{U \cdot B} \quad \frac{T_1}{T_2} = a$$

$$a := e^{\mu \cdot B} \quad a = 1.848$$

$$T_1 = 2.286 \cdot T_2 \quad \text{Ec 1}$$

Potencia corregida

$$pc := 3.1 \quad \text{hp}$$

$$\text{Pot}(cv) = \frac{(T1 + T2) \cdot V}{75}$$

$$(T1 + T2) = \frac{75 \cdot \text{Pot}(cv)}{V}$$

$$\text{Sea } (T1 + T2) = w \quad \text{Ec 2}$$

$$w := \frac{75 \cdot pc}{v} \quad w = 0.803 \quad \text{Kg}$$

Se reemplaza Ec1 en Ec 2

$$a \cdot T2 + T2 = w$$

$$T2 := \frac{w}{(a + 1)} \quad T2 = 28.196 \quad \text{Kg} \quad T2lb := \frac{T2}{0.4536} \quad T2lb = 62.16 \quad \text{Lb}$$

$$T1 := w - T2 \quad T1 = 52.111 \quad \text{Kg} \quad T1lb := \frac{T1}{0.4536} \quad T1lb = 114.882 \quad \text{Lb}$$

Determinación de la fuerza actuante producida por la polea de 12in en el eje

$$Fy = (T1 - T2) \cdot \sin \alpha$$

$$Fy := (T1lb - T2lb) \cdot \sin \left(\frac{\alpha \cdot 2 \cdot \pi}{360} \right)$$

$$Fy = 19.345 \quad \text{Lb}$$

$$Fz = (T1 + T2) \cdot \cos \alpha$$

$$Fz := (T1lb + T2lb) \cdot \cos \left(\frac{\alpha \cdot 2 \cdot \pi}{360} \right)$$

$$Fz = 164.694 \quad \text{Lb}$$

Determinación de las fuerzas producidas por la polea de 15in.

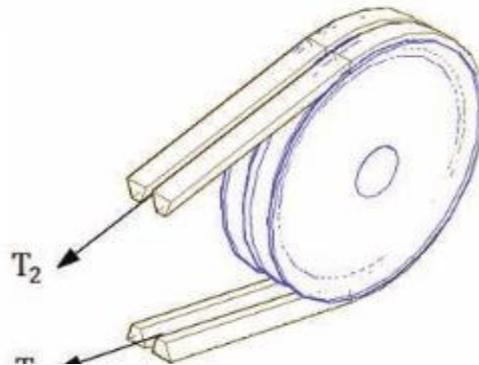


Fig 4. 31 Fuerzas ejercidas por la polea de 15in.

Arco de contacto

$$d := 2$$

$$D := 15$$

$$n := 25.92 \quad \text{rpm} \quad \text{Velocidad en el eje}$$

$$L_{\text{real}} := 336.1 \quad \text{mm}$$

$$y := 180 - 57 \cdot \left[\frac{(D - d) \cdot 25.4}{L_{\text{real}}} \right]$$

$$y = 124.034 \quad \text{grados}$$

$$180 = y + 2\alpha$$

$$\alpha := \frac{180 - y}{2}$$

$$\alpha = 27.983$$

Determinación de tenciones

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{U \cdot B} \quad \beta := 180 - 2 \cdot \alpha \quad B := \frac{\beta}{57.3}$$

$$\beta = 124.034$$

$$B = 2.165$$

$\beta = \text{Angulo de Contacto}$

Velocidad

$$v := \frac{0.052D \cdot 25.4n}{1000} \quad v = 0.514 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Coefficiente de rozamiento

$$\mu := 0.22 + 0.012v \quad \mu = 0.226$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{U \cdot B} \quad \frac{T_1}{T_2} = a$$

$$a := e^{\mu \cdot B} \quad a = 1.632$$

$$T_1 = 2.286 \cdot T_2 \quad \text{Ec 1}$$

Potencia corregida

$$pc := 3.1 \quad \text{hp}$$

$$\text{Pot}(cv) = \frac{(T_1 + T_2) \cdot V}{75}$$

$$(T_1 + T_2) = \frac{75 \cdot \text{Pot}(cv)}{V}$$

$$\text{Sea } (T_1 + T_2) = w \quad \text{Ec2}$$

$$w := \frac{75 \cdot pc}{v} \quad w = 481.961 \quad \text{Kg}$$

Se reemplaza Ec1 en Ec 2

$$a \cdot T_2 + T_2 = w$$

$$T_2 := \frac{w}{(a + 1)} \quad T_2 = 183.144 \text{ Kg} \quad T_{2lb} := \frac{T_2}{0.453\epsilon} \quad T_{2lb} = 403.756 \text{ Lb}$$

$$T_1 := w - T_2 \quad T_1 = 298.817 \text{ Kg} \quad T_{1lb} := \frac{T_1}{0.453\epsilon} \quad T_{1lb} = 658.768 \text{ Lb}$$

Determinación de la fuerza actuante producida por la polea de 15in en el eje

$$F_y = (T_1 - T_2) \cdot \sin \alpha$$

$$F_y := (T_{1lb} - T_{2lb}) \cdot \sin\left(\frac{\alpha \cdot 2 \cdot \pi}{360}\right)$$

$$F_y = 119.654 \text{ Lb}$$

$$F_z = (T_1 + T_2) \cdot \cos \alpha$$

$$F_z := (T_{1lb} + T_{2lb}) \cdot \cos\left(\frac{\alpha \cdot 2 \cdot \pi}{360}\right)$$

$$F_z = 938.301 \text{ Lb}$$

Diagrama de fuerzas en el eje 1

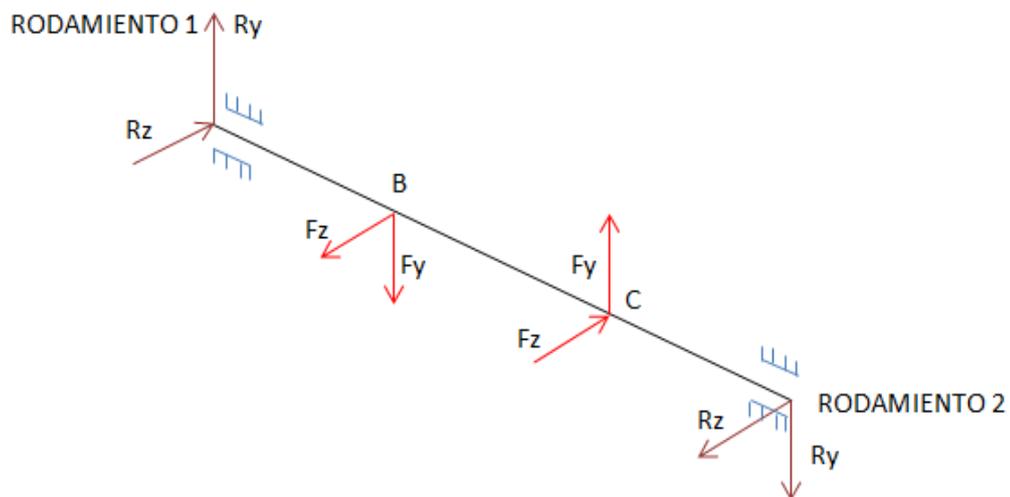


Fig 4. 32 Diagrama de cuerpo libre eje 1.

Análisis en el plano XY en el eje 1

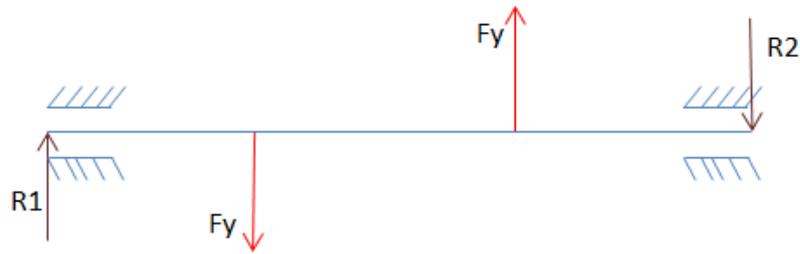


Fig 4. 33 Diagrama de cuerpo libre en el plano XY.

$$\sum M1 = 0$$

$$-Fyb \cdot 5.75 + Fyc \cdot 17.8 - R2(22) = 0$$

$$-7.295 \cdot (5.75) + 19.345 \cdot (17.8) - R2(22) = 0$$

$$R2 = 13.745 \text{ lb}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R1 - Fyb + Fyc - R2 = 0$$

$$R1 = 2.695 \text{ lb}$$

Cargas en el plano XY y simulación en Inventor 2012 del eje 1

▢ Loads

| Index | Location | Radial Force | | | | Bending Moment | | | Continuous Load | | | | Axial Force | Torque | Deflection | | | | Deflection Angle | |
|-------|------------|--------------|---|-------------|-----------|----------------|---|------|-----------------|---|---|------|-------------|--------|------------|-----------------|---|-----------------|------------------|-----------|
| | | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | | | Direction | Y | X | Size | | Direction |
| 1 | 1,96371 in | 7,295 lbf | | 7,295 lbf | | | | | | | | | | | | 38,942 microin | | 38,942 microin | | 0,00 deg |
| 2 | 7,01071 in | -19,345 lbf | | -19,345 lbf | | | | | | | | | | | | 122,083 microin | | 122,083 microin | | 0,00 deg |

▢ Supports

| Index | Type | Location | Reaction Force | | | | Yielding | Type | Deflection | | | | Deflection Angle | |
|-------|------|--------------|----------------|---|------------|------------|----------|------|----------------|---|---------------|------|------------------|-----------|
| | | | Y | X | Size | Direction | | | Axial Force | Y | X | Size | | Direction |
| 1 | Free | 0,0216535 in | 2,615 lbf | | 2,615 lbf | | | User | -0,000 microin | | 0,000 microin | | 180,00 deg | 0,00 deg |
| 2 | Free | 8,63976 in | -13,424 lbf | | 13,424 lbf | 180,00 deg | | User | -0,001 microin | | 0,001 microin | | 180,00 deg | 0,01 deg |

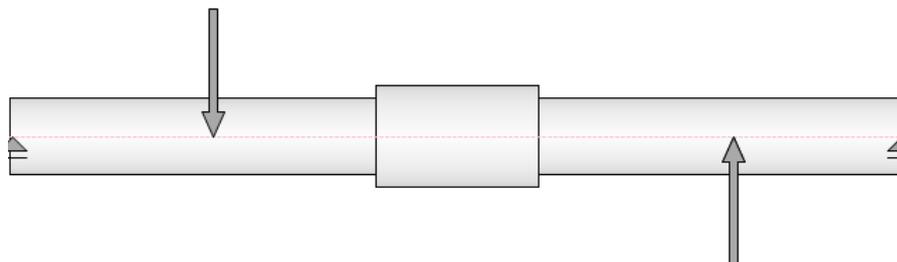
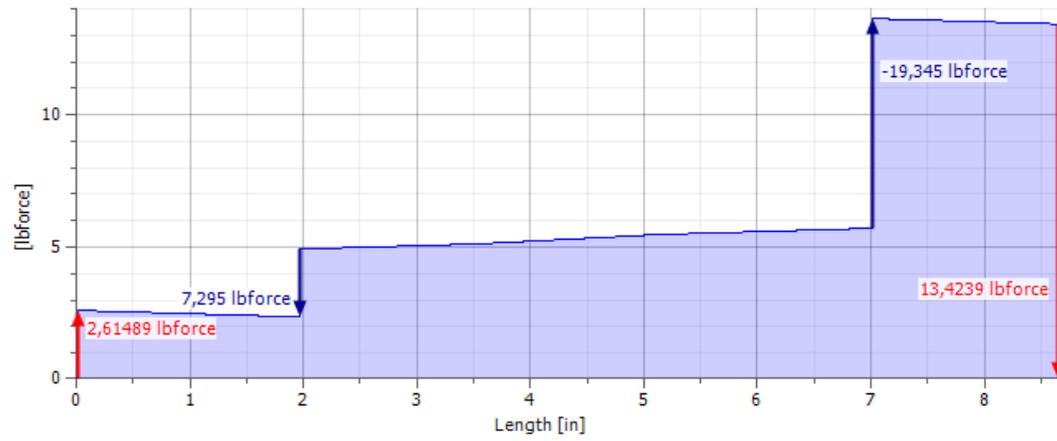
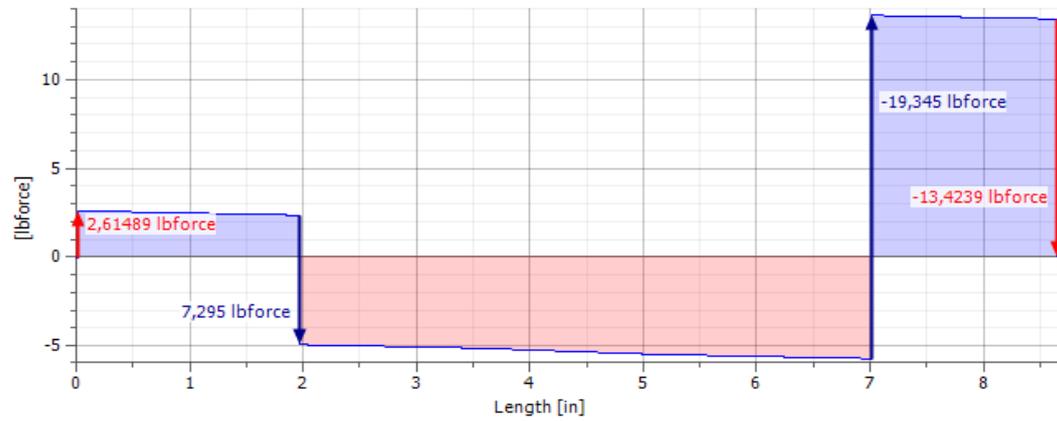


Fig 4. 34 Primer eje de transmisión.

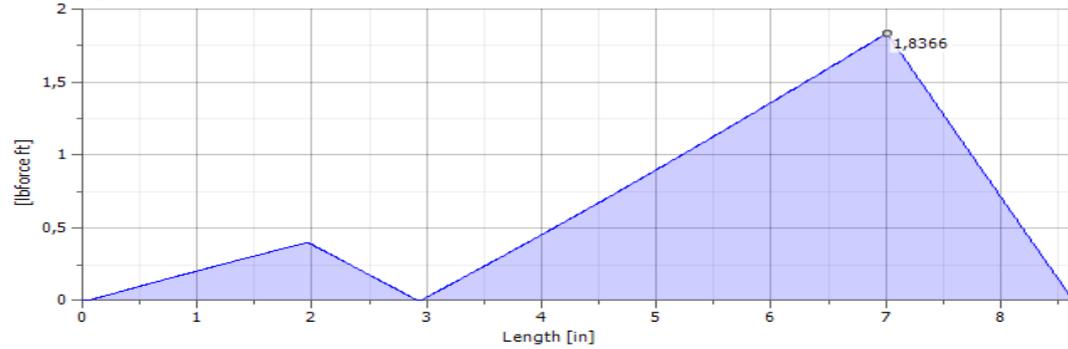
Shear Force



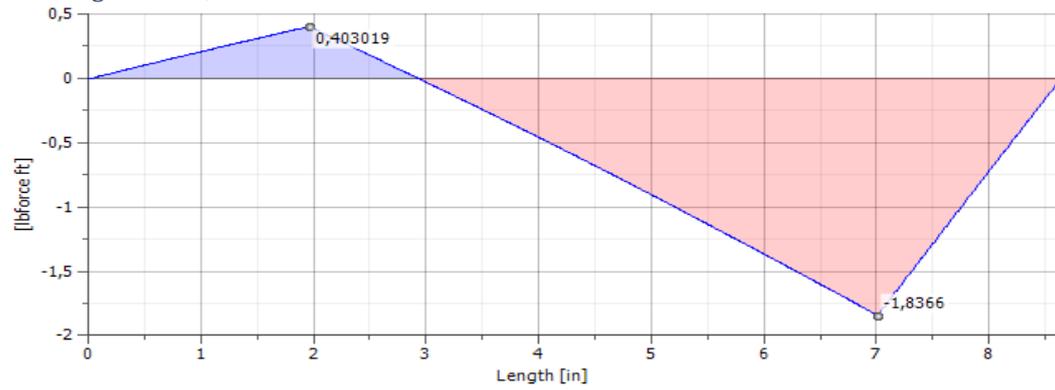
Shear Force, YX Plane



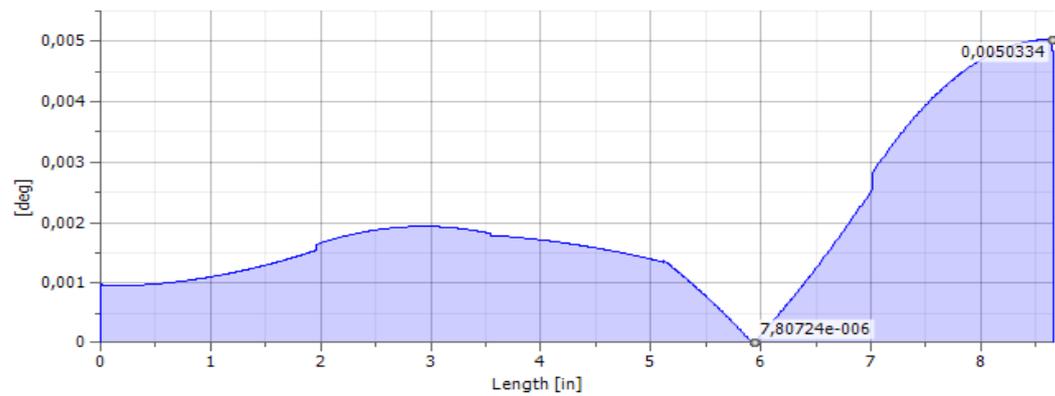
Bending Moment



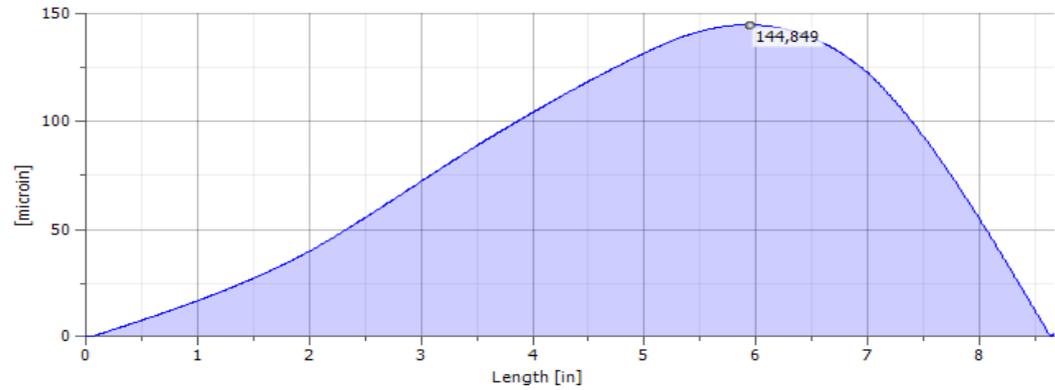
Bending Moment, YX Plane



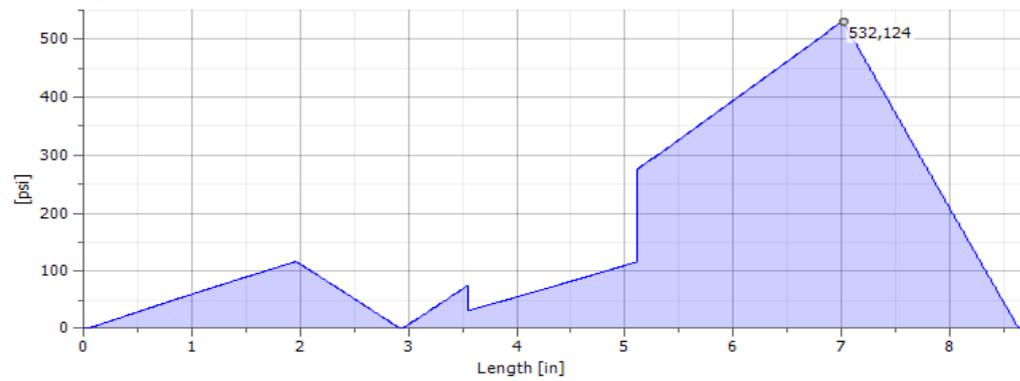
Deflection Angle



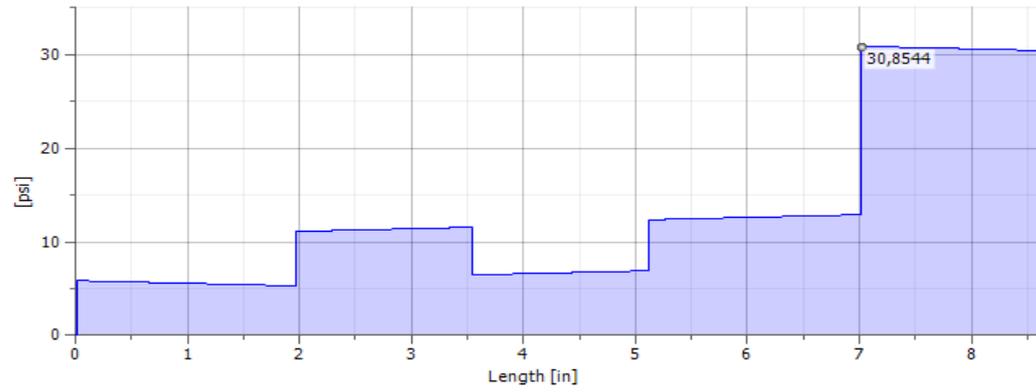
Deflection



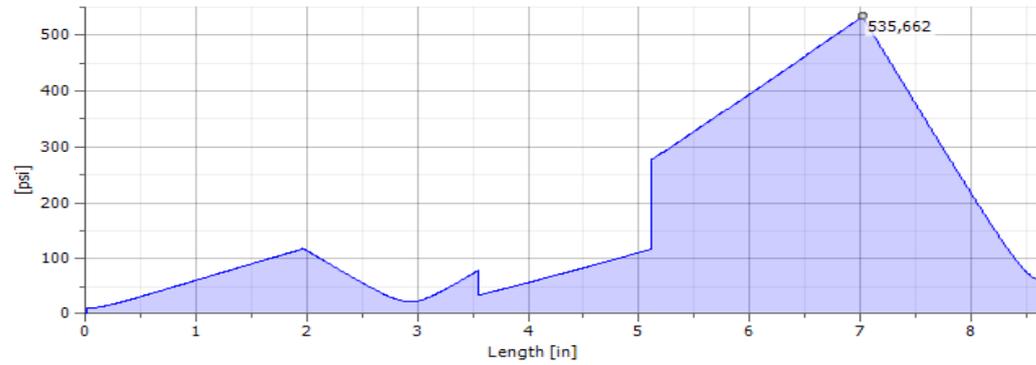
Bending Stress



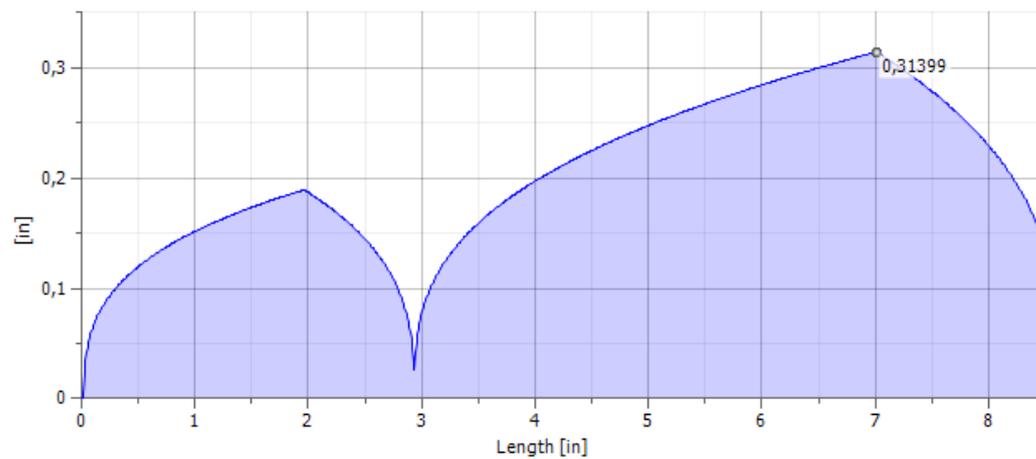
Shear Stress



Reduced Stress



Ideal Diameter



Análisis en el plano XZ del eje 1.

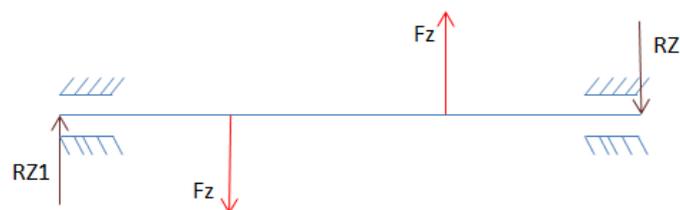


Fig 4. 35 Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ.

$$\sum M1 = 0$$

$$-Fzb*5.75 + Fzc*17.8 - RZ2(22) = 0$$

$$-55.996*(5.75) + 164.694*(17.8) - RZ2(22) = 0$$

$$R2= 118.6171 \text{ lb}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R1 - Fzb + Fzc - R2 = 0$$

$$R1= 9.9191 \text{ lb}$$

Cargas en el plano XZ y simulación en Inventor 2012

▢ Loads

| Index | Location | Radial Force | | | | Bending Moment | | | | Continuous Load | | | | Axial Force | Torque | Deflection | | | | Deflection Angle | |
|-------|------------|--------------|---|--------------|-----------|----------------|---|------|-----------|-----------------|---|------|-----------|-------------|--------|------------|---|------------------|------------------|------------------|-----------|
| | | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | Direction | | | Length | Y | X | Size | | Direction |
| 1 | 2,26371 in | 55,996 lbf | | 55,996 lbf | | | | | | | | | | | | | | 521,745 microin | 521,745 microin | | 0,02 deg |
| 2 | 7,01071 in | -164,694 lbf | | -164,694 lbf | | | | | | | | | | | | | | 1113,497 microin | 1113,497 microin | | 0,02 deg |

▢ Supports

| Index | Type | Location | Reaction Force | | | | | Yielding | Type | Deflection | | | | Deflection Angle |
|-------|------|--------------|----------------|---|-------------|------------|-------------|----------|------|----------------|---------------|------------|-----------|------------------|
| | | | Y | X | Size | Direction | Axial Force | | | Y | X | Size | Direction | |
| 1 | Free | 0,0216535 in | 10,917 lbf | | 10,917 lbf | | | | User | -0,000 microin | 0,000 microin | 180,00 deg | 0,01 deg | |
| 2 | Free | 8,63976 in | -118,374 lbf | | 118,374 lbf | 180,00 deg | | | User | -0,001 microin | 0,001 microin | 180,00 deg | 0,05 deg | |

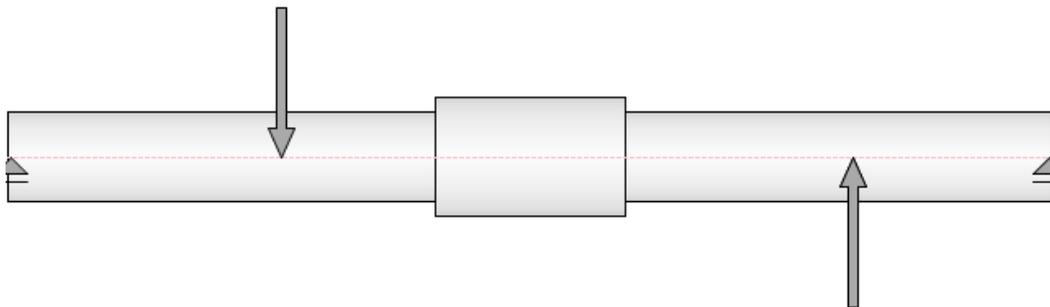
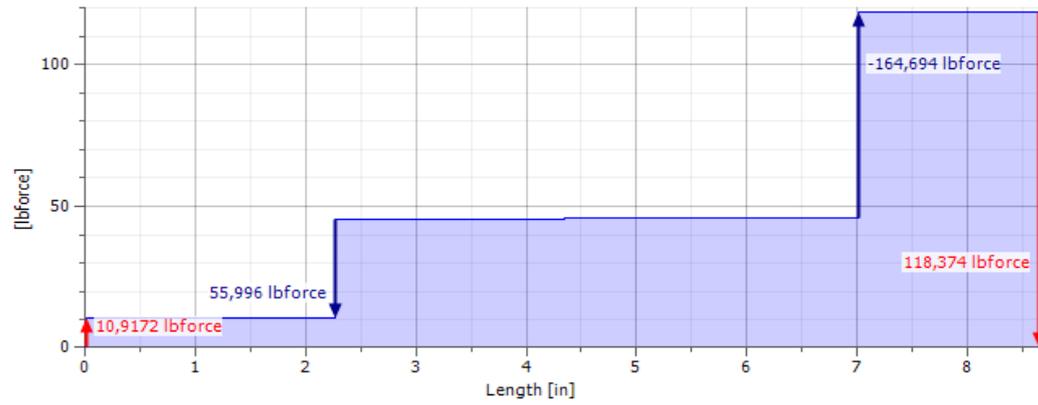
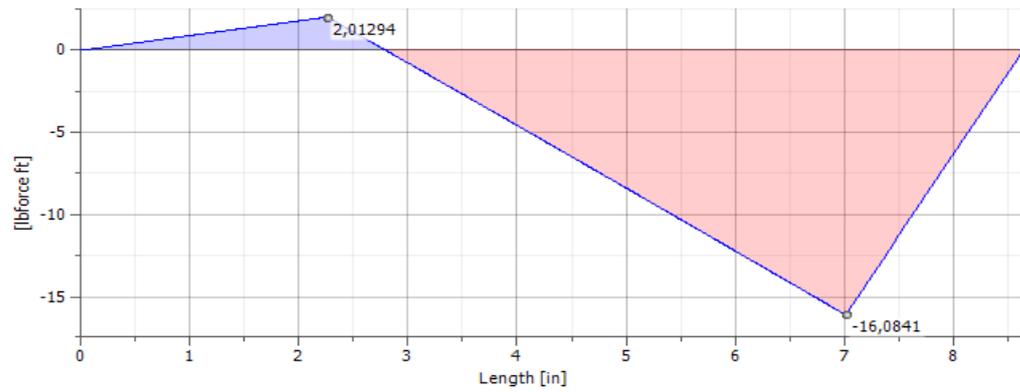


Fig 4. 36 Diagrama de cuerpo libre en plano XZ.

