

**DISEÑO DE UN FERROBUS COMO SOLUCIÓN AL TRANSPORTE
MASIVO DE PASAJEROS EN EL MAGDALENA MEDIO**

**NANCY BEATRIZ CADENA TÉLLEZ
LUIS EDUARDO FLOREZ TAPIAS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2007

**DISEÑO DE UN FERROBUS COMO SOLUCIÓN AL TRANSPORTE
MASIVO DE PASAJEROS EN EL MAGDALENA MEDIO**

**NANCY BEATRIZ CADENA TÉLLEZ
LUIS EDUARDO FLOREZ TAPIAS**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ISNARDO GONZALEZ
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2007

DEDICATORIA

A Dios; a nuestros padres que nos han brindado el tiempo y el apoyo necesario para la consolidación de nuestra carrera.

A nuestras familia; al amor de nuestras vidas; a nuestros amigos, quienes nos apoyaron en nuestra formación y a lograr nuestras metas durante todos estos años.

A todos aquellos que de una u otra manera se involucraron en nuestras vidas.

NANCY BEATRIZ CADENA

LUIS EDUARDO FLOREZ

AGRADECIMIENTOS

A Isnardo González, ingeniero mecánico, director del proyecto y amigo, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A Jorge Joya, jefe de taller Codisel Girón por su valiosa colaboración.

A Fernando de Cooperscol Ltda., por su orientación oportuna.

A nuestros padres y familiares.

A la persona amada.

A todos nuestros amigos.

Gracias.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. PROBLEMÁTICA DEL TRANSPORTE TERRESTRE EN EL MAGDALENA MEDIO SANTANDEREANO	3
1.1 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	6
1.1.1 Objetivos generales	6
1.1.2 Objetivos específicos	7
1.2 JUSTIFICACION	8
2. FUNDAMENTOS TEORICOS	11
2.1 CHASIS	11
2.1.1 Características del chasis	11
2.1.2 Cargas en el chasis	12
2.2 SISTEMA DE SUSPESION	13
2.2.1 Suspensión delantera	13
2.2.2 Suspensión trasera	14
2.3 SISTEMA DE FRENOS	15
2.3.1 Descripción del freno	15
2.3.2 Cargas sobre la zapata del freno	17

2.4 SISTEMA DE TRANSMISIÓN	18
2.4.1 Mecanismos de transmisión	19
2.4.2 Caja de cambios	19
3. ANALISIS ESTATICO Y DINAMICO	22
3.1 MODELO MATEMÁTICO	22
3.1.1 Desarrollo de las ecuaciones	22
3.1.2 Calculo de fuerzas sobre el vehiculo	25
3.2 CÁLCULO DE POTENCIA	27
4. SELECCIÓN DE MOTOR Y CAJA	28
4.1 SELECCIÓN DEL MOTOR	28
4.1.1 Descripción del motor seleccionado	28
4.1.2 Características del motor seleccionado	29
4.2 SELECCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS	30
4.2.1 Descripción de la caja de cambios seleccionada	30
4.2.2 Características de la caja de cambios seleccionada	32
5. DISEÑO DE ELEMENTOS DEL FERROBUS	33
5.1 CALCULO DE LOS EJES EN ANSYS	33
5.1.1 Fuerzas aplicadas sobre los ejes	37
5.1.2 Factor de seguridad de los ejes	37
5.1.3 Vida útil de los ejes	39
5.1.4 Diseño de la chaveta para el eje delantero	40

5.2 ANALISIS DEL CHASIS EN ANSYS	44
5.2.1 Fuerzas aplicadas sobre el chasis	44
5.2.2 Factor de seguridad del chasis	44
5.2.3 Vida útil del chasis	45
5.3 ANALISIS DEL ENGANCHE ENTRE VAGONES EN ANSYS	50
5.3.1 Descripción del enganche entre vagones	50
5.3.2 Fuerzas sobre el enganche entre vagones	50
5.3.3 Factor de seguridad del enganche entre vagones	51
5.4 ANALISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSION EN ANSYS	54
5.4.1 Fuerzas sobre la ballesta	54
5.4.2 Factor de seguridad de la ballesta	55
5.4.3 Vida útil de la ballesta	56
5.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	58
5.5.1 Diseño cinemático del tren cónico	58
5.5.2 Diseño estructural del tren cónico	61
5.5.3 Análisis del tren cónico en Ansys	61
5.6 DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS	68
5.6.1 Disposición espacial de los elementos del freno	68
5.6.2 Diseño de la zapata del freno	69
5.6.3 Verificación de disipación energética del freno	73

6. SELECCIÓN DE OTROS COMPONENTES	77
6.1 CARROCERIA	77
6.1.1 Tipos de carrocería	77
6.1.2 Selección de la carrocería	78
6.2 CARTER DE LOS ENGRANAJES	82
6.2.1 Caja protectora de los engranajes	82
6.2.2 Selección de rodamientos para la caja protectora de engranajes	83
6.3 TANQUE DE COMBUSTIBLE	90
6.3.1 Descripción del tanque de combustible	90
6.3.2 Consideraciones de seguridad del tanque de combustible	91
6.3.3 Análisis estructural de las abrazadera del tanque del en Ansys	91
7. PRESUPUESTO	96
8. CONCLUSIONES	98
BIBLIOGRAFÍA	99
ANEXOS	101

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Carromotor	4
Figura 2. Motozorra usada en el Magdalena Medio Santandereano	6
Figura 3. Concesiones férreas en el Magdalena Medio Santandereano	9
Figura 4. Chasis	12
Figura 5. Cargas aplicas sobre el chasis	13
Figura 6. Suspensión de ballesta	14
Figura 7. Freno de zapata	16
Figura 8. Freno de tambor	17
Figura 9. Cargas sobre la zapata	18
Figura 10. Sistema de transmisión	19
Figura 11. Caja de cambios	20
Figura 12. Cargas actuantes sobre el vehiculo	22
Figura 13. Curvas de desempeño del motor Diesel	28
Figura 14. Motor diesel de seis cilindros en línea CATERPILLER	29
Figura 15. Caja de cambios FULLER	31
Figura 16. Ferrobús	34
Figura 17. Componentes del Ferrobús	35
Figura 18. Detalle de los componentes del Ferrobús	36
Figura 19. Fuerzas actuantes sobre el eje delantero y soportes	37
Figura 20. Fuerzas actuantes sobre el eje trasero y soportes	37
Figura 21. Factor de seguridad del eje delantero	38
Figura 22. Factor de seguridad mínimo del eje delantero	38

Figura 23. Factor de seguridad del eje trasero	39
Figura 24. Vida útil del eje delantero	39
Figura 25. Vida útil del eje trasero	40
Figura 26. Plano del eje delantero	42
Figura 27. Plano del eje trasero	43
Figura 28. Fuerzas actuantes y soportes del chasis	45
Figura 29. Factor de seguridad del chasis	46
Figura 30. Factor de seguridad mínimo del chasis	46
Figura 31. Vida útil del chasis	47
Figura 32. Vida útil mínima del chasis	48
Figura 33. Plano del chasis	49
Figura 34. Enganche entre vagones	50
Figura 35. Fuerzas actuantes y soporte sobre el enganche	51
Figura 36. Factor de seguridad del enganche	52
Figura 37. Factor de seguridad mínimo del enganche	52
Figura 38. Plano del enganche	53
Figura 39. Fuerzas actuantes y soportes de la ballesta	54
Figura 40. Factor de seguridad de la ballesta	55
Figura 41. Factor de seguridad mínimo de la ballesta	55
Figura 42. Vida útil de la ballesta	56
Figura 43. Plano del sistema de suspensión	57
Figura 44. Geometría de los engranajes	58
Figura 45. Dimensiones del piñón	59
Figura 46. Dimensiones de la corona	59
Figura 47. Cargas aplicados sobre los engranajes	60
Figura 48. Factores usados en el diseño de los engranajes	61
Figura 49. Fuerzas actuantes y soporte del piñón	62
Figura 50. Fuerzas actuantes y soporte de la corona	62

Figura 51. Factor de seguridad en el piñón	63
Figura 52. Factor de seguridad mínimo en el piñón	64
Figura 53. Factor de seguridad en la corona	65
Figura 54. Factor de seguridad mínimo en la corona	65
Figura 55. Plano del piñón	66
Figura 56. Plano de la corona	67
Figura 57. Dimensiones del freno de zapata	69
Figura 58. Plano del sistema de frenos	76
Figura 59. Distribución de la resistencia aerodinámica para carrocerías	77
Figura 60. Prototipo de carrocería	79
Figura 61. Plano lateral de la carrocería	80
Figura 62. Plano frontal de la carrocería	81
Figura 63. Carter	82
Figura 64. Rodamiento SKF 32018 X	85
Figura 65. Rodamiento SKF 32308	87
Figura 66. Plano de la tapa superior del carter	88
Figura 67. Plano de la tapa inferior del carter	89
Figura 68. Tanque de combustible	90
Figura 69. Soporte del tanque de combustible	91
Figura 70. Fuerzas sobre el tanque de combustible y soportes	92
Figura 71. Factor de seguridad del soporte del tanque de combustible	92
Figura 72. Plano del tanque de combustible	94
Figura 73. Plano del soporte del tanque de combustible	95
Figura 74. Prototipo final del Ferrobús	96

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Calculo de potencia	27
Tabla 2. Parámetros para la selección del motor	29
Tabla 3. Especificaciones técnicas del motor	30
Tabla 4. Parámetros para la selección de la caja de cambios	32
Tabla 5. Especificaciones técnicas de la caja de cambios	32
Tabla 6. Valores C/P para diferentes duraciones L10h	85
Tabla 7. Valores comerciales de los elementos del Ferrobús	97

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Cálculos en el programa ESS	101
Anexo B. Tablas utilizadas en el diseño del Ferrobús	103
Anexo C. Cotizaciones	105
Anexo D. Planos del Ferrobús	112

GLOSARIO

NOTACIÓN

A	Distancia resultante desde el centro del freno hasta el soporte, mm.
a_x	Aceleración del vehiculo en el eje x, m/s^2 .
b	Longitud desde el eje al centro de masa del vehiculo, m.
B	Ancho de la zapata, mm.
C	Capacidad de carga dinámica del rodamiento.
C _{fr}	Coeficiente de fricción de la zapata.
C _o	Capacidad de carga estática del rodamiento.
D _A	Fuerza aerodinámica sobre el vehiculo.
Dec	Diámetro del eje de la caja de cambios, mm.
dh	Longitud desde el eje hasta el enganche, m.
Dr	Diámetro del eje de la rueda, mm.
E _c	Energía cinética, N - m.
E _d	Energía disipada por el freno, N - m.
E _r	Energía rotacional, N - m.
E _t	Energía total disipada, N - m.
F	Fuerza de trabajo del freno, N.
F _a	Fuerza axial sobre el rodamiento.
F _c	Fuerza producida por la potencia actuante sobre el eje, N.
F _f	Fuerza de fricción, N.
F _r	Fuerza radial sobre el rodamiento.
F _x	Componente en x de F, N.

Fxf	Fuerza de tracción delantera, N.
Fy	Componente en y de F, N.
g	Aceleración gravitacional, m/s ² .
h	Longitud desde el piso al centro de masa del vehiculo, m.
H	Distancia vertical desde el centro del freno hasta la fuerza aplicada, mm.
ha	Longitud desde el piso hasta donde se aplica la fuerza D _A , m.
hh	Longitud desde el piso hasta el enganche, m.
Ic	Momento de inercia de la corona, N - m - seg ² .
Ie	Momento de inercia del eje, N - m - seg ² .
IntA	Integral de la reacción en x de la zapata.
IntB	Integral de la reacción en y de la zapata.
Ip	Momento de inercia del piñón, N - m - seg ² .
Ip ^(C)	Momento de inercia del piñón respecto a la corona, N - m - seg ² .
Ir	Momento de inercia de la rueda, N - m - seg ² .
It	Momento de inercia total, N - m - seg ² .
J	Distancia horizontal del centro del freno hasta la fuerza aplicada, mm.
K	Distancia horizontal desde el centro del freno hasta los soportes, mm.
L	Longitud entre ejes, m.
Lc	Longitud de la chaveta, mm.
L10h	Duración nominal del rodamiento, h de servicio.
M	Masa, Kg.
Mc	Masa de la corona, Kg.
Me	Masa del eje, kg.
Mf	Momento de las fuerzas actuantes sobre el freno, N - m.
Mn	Momento de las fuerzas normales sobre el freno, N - m.
Mp	Masa del piñón, Kg.

Mr	Masa de la rueda, Kg.
N	Distancia vertical desde el centro del freno hasta los soportes, mm.
nc	Revoluciones máximas de la caja de cambios, rpm.
nm	Revoluciones máximas del motor, rpm.
P	Carga dinámica equivalente del rodamiento, N.
P _o	Carga estática equivalente del rodamiento, N.
Pa	Presión máxima sobre la zapata, KPa.
Pd	Presión máxima sobre la zapata derecha, Pa.
Piz	Presión máxima sobre la zapata izquierda, KPa.
Piz ₁	Presión máxima sobre la zapata izquierda, Pa.
Pm	Potencia del motor, w.
Pot	Potencia del motor, hp.
R	Radio de la rueda, m.
Rz	Radio de la zapata del freno, mm
Rc	Radio de la corona, m.
Re	Radio del eje, m.
Rhx	Fuerza longitudinal en el enganche, N.
Rhz	Fuerza vertical en el enganche, N.
Rp	Radio del piñón, m.
Rt	Resultante sobre el pasador en la zapata derecha, N
Rti	Resultante sobre el pasador en la zapata izquierda, N.
Rx	Reacción en la articulación derecha en x, N.
Rxi	Reacción en la articulación izquierda en x, N.
Ry	Reacción en la articulación derecha en y, N.
Ryi	Reacción en la articulación izquierda en y, N.
S	Distancia vertical del soporte del freno hasta la fuerza aplicada, mm.
Ssy	Esfuerzo último a la fluencia del material, Pa.

S_y	Esfuerzo permisible por cortante, Pa.
T	Momento total ó Capacidad de frenado, N - m.
T_c	Torque en eje delantero, N - m.
T_d	Momento aplicado por la zapata derecha, N - m.
T_i	Momento en la zapata izquierda, N - m.
u	Longitud desde el eje al centro de masa del vehiculo, m
V	Velocidad, m/s.
V_1	Velocidad inicial del vehiculo, m/s ² .
V_2	Velocidad final del vehiculo, m/s ² .
W	Peso del vehiculo, Kg.
W_f	Fuerza normal en las ruedas delantera, N.
W_r	Fuerza normal en las ruedas traseras, N.
x	Espacio recorrido por el vehiculo, m.

LETRAS GRIEGAS

θ	Angulo de inclinación del vehiculo respecto a la horizontal, grados.
μ_{rod}	Coeficiente de rodadura
μ_{fri}	Coeficiente de fricción
β_1	Angulo de incidencia cuando la presión es cero sobre la zapata, grados.
β_2	Angulo comprendido por la zapata, grados.
β_3	Angulo comprendido desde el centro del freno al soporte, grados.
β_a	Angulo de incidencia cuando la presión es máxima sobre la zapata, grados.
ϕ	Angulo girado del tambor del freno mientras actúa el freno, vueltas.
ω_1	Velocidad angular inicial de la rueda, rpm.
ω_2	Velocidad angular final de la rueda, rpm.

Σ Sumatoria.

SUBÍNDICES

1,2,... Numeración de ángulos.

fri Fricción.

rod Rodadura.

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO DE UN FERROBUS COMO SOLUCIÓN AL TRANSPORTE MASIVO DE PASAJEROS EN EL MAGDALENA MEDIO *

AUTORES:

CADENA TÉLLEZ, Nancy Beatriz
FLOREZ TAPIAS, Luis Eduardo **

PALABRAS CLAVES:

Diseño de vehículos, sistema de transmisión, sistema de frenos y sistema de suspensión.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es dotar a la Cooperativa de Trabajo Asociado y de Servicios Múltiples de Colombia Coopsercol Ltda. Mediante la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, del diseño teórico de un vehículo de transporte de pasajeros y carga para el Magdalena Medio Santandereano denominado "Ferrobús".

Se plantea el diseño de un vehículo de transporte que cubra la ruta ferroviaria del Magdalena Medio Santandereano, que cumpla con los requerimientos mínimos de seguridad y comodidad para las personas que utilizan estas vías férreas para su desplazamiento, bajando los costos del desplazamiento y mejorando el nivel de vida de las comunidades que se encuentran en la zona.

El diseño del Ferrobús se hace con base en las ecuaciones de diseño dinámico para un vehículo con remolque, además del uso del software como **Engineering Equation Solver** para resolución del sistema de ecuaciones, **Solid Edge** para dibujar los componentes y obtener los planos y **Ansys** para el análisis de esfuerzos y deformaciones.

El resultado del diseño es un vehículo de transporte de pasajeros y carga que consta de dos vagones interconectados por la cola, cada vagón con un motor independiente; con una capacidad de 20 pasajeros sentados en cada vagón, el cual se desplaza sobre la vía férrea a una velocidad aproximada de 60 Km/h con una autonomía para 115 Km.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Isnardo González

ABSTRACT

TITLE: DESIGN OF A FERROBUS AS SOLUTION TO THE MASSIVE TRANSPORT OF PASSENGERS IN THE MAGDALENA MEDIO *

AUTHORS:

CADENA TÉLLEZ, Nancy Beatriz,
FLOREZ TAPIAS, Luis Eduardo **

KEY WORDS:

Design of vehicles, transmission system, system of controls and suspension system.

DESCRIPTION:

The objective of this project is to endow to the Cooperative of Work Associate and of Multiple Services of Colombia Coopsercol Ltd. By means of the School of Mechanical Engineering of the Industrial University of Santander, of the theoretical design of a vehicle of passengers' transport and it loads for Magdalena Medio Santandereano denominated "Ferrobús."

Its thinks about the design of a vehicle of transport that it covers the rail rout of the Magdalena Medio Santandereano that fulfills the minimum requirements of security and comfort for people that use these railroads for their displacement, lowering the costs of the displacement and improving the level of life of the communities that they are in the area.

The design of Ferrobús is made with base in the equations of dynamic design for a vehicle with tow (trailer), besides the use of the software like **Engineering Equation Solver** for resolution of the system of equations, **Solid Edge** to draw the components and to obtain the plans and **Ansys** for the analysis of efforts and deformations.

The result of the design is a vehicle of passengers' transport and it loads that it consists of two boxcars interconnected by the line, each boxcar with an independent motor; with a capacity of 20 passengers sat down in each boxcar, which moves on the railroad to an approximate speed of 60 Km/h with an autonomy for 115 Km.

* Grade Work

** Faculty of Engineerings Physique Mechanics. School of Mechanical Engineering. Isnardo González

INTRODUCCIÓN

La zona del Magdalena Medio Santandereano presenta una carencia de rutas para el transporte de pasajeros por vía terrestre. Durante décadas la población que habita en la región ha tenido inconvenientes con la movilización desde y hacia la misma; el abandono en que se encuentra la zona ha posibilitado el estancamiento del desarrollo de los medios de transporte con que cuentan, haciendo que la travesía por la misma sea larga, extenuante y costosa.

Ante la necesidad de encontrar una solución al problema del transporte de carga y pasajeros planteado por la **Cooperativa de Trabajo Asociado y de Servicios Múltiples de Colombia Coopsercol Ltda.** nace la necesidad de diseñar un vehículo de transporte férreo que sea más cómodo y seguro. Por ello se plantea el diseño de un Ferrobús, que es un vehículo de transporte similar a un autobús de transporte intermunicipal, con la diferencia que se desplazará sobre rieles utilizando ruedas metálicas, constará de dos vagones con capacidad para 20 pasajeros sentados, cada vagón con un motor independiente que lo convierte en un vehículo bidireccional.

El capítulo 1 tiene como fin presentar el planteamiento del problema expuesto por Coopsercol Ltda. para solucionar el transporte de pasajeros en el Magdalena Medio Santandereano.

El capítulo 2 tiene como fin presentar los conceptos fundamentales del diseño de un vehículo de transporte, los cuales constituyen la estructura básica de

los procedimientos, análisis y cálculos de cada uno de los componentes del vehículo.

En este análisis se consideran los métodos de diseño generales para los tres principales sistemas, los cuales son: Sistema de suspensión, Sistema de transmisión y Sistema de frenos. Dentro de este capítulo se incluye el chasis.

En el capítulo 3, se presenta el modelo matemático utilizado en el análisis estático y dinámico al cual fue sometido el vehículo.

El capítulo 4 muestra la forma en que se hizo la selección de los componentes caja y motor del Ferrobús, teniendo en cuenta las condiciones especiales en las cuales se va a trasladar dicho vehículo.

En el capítulo 5 se plantean las ecuaciones y demás parámetros necesarios para el diseño de los elementos y sistemas mecánicos que componen el vehículo.

El capítulo 6 muestra la forma en que se hizo la selección de otros componentes como la carrocería y el tanque de combustible.

Finalmente, en el capítulo 7 se presenta un presupuesto de cada uno de los componentes del vehículo.

Se incluye como anexo D a este documento, los planos principales en la construcción del vehículo.

1. PROBLEMÁTICA DEL TRANSPORTE TERRESTRE EN EL MAGDALENA MEDIO SANTANDEREANO

La zona del Magdalena Medio Santandereano presenta una carencia de rutas para el transporte de pasajeros. El río Magdalena por medio de embarcaciones pequeñas fluviales y la troncal del Magdalena Medio por medio de vehículos de combustión interna de servicio público y privado cubren la demanda de transporte terrestre y fluvial de la población que se encuentra a sus riveras y orillas de camino, que por lo general son los pueblos que presentan mayor número de habitantes y a los cuales las personas que habitan el interior del Magdalena Medio van a realizar sus actividades económicas.

Los carrmotores son los vehículos actualmente utilizados para el transporte de pasajeros sobre las vías férreas los cuales antiguamente eran los vagones utilizados por las cuadrillas de mantenimiento de las vías férreas. Estos constan de varios asientos junto a un motor de combustión interna, sobre un chasis que se desplaza sobre ruedas metálicas, los cuales inicialmente no contaban con los componentes necesarios en un vehículo de transporte de pasajeros; son vehículos destapados lateralmente y que no cuentan con las condiciones mínimas de seguridad para la prestación de un servicio de transporte de pasajeros, ya que ellos son una adaptación (figura 1).

Esta situación ha generado problemas en los vehículos en cuanto a la suspensión que constantemente tiene que ser reforzada de una manera artesanal al igual que el chasis, debido al sobrepeso a que son sometidos a la

hora de mayor movimiento de pasajeros, sobretodo si estos necesitan transportar carga. Cabe agregar que esa forma artesanal de arreglar los problemas se debe a la falta de un diseño adecuado y personal calificado en ingeniería de mantenimiento y escasez de repuestos en el mercado nacional y latinoamericano ya que estos vehículos tienen una edad considerable.

Figura 1. Carromotor



En las horas pico de transporte (5:00 a.m. y 12:00 m) la afluencia de pasajeros es superior a la capacidad de transporte de los vagones que dispone Coopsercol Ltda., por lo cual se presenta una gran incomodidad entre los mismos pasajeros para desplazarse, teniendo en algunas ocasiones que viajar de pie dentro de los vagones, y mal sentados por culpa de mercancías de gran volumen que ellos mismos llevan. Desgraciadamente los ingresos económicos de la población que habita el Magdalena Medio y utiliza el servicio de transporte prestado por Coopsercol Ltda. no son muy altos por lo que la

población no puede disponer de otros medios de transporte que les genera un mayor costo y obviamente no tienen la capacidad económica para comprar un vehículo propio, así que este servicio es el que más se acomoda a las necesidades de su bolsillo.

Debido a la falta de carreteras hacia los pueblos y caseríos del interior el transporte es cubierto por el desplazamiento sobre las vías férreas mediante “motozorras” (figura 2) que son altamente inseguras. Estos vehículos constan principalmente de una motocicleta que va unida a una mesa de madera que esta soportada sobre unos rodamientos (balineras) los cuales se deslizan sobre los rieles de la vía férrea sin tener en cuenta el acoplamiento entre estos dos elementos (rodamiento - rieles). La motocicleta se apoya al riel a través de su llanta trasera la cual proporciona la tracción que necesita el vehículo para moverse, la llanta delantera se encuentra en el aire y encerrada en un pequeño hueco sobre la mesa de madera, por lo cual la dirección de la motocicleta no influye en la dirección de desplazamiento.

Como el nivel de agarre entre el riel y los rodamientos es mínimo cuando estos vehículos sobrepasan los 20 Km. /h o se encuentran con una pequeña curvatura en la vía corren el riesgo de descarrilarse y causar graves accidentes con lesionados como ya ha sucedido.

Las distintas poblaciones del Magdalena Medio Santandereano que comprenden la vía del ferrocarril adjudicada a Coopsercol Ltda. para la prestación del servicio de transporte que va desde Puente Sogamoso pasando por Barrancabermeja y llegando a Puerto Berrio, abarca una distancia de 115 Km. Esta distancia es de difícil acceso para transitarla a pie o en bicicleta, lo que implicaría una gran cantidad de tiempo y exposición a las inclemencias

del clima, aunque hay personas de muy bajos recursos que se ven obligados a realizar esta travesía.

Figura 2. Motozorra usada en el Magdalena Medio Santandereano



1.1 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

El presente trabajo de grado tiene como objetivos general y específicos como se citan a continuación.

1.1.1 Objetivos Generales

- ✓ Atender y solucionar las diferentes necesidades nacionales y principalmente las de la región del Magdalena Medio Santandereano a través del diseño de un vehículo de transporte acorde con las necesidades de la población, que contribuya con el desarrollo de la región mejorando el desplazamiento por las distintas comunidades de la zona.

- ✓ Contribuir con el fortalecimiento de proyectos relacionados con el diseño mecánico en la Escuela de Ingeniería Mecánica.

1.1.2 Objetivos Específicos

- ✓ Diseñar un vehículo de transporte para una vía férrea con separación entre rieles de 0.90 m, con las condiciones de comodidad y estética de un bus de servicio intermunicipal, de dos vagones con capacidad para 20 pasajeros sentados en cada vagón, cada vagón con un motor Diesel para una velocidad de trabajo de 60 Km./h, en su parte frontal, lo que lo convierte en un vehículo bidireccional de tracción delantera, su sistema de suspensión será de ballesta principalmente; además estará soportado por un chasis y dos ejes en cada vagón, con una autonomía para un recorrido de mínimo 115 Km.
- ✓ Concebir un diseño de un costo inferior a los quinientos millones de pesos (equivalente al valor comercial de dos buses de transporte intermunicipal), cuya construcción sea posible teniendo en cuenta las limitaciones económicas y de partes y accesorios disponibles en los mercados locales y nacionales.
- ✓ Aplicar técnicas CAD (Solid Edge para la generación de piezas), CAE (Workbench para el análisis de esfuerzos) en la realización del diseño del vehículo de transporte férreo, que contribuya a hacer confiables los elementos y sistemas que lo componen para su futura construcción por parte de Coopsercol Ltda.

- ✓ Elaborar un documento en el cual se consigne un resumen del proyecto, el cual aparecerá en una publicación de carácter técnico en la universidad o fuera de ella.

1.2 JUSTIFICACIÓN

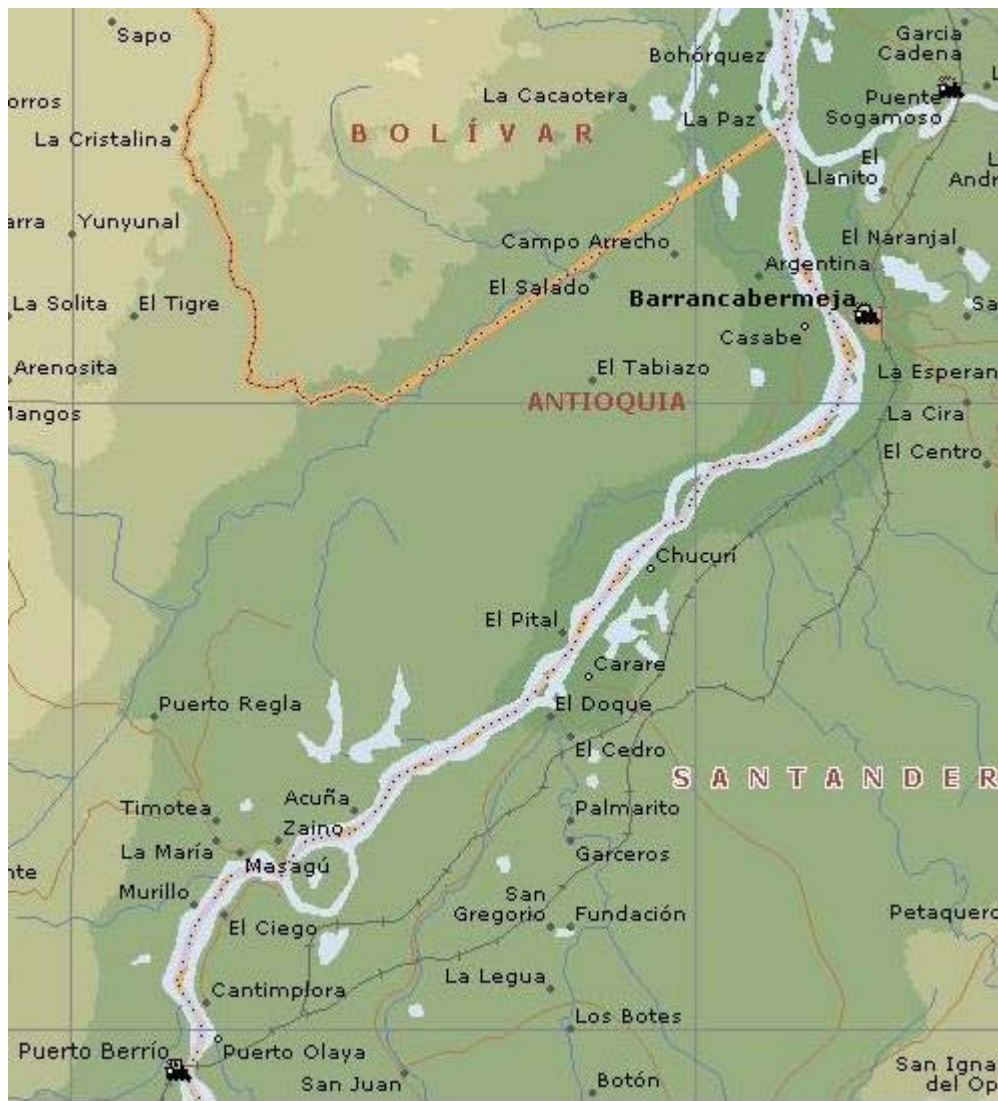
Ante la necesidad de encontrar una solución al problema del transporte de carga y pasajeros planteado por Coopsercol Ltda. a la Escuela de Ingeniería Mecánica; Cooperativa que esta conformada por antiguos trabajadores de la ya liquidada empresa Ferrocarriles de Colombia. Coopsercol Ltda. debe mantener en óptimas condiciones mecánicas y de operación los vehículos con los cuales presta el servicio de transporte (carromotor), debido al elevado costo de mantenimiento de estos vehículos, la incomodidad e inseguridad que representan para los pasajeros, nace la necesidad de diseñar un vehículo de transporte férreo que sea más cómodo y seguro.

Las concesiones férreas fueron adjudicadas en Julio 27 de 1999 a Ferrocarriles del Norte de Colombia - FENOCO, como concesión Atlántico y el Noviembre 4 de 1998 a la Sociedad Concesionaria de la Red Férrea del Pacífico S.A. (Hoy Tren de Occidente S.A.).

Debido a lo anterior, Coopsercol Ltda. tiene un contrato con FENOCO para hacer uso de las vías férreas en el sector del Magdalena Medio Santandereano que en este caso tienen una separación de rieles de 0.90 m, por medio de las cuales se activó el transporte de pasajeros en carrmotores, para solucionar el problema de movilidad de la comunidad y restringir el uso de carros de balineras (motozorras), que causan una alta inseguridad en la operación. Por ello se plantea el diseño de un Ferrobus, que es un vehiculo de transporte

similar a un autobús de transporte intermunicipal, con la diferencia que se desplazará sobre rieles utilizando ruedas metálicas, constara de dos vagones con capacidad para 20 pasajeros sentados, llevara el motor en su parte frontal, de tracción delantera y suspensión de ballesta, soportado por un chasis y dos ejes en cada vagón. El diseño del Ferrobús tiene como objetivo acabar con las incomodidades y riesgos a que se someten los usuarios de las “motozorras”, para lograrlo se plantea el diseño de un vehículo de transporte de pasajeros.

Figura 3. Concesiones férreas en el Magdalena Medio Santandereano



La implementación de un vehículo de esta índole repercute de manera sustancial en la economía de la zona, ya que permite:

- ✓ Reducir el tiempo de traslado entre las diferentes poblaciones.
- ✓ Permitir al pasajero un desplazamiento más cómodo y seguro.
- ✓ Mejorar la calidad del servicio a través de un vehículo confiable.

Todo esto ayuda al mejoramiento del nivel de vida de la población; por lo anterior la búsqueda de soluciones a través de la mejora de los vehículos utilizados para el transporte se hace primordial para el desarrollo de la región.

2. FUNDAMENTOS TEORICOS

Todo elemento mecánico tiene un orden adecuado en el diseño de sus componentes y dicho diseño también presenta una secuencia lógica para obtener resultados acordes con la realidad física. En este caso ya que se trata de un vehículo de transporte terrestre se empieza por hablar un poco de la historia y evolución de este medio de transporte hasta llegar a nuestros días; para ir conociendo sobre el tema y poder hacer un recuento corto del diseño de sus sistemas y componentes mas importantes trabajados en esta tesis.

Los automóviles, los ciclomotores, los autobuses, las furgonetas, los camiones y los trenes son los principales medios de transporte terrestres. Estos vehículos circulan por carreteras y vías férreas, y atraviesan puentes y túneles cuando el relieve es abrupto.

El ferrocarril es un medio de transporte de viajeros y mercancías en vagones con ruedas que se desplazan sobre rieles paralelos llamados vía férrea. Los vagones son remolcados por una locomotora, que genera la energía necesaria para mover todo el conjunto. Los motores que se emplean en la actualidad en los ferrocarriles son eléctricos, puros o combinados con un motor diesel.

2.1 CHASIS

2.1.1 Características del chasis. El chasis es la estructura que sostiene y aporta rigidez y forma a un vehículo. En un automóvil, el chasis es el equivalente al

esqueleto en un ser humano, sosteniendo el peso, aportando rigidez al conjunto, y condicionando la forma y la dinamicidad final del mismo.

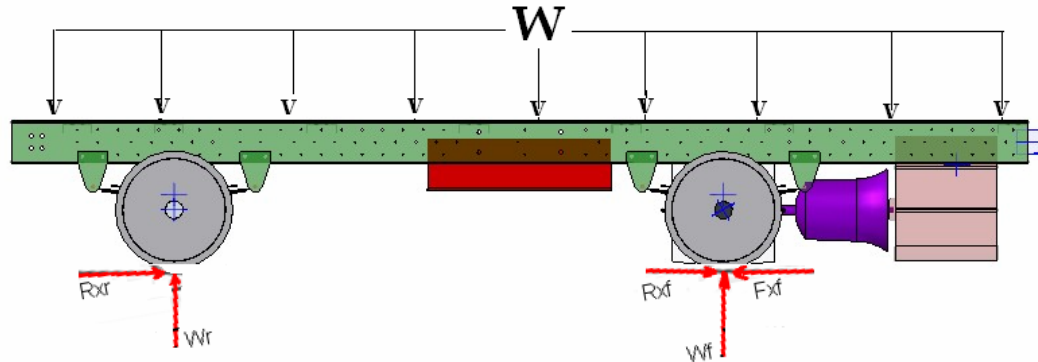
Figura 4. Chasis



Suele estar realizado en diferentes materiales, dependiendo de la rigidez, precio y forma necesaria. Los más habituales son de acero o aluminio. Las formas básicas que lo componen suelen ser tubos o vigas. Los más comerciales suelen medir entre 3 y 10 metros de largo. Sus uniones pueden hacerse por medio de soldadura o pernos.

