

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**ADAPTACIÓN A UN SISTEMA ELÉCTRICO HÍBRIDO DE
LA PLANTA PROPULSORA DE UN AUTOMÓVIL CON
MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Ladera H., Adrián R,
y Márquez J., Pedro A.
Para optar al Título
de Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2009

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

ADAPTACIÓN A UN SISTEMA ELÉCTRICO HÍBRIDO DE LA PLANTA PROPULSORA DE UN AUTOMÓVIL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Jorge Cruz.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Ladera H., Adrián R,
y Márquez J., Pedro A.
Para optar al Título
de Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2009



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE DISEÑO



Caracas, 15 de mayo de 2.009

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:

ADRIÁN LADERA y PEDRO MÁRQUEZ

Titulado:

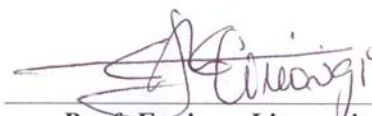
“ADAPTACIÓN A UN SISTEMA ELÉCTRICO HÍBRIDO DE LA PLANTA PROPULSORA DE UN AUTOMÓVIL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



Prof. Simón Hernández
Jurado





Prof. Enrique Limongi
Jurado



Prof. Jorge David Cruz Moreno
Tutor

DEDICATORIA

Quiero dedicar este Trabajo Especial de Grado a mi madre, mi padre y mi hermana, cuyos sacrificios y fe en mí me han ayudado a lograr mis metas y me inspiran para continuar trabajando para alcanzar metas más altas.

También quiero dedicarlo a todos mis otros familiares y a mis amigos, quienes siempre se han mantenido a mi lado y creen en mí. Espero estar a la altura de sus expectativas.

Adrián Ladera

DEDICATORIA

A mi bella madre, la mejor de todas.

A mi abuelita Juana, la más tierna de este mundo.

A mis preciosas hermanas Sheila y Oriana, las mejores amigas.

A mis tíos incomparables Iván, Erwin, Ismary, Yoli, Harry, Samuel y Zaida.

A mis primos Johana, José, Jatniel, Karol, Joy, Kevin, Jovan, Greisa, Saúl, Denisse y Sarah, hermanos y amigos por siempre.

A mis sobrinos queridos, Nestor y Keira.

A mi hermosa novia.

A mis amigos Carlos, Monsi, Leo, Adrián, Manuel, Luis, Nestor, Analis, Ingrid y Dayana.

Que con su compañía, consejos y apoyo en los momentos malos y buenos me motivaron a seguir adelante en esta etapa tan importante de mi vida.

Pedro Márquez.

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar mi profundo sentimiento de gratitud con nuestro profesor tutor Jorge Cruz, que ha sido una constante fuente de orientación y ayuda durante todo el proceso de realización del presente Trabajo Especial de Grado. Quiero agradecerle por todo su valioso tiempo, empleado para lograr llevar a buen termino este trabajo de grado.

También quiero dar las gracias al Sr. Iván Piña quien nos permitió en múltiples oportunidades acceder a las instalaciones del taller Toyota y a los equipos que allí se encontraban.

Finalmente, agradezco a todas aquellas personas que contribuyeron de alguna manera a realizar y culminar este trabajo.

Adrián Ladera.

Ladera H., Adrián R. y Márquez J., Pedro A.

ADAPTACIÓN A UN SISTEMA ELÉCTRICO HÍBRIDO DE LA PLANTA PROPULSORA DE UN AUTOMÓVIL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Tutor académico: Prof. Jorge Cruz. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2009, 225 págs.

Automóvil eléctrico híbrido. Transmisión de potencia. Acumuladores eléctricos. Variador de frecuencia. Sistema de control.

En el presente trabajo de grado se propone un diseño donde en un vehículo del mercado nacional coexistirán dos plantas propulsoras, un motor de combustión interna y uno eléctrico. Dichas plantas operarán alternativamente según los requerimientos y características de eficiencia de cada una.

Se escogió un vehículo marca Toyota modelo Terios para efectuar la adaptación. Para la selección del mismo se consideraron los siguientes criterios: disponibilidad, accesibilidad, características físicas y costo.

Mediante la aplicación del método de los criterios ponderados se seleccionó un diseño que resultó en la ubicación de un motor eléctrico en el portaequipaje del automóvil, el cual accionará una de las ruedas traseras a través de un sistema de transmisión de cadenas y bandas. El dimensionamiento de los componentes mecánicos se realizó utilizando tanto los métodos tradicionales de la mecánica de sólidos como programas especializados en el cálculo de esfuerzos numéricamente.

Fue necesario, dada la forma de operación del vehículo adaptado, modificar los sistemas de dirección hidráulica y de reforzador de frenos por vacío. Se plantea en el trabajo asistir a la dirección mediante una bomba electro-hidráulica que sustituirá a la existente. También se propone la incorporación de una bomba eléctrica de vacío conectada al reforzador de frenos de manera paralela al sistema de succión proveniente de la admisión del motor de combustión.

Se diseñó un sistema control automático para operar los diferentes elementos incorporados al vehículo. El mismo está conformado principalmente por un circuito electrónico inversor que permite variar la velocidad del motor y un controlador lógico programable que accionará la bomba electro-hidráulica y la eléctrica de vacío. Finalmente para proporcionar energía a todos los elementos eléctricos se seleccionaron acumuladores eléctricos de Litio- Ion.

Ladera H., Adrián R. y Márquez J., Pedro A.

**ADAPTATION TO A HYBRID ELECTRIC SYSTEM OF THE
POWER PLANT OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE
AUTOMOBILE**

**Academia tutor: Prof. Jorge Cruz. Thesis. Caracas, U.C.V. Faculty of
Engineering. School of Mechanical Engineering, 2009, 232 págs.**

Hybrid electric vehicle. Power transmission. Batteries. Motor drive. Control
System.

In this dissertation is proposed a design where in a vehicle from the national market will coexist two power plants, a combustion engine and an electric motor. These plants will operate alternately according to the requirements and efficient characteristics of each one.

A car manufactured by Toyota, Terios model, was chosen to do the adaptation. For the selection of the car the following criteria were considered: availability, accessibility, physical characteristics and cost.

By means of the application of the weighted criteria's method was selected a design that resulted in the location of an electric motor at the car's trunk, which will drive one of the rear wheels through a system of chains and bands. The sizings of the mechanical components were made using traditional methods of solid mechanics and specialized programs in the calculation of stresses numerically.

It was necessary, given the form of operation of the adapted vehicle to modify the power steering system and the brake vacuum booster. It's suggested, in the dissertation, to assist the wheel steering by means of a hydraulic-electric pump that will replace the existing one. Also it's suggested the incorporation of an electric vacuum pump connected to the brake booster in parallel to the suction from the combustion engine intake.

It was designed an automatic control system for operating the various components incorporated into the vehicle. It consists mainly of an inverter electronic circuit that allows to vary the motor speed and a programmable logic controller to actuate the electro-hydraulic pump and the electric vacuum pump. Finally, to provide power to all electrical components Lithium-Ion batteries were selected.

ÍNDICE DE GENERAL

	pp.
LISTA DE CUADROS.....	x
LISTA DE FIGURAS.....	xiii
INTRODUCCIÓN.....	17
CAPÍTULO	
I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	19
1.1 Motivación.....	19
1.2 Planteamiento del Problema.....	20
1.3 Objetivos y Alcances.....	21
1.4 Justificación.....	23
II MARCO REFERENCIAL.....	26
2.1 Vehículo Eléctricos Híbridos.....	26
2.2 Sistemas Eléctricos De Propulsión.....	38
2.3 Acumuladores Eléctricos.....	43
III SELECCIÓN DEL AUTOMÓVIL Y DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA DE ADAPTACIÓN.....	52
3.1 Selección del Automóvil a Adaptar.....	52
3.2 Descripción de la Propuesta de Adaptación del Automóvil Híbrido..	56
IV SISTEMA ELÉCTRICO DE POTENCIA Y ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA.....	60
4.1 Selección del Motor eléctrico.....	60
4.2 Selección del Inversor y Controlador de Velocidad.....	69
4.3 Dimensionamiento del Sistema de Acumuladores Eléctricos.....	73
4.4 Cargador de Acumuladores Eléctricos.....	77

	4.5 Bastidor para Acumuladores Eléctricos.....	79
V	SISTEMA MECÁNICO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	105
	5.1 Diseño del Sistema de Transmisión de Potencia.....	105
	5.2 Dimensionamiento de los Componentes del Sistema de Transmisión de Potencia.....	114
	5.3 Diseño del Bastidor del Sistema de Transmisión de Potencia.....	155
VI	ACCIONAMIENTO DE LOS ACCESORIOS.....	177
	6.1 Bomba del Sistema de Dirección.....	177
	6.2 Reforzador de Vacío.....	182
VII	SISTEMA DE CONTROL.....	188
	7.1 Sensor y Relé Controlador de Velocidad.....	190
	7.2 Vacuostato.....	193
	7.3 Controlador Lógico Programable.....	194
	7.4 Diagrama General de Conexiones Eléctricas.....	195
VIII	ESTIMACIÓN DEL COSTO DE LA ADAPTACIÓN.....	198
	PLANOS.....	200
	CONCLUSIONES.....	210
	RECOMENDACIONES.....	212
	REFERENCIAS.....	213
	ANEXO A.....	217
	ANEXO B.....	223

LISTA DE CUADROS

Cuadro 1. Posibles automóviles a adaptar	53
Cuadro 2. Matriz morfológica para selección de automóvil a adaptar	55
Cuadro 3. Comparación entre las diferentes arquitecturas de automóviles híbridos.....	58
Cuadro 4. Selección preliminar de motores	65
Cuadro 5. Datos técnicos de motor seleccionado.....	69
Cuadro 6. Ventajas y desventajas de los controladores de velocidad.	70
Cuadro 7. Características de los principales controladores de velocidad.	72
Cuadro 8. Características de principales acumuladores eléctricos.....	74
Cuadro 9. Masa total del conjunto de acumuladores eléctricos por fabricantes.	75
Cuadro 10. Características generales del acumulador eléctrico seleccionado. ...	76
Cuadro 11. Características de cargadores de acumuladores eléctricos.	78
Cuadro 12. Especificaciones técnicas del cargador PFC-30.....	79
Cuadro 13. Aceleración de automóvil Terios.	80
Cuadro 14. Características del material y factores de seguridad para vigas tipo B.....	88
Cuadro 15. Características del material y factores de seguridad para vigas tipo C.....	93
Cuadro 16. Características del material y factores de seguridad para vigas tipo D.....	97
Cuadro 17. Resistencias de distintos electrodos.	98
Cuadro 18. Características necesarias para el cálculo del factor de seguridad a fatiga y de fluencia en el primer ciclo.....	98
Cuadro 19. Características geométricas de viga caso II.....	99

Cuadro 20. Factor de seguridad n_f en función del cateto h.	101
Cuadro 21. Características necesarias para el cálculo del factor de seguridad a la fatiga.....	102
Cuadro 22. Matriz morfológica para selección de propuesta de adaptación....	114
Cuadro 23. Potencia permisible para cadena ANSI número 40 y diferentes ruedas dentadas impulsoras.....	120
Cuadro 24. Selección preliminar de rodamientos	132
Cuadro 25. Factores de concentración de esfuerzos estimados.	140
Cuadro 26. Diámetros del árbol de transmisión.....	142
Cuadro 27. Factores de seguridad del árbol de transmisión.....	143
Cuadro 28. Soportes, obturaciones y anillos de fijación para rodamientos. ...	144
Cuadro 29. Ajustes de apriete recomendados mediante el sistema agujero base.	147
Cuadro 30. Dimensiones límites de los diámetros de las superficies en contacto en ajuste de apriete.	147
Cuadro 31. Interferencia entre elementos acoplados a presión.....	148
Cuadro 32. Presión mínima y capacidad de par los ajustes.	150
Cuadro 33. Reacciones en vínculos del bastidor.....	160
Cuadro 34. Factores de seguridad en viga 3.	167
Cuadro 35. Factores de seguridad mínimos en vigas 1, 2 y 4.....	168
Cuadro 36. Factores de seguridad a la fatiga por flexión y corte de los pasadores del bastidor.....	170
Cuadro 37. Factor de seguridad en cordones de soldadura de vigas 3 y 4.....	176
Cuadro 38. Comparación entre diferentes alternativas	180
Cuadro 39. Comparación entre las diferentes opciones.....	186
Cuadro 40. Especificaciones técnicas relé controlador de velocidad	192
Cuadro 41. Características generales del PLC.....	195

Cuadro 42. Especificaciones técnicas de convertidor DC/DC.....197
Cuadro 43. Costo de equipos que componen la adaptación.....199

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Potencia requerida para la propulsión descompuesta en componente estable y dinámica.....	24
Figura 2. Ilustración conceptual de la planta propulsora eléctrica híbrida.	28
Figura 3. Configuración de un tren motriz eléctrico híbrido en serie	31
Figura 4. Curva característica de Par vs. Velocidad de un motor de combustión interna y región de operación para máxima eficiencia.....	33
Figura 5. Fuerza requerida para la tracción de un motor de combustión interna con transmisión mecánica de 4 velocidades y de un motor eléctrico con transmisión de una velocidad.....	34
Figura 6. Configuración de un tren motriz eléctrico híbrido en paralelo.....	56
Figura 8. Ciclo de conducción EPA NYCC.....	61
Figura 9. Potencia de salida del motor eléctrico en ciclo de conducción EPA NYCC.....	64
Figura 10. Curvas de par del motor eléctrico y de par resisten en función de la velocidad del automóvil.	68
Figura 11. Bastidor de acumuladores eléctricos.	81
Figura 12. Diagrama de cuerpo libre para vigas tipo A.	82
Figura 13. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante para vigas tipo A.....	83
Figura 14. Esquema general de las pletinas tipo B.	86
Figura 15. DCL para vigas tipo B.	87
Figura 16. Fuerza axial para vigas tipo B.	88
Figura 17. DCL para vigas tipo C.	90
Figura 18. Fuerza cortante y Momento flexionante del caso C debido a la q_a . .	92
Figura 19. DCL para vigas tipo D.....	95

Figura 20. Fuerza cortante y Momento flector para vigas tipo D.	96
Figura 21. Disposición de la carga en la viga para el caso I.	98
Figura 22. Disposición de la carga en la viga para el caso II.	100
Figura 23. Contenedor y tapa de acumuladores eléctricos restantes.	103
Figura 24. Ubicación de base para fijación del inversor.	104
Figura 25. Contenedor, tapa, base de fijación e inversor.	104
Figura 26. Propuesta 1.	106
Figura 27. Propuesta 2.	107
Figura 28. Propuesta 3.	108
Figura 29. Propuesta 4.	109
Figura 30. Propuesta 5.	110
Figura 31. Propuesta 6.	111
Figura 32. DCL de impulsores de bandas y poleas.	125
Figura 33. DCL de impulsor de cadenas a rodillos.	126
Figura 34. (a) DCL de árbol de transmisión, (b) DCL de árbol de transmisión plano x-y, (c) DCL de árbol de transmisión plano x-z.	128
Figura 35. Fuerzas reactivas resultantes en los rodamientos en función de β	129
Figura 36. Distribución general de árbol de transmisión.	133
Figura 37. Diagramas de cuerpo libre (a), fuerza cortante (b) y momento flector (c), en plano x-y.	135
Figura 38. Diagramas de cuerpo libre (a), fuerza cortante (b) y momento flector (c), en plano x-z.	136
Figura 39. Diagrama de momento flector resultante.	137
Figura 40. Diagrama de momento torsor.	138
Figura 41. Pieza de acoplamiento entre rueda dentada y cubo de rueda: (a) Vista en isometría, (b) Vista frontal, (c) Ensamble con rueda dentada y (d) vista explosionada de ensamble con tambor de freno.	145

Figura 42. Cargas y restricciones utilizadas en análisis de esfuerzos.....	152
Figura 43. Distribución de esfuerzos equivalentes: (a) Vista frontal y (b) Vista posterior	153
Figura 44. Factor de seguridad: (a) Vista frontal y (b) Vista posterior.....	154
Figura 45. Deformación: (a) Vista frontal y (b) Vista posterior	154
Figura 46. Bastidor del sistema de tracción.	155
Figura 47. (a) Cargas sobre el bastidor. (b) DCL de cada elemento.....	157
Figura 48. DCL Soporte de rodamiento B.	158
Figura 49. DCL de soporte de rodamiento C y distanciador.	158
Figura 50. Fuerzas sobre la base de un motor, modelo simplificado.....	159
Figura 51. Riel para soporte de motor eléctrico: (a) Vista isométrica de riel. (b) Detalle de ensamble con motor.....	161
Figura 52. Posición de cargas y restricciones.	162
Figura 53. Resultados análisis de esfuerzos: (a) Esfuerzos equivalentes. (b)Factor de seguridad. (c) Deformación.....	163
Figura 54. Propiedades geométricas de perfil estructural rectangular	164
Figura 55. Detalle de agujeros maquinados en la viga 3	165
Figura 56. DCL y de momento flector de la viga 3 en los planos xy y xz.....	166
Figura 57. Pasadores y pernos del bastidor.....	169
Figura 58. DCL de pasadores del bastidor.....	170
Figura 59. Reacciones y esquema de soldadura en extremo A de Viga 3 (plano xy).	174
Figura 60. Reacciones y esquema de soldadura en extremo A de Viga 3 (plano xy).	175
Figura 61. Sistema de dirección asistido hidráulicamente.....	178
Figura 62. Sistema de dirección asistida eléctricamente.....	179
Figura 63. Bomba Electro-hidráulica de Toyota MR2.....	180

Figura 64. Esquema de sistema de bandas accionado por el motor de combustión interna.....	181
Figura 65. Esquema del sistema de dirección electro-hidráulico.....	182
Figura 66. Reforzador de frenos Hidráulico	184
Figura 67. Reforzador Electro-Hidráulico	185
Figura 68. Reservorio y bomba de vacío eléctrica.....	185
Figura 69. Esquema del sistema reforzador de vacío.....	187
Figura 70. Esquema del sistema de control.....	188
Figura 71. Esquema de montaje de objetivo y sensor de proximidad.....	191
Figura 72. Diagrama general de conexiones eléctricas.....	196

INTRODUCCIÓN

En el presenta Trabajo Especial de Grado se plantea la adaptación de la planta propulsora de un automóvil convencional (motor de combustión interna) a un sistema eléctrico híbrido. Con esta adaptación se busca crear una opción de transporte, que reduzca las emisiones de gases a la atmósfera y que permita un uso más eficiente de los combustibles fósiles, para el mercado nacional donde no existen opciones parecidas.

Para presentar de manera ordenada los aspectos tratados durante la elaboración de la adaptación se ha organizado el texto del Trabajo Especial de Grado en nueve capítulos.

En el capítulo I, *Planteamiento del Problema*, se hace referencia al contexto y a los diferentes aspectos que constituyen la situación problemática. También se incluyen elementos como la motivación, objetivos, alcances y justificación del proyecto.

El capítulo II, *Marco Referencial*, comprende una revisión de aspectos teóricos y conceptuales relacionados a los vehículos híbridos y los sistemas eléctricos de de propulsión (motores eléctricos, inversores y baterías)

En el capítulo III, *Selección del Automóvil y Descripción de la Propuesta de Adaptación*, se plantea en primera instancia la elección del automóvil a adaptar tomando como base, ciertos criterios como accesibilidad, espacio disponible, entre otros. Seguidamente, se realiza la descripción del concepto del vehículo híbrido que se propone, señalando sus componentes fundamentales y se compara la propuesta con otras arquitecturas existentes.

El capítulo IV, *Sistema Eléctrico de Potencia y Almacenamiento de Energía*, comprende la selección de los elementos del tren motriz eléctrico, como lo son: motor eléctrico de tracción, su respectivo controlador de

velocidad, los acumuladores eléctricos y el cargador requerido. Para el dimensionamiento del motor eléctrico de tracción se tomaron como referencia los parámetros de la propuesta descrita y las características de un ciclo de conducción urbano con tráfico lento y paradas frecuentes, mientras que para la selección de los equipos restantes se tomaron en cuenta las características técnicas del motor eléctrico seleccionado. Adicionalmente se incluye en este capítulo el dimensionamiento de un bastidor para la ubicación del banco de acumuladores.

El capítulo V, *Sistema Mecánico de Transmisión de Potencia*, se inicia con la descripción de un conjunto de propuestas para transmitir la potencia de salida del motor eléctrico hasta las ruedas del vehículo. Mediante la aplicación del método de los criterios ponderados, se seleccionó la adecuada, y se procedió al dimensionamiento de los elementos mecánicos que la componen; las características de estos elementos derivan de los parámetros de funcionamiento del motor eléctrico y las condiciones de carga originadas por el mismo.

En el capítulo VI, *Accionamiento de los Accesorios*, se describen los accesorios cuyos accionamientos dependen del motor de combustión interna y se plantean las distintas opciones disponibles que determinan el funcionamiento de éstos en modo eléctrico para luego seleccionar la más adecuada.

En el capítulo VII, *Sistema de Control*, se realiza el diseño de un sistema apropiado para controlar el accionamiento de los diferentes elementos incorporados al automóvil.

En el capítulo VIII, se especifican los costos de los diferentes elementos necesarios para realizar la adaptación, y se señala el costo total de la misma.

Para finalizar se presenta una sección denominada *Planos* la cual contiene los dibujos de conjunto y despiece necesarios para describir la adaptación del vehículo.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Motivación

El desarrollo de automóviles con motores de combustión interna ha sido uno de los mayores avances de la tecnología moderna. Los automóviles han contribuido al crecimiento de la sociedad moderna al satisfacer sus necesidades de movilidad diaria. Sin embargo, el gran número de automóviles en uso alrededor del mundo han causado y continúan causando serios problemas para el ambiente y para la vida humana. La contaminación ambiental, el calentamiento global y las reservas no renovables de petróleo son ahora problemas de interés general.

Venezuela no se escapa de esta realidad. De acuerdo a datos del Instituto Nacional de Transporte Terrestre (citado en Superintendencia para la Promoción y Protección de la Libre Competencia [PROCOMPETENCIA], 2007) el parque automotor del país está conformando por 3.142.723 vehículos, distribuidos a nivel nacional. Todos estos vehículos utilizan para su propulsión motores de combustión interna cuya fuente de energía son combustibles de origen fósil como: la gasolina, el diesel y el gas natural.

En años recientes, la investigación y el desarrollo en el área de transporte se han concentrado en el diseño de vehículos que ofrezcan mayores eficiencias, que reduzcan las emisiones de gases contaminantes y sean seguros. El vehículo eléctrico híbrido es uno de estos desarrollos y ha sido propuesto como reemplazo de los vehículos convencionales. Chan (citado por Xiaolai He, 2006) define al vehículo eléctrico híbrido como aquél donde existen dos o más

diferentes sistemas de almacenamiento de energía y fuentes de potencia, y por lo menos uno de ellos proporciona corriente eléctrica.

Este tipo de vehículos en la actualidad ya están siendo comercializados masivamente en algunos países del mundo, como: Canadá, Japón, España, Estados Unidos, Reino Unido, Suecia, entre otros. En el mercado nacional aún no se cuenta con esta tecnología que promueve un mejor uso de los recursos energéticos y reduce los niveles de contaminación. Con este proyecto de Trabajo Especial de Grado se pretende abordar dicha deficiencia proponiendo la adaptación de la planta propulsora de un automóvil del mercado nacional (motor de combustión interna), al sistema eléctrico híbrido.

1.2 Planteamiento del Problema

Se observa que el diseño global de un automóvil, implica tomar en cuenta detalladamente el estudio y desarrollo de una serie de numerosos y complejos componentes necesarios para su puesta en marcha. El diseño de un automóvil híbrido eléctrico no se escapa de esta realidad, siendo éste, de mayor complejidad que el de combustión interna ya que está conformado por una arquitectura que involucra un motor de combustión interna y un motor eléctrico.

La adaptación de un automóvil ya existente en el mercado nacional con un sistema de propulsión accionado por un motor de combustión interna a sistema eléctrico híbrido es un proyecto factible que reduce el número de componentes a diseñar.

Se observa que esta adaptación requiere:

- Garantizar que los accesorios accionados por el motor de

combustión interna permanezcan en funcionamiento continuo, independientemente del motor que esté funcionando según la arquitectura de la adaptación. Éstos son principalmente la bomba del sistema de dirección hidráulica, el compresor del aire acondicionado, la bomba de frenos entre otros.

- Un sistema de control automático que garantice el funcionamiento sinérgico del motor eléctrico y de combustión interna tomando en cuenta las virtudes o atributos de cada uno según sea la situación a la cual estén sometidos. Este sistema de control automático debe garantizar que no se genere una complicación adicional a la forma de conducción del automóvil eléctrico híbrido.

- Modificación de la estructura interna de un automóvil para la incorporación de componentes necesarios para la adaptación como: el motor eléctrico, el banco de acumuladores, el respectivo sistema de control, así como también los acoples, mecanismos o dispositivos necesarios para garantizar el funcionamiento continuo de los accesorios.

Este conjunto de requerimientos constituyen los diferentes aspectos de la situación problemática que con el desarrollo del presenta Trabajo Especial de Grado se pretende solventar.

1.3 Objetivos y Alcances

1.3.1 Objetivo general

- Adaptar la planta propulsora a un automóvil con motor de combustión interna a sistema eléctrico híbrido.

1.3.2 Objetivos específicos

- Describir las diferentes arquitecturas utilizadas para proporcionar potencia al sistema de propulsión en los vehículos eléctricos híbridos.
- Evaluar las diferentes arquitecturas utilizadas para proporcionar potencia al sistema de propulsión en los vehículos eléctricos híbridos.
- Establecer los criterios para realizar la selección del automóvil cuya arquitectura, para suministrar potencia al sistema de propulsión, será adaptada a eléctrica híbrida.
- Escoger el automóvil cuya arquitectura utilizada para suministrar potencia al sistema de propulsión será adaptada a eléctrica híbrida.
- Enumerar los accesorios que son accionados por el motor de combustión interna en el automóvil seleccionado y especificar los requerimientos para su accionamiento.
- Determinar la arquitectura para proporcionar potencia al sistema de propulsión del automóvil seleccionado.
- Diseñar el sistema para lograr la propulsión del automóvil híbrido y para garantizar la continua operación de los accesorios que se encontraban acoplados al motor de combustión interna y que así lo requieran.
- Seleccionar los equipos necesarios para la adaptación del automóvil con motor de combustión interna a sistema eléctrico híbrido
- Elegir los sistemas de control necesarios para la operación alterna o conjunta, según se requiera, del motor de combustión interna y los sistemas adaptados.
- Generar los planos de conjunto y despiece del automóvil, necesarios para apreciar las adaptaciones realizadas.

1.3.3 Alcances

Este trabajo especial de grado contempla el diseño de una planta propulsora para un automóvil del mercado nacional que involucre el motor de combustión interna ya existente en el auto, con un motor eléctrico, que al hacerlos trabajar de manera alternativa o conjunta propulsen al mismo y a los accesorios que lo requieran.

El proyecto se limitará entonces a: seleccionar un automóvil que funcione con un motor de combustión interna del mercado nacional, seleccionar los equipos necesarios para llevar a cabo la adaptación a sistema eléctrico híbrido y sus correspondientes sistemas de control automático, diseñar la manera de acoplar estos nuevos equipos con los ya existentes dentro del automóvil para su adecuada operación y finalmente generar los planos necesarios y suficientes para describir la adaptación realizada.

Es importante señalar que el presente proyecto no involucra la construcción del automóvil ya que se requieren recursos económicos para su financiamiento y de tiempo necesarios para su ejecución, con los cuales no se cuenta.

1.4 Justificación

La potencia requerida para la propulsión de un vehículo varía de manera aleatoria en condiciones reales de operación debido a las frecuentes aceleraciones, desaceleraciones, y a las pendientes del camino. Como se indica

en el Figura 1, la potencia requerida puede ser descompuesta en dos componentes: una es la potencia estable (promedio), la cual tiene un valor constante, y la otra es la potencia dinámica, cuyo promedio es cero. En el vehículo eléctrico híbrido la potencia promedio es proporcionada por el motor de combustión interna cuyo funcionamiento de estado estable es adecuado para este tipo de carga. Por otro lado, la potencia dinámica es suministrada por el motor eléctrico cuya eficiencia no se ve perjudicada tan drásticamente en comparación con un motor de combustión interna, al operar en diferentes niveles de carga y velocidad.

Los variados modos de operación posibles en un automóvil eléctrico híbrido dan mayor flexibilidad que en un automóvil con una única planta propulsora ante las diferentes condiciones de carga. Con una configuración y control adecuados, aplicando cada modo para cada condición especial de operación se pueden mejorar el comportamiento general, la eficiencia y las emisiones. Con los vehículos eléctricos híbridos, de acuerdo a datos de Hodkinson y Fenton (2001), se conseguiría reducir el consumo actual de combustible un tercio, a la vez que se reducirían en dos tercios las emisiones de gases.



Figura 1. Potencia requerida para la propulsión descompuesta en componente estable y dinámica. El gráfico es una adaptación del mostrado en *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles*. (p. 120) por Ehsani, M., Gao, Y., Gay, S. E. y Emadi, A., 2002, Florida: CRC Press.

El automóvil eléctrico híbrido es considerado por autores como Husain (2003), Hodgkinson y Fenton (2001) como una solución a corto plazo. En él se logra un compromiso entre el problema de la contaminación ambiental generada por los automóviles con motores de combustión interna y el limitado rango de capacidad de los automóviles puramente eléctricos actuales.

CAPÍTULO II

MARCO REFERENCIAL

2.1 Vehículos Eléctricos Híbridos

Los automóviles convencionales con motores de combustión interna proporcionan un buen comportamiento además de gran autonomía al aprovechar la ventaja de alta densidad energética de los combustibles derivados del petróleo. Sin embargo, su eficiencia es máxima en un pequeño rango que no coincide con la mayoría de las condiciones de operación. Toda la energía cinética del vehículo es disipada en forma de calor durante el frenado y no puede ser aprovechada, además generan emisiones contaminantes.

Los vehículos eléctricos cuya fuente de energía es un banco de baterías, poseen algunas ventajas sobre los automóviles con motor de combustión interna, como su alta eficiencia energética y no generan ningún tipo de emisiones contaminantes a la atmósfera. No obstante, la autonomía disponible por carga del banco de acumuladores eléctricos es muy deficiente en comparación con la alcanzable en un automóvil convencional.

Los vehículos híbridos eléctricos, los cuales usan dos fuentes de potencia (una fuente de potencia primaria y otra secundaria) poseen las ventajas de tanto los vehículos de combustión interna como las de los eléctricos y superan sus desventajas. En esta primera sección del marco referencial se discuten los conceptos básicos y los principios de funcionamiento de la planta propulsora de los vehículos eléctricos híbridos.

2.1.2 Concepto de la Planta Propulsora Híbrida Eléctrica

. Un vehículo que posee dos o más fuentes de energía y potencia se denomina vehículo híbrido. Un vehículo híbrido donde uno de los trenes de potencia (fuente y convertidor de energía) es eléctrico, es considerado como un vehículo eléctrico híbrido.

Usualmente, la planta propulsora de un vehículo eléctrico híbrido esta compuesta por dos trenes de potencia, como se observa en el Figura 2, donde se ilustra conceptualmente y donde se muestran, además, las diferentes posibles rutas de flujo de potencia. Para recuperar parte de la energía empleada durante la frenada que es disipada en forma de calor en los automóviles convencionales, el vehículo híbrido posee generalmente una fuente de energía y un convertidor bidireccional. La otra fuente de energía puede ser ya sea bidireccional o unidireccional.

Existen múltiples formas disponibles de combinar los flujos de potencia para satisfacer los requerimientos de la carga, a continuación se describen los mismos:

1. Exclusivamente el tren de potencia 1 suministra potencia a la carga.
2. Exclusivamente el tren de potencia 2 suministra potencia a la carga.
3. Conjuntamente el tren de potencia 1 y el 2 suministran la potencia requerida por la carga.
4. El tren de potencia 2 recibe potencia de la carga (frenado regenerativo).
5. El tren de potencia 2 recibe potencia del tren de potencia 1.
6. El tren de potencia 2 recibe potencia del tren de potencia 1 y de la carga al mismo tiempo.
7. El tren de potencia 1 suministra potencia a la carga y al tren de

potencia 2 al mismo tiempo.

8. El tren de potencia 1 suministra potencia al tren de potencia 2 y éste a su vez entrega potencia a la carga.

9. El tren de potencia 1 suministra la potencia requerida por la carga, y la carga entrega potencia al tren de potencia 2.

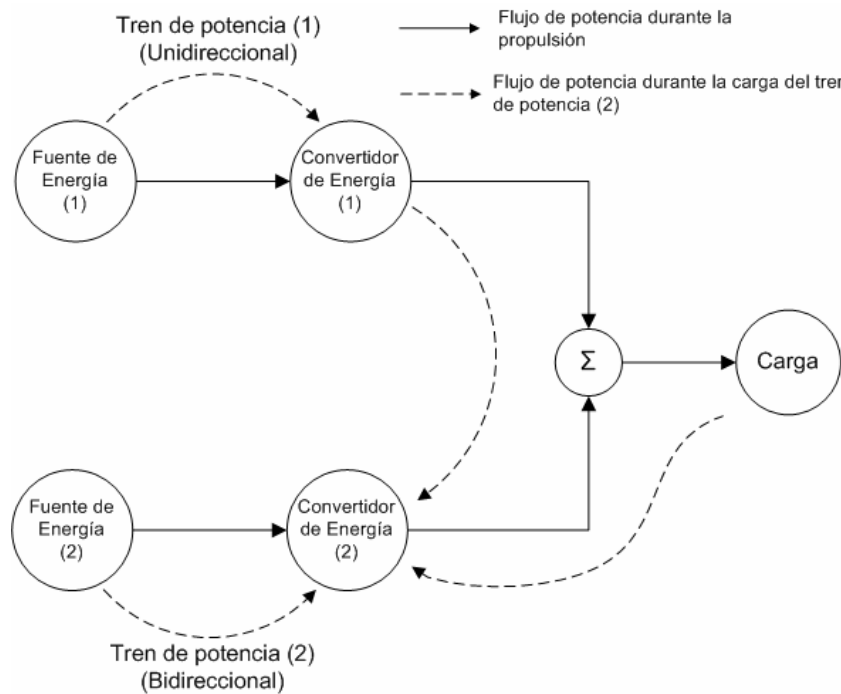


Figura 2. Ilustración conceptual de la planta propulsora eléctrica híbrida. El esquema es una adaptación del mostrado en *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles*. (p. 118) por M. Ehsani, y otros, 2002, Florida: CRC Press.

En el caso de un vehículo con un motor de combustión interna (tren de potencia 1) y una máquina eléctrica energizado por un grupo de acumuladores eléctricos (tren de potencia 2), el modo (1) corresponde a la propulsión con el motor de combustión interna únicamente. Este podría utilizarse cuando las baterías están cerca de agotarse y el motor de combustión no conserva potencia

adicional disponible para cargar las baterías, o cuando los acumuladores están completamente cargados y el motor de combustión puede entregar la suficiente potencia para satisfacer la demanda de la carga. El modo (2) representa tracción en forma eléctrica pura, este modo podría ser utilizado en situaciones donde el motor de combustión no opere eficientemente, como en conducción a bajas velocidades, o en áreas donde las emisiones estén estrictamente prohibidas. El patrón (3) es el modo de tracción híbrida y puede ser usado cuando grandes cantidades de potencia se requieran, como en rápidas aceleraciones o al superar pendientes pronunciadas. El modo (4) corresponde al frenado regenerativo, en el cual la energía cinética o potencial del vehículo es recuperada a través del motor eléctrico funcionando como generador. La configuración (5) corresponde a una situación donde las baterías eléctricas son cargadas por el motor de combustión interna mientras el vehículo está detenido o descendiendo una suave pendiente, en donde ninguna potencia es suministrada desde o hacia la carga. En modo (6) se recibe, simultáneamente, potencia para cargar los acumuladores eléctricos del proceso de frenado regenerativo y del motor de combustión. La forma de propulsión (7) se refiere a la situación donde el motor entrega potencia suficiente tanto para la tracción del vehículo como para la carga de los acumuladores eléctricos. El patrón (8) es el modo en el cual el motor de combustión es utilizado para cargar las baterías, y estas últimas entregan la potencia requerida para superar la carga. Por último, el patrón (9) es el modo en el cual la potencia fluye a las baterías eléctricas desde motor de combustión a través de la estructura del vehículo. La configuración típica de este modo es dos trenes de potencias montados de manera separada en los ejes frontales y trasero del vehículo.

Los variados modos de operación de un automóvil con una planta propulsora híbrida ofrecen mayor flexibilidad que en aquellos vehículos con un

único tren de potencia. Con la adecuada configuración y control, aplicando los modos específicos para cada condición de operación se puede optimizar el comportamiento general, las eficiencias y las emisiones. Sin embargo, en un diseño práctico, decidir cual modo debe ser implementado depende de muchos factores, tales como la configuración física de la planta propulsora, las características de eficiencia de cada tren de potencia y las características de la carga, entre otras.

2.1.3 Arquitecturas de los trenes motrices eléctricos híbridos

La arquitectura de un vehículo híbrido se define, de manera muy simple, como la conexión entre los componentes que definen las rutas por donde fluye la potencia y los puntos de control. Tradicionalmente los vehículos híbridos eléctricos son clasificados en dos tipos básicos: serie y paralelo. Aunque, es interesante notar que a partir del año 2000, de acuerdo con Ehsani y otros (2002), se introdujeron nuevos vehículos híbridos que no concuerdan con ninguno de los tipos dentro de la clasificación mencionada, estos son: el híbrido en serie-paralelo y el híbrido complejo.

En las secciones, a continuación, se describirán las arquitecturas tradicionales de vehículos híbridos: en serie y paralelo. Estas arquitecturas son las básicas y en ellas se fundamentan incluso las arquitecturas recientemente introducidas.

2.1.3.1 Tren motriz eléctrico híbrido en serie.

El vehículo eléctrico híbrido en serie es la configuración más simple

existente. En ella un único convertidor de energía suministra la potencia requerida para la propulsión. En esta arquitectura el motor de combustión interna actúa como una fuente de energía primaria que acciona un generador eléctrico, el cual entrega potencia al sistema de baterías y al motor de tracción eléctrico. Este último puede ser controlado para trabajar tanto como motor como generador, y en ambos sentidos de rotación para mover el vehículo tanto hacia delante como en reversa.

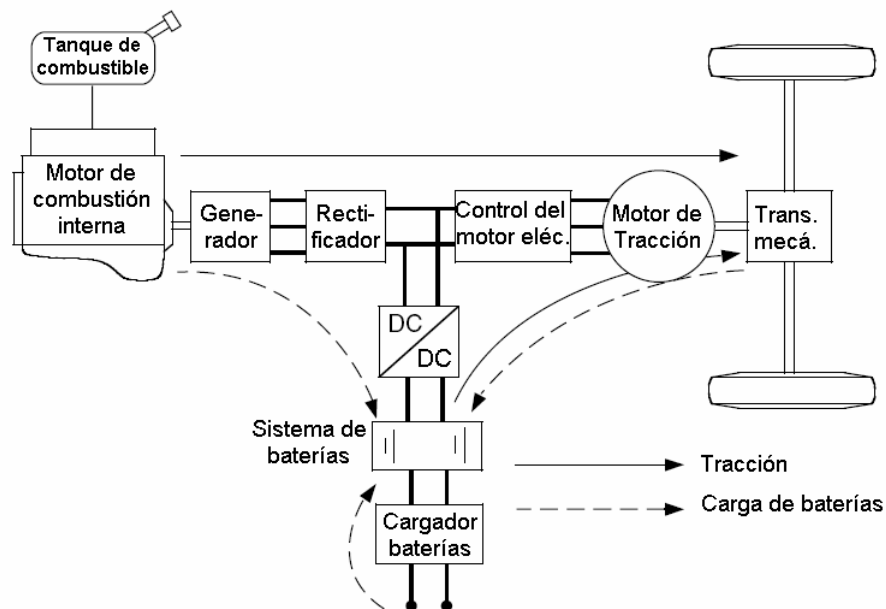


Figura 3. Configuración de un tren motriz eléctrico híbrido en serie. El esquema es una adaptación del mostrado en *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles*. (p. 122) por M. Ehsani y otros, 2002, Florida: CRC Press.

El tren motriz híbrido eléctrico en serie encontrando con mayor frecuencia se muestra en el Figura 3. Los componentes básicos de este tipo de arquitectura son: (a) un tanque de combustible (fuente energía unidireccional), (b) un motor de combustión interna, (c) un generador eléctrico (que acoplado al

motor de combustión constituyen una fuente de potencia unidireccional), (d) un circuito electrónico rectificador, (e) un paquete de baterías o acumuladores electroquímicos (fuente bidireccional de energía), (f) un convertidor electrónico DC/DC, (g) un motor eléctrico de tracción, (h) un controlador del motor de tracción eléctrico e (i) posiblemente se requeriría un sistema para efectuar la carga de las baterías desde la red de transmisión eléctrica.

Los trenes de potencia eléctricos híbridos en serie, potencialmente, tienen los siguientes modos de operación:

1. Modo eléctrico puro: el motor de combustión es apagado y el vehículo es propulsado utilizando la energía acumulada en las baterías.

2. Modo motor de combustión puro: la potencia requerida para la tracción del vehículo proviene únicamente del conjunto motor de combustión-generador, mientras que las baterías no proporcionan ni extraen ninguna potencia del tren motriz.

3. Modo Híbrido: la potencia para la tracción es extraída del conjunto motor de combustión-generador así como de las baterías.

4. Modo de tracción y de cargado de baterías desde el motor de combustión: El sistema motor de combustión-generador provee la potencia para la tracción y para cargar las baterías.

5. Modo de frenado regenerativo: el conjunto motor de combustión-generador es apagado y el motor eléctrico de tracción es operado como generador. La potencia generada es utilizada para cargar las baterías.

6. Modo de cargado de baterías: el motor eléctrico de tracción no recibe potencia y el conjunto motor de combustión-generador carga las baterías.

7. Modo híbrido de cargado de baterías: tanto el conjunto motor de combustión-generador y el motor de tracción, operando como generador, se utilizan para cargar las baterías.

La configuración híbrida en serie ofrece diversas ventajas, que a continuación se enumeran:

1. El motor de combustión se encuentra totalmente desacoplado de las ruedas conducidas. Por lo tanto, puede ser operado en cualquier punto de su mapa característico de par - velocidad (ver Figura 4), y potencialmente podría operarse en la región de máxima eficiencia.

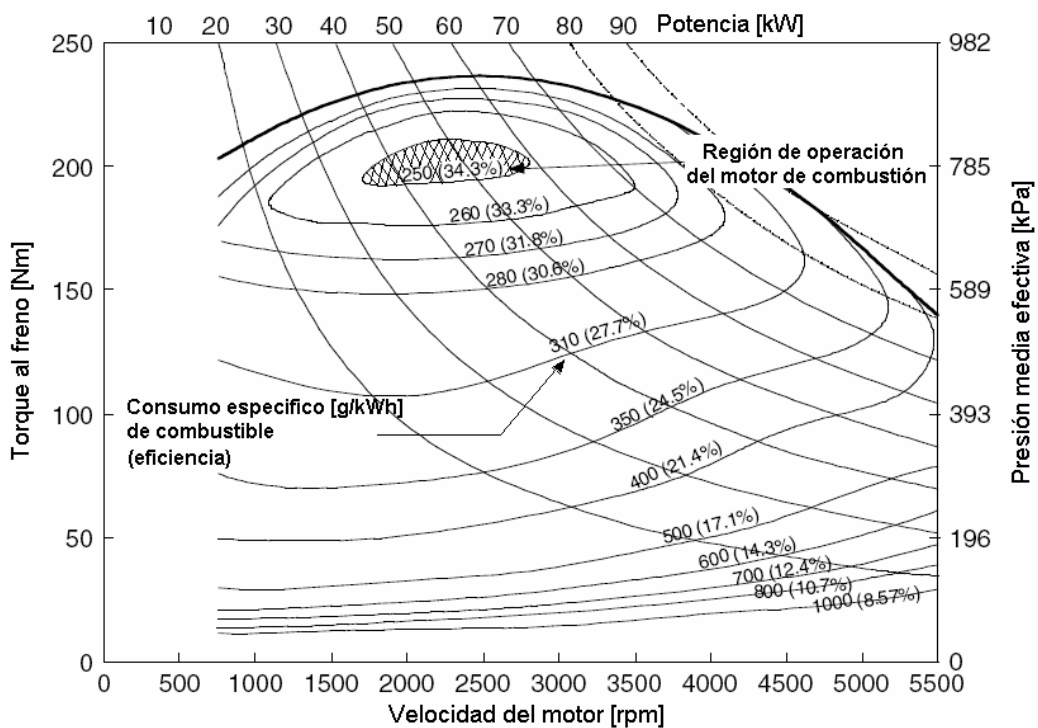


Figura 4. Curva característica de Par vs. Velocidad de un motor de combustión interna y región de operación para máxima eficiencia. El gráfico es una adaptación del mostrado en *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles*. (p. 73) por M. Ehsani y otros., 2002, Florida: CRC Press.

2. Ya que los motores eléctricos poseen características de par-velocidad cercanas a las ideales (obsérvese el Figura 5), no necesitan transmisión multi-

engranaje. Por lo tanto, su construcción es significativamente simplificada y los costos reducidos. En vez de un único motor de tracción y un diferencial eventualmente podrían utilizarse dos motores eléctricos, cada uno propulsando una rueda. Esto provee un desacoplamiento de velocidad, como un diferencial, y actúa además como un limitador diferencial de deslizamiento para propósitos de control de tracción. Esto podría llevarse aún más allá, colocando cuatro motores y así constituir un vehículo con tracción permanente en las cuatro ruedas sin el costo y las complejidades de diferenciales y ejes de transmisión que van a través de toda la estructura del chasis.

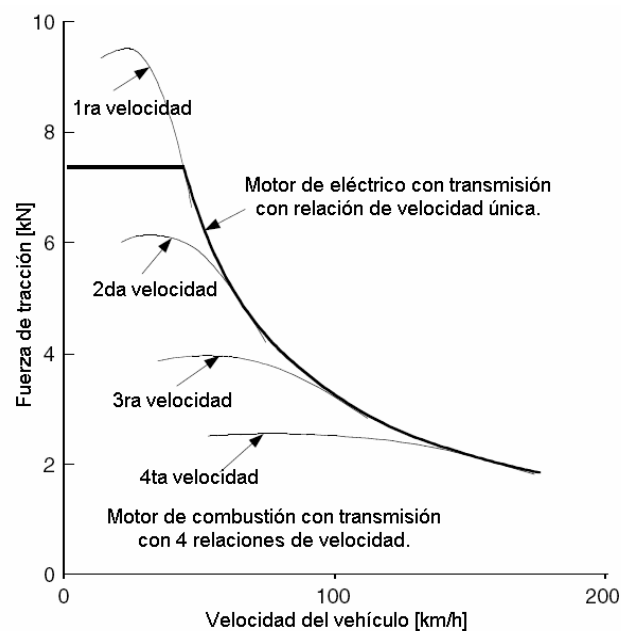


Figura 5. Fuerza requerida para la tracción de un motor de combustión interna con transmisión mecánica de 4 velocidades y de un motor eléctrico con transmisión de una velocidad. (ob. cit.) (p. 39)

3. Estrategias de control simple pueden utilizarse como resultado del desacoplamiento mecánico.

Las posibles desventajas del tren motriz eléctrico híbrido en serie son las siguientes:

1. La energía del motor de combustión es convertida dos veces, de mecánica a eléctrica en el generador y de eléctrica a mecánica en el motor de tracción. Las ineficiencias asociadas a la conversión de energía en el generador y en el motor de tracción pueden ser significativas.

2. El generador agrega peso y costos adicionales.

3. El motor de tracción debe ser dimensionado para alcanzar los requerimientos máximos ya que es la única planta de potencia que propulsa el auto.

2.1.3.2 Tren motriz eléctrico híbrido en paralelo

Un híbrido en paralelo es aquel donde más de una fuente de energía puede entregar potencia para la propulsión. El motor de combustión interna y el eléctrico están configurados en paralelo, y la potencia proveniente de estos se combina, generalmente con un acoplamiento mecánico. La combinación mecánica entre las dos fuentes de propulsión da lugar para múltiples diferentes configuraciones. En el Figura 6, se muestra un arreglo típico de los diferentes componentes del híbrido en paralelo.

Los componentes esenciales de este tipo de arquitectura son: (a) un tanque de combustible, (b) un motor de combustión interna, (c) una máquina eléctrica que actuará en unas situaciones como motor y en otras como generador, (d) un acoplamiento mecánico, (e) un paquete de baterías o acumuladores electroquímicos y por último, (f) una unidad controladora del motor eléctrico, esta unidad está equipada con un circuito inversor (DC/AC y

AC/DC) y si es necesario de un elevador de tensión. Opcionalmente podría incorporarse a esta arquitectura un dispositivo eléctrico para efectuar la carga de las baterías desde la red eléctrica.

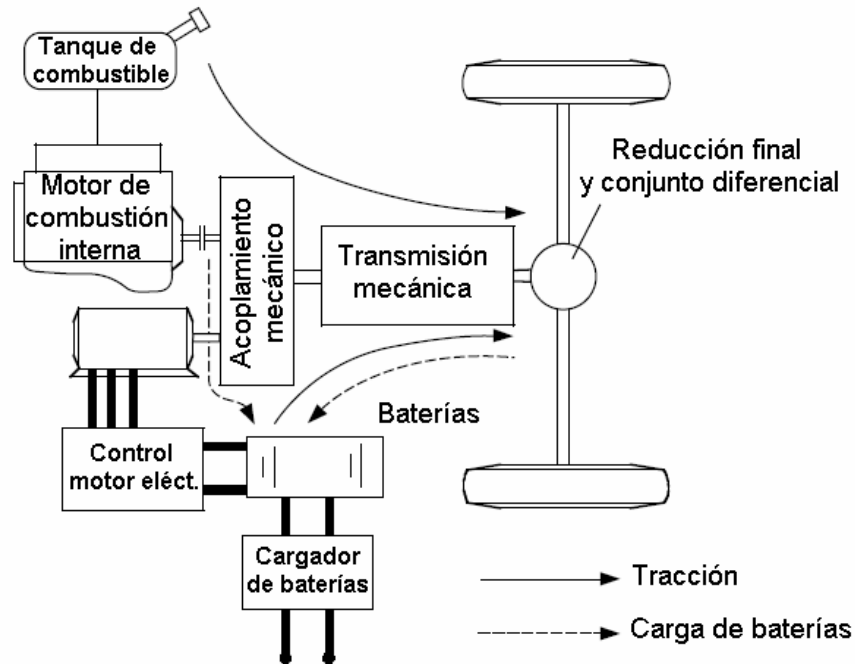


Figura 6. Configuración de un tren motriz eléctrico híbrido en paralelo. El gráfico es una adaptación del mostrado en *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles*. (p. 124) por M. Ehsani y otros, 2002, Florida: CRC Press

Los trenes de potencia eléctricos híbridos en paralelo, potencialmente, tienen los siguientes modos de operación:

1. Modo eléctrico puro: el motor de combustión es apagado y desacoplado del sistema de transmisión de potencia a las ruedas, mientras el vehículo es propulsado por el motor eléctrico utilizando la energía acumulada en las baterías.

2. Modo motor de combustión puro: el motor eléctrico se desacopla del

sistema de transmisión de potencia a las ruedas y la potencia requerida para la tracción del vehículo proviene únicamente del motor combustión.

3. Modo híbrido: se utilizan para la tracción simultáneamente el motor de combustión y el eléctrico

4. Modo de frenado regenerativo: durante el frenado o cuando el acelerador del vehículo no está siendo presionado, se puede acoplar el motor eléctrico a la transmisión de manera que ésta accionará la máquina eléctrica, la cual ahora funcionará como generador y se transformará de la energía cinética del vehículo en eléctrica la cual se acumulará en las baterías para su uso posterior.

5. Modo de tracción y de cargado de baterías desde el motor de combustión: a regímenes de velocidad intermedios, donde el motor de combustión no ha llegado a su nivel de operación de máxima eficiencia y de menor consumo de combustible, se acopla la máquina eléctrica con aquél y se utiliza como generador para cargar las baterías. En este modo de operación se establece en el eje de la máquina eléctrica un par en sentido opuesto al de la rotación del mismo, para compensar esta carga se debe acelerar el motor de combustión acercándolo así al rango de operación de mayor eficiencia.

6. Modo de cargado de baterías (opcional): la carga de las baterías se efectúa conectándolas a la red eléctrica de la ciudad.

La configuración híbrida en paralelo ofrece diversas ventajas, a continuación se describen las mismas:

1. Se requiere de una sola máquina eléctrica que cumplirá las funciones de generador y de motor.

2. Se puede utilizar un motor de combustión y un motor eléctrico de tamaños relativamente pequeños, y combinar los dos para ofrecer un rendimiento superior comparable a aquellas de vehículos con motores de

combustión de gran desplazamiento.

Las siguientes son desventajas de los vehículos eléctricos híbridos en paralelo:

1. Se incrementa significativamente la complejidad de los sistemas de control, ya que el flujo de potencia tiene que ser regulado y combinado de dos fuentes que operan de manera paralela.

2. Se requiere de un dispositivo mecánico complejo para lograr combinar las salidas del motor de combustión y del eléctrico que poseen características de par y potencia en función de la velocidad, significativamente diferentes.

2.2 Sistemas Eléctricos de Propulsión

Los motores eléctricos son máquinas eléctricas utilizadas para transformar la potencia eléctrica en potencia mecánica. Están compuestos principalmente por un rotor y un estator.

El rotor es un cilindro montado en un eje, sobre el cual van los devanados y que a su vez está soportado en unos cojinetes, mientras que el estator es la armadura del motor eléctrico, en él se encuentra el campo magnético giratorio.

Los motores eléctricos son clasificados usualmente por el tipo de corriente que los alimenta, estos pueden ser: motores de corriente directa (CD) y los motores de corriente alterna (CA).

Los motores de corriente directa requieren un proceso de conmutación que puede ser realizada mecánicamente o con la ayuda de la electrónica de potencia. La principal característica de los motores CD está en el hecho de que

su velocidad puede ser modificada con un simple cambio de voltaje aplicado (motores de tipo rotor/campo devanado, convencionales de imán permanente, sin núcleo y sin escobilla).

Los motores eléctricos de corriente alterna, no necesitan de un proceso de conmutación para poder operar, ni un suministro de potencia rectificado de CD. La principal desventaja de este tipo de motores radica en que su ajuste de velocidad es complicado ya que esta depende principalmente de la frecuencia de la línea CA.

Los motores eléctricos CA son clasificados principalmente en motores de inducción, síncronos y universales. Los motores de inducción son objeto de esta investigación y serán desarrollados a continuación.

2.2.1 Motores eléctricos de inducción

Estas máquinas eléctricas tienen la corriente de campo inducida en sus rotores por acción transformadora (inducción magnética). El campo magnético giratorio del estator, cuya velocidad de giro es la velocidad sincrónica, es creado por variaciones graduales de la onda sinusoidal en las corrientes de los devanados del estator.

Cuando se aplica un par externo en el rotor, se produce un par electromagnético igual y opuesto al par aplicado externamente por el estator producto de la corriente inducida por la diferencia de velocidad entre el campo giratorio y el rotor. El par electromagnético es proporcional al flujo producido por el campo giratorio, a la corriente y al factor de potencia del rotor.

Otro tipo de motor que pudiera ser utilizado en un vehículo eléctrico híbrido es el de corriente directa, sin embargo al compararlo con el de

inducción, se tiene que este último ofrece las siguientes ventajas:

- Un motor de CA de inducción no tiene conmutador ni conexiones eléctricas de tipo fricción de ninguna clase. Por tanto, es más fácil y menos costosa su fabricación que la de una máquina de cd. Sin escobillas que se desgasten, su costo de mantenimiento es menor.
- Gracias a que no tiene conmutador, un motor de CA no produce chispas, por tanto, es más seguro.
- Sin conexiones eléctricas expuestas a la atmósfera, un motor de CA se conserva mejor en la presencia de gases corrosivos.
- Un motor de CA tiende a ser más pequeño y ligero que un motor de cd de potencia comparable.

2.2.1.1 Conceptos básicos de los motores de inducción

- **Velocidad sincrónica**

$$n_s = \frac{f}{p}$$

Donde

n_s = Velocidad sincrónica.

f = Frecuencia de la red del sistema.

p = Número de par de polos.

- **Deslizamiento (pérdida de velocidad angular del rotor)**

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} = \frac{\omega_s - \omega}{\omega_s}$$

Donde

s = Deslizamiento

n = Velocidad del rotor

ω = Velocidad angular del rotor

ω_s = Velocidad angular del campo giratorio.

- **Potencia en los motores de inducción**

$$P = (1 - s)P_g = \frac{\omega}{\omega_s} P_g$$

Donde

P = Potencia mecánica proporcionada a través del eje.

P_g = Potencia del campo giratorio.

2.2.2 Sistema de control de velocidad de un motor de inducción

Existen sólo dos técnicas para controlar la velocidad de un motor de inducción, una de las cuales consiste en variar la velocidad sincrónica puesto que la velocidad del rotor siempre permanece cerca de esta velocidad. La otra técnica consiste en variar el deslizamiento del motor para una carga dada, esta técnica comprende una variación en las resistencias de los rotores o una variación del voltaje en los terminales del motor. Este tipo de técnica es poco usada debido a su limitación en la aplicación en el campo de los motores de inducción.

Para lograr el control de velocidad de un motor de inducción de CA variando su velocidad sincrónica existen dos métodos, uno consiste en el

control de la velocidad mediante el cambio de polos. Este método es poco usado debido a la complejidad y alto costo de los componentes que lo comprenden y la limitación de aplicación en el campo de los motores de inducción.

El otro método consiste en una variación de la frecuencia de alimentación mientras se varía simultáneamente el voltaje de alimentación, este método puede ser utilizado con cualquier motor de inducción. La razón entre el voltaje de alimentación y la frecuencia debe mantenerse constante ya que la intensidad del campo magnético del rotor debe permanecer constante bajo todas las condiciones de operación y así de esta manera evitar problemas que influyan en la capacidad de par del motor.

Según Maloney (1997), existen dos métodos básicos para producir una fuente trifásica de frecuencia variable y alta potencia, para el ajuste de la velocidad de un motor de inducción industrial:

- Convertir el suministro de CD en trifásico, disparando un banco de SCR (rectificador controlado de silicio) en cierta secuencia y a cierta razón. Este tipo de circuitos son llamados *inversores*.
- Convertir un suministro de CA de 60 Hz, tres fases, en un suministro de CA trifásico de menor frecuencia, nuevamente disparando bancos de SCR en cierta secuencia y a cierta velocidad. Este tipo de circuito es llamado *ciclo convertidor*.

Los inversores son objeto de esta investigación y serán desarrollados a continuación.

2.2.2.1 Inversores.

El inversor a través del encendido y apagado de los SCR en una secuencia adecuada hace que el suministro de CD se conmute a través de los devanados de estator del motor eléctrico de inducción de tal manera que se produzca un campo giratorio, duplicando la acción de una fuente de CA trifásico.

La clasificación básica de los inversores se fundamenta de acuerdo al tipo de conmutación, estos pueden ser: *Inversores de conmutación externa* en los cuales la energía requerida para apagar los SCR es suministrada por un motor o una fuente de potencia externos, *Inversores de autoconmutación* en los cuales los SCR activos se apagan mediante la acción de la energía almacenada en un condensador cuando se enciende otro SCR.

De forma general, la frecuencia está determinada por la razón a la cual el circuito de disparo/apagado entrega pulsaciones de compuerta a los SCR. La dirección de giro del motor puede invertirse alterando la secuencia de pulsos de compuerta, nuevamente mediante el circuito de disparo/apagado.

2.3 Acumuladores Eléctricos

Los acumuladores eléctricos, conocidos comúnmente como *baterías*, son dispositivos que convierten directamente la energía química contenida en sus materiales activos en energía eléctrica, mediante una reacción electroquímica de reducción-oxidación (Linden, 2002). En el caso de baterías recargables mediante un proceso inverso al descrito se transforma energía eléctrica en energía potencial química.

El término *batería*, de uso generalizado, se refiere a un conjunto de celdas voltaicas conectadas en serie o paralelo, o ambos, para suministrar mayor voltaje o corriente, imposibles de alcanzar con una sola celda. Es entonces la celda voltaica la unidad electroquímica básica, independiente y completa que posee todas las propiedades necesarias para funcionar como fuente de energía eléctrica por conversión directa de energía química. Las celdas voltaicas están conformadas por tres elementos básicos: (a) El ánodo o electrodo negativo – el electrodo combustible o reductor, (b) el cátodo o electrodo positivo –el electrodo oxidante, y (c) el electrolito –el conductor iónico.

Cuando la celda voltaica es conectada a una carga eléctrica externa, electrones fluyen desde el ánodo, el cual es oxidado, a través de la carga externa hasta el cátodo, donde los electrones son aceptados y el material del cátodo es reducido. El circuito eléctrico es completado en el electrolito por el flujo de aniones (iones negativos) y cationes (iones positivos) al ánodo y al cátodo, respectivamente.

En el caso de acumuladores eléctricos recargables, durante el proceso de recarga el flujo de corriente es inverso y la oxidación toma lugar en el electrodo positivo y la reducción en el electrodo negativo. Como el ánodo es, por definición, el electrodo en el cual ocurre la oxidación y el cátodo aquel donde ocurre la reducción, el electrodo positivo es ahora el ánodo y el negativo el cátodo.

2.3.1 Parámetros Característicos de un Acumulador Eléctrico

En la presente sección se describen y se explica el significado físico de

una serie de parámetros que son comúnmente proporcionados por los fabricantes de baterías, los cuales definen el comportamiento de las mismas y resultan relevantes al momento de seleccionar algún tipo de batería para una aplicación en particular.

- **Voltaje**

Diferentes referencias de voltaje o tensión se identifican en una celda o acumulador eléctrico, a continuación se describen los mismos:

1. El *voltaje teórico* es función de los materiales del ánodo y cátodo, la composición del electrolito y de la temperatura.