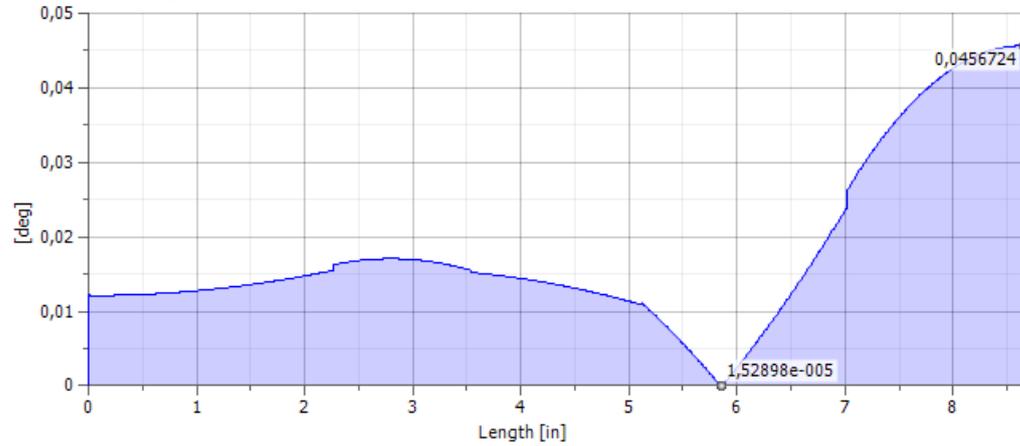
Shear Force



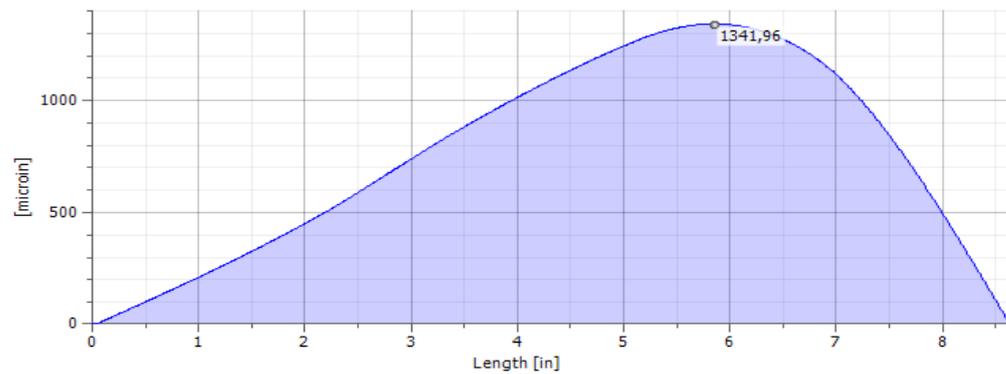
Bending Moment



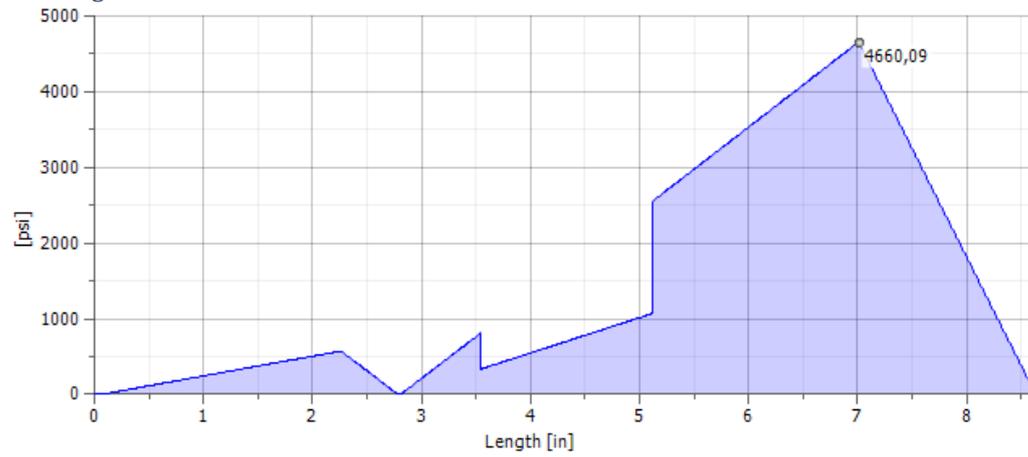
Deflection Angle



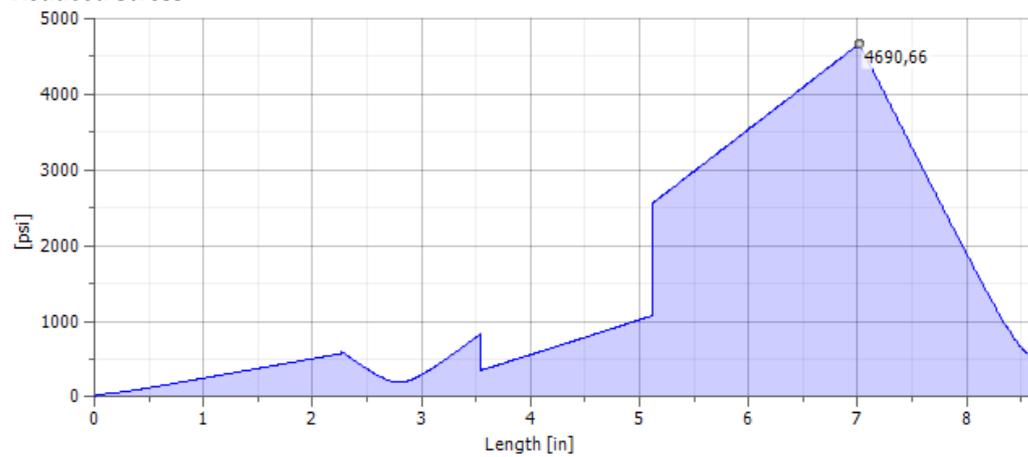
Deflection



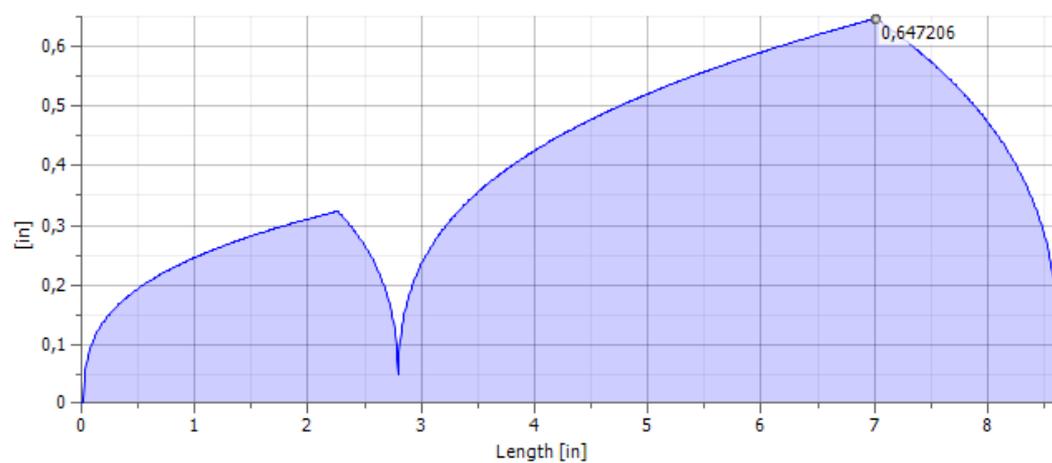
Bending Stress



Reduced Stress



Ideal Diameter



Momento resultante en el punto B y C

Punto B

$$M_{xy} = 0.4030 \text{ Lb.ft}$$

$$M_{xz} = 2,01294 \text{ lb.ft}$$

$$M_R = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_r = 2.05288 \text{ Lb.ft}$$

Ec 4. 16

Punto C

$$M_{xy} = 1.8366 \text{ Lb.ft}$$

$$M_{xz} = 16.0841 \text{ lb.ft}$$

$$M_R = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_r = 16.188 \text{ Lb.ft}$$

Nota: se escoge el momento en el punto C ya que este es el más crítico

$$\text{Datos}^6: \left\{ \begin{array}{l} \text{Acero de transmisión AISI 1018} \\ \text{Asumo: } n = 10 \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} S_y = 8370 \text{ lb/cm}^2 \\ S_{ut} = 9920 \text{ lb/cm}^2 \end{array} \right.$$

Cálculo del torque en ele eje de la polea

$$Pot = T \cdot \omega$$

$$T = Pot / \omega$$

$$\omega_1 := 1166.6 \text{ rpm}$$

$$P := 3 \text{ hp}$$

$$\omega := \frac{\omega_1 \cdot 2 \cdot \pi}{60} \quad \omega = 122.173 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$Pot := \frac{P \cdot 746}{1.3558} \quad Pot = 1.651 \times 10^3 \frac{\text{lbf} \cdot \text{ft}}{\text{s}}$$

Ec 4. 17

$$\text{Torque} := \frac{Pot}{\omega}$$

$$\text{Torque} = 13.511 \text{ Lb.ft}$$

Determinación del diámetro del eje de las poleas a diseño estático

$$S_y := 8370$$

$$M := 16.11 \text{ Lb.ft}$$

$$\theta := \sqrt[3]{\frac{0.027n \cdot \sqrt{(M)^2 + (\text{Torque})^2}}{\pi \cdot S_y}}$$

Ec 4. 18

$$\theta = 0.06 \text{ ft} \quad \text{Equivalente a } 0.75 \text{ o } 3/4 \text{ de in}$$

Verificación a fatiga (diseño dinámico)

Diagrama de esfuerzo fluctuante

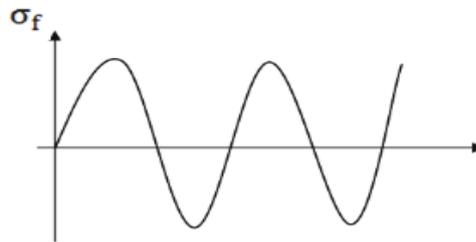


Fig 4. 37 Diagrama de esfuerzo fluctuante.

Esfuerzo medio

$$\sigma_m = 0$$

Esfuerzo de amplitud

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi\phi^3}$$

Ec 4. 19

Se reemplaza

$$M := 16.18 \quad \text{Lb-ft} \quad \text{Momento Crítico}$$

$$t := 13.51 \quad \text{Lb-ft} \quad \text{Torque}$$

$$d := 0.0 \quad \text{ft}$$

$$\sigma_a := \frac{32M}{\pi \cdot d^3}$$

Ec 4. 20

$$\sigma_a = 7.634 \times 10^5 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \quad \sigma_a = \sigma_{eq}$$

Diagrama de Torsión

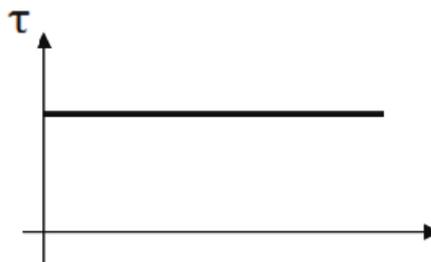


Fig 4. 38 Diagrama de torsión.

Esfuerzo medio

$$\tau_m := \frac{16t}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ec 4. 21}$$

$$\tau_m = 3.186 \times 10^5 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

$$\tau_{eqm} := 2 \cdot \tau_m$$

$$\tau_{eqm} = 6.371 \times 10^5$$

Esfuerzo de amplitud

$$\tau_a := 0$$

Límite de fatiga

$$K_a := 1 \quad \text{Factor de Superficie}$$

$$K_b := 0.879d^{-0.107} \quad \text{Factor de tamaño}^{25} \quad \text{Ec 4. 22}$$

$$K_b = 1.188$$

$$K_c := 0.897 \quad \text{Factor de Confiabilidad}^{26}$$

$$K_d := 1 \quad \text{Factor de temperatura}^{27} \quad (T \leq 450)$$

$$q := 0.75 \quad \text{Figura 6.20 SHIGLEY}$$

$$K_t := 1.6$$

$$K_f := 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad \text{Factor de efectos varios}^{28} \quad \text{Ec 4. 23}$$

$$K_f = 1.45$$

$$S_{ut} := 4210000.4 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

$$(S_{cl}) := 0.5 S_{ut}$$

$$S_e := K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_f \cdot S_{cl}$$

$$S_e = 3.252 \times 10^6$$

Según Tresca

$$n := \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\tau_{eqm}}{S_{ut}}} \quad \text{Ec 4. 24}$$

$$n = 2.59$$

²⁵ Diseño en ingeniería mecánica ecuación 6-20 SHIGLEY 8va edición.

²⁶ Diseño en ingeniería mecánica ecuación 6-29 SHIGLEY 8va edición.

²⁷ Diseño en ingeniería mecánica ecuación 6-27 SHIGLEY 8va edición.

²⁸ Diseño en ingeniería mecánica ecuación 6-32 SHIGLEY 8va edición.

Ahora por motivos de estandarización con diámetros de ejes que se encuentran en el mercado escogemos un eje de diámetro de $\frac{3}{4}$ in o su equivalente de 19 mm de los cual obtenemos un coeficiente de seguridad de $n= 2.59$.

Selección de rodamientos del primer eje

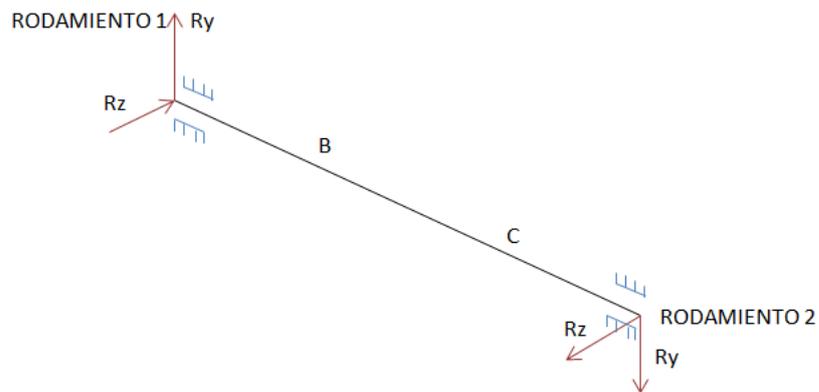


Fig 4. 39 Diagrama de cuerpo libre para los rodamientos.

Plano XY

$$R1y = 2.69 \text{ lb}$$

$$R2y = 9.9191 \text{ lb}$$

Plano XZ

$$R1z = 13.745 \text{ lb}$$

$$R2z = 118.617 \text{ lb}$$

Selección de rodamientos

$$R1y := 2.69 \text{ lb}$$

$$R2y := 9.919 \text{ lb}$$

$$R1z := 13.74 \text{ lb}$$

$$R2z := 118.61 \text{ lb}$$

Rodamiento 1

Carga Radial

$$F_{rad} := \sqrt{R1y^2 + R1z^2}$$

$$F_{rad} = 14.006 \quad \text{lb}$$

$$F_{axial} := C$$

Carga radial equivalente

$$p = X \cdot F_{rad} + y \cdot F_{axial} \quad \text{Ec 4. 25}$$

$$F_a = 0$$

$$P = F_{rad}$$

$$P := \frac{F_{rad} \cdot 4.448}{1000} \quad \text{Ec 4. 26}$$

$$P = 0.062 \quad \text{KN}$$

Factor de vida

Se considera que va a trabajar 4 horas al día y para 8 años Ec 4. 27

$$L_h := 11680 \quad \text{Horas}$$

$$n := 1166.6 \quad \text{rpm}$$

$$F_l := 2.8$$

Datos Obtenidos de catalogo NBR

$$F_n := 0.36$$

$$C_{req} := P \cdot \left(\frac{F_l}{F_n} \right)$$

$$C_{req} = 0.496 \quad \text{KN}$$

Del catalogo se selecciona los rodamientos: para rígido de bolas con:

| | | | |
|---------------------------|----------------------|---|--------------------------|
| Diámetro de 19mm | Rodamiento FAG 16005 | } | Peso := 0.059 Kg |
| C _{req} = 0.5 KN | | | c = 1.2 KN |
| | | | C _o := 0.4 KN |

Chequeo a carga estática

$$C_o \text{ requerido} = P_o \cdot F_r$$

Ec 4. 28

$$f_r := 1 \quad \text{Factor de esfuerzo estático normal}$$

$$C_o \text{ requerido} := P \cdot f_r$$

$$C_o \text{ requerido} = 0.062$$

$$C_o \text{ requerido} < C_o \text{ disponible}$$

Rodamiento 2

Selección de rodamiento

$$R_{1y} := 2.69 \quad \text{lb}$$

$$R_{2y} := 9.919 \quad \text{lb}$$

$$R1z := 13.74 \quad \text{lb}$$

$$R2z := 118.61 \quad \text{lb}$$

Rodamiento 2

Carga Radial

$$F_{rad} := \sqrt{R2y^2 + R2z^2}$$

$$F_{rad} = 119.031 \quad \text{lb}$$

$$F_{axial} := C$$

Carga radial equivalente

$$p = X \cdot F_{rad} + y \cdot F_{axial}$$

$$F_a = 0$$

$$P = F_{rad}$$

$$P := \frac{F_{rad} \cdot 4.448}{1000}$$

$$P = 0.529 \quad \text{KN}$$

Factor de vida

Se considera que va a trabajar 4 horas al día y para 8 años

$$L_h := 11680 \quad \text{Horas}$$

$$n := 1166.6 \quad \text{rpm}$$

$$F_l := 2.88$$

Datos Obtenidos de catálogo NBR

$$F_n := 0.36$$

$$C_{req} := P \cdot \left(\frac{F_l}{F_n} \right)$$

$$C_{req} = 4.212 \quad \text{KN}$$

Del catálogo se selecciona los rodamientos: para rígido de bolas con:

$$\text{Diámetro de 19mm} \quad \text{Rodamiento FAG 6002} \quad \text{Peso} := 0.051 \quad \text{Kg}$$

$$C_{req} = 0.5 \text{ KN} \quad c_d = 5.7 \quad \text{KN}$$

$$C_o := 4.1 \quad \text{KN}$$

Chequeo a carga estática

$$C_o \text{ requerido} = P_o \cdot F_r$$

$$f_r := 1 \quad \text{Factor de esfuerzo estático normal}$$

$$C_o \text{ requerido} := P \cdot f_r$$

$$C_o \text{ requerido} = 0.529$$

$$C_o \text{ requerido} < C_o \text{ disponible}$$

Diseño del Chavetero eje 1.

Ec 4. 29

Datos

$$P := 3 \text{ hp}$$

$$n := 1166.6 \text{ rpm}$$

Se escoge una chaveta cuadrada de 0.24 in usando como material de transmisión AISI 1018.

El par de torsión se obtiene de la ecuación de la potencia de transmisión.

$$\tau := \frac{63000P}{n}$$

$$\tau = 162 \text{ Lb}\cdot\text{in}$$

Cálculo de la fuerza

$$f = \tau/r$$

$$f := \frac{\tau}{0.5}$$

$$f = 323.999 \text{ lb}$$

Según Tresca

Asuma Acero de transmisión AISI 1018

$$S_y := 83700 \frac{\text{Lb}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{Coseguridad} := 3$$

Ec 4. 30

$$S_{sy} := 0.5S_y$$

$$S_{sy} = 4.185 \times 10^3 \frac{\text{Lb}}{\text{in}^2}$$

Falla por corte, que se encuentra a través del área ($t \cdot L$)

$$\tau = F/A = F/t \cdot l$$

Ec 4. 31

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{t \cdot l}$$

$$t := 0.24 \text{ in}$$

$$L_{on} := \frac{\text{Coseguridad} \cdot f}{t \cdot S_{sy}}$$

Ec 4. 32

$$L_{on} = 0.968 \text{ in}$$

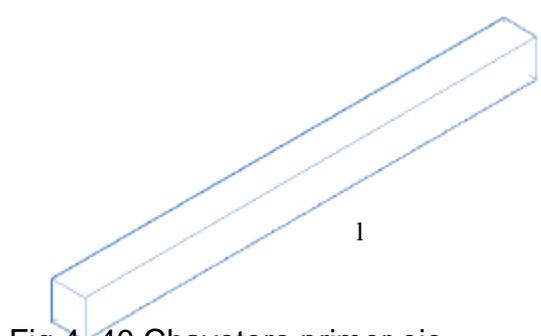


Fig 4. 40 Chavetero primer eje.

Diagrama de fuerzas en el eje 2

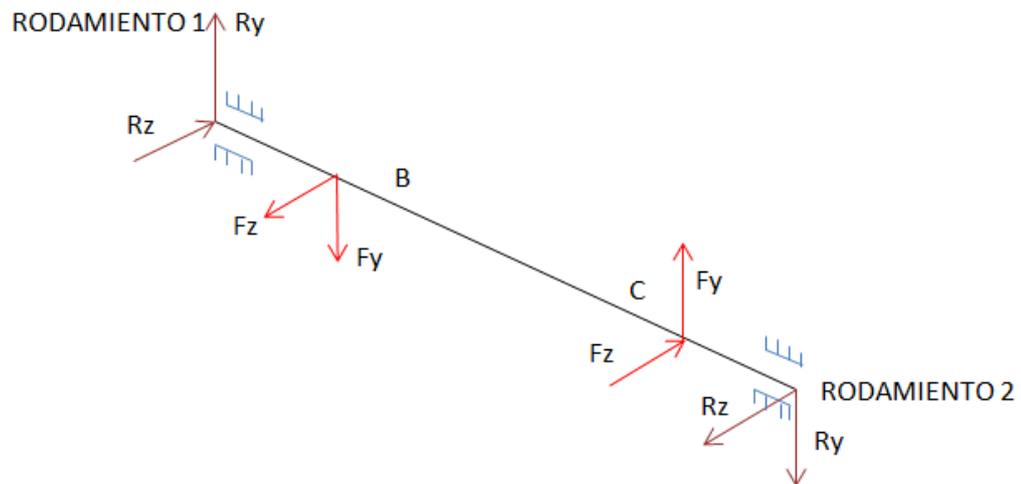


Fig 4. 41 Diagrama de cuerpo libre eje 2

Análisis en el plano XY 2do Eje

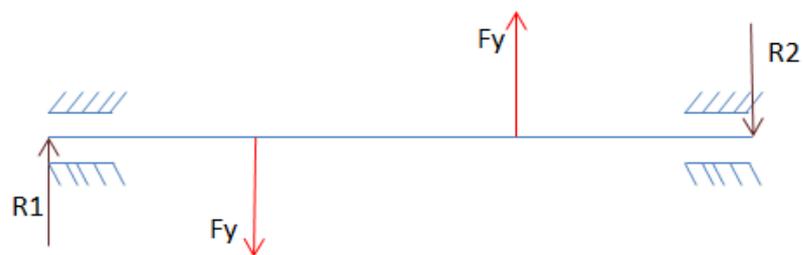


Fig 4. 42 Diagrama de cuerpo libre en el plano XY eje 2.

$$\sum M1 = 0$$

$$-Fyb*6 + Fyc*16 - R2(22) = 0$$

$$-19.345*(6) + 119.654*(16) - R2(22) = 0$$

$$R2 = 81.745 \text{ lb}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R1 - Fyb + Fyc - R2 = 0$$

$$R1 = -18.564 \text{ lb}$$

Calculation

Material

| | | |
|-----------------------|--------|----------------------------|
| Material | | Steel |
| Modulus of Elasticity | E | 29700000 psi |
| Modulus of Rigidity | G | 11400000 psi |
| Density | ρ | 491 lbmass/ft ³ |

Calculation Properties

| | | |
|---------|--------------------------|-----------------------------------|
| Include | | |
| Yes | Density | ρ 491 lbmass/ft ³ |
| Yes | Shear Displacement Ratio | β 1,188 ul |
| | Number of Divisions | 1000,000 ul |
| | Mode of reduced stress | HMH |

Loads

| Index | Location | Radial Force | | | | Bending Moment | | | Continuous Load | | | | Axial Force | Torque | Deflection | | | | Deflection Angle | |
|-------|------------|--------------|---|--------------|-----------|----------------|---|------|-----------------|---|---|------|-------------|--------|------------|------------------|---|------------------|------------------|-----------|
| | | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | | | Direction | Y | X | Size | | Direction |
| 1 | 2,13976 in | 19,345 lbf | | 19,345 lbf | | | | | | | | | | | | 931,021 microin | | 931,021 microin | | 0,02 deg |
| 2 | 6,78976 in | -119,654 lbf | | -119,654 lbf | | | | | | | | | | | | 1113,449 microin | | 1113,449 microin | | 0,02 deg |

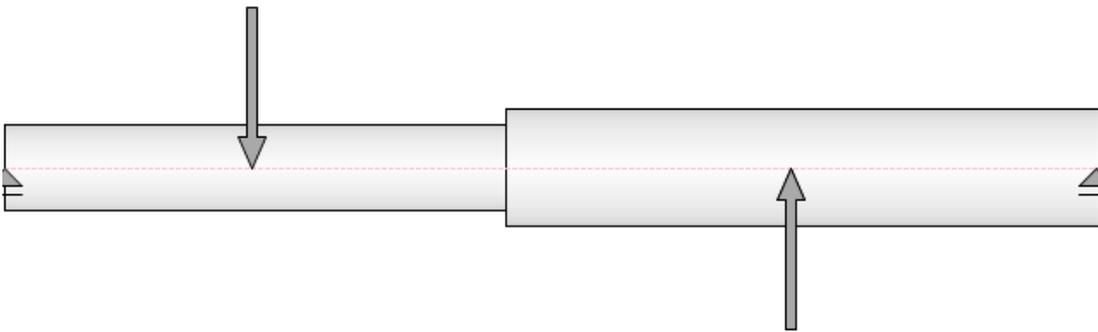
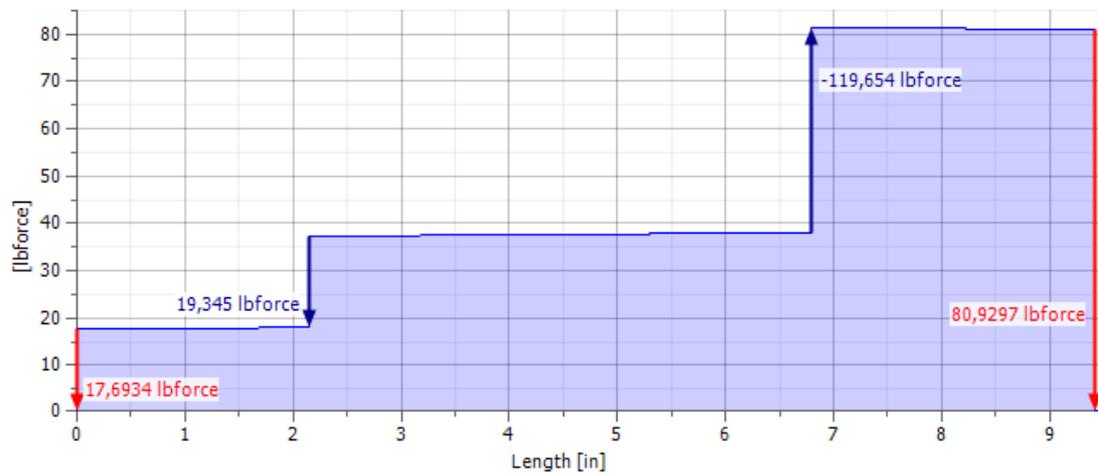


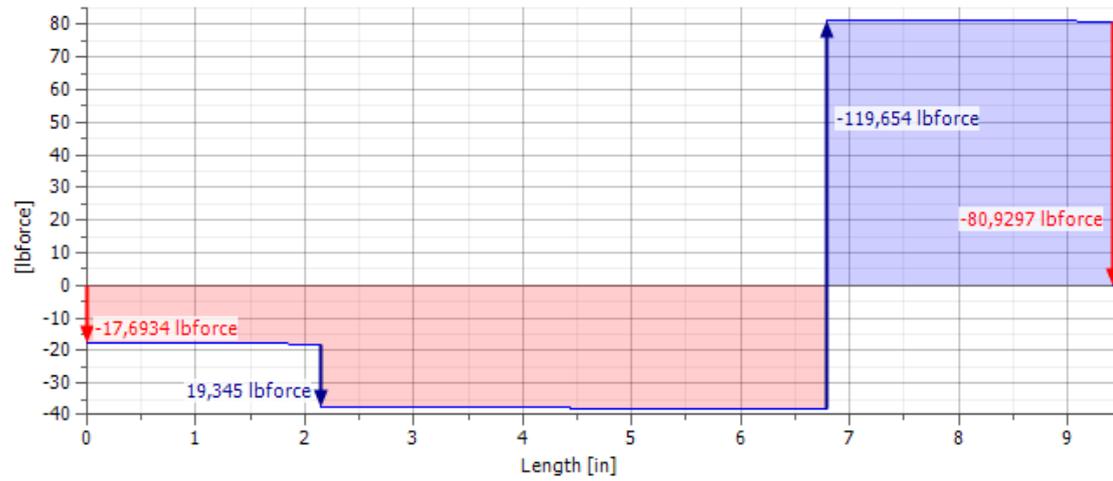
Fig 4. 43 Diagrama del 2 eje de transmisi3n.

