



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Mecánica



**Diseño, construcción y prueba de un transporte alternativo  
urbano de propulsión híbrido humano eléctrico**

Herbert Hegel Pellecer

para optar al grado de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2012



**Diseño, construcción y prueba de un transporte  
alternativo urbano de propulsión híbrido  
humano eléctrico**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Mecánica

**Diseño, construcción y prueba de un transporte  
alternativo urbano de propulsión híbrido  
humano eléctrico**

Trabajo de graduación presentado por

Herbert Hegel Pellecer

para optar al grado de Licenciado en Ingeniería Mecánica


Guatemala


2012

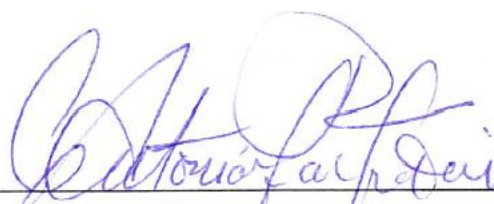
Vo. Bo.:

(f)   
(Ing. Carlos Antonio Poitevin Paz)

Tribunal examinador:

(f)   
(Ing. Víctor Hugo Ayerdi)

(f)   
(Ing. Manuel Ruano)

(f)   
(Ing. Carlos Antonio Poitevin Paz)

Fecha de aprobación: 6 de junio de 2012

## PREFACIO

Agradezco a Dios por las oportunidades que me brinda,  
Y por su presencia en todos los actos de mi vida.

Desde niño me llamaba la atención acompañar a mi mamá al almacén de mi abuelo, que se dedicaba a distribuir bicicletas marcas Hércules, Singer e incluso tenía su propia marca que era como el nombre del almacén: “Francer”. Mi madre me contaba de los grandes esfuerzos de él, pero en realidad se veía que disfrutaba en montar y desmontar bicicletas, pero no sólo eso hacía, también atendía y distribuía repuestos de máquinas de coser. El nombre de mi abuelo de parte materna era J. Francisco Pellecer Polanco, lo que más me llamaba la atención era la forma en que él le prestaba atención a todos sus clientes, además de asesorarles lo que más convenía, en realidad era muy diestro con las herramientas. Incluso cuentan que ayudó a los de la Cadena del Ciclista en sus inicios.

Por cambios de diseño en las bicicletas y motocicletas empezaron a existir problemas económicos lo que provocaron que mi mamá cerrara el almacén después de servir y distribuir una fuerte demanda por más de 40 años, pero en honor y respeto a sus esfuerzos lo hizo hasta después de que él murió. Siempre me recuerdo de todo ello y me ha inquietado por lo menos hacer resurgir su marca en honor a su esfuerzo. Sé que ello le agradaría.

En los últimos años de la carrera de Ingeniería Mecánica me propuse cumplir con mi sueño, pero al investigar la problemática de transporte y de contaminación que se vive en países como Guatemala, decidí trabajar en una bicicleta especial. En realidad no sabía si dirigir mi trabajo a un vehículo para minusválidos, un prototipo que pudiera ser de fácil fabricación y cuyo costo fuera favorable para la mayoría de los bolsillos, que además ayudara a minimizar los efectos de contaminación propiciada por el hacinamiento vehicular. En realidad me convenció el hacer un triciclo dirigido a tantas personas que trabajan o que se transportan en moto, como son los repartidores, cuyo centro de trabajo es la Capital de Guatemala y es por esa gran cantidad de motos que se utilizan, que se ha incrementado considerablemente los niveles de gases contaminantes.

En otra oportunidad platicando con un trabajador del área metropolitana, me comento de los problemas y riesgos que sufren al utilizar el servicio urbano, hacía la broma que muchas veces cuando pasaban enfrente de unos policías las personas tenían que agacharse para que no les obligaran a bajarse de la unidad, pero lo más terrible es que no tenían espacio ni para doblar las rodillas, sin contar los riesgos que se ven expuestas las familias cada día, también era de considerar los tiempos que pierden en el transportarse y transbordarse. A medida que investigaba más me interesaba y así surgió mi gran interés por cumplir mi sueño, algunos momentos quise desmayar, pero siempre conté con catedráticos y compañeros que me motivaron a que culminara el trabajo de graduación y que el proyecto tomara forma, el que nombré “e-push”, “e” de eléctrica y “push” por el empuje que brinda el apoyo de un motor.

El estudio se circunscribió a investigar y determinar la problemática del transporte y los efectos de la contaminación dentro del perímetro de la Ciudad de Guatemala, ya que sin dicha delimitación objetiva, este trabajo de graduación abracaría demasiados aspectos hubieran debilitado la capacidad de poder determinar la problemática establecida, y pondría en riesgo la calidad del trabajo presentado. Los limitantes de la investigación fue por los escasos recursos, los más preocupantes el tiempo y lo económico. En lo que respecta a la capacidad humana, en ciertos momentos fue el cansancio, que superaba la voluntad, pero la ilusión permitió concluirlo.

Deseo dejar como testimonio de mi voluntad en este trabajo, y el mensaje en él: cuando uno se propone algo y le inyecta pasión y las metas se tienen claras todas, es posible. Hoy comprendo lo importante que es estudiar, sin lugar a duda la madurez se modela con la experiencia e incluso con el dolor. Lo único que sé es que fue un largo año, pero valió la pena.

Reitero mi agradecimiento a todas las personas que de una y otra forma fortalecieron mi voluntad y responsabilidad con la Universidad del Valle e incluso como guatemalteco.

# CONTENIDO

PREFACIO .....	v
LISTA DE ILUSTRACIONES .....	viii
LISTA DE CUADROS .....	xv
RESUMEN .....	xix

<b>CAPÍTULOS</b>	<b>PÁGINA</b>
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. ANTECEDENTES.....	3
III. OBJETIVOS.....	13
IV. PROCESO DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN.....	14
V. PRUEBAS.....	108
VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	111
VII. CONCLUSIONES.....	113
VIII. RECOMENDACIONES.....	115
IX. BIBLIOGRAFÍA.....	117
X. APÉNDICES.....	121

## LISTA DE ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN NÚMERO		PÁGINA
1.	Área Metropolitana de la Ciudad de Guatemala (Hartleben, 2005).....	4
2.	Medición de contaminantes en principales áreas de la capital (Hartleben, 2003).....	5
3.	Espacio ocupado por los distintos medios de transporte y ocupación de la infraestructura vial por estos.....	5
4.	Localización de la ciclovia "El Carmen-USAC" y la futura ciclovia "Mariscal-CUM" (Euribio, 2010).....	7
5.	Mapa representativo de el Proyecto Aurora-Cañas (Euribio, 2010).....	8
6.	Representación descriptiva original del invento del Barón Karl Von Drais, conocida como "Dandy-Horse", Laufmaschine o más sencillamente Draisine (1817).....	9
7.	Velocipedo creado por los hermanos Michaux (Nunes y otros, 2002).....	10
8.	Biciclo o "High Wheeler", grabado de aproximadamente de 1870 (Nunes y otros, 2002).....	10
9.	Diagrama de una Recumbent.....	11
10.	Imagen de una "Normal Bicycleette" (Wilson 2004).....	12

<b>11.</b>	Representación gráfica de la aplicación de la fuerza durante el pedaleo en una bicicleta de configuración erguida o upright.....	<b>16</b>
<b>12.</b>	Ángulos y Puntos de Referencia para pruebas de eficiencia Recumbent vs Upright (Reiser y Peterson, 1998).....	<b>18</b>
<b>13.</b>	Diagrama de las áreas que cubre el proyecto.....	<b>24</b>
<b>14.</b>	Diagrama representativo de la camionetilla usada para transporte del prototipo (Dimensiones en cm) (Manual de Usuario Volvo 960 (Volvo Car Corporation, 1993)).....	<b>26</b>
<b>15.</b>	Representación gráfica del vehículo dentro del "Cubo Imaginario" de espacio en el transporte disponible. Ilustración 14-a) Vista de Planta del vehículo dentro del espacio. Ilustración 14-b) Vista en elevación donde se puede observar la necesidad de reducir las ruedas o desmontarlas (Dimensiones en mm).....	<b>27</b>
<b>16.</b>	Proporciones del hombre de pie en mm, el guatemalteco promedio se encuentra en el percentil 50 ( <a href="http://www.machinehead-software.co.uk">www.machinehead-software.co.uk</a> ).....	<b>27</b>
<b>17.</b>	Representación de la configuración del Triciclo Prototipo.....	<b>28</b>
<b>18.</b>	Diagrama representativo del chasis del triciclo e identificación de las secciones del mismo.....	<b>29</b>
<b>19.</b>	Representación gráfica de las fuerzas laterales (a) y al momento debido a la carga (b).....	<b>29</b>
<b>20.</b>	Diagrama representativo estructura básica o chasis del vehículo.....	<b>31</b>
<b>21.</b>	Chasis del triciclo y representación de la aplicación de la carga máxima de operación para análisis.....	<b>32</b>

<b>22.</b>	Vista de planta del chasis del triciclo, para identificar los elementos largos (central y Exteriores) de 600 mm de longitud, así como el elemento frontal y trasero (400mm de longitud).....	<b>32</b>
<b>23.</b>	Representación gráfica de la sección del chasis de la estructura, nombrada "pluma" .....	<b>35</b>
<b>24.</b>	Representación gráfica del elemento central bajo la carga vertical, así como sus componentes.....	<b>37</b>
<b>25.</b>	Representación gráfica representando las cargas y sus componentes que se aplican sobre los elementos de la sección denominada Pluma. Inciso A. carga Vertical. Inciso B. Carga lateral.....	<b>38</b>
<b>26.</b>	Diferentes tipos de conexiones en soldadura para elementos estructurales huecos o HSS, Tomada del "AISC Steel Design Guide No. 24" (Packer, y otros, 2010).....	<b>41</b>
<b>27.</b>	Cargas vivas y cargas muertas en una unión en "Y", tomada de "AISC Steel Design Guide No. 24" (Packer, y otros, 2010).....	<b>45</b>
<b>28.</b>	Representación gráfica de la unión "Y" a analizar, tomada de "AISC Steel Design Guide No. 24" (Packer, y otros, 2010).....	<b>46</b>
<b>29.</b>	Representación gráfica de la unión a analizar bajo efectos de un momento aplicado, Tomado de "AISC Steel Design Guide No. 24" (Packer, y otros, 2010).....	<b>49</b>
<b>30.</b>	Representación gráfica de la acción de la carga máxima de operación sobre el elemento analizado.....	<b>51</b>
<b>31.</b>	Representación gráfica de la acción de la carga creada por el peso del mismo elemento.....	<b>51</b>

<b>32.</b>	Componentes del "tren de potencia" .....	<b>54</b>
<b>33.</b>	Ejemplo de utilización de faja en lugar de la tradicional cadena de transmisión (Tomado de Bicycle Design de M. Burrows, 2008).....	<b>55</b>
<b>34.</b>	Ejemplo de la utilización de un eje de transmisión, para propulsión de una bicicleta (Tomado de Bicycle Design de M. Borrows, 2008).....	<b>56</b>
<b>35.</b>	Diagrama representativo de los componentes de un eslabón de una cadena de transmisión.....	<b>57</b>
<b>36.</b>	Distancia entre centros establecido por el dimensionamiento de la estructura.....	<b>58</b>
<b>37.</b>	Diagrama representando las fuerzas que genera la cadena sobre los ejes del vehículo.....	<b>62</b>
<b>38.</b>	Diagrama de selección de sección de faja, tomado de V Belt Design Manual (Bando USA, Inc., 2010).....	<b>65</b>
<b>39.</b>	Representación gráfica de las posibles opciones debido a las características del motor que aplican en la selección, tomado de V Belt Design Manual (Bando USA, Inc., 2010).....	<b>66</b>
<b>40.</b>	Gráfica para obtención de factor de corrección de ángulo envolvente en poleas, tomada del Machine Elements in Mechanical Design (Mott, 2004).....	<b>68</b>
<b>41.</b>	Vistas en planos YZ y YX de una representación de un eje, para observar la distribución de cargas.....	<b>71</b>

<b>42.</b>	Disposición de los elementos de transmisión de potencia en el eje, y las cargas sobre el eje.....	<b>72</b>
<b>43.</b>	Representación gráfica donde se identifican las secciones del eje para su más fácil identificación.....	<b>73</b>
<b>44.</b>	Diagrama representativo del voladizo analizado en uno de los extremos de la viga.....	<b>73</b>
<b>45.</b>	Representación gráfica de la sección media del eje, aproximándola a una viga simplemente apoyada, modelo el cual se rotó para su más sencilla interpretación.....	<b>74</b>
<b>46.</b>	Diagramas de corte y de momento resultante sobre el eje analizado en el plano vertical.....	<b>75</b>
<b>47.</b>	Representación gráfica de la sección media del eje, aproximándola a una viga simplemente apoyada, modelo el cual se rotó para su más sencilla interpretación.....	<b>76</b>
<b>48.</b>	Diagramas de corte y de momento resultante sobre el eje analizado en el plano horizontal.....	<b>77</b>
<b>49.</b>	Factores de concentración de esfuerzo, por cambio de diámetro (bajo flexión), tomada del Machine Elements in Mechanical Design (Mott, 2004).....	<b>79</b>
<b>50.</b>	Fuerza de resistencia en función de manufactura o acabado de la pieza, tomada de "Machine Elements in Mechanical Design", (Mott, 2004).....	<b>80</b>
<b>51.</b>	Factor de tamaño, tomada de "Machine Elements in Mechanical Design", (Mott, 2004).....	<b>81</b>
<b>52.</b>	Representación gráfica de la distribución de las secciones para análisis del eje.....	<b>83</b>

<b>53.</b>	Diagrama para determinar el factor de tamaño (Cs), tomada de "Machine Elements in Mechanical Design", (Mott, 2004).....	<b>84</b>
<b>54.</b>	Diagrama representando las dimensiones del piñón libre acoplado al eje.....	<b>86</b>
<b>55.</b>	Diagrama representando las dimensiones de la polea conducida, acoplada al eje.....	<b>86</b>
<b>56.</b>	Distribución de las posiciones de los elementos en el eje....	<b>89</b>
<b>57.</b>	Selección de tipo de cojinete (bolas o rodillos), con base a la velocidad del eje y la carga radial, tomado de "Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers", (Avallone, y otros, 1996).....	<b>90</b>
<b>58.</b>	Diagrama eléctrico básico del acelerador del sistema según el fabricante del controlador (Curtis Instruments Inc., 2011).....	<b>97</b>
<b>59.</b>	Diagrama del circuito eléctrico para la prueba.....	<b>99</b>
<b>60.</b>	Fotografía del solenoide que realiza la función de contactor para controlar el circuito.....	<b>100</b>
<b>61.</b>	Cables conectados en la prolongación del timón para la dirección del vehículo.....	<b>100</b>
<b>62.</b>	Representación gráfica de la base para las palancas de dirección.....	<b>101</b>
<b>63.</b>	Representación gráfica de una palanca de dirección.....	<b>102</b>

<b>64.</b>	Sistema de palancas ya integrado, palanca y base.....	<b>102</b>
<b>65.</b>	Representación gráfica del chasis donde se indica la instalación de los elementos hechos de barra de 1¼ in * 1/4 in.....	<b>103</b>
<b>66.</b>	Diagrama representativo de las bases instaladas para colocación del asiento.....	<b>103</b>
<b>67.</b>	Fotografía de la base construida para la colocación del asiento.....	<b>104</b>
<b>68.</b>	Asiento instalado en la estructura del triciclo.....	<b>104</b>
<b>69.</b>	Motor fijado al chasis por las abrazaderas diseñadas.....	<b>105</b>
<b>70.</b>	Diagrama Representando la posición de las quijadas de los frenos.....	<b>105</b>
<b>71.</b>	Frenos instalados en el chasis del prototipo.....	<b>106</b>
<b>72.</b>	Cuadro de selección de cadenas, a partir de la velocidad angular (RPMout) en el eje de salida y la potencia de diseño (PD).....	<b>122</b>
<b>73.</b>	Ensamble del manguito o bufa con el rodamiento y el eje.....	<b>124</b>
<b>74.</b>	Vista general del manguito o bufa previo a su instalación en la estructura del chasis.....	<b>125</b>

## LISTA DE CUADROS

CUADRO NÚMERO		PÁGINA
1.	Resultados promedio a las pruebas “Wingate” en donde varió el ángulo de “Orientación de Cadera” (HO) y se mantuvo continuo el “Ángulo de Torso” (TA) (Too, 1991).....	19
2.	Resultados promedio a las pruebas “Wingate” en donde varió el ángulo de orientación de cadera (HO), en este caso varió el ángulo de torso (TA) (Too, 1994).....	20
3.	Parámetros de prueba para frenado según 1512.18.....	21
4.	Combinación de ángulos en Recumbent, seleccionados donde la fatiga es mínima.....	27
5.	Comparación de las dimensiones de la estructura y las dimensiones disponibles en transporte.....	29
6.	Comparación de momentos de inercia para tubos redondos, cuadrados y rectangulares de dimensiones parecidas. Datos tomados del Manual de Construcción con Acero de la AISC (American Institute of Steel Construction, Inc., 1994).....	32
7.	Propiedades del Acero ASTM A36.....	32
8.	Información para el análisis de los elementos estructurales.....	35
9.	Datos obtenidos del análisis de los elementos largos de la estructura, análisis como viga empotrada en ambos extremos.....	36
10.	Datos obtenidos del análisis el elemento central como viga en voladizo, para el plano vertical.....	40
11.	Datos obtenidos del análisis del elemento central como viga en voladizo, en el plano Z.....	40
12.	Datos análisis total de elemento central de la sección denominada pluma.....	41
13.	Datos obtenidos por el análisis de elemento lateral en el eje "Y".....	42
14.	Datos obtenidos por el análisis de elemento lateral en el eje "Z".....	42

