

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la

Producción

"Diseño de la Suspensión para Eje Delantero del Tractor Agrícola YTO-X704,
Utilizado en Sembríos de la Región Interandina."

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Alex Francisco Castro Anchundia

William Wladimir Pazmiño Salazar

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Este proyecto es producto del esfuerzo que ha puesto este grupo de trabajo, queremos agradecer en especial a nuestras madres, la señora Gloria Salazar madre de William Pazmiño y Juanita Anchundia, madre de Alex Castro las cuales nos han inculcado la perseverancia y la responsabilidad, lo que ha dado como resultado, la culminación de la carrera en ingeniería mecánica. También expresamos un agradecimiento especial a nuestro director de tesis el Msc. Efraín Terán C., el cual ha sabido brindarnos todo el apoyo y soporte técnico para la culminación del presente proyecto de graduación.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Alex Castro A.

William Pazmiño S.

Ing. Mec. Efraín Terán C., MSc.

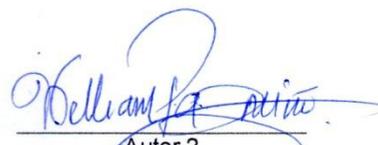
Y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Autor 1
Alex Castro A.



Director
Ing. Mec. Efraín Terán C.,
MSc.



Autor 2
William Pazmiño S.

RESUMEN

En el presente proyecto integrador se propuso la mejora de una suspensión de eje delantero, basada en el triángulo de estabilidad para un tractor agrícola para mejorar la conducción sobre superficies irregulares, las cuales provocan inestabilidad y aumenta el riesgo de vuelco lateral del tractor.

El objetivo de este proyecto fue el diseño de un sistema de suspensión que contenga un eje semirrígido, el cual provea de un grado de libertad para que la maquinaria agrícola, la cual pueda pasar por pendientes de 25° de inclinación, mejorando la tracción y previniendo el vuelco lateral.

Primero se realizó la recolecciones información, a través de manuales, fichas técnicas y planes de mantenimiento, una vez recopilada la información se procedió a armar una matriz de decisión donde utilizamos tres prototipos de tractores con suspensión pasiva, una vez elegida nuestra mejor opción, utilizamos las teorías de fallas y los cálculos de diseño mecánico para juntas empernadas, diseño del resorte y selección de elementos que soportan cargas a fatiga, posteriormente realizamos el dimensionado del tren delantero y la simulaciones de los elementos que soportaban los mayores esfuerzos, en este caso los resortes y amortiguadores por medio del programa Autodesk Inventor, además el software nos permite realizar el análisis cinemático y ver el comportamiento de nuestro futuro prototipo en condiciones reales, en base a los resultados podremos seleccionar el mejor material y resortes que satisfagan nuestra problemática y finalmente se realizaron cotizaciones en nuestro mercado industrial, para ver la disponibilidad y el costo de los materiales de nuestro proyecto.

Palabras Clave:

Resorte, superficies irregulares, tractor agrícola, teoría de falla, cargas a fatiga.

ABSTRACT

In this integration project improved front axle suspension, based on the triangle of stability for an agricultural tractor for driving on uneven surfaces was proposed, which cause instability and increases the risk of lateral overturning tractor.

The objective of this project was the design of a suspension system containing a semi-rigid shaft, which provides a degree of freedom for agricultural machinery, which can pass pending 25° tilt, improving traction and preventing lateral tipping.

First the collections information was performed using manual, technical specifications and maintenance plans once collected the information we proceeded to assemble a decision matrix where we use three prototypes of tractors with passive suspension, once chosen our best option, use the theories of failures and calculations of mechanical design for bolted joints, spring design and selection of elements that support loads to fatigue, then perform dimensioning the front and simulations of the elements that supported the greatest efforts, in this case the springs and dampers via the Autodesk Inventor program, and the software allows us to perform kinematic analysis and see the behavior of our future prototype under real conditions, based on the results we select the best material and springs that meet our problems and finally made our industrial market quotations, to see the availability and cost of our materials on our project.

Keywords:

Spring, irregular surfaces, agricultural tractor, theory of failure, fatigue loads..

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	IX
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Descripción del problema.....	1
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1. Objetivo general	2
1.2.2. objetivos específicos	2
1.3. Marco teórico	2
1.3.1. El tractor agrícola.....	2
1.3.2. Tipos de tractores	3
CAPÍTULO 2	8
2.1. Selección de la alternativa más viable.....	9
2.2. Normas a utilizar.....	10
2.3. Diseño del resorte a compresión	12
2.3.1. Cálculo para el diseño estático del resorte a compresión	18
2.3.2. Cálculo para el diseño por fatiga del resorte a compresión	21
2.4. Selección del amortiguador	27
2.5. Análisis de Junta Empernada.....	28
2.5.1. Pernos sometidos a cortante puro	28

2.5.2. Unión empernada con carga Axial	29
2.6. Eje del apoyo pivotante	33
CAPÍTULO 3	36
3.1. Resorte de compresión	36
3.2. Amortiguador	39
3.3. Selección de pernos	41
3.4. Análisis de costos.....	43
CAPÍTULO 4	48
4.1. Conclusiones:.....	48
4.2. Recomendaciones.....	50

ABREVIATURAS

AISI	American Iron and Steel Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
BNF	Banco Nacional de Fomento
CENEMA	Centro de estandarización nacional de maquinaria agrícola, norma mexicana.
DIN	Deutsches Institut für Normung
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
IRAM	Maquinaria Agrícola. Seguridad. Tractores para aplicaciones generales, norma Argentina.
ISO	International Organization for Standardization
MIPRO	Ministerio de Industrias y Productividad
RTE	Reglamentos Técnicos Ecuatorianos
SAE	Society of Automotive Engineers
TLS	Triple Link Suspension

SIMBOLOGÍA

cm	Centímetro
cv	Caballo de vapor
h	Horas
HP	Caballos de fuerza
Kg	Kilogramo
Kw	Kilowatts
L	Litros
m	Metro
min	Minutos
mm	Milímetro
MPa	Mega pascales
MPsi	Mega libras por pulgadas cuabras
N	Newton
Nm	Newton metro
Pa	Pascales
Psi	Libras por pulgada cuadrada
pulg.	Pulgadas
rev.	Revoluciones
RPM	Revoluciones por minuto
seg	Segundos
W	Watts
\$	Dólar

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Esquema del tractor agrícola de interés.....	4
Figura 2: Flujograma completo del proceso de diseño.....	8
Figura 3: Materiales comunes de alambres para resortes.....	13
Figura 4: Parámetros dimensionales de los resortes helicoidales.....	13
Figura 5: Tipo de externos y fórmulas para el cálculo de resorte.....	16
Figura 6: Propiedades mecánicas de algunos alambres para resortes.....	17
Figura 7: Fuerzas y torques sobre las espiras de un resorte.....	18
Figura 8: Coeficientes y exponentes para la ecuación de <i>Sut</i> ,.....	19
Figura 9: Resistencia máxima a la fluencia por torsión <i>Sys</i> para resortes.....	20
Figura 10: Curvas de situación crítica de pandeo (<i>Norton</i>).....	25
Figura 11: Amortiguador MONROE, GAS MAGNUM 34904.....	28
Figura 12: Ingreso de parámetros geométricos y de fuerzas para el análisis.....	37
Figura 13: Resultados del análisis a fatiga realizado por Autodesk Inventor.....	37
Figura 14: Diseño del resorte en Autodesk Inventor.....	38
Figura 15: Modelado según parámetros del amortiguador bitubo.....	39
Figura 16: Eje de d=50cm tren delantero en, Autodesk Inventor.....	40
Figura 17: Placas de sujeción para resorte y amortiguador.....	40
Figura 18: Pernos que se encuentran en el mercado ecuatoriano.....	41
Figura 19: Perno de d=24mm, L=100mm; del EJE PIVOTANTE.....	42
Figura 20: Pernos utilizados en la sujeción de amortiguadores y resortes.....	42

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Matriz de selección.....	10
Tabla 2: Datos del resorte	27
Tabla 3: Parámetros del diseño final del esfuerzo de fatiga	35
Tabla 4: Parámetros del diseño final del resorte a compresión	36
Tabla 5: Comparativa de resultados.....	38
Tabla 6: Datos de interés del amortiguador seleccionado	39
Tabla 7: Características de los pernos y sus medidas estándar aplicables en el mercado ecuatoriano.	42
Tabla 8: Valores de los materiales a utilizar en la modificación	43
Tabla 9: Precios de herramientas.....	46

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1: Suspensión TLS: Vista isométrica.

Plano 2: Eje rígido: Dimensiones generales.

Plano 3: Placa para soporte resorte: Dimensiones generales.

Plano 4: Resorte a compresión: Especificaciones técnicas.

Plano 5: Amortiguador Bi-tubo: Especificaciones técnicas.

Plano 6: Placa sujeción amortiguador: Vista isométrica.

Plano 7: Placas tipo oreja soporte inferior: Vista isométrica.

Plano 8: Placa de empotramiento bancada; Dimensiones generales.

Plano 9: Sujeción de eje pivote: Dimensiones generales.

Plano 10: Pivote inferior: Dimensiones.

Plano 11: Motor tractor YTO-704: Características principales.

Plano 12: Ring rueda delantera: Vista isométrica y dimensiones.

Plano 13: Rueda delantera GOODYEAR: Labrado y especificaciones técnicas.

Plano 14: Chasis: Vista isométrica y medidas principales.

Plano 15: Cabina para el operador: Dimensiones específicas.

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Dada las irregularidades y las pendientes pronunciadas de 10° o superiores en la región interandina, existe una gran problemática con los agricultores de esta localización, ya que al momento de preparar la tierra para la siembra, estos se ven limitados al no poder acceder a todas las partes de las hectáreas que poseen, ya que la maquinaria agrícola no está preparada con la suspensión necesario la cual facilitaría el arado del terreno.

1.1. Descripción del problema

Algunos agricultores de esta región, tienen las posibilidades que adquirir un tractor mediano. Esto es posible gracias a las gestiones que se realizan en el Banco de Fomento para impulsar el agro ecuatoriano. El banco les facilita un tractor agrícola de origen chino YTO-X704, de 70 hp y de tracción asistida. Este tipo de tractor se ve limitado debido a es una versión estándar y no brinda todas las ventajas que poseen tractores de última tecnología como lo son John Deere, en los cuales presentan suspensión de triple punto, de esta manera las tareas cotidianas del agricultor se ven restringidas, de tal forma que no se aprovecha todo el terreno para la siembra y si bien es ciertos estos agricultores le dan otros propósitos al tractor, como lo es el transporte de persona y de agua potable hasta el área donde se pretende trabajar la tierra, sorteando obstáculos que pueden provocar que el tractor se vuelque y generando accidentes con el operador y el personal que transportan.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Diseñar una suspensión para el tren delantero del tractor YTO-704, para la mejora de estabilidad y tracción en un rango de desplazamiento de $\pm 25^\circ$, garantizando así una mayor seguridad para los operadores en presencia de vuelco lateral.