2.1.2 Cargas en el chasis. En la figura 5 se muestran las fuerzas que se tienen en cuenta para hacer el análisis estático y de esfuerzos del chasis, estas fuerzas corresponden al peso del vehículo, las normales en las ruedas, las fuerzas de fricción y la fuerza de tracción que en este caso es delantera. Las ecuaciones matemáticas generales se desarrollaron en detalle en la sección 3.2.1.

Figura 5. Cargas aplicadas sobre el chasis



2.3 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

La suspensión del automóvil está formada por las ballestas (figura 6), horquillas rótulas, muelles y amortiguadores, estabilizadores, ruedas y neumáticos. El bastidor del automóvil se puede considerar el cuerpo integrador de la suspensión. Está fijado a los brazos de los ejes mediante ballestas o amortiguadores. En los automóviles modernos, las ruedas delanteras (y muchas veces las traseras) están dotadas de suspensión independiente, con lo que cada rueda puede cambiar de plano sin afectar directamente a la otra. Los estabilizadores son unas barras de acero elástico unidas a los amortiguadores para disminuir el balanceo de la carrocería y mejorar la estabilidad del vehículo.

2.3.1 Suspensión delantera. En todos los automóviles para pasajeros se utilizan suspensiones delanteras independientes. En los vehículos con tracción trasera se emplea típicamente el diseño de brazo largo y corto, con el muñón de la dirección sujeto en forma directa entre las horquillas mediante juntas esféricas (rotulas). La horquilla superior es mas corta que la horquilla

inferior para permitir que los resortes se flexionen sin que haya movimiento lateral del neumático en el punto de contacto con el piso.

Figura 6. Suspensión de ballesta



Una modificación en la suspensión convencional consiste en inclinar las horquillas superiores hacia abajo y hacia atrás, para que el vástago de la dirección tenga más caster (inclinación hacia delante o hacia atrás) cuando se comprimen los resortes delanteros. Esta geometría hace que la torsión producida al frenar las ruedas delanteras produzca un par torsor sobre las horquillas inclinadas, el cual tiende a elevar la parte delantera del bastidor del vehículo. Cuando se hacen las piezas con las proporciones adecuadas es posible mediante este medio reducir la *clavada* del vehículo al aplicar los frenos. La carga que reciben estas horquillas por lo general, la absorben los resortes helicoidales que actúan sobre la horquilla inferior o por los resortes de la barra de torsión montados en sentido longitudinal.

2.3.2 Suspensión trasera. Las reacciones al par se pueden absorber por medio de resortes de hojas, como el accionamiento Hotchkiss o por medio de barras radiales cuando se utilizan resortes helicoidales. En algunos diseños antiguos

se utilizo un tubo de torsión en torno al árbol propulsor, atornillado al alojamiento del eje trasero con juntas universales en ambos extremos delanteros. En los diseños más recientes se emplean resortes helicoidales o resortes de hojas. La rigidez de los resortes en las ruedas traseras es de alrededor de 15 N/mm hasta alrededor de unos 28 N/mm. En todos los automóviles se emplean amortiguadores para absorber los golpes y vibraciones del camino.

2.4 SISTEMA DE FRENOS

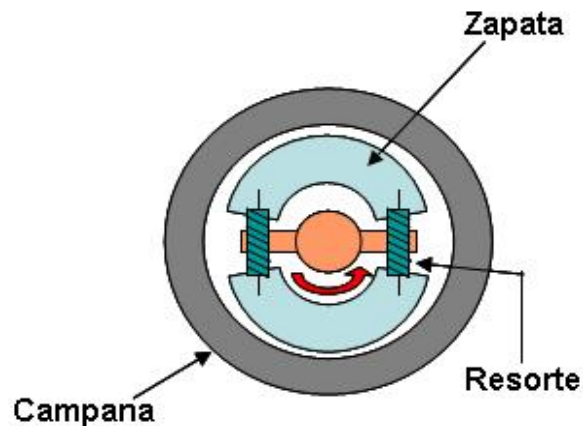
2.4.1 Descripción del freno. El freno es un dispositivo mecánico que se aplica a la superficie de un eje, una rueda o un disco giratorio, de manera que reduce el movimiento mediante fricción. El freno está revestido con un material resistente al calor que no se desgasta con facilidad ni se alisa ni se vuelve resbaladizo.

Una zapata de freno (figura 7) es un bloque de madera o metal que presiona contra la llanta de una rueda mediante un sistema de palancas. La zapata de freno de expansión interna se emplea en muchos automóviles. Este sistema, también denominado freno de tambor, usa un par de zapatas abatibles que presionan contra el interior de un tambor mediante una palanca mecánica o un cilindro hidráulico.

El sistema de frenos se basa en los principios de la hidráulica. La acción hidráulica empieza al aplicar una fuerza en el pedal del freno. Esta fuerza crea una presión en el cilindro maestro, en forma directa o por medio de un reforzador de potencia. Esta presión sirve para desplazar el fluido hidráulico almacenado en el cilindro maestro, el fluido desplazado transmite la presión

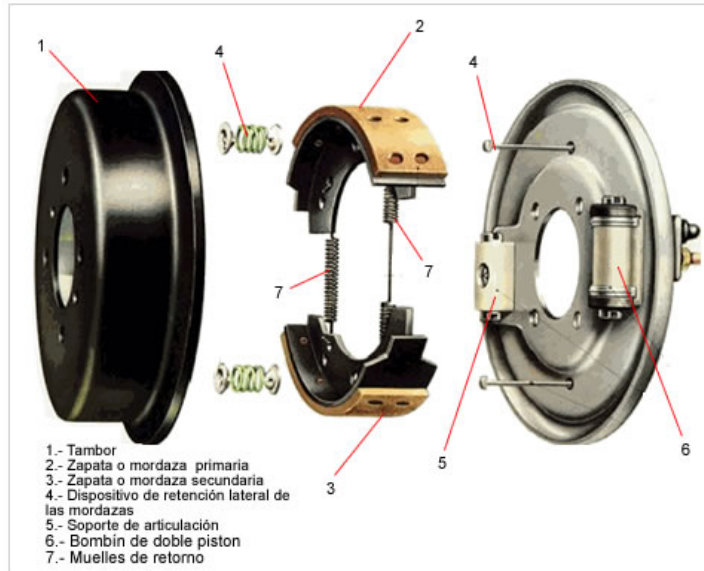
por los tubos y mangueras que están llenos de fluidos, hasta los cilindros de las ruedas que hacen actuar los mecanismos de las zapatas de los frenos. Al accionar estos mecanismos se fuerzan las zapatas contra los rotores o los tambores para detener el automóvil.

Figura 7. Freno de zapata



Un freno de tambor (figura 8) requiere mucha fuerza para presionar las zapatas, sobre todo en un vehículo pesado que se mueve a gran velocidad. Esta fuerza se puede generar con un accionamiento del pedal, pero lo más frecuente es que la fuerza humana se potencie con un cilindro y un pistón accionado por aire (freno de aire) o por un pistón accionado por el vacío (freno de vacío). En el freno de aire, inventado por George Westinghouse en 1869, la presión del aire mantiene apartados la zapata y el tambor mientras el vehículo está en movimiento. Los frenos actúan cuando disminuye la presión. Este método elimina el peligro de un fallo de los frenos a causa de una pérdida de aire. Si el sistema de aire comprimido tiene una fuga los frenos entran en funcionamiento de forma automática. Todos los trenes y algunos vehículos pesados, en especial los camiones articulados, usan frenos de aire.

Figura 8. Freno de tambor



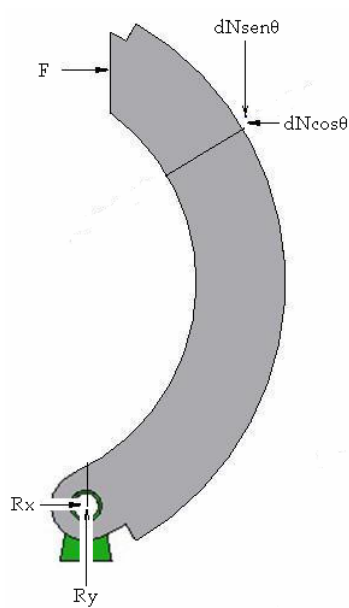
2.4.2 Cargas sobre la zapata de los frenos. En la figura 9 se muestra una zapata articulada sobre la cual se aplica una fuerza de trabajo. Como la zapata es larga no puede suponerse que la distribución de las fuerzas normales sea uniforme. En la práctica es usual omitir el material de fricción en una corta distancia a partir del soporte, esto elimina la interferencia y de todos modos, hubiera contribuido poco al funcionamiento. Las cargas aplicadas son la fuerza de trabajo, las reacciones en el soporte y la fuerza debida al material de la zapata. Las ecuaciones 1 a la 3 definen el cálculo del torque y de las reacciones; las ecuaciones matemáticas complementarias se desarrollaron en detalle en la sección 5.6.1 y siguientes.

$$T_d = \frac{C_{fr} * P_d * \frac{B}{1000} * \left(\frac{R_z}{1000}\right)^2 * (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\text{sen } \beta_a} \quad \text{Ecuación 1}$$

$$R_x = \frac{Pd * \frac{B}{1000} * \frac{Rz}{1000}}{\text{sen } \beta_a} * (\text{IntA} - \text{Cfr} * \text{IntB}) - F_x \quad \text{Ecuación 2}$$

$$R_y = \frac{Pd * \frac{B}{1000} * \frac{Rz}{1000}}{\text{sen } \beta_a} * (\text{IntB} + \text{Cfr} * \text{IntA}) - F_y \quad \text{Ecuación 3}$$

Figura 9. Cargas sobre la zapata

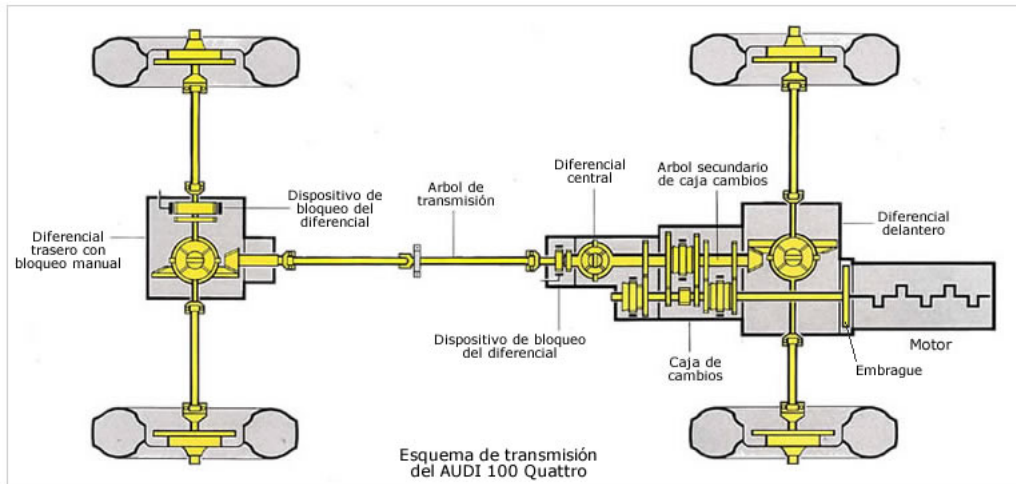


2.5 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

La potencia de los cilindros se transmite en primer lugar al volante del motor y posteriormente al embrague que une el motor con los elementos de transmisión; donde la potencia se transfiere a la caja de cambios (figura 10). En los automóviles de tracción trasera se traslada a través del árbol de transmisión (cardán) hasta el diferencial, que impulsa las ruedas traseras por medio de los palieres o flechas. En los de tracción delantera, que actualmente

constituyen la gran mayoría, el diferencial está situado junto al motor, con lo que se elimina la necesidad del árbol de transmisión.

Figura 10. Sistema de transmisión



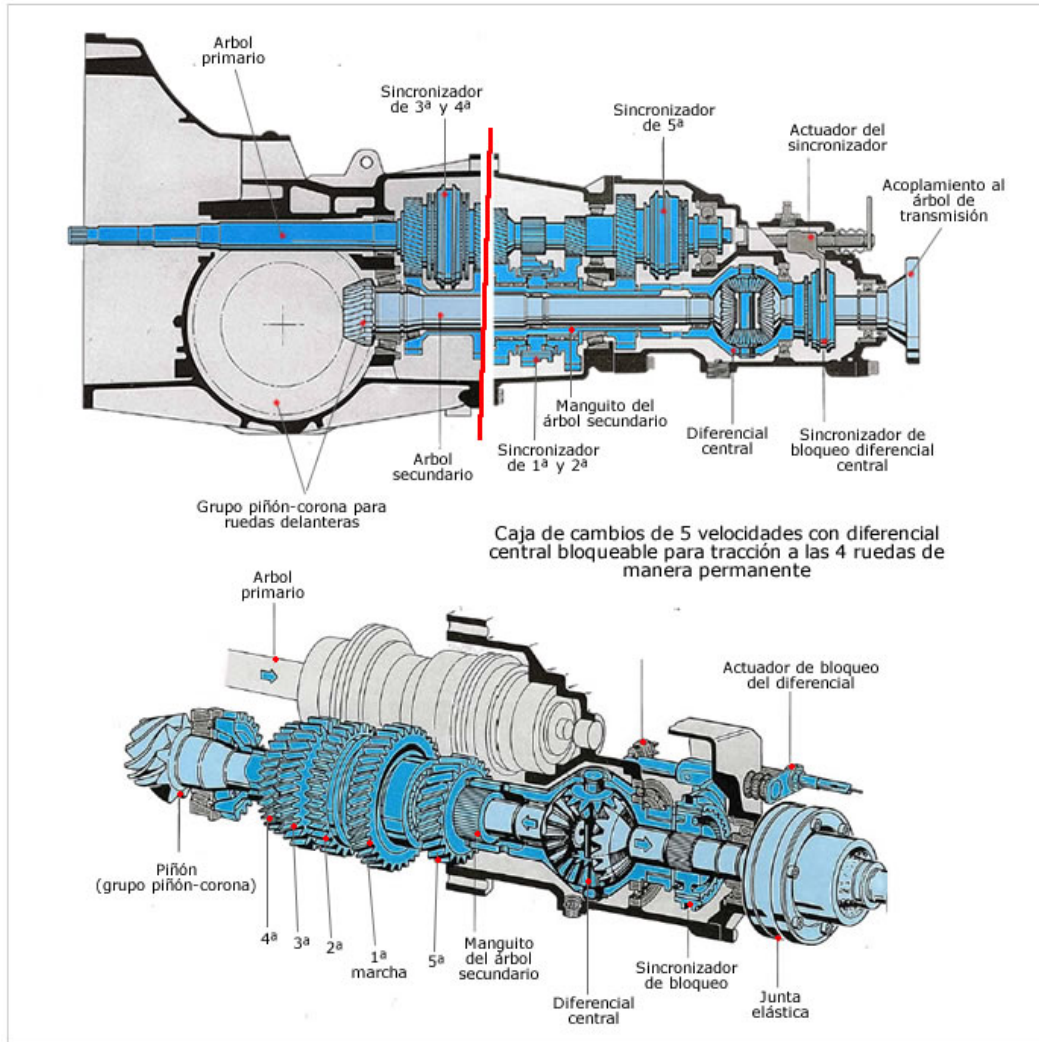
2.5.1 Mecanismos de transmisión. Los embragues de fricción son del tipo de un solo disco para conectar el motor con una transmisión de cambios manuales o del tipo de discos múltiples de accionamiento hidráulico para el control de los cambios con los diversos engranajes planetarios en las transmisiones automáticas.

2.5.2 Caja de cambios. La caja de cambios tiene la misión de reducir el número de revoluciones del motor e invertir el sentido de giro en las ruedas, cuando las necesidades de la marcha así lo requieren.

Todos los árboles se apoyan, por medio de cojinetes, en una carcasa llamada cárter de la caja de cambios, que suele ser de fundición gris, aluminio o magnesio y sirve de alojamiento a los engranajes, dispositivos de

accionamiento y en algunos casos el diferencial, así como de recipiente para el aceite de engrase.

Figura 11. Caja de cambios



La mayor parte de las transmisiones de accionamiento manual instaladas como equipo estándar en los vehículos tienen cuatro o cinco velocidades hacia delante, incluyendo la transmisión directa y una reversa (marcha atrás). Estas velocidades se obtienen al deslizar cualquiera de dos engranajes a lo

largo de un árbol estriado para acoplarlo con un engranaje correspondiente en un contra árbol, el cual a su vez es impulsado por un par de engranes en acoplamiento constante. Se utilizan engranes helicoidales para minimizar el ruido (figura 11). Un dispositivo de cambio sincronizado que actúa como embrague de fricción, hace que los engranes se acoplen aproximadamente a una velocidad correcta antes de que se acoplen por completo y minimiza el encontronazo, aun cuando los conductores sean inexpertos.

Los cambios de velocidades por lo general están en relación geométrica. Las transmisiones de cuatro velocidades tienen la palanca en el piso. Las relaciones promedio de engranaje son 2.67 en primera, 1.93 en segunda, 1.45 en tercera, 1 en cuarta (transmisión directa) y 3.24 en reversa

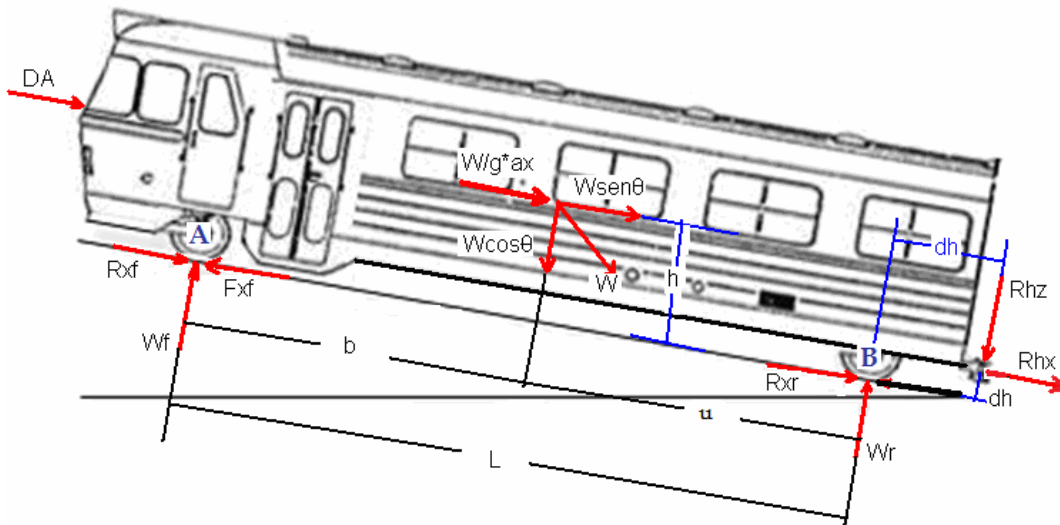
✓ Caja de cambios longitudinal. Se colocan con sus ejes paralelos al eje longitudinal del vehículo. Pueden ser delanteras, centrales o traseras según la posición en la que vayan montadas en el vehículo. Este tipo de cajas tienen la ventaja de transmitir más fácilmente la potencia a través de mecanismos más sencillos y directos, pero presenta la gran desventaja que consiste en ocupar más espacio en el vehículo.

✓ Caja de cambios transversal. Se colocan con sus ejes perpendiculares al eje longitudinal del vehículo. Pueden ser delanteras o traseras. Como se colocan transversales este tipo de cajas ahorran gran cantidad de espacio en el vehículo pero a cambio de esto se tienen que utilizar dispositivos más complicados para el montaje y menos eficientes para la transmisión de la potencia.

3. ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO

La determinación de las cargas actuantes sobre el vehículo, abajo mostradas en una condición arbitraria es un primer ejemplo de una aplicación de la segunda ley de Newton. Es de suma importancia este primer paso en el análisis de las aceleraciones y comportamientos de frenado, debido a que las cargas axiales determinadas de los esfuerzos de tracción, afectan la aceleración, la velocidad máxima y las tensiones a las que se ve sometido.

Figura 12. Cargas actuantes sobre el vehículo



3.1 MODELO MATEMÁTICO

3.1.1 Desarrollo de las ecuaciones. Basados en el razonamiento por el cual se obtienen las ecuaciones posteriormente presentadas, planteamos un modelo matemático teniendo en cuenta consideraciones físicas, las cuales darán como resultado una variación en nuestras ecuaciones finales; los

resultados obtenidos son los que se usaran en el calculo de los parámetros de nuestro vehiculo. Este se desarrolla teniendo en cuenta la ubicación de las cargas en el modelo mostrado en la figura 12.

✓ W es el peso del vehículo actuando sobre el centro de gravedad con una magnitud equivalente a la de su masa en ese instante por la aceleración gravitacional. Se tienen dos componentes, una componente del coseno que es perpendicular a la superficie sobre la que transita el vehículo; y una componente del seno que es paralela a dicha superficie.

✓ El vehículo es acelerado a lo largo de la superficie, es conveniente representar el efecto equivalente de una fuerza inercial conocida como "d'Alambert force" denotada como $W/g * a_x$ actuando sobre el centro de gravedad en dirección opuesta a la aceleración.

✓ Las ruedas experimentan una fuerza normal a la superficie denotada por W_f y W_r , la representación dinámica de los pesos ocurre sobre las ruedas traseras y delanteras.

✓ La fuerza de tracción F_{xf} , y las fuerzas resistentes al rodamiento, R_{xf} y R_{xr} actúan en un terreno plano sobre las ruedas en contacto con la superficie.

✓ D_A es la fuerza aerodinámica que actúa sobre el cuerpo del vehículo. Esta se representa actuando en un punto sobre el terreno indicado por la altura h_a , por otro lado hay una fuerza longitudinal con la misma magnitud sobre el terreno plano asociada con el momento equivalente a D_A por h_a .

✓ Rhz y Rhx son las fuerzas vertical y longitudinal que actúan uniendo los puntos traseros del vehículo con un remolque.

Las cargas llevadas a cada eje constituirán un componente estático, mas las cargas transferidas en la parte frontal y en la parte posterior son otras de las fuerzas que actúan sobre el vehículo. Las fuerzas del eje frontal pueden ser llevadas como torque aun punto A ubicado en la rueda trasera. Se presume que el vehículo no esta acelerado en el centro del eje de la rueda, la suma de los torques en el punto A debe ser cero.

Si se supone los torque positivos en el sentido de las manecillas del reloj respecto a A, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$W_f * L + D_A * h a + \frac{W}{g} a x + h + R_{hx} * h h + R_{hz} * d h + W h * \text{sen } \theta - W * u * \text{cos } \theta = 0$$

Ecuación 4

La ecuación 4 se debe resolver para Wf y de forma similar hay una ecuación en el punto B que se resuelve para Wr para cada carga la expresión es la siguiente:

$$W_f = \frac{W * u * \text{cos } \theta - R_{hx} * h h - R_{hz} * d h - \frac{W}{g} * a x * h - D_A * h a - W * h * \text{sen } \theta}{L}$$

Ecuación 5

$$W_r = \frac{W * b * \text{cos } \theta + R_{hx} * h h + R_{hz} * (d h + L) + \frac{W}{g} * a x * h + D_A * h a + W * h * \text{sen } \theta}{L}$$

Ecuación 6

Para resolver las incógnitas de nuestro interés se plantea un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas, el cual se resuelve mediante un software denominado comercialmente con la sigla EES (Engineering Equation Solver), el desarrollo de estas ecuaciones se puede ver en el anexo A.

- Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$D_A + W \cdot \sin \theta + \frac{W}{g} \cdot a_x + R_{hz} - \mu_{rod} \cdot W_r + \mu_{fri} \cdot W_f = 0 \quad \text{Ecuación 7}$$

- Sumatorias de fuerzas en el eje Y

$$W_f + W_r = R_{hz} + W \cdot \cos \theta \quad \text{Ecuación 8}$$

- Sumatorias de momentos en el punto A

$$W_r \cdot L - W \cdot \cos \theta \cdot b - R_{hz} \cdot (d_h + L) - W \cdot \sin \theta \cdot h - \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h - R_{hx} \cdot h_h - D_A \cdot h_a = 0 \quad \text{Ecuación 9}$$

3.1.2 Cálculo de fuerzas sobre el vehículo. Los datos de diseño fueron seleccionados teniendo en cuenta capacidades de peso a soportar por el vehículo, así como capacidad de pasajeros y dimensiones generales estimadas para el chasis y algunos otros elementos del vehículo. En el anexo B se encuentra la tabla “coeficientes estáticos y por desplazamiento” de donde se obtienen los valores de μ_{rod} y μ_{fri} . El sistema de ecuaciones se plantea para el arranque del vehículo en un plano inclinado a 10 grados sobre la horizontal, siendo esta la condición más crítica en cuanto a los requerimientos de potencia por parte del vehículo.

Como el vehiculo esta a punto de arrancar se considero que la resistencia del aire en ese instante es mínima y que los valores no influyen de una forma notoria en los resultados; por lo tanto despreciamos dicha fuerza. Basándonos en la realidad física, observamos que la fuerza vertical R_{hz} que es la componente de la unión entre vagones, no puede ser superior a la componente horizontal. Para evitar que el modelo matemático que no conoce las consideraciones físicas nos muestre una tendencia como esta, se le asigna un porcentaje del 5% del peso total del vehiculo.

$$W = 7500 \text{ Kg}$$

$$L = 2.70 \text{ m}$$

$$b = 1.35 \text{ m}$$

$$d_h = 1.00 \text{ m}$$

$$h = 1.75 \text{ m}$$

$$h_h = 0.457 \text{ m}$$

$$a_x = 0.55 \text{ m/s}^2$$

$$\theta = 10 \text{ grados}$$

$$\mu_{\text{rod}} = 0.01$$

$$\mu_{\text{fri}} = 0.42$$

Teniendo en cuenta las consideraciones se obtienen los siguientes resultados:

$$W_f = 103984 \text{ N}$$

$$W_r = 48288 \text{ N}$$

$$R_{hx} = 46169 \text{ N}$$

$$R_{hz} = 7358 \text{ N}$$

3.2 CALCULO DE POTENCIA

Para calcular la potencia se utiliza la formula básica de la misma involucrando la fuerza normal de la rueda delantera, ya que el vehiculo es de tracción delantera.

$$\text{Pot} = F_f * V \quad \text{Ecuación 10}$$

$$F_f = \mu_{fri} * W_f \quad \text{Ecuación 11}$$

$$V = a_x * t \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde el periodo de aceleración del vehículo es de 5 segundos para pasar de 0 a 10 Km. /h.

La potencia necesaria para el vehiculo es de **163 HP**.

En la tabla 1 se encuentra el manejo numérico para el calculo de la potencia.

Tabla 1. Calculo de potencia

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	MAGNITUD
F _f	N	43674
V	m/s	2.75
μ _{fri}	-	0.42
W _f	N	103984
A _x	m/s ²	0.55
T	S	5
Pot	watts	120104
	hp	163

4. SELECCIÓN DE MOTOR Y CAJA

4.1 SELECCIÓN DEL MOTOR

4.1.1 Descripción del motor seleccionado. La razón fundamental por la cual se escoge un motor diesel y no un motor a gasolina es por sugerencia de la cooperativa interesada en el vehículo ya que para ellos es más económico acceder a un combustible diesel que a la gasolina. La alta eficiencia de un motor diesel es un factor importante para seleccionarlo como motor primario de tracción. Esta eficiencia a carga total o parcial hace que este motor resulte idealmente apropiado para las necesidades variables de servicio que se encuentran en la operación cotidiana de ferrocarriles. En la figura 13 se muestran las curvas de desempeño del motor diesel de par constante, el cual cuando está bajo carga no se puede arrancar, por lo que requiere una disposición de la transmisión de acoplamiento variable.

Figura 13. Curvas de desempeño del motor Diesel

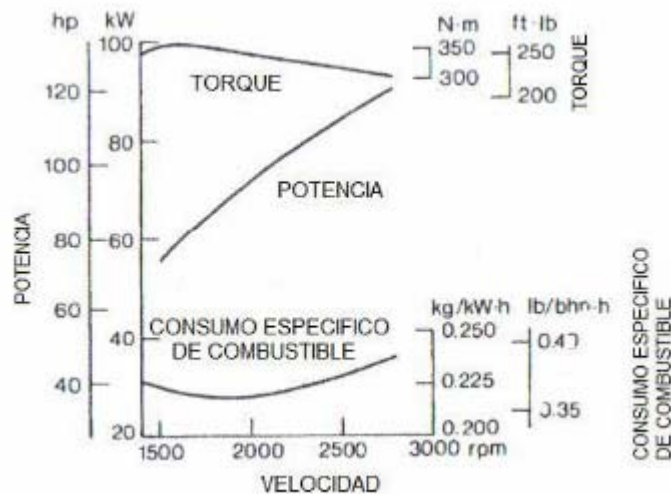


Figura 14. Motor diesel de seis cilindros en línea CATERPILLAR



4.1.2 Características del motor seleccionado. Con el resultado de la potencia requerida por el vehículo se procedió a hacer una investigación en el mercado nacional de los diferentes tipos de motores para vehículos de pasajeros que ofrecían las diversas marcas y que se acoplaban a los requerimientos del vehículo; inclinándonos por la marca CATERPILLAR (figura 14) ya que cumple con nuestro requerimiento de potencia y espacio.

Tabla 2. Parámetros para selección del motor

MOTOR	Costo	Facilidad de adquisición	Potencia
COSMO CDTI	\$21.000.000	No cumple	No cumple
PERKINS	\$25.000.000	No cumple	No cumple
CAT 3126	\$32.491.965	Cumple	Cumple

En la tabla 2 se encuentran los parámetros que se tuvieron en cuenta para la selección del motor, como es el costo que es el valor del motor en el mercado nacional; el mantenimiento que se le debe hacer al motor para garantizar una durabilidad adecuada y la potencia que es el parámetro principal de selección. En la tabla 3 se encuentran las especificaciones técnicas del motor seleccionado para el vehículo.

Tabla 3. Especificaciones técnicas del motor.

Tipo	CATERPILLAR 3126
Alimentación	Turbo cargado
Posición	Longitudinal
Desplazamiento	7.2 L
No Válvulas	18
No Cilindros	6 en línea
Potencia Neta (hp @ rpm)	207 @ 2500
Torque Neto (kg.m @ rpm)	71.89 @ 1440
Relación Compresión	16 : 1
Diam x Carrera	110 X 127 mm
Combustible	DIESEL
Potencia de retardo freno motor (hp @ rpm)	160 @ 2600

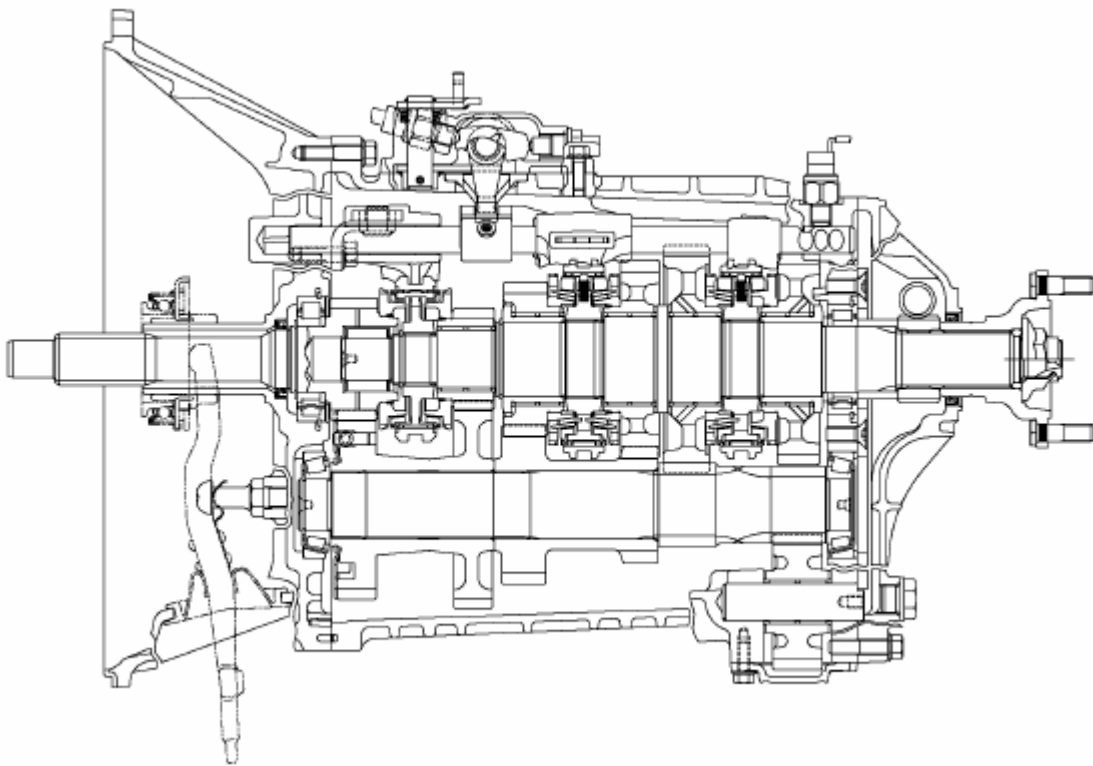
4.2 SELECCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS

4.2.1 Descripción de la caja de cambios seleccionada. Los motores desarrollan su máxima potencia a un número determinado de revoluciones. Si el cigüeñal estuviera unido directamente a las ruedas, provocaría que sólo

podiera circularse de forma eficiente a una velocidad determinada. Para solventar este problema se utiliza el cambio de marchas, que es un sistema que modifica las relaciones de velocidad y potencia entre el motor y las ruedas motrices. En los automóviles europeos, el sistema más usado es la caja de cambios convencional, de engranajes desplazables. En los automóviles americanos se utilizan mucho más los sistemas Hydra-Matic y los convertidores de par o torsión.

La caja de cambios necesaria para nuestro vehículo debe cumplir con ciertos requerimientos, entre ellos están que tenga 5 velocidades, una reversa, palanca al piso y que su capacidad de torque sea aproximada a los 90 Kg - m.

Figura 15. Caja de cambios FULLER



4.2.2 Características de la caja de cambios seleccionada. Con base en el motor CATERPILLAR seleccionado, se selecciona una caja de cambios FULLER (figura 15) que se acople al mismo. En la tabla 4 se encuentran los parámetros de selección que se tuvieron en cuenta para la caja de cambios y entre ellos están el ensamble que es la forma en que va ir unida tanto al motor como al chasis teniendo en cuenta el espacio que ofrece el chasis y el costo que es el valor comercial en el mercado nacional. En la tabla 5 se encuentran las especificaciones técnicas de la caja de cambios seleccionada.

Tabla 4. Parámetros para selección de la caja de cambios

CAJA	Ensamble	Costo	Mantenimiento
EATON	No cumple	\$12.000.000	Preventivo
ISUZU NKR	No cumple	\$8.000.000	Preventivo
FULLER FS 6305A	Cumple	\$15.213.020	Preventivo

Tabla 5. Especificaciones técnicas de la caja de cambios.

Tipo	FULLER FS 6305A	
Relaciones	1ra	7.22
	2da	3.89
	3ra	2.22
	4ta	1.39
	5ta	1
	Rev	7.22
Palanca de cambios	Al Piso	
Sincronización	1ra a 5ta	
Relación final de eje	4.88 : 1	
Capacidad de torque	91 Kg - m	

5. DISEÑO DE ELEMENTOS DEL FERROBUS

Teniendo ya resuelto las magnitudes de las fuerzas a las que se vera sometido el vehiculo y después de determinar la potencia máxima requerida y seleccionar el motor y caja de cambios a utilizar en el mismo, se procede al diseño mecánico de cada uno de los componentes que lo conforman.

El diseño de dichos componentes se basa en las restricciones geométricas que se presentan como es el caso de la distancia entre rieles en la vía férrea y las condiciones de comodidad, seguridad, carga y espacio del vehiculo.