<b>15.</b>	Parámetro de control de límite de estado para Deff.....	<b>46</b>
<b>16.</b>	Grueso mínimo de soldadura, tomada de “AISC Design Guide #24” (Packer, y otros, 2010).....	<b>47</b>
<b>17.</b>	Criterios para determinar el cumplimiento de los límites de aplicabilidad en la unión.....	<b>49</b>
<b>18.</b>	Tipos de esfuerzos nominales bajo cargas axiales, tomada de “AISC Steel Design Guide No. 24” (Packer, y otros, 2010).....	<b>50</b>
<b>19.</b>	Criterios para determinar la aplicabilidad del tipo de unión.....	<b>52</b>
<b>20.</b>	Casos a los que se puede exponer una unión bajo momentos nominales, tomado de “AISC Steel Design Guide No. 24” (Packer, y otros, 2010).....	<b>54</b>
<b>21.</b>	Significado de la clasificación del electrodo seleccionado.....	<b>55</b>
<b>22.</b>	Número de dientes en platos conductores (Gin) y piñones (Gout).....	<b>61</b>
<b>23.</b>	Parámetros previos para análisis y dimensionamiento de cadenas.....	<b>61</b>
<b>24.</b>	Características de la cadena “estándar” para bicicletas tales como longitud de cadena en pasos y unidades lineales.....	<b>63</b>
<b>25.</b>	Fuerza de tensión de la cadena y sus componentes para el eje Z y eje X.....	<b>64</b>
<b>26.</b>	Datos del motor que se usará en el prototipo.....	<b>66</b>
<b>27.</b>	Factores típicos de servicio (FSmotor), tomada de V Belt Design Manual (Bando USA, Inc., 2010).....	<b>67</b>
<b>28.</b>	Cuadro de factor de corrección de largo (CL), tomada de Heavy Duty V-Belt Drive Design Manual (The Gates Rubber Company, 1999).....	<b>71</b>
<b>29.</b>	Datos y parámetros que describen al sistema de poleas diseñado.....	<b>72</b>
<b>30.</b>	Fuerzas que actúan el eje en el plano vertical.....	<b>77</b>
<b>31.</b>	Momentos que actúan sobre el eje provocando flexión en el	<b>78</b>

	plano vertical.....	
<b>32.</b>	Fuerzas que actúan el eje en el plano horizontal.....	<b>79</b>
<b>33.</b>	Momentos que actúan sobre el eje provocando flexión en el plano horizontal.....	<b>80</b>
<b>34.</b>	Momentos resultantes que afectan el eje.....	<b>80</b>
<b>35.</b>	Factor de confiabilidad (CR), tomada de "Machine Elements in Mechanical Design", (Mott, 2004).....	<b>82</b>
<b>36.</b>	Propiedades del material seleccionado AISI 4140. (Metales Industriales De Guatemala, 2009).....	<b>84</b>
<b>37.</b>	Pares torsionales actuando sobre el eje.....	<b>84</b>
<b>38.</b>	Diámetros mínimos para el eje, proceso iterativo 1.....	<b>86</b>
<b>39.</b>	Diámetros mínimos para el eje, proceso iterativo 2 y final.....	<b>87</b>
<b>40.</b>	Diámetros requeridos por los elementos seleccionados para acoplar al eje.....	<b>88</b>
<b>41.</b>	Esfuerzos por flexión en cada sección del eje.....	<b>89</b>
<b>42.</b>	Esfuerzos de corte bajo torsión en cada sección del eje.....	<b>90</b>
<b>43.</b>	Diámetros de sección para el eje diseñado.....	<b>90</b>
<b>44.</b>	Velocidades máximas por elemento acoplado al eje, y velocidad máxima del eje.....	<b>92</b>
<b>45.</b>	Factor radial y factor de empuje, tomada de "Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers" (Avallone, y otros, 1996).....	<b>93</b>
<b>46.</b>	Factores radiales y de empuje estáticos, tomada de "Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers" (Avallone, y otros, 1996).....	<b>94</b>
<b>47.</b>	Comparación de datos obtenidos por el proceso analítico de selección de rodamientos y datos del cojinete seleccionado.....	<b>94</b>
<b>48.</b>	Información y características del motor usado para la implementación del sistema de apoyo eléctrico del prototipo.....	<b>96</b>

49.	Parámetros A y B para determinar el coeficiente de resistencia a rodar, tomado de “The Electric Bicycle” (Morchin, y otros, 2006).....	98
50.	Resultado pruebas realizadas por Burrows a principios de la década (Burrows, 2008).....	108
51.	Resultados a las pruebas con el motor de apoyo desconectado.....	109
52.	Resultados de las pruebas con el motor de apoyo funcionando.....	110
53.	Resultados de pruebas de frenado con el apoyo eléctrico accionado.....	110
54.	Resultados de las pruebas de frenado sin apoyo eléctrico.....	110
55.	Capacidad de potencia para cadena AISI 35 o en catálogo RS35 (U.S. Tsubaki Power Transmission LLC, 2006).....	123
56.	Características de la cadena determinada por el procedimiento estandarizado de ANSI B29.1.....	124

## RESUMEN

En la actualidad el uso del automóvil para viajar dentro de la ciudad, es una de las costumbres más arraigadas que tienen muchas personas en Guatemala ya sea por necesidad o por gusto, pero debido a ésta, la circulación dentro de sus calles se ha vuelto a ciertas horas del día un suplicio. Lo anterior, ha generado que los niveles de contaminación dentro de la ciudad estén alcanzando niveles extremadamente altos, por ende el objetivo de este trabajo de graduación es presentar una alternativa a la problemática del transporte dentro de la Ciudad de Guatemala.

De acuerdo con lo anteriormente mencionado se desarrollará un sistema de transporte urbano alternativo eficaz y eficiente, para distancias cortas, que aproveche el concepto de ciclismo urbano muy utilizado en varias ciudades de Europa y Asia, además que cuente con un sistema de apoyo que disminuya el esfuerzo del usuario, para volver el vehículo más popular entre las personas.

Para desarrollar la propuesta de un vehículo que cumpla con las características antes mencionadas, inicialmente se realizó un proceso de investigación bibliográfica para determinar la mejor configuración de bicicleta que sea mas eficiente al aprovechar la potencia generada por el ser humano, investigación por la cual se determinó que muchos estudios apuntan a que la configuración más efectiva aprovechando la potencia humana, es la conocida como “recumbent”, ya que esta configuración no sólo aprovecha de mejor manera la energía aplicada sino que se le considera de las más cómodas debido a la posición que toma el usuario. A partir de esta información, se inició el proceso de diseño de un vehículo con las características necesarias para poder aprovechar de mejor manera la energía.

Al considerar las características descritas en la investigación bibliográfica, se decidió que el vehículo propuesto fuera un triciclo, la razón de esta decisión es porque debe llevar las baterías y motor propulsor del apoyo eléctrico, ya que el peso de estos elementos pueden poner en riesgo la seguridad del usuario. Durante el proceso de diseño de la propuesta de alternativa para el transporte, se dimensionó y analizó el chasis del vehículo, el eje, el sistema de poleas y ciertos parámetros del sistema de cadenas.

Para determinar si en realidad se cumple la propuesta de que el apoyo eléctrico induce a una reducción de esfuerzo se realizaron una serie de pruebas, donde se recorrió una distancia determinada y se midió el tiempo en recorrer esa distancia y el promedio de ritmo cardiaco, donde se estableció que sí hubo una disminución en el esfuerzo que se le aplicaba al vehículo cuando funcionaba con potencia de apoyo y en caso contrario no mostró reducción de esfuerzo.

Con este proyecto se concluyó que es posible implementar un nuevo sistema de transporte efectivo para la Ciudad de Guatemala partiendo de la premisa del concepto de ciclismo urbano o utilitario. Así mismo se demostró que el esfuerzo del usuario disminuyó al implementar el uso del apoyo eléctrico; pero aun es necesario continuar con el proceso de pruebas debido a que el sistema eléctrico requiere de más ensayos, así como el sistema de frenos el cual no fue dimensionado de manera adecuada.

## I. INTRODUCCIÓN

El ser humano a través de la historia ha mostrado grandes inquietudes por encontrar herramientas que le permitan facilitar su trabajo e incluso trasladarse él y sus insumos de un lugar a otro. Uno de los principales problemas que ha tenido que enfrentar son las distancias, que sin lugar a duda le ha exigido desarrollar adelantos en el transporte; en un inicio fue tan sólo una rueda, hoy cuenta con sofisticados vehículos propulsados por combustibles cuyos productos son nocivos al ambiente. Tales medios han brindado bienestar a corto plazo, pero con efectos lamentables que ponen en riesgo la calidad ambiental.

No obstante todos los esfuerzos por alcanzar el bienestar también se ve amenazado por el crecimiento acelerado poblacional a nivel mundial en los últimos años, que ha provocado expansión de zonas urbanas que no cuentan con la infraestructura necesaria para el manejo de grandes aglomeraciones de personas y vehículos, esto aunado a un sistema de transporte público ineficiente e inseguro.

De acuerdo a la problemática existente se ha de fomentar o crear opciones viables que contribuyan en alguna medida a minimizar el impacto ambiental y aumentar la calidad de vida de los pobladores, y que de alguna forma disminuya el efecto nocivo del congestionamiento vehicular. Es por ello que cada una de las personas que viven en áreas urbanas debe proponer estrategias que contribuyan a disminuir la problemática de contaminación actual.

Actualmente en algunas ciudades del primer mundo se ha recuperado culturalmente el concepto de ciclismo utilitario o urbano, noción que podría remplazar la costumbre de utilizar medios privados como son automóviles y motocicletas por bicicletas, para realizar traslados dentro de los perímetros urbanos, disminuyendo así el congestionamiento vehicular, incluso la dependencia de los combustibles y por ende la contaminación provocada por éstos. Actualmente en Guatemala, se están presentando programas pilotos de ciclovías que imitan el concepto de ciclismo utilitario o urbano, lo que hace una buena opción iniciar el aprovechamiento al máximo de la infraestructura que está por crearse.

Muchas personas difícilmente renunciarían al uso de su vehículo por la comodidad y flexibilidad que éste brinda, por de una bicicleta en donde es necesario tener una condición física adecuada e ya que involucra grandes esfuerzos para poderse trasladar o llegar al punto deseado, este trabajo de investigación presenta una alternativa vehicular para las personas con poca condición física, pues podrán utilizar un vehículo que les permita disfrutar de la comodidad que ofrece un vehículo tradicional, además de poder disminuir los altos costos de vida, y no sufrir dependencia y los embates del tránsito, además de cumplir con su responsabilidad tanto social como ambiental al disminuir su huella de carbono.

El vehículo que se propone tendrá características que cumplen con el concepto de ciclismo utilitario o urbano, pero con mayor grado de comodidad que en una bicicleta tradicional, para ello se optó con una configuración novedosa para la realidad guatemalteca, la "Recumbent". Esta configuración se caracteriza por la posición del usuario ligeramente recostada, configuración que ha sido considerada como una de las que más eficientemente aprovecha la potencia humana. Así mismo permite mayor comodidad, comparada con la bicicleta tradicional, así mismo sumando un sistema de potencia de apoyo eléctrico que complementa la potencia generada por la persona, la cual aumentará la capacidad y rango de acción y al final disminuyendo el esfuerzo aplicado por el usuario.

Este proyecto dada sus cualidades podría llamarse "E-PUSH", pues es un triciclo que podría ser una alternativa de locomoción que facilite la problemática de congestión vehicular y sus consecuencias. Además de poder ser utilizadas en otras ciudades que gozan con similares o mejores condiciones de avenidas y calles que faciliten su uso. Se espera con este estudio y proyecto propuesto contribuir responsablemente al bienestar de los guatemaltecos y por ende a nivel mundial.

## II. ANTECEDENTES

### A. Relación de los medios de transporte y el ambiente en la actualidad

Las necesidades de la sociedad moderna en busca del desarrollo económico y social ha provocado que la presión sobre los recursos energéticos y ambientales sea cada día más alta, lo cual hace que sea necesario tomar conciencia respecto a su uso. Actualmente muchos relacionan el desarrollo con la degradación ambiental, debido a las grandes emisiones de gases, expansión de las ciudades, entre otras razones.

Actualmente las condiciones ambientales en ciudades de países en desarrollo, como la Capital de Guatemala son críticas, enfocándonos en el caso de la contaminación atmosférica, se puede inferir que el grado de contaminación atmosférica casi siempre va de la mano con la saturación de las calles con vehículos de combustión interna, siendo las áreas más afectadas casi siempre donde los congestionamientos son más extensos.

Actualmente se han recopilado suficientes datos, los cuales fueron recabados de manera empírica y técnica, demostrando que la tendencia en cuanto a transporte dentro de la Ciudad de Guatemala es totalmente insostenible, ya que es ineficiente e inseguro tanto dentro y fuera del mismo, situación que se vive a diario por todos sus usuarios. La mayoría de los viajes dentro de la ciudad son hechos por buses (Hartleben, 2005), pero lo que todos los usuarios a la primera oportunidad de poder optar por otros medios, lo dejarían en favor de un vehículo privado.

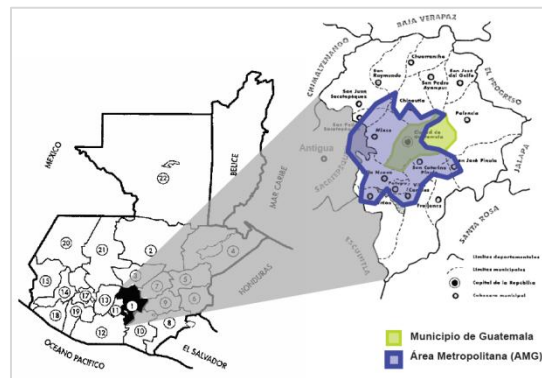
Por lo tanto esta situación de inseguridad e ineficiencia hace pues que se incremente aún más el uso de vehículos particulares y motocicletas; vehículos que harían que las calles de la ciudad se vuelvan más congestionadas debido a la limitada la infraestructura, además de que cada día se suman más motocicletas y automóviles en las calles.

Para el año de 1976 en la Ciudad de Guatemala había 978 km de infraestructura vial para 72,310 vehículos, mientras que para el 2004 había 769,094 vehículos para tan solo 1,300 km de espacio para medios de transporte en la ciudad (Hartleben, 2005). Por lo que se puede observar el crecimiento de la cantidad de vehículos exponencialmente, mientras que el crecimiento en la cantidad de kilómetros de nuevas vías en casi 30 años fue tan sólo de poco menos de 400 km. Siendo claramente esta cantidad de kilómetros insuficientes, para el crecimiento del número de estos vehículos, a partir del 2005 la cantidad de automóviles se ha duplicado, así en el mismo periodo las motocicletas con un crecimiento de un 240% (Bolaños, 2010). Este rápido crecimiento en el número de vehículos y motocicletas trae consigo embotellamientos, los cuales estimulan que los niveles de contaminación del aire en la ciudad sean aun más altos.

El crecimiento en el número de automóviles debido a la explosión demográfica que se ha dado en los últimos 30 años en la Área Metropolitana de la Ciudad de Guatemala (AMG), existen

proyecciones que indicaban que para el año 2010 habrían alrededor de 4 millones de personas viviendo en el AMG (Instituto Nacional de Estadística –INE-, 2008), siendo esta Área Metropolitana, compuesta por varios municipios de los 17 del Departamento de Guatemala, siendo estos Guatemala, Mixco, San Juan Sacatepéquez, Villa Nueva, Amatitlán, Villa Canales, Fraijanes, San José Pinula, Santa Catarina Pinula, San Raymundo, Chinautla, Palencia e inclusive partes del departamento de Sacatepéquez. (Hartleben, 2005)

**Ilustración 1** Área Metropolitana de la Ciudad de Guatemala



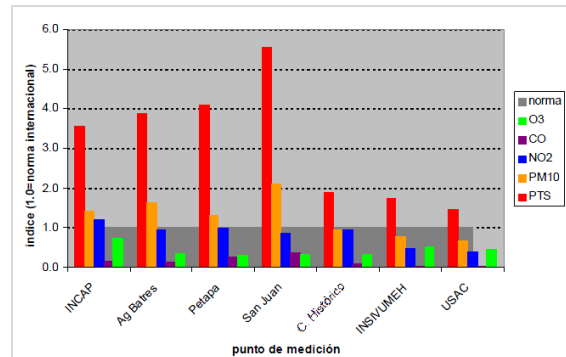
(Hartleben, 2005).

Dada la cantidad de personas viviendo en la AMG y la necesidad de transportar bienes y personas a trabajos y centros de estudio, hace que la cantidad de vehículos sea cada día mayor. Según estimaciones de la Municipalidad de Guatemala, alrededor del año 2003 la cantidad de vehículos de transporte público y privados sobrepasaron la capacidad de la infraestructura vial del Área Metropolitana, en el “*Estudio Del Plan Maestro Para El Sistema De Transporte Urbano en el área Metropolitana de Guatemala*” realizado en 1997 por la Cooperación Japonesa (JICA –Japan International Cooperation Agency-), este estudio también descubrió que aparte del déficit de infraestructura en la red vial y el creciente volumen de vehículos en la ciudad, el otro problema delicado que enfrentaba la Ciudad de Guatemala era la contaminación ambiental asociada al tránsito (Hartleben, y otros, 2010). Los efectos negativos producidos por la contaminación del aire debido a emisiones de gases de invernadero pueden ir desde los efectos sobre la salud de los habitantes (Asma, reacciones alérgicas, etc.) hasta provocar cambios climáticos (tales como inversiones térmicas) en la zona donde las ciudad se asienta, la mayoría de emisiones que se dan en la Ciudad de Guatemala son en su mayoría producto de la utilización de motores de combustión interna.

Estos problemas se deben principalmente como se mencionó antes a una mayor concentración del parque vehicular que se da en áreas metropolitanas y la necesidad de transporte de bienes y personas dentro de las mismas. Las mediciones en lugares específicos dentro de la Ciudad Capital, son totalmente decepcionantes, por ejemplo en la Avenida Petapa las partículas en suspensión en la atmósfera casi cuadruplican la norma internacional (Ver Ilustración 2), en el caso de Calzada San Juan casi puede llegar a las seis veces más de lo permitido por dichas normas, además de

sufrir niveles de ruido superiores aceptados internacionalmente, en todos los puntos de medición en la Ciudad de Guatemala (Hartleben, 2003).

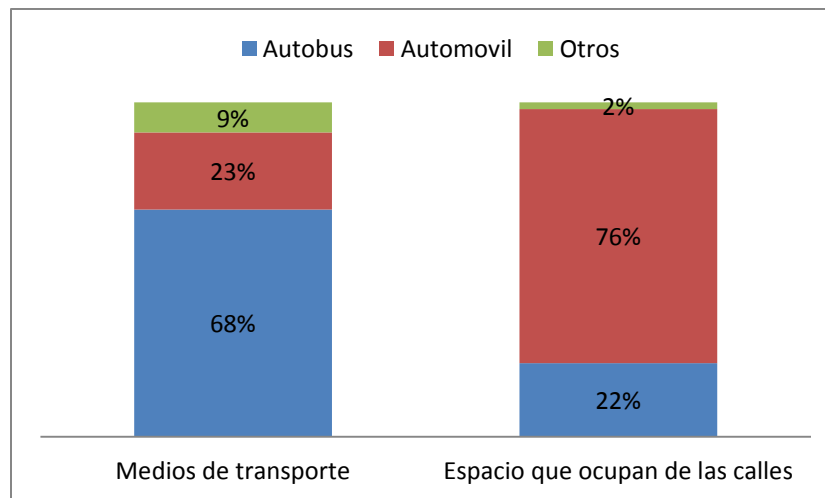
**Ilustración 2** Medición de contaminantes en principales áreas de la capital



(Hartleben, 2003).