1.2.2. Objetivos específicos

- Simular los distintos elementos que componen el tren delantero del tractor agrícola como lo son: resortes, rotulas y placas de soporte.
- Analizar e interpretar los resultados obtenidos por el programa de simulación Autodesk Inventor 2016, licencia 797H1, para poder determinar los puntos críticos de esfuerzos estáticos y de fatiga, presentes en nuestro diseño.
- Presentar el respectivo análisis de costo, en base a los materiales que existen en nuestro mercado industrial de tal forma que comprobaríamos la factibilidad del mismo.

1.3. Marco teórico

1.3.1. El tractor agrícola

Es un vehículo especial autopropulsado que se usa para arrastrar o empujar remolques, aperos u otra maquinaria o cargas pesadas el cual constituye actualmente uno de los símbolos de identidad de la agricultura. No existe explotación considerable de tierra, que no posea al menos uno de ellos. Por estas bondades a través del tiempo, ha sustituido a animales que colaboraban con estas labores, como lo eran los caballos, toros, bueyes, etc., que se usaban en el arado y arrastre de elementos que preparaban la

tierra para su posterior cultivo, y en general cualquier elemento de fuerza para la ejecución de los trabajos agrícolas.

En concordancia con su importancia para las explotaciones agrarias, se puede afirmar que, el tractor es la herramienta más empleada por los agricultores, y, por lo tanto, es fundamental analizar las bondades mecánicas que posee, y de ser posible darle una mejora, que le dé más confort y facilidad en operaciones al momento de ponerlo a prueba en el terreno.

1.3.2 Tipos de tractores

Convencionales, tracción simple:

Son tractores con tracción en el eje trasero. Este tipo de diseño permite una buena eficiencia de utilización de la potencia para motores de hasta 110 CV (75 kW).

Con tracción asistida:

Además de poseer tracción en el eje trasero, el operador mediante una palanca puede accionar el tren delantero como tractivo, para asistir al trasero. En estos diseños los rodados delanteros son menores que los traseros. Su diseño permite buena eficiencia en la utilización de la potencia con motores de 100 a 200 CV (75 a 150 kW).

Doble tracción:

Ambos ejes son tractivos y todas las ruedas poseen el mismo diámetro. La mayor eficiencia en el aprovechamiento de la potencia para estos tractores, es con motores de más de 200 CV (150 kW). Existen dos variantes en tractores de doble tracción, los articulados y los rígidos, Los primeros doblan gracias a la

articulación en el chasis y los segundos doblan las ruedas y para reducir aún más el radio de giro también las inclina.

Orugas:

Son tractores con escasa aplicación en agricultura, dado que solo son utilizados en tareas de labranza. Están equipados con motores que van de los 40 a 120 CV (29 a 88 kW).

1.3.3 Disposición del peso, según el tipo de tractor

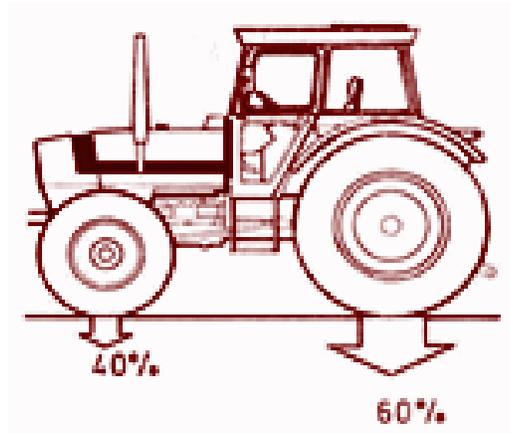


Figura1: Esquema del tractor agrícola de interés
Fuente: Deere, J. c. (2011). Axle, MFWD with Triple-Link Suspension (TLS™). Vermont, USA.

En base a la introducción expuesta, este proyecto se enfocará en un modelo en particular, un tractor de tracción asistida con distribución de peso 40% eje delantero, 60% eje trasero, de media capacidad, marca YTO-X704, de origen chino.

En base a este modelo en particular realizaremos los diseños, cálculos, selección de material, modelados, estimaciones de costo, etc.

1.4. Comprensión de la problemática

Estas maquinarias son de suma importancia para los agricultores, por ende el objetivo es facilitar las labores del agro.

Al ser máquinas de fuerza y no de velocidad, necesitan vencer grandes inercias, lo que conlleva a diseños muy esbeltos con partes o piezas muy grandes y pesadas, otra situación es la distribución del peso ya que a excepción de los de doble tracción, tienen una descompensación en el tren delantero.

Sabiendo esto, enunciaremos que una de las grandes problemáticas con estas maquinarias son los vuelcos, tanto lateral como el trasero debido a arrastres de carga. Esto se presenta en casi el 90% de los casos de accidentes de maquinaria agrícola.

A pesar de que los tractores agrícolas fueron diseñados para el trabajo pesado, existe un déficit en el sistema, ya que tractores típicos de 6 toneladas soportan un desnivel estático aproximado del 60%, y en condiciones reales de trabajo pueden volcarse o tienden a volcar con pendientes de 20° de inclinación estática

Este proyecto se enfocará en presentar un diseño que minimice los vuelcos laterales, aumentando los grados de inclinación al cual se produce dicho efecto, utilizando varias opciones de diseño y realizando la selección correspondiente.

1.5. Tipos de suspensión

1.5.1. Suspensión de eje delantero DEUTZ-FAHR AGRTRON

Es un sistema donde el amortiguador con cilindros hidráulicos de doble efecto unido a acumuladores de membrana con nitrógeno comprimido. Un sensor de posición permite ajustar la altura del tractor sobre el eje, así como dejar inactiva la suspensión, en la actualidad para modelos Fendt Vario 400-700-800, utilizan brazos articulados que soportan el eje delantero y se apoyan por delante en un cilindro hidráulico unido a acumuladores hidroneumáticos.

El eje delantero y el cuerpo del tractor se utiliza un balancín que se apoya en dos cilindros hidráulicos por la parte delantera, unido a acumuladores hidroneumáticos, con una capacidad de 1.4 L cada uno. El ángulo de oscilación y los de dirección de las ruedas no se ven afectados por la suspensión. El ángulo de oscilación del eje delantero es de 22° , la suspensión primaria permite desplazamientos de $\pm 45\text{mm}$. Suspensión progresiva cambiando con la velocidad de avance y está controlada por la caja electrónica.

1.5.2. Suspensión con apoyo en tres puntos

Este tipo de suspensión viene de la iniciativa de John Deere donde proponen tres puntos de apoyo que proporciona un triángulo de estabilidad dinámica, utilizando acumuladores neumáticos de suspensión y otro de compensación.

El primer punto de apoyo lo forman dos cilindros hidráulicos que controlan los movimientos verticales del eje; el segundo punto se encuentra junto al eje de la transmisión y se encarga de la articulación longitudinal; el tercer punto, que realiza la articulación lateral, es una barra tipo panhard, que guía lateralmente sin limitar el recorrido de suspensión, con unas cadenas limitadoras de la oscilación esférica. El recorrido del sistema es de 100mm y el ángulo de oscilación del eje delantero es de 11° para tractores de la serie 6000 y de 9° para los tractores de la serie 7000.

1.5.3. Suspensión semirrígida:

Ventajas:

- Las ruedas están unidas entre sí como en el eje rígido pero transmitiendo de una forma parcial las oscilaciones que reciben de las irregularidades del terreno.
- La función motriz se separa de la función de suspensión el diferencial se une al bastidor, no es soportado por la suspensión.

Desventajas:

- En la actualidad hay pocos coches que montan esta suspensión debido a que su coste es elevado.
- Si no posee una buena bancada para asentarse el sistema tiende a vibrar en exceso provocando desperfectos en el desgaste de las ruedas.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

Para el rediseño de la suspensión delantera del tractor mencionado, tomaremos en cuenta los procedimientos de diseño convencionales, tales como plantear varios diseños de forma y seleccionar la más idónea que se ajuste a los requerimientos demandados por el cliente, con los dimensionamientos reales del tractor, ajustar la geometría del sistema de amortiguación a los espacios que tenemos, realizar los cálculos pertinentes de fuerzas, esfuerzos, factores de seguridad, etc., obtener un diseño preliminar, costos y finalmente presentar el diseño totalmente completo.

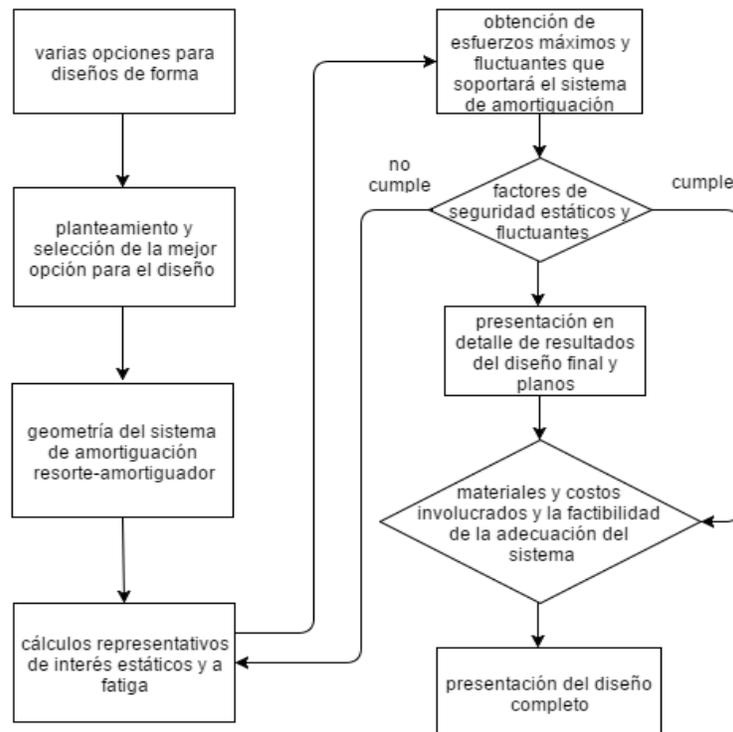


Figura 2: Flujograma completo del proceso de diseño

Fuente : Alex Castro y William Pazmiño

2.1. Selección de la alternativa más viable

Una vez comprendida la problemática, plantearemos las alternativas para el rediseño del sistema de suspensión semirrígida, tomando como referencia las alternativas nombradas en el capítulo uno el sistema TLS y el sistema FENDT VARIO; se realizó una matriz de decisión donde se consideraron los siguientes parámetros de clasificación.

1. Angulo de oscilación: Inclinación máxima permisible que permite el eje rígido cuando se lo tenga pivoteado.
2. Tamaño: Que sistema se adapta mejor al espacio disponible que presenta el tractor.
3. Montaje: Nos centramos en la facilidad que tienen los técnicos al instalar el equipo en el tren delantero, adaptando soportes para los pistones y los resortes
4. Versatilidad: Esta categoría califica la capacidad del sistema para adaptarse a distintos cambios, es decir la variedad de irregularidades que presente el terreno.
5. Desplazamiento vertical: Este parámetro indica cual es el rango en el cual el equipo dotado por un grado de libertad va a trabajar
6. Confort: Este apartado se refiere a la cantidad de mejora que brinda a la maquinaria agrícola al momento de sortear obstáculos y el conductor no siente los cambios bruscos producto del terreno.