2. El *voltaje de circuito abierto* es el voltaje bajo una condición sin carga conectada y es usualmente una aproximación cercana del voltaje teórico.

3. El *voltaje de circuito cerrado* se refiere a aquel bajo la condición de carga eléctrica conectada.

4. El *voltaje nominal* es aquel generalmente aceptado como típico de la operación de la batería como, por ejemplo, 2 V para una celda de plomo-ácido

5. El *voltaje de trabajo* es el voltaje de operación en la batería en funcionamiento bajo carga y será menor que el voltaje de circuito abierto

6. El *voltaje final* o *de corte*, se designa así al voltaje existente al final de un ciclo de descarga de un acumulador eléctrico. Generalmente es la tensión donde la mayor parte de la capacidad de la celda o de la batería ha sido entregada. El voltaje de corte puede, además, depender de los requerimientos de la aplicación.

- **Capacidad Nominal.**

La capacidad de las baterías se mide en términos del número de electrones transportados durante las reacciones de reducción-oxidación hasta

que sus reservas de energía estén agotadas. La unidad del sistema internacional para este propósito es el Culombio (C), que se define como la cantidad de electricidad transportada en un segundo por una corriente de un amperio de intensidad, $1\text{ C} = 1\text{ A}\cdot\text{s}$ (Culombio, 2008). Sin embargo, la mayoría de los fabricantes de acumuladores eléctricos no utilizan el Culombio para especificar sus baterías, emplean el *amperio-hora*, unidad que equivale a 3600 Culombios.

La capacidad en amperios-hora asignada a un acumulador eléctrico por su fabricante corresponde a una determinada corriente y tiempo de descarga, a una temperatura específica del electrolito y para un determinado voltaje de corte. Esto es debido a que cada uno de estos factores afectan el tiempo de descarga del acumulador. Generalmente, el tiempo de descarga será menor a medida que se aumente la corriente de descarga.

Un método común, usado por los fabricantes de baterías para indicar la capacidad nominal de los acumuladores y su corriente de descarga, así como la de carga, es el “*C*” *nominal* (C rate), el cual es expresado como sigue

$$I = M \times C_n \quad (1)$$

Donde

I = es la corriente de descarga expresada en Amperios

C_n = es la capacidad nominal declarada por el fabricante en Amperios-hora

M = múltiplo o fracción de C .

- **Energía Específica**

La energía específica se define como la capacidad energética por unidad de masa del acumulador (Ehsani y otros, 2005) y es con frecuencia expresada en, Vatios-horas/kilogramos (Wh/kg). La energía específica teórica es la

cantidad máxima de energía que puede ser generada por unidad de masa total de los reactantes de la celda voltaica (ob. cit.). En la práctica, solo una fracción de la energía específica teórica se logra alcanzar

La cantidad máxima de energía que un sistema electroquímico puede almacenar depende del tipo de materiales activos que son utilizados y de la cantidad de los mismos. Autores como Linden (2002) y Ehsani y otros (2005) afirman que la energía disponible en un acumulador eléctrico en condiciones prácticas de descarga, pero cercanas a las óptimas, se encuentra entre 25 y 35 % de la energía teórica específica de los materiales activos.

- **Potencia Específica**

La potencia específica se define de acuerdo a Ehsani y otros (2005) como la máxima potencia por unidad de peso del acumulador eléctrico que el mismo puede producir en un corto periodo de tiempo. La potencia específica es un parámetro importante en la reducción de peso de un sistema de baterías, especialmente en aplicaciones de alta demanda de potencia, como lo son los vehículos eléctricos híbridos.

2.3.2 Tipos de Acumuladores Eléctricos

Existen diferentes tecnologías disponibles como sistemas de almacenamiento electroquímico, sin embargo, las viables para vehículos eléctricos híbridos, de acuerdo a autores como Ehsani y otros (2005), son tres: (a) el acumulador de plomo-ácido, (b) tecnologías basadas en níquel, tales como el acumulador de níquel-cadmio y el de níquel-metal hidruro, y (c) las tecnologías basadas en litio como lo es el acumulador de litio-ión.

2.3.2.1 Acumulador Eléctrico de Plomo-Ácido

El acumulador de plomo-ácido es un exitoso producto comercial, ampliamente usado como un sistema de almacenamiento de energía eléctrica en el campo automotriz y en otras aplicaciones. Sus ventajas son su bajo costo ya que los materiales activos involucrados (plomo, óxido de plomo, ácido sulfúrico) son más económicos en comparación con las otras tecnologías homólogas más avanzadas, adicionalmente es una tecnología madura, ampliamente probada y tiene una relativa alta potencia. Estas ventajas son atractivas para aplicaciones de vehículos eléctricos híbridos donde alta potencia es la primera consideración.

Este tipo de acumulador, también posee múltiples desventajas. La densidad energética del acumulador de plomo-ácido es baja, debida en gran parte al alto peso molecular del plomo. La presencia de ácido sulfúrico altamente corrosivo es un peligro potencial para los ocupantes del vehículo. El hidrógeno desprendido por las reacciones de auto descarga es otro peligro potencial, ya que este gas es altamente inflamable incluso en pequeñas concentraciones. El hidrógeno es un problema, incluso, en aquellas baterías herméticamente cerradas, ya que los gases parasitarios quedan atrapados dentro de la cubierta, lo cual resulta en un incremento de la presión interna que a su vez genera dilatación y esfuerzos mecánicos adicionales en la cubierta y sellos. Los electrodos de plomo debido a su toxicidad son problemas ambientales.

Sistemas de baterías han sido desarrollados recientemente para superar estas desventajas. Ehsani y otros (2005) hacen referencia a uno de estos desarrollos, específicamente al acumulador de *Electro's source*, el cual ofrece alta energía específica (43 Wh/kg), alta potencia específica (285 W/kg), larga vida útil (más de 600 ciclos), rápida capacidad de recarga (50% de la capacidad

en 8 minutos y 100% en menos de 30 minutos), robustez mecánica, libre mantenimiento (tecnología de acumulador eléctrico sellado) y es amigable con el medio ambiente.

2.3.2.2 Acumulador Eléctrico de Níquel-Cadmio (Ni-Cd)

La tecnología de níquel-cadmio ha sido considerada un gran avance científico debido a su alta potencia específica (superior 220 W/kg), larga vida útil (mayor a 2000 ciclos), alta tolerancia al abuso eléctrico y mecánico, pequeña caída de voltaje para un amplio rango de corrientes de descarga, capacidad de carga rápida (entre 40 y 80% en 18 minutos), opera en un amplio rango de temperatura (-40 a 85 °C), tasa de auto descarga baja (<0,5% por día) y disponibilidad en variedades de tamaños y diseños (ob. cit.). Algunas desventajas conocidas de este tipo de acumulador son su alto costo inicial, bajo voltaje por celda y el peligro cancerígeno y para el ambiente que constituye el cadmio.

2.3.2.3 Acumulador Eléctrico de Níquel- Metal Hidruro (Ni-MH)

El acumulador eléctrico de níquel-metal hidruro posee características similares a las del níquel-cadmio. La principal diferencia está en que el material activo en el electrodo negativo, en vez de cadmio, es una aleación de metal que permite almacenar hidrógeno (metal hidruro).

Las características técnicas de este tipo de acumulador, de acuerdo a datos de Fetcenko (2002), son las siguientes: energía específica entre 63 y 75 Wh/kg, potencia específica de 220 W/kg, ciclos de vida entre 600 y 1200,

rango de temperatura de operación desde -30 hasta 65 °C, tiempo de recarga menor a una hora para lograr el 100% de la carga y alrededor de 15 minutos para obtener el 60% de la carga total, por último la auto descarga del acumulador es menor al 10% en 40 horas. Adicionalmente, a las características ya mencionadas el acumulador de Ni-MH es de libre mantenimiento y es amigable con el ambiente (no posee cadmio).

Las desventajas asociadas a esta tecnología son su alto costo inicial, además que puede poseer efecto memoria y ser exotérmico durante el proceso de carga.

2.3.2.4 Acumulador de Litio-Ion (Li-Ion)

Las mayores ventajas del acumulador de litio-ion comparadas con otro tipo de acumuladores son su alta energía específica (~150Wh/kg) lo que la hace atractiva para aplicaciones sensibles al peso, ofrecen una baja tasa de auto descarga (2 a 8% por mes), larga vida útil (superior a 1000 ciclos), amplio rango de temperatura de operación (carga de -20 a 60 °C, descarga desde -40 a 65 °C) que permite su adaptación a un gran número de aplicaciones, disponibilidad en diferentes tamaños y formas, las celdas operan generalmente desde 2,5 a 4,2V, esto es tres veces más que en las celdas de NiCd o NiMH (Datos tomados de Ehrlich, 2002).

Una desventaja del acumulador de litio-Ion es que se degradan cuando son descargadas por debajo de 2V y pueden fallar cuando son sobrecargadas ya que no tienen un mecanismo químico, como otras celdas acuosas, para manejar la sobrecarga. Para solventar la situación descrita, los fabricantes de este tipo de acumuladores emplean circuitos de control y mecánicamente desconectan los

dispositivos para proporcionar protección contra la sobrecarga, además de la sobredescarga y condiciones de sobre temperatura. Otra desventaja de este tipo de tecnología es la pérdida permanentemente de capacidad a altas temperaturas (65 °C).

CAPÍTULO III

SELECCIÓN DEL AUTOMÓVIL Y DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA DE ADAPTACIÓN

3.1 Selección del automóvil a adaptar

La selección del automóvil a adaptar se limitó inicialmente a aquellos modelos del mercado venezolano del tipo sub-compacto y compacto, que posean una caja de velocidades del tipo manual, a los cuales se tenga acceso y se pueda conocer sus especificaciones técnicas.

Los modelos sub-compactos y compactos son vehículos de precio relativamente económicos y de bajo peso, aspectos fundamentales a considerar por su efecto en el costo inicial de la adaptación y en la potencia requerida para la tracción.

El acceso al automóvil permite establecer las configuraciones viables para la realización de la adaptación debido a que se pueden realizar mediciones dimensionales para verificar y ajustar los elementos a incorporar al espacio disponible y a las características particulares de los componentes existentes con los que haya una interacción directa o que puedan verse afectados. Adicionalmente es importante conocer las especificaciones técnicas como por ejemplo aquellas de los sistemas auxiliares accionados por el motor de combustión interna, entre otros, que requirieron ser modificados.

En cuanto a las cajas de velocidades, la del tipo automático son lubricadas por un flujo de aceite suministrado por una bomba accionada por el motor de combustión interna. Por tanto, cuando se realice la propulsión del

vehículo con el motor eléctrico y la transmisión sea, en este caso, accionada por las ruedas no se contará con la lubricación del tren de engranes planetarios. En las cajas de velocidades del tipo manual la lubricación de los engranes se lleva a cabo, por baño, en consecuencia la lubricación está garantizada continuamente en el caso de ser accionada.

Cuadro 1. Posibles automóviles a adaptar

Fabricante		Toyota			
Modelo (año)		Starlet (1992-1999)	Yaris (2000-2005)	Corolla (1999-2001)	Terios (2002-2007)
Dimensiones y peso	Longitud Total	3740 mm	3750 mm	4295 mm	3900 mm
	Ancho Total	1635 mm	1695 mm	1690 mm	1500 mm
	Altura total	1400 mm	1530 kg	1385 mm	1670
	Peso neto	905 kg	1010 kg	1090 kg	1130 kg
	Peso bruto		1465 kg	1580 kg	1505 kg
Chasis	Transmisión	manual	manual	manual	manual
	Tracción	delantera	delantera	delantera	trasera
	Dirección	mecánica	mecánica	hidráulica	hidráulica
Motor	Tipo	4 cilindros en línea	4 cilindros en línea	4 cilindros en línea	4 cilindros en línea
	Cilindrada	1331 cm ³	1296 cm ³	1296 cm ³	1296 cm ³
	Potencia máxima (SAE neta)	55 kW/ 5400 rpm	64 kW/ 6000 rpm	53 kW/ 6200 rpm	63 kW/ 6000 rpm
	Torque máximo (SAE neta)	115 Nm/ 4300 rpm	121 Nm/ 4200 rpm	101 Nm/ 4200 rpm	108 Nm/ 3000 rpm
Accesorios	Bomba de dirección Hidráulica	no aplica	no aplica	si	si
	Reforzador de frenos por vacío	Si	si	si	si
	Compresor del sistema de aire acondicionado	no aplica	si	si	no aplica
Rango de precios ^a	desde [BsF]	19.500	30.000	32.000	33.000
	hasta [BsF]	30.000	51.500	46.000	56.000

Nota. Los datos correspondientes al vehículo Starlet son tomados de *Haynes automotive technical databook 1988-1997*. Los del vehículo Yaris son de *Manual del propietario: Yaris* por Toyota Group (2002). Los correspondientes al Corolla son de *Corolla: Características del nuevo vehículo* (p. 10) por Toyota Motor Corporation, 1997, Japón: Autor. Los correspondientes al Terios son de *Manual del Propietario: Terios* por Toyota Group (2004).

^a Los datos de esta fila son tomados de Indicador de precios por Tucarro.com (2008)

En el Cuadro 1 se presentan los automóviles considerados para la realización de la adaptación. En el se especifican: fabricante, modelo, año y las características técnicas generales.

Para seleccionar el automóvil se utilizó el método de los *Criterios Ponderados*. Los criterios utilizados se describen a continuación:

- **Espacio disponible:** se debe identificar, dentro del automóvil, volúmenes adecuados donde potencialmente puedan ubicarse equipos necesarios para la adaptación.

- **Accesorios:** debido a que en la configuración híbrida el motor de combustión y el eléctrico funcionan alternadamente como plantas propulsoras, mientras el primero no esté funcionando los elementos impulsados o acoplados a este tampoco lo harán. Se debe garantizar, por tanto, que la función ejercida por estos elementos se mantenga mientras se conduce en modo eléctrico. Resultará más sencillo realizar la adaptación sobre aquellos vehículos con el menor número de accesorios posibles ya que se requerirán menos elementos adicionales y menor potencia adicional.

La demanda energética es un aspecto crítico en el automóvil híbrido, ya que la misma (cuando el motor de combustión no está operando) debe ser extraída de un banco de baterías que no posee la alta densidad energética que el combustible. Más accesorios implican mayores demandas energéticas.

- **Masa del automóvil:** un factor importante al determinar la potencia para mover un vehículo es su masa. A menor masa menores serán los requerimientos de potencia, lo que se traduce su vez en motores eléctricos, banco de baterías y elementos mecánicos de menor tamaño, peso y costo.

- **Costo del vehículo:** el costo total de un proyecto es un aspecto importante en la determinación de su factibilidad. Al desarrollar la adaptación se hace evidente que los costos más importantes están representados por: el

vehículo, las baterías y el motor eléctrico. Una manera de reducir los costos en esta fase inicial es elegir un vehículo relativamente económico.

A continuación se presenta la matriz morfológica de decisión. En la primera columna se encuentra cada criterio identificado con un dígito, como sigue: (1) espacio disponible, (2) sistemas auxiliares que dependen del funcionamiento del motor de combustión interna, (3) masa del automóvil y (4) costo del vehículo. En la segunda columna está la ponderación de cada criterio, la cual va desde uno hasta cinco, donde uno corresponde a aquellos de poca importancia y cinco a los de mucha importancia. En las columnas siguientes se calificó cada uno de los automóviles en base a los criterios establecidos, utilizando una escala del uno al diez, donde uno se refiere a que el auto no cumple con el criterio y diez a que lo cumple totalmente. En la columna siguiente a la calificación de cada auto se multiplicó esta última por la ponderación asignada al criterio correspondiente. Finalmente, en la última fila se presentó la sumatoria de las calificaciones ponderadas.

Cuadro 2. Matriz morfológica para selección de automóvil a adaptar

Criterio	Ponderación	Vehículos							
		Starlet		Yaris		Corolla		Terios	
		C	CP	C	CP	C	CP	C	CP
1	5	1	5	3	15	9	45	10	50
2	4	9	36	4	16	1	4	5	20
3	3	10	30	7	21	6	18	5	15
4	2	10	20	5	10	7	14	4	8
Total		91		62		81		93	

De la aplicación del método de criterios ponderados resultó seleccionado para la adaptación el automóvil marca Toyota, modelo Terios fabricado dentro de los siguientes años 2002 a 2007.

3.2 Descripción de la Propuesta de Adaptación a Automóvil Híbrido

En vista de la gran cantidad de emisiones contaminantes que se generan, el bajo rendimiento y alto consumo específico de combustible de la planta propulsora de los automóviles convencionales sometidos a los ciclos de conducción típicos de las grandes ciudades (ciclos de paradas y arrancadas frecuentes, con bajas velocidades promedios) se propuso, tomando como base el concepto del vehículo eléctrico híbrido y para contrarrestar los efectos negativos ya mencionados, adicionar a un vehículo existente, de uso generalizado en las ciudades, una planta propulsora eléctrica para operar el automóvil en condiciones de tráfico lento.

El esquema general del vehículo eléctrico híbrido que se propone se muestra en la siguiente figura:

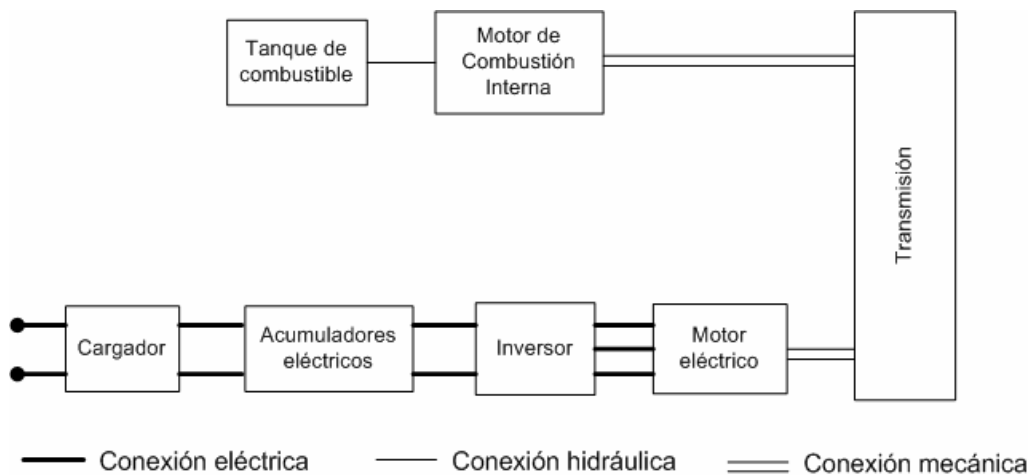


Figura 7. Esquema de adaptación a automóvil híbrido propuesto.

La fuente de energía y convertidor de energía primarios están conformados por el tanque de combustible y el motor de combustión interna,

respectivamente. Estos componentes son los originales del vehículo y se mantienen inalterados. El tren motriz secundario está compuesto por un motor eléctrico (convertidor de energía), un circuito electrónico inversor y controlador de velocidad del motor, acumuladores eléctricos (fuente de energía) y un cargador para los mismos.

3.2.1 Operación del automóvil híbrido propuesto

Los modos de operación del automóvil híbrido propuesto por los autores son los siguientes:

1. Suministro de potencia eléctrica desde el conjunto de acumuladores a el motor eléctrico, el cual proporcionará la fuerza requerida para la propulsión del automóvil.
2. Propulsión del automóvil usando el motor de combustión interna exclusivamente
3. Reposición de energía de los acumuladores eléctricos a través de la red de suministro de energía local mediante el cargador.

3.2.2 Comparación con Otras Arquitecturas de Automóviles Híbridos

En el siguiente cuadro se comparan las características principales de la arquitectura propuesta con aquellas en serie y paralelo consideradas como básicas.

Cuadro 3. Comparación entre las diferentes arquitecturas de automóviles híbridos

Característica	ARQUITECTURAS		
	EN SERIE	PARALELO	PROPUESTA
Motor de Combustión:	De baja potencia, solo se utiliza para mover el generador eléctrico.	De potencia suficiente para soportar la operación normal del vehículo a velocidades constantes y en vías de pendiente suave.	Se mantiene el motor original del vehículo inalterado.
Motor Eléctrico:	Debe cubrir los requerimientos máximos de potencia del vehículo ya que es la única planta propulsora. Su peso, dimensiones y costo son importantes.	Se dimensiona para asistir al motor de combustión interna en las cargas pico, como aceleraciones bruscas y pendientes difíciles de superar.	Solo debe cubrir los requerimientos de potencia para mover el vehículo bajas velocidades.
Generador:	Requiere una maquina eléctrica adicional para cumplir esta función que incrementa el peso y los costos de la adaptación.	Se utiliza el motor eléctrico de tracción para cumplir esta función.	No hay generador. Pudiera usarse el motor eléctrico.
Baterías:	La energía requerida por el motor eléctrico proviene, en parte, del conjunto motor generador y el resto de los requerimientos son proporcionados por el banco de baterías.	La potencia de estas debe ser igual a la requerida por el motor eléctrico. La capacidad está determinada por el consumo de energía en distintos patrones de conducción.	En este caso las baterías deben surtir toda la carga para mover el motor eléctrico durante un tiempo y distancia apropiados, por tanto la capacidad total del conjunto de acumuladores es significativa
Transmisión:	No necesita, por lo general, transmisión multi-engranaje, por lo tanto, su construcción es significativamente simplificada y los costos reducidos.	Se requiere de un dispositivo mecánico complejo para combinar apropiadamente las salidas de potencia y par de las dos fuentes de propulsión en modo híbrido	La transmisión original del vehículo se mantiene inalterada. Como el rango de operación es a bajas velocidades se pudiera realizar un tipo de acoplamiento sencillo.

Cuadro 3. (Continuación)

Característica	ARQUITECTURAS		
	EN SERIE	PARALELO	PROPUESTA
Controles requeridos:	<p>Control de velocidad del motor eléctrico. Control para regular el estado de carga de las baterías que opere el encendido y apagado del motor de combustión, así como el flujo de potencia del mismo hacia las baterías y/o el motor eléctrico. Sistema para operar el motor de combustión interna en la región de mayor eficiencia.</p>	<p>Lo sistemas de control son complejos ya que existen dos plantas propulsoras que trabajan de manera paralela y que deben ser coordinadas para: proporcionar el par de tracción requerido, lograr una alta eficiencia total, mantener el estado de carga de las baterías en un nivel razonable y recuperar energía de las frenadas.</p>	<p>Control de velocidad del motor eléctrico. Control para conmutar entre los modos de operación (eléctrico puro o motor de combustión puro). Control del estado de carga de los acumuladores eléctricos.</p>
Reducción de emisiones y ahorro de combustible:	<p>El motor de combustión se opera en la región de mayor eficiencia y de menor consumo de combustible. Existe la posibilidad de propulsar el vehículo en un régimen de cero emisiones cuando las demandas de potencia sean bajas.</p>	<p>Se hace uso de los atributos particulares de las dos fuentes de potencia para asegurar que operen en conjunto de manera eficiente.</p>	<p>El ahorro de combustible y la reducción de emisiones se efectúan en conducción a baja velocidad, que es cuando se propulsa el vehículo utilizando la máquina eléctrica únicamente.</p>
Costo de la adaptación:	<p>Dado que en la configuración propuesta, muchos de los equipos originales permanecen inalterados, solo se requiere de una máquina eléctrica y los sistemas de control requeridos son sencillos al igual que los es la transmisión de potencia; la adaptación de un auto a esta configuración resultaría potencialmente más económica.</p>		
Peso:	<p>Por la cantidad de equipos requeridos potencialmente resulte más pesada la configuración en serie.</p>		

CAPÍTULO IV

SISTEMA ELÉCTRICO DE POTENCIA Y ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA

El sistema eléctrico de potencia está conformado por el motor eléctrico y el circuito electrónico inversor y de control de velocidad; mientras que el sistema de almacenamiento de energía lo constituyen los acumuladores eléctricos y su respectivo cargador. En función de los diferentes componentes mencionados se organizó el presente capítulo y la actividad principal llevada a cabo fue la selección de los mismos.

Para incorporar todo los elementos mencionados fue necesario diseñar y dimensionar un bastidor. En la sección final de este capítulo se describe el mismo y el procedimiento empleado para dimensionarlo.

4.1 Selección del motor eléctrico

4.1.1 Cálculo de potencia requerida

Para proceder a la selección del motor eléctrico se consideró el ciclo de conducción presentado en la Figura 8 la cual representa una prueba realizada por la organización *DieselNet: Diesel Emissions Online*, donde se simula un ciclo de conducción urbano con tráfico lento y paradas frecuentes. El grafico muestra el patrón de velocidad descrito por un automóvil, sometido a las condiciones de tráfico mencionadas, en función del tiempo. El ciclo mostrado en el gráfico tiene duración de 598 segundos, la velocidad máxima alcanzada

fue 12,4 m/s y la velocidad promedio es 3,17 m/s.

El organismo que elaboró el gráfico indica que la información es adquirida al promediar una extensa data recolectada cuando el vehículo de prueba es conducido bajo condiciones reales de servicio en rutas urbanas donde la densidad del tráfico y el patrón de conducción son representativos de la jornada de trabajo que predomina en una zona determinada.

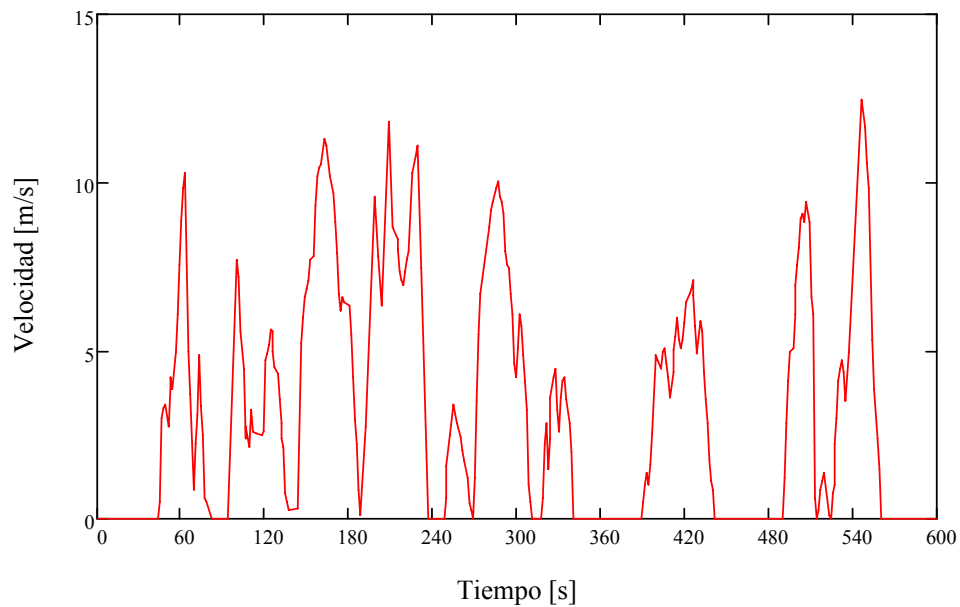


Figura 8. Ciclo de conducción EPA NYCC. Tomado de *Emissions test cycles* por DieselNet: Diesel Emissions Online (s.f.).

La potencia que debe entregar el motor eléctrico para mover un vehículo es función de la velocidad y se puede determinar mediante la ecuación (2) (ecuación tomada de Ehsani y otros, 2005).

$$P = \frac{V}{\eta_t} \left(Mg(f_r + i) + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_f V^2 + M \delta \frac{dV}{dt} \right) \quad (2)$$

Donde,

V = velocidad del automóvil [m/s]

$\eta_t=0,9$; eficiencia de la transmisión (valor supuesto)

$M=1505$ kg; masa del automóvil.

$g=9,8$ m/s²; aceleración de gravedad.

$f_r=0,013$; coeficiente de resistencia por rodadura (Tomado de Ehsani y otros, 2002).

i = pendiente del camino (se tomó como 0% para la estimación de la potencia)

$\rho_a=1,202$ kg/m³; densidad del aire (ob. cit.)

$C_D \approx 0,4$; coeficiente de arrastre aerodinámico (ob. cit.)

$A_f = b \cdot h$; área frontal del automóvil

$b=1500$ mm $h=1670$ mm; ancho y altura total del automóvil, respectivamente (Toyota Group, 2004).

$$A_f = 2,505 \text{ m}^2$$

δ = factor de masa, considera el incremento de masa debido a los momentos angulares de los componentes rotativos, para automóviles de pasajeros se puede estimar utilizando la siguiente relación empírica (Ehsani y otros, 2002):

$$\delta = 1 + \delta_1 + \delta_2 i_g^2 i_0^2$$

$\delta_1=0,04$, $\delta_2=0,0025$ (ob. cit.)

i_0 = relación de engranajes de la transmisión final

$$i_g = \frac{n_{\max} \cdot r_d}{i_0 \cdot V_{\max}}; \text{ Relación de transmisión}$$

$n_{\max}=4500$ rpm= 471,239 rad/s velocidad máxima del motor eléctrico,

esta velocidad corresponde a la máxima para motores con potencias entre 4 y 30 kW (ABB, 2006)

$r_d = 0,262\text{m}$; radio exterior del neumático del automóvil

$V_{max} = 12,5\text{m/s}$; Velocidad máxima del vehículo, estimación realizada al considerar la Figura 8.

$i_g = 9,887$

$$\delta = 1 + 0,04 + 0,0025(9,887)^2(1)^2 = 1,24$$

$\frac{dV}{dt}$ = variación de la velocidad con respecto al tiempo, aceleración. En

un periodo de tiempo corto, la velocidad se asume como lineal en función del tiempo, entonces la aceleración dV/dt en un ciclo de conducción se puede obtener por

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V_{k+1} - V_k}{t_{k+1} - t_k} \quad (k=1,2,\dots,n; n = \text{número total de puntos}).$$

Para demostrar el procedimiento de cálculo, se presenta a continuación la potencia obtenida entre dos puntos adyacentes en la gráfica Figura 8:

$V_5 = 3,29 \text{ m/s}$; $t_5 = 47,14 \text{ s}$.

$V_6 = 3,41 \text{ m/s}$; $t_6 = 48,57 \text{ s}$.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{3,41 - 3,29}{48,57 - 47,14} = 0,084 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P_5 = \frac{3,29}{0,9} \left(1505(9,8)(0,013 + 0) + \frac{1}{2}(1,202)(0,4)(2,505)(3,29)^2 + 1505(1,24)(0,084) \right)$$

$$P_5 = 1319\text{W}$$

Al aplicar la ecuación (2) al conjunto de datos representados en la Figura 8 se obtiene la potencia que entregaría el motor eléctrico para mover el

automóvil seleccionado en las condiciones de velocidad que ciclo de conducción describe. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 9 en función del tiempo.

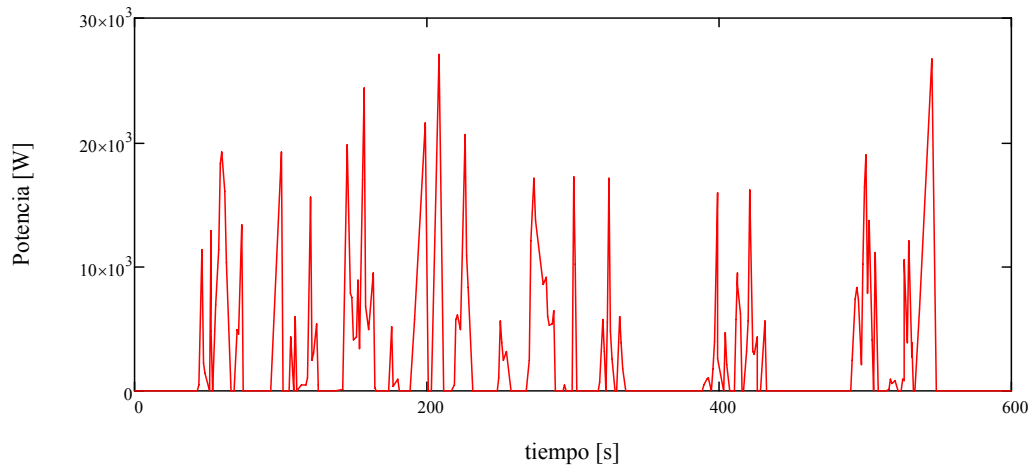


Figura 9. Potencia de salida del motor eléctrico en ciclo de conducción EPA NYCC.

Para evaluar la sollicitación impuesta a un motor por un régimen como el descrito en el gráfico anterior, es necesario calcular la potencia eficaz. En la práctica se utiliza la siguiente expresión:

$$P_{ef} = \sqrt{\frac{\sum \left[\frac{1}{3} (P_k^2 + P_k \cdot P_{k+1} + P_{k+1}^2) (t_{k+1} - t_k) \right]}{t_f + \frac{t_p}{k_v}}} \quad (3)$$

Donde:

P = potencias solicitadas al motor

t = tiempo.

t_f = suma de los intervalos en que el motor esta en funcionamiento, sea en carga o en vacío.

t_p = es la suma de los intervalos en que el motor está parado.

k_v = constante que depende de la refrigeración del motor. Varía de $k_v=1$ para motores donde esencialmente la refrigeración no depende del funcionamiento del motor a $k_v=3$, para motores donde la ventilación está vinculada al funcionamiento del motor (Silvio Lobosco y Pereira da Costas Dias, 1989)

La ecuación para la potencia eficaz se basa en la hipótesis de que la carga realmente aplicada al motor implica la misma sollicitación térmica que una carga ficticia equivalente, que solicita continuamente la potencia nominal, P_{nom} . Se basa también en el hecho de asumirse una variación de las pérdidas con el cuadrado de la carga y en que la elevación de la temperatura es directamente proporcional a las pérdidas (ob. cit.).

Al aplicar la ecuación (3) a los diferentes puntos del Figura 9 y considerando un motor con un ventilador externo montando en el propio eje del motor ($k_v=3$), se obtuvo que la potencia eficaz es:

$$P_{ef} = 7,196 \times 10^3 W$$

Cuadro 4. Selección preliminar de motores

Ref.	Nº de polos	Tipo de diseño	Potencia nominal [kW]	Velocidad [rpm]	Par nominal [Nm]	Masa [kg]
1	2	Básico	7,5	2915	24,6	56
2			11	2930	36	73
3		Alto rendimiento	9,2	2840	31	50
4			11	2835	37	56
5	4	Básico	7,5	1450	49	59
6			11	1460	72	94
7		Alto rendimiento	9,2	1445	61	59
8			11	1450	73	59
9	6	Básico	7,5	970	74	88
10			11	970	109	102

Nota. Cuadro elaborado con datos tomados de *Low voltage general purpose motors* por ABB, 2006.

La potencia nominal del motor a seleccionar debe ser mayor o igual a la eficaz calculada. Considerando esta restricción se realizó una selección preliminar de motores, los mismos difieren entre si por la potencia y la cantidad de polos que poseen. En el Cuadro 4 se presentan los motores considerados.

Adicionalmente el motor debe proporcionar el par suficiente para que el vehículo pueda superar las pendientes máximas en carreteras principales y secundarias, las cuales según la norma COVENIN (citada en Andueza Saavedra, 1990) es de 14 % como máximo en secundarias y de 8 % en principales. Para verificar las pendientes máximas que puede superar cada motor se consideraron las ecuaciones de par del motor (ecuación (4), tomada de Ehsani y otros, 2005), T_p , y la de par resistentes al desplazamiento del automóvil sobre una pendiente relativamente pequeña y a velocidad constante, T_r , (ecuación (5), ob. cit.).

$$T_p = \begin{cases} T_n & \text{si } \frac{V \cdot i_g}{r_d} \leq \omega_b \\ \frac{T_n \cdot \omega_b}{\frac{V \cdot i_g}{r_d}} & \text{si } \frac{V \cdot i_g}{r_d} > \omega_b \end{cases} \quad (4)$$

Donde, T_n = Par nominal del motor

ω_b = velocidad angular base del motor

(Obsérvese que $\frac{V \cdot i_g}{r_d}$ es la velocidad angular del motor, ω .)

$$T_r = \left(M_v g f_r + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_f V^2 + M_v g i \right) \frac{r_d}{i_g \eta_t} \quad (5)$$

Como cálculo demostrativo, a continuación se determinará el par

entregado por el motor de 11 kw, 4 polos y diseño básico; igualmente se determinará el para resistente para $V=8\text{m/s}$ e $i=14\%$.

$$\omega_b = 1460 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \frac{2\pi \text{rad}}{1\text{rev}} \frac{1\text{min}}{60\text{s}} = 152,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad \omega = \frac{8 * 9,887}{0,262} = 301,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega = 301,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}} > \omega_b = 152,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Mediante la ec. (4), $T_n = \frac{72 * 152,9}{301,9} = 36,5 \text{Nm}$

Mediante la ec.(5),

$$T_r = \left(1505(9,8)(0,013) + \frac{1}{2}(0,4)(2,505)(8)^2 + 1505(9,8)(0,14) \right) \frac{0,262}{9,887 * 0,9}$$

$$T_r = 66 \text{Nm}$$

En las Figura 10(a), (b) y (c) se presentan las curvas de par elaboradas con los datos de los motores del Cuadro 4 y las curvas de par resistente para diferentes pendientes.

Al examinar la Figura 10, se determinó cuales motores cumplen con la restricción de par establecida por las pendientes de las carreteras. Se tiene, que los posibles motores son: motor de 7,5 kW, 6 polos y diseño básico; motor de 11 Kw y 4 polos y diseño básico; y Motor de 11 kW, 4 polos y diseño de alto rendimiento.

De este último grupo de motores se seleccionó el motor de 11kW, 4 polos de alto rendimiento, ya que es el más liviano. Las especificaciones técnicas del motor seleccionado se encuentran el Cuadro 5.

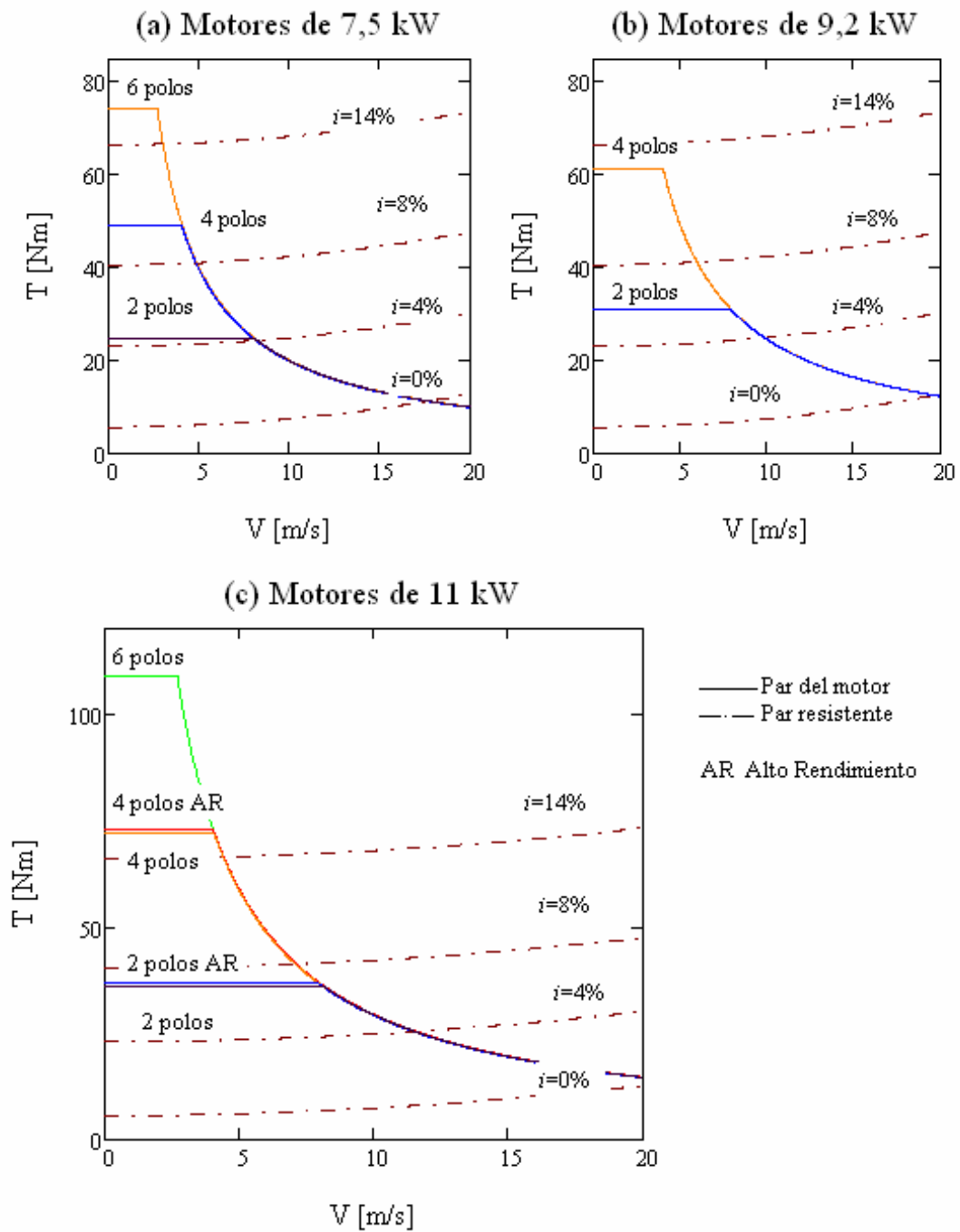


Figura 10. Curvas de par del motor eléctrico y de par resisten en función de la velocidad del automóvil.

Cuadro 5. Datos técnicos de motor seleccionado

Motor con rotor de aluminio para propósitos generales, totalmente cerrado. Diseño de alto rendimiento		
Rotor	Jaula de ardilla	
Potencia de salida	11 kW	
Tipo de motor	M3AA 132 MB	
Número de polos	4	
Velocidad	1450 rpm	
Eficiencia	100% de carga	88,6%
	75% de carga	88,9%
Factor de potencia	0,86	
Corriente	I_n	21 A
	I_s/I_n	7,4
Par	T_n	73
	T_s/T_n	2,5
	T_{max}/T_n	2,7
Masa	59 kg	
Fabricante:	ABB	

Nota. Cuadro elaborado con datos tomados de *Low voltage general purpose motors* por ABB, 2006.

Los datos de velocidad, eficiencia, factor de potencia, corriente y par corresponden 400 V de tensión y 50 Hz de frecuencia

4.2 Selección de inversor y controlador de velocidad

Este equipo se encarga de controlar la velocidad y la potencia cuando el motor eléctrico entra en funcionamiento. La entrada de energía proviene del

banco de acumuladores eléctricos y su salida es corriente alterna para la alimentación del motor eléctrico de inducción, previamente seleccionada.

La interfase entre el conductor y el controlador se ubica generalmente en el pedal del acelerador del motor de combustión interna. Un potenciómetro es el encargado de esta tarea y va conectado directamente al controlador de velocidad.

Entre los controladores de velocidad, en el mercado se encuentran dos tipos: los industriales y los que están directamente relacionados con aplicaciones de vehículos eléctricos e híbridos. En el siguiente cuadro se presentan las ventajas y desventajas de cada uno:

Cuadro 6. Ventajas y desventajas de los controladores de velocidad.

	Ventajas	Desventajas
Industriales	Se pueden conseguir en el mercado nacional	La tensión de alimentación es alta, superior a los 400 V. Alto costo en comparación a los relacionados con aplicaciones en vehículos eléctricos e híbridos Masa es superior a los 20 Kg. Se requiere de documentación adicional para poder realizar la adaptación, debido a que en su mayoría, es necesario la alimentación con corriente alterna a la entrada del controlador
Relacionados con aplicaciones de vehículos híbridos	Amplio rango de voltaje DC de entrada al controlador, entre 100 a 700 voltios Costo inferior a los controladores industriales Están diseñados para aplicaciones directas en vehículos eléctricos e híbridos Son ligeros, de masa aproximado igual a 15 Kg.	Algunos modelos requieren sistemas refrigeración de fluidos líquidos. Deben ser importados ya que no hay distribuidores en el mercado nacional

Entre los fabricantes más destacados se encuentran Siemens, Bruza,

MES-DEA, Solectria como los fabricantes relacionados directamente con aplicaciones de vehículos eléctricos e híbridos, y a Baldor, Schneider Electric, ABB como fabricantes de controladores de velocidad industriales. Los criterios fundamentales en la cuales se basó la selección del controlador de velocidad fueron las siguientes:

- Rango de voltaje: un amplio rango de voltaje permitiría el uso del motor eléctrico a un voltaje de 220 V, lo que a su vez implica menor cantidad de acumuladores eléctricos.

- Tipo de refrigeración: el descarte de controladores con sistemas de refrigeración que utilizan como medio de intercambio de calor, fluidos líquidos, simplificaría de manera significativa la adaptación ya que se ahorraría el cálculo del intercambiador de calor, el desarrollo del sistema de válvulas y tuberías, así como también la búsqueda de espacio en el automóvil.

- Fácil adaptación: para el caso de ciertos controladores industriales cuya fuente de alimentación consiste en corriente alterna, se requeriría de la documentación acerca de las características estructurales y técnicas para determinar la conexión de la fuente de alimentación DC directamente al controlador de velocidad o del diseño de un inversor para transformar la corriente de alimentación DC, a corriente de alimentación CA para luego dirigirla al controlador. Por lo tanto el uso de controladores con entrada de voltaje DC simplificaría la adaptación.

- Versatilidad: el controlador de velocidad debe poder ser utilizado en combinación con distintos fabricantes de motores eléctricos.

En el Cuadro 7 se resumen las características técnicas de diferentes controladores de velocidad preseleccionados. Los fabricados por Siemens son diseñados para aplicaciones del tipo industrial, mientras que el resto son para aplicaciones de vehículos eléctricos e híbridos.

Cuadro 7. Características de los principales controladores de velocidad.

Fabricante	Modelo	Voltaje de entrada[V]	Corriente de salida Máxima [A]	Tipo de sistema de refrigeración	Masa [kg]	Dimensiones LxAxH[mm]
Siemens	Simotion	65 a 900	280	Agua-Glicol (8l/min.)	15	470x200x180
	Simovert 6SV1	110 a 385	280	Agua-Glicol (8l/min.)	27	620x247x140
Solectria	DMOC445	120 a 336	280	Aire	14,7	450x252x242
	DMOC445LC	120 a 336	280	liquida	14,9	450x252x200
MES-DEA	TIM200A		140		4	
	TIM300A		210	Aire	6,9	304x110x248
	TIM400A	80 a 400	280		6,9	
	TIM300W		210		6,9	310x115x248
	TIM400W		280	Glicol	6,9	
	TIM600W		350		7,5	346x115x248
Brusa	AMC220	144	180			
	AMC320		240	Aire	-	-
	AMC325	180				
	DMC524	120 a 480	264	Agua-Glycol(8l/min)	9,2	386x240x88

Los controladores de velocidad DMOC445 y TIM400A fabricados por Solectria y MES-DEA, respectivamente, se ajustan a los criterios establecidos; mientras que el resto tiene sistemas de refrigeración mediante líquidos o las tensión que proporcionan los mismos no se encuentra dentro del rango posible de operación del motor eléctrico. Las características generales de los modelos DMOC445 y TIM400A son similares, sin embargo el segundo modelo tiene mejores prestaciones tales como: menor peso, menor tamaño y mayor versatilidad. El modelo TIM400A fue el seleccionado.

Las especificaciones técnicas del equipo inversor y controlador de velocidad TIM400A se resumen a continuación:

- Rango de voltaje de entrada: 80 a 400 Vdc.
- Máxima corriente de salida: 280 A.
- Temperatura de operación: -20 a 65 °C.

- Tipo de refrigeración: aire.
- Tipo de control: Control Vectorial.
- Modulación: por ancho de pulso PWM, por sus siglas en ingles.
- Masa: 6,9 kg.
- Dimensiones: 304 mm × 248 mm × 110 mm
- Fabricante: MES-DEA.

4.3 Dimensionamiento del sistema de acumuladores eléctricos:

El dimensionamiento del sistema de acumuladores eléctricos se basó en los datos técnicos de funcionamiento del motor eléctrico seleccionado, a un voltaje nominal igual a 220V y una autonomía entre 45 min. y 60 min. Con una corriente nominal $I_{n(220V)} = 39A$ y una corriente de arranque $I_{s(220V)} = 283A$ (datos tomados de catalogo ABB, 2006).

4.3.1 Fabricantes de acumuladores eléctricos y modelos:

En el mercado nacional solo se encuentran disponibles las baterías de plomo acido, siendo su principal distribuidor *Duncan*. La aplicación principal de estos acumuladores consiste en proveer energía de respaldo a sistemas de telecomunicaciones, alumbrado de emergencia, sistemas fotovoltaicos, accesorios eléctricos del automóvil estándar, entre otros. Características como bajo voltaje por celda y una masa mucho mayor que la de los acumuladores de aplicaciones similares determinaron el descarte inmediato de estos acumuladores. Se recurrió entonces a realizar un estudio de las distintas

tecnologías de acumuladores eléctricos y sus fabricantes disponibles en el mercado internacional, dando como resultado la siguiente lista:

- **Saft:** fabricante europeo de acumuladores eléctricos de Litio-Ion y cadmio-níquel localizado en Francia cuya aplicación principal consiste en dar respaldo a sistemas de seguridad, equipos médicos, equipos de telecomunicaciones, herramientas y equipos electrónicos así como también equipos para la movilidad personal (Bicicletas eléctricas, sillas de ruedas eléctricas, sistemas elevadores para personas con discapacidad y otros vehículos eléctricos personales).

- **Thunder sky:** fabricante chino de acumuladores eléctricos de Litio-Ion cuya aplicación principal consiste en surtir de energía a vehículos eléctricos e híbridos.

- **Discover:** fabricante norteamericano de acumuladores eléctricos de Litio-Ion, cadmio-níquel y plomo ácido ,cuya aplicación principal consiste en dar respaldo a sistemas de seguridad, equipos médicos, equipos de telecomunicaciones, herramientas y equipos electrónicos así como también surtir de energía a vehículos eléctricos de golf.

A continuación se presentan en el siguiente cuadro el fabricante, los distintos tipos de acumuladores eléctricos y sus principales características:

Cuadro 8. Características de principales acumuladores eléctricos.

Fabricante	Modelo	Tipo	Voltaje	C	Capacidad (AH.)	Masa(Kg.)	
Thunder Sky	TS-FP40AHA	Litio-Ion	3.2	11	40	1,6	
	TS-FP60AHA		3.4	11	60	2,5	
	TS-FP90AHA		3.2	11	90	3,2	
Saft	VL M	Litio-Ion	3,6	3	41	1,07	
	41M cells		27M	3,6	3	27	0,77
	28V LBB			31,8	/(1sup)	35	29
	HEMV		5	219	/(1sup)	30	100

Cuadro 8. (Continuación)

Fabricante	Modelo	Tipo	Voltaje	C	Capacidad (AH.)	Masa(Kg.)	
Saft	HEMV 7	Litio-Ion	307	/(1sup)	30	140	
	VL 34P module		43,2	1	31,5	16	
	VLE modulo		22-42 11-84	21,6 10,8	3 3	42 84	8 8
	NHE modulo	10-100 5-200	Níquel	12 6	3 3	100 200	18,6 18,6
	NHE modulo	10-340 5-680		12 6	3 3	34 68	9 9
	Discover	D12200 D1225 D12350D		plomo-plomo dióxido	12	220 110 220	20 2 35

Para los diferentes acumuladores presentados en el Cuadro 8, se determino la cantidad requerida de los mismos para cumplir con los requerimientos de tensión e intensidad de corriente eléctrica, así como la autonomía deseada. En el Cuadro 9, se indica cuantos acumuladores se deben combinar en serie para alcanzar la tensión de operación del motor, cuantos se requieren en paralelo para lograr la intensidad de corriente y autonomía deseada; y finalmente se indica la masa total del conjunto de acumuladores.

Cuadro 9. Masa total del conjunto de acumuladores eléctricos por fabricantes.

Fabricante	Modelo	Numero de baterías			Masa Total [kg]	
		Serie	Paralelo	Total		
Thunder Sky	TS-LFP40AHA	69	1	69	110,4	
	TS-LFP60AHA	65	1	65	162,5	
	TS-LFP90AHA	69	1	69	241,5	
Saft	VL M cells	41M	62	3	186	199,0
		27M	62	5	310	238,7
	28V LBB	7	4	28	406,0	
	HEMV	5	2	4	8	400,0
		7	1	4	4	280,0
	VL 34P module	6	2	12	192,0	

Cuadro 9. (Continuación)

Fabricante	Modelo	Numero de baterías			Masa Total [kg]	
		Serie	Paralelo	Total		
	VLE modulo	22-42	11	3	33	264,0
		11-84	21	2	42	336,0
	NHE modulo	10-100	19	2	38	706,8
		5-200	37	1	37	688,2
	NHE modulo	10-340	19	4	76	684,0
		5-680	37	2	74	666,0
Discover	D12200	19	6	114	672,6	
	D1225	119	55	1045	1090,9	
	D12350D	19	4	76	775,2	

Se puede observar en el Cuadro 9, que los acumuladores eléctricos modelo TS-LFP40AHA del fabricante Thunder Sky tienen la menor masa total, motivo por el cual se seleccionaron para llevar a cabo la adaptación.

En el Cuadro 10 se detallan las características técnicas generales de los acumuladores eléctricos TS-LFP40AHA seleccionados.

Cuadro 10. Características generales del acumulador eléctrico seleccionado.

Acumulador Eléctrico TS-LFP40AHA		
Capacidad nominal	40AH	
Rango de operación del voltaje	Carga	4,25V
	descarga	2,5V
Máxima corriente de carga	<0,3CA	
Máxima corriente de descarga	Corriente constante	3CA
	Corriente de impulso	10CA
Corriente estándar de descarga y carga:	0,3CA	
Ciclo de vida	80% DOD	>2000 ciclos
	70% DOD	>3000 ciclos
Temperatura de resistencia de la carcasa	<250 grados Celsius	

Cuadro 10. (Continuación)

Acumulador Eléctrico TS-LFP40AHA		
Temperatura de operación	Carga	-25°C a 75°C
	descarga	-25°C a 75°C
Largo	116mm	
Ancho	46mm	
Alto	190mm	
Cantidad	69 acumuladores	
Fabricante:	Thunder Sky	

4.4 Cargador de acumuladores eléctricos

Entre las características ideales que el cargador debe presentar para la adaptación pueden destacarse: versatilidad del voltaje de entrada (fuente de alimentación) y salida (acumuladores eléctricos), bajo peso, sistema de refrigeración por aire, alta entrega de potencia al conjunto de acumuladores eléctricos (que se traduce en un menor tiempo de carga) y facilidad de uso.

Los fabricantes de este tipo de tecnología, como en el caso de los acumuladores eléctricos y los controladores de velocidad se encuentran en el mercado internacional. Se hallaron dos fabricantes: Brusa, y Manzanita Micro. En el Cuadro 11 se comparan las características de los diferentes modelos de cargadores de acumuladores comercializados por los fabricantes ya señalados.

Cuadro 11. Características de cargadores de acumuladores eléctricos.

Fabricante	Brusa							Manzanita Micro		
Modelo	NLG						NLG503-Lite	PFC-20	PFC-30	PFC-50
	511	521	531	512	522	532				
Corriente de salida Máxima [A]	25	50	75	18	36	54	8	20	30	50
Voltaje de entrada [VAC]	220							60 a 250		
Voltaje de Salida [VDC]	130 a 200		180 a 360				200 a 520	12 a 420		
Sistema de refrigeración	De aire por medio de ventiladores									
Potencia de salida máxima [kW]	3,3		6,7				1,6	2,5 a 5		
Masa [kg]	6 a 6,2							7,3	7,8	19,1
Frecuencia [Hz]	50 a 60							40 a 80		
Dimensiones LxAxH [mm]	267x263x135 (Ventilador a un de lado del controlador)							334x229 x140	334x229 x140	496x267x166
	334x263x89 (Ventilador sobre el controlador)									

En el Cuadro 11, se puede observar que las características técnicas de los cargadores de acumuladores eléctricos de ambos fabricantes son similares, sin embargo difieren en la tensión de entrada requerida para su funcionamiento. El voltaje de entrada de los cargadores elaborados por Manzanita Micro se ajusta a la disponible en la red eléctrica domestica disponible en el país, esto le permitiría al usuario del vehículo tener un mayor número de locaciones y conexiones disponibles para recargar los acumuladores eléctricos. Por esta razón se prefirieron los cargadores de este fabricante.

El cargador seleccionado es el modelo PFC-30 del fabricante Manzanita Micro, y sus especificaciones técnicas se resumen en el Cuadro 12.

Cuadro 12. Especificaciones técnicas del cargador PFC-30

Modelo	PFC-30	
Rango de voltaje de entrada [Vac]	60 a 250	
frecuencia (Hz)	40 a 80	
Rango de corriente de entrada [A]	0,2 a 30	
Rango de voltaje de salida [Vdc]	12 a 420	
Corriente estándar de salida [A]	0 a 30	
Tipo	Switchmode PFC	
Eficiencia	Mayor a 90 (400 Vdc)	
Tipo de refrigeración	Aire	
Masa [kg]	7,8	
Dimensiones	Largo	334
	Ancho	229
	Alto	140
Fabricante:	Manzanita Micro	

4.5 Bastidor para acumuladores eléctricos

Se diseñaron para disponer los acumuladores dos diferente bastidores. El primer bastidor tiene capacidad para 45 acumuladores y se ubicará en el techo del automóvil, el mismo se le dará la denominación de bastidor principal. Para disponer los 24 acumuladores restante se diseño un segundos batidor el cual va en dentro del vehículo específicamente en el área del portaequipaje, este se denominará bastidor secundario.

4.5.1 Bastidor principal

Para el dimensionamiento de este bastidor se tomó en cuenta la fuerza generada por las masas de los acumuladores eléctricos en la mayor aceleración o desaceleración del automóvil. Esta fuerza actúa en forma repetida. Como se puede observar en el Cuadro 13 la mayor aceleración es de $2,8058 \text{ m/s}^2$ y el frenado produce una desaceleración de $-9,8 \text{ m/s}^2$. Por lo tanto la mayor magnitud entre las aceleraciones y desaceleraciones presentes es de $9,8 \text{ m/s}^2$, la cual llamaremos aceleración del automóvil a_A .

Cuadro 13. Aceleración de automóvil Terios.

V_i (m/s)	V_f [m/s]	Δt [s]	Aceleración (m/s^2)
0	120	20,99	1,59
0	100	14,23	1,95
0	60	5,94	2,81
100	0	2,84	-9,8
100	0	3,2	-8,68

Nota: datos tomados de cartoday.com

La representación de la estructura del bastidor para los acumuladores eléctricos se muestra en Figura 15.

Como material para las vigas que componen el bastidor se seleccionó el acero 1010 laminado en caliente, el cual posee buenas propiedades mecánicas y es relativamente económico en comparación con aceros de grados superiores.

Las propiedades mecánicas del acero 1010 laminado en frío son las siguientes (datos obtenidos de Shigley y Mischke, 2002):

- Resistencia a la tensión: $S_{ur}=320 \text{ MPa}$.

- Resistencia a la cedencia: $S_y = 180 \text{ MPa}$.

- Límite de resistencia a la fatiga:

$$S'_e = 0,506 \cdot S_{ut} = 0,506 \cdot (320 \text{ MPa}) = 162 \text{ MPa}$$

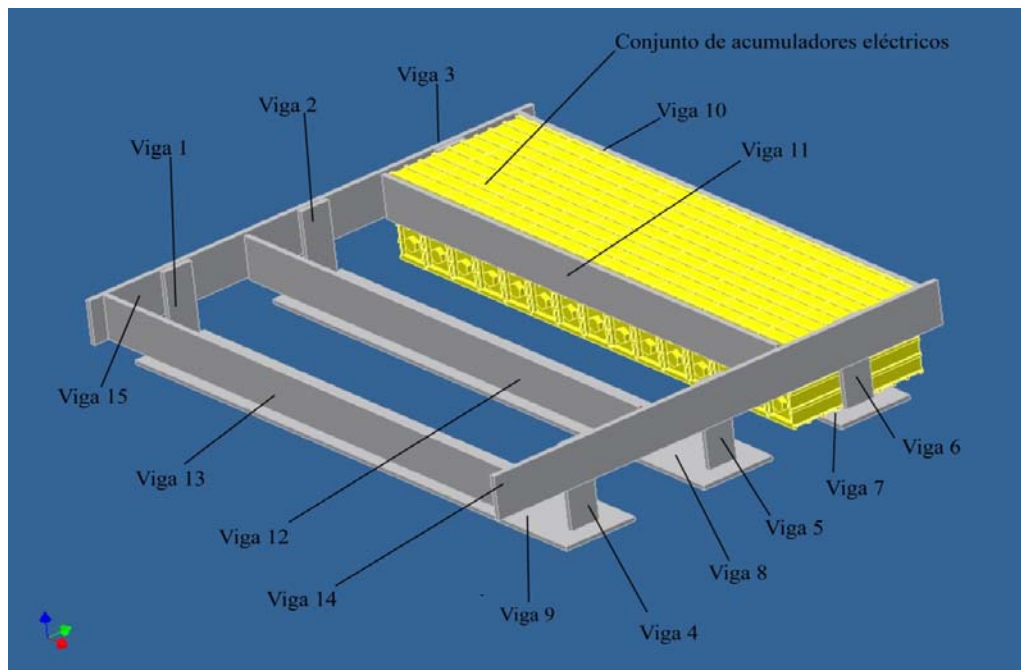


Figura 11. Bastidor de acumuladores eléctricos.

El procedimiento de dimensionamiento de las vigas del bastidor se basó en la determinación del factor de seguridad existente, tanto para carga estática como para fatiga. De acuerdo a la forma de la viga y al tipo de carga que debe soportar se agruparon las similares para efectuar los cálculos en tipo A, B, C y D. Luego de establecer el tamaño de viga adecuado se dimensionaron los cordones de soldadura necesarios.

Las diferentes ecuaciones de esfuerzos utilizadas en esta sección, al menos que se indique lo contrario, son tomadas del libro *Diseño en ingeniería*

mecánica (2002) por Shigley y Mische.