Así pues también dado al crecimiento desproporcionado de la ciudad y falta de políticas de desarrollo de infraestructura hace que el movimiento en vehículo dentro de la ciudad sea casi imposible durante las horas pico, en ciertas zonas de la ciudad. De las mismas estimaciones municipales se habla que el 68% de los habitantes de la ciudad se mueve en autobús, ocupando el 22% de las calles, mientras que el 23% de la población utiliza automóvil y estos ocupan el 76% de la infraestructura vial de la ciudad (Hartleben, 2005) (ver Ilustración 3).

**Ilustración 3** Espacio ocupado por los distintos medios de transporte y ocupación de la infraestructura vial por estos.



Otro aspecto de la problemática del transporte actual no abordado por el estudio del JICA de 1997, ni por los estudios de las autoridades municipales, es la dependencia a los combustibles fósiles, debido a que es un factor básico de producción y por ende de la economía de un país, pues este afecta cualquier rubro de la vida de una nación. Lo anterior se demuestra en el caso guatemalteco con tan sólo al revisar los datos de divisas desembolsadas por importaciones de

derivados del petróleo a nivel nacional, en el 2004 los desembolsos fueron de US\$1 mil 87 millones hasta US\$2 mil 206 millones en el 2009, alcanzando un récord histórico de US\$2 mil 822 millones en 2008 (Lima, 2010).

Para revertir esta tendencia indeseada es importante crear nuevas alternativas de transporte que sean atractivas al público y así también sean económicas, modernas, seguras y eficientes. En años recientes también se ha destacado que toda nueva alternativa de transporte no sólo debe cumplir con las características anteriores sino que también sean amigables con el medio ambiente en cuanto a emisión de gases y en consumo de combustible, características que hacen reconocer a un transporte como autosuficiente.

Se reconoce que prohibir alguno de los métodos de transporte actuales tal vez no es imposible, pero si impráctico. Actualmente en la Ciudad de Guatemala se han estado desarrollando diferentes proyectos de transporte urbano (Transmetro y Transurbano), los cuales pretenden que el ciudadano deje su automóvil o motocicleta en su casa y se mueva dentro de la ciudad en estos transportes.

Si algún día los servicios de transporte público en la Ciudad de Guatemala sean amistosos, eficaces y seguros, muchos no cambiarían la flexibilidad de un medio de transporte propio. Un claro ejemplo se observa en un estudio realizado por la Municipalidad de Guatemala, donde se reveló que un 42% de ciudadanos no estaría de acuerdo en cambiar su automóvil o motocicleta por el uso del Transmetro (Euribio, 2010).

Una solución a la resistencia a abandonar la libertad y flexibilidad de un vehículo propio, por uno que no se vea afectado por la problemática antes descrita, podría ser la opción de un transporte amigable con el ambiente, barato y confiable, tal como lo es la bicicleta, pero esta forma de movilización siempre trae ciertas restricciones para sus usuarios tales como la distancia, la variabilidad del terreno y la condición física del mismo.

## **B. Uso del ciclismo urbano o utilitario como sustituto de los medios de transporte tradicional.**

En el mundo actual, donde se discuten posibles soluciones para el alto costo de los combustibles, la contaminación ambiental y el tráfico dentro de las ciudades; la propuesta de “reimplementación” de la bicicleta como un medio de transporte sustentable y altamente eficiente empieza a tomar fuerza entre los círculos que discuten esta temática muy seriamente, junto a la implementación de sistemas de transporte público modernos de alta capacidad y modificaciones a las reglamentaciones de circulación de automóviles. En algunas ciudades del mundo ya se han implementado programas para desplazar al automóvil como vehículo principal dentro de las ciudades promoviendo el “Ciclismo Urbano o Utilitario”, por ejemplo en los Países Bajos según

estudios en el 2007, el 26% de los desplazamientos dentro de sus ciudades fue hecho en bicicleta (Ministerio de Transporte Holandés, 2009).

El concepto de “Ciclismo Urbano” (también llamado en inglés “Utility Cycling” o “Bicycle Conmuting”) es la idea de usar sistemas mecánicos de transporte sin emisiones dentro de ciudades y distancias cortas, tales como bicicletas o vehículos de tres ruedas, que deben ser propulsados por potencia humana.

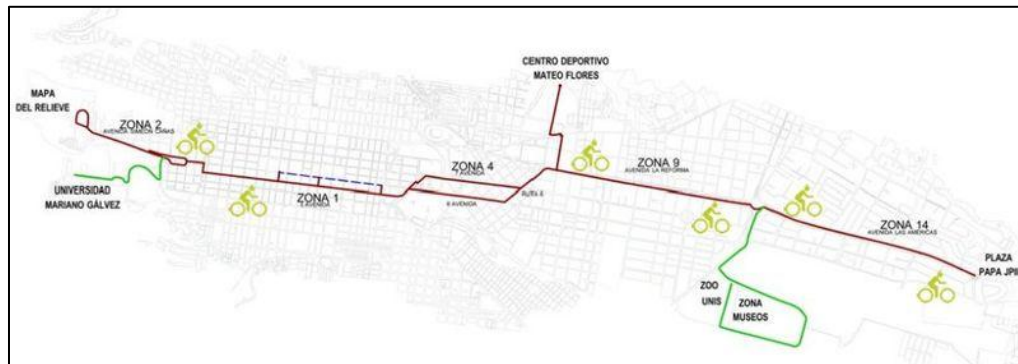
La problemática de movilidad dentro de la Ciudad de Guatemala esta empezando a alcanzar ya escalas mayores, por lo que es necesario desarrollar proyectos e ideas para solucionar estos problemas, de manera económicamente viable y energéticamente eficiente. Una opción bastante accesible para la realidad de la Ciudad de Guatemala es la promoción del “Ciclismo Urbano”. Actualmente la Municipalidad de Guatemala esta empezando a implementar y desarrollar infraestructura para la masificación del uso de este tipo de vehículo y sus diferentes variaciones de una manera segura, entre estos planes se encuentra el “Plan Piloto de Ciclovía El Carmen – USAC”, la cual conecta la estación de Transmetro “El Carmen”, sobre la Calzada Aguilar Batres con el interior del campus de la mencionada universidad, la longitud del trayecto es de aproximadamente 4.5 km, en todo su recorrido (Choc, 2011) (ver ilustración 4). De tener aceptación este plan piloto se espera que se construya una segunda Ciclovía uniendo la estación de Transmetro “Mariscal” con el CUM (Centro Universitario Metropolitano) (ver ilustración 4). Así mismo con el plan de la Municipalidad de Guatemala con el plan “Corredor Aurora-Cañías” el cual actualmente se esta empezando a implementar se esta creando la infraestructura necesaria para permitir utilizar la noción de ciclismo urbano con acceso a la mayor parte de la ciudad, ya que este plan urbanístico cuenta con la infraestructura necesaria para el ciclismo y cubrirá el eje central de la ciudad, desde la zona 2 en la zona conocida como el Hipódromo del Norte hasta la plaza Juan Pablo II al final de la avenida de Las Américas en la zona 13 (ver Ilustración 5).

**Ilustración 4** Localización de la ciclovía "El Carmen-USAC" y la futura ciclovía "Mariscal-CUM"



(Euribio 2010).

### Ilustración 5 Mapa representativo de el Proyecto Aurora-Cañías



(Euribio, 2010)

El ciclismo es una de las formas de transporte más beneficiosas disponibles en las ciudades como la Ciudad de Guatemala, estos beneficios se podrían decir que son de amplio espectro ya que van desde lo individual pasando por lo social, así como en lo ambiental hasta los temas de salud, todo esto sin contar con los beneficios económicos, ya que se ha demostrado que tendría un efecto reductor en congestionamientos, por ende ayuda a la velocidad del tránsito y en los costos por pérdidas de tiempo y consumo de combustible debido a la nula necesidad de su uso, así derivado de esto se tenderá a disminuir la contaminación del aire producto de vehículos automotores. Todos estos beneficios se hacen especialmente atractivos para la Ciudad de Guatemala que lucha contra congestionamientos de tráfico, una grave contaminación ambiental y la pesada carga de los costos asociados con el mantenimiento de su red de transporte, ya que mensualmente el gobierno central eroga Q21 millones mensualmente en concepto de subsidios, a un sistema de transporte público altamente ineficiente, mala calidad y contaminante **Fuente especificada no válida..**

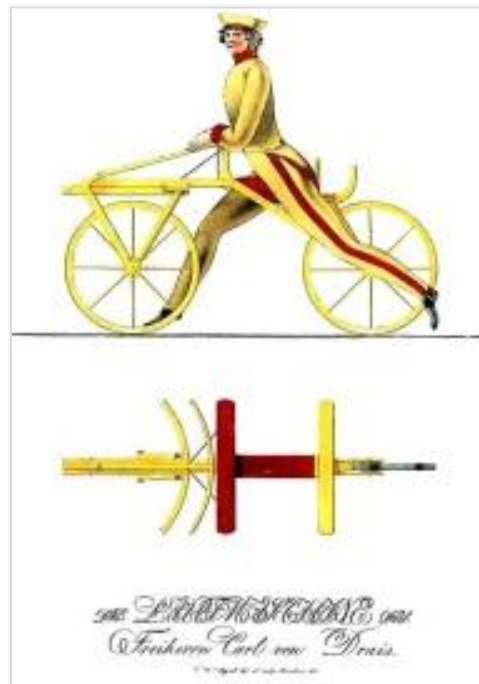
**1. La bicicleta.** La definición de qué es una bicicleta, mas allá de las ideas preconcebidas de qué es una bicicleta, se hace mas sencillo definirla tal como lo hacen en reglamentación o regulaciones de cada país, en el caso Guatemala se carecen de reglamentos al respecto, por lo cual se recurrió a extranjeros, por ejemplo en Canadá se define a la bicicleta como un vehículo que tiene un manubrio para dirección y pedales para impulsarse por potencia muscular, independientemente la cantidad de ruedas (Triciclos, Cuadriciclos, esto obviando la etimología de la palabra “Bicicleta” que vendría a ser dos ruedas), ni la configuración de la misma (Ministry of Transportation, 2011). Esta definición se hace importante por que, así se conoce que elemento que hace a una bicicleta o la delimita como tal; las definiciones en diferente estándares se encontraron muy similares, por ejemplo en el Código Federal de Regulaciones de Estados Unidos, que es similar al Estándar Europeo (EN 14764:2005) y su equivalente Británico (BS EN 14764:2005).

Ya precisada cuál es la definición de una bicicleta, se hace necesario hacer un repaso a la historia del desarrollo de la misma para conocer los elementos y qué debe tener una bicicleta estándar.

a. **Historia del desarrollo de la bicicleta.** El nacimiento y evolución de la bicicleta, es uno de los típicos ejemplos del desarrollo de todos los tipos de tecnología, el desarrollo de lo que hoy conocemos como bicicleta se inició a principios del siglo XIX, como un producto de la incipiente Revolución Industrial varios ingenieros y entusiastas empezaron a experimentar con diferentes métodos que fueran novedosos, sencillos y baratos para el transporte de las personas y mercancías.

Uno de estos primeros ejemplos de bicicletas primitivas, recibiría varios nombres tales como el de “Dandy-Horse” (“Caballo Refinado”), Laufmaschine (en alemán “Máquina para Correr”), o como lo nombró su creador Draisine, este inventor fue el Barón Karl Von Drais en Alemania alrededor de 1820 (Hammer, 2005), lo que después conoceríamos como “Bicicleta”. Desde sus inicios presentaba con la configuración de dos ruedas alineadas, aunque aun carecía de la habilidad de dirección, además tampoco poseían métodos de propulsión mecánico, que se impulsaban con los pies, asimilando el caminar, pero ya presentaba rasgos similares a las bicicletas modernas (Véase Ilustración 6.)

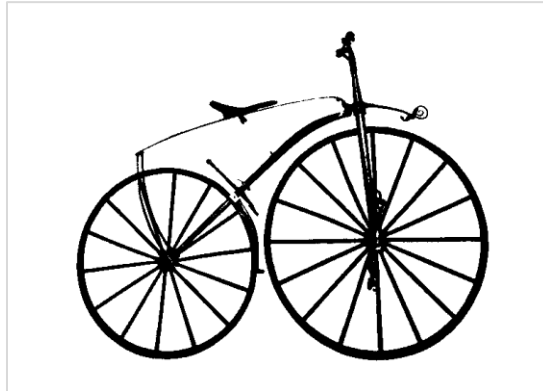
**Ilustración 6** Representación descriptiva original del invento del Barón Karl Von Drais, conocida como "Dandy-Horse", Laufmaschine o más sencillamente Draisine (1817).



La evolución de la bicicleta dio paso a diferentes variaciones de la idea de Drais, en cuanto a configuración de la estructura, posición y diámetros de ruedas, entre otras características, alcanzando poco a poco todos los elementos que caracterizan a la bicicleta actual; tal como el

siguiente paso tomado en el desarrollo de la bicicleta fue el “Velocipedo” creada por los hermanos Pierre y Ernest Michaux en 1863, fue la primera configuración que implemento los pedales de impulsión directamente conectados a la rueda delantera y un tipo de frenos primitivos (Nunes, y otros, 2002) (Ilustración 7).

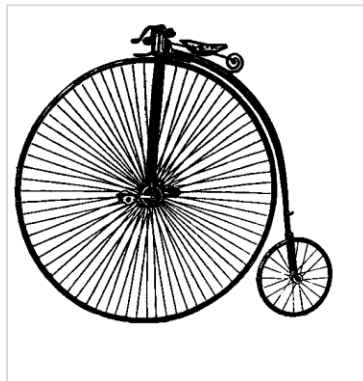
**Ilustración 7** Velocipedo creado por los hermanos Michaux



(Nunes y otros, 2002).

La primera configuración en tener todos los elementos que se componen a la bicicleta tal como se le conoce actualmente fue el “Biciclo” o “High Wheel”, ya que contaba con las dos ruedas alineadas y conectadas a un marco rígido, la delantera como rueda direccional, un sillín para sentarse, manivela de pedales para la propulsión y un timón para ayudar a mantener el equilibrio.

**Ilustración 8** Biciclo o "High Wheeler", grabado de aproximadamente de 1870



(Nunes y otros, 2002).

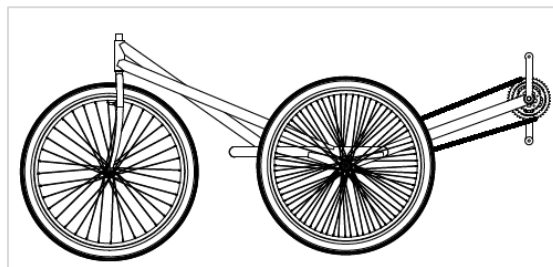
El siguiente paso para el advenimiento de la bicicleta moderna fue la introducción de la configuración mas común y que actualmente es conocida como “Upright” o erguida, y la introducción del uso de rodamientos o cojinetes de bolas (1867) así como la introducción de llantas neumáticas introducida John Dunlop (1888) (Wilson, 2004).

La configuración erguida introducida en la década de 1885 por James Starley, se le conoció como “Safety Bicycle” o “Bicicleta Segura”, ya que era más fácil y segura de usar que las famosas bicicletas que tienen la configuración del Biciclo a la cual remplazaba. Una de las innovaciones de la bicicleta Erguida fue transmitir la potencia humana por un juego de cadenas. (Nunes, y otros, 2002), este estilo de configuración entre los cientos de configuraciones que se desarrollaron durante el siglo XIX y los inicios del siglo XX fue el que más aceptación tuvo entre los usuarios y fabricantes, siendo aún hoy la configuración preponderante para bicicletas.

En los últimos 150 años, la bicicleta se ha convertido en uno de los medios de transporte más eficientes en la conversión de la energía en términos de distancia recorrida, la energía consumida por una bicicleta es tan sólo un 2%, de lo que consumido por un automóvil **Fuente especificada no válida..**

b. **Configuración Recumbent o Reclinada.** Entre las configuraciones desarrolladas durante el período antes mencionado, que comprende del siglo XIX y principios del XX, se desarrolló la configuración “Recumbent”, ésta es la configuración más eficiente existente. Actualmente este tipo de configuración es el estilo mas exitoso en cuanto a records de velocidad, de resistencia y de tiempo; por ejemplo en el 2008, se alcanzó 131 kilómetros por hora (82 millas por hora), la velocidad máxima alcanzada en la historia por una máquina impulsada por potencia humana (Squatriglia, 2008).

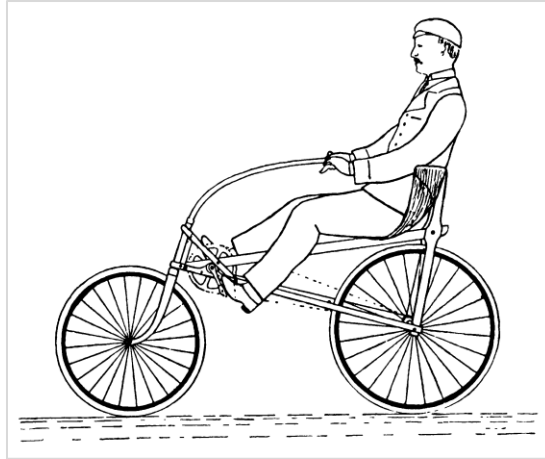
Ilustración 9 Diagrama de una Recumbent.



Esta configuración recibe el nombre de Recumbent, cuyo significado vendría a ser reclinado, esto permite mayor comodidad para el usuario, así como el aprovechamiento máximo de la potencia generada por el mismo, ya que en diferencia a las configuraciones tradicionales el usuario no debe trabajar contra la gravedad durante el movimiento de pedaleo, así como en esta posición se presenta una menor resistencia aerodinámica.

Técnicamente se describe a las bicicletas Recumbent aparte de su configuración, como cualquier bicicleta, triciclo o cuadriclo, en el que el centro de gravedad del usuario esta tan bajo relativamente en relación a la(s) rueda(s) delantera(s). Los primeros ejemplos de este tipo de configuración se dieron alrededor de 1895, en Francia, donde recibió el nombre de “Normal Bicyclette” o “Bicicleta Normal”. Este tipo de vehículos fueron altamente populares básicamente en Europa en los años siguientes de la Primera Guerra Mundial (Wilson, 2004).