Los planos de los componentes se realizaron con la ayuda de un software de CAD denominado Solid Edge; mientras que para los cálculos de diseño se utilizo un software CAE denominado Ansys. Estos software son el soporte de los cálculos que años atrás se hacían manualmente.

En la figura 16 se ve el Ferrobús completo, en la figura 17 los componentes del Ferrobús y en la figura 18 un detalle de los mismos. Los planos descriptivos del Ferrobús y sus componentes se encuentran en el anexo D.

5.1 CÁLCULO DE LOS EJES EN ANSYS

Los ejes son el principal soporte del vehiculo y uno de los componentes mas importantes del sistema de transmisión de potencia, estos ejes tienen una medida de 1.00 metros y un radio de 0.045 metros que son las necesarias para que el vehiculo funcione en optimas condiciones. Los planos de este elemento se encuentran en el anexo D.

Figura 16. Ferrobús

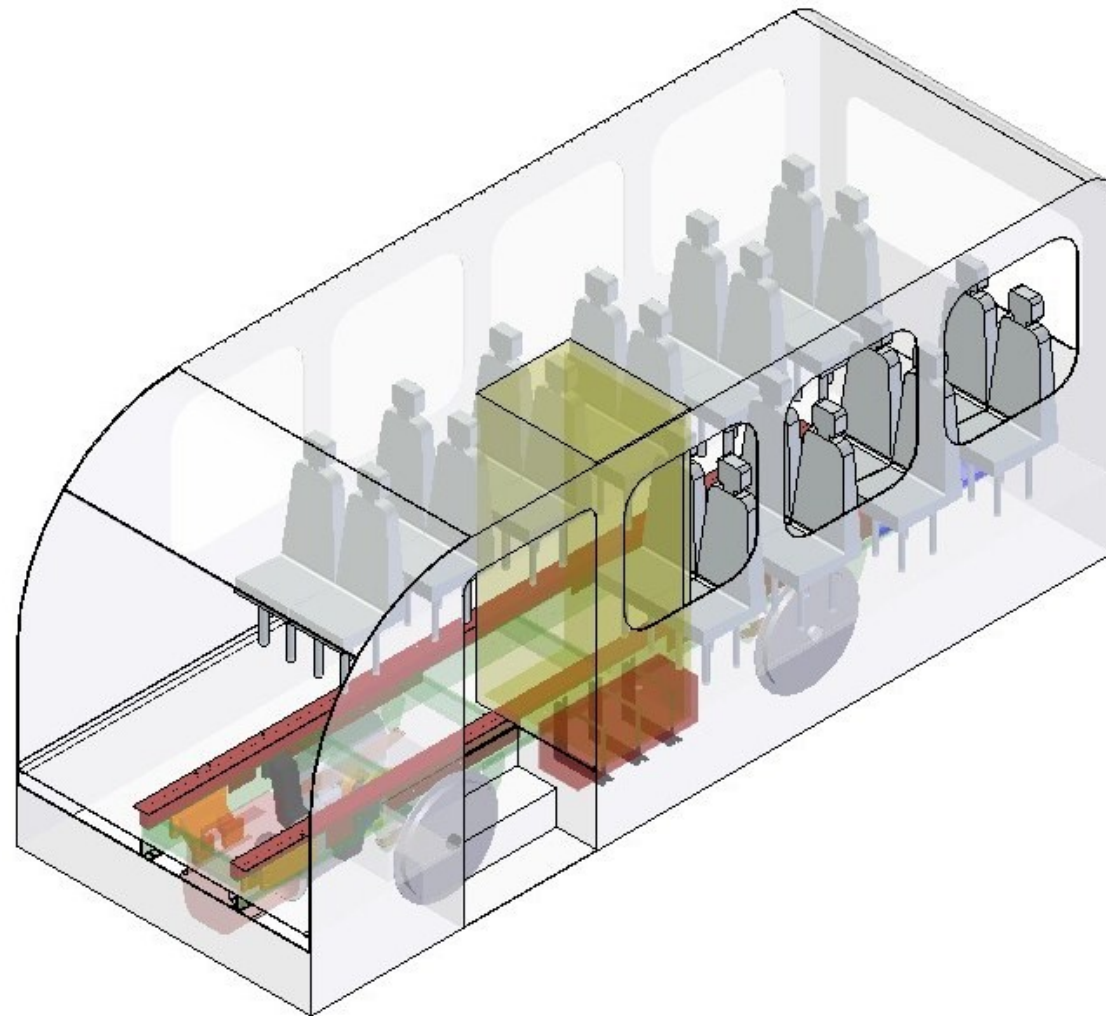


Figura 17. Componentes del Ferrobús

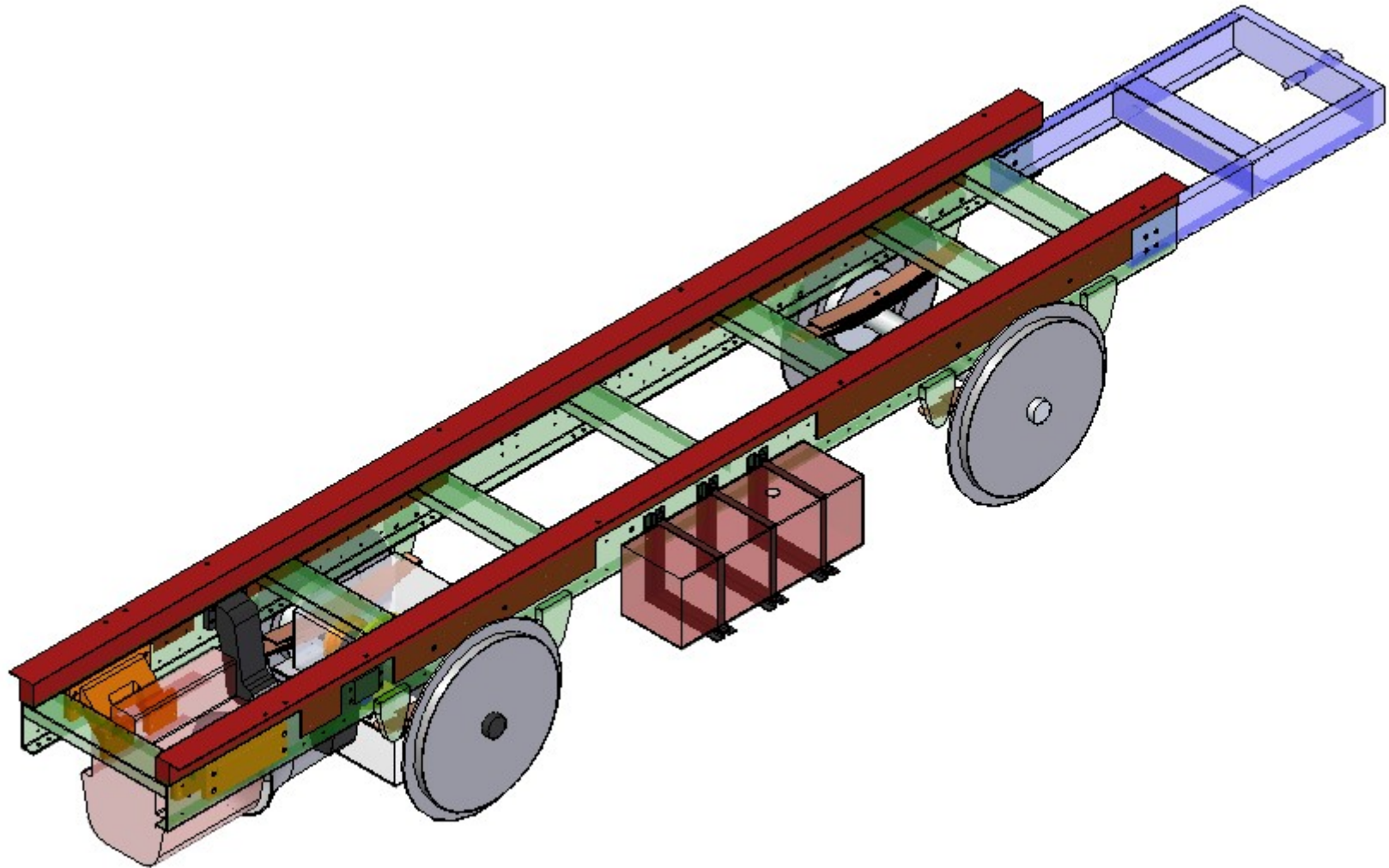
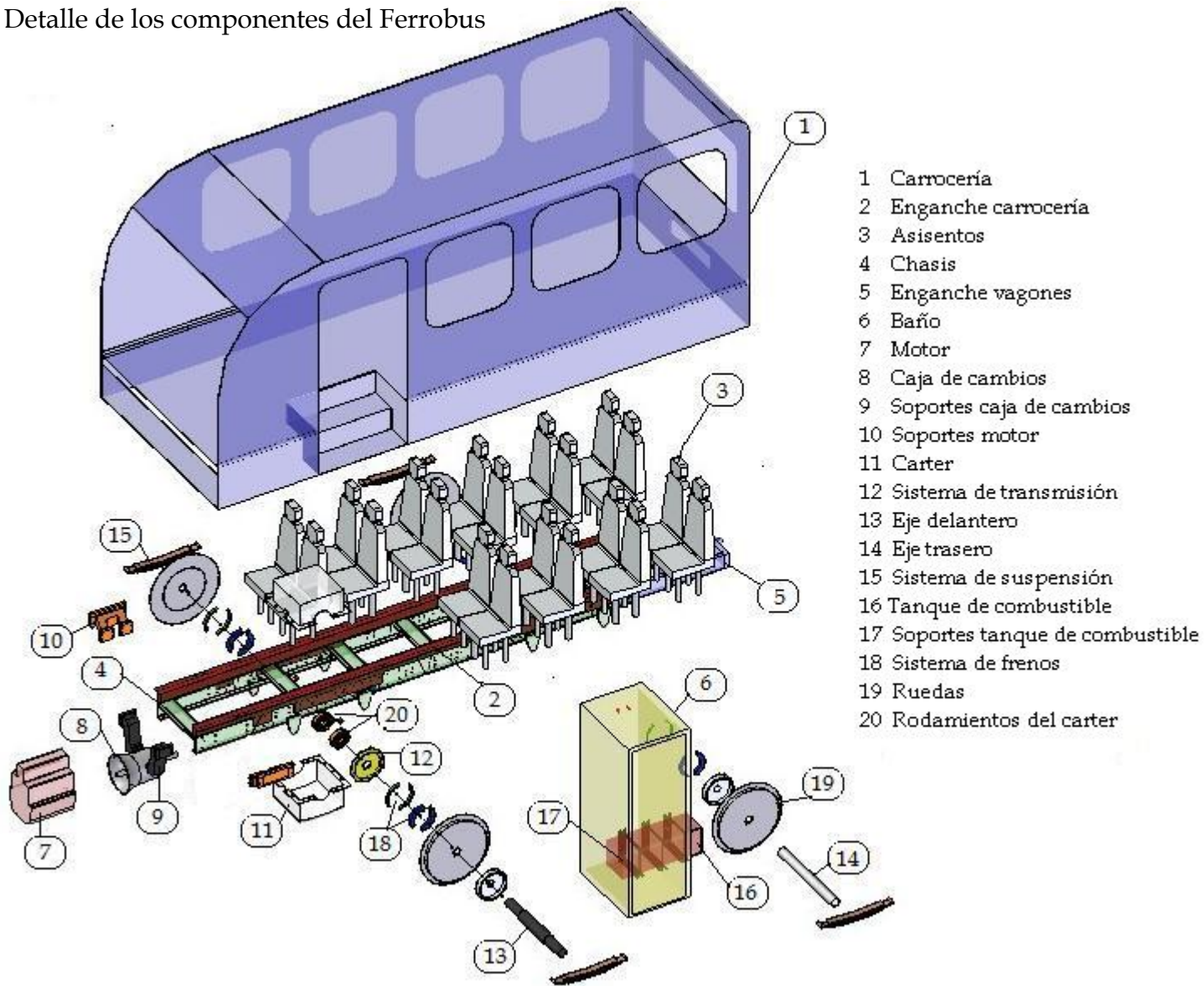


Figura 18. Detalle de los componentes del Ferrobús



5.1.1 Fuerzas aplicadas sobre los ejes. Sobre ellos van las cargas de las reacciones de las llantas y las fuerzas que actúan sobre el engranaje principal de la transmisión. Para el proceso de cálculo estos se apoyaron sobre los rodamientos que forman parte de la llanta y se sometieron a una fuerza perpendicular al piso para el caso del eje trasero; para el delantero además de esta fuerza se aplicaron las reacciones del engranaje del sistema de transmisión, esto se puede ver en la figura 19 y 20.

Figura 19. Fuerzas actuantes sobre el eje delantero y soportes

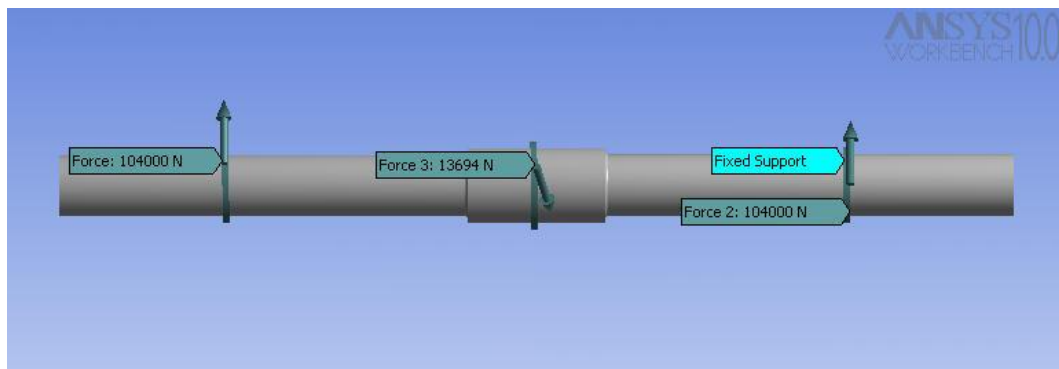
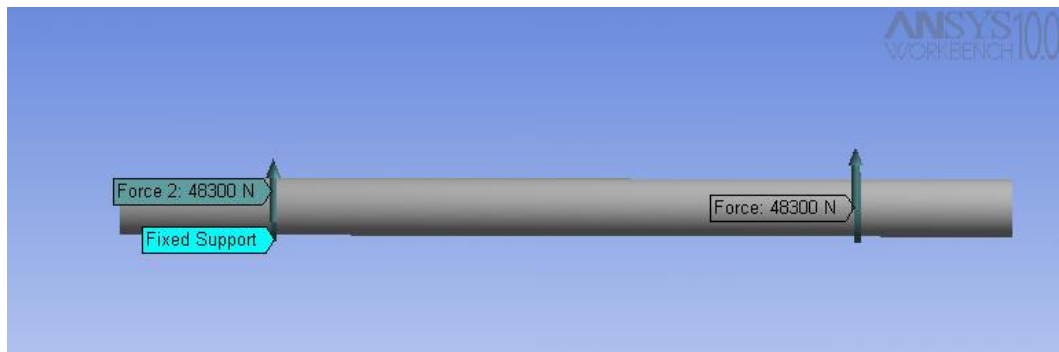


Figura 20. Fuerzas actuantes sobre el eje trasero y soportes



5.1.2 Factor de seguridad de los ejes. El análisis arrojó como resultado un factor de seguridad mínimo de 5 en el eje delantero como lo muestra la figura

21, el cual garantiza que el eje no fallara sufriendo una fractura por sobrecarga, este factor mínimo se presenta en el radio de entalladura donde el eje cambia de diámetro; sin embargo en la figura 22 se puede observar un factor mínimo de 1.46 el cual no se presenta en el eje sino en una pieza que representa el contacto con el engranaje que ya fue analizado y como tal no es el factor a considerar en este análisis.

Figura 21. Factor de seguridad del eje delantero

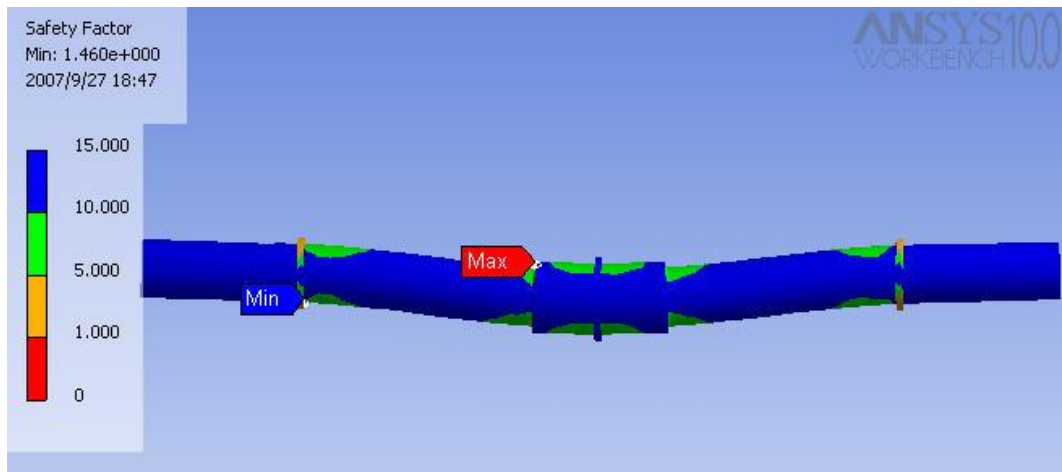
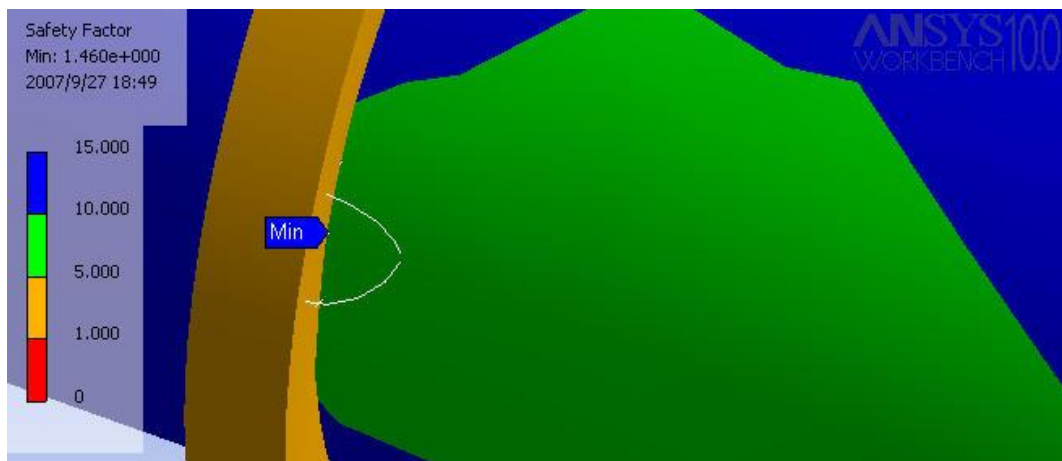


Figura 22. Factor de seguridad mínimo del eje delantero



Por otra parte el eje trasero presenta un factor de seguridad mayor de 15 como se puede observar en la figura 23, aunque el eje presenta un color rojo en su totalidad esto no quiere decir que este en riesgo de falla, simplemente ocurre que el programa en el cual se analizo reconoce con el mismo color tanto el máximo como el mínimo, y por defecto asigna el color del mínimo.

Figura 23. Factor de seguridad del eje trasero

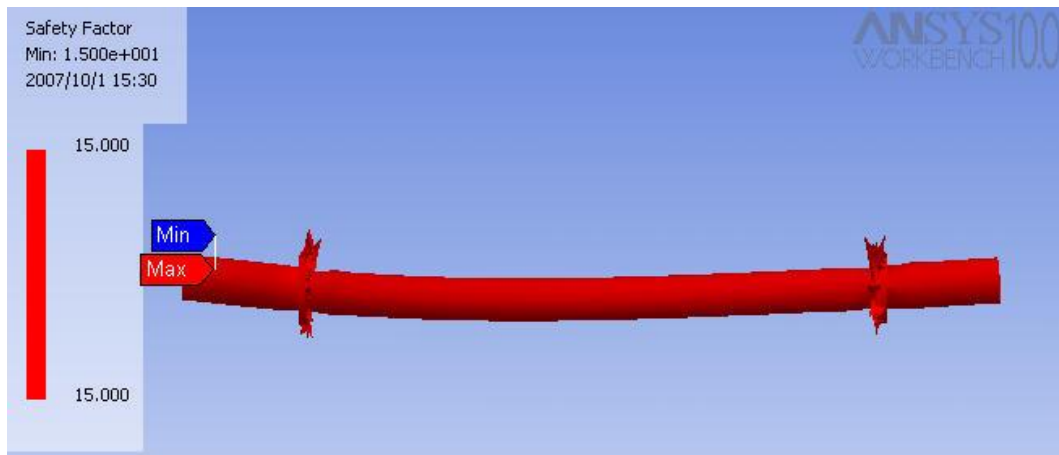
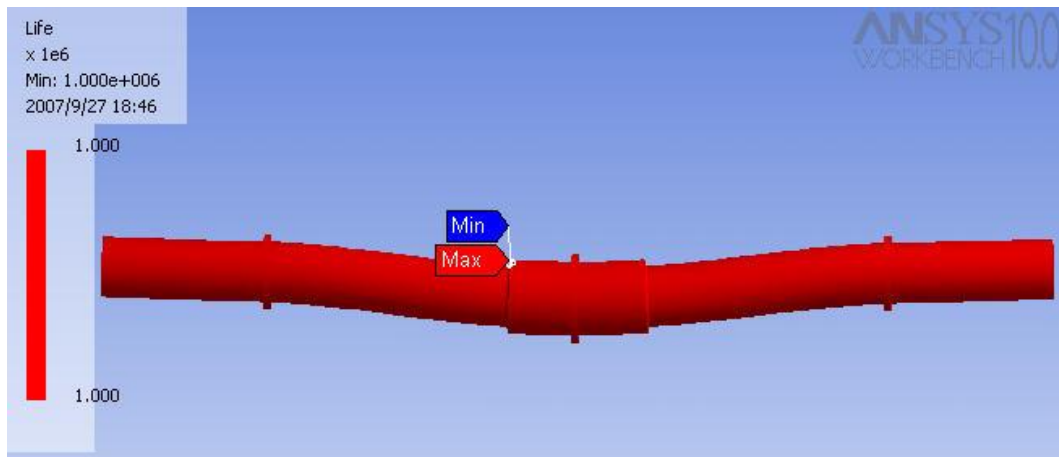


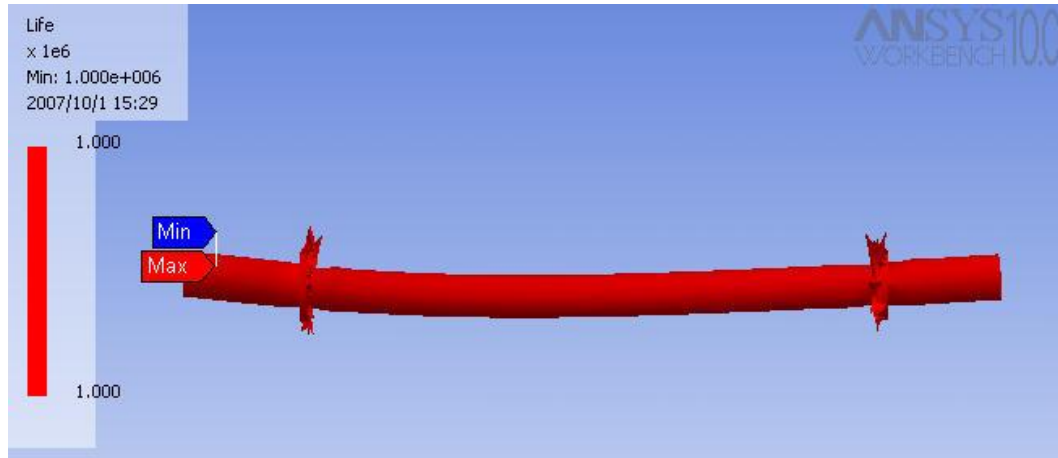
Figura 24. Vida útil del eje delantero



5.1.3 Vida útil de los ejes. Las figura 24 y 25 muestran la vida útil del eje delantero y del eje trasero, la cual supero los 10 x 1e6 ciclos, lo que garantiza

que estos ejes trabajaran correctamente a fatiga pues el valor arrojado se encuentra en el rango de vida infinita.

Figura 25. Vida útil del eje trasero



En la figura 26 se muestra el plano definitivo del eje delantero y en la figura 27 se muestra el plano definitivo del eje trasero.

5.1.4 Diseño del chavetero para el eje delantero. Ya que el chavetero es el elemento de unión entre el sistema de transmisión y el eje de las ruedas, se debe garantizar que este elemento aguante los esfuerzos a los cuales va a ser sometido. Se diseña una chaveta cuadrada de 10 mm., con un factor de seguridad de 2.8 y en acero AISI 1020 cuyo $S_y = 455 \times 1e6$ Pa.

$$P_m = 150000 \text{ w}$$

$$n_m = 800 \text{ rpm}$$

$$D_r = 0.090 \text{ m}$$

$$P_m = T_c * n_m$$

Ecuación 13

$$F_c = \frac{T_c}{R}$$

Ecuación 14

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

Ecuación 15

$$\frac{S_{sy}}{nm} = \frac{F_c}{t^*L_c}$$

Ecuación 16

$$\frac{S_y}{nm} = \frac{F_c}{t^* \left(\frac{L_c}{2} \right)}$$

Ecuación 17

De la ecuación 13 $T = 1791 \text{ N} \cdot \text{m}$

De la ecuación 14 $F = 40248 \text{ N}$

De la ecuación 16 $L = 0.043 \text{ m}$

De la ecuación 17 $L = 0.085 \text{ m}$

La chaveta diseñada cumple los requerimientos necesarios para vehiculo y es un elemento seguro.

Figura 26. Plano del eje delantero

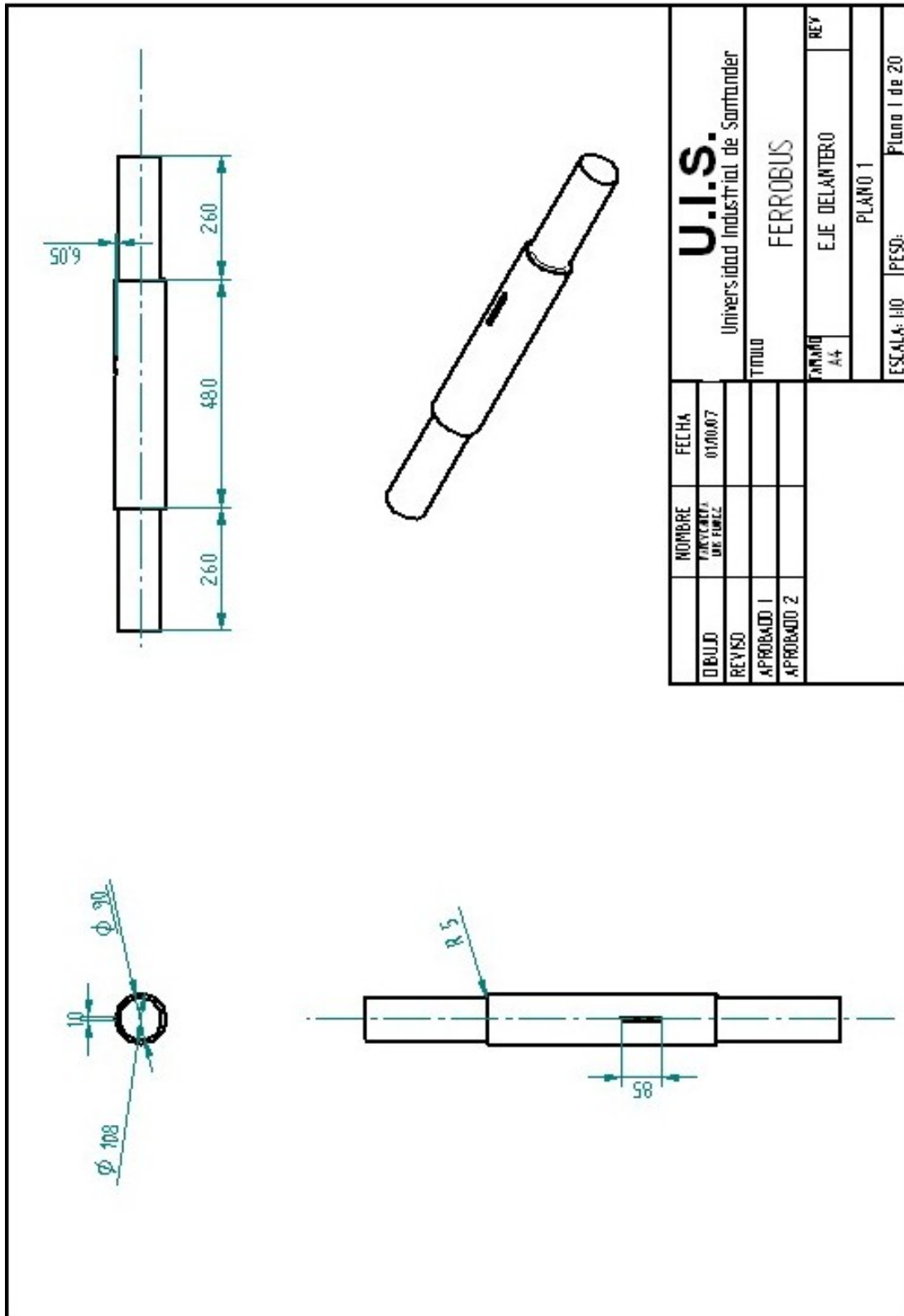
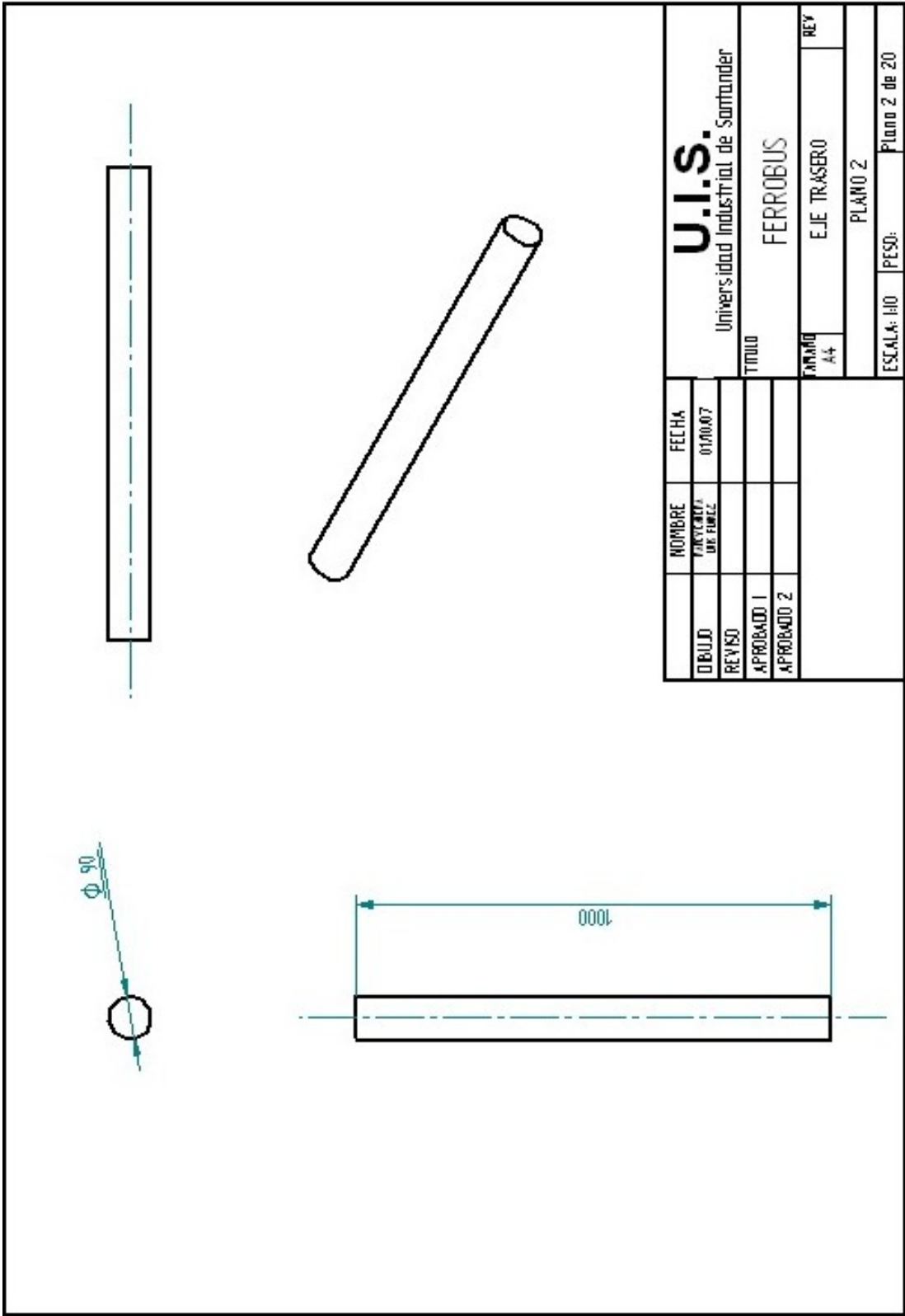


Figura 27. Plano del eje trasero



5.2 ANÁLISIS DEL CHASIS EN ANSYS

En base a los requerimientos para el transporte cómodo de los pasajeros se diseñó un chasis de 5.00 metros de largo por 0.70 metros de ancho, en acero estructural de perfil en C. En el mismo se integran los sistemas necesarios para el buen desarrollo en servicio.

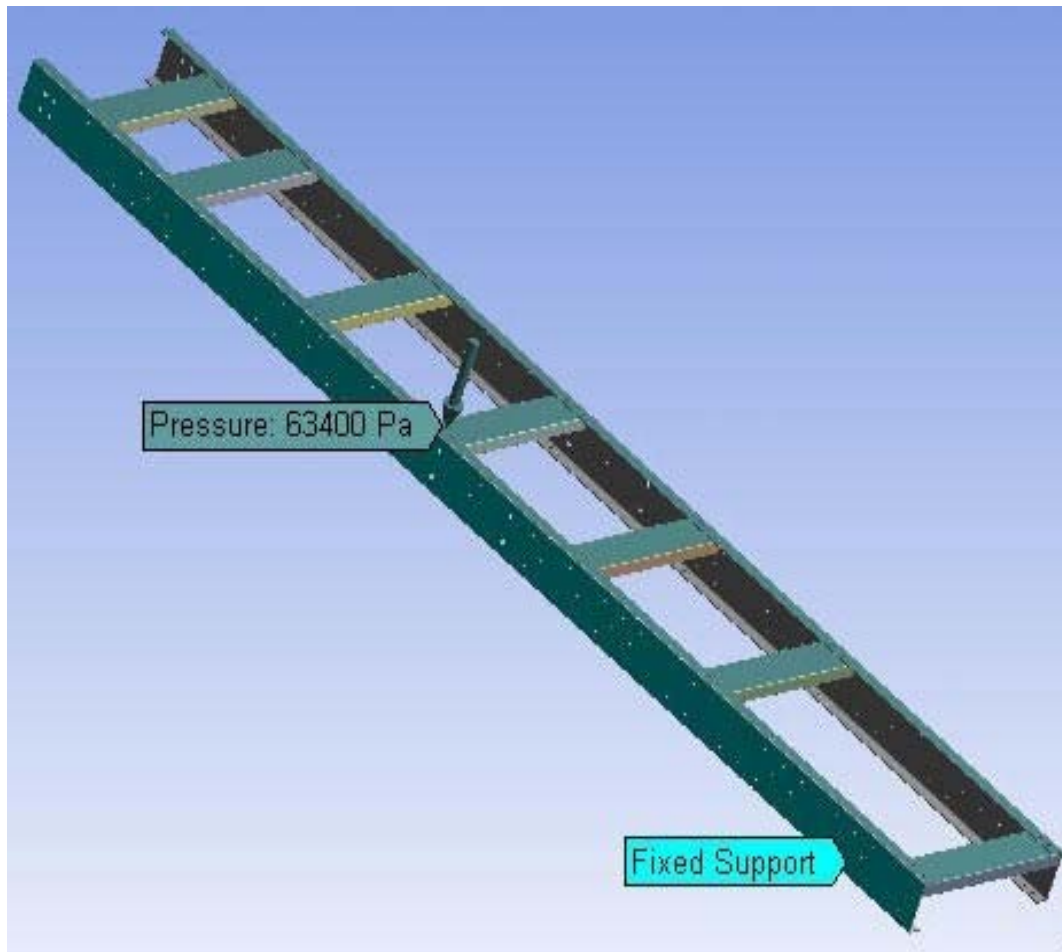
Las dimensiones de este chasis han sido determinadas en base a la cantidad de pasajeros estipulada para el vehículo, así como las condiciones de comodidad y las dimensiones de algunos componentes como lo son el motor y la caja de cambios. El material ha sido seleccionado en base a las especificaciones de resistencia a la fatiga y carga que debe soportar el vehículo. Los planos de este elemento se encuentran en el anexo D.