Diagramas

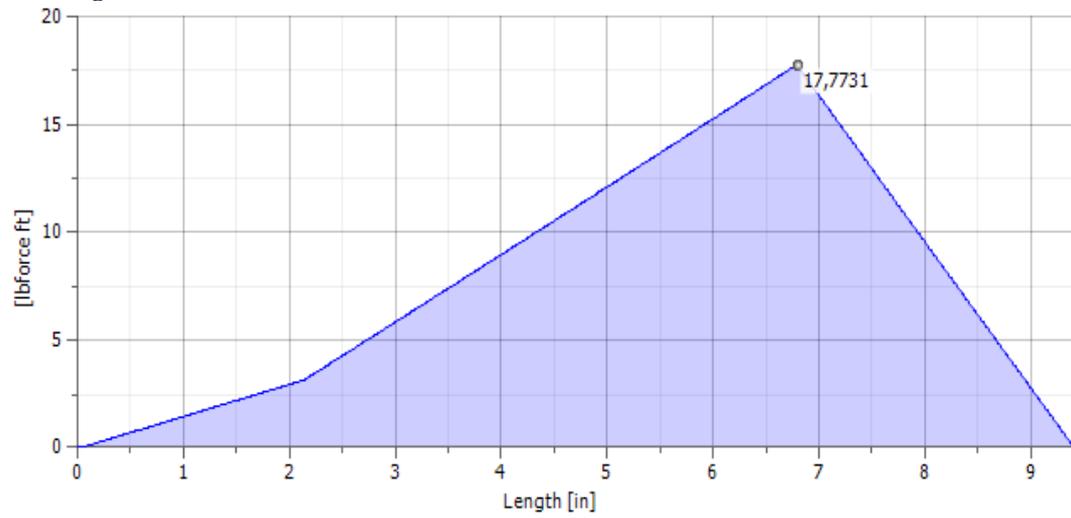
Shear Force



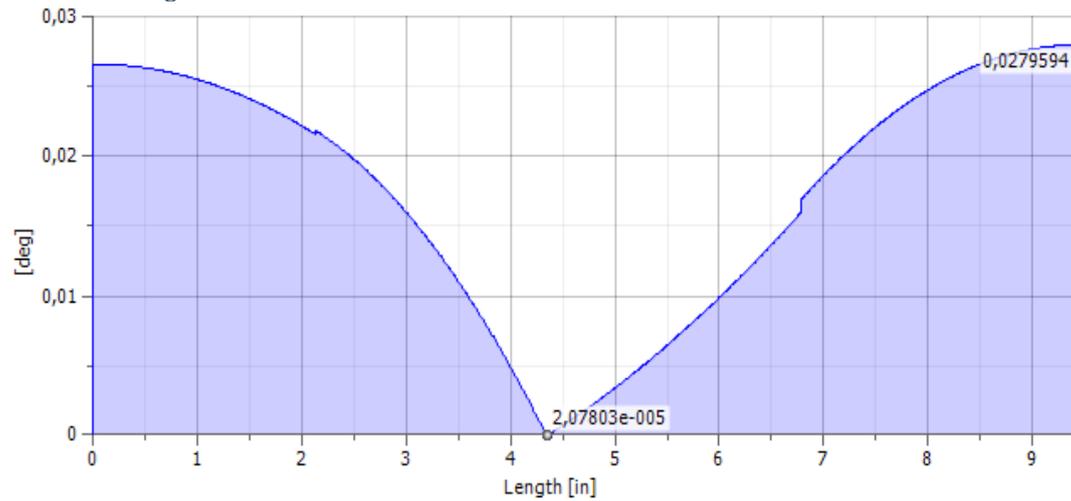
Shear Force, YZ Plane



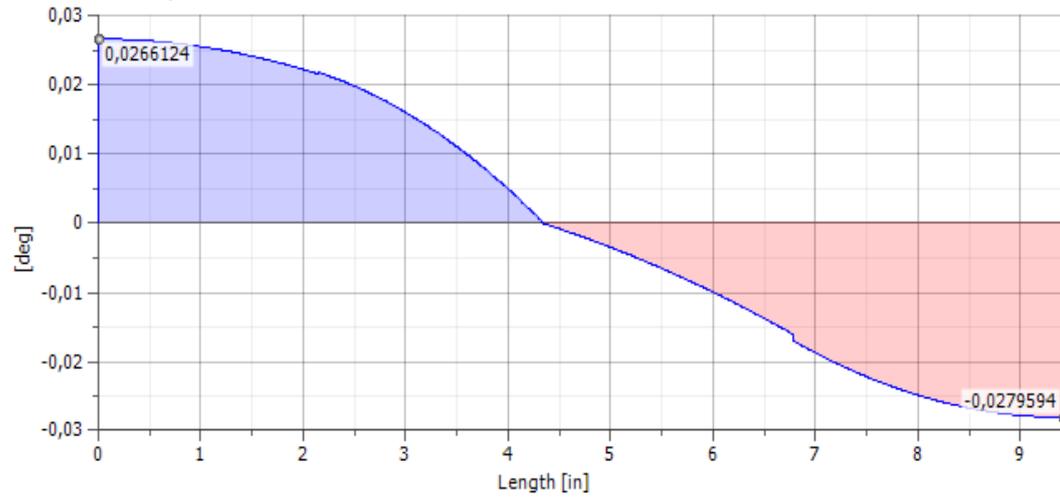
Bending Moment



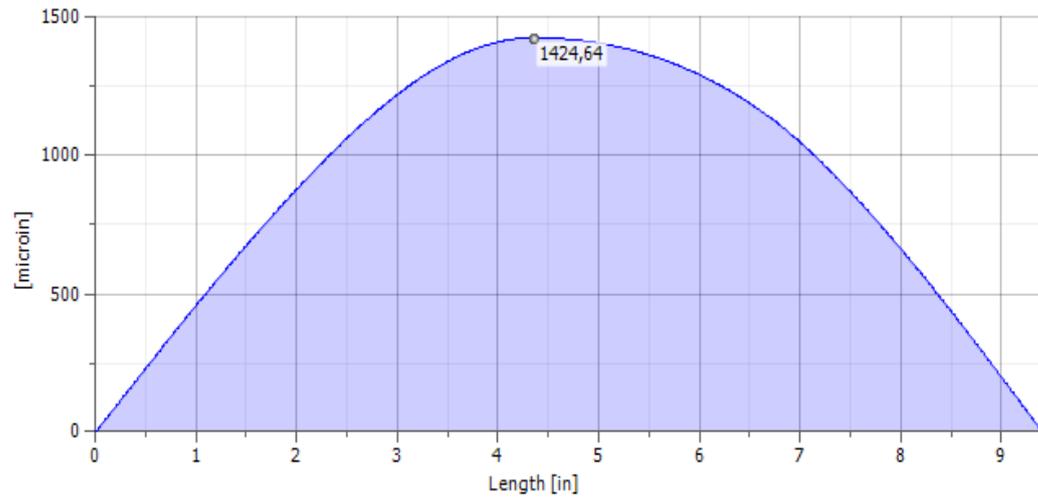
Deflection Angle



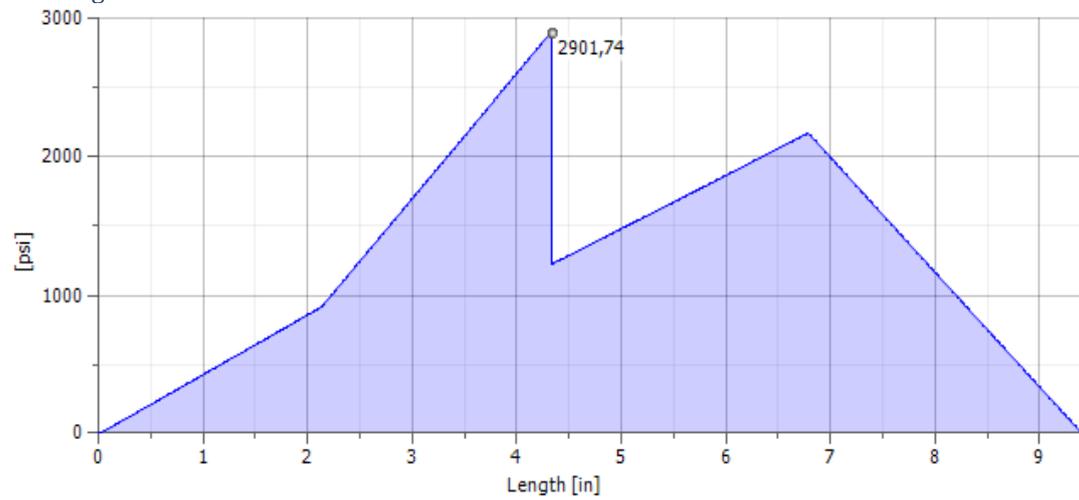
Deflection Angle, YZ Plane



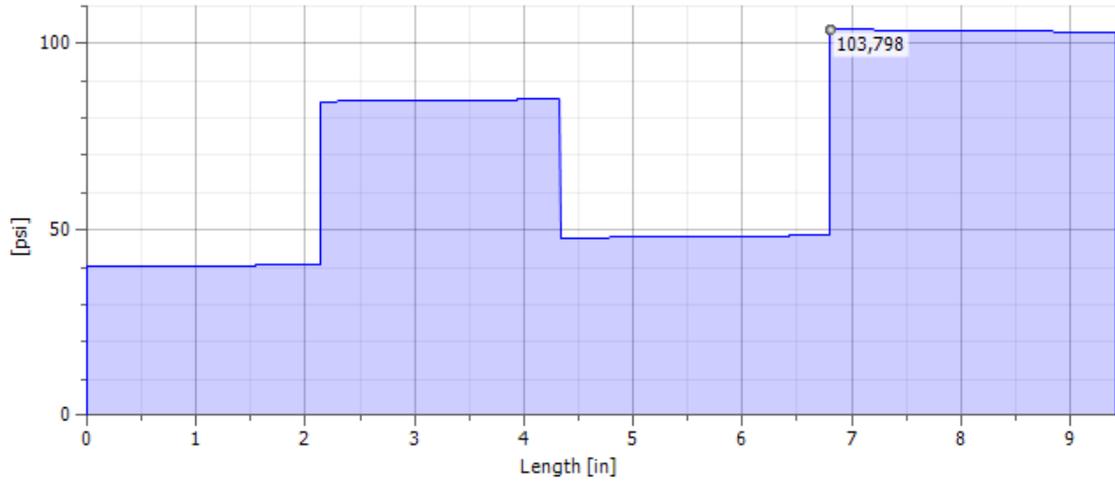
Deflection



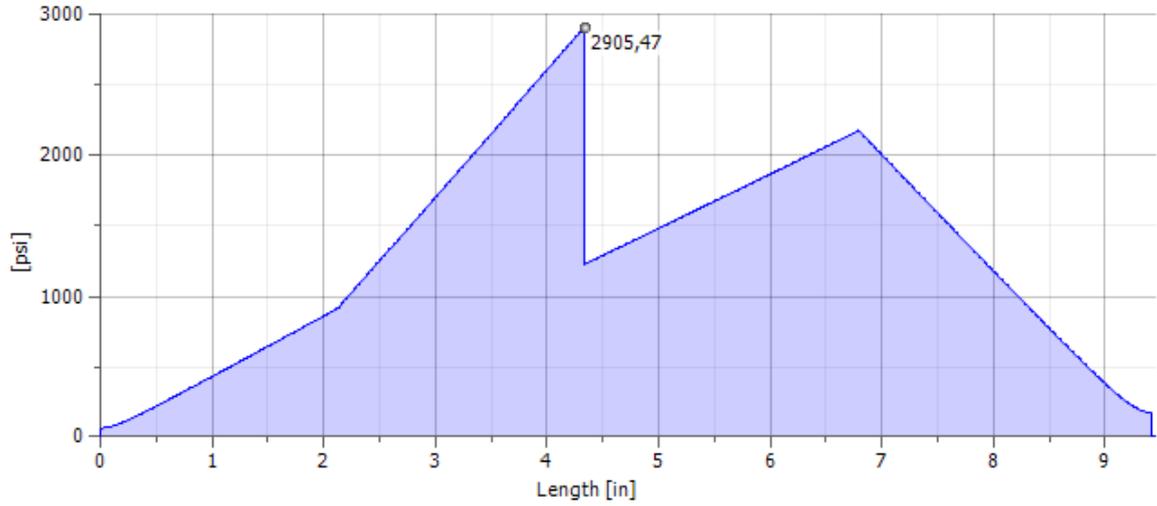
Bending Stress



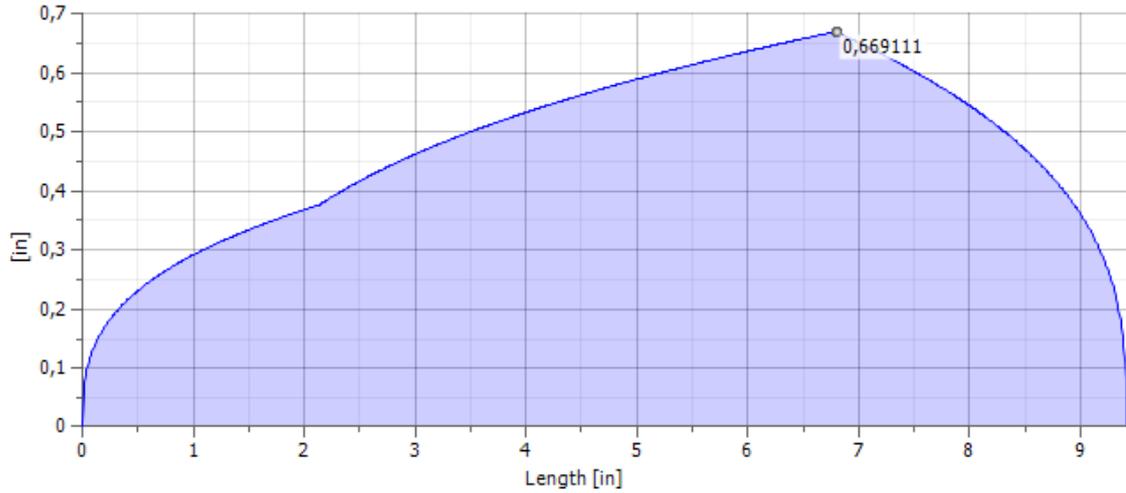
Shear Stress



Reduced Stress



Ideal Diameter



Análisis en el plano XZ en el 2do eje

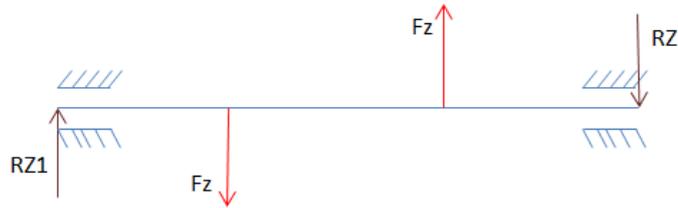


Fig 4. 44 Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ eje 2.

$$\sum M1 = 0$$

$$-Fzb*5.75 + Fzc*17.8 - RZ2(22) = 0$$

$$-164.695*(6) + 938.301*(16) - RZ2(22) = 0$$

$$R2=637.484 \text{ lb}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R1 - Fzb + Fzc - R2 = 0$$

$$R1= -136.122 \text{ lb}$$

Cargas en el plano XZ y simulación en Inventor 2012 2do eje.

▣ Calculation

▣ Material

| | | |
|-------------------------|----------|-----------------|
| Material | | Steel |
| Modulus of Elasticity E | 29700000 | psi |
| Modulus of Rigidity G | 11400000 | psi |
| Density | ρ | 491 lbmass/ft^3 |

▣ Calculation Properties

| | | |
|---------|----------------------------|-------------------|
| Include | | |
| Yes | Density | ρ 491 lbmass/ft^3 |
| Yes | Shear Displacement Ratio β | 1,188 ul |
| | Number of Divisions | 1000,000 ul |
| | Mode of reduced stress | HMH |

▣ Loads

| Index | Location | Radial Force | | | | Bending Moment | | | | Continuous Load | | | | Axial Force | Torque | Deflection | | | | Deflection Angle |
|-------|------------|--------------|---|--------------|-----------|----------------|---|------|-----------|-----------------|---|------|-----------|-------------|--------|------------------|---|------------------|-----------|------------------|
| | | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | Direction | | | Y | X | Size | Direction | |
| 1 | 2,28976 in | 164,695 lbf | | 164,695 lbf | | | | | | | | | | | | 7513,235 microin | | 7513,235 microin | | 0,16 deg |
| 2 | 6,79776 in | -938,301 lbf | | -938,301 lbf | | | | | | | | | | | | 8569,826 microin | | 8569,826 microin | | 0,12 deg |

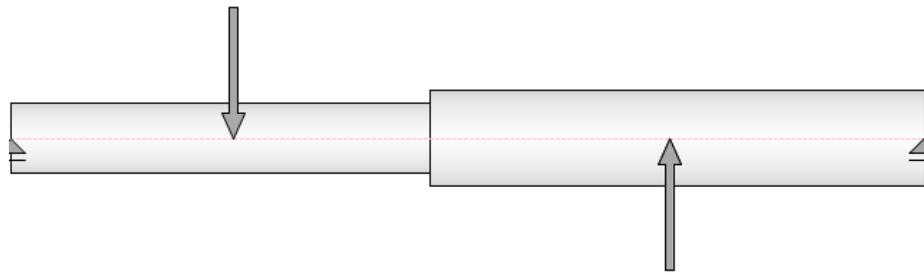
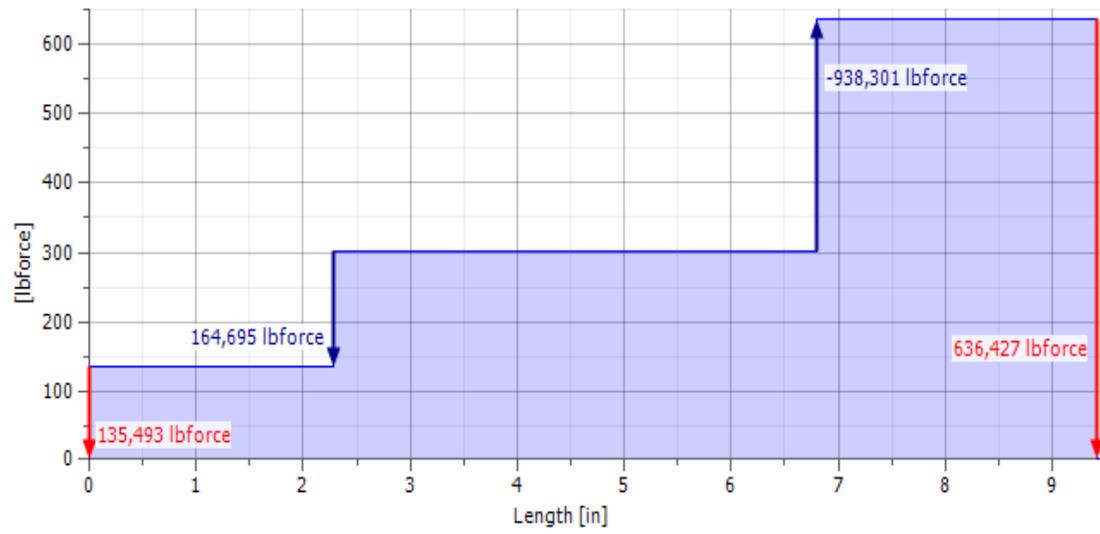
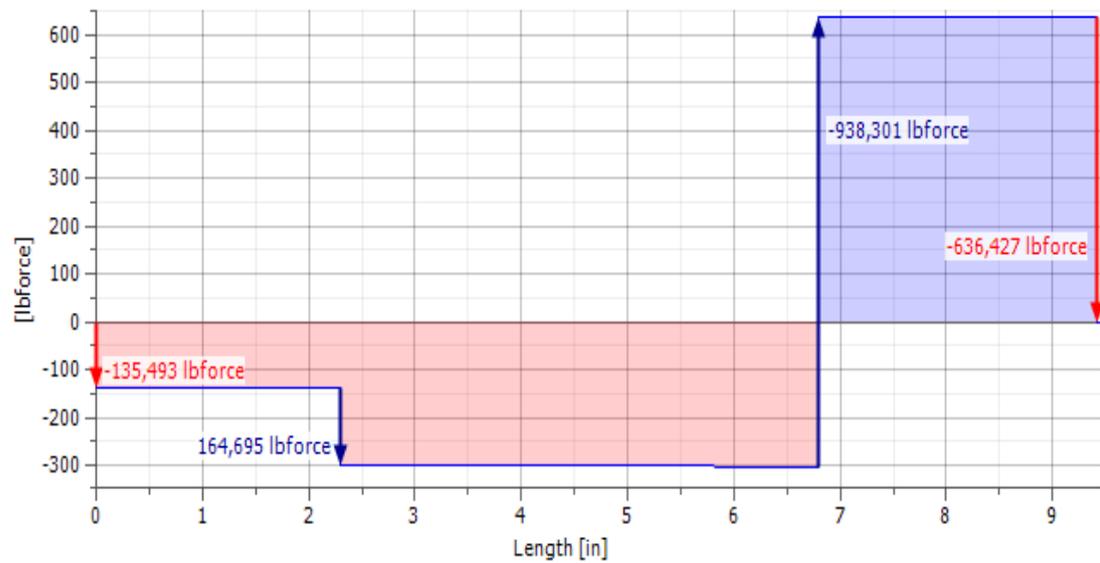


Fig 4. 45 Eje 2 en plano XZ.