Ilustración 10 Imagen de una "Normal Bicycleette"



(Wilson 2004).

Del tipo de configuración "Recumbent" se pueden encontrar diferentes variaciones de la configuración como cantidad de ruedas, como se mencionó anteriormente, así como en variaciones en posiciones (elevación de las piernas, posición de la cadera) y formas de transferir la potencia humana, entre otras características.

2. **La bicicleta eléctrica.** La historia de las bicicletas eléctricas es bastante desconocida. El primer ejemplo de la implementación de apoyo eléctrico para el funcionamiento de una bicicleta fue en 1895, fue Ogden Bolton quien introdujo la primera bicicleta eléctrica en los Estados Unidos, la característica principal de la bicicleta de Bolton la cual no contaba con pedales y cadena para transmitir potencia humana, la bicicleta tan solo funcionaba con potencia eléctrica, la cual era aprovechada en un motor en el eje de la rueda trasera (lo que se le conoce como Inhub), no fue hasta más adelante en 1897 cuando Hosea W. Libbey introduciría el uso de la potencia humana y la potencia eléctrica para impulsar la bicicleta.

Al siguiente año de la introducción de Libbey, Matthew Steffens, siempre en Estados Unidos, introdujo el uso de poleas para la transmisión de potencia del motor eléctrico a la rueda impulsora, así mismo Steffens fue el primero en proponer en un sistema de recarga de las baterías de alimentación en los momentos donde la potencia del motor no fuera necesaria, cambiándole la polaridad del motor, para convertirlo en un dínamo.

El desarrollo de este tipo de bicicletas se vio disminuido cuando las motocicletas a base de combustibles fósiles, se hicieron más accesibles, desplazando cualquier posibilidad de desarrollo durante buena parte del siglo XX. No es hasta recientemente que se volvió a experimentar e investigar la posibilidad de la "Bicicleta Eléctrica", como una solución a muchos de los problemas de tránsito y costo de combustible.

### III. OBJETIVOS

#### A. Objetivo general

Desarrollar un sistema de transporte urbano alternativo eficiente, para distancias cortas, que aprovecha la potencia generada por el cuerpo humano y con respaldo de la propulsión generada por un motor eléctrico, para reducir el esfuerzo del usuario y dependencia de métodos tradicionales de transporte con la contaminación que estos conllevan.

#### B. Objetivos específicos

1. Implementar elementos mecánicos necesarios para desarrollar un vehículo alternativo urbano movido por potencia humana y apoyo de potencia eléctrica.
2. Diseñar el circuito eléctrico necesario que proporcione la potencia eléctrica de apoyo para mover el vehículo urbano alternativo.
3. Diseñar e integrar elementos estandarizados de bicicletas y equipos eléctricos para construir un sistema de transporte que cumpla con los conceptos del “Ciclismo Urbano o Utilitario”.
4. Determinar las capacidades de un sistema alternativo de estas características en cuanto a autonomía, capacidad de carga y de pasajeros.
5. Realizar pruebas para comprobar que un sistema de este tipo, reducirá la cantidad de esfuerzo del usuario.

## IV. PROCESO DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

### A. Propuesta

Dada la problemática actual de exceso de automóviles privados y un servicio de transporte urbano deficiente y de mala calidad, así como los altos costos de combustible, a la alta contaminación generada por motores de combustión interna, a la densidad de tránsito, entre otros problemas mencionados anteriormente que aquejan a las ciudades actuales como la Capital de Guatemala; se propone desarrollar un prototipo que demuestre un método alternativo de transporte urbano que siga con el concepto de “Ciclismo Urbano o Utilitario” tal como es desarrollado actualmente en varias ciudades de Europa, por mencionar algunas como Barcelona, Copenhague y Ámsterdam. El concepto de Ciclismo Urbano se adapta perfectamente a la realidad guatemalteca, ya que podría desplazar a la motocicleta como medio de transporte comercial dentro de la ciudad e inclusive el automóvil.

En la Ciudad de Guatemala donde normalmente se usan motocicletas para transportar cargas ligeras como paquetes, mercadería, documentos incluso pasajeros, perfectamente se puede usar una opción enfocada en el ciclismo utilitario. Esta propuesta también vendría a aprovechar los actuales programas de promoción del uso de bicicletas y construcción de infraestructura exclusiva para este tipo de transporte dentro de la ciudad que actualmente está impulsando la Municipalidad de Guatemala (i.e. Ciclovía “Carmen-USAC”, y la propuesta del Corredor Central Aurora-Cañas que cubriría todo el recorrido desde el Hipódromo del Norte hasta el Monumento a Juan Pablo II”) donde se tendría acceso a grandes áreas de la ciudad en vías exclusivas, siendo estas áreas a las que se tendría acceso de alta importancia comercial y económica, por lo cual hace esto un buen perfil para la aplicación del sistema que se desarrollará.

Este trabajo no sólo comprenderá el diseño, sino también la integración de sistemas eléctricos y mecánicos para la construcción de un prototipo de prueba, para así realizar y para comprobar la aplicabilidad y factibilidad del sistema.

1. **Ergonomía.** La razón principal de seleccionar la configuración “Recumbent” para el prototipo se debe a que la posición del usuario es mucho más cómoda que la “Upright”.

Una de las grandes desventajas de las bicicletas tradicionales es el sillín, el cual es altamente incómodo ya que el peso del usuario es depositado en su totalidad sobre el hueso pélvico **Fuente especificada no válida.**, por lo cual ésta es una de las razones del porque la bicicleta tradicional es dejada de lado frente a otros medios de transporte más cómodos.

En el caso de la configuración Recumbent, no es un sillín en el cual el usuario se sienta, sino que es un asiento completo o una silla, al ser este elemento más grande se puede distribuir el peso del usuario de mejor manera, por ende más cómodo, así mismo la posición del cuerpo semi-

recostado hace que el peso del usuario este mejor distribuido entre la espalda y los glúteos, haciendo más cómodo su uso. Así como también los brazos se mantienen más relajados en la configuración Recumbent, ya que la posición ayuda a que los brazos no carguen con el peso del torso cuando se trata de mantener el equilibrio, tal como sucede en la configuración Upright. En el caso del cuello también la disposición Recumbent es más eficiente y cómoda, ya que el cuello se mantiene en una posición neutra, con la cabeza orientada hacia adelante, haciendo que el cuello se mantenga relajado, cosa contraria que sucede en las bicicletas tradicionales (Nolan, 2000), inclusive que si el soporte no es suficiente para el cuello, la ventaja de asiento con respaldo completo es que se puede ajustar el soporte al cuello y cabeza sencillamente. Así pues mantener la posición estándar, de la bicicleta Upright puede provocar espasmos en los músculos del cuello, y sobreesfuerzos en la columna vertebral (Nolan, 2000).

Con la configuración Recumbent también se elimina un síndrome común entre los ciclistas, el Síndrome del “Túnel Carpiano”, ya que la presión que las manos deben sostener el torso hace que ese nervio se vea presionado, lo que se puede ver agravado por la hiperextensión y carga sobre las muñecas. En la disposición Recumbent los brazos del ciclista quedan en posiciones neutrales a los lados del cuerpo, evitando todos los problemas antes mencionados (Nolan, 2000).

Una ventaja de la configuración Recumbent sobre la Upright, ventaja que no es tan evidente, ni fisiológica, es mas bien de seguridad vial ya que por la posición más natural de la cabeza, hace que el ciclista este pendiente de su alrededor y por lo tanto de posibles obstáculos en el camino (Reiser, y otros, 1998), al contrario de la bicicleta tradicional donde el usuario, por la posición forzada de su cabeza, después de un tiempo por el cansancio tenderá a bajar la cabeza (viendo hacia el suelo), perdiendo la atención del camino y sus posibles obstáculos. Dado el caso donde el ciclista a pesar de la ventaja de poder observar con mayor facilidad sufra de algún tipo de colisión, la cabeza del ciclista estará más protegida en la configuración Recumbent que en la Upright. En la configuración tradicional en caso de impacto frontal, la cabeza tiende a salir disparada en contra del objeto con el cual se ha chocado o el mismo manubrio de la bicicleta, situación que sería menos probable que en el caso de que esto sucediera a bordo de un Recumbent (Reiser, y otros, 1998).

Otra ventaja de la configuración Recumbent es la virtual eliminación de las lesiones en la rodilla, derivadas del ciclismo. Esto se debe a que la rodillas no reciben ninguna presión, porque el peso ya no se aplica sobre ellas, inclusive se recomienda esta disposición para personas que ya sufren problemas de rodilla (Konrady, 2011).

A pesar de todas las ventajas de la configuración Recumbent, también se ha de identificar las desventajas detectadas, algunos expertos reconocen que este tipo de disposición puede perjudicar a las personas que ya sufren de alguna lesión o problema en la zona lumbar (Konrady, 2011).

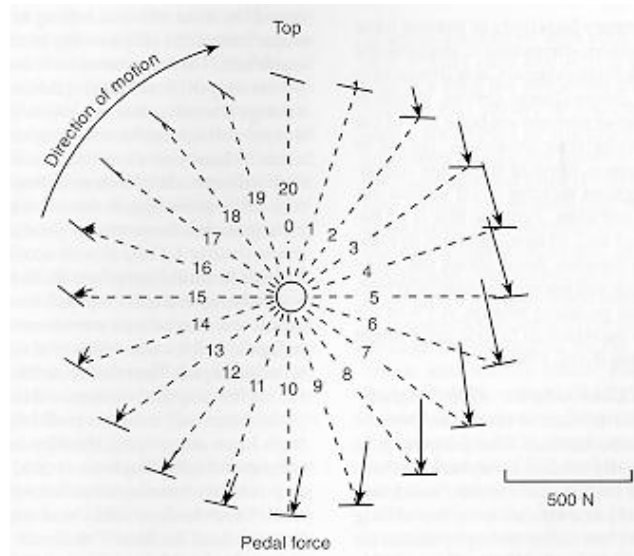
**2. Eficiencia en la configuración Recumbent.** Las razones de porque un vehículo propulsado por potencia humana de la configuración Recumbent o reclinada sea más eficiente que una

configuración erguida, no es sólo por su menor área para producir resistencia aerodinámica o porque el ciclista se siente más cómodo, sino hay razones dinámicas que lo justifican.

Si se simplifica el proceso de aplicación de fuerza humana en la generación de potencia en un vehículo de propulsado por potencia humana y pueden determinar las diferencias que hacen la configuración Recumbent más eficiente comparado con la configuración Upright.

a. **Transformación de energía en configuración upright o erguida.** Simplificando la acción de aplicación de fuerza por un ciclista en un sistema de pedales de una bicicleta de la configuración tradicional se puede representar tal como en la ilustración 11, donde se ilustra el ciclo de transformación de energía el cual inicia cuando se aplica fuerza en el punto "0" de la ilustración antes mencionada, pero en este punto no se genera ningún trabajo, ya que la fuerza se está aplicando con dirección al centro de rotación de la manivela que forma el sistema de pedales y no se crea ningún par de torsión.

**Ilustración 1** Representación gráfica de la aplicación de la fuerza durante el pedaleo en una bicicleta de configuración erguida o Upright.



Como el sistema de pedales es una manivela como antes se describió, al seguir aplicando la fuerza a los pedales estos tenderán a rotar respecto al eje de la manivela, esta rotación hará que la fuerza con dirección hacia abajo empiece a generar un par de torsión, conforme la distancia sea mayor respecto al centro de rotación mayor será el par de torsión ejercido por el ciclista (esto se puede apreciar en Ilustración 1, donde la representación gráfica se puede apreciar que el momento crece conforme se aleja del centro la aplicación de la fuerza). La aplicación de la fuerza en el punto más alejado del centro de rotación de la manivela, es el punto donde se le conoce como posición de "Máximo Par de Torsión", siendo este punto para el ciclista es el más duro durante el pedaleo. A partir del punto de "Máximo Par de Torsión", el trabajo rotatorio irá disminuyendo, hasta el punto donde ya no se generará ningún par, siendo un punto muerto, a partir de éste punto si se toma sólo una pierna, la fuerza que se aplica a partir de este punto será

para terminar la rotación, o sea esta fuerza se pierde. Si se toma la otra pierna, quiere decir que parte de la energía para iniciar un ciclo de rotación se pierde para que la otra pierna termine su rotación, o en todo caso se podría describir como que la inercia ganada durante la aplicación de fuerza, se pierda en el resto del ciclo, siendo esta sección de la rotación un “ángulo muerto”.

Así pues varios estudios biomecánicos han demostrado que la potencia que se pueda generar por el ciclista depende también de la distancia de la articulación de la cadera y el eje de los pedales de la bicicleta (Reiser, y otros, 1998), siendo en el caso de la configuración erguida, no siempre constante.

**b. Transformación de energía en configuración recumbent o reclinada.** Ahora para el análisis de la configuración reclinada, debemos rotar el sistema prácticamente noventa grados, desde un primer vistazo en esta configuración la carrera de aplicación de fuerza, no inicia desde un punto muerto, en cuanto a trabajo rotatorio se refiere, ya que el vector fuerza aplicado no está alineado con el eje de rotación de los pedales. Este inicio “en caliente” (como se podría llamar), se podrá aprovechar de mejor manera y durante más tiempo en el proceso de aprovechamiento de potencia.

Así pues, al igual de la configuración tradicional, en la configuración Recumbent la fuerza aplicada llegará a un punto muerto cuando la pierna alcanza su extensión máxima, donde ya no se generará ningún par de torsión. Pero al contrario del caso del arreglo Upright, la inercia no se pierde del todo para terminar el ciclo de rotación del pedaleo, así como también la gravedad ayuda, ya que el peso de misma pierna contribuye a terminar el pedaleo. Aunque este arreglo no elimina totalmente el “ángulo muerto” donde no se crea un par de momento, pero si lo reduce, por lo que se aprovecha más la potencia humana generada.

Dado lo anterior se puede inferir que se aprovecha de mejor manera la energía en este tipo de configuración, la que fue seleccionada con base a una serie de pruebas realizadas durante la década de 1990.

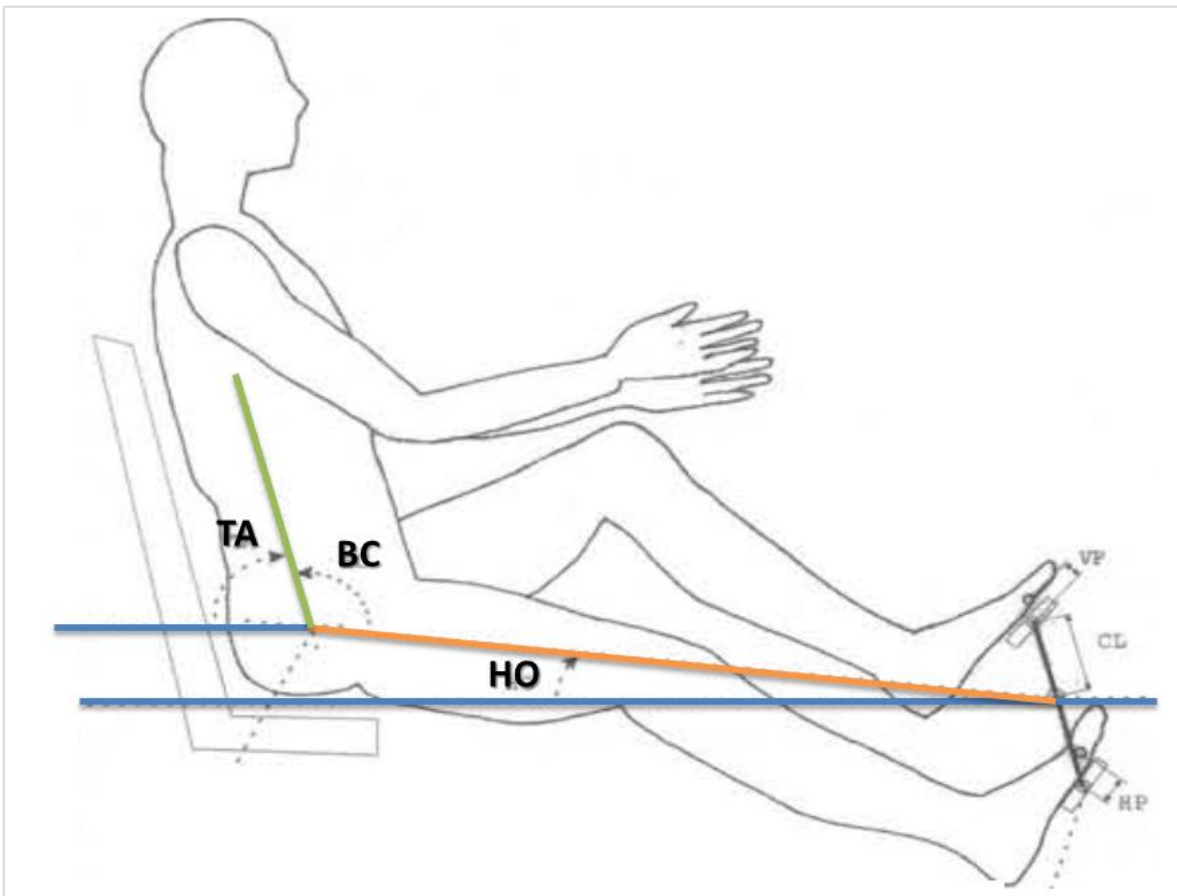
**c. Determinación de la configuración más eficiente.** Así pues como la disertación anterior respecto las ventajas y desventajas de las configuraciones, se han realizado en las últimas décadas una serie de experimentos para determinar la eficiencia de la “Recumbent” frente a la configuración tradicional de una bicicleta, de todas las pruebas realizadas, se llegaron a considerar dos pruebas importantes, al tratar de determinar qué posición era la más eficiente, las que se realizaron definiendo los diferentes ángulos y los puntos de referencia necesarios.

Se reconoce que la articulación de la cadera es la articulación más importante para el pedaleo, ya que el resto de la pierna rota alrededor de ella, así mismo el torso también y este mismo punto hace la función de apoyo a la hora que la pierna realiza trabajo. Es por esto que a partir del punto de la articulación de la cadera se definen varios ángulos, puntos de referencia y distancias.

Los ángulos definidos por el punto en la cadera son:

- **Plano Central [PC]:** es el plano paralelo al suelo y que pasa por el centro del eje de los pedales.
- **Plano Superior [PS]:** Es el Plano paralelo al suelo y que pasa por el punto de la articulación de la cadera.
- **Orientación de Cadera (Hip Orientation) [HO]:** es el ángulo que se forma desde el centro del eje de los pedales, hasta el centro de la articulación de la cadera.
- **Ángulo del Torso (Torso Angle) [TA]:** Es el ángulo que se crea entre el plano superior y la recta que se genera uniendo el centro de la articulación de la cadera con el centro de la articulación del hombro.
- **Configuración del Cuerpo (Body Configuration) [BC]:** Es el ángulo que se genera entre el HO y TA.