4.5.1.1 Vigas tipo A

Las vigas 10, 11, 12, 13 están sometidas a las mismas cargas por lo tanto sus diagramas de cuerpo libre son iguales así como también sus diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y deflexión. Las suposiciones para la elaboración del diagrama de cuerpo libre son:

- La viga se encuentra simplemente apoyada.
- La viga está sometida a una carga distribuida uniforme producto de la masa de 15 acumuladores eléctricos TS-LFP40AHA por la aceleración del automóvil (a_A), aplicada de forma repetida.

En la siguiente figura se muestra el diagrama de cuerpo libre (DCL) para las vigas tipo A.

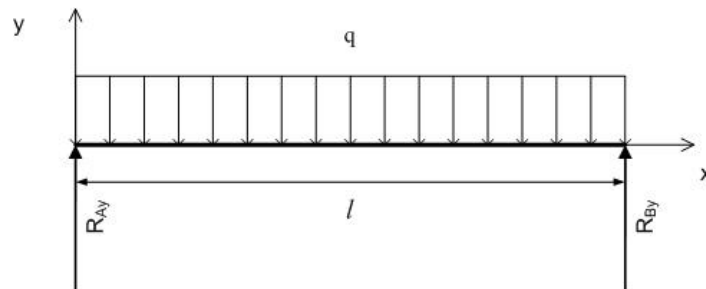


Figura 12. Diagrama de cuerpo libre para vigas tipo A.

De la Figura 12 se tiene que:

$$l = 702 \text{ mm} \qquad q = 335 \frac{N}{m}$$
$$R_{Ay} = 59 N \qquad R_{By} = R_{Ay}$$

En la Figura 13 se presentan los diagramas de fuerza cortante y el momento flexionante para vigas tipo A. Se tiene que el momento flector máximo es:

$$M_{max}=11\text{Nm}.$$

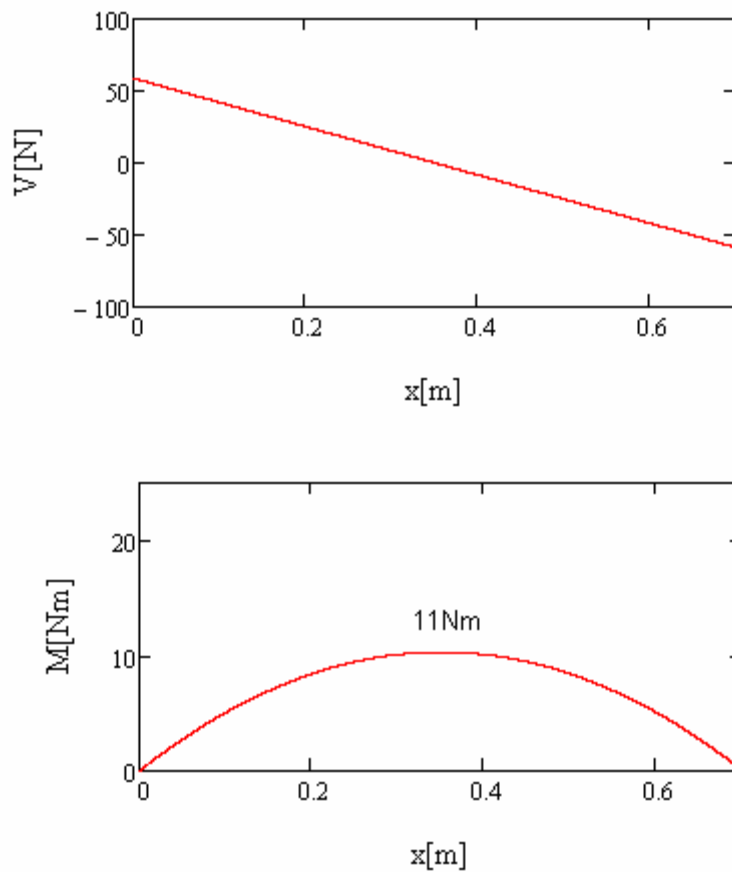


Figura 13. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante para vigas tipo A

Cálculo de esfuerzos:

- Las dimensiones de la sección transversal de la viga son:

$$h = 8\text{mm} ; b = 70\text{mm}$$

- El momento de inercia (I) y módulo de sección del área de la sección transversal (S) son:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = 2,987 \times 10^{-9} m^4 \qquad S = \frac{b \cdot h^2}{6} = 7,467 \times 10^{-7} m^3$$

- Componente de la amplitud del esfuerzo fluctuante:

$$\sigma_a = \frac{M_{\max}}{S} = \frac{3 \cdot 11}{7,467 \times 10^{-7}} = 14 MPa$$

- Componente del esfuerzo medio. $\sigma_m = \sigma_a = 10 MPa$

Una vez conocidos las componentes del esfuerzo fluctuante, se puede determinar el factor de seguridad contra la fluencia en el primer ciclo (n_y) utilizando el criterio de Langer, mediante la siguiente expresión:

$$n_y = \frac{S_a}{\sigma_a} \tag{6}$$

Donde, $S_a = \frac{r \cdot S_y}{1+r}$; coordenada de amplitud del límite de resistencia

r = Pendiente de carga, para carga repetida es igual a 1.

Para el material seleccionado y los esfuerzos calculados se tiene que:

$$S_a = \frac{1 \cdot 180}{1+1} = 90 MPa \qquad n_y = \frac{90}{14} = 6,5$$

Para determinar el factor de seguridad debido a la fatiga es necesario conocer el límite de resistencia a la fatiga modificado, el cual se obtiene mediante la ecuación de Marín, expresada como sigue:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \tag{7}$$

Los valores de los factores de la ecuación de Marín son los siguientes:

- Factor de superficie: de acuerdo a Shigley y Mischke (2002) para el

acero laminado en caliente $k_a = 0,887$

- Factor de tamaño: se determina mediante la siguiente expresión

$$k_b = \left(\frac{d_{ef}}{7,62} \right)^{-0,107} \quad (8)$$

Donde, $d_{ef} = 0,808 \cdot \sqrt{h \cdot d}$; diámetro efectivo

Para las dimensiones de la platina seleccionada $k_e = 0,907$

- Factor de carga: $k_c = 1$.
- Factor de temperatura: $k_d = 1$.
- Factor de efectos diversos: $k_e = 1$.
- Factor de confiabilidad: $k_f = 0,814$ para una confiabilidad de 99%.

Se tienen entonces que el límite de resistencia a la fatiga, utilizando la ecuación (7) es:

$$S_e = 0,887 * 0,907 * 1 * 1 * 1 * 0,814 = 130MPa$$

Para calcular el factor de seguridad debido a la fatiga se utiliza la ecuación del lugar geométrico Gerber, determinado por la siguiente expresión:

$$n_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_m \cdot S_e}{S_{ut} \cdot \sigma_a} \right)^2} \right] \quad (9)$$

Para el estado de carga y el material de las platinas, se tiene que el factor de seguridad contra la falla por fatigas (n_f), utilizando la ecuación (9) es:

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{380}{14} \right)^2 \frac{14}{130} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 14 \cdot 130}{380 \cdot 14} \right)^2} \right] = 8,4$$

El dimensionamiento resulta satisfactorio debido a que tanto el factor de seguridad contra la falla por fluencia en el primer ciclo y por fatiga son robustos. Como el menor de los factores es n_y , de existir falla sería por fluencia en el primer ciclo.

4.5.1.2 Vigas tipo B

Las pletinas 14, 15 están sometidas a las mismas cargas por lo tanto sus diagramas de cuerpo libre son iguales así como también sus diagramas de fuerza axial. En la siguiente figura se muestra el esquema general de las pletinas:

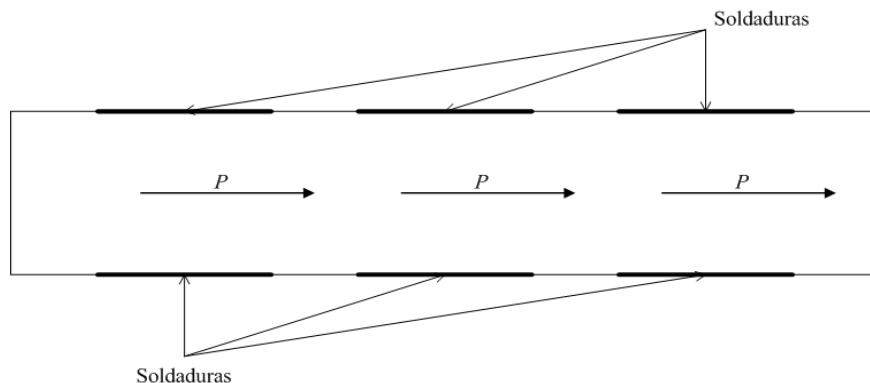


Figura 14. Esquema general de las pletinas tipo B.

Las cargas identificadas con P en la Figura 14 son producto del vínculo de este tipo de viga con las tipo A y su magnitud es 58,8 N. Adicionalmente la viga también se encuentra vinculada a las vigas tipo C a través de las

soldaduras, el desarrollo del diagrama de cuerpo libre pone en manifiesto que la viga se encuentra estáticamente indeterminada, por lo tanto, para la resolución del problema se llevan a cabo las siguientes suposiciones:

- El diagrama de cuerpo libre constara de una sola reacción producto de la vinculación con una de las vigas tipo C.
- Se conservarán las tres cargas identificadas como P en la Figura 14, a las cuales estaba sometida originalmente la viga.
- La fuerza axial a la cual está sometida la viga es aplicada en forma repetida.

Tomando en cuenta las suposiciones señaladas anteriormente, la resolución del problema queda estáticamente determinada e implica un sobredimensionamiento del cordón de soldadura.

El diagrama de cuerpo libre simplificado para las vigas tipo B se presenta en la Figura 15. Y en la Figura 16 se presenta el diagrama de fuerza axial de las mismas

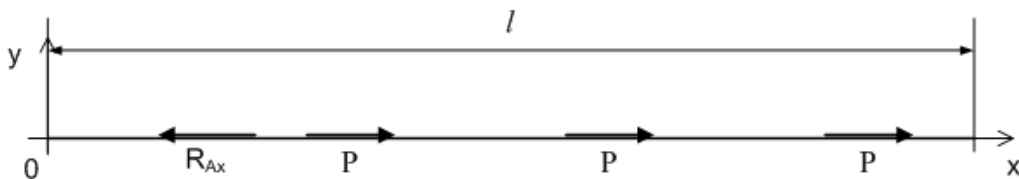


Figura 15. DCL para vigas tipo B.

Calculo de esfuerzos:

De la Figura 16 se obtiene que la fuerza axial máxima es: $F_{Amax}=176,4N$.

- Las dimensiones de la pletina son: $h= 0,004m$ y $b=0,070m$.
- Componente de la amplitud: $\sigma_a = \frac{F_{Amax}}{h \cdot b} = 630kPa$

- Componente del esfuerzo medio: $\sigma_m = \sigma_a$

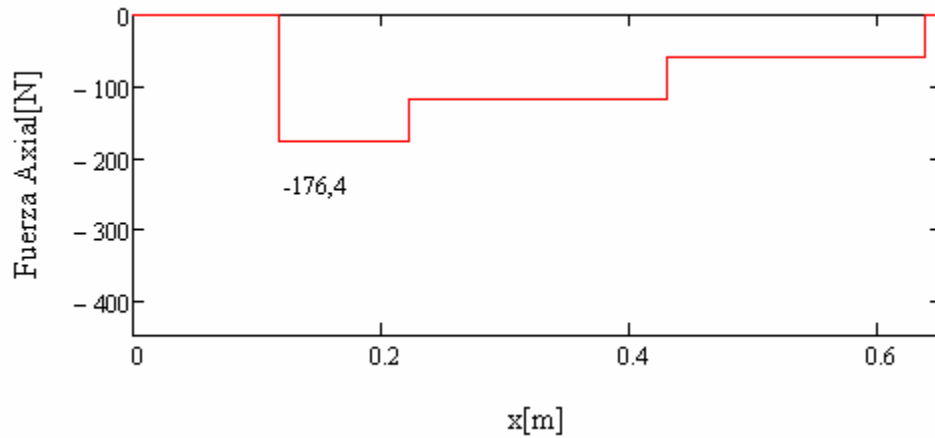


Figura 16. Fuerza axial para vigas tipo B.

Conocidos los esfuerzos y utilizando las ecuaciones (6), (7) y (9) se determinaron los factores de seguridad contra la cedencia en el primer ciclo y contra la fatiga. En el Cuadro 14 se muestran los resultados obtenidos, se incluyen además los factores de la ecuación de Marín y el límite de resistencia a la fatiga modificado.

Cuadro 14. Características del material y factores de seguridad para vigas tipo B.

Factores de la ecuación de Marín						S_e	r	S_a	n_y	n_f
k_a	k_b	k_c	k_d	k_e	k_f	[MPa]		[MPa]		
1	1	0,913	1	1	3	131	1	90	142	182

El dimensionamiento resulta satisfactorio debido a que tanto el factor de seguridad n_y como el factor de seguridad n_f son bastante grandes, de existir

falla, éste sería primero por fluencia en el primer ciclo y no por fatiga

4.5.1.3 Vigas tipo C

Las vigas 1, 2, 3, 4, 5, 6 están sometidas a las mismas cargas por lo tanto sus diagramas de cuerpo libre son iguales así como también sus diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y deflexión. Las suposiciones hechas para la elaboración del diagrama de cuerpo libres son:

- La viga se encuentra en voladizo.
- La viga está sometida a una carga distribuida de manera uniforme producto de la fuerza que provoca la masa de 15 acumuladores eléctricos TS-LFP40AHA por la aceleración a_A . Esta fuerza la llamaremos F_a y es aplicada en forma repetida.
- La viga está sometida a una carga distribuida de manera uniforme producto de la fuerza del viento.
- La viga esta empotrada a través de soldaduras a sus correspondientes vigas horizontales.
- La viga está sometida a un esfuerzo cortante en su superficie producto del vínculo con la viga B aplicado en forma repetida.

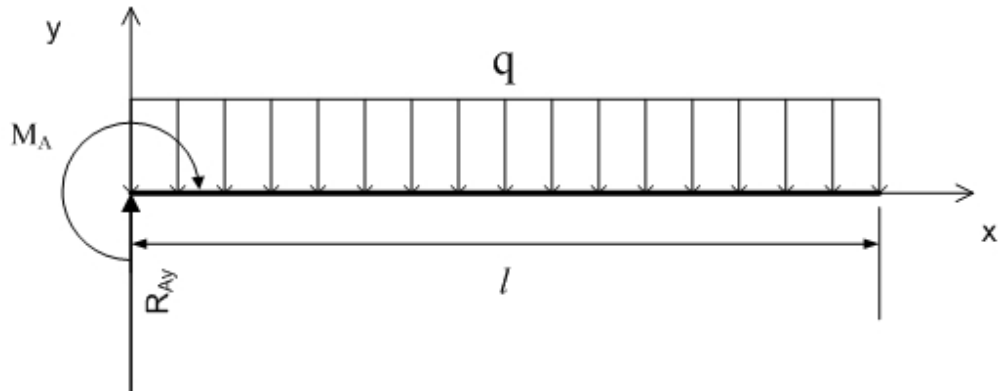


Figura 17. DCL para vigas tipo C.

Las dimensiones generales de la viga son: $h = 0,006m$, $b = 0,040m$ y $l = 0,116m$

El momento de inercia y modulo de sección del área de la sección transversal:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = 7,2 \times 10^{-10} m^4 \qquad S = \frac{b \cdot h^2}{6} = 2,4 \times 10^{-7} m^3$$

Para la carga distribuida producto de F_a , tenemos que:

$$q = 2028 \frac{N}{m} \quad \text{Carga distribuida de manera uniforme debido a los}$$

acumuladores eléctricos.

$$q_a = 1014 \frac{N}{m} \quad \text{Componente de la amplitud.}$$

$$R_{Ay} = 118N$$

$$M_A = -6,8Nm$$

Para la carga distribuida producto de la fuerza del viento, tenemos que:

$$R_{Ay} = 87,087N ; M_A = -5,051Nm$$

$$A_F = 0,049m^2$$

$$V_A = 33,33 \frac{m}{s}, \text{ Velocidad del automóvil.}$$

$$V_V = 16,667 \frac{m}{s}, \text{ Velocidad del Viento.}$$

$C_D = 1,1$, coeficiente de resistencia. (Tomado de Munson, Young y Okiishi, 2002)

$$F_V = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_F \cdot C_D \cdot (V_A + V_V)^2 = 87,945 N, \text{ Fuerza del viento.}$$

$$q_{viento} = \frac{F_V}{l} = 750,75 \frac{N}{m}$$

La magnitud de F_a es mayor que F_v , al mismo tiempo las fuerzas actúan en sentidos opuestos y en pocas ocasiones simultáneamente. Cuando ambas fuerzas actúan, la magnitud de la fuerza resultante es menor que F_a , por lo tanto es seguro calcular la resistencia de la viga empleando solo F_a .

En la Figura 18 se presentan los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante debido a q_a . De la misma figura se obtuvieron los siguientes resultados:

El momento flector máximo es igual -13,642Nm.

Cálculo de esfuerzos:

$$K_f = 1 \quad \text{Factor de concentración de esfuerzos.}$$

$$M_{\max} = 6,8 Nm$$

$$\sigma'_a = \frac{M_{\max}}{S} = 28 MPa$$

$$\sigma'_m = \sigma'_a$$

Esfuerzo cortante en la base del metal está determinado por las siguientes expresiones:

$$\tau'_a = \frac{F_{A\max}}{2 \cdot h \cdot b_{sold}} = \frac{176,4N}{2 \cdot (0,001587m) \cdot (0,004m)} = 13,9MPa$$

$$\tau'_a = \tau'_m$$

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma'_a{}^2 + 3 \cdot \tau'_a{}^2} = 37,2MPa$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma'_m{}^2 + 3 \cdot \tau'_m{}^2} = 37,2MPa$$

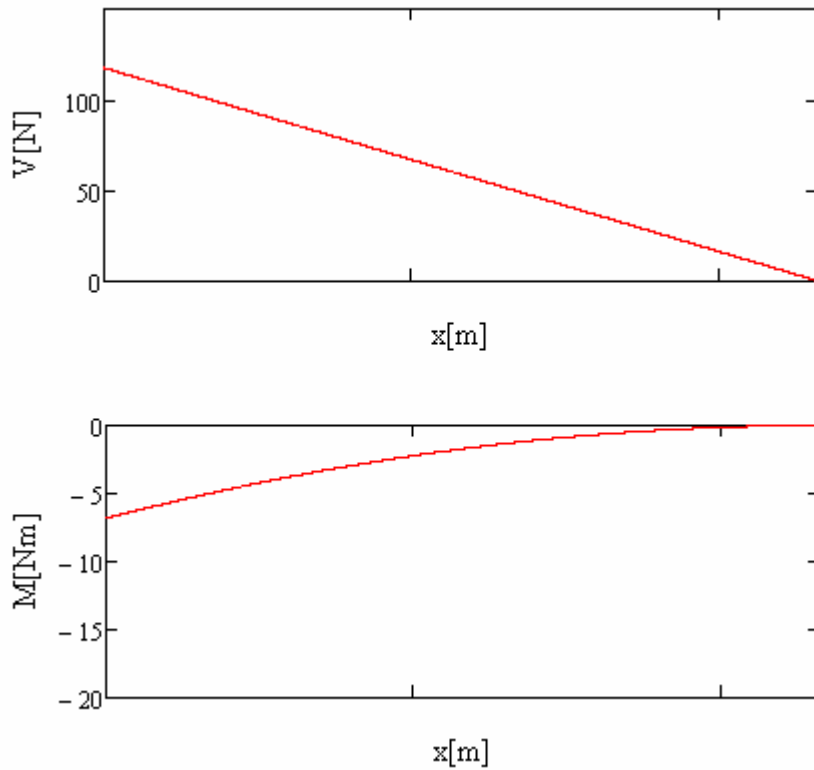


Figura 18. Fuerza cortante y Momento flexionante del caso C debido a la q_a .

Las características necesarias para el cálculo del factor de seguridad a fatiga y de fluencia en el primer ciclo se muestran en el siguiente cuadro:

Cuadro 15. Características del material y factores de seguridad para vigas tipo C.

d_{ef} [mm]	Factores de la ecuación de Marín						S_e [MPa]	r	S_a [MPa]	n_y	n_f
	k_a	k_b	k_c	k_d	k_e	k_f					
13	0,887	0,944	1	1	1	1	135,6	1	90	2,4	3,2

El factor de seguridad menor corresponde a n_y , el mismo se considera suficiente grande dado el tipo de aplicación, por lo tanto el diseño es satisfactorio.

4.5.1.4 Vigas tipo D

Las vigas 7, 8, 9 están sometidas a las mismas cargas por lo tanto sus diagramas de cuerpo libre son iguales así como también sus diagramas de fuerza cortante, de carga axial y de momento flector. Las suposiciones hechas para la elaboración del diagrama de cuerpo libre son las siguientes:

- La viga se encuentra simplemente apoyada.
- La viga está sometida a una carga distribuida de manera uniforme producto del peso de 15 acumuladores eléctricos TS-LFP40AHA.
- La viga está sometida a un momento flector y una carga axial a una distancia del extremo de la misma, producto de la vinculación con las vigas del caso C. Esta distancia es despreciable en comparación con la longitud total de la viga, por lo tanto se puede suponer el momento flector actúa en el punto de apoyo de la misma. El momento flector y la carga axial son aplicados de forma repetida.
- La viga está sometida a un momento torsor en el extremo de la misma, producto de las fuerzas a las cuales están sometidas las vigas del caso A

y su vinculación con las mismas a través de las vigas tipo B. El momento torsor es aplicado de forma repetida.

- Todas las componentes del esfuerzo son completamente invertidas y siempre están en fase de tiempo entre sí.

De la Figura 19 tenemos:

Las dimensiones generales de la viga son las siguientes:

$$h = 0,008m \quad , \quad b = 0,1m \quad , \quad l = 0,77m$$

El momento de inercia y módulo de sección del área de la sección transversal:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = 4,267 \times 10^{-9} m^4 \qquad S = \frac{b \cdot h^2}{6} = 1,067 \times 10^{-6} m^3$$

La magnitud de la carga distribuida es:

$$q = 306 \frac{N}{m}$$

El momento torsor y el flector aplicados de forma repetida son:

$$M_{FB} = 6,8Nm \qquad M_{TB} = 14,3Nm$$

El momento M_{FB} resulta de la fuerza que ejercen los acumuladores eléctricos sobre las vigas tipo B y por el vínculo de estas con las D. El momento M_{TB} resulta del producto de la fuerza axial a la cual se someten las vigas tipo C por el brazo igual a 81mm, su vínculo con las D es a través de las vigas tipo B.

Las reacciones en los extremos de la viga son:

$$R_{Ay} = 108,7N \quad \text{y} \quad R_{Ax} = 118N$$

$$R_{By} = 126,5N$$

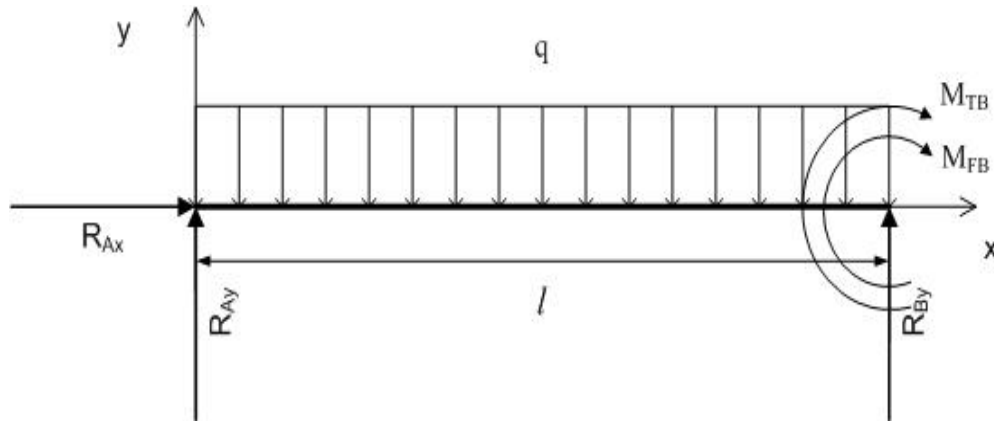


Figura 19. DCL para vigas tipo D.

En la Figura 20 se presentan los diagramas de fuerza cortante y momento flector para las vigas tipo D.

Cálculo de esfuerzos normales:

$$M_{\max} = 19,4 Nm$$

$$F_a = 117,6 N$$

$$\sigma'_{a1} = \frac{K_f \cdot M_{\max}}{S} = 18,15 MPa$$

$$\sigma'_{a2} = \frac{K_f \cdot F_a}{h \cdot b} = 0,15 MPa$$

$$\sigma'_a = \sigma'_{a1} + \sigma'_{a2} = 18,3 MPa$$

$$\sigma'_m = \sigma'_a$$

El esfuerzo cortante máximo para una barra de sección rectangular se obtiene mediante:

$$\tau'_a = \left(\frac{M_{TB}}{b \cdot h^2} \right) \cdot \left(3 + \frac{1,8 \cdot h}{b} \right) = 7 MPa$$

$$\tau'_a = \tau'_m$$

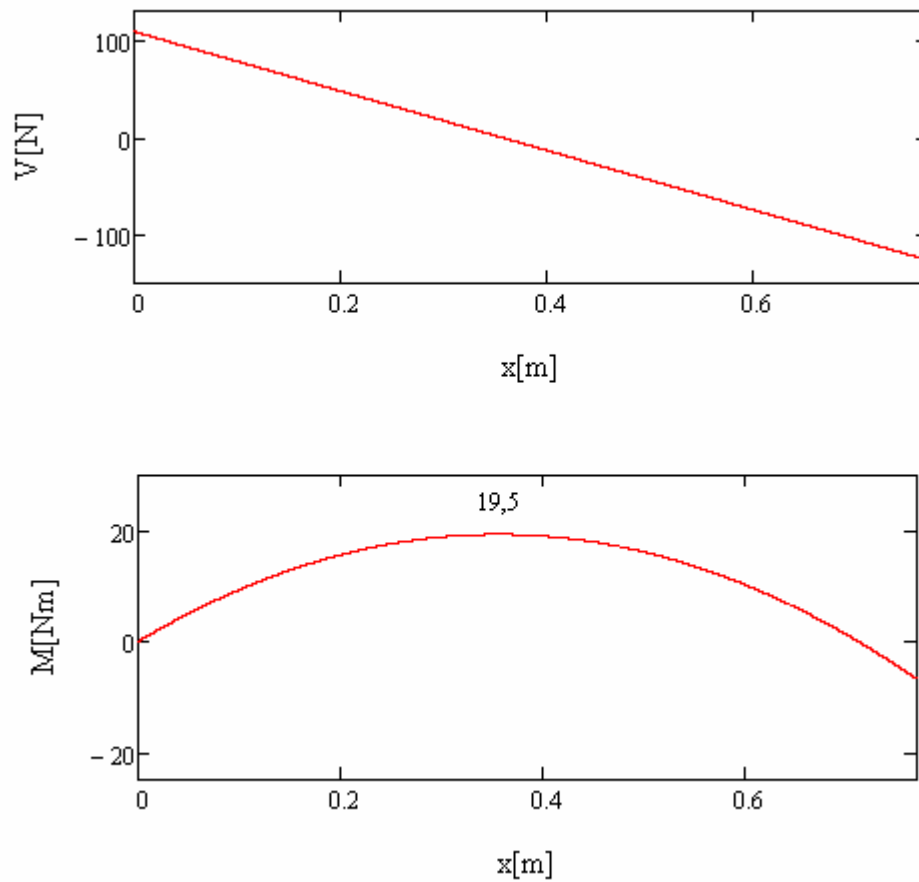


Figura 20. Fuerza cortante y Momento flector para vigas tipo D.

Los esfuerzos equivalentes de Von Mises, de las componentes del esfuerzo fluctuante son:

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_a'^2 + 3 \cdot \tau_a'^2} = 22 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_m'^2 + 3 \cdot \tau_m'^2} = 22 \text{MPa}$$

Las características necesarias para el cálculo del factor de seguridad a fatiga y de fluencia en el primer ciclo se muestran en el siguiente cuadro:

Cuadro 16. Características del material y factores de seguridad para vigas tipo D.

d_{ef} [mm]	Factores de la ecuación de Marín						S_e [MPa]	r	S_a [MPa]	n_y	n_f
	k_a	k_b	k_c	k_d	k_e	k_f					
23	0,887	0,899	1	1	1	1	127,6	1	90	4	5

El dimensionamiento resulta satisfactorio debido a que tanto el factor de seguridad n_y , como el factor de seguridad n_f son suficientemente robustos, de existir falla el riesgo sería primero por fluencia en el primer ciclo y no por fatiga.

4.5.1.5 Cálculos de los cordones de soldadura:

4.5.1.5.1 Vigas tipo C:

En el diagrama de cuerpo libre para vigas tipo C, pueden suceder dos casos de flexión en las soldaduras, uno cuando q_a entra en acción y otro cuando la carga proveniente de las vigas tipo B actúan. En ambos casos se puede observar una reacción de fuerza cortante y una reacción de momento que producen un cortante primario τ' y esfuerzo cortante secundario τ'' respectivamente en las soldaduras.

En ambos casos el cordón de soldadura estará sometido a cargas aplicadas de manera repetida. Se usaron las propiedades del material de menor resistencia entre el cordón de soldadura y el material de las vigas para establecer el límite de resistencia a la fatiga y por ultimo determinar su factor de seguridad.

Para el cálculo de las resistencias de los cordones de soldadura se utilizó el límite elástico de los electrodos que se presentan en el Cuadro 17.

Cuadro 17. Resistencias de distintos electrodos.

Número de electrodo AWS	Resistencia a la tensión [Mpa]	Límite elástico [Mpa]
E60xx	427	345
E70xx	482	393
E80xx	551	462

Nota: Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica* por Shigley y Mischke (2002)

Las características necesarias para el cálculo del factor de seguridad a fatiga y de fluencia en el primer ciclo se muestran en el siguiente cuadro:

Cuadro 18. Características necesarias para el cálculo del factor de seguridad a fatiga y de fluencia en el primer ciclo

d_{ef} [mm]	Factores de la ecuación de Marín						S_e [MPa]	r	S_a [MPa]
	k_a	k_b	k_c	k_d	k_e	k_f			
13	0,887	0,944	1	1	1	1	136	1	90

- **Caso I:**

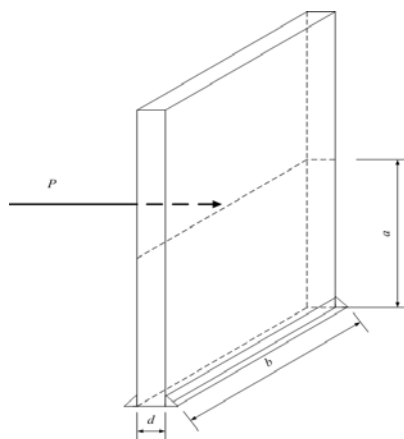


Figura 21. Disposición de la carga en la viga para el caso I.

De la Figura 21 tenemos que:

Características geométricas:

$$a = 0,06m ; b = 0,04m ; d = 0,006m$$

$$r = \frac{d}{2} = 0,003m$$

$$h = 3,175 \times 10^{-3} m$$

El segundo momento del área y área de soldadura:

$$I_u = \frac{b \cdot d^2}{2} = 7,2 \times 10^{-7} m^3 \qquad I = 0,707 \cdot h \cdot I_u = 1,6 \times 10^{-9} m^4$$

$$A = 1,414 \cdot h \cdot b = 1,8 \times 10^{-4} m^2$$

La carga y momento flector son:

$$P = 235N \qquad P_a = 117,5N \qquad M = P_a \cdot a = 7,05Nm$$

El esfuerzo cortante primario y secundario son:

$$\tau'_I = \frac{K_{fs} \cdot P_a}{2 \cdot A} = 0,88MPa$$

$$\tau''_I = \frac{K_{fs} \cdot M \cdot r}{I} = 35,33MPa$$

• **Caso II:**

En la Figura 22 se describe la posición de la carga y la distribución de los cordones de soldadura alrededor de la pletina que constituyen el caso II.

Las características geométricas se resumen en el siguiente cuadro:

Cuadro 19. Características geométricas de viga caso II.

a[m]	b [m]	d [m]	r [m]	h[m]	I _u [m ³]	I[m ⁴]	A[m ²]
0,1	0,006	0,04	0,02	3,18x10 ⁻³	1,07x10 ⁻³	2,4x10 ⁻⁸	1,8x10 ⁻⁴

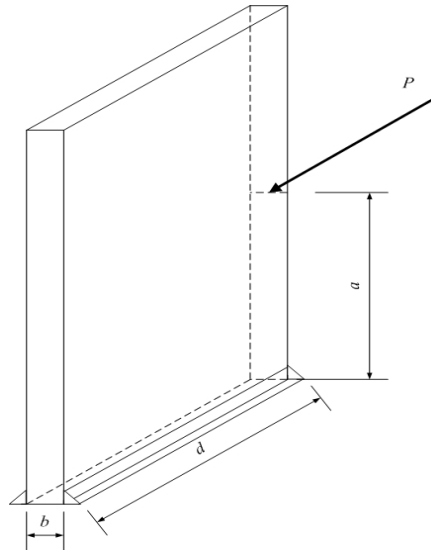


Figura 22. Disposición de la carga en la viga para el caso II.

La carga y momento flector son:

$$P = 353N ; P_a = 176,5N ; M = P_a \cdot a = 17,65Nm$$

El esfuerzo cortante primario y secundario son:

$$\tau'_{II} = \frac{K_{fs} \cdot P_a}{2 \cdot A} = 1,33MPa$$

$$\tau''_{II} = \frac{K_{fs} \cdot M \cdot r}{I} = 39,8MPa$$

Esfuerzo cortante primario y esfuerzo cortante secundario total:

$$\tau' = \tau'_I + \tau'_{II} = 2,21MPa$$

$$\tau'' = \tau''_I + \tau''_{II} = 75,14MPa$$

Magnitud del esfuerzo cortante se determina mediante:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = 75,2MPa$$

$$\tau = \tau_a = \tau_m$$

Utilizando el criterio de falla a la fatiga de la energía distorsión de

Gerber, se tiene que el factor de seguridad es:

$$n_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0,67 \cdot S_{ut}}{\tau_m} \right)^2 \cdot \frac{\tau_a}{S_{se}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \tau_m \cdot S_{se}}{0,67 \cdot S_{ut} \cdot \tau_a} \right)^2} \right] = 1,38$$

Para diferentes tamaños de cateto, h , del cordón de soldadura se obtuvieron los valores del factor de seguridad mostrados en el Cuadro 20.

Se desea un factor de seguridad mínimo (n_f) igual o cercano a tres unidades, correspondiente a aplicaciones donde el origen de la carga no es conocido completamente. Un factor de seguridad de 2,76 se considera lo suficiente cercano a la meta por lo tanto un cateto h igual a 6mm resultó seleccionado como tamaño del cordón de soldadura.

Cuadro 20. Factor de seguridad n_f en función del cateto h .

h [mm]	n_f
3,18	1,38
4,762	2,07
6,35	2,76

Se desea un factor de seguridad mínimo (n_f) igual o cercano a tres unidades, correspondiente a aplicaciones donde el origen de la carga no es conocido completamente. Un factor de seguridad de 2,76 se considera lo suficiente cercano a la meta por lo tanto un cateto h igual a 6mm resultó seleccionado como tamaño del cordón de soldadura.

4.5.1.5.2 Vigas tipo B:

La viga está sometida a una carga axial que puede ser aplicada, según el caso, de forma repetida o en forma completamente alternante, por lo tanto se calcula el esfuerzo cortante en la garganta de la soldadura por fatiga, producto

de la aplicación estas cargas de la siguiente forma:

Carga aplicada en forma repetida:

$$F_{rep} = \frac{353N}{2}$$

$$h = 3,175 \times 10^{-3} m$$

$$b_{sold} = 5 \times 10^{-3} m$$

$$\tau_a = \frac{F_{rep}}{2 \cdot (0,707) \cdot h \cdot b_{sold}} = 10,6 MPa$$

$$\tau_a = \tau_m$$

Las características necesarias para el cálculo del factor de seguridad a fatiga se muestran en el siguiente cuadro:

Cuadro 21. Características necesarias para el cálculo del factor de seguridad a la fatiga.

d _{ef} [mm]	Factores de la ecuación de Marín						S _e [MPa]	r	S _a [MPa]
	k _a	k _b	k _c	k _d	k _e	k _f			
13	0,887	0,937	1	1	1	1	134,6	1	90

Usando el criterio de la energía de distorsión de Gerber se tiene que el factor de seguridad es:

$$n_f = 9,7$$

Para la carga aplicada en forma completamente alternante se tiene que:

$$F_{alt} = 353N$$

$$h = 3,175 \times 10^{-3} m$$

$$b_{sold} = 5 \times 10^{-3} m$$

$$\tau_a = \frac{F_{alt}}{2 \cdot (0,707) \cdot h \cdot b_{sold}} = 21,1 MPa$$

$$\tau_m = 0$$

Y el factor de seguridad es: $n_f = \frac{S_{se}}{\tau_a} = 6,3$

El factor de seguridad mínimo calculado para ambos tipos de esfuerzos fluctuantes es 6,3; se considera que el mismo resulta apropiado, por lo tanto un cateto igual a 3mm es satisfactorio

4.5.2 Bastidor Secundario

Para la ubicación de los 24 acumuladores eléctricos restantes se diseñaron dos bastidores idénticos con capacidad para contener 12 de estos, cada uno. Adicionalmente, cada bastidor cumplirá la función de soporte para el inversor y el cargador. Este bastidor está compuesto principalmente por un recipiente (Figura 23) cuya finalidad es la de contener la cantidad determinada de acumuladores eléctricos restantes y una tapa (Figura 23) con dos finalidades: la primera, fijar los acumuladores eléctricos en el recipiente y la segunda, servir como base para la sujeción del cargador y el inversor. Las geometrías de estos elementos son tales que pueden ser fabricados a través de procesos de corte y doblado.

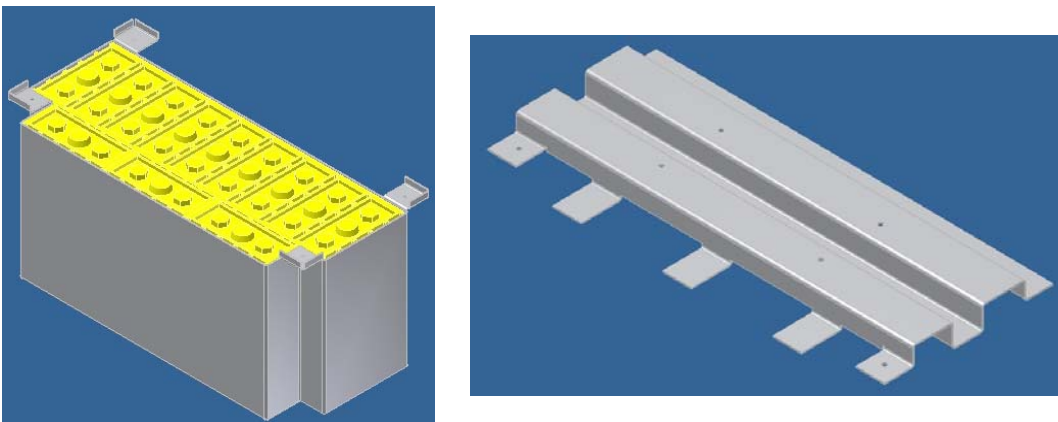


Figura 23. Contenedor y tapa de acumuladores eléctricos restantes.

Para la ubicación del cargador ó el inversor en cualquiera de los bastidores, es necesario emplear una placa como base de fijación sobre la tapa (obsérvese la Figura 24), esto es debido a que los puntos de fijación, tanto del controlador como del cargador, superan las dimensiones de la misma.

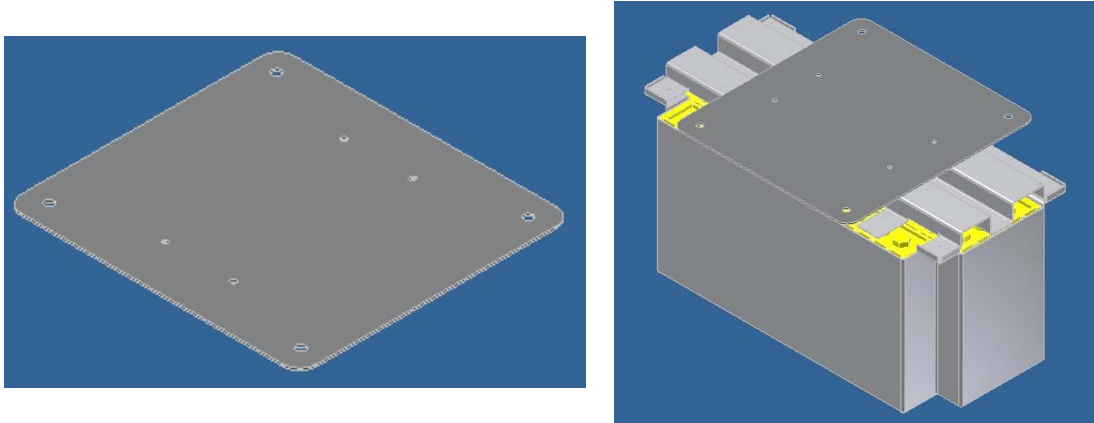


Figura 24. Ubicación de base para fijación del inversor.

En la siguiente figura se puede observar la disposición de los elementos anteriormente mencionados:

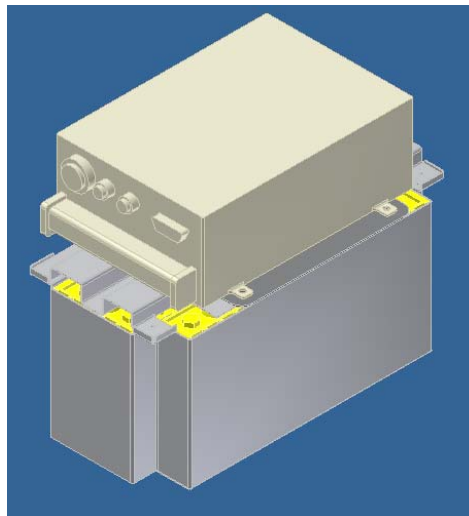


Figura 25. Contenedor, tapa, base de fijación e inversor.

CAPÍTULO V

SISTEMA MECÁNICO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

En este capítulo se plantean diferentes propuestas para llevar a cabo la transmisión de potencia desde el motor eléctrico a las ruedas impulsoras del automóvil. Mediante la aplicación del método de los criterios ponderados se seleccionó la más apropiada.

También se incluyen en este capítulo, los cálculos matemáticos que comprenden el dimensionamiento de los diferentes componentes del sistema de transmisión de potencia.

5.1 Diseño del sistema de Transmisión de Potencia

Se plantearon las siguientes propuestas para la propulsión del automóvil:

Propuesta 1. (Figura 26) La transmisión de potencia está basada en impulsores de cadena. El motor eléctrico está dispuesto de forma longitudinal en la parte trasera del automóvil, dentro del área del porta-equipaje, apoyado sobre una base sujeta al diferencial. La base tendrá una inclinación que está determinada por la inclinación del diferencial del automóvil, ya que para garantizar el buen funcionamiento del sistema de transmisión, se debe mantener en un mismo plano geométrico la rueda dentada impulsora (posicionada en el eje del motor eléctrico) y la rueda dentada impulsada (posicionada entre el plato de conexión del cardan y el diferencial).

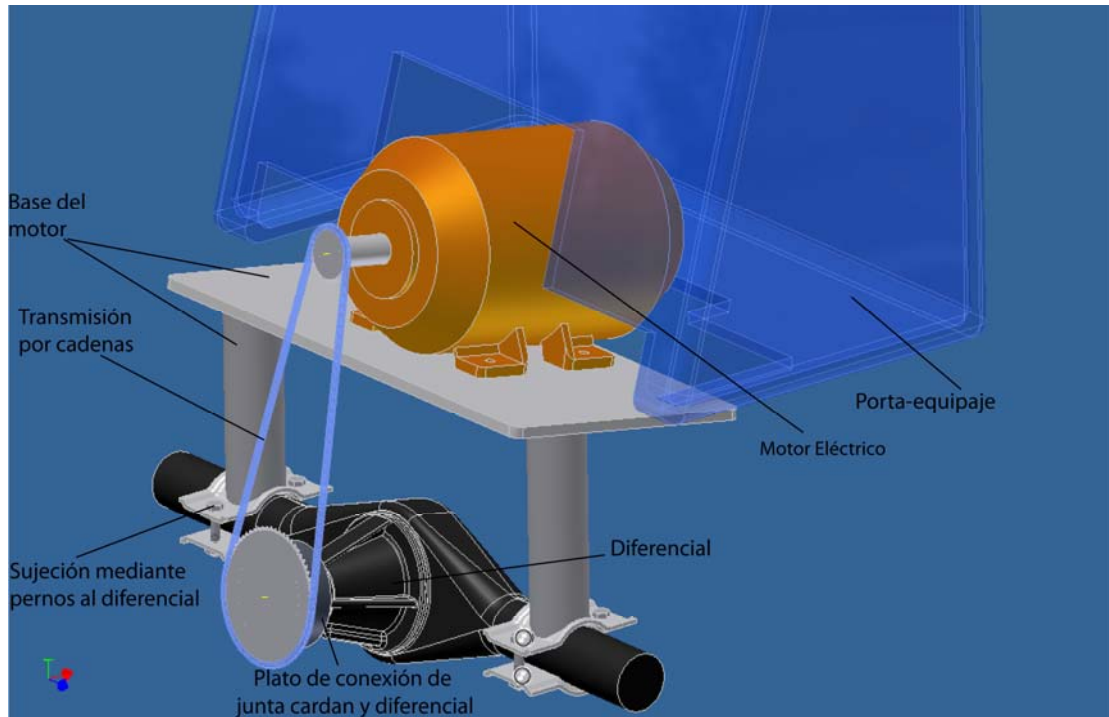


Figura 26. Propuesta 1.

Propuesta 2. (Figura 27) De igual manera que en la anterior, la potencia del motor se transmite utilizando impulsores de cadena. El motor eléctrico está dispuesto de forma transversal en la parte trasera del automóvil dentro del área del porta-equipaje, apoyado sobre una base sujeta a la estructura del mismo. Una extensión del eje de salida del motor eléctrico atraviesa la carrocería del automóvil hacia el exterior del mismo a una distancia tal que permita hacer coincidir, en primera instancia, el plano de la rueda dentada impulsora con el plano de la impulsada la cual estará ubicada en el centro de una de las ruedas trasera y será solidaria al cubo de la misma.

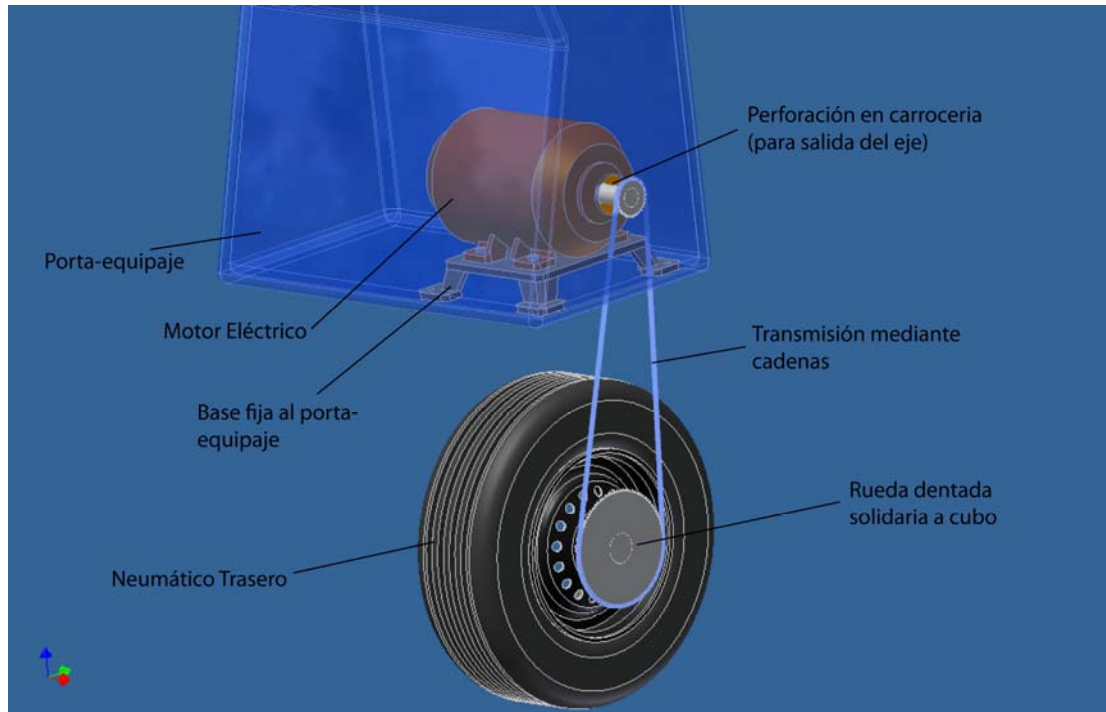


Figura 27. Propuesta 2.

Propuesta 3. (Figura 28) Se plantea en esta propuesta impulsar una rueda del automóvil. Para esto se ubica una rueda dentada en uno de los semiejes de transmisión de potencia del sistema diferencial. De igual manera que en las dos propuestas anteriores, para realizar la impulsión de la rueda dentada se utiliza un sistema de cadenas y la ubicación del motor es en el área del porta-equipaje. Se requiere, además, un sistema para tensar la cadena pues existe un movimiento relativo entre las carrocería (donde está dispuesto el motor y la rueda dentada impulsora) y el conjunto diferencial del automóvil (donde está la rueda dentada impulsada).

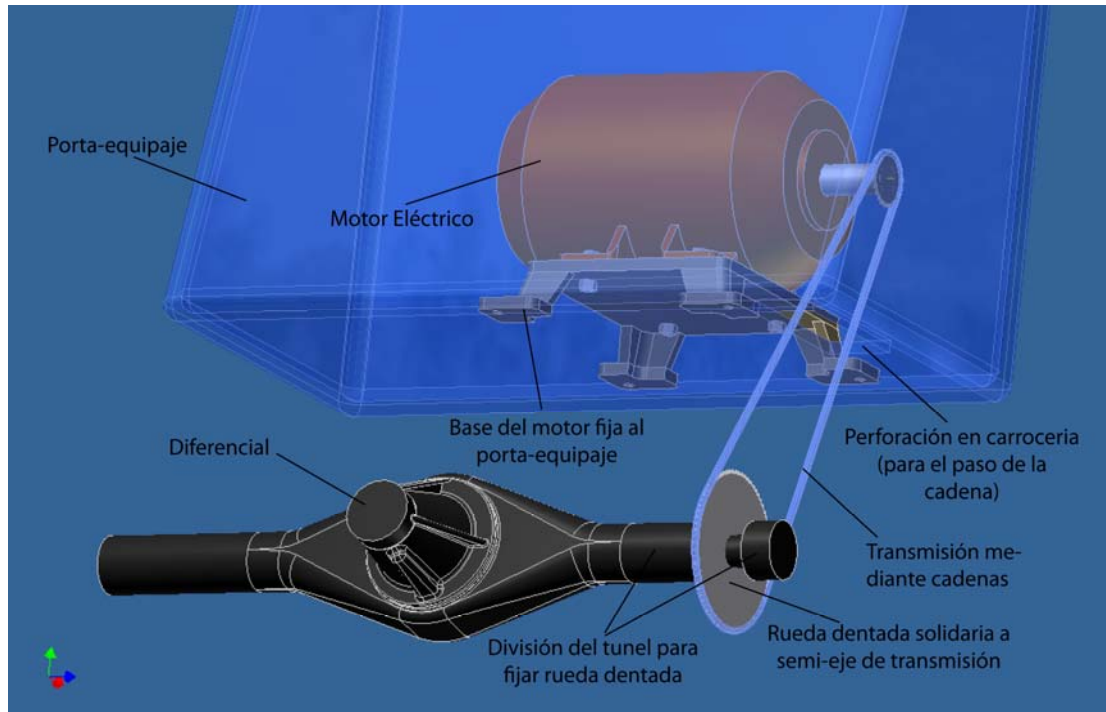


Figura 28. Propuesta 3.

Propuesta 4. (Figura 29) La transmisión de potencia en este caso se realiza en varias etapas desde el motor hasta las ruedas del auto. En la primera etapa se transmite la potencia del motor eléctrico (dispuesto de forma longitudinal en la parte trasera del automóvil) a una caja reductora de velocidades, la cual tienen el eje de salida en dirección perpendicular al de entrada. Al eje de salida de la caja se fija una rueda dentada, que mediante una cadena transmite la potencia a una rueda dentada solidaria a un árbol de transmisión ubicado bajo la carrocería del auto. Este árbol es paralelo al que conecta la caja de velocidades con el conjunto diferencial del automóvil, y se prolonga hasta la sección media del mismo. En este punto se ubica otro sistema de transmisión por cadena que conecta ambos árboles y que permite finalmente llevar la potencia hasta las ruedas del auto.

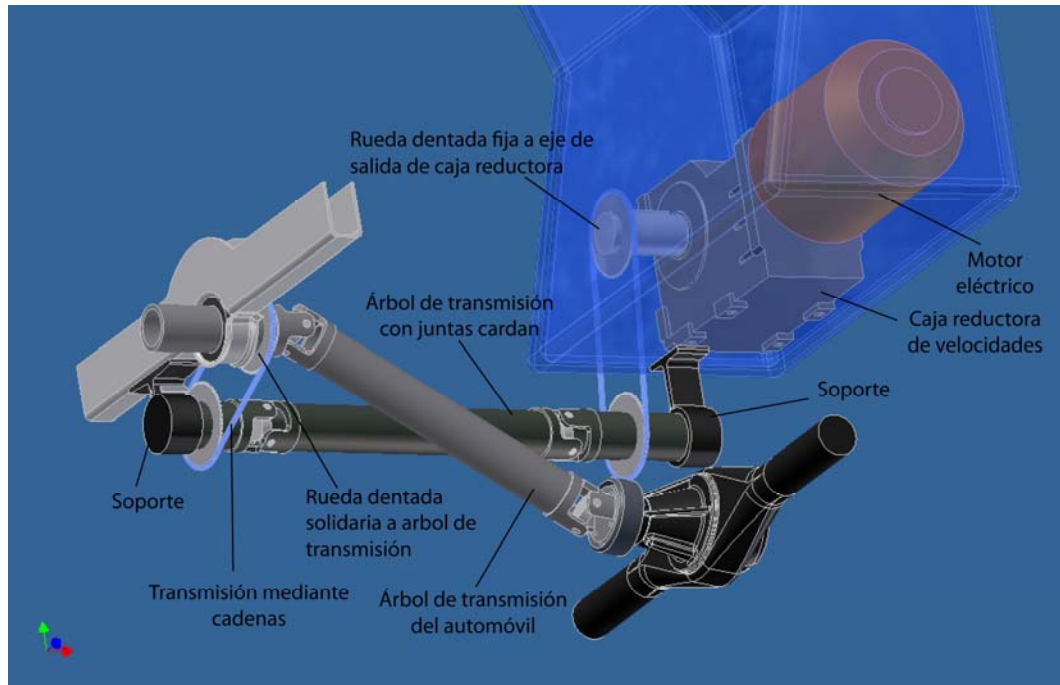


Figura 29. Propuesta 4

Propuesta 5. (Figura 30) Al igual que en la propuesta anterior, se cuenta con una caja de velocidades y un motor eléctrico, con la misma disposición y ubicación. Mediante un par de ruedas dentadas y una cadena se transmite la potencia desde la caja a un eje corto ubicado bajo la carrocería. Dicho eje está acoplado, mediante una junta cardan, a un árbol de transmisión con junta deslizante telescópica. Este último árbol transmite, a su vez, la potencia a un eje que es soportado en el túnel del conjunto diferencial, y en cuyo extremo se encuentra una rueda dentada que impulsa, mediante una cadena, a otra solidaria a la junta cardán que transmite la potencia desde la caja de velocidades del auto hasta el diferencial

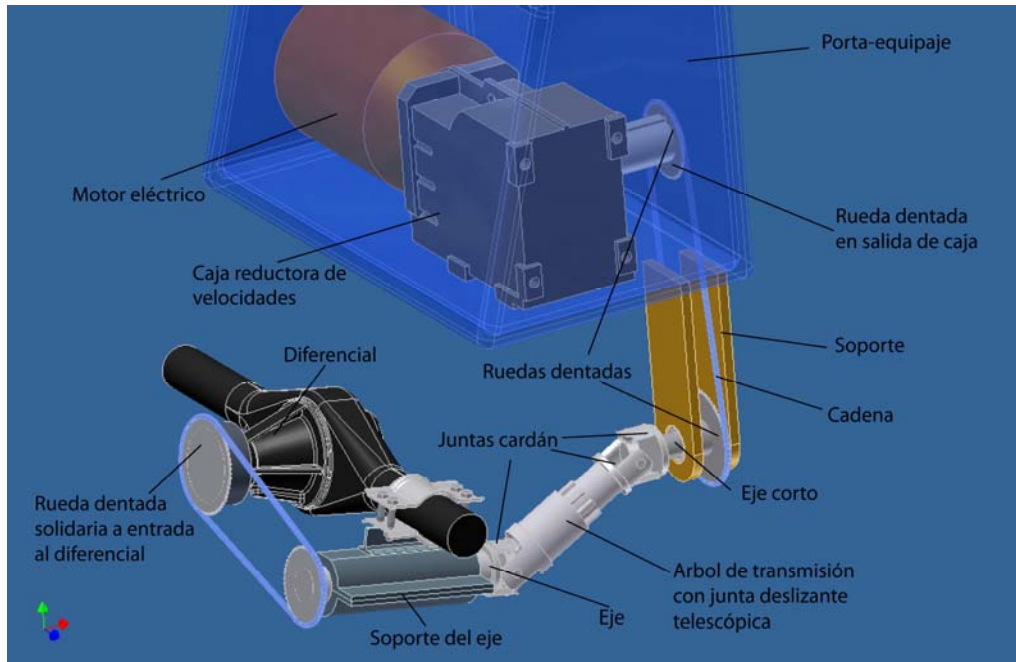


Figura 30. Propuesta 5.

Propuesta 6. (Figura 31) La potencia del motor se transmite utilizando dos etapas, la primera con impulsores de banda y la segunda con impulsores de cadena. El motor eléctrico está dispuesto de forma transversal en la parte trasera del automóvil dentro del área del porta-equipaje, apoyado sobre una base sujeta a la estructura del mismo. El impulsor de banda va de la salida del motor eléctrico a un árbol de transmisión ubicado en la parte inferior del mismo sujeto a la estructura del automóvil. En el otro extremo del árbol de transmisión se encuentra la rueda dentada impulsora que, mediante una cadena, transmite la potencia a una de las ruedas traseras acoplando la rueda dentada impulsada con una pieza ubicada entre el tambor de freno y una rueda trasera.

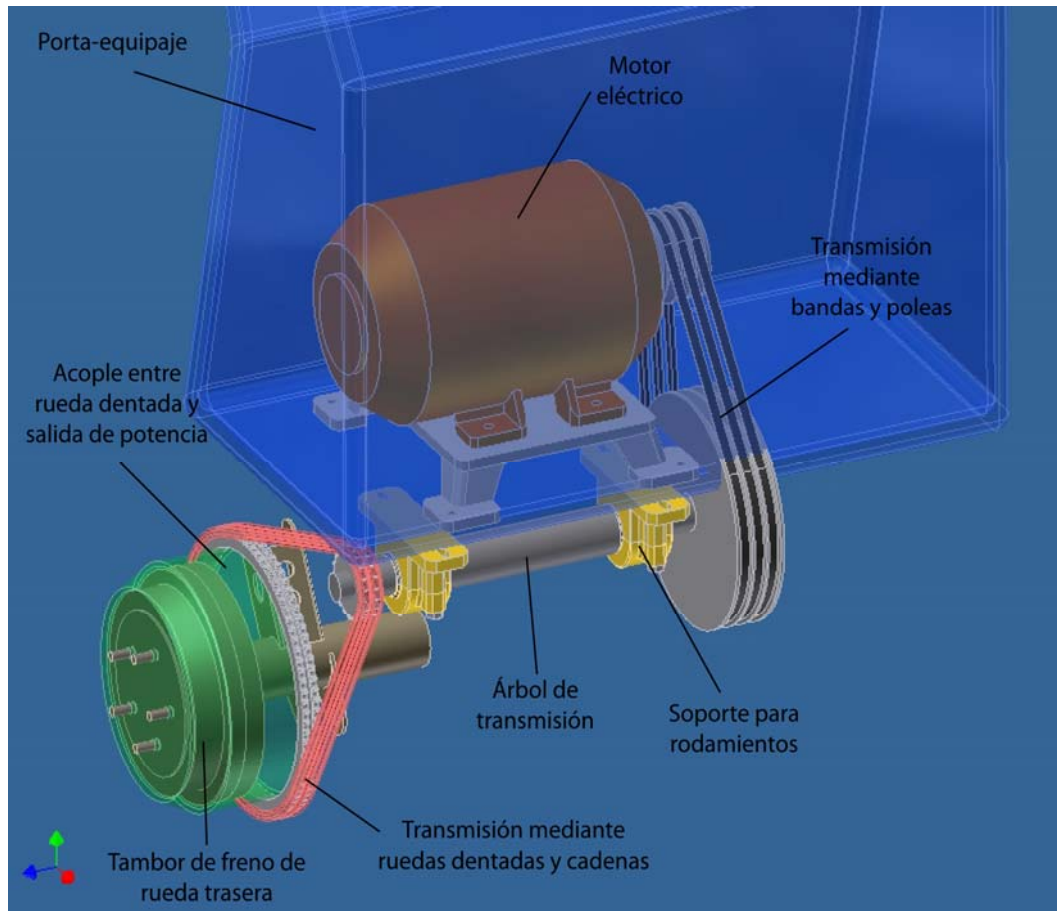


Figura 31. Propuesta 6.