La ponderación que se va llevar a cabo en la matriz de decisión es la siguiente:

- Excelente 3
- Buena 2
- Mala 1

Tabla 1:Matriz de selección

Características/suspensión	Fendt Vario	TLS	TERRAGLIDE
Angulo de oscilación	3	2	1
Tamaño	2	2	1
Montaje	2	1	1
Versatilidad	2	3	2
Desplazamiento vertical	3	2	2
Confort	2	3	2
Costo de fabricación	2	1	1
TOTAL	16	15	10

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

Como se puede observar en la Tabla 1, en un sistema de suspensión delantera sobresale la alternativa Fendt Vario la cual brinda un mayor ángulo de oscilación, desplazamiento vertical y es compacto ideal para el espacio que tiene disponible nuestro tractor.

Para el presente proyecto de graduación se propone el diseño de suspensión delantera para un tractor agrícola, el cual sufre de falta de tracción y tendencia al vuelco lateral por la irregularidad y las grandes inclinaciones que presentan los terrenos de la región interandina.

2.2. Normas a utilizar

A continuación se detallará las normas utilizadas para la ejecución del proyecto. Estas normas presentan los lineamientos que se deben considerar en el diseño de maquinarias agrícolas, en especial de los tractores, con estas normas, tendremos las pautas para las consideraciones necesarias para el cálculo.

- *CENEMA-NMX-0-169-SCFI-2002*, Tractor agrícola – determinación de potencia a la toma de fuerza, (Centro de estandarización nacional de maquinaria agrícola, norma mexicana). Esta norma de origen mexicano establece el método de prueba para determinar la potencia a la toma de fuerza desarrollada por los tractores agrícolas nuevos.
- *ASTM A401*, esta designación, nos indica las propiedades del acero aleado cromo-silicio, utilizado para el diseño y selección del resorte a compresión. De igual manera el catálogo de *DENDOFF SPRINGS*, que muestra las propiedades mecánicas de los alambres de uso común para resortes.
- *MACHINERY'S HANDBOOK, BY ERIK OBERG, FRANKLIN D. JONES, HOLBROOK L. HORTON, AND HENRY H. RYFFEL 27th Edition*, este handbook nos da los lineamientos y consideraciones de diseño para pernos de cabeza hexagonal, cabe resaltar que el libro de diseño de *NORTON*, sigue estos lineamientos y hace referencia de las formulas y consideraciones s del Handbook mencionado.
- *ASME B1.13M-2005 METRIC SCREW THREADS :M PROFILE*, muestra designación y perfiles normalizados de pernos cabeza hexagonal métricos.
- *DESIGN HANDBOOK ENGINEERING GUIDE TO SPRING DESIGN 1987EDITION*, guía para el Diseño de resortes, aquí se tomaron en consideración la metodología de diseño, que es la misma del *NORTON*, ya que el libro toma como referente a este Handbook. Cabe aclarar que esta referencia sigue vigente y sigue siendo en la actualidad una directriz en el diseño de resortes en general.

2.3. Diseño del resorte a compresión

Como principal referencia para el cálculo del resorte y su diseño, se utilizó el texto de Diseño de Maquinas, un enfoque integrado de Robert L. Norton, 4ta edición, capítulo #10, ya que dicho libro toma como referencia al Design Handbook Engineering Guide To Spring Design, 1987Edition.

Adicional a este texto, se consultaron también los siguientes:

- Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8va edición, capítulo #10.
- Diseño de Elementos de Máquina de Robert L. Mott, 4ta edición, capítulo #19.

Para un diseño óptimo, lo primero que debemos obtener es la geometría del resorte antes de realizar cualquier cálculo. Obteniendo el dimensionamiento y la geometría del resorte, junto con el espacio físico en donde va a operar, podemos empezar los cálculos correspondientes para predecir su comportamiento en operación.

Consideraciones:

- Distribución del peso del tractor, 60% (eje trasero), 40% (eje delantero)
- Peso del tractor = 6 toneladas (6000 Kgf)
- Peso que soporta eje delantero = 2400 Kgf
- Por tanto, cada resorte soportará 1200 Kgf
- Material a usarse, según recomendaciones del texto, ASTM - A401/SAE 9254 (aleación cromo-silicio).

De antemano, cabe recalcar que el diseño de este resorte a compresión fue iterativo, había que probar con distintos valores para poder obtener un factor de seguridad que garantice el éxito de nuestro diseño, y estas iteraciones las evidenciamos en una tabla de Excel.

A313 (302)	Acero inoxidable	30302	Adecuado para aplicaciones de fatiga.
A401	Cromo-silicio	9254	Resorte con calidad para válvulas, apropiado para cargas de fatiga. Segunda mayor resistencia después del alambre musical, y con resistencia más alta a la temperatura, de hasta 220 °C (425 °F).
B134, #260	Resorte de latón	CA-260	Resistencia baja; buena resistencia contra la corrosión.
B159	Bronce al fósforo	CA-510	Mayor resistencia que el latón; mejor resistencia a la fatiga; buena resistencia contra la corrosión. No se puede tratar térmicamente ni doblarse a lo largo de la veta.
B197	Cobre al berilio	CA-172	Mayor resistencia que el latón; mejor resistencia a la fatiga; buena resistencia contra la corrosión. Se puede tratar térmicamente y doblarse a lo largo de la veta.
-	Inconel X-750	-	Resistencia contra la corrosión.

Figura 3: Materiales comunes de alambres para resortes
Fuente: *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, 4ta edición*

Parámetros de forma del resorte

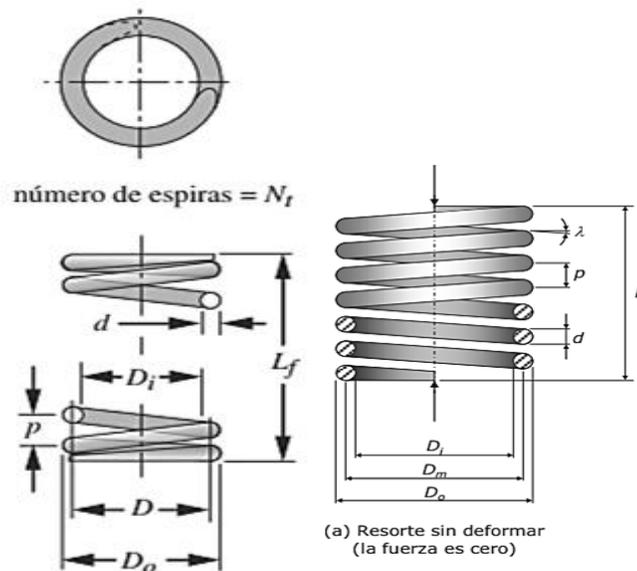


Figura 4: Parámetros dimensionales de los resortes helicoidales de compresión

Fuente: *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, 4ta edición*

Dónde:

$L_f = \text{long. libre del resorte}$

$p = \text{paso}$

$d = \text{diametro del alambre}$

$D = \text{diametro medio de la espira}$

$D_i = \text{diametro interno de la espira}$

$D_o = \text{diametro externo de la espira}$

$N_t = \text{numero de espiras totales}$

Angulo de paso:

$$\lambda = \tan^{-1} \left[\frac{p}{\pi D} \right]$$

La mayor parte de los diseños prácticos de resorte, tienen un ángulo de paso menor de

$$\lambda = 12^\circ \text{ (Mott)}$$

Por lo tanto el paso será: $p = \pi D \tan \lambda$, asumiendo un $\lambda = 10^\circ$

Asumiendo un diámetro prudente de alambre, que nos garantice que la geometría del alambre pueda soportar la carga.

Asumo $d = 20 \text{ mm} = 0.02 \text{ m}$

Índice de resorte (Norton): $C = \frac{D}{d}$, $4 < C < 12$

Escojo $C = 5$;

$$D = (5)(20)$$

$$D = 100 \text{ mm} = 0.10 \text{ m}$$

Por lo tanto:

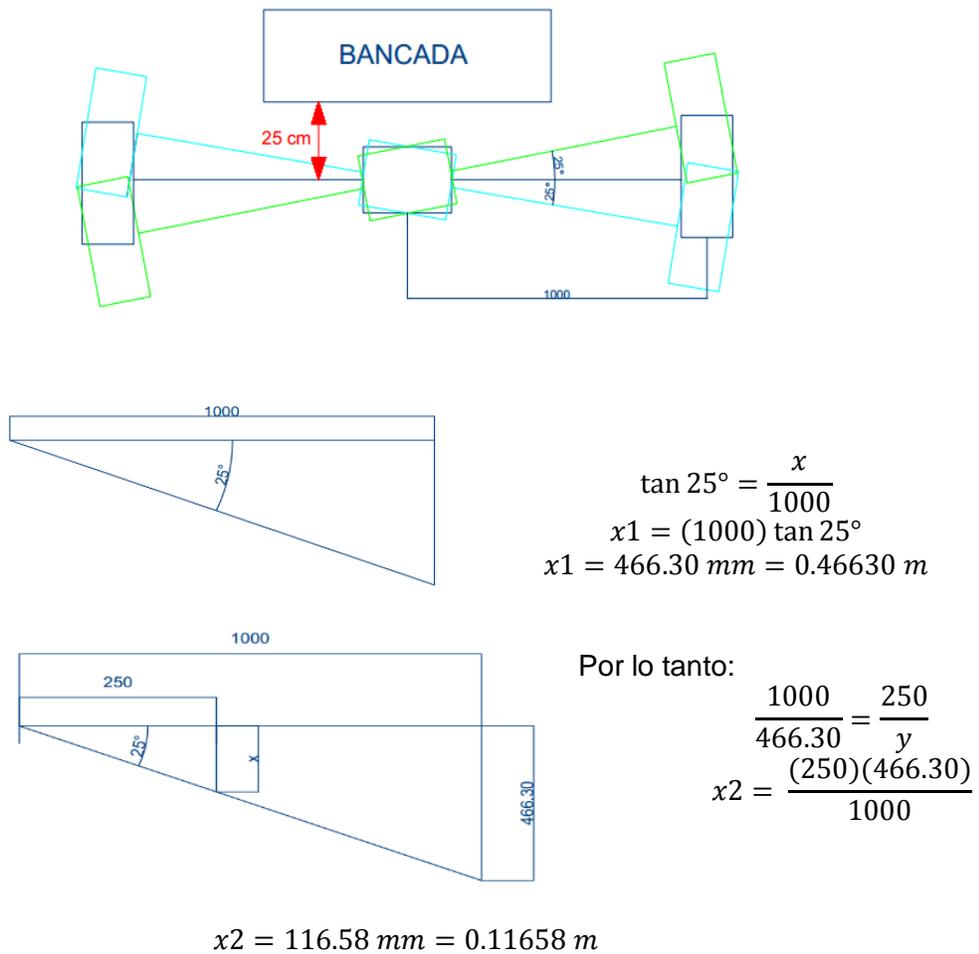
$$p = \pi(100)\tan 10^\circ$$

$$p = 55.40 \text{ mm} = 0.0554 \text{ m}$$

La longitud L_f es un parámetro conocido, ya que este se obtuvo con las mediciones que le realizamos al tractor YTO-X704. Con las mediciones realizadas al tractor, se obtuvo el espacio físico en donde operará el sistema de suspensión.