**Ilustración 2** Ángulos y puntos de referencia para pruebas de eficiencia Recumbent vs Upright



(Reiser y Peterson, 1998).

En la primera serie de experimentos se hicieron buscando la relación entre el desempeño y la posición de la cadera, para estas pruebas se dejó el ángulo TA se mantuviera siempre constante, mientras que el ángulo variaría respecto al Plano Central (PC) de -10 grados a 65 grados con incrementos de 25 grados. Los sujetos de prueba fueron 14 personas, con poca experiencia o nula experiencia en Recumbent. El ensayo consistió en que los sujetos harían la Prueba Wingate, en los diferentes ángulos anteriormente indicado (Too, 1991).

La Prueba Wingate es una prueba anaeróbica de laboratorio, actualmente es una de las reconocidas actualmente, es un test que prueba la capacidad anaeróbica, consiste en pedalear en un cicloergómetro durante 30 segundos a velocidad máxima. A partir de esta prueba se pueden determinar tres variables que ayudan a medir las capacidades anaeróbicas del músculo, los parámetros medidos en esta prueba son:

- **Potencia Máxima:** Es la potencia máxima alcanzada durante 5 segundos iniciales de la prueba de 30 segundos, este índice refleja la capacidad del músculo para descomponer o procesa ATP almacenado en él.
- **Potencia Media:** Es la potencia promedio desarrollada durante los 30 segundos que dura la prueba Wingate.
- **Índice de Fatiga:** representa la pérdida de potencia experimentada desde el momento en que se alcanza la máxima potencia y la finalización del test.

Las pruebas Wingate realizadas dieron en promedio los resultados que podemos encontrar en la Cuadro 1. Con base a los ensayos realizados, la combinación de "Orientación de Cadera" más eficiente fue donde HO fue de -10 grados respecto al plano central, ya que aunque la potencia máxima no fue la mayor en las pruebas, pues el índice de fatiga fue el mínimo, en donde se podría considerar la combinación de ángulos más efectivos realizados en esta prueba.

**Cuadro 1.** Resultados promedio a las pruebas "Wingate" en donde se varió el ángulo de "Orientación de Cadera" (HO) y se mantuvo continuo el "Ángulo de Torso" (TA)

Orientación Cadera (HO) [Grados]	-10°	15°	40°	65°
Ángulo de Torso (TA) [Grados]	90°	90°	90°	90°
Configuración de Cuerpo (BC) [Grados]	80°	105°	130°	155°
Potencia Máxima [W]	10.91	11.73	11.43	10.55
Potencia Promedio [W]	7.84	8.29	8.14	1.53
Índice de Fatiga [%]	47.9	49.6	49.8	49.4

(Too, 1991).

Luego se realizaron pruebas similares, sólo que en ésta oportunidad si se tomaría en cuenta una variación en el ángulo de Torso (TA en un rango de 60 a 120 grados para mantener la configuración de cuerpo en 105, las orientaciones de cadera (HO) se usaron en un rango de -15 grados a 45 grados en incrementos de 30 grados (Too, 1994).

**Cuadro 2.** Resultados promedio a las pruebas “Wingate” en donde varió el ángulo de orientación de cadera (HO), en este caso varió del ángulo de torso (TA).

Orientación Cadera (HO) [Grados]	-15°	15°	45°
Ángulo de Torso (TA) [Grados]	60	90	120
Configuración de Cuerpo (BC) [Grados]	105	105	105
Potencia Máxima [W]	12.14	12.29	11.68
Potencia Promedio [W]	9	9.27	8.73
Índice de Fatiga [%]	46	44.3	46.1

(Too, 1994)

Las pruebas Wingate realizadas variando el ángulo de torso (TA), junto con la variación del ángulo de cadera (HO) revelaron que la combinación de ángulos que menor índice de fatiga da es la combinación de HO de 15 grados y de ángulo de torso de 90 grados, con un índice de fatiga de 44.3 % (Too, 1994).

El resultado obtenido en ambas pruebas se pudo comprobar que la posición del usuario tiene implicaciones en la eficiencia en el aprovechamiento de la potencia humana. En el respecto de que si la configuración Upright o la Recumbent es la más eficiente se realizaron el mismo tipo de pruebas donde los resultados de los estudios probaron ser inconclusos para revelar cual configuración es la más eficiente (Reiser, y otros, 1998).

**3. Requerimientos de una bicicleta según regulaciones establecidas.** Debido a la falta de regulaciones guatemaltecas sobre este tema y a la cercanía comercial de los Estados Unidos con Guatemala, se optará por algunas regulaciones norte americanas y tomarlas como la norma para definir los componentes básicos necesarios para complementar el diseño de una bicicleta. Según la “Consumer Product Safety Commision” (-CPSC- por las siglas en inglés para Comisión de Seguridad de Productos para el Consumidor de Estados Unidos) define en el Código Federal de Regulaciones del 2012 en su Título 16, parte 1512, los requerimientos que una bicicleta debe cumplir para ser reconocida como tal. Los requisitos que debe cumplir una bicicleta son:

**a. 1512.4 Requisitos mecánicos**

1) **Inciso (c) Integridad Estructural.** La estructura debe mantener la integridad estructural, no presentar ninguna falla en las uniones o en los elementos que lo componen.

2) **Inciso (i) Cables de Control.** Todas las terminaciones de los cables de control accesibles deben tener protectores para evitar puntas peligrosas, que puedan provocar accidentes.

3) **Inciso (j) Abrasión de cables de control.** Todos los cables de control deben tener elementos específicos para evitar la abrasión de los mismos contra partes fijas.

**b. 1512.5 Requisitos para sistemas de freno**

1) **Inciso (a) Sistema de Frenos.** Toda bicicleta (y todos los vehículos que se encuentran dentro de la definición como triciclos y cuadríciclos, entre otros) debe tener un sistema de frenos en la(s) rueda(s) de atrás y de adelante, o en caso contrario al menos en la(s) rueda(s) trasera(s).

2) **Inciso (b) Manillar de freno (freno de Mano).** Los manillares de freno deben ser probados al menos 10 veces, con fuerza suficiente que el manillar alcance el manubrio y estos deben no presentar ninguna falla o rajadura

3) **Inciso(C) Distancia de Frenado.** Toda bicicleta (o vehículo que entre su definición) con una persona aborde de al menos 68.1 kg o 150 lb, equipada con frenos de manillar (o de mano) debe detenerse dentro de una distancia de definida por el renglón 1512.18(d), donde se define las condiciones y la forma de evaluación (ver Cuadro 3).

**Cuadro 3** Parámetros de prueba para frenado según 1512.18.

<b>Condiciones de área de Prueba</b>	El área de prueba debe ser plana, asfaltada o pavimentada, con total ausencia de agregados que puedan reducir la fricción (i.e. Arena, tierra, entre otros). Así también debe ser lo suficiente larga para realizar la prueba, la cual se debe llevar a cabo en línea recta
<b>Velocidad del Viento</b>	La velocidad del viento en el momento de pruebas debe ser menor a 11 km/h (7 mph)
<b>Usuario</b>	El usuario debe ser de al menos 60 kg (150 lb) y máximo de 91 kg o 200 lb, el cual debe mantener la posición normal de operación del vehículo durante la prueba.
<b>Velocidad de Prueba</b>	24 km/hr o 15 mph
<b>Distancia de frenado de prueba</b>	4.57 m o 15 ft

Continuación Cuadro 3	
<b>Cantidad de Pruebas</b>	Las pruebas de frenado deben ser al menos repetidas 4 veces. Ya que se necesitan suficientes pruebas para poder promediar los resultados
<b>Razones de Anulaciones o rechazo de Prueba</b>	<p>1. Corrección de velocidad de frenado Se debe usar la ecuación de corrección de velocidad de frenado con la ecuación:</p> $S_C = \left(\frac{V_S}{V_M}\right)^2 S_m$ <p>Dónde: Sc es la velocidad corregida de frenado Vs es la velocidad especificada para la prueba Vm es la velocidad medida en la prueba Sm es la distancia medida de frenada en la prueba</p> <p>La prueba será anulada si la velocidad medida de la prueba sea más o menos de la velocidad establecida por la norma de 1.5 km/h o 0.9 mph.</p> <p>2. Se rechazará la prueba si las ruedas se bloquean y derrapan.</p>

c. **1512.8 Requisitos de cadenas propulsoras.** El juego de cadenas debe funcionar con piñones sin que se den saltos. La tensión de la cadena no debe superar los 8010 N (1800 lbf).

d. **1512.9 Requisitos para guardas protectoras.**

1) **Inciso (a) Guardas Cadenas.** Las bicicletas que tienen un piñón o plato delantero sencillo y un piñón trasero sencillo deberán tener una guarda que cubra la parte superior de la cadena y que cubra al menos 90 grados del perímetro del plato conductor.

2) **Inciso (b) Guarda Cambios.** Los dispositivos de cambios deberán tener una guarda para evitar que la cadena se enrede o se produzcan sobre saltos en los piñones.

4. **Apoyo eléctrico.** Como se ha mencionado anteriormente la configuración Recumbent es muy eficiente, así como cómoda, pero no es lo suficiente, para desplazar a otros vehículos tradicionales tales como la motocicleta para ser utilizado como vehículo alternativo dentro de la ciudad. La unión entre la eficiencia aprovechando la potencia del ciclista y complementarla con algún método de apoyo podría representar que muchos usuario, que por muchas razones, tal como por no tener una constitución física idónea para el ciclismo tradicional, dejen el transporte tradicional el cual contamina y usar un sistema amistoso con el ambiente.

El complemento ideal sería en este caso de concatenar la potencia generada por el ciclista y la potencia generada por un motor eléctrico, obviamente para reducir la fatiga del usuario y aumentar el rango de operación (el que está actualmente delimitado por la condición física de la persona).

El sistema híbrido de potencia humana y potencia eléctrica vendría a ser uno de los más eficientes y de los más fáciles de implementar actualmente, debido a que la tecnología ha sido altamente probada. Así pues las bicicletas eléctricas han existido casi desde que se inventó la configuración Upright, pero no es hasta casi recientemente, que la tecnología en motores y baterías está alcanzando a la aplicabilidad (Morchin, y otros, 2006), así pues la novedad de esta idea es la aplicación de este principio a un triciclo Recumbent, cuya la configuración de triciclo es bastante novedoso y objetivo para la realidad guatemalteca, al igual que el apoyo eléctrico.

## **B. Diseño del sistema**

El diseño del sistema se basó en la premisa de desarrollar y proponer un método alternativo de transporte urbano que cumpla con las características del concepto de “ciclismo o conmutador urbano” perfeccionado actualmente en varias ciudades de Europa, como Barcelona, Copenhague y Ámsterdam, por mencionar algunas, agregándole a este la capacidad para transportar una cantidad de carga. Lo cual se puede adaptar perfectamente a la realidad guatemalteca donde normalmente se usan motocicletas para transportar cargas ligeras como paquetes, mercadería, documentos incluso pasajeros.

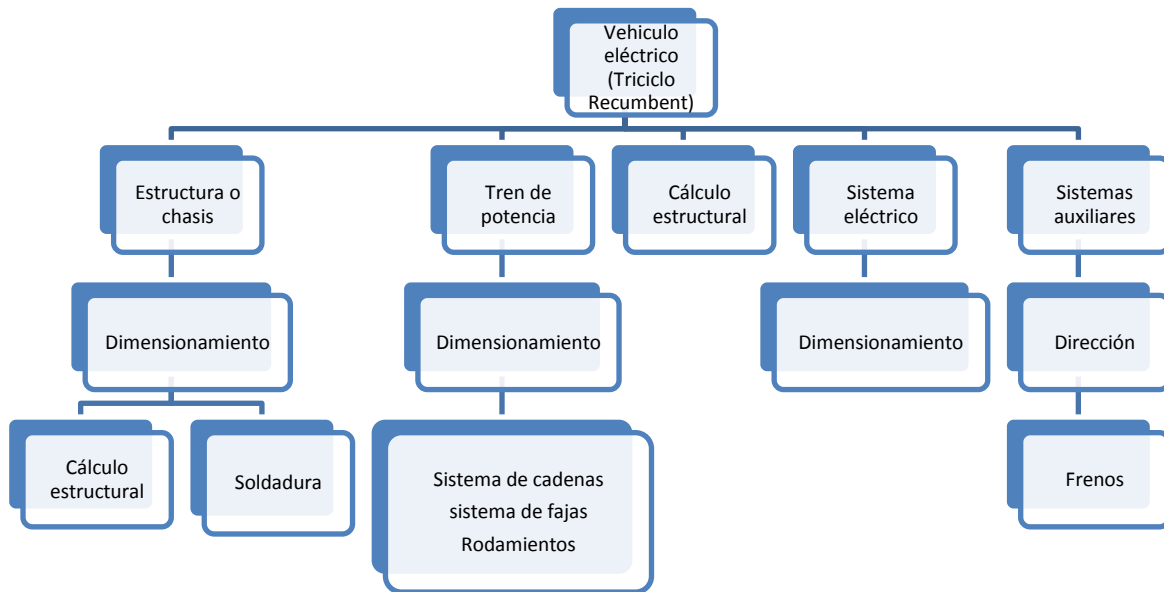
Con base a lo anterior este trabajo pretende diseñar un vehículo “híbrido”, que se mueva a partir de la potencia generada por un ser humano y está apoyada por un sistema de propulsión eléctrica, esta integración de potencias se traduce en un aumento de la potencia final entregada por el sistema haciéndolo más eficiente. Esta eficiencia se puede traducir en el aumento de la capacidad de carga, velocidad o en la disminución del esfuerzo para que una persona común que no cuenta con la condición física necesaria para desarrollar la potencia necesaria para poder usar efectivamente un medio de transporte alternativo como una bicicleta, y por lo tanto haciendo pues más cómodo su uso. Ya que el fin mayor es reducir la dependencia de medios tradicionales como automóviles y motocicletas para recorrer distancias cortas, lo que repercutiría en la reducción en las cargas vehiculares en las calles de la ciudad de Guatemala, reducción de emisiones de gases de invernadero y disminución del consumo de combustibles no renovables.

Uno de los contratiempos encontrados durante el proceso de desarrollo fue que para bicicletas no existen estándares, ya que cada fabricante tiene sus propias normas y las pocas normas o regulaciones comunes entre fabricantes no son establecidos por alguna organización rectora ni nada parecido, sino que son más normas implícitas, un ejemplo es el de las cadenas de propulsión, donde según el estándar industrial (ANSI/AMSE B29.1) recomienda cadenas totalmente diferentes a los que se utilizan normalmente en esta aplicación. Así mismo en el caso del cálculo de las soldaduras no hay estándares en lo absoluto, ya que muchos de los fabricantes

toman como ventaja comercial los métodos de construcción de sus estructuras, por lo que las soldaduras y las formas de cálculo de cada estructura de bicicleta que llega al mercado de las marcas líderes, han pasado una serie de pruebas, junto a los diferentes normas propias para determinar si son lo suficientemente resistente o en otros casos son flagrantemente sobredimensionadas.

El proceso de diseño se seccionará en las áreas representadas en la Ilustración siguiente:

**Ilustración 13.** Diagrama de las áreas que cubre el proyecto.



1. **Definición de especificaciones previas.** Como un paso importante para el proceso de diseño del vehículo híbrido alternativo, se ha definir ciertas características del diseño previo a su dimensionamiento y cálculo.

Debido a que el objetivo de este trabajo, es el de diseño de un prototipo de medio de transporte híbrido, se determinarán lineamientos generales del vehículo que deberán cumplir. Ya habiendo determinado que el vehículo será de configuración Recumbent, debido a su eficiencia en el aprovechamiento de la potencia humana. En lo que respecta en el proceso de diseño y análisis será necesario definir características más específicas.

a. **Triciclo.** El vehículo como se ha especificado anteriormente será de configuración Recumbent, pero es necesario llegar a determina qué tipo de bicicleta será; ya que parte de la propulsión de la bicicleta es de origen eléctrico, que se deberá considerar el equipo necesario para el funcionamiento del mismo (baterías, motor y controlador), peso que se aproxima a los 50 kg (110.27 lb); así pues también con el prototipo busca comprobar que este tipo de vehículo es práctico y que en un futuro el vehículo basado en este se convierta en un vehículo de transporte

de carga o personas, por lo cual la estructura del prototipo debe tener las posibilidades de que se agrande su dimensión y capacidad de carga.

Ya considerado lo anterior se seleccionó la configuración Recumbent, la cual es poco conocida en el ámbito nacional. De acuerdo a lo anterior se decidió que el vehículo sea un triciclo. Esta selección se llevó a cabo, ya que de esta configuración de bicicleta es más estable y por lo tanto será más seguro, no sólo para el equipamiento, si no para la persona que opere el prototipo, lo que podría ayudar a distribuir mejor la carga o llevar más cómodamente personas a bordo del vehículo en una versión más grande y mejorada.

**2. Estructura o chasis.** Esta área del proyecto es una de las más importantes del desarrollo, ya que es donde el ciclista, el equipo y la carga se pondrán, si esta estructura falla en algún punto puede provocar algún accidente.

A una estructura o chasis, la podemos definir como un conjunto de elementos estáticos, capaces de soportar fuerzas o cargas de transmitirlos a los apoyos a través de la misma, en función para que esta sea estable y resistente (Fritzgerald, 1996). Para el sostenimiento de la estructura el diseñador deberá aprovechar de la resistencia interna de los diferentes elementos que constituyen la estructura, resistencia que se le llama esfuerzo, los esfuerzos son lo que hace que los elementos de una estructura soporten las cargas externas a las que estará expuesta.

Los esfuerzos que los elementos proveerán a la estructura o chasis serán de cuatro tipos principales, los cuales harán que la estructura soporte las cargas. El primer tipo de esfuerzo es la tracción, este esfuerzo se da cuando una carga tiende a estirar un elemento estructural. El siguiente tipo de esfuerzo en la lista es el de compresión, este esfuerzo es la propiedad de los elementos estructurales que se resiste cuando una carga trata de aplastar al elemento. En tercer lugar tenemos al esfuerzo de flexión, este esfuerzo es la propiedad del elemento estructural que evita que se doble, cuando una fuerza o carga se le aplica a un costado del mismo, este esfuerzo típico que caracteriza a las vigas en alguna construcción. El siguiente esfuerzo básico es el de la torsión, este es muy importante ya que se es el que es el que opone resistencia, cuando una carga intenta retorcer al elemento estructural.