.Para seleccionar entre las diferentes propuestas la definitiva a desarrollar se consideraron los siguientes criterios:

- **Utilidad:** se evaluó la capacidad de cada propuesta para prestar el servicio requerido, así como las limitaciones que pueda presentar a aquellas funciones que poseía originalmente el vehículo antes de ser modificado.
- **Tamaño reducido:** dadas las restricciones de espacio en el vehículo

se prefieren aquellas propuestas cuyos elementos ocupen menor volumen.

- **Poco peso:** está relacionado con la cantidad de equipos que conforman cada diseño y las dimensiones de los mismos, se considera apropiado que el peso total del equipo sea lo menor posible, ya que este aspecto está estrechamente relacionado al consumo energético de la adaptación.

- **Rendimiento:** la adaptación a vehículo híbrido tiene como propósito fundamental mejorar el rendimiento general del vehículo y reducir las emisiones que se arrojan a la atmósfera. Se consideran como favorables aquellos diseños que tengan mayor potencial de mejorar el rendimiento del vehículo.

- **Seguridad:** el producto no debe ser peligroso para el usuario, los transeúntes o la propiedad circundante.

- **Regulaciones gubernamentales:** La adaptación se realiza conforme a las normativas y regulaciones gubernamentales vigentes para la fecha y se descartarán aquellas que incumplan con las mismas.

- **Facilidad para fabricar:** tiene que ver con la complejidad del diseño, el número de elementos que conforman la propuesta (a mayor cantidad de elementos menos favorable resulta la propuesta) y la capacidad de éstos para ser ubicados en el automóvil.

- **Modificaciones requeridas en el automóvil:** el diseño debe mantener, tanto como sea posible, la estructura y los componentes del automóvil inalterados.

- **Facilidad de operación:** se deben agregar la menor cantidad complicaciones a la manipulación de los controles originales de marcha del automóvil.

- **Servicio o reemplazo de componentes:** la ubicación de los componentes debe ser tal que su manipulación al realizar el mantenimiento

necesario sea accesible y evite el despiece de la menor cantidad de componentes que los circunden.

- **Costo inicial bajo:** Está relacionado directamente con el costo de los elementos que componen la propuesta de diseño, cantidad y calidad de los mismos.

- **Costo de operación y mantenimiento bajos:** toma en cuenta el consumo de energía que impone la propuesta, así como también la durabilidad de los componentes y el uso de materiales accesibles, ya que estos facilitarían la adquisición de componentes en el caso de que se requiera reemplazarlos, disminuyendo así el costo por mantenimiento.

- **Estética:** la adaptación debe resultar de aspecto atractivo y modificar tan poco como sea posible el aspecto original del automóvil adaptado.

Finalmente, se presenta en el Cuadro 22, siguiendo la estructura del método de los criterios ponderados, la matriz morfológica para la evaluación de las diferentes propuestas (la organización de la misma es similar a la utilizada para la selección del automóvil).

Se seleccionó la propuesta 6 por obtener la mayor calificación total en la aplicación del método de criterios ponderados.

Cuadro 22. Matriz morfológica para selección de propuesta de adaptación

Criterio*	Ponderación**	Propuestas											
		Propuesta 1		Propuesta 2		Propuesta 3		Propuesta 4		Propuesta 5		Propuesta 6	
		C	CP	C	CP	C	CP	C	CP	C	CP	C	CP
1	5	10	50	10	50	10	50	4	20	10	50	10	50
2	4	6	24	9	36	9	36	3	12	5	20	9	36
3	3	7	21	9	27	9	27	4	12	5	15	7	21
4	3	10	30	10	30	8	24	6	18	6	18	9	27
5	4	6	24	6	24	9	36	9	36	9	36	9	36
6	5	9	45	2	10	9	45	9	45	9	45	9	45
7	4	5	20	10	40	4	16	4	16	5	20	8	32
8	3	8	24	9	27	9	27	9	27	9	27	9	27
9	5	1	5	8	40	5	25	8	40	8	40	6	30
10	4	6	24	9	36	2	8	5	20	7	28	7	28
11	3	8	24	9	27	8	24	3	9	3	9	5	15
12	3	8	24	9	27	4	12	5	15	6	18	7	21
13	3	6	18	1	3	8	24	8	24	8	24	8	24
Total		333		377		354		294		350		392	

Nota: * Cada criterio está relacionado con cada número como sigue: (1) Utilidad, (2) Tamaño reducido, (3) Peso, (4) Rendimiento, (5) Seguridad, (6) Regulaciones gubernamentales, (7) Facilidad para fabricación, (8) Facilidad de operación, (9) Modificaciones requeridas en el automóvil, (10) Servicio o reemplazo de componentes, (11) Costo inicial bajo, (12) Costo de operación y mantenimiento bajos, y (13) Estética.

** La escala de ponderación va desde uno hasta cinco, donde uno corresponde a aquellos de poca importancia y cinco a los de mucha importancia.

5.2 Dimensionamiento de los Componentes del Sistema de Transmisión de Potencia

Esta fase comprendió las siguientes actividades:

- Dimensionamiento de los impulsores de bandas y cadenas.

- Selección de rodamientos.
- Dimensionamiento del árbol de transmisión.
- Diseño de acoplamiento entre rueda dentada y salida de potencia.
- Diseño del bastidor del sistema de tracción.

5.2.1 Dimensionamiento de impulsores de banda y cadenas

El procedimiento de cálculo seguido en esta sección corresponde al recomendado por el fabricante de bandas y cadenas *Martin Sprocket*; las ecuaciones utilizadas son las indicadas por éste, a menos que se indique lo contrario.

5.2.1.1 Impulsores de banda

La potencia de diseño, H_d , para dimensionar los impulsores de banda es la siguiente:

$$H_d = FS \cdot H_{nom} \quad (10)$$

Donde

$FS = 1,4$ factor de servicio (para motores AC del alto torque y arranques frecuentes, tomado de la tabla mostrada en el anexo A-1).

$H_{nom} = 14,751$ hp potencia nominal del motor [hp].

$$H_d = 1,4 * 14,751hp = 20,651hp$$

Con la potencia de diseño calculada y la velocidad máxima del motor

(4500rpm) se determinó la sección transversal de las correas utilizando la tabla 7 mostrada en el anexo A-2, dicha tabla corresponde a secciones transversales convencionales que permiten velocidades más altas de rotación en comparación con las de la tabla 6 del mismo anexo. La sección transversal de la correa resultante es la tipo A.

El diámetro mínimo de polea que se puede utilizar con el motor seleccionado está dado por la tabla 8 del anexo A-2. Para 15 hp (potencia nominal del motor) la velocidad máxima mostrada en la tabla es 3450 rpm y el diámetro mínimo de la polea es 3,75 pulg, obsérvese que para una misma potencia a medida que aumenta la velocidad disminuye el diámetro mínimo de la polea, por tanto al utilizar este diámetro se estaría por encima del mínimo que correspondería a 4500 rpm, que como ya se señaló es la velocidad máxima a la que se utilizará el motor. Se tiene entonces que,

$$d_{\min} = 3,75\text{pulg}$$

La relación de velocidad entre las poleas, estimada inicialmente, es $i_{g1} = 2,5$. Esta relación permite reducir la velocidad de salida del motor de 4500 rpm a 1800 rpm, la cual es una velocidad adecuada para la utilización de cadenas a rodillos como siguiente elemento en cadena cinemática de la transmisión.

Conocidos el diámetro mínimo de polea y la relación de velocidad se determinaron los tamaños de las poleas, utilizando la tabla 9 del anexo A-3, como sigue:

Diámetro exterior de polea menor: $Od = 4,05 \text{ pulg} = 102,87\text{mm}$.

Diámetro de paso de polea menor: $d = 3,8 \text{ pulg} = 96,52 \text{ mm}$ ($d > d_{\min}$).

Diámetro exterior de la polea mayor:

$$OD = i_{g1} \cdot Od = 2,5 * 4,05 = 10,125\text{pulg} = 257,175\text{mm}$$

El diámetro calculado no corresponde a una polea normalizada, por tanto se seleccionó la más próxima, que corresponde a: $OD=10,85$ pulg =275,6mm.

Diámetro de paso de polea mayor: $D=10,6$ pulg = 269,2 mm.

Con los diámetros de poleas establecidos se recalcula la relación de velocidad entre las mismas:

$$i_{g1} = \frac{OD}{Od} = \frac{10,85}{4,05} = 2,679$$

Para determinar la longitud de la correa es necesario establecer la distancia entre centros, C , deseada. Shigley y Mischke (2002) indican que la distancia entre centros no deberá ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de las poleas y no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor, esto debido a que la vibración en el lado flojo de la banda sería excesiva y disminuiría la vida de la banda. Considerando esta recomendación y dadas las limitaciones de espacio en el vehículo se tomó como estimación inicial $C= OD$.

Se tiene entonces que la longitud de la correa viene dada por:

$$L = 2C + 1,57(OD + Od) + \frac{(OD - Od)^2}{4C} = 46,2 \text{ pulg} = 1172,4 \text{ mm}$$

La longitud normaliza, de la tabla 10 en el anexo A-3, que más se aproxima a la calculada es: $L= 48,1$ pulg = 1221,7mm. El número de correa que corresponde a esta longitud es la A46.

La nueva distancia entre centros es:

$$C = 0,25 \left\{ - \left[\frac{\pi}{2} (OD + Od) - L \right] + \sqrt{\left[\frac{\pi}{2} (OD + Od) - L \right]^2 - 2(OD - Od)^2} \right\}$$

$$C = 11,9\text{pulg} = 301,2\text{mm}$$

Finalmente se determinó el número de bandas necesarias para transmitir la potencia de diseño, mediante la siguiente expresión:

$$N_b = \frac{H_d}{H_a} \quad (11)$$

De donde,

$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$; potencia permitida por banda corregida.

$K_1=0,925$; factor de corrección del ángulo de cobertura (tomado de la tabla 11 del anexo A-3, interpolando linealmente para $\frac{OD - Od}{C} = 0,573$).

$K_2= 0,92$; factor de corrección de la longitud de la banda (tomado de la tabla 10 del anexo A-3).

$H_{tab} = (4,91 + 1,18) \text{ hp} = 6,09 \text{ hp} = 4,54 \text{ kW}$; capacidad de banda clasificada por tabla (valores tomados del anexo A-4).

Se tiene entonces que, $H_a = 0,925 * 0,92 * 6,09 = 5,183 \text{ hp} = 3,865 \text{ kW}$

El número de bandas requeridas es,

$$N_b = \frac{20,651}{5,183} = 3,985 \rightarrow N_b = 4$$

Las características de la transmisión de poleas y bandas seleccionadas se resumen a continuación:

- Sección transversal de la banda: A.
- Número de bandas: 4
- Longitud de las bandas: $L=48,1 \text{ pulg} = 1221,7 \text{ mm}$.
- Diámetro de paso de las poleas:

- Polea menor: $d_f=3,8$ pulg= 96,5 mm.
- Polea mayor: $D_f=10,6$ pulg= 269,4 mm.
- Diámetro exterior de las poleas:
 - Polea menor: $Od_f=4,05$ pulg= 96,5 mm.
 - Polea mayor: $OD_f= 10,85$ pulg= 275,59 mm.
- Longitud entre centros: $C_1= 11,86$ pulg= 301,24 mm.

5.2.1.2 Impulsores de cadenas a rodillos

De igual manera que para los impulsores de bandas, para dimensionar los componentes de una transmisión de cadenas a rodillos es necesario determinar la potencia de diseño, la cual, utilizando la ecuación (10), se tiene que es:

$$H_d = 1,5 * 14,751 = 22,127hp = 16,5kW$$

El factor de servicio utilizado es, $FS=1,5$; tomado del cuadro presentado en el anexo B-1 y corresponde a una clasificación de servicio de choque moderado con motor eléctrico como fuente de potencia, adicionalmente se le agrego 0,2 para compensar la condición desfavorable de carga por arranques frecuentes.

Otro parámetro considerado en la selección de las ruedas dentadas es la velocidad angular de la de menor tamaño, y es la siguiente,

$$n_1 = \frac{n_{motor}}{i_{g1}} = \frac{4500rpm}{2,679} = 1679,73rpm = 175,90 \frac{rad}{s}$$

Utilizando las tablas de clasificación de potencia para cadenas con un

solo hilo (anexo B-2) se determinó la potencia permisible, H_a , para distintas ruedas dentadas mediante,

$$H_a = K \cdot H_{tab}$$

Donde

K = factor de corrección por número de hilos.

H_{tab} = capacidad de carga de la cadena de acuerdo a las tablas de clasificación de potencia.

La cadena y la rueda dentada seleccionada deben ser tal que $H_a > H_d$.

Shigley y Mischke (2002) recomiendan el uso de ruedas dentadas impulsoras de 17, 19 o 21 dientes para operación a moderadas y altas velocidades. A continuación, en el Cuadro 23, se presentan los resultados obtenidos para las ruedas dentadas impulsoras con los números de dientes recomendados y una cadena ANSI número 40 de ½ pulg de paso.

Cuadro 23. Potencia permisible para cadena ANSI número 40 y diferentes ruedas dentadas impulsoras

Nº de dientes	H_{tab}		H_a^a		Nº de hilos requeridos	Lubricación
	[hp]	[kW]	[hp]	[kW]		
17	8,96	6,68	25,09	18,71	3	Tipo B
19	10,5	7,83	29,40	21,92	3	Tipo B
21	11,7	8,72	22,23	16,57	2	Tipo B

Nota: Los datos de las columnas H_{tab} y Lubricación fueron tomados de la tabla mostrada en el anexo B-2 cuya fuente es el catálogo de Martin: Sprocket and Gear, 2004.

^a Los factores de corrección de hilos son: para dos hilos $K=1,9$ y para tres hilos $K=2,8$. De igual manera extraídos del anexo B-2.

Se seleccionó para la aplicación la rueda dentada impulsora con 21

dientes, ya que la cadena número 40 de ½ pulg de paso permite transmitir la potencia requerida con apenas dos hilos, lo cual resulta apropiado al considerar las limitaciones de espacio del vehículo.

El número de dientes de la rueda dentada impulsada, N_2 , está establecido por la relación de transmisión como sigue:

$$N_2 = i_{g2} \cdot N_1$$

Donde $i_{g2} = \frac{i_g}{i_{g1}} = \frac{9,887}{2,679} = 3,690$ y $N_1 = 21$ (número de la rueda dentada impulsora).

Por tanto $N_2 = 3,690 \cdot 21 = 77,49$ dientes.

Shigley y Mischke (2002) recomiendan, de ser posible, utilizar un número par de dientes en la rueda dentada impulsada y un número impar en la impulsora. Considerando esto último, el número de dientes calculado, los tamaños de ruedas dentadas normalizados y que resulta ventajoso aumentar la relación de transmisión total ya que se aumenta de esta manera la capacidad para superar pendientes, se seleccionó para la rueda dentada impulsada el siguiente número de dientes:

$$N_2 = 84$$

La cantidad de dientes seleccionada corresponde al número par inmediato superior al calculado de los disponibles en el catálogo.

La longitud de la cadena, L , en pasos, se determina mediante

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \quad (12)$$

Donde, $p=1/2$ pulg.; paso de la cadena.

La distancia entre centros C esta dada por

$$\frac{C}{p} = \frac{1}{4} \left[- \left(\frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p} \right) + \sqrt{\left(\frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p} \right)^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (13)$$

Se recomienda que la longitud en pasos de la cadena sea par y de esta manera se evitan eslabones especiales (Shigley y Mischke, 2002). Asimismo, para cargas pulsantes se prefiere una distancia entre centros entre 20 y 30 pasos (Martin: Sprocket and Gear, 2004). Considerando las recomendaciones anteriores se tomó una distancia entre centros intermedia de 25 pasos y usando la ecuación (12), se tiene que la longitud en pasos debe ser

$$\frac{L}{p} = 2 \cdot 25 + \frac{21 + 84}{2} + \frac{(84 - 21)^2}{4\pi^2 25} = 102,56$$

Se tomó el número par inmediato superior y se tiene entonces

$$\frac{L}{p} = 104$$

Para la longitud de cadena seleccionada se determina la distancia entre centros mediante la ecuación (13), despejada para C .

$$C = \frac{0,5}{4} \left[- \left(\frac{21 + 84}{2} - 104 \right) + \sqrt{\left(\frac{21 + 84}{2} - 104 \right)^2 - 8 \left(\frac{84 - 21}{2\pi} \right)^2} \right] = 11,8 \text{ pulg} = 300,0 \text{ mm}$$

En el proceso de selección de las ruedas dentadas resultaron

modificadas las relaciones de transmisión, las nuevas relaciones son:

$$\text{Relación de transmisión entre ruedas dentadas: } i_{g2} = \frac{84}{21} = 4$$

$$\text{Relación de transmisión total: } i_g = i_{g1} \cdot i_{g2} = 2,679 \cdot 4 = 10,716$$

Asimismo, al verse modificadas las relaciones de transmisión cambió la velocidad de salida del sistema de tracción y por tanto la velocidad máxima del automóvil. Los cambios resultantes son los siguientes:

Velocidad angular máxima de salida de la transmisión:

$$\frac{n_{\max}}{i_g} = \frac{4500}{10,716} = 419,93 \text{rpm} = 43,97 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Velocidad máxima del automóvil:

$$\frac{\omega_{\max}}{i_g} \cdot r_d = 43,97 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * 0,262 \text{m} = 11,52 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 41,47 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Finalmente se resumen a continuación las características de los elementos del sistema de transmisión mediante ruedas dentadas y cadenas a rodillos:

- Cadena: ANSI N° 40, p=1/2 pulg.
- Número de cadenas: 2
- Longitud de la cadena en pasos: 104
- Rueda dentada menor:
 - Número de dientes: $N_1=21$.
 - Diámetro de paso: $d_2= 3,355 \text{ pulg}= 85,22 \text{ mm}$.
- Rueda dentada mayor:
 - Número de dientes: $N_2= 84$.
 - Diámetro de paso: $D_2= 13,372 \text{ pulg}= 339,65 \text{ mm}$.
- Distancia entre centros: $C_2= 11,8 \text{ pulg}= 300,0 \text{ mm}$.

5.2.2 Selección de rodamientos

Para llevar a cabo la selección de los rodamientos se siguió el siguiente procedimiento:

- Cálculo de las cargas radiales sobre el árbol de transmisión.
- Determinación de las reacciones sobre los rodamientos
- Cálculo de la clasificación de catálogo

En las secciones siguientes se detalla cada paso del procedimiento descrito.

Las diferentes ecuaciones utilizadas en esta sección corresponden a las descritas por Shigley y Mischke en el libro Diseño para ingenieros mecánicos, al menos que se indique lo contrario.

5.2.2.1 Cálculo de las cargas radiales sobre el árbol de transmisión

Las cargas radiales sobre el árbol de transmisión se deben a las fuerzas generadas por la transmisión de potencia sobre las bandas y las cadenas a rodillos

Para el impulsor de bandas se tiene el diagrama de cuerpo libre (DCL) mostrado en la Figura 33. La fuerza radial, F_D , sobre el eje de acuerdo al diagrama de cuerpo libre viene dada por:

$$F_D = N_b (F_1 + F_2) \quad (14)$$

Donde, F_1 y F_2 son las tensiones sobre el lado tenso y flojo de la banda, respectivamente y N_b es el número de bandas.

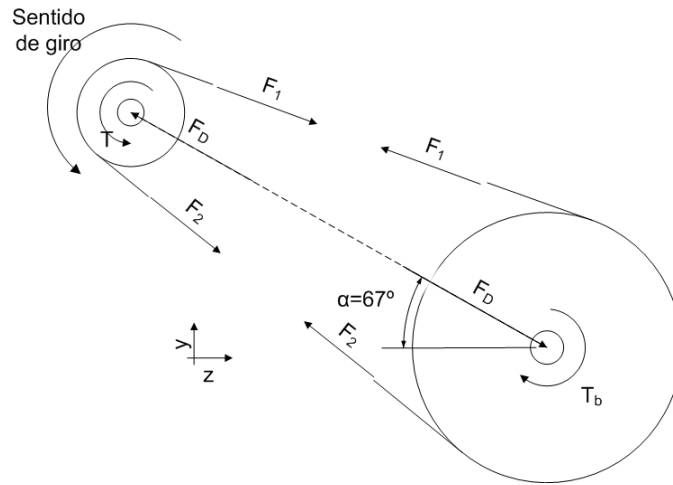


Figura 32. DCL de impulsores de bandas y poleas.

Para determinar las tensiones sobre las bandas se sigue el siguiente procedimiento sistemático:

- Cálculo de la fuerza centrífuga: $F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2$

$K_c=0,561$ (Shigley y Mischke, 2002).

V = velocidad lineal de la banda en pie/mín.

$$\omega_b = \frac{2\pi}{60} n_b = \frac{2\pi}{60} * 1450 = 151,844 \frac{rad}{s}$$

$$V = \omega_b \frac{d_1}{2} = 151,844 * \frac{0,097}{2} = 7,328 \frac{m}{s} = 1442,15 \frac{pie}{mín}$$

$$F_c = 0,561 \left(\frac{1442,15}{1000} \right)^2 = 1,17 lbf = 5,19 N$$

- Determinación de la tensión debida al par de torsión transmitido, ΔF :

$$\Delta F = \frac{P_n / N_b}{\omega_b (d_1/2)} = \frac{11 \times 10^3 / 4}{151,844(0,09652/2)} = 375,274 \text{ N}$$

- Establecer el ángulo de cobertura, ϕ :

$$\phi = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D_1 - d_1}{2C_1} \right) = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{10,6 - 3,8}{2 * 11,86} \right) = 2,56 \text{ rad}$$

- Cálculo de la tensiones, F_1 y F_2 :

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F_e^{f\phi}}{e^{f\phi} - 1} = 5,19 + \frac{375,274 \cdot e^{(0,5123 \cdot 2,56)}}{e^{(0,5123 \cdot 2,56)} - 1} = 518,8 \text{ N}$$

$f=0,5123$; factor de fricción efectivo de la banda (valor declarado por Gates Rubber Company citado por Shigley y Mischke, 2002)

$$F_2 = F_1 - \Delta F = 518,848 - 375,274 = 143,574 \text{ N}$$

Ya determinadas las tensiones que actúan sobre la banda se puede determinar, utilizando la ecuación (14), la fuerza radial sobre el eje, la cual es entonces:

$$F_D = (518,848 + 143,574) * 4 = 2649,7 \text{ N}$$

Para el impulsor de cadenas a rodillos se tiene el siguiente DCL:

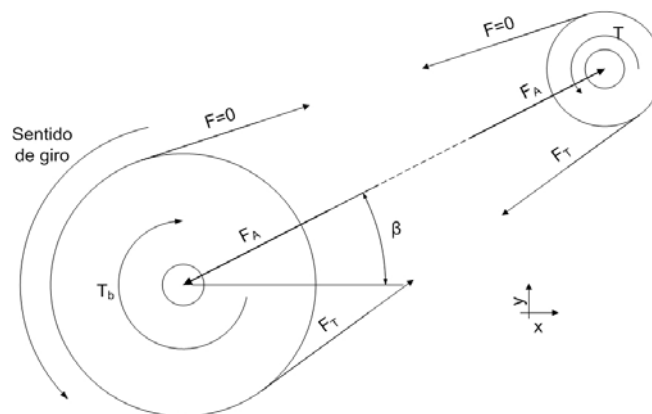


Figura 33. DCL de impulsor de cadenas a rodillos

Del análisis de diagrama de cuerpo libre (Figura 33) se tiene que la fuerza radial sobre el árbol, F_A , corresponde a:

$$F_A = F_T = \frac{P_n}{\frac{\omega_b d_2}{i_{g1} 2}} \quad (15)$$

$$F_A = \frac{11 \times 10^3}{\frac{151,844 \ 0,0852}{2,679} \ 2} = 4554,8N$$

5.2.2.2 Determinación de las reacciones sobre los rodamientos

El diagrama de cuerpo libre (DCL) del árbol de transmisión se observa en la Figura 34(a), el cual además se separó según los planos x-y (Figura 34 (b)) y x-z (Figura 34 (c)).

Es importante señalar que las componentes de F_A en las direcciones y y z, son función del ángulo β , el cual es variable, ya que la rueda dentada impulsada se mueve con la suspensión del vehículo. Se estimó, a fin de realizar los cálculos, que el ángulo β varía entre 5° y 30° , la suposición se basó en la geometría del automóvil, del sistema de transmisión y de la suspensión. F_{Ay} y F_{Az} están dadas por las siguientes expresiones:

$$F_{Ay} = F_A \text{sen}(\beta) \quad F_{Az} = F_A \text{cos}(\beta)$$

Al analizar los diagramas de cuerpo libre se obtuvo que las reacciones en los rodamientos se pueden determinar mediante las siguientes expresiones:

$$R_{By} = -\frac{F_{Ay}l_2 + F_{Dy}(l_2 + l_3)}{l_2} \qquad R_{Cy} = -\frac{F_{Ay}l_1 + F_{Dy}(l_2 + l_3)}{l_2}$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{Az}(l_1 + l_2) - F_{Dz}l_3}{l_2} \qquad R_{Cz} = \frac{F_{Dz}(l_2 + l_3) - F_{Az}l_1}{l_2}$$

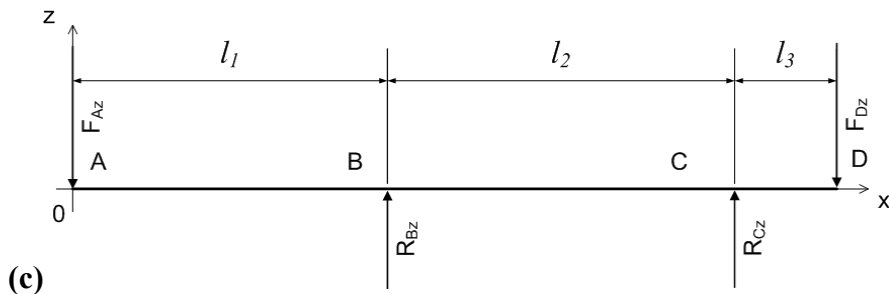
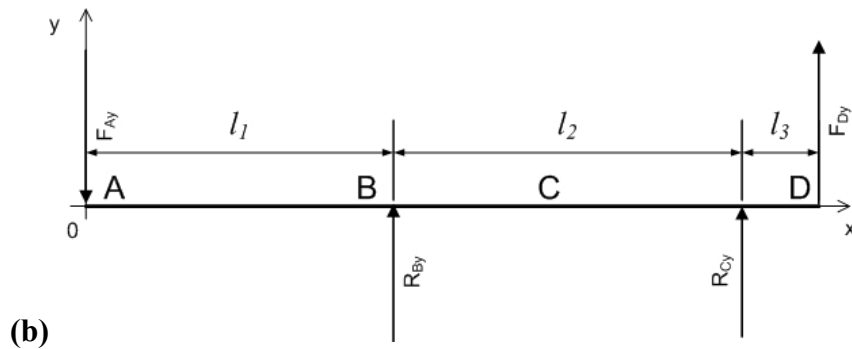
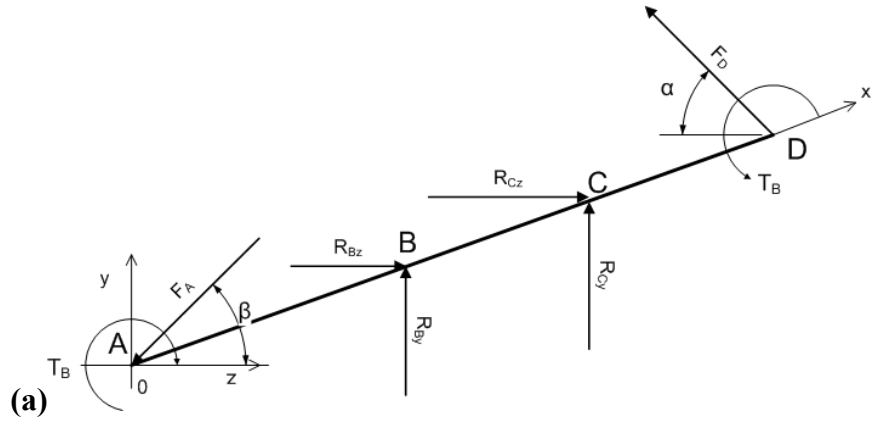


Figura 34. (a) DCL de árbol de transmisión, (b) DCL de árbol de transmisión plano x-y, (c) DCL de árbol de transmisión plano x-z.

En la Figura 35 se presentan las fuerzas reactivas resultantes, R_D y R_C en los rodamientos en función del ángulo β . Se observa que la magnitud de las reacciones aumenta conforme aumenta el ángulo β . Para realizar la selección de los rodamientos se utilizaron los valores correspondientes a $\beta=35^\circ$, los cuales son:

$$R_B = 8900N \text{ y } R_C = 5919N$$

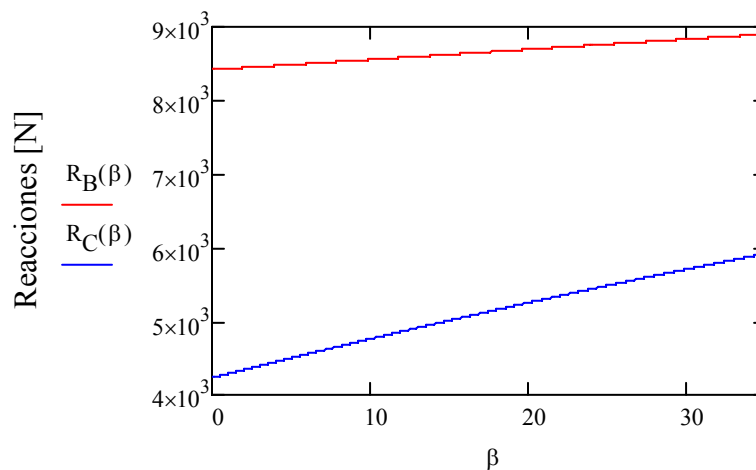


Figura 35. Fuerzas reactivas resultantes en los rodamientos en función de β .

5.2.2.3 Cálculo de clasificación de carga de catálogo

Para determinar la clasificación de carga de catálogo, C_{10} , es necesario establecer, además de la carga radial sobre los rodamientos, la vida deseada expresada en múltiplos de la vida nominal del rodamiento (x_D) y la confiabilidad deseada (R_D).

Para establecer la vida del rodamiento se tomó como referencia la vida de rodamientos de cubos de rueda para vehículos, la cual es 300.000 km (tomado de *Selección del tamaño de rodamiento: vida nominal requerida*, s.f.). Se tiene entonces que la vida deseada expresada en revoluciones, L_D , es:

$$L_D = \frac{Vida_km * 1000}{2\pi r_d} * i_{g2} = \frac{300000 * 1000}{2\pi * 0,262} * 4 = 728,26 \times 10^6 \text{ rev}$$

La vida nominal para rodamientos SKF es $L_{10} = 10^6$ rev.

La vida expresada en múltiplos de la vida nominal es:

$$x_D = \frac{L_D}{L_{10}} = 728,26$$

La meta de confiabilidad global (R), establecida en 0,99, se relaciona con las confiabilidades individuales de los rodamientos (correspondientes a los rodamientos en B y C, respectivamente) mediante la siguiente ecuación:

$$R = R_1 R_2$$

Para la primera estimación se inició haciendo R_1 y R_2 iguales a la raíz cuadrada de la meta de confiabilidad, \sqrt{R} . Se tiene entonces que la meta de confiabilidad para cada cojinete es $\sqrt{0,99}$ ó 0,995.

La expresión para determinar la clasificación de carga de catálogo es la siguiente:

$$C_{10} = (FA) F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/a} \quad R \geq 0,90 \quad (16)$$

Donde, FA = factor de aplicación. Se utilizó 1,5 correspondiente a maquinaria con impactos moderados (tomado de Shigley y Mischke, 2002)

F_D = carga radial deseada

x_0 , θ y b son parámetros de la distribución de Weibull y tienen los siguientes valores:

$$x_0 = 0,02 \quad (\theta - x_0) = 4,439 \quad b = 1,483$$

a = constante que depende del tipo de rodamiento

$a=3$, para cojinetes de bolas

$a=10/3$, para cojinetes de rodillos (rodillo cilíndrico y cónico)

Para el rodamiento B se tiene que la clasificación de carga de catalogo, utilizando la ecuación (16) es:

$$C_{10} = (1,5)8900 \left[\frac{728,26}{0,02 + 4,439(1 - 0,995)^{1/1,483}} \right]^{3/10} = 172142N$$

Para el rodamiento C, se obtuvo el siguiente resultado:

$$C_{10} = 114483N$$

Para las cargas calculadas se encontraron en el catálogo del fabricante SKF distintos rodamientos adecuados para la aplicación. De los diferentes tipos de rodamientos se prefirieron los rodamientos de rodillos a rótula con manguito de fijación. Se consideraron los rodamientos de rodillos a rótula ya que pueden absorber cargas elevadas puramente radiales y combinadas, compensan desalineaciones durante el funcionamiento y por errores de alineación inicial, pueden ser usados como rodamientos fijos o libres y pueden usarse con los soportes comerciales. Los manguitos de fijación permiten fijar el rodamiento

sobre el eje en la posición deseada sin necesidad de elementos adicionales.

Cuadro 24. Selección preliminar de rodamientos

Rodamiento B, $C_{10}=172142\text{N}$						
d [mm]	Capacidad de carga		Masa [kg]	Confiabilidad existente	Designación	
	C [kN]	C_o [kN]			Rodamiento	Manguito
60	193	216	1,95	0,997	22213 EK	H 313
65	212	240	2,45	0,998	22215 EK	H 315
70	236	270	3,00	0,999	22216 EK	H 316
75	285	325	3,70	0,999	22217 EK	H 317
Rodamiento C, $C_{10}=114483\text{N}$						
45	104	108	0,90	0,991	22210 EK	H 310
50	125	127	1,10	0,997	22211 EK	H 311
55	156	166	1,45	0,999	22212 EK	H 312

Nota: Datos tomados de *Rodamientos de rodillos a rótula: datos de los productos* por SKF (s.f.)

C = Capacidad de carga dinámica; C_o = Capacidad de carga estática

En el Cuadro 24 se muestran los posibles rodamientos a utilizar y se resumen las características de los mismos. Adicionalmente, se muestra la confiabilidad existente para ese rodamiento de ser seleccionado.

Obsérvese que si en uno de los rodamientos seleccionados se cumple que la confiabilidad es mayor que \sqrt{R} , en el otro rodamiento se puede redondear hacia abajo, siempre que el producto de R_1R_2 exceda la meta de R . Por esta razón se consideraron rodamientos cuya clasificación de carga de catalogo es inferior a la calculada.

La selección del rodamiento a utilizar de los preseleccionados se

realizará una vez conocido el diámetro del eje.

5.2.3 Dimensionamiento del árbol de transmisión

En el Figura 36 se muestra el diseño propuesto para el árbol de transmisión, con la distribución general de los diferentes componentes y las dimensiones axiales del mismo.

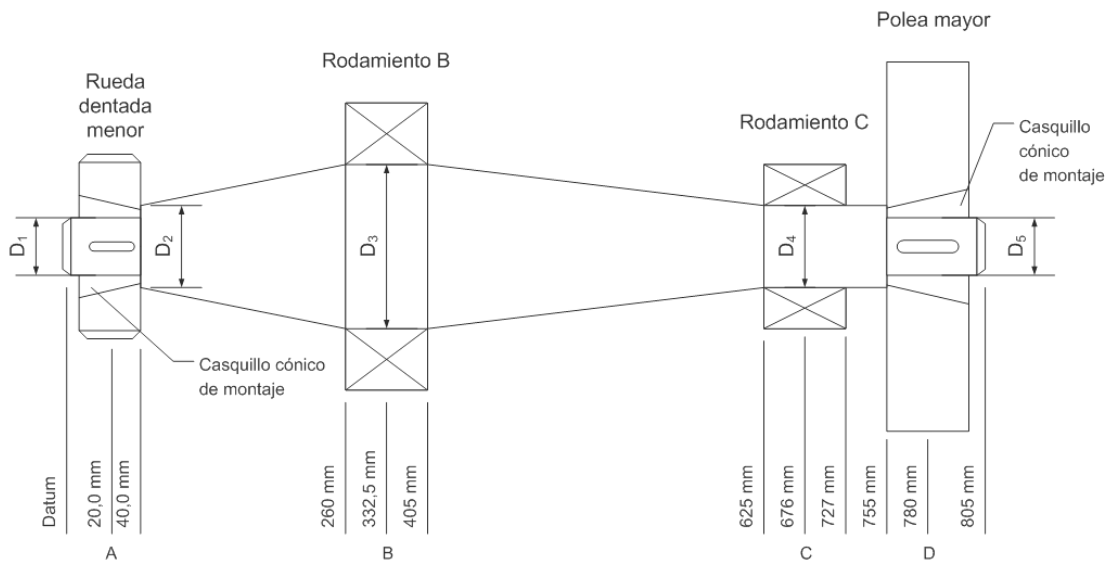


Figura 36. Distribución general de árbol de transmisión.

Las fuerzas radiales que actúan sobre el árbol de transmisión (obsérvese el Figura 34(a)) son las siguientes:

$$F_A = 6832,251N \ ; \ F_D = 3692,95N$$

Para determinar estas fuerzas se utilizaron las ecuaciones (9) y (10) que se encuentran en la sección anterior. En ambas ecuaciones se utilizó para

determinar las tensiones F_1 , F_2 y F_T la potencia de diseño, P_d , de esta manera se tienen las tensiones máximas permisibles y por tanto las fuerzas radiales máximas que pueden actuar sobre el árbol.

El proceso de dimensionamiento del árbol de transmisión se dividió como sigue:

- Elaboración de diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y par torsor.
- Cálculo del límite de resistencia a la fatiga del material del eje.
- Cálculo de los diámetros del árbol de transmisión.
- Selección final de rodamientos de acuerdo al diámetro del árbol.

En esta sección se usan las ecuaciones de esfuerzo y de cálculo de resistencia extraídas del libro Shigley's Mechanical Engineering Design por Budynas y Nisbet, se indicará cuando se utilice una que no corresponda a esta bibliografía.

5.2.3.1 Elaboración de diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y par torsor.

En los siguientes gráficos se muestran los diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante. En el Figura 37 se muestran los correspondientes al plano x - y , mientras que en el Figura 38 los del plano x - z . En cada diagrama, se observan las curvas para diferentes ángulos β , los ángulos seleccionados fueron 5° , 20° y 35° .

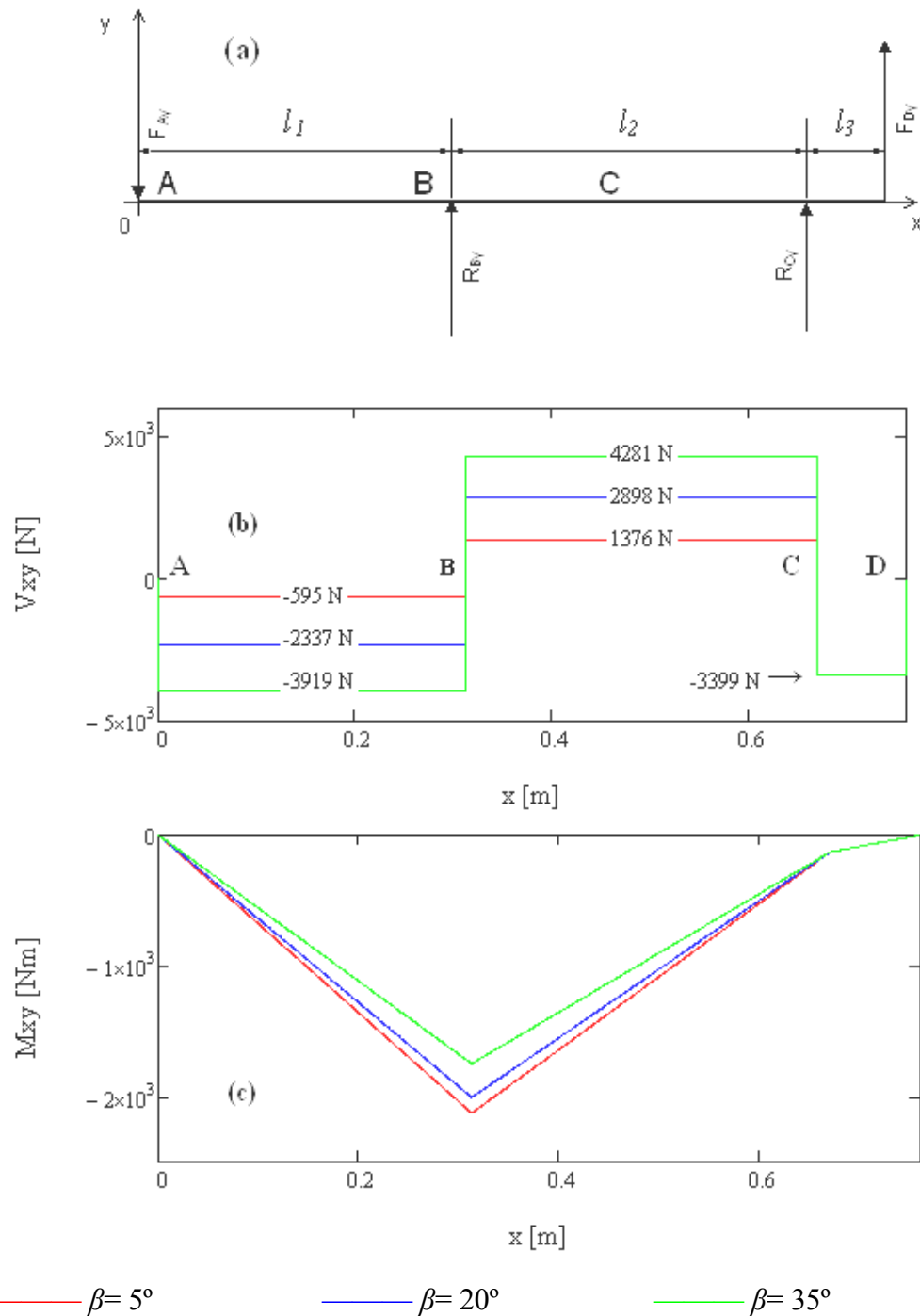


Figura 37. Diagramas de cuerpo libre (a), fuerza cortante (b) y momento flector (c), en plano x - y

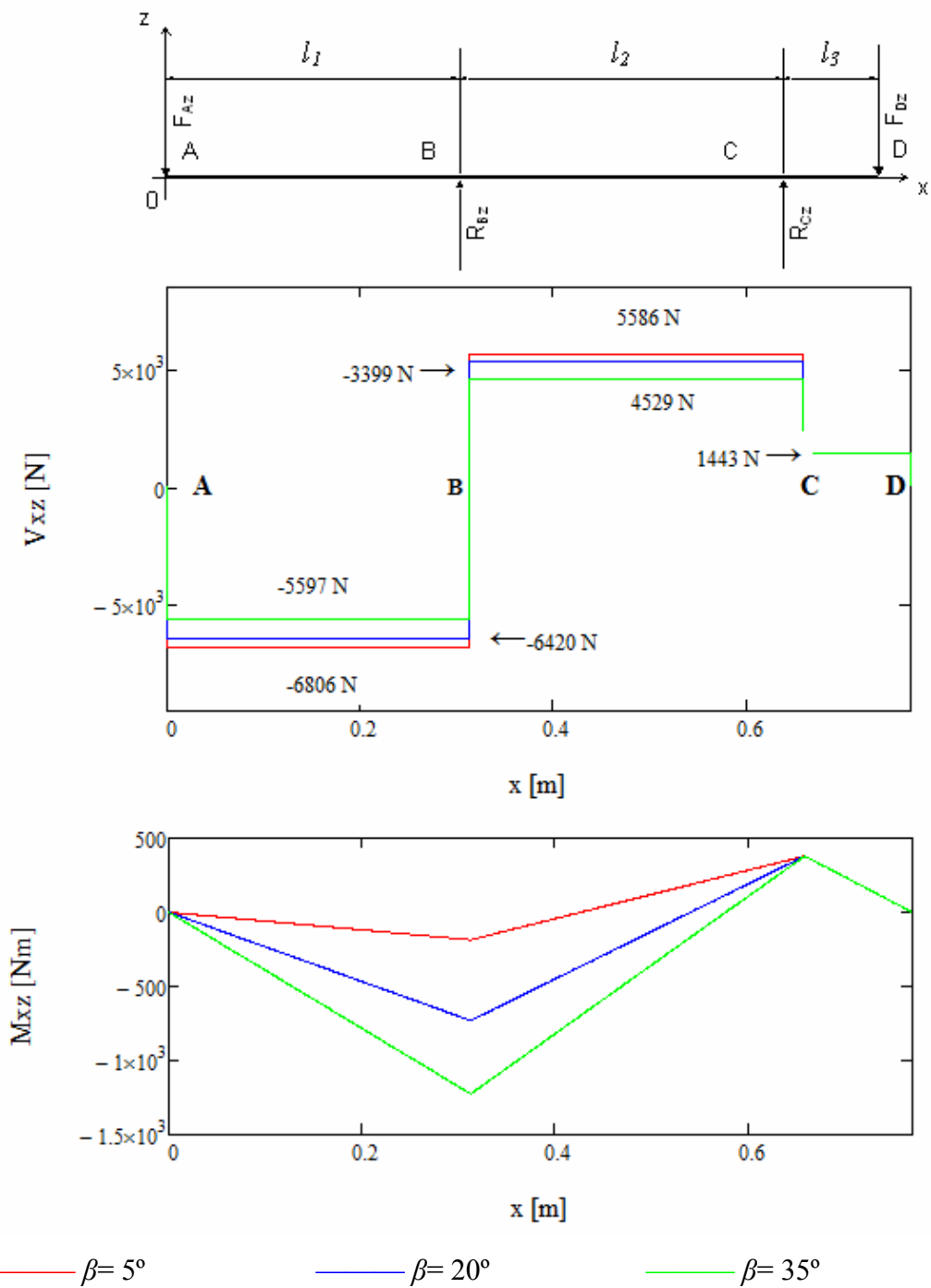


Figura 38. Diagramas de cuerpo libre (a), fuerza cortante (b) y momento flector (c), en plano x - z .

Se presenta ahora, en el Figura 39, el diagrama de momento flector resultante tomando en cuenta la siguiente expresión $M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$, de igual manera se muestran las curvas para los mismos ángulos β que en las gráficas anteriores.

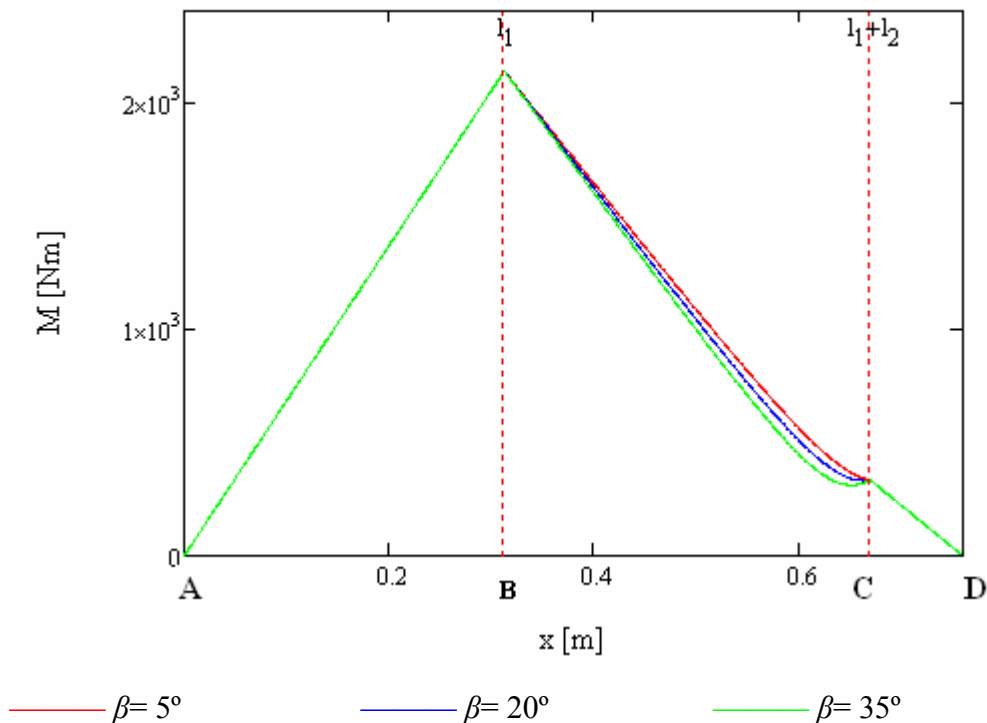


Figura 39. Diagrama de momento flector resultante.

Se evidencia en el Figura 39 que el momento resultante es mayor cuando el ángulo β es de 5° , aunque se observa también que la diferencia con respecto a las curvas a los otros ángulos es pequeña. En los segmentos AB y CD todas las curvas coinciden.

Finalmente en el Figura 40 se observa el diagrama de momento torsor presenta en el árbol de transmisión, se observa que la magnitud del mismo se

mantiene constante en toda su longitud; esto es debido a que los elementos que transmiten la potencia y generan el par torsor se encuentran en los extremos

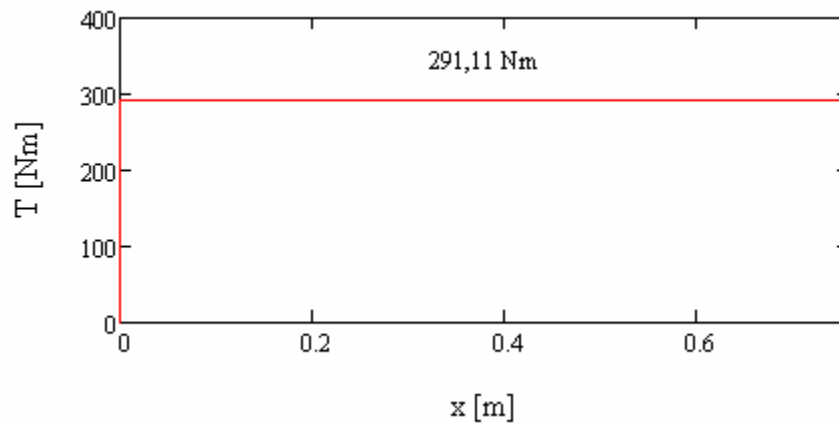


Figura 40. Diagrama de momento torsor.

5.2.3.2 Cálculo del límite de resistencia a la fatiga modificado del material del eje.

Como material para el eje se seleccionó el acero 1040 laminado en frío, el cual posee buenas propiedades mecánicas y es comúnmente usado en árboles de transmisión.

Las propiedades mecánicas del acero 1040 laminado en frío son las siguientes (datos obtenidos de Shigley y Mischke, 2002):

- Resistencia a la tensión: $S_{ut}=590$ MPa.
- Resistencia a la cedencia: $S_y= 490$ MPa
- Límite de resistencia a la fatiga: $S'_e = 0,5S_{ut} = 295$ MPa

El límite de resistencia a la fatiga modificado se obtiene mediante la ecuación de Marín (ecuación (7)).

Los valores de los factores de la ecuación de Marín son los siguientes:

- Factor de superficie:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Donde, $a=4,51$ y $b= -0,265$; de acuerdo a Budynas y Nisbett (2008) para un material maquinado o laminado en frío

$$k_a = 4,51 * (590)^{-0,265} = 0,832$$

- Factor de tamaño: como el tamaño del eje es desconocido se estima un valor inicial, el cual es, $k_b = 0,9$. El mismo será chequeado posteriormente cuando se determine el diámetro.

- Factor de carga: $k_c = 1$.
- Factor de temperatura: $k_d = 1$.
- Factor de efectos diversos: $k_e = 1$.
- Factor de confiabilidad: $k_f = 0,814$ para una confiabilidad de 99%,

según datos de Budynas y Nisbett (2008).

Una vez establecidos los factores de la ecuación de Marín se determina el límite de resistencia a la fatiga como sigue:

$$S_e = (0,832)(0,9)(1)(1)(1)(0,814)(295) = 179,8MPa$$

5.2.3.3 Cálculo de los diámetros del árbol de transmisión.

Para la estimación inicial de los diámetros del árbol de transmisión se utilizó el criterio de falla de la energía de distorsión (ED)-Goodman (ecuación

(17)). Esta ecuación corresponde a un árbol de transmisión donde el momento flector y torsor son constantes y por lo tanto el esfuerzo normal de flexión es completamente invertido y el de torsión es constante.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3} \quad (17)$$

Donde, d = diámetro del árbol de transmisión.

n = factor de seguridad.

K_f y K_{fs} = factores de concentración de esfuerzo normales y cortantes a la fatiga, respectivamente.

M_a = Momento flector alternante

T_m = par torsor medio.

Para una rápida y conservadora primera estimación se consideró que $K_f=K_t$ y $K_{fs}=K_{ts}$ (K_t y K_{ts} son los factores de concentración de esfuerzo normales y cortantes, respectivamente). Los valores de los factores de concentración de esfuerzos utilizados en esta primera evaluación son estimados y se muestran en la siguiente tabla:

Cuadro 25. Factores de concentración de esfuerzos estimados.

	Flexión	Torsión
Filete de hombro- afilado ($r/d=0,02$)	2,7	2,2
Filete de hombro- redondeado($r/d=0,1$)	1,7	1,5
Chavetero de perfil	2,2	3,0

Nota: Datos tomados de Shigley's Mechanical Engineering Design (p. 361) por Budynas, R. y Nisbett, J. K. (2008).

El factor de seguridad utilizado fue $n=3$, que corresponde a aplicaciones donde el origen de la carga no es conocido completamente.

A continuación se presenta un cálculo tipo, donde se muestra el procedimiento utilizado para la determinación de uno de los diámetros del árbol de transmisión. El cálculo corresponde al diámetro D_1 , donde se ubica la rueda dentada. (Obsérvese la Figura 36). El diámetro D_1 va desde $x=0$ mm hasta $x=40$ mm, se debe verificar cual de las ubicaciones en esta sección es la crítica, es decir donde se requiere el mayor diámetro.

Para $x=20$ mm, donde se encuentra el chavetero de perfil, se tiene que,

- Momento flector resultante: $M_a = 0$ Nm.
- Par torsor: $T_m = 291$ Nm.
- Factores de concentración de esfuerzo: $K_f = K_t = 2,2$ $K_{fs} = K_{ts} = 3,0$
- $$d = \left\{ \frac{16 \cdot 3}{\pi} \cdot \left(\frac{2 \cdot (2,2 \cdot 0,0)}{180 \times 10^6} + \frac{[3(3 \cdot 291)]^{1/2}}{590 \times 10^6} \right) \right\}^{1/3} = 0,03396m = 33,96mm$$

Para $x=40$ mm, donde se encuentra el hombro se tiene que,

- Momento flector resultante: $M_a = 136,65$ Nm.
- Par torsor: $T_m = 291,112$ Nm.
- Factores de concentración de esfuerzo: $K_f = K_t = 1,7$ $K_{fs} = K_{ts} = 1,5$
- $$d = \left\{ \frac{16 \cdot 3}{\pi} \cdot \left(\frac{2 \cdot (1,7 \cdot 137)}{180 \times 10^6} + \frac{[3(1,5 \cdot 291)]^{1/2}}{590 \times 10^6} \right) \right\}^{1/3} = 0,03895m = 38,95mm$$

La posición crítica corresponde $x=40$ mm, donde se encuentra ubicado el hombro. Se seleccionó, considerando que todas las estimaciones han sido conservadoras el diámetro nominal inmediato inferior, $D_4=38$ mm

En el Cuadro 26 se resumen los resultados obtenidos para los diferentes diámetros, además se muestran los parámetros de ecuación (17) utilizados para cada cálculo.

Cuadro 26. Diámetros del árbol de transmisión.

Diámetro	Ubicación (x) [mm]	Momento [Nm]		Factores de concentración de esfuerzo		Diámetro [mm]	
		Flector	Torsor	K_t	K_{ts}	Calculado	Seleccionado
D ₁	20,00	0,00	291	2,2	3,0	34,0	38
	40,00	137	291	1,7	1,5	39,0	
D ₂	40,00	-	-	-	-	45,6	46
D ₃	332,50	2135	291	1	1	72,2	75
D ₄	625,00	521	291	1	1	46,7	50
D ₅	755,00	92	291	1,7	1,5	35,9	38
	780	0	291	2,2	3,0	34,0	

Nota: el diámetro del hombro D₂ se determino utilizando la relación d/D=1,2; la cual es típica para hombros de apoyo.

Ya conocidas las dimensiones del árbol de transmisión se procedió a determinar el factor de seguridad en cada sección del eje y verificar que el mismo cumpla con la meta establecida. Utilizando la teoría de falla por fatiga DE-Goodman, se tiene que el factor de seguridad se puede expresar mediante:

$$n = \left\{ \frac{16}{\pi d^3} \left(\frac{2k_f M_a}{S_e} + \frac{[3(k_{fs} T_m)]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{-1} \quad (18)$$

Las estimaciones realizadas inicialmente del factor de tamaño (k_e) de la ecuación de Marín (ecuación(7)) y de los factores de concentración de esfuerzos a la fatiga (K_f y K_{fs}), son corregidas apropiadamente utilizando las dimensiones del eje ya calculadas.

En el Cuadro 27 se resumen los resultados obtenidos al calcular el factor de seguridad mediante la ecuación (18) para cada sección del árbol de transmisión. Se incluyen, además, el factor de tamaño, el límite de resistencia a la fatiga, y los factores de concentración de esfuerzos determinados para cada sección.

Cuadro 27. Factores de seguridad del árbol de transmisión

Ubicación (x) [mm]	Resistencia a la fatiga		Factores de concentración de esfuerzos				n
	k_b	S_e [MPa]	Flexión		Torsión		
			K_t	K_f	K_{ts}	K_{fs}	
20,00	0,842	168	2,200	1,944	3,00	2,659	4,7
40,00	0,842	170	1,840	1,688	1,402	1,344	2,9
332,50	0,796	159	1	1	1	1	2,9
625,00	0,818	163	1	1	1	1	3,3
755,00	0,847	169	1,899	1,736	1,431	1,370	2,9
780,00	0,849	170	2,200	1,944	3,00	2,659	4,7

Como el criterio de Goodman es conservador se aceptaron los factores de seguridad calculados que se encuentran por debajo del establecido como suficientemente cercanos.

5.2.3.4 Selección final de rodamientos de acuerdo al diámetro del árbol.

En la sección anterior, referente al dimensionamiento de los rodamientos, se establecieron un grupo de rodamientos adecuados para la aplicación y quedó pendiente la selección del definitivo en función del diámetro del eje en donde se ubican estos. Ya conocidos los diámetros se pueden precisar

los mismos, los rodamientos seleccionados son:

- Rodamiento B: 22217 EK.
- Rodamiento C: 22211 EK.
- La confiabilidad existente es (calculada utilizando la expresión (16)

despejada para R) : $R=0,997$

Adicionalmente se seleccionaron los soportes, obturaciones y anillos de fijación apropiados para estos rodamientos, todos estos componentes fabricante SKF. En el Cuadro 28 se indican las designaciones correspondientes de cada uno de estos elementos.

Cuadro 28. Soportes, obturaciones y anillos de fijación para rodamientos.

Elemento	Designación	
	Rodamiento B	Rodamiento C
Soporte	SNL 517	SNL 511
Obturaciones laberínticas	TSN 517 S	TSN 511 S
Anillos de fijación	-	FRB 9,5/150

5.2.4 Diseño de acoplamiento entre rueda dentada y salida de potencia

Para transmitir la potencia de la rueda dentada mayor al cubo de la rueda se diseñó una pieza que funciona como acoplamiento entre las dos, la misma se puede observar en la Figura 41. La rueda dentada se fija a la pieza mediante un ajuste de interferencia y se ubica en la posición mostrada en la Figura 41(c).

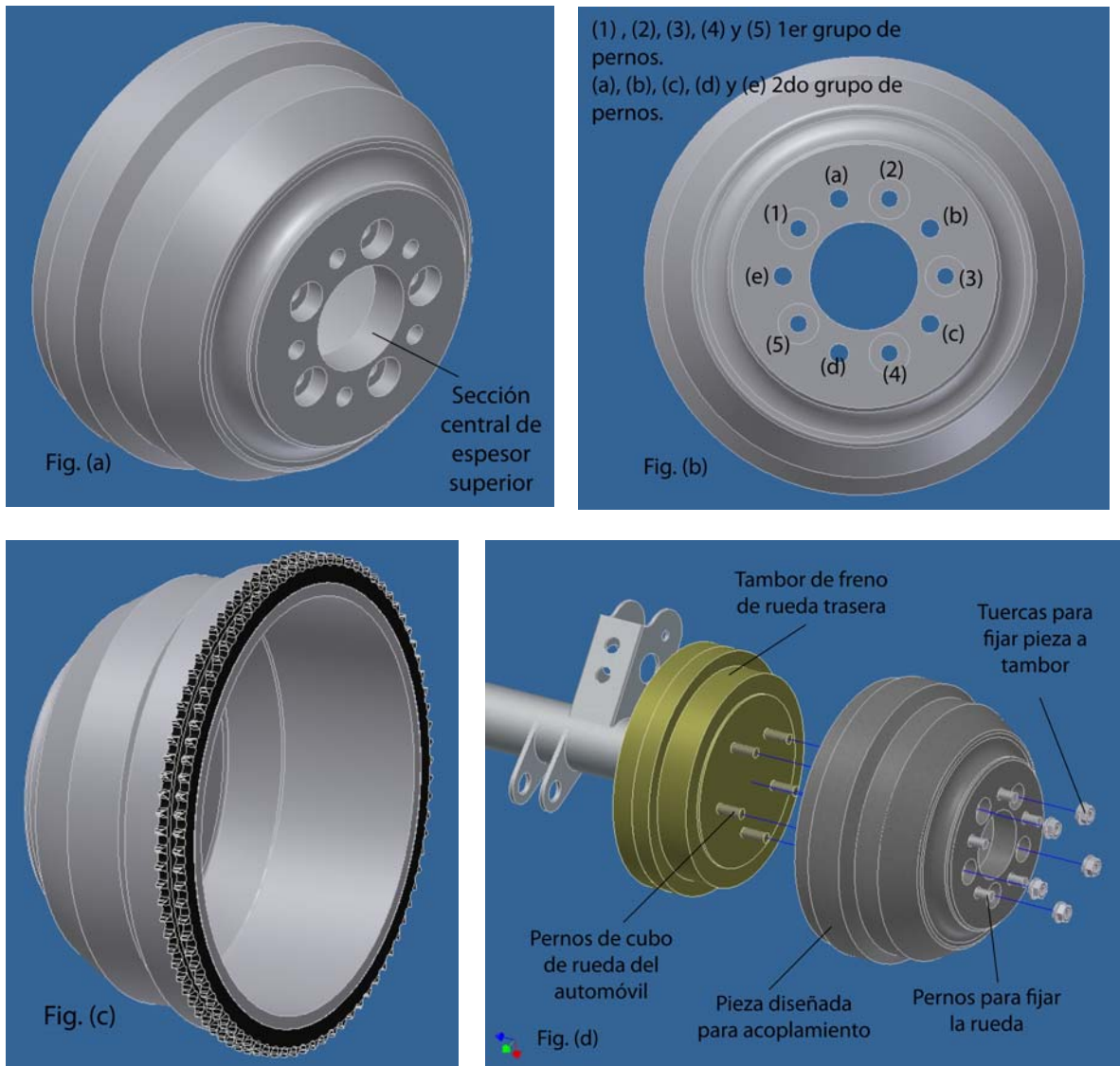


Figura 41. Pieza de acoplamiento entre rueda dentada y cubo de rueda: (a) Vista en isometría, (b) Vista frontal, (c) Ensamble con rueda dentada y (d) vista explosionada de ensamble con tambor de freno.