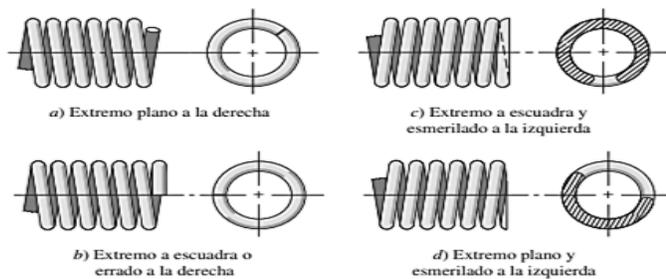
La mayoría de los casos de vuelco lateral sucede a pendientes de 20° aproximadamente.

Este proyecto le quiere dar una mejora aumentando dicho ángulo a 25°, ya que a mayores ángulos simplemente perdería objetividad el diseño.



Esta longitud sería lo que se expanda cuando exista una pendiente negativa de 25°, entonces la longitud total que debería tener el resorte será;

$$L_f = 116.58 + 250 = 366.58 \text{ mm} \approx 370 \text{ mm} = 0.37 \text{ m}$$



Término	Tipo de extremos de resortes			
	Plano	Plano y esmerilado	A escuadra y cerrado	A escuadra y esmerilado
Espiras de extremo, N_e	0	1	2	2
Espiras totales, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, l_0	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud sólida, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Paso, p	$(l_0 - d)/N_a$	$l_0/(N_a + 1)$	$(l_0 - 3d)/N_a$	$(l_0 - 2d)/N_a$

Figura 5: Tipo de extremos y fórmulas para el cálculo de dimensiones del resorte

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley 8va edición*

Para el cálculo de las dimensiones se escogerá un resorte a compresión con los extremos a escuadra y esmerilados, según la fig. 3.

Número de espiras totales N_t

$$L_f = pNa + 2d$$

$$Na = \frac{L_f - 2d}{p}$$

$$Na = \frac{370 - 2(20)}{55.40}$$

$$Na = 5.96 \approx 6 \text{ espiras activas} \rightarrow Nt = Na + 2 \rightarrow Nt = 8$$

Longitud sólida

$$L_s = (Nt)(d)$$

$$L_s = (8)(20)$$

$$L_s = 160 \text{ mm} = 0.16 \text{ m}$$

$$\text{Deflexión del alambre (Norton)} \quad y = \frac{8FD^3Na}{d^4G}$$

Dónde:

F = fuerza axial aplicada sobre el resorte (1200Kgf = 11760N)

G = módulo de corte del material, ASTM - A401/SAE 9254 (aleación cromo-silicio)

Material	Límite elástico, porcentaje de S_w tensión, torsión		Diámetro d , pulg	E		G	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	>0.125	28.0	193	11.6	80.0
			<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
Templado en aceite A239	85-90	45-50	0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
			<0.032	28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
A232	88-93			29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo silicio A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero inoxidable							
A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0
17-7PH	75-80	55-60		29.5	208.4	11	75.8
414	65-70	42-55		29	200	11.2	77.2
420	65-75	45-55		29	200	11.2	77.2
431	72-76	50-55		30	206	11.5	79.3
Bronce fosforado B159	75-80	45-50		15	103.4	6	41.4
Cobre al berilio B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50-55		19	131	7.3	50.3
Aleación inconel X-750	65-70	40-45		31	213.7	11.2	77.2

Figura 6: Propiedades mecánicas de algunos alambres para resortes
Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley 8va edición*

$$G = 77.2 \times 10^9 \frac{N}{m^2}$$

$$E = 203.4 \times 10^9 \frac{N}{m^2}$$

$$y = \frac{8(11760)(0.1)^3(6)}{(0.02)^4(77.2 \times 10^9)}$$

$$y = 0.046 \text{ m}$$

Constante de resorte (Norton)

$$k = \frac{F}{y} = \frac{d^4G}{8D^3Na}$$

$$k = \frac{(0.02)^4(77.2 \times 10^9)}{8(0.1)^3(6)}$$

$$k = 255.65 \times 10^3 \frac{N}{m}$$

2.3.1. Cálculo para el diseño estático del resorte a compresión

Recordar:

$$d = 20 \text{ mm} = 0.02 \text{ m}$$

$$D = 100 \text{ mm} = 0.10 \text{ m}$$

$$C = 5$$

$$F = 1200 \text{ Kg} = 11760 \text{ N}$$

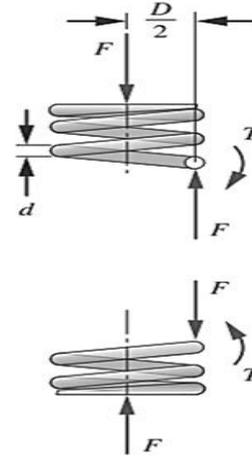


Figura 7: Fuerzas y torques sobre las espiras de un resorte helicoidal de compresión

Fuente: *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, 4ta edición*

Factor de cortante directo (K_s)

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$$

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{5}$$

$$K_s = 1.1$$

Esfuerzo cortante máximo (τ_{max}), se presente en la fibra interior de la sección transversal del alambre.

$$\tau_{max} = K_s \frac{8FD}{\pi d^3}$$

$$\tau_{max} = (1.1) \frac{8(11760)(0.1)}{\pi(0.02)^3}$$

$$\tau_{max} = 411.77 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Resistencia ultima a la tensión del material del alambre (Norton)

$$S_{ut} = Ad^b$$

Donde los coeficientes se encuentran en la siguiente figura:

ASTM #	Material	Intervalo		Exponente b	Coeficiente A		Factor de correlación
		mm	in		MPa	psi	
A227	Forjado en frío	0.5–16	0.020–0.625	-0.182 2	1 753.3	141 040	0.998
A228	Alambre musical	0.3–6	0.010–0.250	-0.162 5	2 153.5	184 649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5–16	0.020–0.625	-0.183 3	1 831.2	146 780	0.999
A232	Cromo-v.	0.5–12	0.020–0.500	-0.145 3	1 909.9	173 128	0.998
A401	Cromo-s.	0.8–11	0.031–0.437	-0.093 4	2 059.2	220 779	0.991

Figura 8: Coeficientes y exponentes para la ecuación de S_{ut} ,
Fuente: *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, 4ta edición*

Para el material seleccionado (cromo-silicio), obtenemos lo siguiente:

$$A = 2059.2 \times 10^6 \frac{N}{m^2} * mm^m$$

$$b = -0.0934$$

Reemplazando:

$$S_{ut} = (2059.2 \times 10^6)(20)^{-0.0934}$$

$$S_{ut} = 1556.62 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Resistencia a la fluencia por torsión

Material	Porcentaje máximo de la resistencia última a la tensión	
	Antes de la remoción de asentamiento (Use la ec. 9.10b)	Después de la remoción de asentamiento (Use la ec. 9.9b)
Acero al carbono forjado en frío (p. ej., A227, A228)	45%	60–70%
Acero al carbono endurecido y revenido, así como acero al bajo carbono (p. ej., A229, A230, A232, A401)	50	65–75
Acero inoxidable austenítico (p. ej., A313)	35	55–65
Aleaciones no ferrosas (p. ej., B134, B159, B197)	35	55–65

Figura 9: Resistencia máxima a la fluencia por torsión S_{ys} para resortes helicoidales de compresión en aplicaciones estáticas.

Fuente: Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, 4ta edición

Asumimos que se elimina el asentamiento, y se escoge el valor mínimo del intervalo recomendado.

$$S_{ys} = 0.65S_{ut}$$

$$S_{ys} = 0.65(1556.62 \times 10^6)$$

$$S_{ys} = 1011.80 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Factor de seguridad contra la fluencia (*Norton*)

$$N_s = \frac{S_{ys}}{\tau_{max}}$$

$$N_s = \frac{1011.80 \times 10^6}{411.77 \times 10^6}$$

$$N_s = 2.45$$

Dado que N_s es mayor que uno, no hay fluencia en el resorte, y por lo tanto, no falla plásticamente, por lo que podemos decir que el diseño estático es aceptable.

2.3.2. Cálculo para el diseño por fatiga del resorte a compresión

Para el diseño a fatiga se debe considerar el rango de fuerzas en las que opera el resorte a compresión, para esto debemos obtener la deflexión máxima a la que opera el resorte una vez puesto en operación. Para consideraciones dinámicas, se asumirá que la deflexión de trabajo que pueda soportar el resorte en condiciones de operación será del 50% del valor de la deflexión inicial. También se considerará la misma constante k del resorte, ya que estamos operando dentro de la zona de linealidad.

Deflexión de trabajo (*Norton*)

$$y_{trabajo} = 0.5(y_{inicial}) = 0.5(0.046) = 0.023 \text{ m}$$

Por lo que la deflexión máxima será:

$$y_{max} = y_{inicial} + y_{trabajo} = 0.046 + 0.023 = 0.069 \text{ m}$$

Con esta y_{max} podemos obtener la fuerza máxima que soportaría el resorte

$$k = \frac{F_{max}}{y_{max}}$$

$$F_{max} = k y_{max}$$

$$F_{max} = (255.65 \times 10^3)(0.069)$$

$$F_{max} = 17639.85 \text{ N} \approx 17640 \text{ N}$$

Por lo que tenemos:

$$F_{max} = 17640 \text{ N} \text{ y } F_{min} = 11760 \text{ N}$$

Fuerza alternante:

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$
$$F_a = \frac{17640 - 11760}{2}$$
$$F_a = 2940 \text{ N}$$

Fuerza media:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$
$$F_m = \frac{19527 + 11760}{2}$$
$$F_m = 14700 \text{ N}$$

Cabe recalcar que el esfuerzo cortante máximo producido por la fuerza igual a 11760 N, sería el esfuerzo cortante mínimo o inicial dentro del intervalo de esfuerzos producidos por las fuerzas máxima y mínima.

Por lo tanto:

$$\tau_i = 411.77 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Recordando el factor de corte directo $K_s = 1.1$, junto con la fuerza media

$$F_m = 14700 \text{ N}$$

Obtenemos, esfuerzo cortante medio τ_m (Norton)

$$\tau_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3}$$
$$\tau_m = (1.1) \frac{8(14700)(0.1)}{\pi(0.02)^3}$$
$$\tau_m = 514.70 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Para calcular el esfuerzo cortante alternante τ_a , primero debemos obtener el factor de concentración de esfuerzos de Wahl K_w , (*Norton*), recordando el valor escogido de $C = 5$.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

$$K_w = \frac{4(5) - 1}{4(5) - 4} + \frac{0.615}{5}$$

$$K_w = 1.31$$

Conocido K_w procedemos a calcular τ_a

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = (1.31) \frac{8(2940)(0.10)}{\pi(0.02)^3}$$

$$\tau_a = 122.60 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Con la resistencia última a la tensión ya calculada, podemos hallar el límite de resistencia para resortes a compresión.