La estructura que se diseñó para la construcción del triciclo, se consideró que estará expuesta al menos a varias cargas, por lo cual la estructura deberá, o más bien los elementos estructurales deberán tener las propiedades necesarias para soportar las mismas. Así pues también se ha de tomar en cuenta esto en las uniones y soldaduras que son necesarias para armar la estructura.

Una decisión importante en el diseño fue que la dirección de triciclo será en la rueda trasera, debido a que esto ayuda a que el radio de giro del vehículo sea más pequeño, otra razón es que la potencia es más eficientemente aprovechada en la propulsión del vehículo si se transmite a las dos ruedas delanteras. A partir de esta especificación se decidió que la dirección funcione por medio de palancas, en un arreglo similar a como se conducen ciertos tipos de maquinaria de construcción (mini cargadores, tractores D6, entre otros).

a. **Dimensionamiento.** La estructura se desarrolló a partir de la idea de crear un vehículo propulsado por potencia humana, de la configuración Recumbent, se decidió que el vehículo sea un triciclo, por ser más estable para las diferentes condiciones de operación.

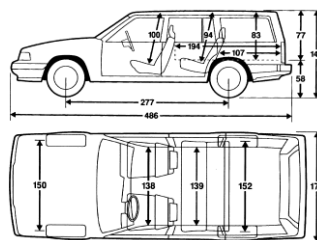
Ya definido la configuración del vehículo se procedió para el dimensionamiento del prototipo. Este procedimiento se inició definiendo restricciones de tamaño, con base a los estudios realizados durante la década de los noventa (Too, 1994), se determinaron que ángulos y longitudes se usaron para el dimensionamiento ergonómico. Se optó por la combinación de ángulos en los cuales el índice de fatiga es la menor, las combinaciones de ángulos se pueden apreciar en la Cuadro 4:

**Cuadro 4** Combinación de ángulos en Recumbent, seleccionados donde la fatiga es mínima.

<b>Orientación Cadera (HO)</b> [Grados]	15°
<b>Ángulo de Torso (TA)</b> [Grados]	90°
<b>Configuración de Cuerpo (BC)</b> [Grados]	105°
<b>Potencia Máxima</b> [W]	12.29
<b>Potencia Promedio</b> [W]	9.27
<b>Índice de Fatiga [%]</b>	44.3

Ya determinadas las restricciones de diseño respecto a los ángulos que deberán cumplir la posición del ciclista, se determinaron ciertas limitaciones de tamaño, ya que para la serie de pruebas el triciclo se debe transportar, y este debía caber dentro de algún transporte disponible, el que sería una camionetilla Volvo 1993, por lo cual el tamaño del triciclo debía adaptarse al espacio disponible, con pocos cambios o partes a desarmar para que entre en el área de carga. El espacio de carga del transporte disponible tiene un largo de 194 cm de largo con 139 cm de ancho en su parte más angosta y 83 cm de alto en la parte más baja (Ver Ilustración 4).

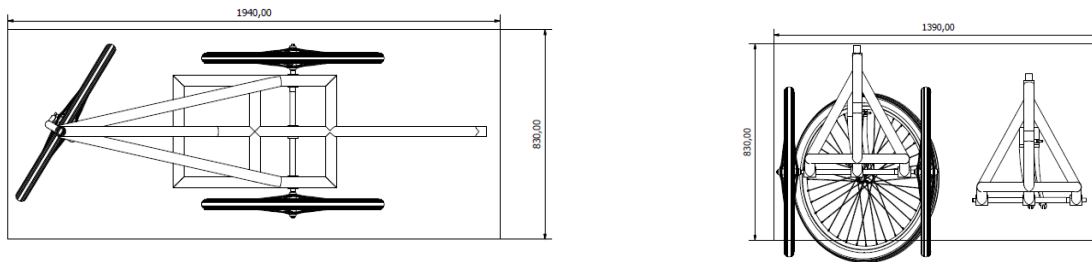
**Ilustración 14** Diagrama representativo de la camionetilla usada para transporte del prototipo (Dimensiones en cm)



(Manual de Usuario Volvo 960 (Volvo Car Corp., 1993)).

Ya determinado el espacio disponible para el prototipo, se creó un cubo imaginario en donde debía caber para ser transportado, y así también cumplir con las restricciones de ángulos para la posición del ciclista.

**Ilustración 15** Representación gráfica del vehículo dentro del "Cubo Imaginario" de espacio en el transporte disponible. Ilustración 15-a) Vista de Planta del vehículo dentro del espacio. Ilustración 15-b) Vista en elevación donde se puede observar la necesidad de reducir las ruedas o desmontarlas (Dimensiones en mm).

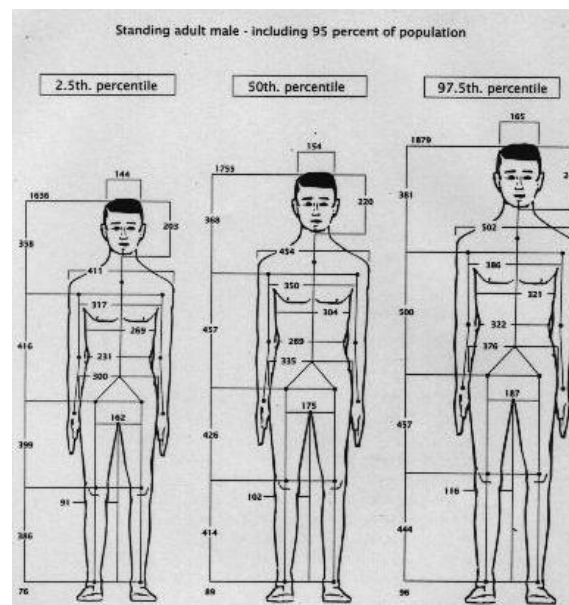


15-a)

15-b)

Ya que el vehículo debe ser apto para un usuario de proporciones estándar, se optó por considerar proporciones medias en Guatemala, éstas se encuentran en el percentil 50 de los tamaños estándar del mundo, la estatura total del ciclista estándar guatemalteco, la cual es de 1665 mm, por lo cual la distancia del punto de articulación del tobillo y el punto de articulación de la cadera es de 840 mm (Ver Ilustración 16).

**Ilustración 16** Proporciones del hombre de pie en mm, el guatemalteco promedio se encuentra en el percentil 50



([www.machinehead-software.co.uk](http://www.machinehead-software.co.uk)).

Tomando en cuenta las restricciones anteriormente descritas las dimensiones mínimas del prototipo deberán ser las dimensiones expuestas en la Cuadro 5, así pues como la configuración del triciclo será tal como se representa en la Ilustración 7.

**Cuadro 5** Comparación de las dimensiones de la estructura y las dimensiones disponibles en transporte.

	Estructura (mm)	Disponible (área de Carga) (mm)
<b>Largo</b>	1696	1940
<b>Ancho</b>	667	1520
<b>Alto</b>	865	830

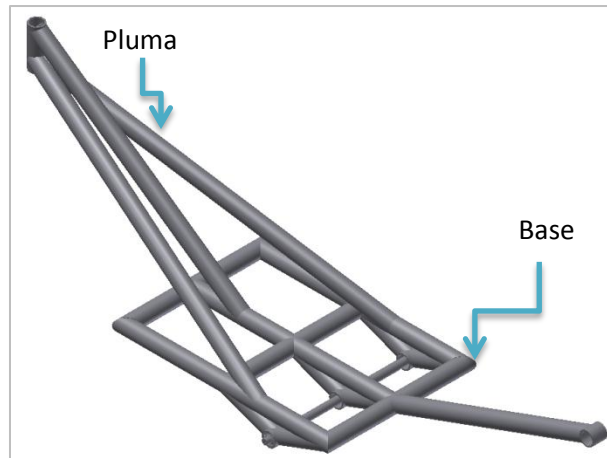
**Ilustración 17** Representación de la configuración del Triciclo Prototipo.



Es de resaltar que el alto del vehículo es determinado por el radio de las ruedas (ilustración 15), problema que puede ser fácilmente corregido sustituyendo la rueda de 660 mm (26 in), por un diámetro menor que se encuentre en el estándar ISO 5775 (estándar específico para ruedas y llantas de bicicletas), así pues como es común que se recomienda que para los triciclos y bicicletas de configuración Recumbent se utilicen ruedas de 609 mm (24 in), estándar correspondiente a las llantas y ruedas. Pero para la construcción del prototipo sólo se tuvieron disponibles las ruedas de 660 mm (26 in), por lo cual que al transportar el prototipo se podrán retirar del eje.

La estructura del chasis fue pensada para cumplir primero con la posición y ángulos que debe tener el usuario, para aprovechar la eficiencia de la configuración Recumbent, así también como para poder colocar los diferentes elementos que debe tener a bordo. La configuración del chasis se puede dividir en dos secciones, la parte donde va la carga útil (Usuario y equipo) la cual se denominó base, y la sección trasera (donde se encontrará la dirección del vehículo), la cual se nombró como “pluma”; esta sección como característica especial es que sobresaldrá tal como una viga en voladizo (ver Ilustración 18).

**Ilustración 18** Diagrama representativo del chasis del triciclo e identificación de las secciones del mismo.

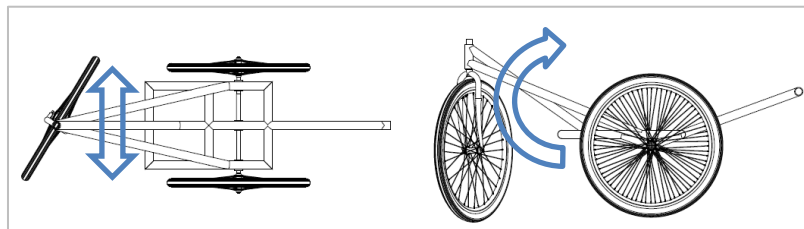


La base de la estructura se decidió que fuera cuadrada, por dos razones: primero porque es más fácil de calcular y construir. La facilidad de calcular se debe a que es una configuración simétrica, por lo cual solo al calcular la mitad de la estructura automáticamente se tiene la otra mitad, ya que también ya que la poca experiencia personal en cuanto al proceso de soldadura, fue recomendado utilizar una configuración sencilla para armar. En segundo lugar fue más fácil colocar los elementos necesarios para el funcionamiento del triciclo híbrido.

La posición del eje se seleccionó cerca del punto donde se encontrará la principal carga a bordo del vehículo, el ciclista y el motor. Se optó por eso, ya que así la carga estaría directamente aplicada sobre el eje y así el vehículo estaría mejor asentado en el suelo, para que la potencia sea aplicada en una manera más eficiente.

Una de las especificaciones previas de diseño es que se optó por que la dirección del triciclo se encuentre en la rueda trasera, la que quedaría en un voladizo, tal como se indicó anteriormente, en la “pluma”; dado que esta sección estará expuesta a fuerzas laterales, así como a fuerzas verticales, harán que esta sección tienda a rotar debido al momento generado por las diferentes cargas sobre el triciclo (ver Ilustración 18). Por estas razones se decidió que la “pluma” esté compuesta por tres elementos estructurales, dos laterales para contrarrestar las fuerzas aplicadas a los lados y uno central para contrarrestar la fuerza vertical, que provocaría la rotación de la pluma respecto a la estructura del chasis.

**Ilustración 19** Representación gráfica de las fuerzas laterales (a) y al momento debido a la carga (b).



b. **Cálculo estructural.** Ya una vez establecidas las restricciones y dimensiones que debe tener el triciclo, se procedió a hacer los cálculos necesarios, para que el chasis del vehículo soportara las cargas a las que estaría expuesto, de una manera segura y eficiente.

1) **Selección de material y sección estructural.** Para construir la estructura se decantó por tubería redonda, ya que para este tipo de estructura es la más recomendable, desde el punto de vista de los momentos de inercia, ya que son menores (en todos los ejes), lo que se podría decir que es más difícil flexionar estos elementos bajo cargas; así también la capacidad de transmitir equitativamente en toda su superficie las cargas, caso contrario en los perfiles rectangulares o cuadrados (ver Cuadro 6). Así mismo se recomendó por la corta experiencia en cuanto a soldadura la selección de un perfil de tubería lo suficientemente grueso y grande para que fuera más sencillo el armado. Así pues para el diseño se ha de elegir un material, el cual no sólo debe ser accesible y de costo razonable, sino que también fuera resistente. El manual de AISC, recomienda un Acero ASTM A53 Grado B, para este tipo de aplicaciones, además en el mercado guatemalteco es de fácil acceso (las propiedades del acero ASTM A53 se pueden ver en la Cuadro 7). Las propiedades del material tanto como el perfil a utilizar son de suma importancia para el cálculo estructural, para así determinar si los elementos soportarán las cargas a las cuales estarán expuestos.

**Cuadro 6.** Comparación de momentos de inercia para tubos redondos, cuadrados y rectangulares de dimensiones parecidas. Datos tomados del Manual de Construcción con Acero de la AISC.

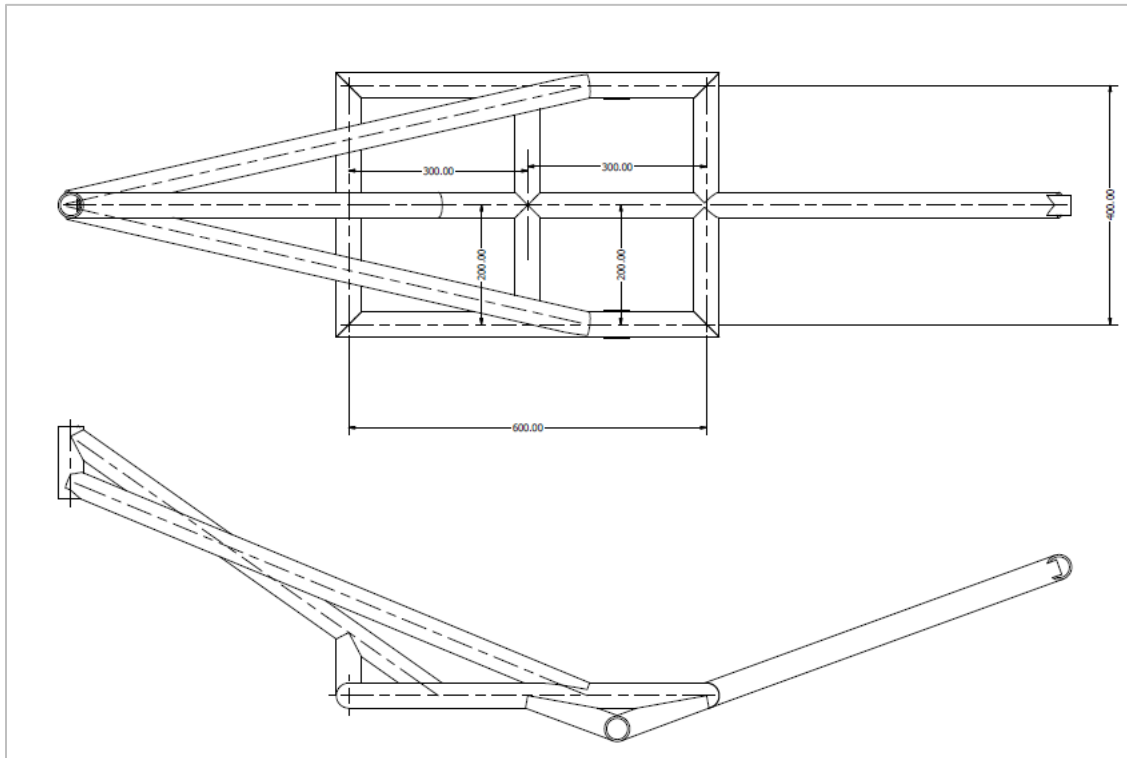
Tubo redondo			Tubo cuadrado			Tubo rectangular		
Diámetro Externo	<u>In</u> 1.66	<u>m</u> 0.042	Tamaño nominal	<u>in</u> 2.5*2.5		Tamaño nominal	<u>In</u> 2.5*1.5	
Diámetro Interno	1.38	0.035	Grueso pared	<u>in</u>	<u>m</u>	Grueso pared	<u>in</u>	<u>m</u>
Grueso Pared	0.140	0.0035		0.1875	0.0047		0.1875	0.0047
Inercia eje X (Ix)	<u>In<sup>4</sup></u> 0.195	<u>M<sup>4</sup></u> 8.11E-8	Inercia eje X (Ix)	<u>In<sup>4</sup></u> 0.242	<u>M<sup>4</sup></u> 1.007E-7	Inercia eje X (Ix)	<u>In<sup>4</sup></u> 0.920	<u>M<sup>4</sup></u> 3.83E-7
Inercia eje Y (Iy)	0.195	8.11E-8	Inercia eje Y (Iy)	0.242	1.007E-7	Inercia eje Y (Iy)	0.405	1.68E-7
Módulo de sección (Z)	<u>In<sup>3</sup></u> 0.324	<u>M<sup>3</sup></u> 5E-6	Módulo de sección (Z)	<u>In<sup>3</sup></u> 0.423	<u>M<sup>3</sup></u> 7E-6	Módulo de sección (Z)	<u>In<sup>3</sup></u> X: 1.15 Y: 0.793	<u>M<sup>3</sup></u> X: 1.9E5 Y: 1.3E5

(American Institute of Steel Construction, Inc. 1994).

Cuadro 7 Propiedades del Acero ASTM A36.

Acero ASTM A53	PSI	MPA
Esfuerzo Ultimo a la tensión (Su)	60,000	413
Límite de elasticidad (Sy)	36,000	248.21

Ilustración 20 Diagrama representativo estructura básica o chasis del vehículo.



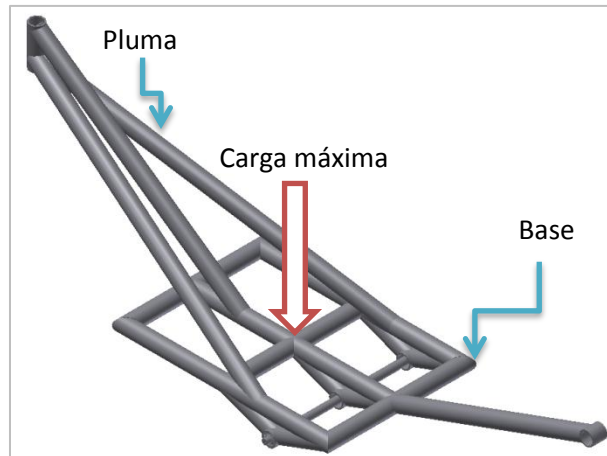
2) **Análisis estructural.** En el proceso de diseño de la estructura o chasis donde ya una vez se determinaron las diferentes restricciones de diseño, así como también se escogieron los elementos estructurales y el material de los mismos, se determinó si estas selecciones de perfil estructural y material son las apropiadas para las cargas a la cuales estos estarán expuestos.

a) **Base.** La sección de Base del chasis está conformada por siete elementos, los cuales se denominaron Largos (600 mm), Frontal y Trasero (400mm) y los laterales (200 mm) (ver Ilustración 1). La base está pensada para llevar la carga útil (usuario, carga y equipo), básicamente esta sección es la que soporta la carga principalmente y es esta sección la responsable de distribuir de una manera eficiente las cargas aplicadas.