5.2.1 Fuerzas aplicadas sobre el chasis. La estructura fue soportada en las caras laterales de los perfiles longitudinales y sometidos a una fuerza repartida sobre las caras superiores de todos los perfiles ya que sobre el las cargas van a ser variables, como muestra la figura 28.

5.2.2 Factor de seguridad del chasis. Los resultados arrojados muestran que en general la estructura presenta un factor de seguridad admisible como se muestra en la figura 29 donde los perfiles longitudinales presentan un factor de seguridad mayor que 10 y los perfiles transversales tiene un factor cercano a 5. Aunque el valor mínimo del factor que muestra la figura 30 es de 4.36 este factor solo se presenta en una pequeña sección de los perfiles transversales, específicamente en uno de sus acuerdos externo, se considera que dicho factor de seguridad en ese sector es producto del modelamiento

finito que realiza el programa en su proceso de calculo interno, lo cual lleva a considerar que en general la estructura presenta un factor de seguridad de 5 que es aceptable para los requerimientos de diseño.

Figura 28. Fuerzas actuantes y soportes del chasis



5.2.3 Vida útil del chasis. En cuanto a la vida útil se puede observar en la figura 31 un desempeño en términos generales de 10×10^6 ciclos lo cual garantiza vida infinita sometido a fatiga.

Figura 29. Factor de seguridad del chasis

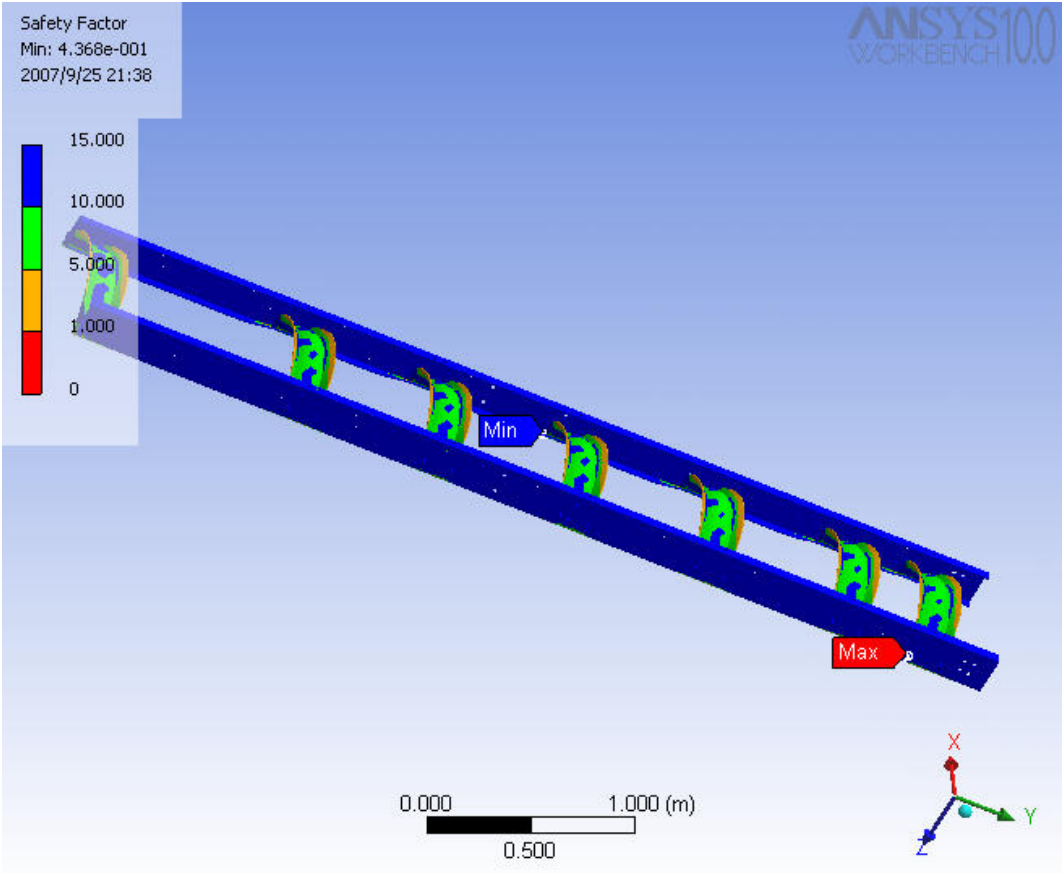


Figura 30. Factor de seguridad mínimo del chasis

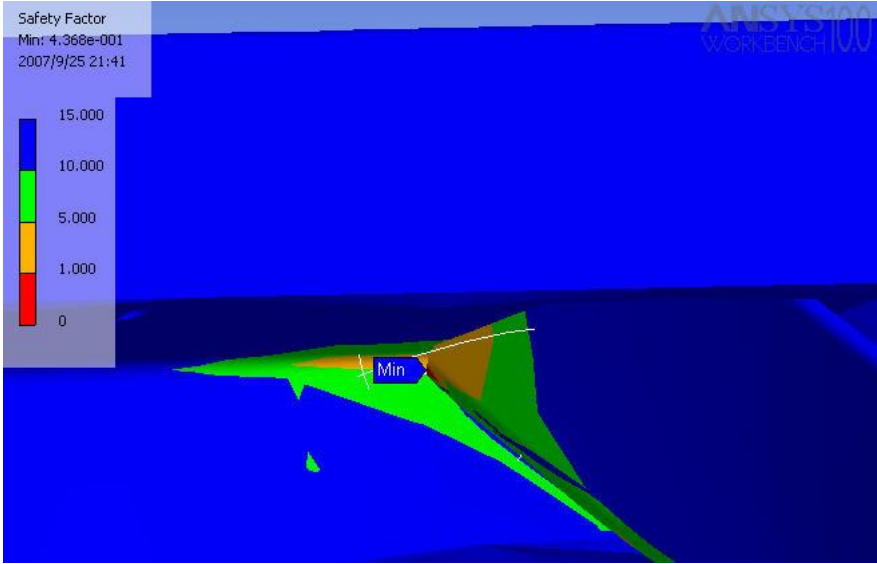
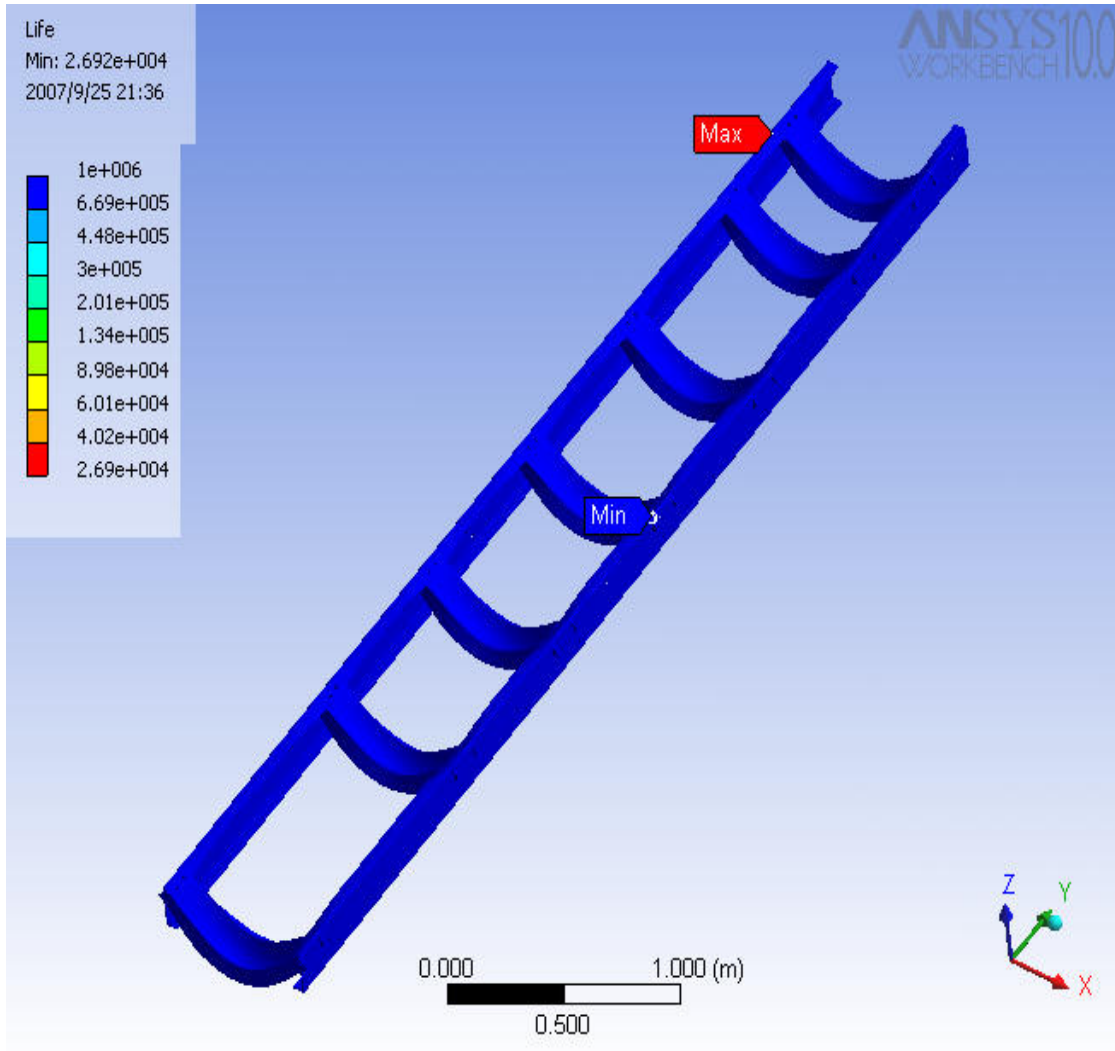
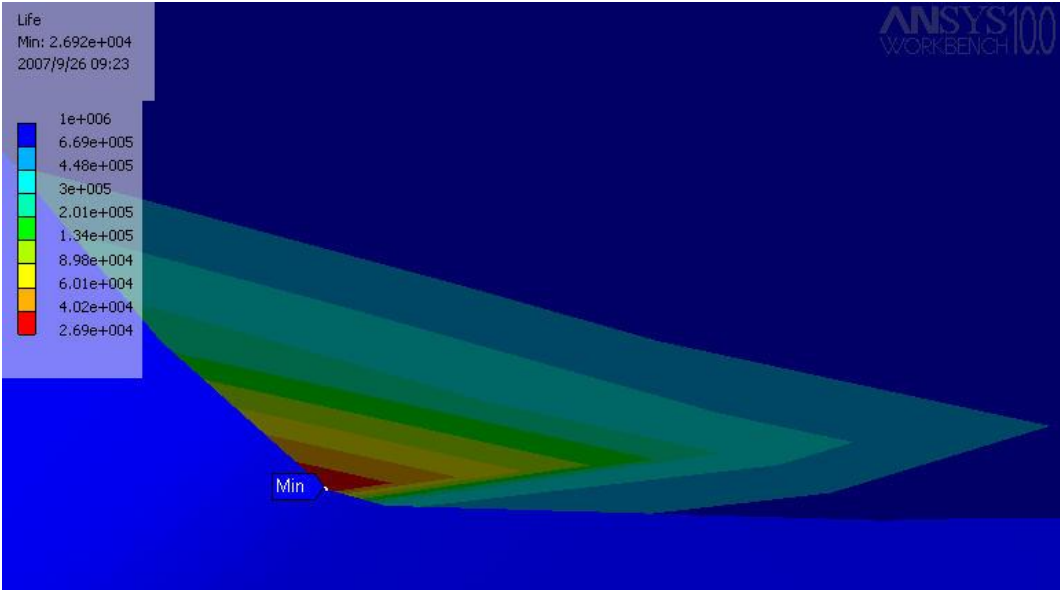


Figura 31. Vida útil del chasis



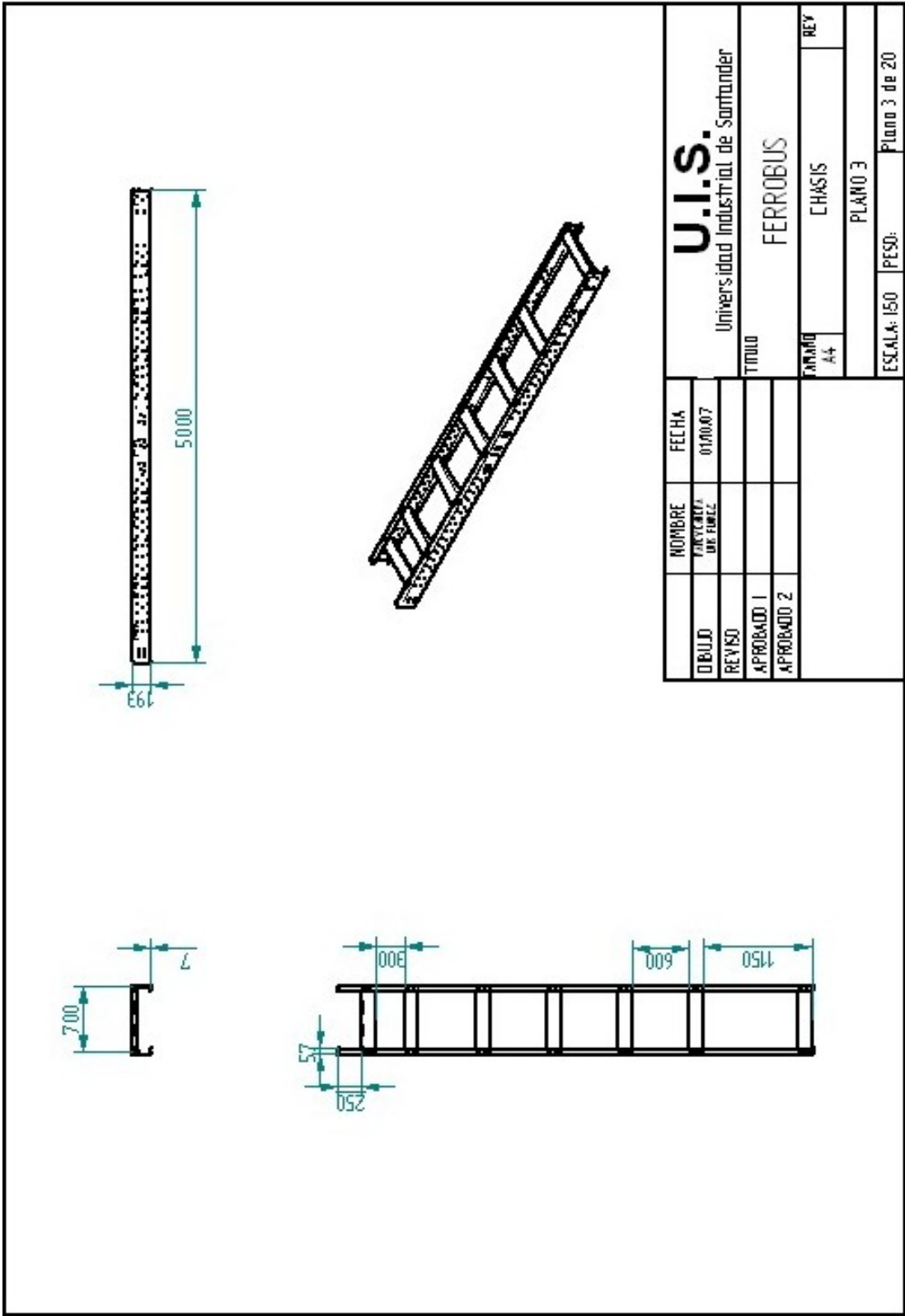
En la figura 32 se muestra el valor mínimo de 2.69×10^4 ciclos, al igual que en el factor de seguridad este valor se presenta en el punto de acuerdo de los perfiles transversales, lo cual se debe al modelamiento finito que realiza el programa en su proceso de calculo interno. Este pequeño sector de la estructura no representa mayores riesgos por lo que se puede afirmar que en general soporta esfuerzos a un ciclaje alto de 10×10^6 .

Figura 32. Vida útil mínima del chasis



En la figura 33 se muestra el plano definitivo del chasis.

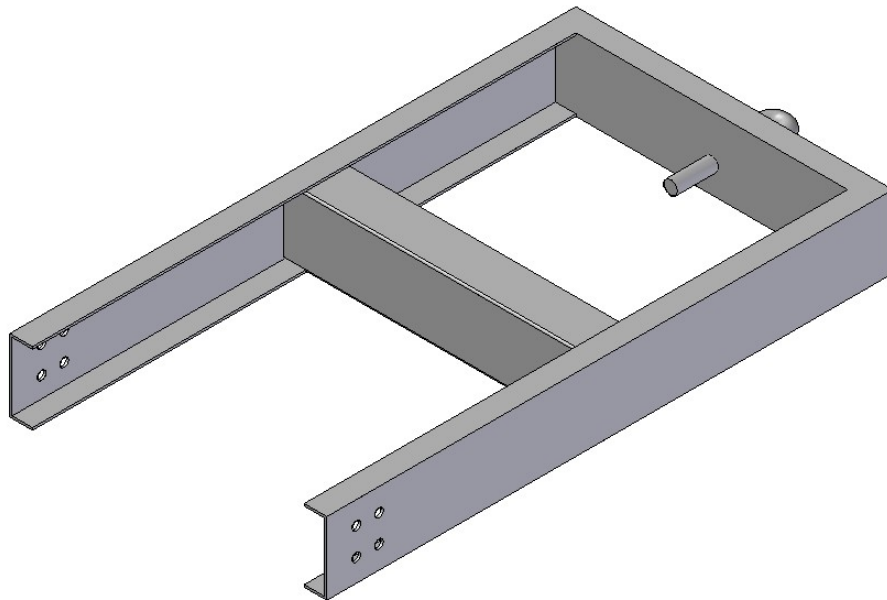
Figura 33. Plano del chasis



5.3 ANÁLISIS DEL ENGANCHE ENTRE VAGONES EN ANSYS

5.3.1 Descripción del enganche entre vagones. En la figura 34 se observa este elemento que ira unido a la parte posterior del chasis y a través de él se conectaran las dos partes traseras de cada vagón. El material de fabricación es el acero estructural de perfil en C el cual proporciona las características tanto físicas como mecánicas necesarias para que sea capaz de soportar las fuerzas a las que será sometido y poder arrastrar el otro vagón. Los planos de este elemento se encuentran en el anexo D.

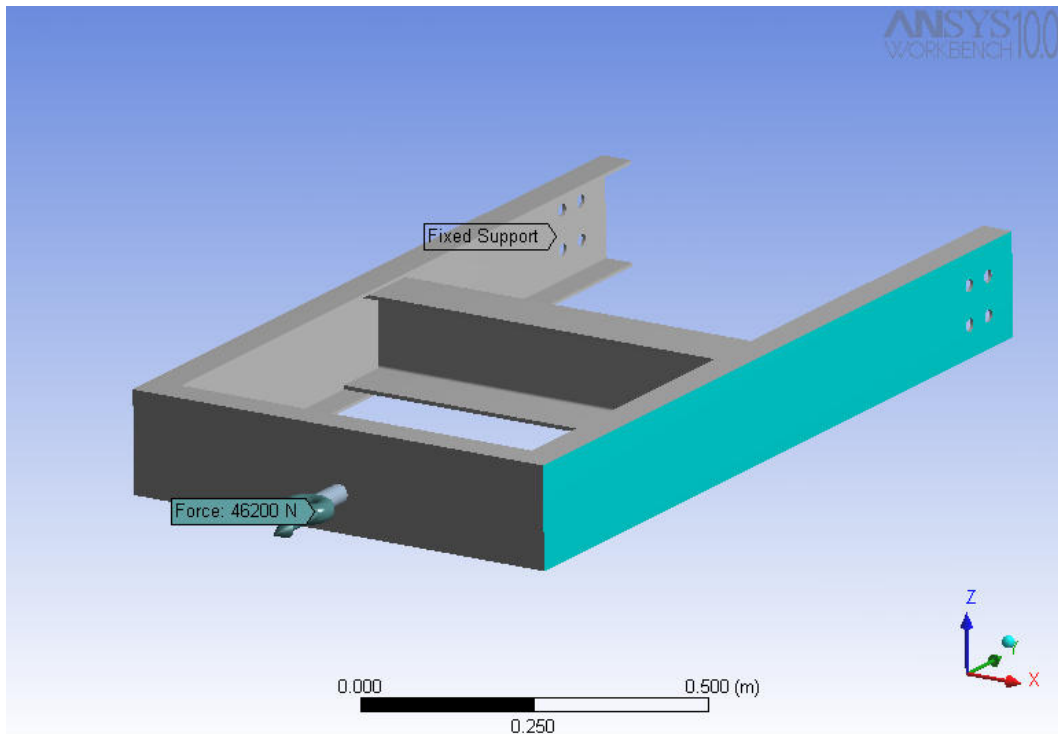
Figura 34. Enganche entre vagones



5.3.2 Fuerzas sobre el enganche entre vagones. Al ser sometido a un análisis de esfuerzos estructuralmente aplicándole una fuerza axial de

46200 N como se ve en la figura 35, esta fuerza corresponde a la que debe soportar al momento de estar remolcando el segundo vagón.

Figura 35. Fuerzas actuantes y soportes sobre el enganche



5.3.3 Factor de seguridad del enganche entre vagones. El análisis arroja como resultado un factor de seguridad mínimo de 6.34 como se muestra en la figura 36, el cual es conservativo para los requerimientos de esta pieza.

Dicho factor como era de esperarse se presentó en los alrededores del agujero en ambas piezas esto se ve en la figura 37.

En la figura 38 se muestra el plano definitivo del enganche entre vagones.

Figura 36. Factor de seguridad del enganche.

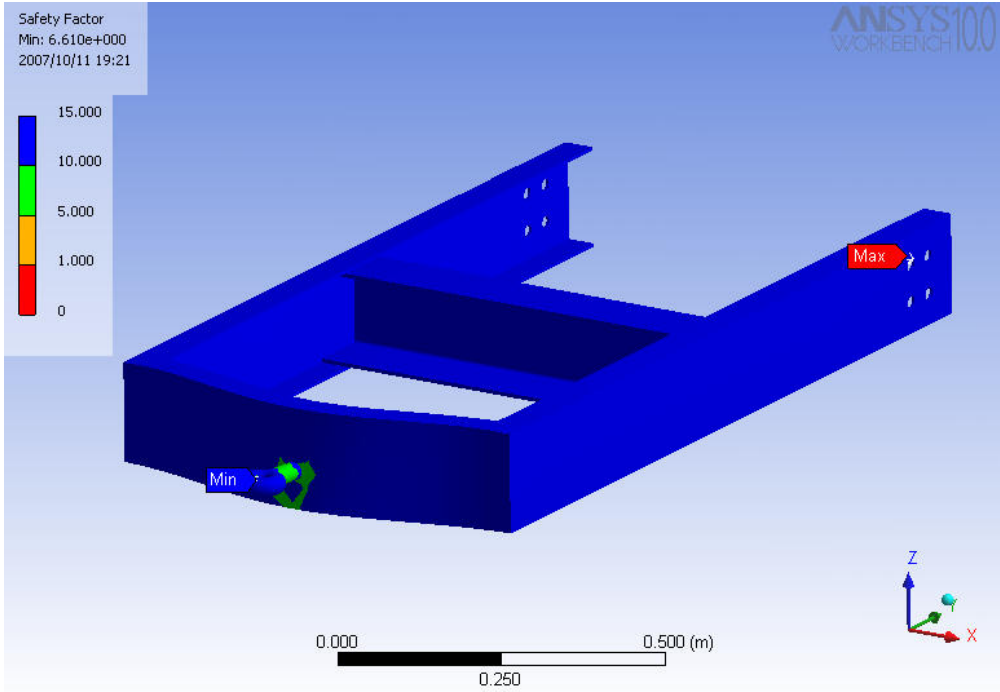


Figura 37. Factor de seguridad mínimo del enganche

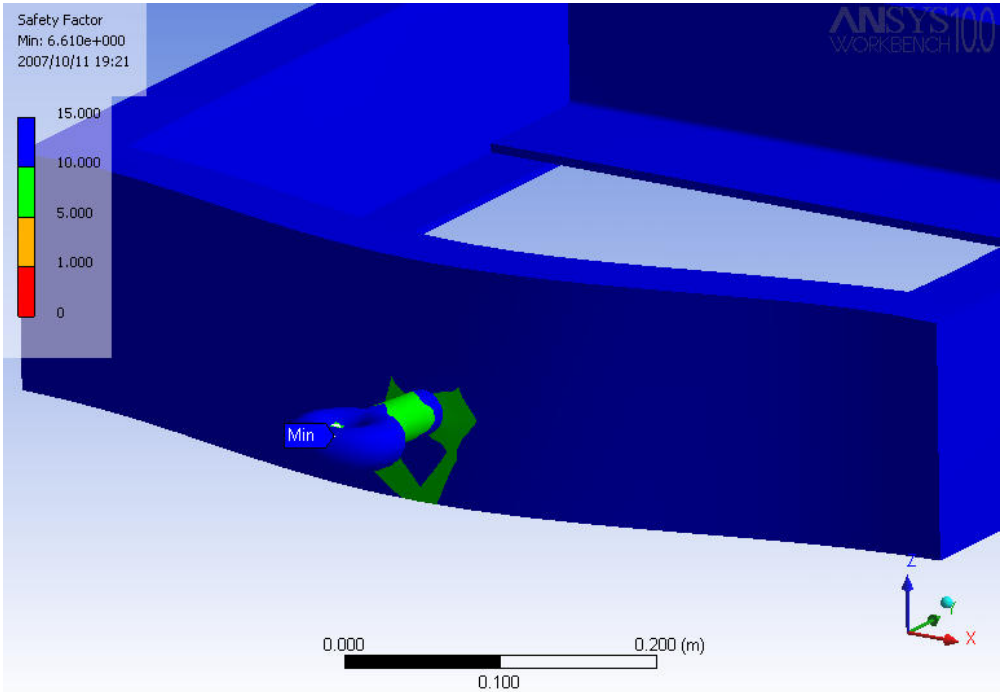
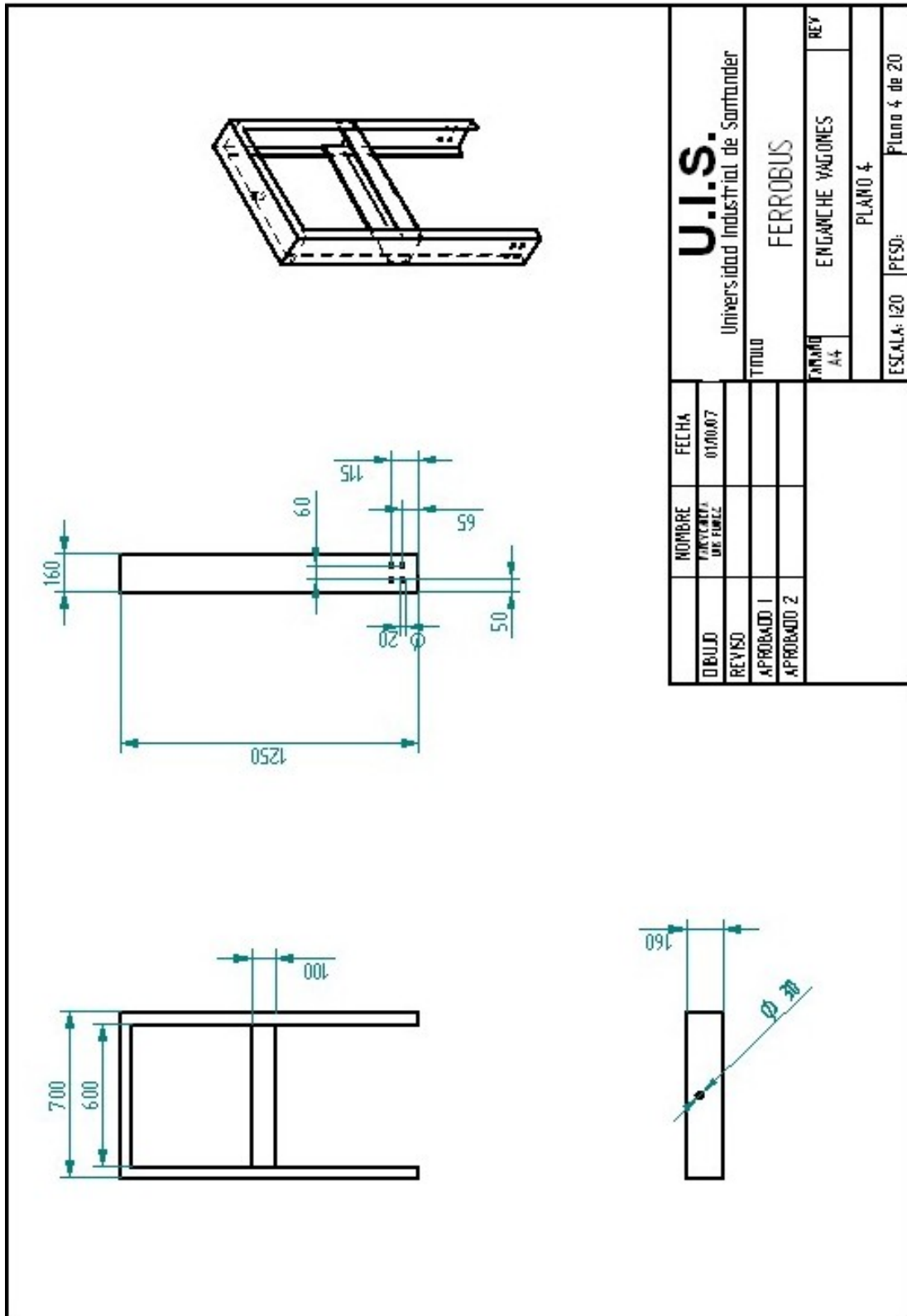


Figura 38. Plano del enganche

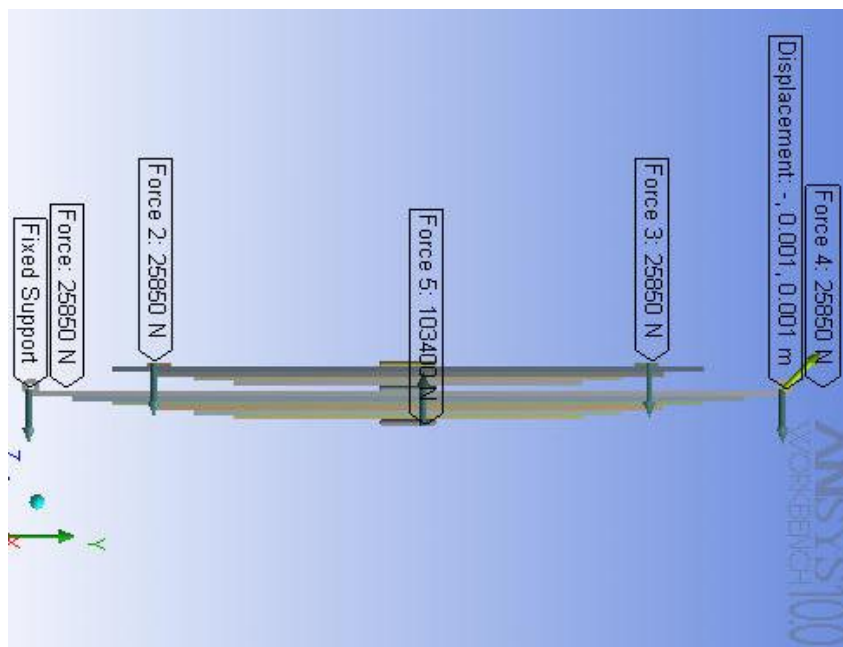


5.4 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN EN ANSYS

Se basa en un sistema integrado de múltiples hojas tanto para la parte delantera como trasera, este diseño se realizó teniendo en cuenta las dimensiones reales y materiales recomendados por el fabricante de suspensiones Imal Colombia. Los planos de este elemento se encuentran en el anexo D.

5.4.1 Fuerzas sobre la ballesta. Al someter el diseño geométrico realizado en Solid Edge al análisis de esfuerzos por medio del Ansys, se deben tener en cuenta los tipos de soportes a los cuales va ir unido en el chasis, así como los puntos de contacto de aplicación de las cargas sobre las mismas. En la figura 39 se muestra un soporte fijo y uno con desplazamiento, así como las fuerzas en las direcciones que actúan; las magnitudes de estas fuerzas provienen de las reacciones sobre la llanta y la carga sobre el vehículo.

Figura 39. Fuerzas actuantes y soportes de la ballesta



5.4.2 Factor de seguridad de la ballesta. En la figura 40 se observa en general un factor de seguridad por encima de 10 el cual es bastante seguro para este elemento. Este análisis muestra una propuesta conservativa, sin embargo en el criterio de diseño utilizado se considera que todos los mecanismos puedan trabajar a vida infinita, permitiendo definir este diseño como optimo.