Asumiremos un resorte granallado, por lo que según *Norton*, a este tipo de resortes le corresponde un límite de resistencia a la torsión para vida infinita ($S_{ew'}$), con una razón de esfuerzos $R=0$ igual a

$$S_{ew'} = 67.5 \text{ Kpsi} = 465 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \rightarrow \text{granallado}$$

Con el valor del límite de resistencia a la torsión para vida infinita, con la resistencia a la fluencia por torsión S_{ys} , y con la resistencia última a la tensión (S_{ut}) ya calculada, se puede obtener la resistencia última cortante (S_{us}), y el límite de resistencia a la fatiga por torsión (S_{es})

$$S_{ut} = 1556.62 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$S_{ys} = 1011.80 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Resistencia última cortante:

Se ha determinado, a través de pruebas extensas, que una estimación razonable de la resistencia última a la torsión de materiales comunes para resortes es del 67% de la resistencia última a la tensión. (Norton)

$$S_{us} = 0.67 S_{ut}$$

$$S_{us} = 0.67(1556.62 \times 10^6)$$

$$S_{us} = 1042.94 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Límite de resistencia a la fatiga por torsión (Norton)

$$S_{es} = 0.5 \frac{S_{ew'} S_{us}}{S_{us} - 0.5 S_{ew'}}$$

$$S_{es} = 0.5 \frac{(465 \times 10^6)(1042.94 \times 10^6)}{(1042.94 \times 10^6) - 0.5(465 \times 10^6)}$$

$$S_{es} = 299.20 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Factor de seguridad de fatiga por torsión (Norton)

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_i)}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + S_{us}\tau_a}$$

$$N_{fs} = \frac{(299.20 \times 10^6)(1042.94 \times 10^6 - 411.77 \times 10^6)}{(299.20 \times 10^6)(514.70 \times 10^6 - 411.77 \times 10^6) + (1042.94 \times 10^6)(122.60 \times 10^6)}$$

$$N_{fs} = 1.19 \approx 1.20$$

Con un factor de seguridad dinámico de $N_{fs} = 1.20$, podemos decir que el diseño del resorte es aceptable, por lo que garantizamos que el resorte soportará la carga dinámica ejercida por el tractor.

Verificación del pandeo (Norton)

Para verificar si existe el pandeo, es necesario intersectar los valores de las siguientes relaciones en la gráfica de la figura 10.14 del libro de Norton, en donde se tienen dos condiciones de extremos.

Relaciones:

$$\frac{L_f}{D} \quad \gamma \quad \frac{y_{max}}{L_f}$$

$$\rightarrow \frac{L_f}{D} = \frac{0.37}{0.1} = 3.7$$

$$\rightarrow \frac{y_{max}}{L_f} = \frac{0.069}{0.37} = 0.19$$

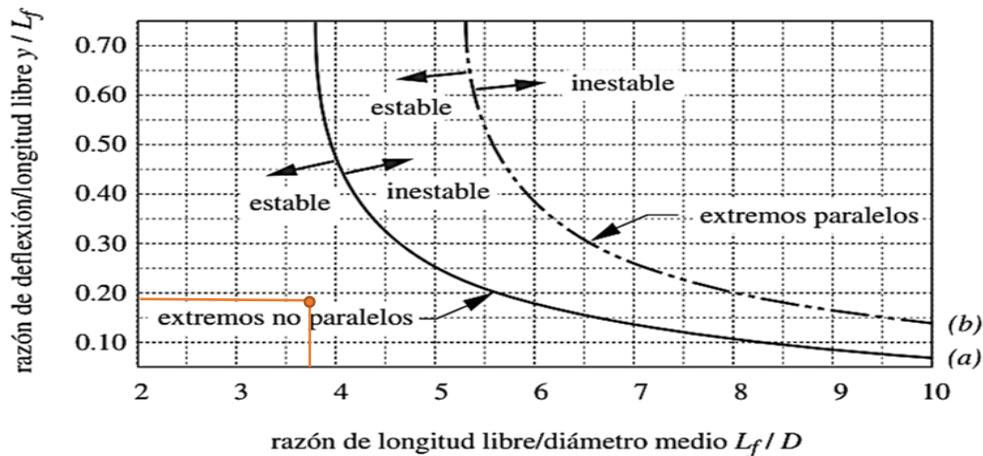


Figura 10: Curvas de situación crítica de pandeo (Norton)
Fuente: *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, 4ta edición*

Nos ubicamos en la curva (b), ya que nuestro resorte es cuadrado y esmerilado en los extremos, por lo que el resorte tiene extremos paralelos.

Como se puede observar, la intersección entre las dos relaciones cae en la zona estable de la curva (b), por lo que se garantiza que no existiría el pandeo en el resorte.

Peso de las espiras activas del resorte (*Norton*)

$$W_a = \frac{\pi^2 d^2 D N a \gamma}{4}$$

Donde $\gamma = \text{peso específico del material}$

$$\gamma = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$
$$W_a = \frac{\pi^2 (0.02)^2 (0.10) (6) (7850)}{4}$$
$$W_a = 4.65 \text{ Kg}$$

Frecuencia natural para extremos fijo-fijos (*Norton*):

$$f_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{kg}{W_a}} \quad [\text{Hz}]$$
$$f_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(255.65 \times 10^3) (9.81)}{(4.65)}}$$
$$f_n = 367.20 \text{ Hz}$$

2.4. Selección del amortiguador

Para la selección del amortiguador se toma en cuenta los parámetros de diseño del resorte, ya que este sea el que absorberá los impactos a los cuales está sometido el tractor.

Cuando el tractor se encuentra con un bache, o con un terreno bastante irregular, el resorte absorbe el impacto de este movimiento, y a la vez el amortiguador absorberá la energía del resorte, evitando que el tractor oscile bruscamente y así recuperar la posición de trabajo del resorte.

Para la selección del amortiguador acudimos con el personal técnico de AMORTICENTRO, lugar en donde se nos ayudó con la selección adecuada del amortiguador.

Para esto, le proporcionamos los siguientes datos:

Tabla 2: Datos del resorte

d	20 mm
D	100 mm
Di	80 mm
p	55.40 mm
Lf	370 mm
L trabajo	250 mm
y inicial	46 mm
y trabajo	23 mm
k	255.65×10^3 N/m
Holgura diametral	5 mm

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

Con estos datos proporcionados, los técnicos de AMORTICENTRO nos facilitaron el amortiguador idóneo para nuestro diseño, cuya denominación es, AMORTIGUADOR MONROE, MODELO GAS MAGNUM 34904 BI-TUBO, hidráulico, presurizado con gas hidrógeno.



Figura 11: Amortiguador MONROE, GAS MAGNUM 34904

Fuente: gráfica tomado de

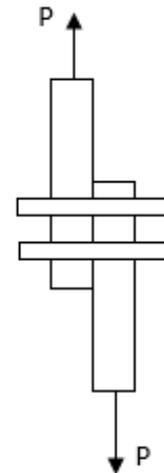
<http://www.monroeheavyduty.com/products/shock-absorbers/gas-magnum-truck-shock-absorber?lang=es>

2.5. Análisis de Junta Empernada

2.5.1. Pernos sometidos a cortante puro

Modelo Matemático (Por Traslape)

1. Cortante Puro
2. Aplastamiento
3. Flexión debido a e
4. Para evitar el desgarre consideramos la distancia entre los bordes de la placa y los agujeros que vamos a mecanizar de un valor de $(1.5d)$



Análisis para un Perno

$$\tau = \frac{\frac{P}{\#pernos}}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

P: fuerza que produce el cortante puro

#pernos: cantidad de pernos a la cual va estar empernada la placa

d: diámetro del perno que pretendemos seleccionar, para esta aplicación utilizaremos la medida conocida del perno que tiene la corona de nuestro tractor que es una M12.

Para este tipo de aplicaciones de juntas emperñadas sometidas a cortante puro; utilizamos un acero para pernos grado 4.6, paso fino ideal para soportar cargas a fátiga; con $S_y = 240 \text{ MPa}$.

Calculando el Factor de Seguridad

$$\eta = \frac{0.5 S_y}{\tau} = \frac{0.5(240 \text{ MPa})}{\frac{\pi(0.0012 \text{ m})^2}{4}}$$
$$\eta = 4.4$$

2.5.2. Unión emperñada con carga Axial

1. Cantidad de pernos
2. Fuerza , $P_b = 23520N$
3. Grado del perno
4. Torque de apriete

Se procederá a calcular y seleccionar los pernos que van anclados en la base para sujetar los amortiguadores; vamos a considerar para un caso critico donde la junta por cualquier motivo tenga que soportar toda la fuerza por un solo perno garantizando así la seguridad de las vidas humanas.

Factor de Carga:

$$n_c = \frac{S_{perno} A_t - F_i}{CP} = \frac{F_{perno} - 0.75 * F_{perno}}{CP} = \frac{0.25 * F_{perno}}{CP}$$

Tomaremos pernos de grado 5.8 según lo que hay en el mercado

Según la Tabla 11-7: *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, 4ta edición*

$$S_{perno} = 380 \text{ MPa}$$

$$k_m \cong \text{de 6 a 8 veces } k_b$$

Escojo: $k_m = 6k_b$

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

$$C = \frac{k_b}{k_b + 8k_b} = 0.14$$

Elijo: $n_c = 3$

$$n_c = 3 = \frac{0.25 * F_{perno}}{CP} = \frac{0.25 * F_{perno}}{(0.14)(23520 \text{ N})}$$

$$F_{perno} = 39.51 \text{ KN}$$

$$S_{perno} = \frac{F_{perno}}{A_t}$$

$$A_t = \frac{39.51 \text{ KN}}{380 \text{ MPa}} * 1000$$

$$A_t = 104 \text{ mm}^2$$

Buscamos en la tabla 11-2 del libro *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, 4ta edición*, el cual nos presenta un perno de M14, es decir de un diámetro mayor de 14 mm, y en nuestro tractor presenta diámetros en las orejas de sujeción de M25, por lo tanto seleccionaremos un M24 el cual satisface con creces nuestro diseño, con un $A_t = 384.42 \text{ mm}^2$.