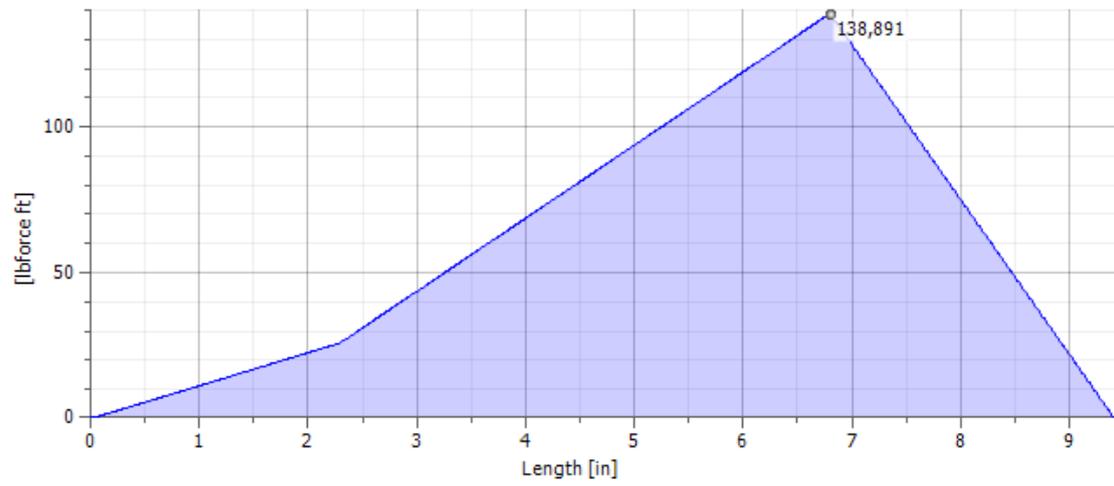
Shear Force



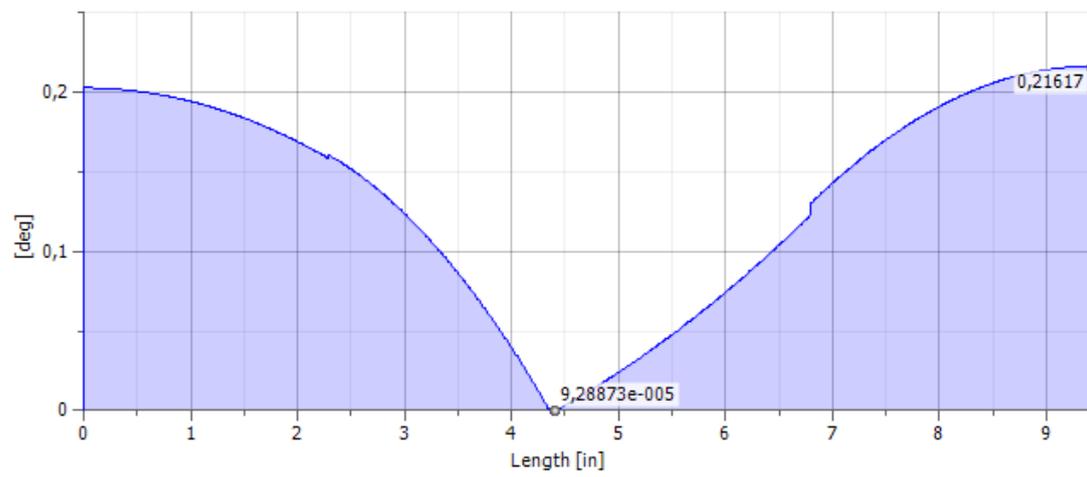
Shear Force, YZ Plane



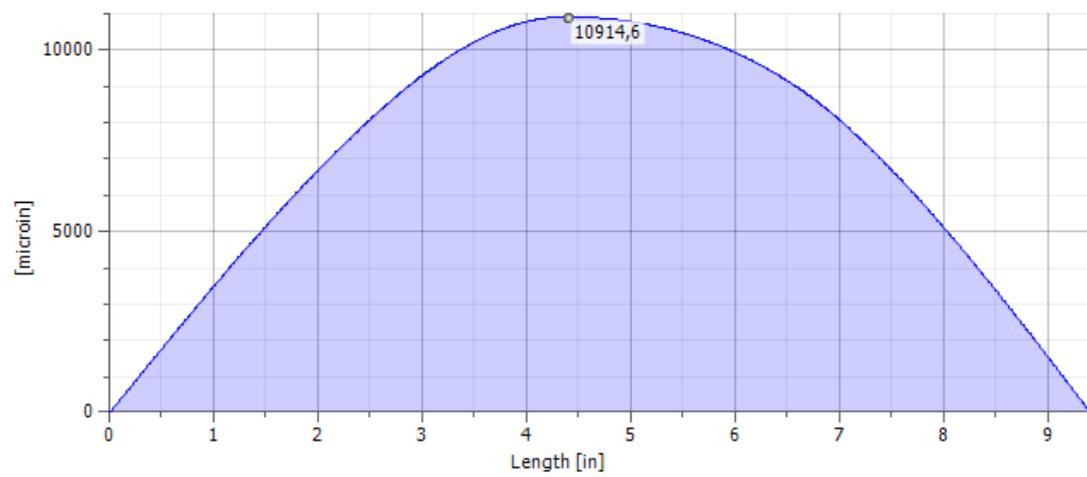
Bending Moment



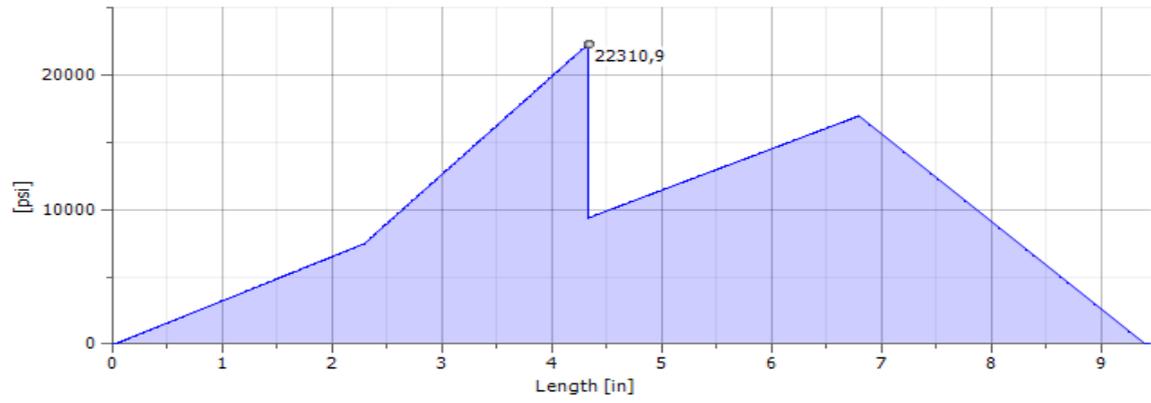
Deflection Angle



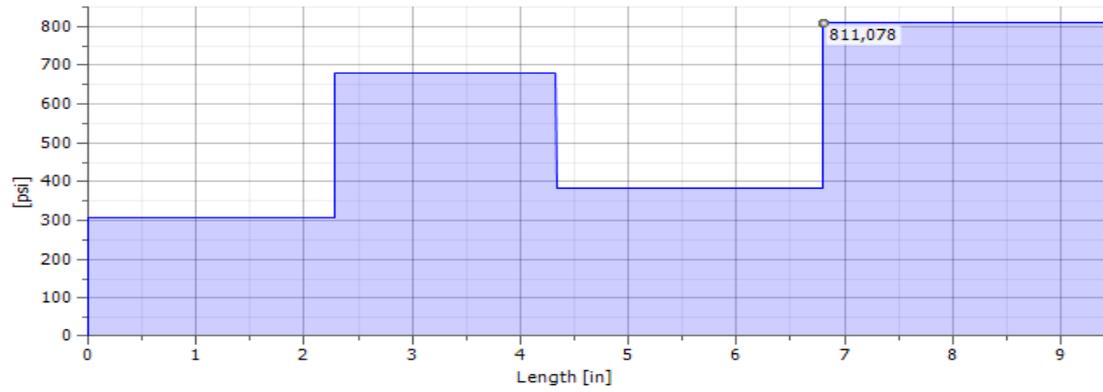
Deflection



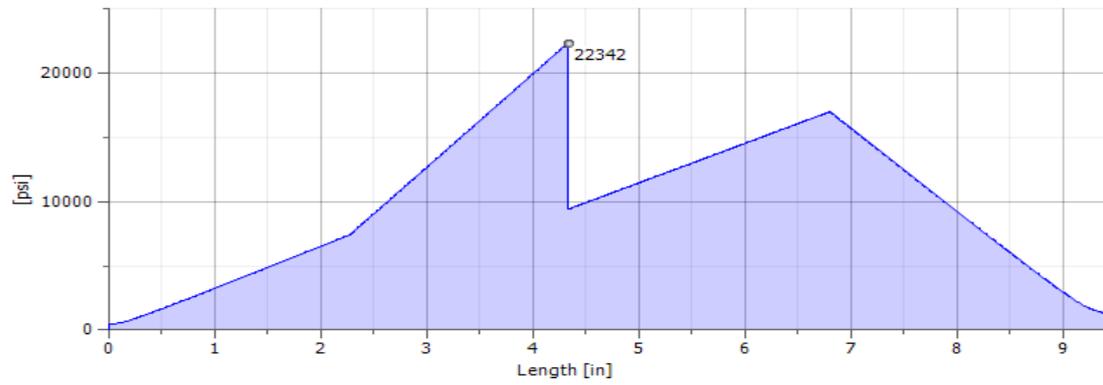
Bending Stress



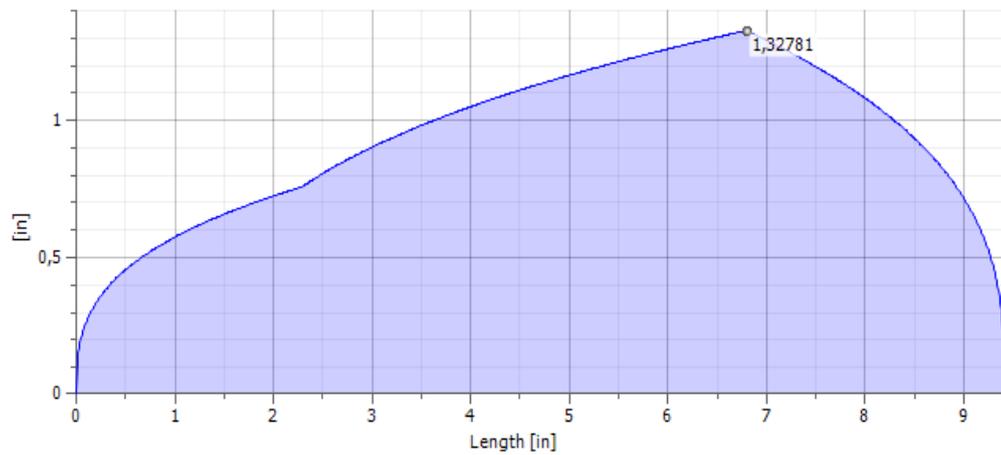
Shear Stress



Reduced Stress



Ideal Diameter



Punto C

$$M_{xy} = 17.7731 \text{ Lb.ft}$$

$$M_{xz} = 138.891 \text{ lb.ft}$$

$$M_R = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_r = 140.02 \text{ Lb.ft}$$

Nota: se escoge el momento en el punto C ya que este es el más crítico

$$\text{Datos}^6: \left\{ \begin{array}{l} \text{Acero de transmisión AISI 1018} \\ \text{Asumo: } n = 10 \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} S_y = 8370 \text{ lb/cm}^2 \\ S_{ut} = 9920 \text{ lb/cm}^2 \end{array} \right.$$

Calculo del torque en ele eje de la polea

$$\text{Pot} = T \cdot \omega$$

$$T = \text{Pot} / \omega$$

$$\omega_1 := 194.4 \text{ rpm}$$

$$P := 3 \text{ hp}$$

$$\omega := \frac{\omega_1 \cdot 2 \cdot \pi}{60} \quad \omega = 20.363 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\text{Pot} := \frac{P \cdot 746}{1.3558} \quad \text{Pot} = 1.651 \times 10^3 \frac{\text{lb} \cdot \text{ft}}{\text{s}}$$

$$\text{Torque} := \frac{\text{Pot}}{\omega}$$

$$\text{Torque} = 81.064 \text{ Lb} \cdot \text{ft}$$

Determinación del diámetro del eje de las poleas a diseño estático

$$n := 9$$

$$S_y := 8370$$

$$M := 140.0$$

$$\theta := \sqrt[3]{\frac{0.027n \cdot \sqrt{(M)^2 + (\text{Torque})^2}}{\pi \cdot S_y}}$$

$$\theta = 0.114 \text{ ft} \quad \text{Equivalente a } 1.16 \text{ in}$$

Verificación a fatiga (diseño dinámico)

Diagrama de esfuerzo fluctuante

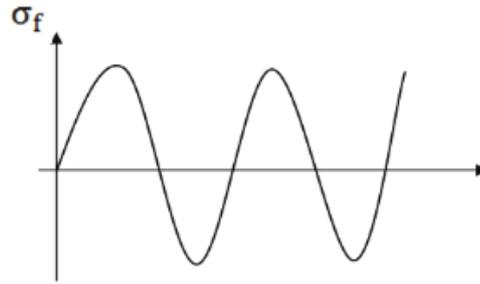


Fig 4. 46 Diagrama de esfuerzo fluctuante eje 2.

Esfuerzo medio

$$\sigma_m = 0$$

Esfuerzo de amplitud

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Se reemplaza

$M := 140.0$ Lb-ft Momento Crítico

$t := 81.06$ Lb-ft Torque

$d := 0.04$ ft

$$\sigma_a := \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_a = 6.603 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \quad \sigma_a = \sigma_{eq}$$

Diagrama de Torsión

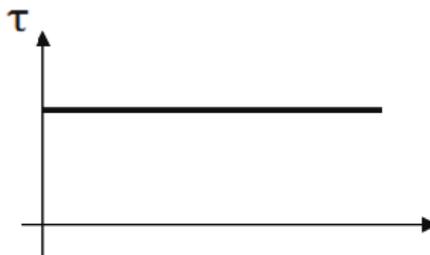


Fig 4. 47 Diagrama de torsión eje 2.

Esfuerzo medio

$$\tau_m := \frac{16t}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_m = 1.911 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

$$\tau_{eqm} := 2 \cdot \tau_m$$

$$\tau_{eqm} = 3.823 \times 10^6$$

Esfuerzo de amplitud

$$\tau_a := 0$$

Límite de fatiga

$$K_a := 1 \quad \text{Factor de Superficie}$$

$$K_b := 0.879d^{-0.107} \quad \text{Factor de tamaño Ec 6-20 SHIGLEY}$$

$$K_b = 1.188$$

$$K_c := 0.897 \quad \text{Factor de Confiabilidad Ec 6-29 SHIGLEY}$$

$$K_d := 1 \quad \text{Factor de temperatura Ec 6-27 SHIGLEY (} T \leq 450 \text{)}$$

$$q := 0.75 \quad \text{Figura 6.20 SHIGLEY}$$

$$K_t := 1.6$$

$$K_f := 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad \text{Factor de efectos varios Ec 6-32 SHIGLEY}$$

$$K_f = 1.45$$

$$S_{ut} := 4200000 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

$$(S_{cl}) := 0.5 S_{ut}$$

$$S_e := K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_f \cdot S_{cl}$$

$$S_e = 3.244 \times 10^7$$

Según Tresca

$$n := \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\tau_{eqm}}{S_{ut}}}$$

$$n = 3.395$$

Ahora por motivos de estandarización con diámetros de ejes que se encuentran en el mercado escogemos un eje de diámetro de 1 in o su equivalente de 25.4 mm de los cual obtenemos un coeficiente de seguridad de $n = 3.395$.

Selección de rodamientos del segundo eje

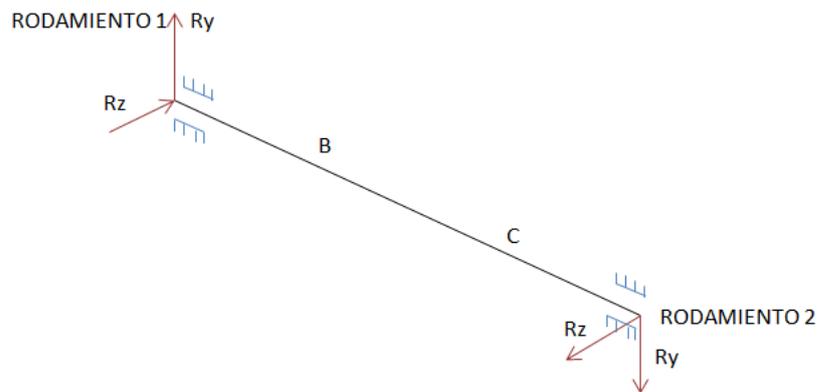


Fig 4. 48 Diagrama de cuerpo libre para los rodamientos 2do eje.

Selección de rodamiento

$$R1y := 81.74 \text{ lb}$$

$$R2y := -18.56 \text{ lb}$$

$$R1z := 637.48 \text{ lb}$$

$$R2z := -136.12 \text{ lb}$$

Rodamiento 1

Carga Radial

$$Frad := \sqrt{R1y^2 + R1z^2}$$

$$Frad = 642.704 \text{ lb}$$

$$Faxial := C$$

Carga radial equivalente

$$p = X \cdot Frad + y \cdot Faxial$$

$$Fa = 0$$

$$P = Frad$$

$$P := \frac{Frad \cdot 4.448}{1000}$$

$$P = 2.859 \text{ KN}$$

Factor de vida

Se considera que va a trabajar 4 horas al día y para 8 años

$L_h := 11680$ horas

$n := 194.4$ rpm

$F_1 := 2.8$ Datos Obtenidos de catálogo NBR

$F_n := 0.36$

$$C_{req} := P \cdot \left(\frac{F_1}{F_n} \right)$$

$C_{req} = 22.745$ KN

Del catálogo se selecciona los rodamientos: para rígido de bolas con:

Diámetro de 19mm Rodamiento FAG 6010 Peso := 0.04 Kg

$C_{req} = 0.5$ KN $c_d = 3.7$ KN

$C_o := 4.1$ KN

Chequeo a carga estática

C_o requerido = $P_o \cdot F_r$

$f_r := 1$ Factor de esfuerzo estático normal

$C_{o\text{requerido}} := P \cdot f_r$

$C_{o\text{requerido}} = 2.859$

$C_{o\text{requerido}} < C_{o\text{disponible}}$

Selección de rodamiento

$R_{1y} := 81.74$ lb

$R_{2y} := -18.56$ lb

$R_{1z} := 637.48$ lb

$R_{2z} := -136.12$ lb

Rodamiento 2

Carga Radial

$$F_{rad} := \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2z}^2}$$

$F_{rad} = 137.382$ lb

$F_{axial} := C$

Carga radial equivalente

$$p = X \cdot Frad + y \cdot Frad$$

$$Fa = 0$$

$$P = Frad$$

$$P := \frac{Frad \cdot 4.448}{1000}$$

$$P = 0.611 \text{ KN}$$

Factor de vida

Se considera que va a trabajar 4 horas al día y para 8 años

$$Lh := 11680 \text{ Horas}$$

$$n := 194.4 \text{ rpm}$$

$$F1 := 2.8 \text{ Datos Obtenidos de catálogo NBR}$$

$$Fn := 0.36$$

$$Creq := P \cdot \left(\frac{F1}{Fn} \right)$$

$$Creq = 4.862 \text{ KN}$$

Del catálogo se selecciona los rodamientos: para rígido de bolas con:

| | | |
|------------------|---------------------|------------------|
| Diámetro de 19mm | Rodamiento FAG 6011 | Peso := 0.049 Kg |
| Creq = 0.5 KN | | cd = 1 KN |
| | | Co := 2.1 KN |

Chequeo a carga estática

$$Co \text{ requerido} = Po \cdot Fr$$

$$fr := 1 \text{ Factor de esfuerzo estático normal}$$

$$Corequerido := P \cdot fr$$

$$Corequerido = 0.611$$

$$Corequerido < Codisponible$$

Diseño del chavetero 2do eje.

Datos

$$P := 3 \text{ hp}$$

$$n := 194.4 \text{ rpm}$$

Se escoge una chaveta cuadrada de 0.24 in usando como material de transmisión AISI 1018.

El par de torsión se obtiene de la ecuación de la potencia de transmisión.

$$\tau := \frac{63000P}{n}$$

$$\tau = 971.972 \text{ Lb-in}$$

Cálculo de la fuerza

$$f = \tau/r$$

$$f := \frac{\tau}{0.5}$$

$$f = 1.944 \times 10^3 \text{ lb}$$

Según Tresca

Asuma Acero de transmisión AISI 1020

$$S_y := 16600 \frac{\text{Lb}}{\text{cm}^2}$$

Coseguridad := 2

$$S_{sy} := 0.5 S_y$$

$$S_{sy} = 8.3 \times 10^3 \frac{\text{Lb}}{\text{in}^2}$$

Falla por corte, que se encuentra a través del área (t.L)

$$\tau = F/A = F/t \cdot l$$

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{t \cdot l}$$

$$t := 0.2 \text{ in}$$

$$L_{on} := \frac{\text{Coseguridad} \cdot f}{t \cdot S_{sy}}$$

$$L_{on} = 1.561 \text{ in}$$

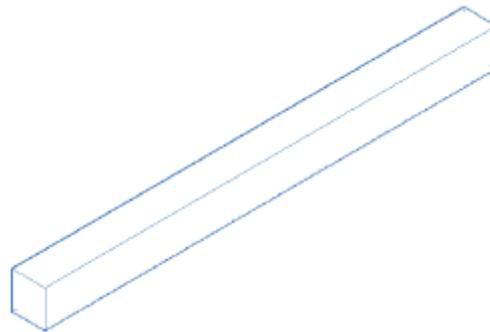


Fig 4. 49 Chaveta del 2 eje.

DISEÑO DE EJE ROTOR.

Velocidad de giro

Para que haya el efecto de mezclado de partículas en los componentes, se requiere un movimiento relativo que permita a este una operación efectiva de mezclado.

Recurriendo un tanto a lo absurdo y si se considera que la velocidad del mezclador es igual a cero, no habrá movimiento alguno de los ingredientes y consecuentemente no se obtendrá ningún grado de mezcla, pero si por el contrario, se supone que la velocidad del mezclador es tal que permita que por el efecto centrífugo la carga del material se adhiera en las paletas del mismo tampoco se verificará la operación de mezclado.

Por lo tanto, las partículas deberán tener con respecto al mezclador un movimiento relativo para poder llegar a determinada posición y que lleve el efecto de mezclado.

Los cálculos siguientes permiten llegar fácilmente a determinar la velocidad crítica o de punta que es aproximada de impacto interno en los diferentes mezcladores.

De la tabla I se toma la velocidad aproximada de impacto para la mezcla de turbina que es de 200 ft/min.

Como:

TABLA I. Velocidades aproximadas de impacto de algunos dispositivos giratorios internos en las mezcladoras

| Tipo de mezcladora | Velocidad de la punta, ft/min |
|--|-------------------------------|
| Cinta | 280 |
| Turbina | 200 |
| Volteador de cascos gemelos con: Intensificador del tipo de pasador | 1700 |
| Barra de alimentación de líquido | 3300 |
| Rotores gemelos | Hasta 1300 |
| Rotor simple | 6000-9000 |
| Molinos de varios tipos | 25000-20000 |

29

$$N = \frac{V}{\pi \cdot D} \quad [rpm]$$

Donde:

V = 200 ft/min (Dato obtenido de tablas).

D = 0.78 m (Diámetro de la mezcladora)

Remplazando en la ecuación.

$$N \text{ (requerida)} = \frac{200 \cdot (0.3048)}{\pi \cdot (0.78)} = 24.87 \text{ rpm} \approx 25 \text{ rpm}$$

²⁹ Tabla tomada de ALEXÁNDROV, M. Aparatos y Máquinas de mezclar y Transporte. Moscú: Mir, 1976, pág. 175

Diagrama de fuerzas que actúan en el eje principal

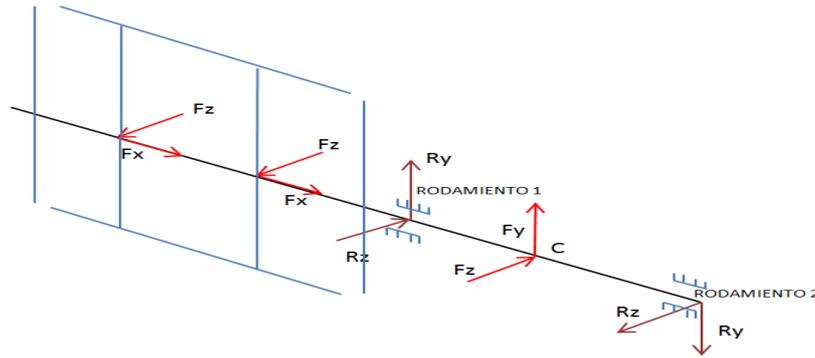


Fig 4. 50 Diagrama de cuerpo libre del eje principal.

Análisis en el plano XZ eje principal

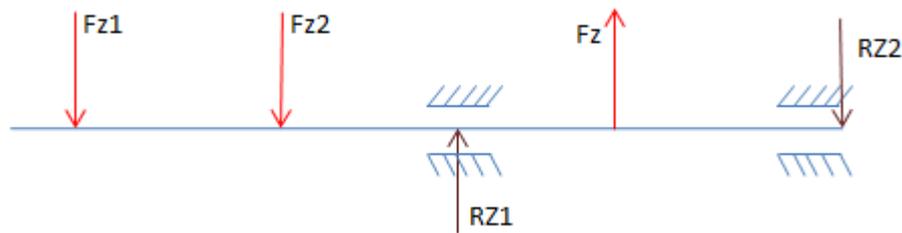


Fig 4. 51 Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ eje principal.

Simulación del eje principal en el plano XZ en Inventor 2012

Autodesk®

▢ Calculation

▢ Material

| | | |
|-------------------------|--------|----------------------------|
| Material | | Steel |
| Modulus of Elasticity E | | 29700000 psi |
| Modulus of Rigidity G | | 11400000 psi |
| Density | ρ | 491 lbmass/ft ³ |

▢ Calculation Properties

| | | | |
|---------|----------------------------------|--------|----------------------------|
| Include | | | |
| Yes | Density | ρ | 491 lbmass/ft ³ |
| Yes | Shear Displacement Ratio β | | 1,188 ul |
| | Number of Divisions | | 1000,000 ul |
| | Mode of reduced stress | | HMH |

▢ Loads

| Index | Location | Radial Force | | | | Bending Moment | | | | Continuous Load | | | | Axial Force | Torque | Deflection | | | | Deflection Angle |
|-------|------------|--------------|---|--------------|-----------|----------------|---|------|-----------|-----------------|---|------|-----------|-------------|--------|---------------------|--------------------|------------|-----------|------------------|
| | | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | Direction | | | Y | X | Size | Direction | |
| 1 | 8,15394 in | 125,660 lbf | | 125,660 lbf | | | | | | | | | | | | -488449,101 microin | 488449,101 microin | 180,00 deg | 2,01 deg | |
| 2 | 16,8039 in | 269,750 lbf | | 269,750 lbf | | | | | | | | | | | | -194692,764 microin | 194692,764 microin | 180,00 deg | 1,82 deg | |
| 3 | 29,4539 in | -938,301 lbf | | -938,301 lbf | | | | | | | | | | | | 56065,702 microin | 56065,702 microin | | 0,10 deg | |

Diagrama de fuerzas

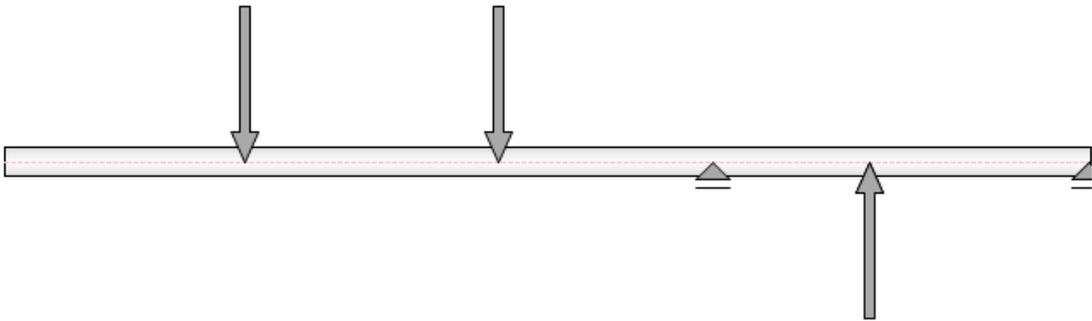
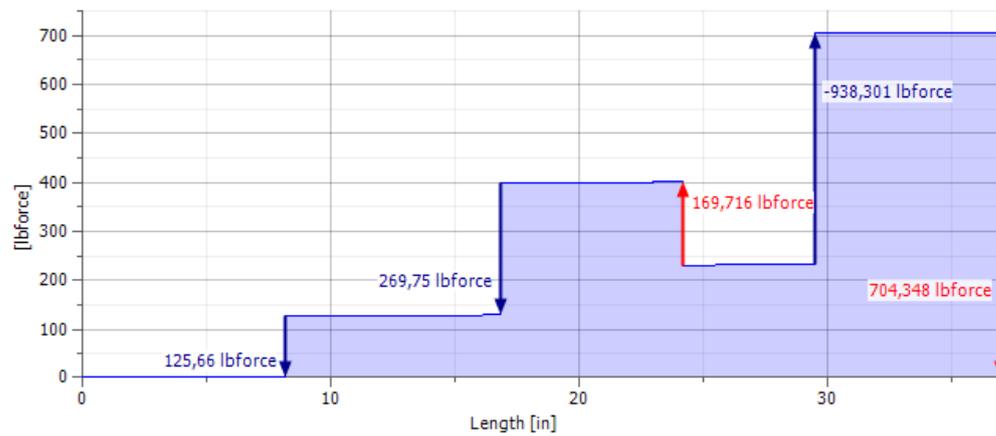
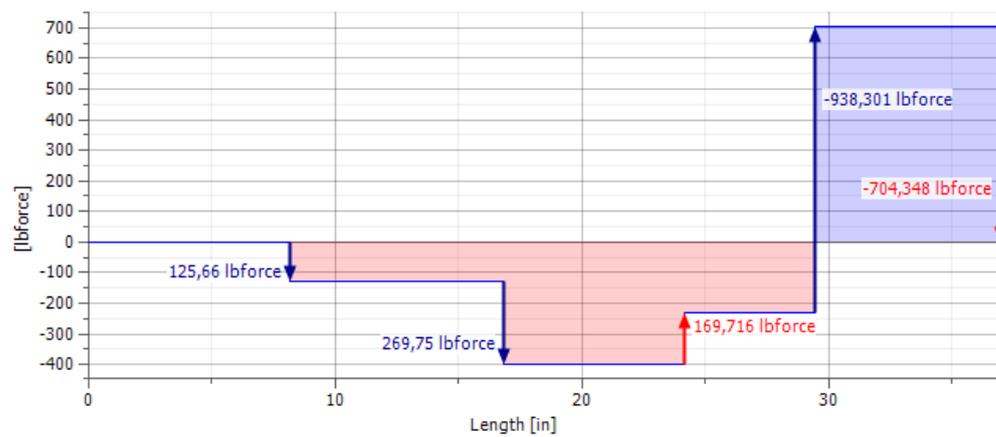


Fig 4. 52 Diagrama de fuerzas en el eje principal en plano XZ eje principal.