Figura 40. Factor de seguridad de la ballesta

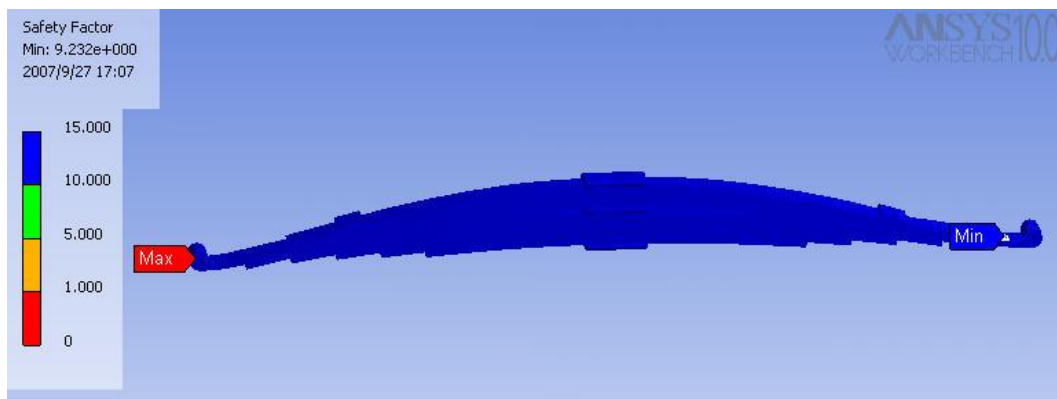
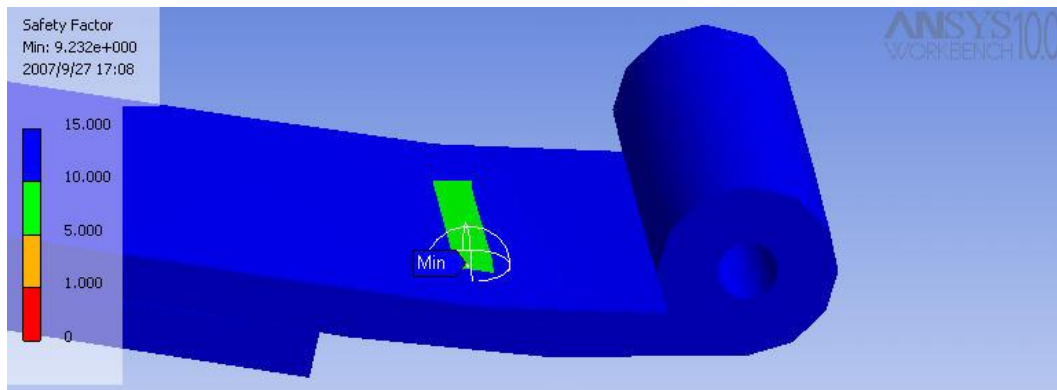


Figura 41. Factor de seguridad mínimo de la ballesta

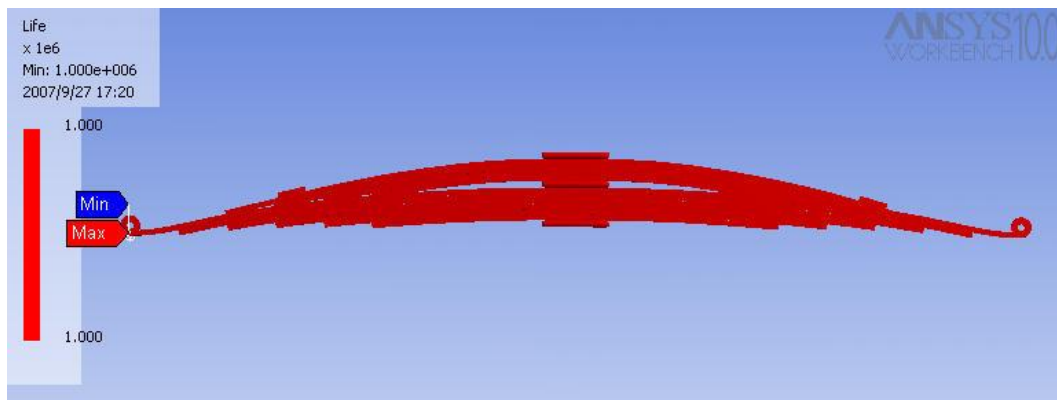


El factor de seguridad mínimo que se presenta es de 9.23 y se encuentra localizado en un pequeño concentrador cerca del soporte que tiene desplazamiento, esta área es mínima comparada con el resto de la hoja, esto

se puede verificar en la figura 41. Es lógico que el mínimo se presente en la hoja principal cerca de los puntos de sujeción, lo que demuestra que el análisis es confiable.

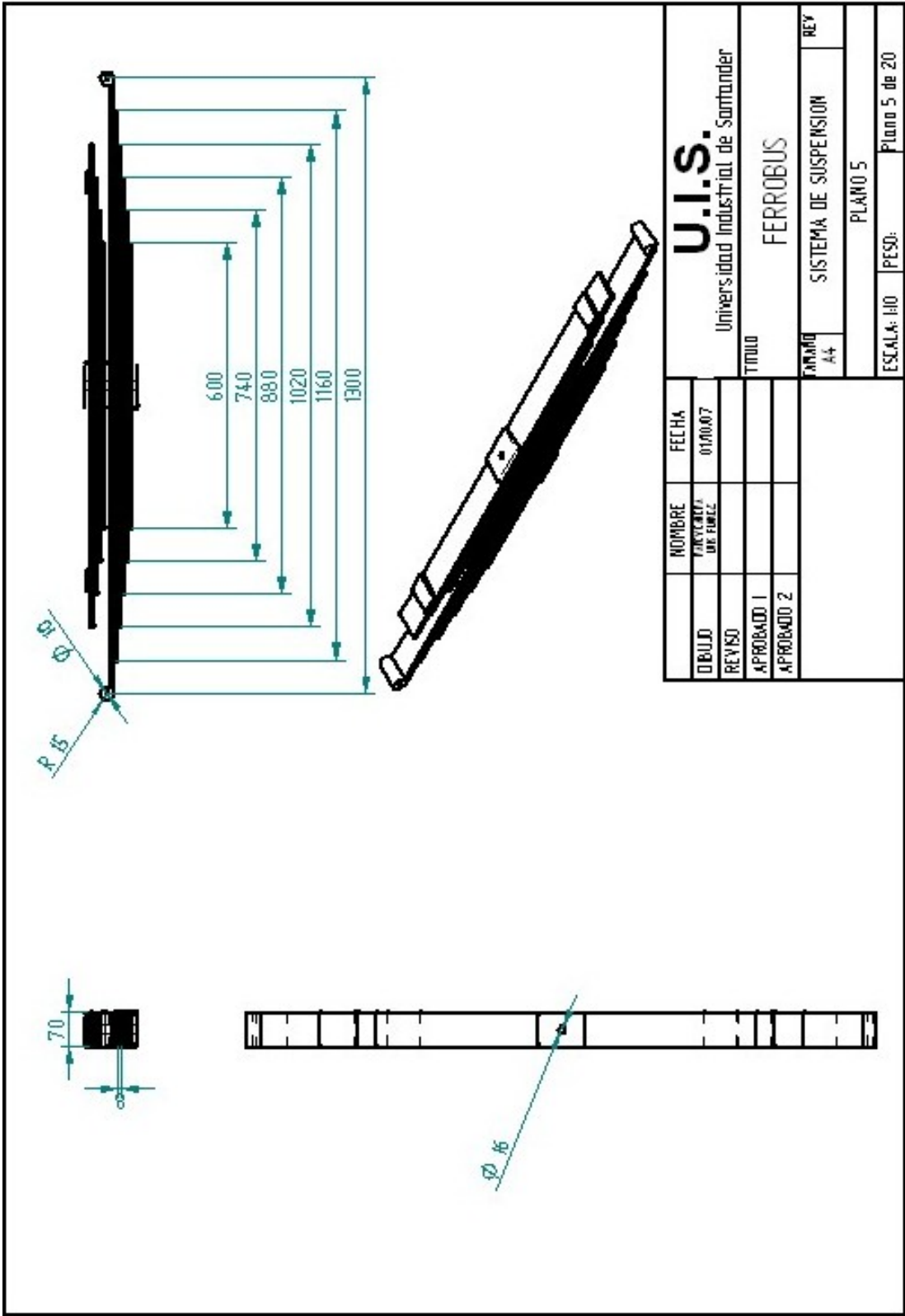
5.4.3 Vida útil de la ballesta. En la figura 42 se muestra el ciclaje de trabajo de la ballesta, el cual tiene un valor de 10×10^6 lo que significa que el diseño teóricamente podría trabajar a vida infinita. El hecho de que solo se presente un color se debe a que los valores máximo y mínimo son iguales y el programa otorga el color del valor mínimo por defecto, dando la apariencia de un elemento que está en riesgo de fallar.

Figura 42. Vida útil de la ballesta



En la figura 43 se muestra el plano definitivo del sistema de suspensión.

Figura 43. Plano del sistema de suspensión



5.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Teniendo en cuenta que en la zona del Magdalena Medio la velocidad máxima ideal para un vehículo de este tipo es de 60 Km. /h se ha buscado la forma mas adecuada para reducir la relación de velocidad que existe entre la potencia del motor y la salida de la caja. Para ello se diseñan un par de engranajes cónicos ensamblados en un ángulo de 90° ya que la caja se encuentra en forma transversal al eje.

5.5.1 Diseño cinemática del tren cónico. Para una relación de velocidades igual 3.17 normalizada por el programa Solid Edge, se determina el número de dientes del piñón y la corona para pasar de 2500 a 788 rpm. Dicha relación arrojo como resultado que el número adecuado de dientes para el piñón es de 17 dientes mientras que para la corona es de 54. Este tren cónico será elaborado en un acero AISI 8620 que es el recomendado por los fabricantes de dichos elementos y por ello se encuentra fácilmente en el mercado colombiano.

Figura 44. Geometría de los engranajes

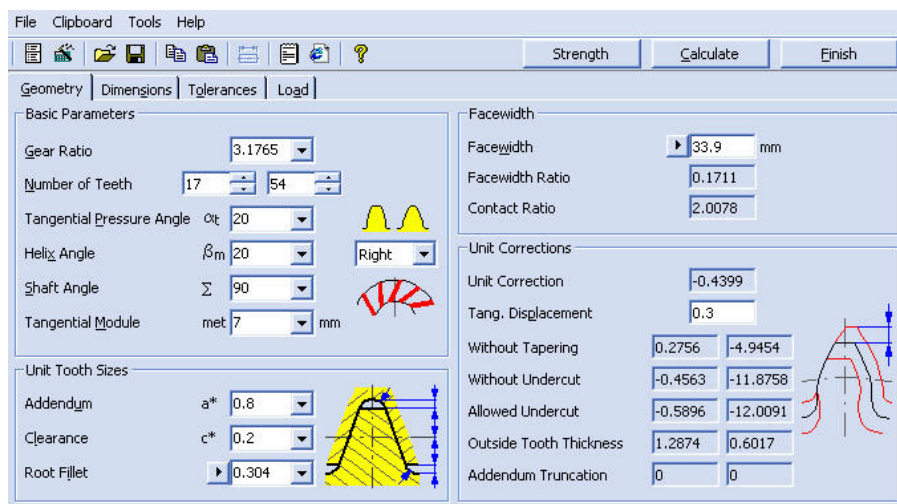


Figura 45. Dimensiones del piñón

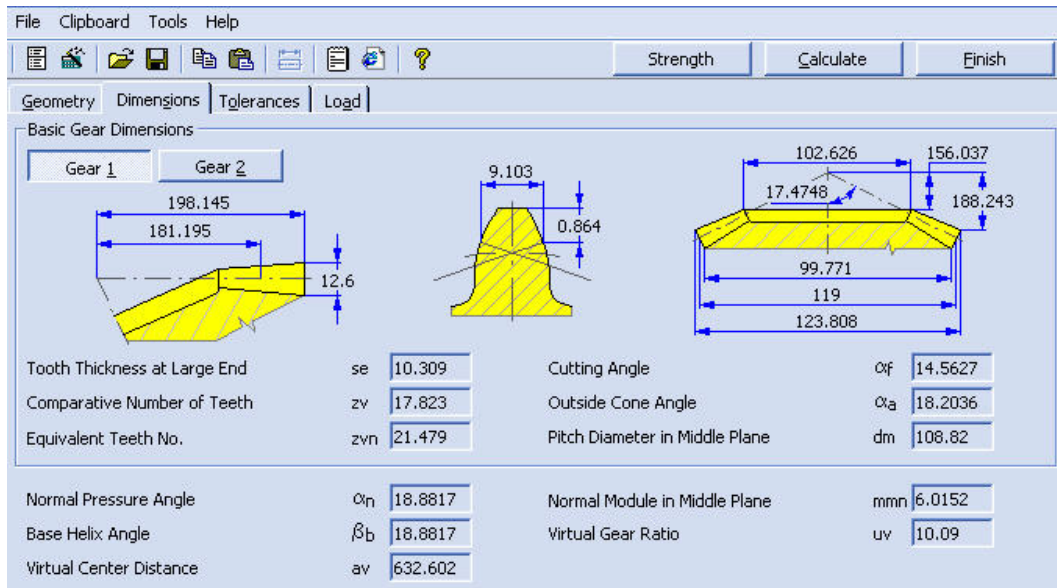
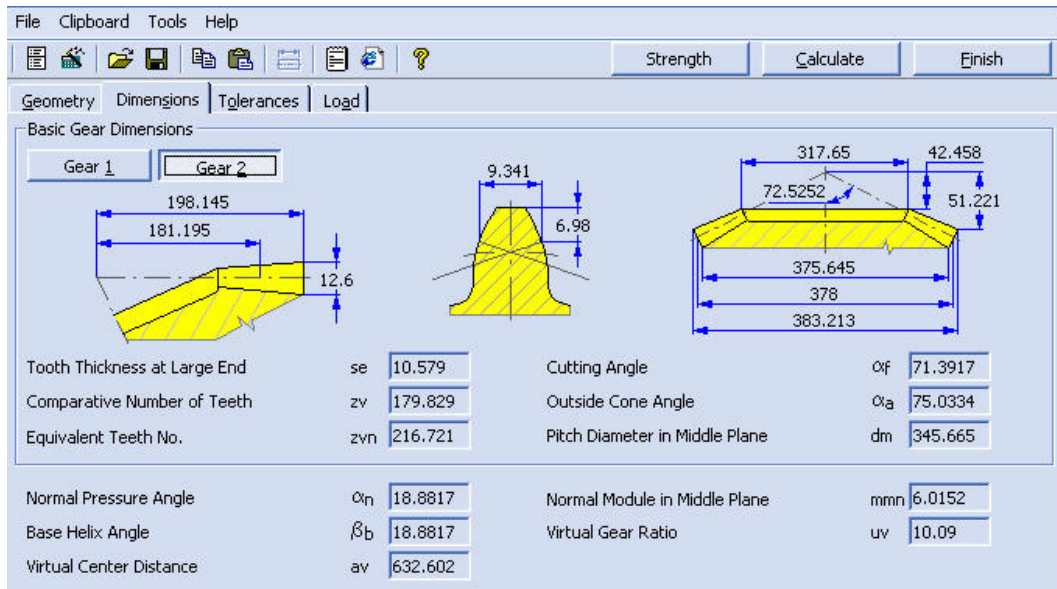


Figura 46. Dimensiones de la corona

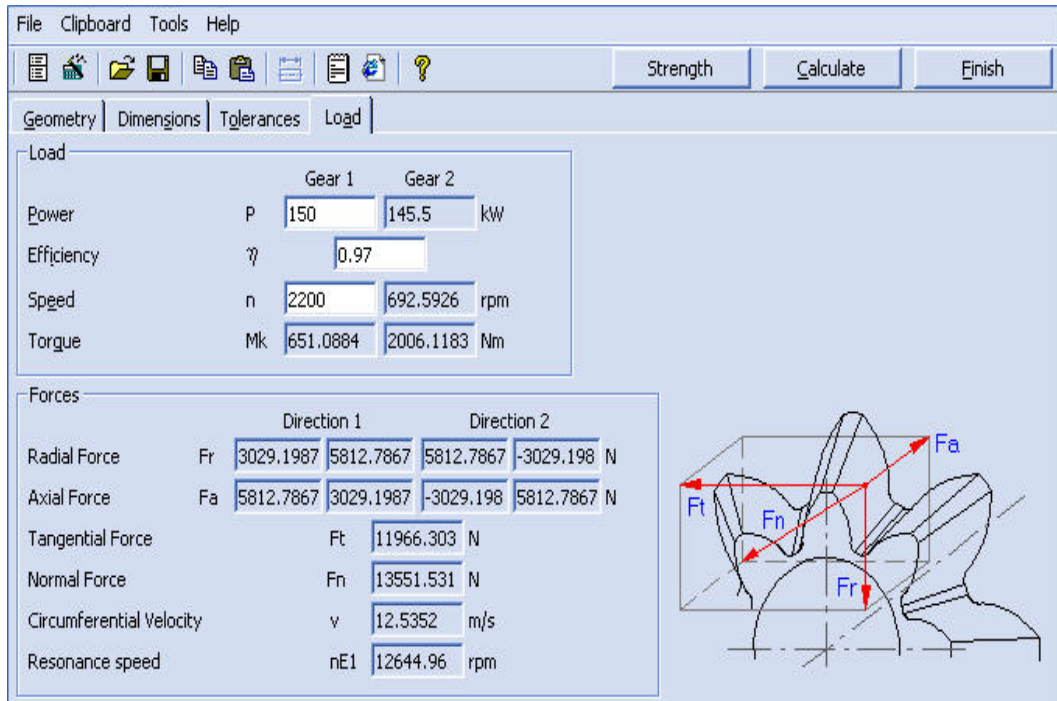


El diseño de estos elementos se realizó mediante el software *Knowledge Center* en el cual se especifican algunas condiciones básicas de los engranajes a diseñar como fueron la relación de velocidades en este caso su valor fue de

3.17 que es un valor que viene normalizado en el programa, igualmente se asignan el numero de dientes tanto para el piñón como para la corona que concuerdan con esa relación de velocidad; se especifica el ángulo de presión, el paso, el ángulo de contacto, el addendum, el claro del diente y el ancho de la cara del diente.

Estos valores no son independientes unos de otros, el programa trae relaciones internas de dichos valores que se ajustan a los inicialmente asignados como la relación de velocidad, el numero de dientes y los ángulos, esto se puede ver claramente en la figura 44. Con los datos dados al programa el nos arroja unas dimensiones de los engranajes; las dimensiones del piñón se pueden ver en la figura 45 y las dimensiones de la corona en la figura 46.

Figura 47. Cargas aplicadas sobre los engranajes



5.5.2 Diseño estructural del tren cónico. Posteriormente se especifica la potencia, la eficiencia y las revoluciones de salida del eje de la caja de cambios, esto se muestra en la figura 47.

En la figura 48 se muestran los factores que van a afectar las cargas actuantes sobre los engranajes para complementar el diseño por geometría que se realizó inicialmente. Los planos de este elemento se encuentran en el anexo D.

Figura 48. Factores usados en el diseño de los engranajes

Section	Parameter	Value	Unit/Notes
Factors of Additional Load	Application Factor (KA)	1.5	
	Dynamic Factor (KHv)	1.06	
	Face Load Factor (KHb)	1.65	
	Transverse Load Factor (KHα)	1	
	Total (KH)	2.624	
	One-time Overloading Factor (KAS)	1	
	Material Values	Gear 1 Material	14NiCr18
	Gear 2 Material	14NiCr18	
	Contact Fatigue Limit (σ _{Hlim})	1330	MPa
	Bending Fatigue Limit (σ _{Flim})	740	MPa
Factors for Contact	Elasticity Factor (Ze)	189.81	
	Zone Factor (Zh)	2.427	
	Contact Ratio Factor (Zεps)	0.741	
	Bevel Gear Factor (Zk)	0.85	
	Helix Angle Factor (Zβ)	0.969	
	Single Pair Tooth Contact Factor (ZB)	1.137	1.071
	Life Factor (Zn)	1	1
	Lubricant Factor (Zl)	0.967	
	Roughness Factor (Zr)	1	
	Velocity Factor (Zv)	1.001	
Factors for Bending	Form Factor (YFa)	3.737	1.106
	Stress Correction Factor (YSa)	1.071	2.141
	Teeth with Grinding Notches Factor (YSag)	1	1
	Bevel Gear Factor (Yk)	1	
	Helix Angle Factor (Yβ)	0.89	
	Contact Ratio Factor (Yεps)	0.625	
	Alternating Load Factor (Ya)	1	1
	Production Technology Factor (Yt)	1	1
	Life Factor (Yn)	1	1
	Notch Sensitivity Factor (Yd)	1.153	1.234
	Size Factor (Yx)	1	1
	Tooth Root Surface Factor (Yr)	1	
Results	Factor of Safety from Pitting (SH)	1.317	1.398
	Factor of Safety from Tooth Breakage (SF)	2.489	4.503
	Static Safety in Contact (SHst)	2.659	2.823
	Static Safety in Bending (SFst)	5.398	9.123
	Strength Check	True	

5.5.3 Análisis del tren cónico en Ansys. Los engranajes después de haber sido diseñados en Solid Edge son sometidos a un análisis de esfuerzos en Ansys para corroborar que el diseño realizado cumpla con los requerimientos de esfuerzos planteados. En la figura 49 y 50 se muestra la fuerza resultante de las componentes radial, axial y tangencial actuando sobre la cara de un

diente, y el soporte por medio del cual el piñón y la corona van unidos a su respectivo eje.

Figura 49. Fuerzas actuantes y soporte del piñón

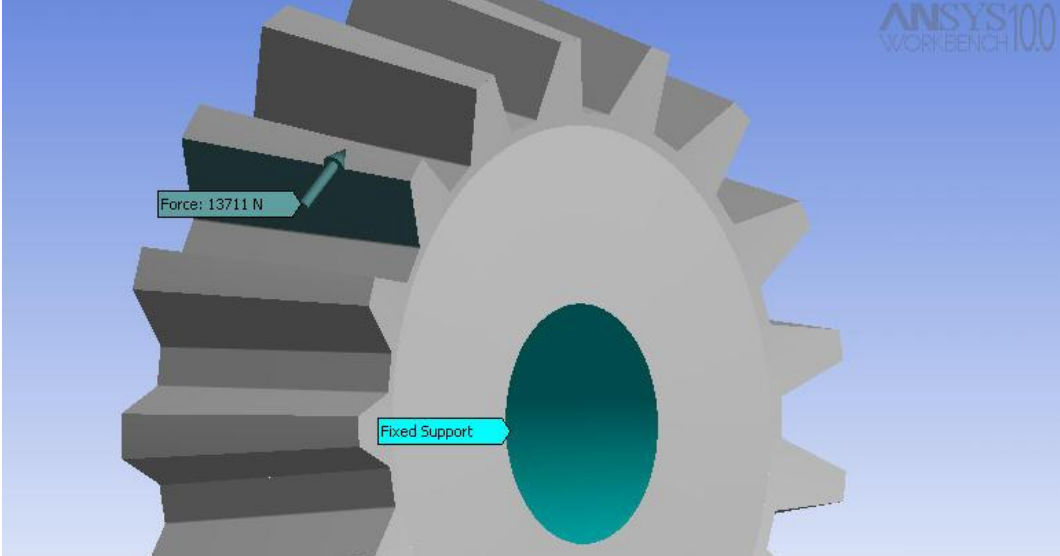
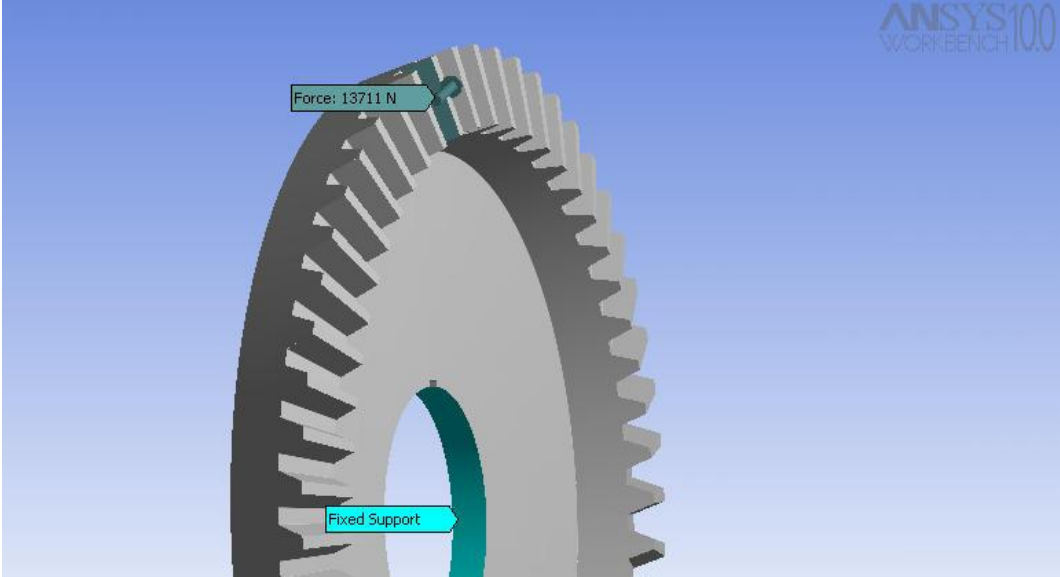
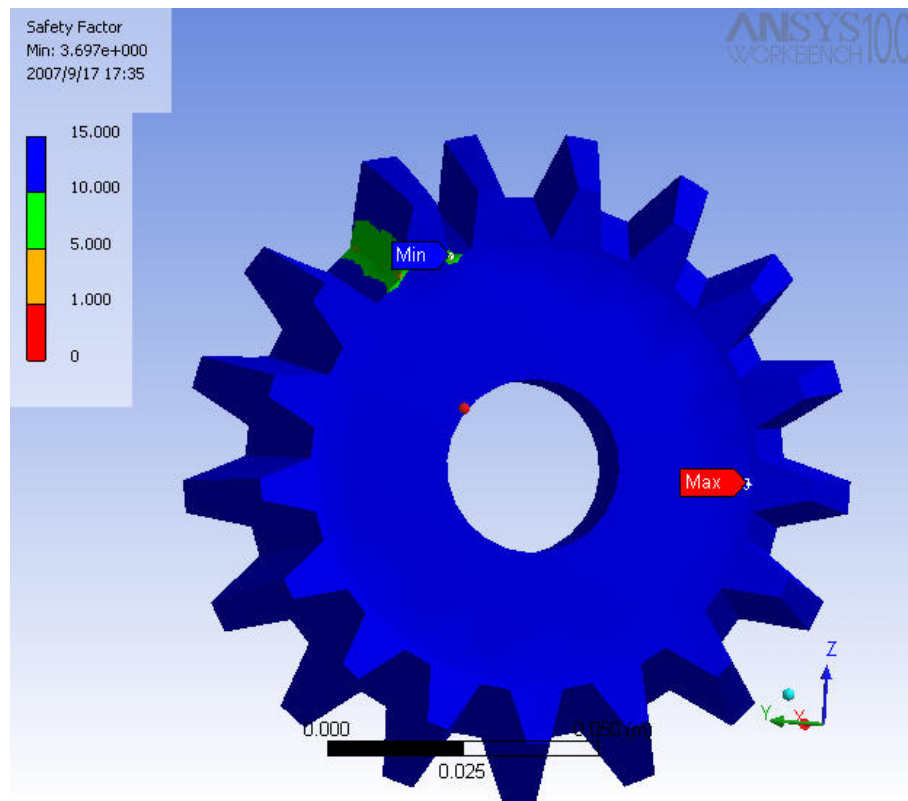


Figura 50. Fuerzas actuantes y soporte de la corona



➤ **Factor de seguridad del piñón.** En la figura 51 se observó un factor de seguridad por encima de 10 en casi toda la estructura, presentándose la sección crítica en la base del diente en la cual se presentó un factor de seguridad de 3.69 en el radio del filete del diente como se ve en la figura 52. Considerando que el diseño fue elaborado para 25000 horas continuas de servicio e impactos medios, el factor de seguridad cumple con los requerimientos de diseño.

Figura 51. Factor de seguridad en el piñón



➤ **Factor de seguridad de la corona.** En la figura 53 se observa un factor de seguridad por encima de 10 en casi toda la estructura, presentándose la sección crítica en el chavetero, en el se presentó un factor de seguridad de 4.25 como se ve en la figura 54. Considerando que el diseño fue elaborado

para 25000 horas continuas de servicio e impactos medios, el factor de seguridad cumple con los requerimientos de diseño.

En la figura 55 se muestra el plano definitivo del piñón y el figura 56 se muestra el plano definitivo de la corona.