Para esto se llevó a cabo un análisis por medio técnicas de mecánica de materiales, específicamente de análisis de vigas, ya que se puede hacer una aproximación de cada elemento estructural como una viga empotrada en uno o ambos extremos (cuando se dé el caso), esto se debe a que en los extremos de los elementos estructurales donde se hacen uniones por soldadura

se toma como un empotramiento. Así pues, para el análisis se asumió una masa máxima de operación de 170 kg, para que el peso se tome como fuerza ( $W_f$ ) para determinar si los elementos estructurales no fallarían bajo esta carga máxima.

**Ilustración 21.** Chasis del triciclo y representación de la aplicación de la carga máxima de operación para análisis.

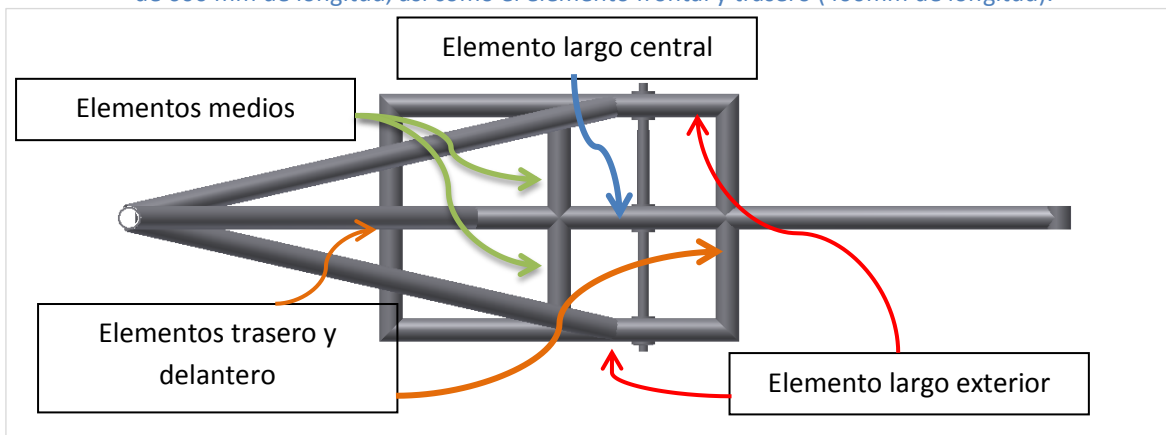


La carga máxima se estimó por motivos de simplificación del proceso de análisis, se decidió que fuera una fuerza que se aplica puntualmente en el centro de la estructura (En la “base”), para que se pueda distribuir de una manera más equitativa en la estructura (ver Ilustración 21).

(i) **Elemento largo.** Los elementos largos (Ilustración 22) de la sección de base de la estructura de triciclo, son los elementos de 600 mm de largo en la base. La función básica de estos elementos que soportan en mayor proporción las cargas a las cuales la estructura estará expuesta.

Ya que los elementos largos son similares, y lo que varía es la carga que se aplica dada la distribución que se da dentro de la estructura, siendo en el elemento central de la base la que soportaría la carga máxima, por lo cual en cuanto a los elementos largos de la base sólo se analizó este elemento y uno de los elementos largos externos, los cuales son iguales en ambos extremos.

**Ilustración 22.** Vista de planta del chasis del triciclo, para identificar los elementos largos (central y exteriores) de 600 mm de longitud, así como el elemento frontal y trasero (400mm de longitud).



El análisis del elemento central se llevó a cabo con las herramientas dadas para análisis de este tipo de condiciones en vigas, las condiciones de estos elementos se tomarán como vigas empotradas en ambos extremos, esto se debe a que las soldaduras en los extremos anulan las reacciones y momentos que se dan en esos puntos. Las herramientas que se usarán para el análisis de los elementos estructurales en estas condiciones serán las siguientes (American Forest & Paper Association, 2005):

**Ecuación 1** Momento máximo.

$$M_{max} = \frac{P * L}{8}$$

**Ecuación 2** Fuerza cortante.

$$V = \frac{P}{2}$$

**Ecuación 3** Deformación máxima.

$$\Delta_{max} = \frac{P * L^3}{192 * E * I}$$

**Ecuación 4** Esfuerzo de flexión máxima.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{Z}$$

El análisis de resistencia del elemento largo central de la base, tal como se mencionó anteriormente, donde se llevó a cabo tomando cada elemento estructural como una viga biempotrada con la carga aplicada (P) en el centro del mismo. Los datos obtenidos del análisis del elemento central se pueden apreciar en el Cuadro 9.

**Cuadro 8** Información para el análisis de los elementos estructurales.

Sección	Tubo 1.25 in (Nominal)
<b>Datos disponibles para análisis</b>	
Carga o fuerza de peso ( $W_f$ )	1667.13 N
Largo (L)	600 mm
Módulo de sección (Z)	5.309E-6 m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad (E)	1.99E11 Pa
Momento de inercia sección (I)	8.11E-8 M <sup>4</sup>
Esfuerzo de fluencia ( $\sigma_y$ ó $S_y$ )	248.21 MPa
Grado de seguridad (n)	1.5
Esfuerzo admisible ( $\sigma_{Adm}$ ó $S_{adm}$ )	165.33 MPa

**Cuadro 9** Datos obtenidos del análisis de los elementos largos de la estructura, análisis como viga empotrada en ambos extremos.

Datos obtenidos en análisis	
Momento Máximo ( $M_{max}$ ) (Ecuación 1)	125.035 N-m
Cortante (V) (Ecuación 2)	833.56 N
Deflexión Máxima ( $\Delta_x$ ) (Ecuación 3)	0.115567 mm
Esfuerzo de Flexión máxima ( $\sigma_{max}$ ó $S_{max}$ ) (Ecuación 4)	23E6 Pa

Para el análisis se dispone que el grado de seguridad (n) para el diseño de la estructura sea de 1.5, este grado fue seleccionado, pues se recomienda que para condiciones donde no se conocen todas las influencias sobre la estructura, pero si las características y el comportamiento del material; por lo que se ha de elegir un grado de seguridad de al menos 1.5 (Mott, 2004); así mismo a partir del esfuerzo de fluencia ( $\sigma_y$  ó  $S_y$ ) de 248.21 MPa para el Acero ASTM A53 y el grado de seguridad “n” antes determinado, se obtuvo un esfuerzo admisible ( $\sigma_{Adm}$  ó  $S_{Adm}$ ) con la ecuación:

**Ecuación 5** Esfuerzo admisible

$$\sigma_{Adm} \text{ ó } S_{Adm} = \frac{\sigma_y \text{ ó } S_y}{n}$$

Lo anterior permitió determinar que el esfuerzo admisible de manera segura está alrededor de 165.33 MPa, este valor es importante ya que es un parámetro de comparación para determinar si el elemento estructural soportará la carga.

De los datos obtenidos del análisis, se puede determinar que de manera sobrada los elementos largos de la base del chasis soportarán las cargas a las que puede estar expuesta, además si se compara el esfuerzo máximo de flexión del elemento central ( $\sigma_{max}$ ) de 23 MPa con el esfuerzo admisible de 165.33 MPa; a partir de esto se puede decir que el elemento estructural soportaría 7 veces más de carga que lo esperado, por lo que se puede afirmar que este elemento no fallará, y por lo tanto se puede inferir que los demás elementos largos de la base soportarían las cargas. A pesar de la afirmación anterior, igual se realizó el cálculo y análisis de cada uno de los elementos “largo externo”, donde estos elementos tienen un largo igual de 600 mm solo con la diferencia de que la carga a la que se estaría expuesta sería de un cuarto de la carga máxima ( $W_f$ ).

El análisis de uno de los elementos largos externos de la base da como resultado que el esfuerzo máximo de flexión del elemento central ( $\sigma_{max}$ ) es de 5.88 MPa, al igual que en el elemento central el esfuerzo admisible es bastante más grande, por lo que se determina que estos

elementos al igual que el central, soportarían una carga muchísimo más grande que la que se espera que los afecte.

(ii) **Elementos delanteros y traseros.** Los elementos trasero y delantero, son los miembros estructurales que unen los tres elementos largos de la estructura, estos tienen un largo de 400 mm. Estos elementos están bajo el efecto de un cuarto de la carga de operación, ya que esta carga se ha distribuido efectivamente en el resto de miembros de la estructura (Ver Ilustración 2).

En cuanto a los elementos frontales y traseros, se determinó que los esfuerzos máximos de flexión ( $\sigma_{max}$ ) de estos, ronda aproximadamente de 3.92 MPa, siendo esto producto de un cuarto de la carga máxima ( $W_f$ ) de 1667.13 N (ésta disminución en la carga se debe a la distribución de las fuerzas en la estructura) aplicada en el elemento largo central. Al igual que los demás elementos, el elemento frontal y Trasero soportarían sobradamente la carga de diseño estipulada.

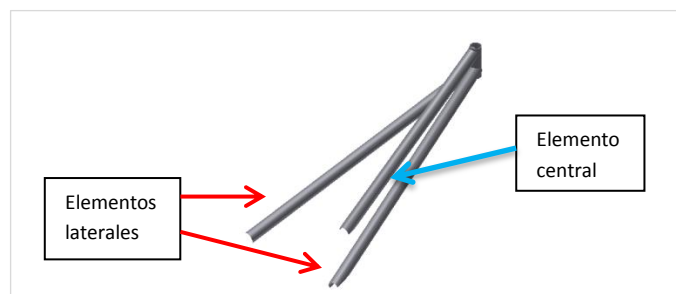
A pesar que se demostró que estos elementos soportarían un cuarto de la carga, también se realizó el análisis para determinar si soportaría la carga completa de diseño, a través de este análisis se determinó que  $\sigma_{max}$  de estos ronda aproximadamente de 15.70 MPa, el cual es bastante menor al esfuerzo necesario, para que este elemento estructural falle.

(iii) **Elementos medios.** Los elementos del medio son los miembros estructurales que unen los elementos largos externos con el elemento central de la estructura, estos elementos tienen un largo de 200 mm. Aunque se espera que estos soporten un cuarto de la carga de diseño, se realizó el análisis para determinar si soportarían la carga máxima.

En cuanto a los elementos medios, se determinó que los esfuerzos máximos de flexión ( $\sigma_{max}$ ) de estos ronda aproximadamente de 7.85 MPa, producto de la carga máxima ( $W_f$ ) de 1667.13 N aplicada. Al igual que los demás elementos, los medios soportarían sobradamente la carga de diseño estipulada.

b) **Pluma.** Así como se analizaron los elementos de la “base” del chasis, se llevó a cabo un análisis de la estructura de los elementos de la “pluma”. A estos elementos tal como se mencionó anteriormente, se les nombró “elemento central”, el que se encuentra al centro de la pluma y los elementos Laterales que obviamente se encuentran alrededor del elemento central (Ver Ilustración 23).

**Ilustración 23** Representación gráfica de la sección del chasis de la estructura, nombrada "pluma".



Para el análisis estructural de los elementos que componen la sección de cola o pluma, se realizó la aproximación de que cada uno de los elementos como una viga en voladizo, donde los llamados elementos laterales y el elemento central (ver Ilustración 23) estarían bajo la influencia de cargas por los lados, así como por cargas verticales.

Así mismo para el análisis se determinó que la carga se ha de distribuir entre los elementos de la “pluma”, por lo cual la carga efectiva  $W_f$  se dividirá en tres partes iguales. En el caso las herramientas de análisis para este caso se usaron las ecuaciones específicas (American Forest & Paper Association, 2005):

**Ecuación 6** Momento máximo (en plano n).

$$M_{max} = \frac{1}{3} W_f * L$$

**Ecuación 7** Fuerza cortante (en plano n).

$$V = \frac{1}{3} W_f$$

**Ecuación 8** Deformación máxima.

$$\Delta_{Max} = \frac{\frac{1}{3} W_f * L^3}{3 * E * I}$$

**Ecuación 9** Esfuerzo de flexión máxima.

$$\sigma_{maxTotal} = \frac{M_{maxTotal}}{Z}$$

Dado que la configuración de la “pluma” es inclinada y las cargas ( $W_f$ , que en esta sección tomará el símbolo P) totalmente verticales, se concluye directamente que las cargas en este eje de acción se descompondrán en sus respectivas componentes (Px, Py y Pz) cuando actúan sobre el elemento estructural que se analiza; así como se mencionó anteriormente la magnitud de la fuerza se distribuirá dentro de los elementos de la pluma. Por lo tanto la carga aplicada sobre cada elemento de la pluma en realidad es un tercio de la carga aplicada. Dado que la acción de una de las cargas componentes afectará a los elementos de manera perpendicular y la otra de manera axial al elemento, esto generará dos tipos de esfuerzos sobre el elemento, el anteriormente mencionado esfuerzo de flexión y el esfuerzo normal. El esfuerzo normal es la relación entre carga y el área del elemento en el cual la carga que se aplica, se puede definir por la ecuación:

**Ecuación 10** Esfuerzo normal

$$\sigma_x = \frac{\frac{1}{3} P_x}{Area}$$

Así mismo, para poder determinar el esfuerzo de flexión máxima debido a las diferentes componentes de la carga, se debió obtener el “momento total máximo” que afecta a cada elemento que conforma la sección de la estructura, que se denominó anteriormente como la pluma. El momento total máximo se obtuvo considerando cada momento como un vector, así pues se obtuvo un vector resultante de la conjunción de todos los momentos que afectan la estructura (Ver Ecuación 11). Y a partir del momento máximo total, se obtuvo el esfuerzo total máximo o  $\sigma_{max}$  como resultado de ese momento total máximo anteriormente determinado dividido por el módulo de sección Z de tubo.

**Ecuación 11** Momento máximo total:

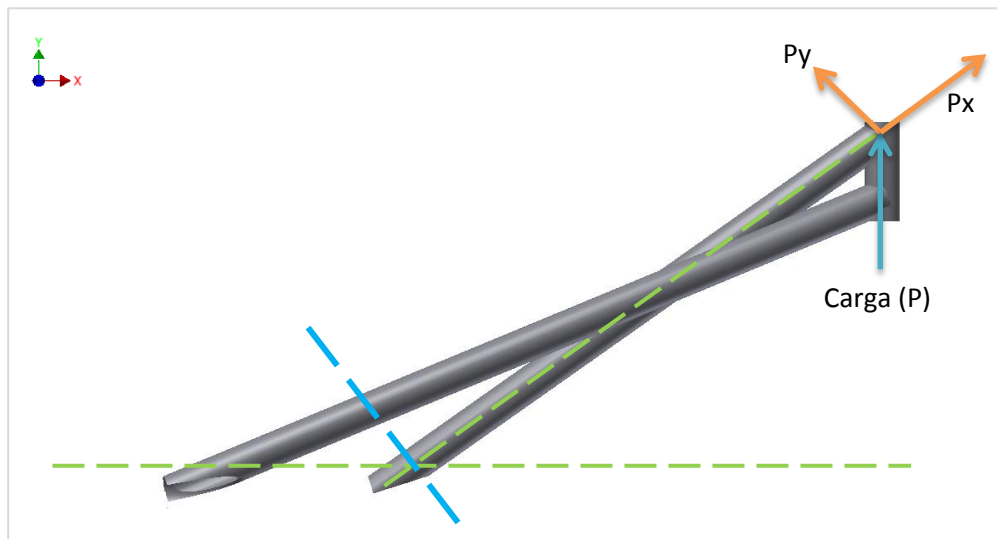
$$M_{maxTotal} = \sqrt{(M_{max(y)})^2 + (M_{max(z)})^2}$$

**Ecuación 12** Esfuerzo máximo total

$$\sigma_{max} = \frac{M_{maxTotal}}{Z}$$

El análisis se realizó inicialmente con el elemento central de la “pluma”, el cual está afectado por una fuerza al menos similar a la carga de operación, de aproximadamente 170 Kg.

**Ilustración 24** Representación gráfica del elemento central bajo la carga vertical, así como sus componentes.



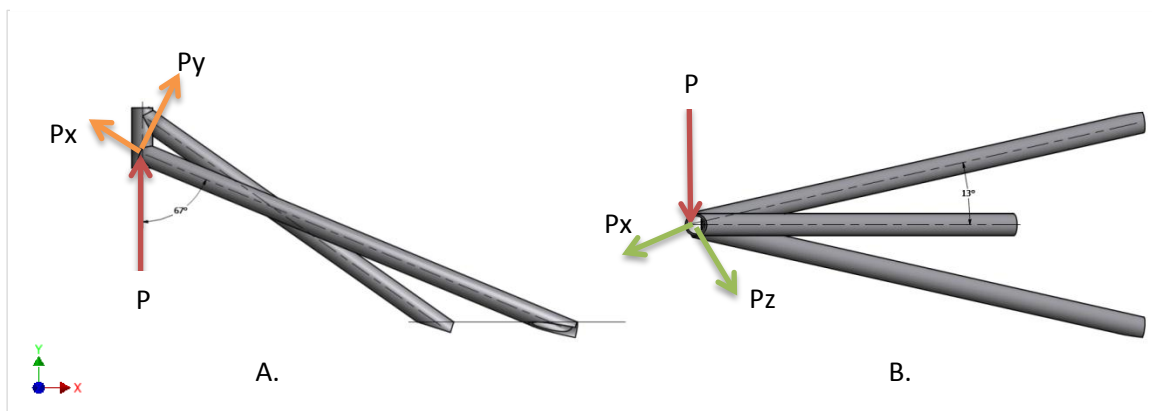
(i) **Elemento medio.** El Elemento Medio de la “pluma”, tal como lo dice su nombre, es el elemento estructural que se encuentra en el centro de la sección, el cual mide 958 mm de largo, y se eleva 35 grados sobre el horizonte. La función principal de este elemento es limitar que las cargas sobre el vehículo generen un momento suficientemente grande, que comprometa estructuralmente la pluma. Así mismo es importante recalcar que la carga P se aplica para el elemento central a un ángulo de 55 grados, siendo las cargas componentes en el eje Y que es de 956 N. Mientras para el eje X es de 1365.35 N.