Como se observa en la Figura 41(b) la pieza tiene dos grupos de perforaciones. El primer grupo permite utilizando los pernos del cubo de la rueda fijar el acople al tambor de freno. En el segundo grupo se instalan pernos

a los cuales se fija la rueda del automóvil. Otra característica de la pieza es que en su sección central se incrementó su espesor (observar Figura 41(a)) con la finalidad de aumentar el espacio disponible en la parte interior para evitar interferencia entre los diferentes elementos de la suspensión, las cadenas y las ruedas dentadas.

Esta sección de diseño de la pieza de acoplamiento se subdividió en dos partes de la siguiente manera:

- Determinación de dimensiones y tolerancias entre pieza y rueda dentada.
- Análisis de esfuerzo mediante elementos finitos y selección de material.

5.2.4.1 Determinación de dimensiones y tolerancias entre pieza y rueda dentada.

Las ecuaciones utilizadas en esta sección provienen nuevamente, al menos que se indique lo contrario, del texto de Budynas y Nysbett.

En el Cuadro 29 se detallan los ajuste de aprietes recomendados y considerados inicialmente para establecer la cantidad de interferencia necesaria para transmitir la potencia del motor sin deslizamiento entre la pieza de acoplamiento y la rueda dentada.

Se tiene entonces que el tamaño del agujero en la rueda dentada debe estar comprendido entre lo límites determinados por las siguientes expresiones:

$$D_{m\acute{a}x} = D + \Delta D \quad D_{m\grave{i}n} = D \quad (19)$$

Para la pieza de acoplamiento se tiene que el diámetro de la superficie

en contacto con la rueda dentada debe encontrarse entre los límites expresados por las siguientes expresiones:

$$d_{m\acute{a}x} = d + \delta_F + \Delta d \quad d_{m\acute{i}n} = d + \delta_F \quad (20)$$

Cuadro 29. Ajustes de apriete recomendados mediante el sistema agujero base.

Tipo de ajuste de apriete	Símbolo	Grado de tolerancia		δ_F [mm]
		ΔD [mm]	Δd [mm]	
Interferencia localizada	H7/p6	0,052	0,032	0,056
Impulso medio	H7/s6	0,052	0,032	0,170
Forzado	H7/u6	0,052	0,032	0,350

Nota: datos tomados de *Diseño en ingeniería mecánica* (p.71) por Shigley Mischke (2002).

ΔD = Grado de tolerancia para agujero. Δd = grado de tolerancia para eje. δ_F = desviación fundamental.

Para ambos componentes del ajuste se determinaron las dimensiones límites de los diámetros de las superficies en contacto mediante los grupos de ecuaciones (19) y (20), las mismas se resumen en el siguiente cuadro:

Cuadro 30. Dimensiones límites de los diámetros de las superficies en contacto en ajuste de apriete.

Tipo de ajuste de apriete	Pieza de acoplamiento		Rueda dentada	
	$d_{m\acute{a}x}$ [mm]	$d_{m\acute{i}n}$ [mm]	$D_{m\acute{a}x}$ [mm]	$D_{m\acute{i}n}$ [mm]
Interferencia localizada	308,088	308,056	308,052	308,000
Impulso medio	308,202	308,170	308,052	308,000
Forzado	308,382	308,350	308,052	308,000

Establecidas las dimensiones se determinó la cantidad de interferencia

máxima y mínima existente entre los elementos (observar Cuadro 31).

Cuadro 31. Interferencia entre elementos acoplados a presión

Tipo de ajuste de apriete	$\delta_{m\acute{a}x}$ [mm]	$\delta_{m\acute{i}n}$ [mm]
Interferencia localizada	0,088	0,004
Impulso medio	0,202	0,118
Forzado	0,382	0,298

Nota: $\delta_{m\acute{a}x}=d_{m\acute{a}x} - D_{m\acute{i}n}$; $\delta_{m\acute{i}n}=d_{m\acute{i}n} - D_{m\acute{a}x}$.

La presión que se genera en la interfase del ajuste por interferencia, además de depender de la cantidad de interferencia, depende de los materiales de las piezas en contacto. Específicamente del módulo de elasticidad (E) y de la relación de Poisson (ν).

La rueda dentadas se fabrican, por lo general, a partir de acero al carbono cuyas propiedades son: $E=207\text{GPa}$ y $\nu=0,292$.

Para la pieza de conexión se consideró que puede ser fabricada a partir de fundición de hierro gris o de aluminio. Dada la geometría de la pieza diseñada se consideró que un proceso adecuado para su fabricación es la fundición. De lo materiales para fabricar piezas fundidas, la fundición de hierro gris es ampliamente utilizada, es de bajo costo y se puede maquinar fácilmente. Mientras que las aleaciones de aluminio fundidas son de baja densidad y poseen una relativa alta resistencia mecánica. Las propiedades de ambos materiales son las siguientes:

- Aleación de aluminio fundida: $E=71\text{GPa}$ y $\nu=0,334$.
- Fundición de hierro gris: $E=100\text{GPa}$ y $\nu=0,211$.

Una vez establecidos los posibles materiales de la pieza de conexión y sus propiedades se puede determinar la presión en la interfase del ajuste

mediante la siguiente expresión:

$$p = \frac{\delta}{\frac{d}{E_o} \left(\frac{d_o^2 + d^2}{d_o^2 - d^2} + \nu_o \right) + \frac{d}{E_i} \left(\frac{d^2 + d_i^2}{d^2 - d_i^2} - \nu_i \right)} \quad (21)$$

Donde, $d= 308\text{mm}$; diámetro de transición

$d_o=13,216\text{pulg}= 336\text{mm}$; diámetro exterior de la pieza externa.

Se supuso igual al diámetro del círculo de la raíz de la rueda dentada.

$d_i= 290\text{mm}$; diámetro interno de la pieza interna.

E y ν con los subíndices o e i son las propiedades mecánicas de la pieza externa e interna, respectivamente.

La presión se relaciona con la capacidad de par que puede transmitir la unión mediante la siguiente ecuación:

$$T = \left(\frac{\pi}{2} \right) f p l d^2 \quad (22)$$

Donde, $f=$ coeficiente de fricción estático entre las superficies de los elementos de la unión.

$f=0,61$ para aluminio y acero al carbono (tomado de Steidel, Castelli, Murdock y Meirovitch, 1996)

$f=0,4$ para hierro fundido y acero al carbono (ob. cit.).

$l=0,841 \approx 22\text{mm}$; espesor de la rueda dentada

Finalmente, las interferencias mínimas, mostradas en el Cuadro 31, se usaron para determinar la presión mínima (utilizando la ecuación (21)) para

cada tipo de ajuste de apriete y cada material preseleccionado para la pieza de acoplamiento. Con ésta presión se determinó cantidad máxima de par que puede transmitir la unión sin deslizar. Los resultados obtenidos se muestran el siguiente cuadro:

Cuadro 32. Presión mínima y capacidad de par los ajustes.

Tipo de ajuste de apriete	Aleación fundida de aluminio		Fundición de hierro gris	
	p_{min} [kPa]	T [Nm]	p_{min} [kPa]	T [Nm]
Interferencia localizada	59	75,59	45	89
Impulso medio	1727	2230	1334	2627
Forzada	4362	5631	3370	6634

El ajuste a seleccionar debe tener la capacidad de transmitir un par igual o superior al máximo suministrado por el motor eléctrico, el cual es:

$$T_{req} = i_g (T_{m\acute{a}x}) = 10,716(2,7 * 73) = 2112 Nm$$

Se concluye que para ambos materiales considerados es suficiente un ajuste de apriete de impulso intermedio (H7/s6) para transmitir el par requerido. En cuanto a los materiales de la pieza de acoplamiento se tiene que si bien el aluminio es el más liviano, la fundición de hierro gris es más económica y considerando que una reducción de peso en esta pieza no mejora significativamente el comportamiento del automóvil se decidió utilizar la fundición de hierro gris.

5.2.4.2 Análisis de esfuerzo mediante elementos finitos y selección de material.

Para el dimensionamiento de la pieza acoplamiento, dada su complejidad geométrica, se utilizó el software Autodesk Inventor el cual posee un módulo de análisis de esfuerzos mediante elementos finitos. Para realizar dicho análisis fue necesario establecer las cargas que actúan sobre la pieza y los diferentes tipos de vínculos mecánicos o restricciones existentes, así como su ubicación.

Las cargas que actúan sobre la pieza se deben al par transmitido y a la presión que resulta del ajuste de interferencia.

La carga debido al par transmitido se calculó mediante la siguiente expresión:

$$F = \frac{T_{\max} * i_g}{d} = \frac{2,7 * 73 * 10,716}{0,308} = 6854 N$$

Esta carga está ubicada en el diámetro de transición del ajuste por interferencia y es tangencial al mismo, como se observa en la Figura 42.

En cuanto a la presión en la interfaz del ajuste se utilizó la máxima, calculada mediante la ecuación (21) utilizando la máxima interferencia posible para el ajuste de apriete de impulso intermedio (ver Cuadro 31). Se tiene entonces que la presión es:

$$P_{\max} = \frac{0,202 \times 10^{-3}}{\frac{0,308}{207 \times 10^9} \left(\frac{0,336^2 + 0,308^2}{0,336^2 - 0,308^2} + 0,292 \right) + \frac{0,308}{100 \times 10^9} \left(\frac{0,308^2 + 0,290^2}{0,308^2 - 0,290^2} - 0,211 \right)}$$

$$p_{m\acute{a}x} = 2,957 \times 10^6 Pa$$

La presi3n se encuentra uniformemente distribuida sobre la superficie de acoplamiento donde va situada la rueda dentada, como se observa en la Figura 42.

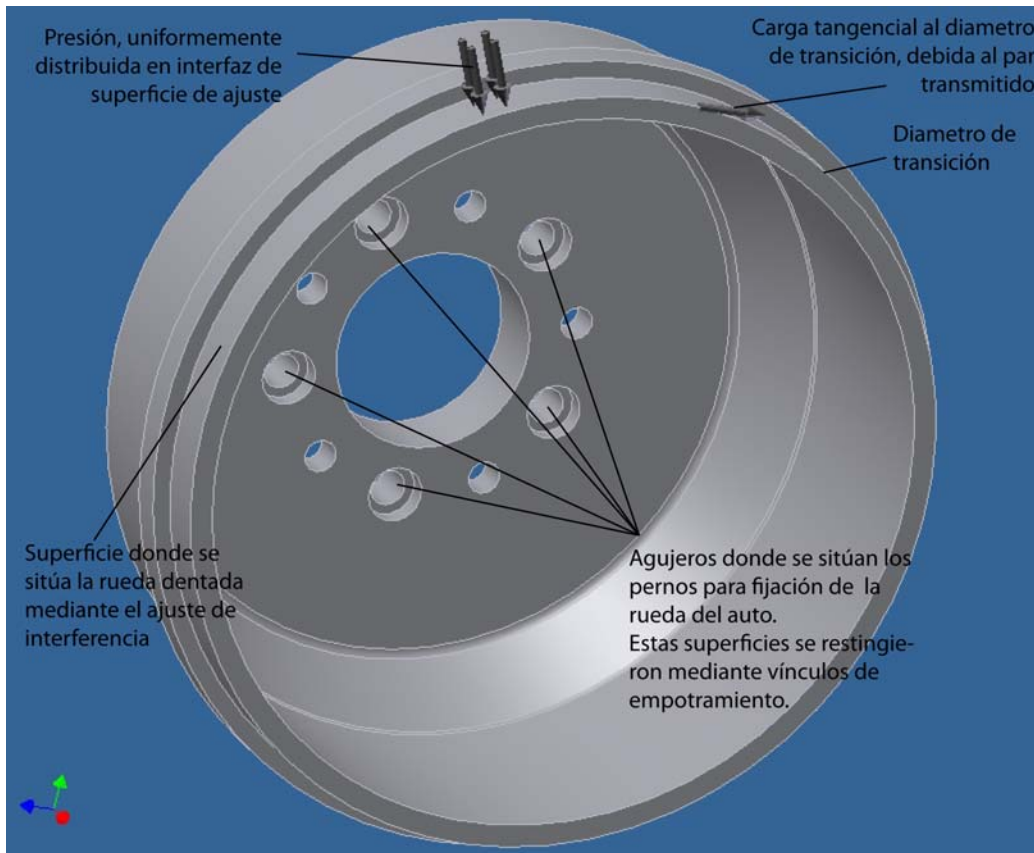


Figura 42. Cargas y restricciones utilizadas en an3lisis de esfuerzos

Al realizar el an3lisis mediante elementos finitos con el software seleccionado, para las cargas y restricciones mostradas en la figura anterior se obtuvo la distribuci3n de esfuerzos mostrada en la Figura 43. Los esfuerzos equivalentes m3ximo y m3nimo obtenidos son:

$$\sigma_{m\acute{a}x}= 64 \text{ MPa y } \sigma_{m\acute{i}n}= 0,015\text{MPa}.$$

Se desea un factor de seguridad mínimo (n) igual a tres, correspondiente a aplicaciones donde el origen de la carga no es conocido completamente. Por tanto, la resistencia de la fundición de hierro a seleccionar debe ser, tal que:

$$S_y \geq n(\sigma_{m\acute{a}x})= 3*64 \text{ MPa}=192 \text{ MPa}.$$

El límite de resistencia a la fluencia, S_y , no es una propiedad bien definida en la literatura técnica para las diferentes clases o grados de fundición gris. Sin embargo, para materiales frágiles como la fundición gris el límite de resistencia a la fluencia es cercano al de tensión, S_{ut} . Esta última propiedad, por el contrario si es bien conocida. Para realizar la selección de la resistencia de la aleación de hierro se asumió $S_y=S_{ut}$, considerando que el error cometido es pequeño dada la poca diferencia entre las dos. Se seleccionó como material de la pieza de acoplamiento la fundición de hierro gris clase número 30, cuya resistencia a la tensión es $S_{ut}= 214 \text{ MPa}$ (Shigley y Mishcke, 2002).

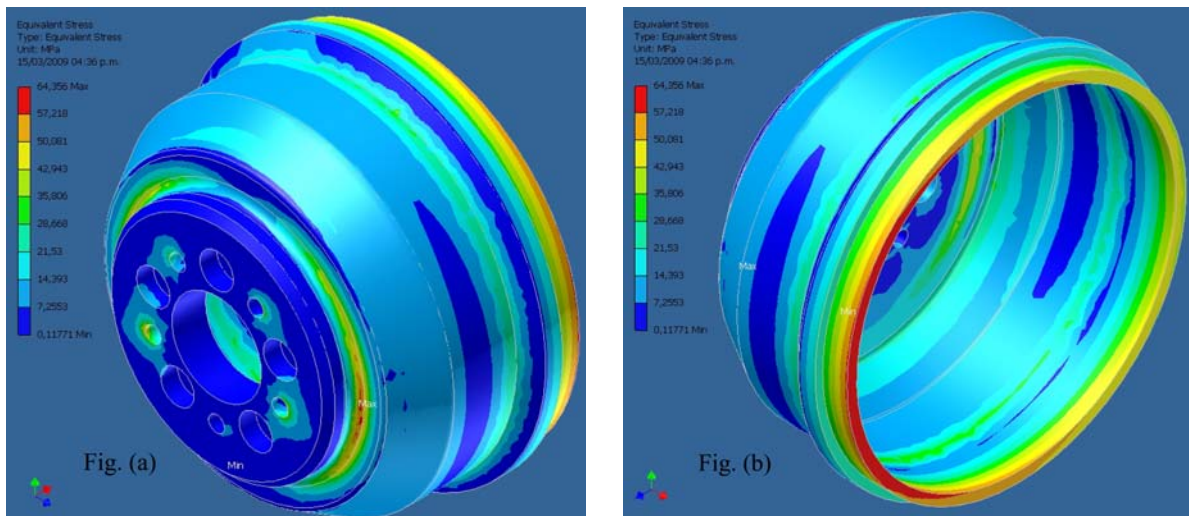


Figura 43. Distribución de esfuerzos equivalentes: (a) Vista frontal y (b) Vista posterior. Realizado utilizando el programa *Autodesk inventor profesional*, 2008.

En las Figura 44(a) y (b) se muestra la distribución de los factores de seguridad sobre la pieza y en las Figura 45(a) y (b) la deformación que experimenta. El factor de seguridad mínimo obtenido fue de 3,3, mientras que el máximo es de 15. En cuanto a la deformación la máxima corresponde a 0,247 mm.

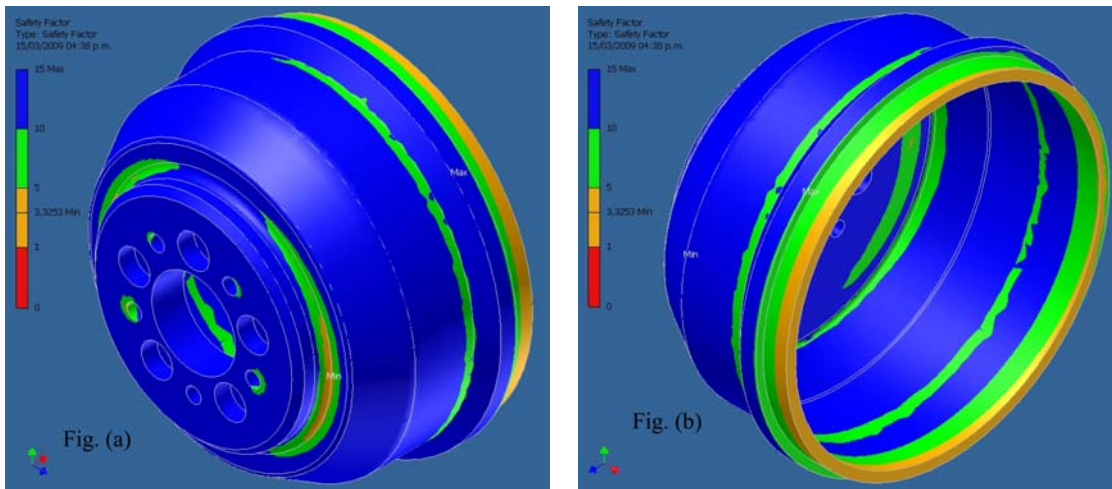


Figura 44. Factor de seguridad: (a) Vista frontal y (b) Vista posterior. Realizado utilizando el programa *Autodesk inventor professional*, 2008.

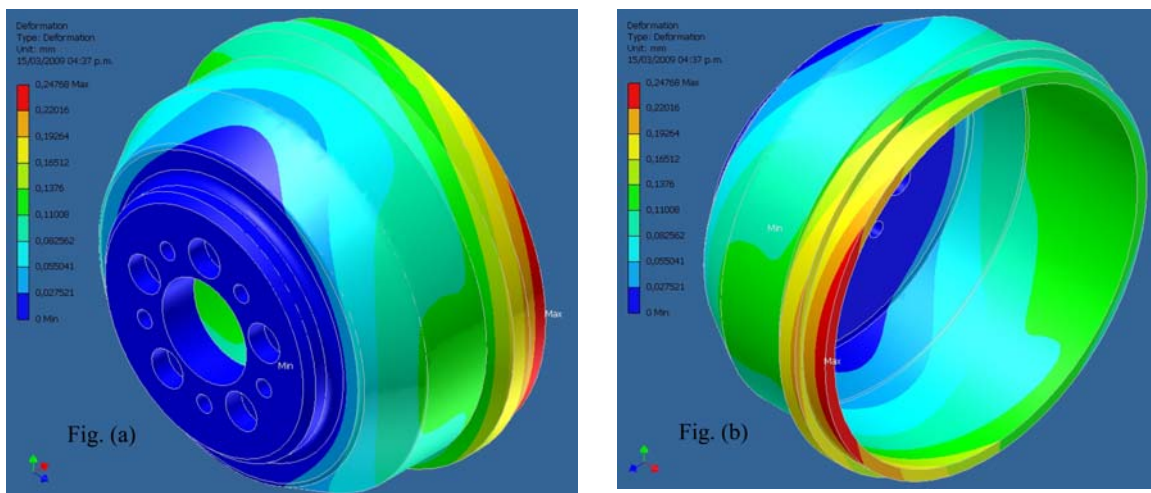


Figura 45. Deformación: (a) Vista frontal y (b) Vista posterior. Realizado utilizando el programa *Autodesk inventor professional*, 2008

5.3 Diseño del bastidor del sistema de Transmisión De Potencia

Para soportar los diferentes elementos del sistema de tracción se diseñó el bastidor mostrado en la Figura 46, el mismo está compuesto por:

- Dos rieles (riel 1 y 2) donde se ha de soportar el motor eléctrico, adicionalmente permiten desplazarlo para ajustar la tensión en las bandas de transmisión de potencia.
- Cuatro perfiles estructurales de forma rectangular (Vigas 1, 2, 3 y 4). Las vigas 1 y 2 sostienen los rodamientos y a sus respectivos soportes. Las vigas 3 y 4 sostienen al resto de los elementos ya señalados y en sus extremos van soldados a la estructura del automóvil
- Un distanciador que consiste en una lamina de acero doblada que compensa la diferencia de cota existente entre la base del soporte del rodamiento y el perfil estructural.

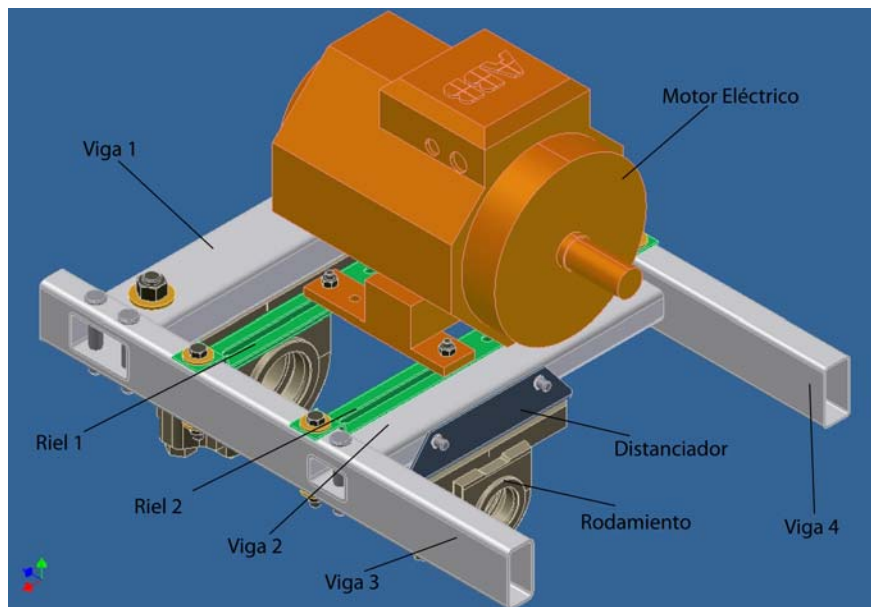


Figura 46. Bastidor del sistema de tracción.

Para dimensionar el bastidor se siguió la siguiente metodología:

- Cálculo de cargas y reacciones.
- Diseño de los rieles 1 y 2.
- Dimensionamiento de las vigas.
- Dimensionamiento de uniones apernadas
- Dimensionamiento de uniones soldadas.

5.3.1 Cálculo de cargas y reacciones.

En la Figura 47(a) se muestra las cargas que actúan sobre el bastidor, mientras que en la Figura 47(b) se observa el despiece de la estructura con las correspondientes reacciones en los vínculos y las dimensiones axiales de cada elemento. Se consideró que tanto los rieles como las vigas 1 y 2, se encuentran simplemente apoyadas mientras que las vigas 2 y 3 se encuentran empotradas en sus extremos.

Las cargas P_1 , P_2 , P_9 y P_{10} , aplicadas sobre la viga 1 son debidas al vínculo existente entre ésta y el rodamiento B. Las cargas P_3 , P_4 , P_5 y P_6 son debidas a las fuerzas que ejerce el motor sobre su base. Las cargas P_7 , P_8 , P_{11} y P_{12} se deben al vínculo entre la viga 2 y el elemento distanciador, el cual a su vez está sometido a las fuerzas que ejerce el eje sobre el rodamiento C y su correspondiente soporte.

Las dimensiones axiales que se observan en la Figura 47(b) son:

$\ell_1=90$ mm	$\ell_5=273$ mm	$\ell_9=200$ mm	$\ell_{13}=155$ mm
$\ell_2=130$ mm	$\ell_6=60$ mm	$\ell_{10}=216$ mm	$\ell_{14}=112,5$ mm
$\ell_3=178$ mm	$\ell_7=260$ mm	$\ell_{11}=64$ mm	
$\ell_4=38$ mm	$\ell_8=160$ mm	$\ell_{12}=112,5$ mm	

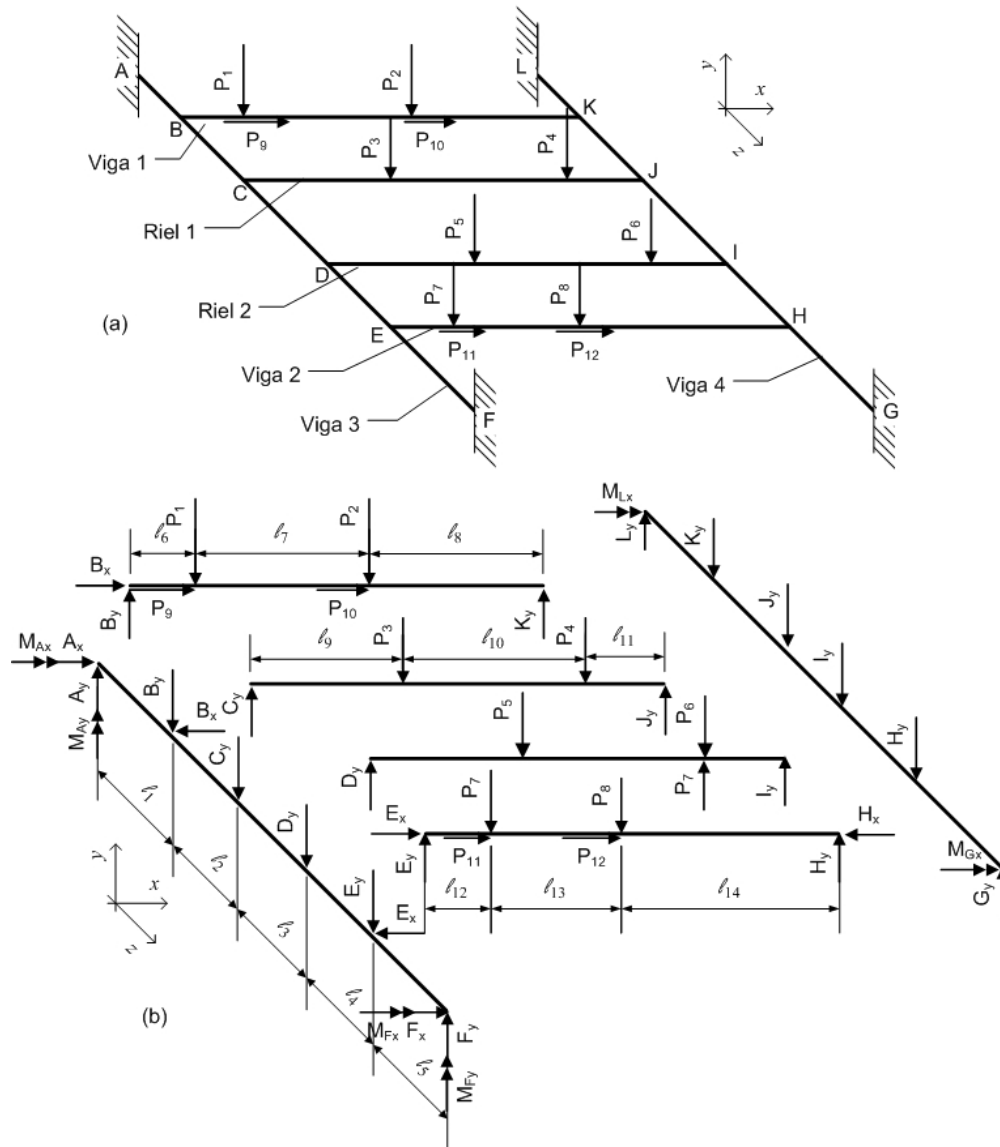


Figura 47. (a) Cargas sobre el bastidor. (b) DCL de cada elemento

En la Figura 48 se muestra el DCL del soporte para el rodamiento B (la altura h es 95 mm). Aplicando las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y

momentos se obtuvieron los siguientes resultados:

$$P_1 = -2114 \text{ N.} \quad P_2 = 7842 \text{ N.} \quad P_9 = 3406 \text{ N.} \quad P_{10} = 3406 \text{ N.}$$

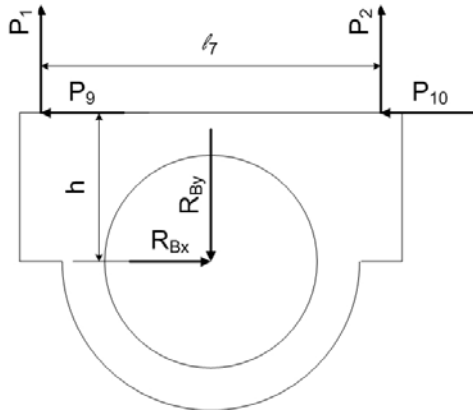


Figura 48. DCL Soporte de rodamiento B.

En la Figura 49 se muestra el DCL del conjunto conformado por el soporte del rodamiento C y el elemento distanciador (la altura h corresponde a 50mm). Al aplicar las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos se obtuvo que:

$$P_7 = -1457 \text{ N.} \quad P_{11} = -1023 \text{ N.} \quad P_8 = -4097 \text{ N.} \quad P_{12} = -1023 \text{ N.}$$

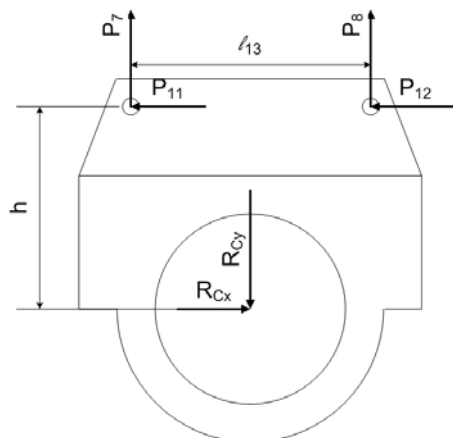


Figura 49. DCL de soporte de rodamiento C y distanciador.

Silvio Lobosco y Pereira Da Costa Dias (1989) señalan que se pueden evaluar las reacciones sobre la base del motor de una manera simplificada, con un pequeño error, considerando solo la influencia del momento torsor, M_T , y del peso del motor, G_m , como se ve en la Figura 50. El coeficiente K está relacionado con el mayor par motor instantáneo en el arranque y el valor correspondiente al tipo de motor seleccionado es 12.

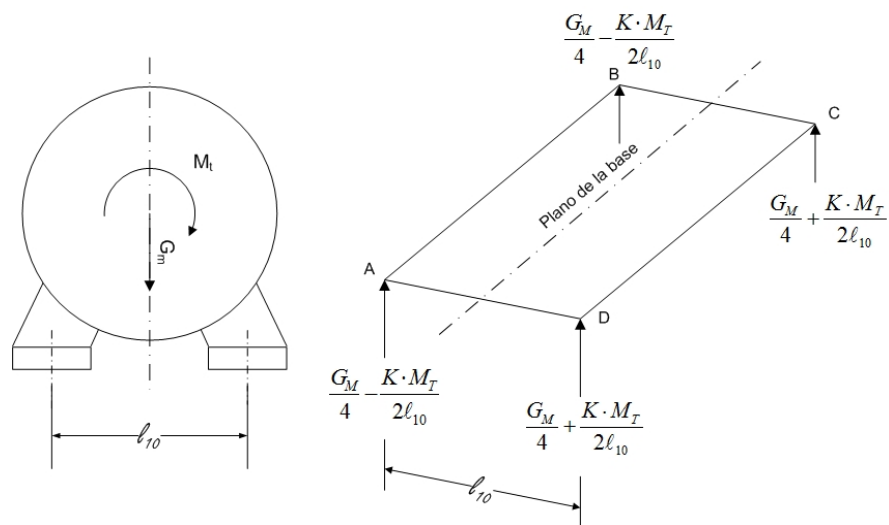


Figura 50. Fuerzas sobre la base de un motor, modelo simplificado.

Al considerar lo anterior, se obtuvieron los siguientes resultados para las cargas sobre los rieles 1 y 2:

$$P_3 = -1890 \text{ N.}$$

$$P_5 = -1890 \text{ N.}$$

$$P_4 = 2165 \text{ N.}$$

$$P_6 = 2165 \text{ N.}$$

Una vez determinadas las cargas se determinaron las reacciones en los vínculos, los resultados obtenidos se resumen a continuación:

Cuadro 33. Reacciones en vínculos del bastidor

Nodo	Reacciones		Nodo	Reacciones	
A	$A_x=5834$ N	$M_{Ax}=284$ Nm	G	$G_y=-643$ N	$M_{Gx}=-63$ Nm
	$A_y=-1196$ N	$M_{Ay}=336$ Nm			
B	$B_x=6812$ N	$B_y=764$ N	H	$H_y=-2625$ N	
C	$C_y=-814$ N		I	$I_y=1089$ N	
D	$D_y=-814$ N		J	$J_y=1089$ N	
E	$E_x=-2046$ N	$E_y=-2929$ N	K	$K_y=4964$ N	
	$F_x=-1068$ N	$M_{Fx}=-413$ Nm			
F	$F_y=-2597$ N	$M_{Fy}=143$ Nm	L	$L_y=5159$ N	$M_{Ly}=-369$ N

5.3.2 Diseño de los rieles 1 y 2.

Tanto el riel 1 como el 2 son geoméricamente idénticos y están sometidos a las mismas cargas y restricciones. Solo se requiere, por tanto, estudiar el comportamiento de uno de estos.

En la Figura 51 se observa, el riel diseñado para soportar el motor eléctrico. Sus características principales son:

- La geometría del mismo es tal que puede ser manufacturado mediante un proceso de doblado de una lámina de acero.
- La ranura en la parte superior (ver Figura 51 (a)) conforma un carril a través del cual se pueden desplazar los pernos de fijación del motor eléctrico, para así a su vez poder mover el motor cuando se requiera ajustar la tensión en las bandas.
- Las dimensiones del riel en la parte inferior están hechas de manera

que se puedan introducir sin inconvenientes los pernos de fijación del motor eléctrico y que la cabeza de los mismos no pueda rotar mientras se hace el ajuste con una tuerca por la parte superior (ver Figura 51 (b)).

- Los extremos poseen agujeros para su fijación mediante pernos a las vigas 3 y 4 del bastidor (ver Figura 51(a)).

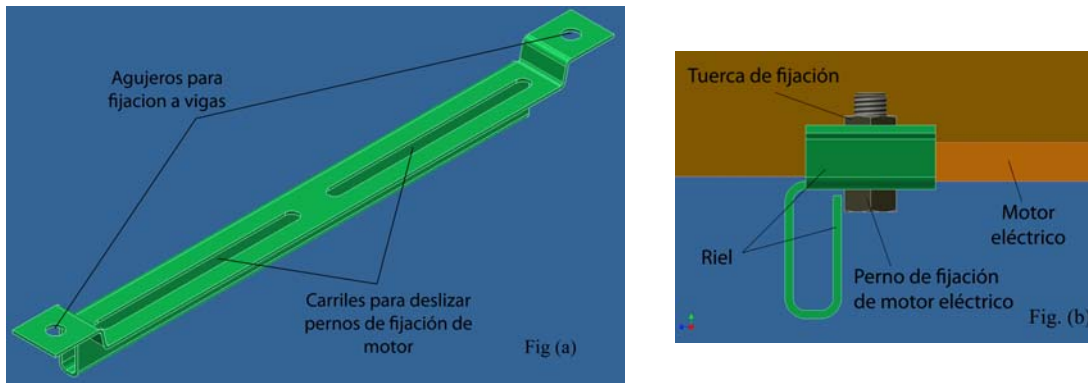


Figura 51. Riel para soporte de motor eléctrico: (a) Vista isométrica de riel. (b) Detalle de ensamble con motor.

El análisis de esfuerzo en el riel se realizó mediante el método de elementos finitos utilizando el software *Autodesk inventor professional, 2008*. Para el análisis de esfuerzos se ubicaron las cargas como se muestra en la Figura 52, la magnitud de las mismas ya fue calculada en la sección anterior, la que se encuentra hacia a la izquierda en la imagen es de 1890 N, mientras que la de la derecha es 2650 N. adicionalmente como condiciones de borde se restringió el desplazamiento de las superficies cilíndricas de los agujeros donde van los pernos de fijación a la estructura del bastidor en todas las direcciones.

La pieza es de espesor constante, 2,5 mm. El material seleccionado para la misma es el acero 1020 laminado en caliente, cuyas propiedades mecánicas son las siguientes (tomadas de Shigley y Mischke, 2002):

- Módulo de elasticidad: $E=207$ GPa.

- Relación de Poisson: $\nu = 0,292$.
- Resistencia a la tensión: $S_{ut} = 380$ MPa.
- Resistencia a la cedencia: $S_y = 210$ MPa.

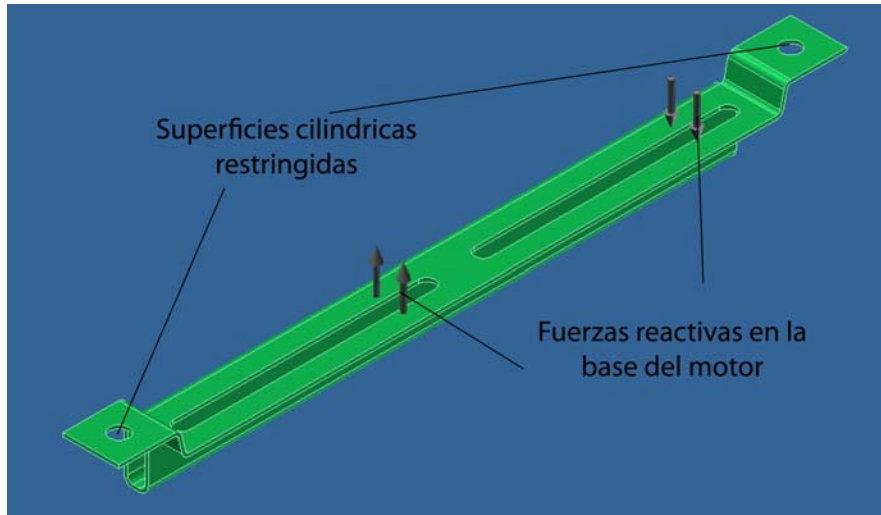


Figura 52. Posición de cargas y restricciones.

Los resultados obtenidos del análisis mediante elementos finitos se muestran en la Figura 53 para las condiciones de borde, carga y material señalados. En la figura se muestran las distribuciones de: esfuerzos equivalentes (Figura 53 (a)), factores de seguridad (Figura 53(b)) y deformaciones (Figura 53(c)).

Además de las figuras mostradas, del análisis se obtuvieron también los siguientes resultados:

- Esfuerzo equivalente máximo: 65 MPa.
- Factor de seguridad mínimo: 3,23
- Deformación máxima: 0,61 mm

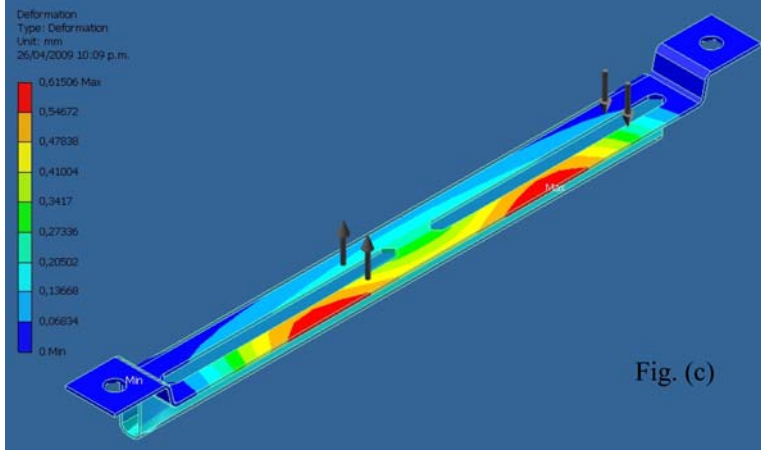
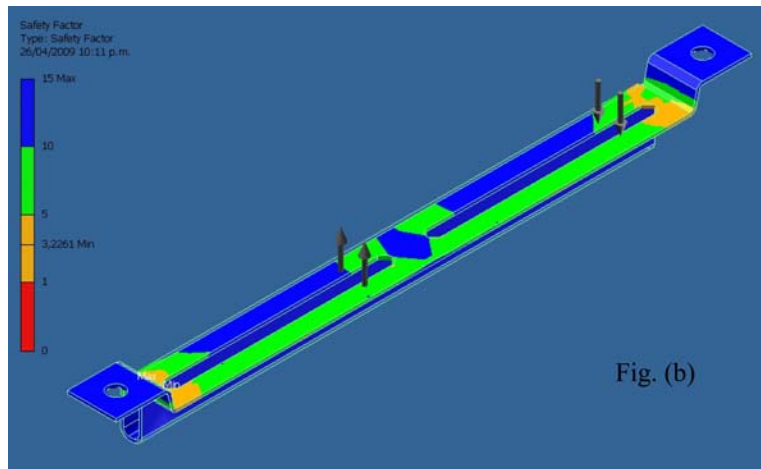
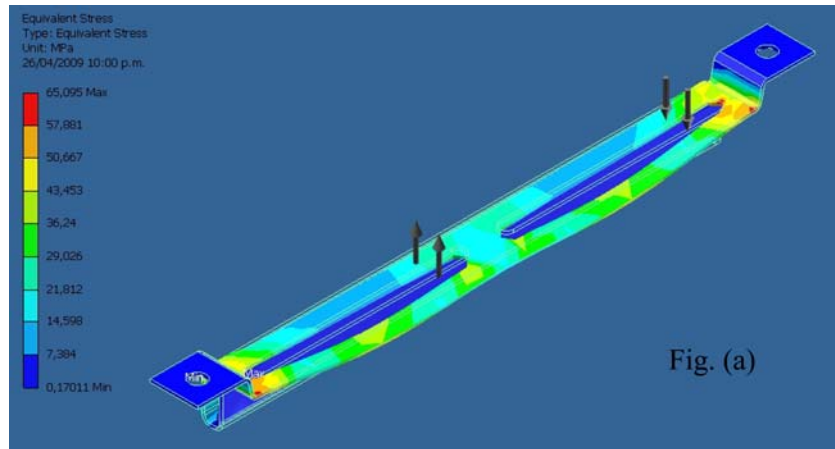


Figura 53. Resultados análisis de esfuerzos: (a) Esfuerzos equivalentes. (b)Factor de seguridad. (c) Deformación.

5.3.3 Dimensionamiento de las vigas

Con el objeto de demostrar el procedimiento de cálculo utilizado, se presenta en esta sección los pasos seguidos para dimensionar la viga 3. Para las vigas 1, 2 y 4 solo se presentarán los resultados obtenidos resumidos en una tabla al final de la sección. El procedimiento de dimensionamiento consistió en determinar el factor de seguridad mínimo existente en cada viga. Las ecuaciones utilizadas se tomaron del libro de Shigley y Mischke (2002)

Como viga 3 se seleccionó un perfil estructural rectangular DIN 80x40x2,9. El material de la misma es acero 1020 laminado en caliente. Las propiedades geométricas del perfil son:

- Dimensiones (observe la Figura 54): $h_o=80,0$ mm, $h_i=70,2$ mm, $b_o=40$ mm, $b_i=34,2$ mm
- Segundo momento de área: $I_{zz}=542 \times 10^{-9}$ m⁴; $I_{yy}=179 \times 10^{-9}$ m⁴.

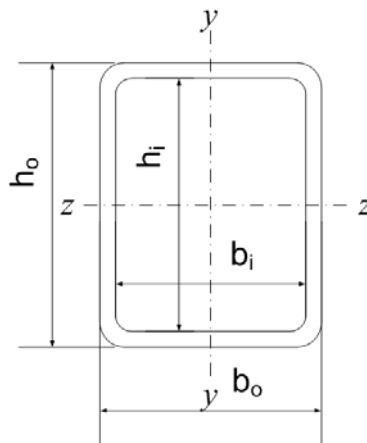


Figura 54. Propiedades geométricas de perfil estructural rectangular

En los puntos B y E de la viga 3, donde la misma se vincula con las vigas 1 y 2, es necesario maquinarse agujeros (obsérvese la Figura 55). Debido a

lo señalado, los momentos de inercia del perfil, en el tramo que ocupan los agujeros, se reducen quedando como sigue:

- En las proximidades de punto B:

$$I_{zz}=482 \times 10^{-9} \text{ m}^4; I_{yy}=79 \times 10^{-9} \text{ m}^4.$$

- En las proximidades de punto E:

$$I_{zz}=511 \times 10^{-9} \text{ m}^4; I_{yy}=99 \times 10^{-9} \text{ m}^4.$$

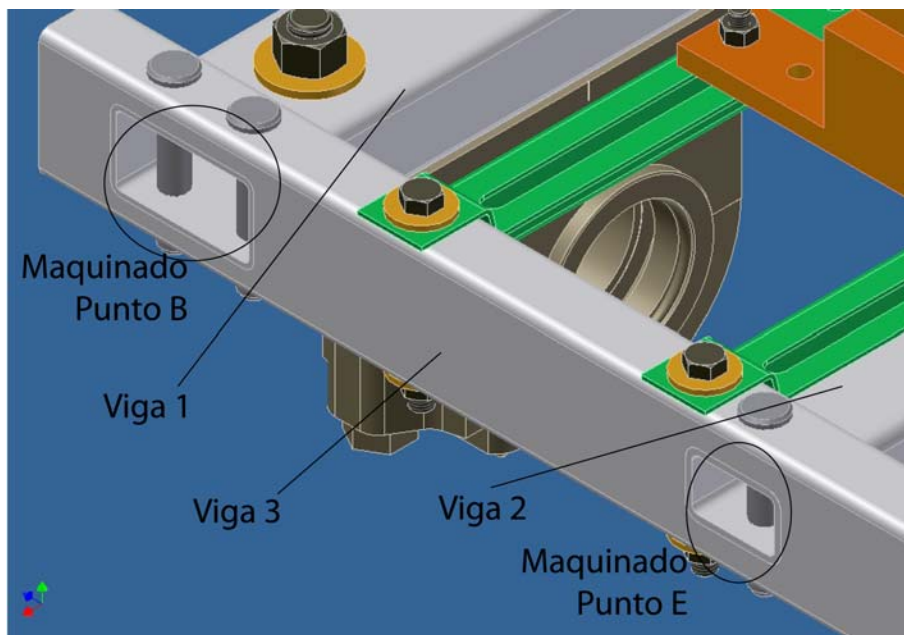


Figura 55. Detalle de agujeros maquinados en la viga 3

En la Figura 56 se muestran las cargas que actúan en la viga 3, descompuestas según las direcciones x e y . También se muestran los diagramas de momento flector producto de las cargas aplicadas.

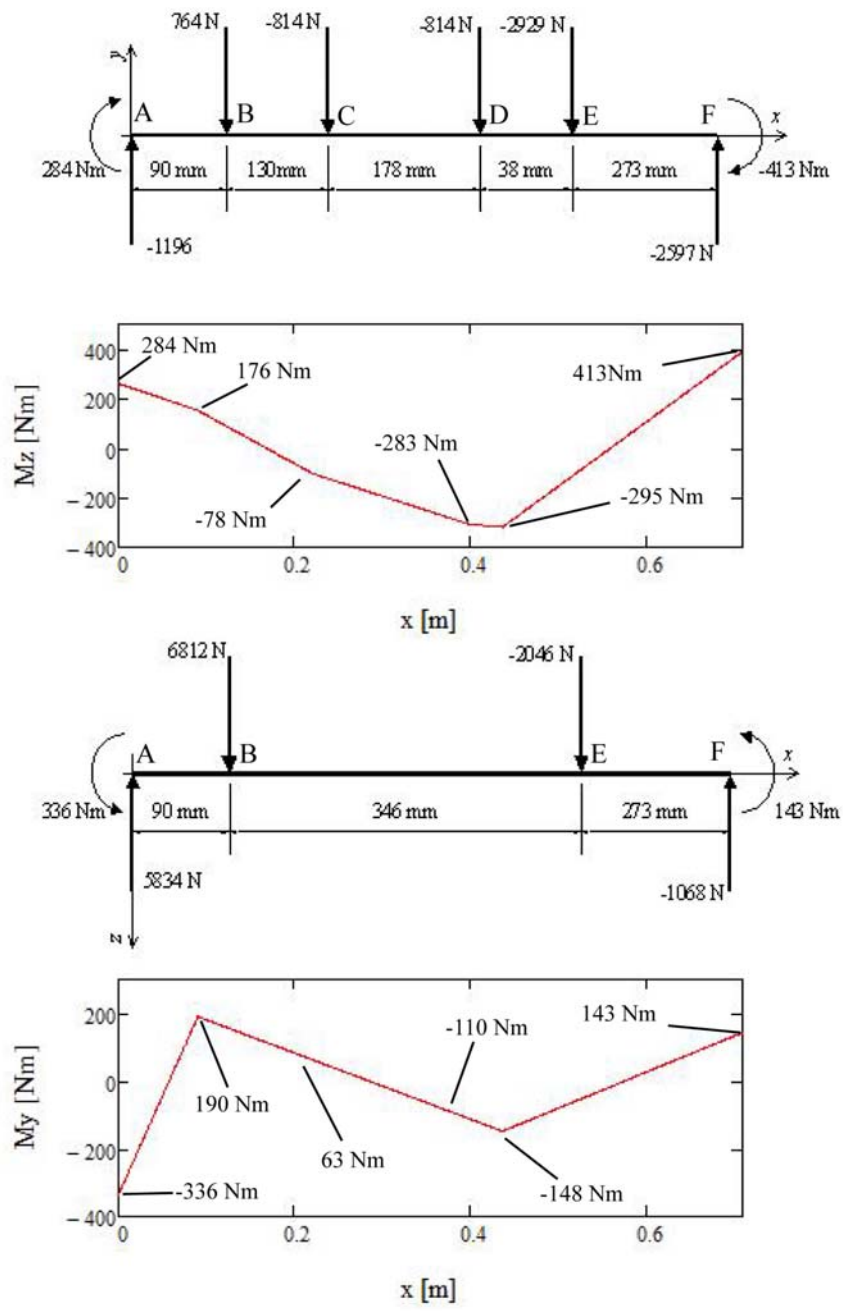


Figura 56. DCL y de momento flector de la viga 3 en los planos xy y xz

El esfuerzo normal (σ) en las diferentes secciones de la viga se determinó mediante la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{|M_z| \frac{h_o}{2}}{I_{zz}} + \frac{|M_y| \frac{b_o}{2}}{I_{yy}} \quad (23)$$

Para evaluar el factor de seguridad se utilizó la siguiente expresión:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (24)$$

Como cálculo demostrativo se muestra a continuación, la determinación del factor de seguridad en el punto A:

$$\sigma = \frac{|284| \frac{0,080}{2}}{542 \times 10^{-9}} + \frac{|-336| \frac{0,040}{2}}{179 \times 10^{-9}} = 58,4 \text{ MPa} \quad n = \frac{210}{58,4} = 3,6$$

En la Cuadro 34 se muestran los momentos flectores, el esfuerzo normal y el factor el factor de seguridad existente en cada sección de la viga 3.

Cuadro 34. Factores de seguridad en viga 3.

Punto	Momento flector		Esfuerzo normal [MPa]	Factor de seguridad
	M _y [Nm]	M _z [Nm]		
A	-336	284	58,4	3,6
B	190	176	62,6	3,4
C	63	-78	12,8	16,4
D	-110	-283	33,2	6,3
E	-148	-295	52,9	3,9
F	143	413	46,4	4,5

El factor de seguridad mínimo en la viga 3 es 3,4, se considera que éste es suficiente holgado, por lo tanto el perfil seleccionado es satisfactorio.

Un procedimiento similar se realizó para las vigas 1, 2 y 4; los resultados obtenidos se encuentran en el Cuadro 35, en este cuadro se muestra el perfil seleccionado para cada viga, el esfuerzo normal máximo y el factor de seguridad mínimo.

Cuadro 35. Factores de seguridad mínimos en vigas 1, 2 y 4.

Viga	Perfil Estructural	Esfuerzo normal máximo [MPa]	Factor de seguridad mínimo
1	DIN 80×40×2,9	71,0	2,9
2	DIN 60×40×4	68,0	3,1
4	DIN 80×40×2,9	25,4	8,2

5.3.4 Dimensionamiento de pasadores y uniones apernadas.

En la Figura 57 se muestran los pernos y pasadores requeridos para el ensamble de la estructura del bastidor, así como su disposición general. Los pasadores 1, 2 y 3 evitan el movimiento relativo de las vigas 1 y 2 con respecto a la 3. Los pasadores 4 y 5 fijan el distanciador a la estructura y este a su vez al soporte del rodamiento C. Los pernos 1 y 2 permiten asegurar los rieles a la estructura.

Todos los pasadores del bastidor están sometidos a un estado de carga como el que se observa en la Figura 58, los esfuerzos generados son cortantes y normales por flexión. El dimensionamiento de los pasadores consistió en determinar el factor de seguridad de resistencia a la fatiga, utilizando el criterio de falla ASME-Elíptico, dado por la siguiente expresión:

$$n_f = \sqrt{\frac{1}{(\sigma_a/S_e)^2 + (\sigma_m/S_y)^2}} \quad (25)$$

Tomando en cuenta que los esfuerzos fluctuantes en los pasadores son repetidos, se tiene que la componente alternante y media (σ_a y σ_m), utilizando el esfuerzo equivalente de Von Misses son:

- Para flexión:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{1}{2} \frac{32M_{\max}}{\pi d^3} \quad (26)$$

- Para corte

$$\sigma_a = \sigma_m = \sqrt{3} \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{4V_{\max}}{3A} \quad (27)$$

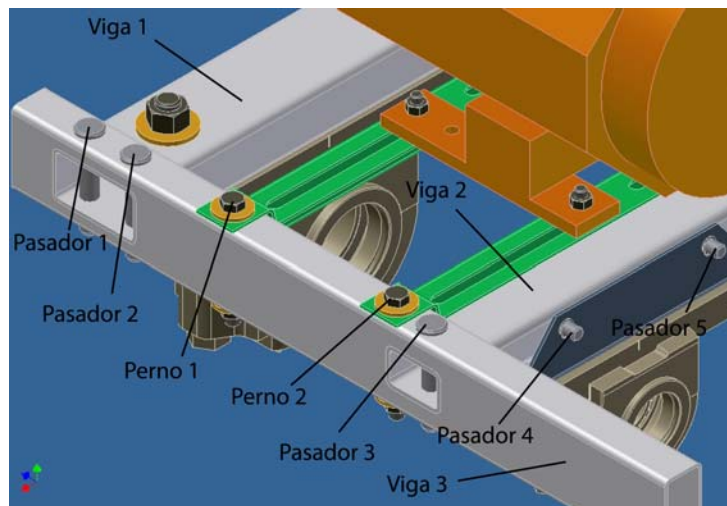


Figura 57. Pasadores y pernos del bastidor

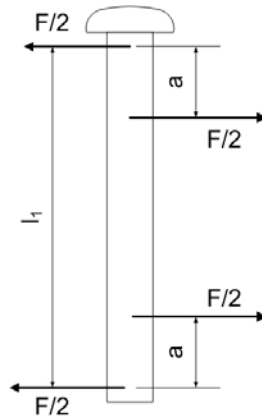


Figura 58. DCL de pasadores del bastidor.

En la Cuadro 36 se muestran los resultados obtenidos para cada pasador, se incluyen en la tabla el diámetro de cada perno, la fuerza cortante máxima (V_{max}), el momento flector máximo (M_{max}) y el factor de seguridad (n_f) tanto para flexión como para corte. El material seleccionado para pasador es acero 1020 laminado en caliente.

Cuadro 36. Factores de seguridad a la fatiga por flexión y corte de los pasadores del bastidor.

Pasador	diámetro [mm]	Flexión			Corte		
		M_{max} [Nm]	σ_a [MPa]	n_f	V_{max} [N]	σ_a [MPa]	n_f
1	16	23,9	29,7	3,4	1703	9,8	10,3
2	16	23,9	29,7	3,4	1703	9,8	10,3
3	16	14,9	18,6	5,4	1023	5,9	17,2
4	12	3,1	9,18	11,3	890	9,1	11,4
5	12	7,4	21,8	4,7	2111	21,6	4,8

Los pernos 1 y 2 que se observan en la Figura 57, están sometidos a la misma carga externa de tensión $P=2165$ N, por lo tanto solo es necesario

dimensionar uno. El procedimiento utilizado consistió en determinar los factores de seguridad de resistencia a la fatiga, de carga estática y de separación de la conexión.

El perno seleccionado posee las siguientes características:

- Diámetro $d=12$ mm, serie de paso basto, clase 4.6
- Resistencia mínima de prueba: $S_p=225$ MPa (tomado de Shigley y Mischke, 2002)

- Resistencia de tensión Mínima $S_{ut}=400$ MPa (ob. cit.).
- Resistencia mínima de fluencia $S_y=240$ MPa (ob. cit.).
- Resistencia a la fatiga: $S_e=0,5*S_{ut}/k_f=90,9$ MPa; $k_f=2,2$ (ob. cit).
- Módulo de elasticidad $E_b= 207$ GPa.
- Área de esfuerzo a tensión: $A_t=84,3$ mm² (ob. cit).
- Área del diámetro mayor del sujetador: $A_d = \frac{\pi d^2}{4} = 113\text{mm}^2$
- Longitud de la parte útil sin rosca $l_d=80$ mm.
- Longitud de la parte útil roscada: $l_T=9,50$ mm

El procedimiento de verificación del factor de seguridad incluye los siguientes pasos:

- Determinación de la rigidez del sujetador (k_b):

$$k_b = \frac{A_d A_t E_b}{A_d * l_t + A_t l_d} = 252 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

- Determinación de la rigidez del elemento (k_m):

$$k_m = \frac{1}{4} \frac{\pi E d \tan(\alpha)}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t \cdot \tan(\alpha) + D - d)(D + d)}{(2 \cdot t \cdot \tan(\alpha) + D + d)(D' d)} \right]} = 3,0 \times 10^9$$

- Constante de la unión: $C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0,077$
- Cálculo de carga de prueba: $F_p = A_t S_p = 18,9 \times 10^3 N$
- Cálculo de la precarga requerida (F_i): Shigley y Mischke (2002) sugieren que para uniones no permanentes se utilice

$$F_i = 0,75F_p = 14,23 \times 10^3 N$$

- Esfuerzos:

$$\sigma_a = \frac{C \cdot P}{2A_t} = 992 \text{ kPa} \quad \sigma_m = \frac{C \cdot P}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} = 170 \text{ MPa} \quad \sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = 169 \text{ MPa}$$

- Línea de carga: $r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = 5,8 \times 10^{-3}$
- Factor de seguridad contra la fatiga (n_f): utilizando el criterio de falla de Gerber se tiene que,

$$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{rS_{ut}} \right)^2} \right] = 2,3 \times 10^6 \quad n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = 2,3$$

- Factor de seguridad contra la cedencia en el primer ciclo: Utilizando el criterio de Langer se tiene que,

$$S_a = \frac{rS_y}{1+r} = 1,40 \times 10^6 \quad n_y = \frac{S_a}{\sigma_a} = 1,4$$

- Factor de seguridad contra la separación de la conexión:

$$n = \frac{F_i}{P(1-C)} = 7,1$$

El menor factor de seguridad es el de cedencia en el primer ciclo, esto indica que éste es el modo de falla del perno y no la fatiga.

5.3.5 Dimensionamiento de uniones soldadas

Las vigas 3 y 4 (Figura 46) están soldadas a la estructura del automóvil en sus extremos. En el DCL de la viga 3 (Figura 47), se puede observar que las reacciones en los extremos de la viga están presentes tanto en el plano xy como en el plano xz . Mientras que en el diagrama de cuerpo libre de la viga 4 solo están presentes en plano xy . Para cada caso presente en cada viga se puede observar una reacción de fuerza cortante y una reacción de momento que producen un cortante primario τ' y esfuerzo cortante secundario τ'' respectivamente en las soldaduras.

Para el cálculo de las resistencias de los cordones de soldadura se utilizó el límite elástico de los electrodos que se presentan en el Cuadro 17.