Ahora confirmamos el valor asumido de C.

$$L_{rosgado} \cong 2d + 0.7 * d$$

$$L_{rosgado} \cong 2 * (24 \text{ mm}) + 17 \text{ mm} = 65 \text{ mm}$$

Se necesita un perno de largo total de 134 mm

$$L_s = L_{perno} - L_{rosgado} = 117 \text{ mm} - 65 \text{ mm} = 52 \text{ mm}$$

$$L_t = 100 \text{ mm} - 52 \text{ mm}$$

$$L_t = 48 \text{ mm}$$

El área de esfuerzo por tensión del perno de 24 mm es:

$$A_t = 384.42 \text{ mm}^2$$

$$A_b = \frac{\pi * (24 \text{ mm})^2}{4} = 452 \text{ mm}^2$$

$$k_b = \frac{A_t * A_b}{A_b * L_t + A_t * L_s} * E_b$$

Para el material de las placas de acero estructural ASTM-A36 tenemos:

$$E_b = 207 * 10^9 \frac{N}{m^2}$$

Por lo tanto, hallemos k_b :

$$k_b = \frac{(384.42 \text{ mm}^2) * (452 \text{ mm}^2)}{(452 \text{ mm}^2) * (48 \text{ mm}) + (384.42 \text{ mm}^2) * (52 \text{ mm})} * \left(207 * 10^9 \frac{N}{m^2}\right) * \frac{1}{1000}$$

$$k_b = 862.83 * 10^6 \frac{N}{m}$$

Del gráfico de la junta empernada, sacamos los siguientes valores:

$$t_1 = 30 \text{ mm}$$

$$t_2 = 40 \text{ mm}$$

$$t_3 = 30 \text{ mm}$$

$$E_1 = E_3 = 100 * 10^9 \frac{N}{m^2}$$

$$E_2 = 207 * 10^9 \frac{N}{m^2}$$

$$D_1 = (1.5) * (24 \text{ mm}) = 36 \text{ mm}$$

$$D_2 = 66.64 \text{ mm}$$

$$D_3 = (1.5) * (24 \text{ mm}) = 36 \text{ mm}$$

Por lo tanto, hallemos k_m :

$$k_n = \frac{0.577 * \pi * E_n * d}{\ln \left[\frac{(1.15 * t_n + D_n - d) * (D_n + d)}{(1.15 * t_n + D_n + d) * (D_n - d)} \right]}$$

Aplicando la fórmula obtenemos los siguientes valores:

$$k_1 = 4.83 * 10^9 \frac{N}{m}$$

$$k_2 = 8.78 * 10^{10} \frac{N}{m}$$

$$k_3 = 4.83 * 10^9 \frac{N}{m}$$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}$$

$$k_m = 2.35 * 10^9 \frac{N}{m}$$

Coficiente de rigidez de la junta recalculado

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{862.83 * 10^6 \frac{N}{m}}{862.83 * 10^6 \frac{N}{m} + 2.35 * 10^9 \frac{N}{m}}$$

$$C = 0.27$$

Factor de Carga:

$$n_c = \frac{0.25 * (S_{perno} * A_t)}{CP} = \frac{0.25 * \left(380 * 10^6 \frac{N}{m}\right) * (384.42 * 10^{-6} m^2)}{(0.27)(23520 N)}$$

$$n_c = 5.7$$

Factor de Separación:

$$n_s = \frac{F_i}{(1 - C)P} = \frac{0.75 * (S_{perno} * A_t)}{(1 - C)P}$$
$$n_s = \frac{0.75 * \left(380 * 10^6 \frac{N}{m}\right) * (384.42 * 10^{-6} m^2)}{(1 - 0.27)(23520 N)}$$

$$n_s = 6.4$$

2.6. Eje del apoyo pivotante

Esfuerzo de flexión

$$\frac{W}{L} = 23520 N * 0.30 m$$

$$\frac{W}{L} = 78400 N/m$$

Análisis Para el Esfuerzo Máximo

Fuerza Cortante máximo

$$V_1 = 11.276 KN$$

Momento Flector máximo

$$M_{1 max} = 882 N m$$

Esfuerzo Máximo

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}C}{I}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * 32}{\pi * D^3}$$

Se asume un factor de seguridad para diseño estático de 4, para poder determinar el diámetro del eje y posteriormente comenzar las iteraciones hasta encontrar el indicado.

$$N_E = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}}$$

El esfuerzo de fluencia para el acero 1045, es de 310MPa.

De esta expresión se obtiene “D”, cual nos dio un valor de:

$$D = \sqrt[3]{\frac{(8.98 * 10^3) * 4}{310 * 10^6} * 1000}$$

$$D = 48.75 \text{ mm}$$

Como nuestro eje está sometido al peso del tractor, vamos a tener el caso de un esfuerzo reversible donde esfuerzo máximo es igual en magnitud al esfuerzo mínimo y para materiales dúctiles aplicaremos la teoría de falla a fatiga de Goodman Modificado.

Esfuerzo de Amplitud

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{max} * 32}{\pi * D^3}$$

$$\sigma_a = 77.54 \text{ MPa}$$

Para el acero 1045, su esfuerzo último a la tensión es 524 MPa. A continuación se presenta la fórmula para el cálculo del esfuerzo de fatiga.

$$Se = C_{tamaño} \times C_{carga} \times C_{temp} \times C_{sup} \times C_{conf} \times Se'$$

Tabla 3: Parámetros del diseño final del esfuerzo de fatiga

$C_{tamaño}$	$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097}$ $C_{tamaño} = 1.189 \times 80^{-0.097}$ $C_{tamaño} = 0.81$
C_{carga}	$C_{carga} = 1$ (Flexión)
C_{temp}	$C_{temp} = 1$
C_{sup}	Eje maquinado $C_{sup} = 0.8$
C_{conf}	Vamos a trabajar con 99.999% de confiabilidad. $C_{conf} = 0.659$
Se'	$Se' = 0.5 Sut$ $Se' = 0.5$ (524 MPa) $Se' = 262$ MPa

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

$$Se = 0.81 \times 1 \times 1 \times 0.8 \times 0.659 \times 262 \text{ MPa}$$

$$Se = 112 \text{ MPa}$$

ANÁLISIS DE FACTOR DE SEGURIDAD

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a'}{Se} + \frac{\sigma_m'}{Sut}$$

$$N_f = 1.4$$

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

3.1. Resorte de compresión

A continuación se muestra en la siguiente hoja una imagen de la tabla de las iteraciones realizadas para el cálculo del resorte a compresión.

Los datos resaltados en azul, corresponden a las posibles soluciones del resorte a compresión, se escogió el más óptimo, considerando un factor de seguridad aceptable que garantice un diseño resistente a las fuerzas a las que será expuesto, sin caer en un sobredimensionamiento innecesario.

Tabla 4: Parámetros del diseño final del resorte a compresión

d (mm)	20
D (mm)	100
P (mm)	55.40
Lf (mm)	370
Ltrab. (mm)	250
K (N/m) $\times 10^3$	255.65

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

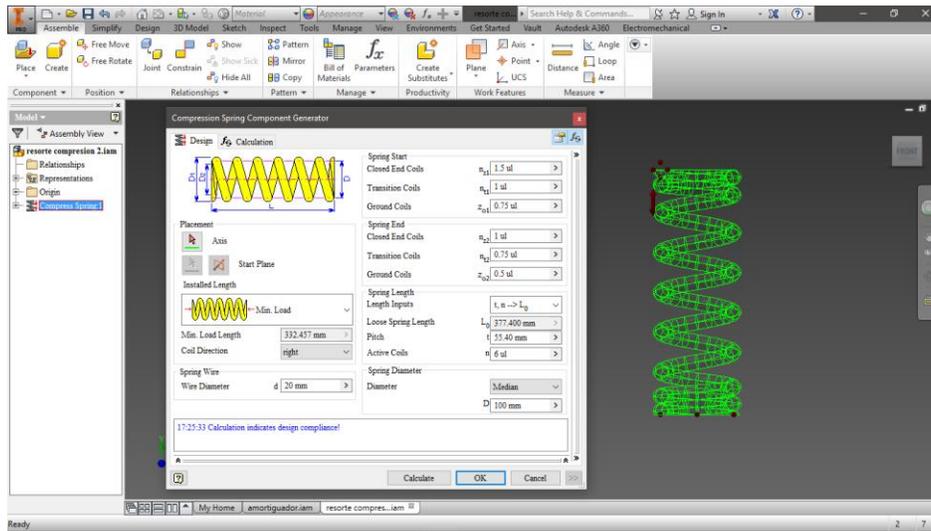


Figura 13: Ingreso de parámetros geométricos y de fuerzas para el análisis variable, Autodesk Inventor 2016, licencia 797H1
Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

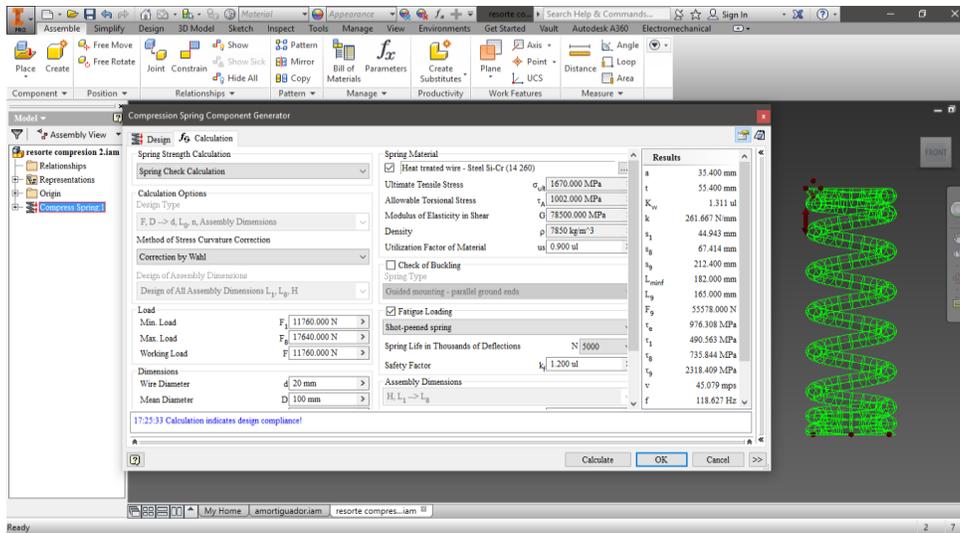


Figura 14: Resultados del análisis a fatiga realizado por Autodesk Inventor 2016, licencia 797H1
Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

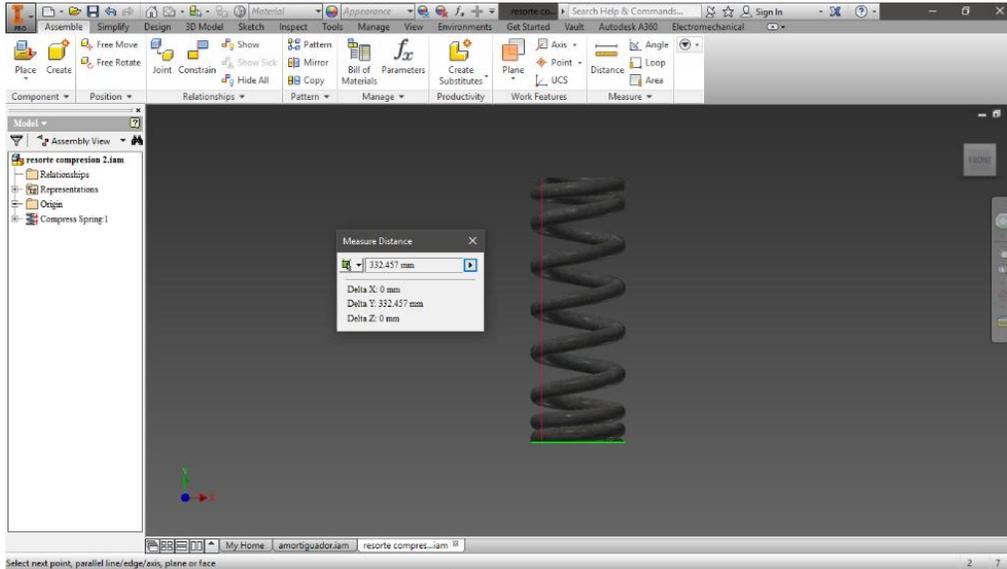


Figura 15: Diseño del resorte en Autodesk Inventor 2016, licencia 797H1
Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

Comparando los resultados obtenidos con el esfuerzo ultimo a la tensión del material aleación cromo silicio, podemos decir que los resultados son favorables y el diseño es aceptable para las cargas fluctuantes a las que será sometido el resorte a compresión.