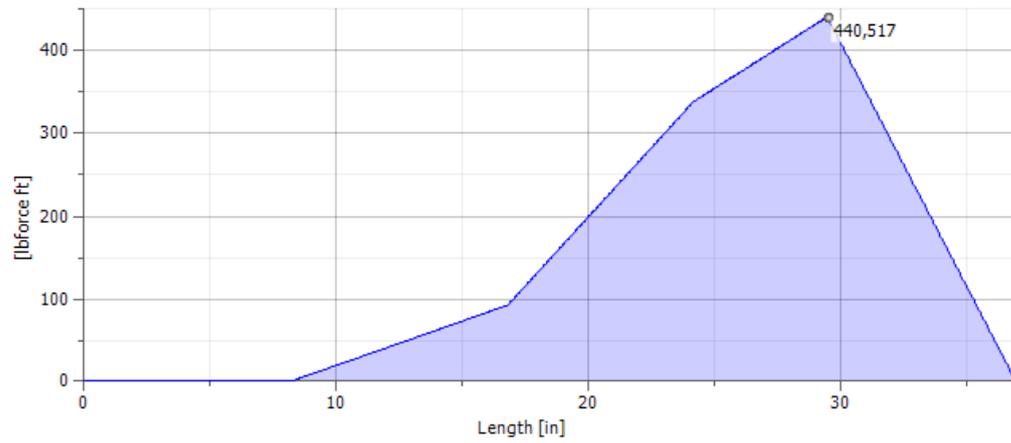
Shear Force



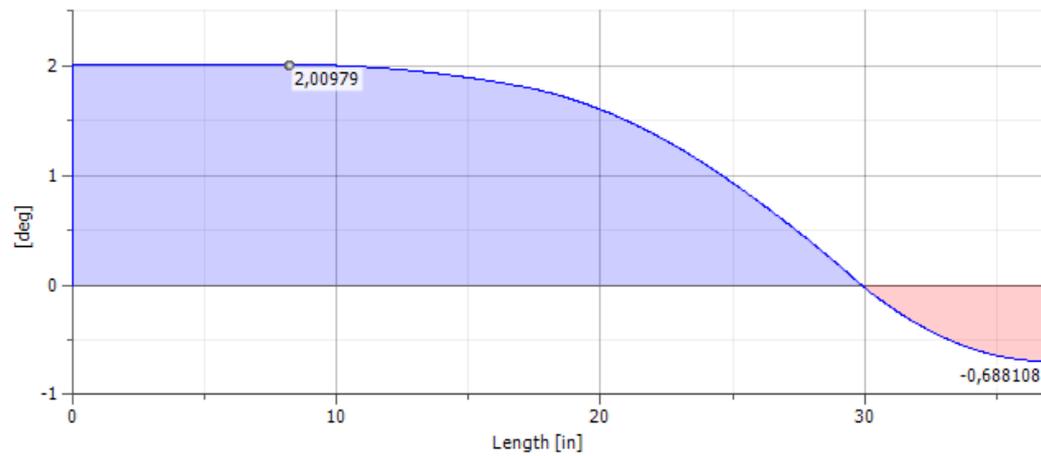
Shear Force, XZ Plane



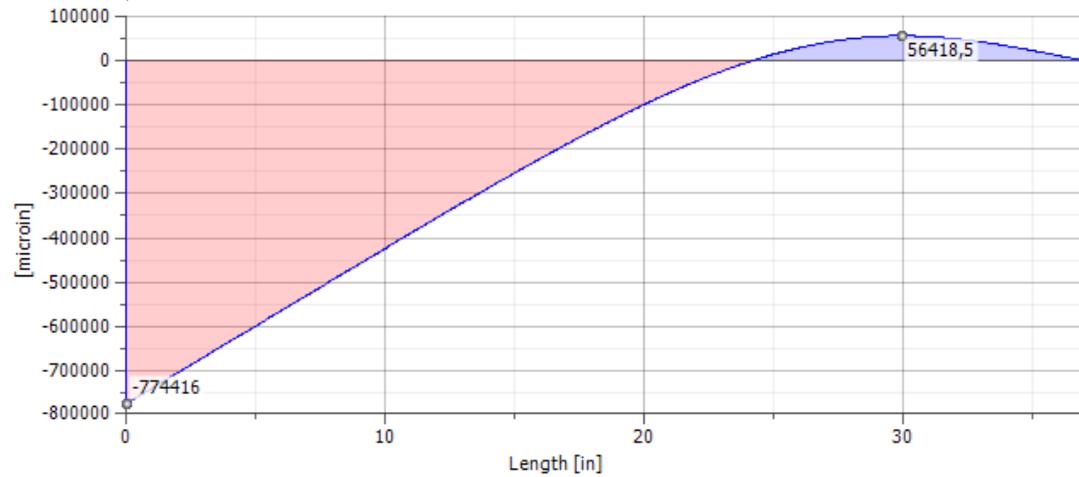
Bending Moment



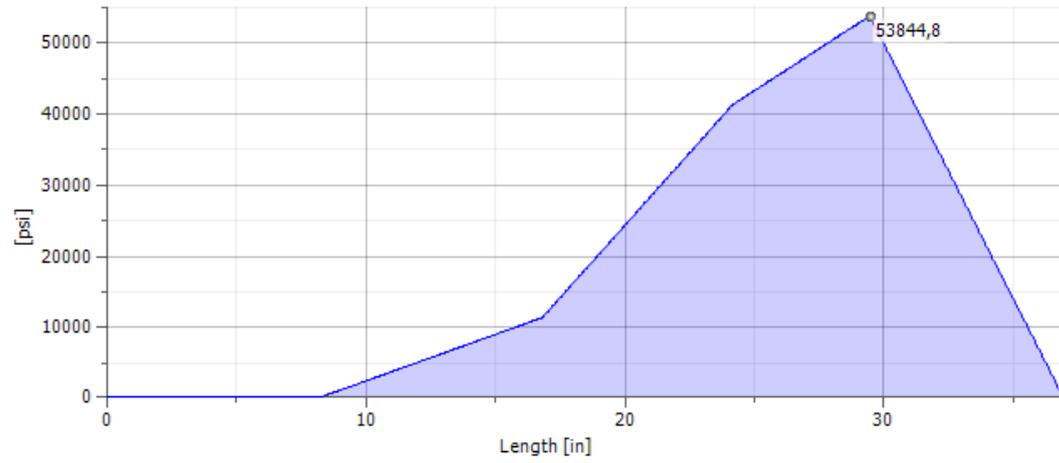
Deflection Angle, XZ Plane



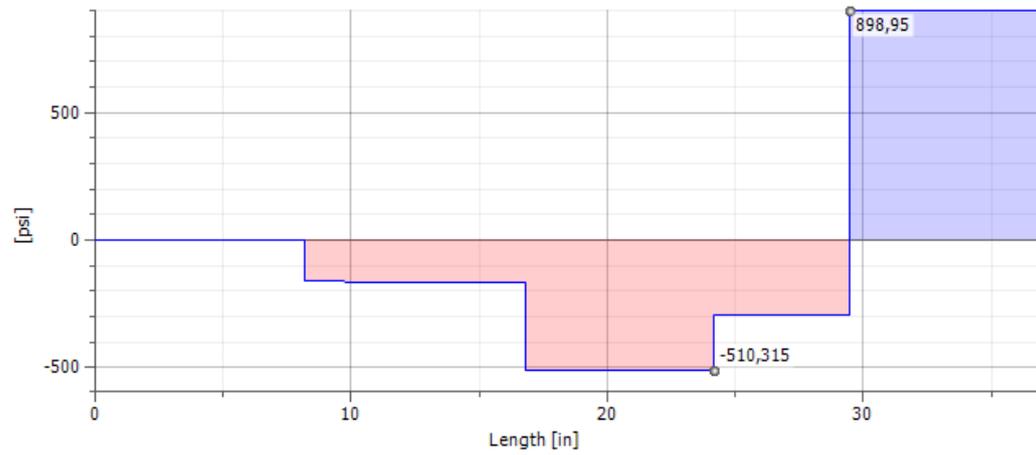
Deflection, XZ Plane



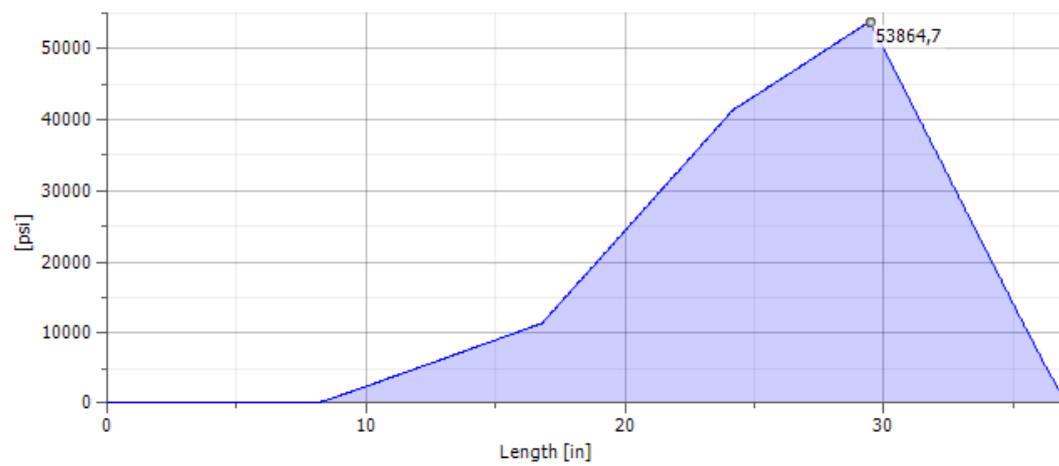
Bending Stress



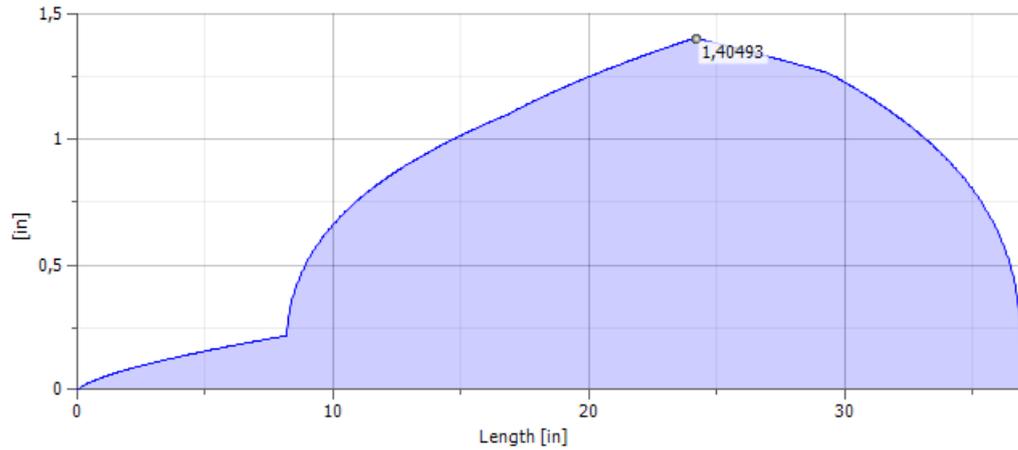
Shear Stress, XZ Plane



Reduced Stress



Ideal Diameter



Análisis en el plano XY eje principal

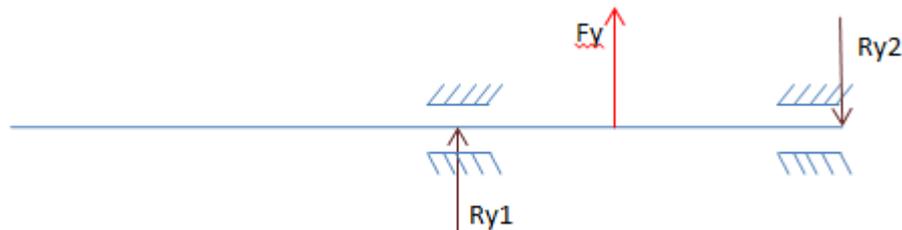


Fig 4. 53 Diagrama de cuerpo libre en el plano XY eje principal.

Simulación del eje principal en el plano XY en Inventor 2012



Calculation Properties

| Include | | |
|---------|----------------------------------|-----------------------------------|
| Yes | Density | ρ 491 lbmass/ft ³ |
| Yes | Shear Displacement Ratio β | 1,188 ul |
| | Number of Divisions | 1000,000 ul |
| | Mode of reduced stress | HMH |

Loads

| Index | Location | Radial Force | | | | Bending Moment | | | Continuous Load | | | | Axial Force | Torque | Deflection | | | | Deflection Angle |
|-------|------------|--------------|---|-------------|-----------|----------------|---|------|-----------------|---|---|------|-------------|--------|------------------|--|------------------|--|------------------|
| | | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | Direction | Y | X | Size | | | Direction | | | | |
| 1 | 29,4039 in | -119,654 lbf | | 119,654 lbf | | | | | | | | | | | 4298,875 microin | | 4298,875 microin | | 0,01 deg |

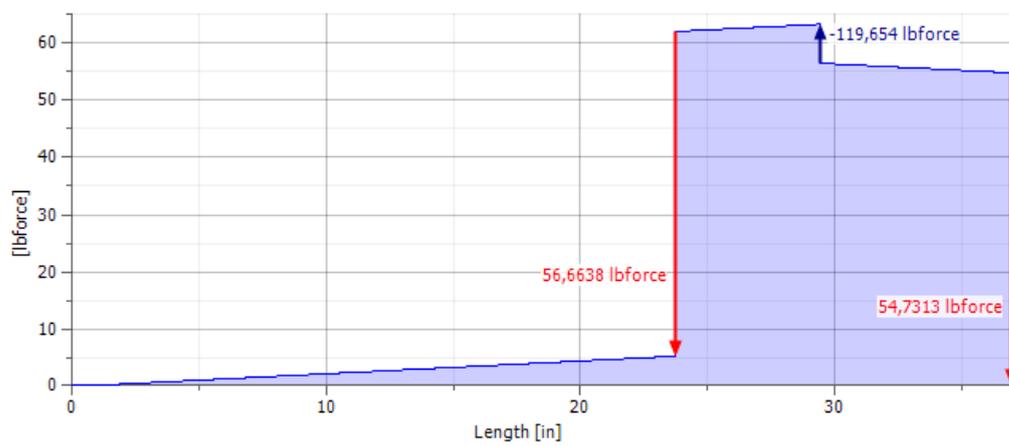
Supports

| Index | Type | Location | Reaction Force | | | | | Yielding | Type | Deflection | | | | Deflection Angle |
|-------|------|------------|----------------|---|------------|------------|-------------|----------|----------------|------------|---------------|------------|-----------|------------------|
| | | | Y | X | Size | Direction | Axial Force | | | Y | X | Size | Direction | |
| 1 | Free | 23,7039 in | -56,664 lbf | | 56,664 lbf | 180,00 deg | | User | -0,013 microin | | 0,013 microin | 180,00 deg | 0,06 deg | |
| 2 | Free | 36,95 in | -54,731 lbf | | 54,731 lbf | 180,00 deg | | User | -0,020 microin | | 0,020 microin | 180,00 deg | 0,05 deg | |

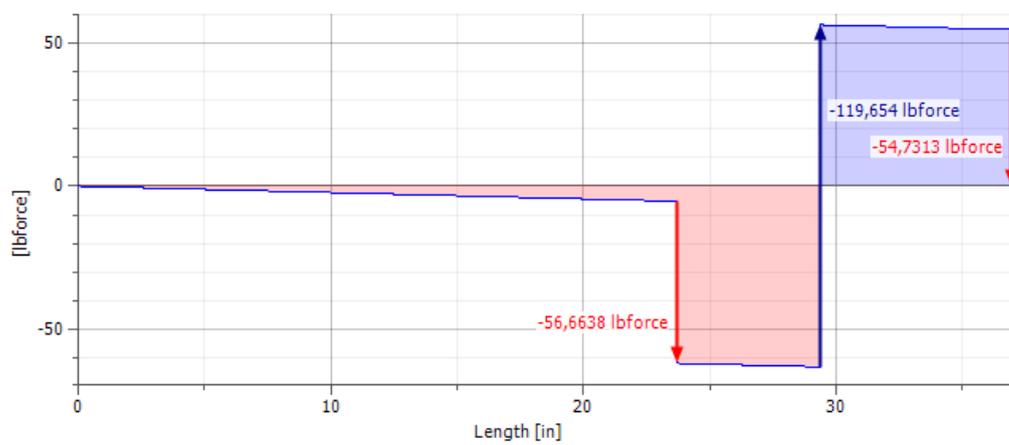


Fig 4. 54 Diagrama de fuerzas en el eje principal en plano XY en Inventor 2012.

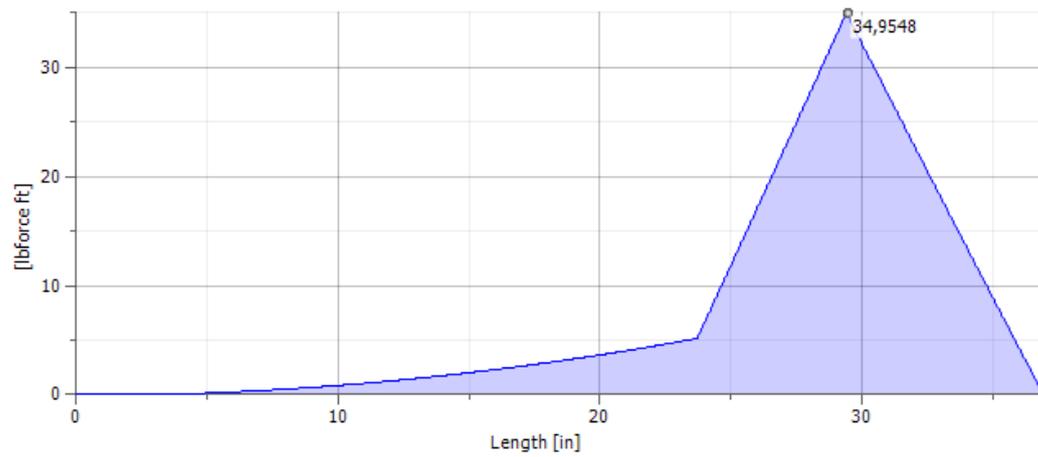
Shear Force



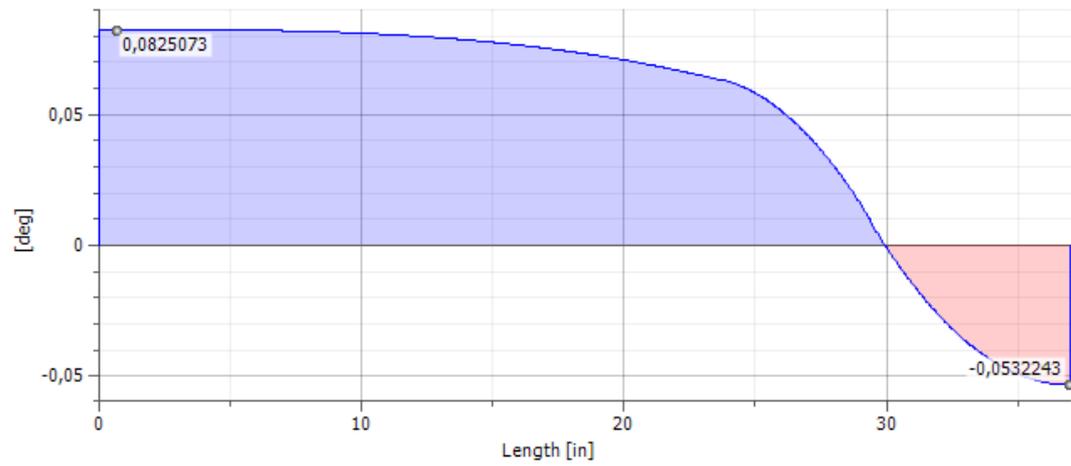
Shear Force, XY Plane



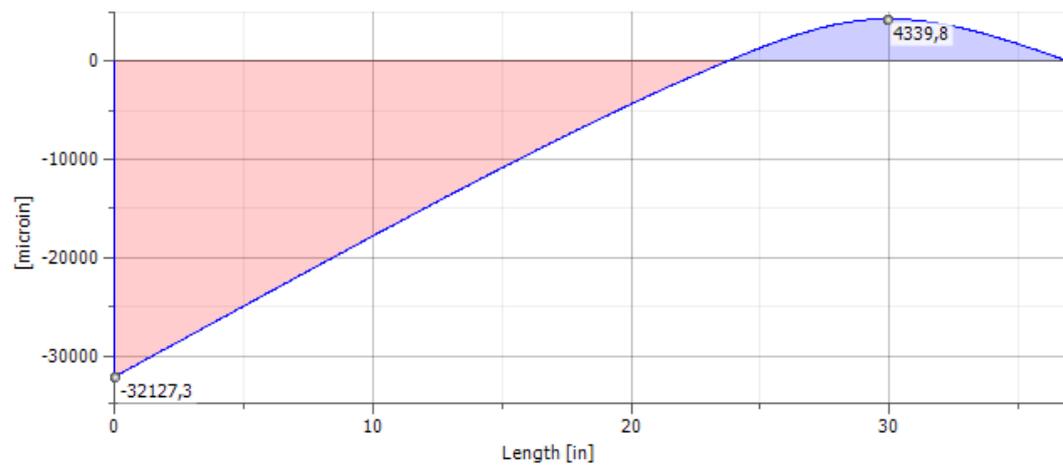
Bending Moment



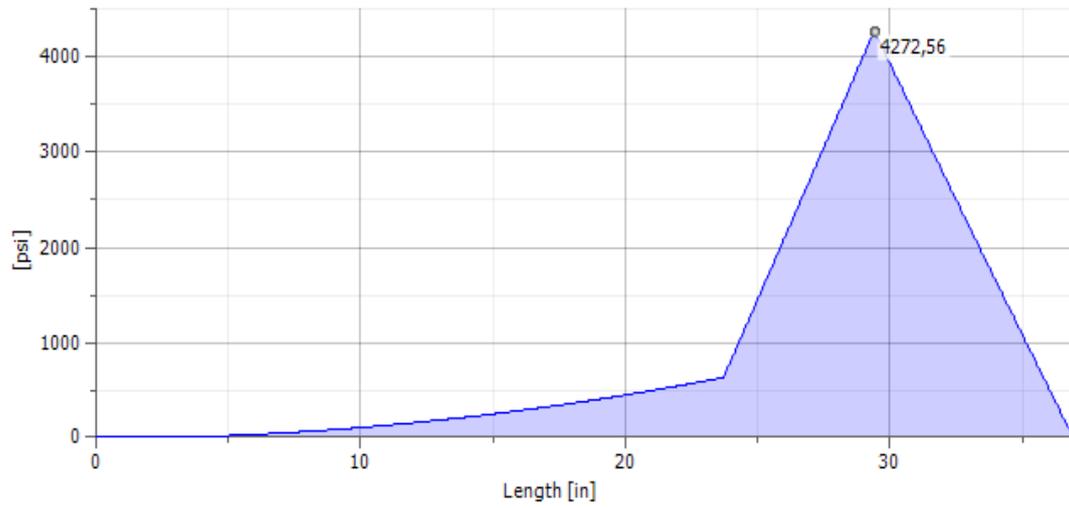
Deflection Angle, XY Plane



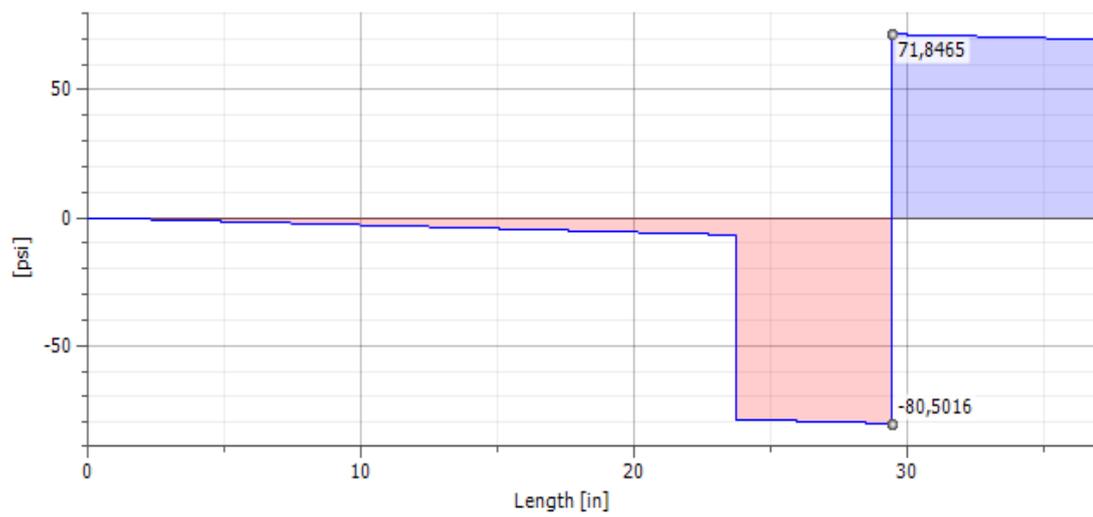
Deflection, XY Plane



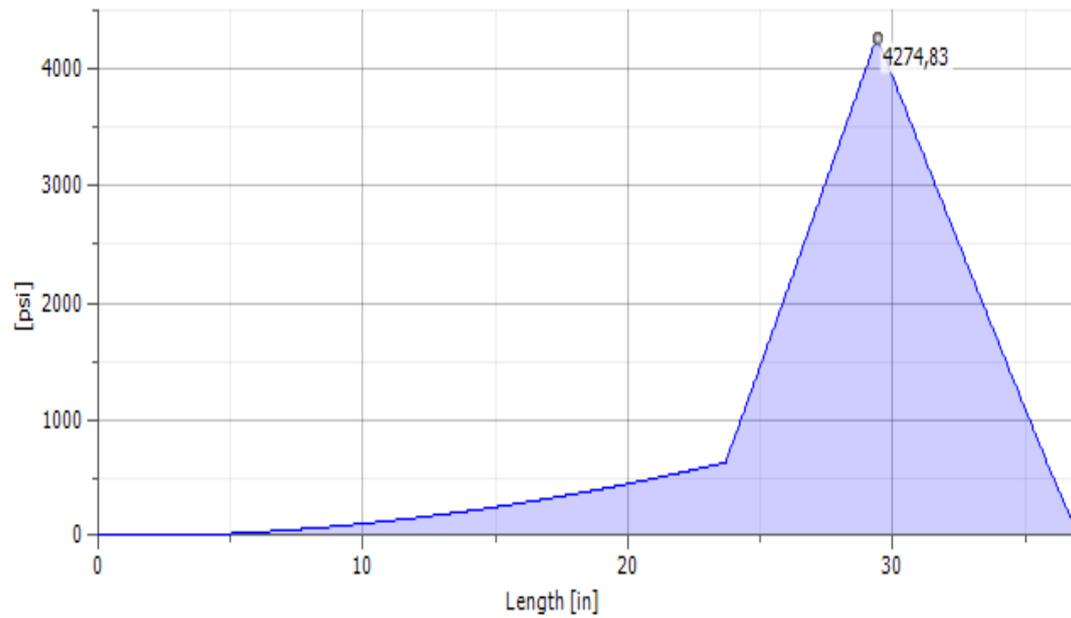
Bending Stress



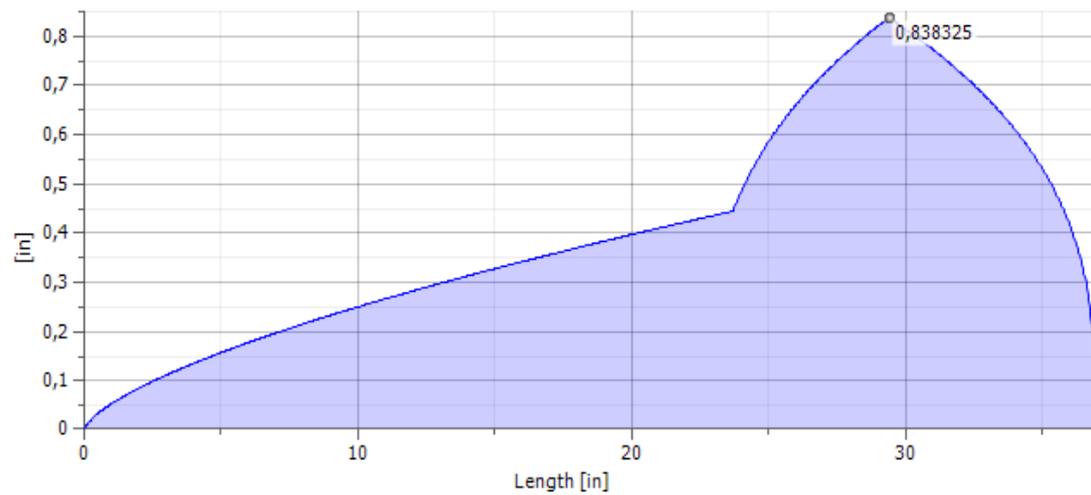
Shear Stress, XY Plane



Reduced Stress



Ideal Diameter

**CÁLCULOS EJE PRINCIPAL.**

$$M_{xy} = 39.96 \text{ Lb.ft}$$

$$M_{xz} = 440.52 \text{ lb.ft}$$

$$M_R = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_r = 442.33 \text{ Lb.ft}$$