En ambos casos el cordón de soldadura estará sometido a cargas aplicadas de manera repetida. Se usaron las propiedades del material de menor resistencia entre el cordón de soldadura y el material de las vigas para establecer el límite de resistencia a la fatiga y por último determinar su factor de seguridad. Tomando las propiedades del material de la viga tenemos:

- Factores de modificación de la ecuación de Marín (ec. (7)):

Factor de la condición superficial (Acero laminado en caliente): $k_a = 0,784$

Factor de tamaño (ec. (8)):

$$d_{ef} = 0,808\sqrt{bd} = 46mm$$

$$k_b = 0,825$$

Factor de carga (Flexión): $k_c = 1$

Factor de temperatura: $k_d = 1$

Factor de efectos varios: $k_e = 1$

Límite de resistencia a la fatiga (ec. (7)):

$$S_e' = 0,506 \cdot (320 \text{MPa}) = 192,3 \text{MPa}$$

$$S_e = 124,3 \text{MPa}$$

Las cargas y el esquema de la soldadura de la Viga 3 en el plano xy, se observan en la Figura 59.

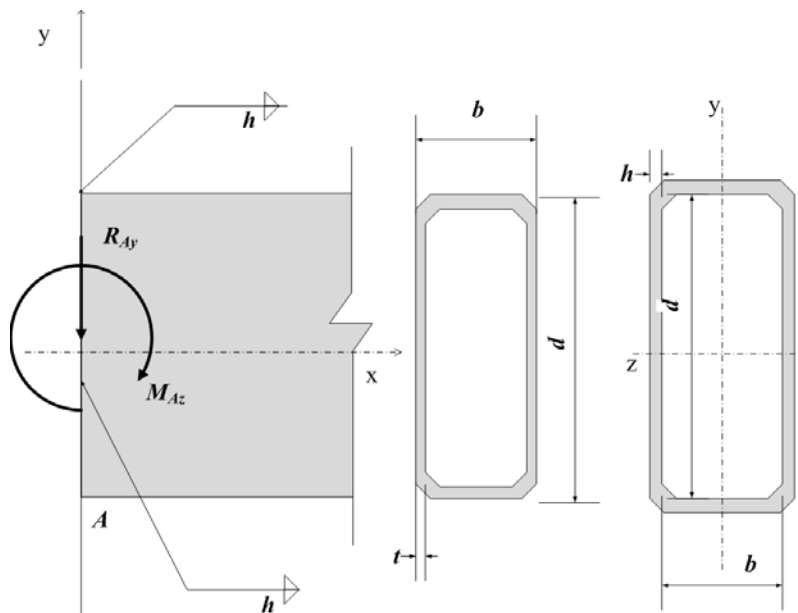


Figura 59. Reacciones y esquema de soldadura en extremo A de Viga 3 (plano xy).

Las características geométricas de la soldadura son:

$$b = 0,04 \text{m} \quad d = 0,08 \text{m} \quad r = \frac{d}{2} = 0,04 \text{m} \quad h = 6,35 \times 10^{-3} \text{m}$$

El segundo momento del área y área de soldadura son:

$$I_u = \frac{d^2(3b \cdot d)}{6} = 2,13 \times 10^{-4} \text{m}^3 \quad I = 0,707 \cdot h \cdot I_u = 9,6 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

$$A = 1,414 \cdot h \cdot (b + d) = 1,08 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Cargas y momentos flectores:

$$R_{Ay} = 857,5 \text{ N}$$

$$R_{Aay} = 428,5 \text{ N}$$

$$M_{Az} = 260 \text{ Nm}$$

$$M_{Aaz} = 130 \text{ Nm}$$

Los esfuerzos cortantes primario y secundario son:

$$\tau'_I = \frac{K_{fs} \cdot R_{Aay}}{A} = 1,07 \text{ MPa}$$

$$\tau''_I = \frac{K_{fs} \cdot M_{Aaz} \cdot r}{I} = 14,7 \text{ MPa}$$

Continuando con la Viga 3, pero esta vez para el plano xz se tiene el esquema mostrado en la Figura 60.

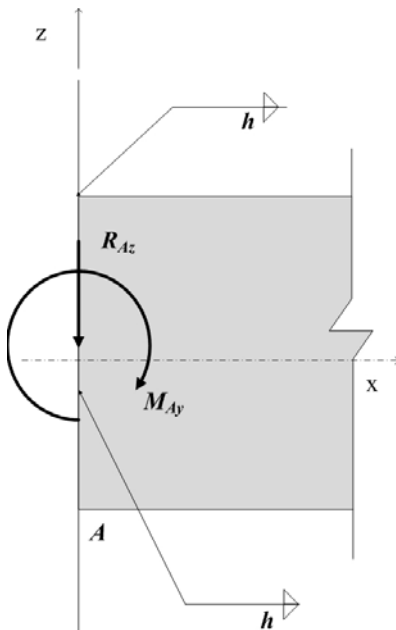


Figura 60. Reacciones y esquema de soldadura en extremo A de Viga 3 (plano xy).

Las características geométricas del cordón de soldadura son:

$$b = 0,04 \text{ m} \quad d = 0,08 \text{ m} \quad r = \frac{d}{2} = 0,04 \text{ m} \quad h = 6,35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El segundo momento del área y área de soldadura son:

$$I_u = \frac{d^2(3b \cdot d)}{6} = 2,13 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad I = 0,707 \cdot h \cdot I_u = 9,6 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$A = 1,414 \cdot h \cdot (b + d) = 1,08 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Las cargas y momento flectores son:

$$R_{Az} = 5834 \text{ N} \quad R_{Aaz} = 2917 \text{ N}$$

$$M_{Ay} = 336 \text{ Nm} \quad M_{Aay} = 168 \text{ Nm}$$

Los esfuerzos cortantes primario y secundario son:

$$\tau'_{II} = \frac{K_{fs} \cdot R_{Aaz}}{A} = 7,31 \text{ MPa} \quad \tau''_{II} = \frac{K_{fs} \cdot M_{Aay} \cdot r}{I} = 9,5 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante primario y esfuerzo cortante secundario total se obtuvo mediante:

$$\tau' = \tau'_I + \tau'_{II} = 8,4 \text{ MPa} \quad \tau'' = \tau''_I + \tau''_{II} = 24,1 \text{ MPa}$$

La magnitud del esfuerzo cortante total que actúa en la soldadura es:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = 25,6 \text{ MPa} \quad \tau_a = \tau_m = \tau$$

El factor de seguridad existente utilizando el criterio de resistencia a la fatiga de la energía de distorsión de Gerber, se obtiene mediante:

$$n_{fA} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0,67 \cdot S_{ut}}{\tau_m} \right)^2 \cdot \frac{\tau_a}{S_{se}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \tau_m \cdot S_{se}}{0,67 \cdot S_{ut} \cdot \tau_a} \right)^2} \right] = 4$$

En el Cuadro 37 se encuentran los resultados obtenidos para cada extremo soldado de las vigas 3 y 4. Se indica además, en el mismo cuadro, el tamaño del cateto de la soldadura usado.

Cuadro 37. Factor de seguridad en cordones de soldadura de vigas 3 y 4.

Extremo	Factor de seguridad	Tamaño de la soldadura [mm]
A	4,1	6,35
F	3,8	6,35
I	5,1	6,35
G	26,8	6,35

CAPÍTULO VI

ACCIONAMIENTO DE LOS ACCESORIOS.

En el vehículo seleccionado se debe garantizar el funcionamiento, durante el modo de operación eléctrico, de los siguientes accesorios: bomba del sistema de dirección asistida hidráulicamente y reforzador de vacío del sistema de frenos de potencia.

En este capítulo se plantean diferentes propuestas para llevar a cabo el accionamiento de los accesorios enumerados en el párrafo anterior y se seleccionó una definitiva después de comparar las ventajas y desventajas de cada una.

El capítulo se dividió en dos partes, la primera de ellas corresponde a la bomba del sistema de dirección y la segunda al reforzador de vacío del sistema de frenos de potencia.

6.1 Bomba del sistema de dirección

El sistema de dirección asistida hidráulicamente (Figura 61) se emplea para facilitar al conductor la ejecución de las maniobras con el vehículo. Está constituido por un cilindro móvil (**C**) solidario a la biela transversal (**A**) de la dirección. En el interior hay un émbolo (**E**) centrado, que va unido al bastidor (**H**) del vehículo. A ambos lados del émbolo puede ser enviado líquido desde una válvula de mando en la que una válvula corredera (**V**), desplazable en ambos sentidos, comunica o interrumpe el paso del líquido al cilindro a uno u otro lado del émbolo.

Cuando se gira el volante (**G**), se mueve el brazo del mando (**M**) y, con él, la biela de la dirección que mueve ésta y, a la vez, la corredera de la válvula de mando, permitiendo el paso de líquido a un lado del émbolo; al ser el émbolo fijo, el líquido obliga a desplazarse al cilindro que, por estar unido a la barra de acoplamiento (**T**) de la dirección, la mueve hacia un lado, sumándose este movimiento al directo impreso por el volante (**G**), ayudando, con ello, a la orientación de las ruedas y, en definitiva, al conductor.

La presión del líquido necesaria para conseguir el desplazamiento del cilindro unido a la biela, se consigue con una bomba (**B**) que es accionada por la correa que transmite el movimiento del cigüeñal.

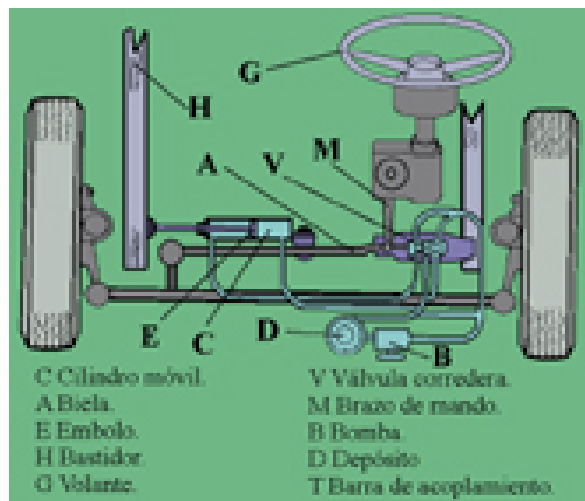


Figura 61. Sistema de dirección asistido hidráulicamente.

Durante la operación del automóvil en modo eléctrico no se cuenta con el accionamiento de la bomba. Por tanto, para mantener la asistencia al sistema de dirección se plantearon las siguientes opciones:

1. Motor eléctrico adicional que accione la bomba existente del sistema de dirección mediante una transmisión por bandas y poleas.

2. Sistema de dirección asistida eléctricamente: este sistema genera un par usando un motor de corriente directa y un mecanismo de reducción que está colocado en la columna de dirección para asistir el giro del volante de dirección. El par que es generado por el motor es transmitido por una junta estriada y un tornillo sin fin a una rueda dentada que está fijada a la columna de dirección (ver Figura 62).

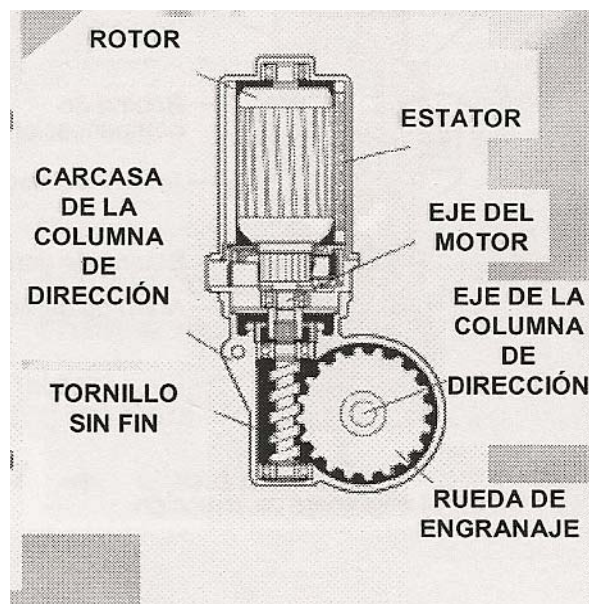


Figura 62. Sistema de dirección asistida eléctricamente

3. Sistema de dirección asistida de manera electro-hidráulica: (ver Figura 63) se sustituye la bomba del sistema de dirección accionada por el motor de combustión por una unidad que contiene tanto la bomba como su accionamiento, el cual es un motor eléctrico de 12 V. Este tipo de unidades han sido utilizadas en vehículos como el Toyota MR2, el New Mini, el Peugeot 307, el Volkswagen Polo y el Seat Ibiza.



Figura 63. Bomba Electro-hidráulica de Toyota MR2. Tomado de *Other Systems: Power Steering* por Cameron Motor Works Electric Vehicle Conversion (2005).

A continuación, se presenta un cuadro comparativo entre las diferentes opciones descritas, en él se señalan las principales ventajas y desventajas de cada una.

Cuadro 38. Comparación entre diferentes alternativas

Opciones	Ventajas	Desventajas
1	No hay que modificar es sistema de dirección hidráulica.	Está compuesta por un gran número de accesorios. La ubicación de los elementos que la componen es una tarea complicada. La fuente de energía necesaria para su accionamiento proviene de una batería cuyo voltaje y amperaje depende del motor eléctrico a usar.
2	De fácil mantenimiento ya que no funciona con elementos acoplados a poleas ni trabaja con líquidos para ejercer el trabajo. La fuente de energía necesaria para su accionamiento proviene de una batería de 12V.	Requiere elementos electrónicos y un sistema de control computarizado. Requiere la modificación del sistema dirección hidráulica. Alto costo en comparación con las demás opciones.
3	Está compuesta por un solo elemento principal compacto de fácil ubicación. La fuente de energía necesaria para su accionamiento proviene de una batería de 12V.	Necesita un sistema para refrigerar el fluido que ejerce el trabajo. Demanda una gran intensidad de corriente. Requiere un sistema de control para determinar su accionamiento.

Al considerar las ventajas y desventajas, se seleccionó la opción 3 que corresponde al sistema electro-hidráulico. Se tomó en cuenta la simplicidad que representa esta modificación, la misma solo requiere alterar la distribución de las tuberías del sistema de dirección y establecer un sistema de control que determine su accionamiento. Para solventar la necesidad de refrigeración del fluido de dirección, se presentó la posibilidad de utilizar el volumen del mismo que se encuentra en el reservorio, el cual se comporta como un sumidero dada la relación entre la masa del mismo y la cantidad de fluido a refrigerar. Finalmente el alta demanda de corriente, se solventa utilizando cableado del calibre adecuado, para el nivel de amperaje existente.

Es importante señalar que el sistema electro-hidráulico sustituirá a la bomba hidráulica existente y a los elementos que la accionan como la polea y la banda impulsora que se muestra en la Figura 64. En consecuencia, se utilizará continuamente, sin importar el modo de operación del automóvil.

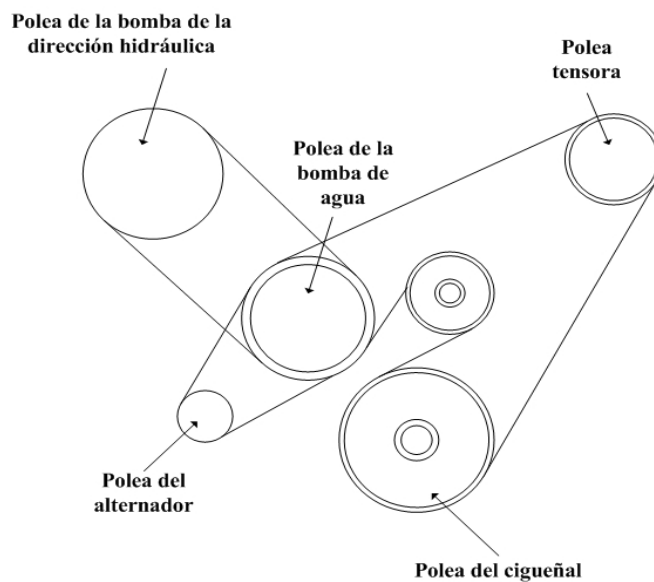


Figura 64. Esquema de sistema de bandas accionado por el motor de combustión interna.

La presencia en el mercado de los sistemas electro hidráulicos no es común, el más destacado es el utilizado en el automóvil Toyota MR2. Este modelo está compuesto por un motor de 12 VDC cuyo consumo de intensidad de corriente es de 75A a 80 A, estos valores de intensidad de corriente son los que se pueden alcanzar cuando el automóvil esta estacionándose. En la Figura 65 se presenta un esquema del recorrido del fluido de trabajo.

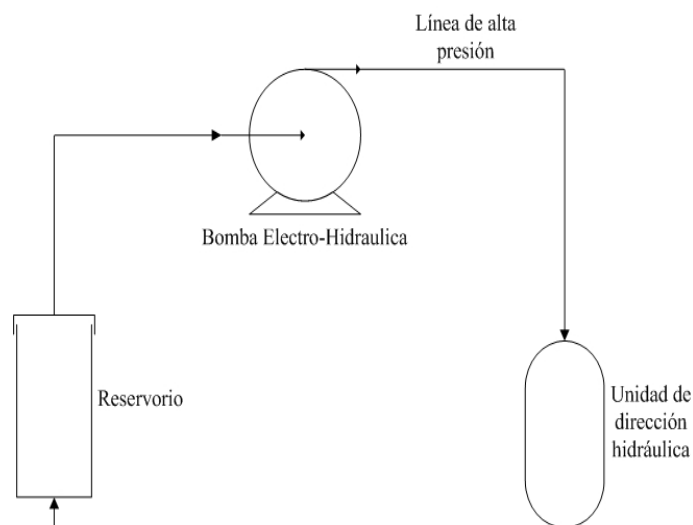


Figura 65. Esquema del sistema de dirección electro-hidráulico.

6.2 Reforzador de vacío

En los sistemas de frenos de potencia se utiliza un reforzador de vacío que aprovecha el vacío existente en el múltiple de admisión para reducir el esfuerzo que necesita el conductor al pisar el pedal para presurizar el circuito hidráulico.

El reforzador de vacío es una cubierta de acero troquelado, montada entre el varillaje del pedal y el cilindro maestro del sistema hidráulico. Dentro

de la cubierta hay un diafragma de hule, un resorte de retorno y algunas válvulas. Mientras no se encuentren aplicados los frenos, existe a ambos lados del diafragma la misma presión de vacío, el cual se logra mediante una manguera que comunica el reforzador con el múltiple de admisión del motor. Cuando se empuja el pedal de freno, este mueve las varillas de operación que abre la válvula de presión atmosférica y cierra las de vacío. El aire entra a presión atmosférica a la cámara de vacío constante, en volumen proporcional a la apertura de las válvulas y empuja el diafragma para aumentar la presión contra la varilla de operación.

Durante la operación en modo eléctrico no existe presión de vacío en el múltiple de admisión, debido a que el motor de combustión interna se encuentra apagado, como consecuencia el esfuerzo que requiere el conductor para presurizar el circuito hidráulico de los frenos se incrementa. Para evitar este efecto se plantearon las siguientes opciones:

1. Un motor eléctrico adicional de potencia suficiente conectado a través de un sistema de poleas y correas a una bomba de vacío (como las utilizadas en los vehículos con motores diesel). La salida de dicha bomba se conectaría a un reservorio y éste al reforzador de vacío. El reservorio almacenaría suficiente vacío para varias frenadas y contaría con un medidor de presión que al detectar un aumento de presión en el mismo enciende la bomba.

2. Reforzador de frenos hidráulico: este sistema reemplazaría al reforzador de vacío existente. La asistencia necesaria para reducir el esfuerzo que debe realizar el operador para detener el vehículo es proporcionada por la bomba de dirección hidráulica. La unidad reforzadora hidráulica (Figura 66) se ubica entre el pedal de freno y el cilindro maestro, pero usa la presión producida por la bomba del sistema de dirección. Mientras no se encuentran aplicados los frenos, el fluido de la dirección pasa a través de la válvula de

central del reforzador hidráulico al sistema de dirección. Cuando es presionado el freno, la salida de fluido al sistema de dirección es cerrada y la presión hidráulica es desviada al pistón de potencia. El pistón de potencia empuja la varilla de salida dentro del cilindro maestro aplicando los frenos. Si la bomba de dirección falla, la unidad cuenta con un sistema de reserva que almacena presión hidráulica para uno o dos aplicaciones de freno.

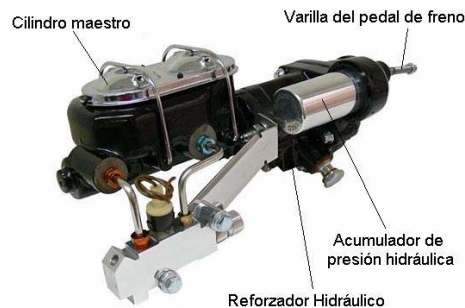


Figura 66. Reforzador de frenos Hidráulico. Adaptación de la imagen mostrada en *Products: Hydro brake booster* por Performance Online (s.f.).

3. Sistema de frenos electro-hidráulico: al igual que en la opción anterior este sistema reemplazaría al reforzador de vacío existente en el automóvil. La unidad electro-hidráulica opera de manera similar a la opción descrita anteriormente, pero en lugar de utilizar la presión hidráulica producida por la bomba de dirección cuenta con su propia bomba electro-hidráulica independiente. En la Figura 67, se observan las partes fundamentales del sistema electro-hidráulico.

4. Un reservorio y una bomba eléctrica de vacío (Figura 68). La bomba eléctrica de vacío se conecta a un reservorio y este a su vez al reforzador de vacío existente en el vehículo. La potencia requerida para el accionamiento de la bomba se extrae de un acumulador eléctrico auxiliar. El reservorio

almacenaría suficiente vacío para varias frenadas y cuenta con un medidor de presión que al detectar un aumento de presión en el mismo enciende la bomba, esto evita el continuo encendido y apagado de la misma. Se puede prescindir del reservorio pero implicaría el uso de un medidor de presión de vacío necesario para indicar cuando encender o apagar la bomba de vacío.

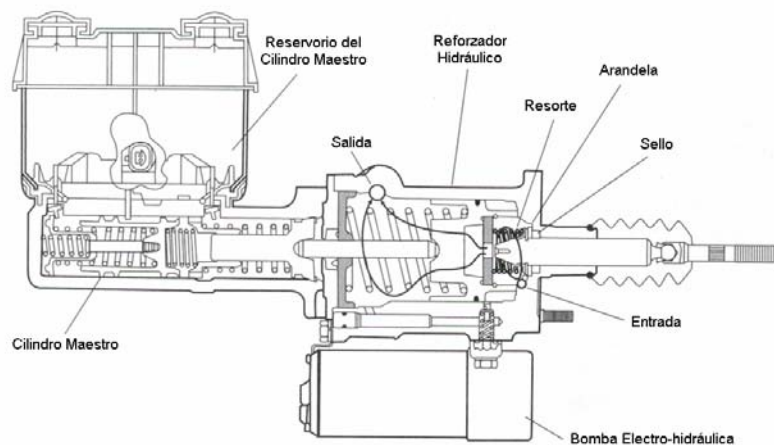


Figura 67. Reforzador Electro-Hidráulico. Tomado de *Manual de entrenamiento: Sistema de frenos* por Toyota, Service Training (1990).



Figura 68. Reservorio y bomba de vacío eléctrica. Tomado de *Products: Braking system components* por EV source (s.f.).

En el Cuadro 39 se comparan las diferentes opciones descritas, en él se señalan las principales ventajas y desventajas de cada una.

Cuadro 39. Comparación entre las diferentes opciones.

Opciones	Ventajas	Desventajas
1	El reforzador de freno existente no es modificado o reemplazado.	Está compuesta por un gran número de accesorios. La ubicación de los elementos que la componen es una tarea complicada. La fuente de energía necesaria para su accionamiento proviene de una batería cuyo voltaje y amperaje depende del motor eléctrico. Nivel de ruido moderado.
2	Está compuesta por un solo elemento principal compacto cuya ubicación es la del reforzador de frenos, no requiere de fuentes de energía adicionales para su accionamiento.	Depende del sistema de dirección hidráulica. Requiere el reemplazo del reforzador de frenos existente.
3	Está compuesta por un solo elemento principal compacto y de fácil ubicación. No requiere de elementos adicionales para el accionamiento de la bomba hidráulica con el motor eléctrico, ya que estos conforman una misma pieza. La fuente de energía necesaria para su accionamiento proviene de una batería de 12V.	Requiere el reemplazo del reforzador de frenos existente.
4	El reforzador de freno existente no es modificado o reemplazado. Está compuesta por solo dos elementos principales, la bomba de vacío y el reservorio, pudiendo prescindir de este último. No requiere de elementos adicionales para el accionamiento de la bomba de vacío, ya que un motor eléctrico integrado se encarga de esto. La fuente de energía necesaria para su accionamiento proviene de una batería de 12V. El consumo de amperaje es bajo. Prescindir del reservorio simplifica significativamente la instalación del sistema.	Nivel de ruido moderado. El espacio disponible para la ubicación de los elementos es limitado. Prescindir del reservorio implica un consumo mayor de energía eléctrica.

Se seleccionó la opción 4 prescindiendo del uso del reservorio. Se tomaron como base las pocas modificaciones añadidas al sistema actual y los

bajos requerimientos energéticos de la misma en comparación con las otras opciones. La bomba de vacío será accionada solo cuando el modo eléctrico entre en funcionamiento y la presión en el sistema aumente. A continuación se presenta un esquema del sistema reforzador de vacío:

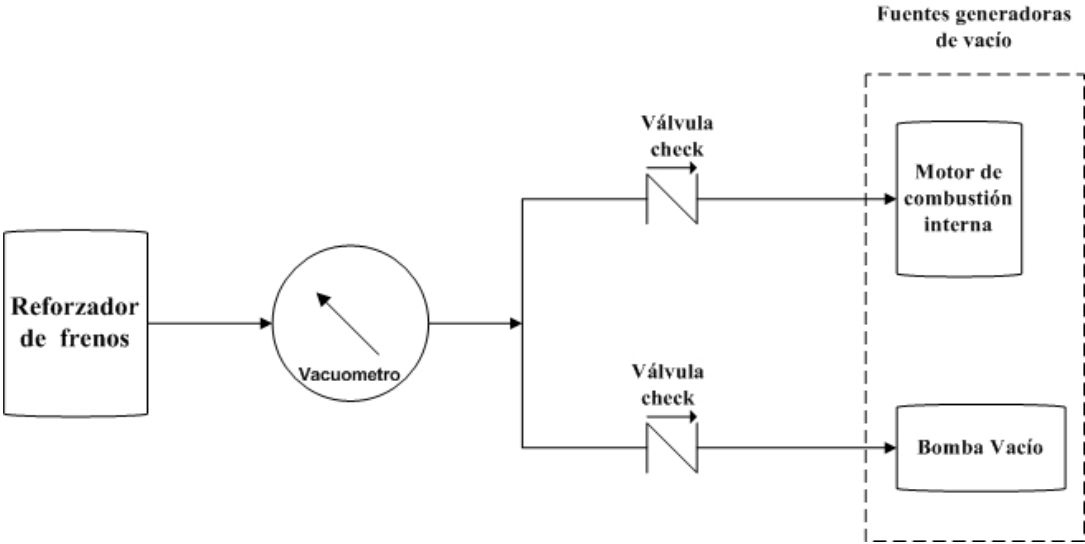


Figura 69. Esquema del sistema reforzador de vacío.

CAPÍTULO VII

SISTEMA DE CONTROL

A continuación se presenta un esquema general del sistema de control planteado con sus elementos principales:

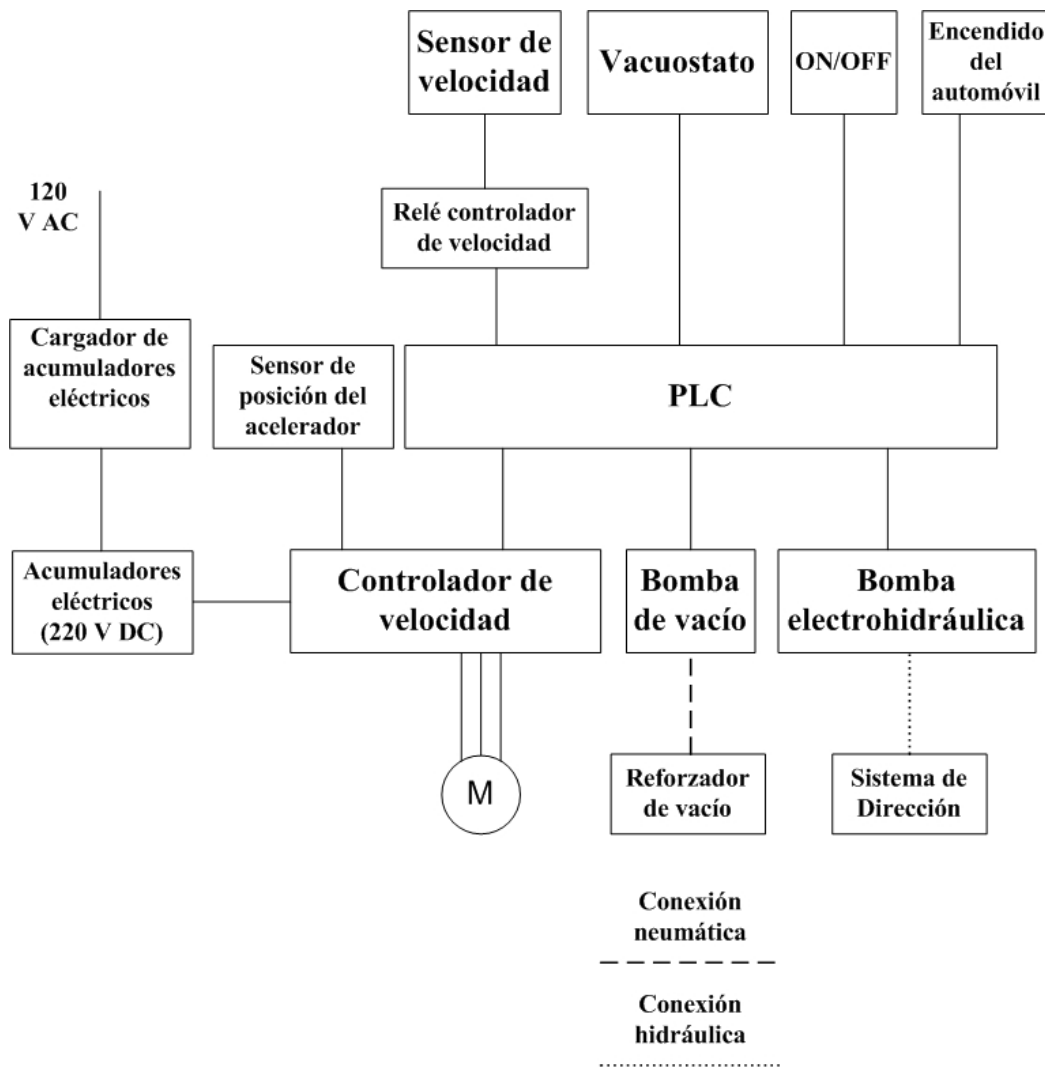


Figura 70. Esquema del sistema de control.

Este sistema de control determina el accionamiento del motor eléctrico, la bomba electrohidráulica y la bomba de vacío. El elemento principal es un controlador lógico programable (PLC). Este es el encargado de recibir las señales de los respectivos sensores e interruptores y mediante un programa elaborado en un computador, que es posteriormente ingresado en el mismo, emite las señales de salida hacia los distintos elementos.

El accionamiento de la bomba de vacío está determinado por el aumento o disminución de la presión en el sistema reforzador de vacío. Este aumento o disminución de la presión es detectado a través de un vacuostato (manómetro medidor de valores inferiores a la presión atmosférica) y traducido en una señal digital que posteriormente es recibida y procesada por el PLC para el encendido o apagado de la misma. El vacuostato debe estar calibrado de acuerdo con las características del sistema.

La bomba electrohidráulica debe funcionar independientemente del modo de propulsión a usar. Es accionada una vez que se enciende el automóvil y debe estar programada para dejar de funcionar una vez que la velocidad del automóvil supere los 10 km/h, que es cuando el conductor puede prescindir de la asistencia al sistema de dirección. Un sensor de velocidad instalado convenientemente envía constantemente información en forma de pulsos eléctricos a cierta frecuencia (relacionada con la velocidad del automóvil) a un relé controlador de velocidad programado de tal forma que al superar el límite de velocidad impuesto, envíe una señal digital hacia el PLC que se traduce en el apagado de la bomba.

En las secciones que siguen se presenta la selección de los elementos que conforman el sistema de control en el siguiente orden:

- Sensor y relé controlador de velocidad
- Vacuostato.
- Controlador lógico programable

Finalmente en la última sección se muestra el diagrama general de conexiones eléctricas y se hace referencia a la selección de un conversor dc/dc que permitirá la alimentación de los elementos del sistema de control.

7.1 Sensor y relé controlador de velocidad

Para efectuar la medición de la velocidad del vehículo y controlar el encendido y apagado de la bomba electro-hidráulica del sistema de dirección, se utilizarán un sensor inductivo de proximidad y un relé de control de velocidad. Adicionalmente es necesario un objetivo que consiste en una lamina rectangular de acero cuyas dimensiones son las siguientes $200 \text{ mm} \times 90 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$.

La medición de velocidad se hará en el árbol de transmisión del sistema de tracción. El esquema general de montaje del objetivo y el sensor de velocidad sobre el árbol de transmisión se observa en la Figura 71. Cada vez que el objetivo metálico se aproxima a la cara del sensor inductivo este envía un pulso eléctrico al relé controlador de velocidad. Dependiendo de la velocidad del árbol de transmisión será la frecuencia de los pulsos enviados.

Las características generales del sensor inductivo de proximidad son las siguientes:

- Distancia nominal de medición: 7 mm.
- Distancia útil para medir: 0... 5,6 mm.
- Dimensiones: M12×1×55.

- Salida: DC 3-wire (PNP) – 1 NO.
- Voltaje de alimentación: mín. 10 Vdc, máx. 58 Vdc.
- Frecuencia de operación 2000 Hz.
- Modelo: XS612B4PAL2.
- Fabricante: Telemecanique

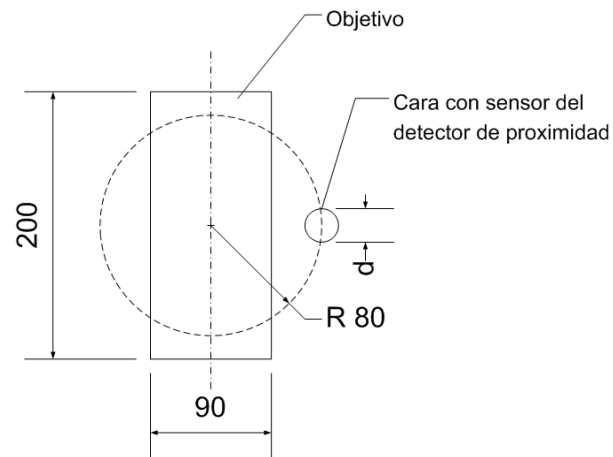


Figura 71. Esquema de montaje de objetivo y sensor de proximidad

El relé es un controlador de sobrevelocidad. Cuando la velocidad de rotación del eje excede la de referencia, ajustada convenientemente en el relé controlador de velocidad, los contactos de salida del mismo cambian de estado, lo que le indica al PLC que debe apagar la bomba electro-hidráulica del sistema de dirección. Los contactos de salida se mantienen energizados hasta que la velocidad sea menor a la de referencia.

Las especificaciones técnicas del relé controlador de velocidad se presentan en el Cuadro 40.

Cuadro 40. Especificaciones técnicas relé controlador de velocidad

Fabricante: Telemecanique	Modelo: SX2DV203	
Voltaje de alimentación	24Vdc \pm 15%	
Especificaciones de entradas		
Sensores	Sensores PNP, 24Vdc \pm 15%	
Duración mínima de la señal	2,3 ms.	
Duración mínima entre intervalos	2,3 ms.	
Rango de velocidad controlable	3.2 a 8000 pulsos por minuto	
Especificación de las salidas a relé		
Voltaje	24 Vdc	24 Vdc
Corriente máxima	1 A	0.5 A

Las velocidades máximas y mínimas de rotación del árbol que se puede medir con el relé controlador de velocidad se pueden determinar mediante la siguiente expresión:

$$N = m/n$$

N = velocidad de rotación del árbol.
 m = número de pulsos por minuto.
 n = número de objetivos (el utilizado tiene 2 objetivos)

$$N_{max} = 8000/2 = 4000 \text{ rpm}$$

$$N_{min} = 3,2/2 = 1,6 \text{ rpm.}$$

La duración del pulso emitido por el sensor de proximidad debe ser mayor a la mínima aceptada por el relé controlador de velocidad. Para determinar la duración del pulso se usó la siguiente expresión:

$$T = \frac{60 \times (l + d)}{2\pi \times N \times r}$$

l = longitud del objetivo.
 $d=12 \text{ mm}$ diámetro del sensor
 r = radio desde el centro del árbol al sensor.

Para la velocidad máxima de rotación del árbol, 1680 rpm (correspondiente a la máxima del motor eléctrico), se tiene que:

$$T = \frac{60 \times (90 + 12)}{2\pi \times 1680 \times 80} = 0,0051s = 5,1ms > 2,3ms$$

El tiempo que dura el intervalo entre pulsos se calcula mediante la siguiente expresión:

$$T = \frac{60 \times ((2\pi \times r / n) - (l + d))}{2\pi \times r \times N}$$

$$T = \frac{60 \times ((2\pi \times 80 / 2) - (80 + 12))}{2\pi \times 80 \times 1680} = 0,0113s = 11,3ms > 2,3ms$$

7.2 Vacuostato

El vacuostato está previsto para la regulación entre dos umbrales que tienen puntos de consigna alto (PA) y bajo (PB), estos puntos se pueden ajustar de forma independiente.

La presión mínima de vacío requerida en el reforzador es de aproximadamente 14 inHg mientras que la existente en la admisión del motor de combustión interna, la cual esta conectada al reforzador varía entre 16 y 22 inHg (datos tomados de Owen y Eichhorn, 2003). Con estos datos de presión, se estimo que el reforzador de vacío opera entre una presión máxima de vacío de 14 inHg y una mínima de 22 inHg.

El criterio de selección del vacuostato se fundamentó en las presiones de operación del reforzador. El instrumento a seleccionar debía poseer los siguientes puntos de consiga: PA=14 inHg= -0,47 bar y PB=22 inHg= -0,745 bar.

A continuación se presentan las especificaciones técnicas de un

vacuostato adecuado a las condiciones de trabajo ya descritas:

- Modelo: XML-AM01V1S11.
- Fabricante: Telemecanique
- Rango de ajuste del punto bajo (PB): -0,28...-1 bar.
- Voltaje de alimentación: 24 Vdc
- Tipo de fluido controlador: aceites hidráulicos, agua dulce, agua salada, aire, hasta +70°C.
- Peso: 0,685 kg.
- Intervalo posible que se debe restar a PA para obtener PB: 0,24 bar.
- Presión máxima admisible:
 - En cada ciclo: 5 bar.
 - Accidentalmente: 9 bar.
- Resistencia mecánica: 3×10^6 ciclos.
- Dimensiones: 75 mm×35 mm×113 mm.

El vacuostato enviará dos señales digitales hacia el PLC: una cuando se registre que la presión del reforzador de vacío sea inferior a PA y otra cuando la presión supere PB. La primera señal encenderá la bomba de vacío mientras que la segunda la apagará.

7.3 Controlador lógico programable (PLC)

La selección del controlador se basó en la cantidad y el tipo de entradas y salidas necesarias así como también el tipo de alimentación disponible. El controlador recibirá cuatro señales discretas provenientes del relé controlador de velocidad, el vacuostato, el interruptor de encendido de modo eléctrico y por último del interruptor de encendido existente en el automóvil (El interruptor no

debe accionar el motor de combustión interna, debe estar posicionado de manera que se asistan los equipos eléctricos). Tres de los cuatro relés de salida son utilizados para accionar la bomba electrohidráulica, la bomba de vacío y el controlador de velocidad. Ninguna salida analógica es utilizada.

A continuación se dan las especificaciones técnicas de un controlador que cumple con las características descritas

Cuadro 41. Características generales del PLC.

Modelo	Zelio logic SR2A101BD	
Voltaje de alimentación [Vdc]	24	
Temperatura de operación	-20 a 55°C	
Corriente nominal de entrada [mA]	100	
Peso[kg]	0,250	
Número de entradas	Discretas	6
	Analógicas 0-10V	-
Número de salidas	4 relés	
Dimensiones[mm]	Largo	108
	Ancho	72
	Alto	60
Fabricante:	telemecanique	

7.4 Diagrama general de conexiones eléctricas

En la Figura 72 se representan de forma general las conexiones eléctricas de los diferentes sensores, equipos controladores y dispositivos mecánicos que conforman el sistema de control.

La alimentación de la bomba de vacío y de la bomba electrohidráulica debe ser realizada por un acumulador eléctrico de 12 Vdc cuya capacidad de AH abastezca el consumo de amperaje de estos dos elementos en el determinado tiempo de autonomía deseada.

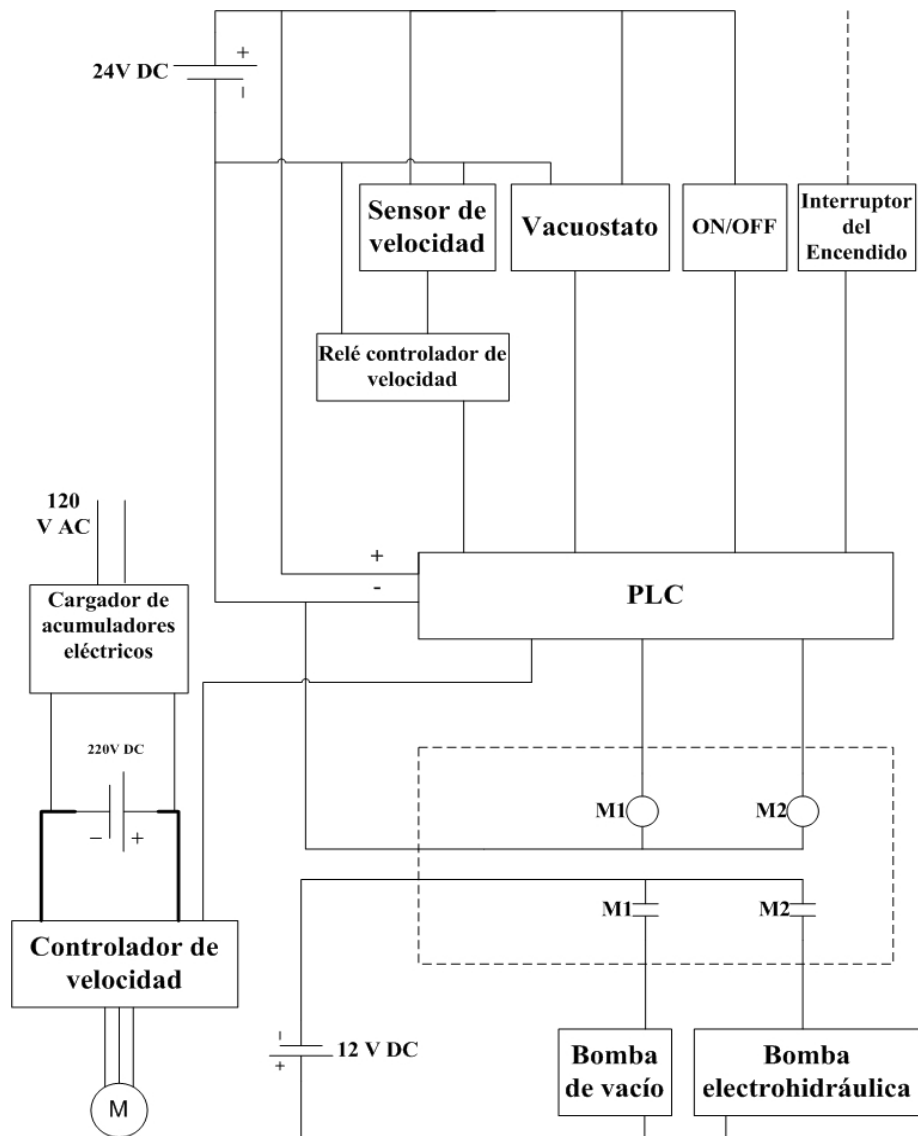


Figura 72. Diagrama general de conexiones eléctricas.

Se plantea conectar los elementos mencionados anteriormente al acumulador de 12 Vdc existente en el automóvil. Si es necesario, este acumulador puede ser sustituido por uno de igual tensión pero de mayor capacidad. Esto es debido a que el consumo de amperaje del sistema puede alcanzar entre 75 a 80A solo por parte de la bomba electrohidráulica en

condiciones de aparcado y las capacidades de ciertos acumuladores eléctricos no logran abastecer este tipo de necesidades.

Para la alimentación de los demás elementos del sistema de control se propone hacer uso de un convertidor de voltaje DC/DC, este tomaría la energía de la fuente de voltaje de 220Vdc y la entregaría a los sensores y al PLC al nivel respectivo de tensión de entrada, que en este caso es 24 Vdc. Este método es adecuado ya que el consumo de amperaje de estos elementos es pequeño (por el orden de mA) y se evita la selección de un acumulador eléctrico adicional de 24V DC.

Para su selección se tomaron en cuenta los convertidores con sistemas de refrigeración que no usaran líquidos, así como también los rangos de voltaje de salida y entrada. El modelo seleccionado resultó en el del fabricante MES-DEA: DC/DC converter 400-2000, en el siguiente cuadro se presentan las especificaciones técnicas del mismo:

Cuadro 42. Especificaciones técnicas de convertidor DC/DC.

Modelo	DC/DC converter 400-2000	
Voltaje de alimentación [V DC]	190-400	
Voltaje de alimentación [V DC]	24-28	
Máxima potencia absorbida[w]	2000	
Eficiencia	Superior a 90%	
Máxima corriente de salida[mA]	70	
Temperatura de operación	-20 a 55°C	
Peso[kg]	4,5	
Dimensiones[mm]	Largo	254
	Ancho	155
	Alto	140
Fabricante:	MES-DEA	

CAPÍTULO VIII

ESTIMACIÓN DEL COSTO DE LA ADAPTACIÓN

En el presente capítulo se realiza una estimación del costo total de la adaptación del vehículo a sistema eléctrico híbrido.

Los costos están representados por dos partes segmentos fundamentales, la primera de ellas corresponde al costo del vehículo a adaptar y la segunda al costo de todos los equipos que se deben incorporar al vehículo.

El costo del vehículo, para la fecha de realización del Trabajo Especial de Grado, oscila según datos de Tucarro.com entre Bs 33.000 y 56.000.

En relación a los equipos que componen la adaptación, en el Cuadro 43 se indican los precios de los mismos. Se incluyen en el cuadro la cantidad requerida por cada equipo o pieza, el costo de envío por mar para aquellos productos que requieren ser importados, el precio total de cada grupo de elementos y finalmente en la última fila se indica el costo total de todos los equipos. Todos los precios mostrados en el cuadro corresponden a los actuales para la fecha de presentación del Trabajo Especial de Grado.

Al analizar los diferentes precios presentados en el Cuadro 43, se observa que más del 70% del costo total de la adaptación corresponde a la adquisición de los acumuladores eléctricos y a los equipos electrónicos de control y potencia (inversor y cargador).

Cuadro 43. Costo de equipos que componen la adaptación

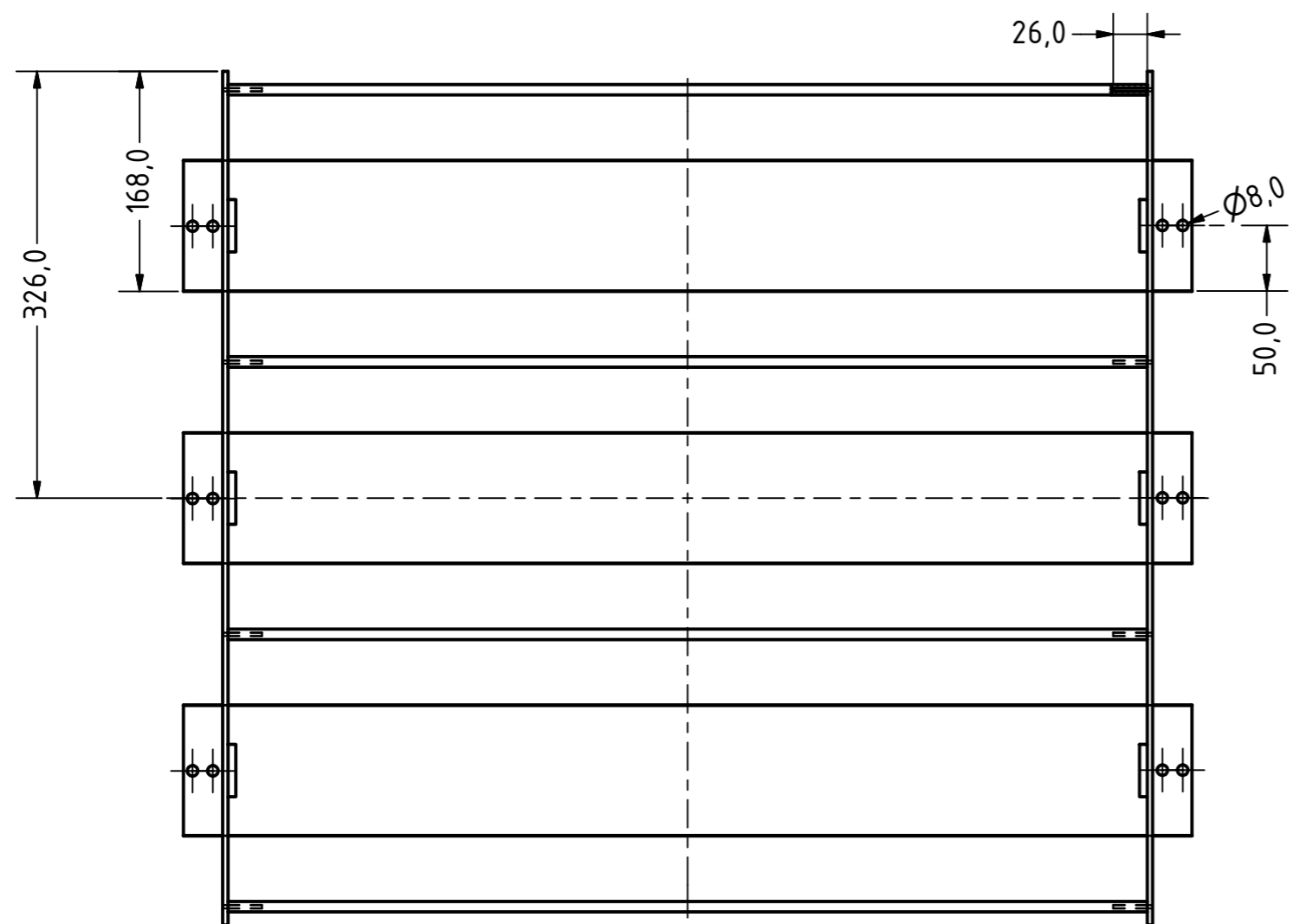
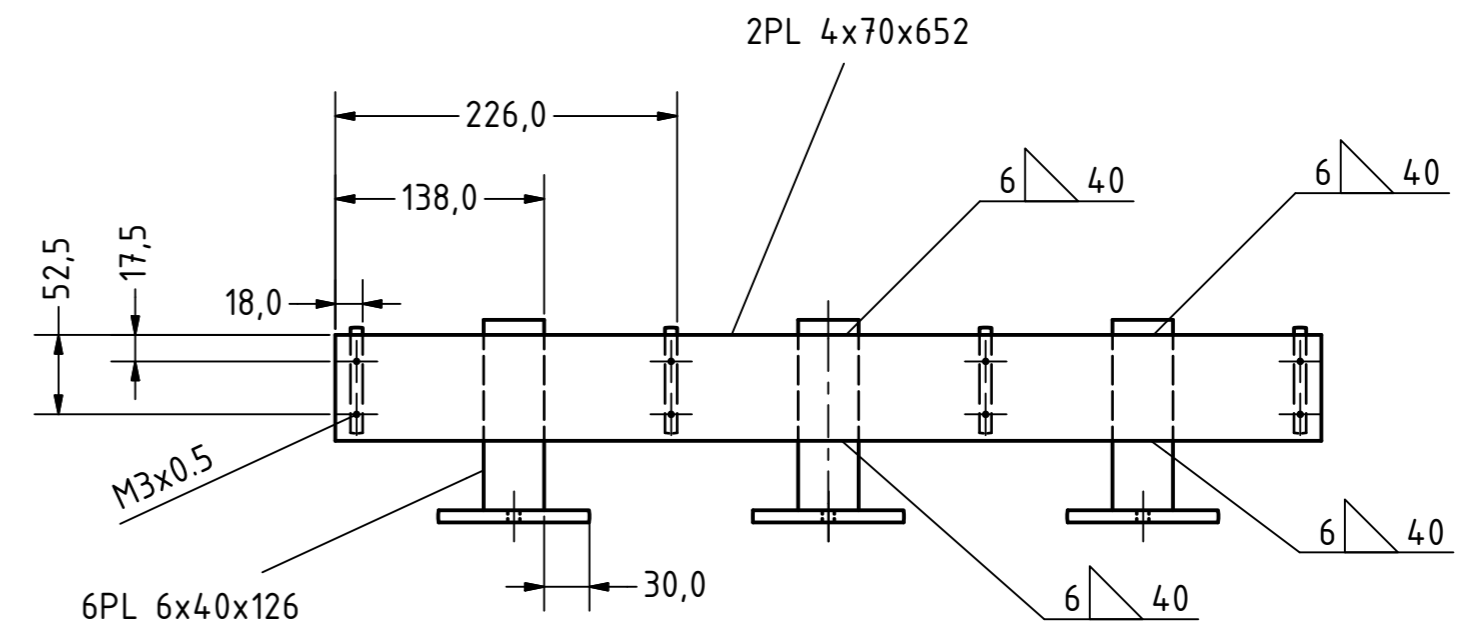
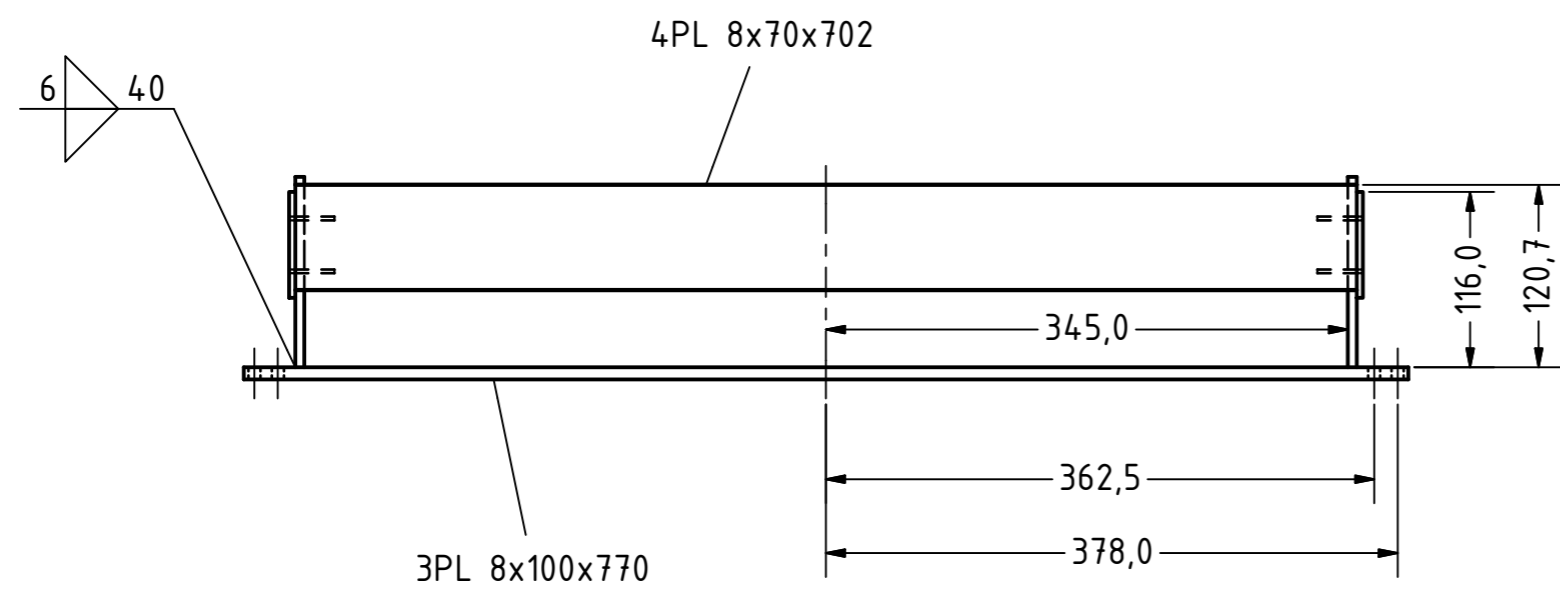
Equipo o elemento	Cant.	Precio Unidad		Costo envio		Total [Bs]
		[USD]	[Bs]	[USD]	[Bs]	
Sistema Eléctrico de Potencia y Almacenamiento de energía						
Motor Eléctrico	1	-	2530,00	-	0,00	2530,00
Inversor	1	5331	11461,65	266	665,00	12126,65
Acumuladores eléctricos	69	60	129,00	475	1021,25	9922,25
Cargador	1	2450	5267,50	136	292,40	5559,90
Bastidor acumuladores eléctricos	1	-	1400,00	-	0,00	1400,00
Sistema Mecánico de transmisión de potencia						
Polea 3,8 pulg	1	-	224,00	-	0,00	224,00
Polea 10,2 pulg	1	-	483,00	-	0,00	483,00
Bandas en V	4	-	45,00	-	0,00	180,00
Rueda dentada doble 21 dientes	1	-	49,00	-	0,00	49,00
Rueda dentada doble 84 dientes	1	-	196,00	-	0,00	196,00
Cadenas a rodillos L=104	1	-	195,87	-	0,00	195,87
Rodamiento 22217 EK	1	-	885,00	-	0,00	885,00
Rodamiento 22211 EK	1	-	482,00	-	0,00	482,00
Manguito H 317	1	-	322,00	-	0,00	322,00
Manguito H 311	1	-	120,00	-	0,00	120,00
Soporte SNL 517	1	-	1075,00	-	0,00	1075,00
Soporte SNL 511	1	-	575,00	-	0,00	575,00
Obturaciones TSN 517 S	2	-	87,00	-	0,00	174,00
Obturaciones TSN 511 S	2	-	54,00	-	0,00	108,00
Anillos de fijación FRB 9,5/150	2	-	50,00	-	0,00	100,00
Árbol de transmisión	1	-	1160,00	-	0,00	1160,00
Pieza de acoplamiento	1	-	400,00	-	0,00	400,00
Bastidor	1	-	510,00	-	0,00	510,00
Accionamiento de Accesorios						
Bomba electrohidráulica	1	400	860,00	42	90,30	950,30
Bomba de vacío	1	392,5	843,88	40	86,00	929,88
Sistema de Control						
Sensor inductivo de proximidad	1	-	126,85	-	0,00	126,85
Relé controlador de velocidad	1	-	432,50	-	0,00	432,50
Vacuostato	1	-	433,00	-	0,00	433,00
Controlador Lógico Programable	1	-	322,00	-	0,00	322,00
Convertidor DC/DC	1	1540	3311,00	123	264,45	3575,45
Total						45547,65