Tabla 5: Comparativa de resultados.

Material (CrSi-A401)	Resultados del diseño
$\tau_{perm}=1002.00 \text{ MPa}$	$\tau_{pre}=411.77 \text{ MPa}$
	$\tau_i=411.77 \text{ MPa}$
	$\tau_m=514.70 \text{ MPa}$
	$\tau_a=122.60 \text{ MPa}$
$S_{ut}=1670 \text{ MPa}$	$S_{ut}=1556.62 \text{ MPa}$
	$S_{sys}=1011.80 \text{ MPa}$
	$S_{us}=1042.94 \text{ MPa}$
	$S_{es}=299.20 \text{ MPa}$

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

Como se observa, los esfuerzos máximos que dieron como resultado del diseño, muestran que están por debajo de los permisibles por el material, así que se confirma la validez del diseño realizado en este proyecto.

3.2. Amortiguador

Tabla 6: Datos de interés del amortiguador seleccionado

Carga nominal	1.5 ton
Presión nominal	346.10 KPa
Longitud comprimida	11.875 in (301.625 mm)
Longitud extendida	18.125 in (460.375 mm)
Carrera	6.25 in (158.75 mm)

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

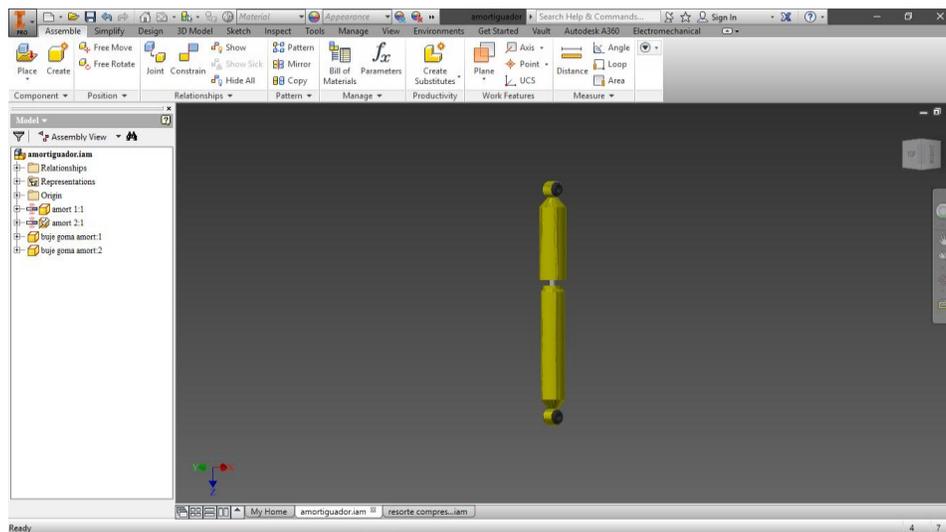


Figura 16: Modelado según parámetros del amortiguador bitubo GAS MAGNUM en Autodesk Inventor 2016, licencia 797H1

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

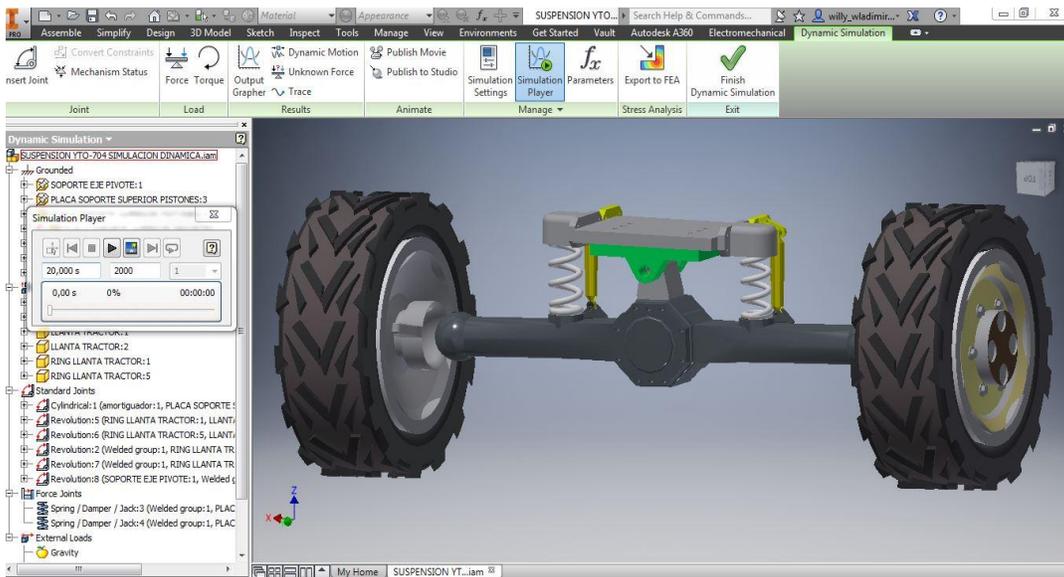


Figura 17: Se presenta como quedaría nuestro eje de $d=50\text{cm}$ ya instalado en nuestro tren delantero en, Autodesk Inventor 2016, licencia 797H1

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

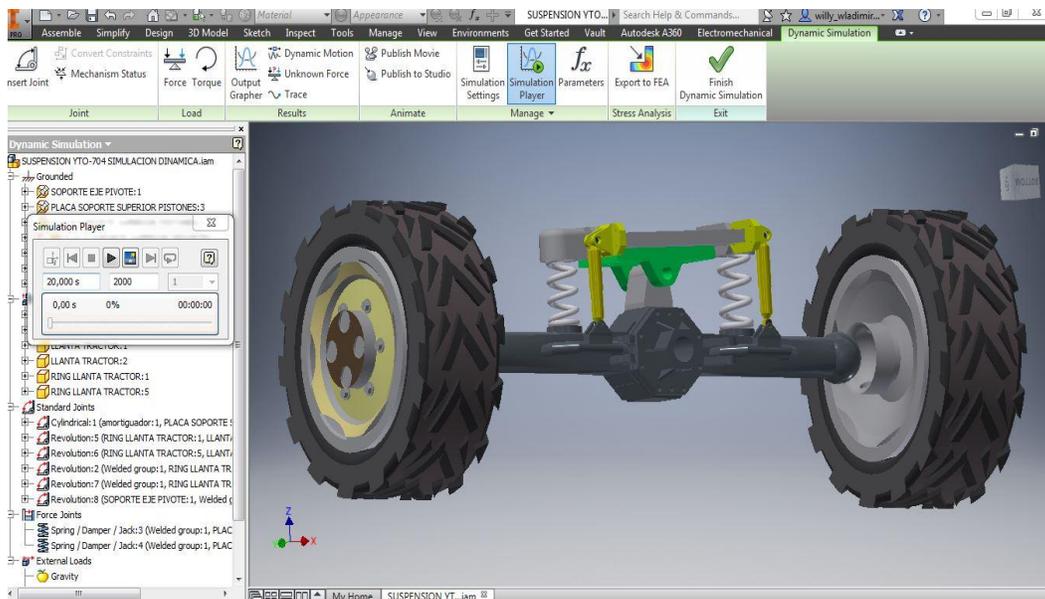


Figura 18: Se presenta nuestras placas de sujeción para resorte y amortiguador, en perspectiva isométrica, Autodesk Inventor 2016, licencia 797H1

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

3.3. Selección de pernos

Para nuestro sistema se necesitan una cantidad de 26 pernos, los cuales van distribuidos desde M12 hasta M24, y sus longitudes son de 5cm has los 10cm, en nuestro cálculo se obtuvo que se necesitaban pernos de longitudes de 134mm y de grado 5.8 pero en nuestro mercado industrial se dispone por lo general de pernos grado 8,8 y de medidas en longitud de 20 mm menores, lo cual nos dará como resúltalo cambiar un poco el espesor de las placas y como el grado que necesitamos es menor al que encontramos garantizamos un diseño optimo y aumentaremos nuestro factor de seguridad y no comprometeremos vidas humanas en la instalación de este prototipo.



Figura 19: Tenemos a continuación pernos métricos de grado 8.8 que se encuentran en el mercado ecuatoriano

Fuente: Lubripernos import

Para realizar nuestra adaptación al diseño de suspensión de triple punto de sujeción; necesitaremos la cantidad de 26 pernos métricos los cuales se los presentara con más detalle en la siguiente tabla.

Tabla 7: Características de los pernos y sus medidas estándar aplicables en el mercado ecuatoriano.

cantidad de pernos	características del perno
4	Perno métrico M14x50mm
16	Perno métrico M12x50mm
6	Perno métrico M24x100mm

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño.



Figura 20: Perno de $d=24\text{mm}$, $L=100\text{mm}$; el cual va a ser utilizado en la placa del EJE PIVOTANTE.

Fuente: lubripernos import



Figura 21: Se presenta los pernos de métrica M12 y M14 con longitud de 50mm; los cuales van a ser utilizados en la sujeción de las placas de soporte para los amortiguadores y resortes

Fuente: lubripernos import

3.4. Análisis de costos

Tabla 8: Valores de los materiales a utilizar en la modificación

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
amortiguador	Unid.	2	27	54
resorte compresión	Unid.	2	28	56
perno métrico M14x50mm	Unid.	4	0,5	2
perno métrico M12x50mm	Unid.	16	0,36	5,76
perno métrico M24x100mm	Unid.	6	3	18
tuercas 12 mm	Unid.	16	0,13	2,08
tuercas 14 mm	Unid.	4	0,13	0,52
tuercas 24 mm	Unid.	6	0,16	0,96
soldadura 7018 (1/8)	Libras	1	3,71	3,71
soldadura 6013 (1/8)	Libras	1	3,3	3,3
acero para transmisión 1040 $\theta=100\text{mm}$, L=320mm	Kg	1	8.00 \$/Kg	133
plancha ASTM-A36 (1220X2440X12)mm	Kg	1	-----	211,43

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

Costos de mecanización

Para analizar costos se considera la siguiente ecuación

Costos Totales

$$\begin{aligned}
 &= \text{Costo Hombre hora maquina} * \text{Tiempo fundamental} \\
 &+ \text{Costo del Material} \quad + \text{Costos Herramientas} \\
 &+ \text{Beneficio}
 \end{aligned}$$

Costo Hombre hora Máquina (Mo)

Este costo depende del total hombre máquina para un tiempo de 1 hora y el tiempo total de mecanizado encontrado en la parte del ciclo de fabricación.