Nota: se escoge el momento más crítico en este caso 442.33Lb-Ft

$$\text{Datos}^6: \left\{ \begin{array}{l} \text{Acero de transmisión AISI 1018} \\ \text{Asumo: } n = 10 \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} S_y = 8370 \text{ lb/cm}^2 \\ S_{ut} = 9920 \text{ lb/cm}^2 \end{array} \right.$$

Cálculo del torque en ele eje principal

$$\text{Pot} = T \cdot \omega$$

$$T = \text{Pot} / \omega$$

$$\omega_1 := 25.9 \text{ rpm}$$

$$P := 3 \text{ hp}$$

$$\omega := \frac{\omega_1 \cdot 2 \cdot \pi}{60} \quad \omega = 2.714 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\text{Pot} := \frac{P \cdot 746}{1.3558} \quad \text{Pot} = 1.651 \times 10^3 \frac{\text{lb} \cdot \text{ft}}{\text{s}}$$

$$\text{Torque} := \frac{\text{Pot}}{\omega}$$

$$\text{Torque} = 608.136 \text{ Lb} \cdot \text{ft}$$

Determinación del diámetro del eje de las poleas a diseño estático

$$n := 10$$

$$S_y := 36000$$

$$M := 442.3$$

$$\theta := \sqrt[3]{\frac{0.027n \cdot \sqrt{(M)^2 + (\text{Torque})^2}}{\pi \cdot S_y}}$$

$$\theta = 0.122 \text{ ft} \quad \text{Equivalente a } 1.464 \text{ o } 1 \text{ in}$$

Verificación a fatiga (diseño dinámico)

Diagrama de esfuerzo fluctuante

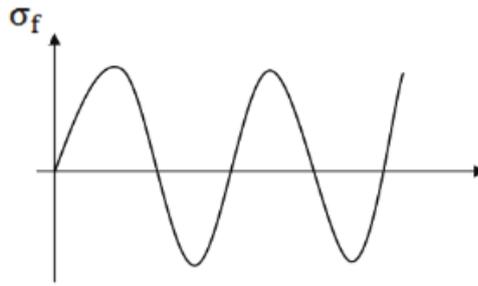


Fig 4. 55 Diagrama de esfuerzo fluctuante eje principal.

Esfuerzo medio

$$\sigma_m = 0$$

Esfuerzo de amplitud

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi\phi^3}$$

Se reemplaza

$M := 442.3$ Lb-ft Momento Crítico

$t := 608.13$ Lb-ft Torque

$d := 0.12$ ft

$$\sigma_a := \frac{32M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_a = 2.481 \times 10^6 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \quad \sigma_a = \sigma_{eq}$$

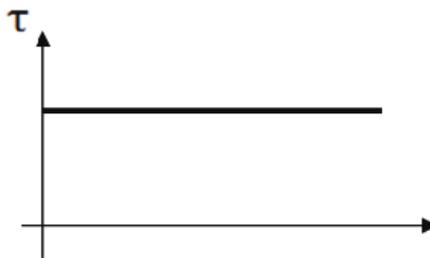
Diagrama de Torsión

Fig 4. 56 Diagrama de torsión eje principal.

Esfuerzo medio

$$\tau_m := \frac{16t}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_m = 1.706 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

$$\tau_{eqm} := 2 \cdot \tau_m$$

$$\tau_{eqm} = 3.411 \times 10^6$$

Esfuerzo de amplitud

$$\tau_a := 0$$

Límite de fatiga

$$K_a := 1 \quad \text{Factor de Superficie}$$

$$K_b := 0.879d^{-0.107} \quad \text{Factor de tamaño}$$

$$K_b = 1.101$$

$$K_c := 0.89 \quad \text{Factor de Confiabilidad}$$

$$K_d := 1 \quad \text{Factor de temperatura (} T \leq 450 \text{)}$$

$$q := 0.7 \quad \text{Figura 6.20 SHIGLEY}$$

$$K_t := 1.6$$

$$K_f := 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad \text{Factor de efectos varios}$$

$$K_f = 1.45$$

$$S_{ut} := 760000 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

$$(S_{cl}) := 0.5 S_{ut}$$

$$S_e := K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_f \cdot S_{cl}$$

$$S_e = 5.441 \times 10^6$$

Según Tresca

$$n := \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\tau_{eqm}}{S_{ut}}}$$

$$n = 1.509$$

Ahora por motivos de estandarización con diámetros de ejes que se encuentran en el mercado escogemos un eje de diámetro de 1 in o su equivalente de 25.4 mm de los cual obtenemos un coeficiente de seguridad de $n = 1.509$.

Selección de rodamientos eje principal.

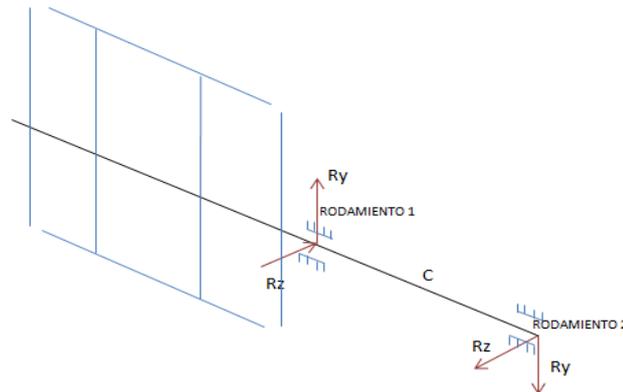


Fig 4. 57 Diagrama de cuerpo libre para los rodamientos eje principal.

Selección de rodamiento

$$R1y := 56.6 \text{ lb}$$

$$R2y := 54.7 \text{ lb}$$

$$R1z := 169.7 \text{ lb}$$

$$R2z := 704.3 \text{ lb}$$

Rodamiento 1

Carga Radial

$$Frad := \sqrt{R1y^2 + R1z^2}$$

$$Frad = 178.909 \text{ lb}$$

$$Faxial := C$$

Carga radial equivalente

$$p = X \cdot Frad + y \cdot Faxial$$

$$Fa = 0$$

$$P = Frad$$

$$P := \frac{Frad \cdot 4.4482}{1000}$$

$$P = 0.796 \text{ KN}$$

Factor de vida

Se considera que va a trabajar 4 horas al día y para 8 años

$$L_h := 11680 \text{ Horas}$$

$$n := 25.92 \text{ rpm}$$

$$F_l := 2.8\% \quad \text{Datos Obtenidos de catalogo NBR}$$

$$F_n := 0.36\%$$

$$C_{req} := P \cdot \left(\frac{F_l}{F_n} \right)$$

$$C_{req} = 6.331 \text{ KN}$$

Del catálogo se selecciona los rodamientos: para rígido de bolas con:

$$\text{Diámetro de } 25.4\text{mm} \quad \text{Rodamiento FAG 6011} \quad \text{Peso} := 0.051 \text{ Kg}$$

$$C_{req} = 0.5 \text{ KN} \quad c_d = 1 \text{ KN}$$

$$C_o := 2.1 \text{ KN}$$

Chequeo a carga estática

$$C_o \text{ requerido} = P_o \cdot f_r$$

$$f_r := 1 \quad \text{Factor de esfuerzo estático normal}$$

$$C_{o \text{ requerido}} := P \cdot f_r$$

$$C_{o \text{ requerido}} = 0.796 \text{ OK}$$

$$C_{o \text{ requerido}} < C_{o \text{ disponible}}$$

Rodamiento 2

Carga Radial

$$F_{rad} := \sqrt{R_2 y^2 + R_2 z^2}$$

$$F_{rad} = 706.473 \text{ lb}$$

$$F_{axial} := C$$

Carga radial equivalente

$$p = X \cdot F_{rad} + y \cdot F_{axial}$$

$$F_a = 0$$

$$P = F_{rad}$$

$$P := \frac{F_{rad} \cdot 4.4482}{1000}$$

$$P = 3.143 \text{ KN}$$

Factor de vida

Se considera que va a trabajar 4 horas al día y para 8 años

$L_h := 11680$ Horas

$n := 25.92$ rpm

$F_1 := 2.88$ Datos Obtenidos de catálogo NBR

$F_n := 0.36$

$$C_{req} := P \cdot \left(\frac{F_1}{F_n} \right)$$

$C_{req} = 25.001$ KN

Del catálogo se selecciona los rodamientos: para rígido de bolas con:

Diámetro de 25.4mm Rodamiento FAG 6010 $Peso := 0.059$ Kg

$C_{req} = 0.5$ KN $cd = 3.7$ KN

$Co := 4.1$ KN

Chequeo a carga estática

Co requerido = $P_o \cdot F_r$

$f_r := 1$ Factor de esfuerzo estático normal

Co requerido := $P \cdot f_r$

Co requerido = 3.143 OK

Co requerido < Co disponible

Diseño del chavetera

Datos

$P := 3$ hp

$n := 25.92$ rpm

Se escoge una chaveta cuadrada de 0.24 in usando como material de transmisión AISI 1018.

El par de torsión se obtiene de la ecuación de la potencia de transmisión.

$$\tau := \frac{63000P}{n}$$

$\tau = 7.292 \times 10^3$ Lb-in

Cálculo de la fuerza

$$f = \tau/r$$

$$f := \frac{\tau}{0.5}$$

$$f = 1.458 \times 10^4 \quad \text{lb}$$

Según Tresca

Asuma Acero de transmisión AISI 1018

$$S_y := 60000 \frac{\text{Lb}}{\text{cm}^2}$$

Coseguridad := 1.10:

$$S_{sy} := 0.5 S_y$$

$$S_{sy} = 3 \times 10^4 \frac{\text{Lb}}{\text{in}^2}$$

Falla por corte, que se encuentra a través del área (t.L)

$$\tau = F/A = F/t.l$$

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{t.l}$$

$$t := 0.2 \quad \text{in}$$

$$L_{on} := \frac{\text{Coseguridad} \cdot f}{t \cdot S_{sy}}$$

$$L_{on} = 2.238 \quad \text{in}$$

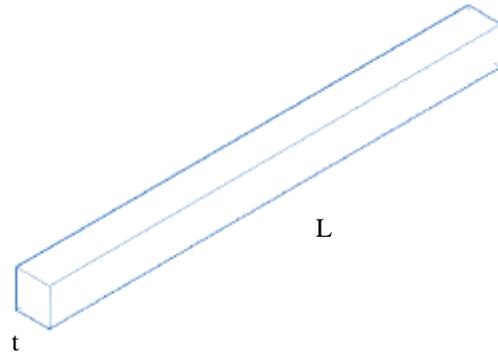


Fig 4. 58 Chaveta eje principal.

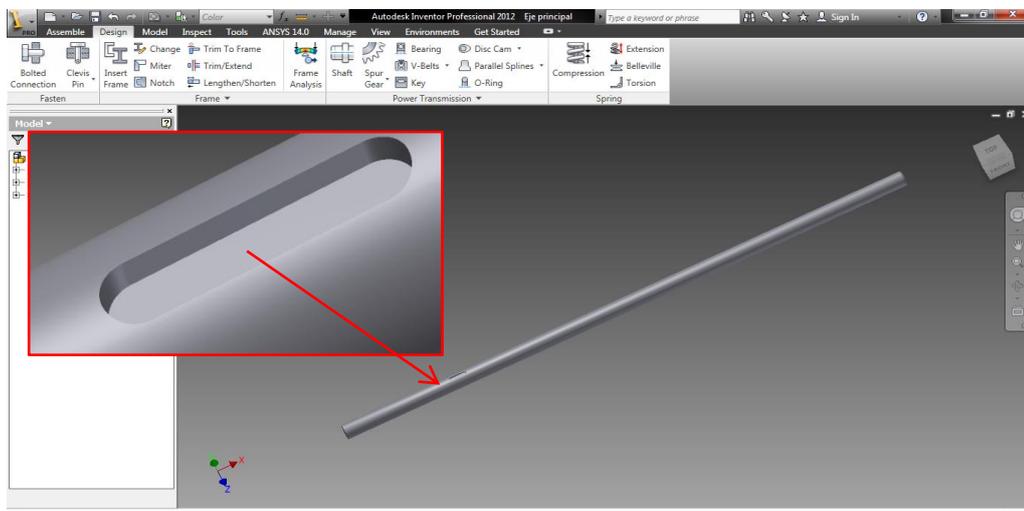


Fig 4. 59 Eje principal de 1 in con su respectivo chavetero en Inventor 2012.

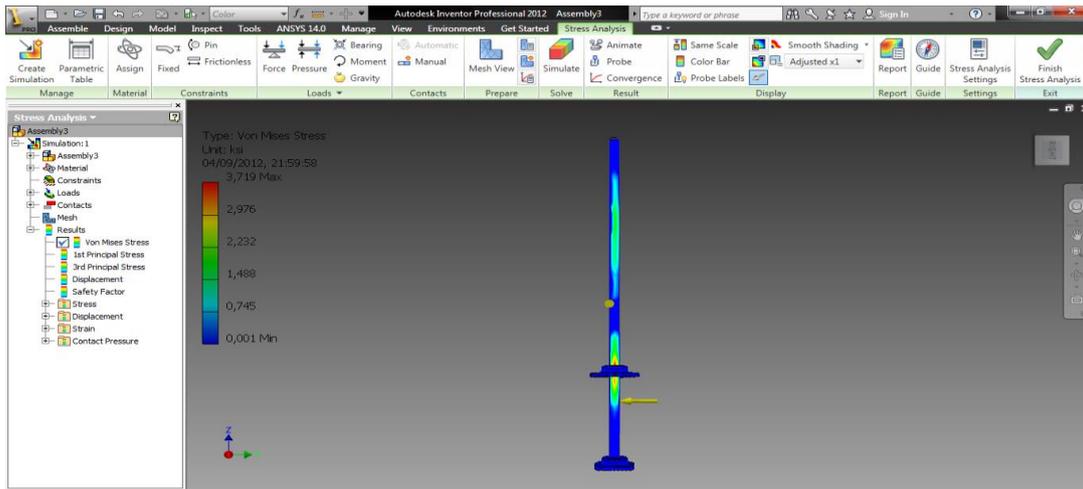


Fig 4. 60 Simulación en Inventor 2012 del eje porta paletas.

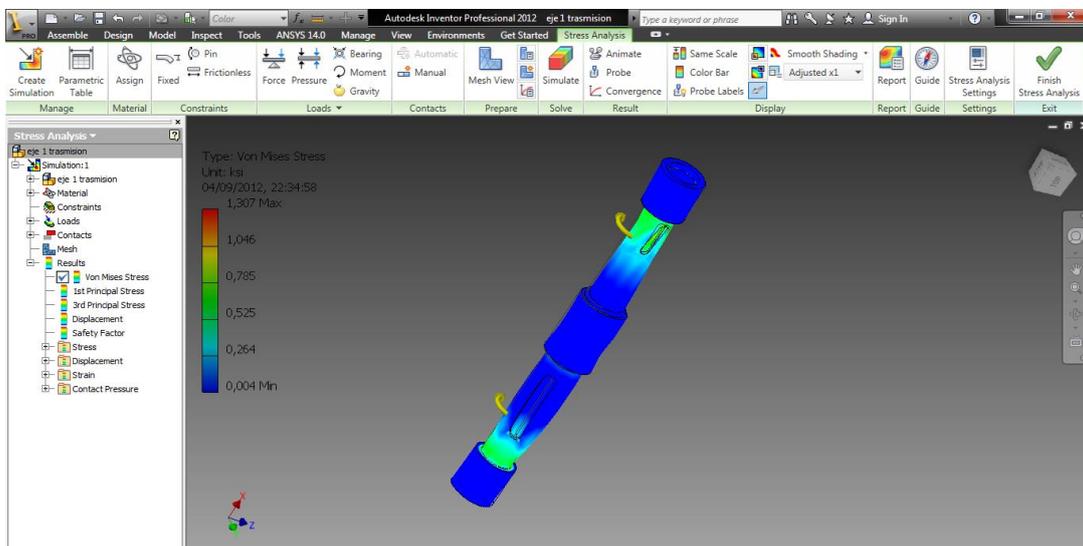


Fig 4. 61 Simulación del eje 1 en Inventor 2012 (Von Mises Stress).

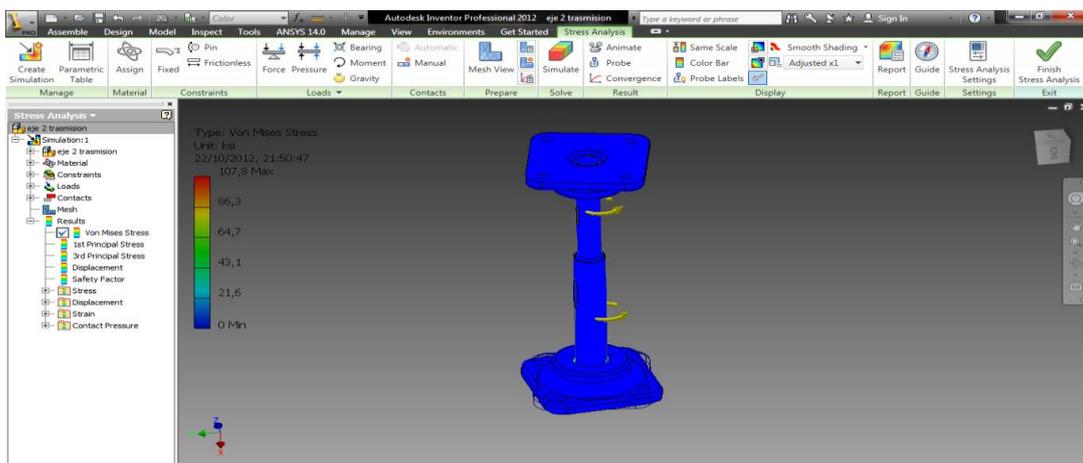


Fig 4. 62 Simulación del eje 2 en Inventor 2012 (Von Mises Stress)

CAPITULO V

Automatización del equipo de molienda y mezclado

5.1. Introducción

La automatización es un sistema donde se transfieren tareas de producción, realizadas habitualmente por operadores humanos a un conjunto de elementos tecnológicos.



Fig 5. 1 Diagrama de circuito básico

Un sistema automatizado consta de dos partes principales:

- Parte de Mando
- Parte Operativa

La Parte Operativa es la parte que actúa directamente sobre la máquina. Son los elementos que hacen que la máquina se mueva y realice la operación deseada. Los elementos que forman la parte operativa son los accionadores de las máquinas como motores, cilindros, compresores y los captadores como fotodiodos, finales de carrera.



Fig 5. 2 Motores eléctricos y compresores

La Parte de Mando suele ser un autómata programable (tecnología programada), aunque hasta hace bien poco se utilizaban relés electromagnéticos, tarjetas electrónicas o módulos lógicos neumáticos (tecnología cableada). En un sistema de fabricación automatizado el autómata programable está en el centro del sistema. Este debe ser capaz de comunicarse con todos los constituyentes de sistema automatizado.



Fig 5. 3 PLC Siemens para automatización

5.2. Identificación de componentes controlables

| Ítem | Componente | Cantidad |
|------|--------------------|----------|
| 1 | Motores | 2 |
| 2 | Molino | 1 |
| 3 | Mezclador | 1 |
| 4 | Sistema en general | 1 |

Tabla 5. 1 Componentes automatizables

El Molino y Mezclador, como se muestra en la tabla consta de 2 motores, los cuales por consideraciones de diseño necesitan ser activados de acuerdo a los requerimientos de uso y evitando la necesidad de exceso de operarios ahorrando como consecuencia dinero para el usuario.

5.3. Detalle de componentes para el control

Dentro del diseño para la transición de energía a los distintos elementos hemos optado tanto por facilidad de puesta en marcha como por costos, un control compuesto por contactores y pulsadores, todos consecuencia lógica, así aseguramos un acceso fácil al usuario para la activación de la máquina y un montaje rápido así como un mantenimiento sencillo del mismo.

5.3.1. Contactores

Un contactor es un componente electromecánico que tiene por objetivo establecer o interrumpir el paso de corriente, ya sea en el circuito de potencia o en el circuito de mando, tan pronto se de tensión a la bobina (en el caso de ser contactores instantáneos). Un contactor es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de un receptor o instalación, con la posibilidad de ser accionado a distancia, que tiene dos posiciones de funcionamiento: una estable o de reposo, cuando no recibe acción alguna por parte del circuito de mando, y otra inestable, cuando actúa dicha acción.



Fig 5. 4 Contactor

5.3.2. Pulsadores

Un botón o pulsador es un dispositivo utilizado para activar alguna función. Los botones son de diversa forma y tamaño y se encuentran en todo tipo de dispositivos, aunque principalmente en aparatos eléctricos o

electrónicos. Los botones son por lo general activados al ser pulsados, normalmente con un dedo. La corriente pasa mientras es accionada. Cuando ya no se actúa sobre él vuelve a su posición de reposo.



Fig 5. 5 Pulsador

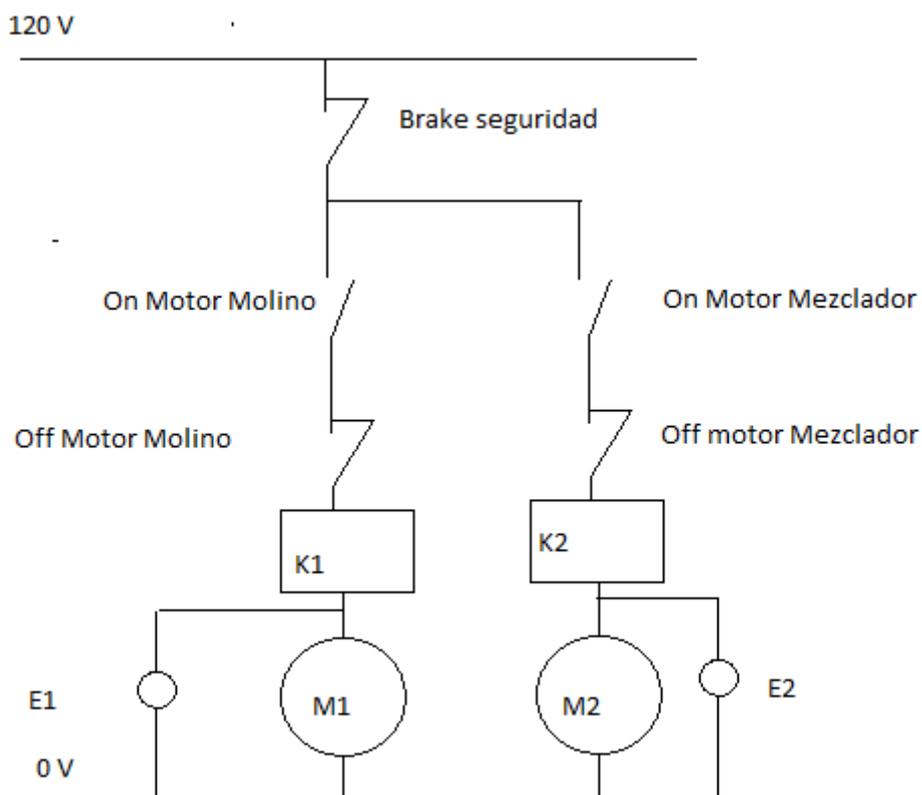
5.3.3. Cables de control

Los cables de control se usan para llevar señales entre aparatos en interface directa con el sistema eléctrico de fuerza, tal como transformadores de corriente, transformadores de potencial, relés e interruptores y equipos de medición.



Fig 5. 6 Pulsador

5.4. Diagrama de control



5.4.1. Detalle del diagrama.

Dado que los motores son activados a 120 V y de acuerdo a la explicación antes mencionada, es fácil notar que nuestro equipo consta de la activación de los motores mediante pulsadores on/off y que para seguridad de usuario se a instalado un break de seguridad.

CAPITULO VI

ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO GLOBAL

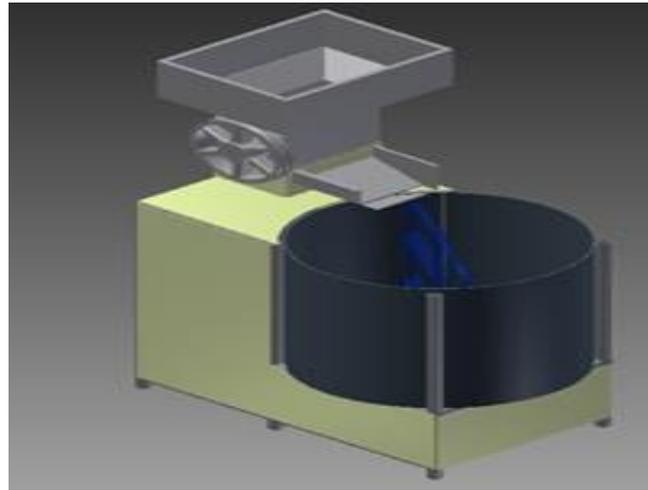


Fig 6. 1 Diagrama de la maquina armada.

6.1. Determinación de parámetros de carga reales

Para determinar las cargas reales, tal y como se realizó en el desarrollo tanto del molino y mezclador, estas cargas globales serán:

- ✓ Cargas en los rodillos:

Estas cargas dependen del material a moler, que en nuestro caso son los compuestos destinados a la producción de fertilizantes, y de su capacidad para resistir cargas de compresión y de corte.