Figura 52. Factor de seguridad mínimo en el piñón

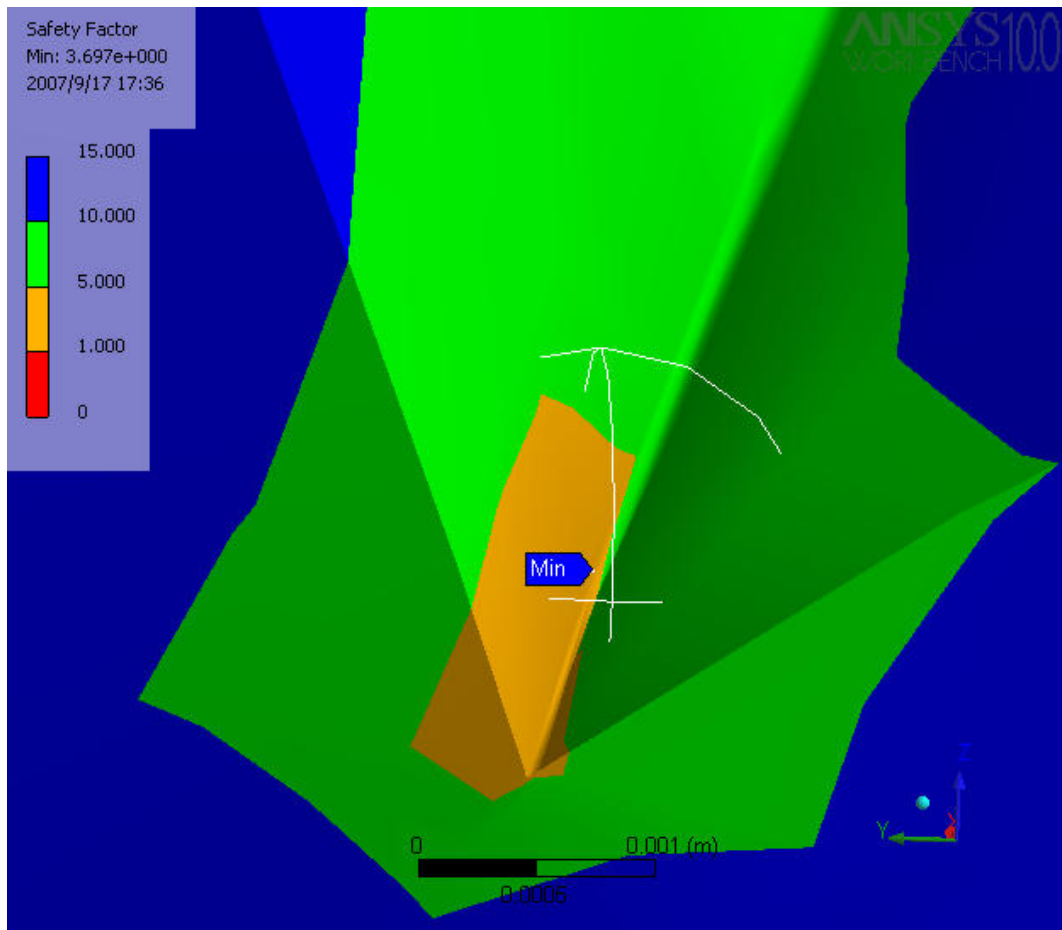


Figura 53. Factor de seguridad en la corona

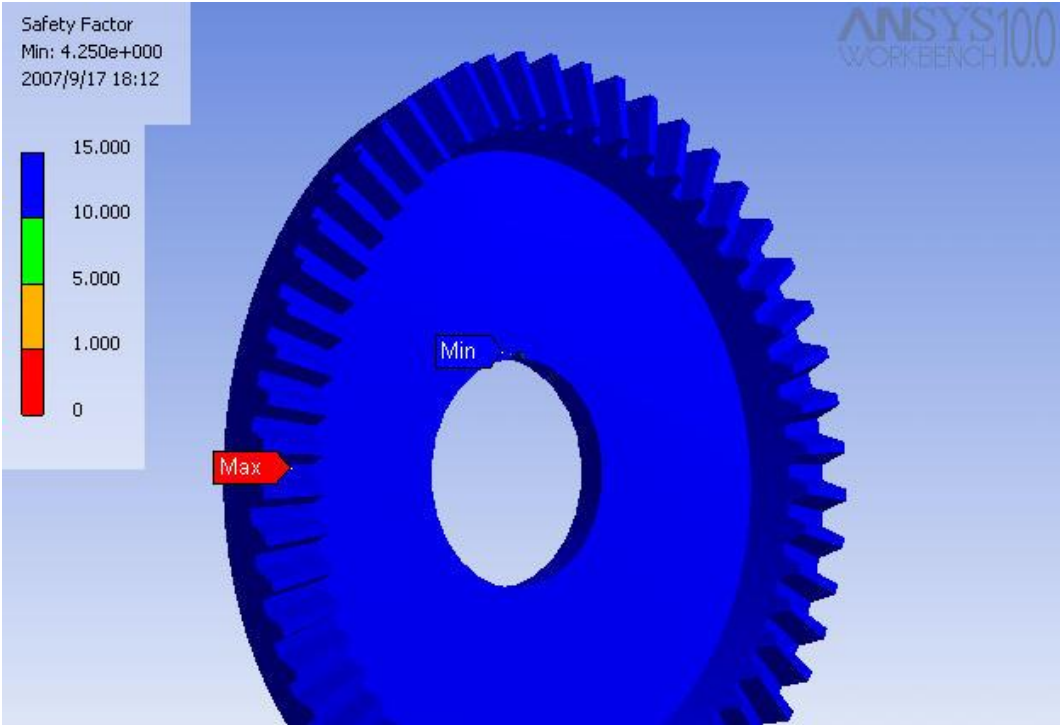


Figura 54. Factor de seguridad mínimo en la corona

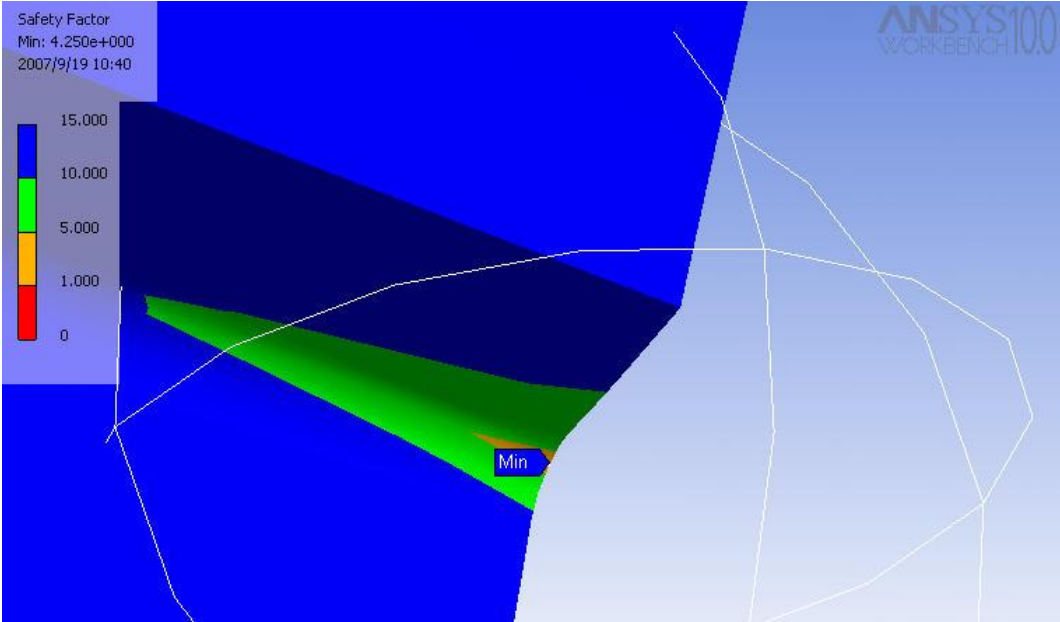


Figura 55. Plano del piñón

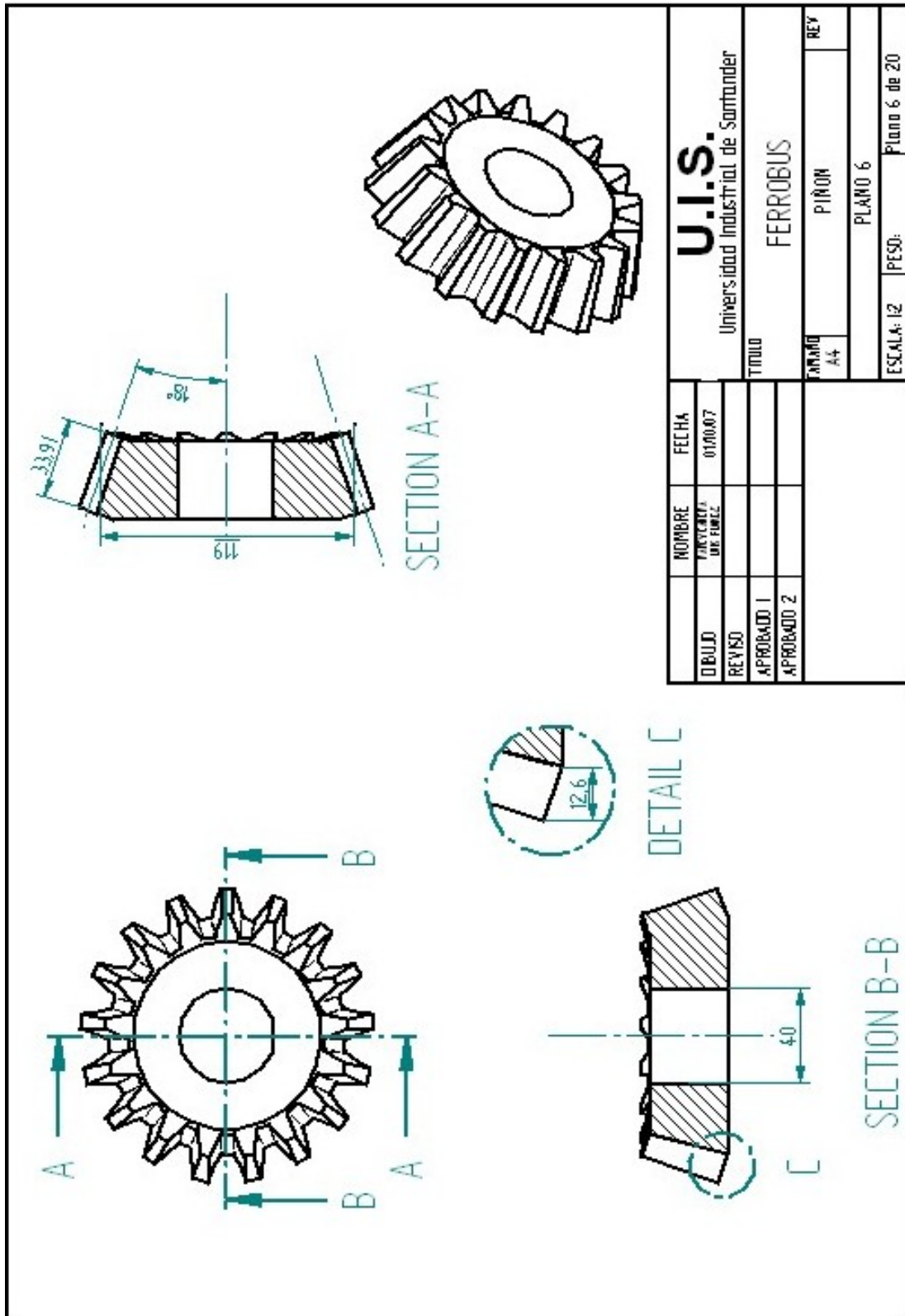
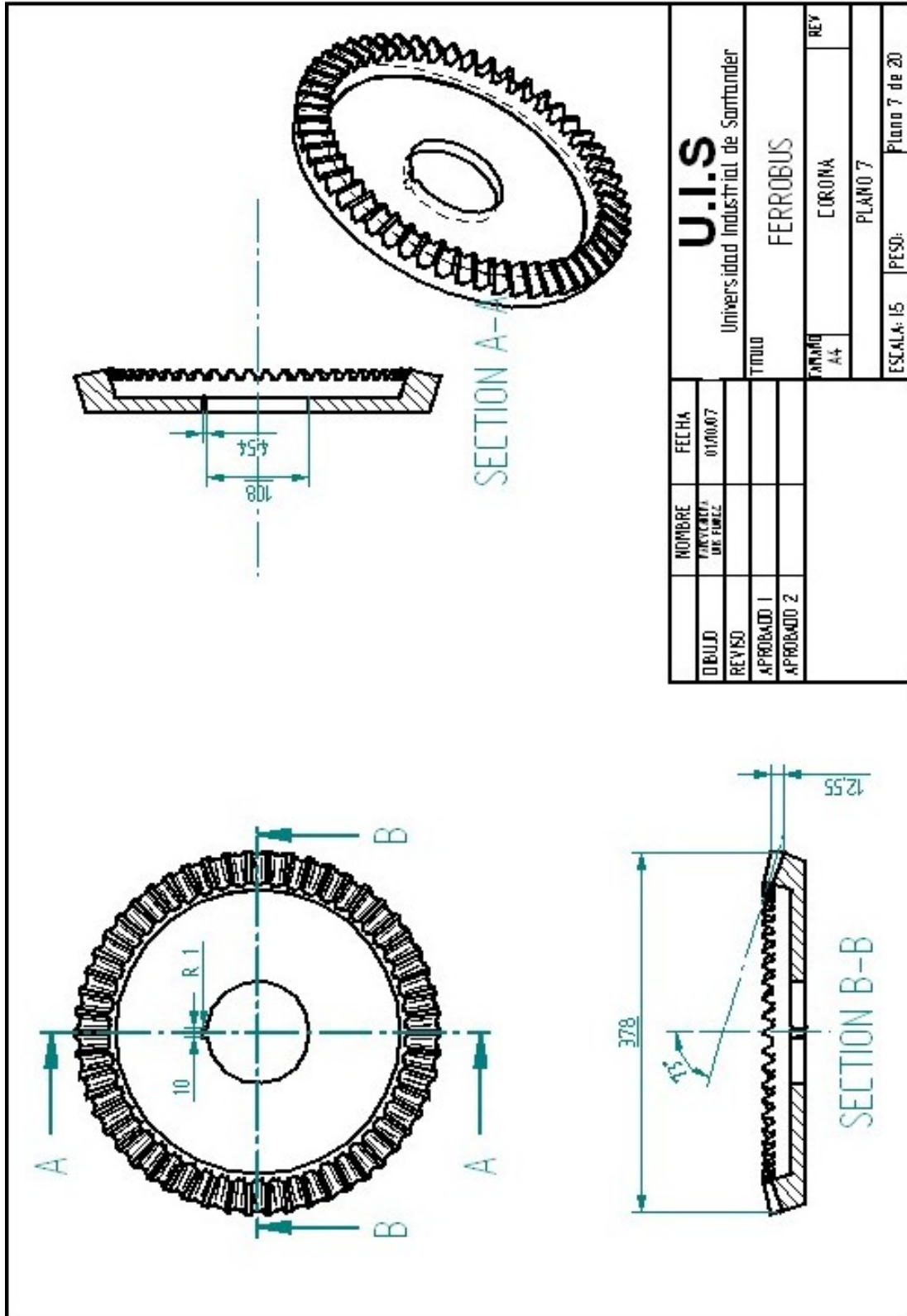


Figura 56. Plano de la corona



5.6 DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

5.6.1 Disposición espacial de los elementos del freno. El sistema de frenos utilizado para el vehículo se basa en el diseño de un modelo de zapata interna ya que este es el que mejor se acomoda a las exigencias de frenado, teniendo en cuenta la gran cantidad de energía disipada en un vehículo de gran tamaño. Los planos de este elemento se encuentran en el anexo D.

En el modelo matemático utilizado se definieron las dimensiones y el tipo de material de la zapata para determinar las fuerzas y momentos resultantes aplicados sobre el freno para disipar la energía producida al accionarlo, teniendo en cuenta los parámetros de tiempo y distancia de frenado.

Los datos definidos y las ecuaciones empleadas para el diseño del freno se presentan a continuación y se pueden observar en la figura 57, en el anexo B se encuentra la tabla “materiales de fricción seleccionados y sus propiedades” de donde se obtiene el valor para Cfr.

$$R_z = 150 \text{ mm}$$

$$C_{fr} = 0.34$$

$$P_a = 790 \text{ KPa}$$

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

$$H = 100 \text{ mm}$$

$$N = 112 \text{ mm}$$

$$J = 62 \text{ mm}$$

$$K = 50 \text{ mm}$$

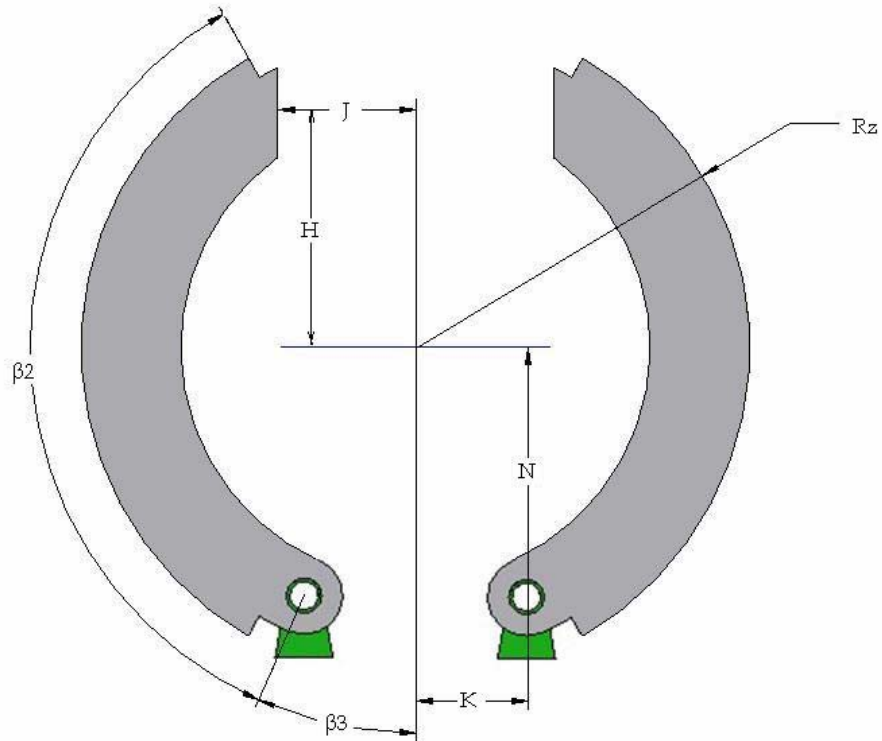
$$\beta_1 = 0$$

$$\beta_2 = 126$$

$$\beta_3 = 24$$

$$\beta_a = 90$$

Figura 57. Dimensiones del freno de zapata



5.6.2 Diseño de la zapata del freno. Por medio de estas ecuaciones se consigue el torque necesario para disipar la energía que produce la acción de frenado.

$$A = \frac{(N^2 + K^2)^{1/2}}{1000}$$

Ecuación 18

$$Pd = P_a * 1000$$

Ecuación 19

$$S = \frac{H}{1000} + \frac{N}{1000}$$

Ecuación 20

Para la zapata derecha:

$$M_f = \frac{C_{fr} * P_d * \frac{B}{1000} * \frac{R_z}{1000}}{\text{sen } \beta_a} * \left(\frac{-R_z}{1000} * \cos \beta_2 - \frac{A}{2} * \text{sen}^2 \beta_2 + \frac{R_z}{1000} * \cos \beta_1 + \frac{A}{2} * \text{sen}^2 \beta_1 \right)$$

Ecuación 21

$$M_n = \frac{A * P_d * \frac{B}{1000} * \frac{R_z}{1000}}{\text{sen } \beta_a} * \left(\frac{\beta_2 * \pi}{180 * 2} - \frac{\text{sen}(2 * \beta_2)}{4} - \frac{\beta_1 * \pi}{180 * 2} + \frac{\text{sen}(2 * \beta_1)}{4} \right)$$

Ecuación 22

$$F = \frac{M_n - M_f}{S}$$

Ecuación 23

$$F_x = F * \text{sen } \beta_3$$

Ecuación 24

$$F_y = F * \cos \beta_3$$

Ecuación 25

$$T_d = \frac{C_{fr} * P_d * \frac{B}{1000} * \left(\frac{R_z}{1000} \right)^2 * (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\text{sen } \beta_a}$$

Ecuación 26

Para la zapata izquierda:

$$\frac{F}{1000} = \frac{\frac{M_f}{100} * P_{iz} + \frac{M_n}{1000} * P_{iz}}{H + I}$$

Ecuación 27

$$P_{iz_1} = P_{iz} * 1000$$

Ecuación 28

$$T_i = \frac{C_{fr} * P_{iz_1} * \frac{B}{1000} * \left(\frac{R_z}{1000} \right)^2 * (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\text{sen } \beta_a}$$

Ecuación 29

$$T = T_d + T_i$$

Ecuación 30

Para el cálculo de las reacciones en las zapatas:

$$\text{IntA} = \frac{\text{sen}^2\beta_2}{2} - \frac{\text{sen}^2\beta_1}{2} \quad \text{Ecuación 31}$$

$$\text{IntB} = \frac{\beta_2 * \pi}{180 * 2} - \frac{\text{sen}(2 * \beta_2)}{4} - \frac{\beta_1 * \pi}{180 * 2} + \frac{\text{sen}(2 * \beta_1)}{4} \quad \text{Ecuación 32}$$

Para el cálculo de las reacciones en la zapata derecha:

$$\text{Rx} = \frac{\text{Pd} * \frac{\text{B}}{1000} * \frac{\text{Rz}}{1000}}{\text{sen } \beta_a} * (\text{IntA} - \text{Cfr} * \text{IntB}) - \text{Fx} \quad \text{Ecuación 33}$$

$$\text{Ry} = \frac{\text{Pd} * \frac{\text{B}}{1000} * \frac{\text{Rz}}{1000}}{\text{sen } \beta_a} * (\text{IntB} + \text{Cfr} * \text{IntA}) - \text{Fy} \quad \text{Ecuación 34}$$

Fuerza sobre el pasador derecho:

$$\text{Rt} = \sqrt{\text{Rx}^2 + \text{Ry}^2} \quad \text{Ecuación 35}$$

Para el cálculo de las reacciones en la zapata izquierda:

$$\text{Rxi} = \frac{\text{Piz}_1 * \frac{\text{B}}{1000} * \frac{\text{Rz}}{1000}}{\text{sen } \beta_a} * (\text{IntA} + \text{Cfr} * \text{IntB}) - \text{Fx} \quad \text{Ecuación 36}$$

$$\text{Ryi} = \frac{\text{Piz}_1 * \frac{\text{B}}{1000} * \frac{\text{Rz}}{1000}}{\text{sen } \beta_a} * (\text{IntB} - \text{Cfr} * \text{IntA}) - \text{Fy} \quad \text{Ecuación 37}$$

Fuerza sobre el pasador izquierdo:

$$R_{ti} = \sqrt{R_{xi}^2 + R_{yi}^2}$$

Ecuación 38

Los resultados obtenidos de las anteriores ecuaciones son los siguientes:

$$A = 0.12 \text{ mm}$$

$$P = 790000 \text{ Pa}$$

$$S = 0.21 \text{ mm}$$

$$M_f = 319.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_n = 777.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F = 2162 \text{ N}$$

$$F_x = 879.4 \text{ N}$$

$$F_y = 1975 \text{ N}$$

$$T_d = 383.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$P_{iz} = 418 \text{ Pa}$$

$$P_{iz_1} = 417959 \text{ Pa}$$

$$T_i = 203.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T = 586.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{IntA} = 0.33$$

$$\text{IntB} = 1.34$$

$$R_x = -1483 \text{ N}$$

$$R_y = 4891 \text{ N}$$

$$R_t = 5111 \text{ N}$$

$$R_{xi} = 1082 \text{ N}$$

$$R_{yi} = 1100 \text{ N}$$

$$R_{ti} = 1542 \text{ N}$$

5.6.3 Verificación de disipación energética del freno. A continuación se procede a verificar que el freno diseñado sea capaz de disipar la energía involucrada en la acción de frenado. Durante la acción de frenado se presenta un cambio de energía cinética y un cambio de energía rotacional, la suma de estas energías debe ser menor que la energía capaz de disipar el torque obtenido en el cálculo del freno y que equivale a 586.9 N - m, las siguientes son las ecuaciones necesarias para esta verificación. Primero se definen los parámetros necesarios para los cálculos.

$$V_1 = 16.67 \text{ m / s}$$

$$V_2 = 0$$

$$t = 3 \text{ s}$$

$$T = \frac{Ed}{\phi} \quad \text{Ecuación 39}$$

$$\phi = \frac{x}{2 * r} \quad \text{Ecuación 40}$$

$$x = v_1 * t - \frac{1}{2} a_x * t^2 \quad \text{Ecuación 41}$$

De estas ecuaciones obtenemos los siguientes resultados:

$$\phi = 95 \text{ vueltas}$$

$$X = 48 \text{ m}$$

$$Ed = 55765 \text{ N - m}$$

Se verifica a continuación que la energía disipada por los elementos rotatorios involucrados en la acción de frenado E_t sea inferior a la energía disipada E_d . Primero se definen los parámetros necesarios para estos cálculos.

$$M_r = 35.40 \text{ Kg.}$$

$$M_e = 67.51 \text{ Kg.}$$

$$M_c = 157.11 \text{ Kg}$$

$$M_p = 14.00 \text{ Kg}$$

$$\omega_{r1} = 65.6 \text{ rad / s}$$

$$\omega_{r2} = 0$$

$$R = 0.25 \text{ m}$$

$$R_e = 0.045 \text{ m}$$

$$R_c = 0.189 \text{ m}$$

$$R_p = 0.06 \text{ m}$$

$$E_t = E_c + E_r$$

Ecuación 42

$$E_c = \frac{1}{2} M * (V_1^2 - V_2^2)$$

Ecuación 43

$$E_r = \frac{\sum I}{2} * (\omega_{r1}^2 - \omega_{r2}^2)$$

Ecuación 44

$$M = M_r + M_e + M_c + M_p$$

Ecuación 45

$$I_r = \frac{1}{2} M_r * R^2$$

Ecuación 46

$$I_e = \frac{1}{2} M_e * R_e^2$$

Ecuación 47

$$I_c = \frac{1}{2} M_c * R_c^2$$

Ecuación 48

$$I_p = \frac{1}{2} M_p * R_p^2$$

Ecuación 49

$$I_p^{(c)} = \frac{I_p}{\left(\frac{\omega_c}{\omega_p}\right)^2} \quad \text{Ecuación 50}$$

$$I_t = I_c + I_p^{(c)} \quad \text{Ecuación 51}$$

De las anteriores ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

$$M = 275 \text{ Kg.}$$

$$I_r = 1.14 \text{ N - m - seg}^2$$

$$I_e = 0.07 \text{ N - m - seg}^2$$

$$I_c = 2.8 \text{ N - m - seg}^2$$

$$I_p = 0.03 \text{ N - m - seg}^2$$

$$I_p^{(c)} = 2.48 \times 10^{-3} \text{ N - m - seg}^2$$

$$I_t = 2.80 \text{ N - m - seg}^2$$

$$E_c = 38074 \text{ N - m}$$

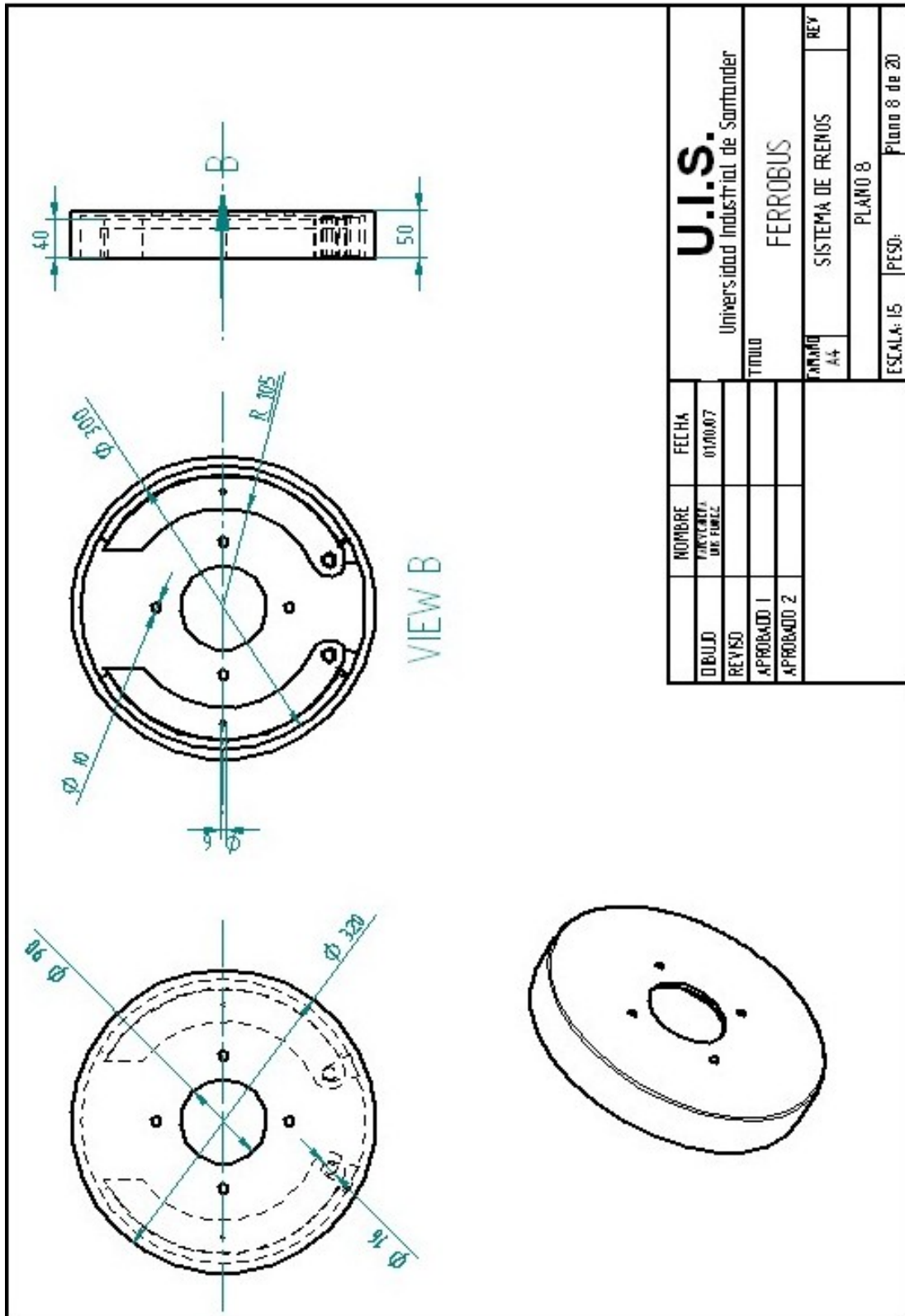
$$E_r = 8562 \text{ N - m}$$

$$E_t = 46640 \text{ N - m}$$

Como se obtiene que E_t es menor que E_d se comprueba que el mecanismo diseñado es capaz de disipar las energías necesarias para frenar el vehículo.

En la figura 58 se muestra el plano definitivo del sistema de frenos.

Figura 58. Plano del sistema de frenos



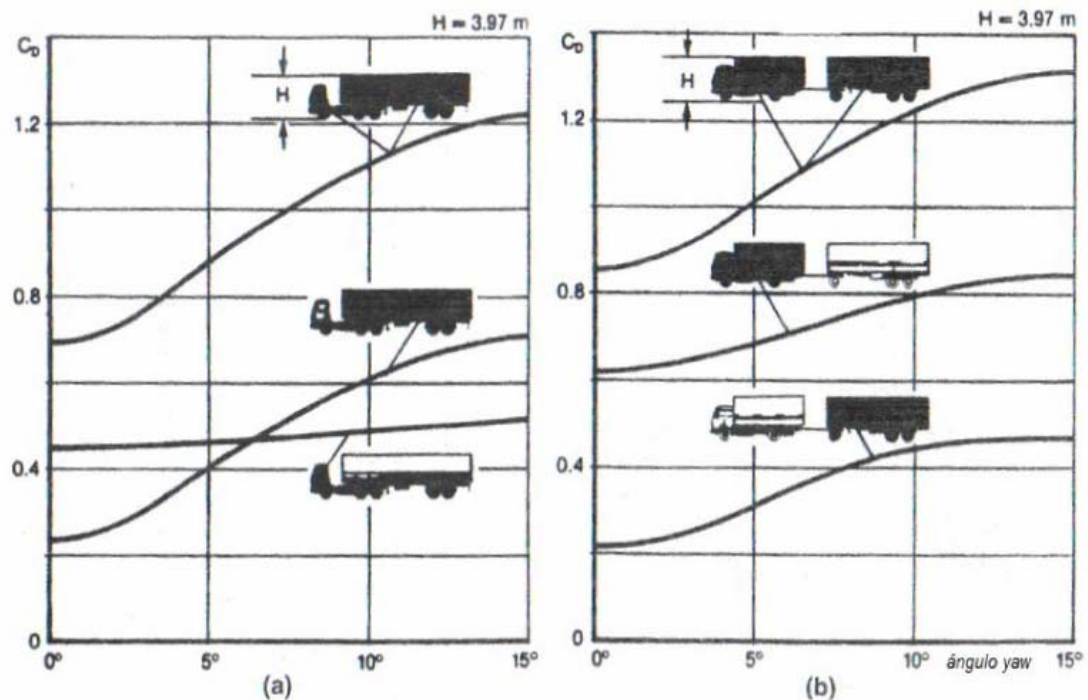
6. SELECCIÓN DE OTROS COMPONENTES

En este capítulo se habla acerca de otros componentes que fueron diseñados y seleccionados para complementar el vehículo, entre ellos están la carrocería, el tanque de combustible y otros.

6.1 CARROCERÍA

6.1.1 Tipos de carrocería. En la figura 59 se pueden ver las diferentes distribuciones de la resistencia aerodinámica teniendo en cuenta el tipo de carrocería. Dependiendo de la altura, el vehículo tendrá una menor o mayor resistencia al aire.

Figura 59. Distribución de la resistencia aerodinámica para carrocerías



6.1.2 Selección de la carrocería. Según los requerimientos de seguridad y comodidad exigidos por Coopsercol Ltda. y mostrados en la figura 60 se puede ver que la carrocería debe constar de 20 sillas ergonómicas adecuadamente distribuidas y con un nivel de comodidad acorde al trayecto que debe recorrer el vehículo y el cual es de 115 Km., lo que equivale a estar dentro aproximadamente más de 2 horas. Entre otros de los requerimientos y por el mismo factor tiempo se acondiciona un baño dentro del vehículo el cual consta de lo necesario para un viaje largo, que es un inodoro, un lavamanos y un espejo. Además de lo anterior se requiere un espacio para cargas voluminosas teniendo en cuenta el tipo de comercio que se realiza en la zona, el cual incluye la agricultura y bienes de consumo doméstico.

Otro componente importante del vehículo es la cabina, en la cual solo irá el conductor y en ella se encuentran los componentes necesarios para conducir adecuadamente el vehículo, entre ellos están los pedales de freno, acelerador y embrague, y el resto de sistemas representados en el tablero de mando. Además de todo esto, el vehículo llevará componentes que harán más cómodo el viaje como por ejemplo el sonido, ventilación y una buena iluminación para las horas de la noche. Teniendo ya los planos y dimensiones del chasis que se han diseñado, la empresa Carrocería de los Andes la fabrica con los requerimientos necesarios tanto en la parte eléctrica como la distribución de los espacios.

En la figura 61 se muestra el plano general de la carrocería.

Figura 60. Prototipo de carrocería

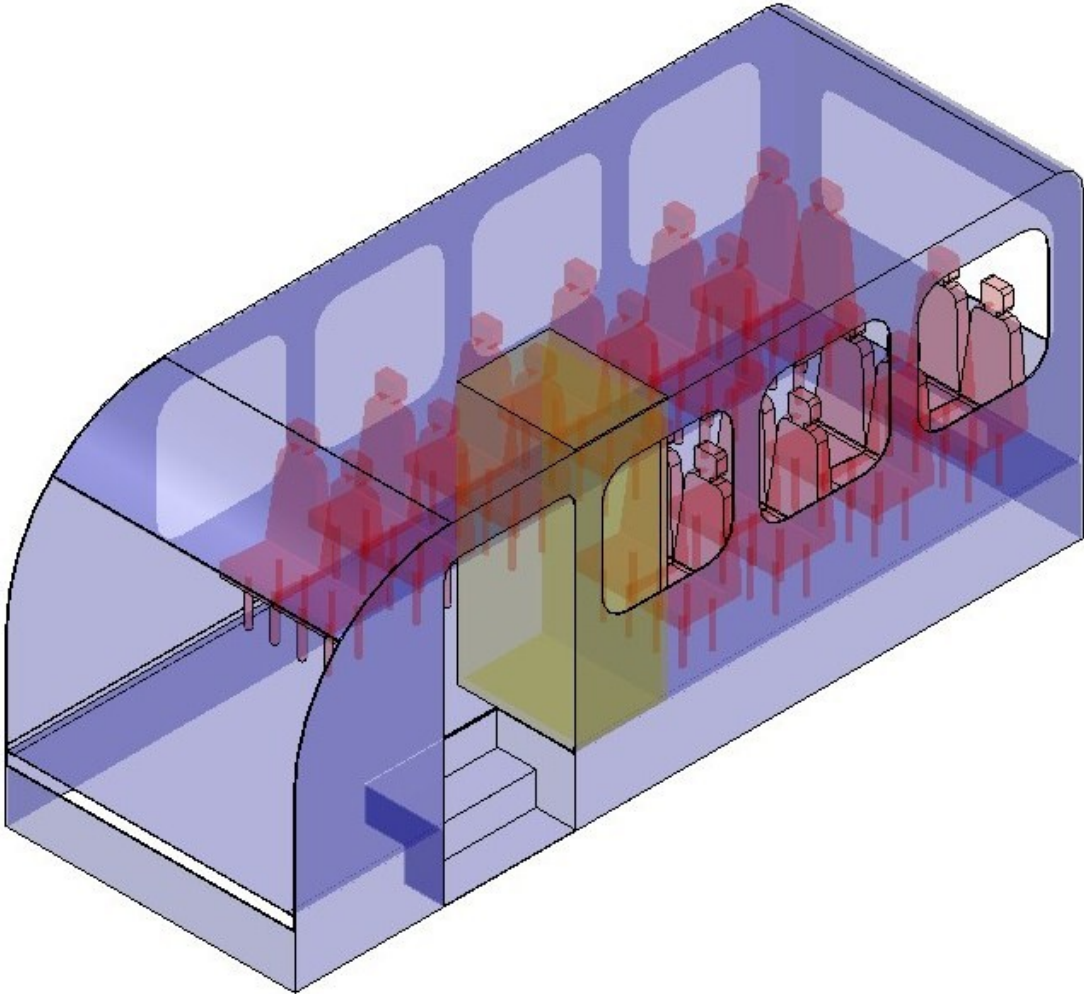


Figura 61. Plano lateral de la carrocería

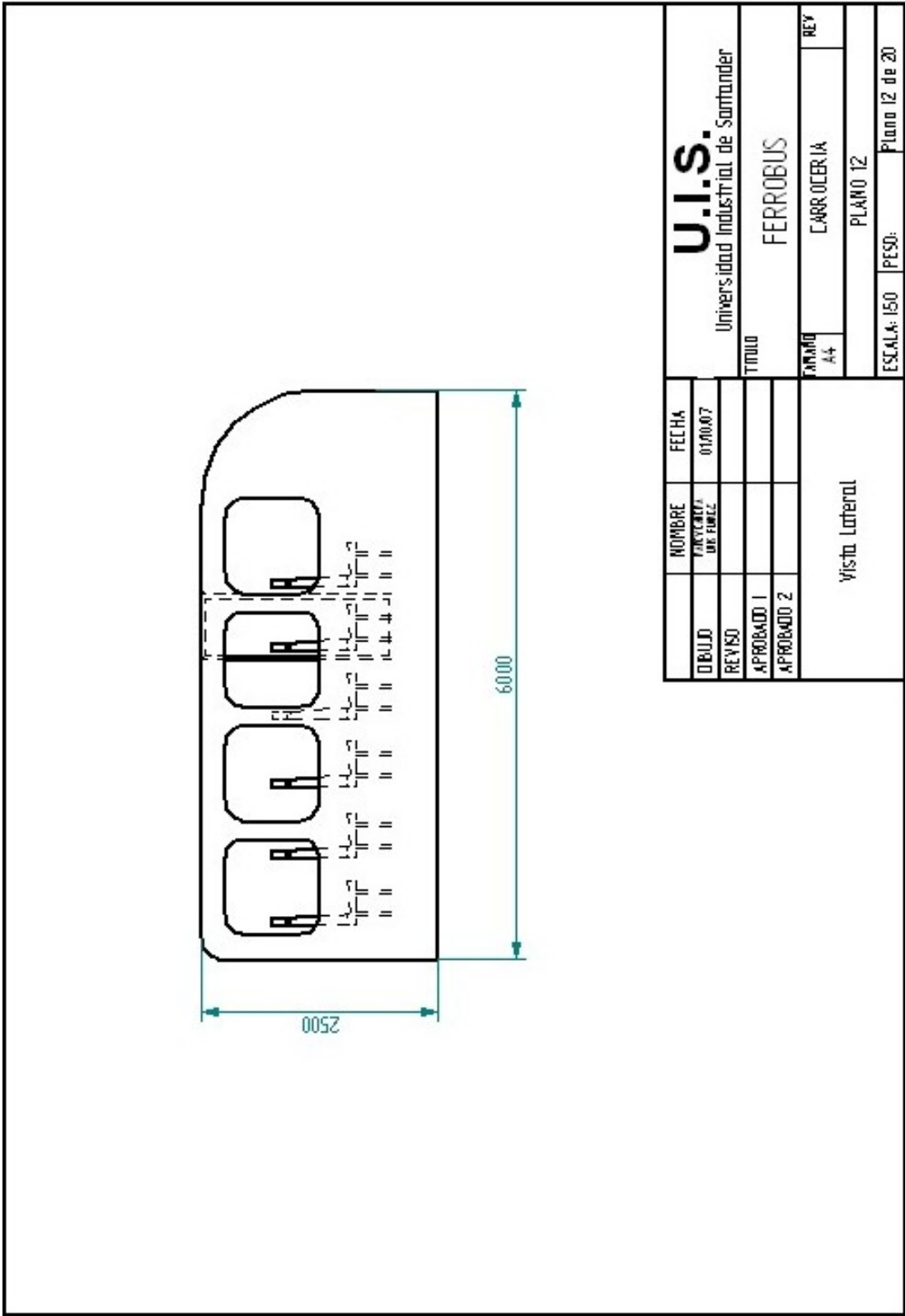
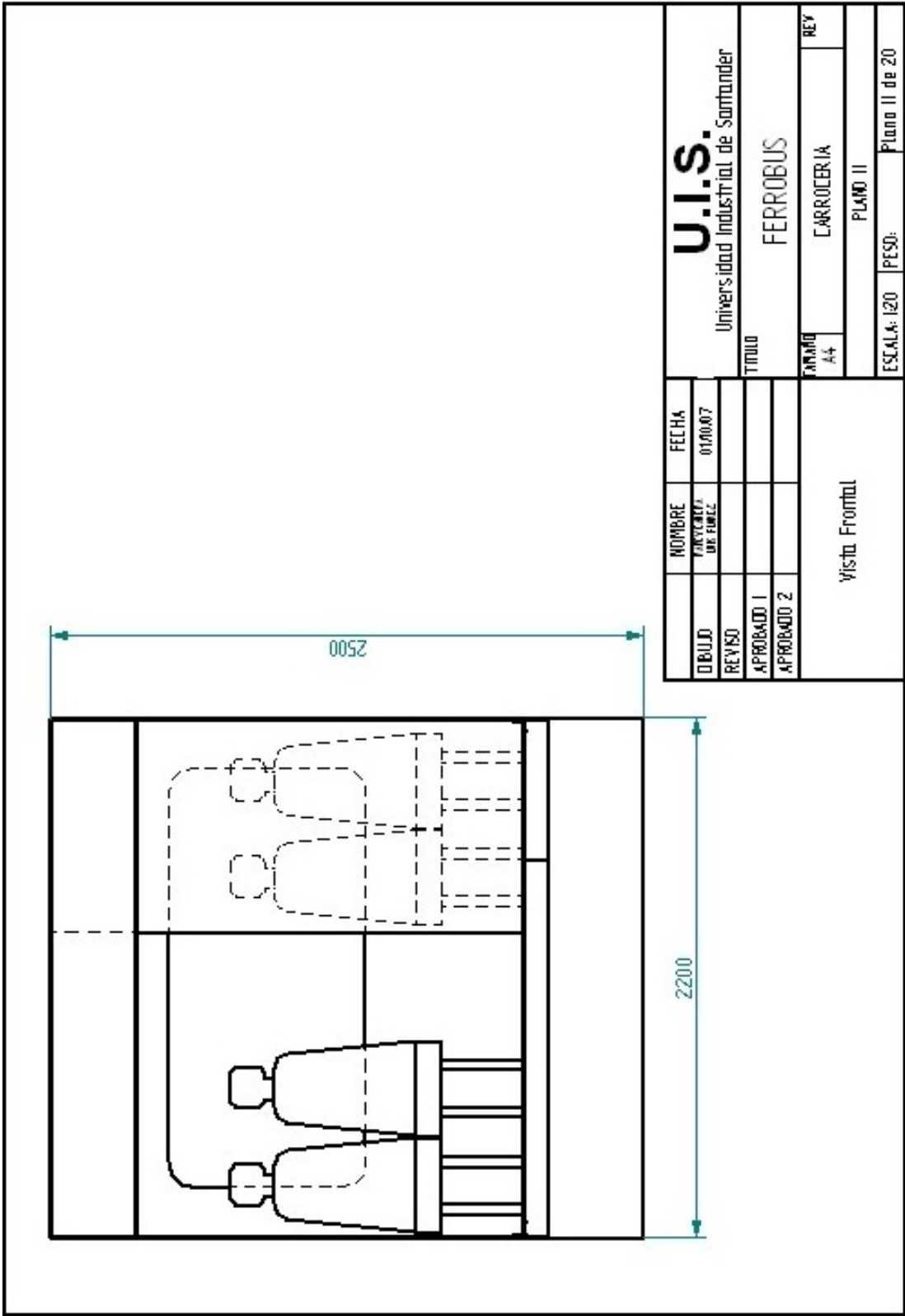


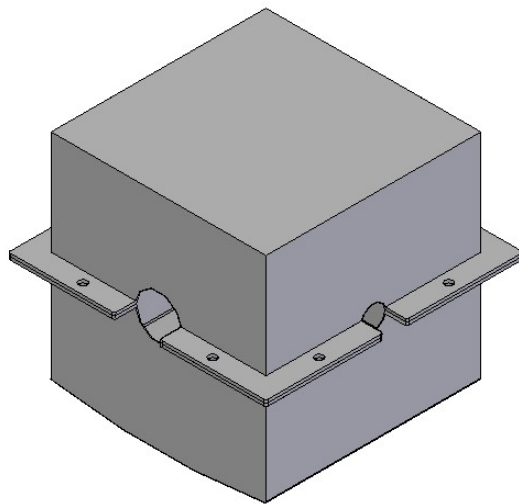
Figura 62. Plano frontal de la carrocería



6.2 CARTER DE LOS ENGRANAJES

6.2.1 Caja protectora de los engranajes. El diseño de este elemento es necesario para cubrir los engranajes que transmiten la potencia de la caja de velocidades a las ruedas para evitar que estos queden expuestos al ambiente y puedan tener contacto con pequeños animales y materias orgánicas que impidan el buen funcionamiento de los engranajes, además cumplirá la función de mantener lubricados los engranajes constantemente mientras se encuentren en servicio, ya que tiene un fondo de aceite, se puede apreciar en la figura 63. Sus dimensiones de frente son de 0.050 por 0.50 m y de profundidad 0.052 m, el material seleccionado para este componente es el hierro gris ya que es económico y se consigue fácilmente en el mercado nacional, sus dimensiones y forma son de acuerdo a las dadas por los engranajes ya que ellos no deben chocar con las paredes. Los planos de este elemento se encuentran en el anexo D.