Los gastos generales de parte de la máquina, los cuales al igual que para el trabajador son brindados por el departamento de contabilidad y costos de las empresas ya antes nombradas:

$$M_t = \frac{\text{costo inicial de la maquina}}{\left(\frac{\# \text{ de horas trabajo}}{\text{año}} \right) * (\text{periodo de amortizacion})}$$

$$M_t = \frac{\$25000}{(2304 \text{ horas /año}) * (10 \text{ años})} = \$1.085/\text{hora}$$

$$\text{gastos generales de la maquina} = 4000 \$$$

Volviendo a la primera ecuación:

$$M = W_o + \left(\frac{\text{Gastos generales operador}}{100} \right) W_o + M_t + \left(\frac{\text{Gastos generales maquina}}{100} \right) M_t$$

$$M = 3.125 + \left(\frac{0.35}{100} \right) (3.125) + 1.085 + \left(\frac{0.40}{100} \right) 1.085$$

$$M = \$4.2/\text{hora}$$

Calculo del costo hombre hora maquina:

$$M_0 = M * T_{tm}$$

$$T_{unitario} = T_{fundamental} + T_{auxiliar} + T_{pr} + T_{PP/N}$$

Tiempo total mecanizado

$$= Tf + 25\% Tf + 15\%Tf + \frac{5\%Tf}{\text{numero de piezas}}$$

$$\text{Tiempo total mecanizado} = 1.20+0.24+0.18+0.006$$

$$\text{Tiempo total mecanizado} = 2.88 \text{ horas}$$

$$M_0 = 4.2 \frac{\$}{\text{hora}} * 2.88 \text{ horas}$$

$$M_0 = \$12.10$$

Costo del material (Co)

El material de trabajo es un cilindro de acero AISI 1040, se lo vende por peso a 8 dólares el Kg.

$$C_{01} = \$133.44 \text{ Torta de } d=120\text{mm, } L=320\text{mm}$$

$$C_{0t} = \$133.44$$

Costo de la herramienta (Ho)

Se toma en cuenta los filos de las herramientas y se utiliza la siguiente ecuación.

$$H_0 = \left(\frac{\text{costo de la herramienta}}{\text{promedio de filos usados}} \right) + \left(\frac{\text{costo del portaherramienta}}{\# \text{ de filos usados durante la vida del portaherramienta}} \right)$$

Tabla 9: Precios de herramientas

	costo (\$)	# de filos usados
CCMT 12 04 12-PR	7	8
N123G2-0300-0001-CF	6	4
TCMT 16 T3 08-PR	110.56	4
R840-1900-30-A0A	456.49	8
C4-SCLCR/L-27050-12	350	2000
QS-R/LF123D08-1616B	350	2000
C3-STFCR-17090-16	322	2000

Fuente: Alex Castro y William Pazmiño

$$H_{01} = \left(\frac{7}{8}\right) + \left(\frac{350}{2000}\right) = \$1.05$$

$$H_{02} = \left(\frac{6}{4}\right) + \left(\frac{350}{2000}\right) = \$1.68$$

$$H_{03} = \left(\frac{110.56}{4}\right) + \left(\frac{322}{2000}\right) = \$27.80$$

$$H_{04} = \left(\frac{456.49}{8}\right) = \$57.06$$

$$H_{0t} = H_{01} + H_{02} + H_{03} + H_{04} = \$87.59$$

Beneficio (Fo)

El valor del beneficio será de un 30%

$$F_0 = 30\% (M_0 + C_{0t} + H_{0t})$$

$$F_0 = 30\% (12.10 + 133.44 + 87.59)$$

$$F_0 = \$69.93$$

Con estos valores tenemos que:

$$CT = \text{Costo Hombre hora maquina} * \text{Tiempo fundamental} \\ + \text{Costo del Material} + \text{Costos Herramientas} + \text{Beneficio}$$

$$\text{Costos Totales} = 12.10 + 133.44 + 87.59 + 69.93$$

$$\text{Costos Totales} = \$ 303.06$$

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

En la elaboración de este proyecto se diseñaron tres prototipos para la sujeción de nuestro sistema de amortiguación, de los cuales en su etapa de desarrollo por estética resultaban idóneos, pero al momento de realizar nuestros cálculos pertinentes se realizaron modificaciones a diámetros de ejes, selección de rodamientos, diseño de resortes, selección de pernos y amortiguadores. Estos dispositivos satisfacen nuestros factores de seguridad ya sean estáticos o de fatiga, garantizando así un diseño óptimo pensando siempre en seguridad de las personas y el costo de los materiales a emplear en este proyecto de graduación, en base a esto hemos llegado a la conclusión de que:

4.1. Conclusiones:

- Se elaboró un diseño detallado de un sistema de suspensión semirrígido, el cual poseía una carga de operación de 23520N, este tipo carga tenía que ser soportada por distintos elementos mecánicos, los cuales fueron diseñados y seleccionados.
- Para nuestro eje pivote se calculó un eje de 50 mm en acero SAE1045, con un factor de seguridad estático de 4 y uno dinámico de 1.4, el cual nos da una gran fiabilidad de que nuestro diseño es óptimo.
- Para nuestra selección de pernos el cálculo nos indica que para la sujeción en juntas sometidas a cargas axiales necesitamos pernos grado 5.8, M24 y con un largo de 13 cm.

- Para el diseño del resorte a compresión se tuvo que realizar iteraciones hasta obtener un factor de seguridad a la fatiga de 1.20, lo cual es bastante aceptable ya que con este valor aseguramos un diseño funcional a las cargas que va soportar, y evitamos un sobredimensionamiento innecesario.
- Para el resorte se seleccionó dentro de una gran variedad de materiales el más idóneo, con propiedades mecánicas adecuadas para los esfuerzos a los que será sometido, y sobre todo que sea accesible en nuestro mercado, con esto el resultado de nuestra elección fue el acero aleado cromo-silicio ASTM A704.
- Para la selección del amortiguador, se tenía que tomar muy en cuenta los parámetros de diseño del resorte a compresión, ya que por definición, el amortiguador absorbe la energía potencial elástica del resorte.
- Obtuvimos el amortiguador preciso, el cual es un amortiguador MONROE GAS MAGNUM BITUBO, presurizado con gas hidrógeno.
- El costo total del sistema de amortiguación, es bastante aceptable, dado que en primera instancia casi todos los materiales involucrados en la modificación se encuentran en el mercado nacional.
- Dado que el diseño se basó en una alternativa ya existente, podemos concluir que el sistema que le adecuamos al tractor agrícola YTO X704, si funcionará y cumplirá con los objetivos propuestos para este proyecto.

4.2. Recomendaciones

Como se mencionó en el capítulo 1, nuestro diseño está basado en sistemas patentados por distintos fabricantes como lo son Jhon Deere y Fendt Vario, debido a esto y la complejidad que fue el adquirir las fichas técnicas que ilustraban ciertos puntos de la suspensión, se optó por hacer un diseño simple pero funcional.

Por tanto realizamos las siguientes recomendaciones:

- Cuando el tractor tenga que sortear obstáculos con inclinaciones mayores a 25° , tiene que trabajar a bajas revoluciones haciendo que nuestro prototipo se esfuerce dentro de los factores de seguridad permisibles.
- Al momento de cotizar los materiales se encontraron diámetros mayores a los requeridos y grados de pernos 8.8; por lo que se recomienda seleccionar los material con el inmediato superior al requerido.
- El mayor inconveniente con el diseño del resorte a compresión, fue la selección del material, puesto que todos los materiales usados en la fabricación de resorte son trefilados y tienen diámetros estandarizados, por lo que se recomienda escoger un material que exista en el mercado nacional, y que venga en diámetros mayores a 15 mm para poder escoger el adecuado según los resultados de diseño.

- Para la selección del amortiguador, no se recomienda realizar cálculos, ya que los amortiguadores ya están fabricados y vienen en medidas estándares, por lo que solo basta con los parámetros del resorte.
- A pesar de que el sistema utilizado en este proyecto es funcional, se recomienda realizar pruebas del sistema con el tractor en específico que en este caso es el YTO X704.
- Se podría mejorar el sistema utilizado de tres puntos por un sistema de pistones hidráulicos controlando la carrera mediante un sistema automatizado. Esto sería más complejo, pero tendría un mayor impacto positivo en cuanto a confort y estabilidad sin resonancias residuales.

BIBLIOGRAFÍA

- Deere, J. c. (2011). Axle, MFWD with Triple-Link Suspension (TLS™). Vermont, USA. Recuperado de:
http://salesmanual.deere.com/sales/salesmanual/en_NA/tractors/2012/feature/differentials_axles_frame_and_chassis/6030p_7030p/6030p_7030p_axle_tls_story.html
- G. Vallejos, I. (2015). Mecánica y maquinaria agrícola. U.N.S, Argentina: Departamento de agronomía. Recuperado de:
<http://mecymaq.criba.edu.ar/attachments/article/45/ENSAYO%20DE%20TRACTORES.pdf>
- Mancha, U. d.-L. (2013). Ensayos en tractores agrícolas. España. Recuperado de:
<https://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/maquinaria/temas/ensayo.pdf>
- Márquez, L. (2010). Las suspensiones en los tractores agrícolas. Zaragoza. Recuperado de:
http://www.magrama.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf_agrotec%20fagrotec_2010_8_42_48.pdf
- Ministerio de Agricultura, P. Y. (2007). Estación de mecánica agrícola. Gobierno de España. Recuperado de:
http://www.magrama.gob.es/es/agricultura/temas/medios-de-produccion/actividades_06_07_tcm7-1053.pdf
- Ministerio de Medio Ambiente, Medio Rural y Marino, G. D. (2009). Dirección general de recursos agrícolas y ganaderos, subdirección general de medios de producción. ESPAÑA. Recuperado de:
http://www.magrama.gob.es/es/agricultura/temas/medios-de-produccion/actividades_2009_tcm7-1055.pdf
- Van der Krol, J. (2009). Modelling of the hydro-pneumatic . Eindhoven. Recuperado de: <http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/11189.pdf>.
- Norton. Robert. L. (2011). Diseño de Máquinas, un enfoque integrado. 4ta. Edición. México. Pearson Educacion.4ta edición.
- Shigley. Joseph. E. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica. 8va. Edición. México. Mc Graw-Hill Interamericana.
- Mott. Robert. L. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta. Edición. México. Pearson Educación.

PLANOS ESQUEMÁTICOS