Después de hacer estudios con estos compuestos, se determino que:

Esfuerzo de compresión máxima del grano fertilizante

$$\sigma := 10.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo de corte máxima del grano fertilizante

$$\sigma := 1.2 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Por lo que se tendrá:

$$q_c := \sigma \cdot l_c \quad q_c = 68.587 \quad \frac{N}{\text{mm}}$$

$$q_r := \sigma \cdot l_c \quad q_r = 8.035 \quad \frac{N}{\text{mm}}$$

Capacidad triturada en los rodillos:

Partiendo del análisis y consideraciones de diseño se tiene que el valor teórico de trituración será:

$$l := 2010 \text{ plg} \quad \text{Longitud de los rodillos en plg.}$$

$$l = 200$$

$$N := 25 \quad \text{rpm}$$

Ec.6.1

$$Q := \frac{60 \pi \cdot N \cdot D_r \cdot D_f \cdot l}{(1000)^3} \quad Q = 0.02 \quad \frac{\text{m}^3}{\text{Hora}}$$

Se molera aproximadamente 20 ltr/hora de producto como valor máximo, aun que en la práctica el valor real esta entre el 0.1 y 0.7 de el valor teórico.

Por lo que después de poner en marcha al equipo de molienda se puede determinar que el calor real de molienda es de 0.62 del valor teórico, teniendo entonces:

$$Q = 12.4 \text{ Ltr/hora}$$

✓ Cargas reales en el mezclador:

Esta Carga global es la del peso del producto, por lo que por hora se tiene un peso debido al producto molido que será:

$$Q := 0.0: \frac{\text{m}^3}{\text{hora}} \quad \frac{\text{ml}}{\text{h}} \quad \text{Ec.6.2}$$

$$Q_{\text{real}} := Q \cdot 0.621000^2 = 1.24 \times 10^4 \text{ h}$$

Se tiene varias densidades, por lo que para el análisis más aproximado y determinación real de la caga en el mezclador, se tendrá un promedio de las densidades más relevantes.

$$d_{\text{amonio}} := 1.7\% \frac{\text{gr}}{\text{ml}}$$

$$d_{\text{urea}} := 1.3\% \frac{\text{gr}}{\text{ml}}$$

$$d_{\text{SulfMagnesio}} := 2.6\% \frac{\text{gr}}{\text{ml}}$$

$$d_{\text{promedio}} := \frac{d_{\text{amonio}} + d_{\text{urea}} + d_{\text{SulfMagnesio}}}{3} = 1.907 \frac{\text{gr}}{\text{ml}} \quad \text{Ec.6.3}$$

$$\text{CargaReal} := \text{masa} \cdot 9.81 = 231.935 \frac{\text{N}}{\text{hora}} \quad \text{Ec.6.4}$$

Esta es la carga que se tendrá en una hora, pero debido a que el molino se arrancará una vez alcance un volumen determinado será:

$$\text{masa} := \frac{Q_{\text{real}} \cdot d_{\text{promedio}}}{1000} = 23.643 \text{ Kg}$$

$$V_{\text{real}} := 270 \cdot 1000 = 2.7 \times 10^5 \text{ ml}$$

Tiempo en horas para llenar el tanque:

$$T := \frac{V_{\text{real}}}{Q_{\text{real}}} = 21.774 \text{ Horas} \quad T_{\text{real}} := 12 \text{ Horas} \quad \text{Ec.6.5}$$

Determinado esto, se puede concluir que el mezclador arrancará después de una jornada de trabajo, que será después de 12 horas diarias

Carga real diaria.

$$\text{CargaRealDiaria} := \frac{\text{Treal} \cdot \text{CargaReal}}{1000} = 2.783 \text{ KN}$$

Ec.6.6

5.2. Determinación de velocidad de procesamiento real

Después de determinar las Cargas Globales reales y el tiempo de trabajo tanto del molino y el mezclador, se tiene que la velocidad de procesamiento será el tiempo que tarda el molino en procesar el producto y el tiempo de mezclado del producto ya procesado que será aproximadamente de 2 horas, por lo que el tiempo de producción será de 14 horas.

5.3. Análisis de rentabilidad

El análisis de la rentabilidad, se la elaborara a 10 años, por lo que se determina:

| COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS | | | | | | |
|-------------------------------|-------------|------------------------------------|--------|----------|--------------|---------------|
| GASTOS GENERALES DEL PROYECTO | | | | | | |
| Orden | Artículo | Descripción | Unidad | Cantidad | Precio | Total |
| 1 | PAI42B48150 | Plancha AC INOX 4x8 430-2B 1.5mm | U | 1 | 115,3 | 115,3 |
| 2 | EF18200 | E AC FRIO 2 plg | Kg | 95,46 | 2,01 | 191,87 |
| 3 | EF18100 | E AC FRIO 1 plg | Kg | 23,86 | 2,01 | 47,96 |
| 4 | PLC480020 | Plancha 4x8 2mm | u | 2 | 47,85 | 95,7 |
| 5 | ELLC374690 | Motor eléctrico Trifásico 3700 rpm | u | 1 | 300 | 300 |
| 6 | EICGF3562 | Motor eléctrico Trifásico 1500 rpm | u | 1 | 75 | 75 |
| 7 | ECJU72010 | Tubos Cuadrado 20x20 6m | u | 5 | 5,75 | 28,75 |
| 9 | SS000238 | Bandas de transmisión | u | 8 | 9,45 | 75,6 |
| 10 | | Otros materiales | | | 60 | 60 |
| 11 | | Caja reductora de Velocidad | u | 1 | 70 | 70 |
| | | | | | TOTAL | 1060,2 |

| COSTOS DE MANUFACTURA | | | |
|-----------------------|--------------|------------------------------|------------|
| Orden | Especialidad | Descripción | Costo \$ |
| 1 | Maquinado | Elaboración de Rodillos | 400 |
| 2 | Soldadura | Elaboración de juntas | 100 |
| 3 | Doblado | Barolado de Material | 75 |
| 4 | Maquinado | Elaboración de Ejes | 100 |
| 5 | Oxicortado | Proceso de corte de planchas | 50 |
| 6 | Pintura | Pintura electroestática | 90 |
| Total | | | 815 |

| | |
|--|--------|
| Costo de la inversión \$ | 1875,2 |
| Valor de depreciación de la máquina anual | 187,52 |
| Costo de Materia Prima \$ / mensual | 2000 |
| Tasa de crecimiento anual de Materia Prima | 5% |

| Depreciación de la Máquina | | | | | | | | | | |
|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Valor Activo a depreciar anual (\$) | 1875,2 | 1706,4 | 1537,6 | 1368,9 | 1200,1 | 1031,3 | 862,58 | 693,82 | 525,05 | 356,28 |
| Años de Vida Útil | 10 | 10 | 11 | 11 | 12 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 |
| Cuota de Depreciación % | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 |
| Valor residual % | 10% | 10% | 10% | 10% | 10% | 10% | 10% | 10% | 10% | 10% |
| Cuota de Depreciación (\$) | 168,77 | 168,77 | 168,77 | 168,77 | 168,77 | 168,77 | 168,77 | 168,77 | 168,77 | 168,77 |

| Tasa de Crecimiento de Costo Variable | | | | | | | | | | |
|---------------------------------------|------|------|------|--------|------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Costo Materia prima e Insumo | 2000 | 2100 | 2205 | 2315,3 | 2431 | 2552,6 | 2680,2 | 2814,2 | 2954,9 | 3102,7 |
| Tasa de crecimiento Anual | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% |
| Número de años | 10 | | | | | | | | | |

| Costos totales | | | | | | | | | | |
|-----------------------|--------|--------|--------|------|--------|--------|------|------|--------|--------|
| Costo total Anual(\$) | 4043,9 | 2268,8 | 2373,8 | 2484 | 2599,8 | 2721,3 | 2849 | 2983 | 3123,7 | 3271,4 |

| Tasa de Crecimiento de los Ingresos | | | | | | | | | | |
|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Ingreso Anual de venta de Fertilizante | 146880 | 154224 | 161935 | 170032 | 178534 | 187460 | 196833 | 206675 | 217009 | 227859 |
| Tasa de crecimiento de los Ingresos | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% | 5% |
| Número de años | 10 | | | | | | | | | |

| | | | | | | | | | | |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Costo beneficio en \$ | 142836 | 151955 | 159561 | 167548 | 175934 | 184739 | 193984 | 203692 | 213885 | 224588 |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|

Con esto se deduce que estamos elevando la producción en un 100% y que el costo beneficio de la implementación de la máquina es creciente y muy óptimo.

5.4. Sistema terminado y análisis global en Inventor 2012

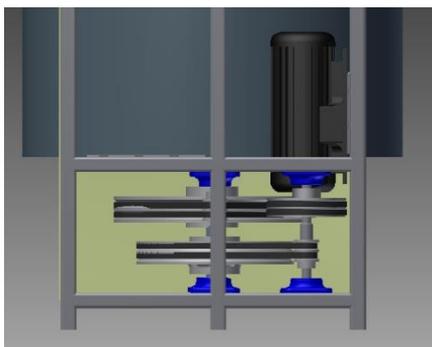


Fig 6. 2 Vista lateral de la máquina en Inventor 2012.

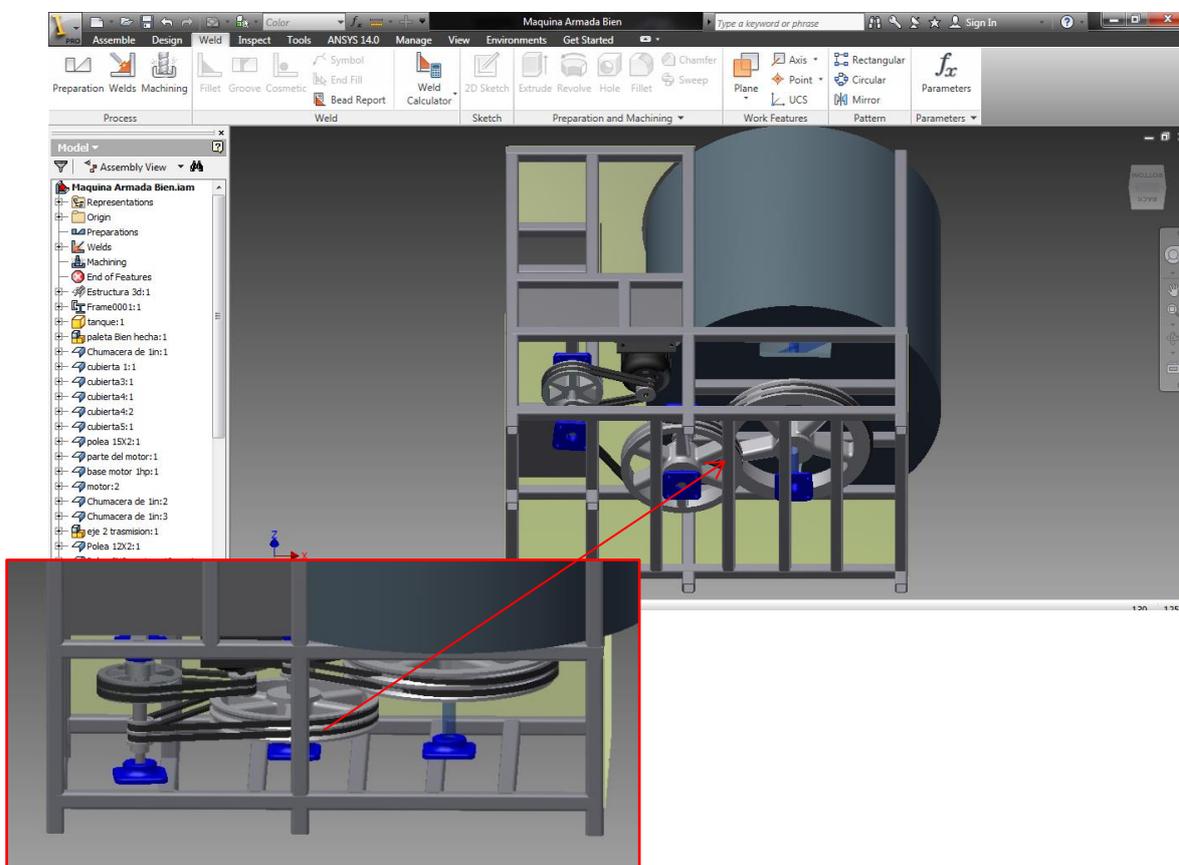


Fig 6. 3 Vista inferior de la máquina en Inventor 2012.

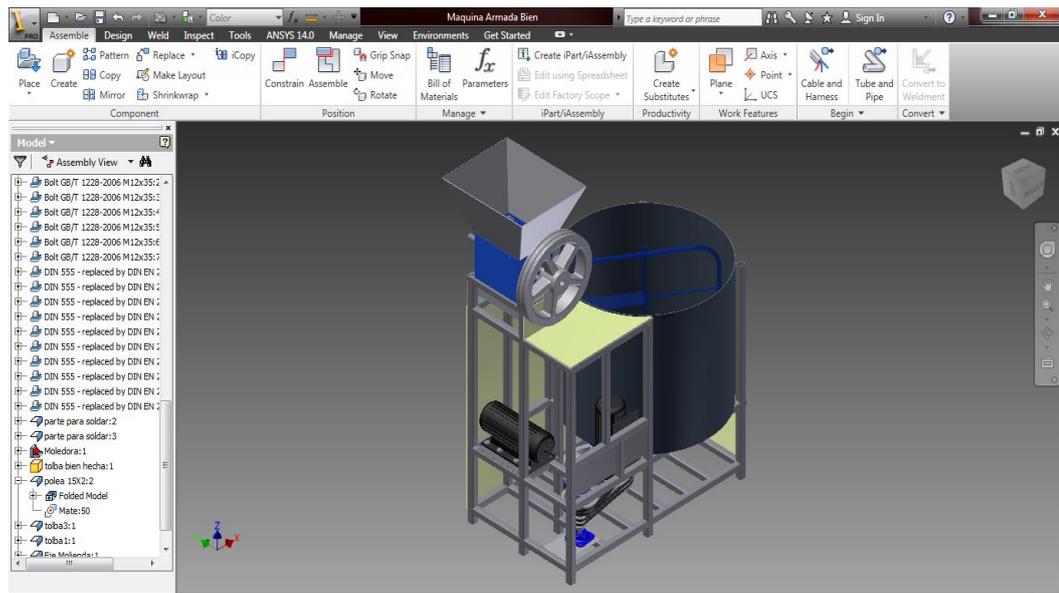


Fig 6. 4 Vista isométrica de la máquina de moler y mezclado de fertilizantes.

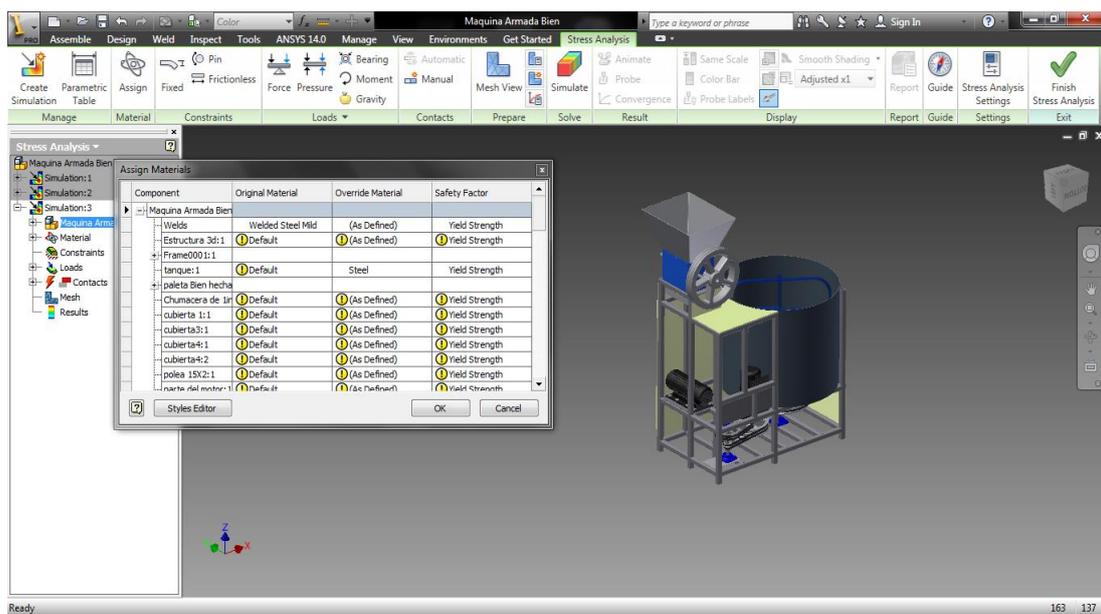


Fig 6. 5 Colocación de materiales en cada parte de la máquina en Inventor 2012.

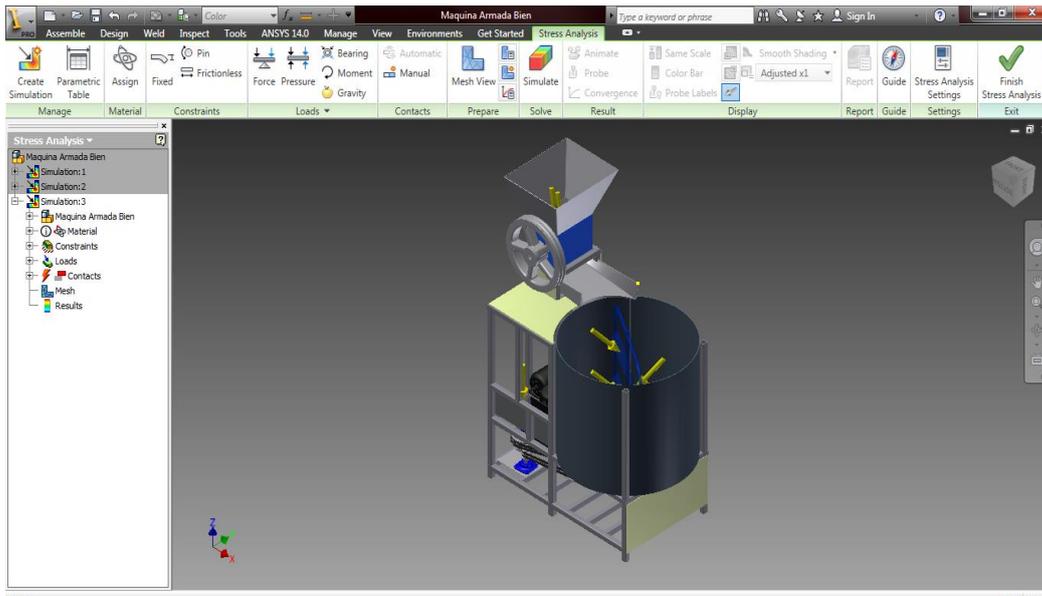


Fig 6. 6 Colocación de cargas y momentos en la máquina en Inventor 2012.

Sistema global simulado en inventor 2012

Stress Analysis Report



| | |
|----------------------------|-----------------------------|
| Analyzed File: | Maquina Armada Bien.iam |
| Autodesk Inventor Version: | 2012 (Build 160160000, 160) |
| Creation Date: | 21/10/2012, 17:26 |
| Simulation Author: | Gabriel |
| Summary: | |

☐ Status

| | |
|---------------|----------------|
| Design Status | WorkInProgress |
|---------------|----------------|

☐ Physical

| | |
|-------------------|--|
| Mass | 177,172 lbmass |
| Area | 12518,4 in^2 |
| Volume | 813,049 in^3 |
| Center of Gravity | x=7,80771 in y=0,35557 in z=16,1277 in |

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

▣ **Simulation:3**

General objective and settings:

| | |
|---|-------------------|
| Design Objective | Single Point |
| Simulation Type | Static Analysis |
| Last Modification Date | 21/10/2012, 17:21 |
| Detect and Eliminate Rigid Body Modes | Yes |
| Separate Stresses Across Contact Surfaces | Yes |
| Motion Loads Analysis | No |

Advanced settings:

| | |
|--|--------|
| Avg. Element Size (fraction of model diameter) | 0,1 |
| Min. Element Size (fraction of avg. size) | 0,2 |
| Grading Factor | 1,5 |
| Max. Turn Angle | 60 deg |
| Create Curved Mesh Elements | No |
| Use part based measure for Assembly mesh | Yes |

▣ **Material(s)**

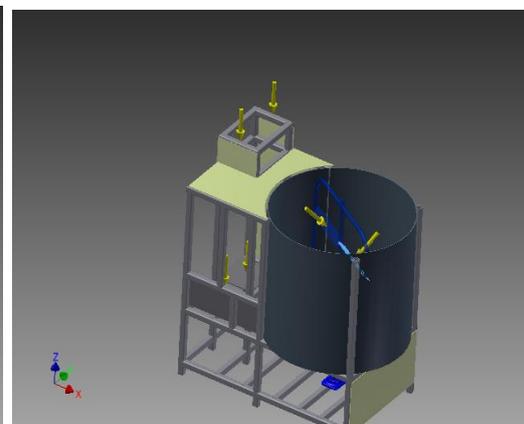
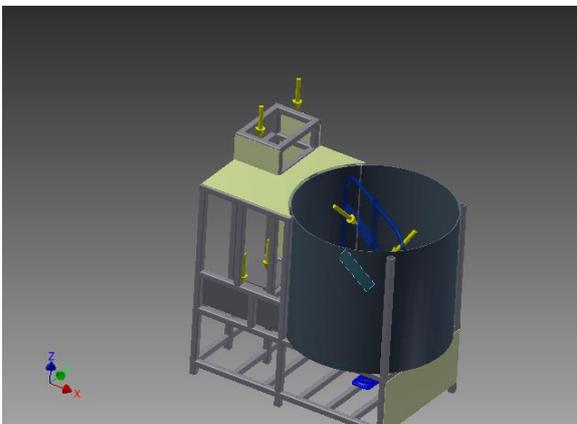
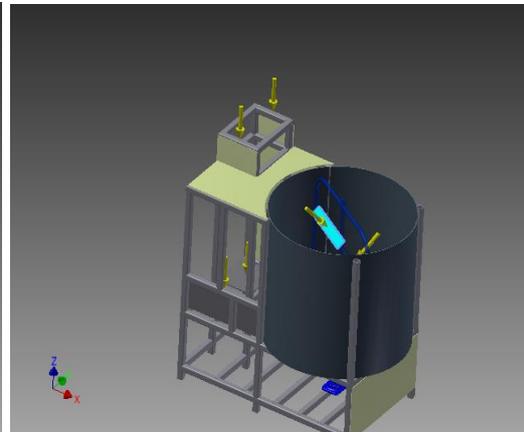
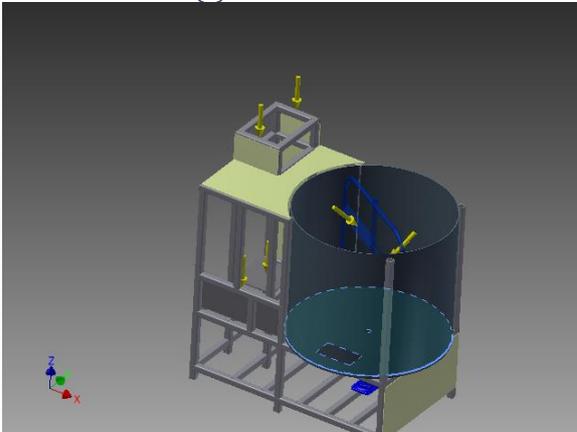
| | | |
|----------------|---|--------------------------------|
| Name | Steel, Mild | |
| General | Mass Density | 0,28396 lbmass/in ³ |
| | Yield Strength | 30043,5 psi |
| | Ultimate Tensile Strength | 50072,6 psi |
| Stress | Young's Modulus | 31930,3 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0,275 ul |
| | Shear Modulus | 0 ksi |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0,0000216 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 104,879 btu/(ft hr f) |
| | Specific Heat | 0,35613 btu/(lbmass f) |
| | Maquina Armada Bien ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000001 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000002 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000003 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000004 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000005 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000006 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000007 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000008 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000009 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000010 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000011 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000012 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000013 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000014 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000015 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000016 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000017 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000018 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000019 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000020 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000021 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000022 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000023 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000024 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000025 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000026 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000027 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000028 | |

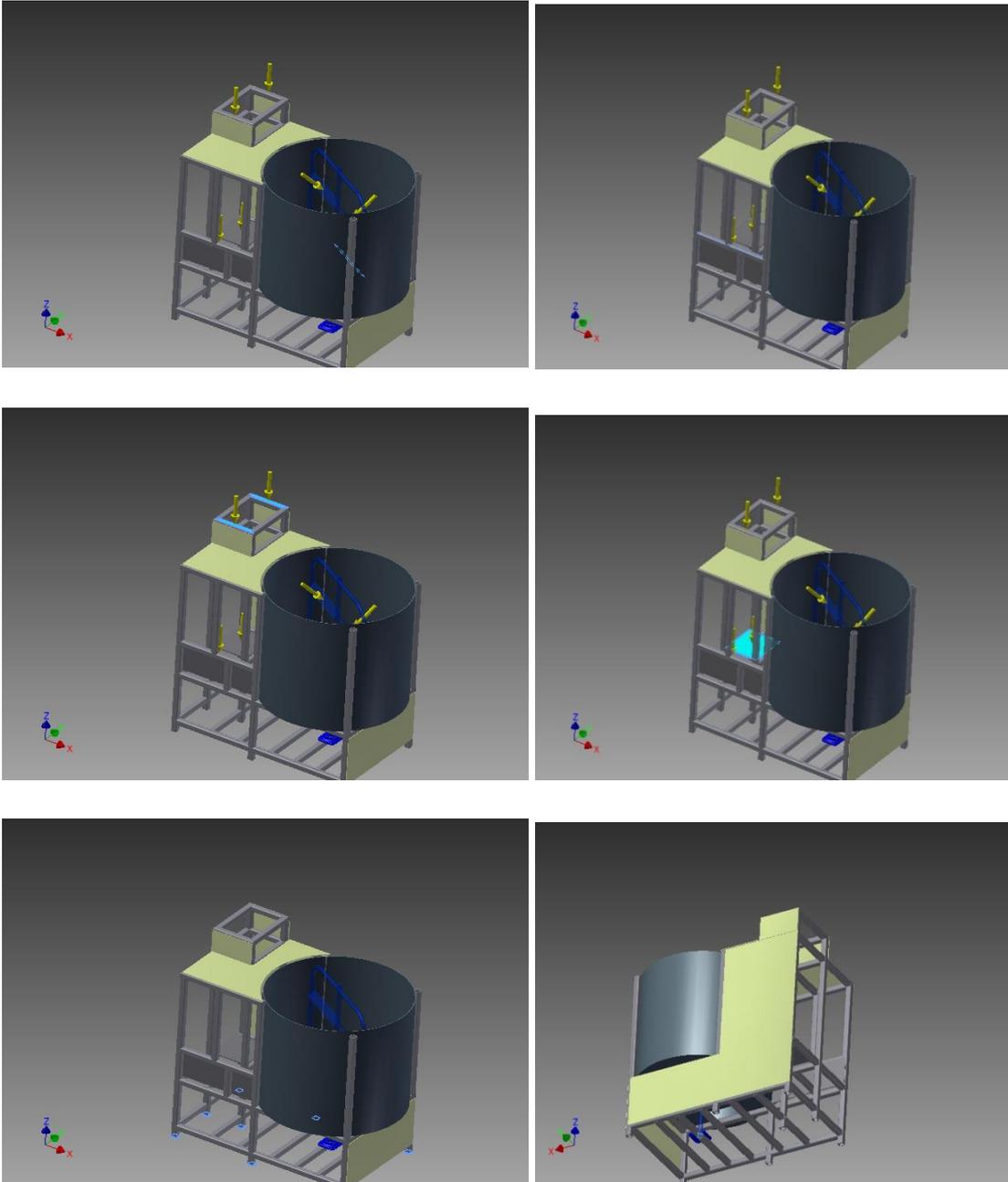
| | |
|--------------|---|
| Part Name(s) | ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000040 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000041 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000042 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000043 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000044 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000045 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000046 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000047 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000048 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000049 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000050 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000051 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000052 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000053 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000054 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000055 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000056 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000057 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000058 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000059 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000060 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000061 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000062 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000063 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000064 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000065 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000066 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000067 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000068 ANSI 1-1_4x1-1_4x1_8 00000069 ANSI 1_2 00000001 ANSI 1_2 00000002 ANSI 1_2 00000003 ANSI 1_2 00000004 ANSI 1_2 00000005 ANSI 1_2 00000006 ANSI 1_2 00000007 ANSI 1_2 00000008 ANSI 1_2 00000009 ANSI 1_2 00000010 ANSI 1 00000011 ANSI 2x3_16 00000018 ANSI 2x3_16 00000019 ANSI 2x3_16 00000016 ANSI 2x3_16 00000017 |
|--------------|---|

| | | |
|----------------|--|----------------------------------|
| Name | Steel | |
| General | Mass Density | 0,283599 lbmass/in ³ |
| | Yield Strength | 30043,5 psi |
| | Ultimate Tensile Strength | 50072,6 psi |
| Stress | Young's Modulus | 30479 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0,3 ul |
| | Shear Modulus | 11722,7 ksi |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0,0000216 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 104,879 btu/(ft hr f) |
| | Specific Heat | 0,35613 btu/(lbmass f) |
| Part Name(s) | Estructura 3d tanque Porta paletas Chumacera de 1in cubierta 1 cubierta3 cubierta4 parte del motor base motor 1hp cubierta2 | |
| Name | Default | |
| General | Mass Density | 0,0361273 lbmass/in ³ |
| | Yield Strength | 0 psi |
| | Ultimate Tensile Strength | 0 psi |
| Stress | Young's Modulus | 0 ksi |
| | Poisson's Ratio | 0 ul |
| | Shear Modulus | 0 ksi |
| Stress Thermal | Expansion Coefficient | 0 ul/f |
| | Thermal Conductivity | 0 btu/(ft hr f) |
| | Specific Heat | 0 btu/(lbmass f) |
| Part Name(s) | Skeleton0001 Skeleton0002 | |