Figura 63. Carter



6.2.2 Selección de rodamientos para la caja protectora de engranajes. Ya que no es recomendable que los ejes estén en contacto metal-metal por muchos factores que pueden ocasionar el mal funcionamiento de ellos, se selecciona un par de rodamientos que van acoplados al eje a la entrada y salida de la transmisión es decir para el eje que sale de la caja de cambios como para el que va hacia las llantas.

Para la selección de estos rodamientos se sigue el procedimiento de los fabricantes, en este caso SKF. Este procedimiento consiste en seleccionar los rodamientos en base a la carga dinámica que pueden soportar y el diámetro nominal del rodamiento.

Los parámetros necesarios para los cálculos del rodamiento para el eje que va unido a las ruedas se muestran a continuación.

Rodillos cónicos apartados

$$P = Fr + Y_1 * Fa \quad \text{si } Fa/Fr < e \quad \text{Ecuación 52}$$

$$P = 0.67Fr + Y_2 * Fa \quad \text{si } Fa/Fr > e \quad \text{Ecuación 53}$$

$$P_o = Fr + Y_o * Fa \quad \text{Ecuación 54}$$

$$Fr = 12000 \text{ N}$$

$$Fa = 7300 \text{ N}$$

$$Fr/Fa = 0.6 \quad \text{Ecuación 55}$$

$$D_r = 90 \text{ mm}$$

Los valores de los factores Y_0 , Y_1 , Y_2 y e se indican en las tablas de rodamientos; los valores Y_1 e Y_2 corresponden a la pareja.

$$e = 0.43$$

$$Y_0 = 0.8$$

$$Y_1 = 0$$

$$Y_2 = 1.4$$

De la ecuación 54 $P_0 = 17840 \text{ N}$

De la ecuación 53 $P = 18260 \text{ N}$

Se define la duración del rodamiento para un factor de servicio y una velocidad de rotación determinada:

$$L_{10h} = 25000 \text{ horas}$$

$$n_m = 800 \text{ rpm}$$

Se va a la tabla 6 y se obtiene una relación $C/P = 8.38$ para este caso.

Se obtiene el valor de C y se selecciona el rodamiento que cumple.

$$C/P = 8.38$$

Ecuación 56

$$C = 153019 \text{ N}$$

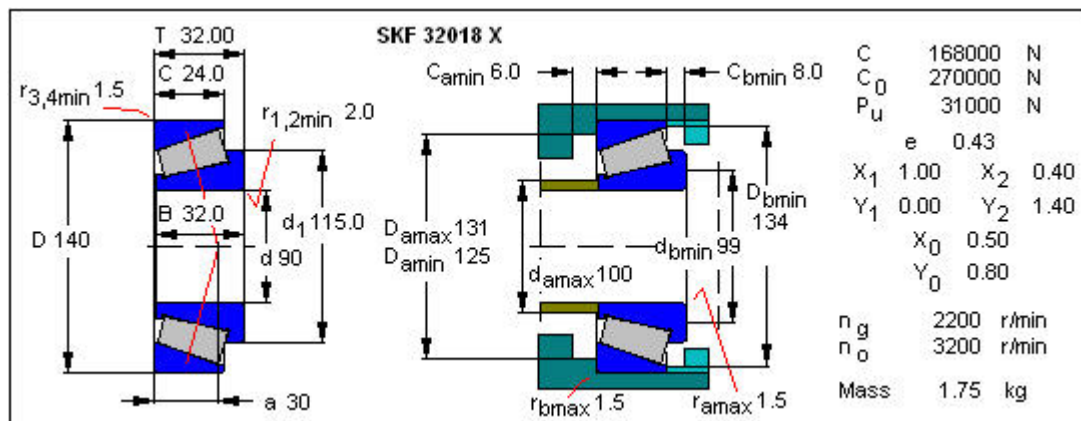
Con este valor se va al catalogo SKF y se busca un rodamiento que coincida con el diámetro del eje y soporte una carga superior a C , en este caso el diámetro del eje es de 0.090 m.

El rodamiento seleccionado es un rodamiento de rodillos cónicos SKF 32018 X y se muestra en la figura 64.

Tabla 6. Valores C/P para diferentes duraciones de L10h, expresadas en hora de funcionamiento a diferentes n (rpm)

L _{10h}	C/P cuando n =													
	600	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 200	4 000	5 000	6 300	8 000	10 000	12 500	16 000
100	1,60	1,71	1,83	1,87	2,11	2,26	2,42	2,58	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
500	2,58	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
1 000	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
1 250	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
1 600	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
2 000	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
2 500	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
3 200	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
4 000	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
5 000	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
6 300	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6
8 000	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6
10 000	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6
12 500	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7
16 000	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9
20 000	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2
25 000	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6
32 000	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	-
40 000	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	-	-
50 000	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	-	-	-
63 000	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	-	-	-	-
80 000	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	-	-	-	-	-
100 000	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	-	-	-	-	-	-
200 000	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Figura 64. Rodamiento SKF 32018 X



Teniendo en cuenta las ecuaciones de rodillos cónicos apartados y con las fuerzas actuantes sobre este eje se procede a seleccionarlo:

$$F_r = 12000 \text{ N}$$

$$F_a = 0 \text{ N}$$

$$\text{De la ecuación 49 } F_r/F_a = 0.25$$

$$D_{ec} = 40 \text{ mm}$$

$$e = 0.35$$

$$Y_o = 0.9$$

$$Y_1 = 0$$

$$Y_2 = 1.7$$

$$\text{De la ecuación 54 } P_o = 18570 \text{ N}$$

$$\text{De la ecuación 53 } P = 12000 \text{ N}$$

Se define la duración del rodamiento para un factor de servicio y una velocidad de rotación determinada:

$$L_{10h} = 25000 \text{ horas}$$

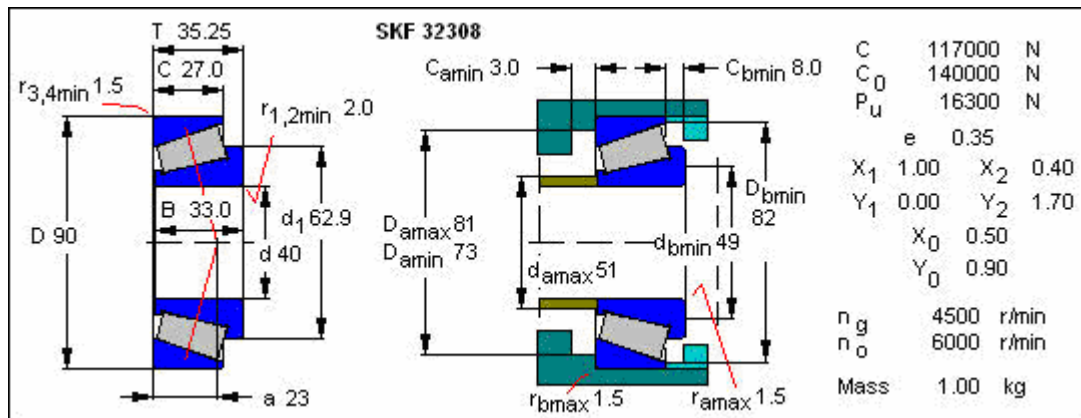
$$n_c = 2500 \text{ rpm}$$

De la tabla 6 y se obtiene una relación $C/P = 11.8$ para este caso. De la ecuación 56 se halla el valor de $C = 141000 \text{ N}$ y con este se selecciona el rodamiento que cumple.

Con el valor de C se va al catalogo SKF y se busca un rodamiento cónico que coincida con el diámetro del eje de 0. 040 m para este caso y soporte una carga superior al valor de C.

El rodamiento seleccionado es un rodamiento de rodillos cónicos SKF 32308 que soporta una carga dinámica de 117000 N, como el C calculado para este caso es mayor se deben colocar dos rodamientos. En la figura 65 se muestra este rodamiento.

Figura 65. Rodamiento SKF 32308



En las figuras siguientes se muestra el plano definitivo del carter, en la figura 66 el plano de la tapa superior y en la figura 67 el plano de la tapa inferior.

Figura 66. Plano de la sección superior del carter

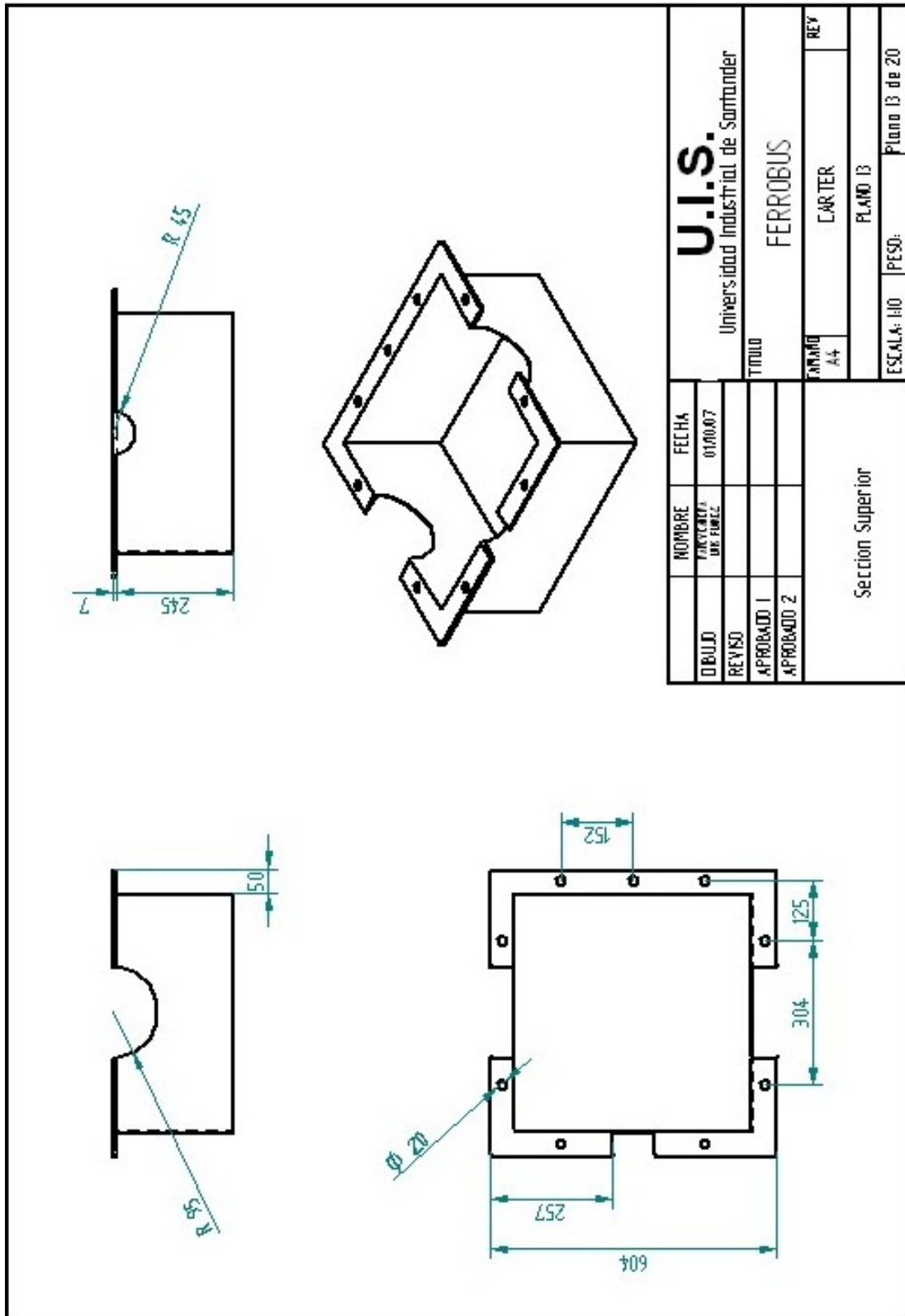
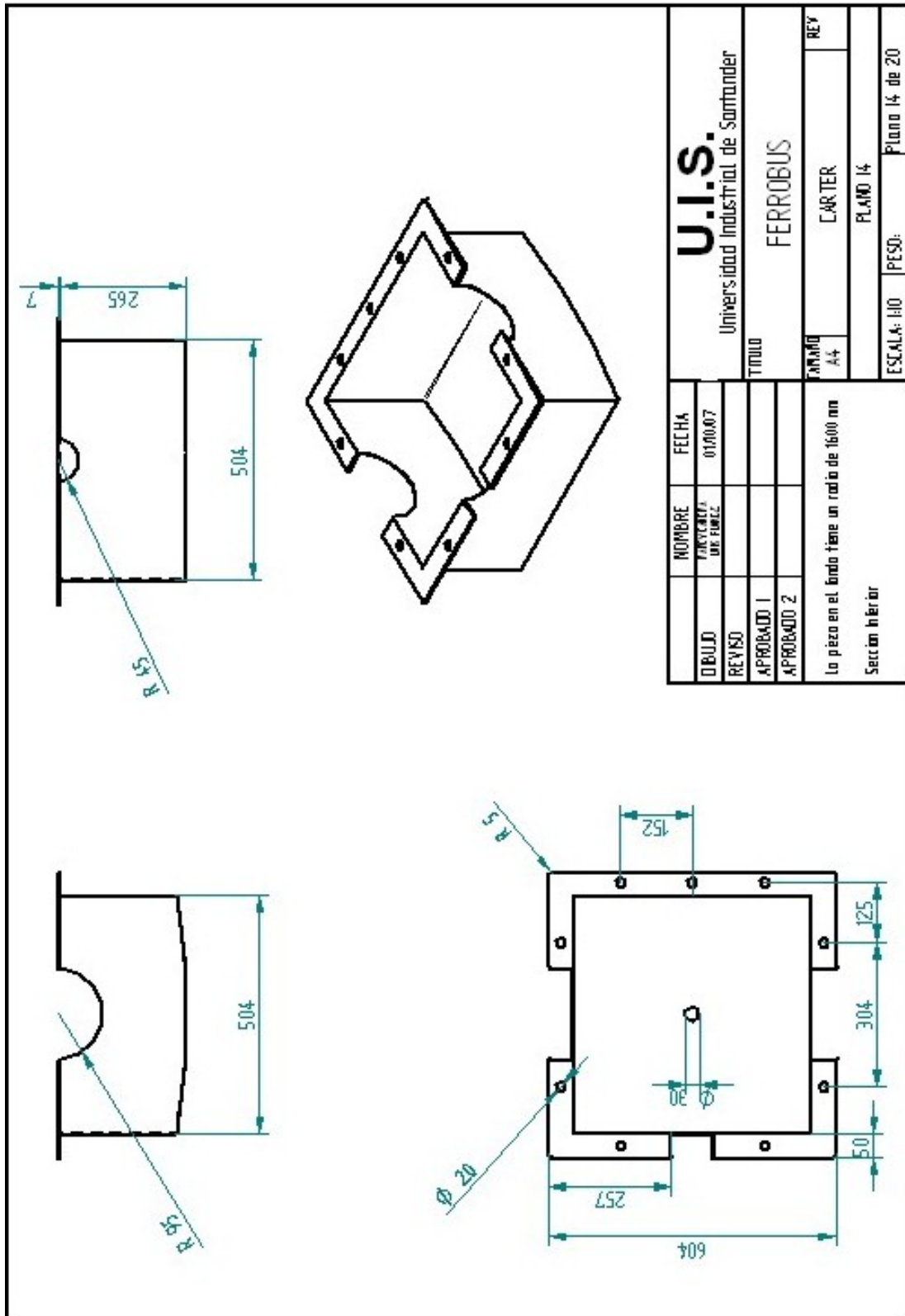


Figura 67. Plano de sección inferior del carter

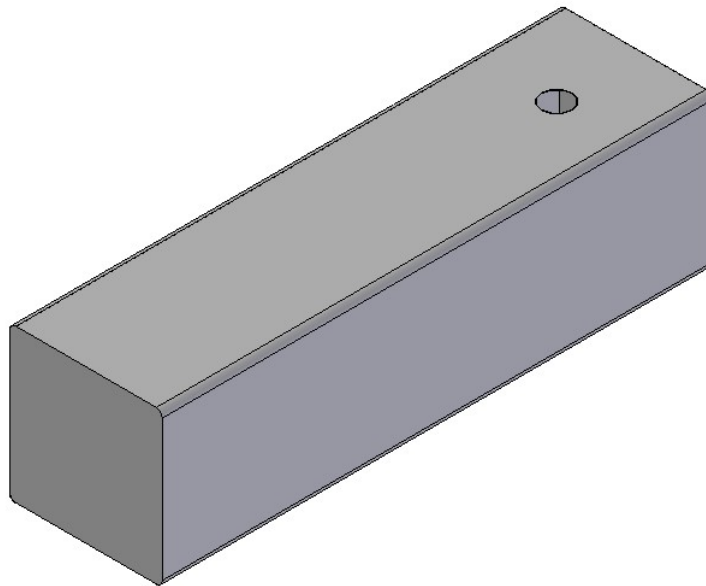


6.3 TANQUE DE COMBUSTIBLE

6.3.1 Descripción del tanque de combustible. En la figura 8 se muestra el tanque de combustible seleccionado para el vehículo, las dimensiones de su cara lateral son de 0.25 x 0.25 metros y de 0.90 metros de profundidad. Cuenta con una capacidad aproximada de 15 galones de combustible, esto garantiza la autonomía necesaria para recorrer la distancia entre las dos poblaciones más lejanas que es de 115 Km. ya que el consumo del motor es de 20 Km. /gal.

El tanque debe ser completamente sellado, con una tapa en la parte superior y un orificio que permita la purga en caso que sea necesario, esta elaborado en latón y es resistente a la presión que pueda ser elevada por el combustible. Los planos de este elemento se encuentran en el anexo D.

Figura 68. Tanque de combustible



6.3.2 Consideraciones de seguridad del tanque de combustible. Por seguridad el tanque de combustible va cubierto por la carrocería y soportado al chasis mediante unas abrazaderas cuadradas (figura 69) que le dan la rigidez necesaria para que el peso del combustible, en este caso Diesel, no lo desprenda del chasis.

6.3.3 Análisis estructural del soporte del tanque de combustible en Ansys. Este elemento fue diseñado para soportar la carga producida por el peso del combustible dentro del tanque, el material seleccionado es acero estructural.

Figura 69. Soporte del tanque de combustible

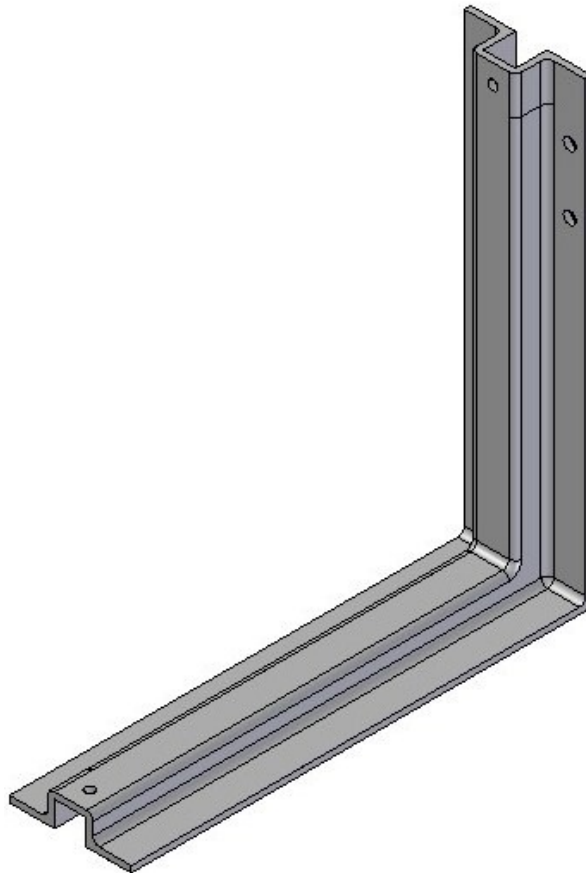


Figura 70. Fuerzas sobre el soporte del tanque de combustible

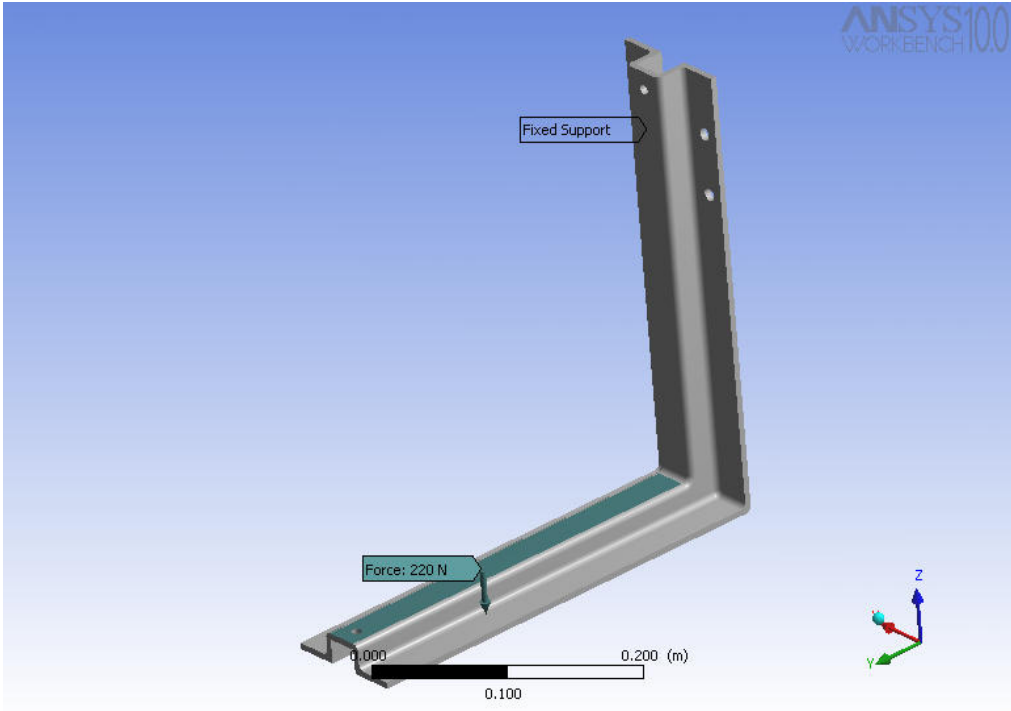
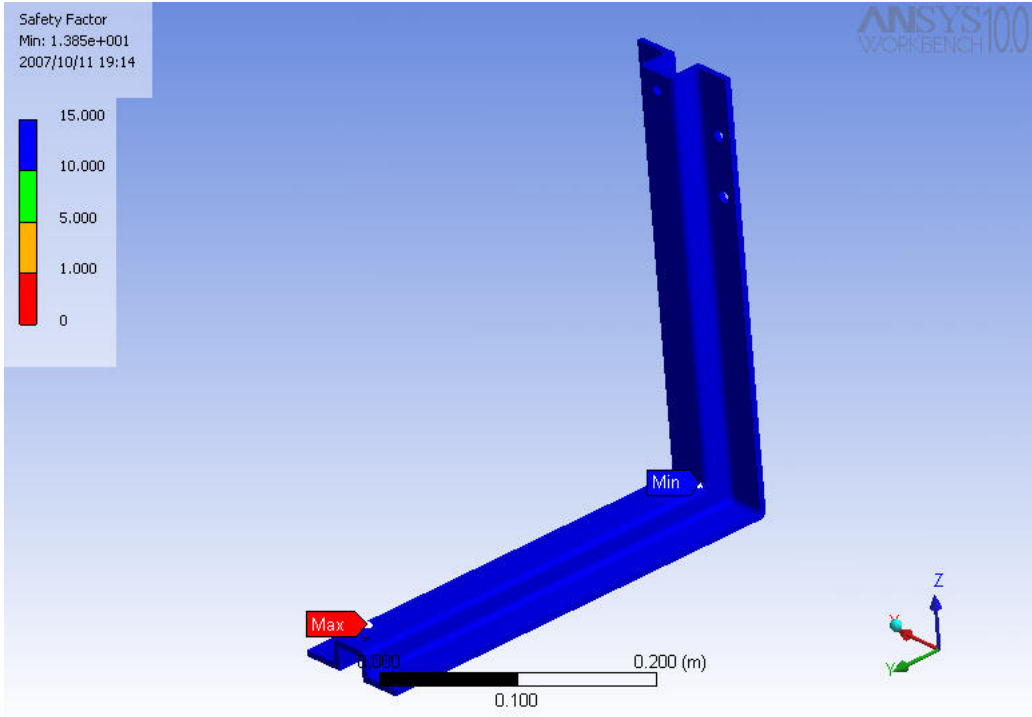


Figura 71. Factor de seguridad del soporte del tanque de combustible



En la figura 70 se muestra la forma como fue soportada la pieza para su análisis, de igual manera la fuerza aplicada sobre ella, que en este caso debido al combustible Diesel es de 220 N.

En la figura 71 se ve el factor de seguridad arrojado por el programa y el cual tiene un valor de 13.85 el cual es seguro para los requerimientos de esta pieza.

En la figura 72 se muestra el plano definitivo del tanque de combustible y en la figura 73 se muestra el plano definitivo del soporte del tanque de combustible.

Figura 72. Plano del tanque de combustible

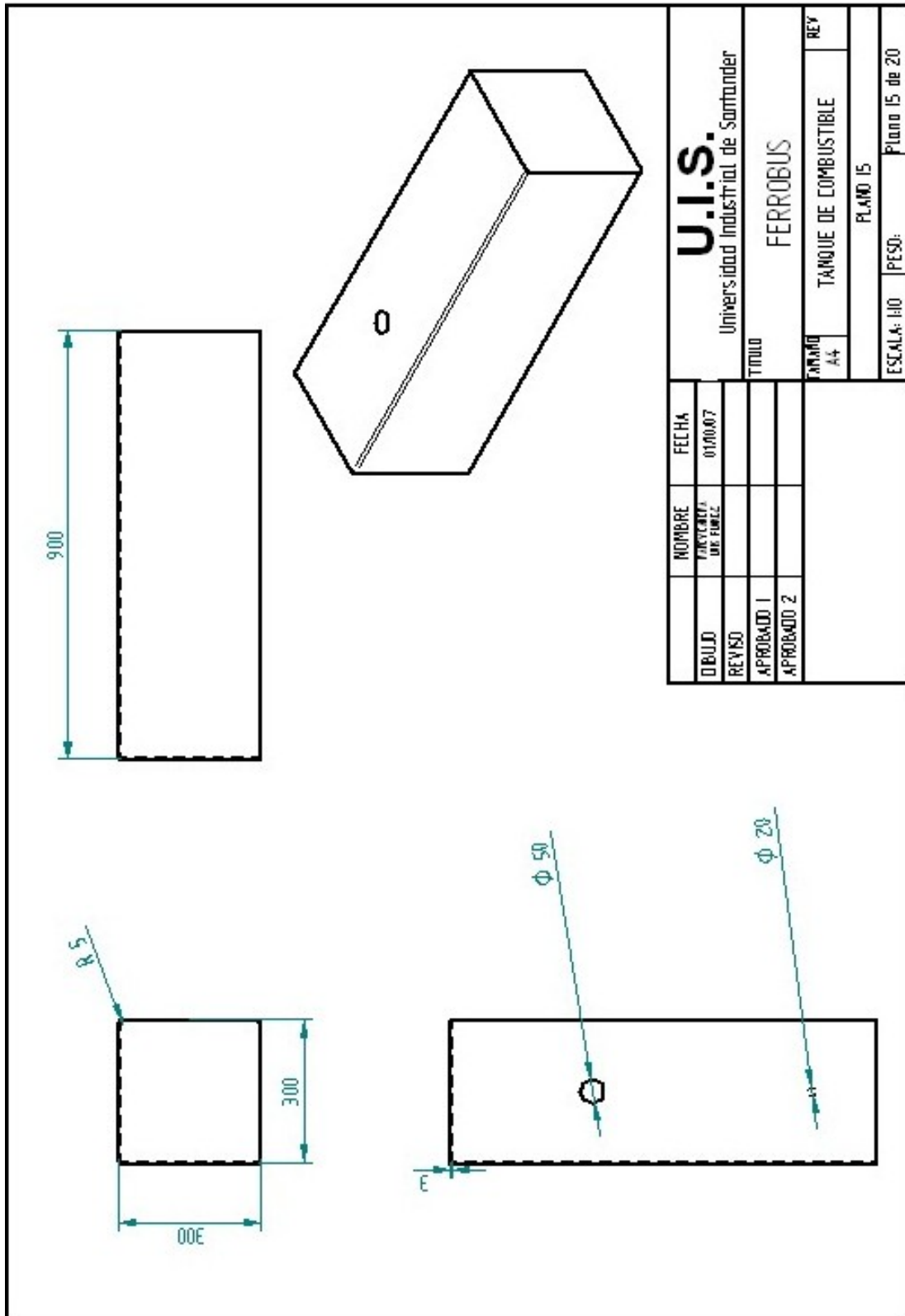
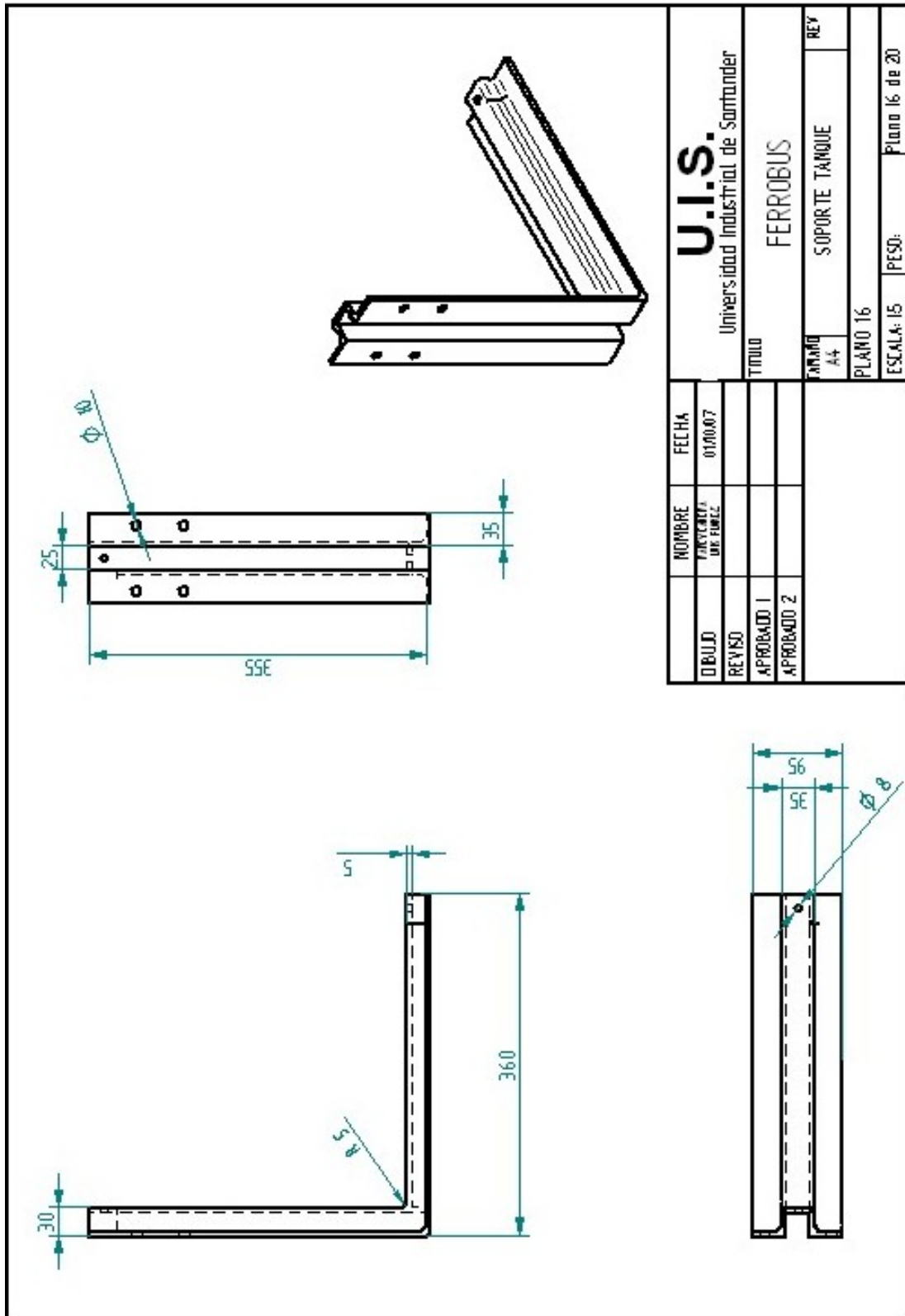


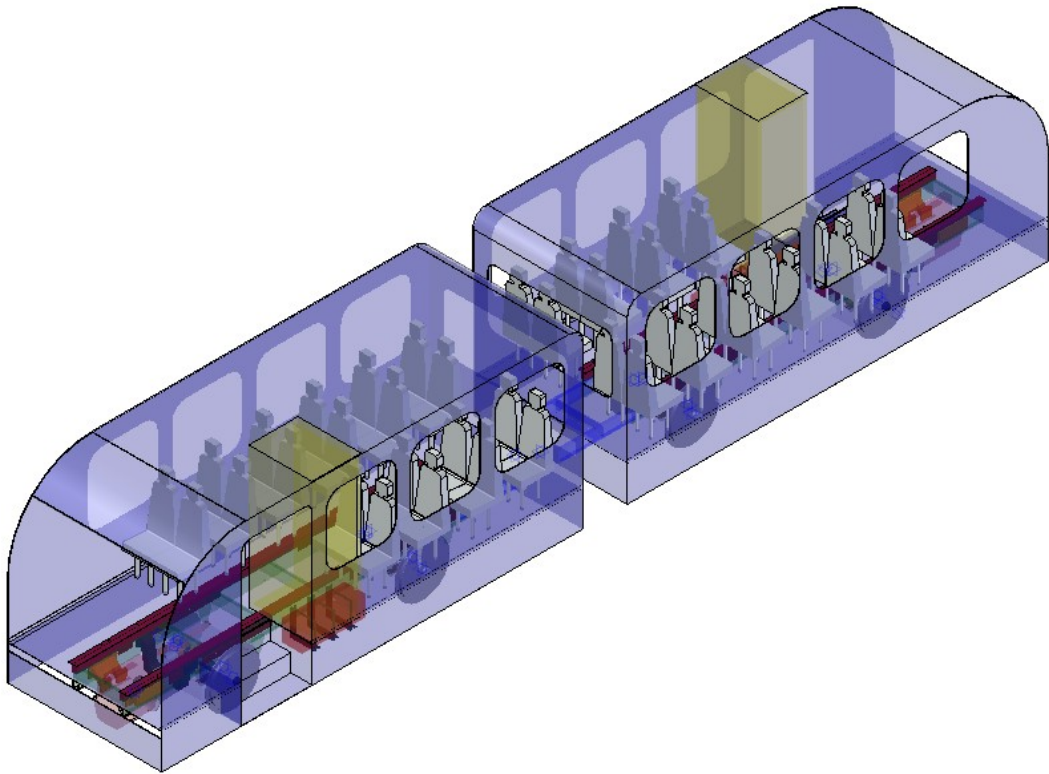
Figura 73. Plano del soporte del tanque de combustible



7. PRESUPUESTO DEL FERROBUS

Finalizado el diseño y la selección de los elementos que componen el Ferrobus, se procede a hacer una cotización en el mercado nacional de dichos componentes. En la figura 74 se puede apreciar el prototipo final del Ferrobus con sus componentes debidamente ensamblados entre sí para garantizar el óptimo funcionamiento de este vehículo y así poder brindar la seguridad y comodidad que los pasajeros de este medio de transporte merecen.