PLANOS

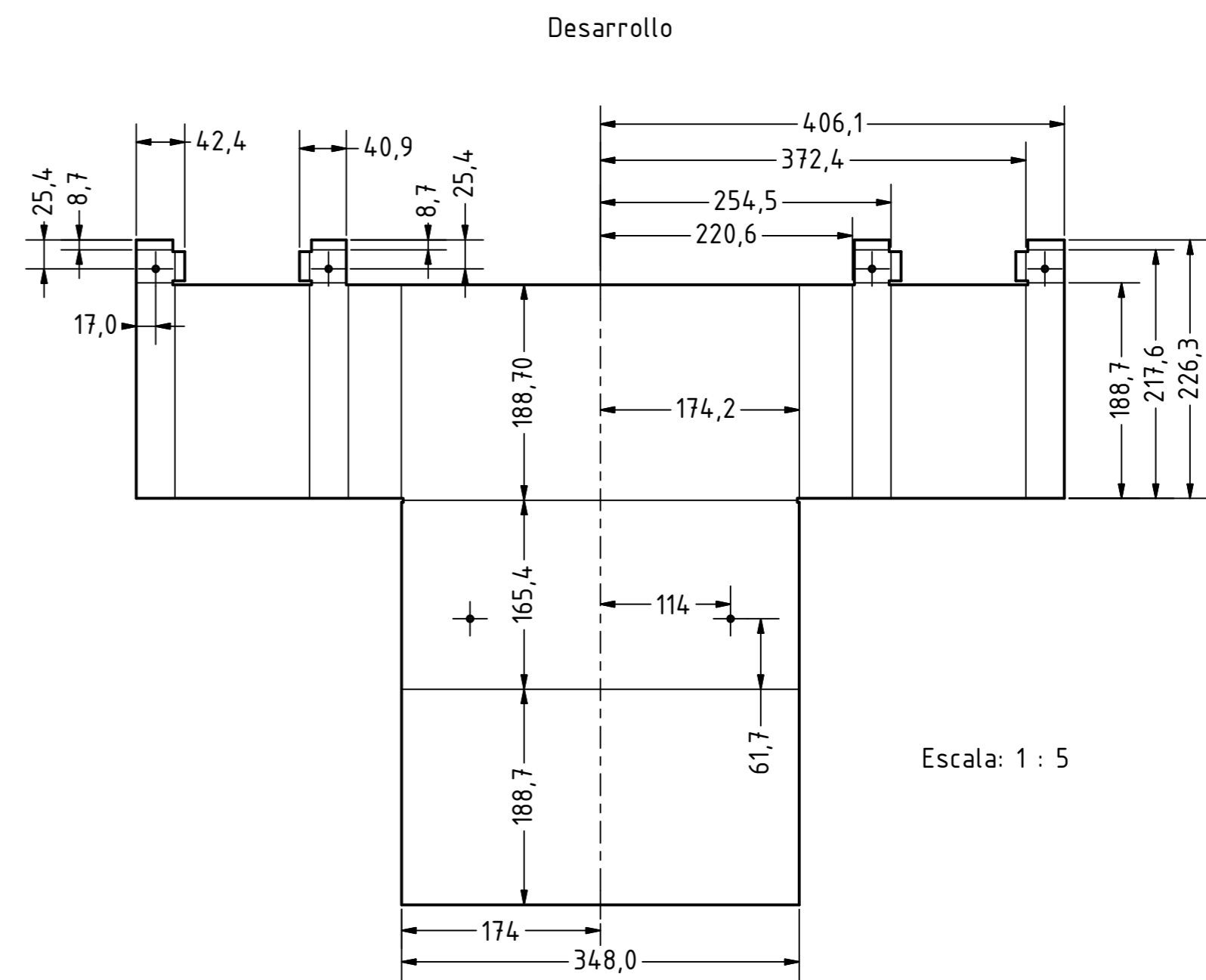
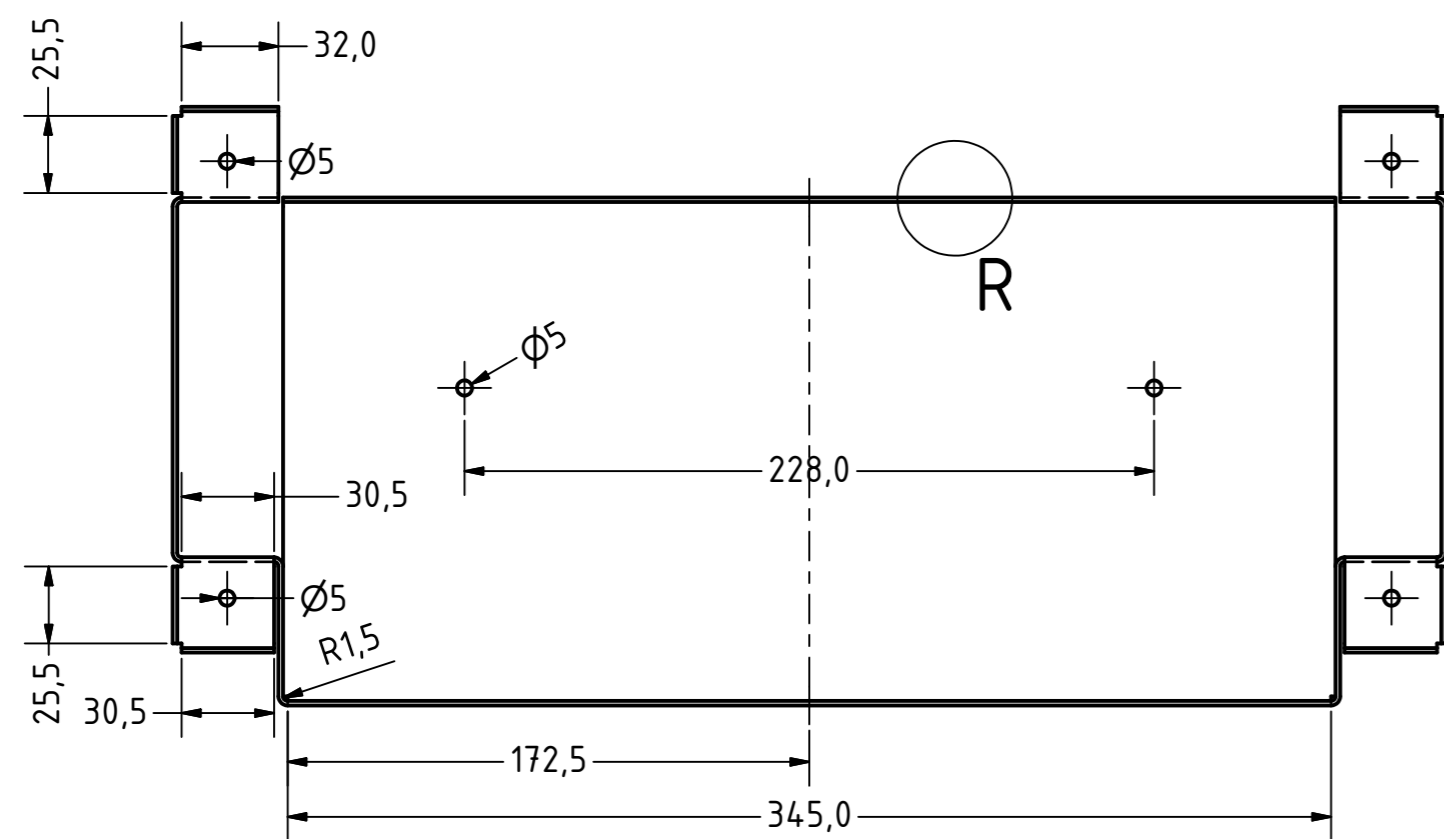
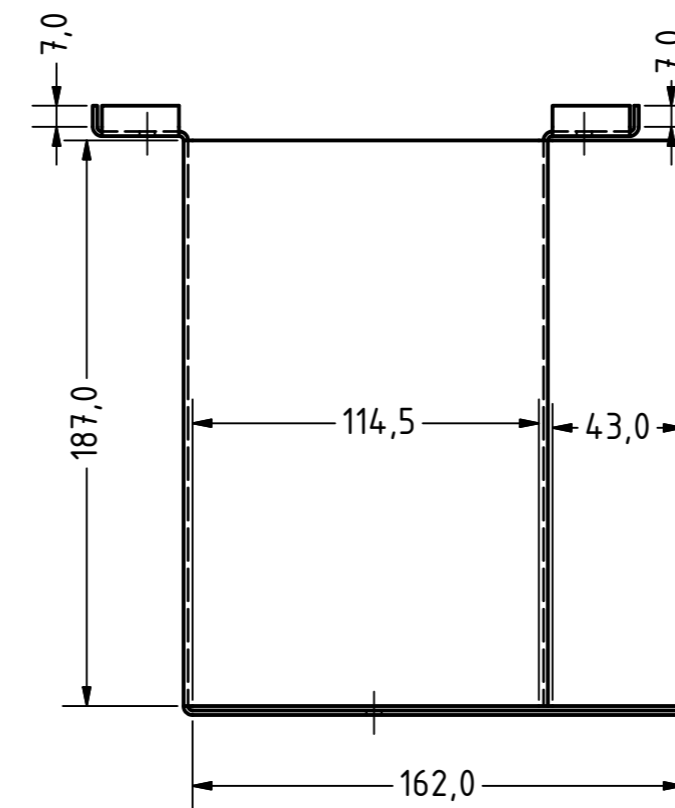
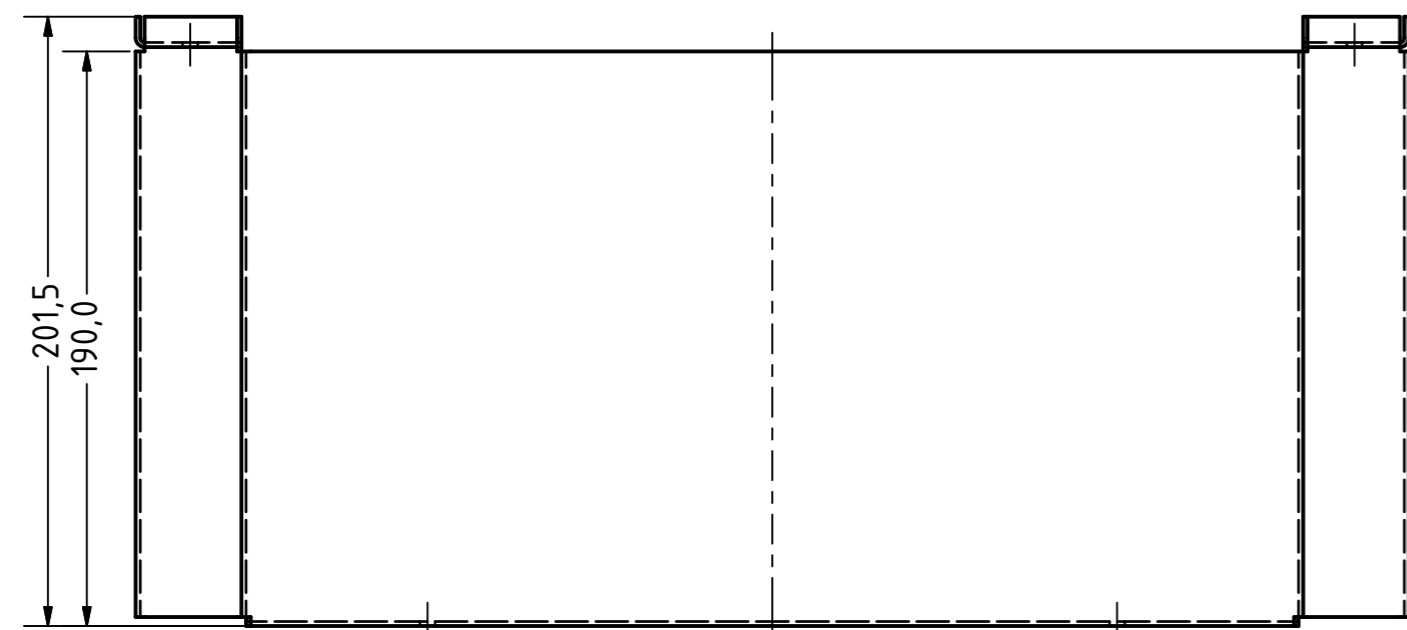
Se elaboraron nueve planos del conjunto de elementos que conforman la adaptación donde se pueden apreciar sus formas y dimensiones, así como también su ubicación el automóvil. En este capítulo se presentan dichos planos ordenados como sigue:

- **Plano 1:** corresponde al bastidor diseñado para soportar el conjunto de 45 acumuladores eléctricos, cuya ubicación es en el exterior del vehículo.
- **Plano 2:** corresponde al cajón del bastidor de los acumuladores eléctricos restantes, cuya ubicación es en el interior del automóvil.
- **Plano 3:** comprende la tapa del bastidor de los acumuladores eléctricos restantes.
- **Plano 4:** corresponde a las bases de fijación para el inversor y el cargador de los acumuladores eléctricos.
- **Plano 5:** es el dibujo del conjunto del sistema mecánico de transmisión de potencia.
- **Plano 6:** abarca el bastidor del sistema de transmisión de potencia.
- **Plano 7:** contiene el diseño del riel para soportar el motor eléctrico.
- **Plano 8:** es el árbol de transmisión de potencia.
- **Plano 9:** contiene el conjunto conformado por la rueda dentada impulsada y el acople va entre ésta y el cubo de la rueda.

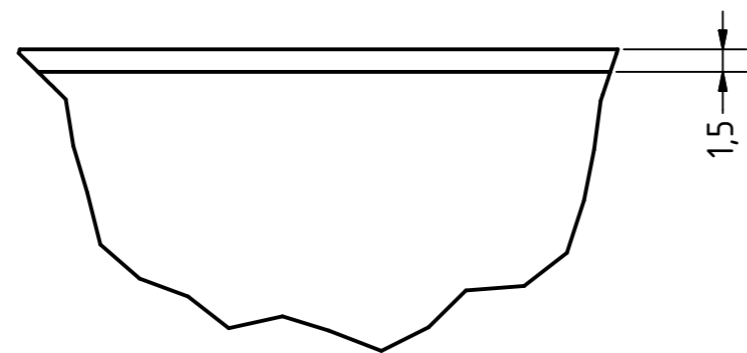
A continuación se muestran los planos:



TRABAJO ESPECIAL DE GRADO				
	Fecha	Nombre		Escala
Dib.	03/05/2009	Ladera y Márquez	Bastidor principal de acumuladores eléctricos	1:5
Com.				
Norm.				
UCV			Plano n° 1	A2



Detalle R (2 : 1)

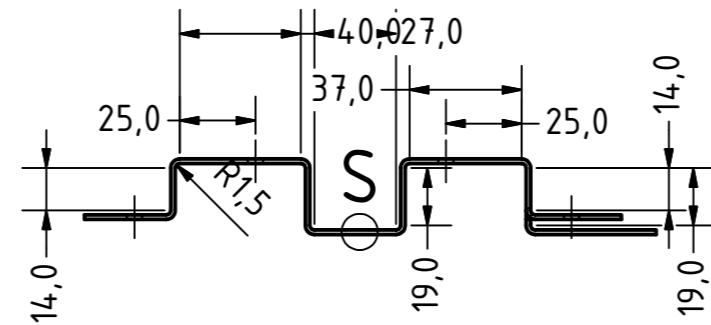
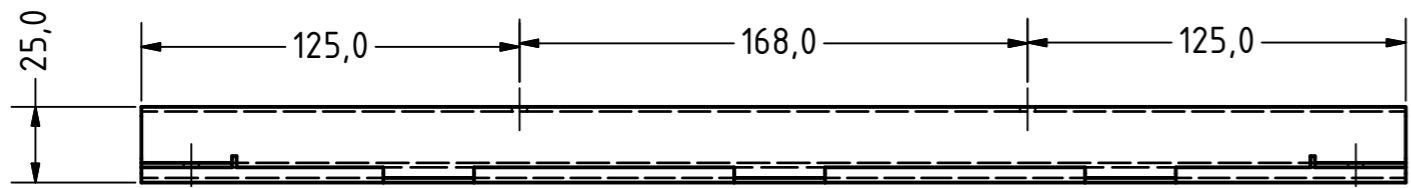


Radios de doblado no acotados: R=1,5

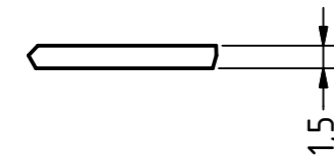
Desarrollo

Escala: 1 : 5

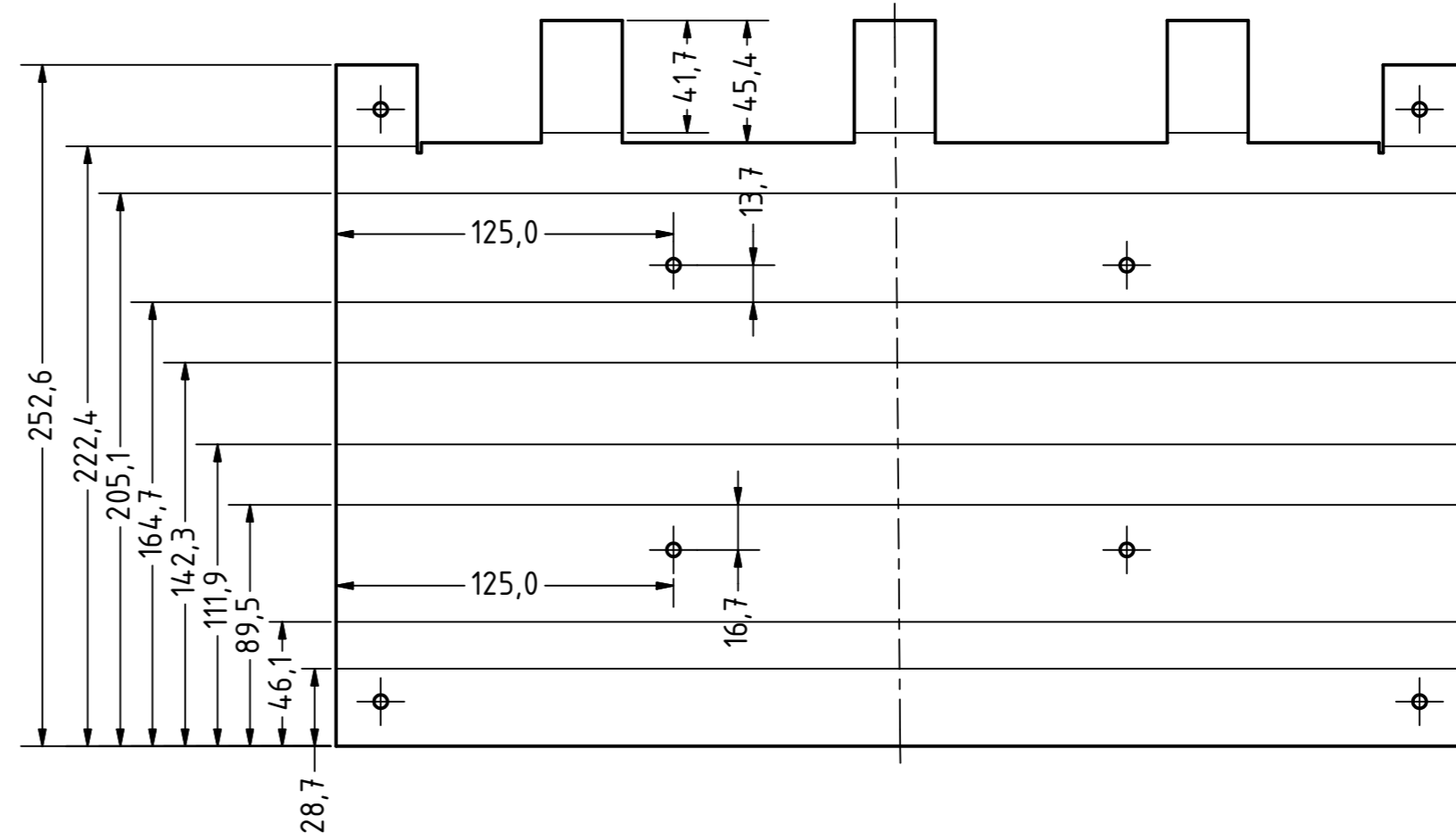
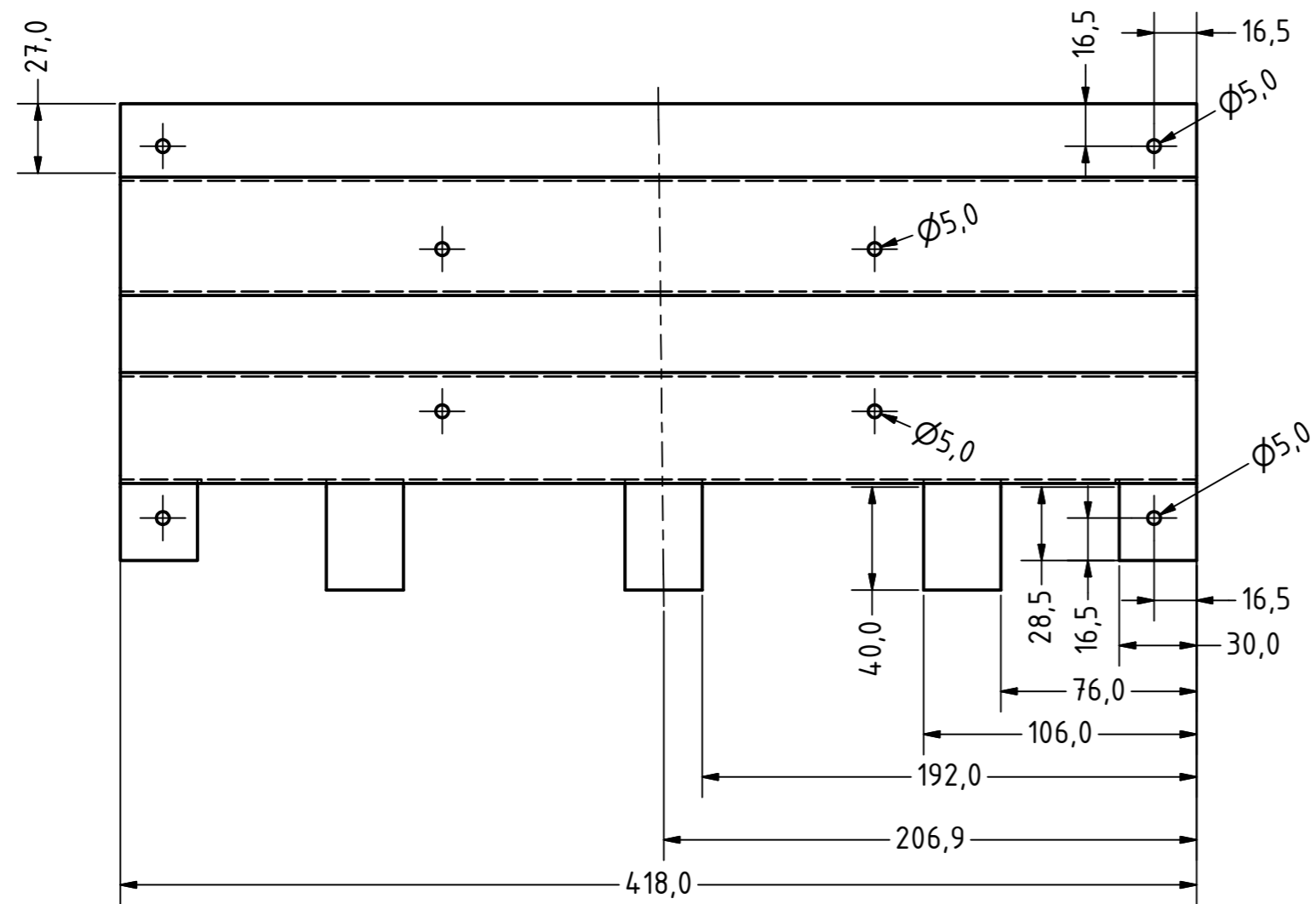
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO				
Fecha	Nombre			Escala
Dib. 03/05/2009	Ladera y Márquez	Bastidor secundario de acumuladores eléctricos		1:2,5
Com				
Norm				
UCV		Plano n° 2		A2



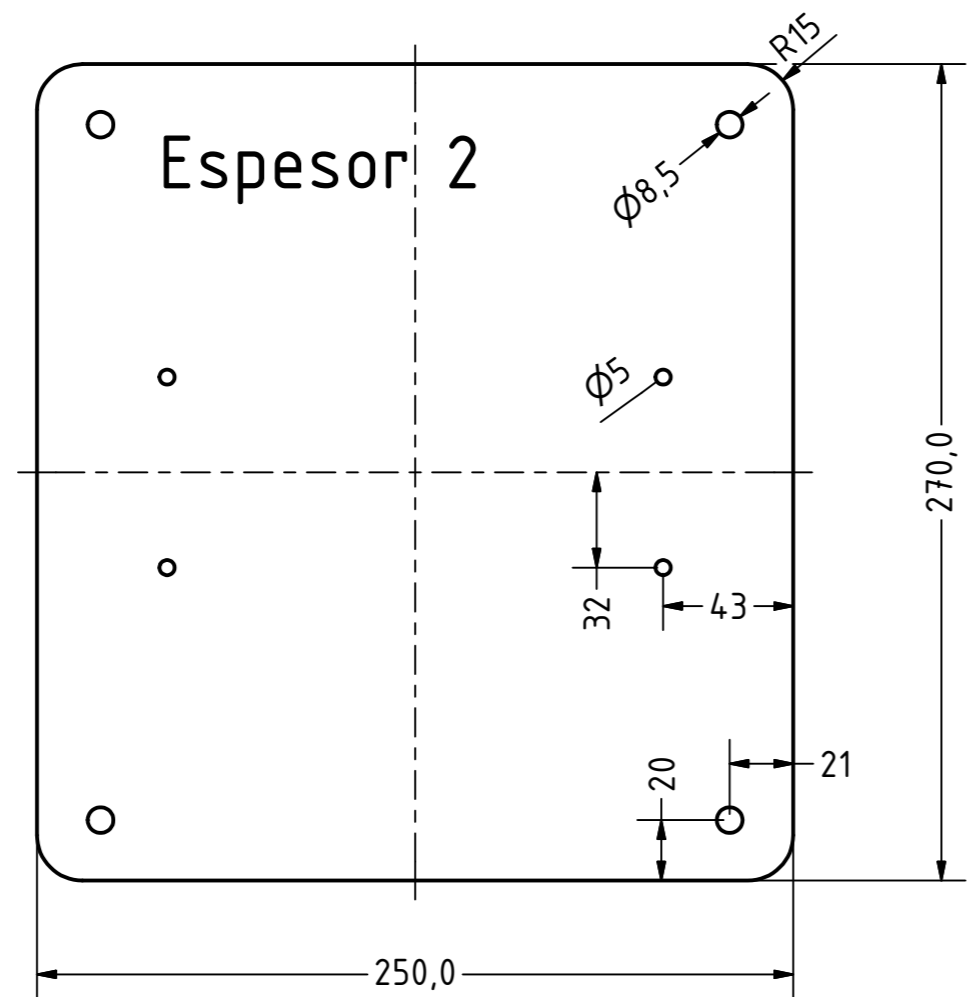
S (2:1)



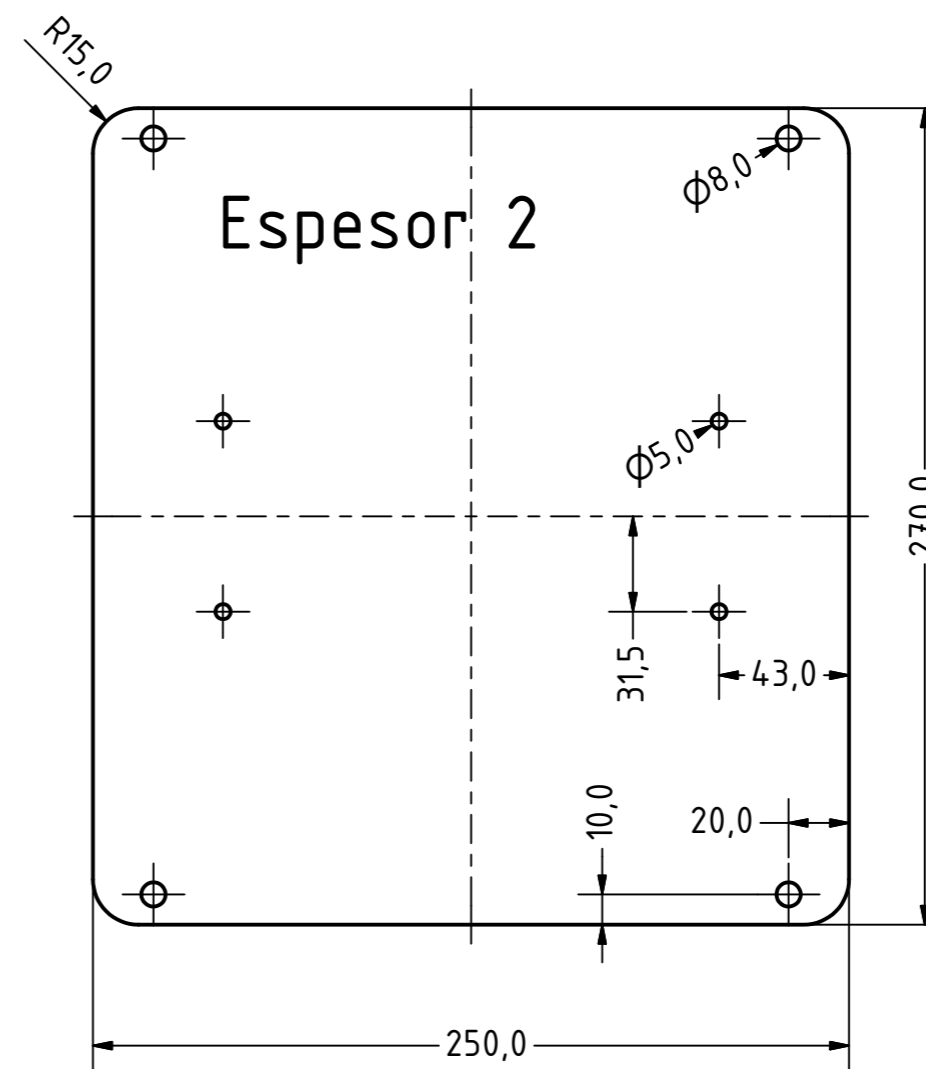
Radios de doblado no acotados: R=1,5



TRABAJO ESPECIAL DE GRADO				
	Fecha	Nombre		Escala
Dib.	03/05/2009	Ladera y Márquez	Tapa bastidor secundario de acumuladores eléctricos	1:2,5
Com.				
Norm.				
UCV			Plano n° 3	A2

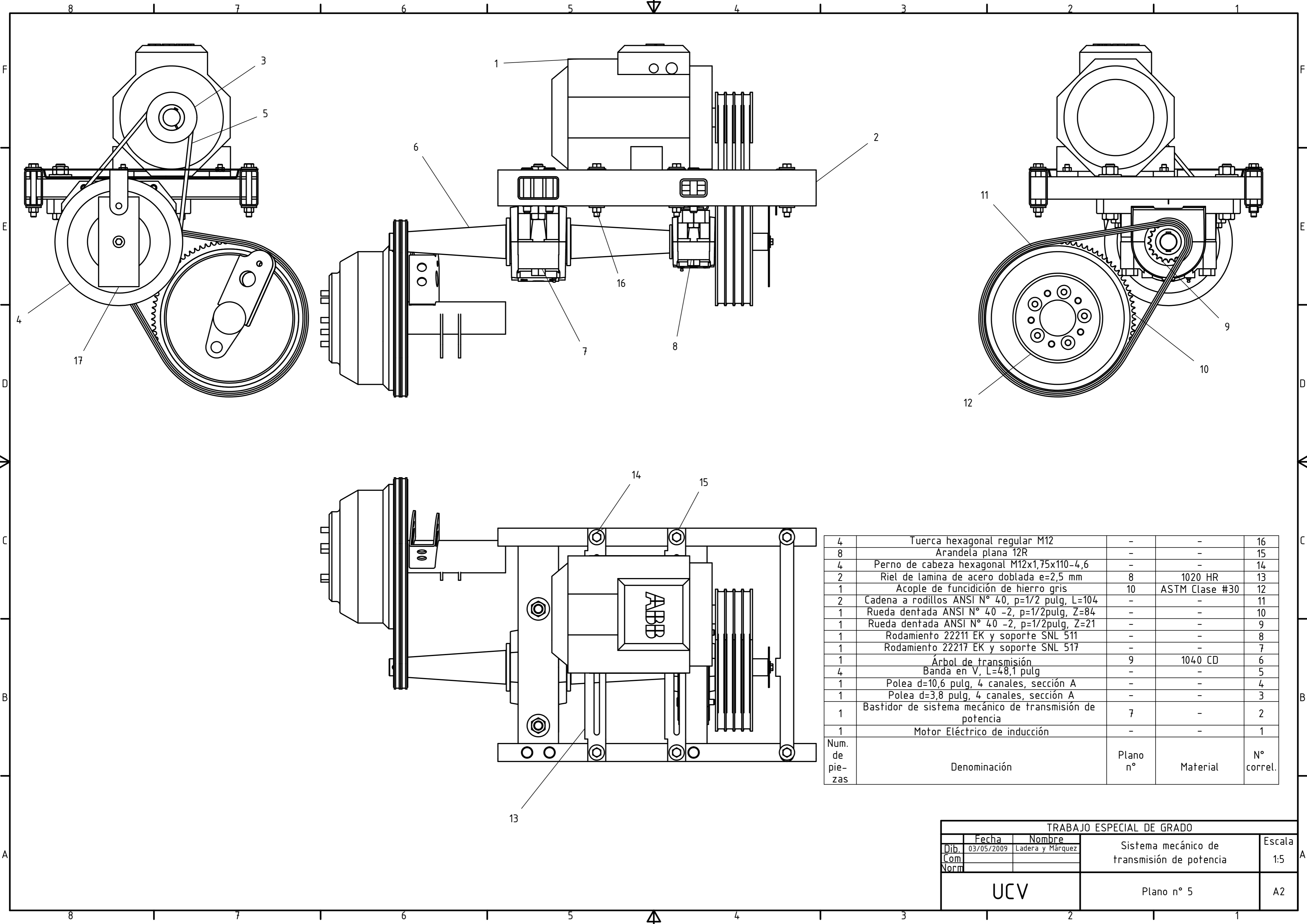


Base para fijación del inversor



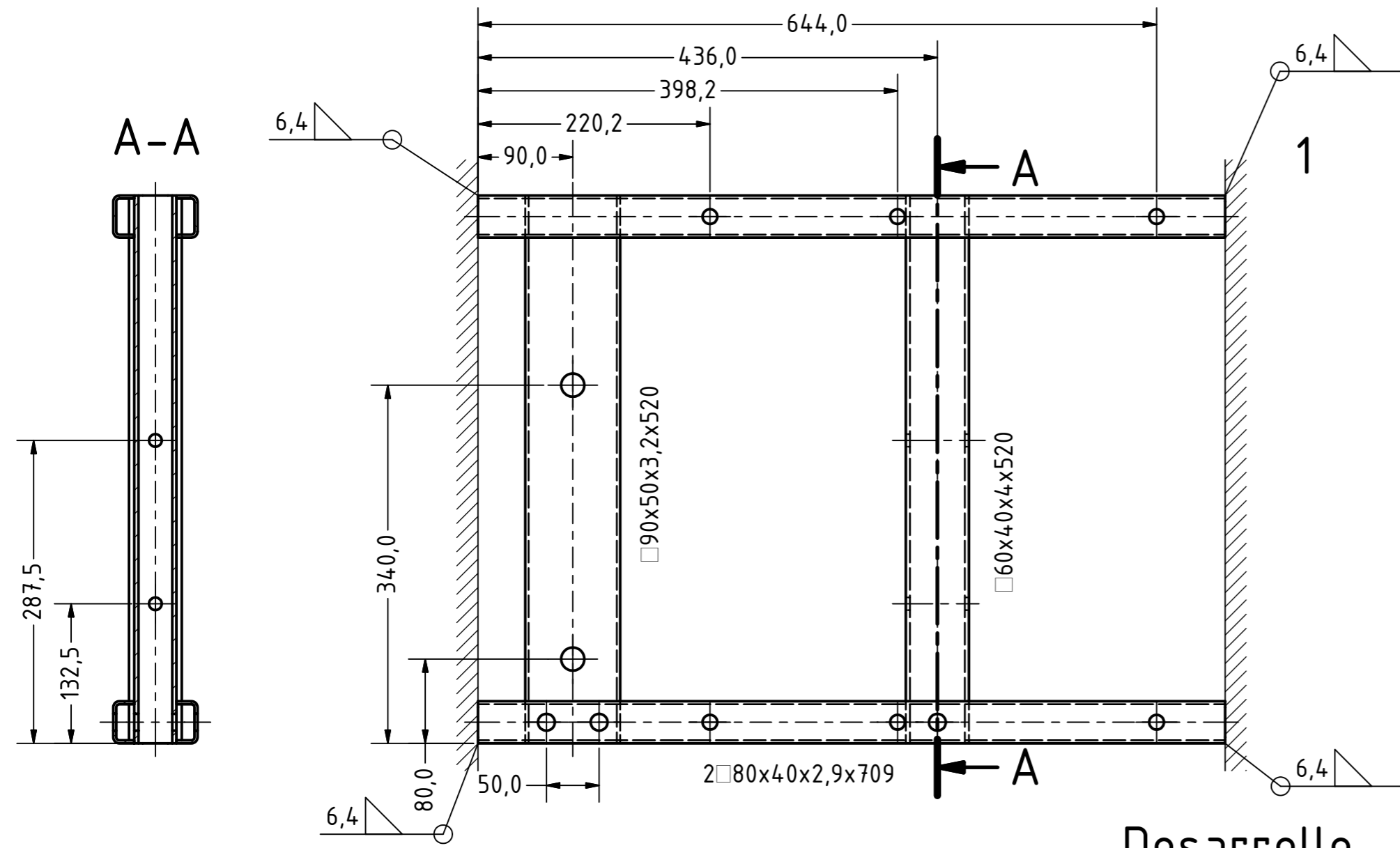
Base para fijación del cargador

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO				
	Fecha	Nombre	Bases para fijar inversor y cargador	Escala 1:2,5
Dib.	03/05/2009	Ladera y Márquez		
Com.				
Norm				
UCV			Plano n° 4	A2

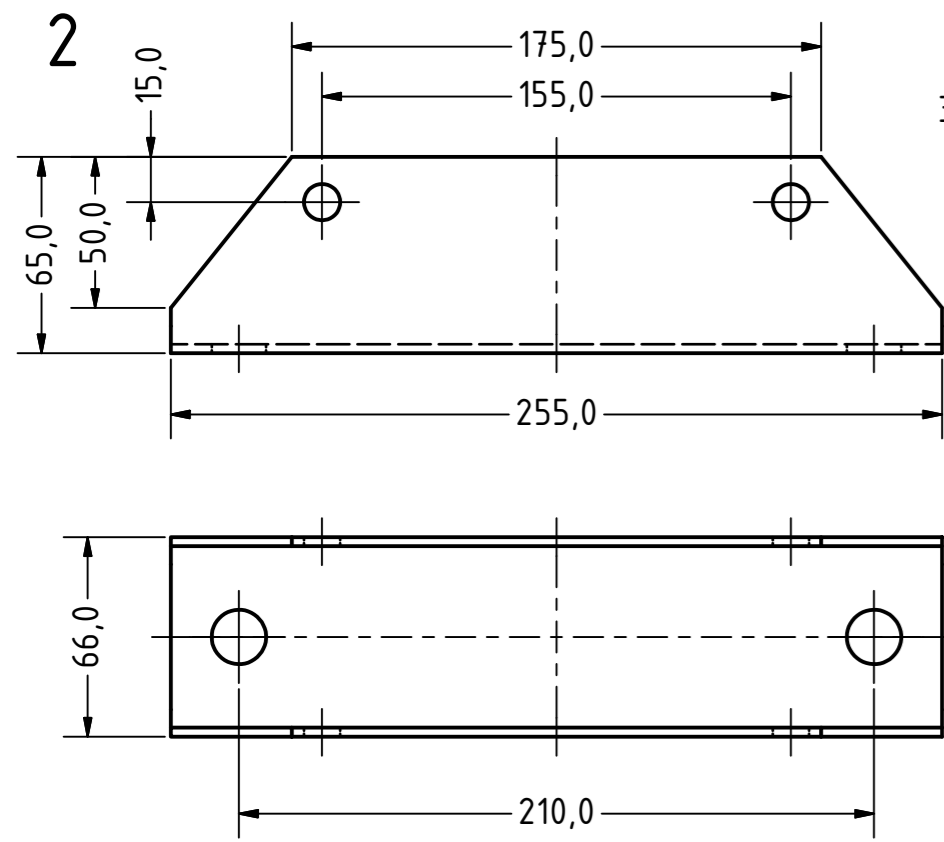


4	Tuerca hexagonal regular M12	-	-	16
8	Arandela plana 12R	-	-	15
4	Perno de cabeza hexagonal M12x1,75x110-4,6	-	-	14
2	Riel de lamina de acero doblada e=2,5 mm	8	1020 HR	13
1	Acople de funcición de hierro gris	10	ASTM Clase #30	12
2	Cadena a rodillos ANSI N° 40, p=1/2 pulg, L=104	-	-	11
1	Rueda dentada ANSI N° 40 -2, p=1/2pulg, Z=84	-	-	10
1	Rueda dentada ANSI N° 40 -2, p=1/2pulg, Z=21	-	-	9
1	Rodamiento 22211 EK y soporte SNL 511	-	-	8
1	Rodamiento 22217 EK y soporte SNL 517	-	-	7
1	Árbol de transmisión	9	1040 CD	6
4	Banda en V, L=48,1 pulg	-	-	5
1	Polea d=10,6 pulg, 4 canales, sección A	-	-	4
1	Polea d=3,8 pulg, 4 canales, sección A	-	-	3
1	Bastidor de sistema mecánico de transmisión de potencia	7	-	2
1	Motor Eléctrico de inducción	-	-	1
Num. de piezas	Denominación	Plano n°	Material	N° correl.

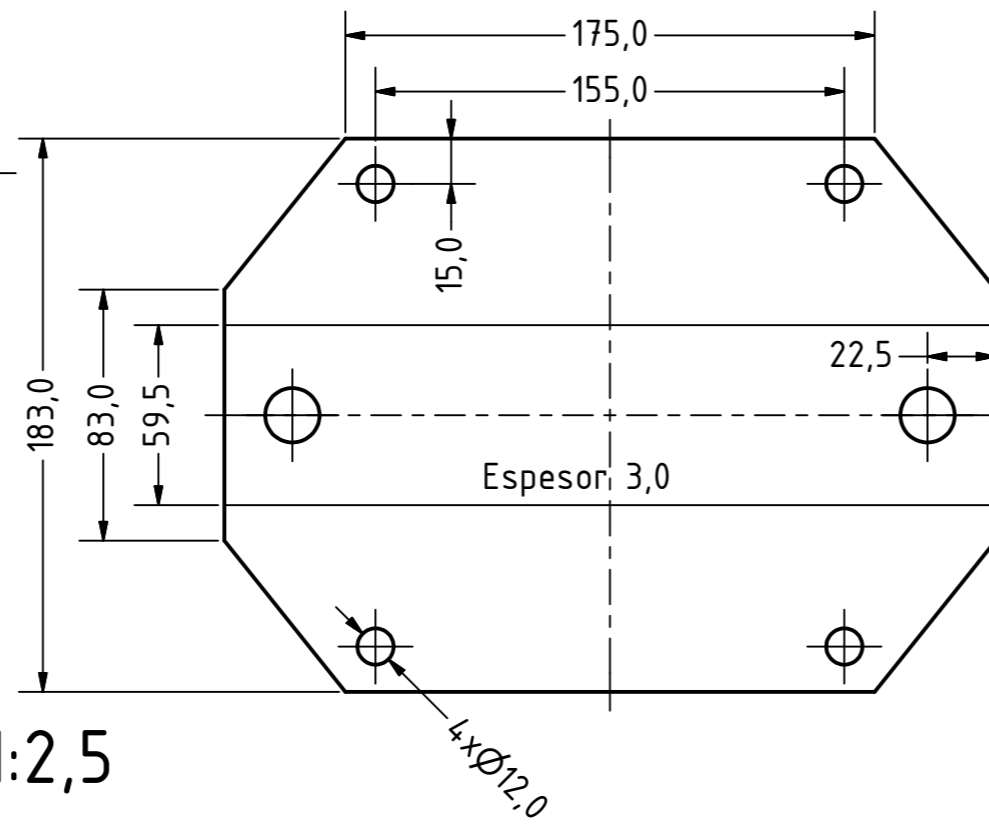
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO				
Fecha	Nombre			Escala
Dib. 03/05/2009	Ladera y Márquez	Sistema mecánico de transmisión de potencia		1.5
Com				
Norm				
UCV		Plano n° 5		A2



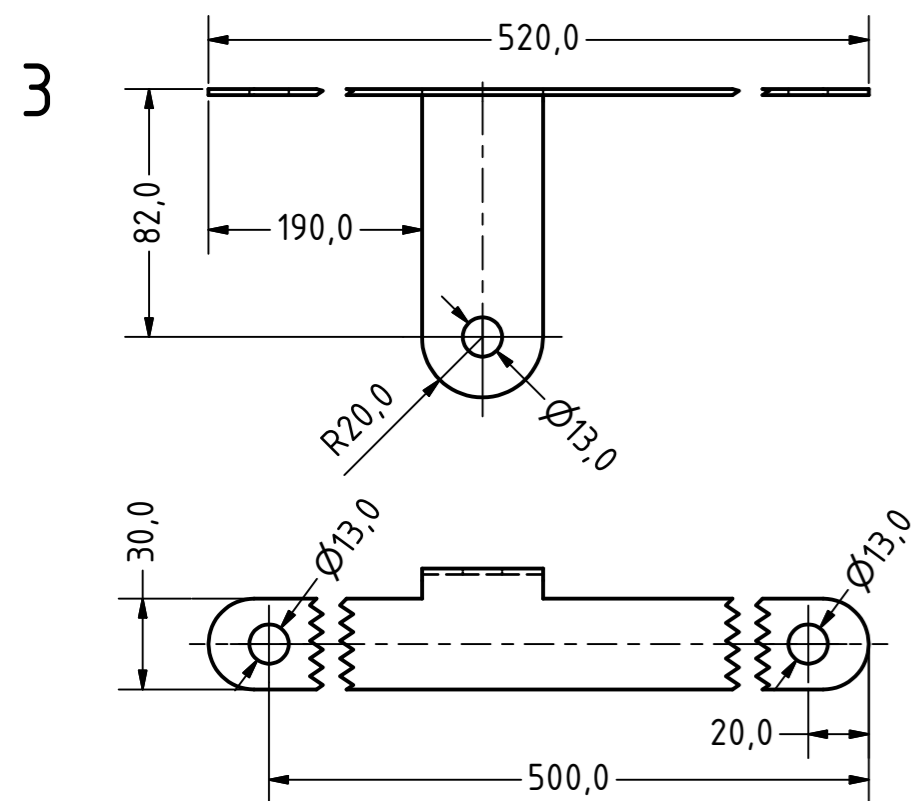
Desarrollo



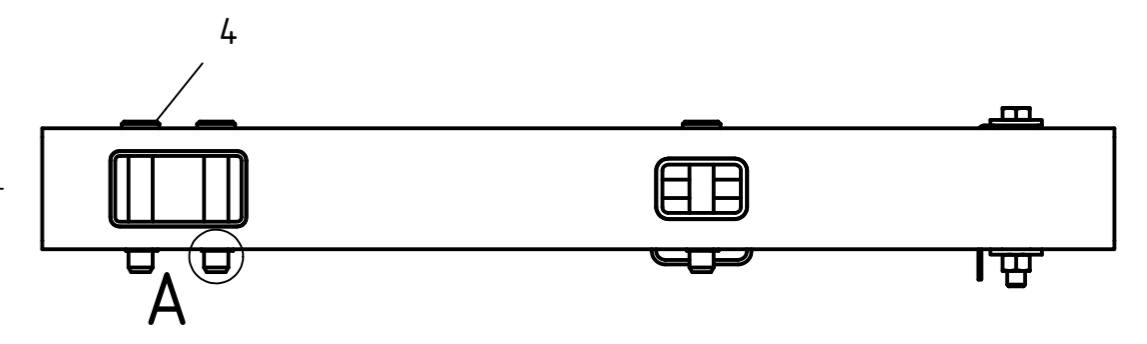
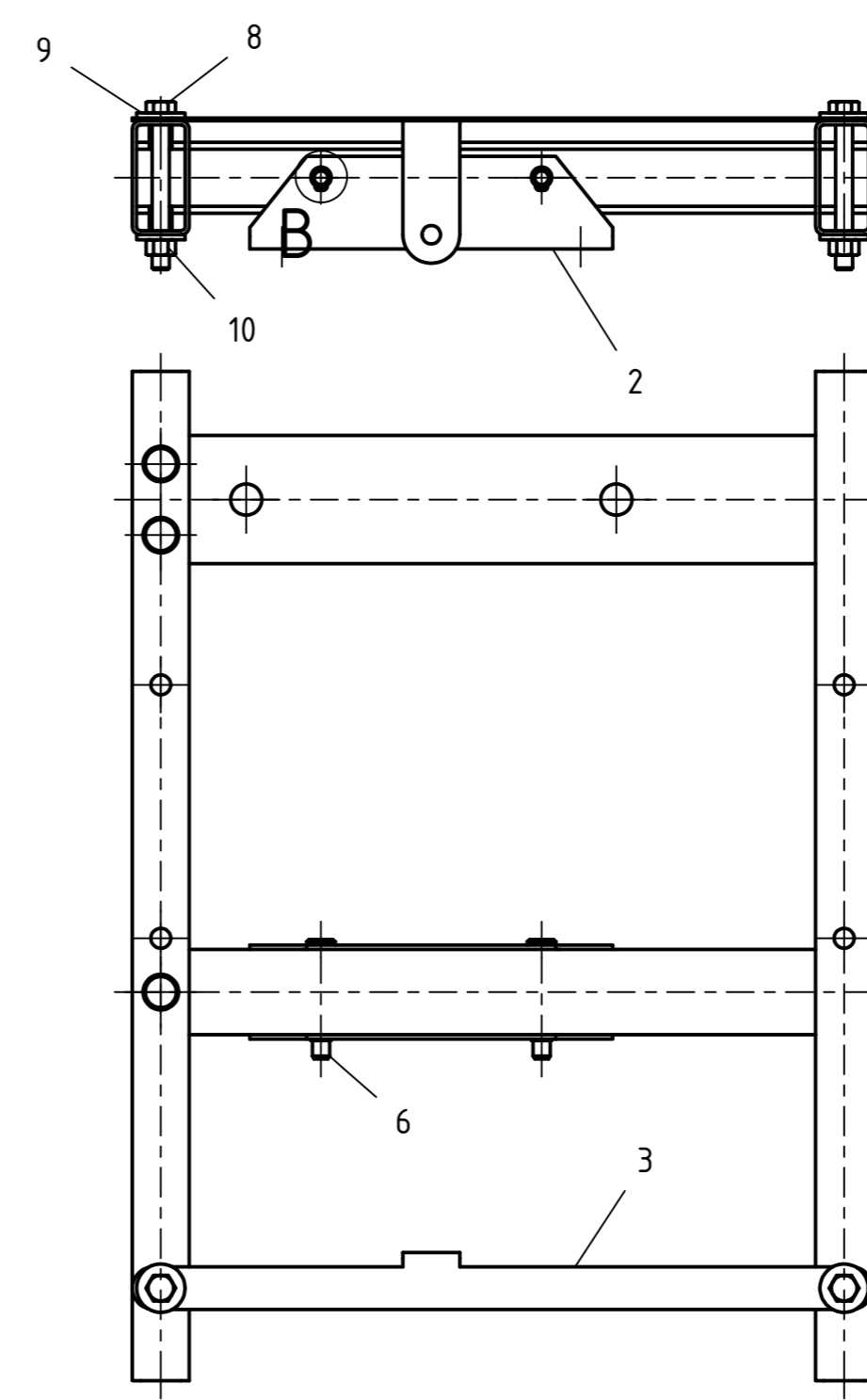
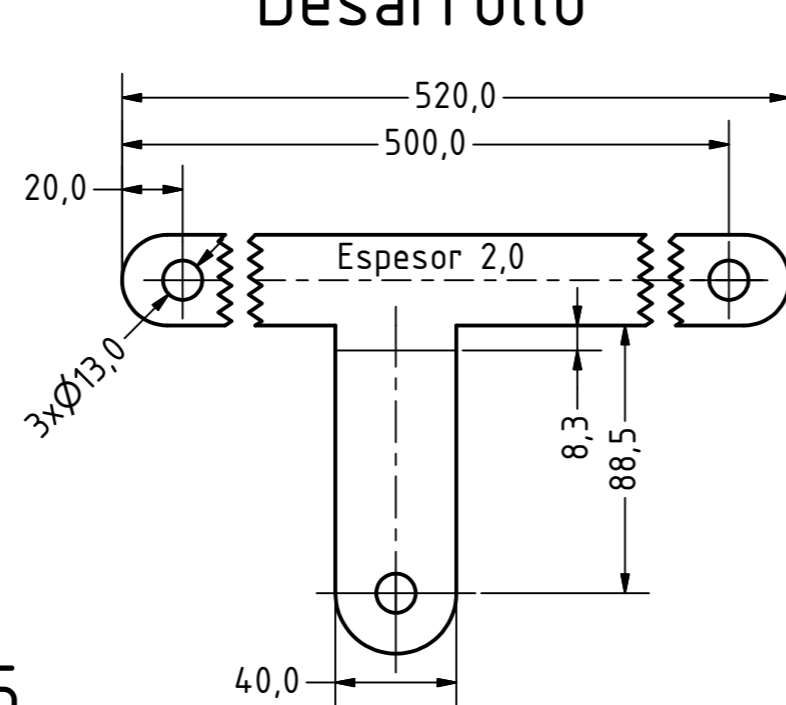
Escala 1:2,5



Desarrollo

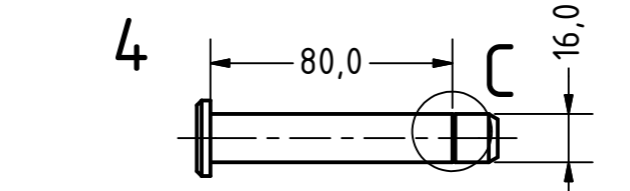


Escala 1:2,5

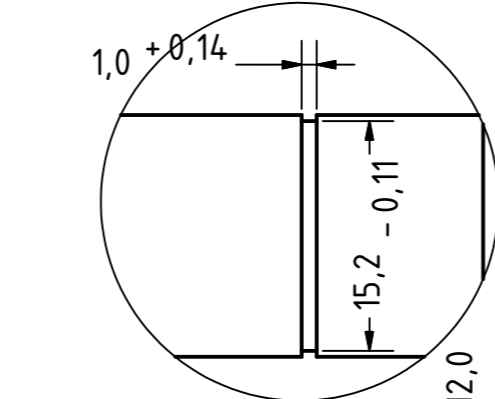


Detalle A (2 : 1)

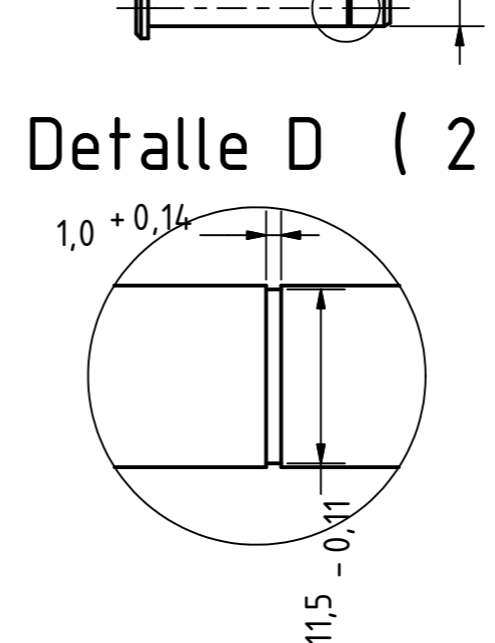
Detalle B (2 : 1)



Detalle C (2 : 1)

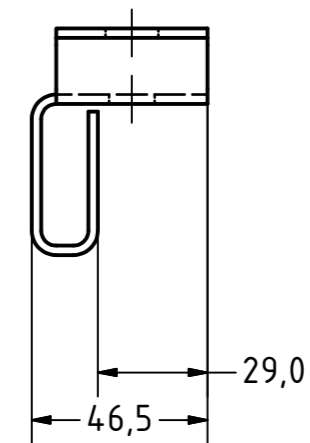
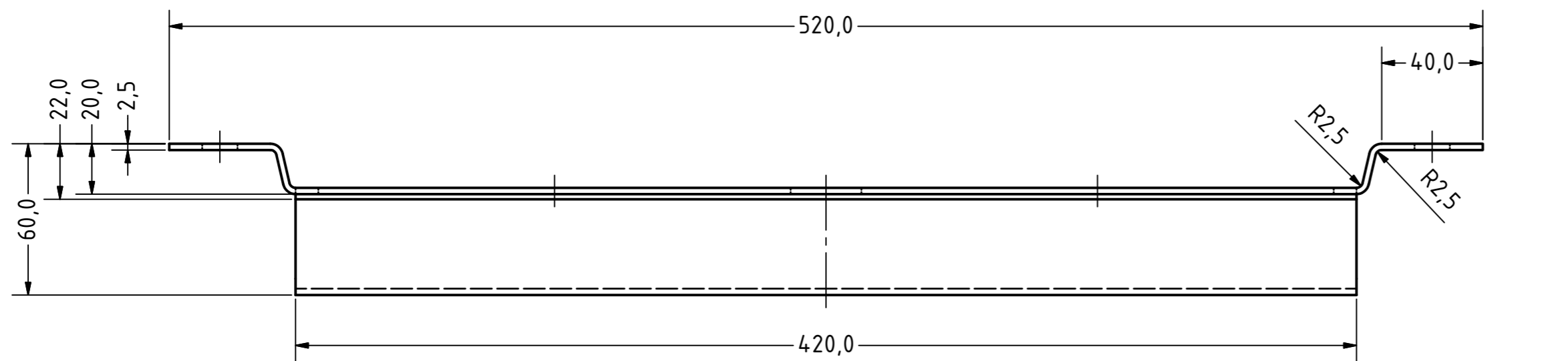


Detalle D (2 : 1)

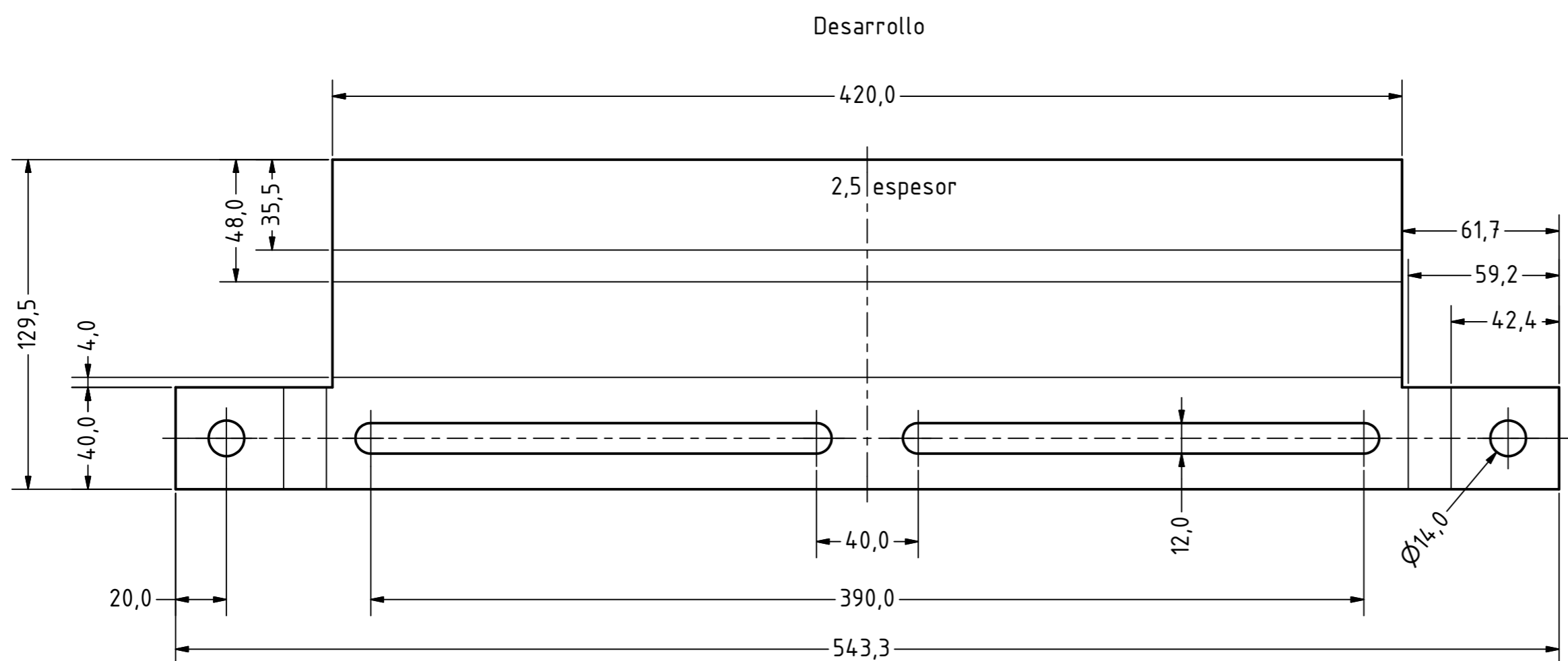
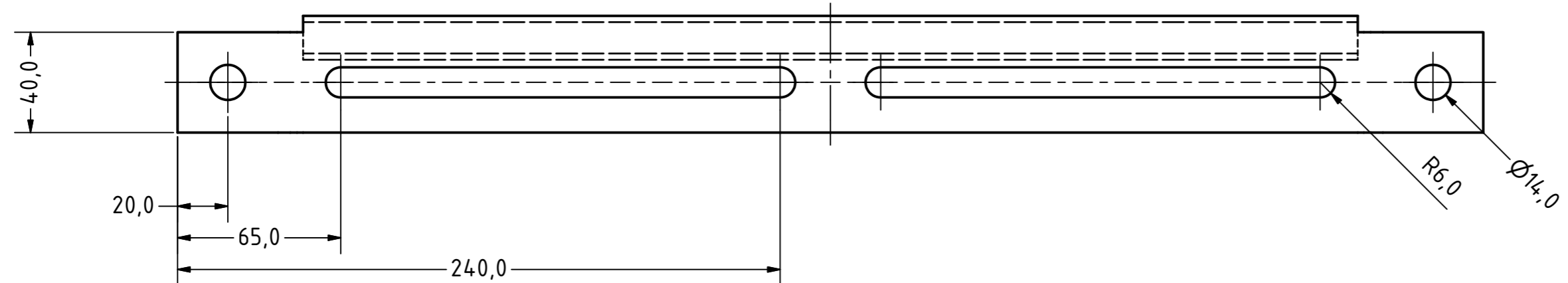


1	Pasador con cabeza 12x80	-	1020 HR	7
3	Anillo de retención 16mm	-	-	5
3	Pasador con cabeza 16x95	-	1020 HR	4
1	Soporte para sensor de velocidad	-	1020 HR	3
1	Distanciador	-	1020 HR	2
1	Bastidor	-	1020 HR	1
Num. de piezas	Denominación	Plano n°	Material	N° correl.