Operating conditions

Selected Face(s)





☐ **Results**

☐ **Reaction Force and Moment on Constraints**

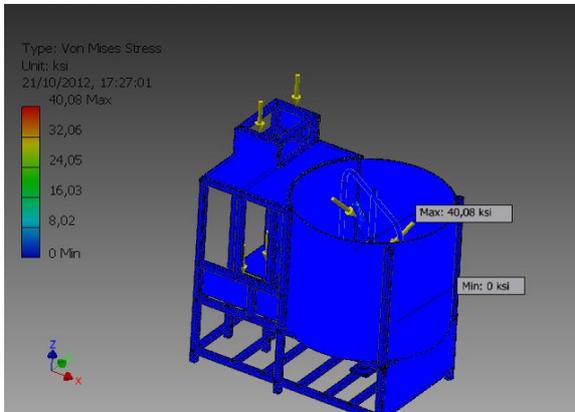
| Constraint Name | Reaction Force | | Reaction Moment | |
|--------------------|----------------|-------------------|-----------------|-------------------|
| | Magnitude | Component (X,Y,Z) | Magnitude | Component (X,Y,Z) |
| Fixed Constraint:1 | 1669,12 lbf | 2,5067 lbf | 399,875 lbf ft | 335,476 lbf ft |
| | | 4,86889 lbf | | -217,563 lbf ft |
| | | 1669,11 lbf | | 4,72355 lbf ft |
| Pin Constraint:2 | 961,289 lbf | -730,89 lbf | 31,2937 lbf ft | 11,2007 lbf ft |
| | | -559,697 lbf | | -22,026 lbf ft |
| | | 276,793 lbf | | 19,2016 lbf ft |

☐ **Result Summary**

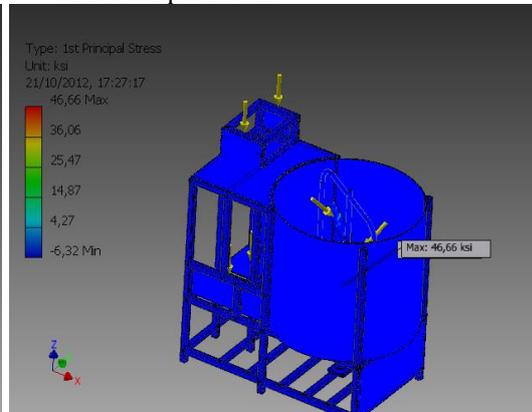
| Name | Minimum | Maximum |
|----------------------|-------------------------|-------------------|
| Volume | 1521,02 in ³ | |
| Mass | 431,575 lbmass | |
| Von Mises Stress | 0 ksi | 40,0532 ksi |
| 1st Principal Stress | -6,31741 ksi | 46,6285 ksi |
| 3rd Principal Stress | -46,7046 ksi | 7,92406 ksi |
| Displacement | 0 in | 397,197 in |
| Safety Factor | 0,749573 ul | 15 ul |
| Stress XX | -27,2601 ksi | 15,8785 ksi |
| Stress XY | -11,3202 ksi | 13,2599 ksi |
| Stress XZ | -15,8723 ksi | 14,9738 ksi |
| Stress YY | -23,1734 ksi | 25,1629 ksi |
| Stress YZ | -14,0699 ksi | 14,5313 ksi |
| Stress ZZ | -33,7643 ksi | 40,941 ksi |
| X Displacement | -193,236 in | 184,992 in |
| Y Displacement | -291,45 in | 268,481 in |
| Z Displacement | -228,723 in | 0,000000178714 in |
| Equivalent Strain | 0 ul | 0,0010814 ul |
| 1st Principal Strain | -0,000026355 ul | 0,00120116 ul |
| 3rd Principal Strain | -0,00127471 ul | 0,00000346065 ul |
| Strain XX | -0,000590597 ul | 0,00054932 ul |
| Strain XY | -0,000452337 ul | 0,000529842 ul |
| Strain XZ | -0,000634229 ul | 0,000598326 ul |
| Strain YY | -0,000789323 ul | 0,000803491 ul |
| Strain YZ | -0,000562207 ul | 0,000580645 ul |
| Strain ZZ | -0,000853916 ul | 0,000973899 ul |
| Contact Pressure | 0 ksi | 97,2486 ksi |
| Contact Pressure X | -57,527 ksi | 49,92 ksi |
| Contact Pressure Y | -42,6027 ksi | 42,7823 ksi |
| Contact Pressure Z | -82,1347 ksi | 70,2872 ksi |

Figures

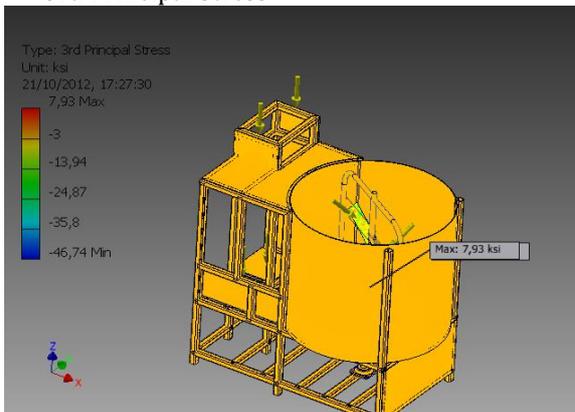
Von Mises Stress



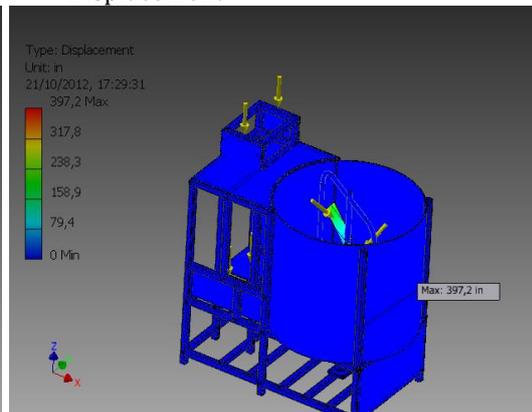
1st Principal Stress



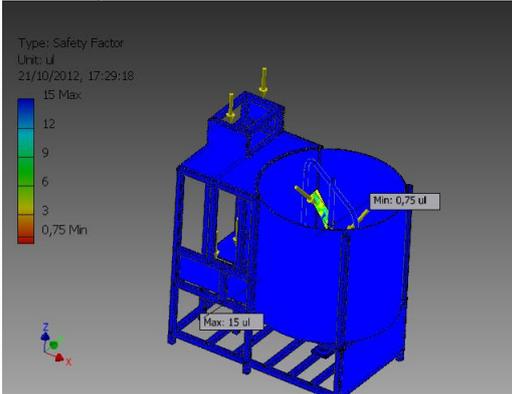
3rd Principal Stress



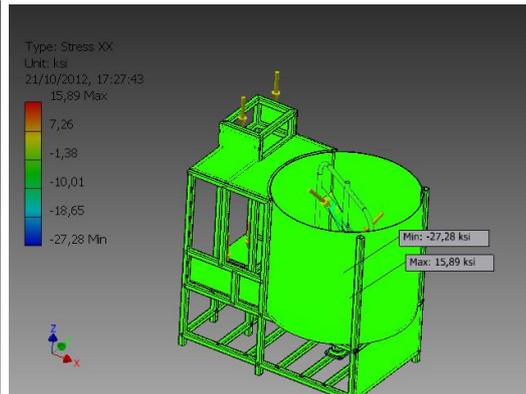
Displacement



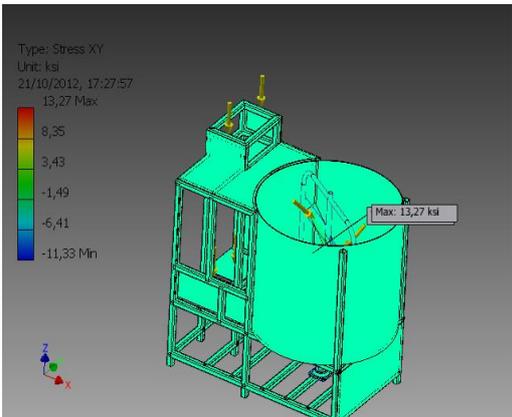
Safety Factor



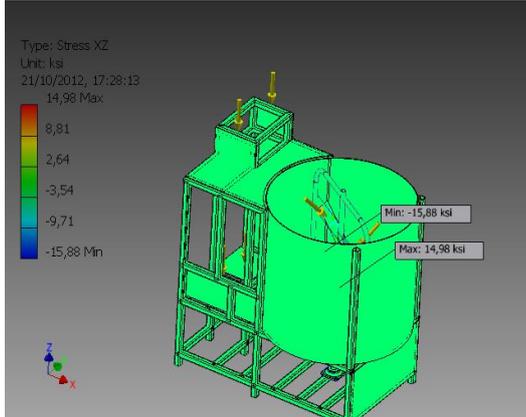
Stress XX



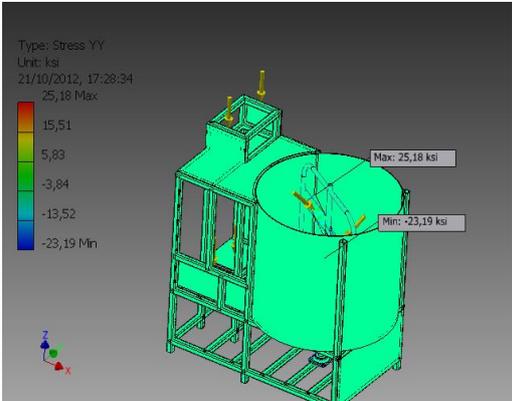
Stress XY



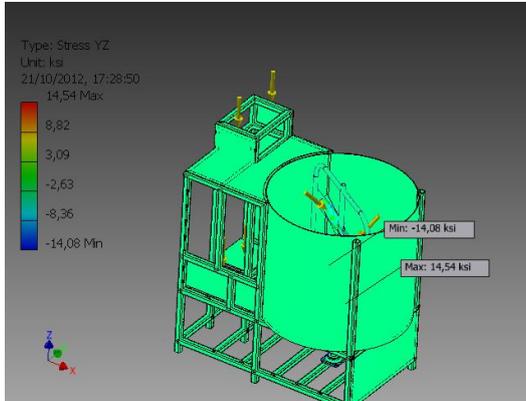
Stress XZ



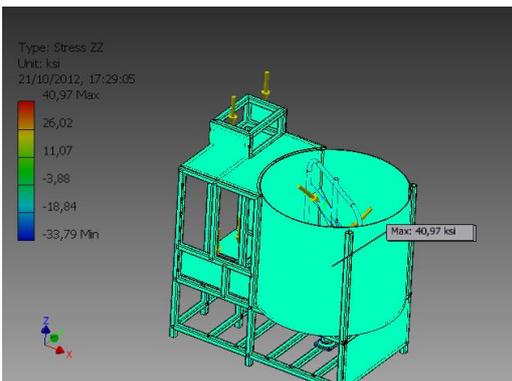
Stress YY



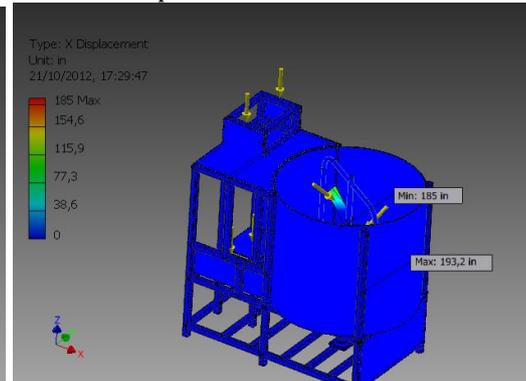
Stress YZ



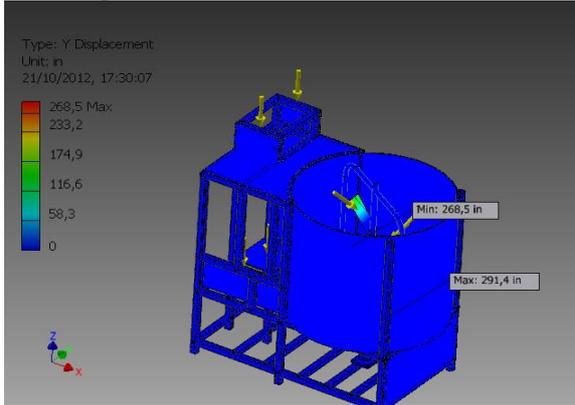
Stress ZZ



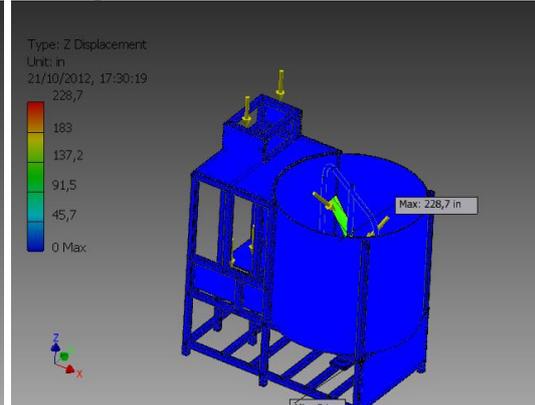
X Displacement



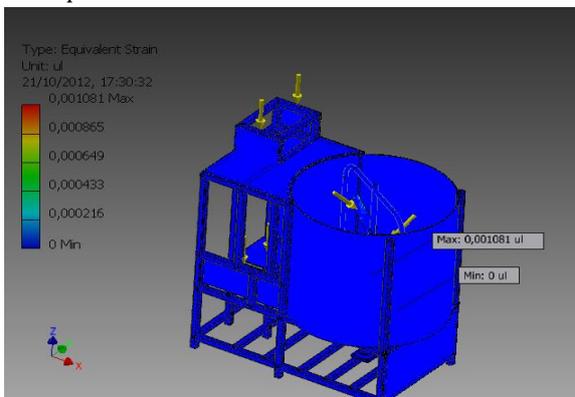
Y Displacement



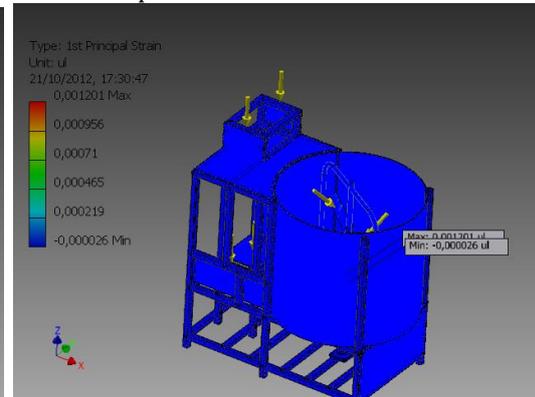
Z Displacement



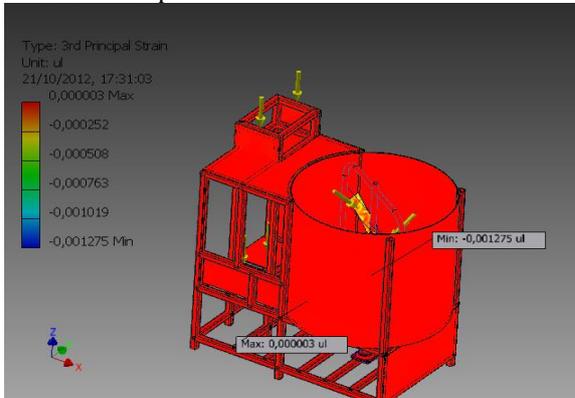
Equivalent Strain



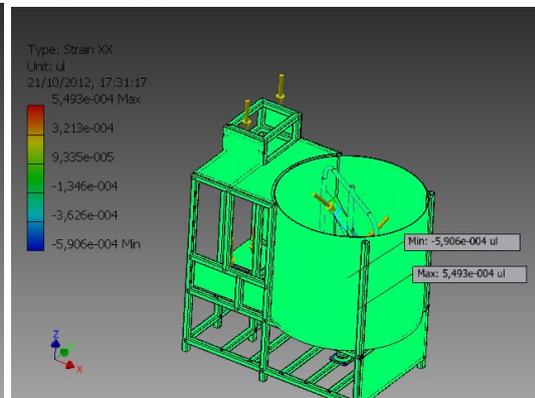
1st Principal Strain



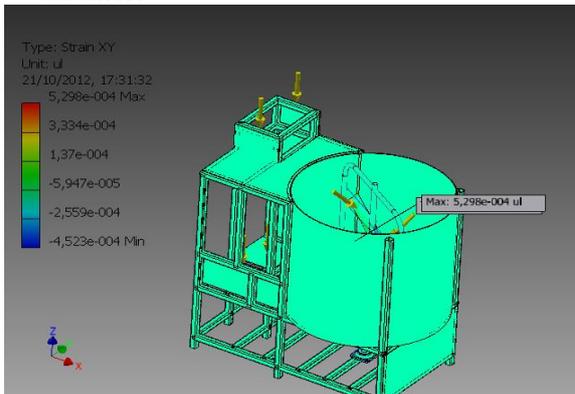
3rd Principal



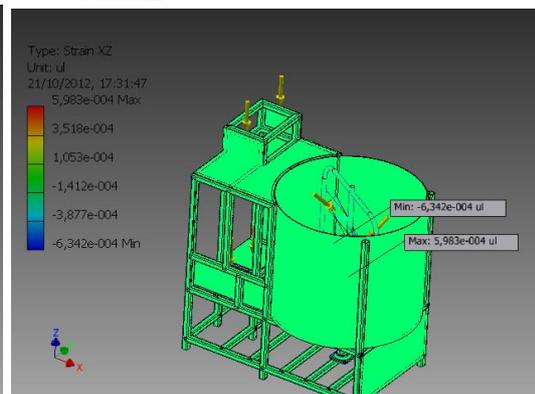
Strain Strain XX



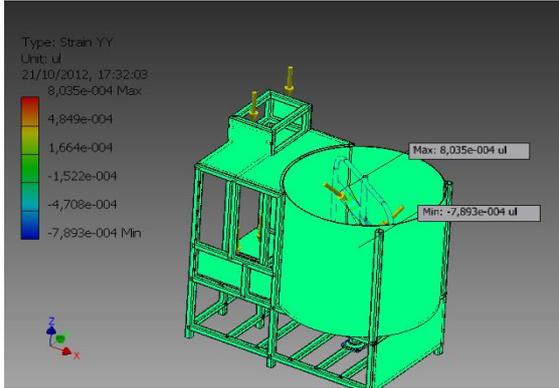
Strain XY



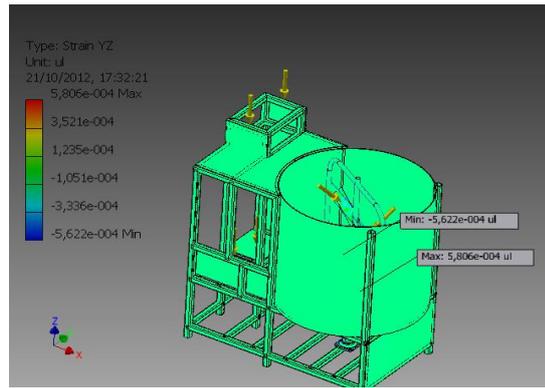
Strain XZ



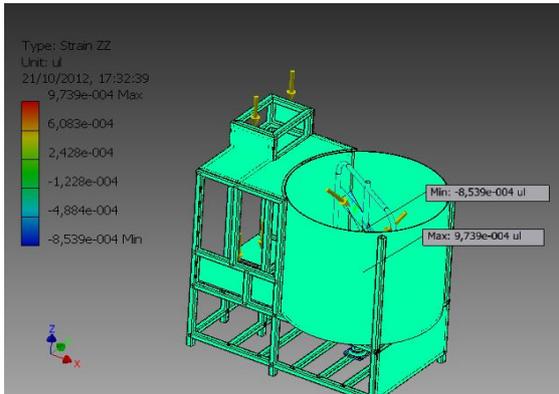
Strain YY



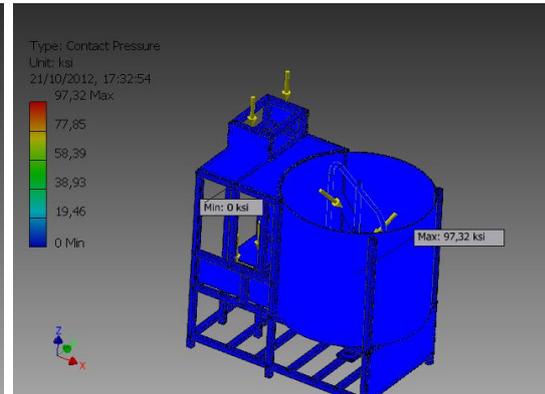
Strain YZ



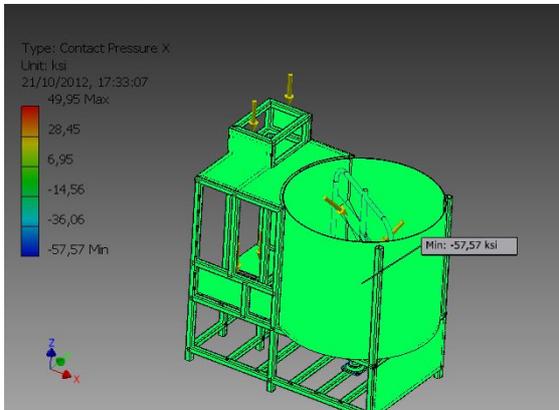
Strain ZZ



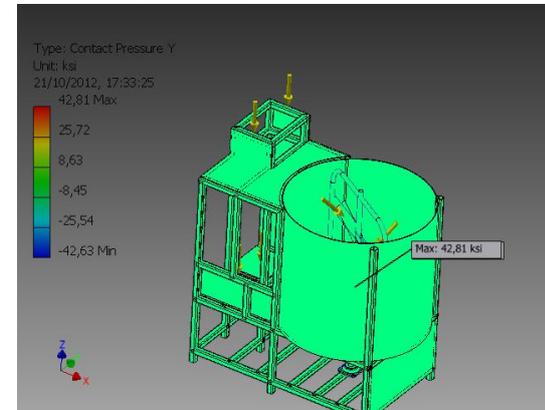
Contact Pressure



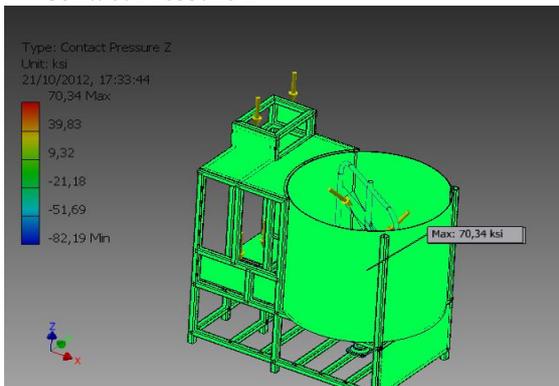
Contact Pressure X



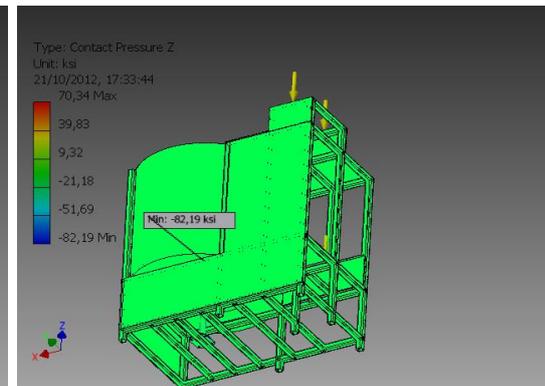
Contact Pressure Y



Contact Pressure Z



Contact Pressure Z



Bibliografía

- (s.f.). Obtenido de www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema05.pdf/
- (s.f.). Obtenido de www.optibelt.com/cuadropoleas&correas/645367#ch&.
- (s.f.). Obtenido de <http://lamolienda.comunidadviable.cl/content/view/965567/La-Molienda.html>
- (s.f.). Obtenido de http://www.ecomuseoitinerante.com/exposiciones/templates_crono/expo_cronologica.php?expo=59&tema=63&camino=CAMINOS%20DEL%20GOFIO
- (1999). Normas Técnicas Complementarias para la Construcción y Diseño Mecánico/Tanques. Cataluña-España.
- ASD. (s.f.). Aisc Manual of Steel Construction.
- BOHMAN, I. (s.f.). Catálogo de Aceros. En I. BOHMAN, *IVAN BOHMAN*.
- BUDYNAS, R. G. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. En R. G. BUDYNAS, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Octava Edición ed.). Mexico, D.F: McGraw-Hill Interamericana Editores, S.A.
- FREDERICK, S. (1992). Manual de Ingeniero Civil. En S. FREDERICK, *Manual de Ingeniero Civil* (Cuarta Edición ed.). Mexico: McGraw-Hill.
- IPAC. (s.f.). Catálogo de Selecciones de Perfiles de Poleas.
- JUVINALL, R. (1991). Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. En R. JUVINALL, *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica*. Mexico, D,F.: Limusa.
- JUVINALL, r. (1991). Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. En r. JUVINALL, *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica* (Primera Edición ed.). Mexico, D.F: Limusa. S.A.
- LARBURU, N. (1991). Máquinas Prontuario. En N. LARBURU, *Máquinas Prontuario* (Treceava Edición ed.). Madrid: Editorial Thomson.
- MEGYESY, E. F. (2001). Build Better Vessels Faster And More Economically. En E. F. MEGYESY, *Build Better Vessels Faster And More Economically* (Quinceava Edición ed.). Oklahoma: Cooyright.
- Optibelt. (s.f.). Power Transmition.
- SKF. (s.f.). Catálogo de Rodamientos. En SKF, *Catálogo de Rodmientos*.