Figura 74. Prototipo final del Ferrobus



Finalmente, en la tabla 7 se relacionan los valores comerciales actuales de los componentes de uno de los dos vagones del Ferrobus con su respectivo

nombre, cantidad y valor unitario. En el anexo C se muestran las cotizaciones presentadas por cada una de las empresas necesarias para la realización de este proyecto.

Tabla 7. Valores comerciales de los elementos del Ferrobús

COMPONENTE	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Motor	1	\$ 28.010.315	\$ 28.010.315
Caja de cambios	1	\$ 13.114.672	\$ 13.114.672
Eje delantero y trasero	2	\$ 1.130.459	\$ 2.260.918
Chasis	1	\$ 5.994.200	\$ 5.994.200
Sistema de suspensión	4	\$ 359.052	\$ 1.436.207
Sistema de transmisión	1	\$ 2.758.062	\$ 2.758.062
Sistema de frenos ⁺⁺	4	\$ 215.517	\$ 862.069
Carrocería	1	\$ 60.344.828	\$ 60.344.828
Carter ⁺⁺	1	\$ 301.724	\$ 301.724
Rodamientos ⁺⁺	4	\$ 266.810	\$ 1.067.241
Tanque de combustible ⁺⁺	1	\$ 301.724	\$ 301.724
Ruedas ⁺⁺	4	\$ 215.517	\$ 862.069
Transporte de las partes	-		\$ 5.865.701
Subtotal			\$ 123.179.730
IVA (16%)			\$ 19.708.757
Imprevistos (10%)			\$ 12.317.797
TOTAL⁺			\$ 155.206.284

+Mano de obra incluida

++Valores comerciales obtenidos telefónicamente

8. CONCLUSIONES

El Diseño de un Ferrobús como solución al transporte masivo de pasajeros en el Magdalena Medio, presenta las siguientes ventajas:

- ✓ Se obtuvo como resultado de este trabajo un diseño óptimo que cumple con las especificaciones de seguridad y comodidad deseadas para este tipo de vehículos.
- ✓ Los elementos sometidos al análisis estructural y de fatiga por medio de Ansys, arrojaron valores de seguridad altos lo que garantiza que dichos elementos cumplen con el objetivo de soportar las cargas a las que puedan ser sometidos y para las cuales se diseñaron.
- ✓ Este diseño mostró ser una solución eficaz para resolver el problema del transporte de pasajeros en el Magdalena Medio Santandereano, mejorando el nivel de vida de los habitantes a través de un posible vehículo que reduzca los costos de transporte y disminuya los tiempos de traslado entre las comunidades, favoreciendo el aumento del comercio entre ellas.
- ✓ El Ferrobús diseñado es una alternativa competitiva ante modelos comerciales existentes en el mercado, debido a su costo y a sus especificaciones técnicas para el transporte de pasajeros, así como en tamaño y partes que lo conforman, para brindar comodidad y seguridad a sus usuarios

BIBLIOGRAFÍA

AVALLONE, Eugene A. Manual del Ingeniero Mecánico. México: Mc Graw Hill, 1987. 2500p.

CAPUZ RIZO, Salvador. Introducción al proyecto de producción. México: Alfaomega, 2001. 218 p.

GILLESPIE, Thomas D. Fundamentals of vehicle dynamics. USA: Society of Automotive Engineers, 1992. 495p.

HALL, Allen S. Teoría y problemas de diseño de maquinas. México: Mc Graw Hill, 1971. 344 p.

HAMROCK, Bernard J. Elementos de máquinas. México: Mc Graw Hill, 1999. 926p.

HIBBELER, R. Mecánica de materiales. México: Prentice - Hall, 1998. 856p.

IMAL. Catalogo de resortes de ballestas. www.imal.com.co

MATWEB. Propiedades de los aceros. www.matweb.com

ROJAS GARCIA, Hernán. Diseño de maquinas II. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 1992. 320p.

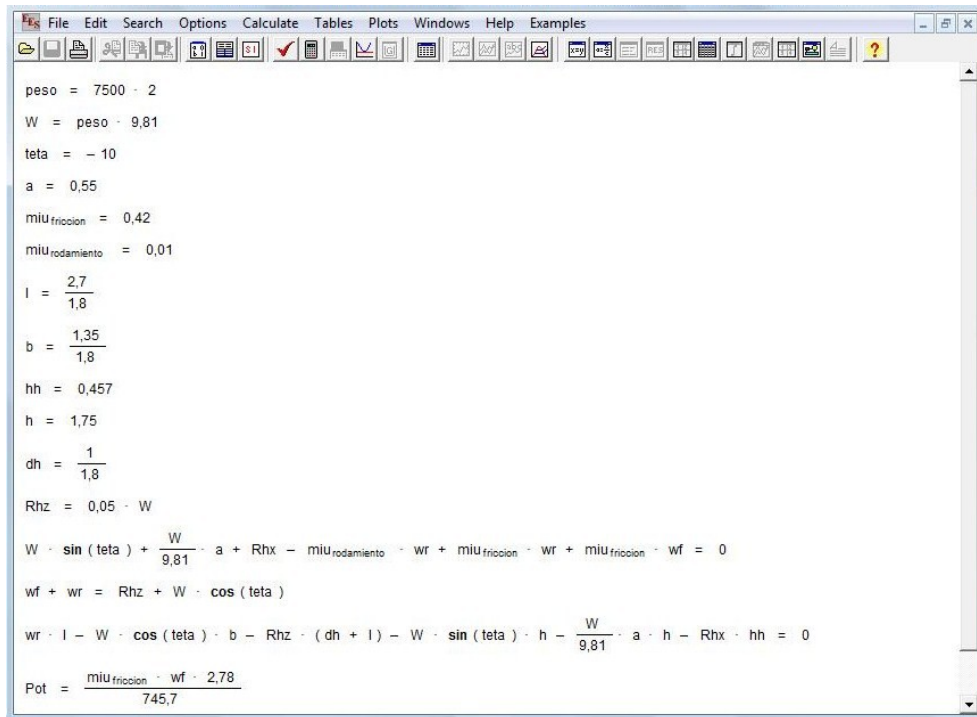
SHIGLEY, Joseph E. Diseño en Ingeniería Mecánica. Mexico: Mc Graw Hill, 1993. 915 p.

SKF. Catálogo general. www.skf.com

TIMINGS, R. L. Tecnología de la fabricación. México: Alfaomega, 2001. 317p.

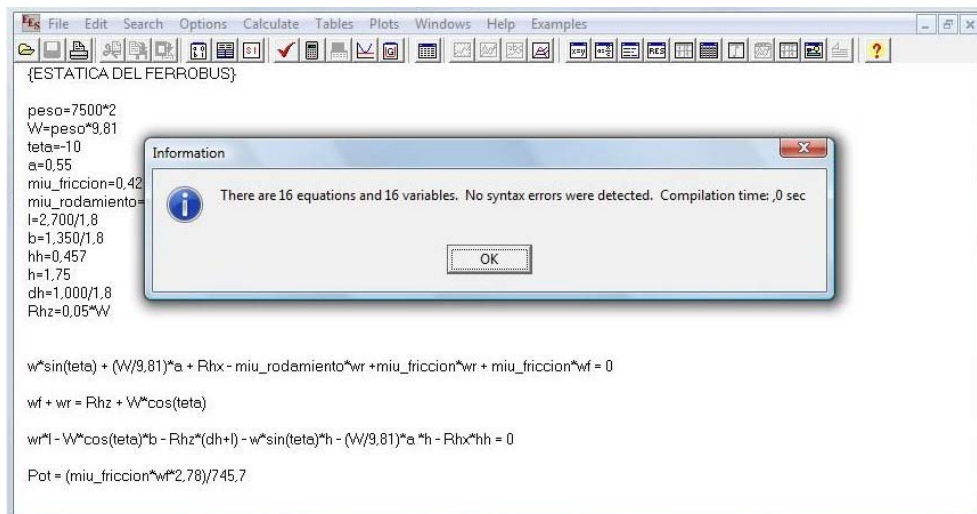
ANEXO A. CALCULOS EN EL PROGRAMA EES

Paso 1. Digitar las variables y ecuaciones en la ventana del programa



```
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
peso = 7500 * 2
W = peso * 9,81
teta = - 10
a = 0,55
miu_friccion = 0,42
miu_rodamiento = 0,01
l = 2,7 / 1,8
b = 1,35 / 1,8
hh = 0,457
h = 1,75
dh = 1 / 1,8
Rhz = 0,05 * W
W * sin ( teta ) + W / 9,81 * a + Rhx - miu_rodamiento * wr + miu_friccion * wr + miu_friccion * wf = 0
wf + wr = Rhz + W * cos ( teta )
wr * l - W * cos ( teta ) * b - Rhz * ( dh + l ) - W * sin ( teta ) * h - W / 9,81 * a * h - Rhx * hh = 0
Pot = ( miu_friccion * wf * 2,78 ) / 745,7
```

Paso 2. Verificar que el número de ecuaciones concuerde con el número de incógnitas



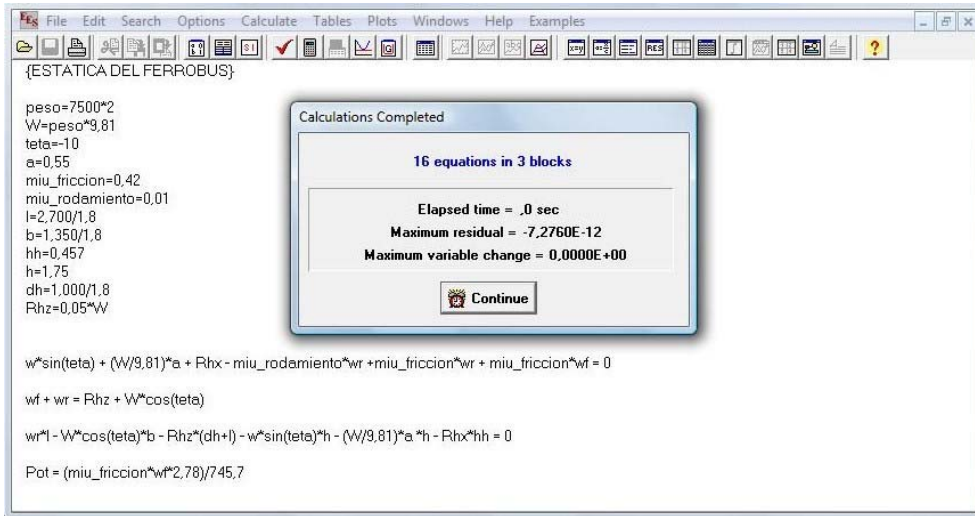
```
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
{ESTATICA DEL FERROBUS}
peso=7500*2
W=peso*9,81
teta=-10
a=0,55
miu_friccion=0,42
miu_rodamiento=0,01
l=2,700/1,8
b=1,350/1,8
hh=0,457
h=1,75
dh=1,000/1,8
Rhz=0,05*W
w*sin(teta) + (W/9,81)*a + Rhx - miu_rodamiento*wr + miu_friccion*wr + miu_friccion*wf = 0
wf + wr = Rhz + W*cos(teta)
wr*l - W*cos(teta)*b - Rhz*(dh+l) - w*sin(teta)*h - (W/9,81)*a*h - Rhx*hh = 0
Pot = (miu_friccion*wf*2,78)/745,7
```

Information

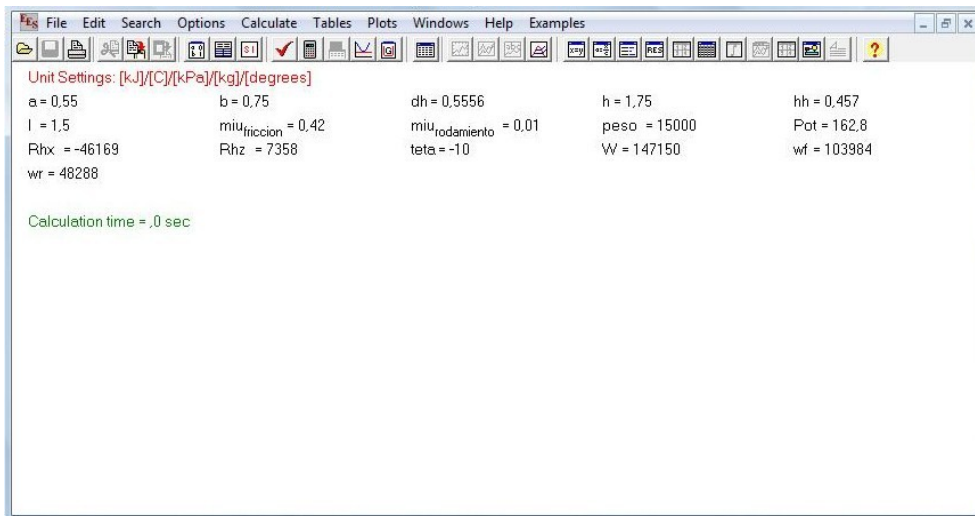
There are 16 equations and 16 variables. No syntax errors were detected. Compilation time: .0 sec

OK

Paso 3. Ejecutar el programa



Paso 4. Se obtienen los resultados



ANEXO B. TABLAS UTILIZADAS EN EL DISEÑO DEL FEROBUS

Coefficientes de fricción estática y por deslizamiento

(Las letras de referencia indican el lubricante usado; los números entre paréntesis dan las fuentes)

Materiales	Estática		Por deslizamiento	
	En seco	Grasosa	En seco	Grasosa
Acero duro sobre acero duro	0.78 (1)	0.11 (1, a)	0.42 (2)	0.029 (5, h)
.....	0.23 (1, b)	0.081 (5, c)
.....	0.15 (1, c)	0.080 (5, i)
.....	0.11 (1, d)	0.058 (5, j)
.....	0.0075 (18, p)	0.084 (5, d)
.....	0.0052 (18, h)	0.105 (5, k)
.....	0.096 (5, l)
.....	0.108 (5, m)
.....	0.12 (5, a)
Acero suave sobre acero suave	0.74 (19)	0.57 (3)	0.09 (3, a)
.....	0.19 (3, u)
Acero duro sobre grafito	0.21 (1)	0.09 (1, a)
Acero duro sobre babbitt (ASTM No. 1)	0.70 (11)	0.23 (1, b)	0.33 (6)	0.16 (1, b)
.....	0.15 (1, c)	0.06 (1, c)
.....	0.08 (1, d)	0.11 (1, d)
.....	0.085 (1, e)
Acero duro sobre babbitt (ASTM No. 8)	0.42 (11)	0.17 (1, b)	0.35 (11)	0.14 (1, b)
.....	0.11 (1, c)	0.065 (1, c)
.....	0.09 (1, d)	0.07 (1, d)
.....	0.08 (1, e)	0.08 (11, h)
Acero duro sobre babbitt (ASTM No. 10)	0.25 (1, b)	0.13 (1, b)
.....	0.12 (1, c)	0.06 (1, c)
.....	0.10 (1, d)	0.055 (1, d)
.....	0.11 (1, e)
Acero suave sobre plata al cadmio	0.097 (2, f)
Acero suave sobre bronce fosforado	0.34 (3)	0.173 (2, f)
Acero suave sobre plomo al cobre	0.145 (2, f)
Acero suave sobre fundición de hierro	0.183 (15, c)	0.23 (6)	0.133 (2, f)
Acero suave sobre plomo	0.95 (11)	0.5 (1, f)	0.95 (11)	0.3 (11, f)
Níquel sobre acero suave	0.64 (3)	0.178 (3, x)
Aluminio sobre acero suave	0.61 (8)	0.47 (3)
Magnesio sobre acero suave	0.42 (3)
Magnesio sobre magnesio	0.6 (22)	0.8 (22, y)
Teflón sobre Teflón	0.04 (22)	0.04 (22, f)
Teflón sobre acero	0.04 (22)	0.04 (22, f)
Carburo de tungsteno sobre carburo de tungsteno	0.2 (22)	0.12 (22, a)
Carburo de tungsteno sobre acero	0.5 (22)	0.08 (22, a)
Carburo de tungsteno sobre cobre	0.35 (23)
Carburo de tungsteno sobre hierro	0.8 (23)
Carburo aglutinado sobre cobre	0.35 (23)
Carburo aglutinado sobre hierro	0.8 (23)
Cadmio sobre acero suave	0.46 (3)
Cobre sobre acero suave	0.53 (8)	0.36 (3)	0.18 (17, a)
Níquel sobre níquel	1.10 (16)	0.53 (3)	0.12 (3, w)
Latón sobre acero suave	0.51 (8)	0.44 (6)
Latón sobre fundición de hierro	0.30 (6)
Zinc sobre fundición de hierro	0.85 (16)	0.21 (7)
Magnesio sobre fundición de hierro	0.25 (7)
Cobre sobre fundición de hierro	1.05 (16)	0.29 (7)
Estaño sobre fundición de hierro	0.32 (7)
Plomo sobre fundición de hierro	0.43 (7)
Aluminio sobre aluminio	1.05 (16)	1.4 (3)
Vidrio sobre vidrio	0.94 (8)	0.01 (10, p)	0.40 (3)	0.09 (3, a)
.....	0.005 (10, q)	0.116 (3, v)
Carbono sobre vidrio	0.18 (3)
Granate sobre acero suave	0.39 (3)
Vidrio sobre níquel	0.78 (8)	0.56 (3)
Cobre sobre vidrio	0.68 (8)	0.53 (3)
Fundición de hierro sobre fundición de hierro	1.10 (16)	0.15 (9)	0.070 (9, d)
.....	0.064 (9, n)
.....	0.077 (9, n)
Bronce sobre fundición de hierro	0.22 (9)
Roble sobre roble (paralelo a la fibra)	0.62 (9)	0.48 (9)	0.164 (9, r)
.....	0.067 (9, s)
.....	0.072 (9, s)
Roble sobre roble (perpendicular)	0.54 (9)	0.32 (9)
Cuero sobre roble (paralelo)	0.61 (9)	0.52 (9)
Fundición de hierro sobre roble	0.49 (9)	0.075 (9, n)
Cuero sobre fundición de hierro	0.56 (9)	0.36 (9, t)
.....	0.13 (9, n)
Plástico laminado sobre acero	0.35 (12)	0.05 (12, t)
Cojinete de caucho estriado sobre acero	0.05 (13, t)

Materiales de fricción seleccionados y sus propiedades

Material	Material opuesto	Coeficiente de fricción			Presión máx.		Temperatura máx.	
		En seco	En húmedo	En aceite	lb/pulg ²	kPa	°F	°C
Metal sinterizado	Fundición de hierro o acero	0.1-0.4	0.05-0.1	0.05-0.08	150-250	1000-1720	450-1250	232-677
Madera	Fundición de hierro o acero	0.2-0.35	0.16	0.12-0.16	60-90	400-620	300	149
Cuero	Fundición de hierro o acero	0.3-0.5	0.12		10-40	70-280	200	93
Corcho	Fundición de hierro o acero	0.3-0.5	0.15-0.25	0.15-0.25	8-14	55-95	180	82
Fieltro	Fundición de hierro o acero	0.22	0.18		5-10	35-70	280	138
Asbesto tejido	Fundición de hierro o acero	0.3-0.6	0.1-0.2	0.08-0.10	50-100	350-700	400-500	204-260
Asbesto moldeado	Fundición de hierro o acero	0.2-0.5	0.08-0.12	0.06-0.09	50-150	350-1000	400-500	204-260
Asbesto impregnado	Fundición de hierro o acero	0.32	0.12					
Fundición de hierro	Fundición de hierro	0.15-0.20	0.05	0.03-0.06	150-250	1000-1720	500	260
Fundición de hierro	Acero			0.03-0.06	100-250	690-1720	500	260
Grafito	Acero	0.25	0.05-0.1	0.12 (prom)	300	2100	370-540	188-282

ANEXO C. COTIZACIONES



CLIENTE: _____ **COOPSERCOL** _____ **FECHA:** 05-Oct-07
TELEF: _____ **SOLICITANTE:** LUIS
EQUIPO: MOTOR 3126 ELECTRONICO CATERPILLAR

CANT	REFERENCIA	DESCRIPCION	VLR UNITARIO	VLR TOTAL
1	3126	MOTOR 3126 CAT	\$ 28.010.314,00	\$ 28.010.314,00
				\$ -
				\$ -
				\$ -
				\$ -
SUBTOTAL				\$ 28.010.314,00
IVA 16%				\$ 4.481.650,24
TOTAL				\$ 32.491.964,24

Si la cotización ha sido de su agrado, favor hacer llegar la orden de compra al Fax (07) 6350040


JULIAN MAURICIO ROJAS GIRALDO
 Asesor de Repuestos y Servicio
 NTS National Truck Service S.A
 Bucaramanga
 PBX (7) 635 00 40 Ext. 108 – 316 472 05 61 – 301 229 20 78





COTIZACIÓN A CLIENTES

Número

AUTORETENEDORES RES1873 6-OCT 1999

Fecha: 5/Oct/2007

14,304

IVA régimen común
890203023 - 0
Kilometro 7 via a giron - colombia
Conmutador 6468606 - fax 6530070
Gran Contribuyente Res: 7714 dic/96

Señores:

COTIZACION REPUESTOS

Nit: 999

Dirección: **KILOMETRO 7 VIA GIRON**Teléfono: **6468606**
Ciudad: **GIRON**Fax:
País: **COLOMBIA**

Vendedor

Contacto Cliente

VILLAMIZAR PALOMINO DAVID

Código	Descripción	Cantidad	Iva	Dcto	Vr. Unidad	Valor Total
12389457	CAJA VELOCIDADES FS- 6305A	1	16		\$ 3,114,672.00	\$13,114,672

Forma de Pago	Validez	Subtotal	Descuento	IVA	VALOR TOTAL
CONTADO	5	\$ 13,114,672	\$ 0	2,098,347.52	\$ 15,213,019.52

Flete por cuenta del cliente

Notas:

Favor Consignar:

Bancolombia Cta. No. 04599-07000-68



Cia. General de Aceros S.A.

NIT 860.069.182-1



COTIZACION No.: 568322
Página No.: 01
Ciudad : BUCARAMANGA
Fecha : 05-Oct-2007

DVE-FR-84

Sres. VENTAS DE CONTADO		68	FEC. CREACION: 05-Oct-2007
TELEF. :		SITIO DE ENTREGA: BUCARAMANGA	
TEL:	FAX:		
VALIDEZ DE LA OFERTA : 08 DIAS		TIEMPO DE ENTREGA: 00 DIAS	FORMA DE PAGO: 19 INACTIVO CON

NOS COMPLACE SOMETER A SU CONSIDERACION LA SIGUIENTE COTIZACION:

ITEM	DESCRIPCION / DIMENSIONES / ACABADO	CANT	Kg/Unidad	%Desc	Val/Unidad	Valor Total
1	REDONDO S-8620 ACABADO: MAQUINADO DIA: 457.20 LAR: 100.00	1	137.90	.00	1,172,150	1,172,150
2	REDONDO S-8620 ACABADO: MAQUINADO DIA: 203.20 LAR: 150.00	1	39.71	.00	285,912	285,912
Observaciones: COOPSERCOL LTDA						
COTIZACION EN MILIMETROS						
MATERIAL SUJETO A VERIFICACION EN PLANTA						
Convenciones: DIA: DIAMETRO LAR: LARGO						
SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES S/N RESOLUCION 2030 DE DIC 20/90						
SOMOS AUTORETENEDORES DE RENTA S/N RESOLUCION 564 DIAN ABRIL 25/86						
Total Bruto:						1,458,062
Total Fletes:						
Total I.V.A.:						233,290
Valor Neto:						1,691,352


OSCAR HERNANDEZ
Vendedor



PRINCIPAL BOGOTA, D.C.:
AVENIDA 88 No. 379-51 SUR
PBX (1) 770 0580 FAX (1) 770 0530
CALL CENTER VENTAS: (1) 770 0590
RECLAMOS Y SUGERENCIAS (1) 770 0543

CALI:
CARREPA 31A No. 15-59 ACOPI - YUMBO
PBX (2) 661 8585 FAX (2) 665 8593 - 690 3088
CALL CENTER VENTAS: (2) 661 8588

MEDELLIN:
CALLE 32 No. 41-1391 TAGUI
PBX (4) 372 4500 - 373 8111
FAX (4) 277 6068

BUCARAMANGA:
CARRERA 14 No. 23-02
PBX (7) 833 7708 - 833 8325
FAX (7) 833 2778

BARRANQUILLA:
VIA 40 No. 51-444
PBX (5) 344 4188 - 372 0222
FAX (5) 344 3328 - 372 0220

www.cga.com.co aceros@cga.com.co



Cia. General de Aceros S.A.

NIT 860.069.182-1



COTIZACION No.: 568325
Página No.: 01
Ciudad : BUCARAMANGA
Fecha : 05-Oct-2007

DVE-FR-84

Sres. VENTAS DE CONTADO	68	FEC. CREACION: 05-Oct-2007
TELEF.:		SITIO DE ENTREGA: BUCARAMANGA
TEL:	FAX:	
VALIDEZ DE LA OFERTA : 08 DIAS	TIEMPO DE ENTREGA: 00 DIAS	FORMA DE PAGO: 19 INACTIVO CON

NOS COMPLACE SOMETER A SU CONSIDERACION LA SIGUIENTE COTIZACION:

ITEM	DESCRIPCION / DIMENSIONES / ACABADO	CANT	Kg/Unidad	%Desc	Val/Unidad	Valor Total
1	REDONDO S-1020 ACABADO: NEGRO DIA: 130.00 LAR: 2,500.00	1	261.11	.00	1,122,773	1,122,773
2	REDONDO S-1020 ACABADO: NEGRO DIA: 90.00 LAR: 2,500.00	1	125.15	.00	538,145	538,145
3	PIEZA LAMINA A-283 G.C. ACABADO: NEGRO ESP: 8.00 ANC: 260.00 LAR: 1,000.00	20	16.57	.00	49,710	994,200
Observaciones: COOPSERCOL LTDA						
COTIZACION EN MILIMETROS						Total Bruto: 2,655,118
MATERIAL SUJETO A VERIFICACION EN PLANTA						Total Fletes:
Convenciones: ANC: ANCHO DIA: DIAMETRO ESP: ESPESOR LAR: LARGO						Total I.V.A.: 424,819
SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES S/N RESOLUCION 2030 DE DIC 20/90						Valor Neto: 3,079,937
SOMOS AUTORETENEDORES DE RENTA S/N RESOLUCION 564 DIAN ABRIL 25/86						

OSCAR HERNANDEZ

Vendedor

PRINCIPAL BOGOTA, D.C.:
AVENIDA 68 No 378-51 SUR
PBX (1) 770 0680 FAX (1) 770 0530
CALL CENTER VENTAS: (1) 770 0680
RECLAMOS Y SUGERENCIAS (1) 770 0543

CALI:
CARRERA 31A No. 15-59 ACOPI - YUMBO
PBX (2) 691 8566 FAX (2) 665 8669 - 690 0088
CALL CENTER VENTAS: (2) 691 8566

MEDELLIN:
CALLE 32 No. 41-139 ITAGÜÍ
PBX (4) 372 4600 - 373 8111
FAX (4) 277 6068

BUCARAMANGA:
CARRERA 14 No 23-02
PBX (7) 633 7708 - 633 8323
FAX (7) 633 2779

BARRANQUILLA:
VIA 40 No 51-444
PBX (5) 344 4188 - 372 0222
FAX (5) 344 3328 - 372 0220

www.cgs.com.co aceros@cgs.com.co

METALCA

Cra. 14 No. 22 - 52 - Telefax 6713691
Bucaramanga - Colombia



Fabricación y Reconstrucción de Equipo Agro - Industrial
Reparación y Adaptación de todo tipo de Cardanes
Torno - Fresa - Soldadura
Mantenimiento Industrial - Fabricación de Troqueles
Reparación de Equipos Quirúrgicos

Bucaramanga 05-oct-07

Cotización N° 100

Señores
COOPSERCOL, LTDA.
Atte. LUIS FLORES
Ciudad

Apreciados señores

Tenemos el agrado de cotizarles en las siguientes condiciones:

<i>Cantidad</i>	<i>Detalle</i>	<i>Vr. Unitario</i>	<i>Vr. Total</i>
1	MECANIZAR EJE DE 10/20 CON CUÑERO Y MEDIDA SEGÚN PLANO	\$600.000,00	\$ 600.000,00
1	MECANIZAR PIÑONES CONICOS EN 86/20 Z17 MEDIDAS SEGÚN PLANO	\$300.000,00	\$ 300.000,00
1	MECANIZAR PIÑONES CONICOS EN 86/20 Z54 MEDIDAS SEGÚN PLANO	\$1.000.000,00	\$ 1.000.000,00

SUBTOTAL \$ 1.900.000,00

I.V.A. \$ 304.000,00

TOTAL \$ 2.204.000,00

Atentamente,

METALCA



INDUANDES
CARROCERIAS NUEVO MILENIO

LUZ MARINA JURADO GUTIERREZ

Fabrica y reparación de carrocerías para buses,
busetas y microbuses



GIRON, 05 DE OCTUBRE DEL 2007.

**SEÑOR:
COOPSERCOL LTDA
CIUDAD**

REFERENCIA: COTIZACION

**FABRICACION DE UNA CARROCERIA PARA CHASIS CHEVROLET
NPR MINIBUSETA INTERMUNICIPAL MODELO SPORT RS6 2008
CON LAS SIGUIENTES ESPECIFICACIONES:**

- Capacidad 18 pasajeros mas AUXILIAR
- Estructura tubular galvanizada de bajo peso, conformada por: laterales, techo, frente posterior y anterior sobre plataforma y anillos de cierre asegurados al chasis con tuercas de seguridad.
- Forro exterior de laterales en fibra de vidrio de la mejor calidad, mayor resistencia y durabilidad.
- Forro exterior del frente, casco trasero y parachoques en fibra de vidrio y techo de una sola pieza.
- Piso en madeflex forrado antideslizante
- Baberos y guarda barro de lujo(tipo tuning)
- Estribo en fibra de vidrio.
- Espejo tipo europeo
- Panorámico laminado de color verde para amplia visibilidad.
- claraboya con ventilador independiente importada superior de techo para salida de emergencia y flujo de aire natural, de acuerdo a la medida exigida por el ministerio de transporte.
- Vidrios en general pegados, con corredera de amplia visibilidad en color gris y sus respectivas salidas de emergencia según ministerio de transporte.
- Bases de colores y tubo reforzado en plástico antideslizante.
- Sillete ría reclinable
- Cabina completa

Kilómetro 7 Vía A Girón - Cra. 15 No. 57-134 - Tel: 6468775
Telefax: 6530172 - Girón - Santander



INDUANDES
CARROCERIAS NUEVO MILENIO

LUZ MARINA JURADO GUTIERREZ

Fabrica y reparación de carrocerías para buses,
busetas y microbuses



- ⇒ Exploradoras de alto flujo antiniebla.
- Unidades deportivas
- Tapa motor termo acústica en fibra de carbono (By polar).
- Luces laterales de lujo importadas
- Baño , Rines cromados
- Punteras de lujo para exosto
- Luces traseras en cristal.
- Radio MP3 con 4 parlantes pioneer y DVD
- licuadora, televisor, velas
- aire acondicionado
- gaveta trasera con puertas a los lados
- Pintura catalizada en acrílico.
- Decoración de sus letreros en cinta reflectiva.

LAS PARTES DE ESTA CARROCERIAS ESTAN ELABORADAS EN FIBRA A1 UTILIZADA EN LA FABRICACION DE AVIONES PARA MAYOR RESISTENCIA Y DE MENOR PESO.

NOTA: ESTA CARROCERIA SE ENTREGA CON TODOS LOS IMPLEMENTOS LISTOS PARA TRABAJAR EN LA EMPRESA "COOPSERCOL LTDA"

FECHA ENTREGA: 30 DIAS HABILES A PARTIR DE LA ENTREGA DEL CHASIS

FORMA DE PAGO: 30% DE INICIAL Y SALDO EN EL TRANCURSO DE LA FABRICACION

- CARROCERIA CON MAYOR REVENTA EN EL MERCADO
 - GÁRANTIA 15 MESES POR FABRICACION.
 - AMPLIO RECONOCIMIENTO A NIVEL NACIONAL
- CARROCERIA DE NUEVO DISEÑO SPORT EUROPEO CON LOS MÁS ALTOS ESTANDARES DE SEGURIDAD, CONFORT Y TECNOLOGIA.

VALOR DE LA CARROCERIA.....\$ 70.000.000
(SETENTA MILLONES DE PESOS M/CTE)

  **INDUANDES**
CARROCERIAS NUEVO MILENIO

DIANA SILVA LUZ MARINA JURADO GUTIÉRREZ
SECRETARIA GENERAL

Kilómetro 7 Vía A Girón - Cra. 15 No. 57-134 - Tel: 6468775
Telefax: 6530172 - Girón - Santander

ANEXO D. PLANOS DEL FERROBUS