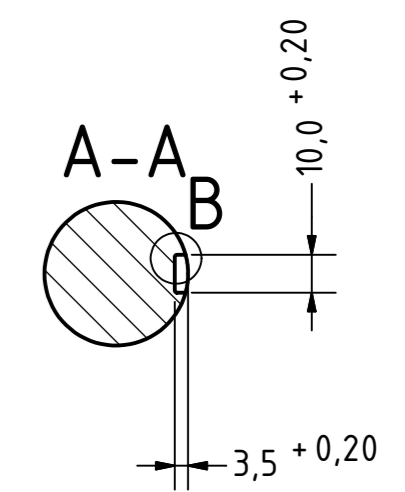
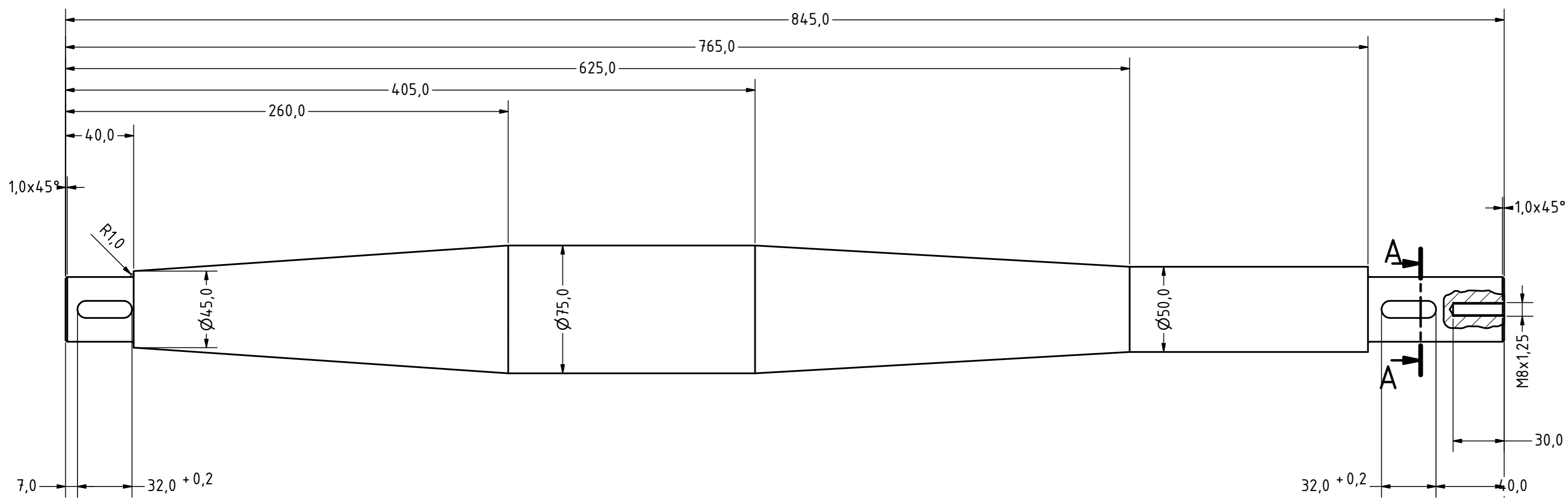
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO				
Fecha	Nombre	Bastidor de sistema mecánico de transmisión de potencia	Escala	1.5
Dib. 03/05/2009	Ladera y Márquez			
Com				
Norm				
UCV		Plano n° 6	A2	



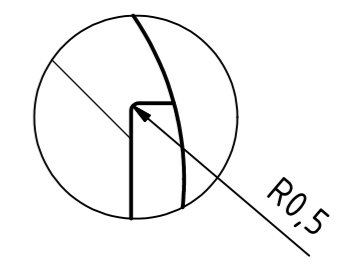
Radios de doblado no acotados R=4,0



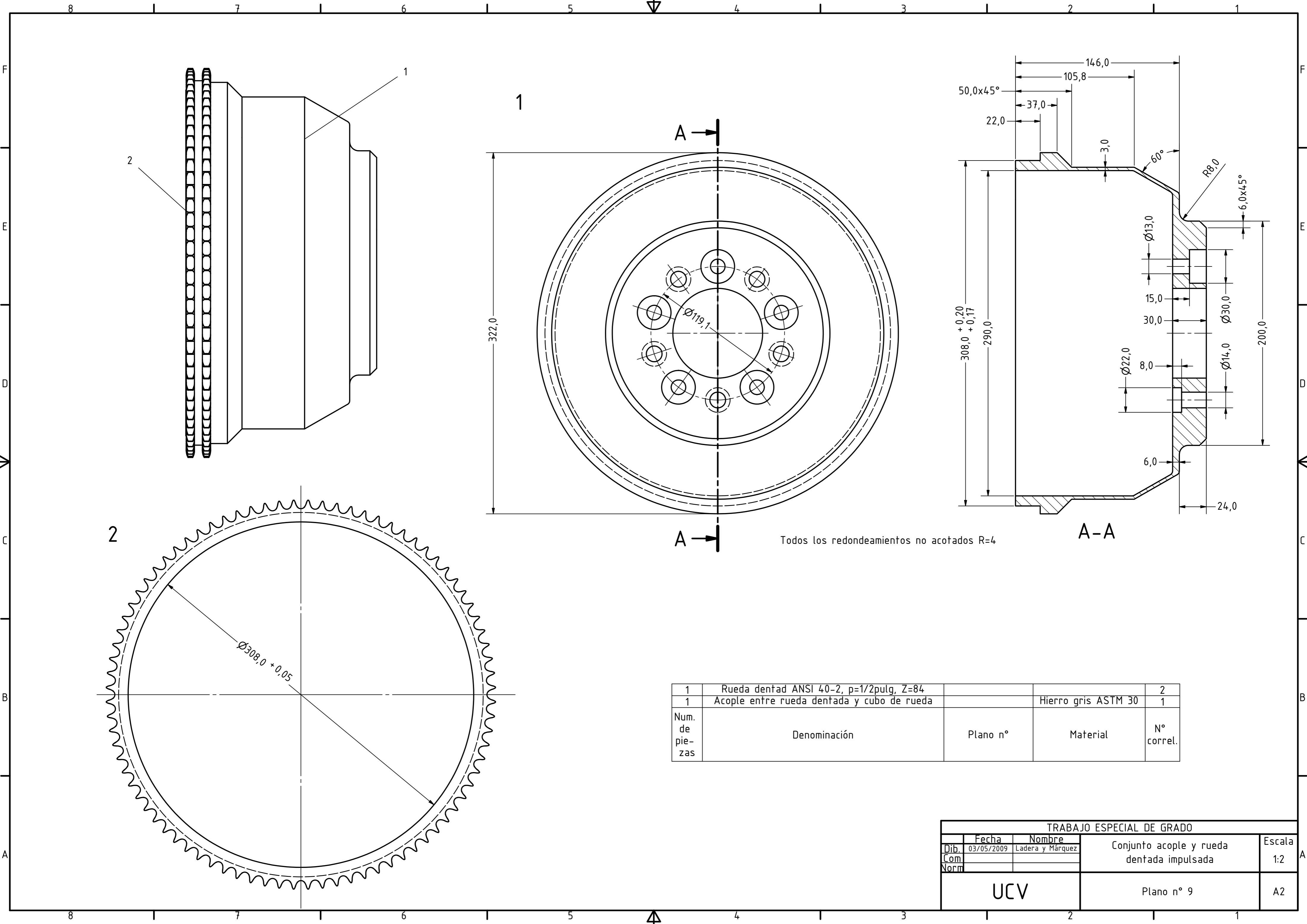
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO				
	Fecha	Nombre		Escala
Dib.	03/05/2009	Ladera y Márquez	Riel para soporte de motor eléctrico	1:2
Com.				
Norm.				
UCV			Plano n° 7	A2



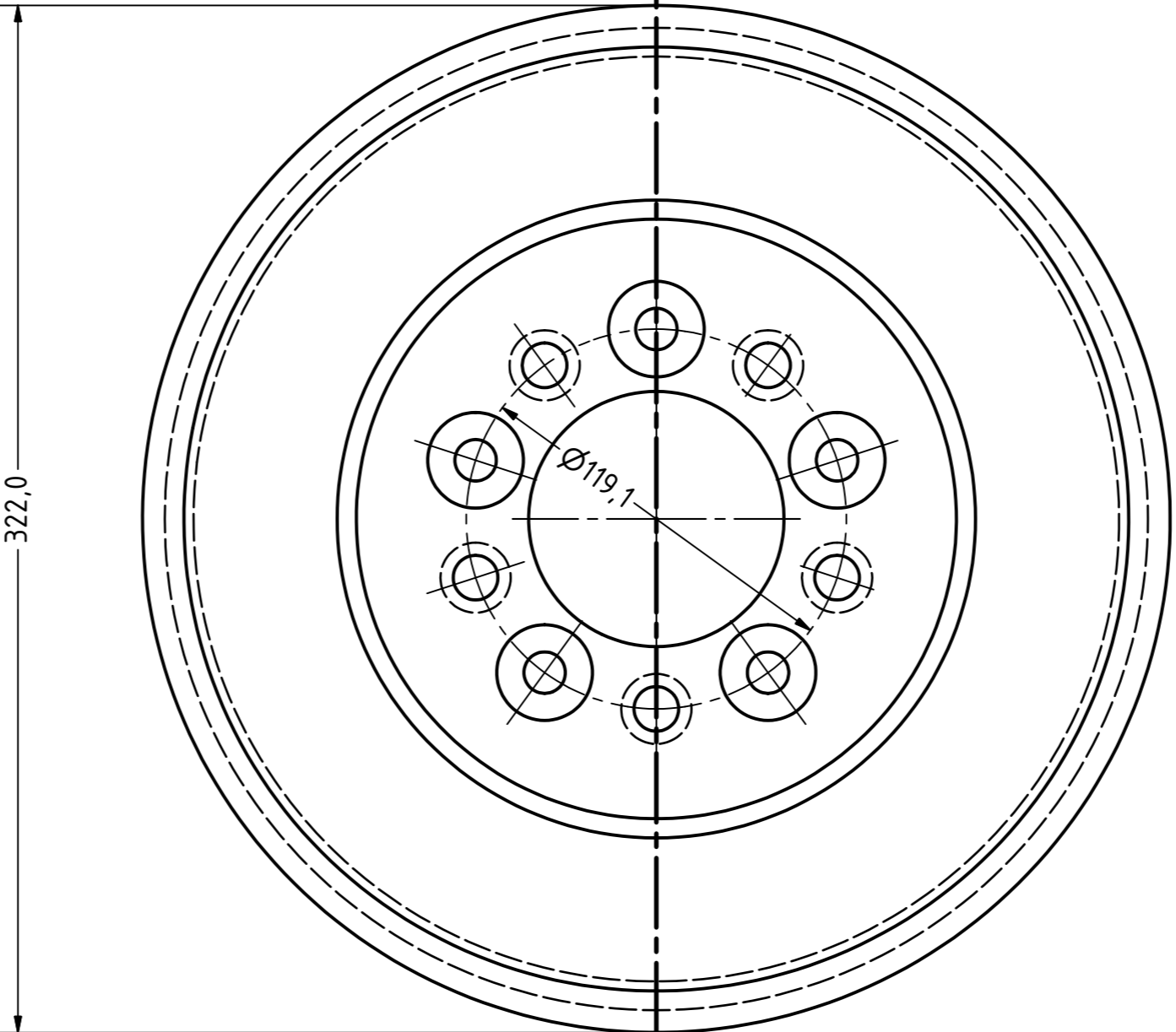
Detalle B



TRABAJO ESPECIAL DE GRADO				
	Fecha	Nombre	Árbol intermedio de transmisión de potencia	Escala
Dib.	03/05/2009	Ladera y Márquez		
Com.				
Norm.				
UCV			Plano n° 8	A2



1



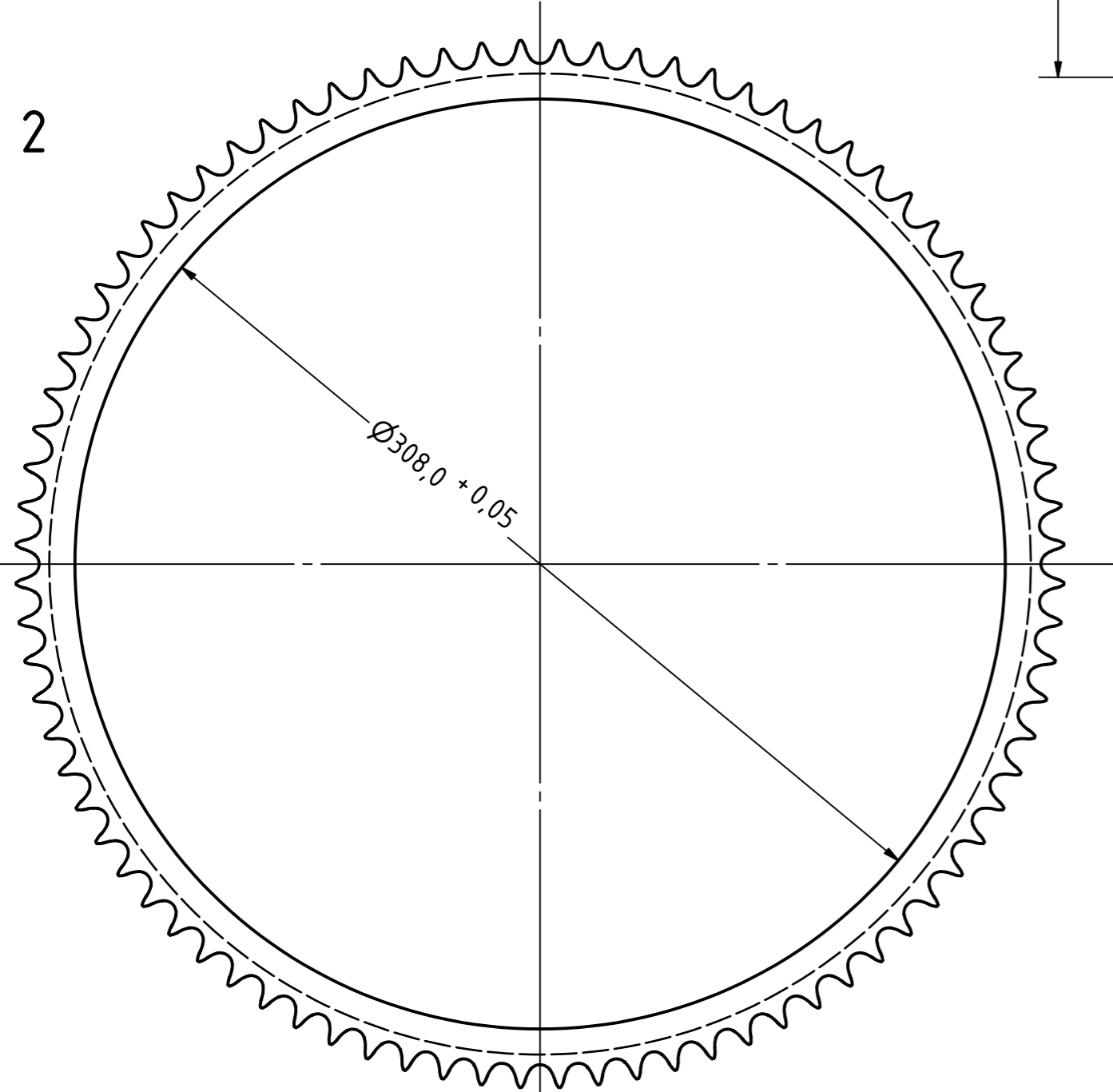
A →

A →

Todos los redondeamientos no acotados R=4

A-A

2



2

1	Rueda dentad ANSI 40-2, p=1/2pulg, Z=84			2
1	Acople entre rueda dentada y cubo de rueda		Hierro gris ASTM 30	1
Num. de piezas	Denominación	Plano n°	Material	N° correl.

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO				
	Fecha	Nombre	Conjunto acople y rueda dentada impulsada	Escala 1:2
Dib.	03/05/2009	Ladera y Márquez		
Com.				
Norm				
UCV			Plano n° 9	A2

CONCLUSIONES

Se logró diseñar una adaptación a sistema eléctrico híbrido de la planta propulsora de un automóvil del mercado nacional. La arquitectura propuesta resultó en paralelo, esta tomó en cuenta las características del rendimiento de los motores de combustión interna y un patrón de velocidad representativo de un ciclo de conducción urbano. El funcionamiento alternado de las plantas propulsoras se estableció, principalmente, por la búsqueda de una solución que no involucrara mayores complicaciones a la adaptación. En tal caso, una arquitectura en paralelo tradicional, debido al funcionamiento en conjunto de las plantas propulsoras, hubiese requerido: el diseño de un acoplamiento mecánico complejo y un sistema complicado de control que involucrase conocimientos avanzados propios del campo de la electrónica de potencia . Por otra parte, una arquitectura en serie hubiese requerido primordialmente: la sustitución del motor de combustión interna por uno de menor potencia, la selección de un motor eléctrico de tracción que abarcara todas las condiciones de conducción así como también un sistema de acumuladores eléctricos de mayor dimensión, todos los aspectos anteriormente mencionados hubiesen impactado el costo inicial de la adaptación significativamente.

El automóvil para el cual se plantea la adaptación es un modelo Terios marca Toyota seleccionado por la accesibilidad de los autores al mismo, el espacio disponible para incorporar equipos, por poseer una caja de velocidades del tipo manual y por la poca cantidad de accesorios accionados por motor de combustión de interna. Se encontró que estos accesorios son la bomba de la dirección hidráulica y el reforzador de vacío.

Para transmitir la potencia del motor eléctrico y propulsar el vehículo se diseñó un sistema de transmisión mediante bandas y cadenas a rodillos. El

elemento final de la cadena cinemática de transmisión de potencia resultó en un acople diseñado especialmente para conectar una rueda dentada con el cubo de una de las ruedas traseras. Su dimensionamiento se realizó mediante un software especializado que permite determinar los esfuerzos existentes de manera numérica.

Para accionar la bomba de la dirección hidráulica y el reforzador de vacío se recurrió a la búsqueda de las diferentes opciones presentes en el mercado. Resultaron seleccionadas una bomba electrohidráulica para la sustitución de la bomba hidráulica original y una bomba eléctrica de vacío para conectarla al reforzador de frenos de manera paralela al sistema original. Estos equipos resultaron ventajosos en comparación a los demás debido a su facilidad para ser ubicados en el automóvil sin que involucraran modificaciones mayores al mismo, a la simplicidad de su funcionamiento y los pocos requerimientos para su accionamiento.

Para el accionamiento de los accesorios se propuso el uso de un PLC y un conjunto de sensores para evaluar ciertas variables. Para el caso de la bomba electrohidráulica se recurrió a un sensor de velocidad complementado con un relé controlador de velocidad, mientras que para el caso de la bomba de vacío solo se requirió un vacuostato. Para el procesamiento de las señales emitidas por los sensores se seleccionó un PLC de 6 entradas con cuatro relés de salida, la fuente de alimentación de los sensores y el PLC debe ser de 24 Vdc. Para proporcionar la alimentación a los equipos de control, se seleccionó un convertidor DC/DC que transforma los 220 Vdc del banco de acumuladores eléctricos a 24 Vdc. La selección del PLC se basó principalmente en características que facilitarían el desarrollo de la adaptación como la versatilidad para ser alimentados pudiendo ser estas fuentes tanto voltaje alterno como directo, sus bajos requerimientos de energía y su facilidad de uso.

RECOMENDACIONES

La independencia del automóvil en modo eléctrico está limitada por la capacidad de los acumuladores eléctricos seleccionados y por la forma en que se realiza la recarga de estos últimos. Como el trabajo de recarga es realizado únicamente por el cargador seleccionado, se hace necesario la búsqueda de fuentes de alimentación CA para la conexión del mismo, así como también la disponibilidad de tiempo para la realización de este trabajo que dependiendo del caso puede durar horas. Lo expuesto anteriormente se traduce en una autonomía precaria, por lo tanto, con el objeto de optimizar la misma se recomienda evaluar la factibilidad para hacer uso de frenos regenerativos como fuente auxiliar para la recarga de los acumuladores eléctricos.

El consumo de energía de la bomba electrohidráulica es alto y los sistemas de controles seleccionados no garantizan un ahorro de energía óptimo. Con el propósito de obtener un mayor control de la misma y consecuentemente un mayor ahorro de energía, se recomienda evaluar la posibilidad de la instalación de sensores complementarios al sistema de control planteado. Una opción involucraría la adición de un sensor de torque ubicado en la columna de la dirección que, dependiendo del torque medido, enviaría una señal discreta cuya combinación con la del sensor de velocidad determinaría el accionamiento de la bomba electrohidráulica de manera óptima.

Con la finalidad de disminuir el nivel de ruido producido por el funcionamiento de la bomba de vacío, se recomienda diseñar un contenedor o reservorio donde se colocaría la bomba. Al activarse la bomba se generaría un vacío parcial dentro del mismo, lo que dificultaría la capacidad del sonido de viajar en ese espacio, lo que se traduce en una reducción de los niveles de ruido producidos.

REFERENCIAS

- ABB (2006). *Low voltage general purpose motors* [Catalogo]. Finlandia: Autor.
- Andueza Saavedra, P. J. (1990). *El diseño geométrico de carreteras* (t. 1). Venezuela, Mérida: Universidad de los Andes, Facultad de Ingeniería /Consejo Editorial.
- Broadhead, D. y Juo H. C. (2002). Electrochemical principles and reactions. En D. Linden y T. B. Reddy (Eds.), *Handbook of batteries* (pp. 2.1-2.35). Nueva York: McGraw-Hill.
- Budynas, R. y Nisbett, J. K. (2008). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (8a. ed.). Nueva York, NY: McGraw-Hill.
- Cameron Motor Works Electric Vehicle Conversion (2007). *Other Systems: Power Steering* [imagen en línea]. Disponible: http://www.cameronsoftware.com/ev/EV_PowerSteering.html [Consulta: 2008, Agosto 16]
- Chapman, S., J. (2000). *Máquinas eléctricas*. (3ra Ed). Bogotá: McGraw Hill.
- Culombio*. (2008). Wikipedia, La enciclopedia libre. [Enciclopedia en línea]. Disponible en: <http://es.wikipedia.org/wiki/Culombio> [Consulta: 2008, agosto 20]
- DieselNet: Diesel Emissions Online. (s.f). EPA New York City Cycle (NYCC) [Datos en línea]. *Emissions test cycles*. Disponible en: <http://www.dieselnets.com/standards/cycles/nycc.html> [Consulta: 2008, Agosto 5].
- Ehrlich, G., M. (2002). Lithium-ion batteries. En D. Linden y T. B. Reddy (Eds.), *Handbook of batteries* (pp. 35.1-30.94). Nueva York: McGraw-Hill.
- Ehsani, M., Gao, Y., Gay, S. E. y Emadi, A. (2005). *Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles: Fundamentals, theory, and design*. Boca

- Raton, FL: CRC Press.
- EV source (s.f.). Products: Braking system components [imagen en línea]. Disponible: http://www.evsource.com/tls_braking_system.php [Consulta: 2008, Agosto 15].
- Fetcenko, M. (2002). Propulsion and industrial nickel-metal hydride batteries. En D. Linden y T. B. Reddy (Eds.), *Handbook of batteries* (pp. 30.1-30.36). Nueva York: McGraw-Hill.
- Haynes automotive technical databook 1988-1997 [Multimedia en DC]. (1998) Disponible: Haynes Publishing.
- Hodkinson, R. y Fenton, J. (2001). *Lightweight electric/hybrid vehicle design*. Londres: Butterworth Heinemann.
- Husain, I. (2003) *Electric and hybrid vehicles: Design fundamentals*. Florida, FL: CRC Press.
- Linden, D. (2002). Basic concepts. En D. Linden y T. B. Reddy (Eds.), *Handbook of batteries* (pp. 1.3-1.18). Nueva York: McGraw-Hill.
- Maloney, T., J. (1997). *Electrónica industrial moderna*, 3ra. Ed. México: Prentice Hall Hispanoamérica.
- Martin: Sprocket and Gear (2004). *General Catalog* [Catalogo]. TX: Autor.
- Munson, B. R., Young, D. F. y Okiishi, T. H. (2002). Fundamentos de mecánica de fluidos. México, DF: Limusa Wiley.
- Performance Online (s.f.). Products: Hydro power brake booster [imagen en línea]. Disponible: <http://www.performanceonline.com/store/customer/product.php?productid=18228&cat=1096&page=1> [Consulta: 2008, Agosto 15].
- Rodamientos de rodillos a rótula: datos de los productos (s.f.). SKF [Documento en línea]. Disponible en: <http://www.skf.com/skf/>

productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?&lang=es&tableName=1_6_2&presentationType=3&startnum=2 [Consulta: 2008, noviembre 28].

Selección del tamaño del rodamiento: Vida nominal requerida (s.f.). SKF [Documento en línea]. Disponible en: http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=1_0_22g [Consulta: 2008, noviembre 28].

Shigley, J. E. y Mischke, C. R. (2002) *Diseño en ingeniería mecánica* (6a. ed.). México, D.F.: McGraw-Hill/ Interamericana Editores.

Silvio Lobosco, O. y Pereira da Costa Dias, J. L. (1989). *Selección y aplicación de motores eléctricos* (t. 1). Berlín: Siemens Aktiengesellschaft / MARCOMBO.

Steidel, R. F., Castelli, V., Murdock, J. W. y Meirovitch, L. (1996). *Mechanics of Solids and Fluids*. En E. A. Avallone y T. Baumeister III, (Eds.), *Marks' standard handbook of mechanical engineers* (pp. 3.1-3.79). Nueva York, NY: McGraw-Hill.

Stress, Strength and Safety (s.f.). University of Western Australia, School of Mechanical Engineering [Documento en línea]. Disponible en: <http://www.mech.uwa.edu.au/DANotes/SSS/safety/safety.html> [Consulta: 2008, diciembre 8]. Toyota Motor Corporation. (1997). *Corolla: Características del nuevo vehículo*. Japón: Autor.

Tucarro.com. (2008). Vehículo: Toyota Starlet [Datos en línea]. En Tucarro.com: *Indicador de precios*. Disponible: <http://ad.tucarro.com/TuCarroHtmlParser/ComparadorPrecios/comparadorprecios.jsp?p=1> [Consulta: 2008, Agosto 8]

Toyota Group (2004). *Manual del propietario: Terios*. Japón: Autor.

Toyota, Service Training (1990). *Manual de entrenamiento: Sistema de frenos*. Japón: Toyota Motor Corporation.

PROCOMPETENCIA. (2007). *Investigación Preliminar N° SPPLC/0057-2007*

Sector Grúas. [Documento en línea]. Disponible: <http://www.procompetencia.gov.ve/Investigacion%20Preliminar%20SPPLC-0057-2007.pdf> [Consulta: 2008, abril 16]

Xiaolei, He (2006). *Development and validation of a hybrid electric vehicle with a hydrogen internal combustion engine.* Requerimiento parcial para obtener el título de Doctor. Texas Tech University, Texas

ANEXO A

**TABLAS Y FIGURAS DE CATÁLOGO MARTIN SPROCKET AND
GEAR (2004) PARA SELECCIÓN DE IMPULSORES DE BANDA**

[ANEXO A-1]

TABLE 5 — SERVICE FACTORS

THE CORRECT SERVICE FACTOR IS DETERMINED BY:

1. The extent and frequency of peak loads.
2. The number of operating hours per year, broken down into average hours per day of continuous service.
3. The proper service category (intermittent, normal or continuous). Select the one that most closely approximates your application conditions.

INTERMITTENT SERVICE — SERVICE FACTOR 1.0 TO 1.5

- a Light Duty — Not more than 6 hours per day.
- b Never exceeding rated load.

NORMAL SERVICE — SERVICE FACTOR 1.1 TO 1.6

- a Daily service 6 to 16 hours per day.
- b Where occasional starting or peak load does not exceed 200% of the full load.

CONTINUOUS SERVICE — SERVICE FACTOR 1.2 TO 1.8

- a Where starting or peak load is in excess of 200% of the full load or where starting or peak loads and overloads occur frequently.
- b Continuous service 16 to 24 hours per day.

TYPICAL SERVICE FACTORS

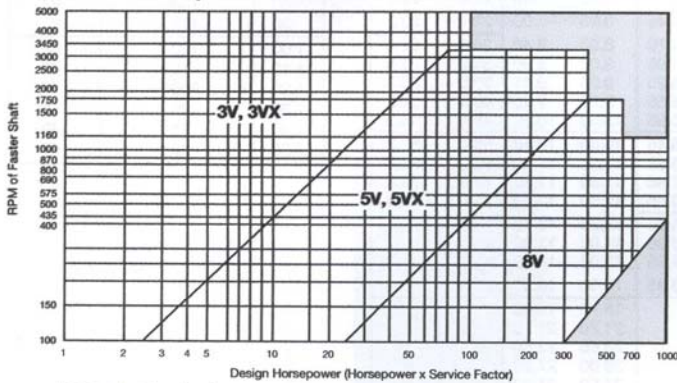
DRIVEN MACHINE TYPES	DRIVER TYPES					
Driven machine types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below. IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR. Idler on slack side (inside) None Idler on slack side (outside) 0.1 Idler on tight side (inside) 0.1 Idler on tight side (outside) 0.2	ELECTRIC MOTORS:			ELECTRIC MOTORS:		
	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chokable Equipment	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

FOR A GOOD COMMERCIAL DRIVE SELECTION, USE CONTINUOUS SERVICE FACTOR

[ANEXO A-2]

V-BELT DRIVE

TABLE 6 — Hi-Cap Cross Section Selection Chart



Shaded area refer to factory.

TABLE 7 — Conventional Cross Section Selection Chart

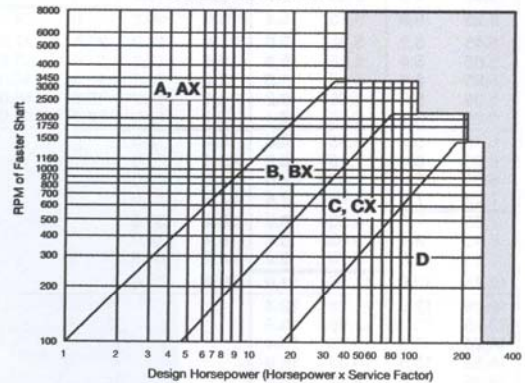


TABLE 8 — Minimum Recommended Sheave Diameters For Electric Motors

MOTOR HORSE-POWER	MOTOR RPM					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50★
★30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

NON-STOCK DRIVE SELECTION PROCEDURE

STEP 1. Determine Design Horsepower

- A. Refer to Table 5, "Typical Service Factors." Locate the type of driven equipment and extend to the type of driver.

Example: Service factor is 1.3

- B. Check the list of additions for effect of idlers or other drive conditions under notes of Table 5 and correct the service factor, if applicable.

Example: No additional factor

- C. Multiply the horsepower requirement of your drive by the corrected service factor.

Example: $75 \times 1.3 = 97.5$ Design HP

STEP 2. Choose the Belt Cross Section

- A. Refer to Table 6 "Hi-Cap Wedge Cross Section Selection Chart", or to Table 7, "Conventional Cross Section Selection Chart." Locate the design horsepower along the horizontal axis. Read up to the intersection with the RPM of the faster shaft. The point at which the lines intersect indicates the recommended belt section. Example: For 97.5 design horsepower and 1160 RPM, 5V section belts are recommended. (The decision to use Hi-Cap Wedge belts was arbitrary, conventional belts could also have been used.)

Table 9 — Stock Sheave Diameters

[ANEXO A-3]

A		B		C		D		3V		5V		8V	
Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.
3.25	3.0	3.75	3.4	5.4	5.0	12.6	12.0	2.20	2.15	4.40	4.30	12.5	12.3
3.45	3.2	3.95	3.6	5.9	5.5	13.6	13.0	2.35	2.30	4.65	4.55	13.2	13.0
3.65	3.4	4.15	3.8	6.4	6.0	14.1	13.5	2.50	2.45	4.90	4.80	14.0	13.8
3.85	3.6	4.35	4.0	7.4	7.0	14.6	14.0	2.65	2.60	5.20	5.10	15.0	14.8
4.05	3.8	4.55	4.2	7.9	7.5	15.1	14.5	2.80	2.75	5.50	5.40	16.0	15.8
4.25	4.0	4.75	4.4	8.4	8.0	15.6	15.0	3.00	2.95	5.90	5.80	17.0	16.8
4.45	4.2	4.95	4.6	8.9	8.5	16.1	15.5	3.15	3.10	6.30	6.20	18.0	17.8
4.65	4.4	5.15	4.8	9.4	9.0	16.6	16.0	3.35	3.30	6.70	6.60	19.0	18.8
4.85	4.6	5.35	5.0	9.9	9.5	18.6	18.0	3.65	3.60	7.10	7.00	20.0	19.8
5.05	4.8	5.55	5.2	10.4	10.0	20.6	20.0	4.12	4.07	7.50	7.40	21.2	21.0
5.25	5.0	5.75	5.4	10.9	10.5	22.6	22.0	4.50	4.45	8.00	7.90	22.4	22.2
5.45	5.2	5.95	5.6	11.4	11.0	27.6	27.0	4.75	4.70	8.50	8.40	24.8	24.6
5.65	5.4	6.15	5.8	12.4	12.0	33.6	33.0	5.00	4.95	9.00	8.90	30.0	29.8
5.85	5.6	6.35	6.0	13.4	13.0	40.6	40.0	5.30	5.25	9.25	9.15	35.5	35.3
6.05	5.8	6.55	6.2	14.4	14.0	48.6	48.0	5.60	5.55	9.75	9.65	40.0	39.8
6.25	6.0	6.75	6.4	16.4	16.0	58.6	58.0	6.00	5.95	10.30	10.20	44.5	44.3
6.45	6.2	6.95	6.6	18.4	18.0			6.50	6.45	10.90	10.80	53.0	52.8
6.65	6.4	7.15	6.8	20.4	20.0			6.90	6.85	11.30	11.20	63.0	62.8
6.85	6.6	7.35	7.0	24.4	24.0			8.00	7.95	11.80	11.70	71.0	70.8
7.25	7.0	7.75	7.4	27.4	27.0			10.60	10.55	12.50	12.40	95.0	94.8
7.85	7.6	8.35	8.0	30.4	30.0			14.00	13.95	13.20	13.10		
8.45	8.2	8.95	8.6	36.4	36.0			19.00	18.95	14.00	13.90		
9.25	9.0	9.75	9.4	44.4	44.0			25.00	24.95	15.00	14.90		
10.85	10.6	11.35	11.0	50.4	50.0			33.50	33.45	16.00	15.90		
12.25	12.0	12.75	12.4							18.70	18.60		
13.45	13.2	13.95	13.6							21.20	21.10		
15.25	15.0	15.75	15.4							23.60	23.50		
15.85	15.6	16.35	16.0							28.00	27.90		
18.25	18.0	18.75	18.4							31.50	31.40		
19.85	19.6	20.35	20.0							37.50	37.40		
24.85	24.6	25.35	25.0							50.00	49.90		
29.85	29.6	30.35	30.0										
37.85	37.6	38.35	38.0										

Sizes shown above bold lines are normally recommended for driver sheaves.

Table 11 — Arc Correction Factor "G"

D-d C	Approximate Arc of Contact on Small Sheave	Factor "G"
.00	180	1.00
.10	174	.99
.20	169	.97
.30	163	.96
.40	157	.94
.50	151	.93
.60	145	.91
.70	139	.89
.80	133	.87
.90	127	.85
1.00	120	.82
1.10	113	.80
1.20	106	.77
1.30	99	.73
1.40	91	.70
1.50	83	.65

V-BELT DRIVES

Table 10 — Effective Outside Belt Length and Correction Factors

A			B			C			D			3V			5V			8V		
Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor
A 26	28.1	0.81	B 35	37.9	0.81	C 51	55.2	0.80	D 120	125.2	.86	3VX250	25.0	0.83	5VX 500	50.0	0.85	8V1000	100.0	0.87
A 31	33.1	0.84	B 38	40.9	0.83	C 60	64.2	0.82	D 128	133.2	0.87	3VX 265	26.5	0.84	5VX 530	53.0	0.86	8V1060	106.0	0.88
A 35	37.1	0.87	B 42	44.9	0.85	C 68	72.2	0.85	D 144	149.2	0.90	3VX 280	28.0	0.85	5VX 560	56.0	0.87	8V1120	112.0	0.88
A 38	40.1	0.88	B 46	48.9	0.87	C 75	79.2	0.87	D 158	163.2	0.92	3VX 300	30.0	0.86	5VX 600	60.0	0.88	8V1180	118.0	0.89
A 42	44.1	0.90	B 51	53.9	0.89	C 81	85.2	0.89	D 173	178.2	0.93	3VX 315	31.5	0.87	5VX 630	63.0	0.89	8V1250	125.0	0.90
A 46	48.1	0.92	B 55	57.9	0.90	C 85	89.2	0.90	D 180	185.2	0.94	3VX 335	33.5	0.88	5VX 670	67.0	0.90	8V1320	132.0	0.91
A 51	53.1	0.94	B 60	62.9	0.92	C 90	94.2	0.91	D 195	200.2	0.96	3VX 355	35.5	0.89	5VX 710	71.0	0.91	8V1400	140.0	0.92
A 55	55.1	0.96	B 68	70.9	0.95	C 96	100.2	0.92	D 210	212.2	0.96	3VX 375	37.5	0.90	5VX 750	75.0	0.92	8V1500	150.0	0.93
A 60	62.1	0.98	B 75	77.9	0.97	C 105	109.2	0.94	D 240	242.2	1.00	3VX 400	40.0	0.92	5VX 800	80.0	0.93	8V1600	160.0	0.94
A 68	70.1	1.00	B 81	83.9	0.98	C 112	116.2	0.95	D 270	272.2	1.03	3VX 425	42.5	0.93	5VX 850	85.0	0.94	8V1700	170.0	0.95
A 75	77.1	1.02	B 85	87.9	0.99	C 120	124.2	0.97	D 300	302.2	1.05	3VX 450	45.0	0.94	5VX 900	90.0	0.95	8V1800	180.0	0.95
A 80	82.1	1.04	B 90	92.9	1.00	C 128	132.2	0.98	D 330	332.2	1.07	3VX 475	47.5	0.95	5VX 950	95.0	0.96	8V1900	190.0	0.96
A 85	87.1	1.05	B 97	99.9	1.02	C 144	148.2	1.00	D 360	362.2	1.09	3VX 500	50.0	0.96	5VX 1000	100.0	0.96	8V2000	200.0	0.97
A 90	92.1	1.06	B 105	107.9	1.04	C 158	162.2	1.02	D 390	392.2	1.11	3VX 530	53.0	0.97	5VX 1060	106.0	0.97	8V2120	212.0	0.98
A 96	98.1	1.08	B 112	114.9	1.05	C 173	172.2	1.04	D 420	422.2	1.12	3VX 560	56.0	0.98	5VX 1120	112.0	0.98	8V2240	224.0	0.98
A 105	107.1	1.10	B 120	122.9	1.07	C 180	184.2	1.05	D 480	482.2	1.16	3VX 600	60.0	0.99	5VX 1180	118.0	0.99	8V2360	236.0	0.99
A 112	114.1	1.11	B 128	130.9	1.08	C 195	199.2	1.07	D 540	542.2	1.18	3VX 630	63.0	1.00	5VX 1250	125.0	1.00	8V2500	250.0	1.00
A 120	122.1	1.13	B 144	146.9	1.11	C 210	212.2	1.08	D 600	602.2	1.20	3VX 670	67.0	1.01	5VX 1320	132.0	1.01	8V2650	265.0	1.01
A 128	130.1	1.14	B 158	160.9	1.13	C 240	242.2	1.11				3VX 710	71.0	1.02	5VX 1400	140.0	1.02	8V2800	280.0	1.00
			B 173	175.9	1.15	C 270	272.2	1.14				3VX 750	75.0	1.03	5VX 1500	150.0	1.03	8V3000	300.0	1.00
			B 180	182.9	1.16	C 300	302.2	1.16				3VX 800	80.0	1.04	5VX 1600	160.0	1.04	8V3150	315.0	1.03
			B 195	197.9	1.18	C 330	332.2	1.19				3VX 850	85.0	1.05	5VX 1700	170.0	1.05	8V3350	335.0	1.04
			B 210	211.4	1.19	C 360	362.2	1.21				3VX 900	90.0	1.07	5VX 1800	180.0	1.06	8V3550	355.0	1.05
			B 240	241.4	1.22	C 390	392.2	1.23				3VX 950	95.0	1.08	5VX 1900	190.0	1.07	8V3750	375.0	1.06
			B 270	271.4	1.25	C 420	422.2	1.24				3VX 1000	100.0	1.09	5VX 2000	200.0	1.08	8V4000	400.0	1.07
			B 300	301.4	1.27							3VX 1060	106.0	1.10	5V 2120	212.0	1.08	8V4250	425.0	1.08
												3VX 1120	112.0	1.11	5V 2240	224.0	1.09	8V4500	450.0	1.09
												3VX 1180	118.0	1.12	5V 2360	236.0	1.10	8V4750	475.0	1.10
												3VX 1250	125.0	1.13	5V 2500	250.0	1.11	8V5000	500.0	1.11
												3VX 1320	132.0	1.15	5V 2650	265.0	1.12			
												3VX 1400	140.0	1.16	5V 2800	280.0	1.13			
															5V 3000	300.0	1.14			
															5V 3150	315.0	1.15			
															5V 3350	335.0	1.16			
															5V 3550	355.0	1.17			

[ANEXO A-4]

V-BELT DRIVES

RPM of Faster Shaft	Sheave Pitch Diameter (in inches)													
	3.0	3.2	3.4	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.8	5.0	5.2	5.4	5.6
1160	1.29	1.55	1.81	2.06	2.32	2.57	2.82	3.06	3.31	3.55	3.80	4.04	4.28	4.51
1750	1.67	2.04	2.41	2.77	3.13	3.48	3.83	4.18	4.52	4.86	5.20	5.53	5.86	6.18
3500	2.24	2.87	3.48	4.08	4.66	5.22	5.77	6.30	6.82	7.32	7.80	8.26	8.71	9.13
50	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.20	0.21	0.23	0.24	0.26	0.27	0.29	0.30
100	0.20	0.23	0.26	0.28	0.31	0.34	0.37	0.39	0.42	0.45	0.48	0.50	0.53	0.56
500	0.71	0.83	0.95	1.07	1.20	1.31	1.43	1.55	1.67	1.79	1.90	2.02	2.14	2.25
600	0.81	0.96	1.10	1.24	1.38	1.52	1.66	1.80	1.94	2.08	2.22	2.35	2.49	2.63
700	0.91	1.08	1.24	1.40	1.57	1.73	1.89	2.05	2.21	2.36	2.52	2.68	2.83	2.99
800	1.00	1.19	1.37	1.56	1.74	1.92	2.10	2.28	2.46	2.64	2.81	2.99	3.16	3.34
900	1.09	1.29	1.50	1.70	1.91	2.11	2.31	2.51	2.71	2.90	3.10	3.29	3.49	3.68
1000	1.17	1.40	1.62	1.85	2.07	2.29	2.51	2.73	2.94	3.16	3.37	3.59	3.80	4.01
1100	1.25	1.50	1.74	1.98	2.23	2.47	2.70	2.94	3.17	3.41	3.64	3.87	4.10	4.33
1200	1.32	1.59	1.85	2.12	2.38	2.63	2.89	3.15	3.40	3.65	3.90	4.15	4.39	4.64
1300	1.39	1.68	1.96	2.24	2.52	2.80	3.07	3.35	3.62	3.89	4.15	4.42	4.68	4.94
1400	1.46	1.77	2.07	2.37	2.66	2.96	3.25	3.54	3.83	4.11	4.40	4.68	4.96	5.23
1500	1.53	1.85	2.17	2.49	2.80	3.11	3.42	3.73	4.03	4.34	4.63	4.93	5.22	5.52
1600	1.59	1.93	2.27	2.60	2.93	3.26	3.59	3.91	4.23	4.55	4.86	5.18	5.48	5.79
1700	1.65	2.01	2.36	2.71	3.06	3.41	3.75	4.09	4.43	4.76	5.09	5.41	5.74	6.05
1800	1.70	2.08	2.45	2.82	3.19	3.55	3.91	4.26	4.61	4.96	5.30	5.64	5.98	6.31
1900	1.75	2.15	2.54	2.93	3.31	3.69	4.06	4.43	4.79	5.16	5.51	5.87	6.21	6.56
2000	1.80	2.22	2.62	3.03	3.42	3.82	4.21	4.59	4.97	5.34	5.71	6.08	6.44	6.80
2100	1.85	2.28	2.70	3.12	3.53	3.94	4.35	4.74	5.14	5.53	5.91	6.29	6.66	7.03
2200	1.90	2.34	2.78	3.21	3.64	4.07	4.48	4.89	5.30	5.70	6.10	6.48	6.87	7.24
2300	1.94	2.40	2.85	3.30	3.75	4.18	4.61	5.04	5.46	5.87	6.27	6.67	7.07	7.45
2400	1.98	2.45	2.92	3.39	3.85	4.30	4.74	5.18	5.61	6.03	6.45	6.86	7.26	7.65
2600	2.05	2.56	3.06	3.55	4.03	4.51	4.98	5.44	5.89	6.33	6.77	7.19	7.61	8.02
2800	2.11	2.65	3.17	3.69	4.20	4.70	5.19	5.67	6.14	6.60	7.06	7.50	7.93	8.35
3000	2.16	2.72	3.28	3.82	4.35	4.87	5.39	5.88	6.37	6.85	7.31	7.76	8.20	8.63
3200	2.20	2.79	3.37	3.93	4.49	5.03	5.56	6.07	6.57	7.06	7.53	7.99	8.44	8.87
3400	2.23	2.84	3.45	4.03	4.60	5.16	5.71	6.23	6.75	7.24	7.72	8.18	8.63	9.06
3600	2.25	2.89	3.51	4.11	4.70	5.28	5.83	6.37	6.89	7.39	7.87	8.33	8.78	9.20
3800	2.26	2.92	3.56	4.18	4.78	5.37	5.93	6.48	7.00	7.50	7.98	8.44	8.88	9.29
4000	2.25	2.93	3.59	4.23	4.84	5.44	6.01	6.56	7.08	7.58	8.06	8.51	8.93	9.32
4200	2.24	2.94	3.61	4.26	4.89	5.49	6.06	6.61	7.13	7.63	8.09	8.52	8.93	9.30
4400	2.22	2.93	3.61	4.27	4.91	5.51	6.09	6.63	7.15	7.63	8.08	8.50	8.88	9.22
4600	2.18	2.91	3.60	4.27	4.91	5.51	6.08	6.62	7.13	7.60	8.03	8.42	8.77	9.09
4800	2.13	2.87	3.57	4.25	4.88	5.49	6.05	6.58	7.07	7.52	7.93	8.29	8.61	8.89
5000	2.07	2.82	3.53	4.20	4.84	5.44	5.99	6.51	6.98	7.40	7.78	8.11	8.39	8.62

RIM SPEEDS EXCEED 6500 FEET PER MINUTE.

[ANEXO A-4]
(CONTINUACIÓN)

Sheave Pitch Diameter (in inches)						"Add-On" HP for Speed Ratio										RPM of Faster Shaft
5.8	6.0	6.2	6.4	6.6	7.0	1.02- 1.04	1.05- 1.08	1.09- 1.12	1.13- 1.18	1.19- 1.24	1.25- 1.34	1.35- 1.51	1.52- 1.99	2.00 & Up		
4.75	4.99	5.22	5.45	5.68	6.13	0.03	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30	1160	
6.51	6.83	7.14	7.45	7.76	8.36	0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.32	0.37	0.41	0.46	1750	
9.54	9.92	10.29	10.63	10.95	11.53	0.09	0.20	0.33	0.43	0.55	0.63	0.73	0.83	0.92	3500	
0.32	0.33	0.34	0.36	0.37	0.40	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	50	
0.58	0.61	0.64	0.66	0.69	0.74	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03	100	
2.37	2.48	2.59	2.71	2.82	3.04	0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	0.13	500	
2.76	2.89	3.03	3.16	3.29	3.56	0.01	0.03	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	600	
3.14	3.29	3.45	3.60	3.75	4.05	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	700	
3.51	3.68	3.85	4.02	4.19	4.53	0.02	0.05	0.07	0.10	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	800	
3.87	4.06	4.25	4.44	4.62	5.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.19	0.21	0.24	900	
4.22	4.42	4.63	4.84	5.04	5.44	0.02	0.06	0.09	0.12	0.16	0.18	0.21	0.24	0.26	1000	
4.55	4.78	5.00	5.22	5.44	5.88	0.03	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26	0.29	1100	
4.88	5.12	5.36	5.60	5.83	6.30	0.03	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	1200	
5.20	5.45	5.71	5.96	6.21	6.71	0.03	0.07	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.34	1300	
5.51	5.78	6.05	6.31	6.58	7.10	0.03	0.08	0.13	0.17	0.22	0.25	0.29	0.33	0.37	1400	
5.80	6.09	6.37	6.65	6.93	7.48	0.04	0.09	0.14	0.18	0.23	0.27	0.31	0.35	0.39	1500	
6.09	6.39	6.69	6.98	7.27	7.84	0.04	0.09	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.38	0.42	1600	
6.37	6.68	6.99	7.30	7.60	8.19	0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.31	0.36	0.40	0.44	1700	
6.64	6.96	7.29	7.60	7.91	8.53	0.04	0.10	0.17	0.22	0.28	0.33	0.38	0.43	0.47	1800	
6.90	7.23	7.57	7.89	8.22	8.85	0.05	0.11	0.18	0.23	0.30	0.34	0.40	0.45	0.50	1900	
7.15	7.49	7.84	8.17	8.50	9.15	0.05	0.12	0.19	0.25	0.31	0.36	0.42	0.47	0.52	2000	
7.39	7.74	8.09	8.44	8.78	9.44	0.05	0.12	0.20	0.26	0.33	0.38	0.44	0.50	0.55	2100	
7.62	7.98	8.34	8.69	9.04	9.71	0.05	0.13	0.21	0.27	0.34	0.40	0.46	0.52	0.58	2200	
7.83	8.21	8.57	8.93	9.28	9.96	0.06	0.13	0.22	0.28	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	2300	
8.04	8.42	8.79	9.16	9.51	10.20	0.06	0.14	0.22	0.29	0.38	0.44	0.50	0.57	0.63	2400	
8.42	8.81	9.19	9.57	9.93	10.62	0.06	0.15	0.24	0.32	0.41	0.47	0.54	0.61	0.68	2600	
8.76	9.15	9.54	9.91	10.28	10.97	0.07	0.16	0.26	0.34	0.44	0.51	0.59	0.66	0.73	2800	
9.04	9.44	9.83	10.20	10.56	11.23	0.07	0.17	0.28	0.37	0.47	0.54	0.63	0.71	0.78	3000	
9.28	9.68	10.06	10.43	10.77	11.42	0.08	0.18	0.30	0.39	0.50	0.58	0.67	0.76	0.84	3200	
9.47	9.86	10.23	10.58	10.91	11.51	0.08	0.20	0.32	0.42	0.53	0.62	0.71	0.80	0.89	3400	
9.60	9.98	10.33	10.66	10.97	11.52	0.09	0.21	0.34	0.44	0.56	0.65	0.75	0.85	0.94	3600	
9.67	10.03	10.37	10.67	10.96	11.43	0.09	0.22	0.36	0.47	0.59	0.69	0.80	0.90	0.99	3800	
9.69	10.02	10.33	10.61	10.85	11.24	0.10	0.23	0.37	0.49	0.63	0.73	0.84	0.94	1.05	4000	
9.64	9.95	10.22	10.46	10.66	10.95	0.10	0.24	0.39	0.52	0.66	0.76	0.88	0.99	1.10	4200	
9.53	9.80	10.04	10.23	10.38	10.55	0.11	0.25	0.41	0.54	0.69	0.80	0.92	1.04	1.15	4400	
9.36	9.59	9.77	9.91	10.00	10.04	0.11	0.26	0.43	0.57	0.72	0.83	0.96	1.09	1.20	4600	
9.11	9.29	9.42	9.50	9.52	9.41	0.12	0.28	0.45	0.59	0.75	0.87	1.01	1.13	1.25	4800	
8.80	8.92	8.99	8.99	8.94	8.65	0.12	0.29	0.47	0.61	0.78	0.91	1.05	1.18	1.31	5000	

V-BELT DRIVES

ANEXO B

**TABLAS Y FIGURAS DE CATÁLOGO MARTIN SPROCKET AND
GEAR (2004) PARA SELECCIÓN DE IMPULSORES DE CADENAS A
RODILLOS**

[ANEXO B-1]

SPROCKETS

Step I

Service Classification — Table I

Uniform Load	
Agitators, Liquid	Generators
Blowers, Centrifugal	Line Shafts, Even Load
Conveyors, Even Load	Machines, Even Load,
Elevators, Even Load	Non-reversing
Fans, Centrifugal	Pumps, Centrifugal
Moderate Shock Load	
Beaters	Laundry - Washers
Compressors,	and Tumblers
Centrifugal	Line Shafts, Uneven Load
Conveyors, Uneven	Machines, Pulsating
Load	Load, Non-reversing
Elevators, Uneven Load	Pumps, Reciprocating, Triplex
Grinders, Pulp	Screens, Rotary, Even Load
Kilns and Dryers	Woodworking Machinery
Heavy Shock Load	
Brick Machines	Mills, Hammer, Rolling
Compressors	or Drawing
Reciprocating	Presses
Crushers	Pumps, Reciprocating,
Machines, Reversing	Simplex or Duplex
or Impact Loads	

Step II

Service Factor — Table II

SERVICE CLASSIFICATION	TYPE OF INPUT POWER		
	Internal Combustion Engine with Hydraulic Drive	Electric Motor or Turbine	Internal Combustion Engine with Mechanical Drive
Uniform Load	1.0	1.0	1.2
Moderate Shock Load	1.2	1.3	1.4
Heavy Shock Load	1.4	1.5	1.7

Unfavorable Operating Conditions which may be present should be compensated for by adding .2 to the Service Factor for each unfavorable condition. Some of these conditions are listed below:

1. Multiple Shafts — add .2 for each additional shaft.
2. Excessive speed ratios — exceeding 7 to 1.
3. Heavy starting loads with frequent starts and stops.
4. Conditions of high temperatures, unusually abrasive conditions, or circumstances decreasing lubrication effectiveness or not allowing the use of recommended lubrication procedures.

Step III

Determination of Design Horsepower

Determine the design horsepower of the required drive using the following procedure.

1. Determine Service Classification — Table I. Unlisted equipment may be classified by its similarity to a listed type.
2. Using Service Classification and Frequency of Service, select the Service Factor — Table II. Increase the Service Factor by adding compensation for unfavorable operating conditions.
3. Multiply the normal operating horsepower of the drive by the Compensated Service Factor to obtain Service Horsepower.

Step IV

Drive Selection

Using Design Horsepower computed above, use Trial Selection Chart on page E184-E185, or enter tables of Horsepower Ratings shown on pages E184 thru E185. Select the smallest pitch chain which has the required horsepower rating for a pinion sprocket turning at the specified RPM. Check to be certain the selected sprocket has a listed maximum bore large enough to accommodate the specified shaft. The tables on pages E-158 thru E-159 gives maximum bores for the usual range of driving sprockets.

If the Design Horsepower at the required RPM is greater than the horsepower rating of the largest pitch chain which can operate at that speed, a multiple chain drive should be considered for the application.

Selection of drives to operate at speeds somewhat below the maximum rating will increase the life of the drive and quietness of operation.

Step V

Driving Sprocket

In selecting the driving sprocket **17 teeth are recommended as a minimum** although 15 teeth are quite often used, and as low as 7 teeth can be cut. When the maximum bore of the 17 tooth sprocket will not accommodate the driving shaft, it is necessary to go to a sprocket with a greater number of teeth. Hardened teeth are recommended for sprockets with 25 teeth or less.

[ANEXO B-2]

For Multiple Strand Ratings See Chart at Bottom

½" Pitch No. 40																	
No. of Teeth Small Sprocket	REVOLUTIONS PER MINUTE — SMALL SPROCKET																
	50	100	200	400	500	700	900	1200	1800	2400	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000
11	0.23	0.43	0.80	1.50	1.83	2.48	3.11	4.63	4.66	3.03	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50
12	0.25	0.47	0.88	1.65	2.01	2.73	3.42	5.09	5.31	3.45	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57
13	0.28	0.52	0.96	1.80	2.20	2.97	3.73	5.55	5.99	3.89	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.64
14	0.30	0.56	1.04	1.95	2.38	3.22	4.04	6.01	6.70	4.35	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.71
15	0.32	0.60	1.12	2.10	2.56	3.47	4.35	6.47	7.43	4.82	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.79
16	0.35	0.65	1.20	2.25	2.75	3.72	4.66	6.94	8.18	5.31	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	1.07	0.87
17	0.37	0.69	1.29	2.40	2.93	3.97	4.98	7.41	8.96	5.82	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47	1.17	0.96
18	0.39	0.73	1.37	2.55	3.12	4.22	5.30	7.88	9.76	6.34	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60	1.27	...
19	0.42	0.78	1.45	2.71	3.31	4.48	5.62	8.36	10.5	6.88	4.92	3.91	3.20	2.29	1.74	1.38	...
20	0.44	0.82	1.53	2.86	3.50	4.73	5.94	8.83	11.1	7.43	5.31	4.22	3.45	2.47	1.88	1.49	...
21	0.46	0.87	1.62	3.02	3.69	4.99	6.26	9.31	11.7	7.99	5.72	4.54	3.71	2.66	2.02	1.60	...
22	0.49	0.91	1.70	3.17	3.88	5.25	6.58	9.79	12.3	8.57	6.13	4.87	3.98	2.85	2.17	1.72	...
23	0.51	0.96	1.78	3.33	4.07	5.51	6.90	10.3	12.9	9.16	6.55	5.20	4.26	3.05	2.32	1.84	...
24	0.54	1.00	1.87	3.48	4.26	5.76	7.23	10.8	13.5	9.76	6.99	5.54	4.54	3.25	2.47	1.96	...
25	0.56	1.05	1.95	3.64	4.45	6.02	7.55	11.2	14.1	10.4	7.43	5.89	4.82	3.45	2.63
26	0.58	1.09	2.04	3.80	4.64	6.28	7.88	11.7	14.7	11.0	7.88	6.25	5.12	3.66	2.79
28	0.63	1.18	2.20	4.11	5.03	6.81	8.54	12.7	15.9	12.3	8.80	6.99	5.72	4.09	3.11
30	0.68	1.27	2.38	4.43	5.42	7.33	9.20	13.7	17.2	13.6	9.76	7.75	6.34	4.54	3.45
32	0.73	1.36	2.55	4.75	5.81	7.86	9.86	14.7	18.4	15.0	10.8	8.64	6.99	5.00
35	0.81	1.50	2.81	5.24	6.40	8.66	10.9	16.2	20.3	17.2	12.3	9.76	7.99	5.76
40	0.93	1.74	3.24	6.05	7.39	10.0	12.5	18.7	23.4	21.0	15.0	11.9	9.76	6.99
45	1.06	1.97	3.68	6.87	8.40	11.4	14.2	21.2	26.6	25.1	17.9	14.2	11.7
Lubrication	Type A				Type B				Type C								

5/8" Pitch No. 50																		
No. of Teeth Small Sprocket	REVOLUTIONS PER MINUTE — SMALL SPROCKET																	
	50	100	300	500	900	1200	1400	1800	2100	2400	2700	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
11	0.45	0.84	2.25	3.57	6.06	7.85	8.13	5.58	4.42	3.62	3.04	2.59	2.06	1.68	1.41	1.20	1.04	0.92
12	0.49	0.92	2.47	3.92	6.65	8.62	9.26	6.35	5.04	4.13	3.46	2.95	2.34	1.92	1.61	1.37	1.19	1.04
13	0.54	1.00	2.70	4.27	7.25	9.40	10.4	7.16	5.69	4.65	3.90	3.33	2.64	3.16	1.81	1.55	1.34	...
14	0.58	1.09	2.92	4.63	7.86	10.2	11.7	8.01	6.35	5.20	4.36	3.72	2.95	2.42	2.03	1.73	1.50	...
15	0.73	1.17	3.15	4.99	8.47	11.0	12.6	8.88	7.05	5.77	4.83	4.13	3.27	2.68	2.25	1.92	1.66	...
16	0.67	1.26	3.38	5.35	9.08	11.8	13.5	9.78	7.76	6.35	5.32	4.55	3.61	2.95	2.47	2.11	1.83	...
17	0.72	1.34	3.61	5.71	9.69	12.6	14.4	10.7	8.50	6.96	5.83	4.98	3.95	3.23	2.71	2.31	2.01	...
18	0.76	1.43	3.83	6.07	10.3	13.4	15.3	11.7	9.26	7.58	6.35	5.42	4.30	3.52	2.95	2.52
19	0.81	1.51	4.07	6.44	10.9	14.2	16.3	12.7	10.0	8.22	6.89	5.88	4.67	3.82	3.20	2.73
20	0.86	1.60	4.30	6.80	11.5	15.0	17.2	13.7	10.8	8.88	7.44	6.35	5.04	4.13	3.46	2.95
21	0.90	1.69	4.53	7.17	12.2	15.8	18.1	14.7	11.7	9.55	8.01	6.84	5.42	4.44	3.72	3.18
22	0.95	1.77	4.76	7.54	12.8	16.6	19.1	15.8	12.5	10.2	8.59	7.39	5.82	4.76	3.99	3.41
23	1.00	1.86	5.00	7.91	13.4	17.4	20.0	16.9	13.4	11.0	9.18	7.84	6.22	5.09	4.27
24	1.04	1.95	5.23	8.29	14.1	18.2	20.9	18.0	14.3	11.7	9.78	8.35	6.33	5.42	4.55
25	1.09	2.03	5.47	8.66	14.7	19.0	21.9	19.1	15.2	12.4	10.4	8.88	7.05	5.77	4.83
26	1.14	2.12	5.70	9.03	15.3	19.9	22.8	20.3	16.1	13.2	11.0	9.42	7.47	6.12	5.13
28	1.23	2.30	6.18	9.79	16.6	21.5	24.7	22.6	18.0	14.7	12.3	10.5	8.35	6.84	5.73
30	1.33	2.49	6.66	10.5	17.9	23.2	26.6	25.1	19.9	16.3	13.7	11.7	9.26	7.58
32	1.42	2.66	7.14	11.3	19.2	24.9	28.6	27.7	22.0	18.0	15.1	12.9	10.2	8.35
35	1.57	2.93	7.86	12.5	21.1	27.4	31.5	31.6	25.1	20.6	17.2	14.7	11.7	9.55
40	1.81	3.38	9.08	14.4	24.4	31.6	36.3	38.7	30.7	25.1	21.0	18.0	14.3
45	2.06	3.84	10.3	16.3	27.7	35.9	41.3	46.1	36.6	30.0	25.1	21.4
Lubrication	Type A	Type B				Type C												

Type A Manual Lubrication
 Type B Bath or Disc Lubrication
 Type C Oil Stream Lubrication

Multiple Strand Factors

No. Strands	Strand Factor
1	1.0
2	1.9
3	2.8
4	3.7

SPROCKETS