El análisis del elemento central por medio de la aproximación como si fuera una viga en voladizo permitió determinar en el plano vertical o “Y” que el elemento estructural soportará más carga en flexión que a la que estará expuesta; ya que el esfuerzo máximo de flexión ( $\sigma_{max}$ ) se estimó en el orden de los 57.49MPa generado por un momento de 305.28 N-m aproximadamente (Ver datos resultante en Cuadro 10).

**Cuadro 10** Datos obtenidos del análisis el elemento central como viga en voladizo, para el plano vertical.

Datos obtenidos en Análisis EJE Y elemento central (Con 1/3P)	
Momento Máximo Total ( $M_{max(y)}$ ) (Ecuación 6)	305.28 N-m
Esfuerzo de Flexión máxima ( $\sigma_{max}$ ó $S_{max}$ ) (Ecuación 9)	57.49E6 Pa
Esfuerzo normal ( $\sigma_x$ ) (Ecuación 10)	1.054E6 Pa

**Ilustración 25** Representación gráfica representando las cargas y sus componentes que se aplican sobre los elementos de la sección denominada Pluma. Inciso A. carga Vertical B. Carga lateral.



Ya determinado los esfuerzos en el eje Y, para el elemento central de la “pluma”, se procedió a calcular los esfuerzos generados por las cargas aplicadas en el eje Z. La magnitud de la carga lateral vendría a ser la misma que la carga vertical (130 kg), o sea la fuerza de 1667.13 N, tal como se indicó anteriormente esta fuerza se divide entre los elementos que conforman la sección, por lo cual la carga efectiva aplicada en cada elemento sobre el eje Z será un tercio de esa cantidad. El análisis del elemento central en el plano Z, dio como resultado tal como se esperaba que el elemento mantuviera su integridad estructural en este plano. En este plano el momento ( $M_{max(z)}$ ) rondará los 1597.11 N-m, y por lo tanto el esfuerzo en flexión en el eje Z, este alrededor de los 100.26 MPa.

**Cuadro 11** Datos obtenidos del análisis del elemento central como viga en voladizo, en el plano Z.

Datos obtenidos en Análisis EJE Z Elemento Central	
Momento Máximo Total ( $M_{max(z)}$ ) (Ecuación 6)	1597.11 N-M
Esfuerzo de Flexión máxima ( $\sigma_{max(z)}$ ó $S_{max}$ ) (Ecuación 12)	100.26E6 Pa

Ya habiendo realizado análisis en ambos ejes de acción sobre las cargas que afectan la sección de la “pluma”, se pudo determinar el esfuerzo total que sufre el elemento central de la sección y así poder precisar definitivamente si el miembro estructural es resistente o falla bajo la carga. Para eso se comprueba el Momento Máximo Total (Ver Ecuación 11) en ambos planos de acción. Así pues se obtuvo que el  $M_{maxTotal}$  tiene una magnitud de 711.886 N-m, y a partir de este factor se llegó a determinar que el Esfuerzo Total ronda los 134 MPa, cantidad que es mucho mas inferior que lo estipulado por el esfuerzo permisible (ver Cuadro 12). Dados los resultados anteriores se puede inferir que el elemento central soportará satisfactoriamente las cargas a las que pudiera estar expuesto el elemento.

**Cuadro 12** Datos análisis total de elemento central de la sección denominada pluma.

Datos obtenidos en análisis total elemento central	
Momento máximo total ( $M_{maxTotal}$ ) (Ecuación 11)	613.68 N-M
Esfuerzo de flexión máxima ( $\sigma_{max}$ ó $S_{max}$ ) (Ecuación 12)	115.58E6 Pa

(ii) **Elementos laterales.** Los elementos laterales son los miembros de la estructura que efectivamente se encuentran a los lados del elemento central, los que tienen un ángulo de 13 grados respecto al elemento central, además tienen una elevación de 23 grados respecto al eje horizontal (ver Ilustración 5). La función básica de estos elementos es anular las posibles cargas laterales y evitar que se genere un momento lateral que pueda dañar al elemento central.

En el análisis de los elementos laterales se hizo la misma aproximación que en el elemento anterior (Elemento central), primero en el eje “Y” para las cargas verticales y luego en el plano “Z” para las cargas horizontales o laterales. Ya luego que tiene las cargas y momentos en cada plano se obtiene los esfuerzos máximos totales en cada plano y así se determinó que el elemento lateral resistirá las cargas aplicadas. Es importante resaltar que un elemento lateral de la pluma es igual al otro, por lo que se infiere que son iguales sus reacciones ante las cargas aplicadas.

Ya establecido lo anterior, se determinaron los efectos de la carga vertical (Eje Y) sobre el elemento lateral, ya que la carga aplicada es un tercio de la carga de operación ( $P = 1/3P$ ), la cual está dentro de los 555.71 N, así pues esta carga se aplica a 67 grados del eje del elemento a

analizar. Las respectivas componentes de la carga  $P_y$  y  $P_x$ , son de 541.46 N y 125.53 N respectivamente. Una vez que se han determinado las cargas a las cuales la estructura está expuesta, se pueden definir los momentos máximos en ese plano y sus esfuerzos.

El momento máximo en el eje "Y" ( $M_{max(y)}$ ) se logró establecer alrededor de los 207.13 N-m, así pues el esfuerzo máximo ( $\sigma_{max}$ ) en el mismo eje es de un estimado de 39.01 MPa. Estos datos obtenidos confirman que el elemento lateral soporta cargas verticales aplicadas y de aun de más grande magnitud.

**Cuadro 13** Datos obtenidos por el análisis de elemento lateral en el eje "Y".

Datos obtenidos en análisis EJE Y elemento lateral	
Momento máximo total ( $M_{max(y)}$ ) (Ecuación 6)	207.13 N-m
Esfuerzo de flexión máxima ( $\sigma_{max}$ ó $S_{max}$ ) (Ecuación 9)	39.01E6 Pa
Esfuerzo normal ( $\sigma_x$ ) (Ecuación 10)	503.06E3 Pa

Ya obtenidos los datos de esfuerzo ( $\sigma_{max}$ ) y de momentos ( $M_{max}$ ) en el plano "Y", se procede a determinar los esfuerzos en el plano "Z", tales esfuerzos son producto de las cargas aplicadas lateralmente. Con estas condiciones se procede a determinar el momento máximo en dicho eje ( $M_{max}$ ), este momento viene dado por el producto del largo del elemento estructural (lateral) y la carga efectiva. Esta carga efectiva como se explicó anteriormente es un tercio de la carga máxima aplicada debido a la distribución de esta fuerza en esta sección de la estructura. Por lo tanto el momento máximo total ( $M_{max}$ ) para el eje "Z" se estimó en 517.48 N-m. Ya obtenido el momento máximo en este plano, se procede a calcular su esfuerzo máximo de deflexión ( $\sigma_{max}$ ), siendo éste de 97.46 MPa aproximadamente.

**Cuadro 14** Datos obtenidos por el análisis de elemento lateral en el eje "Z".

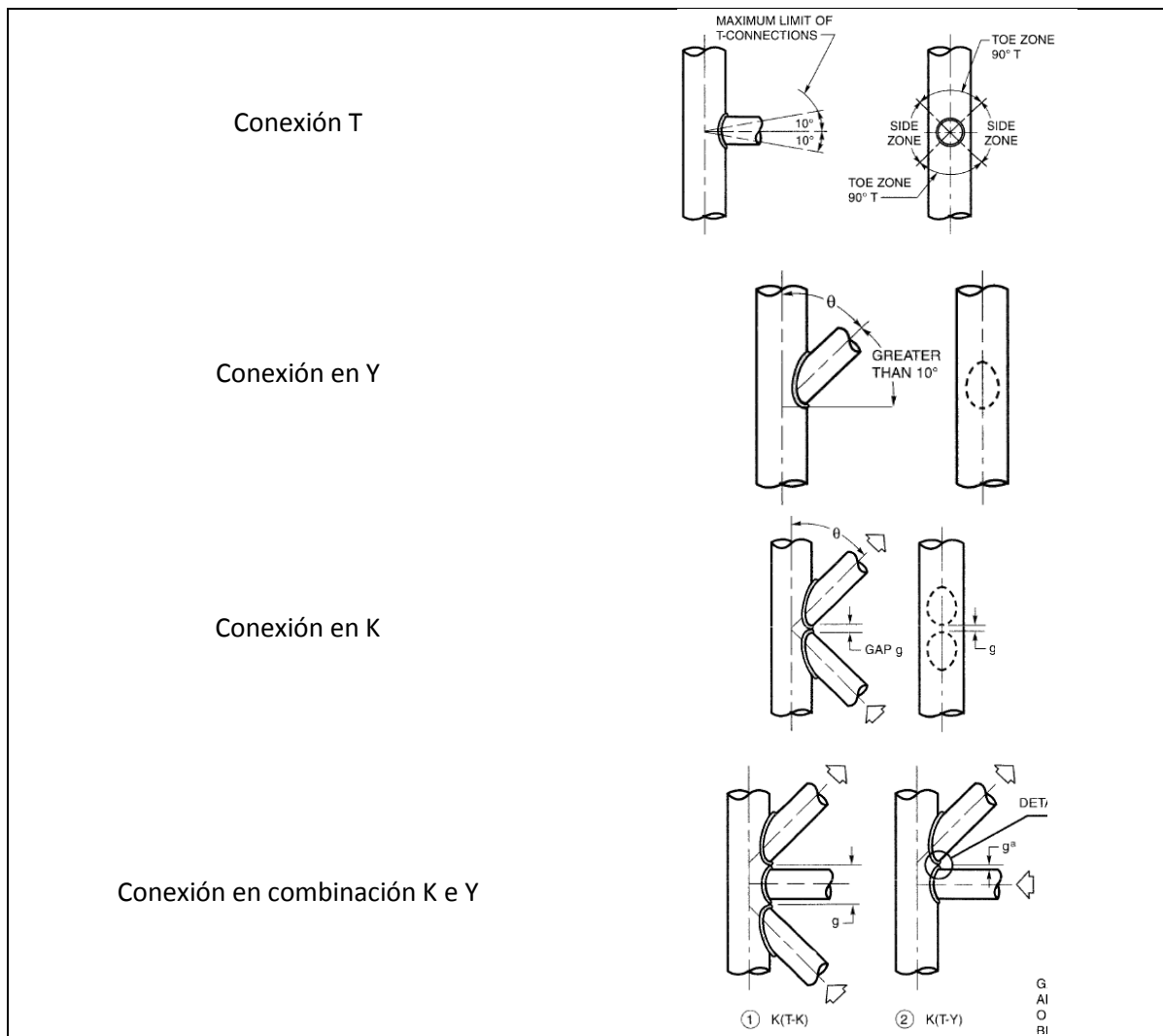
Datos obtenidos en análisis EJE Z elemento lateral	
Momento máximo total ( $M_{max(z)}$ ) (Ecuación 6)	517.48 N-m
Esfuerzo de flexión máxima ( $\sigma_{max}$ ó $S_{max}$ ) (Ecuación 9)	97.46E6 Pa
Esfuerzo normal ( $\sigma_x$ ) (Ecuación 10)	2E5 Pa

Ya determinados los esfuerzos en cada plano de acción, se procederá a determinar las resultantes de los momentos ( $M_{max}$ ) y esfuerzos máximos ( $\sigma_{max}$ ) que afectan a cada elemento lateral. Este momento resultante es aproximadamente de 711.88 N-m, y el producto de este momento resultante se estima en 134 MPa.

c. **Dimensionamiento de soldaduras.** El dimensionamiento de soldaduras parte de la premisa es que una soldadura no debe ser menor a el grueso de la pared más delgada de los elementos que se están uniendo, y esta unión mínima soportará las cargas a las que estará expuesta la soldadura si es que cumple con los criterios establecidos por el manual de construcción para acero de la AISC (American Institute of Steel Construction, Inc., 1994).

1) **Tipos de unión en soldadura.** Las uniones de soldaduras se clasifican con base al método que el esfuerzo se transfiere y no por la apariencia que tiene, existen alrededor de 9 tipos de uniones, ya que las principales y las utilizadas en la estructura se pueden mencionar las siguientes:

**Ilustración 26** Diferentes tipos de conexiones en soldadura para elementos estructurales huecos o HSS, Tomada del "AISC Steel Design Guide No. 24".



(Packer, y otros, 2010)

Los elementos básicos involucrados en cada unión se pueden identificar como el elemento a unir a otro elemento recibe de ramal, el elemento al cual se le va unir otro elemento recibe el nombre de raíz o cordón principal. Los parámetros de los elementos identificados como Ramales tendrán el subíndice b, mientras que los del cordón o base no tendrán ningún subíndice.

2) **Soldaduras.** Ya que el proceso de dimensionamiento de la estructura principal o chasis ha sido terminado, el siguiente paso para terminar su diseño es calcular y dimensionar las uniones permanentes entre los elementos estructurales del chasis. El tipo de uniones que son necesarias para ese tipo de estructuras deben de ser realizadas por medio de procesos de soldadura.

Para realizar la planeación y diseño de las uniones en soldadura para el chasis del vehículo se tomó como guía la serie de “Manuales de Diseño para Acero” por el Instituto Americano de Acero de la Construcción (AISC por sus siglas en inglés), principalmente las dos guías, en primer lugar la número 21 donde se tratan las recomendaciones, procesos y tipos de uniones para realizar soldaduras. Y en segundo lugar, la guía 24 donde se tratan los tipos uniones para tubería estructural (HSS o Hollow Structural Section Connection) y como tratarlas durante su análisis.

El método de soldadura a utilizar en esta aplicación fue la del tipo de arco eléctrico revestido, y dado que la más accesible se decidió utilizar este método, para construir el chasis así como los elementos auxiliares de la estructura, con esta selección fue importante tener en cuenta la composición química del material, ya que los fabricantes y las normas establecidas recomiendan que se seleccione el tipo idóneo de electrodo que más se asemeje químicamente al material.

Para el diseño de una soldadura el principal reto es balancear las soldaduras, esto se refiere a que la distribución del cordón realizado durante la soldadura debe tener las dimensiones apropiadas en cada caso para distribuir las cargas alrededor de la pieza unida. Las soldaduras en tubos estructurales según la AISC se distribuyen en 4 grupos principales:

1. Filete, es el tipo de soldadura más tradicional y es básicamente cuando se deposita el cordón del metal aportado por el electrodo entre dos elementos a unir, la sección de este tipo de soldadura es aproximadamente triangular.
2. CJP (Complete Joint Penetration Groove Weld o Soldadura de Penetración Total a tope), este tipo se da cuando se busca la penetración del efecto del proceso de soldadura alcance profundamente ambos elementos, en algunas situaciones la utilización de este tipo de soldaduras es contraproducente ya que puede crear altas deformaciones o comprometer la integridad estructural de los elementos a unir.
3. PJP (Partial Joint Penetration Groove Weld o soldadura de penetración parcial a tope), esta es el tipo de soldadura más usado regularmente después de la de filete cuando se trabaja con HSS, ya que en este tipo de elementos estructurales se hace muy difícil soldar por ambos lados (por dentro y por fuera) del elemento. Y a diferencia a CJP con este tipo de soldadura con se corre el riesgo de “dañar” los elementos estructurales a unir.
4. Soldaduras en Bisel o Ranura, este es el tipo cuando dos elementos estructurales se alinean y el acabado en los extremos de ambos crea una ranura, la cual con la soldadura

debe rellenar, esta forma de proceso es la más recomendable para la unión entre tubería estructural que se encuentran en el mismo plano.

3) **Tamaño efectivo de las soldaduras de filete.** Ya que se mencionó anteriormente que el verdadero reto del dimensionamiento del proceso soldadura es determinar el tamaño efectivo de la misma. Para realizar lo antes mencionado es necesario determinar si cumple con las especificaciones y comprobar que los elementos cumplen con los estados críticos límites definidos en el manual de la AISC, para eso se obtiene el Tamaño Efectivo de las Soldaduras en Filete o  $D_{eff}$ .

Para determinar el Tamaño Efectivo AISC, se han desarrollado dos métodos de análisis como el LRFD (Load and Resistance Factor Design o Diseño por factor de carga y resistencia.) y ASD (Allowable Stress Design o Diseño por Esfuerzo Permisible). La diferencia cardinal entre ASD y LRFD, es que en el primer método los resultados se basan en los esfuerzos a los que ésta expuesto un elemento estructural, mientras que en el LRFD los resultados son basados en la capacidad del elemento a soportar cargas y momentos. Así pues estos métodos se diferencian en que el ASD es más sencillo de utilizar ya que los parámetros necesarios para trabajar con este método se pueden obtener de un análisis estático, mientras con LRFD no es posible este acercamiento al problema.

Dado las características del método ASD se optó por utilizarlo, para determinar las características de las soldaduras, en las cuales se analizaron los puntos en donde las uniones se consideraron críticas por su configuración y cargas que deben manejar, tales como la unión en la pluma donde se unen los elementos externos y el elemento central con el eje de dirección, así como la unión de estos tres elementos a la base, así como los elementos que sostienen el “tren” del eje.

Dadas las características de la estructura y la forma más sencilla de análisis se estableció que el mejor método para dimensionar y analizar las uniones soldadas para este caso sería el método ASD. Ya que el tipo más común de uniones en los punto a analizar es la de tipo de filete, de los que se procedió a determinar el tamaño efectivo, ya que por medio de los procedimientos establecidos se puede, determinar si las uniones pueden cumplir con los criterios de aceptación de uniones para HSS según la AISC, para luego llevar a cabo los análisis pertinentes de dimensionamiento de las soldaduras.

Para determinar qué tipo de parámetro de control (Corte o Ruptura) para una unión con el criterio de AISC, se ha de hacer uso de la siguiente relación:

**Ecuación 13** Criterio de comprobación que el tamaño efectivo cumple con los requerimientos

$$\frac{S_y}{S_u} < 0.75$$

Utilizando la siguiente tabla y el criterio de comprobación anteriormente calculado se determina que el parámetro de control para determinar el método para obtener el tamaño efectivo de la soldadura con el método de corte (Ecuación 14).

**Cuadro 15** Parámetro de control de límite de estado para Deff.

<b>Parámetro de control de límite de estado para Deff</b>							
ASTM Material		$F_y$ , ksi	$F_u$ , ksi	$F_y/F_u$	Limit State	$D_{eff}$	
A53 Grade B		35	60	0.583	Base metal yielding	$30.2 \left( \frac{F_y}{F_{Exx}} \right) t$	
A500	Grade B	Round	42	58	0.724	Base metal yielding	$30.2 \left( \frac{F_y}{F_{Exx}} \right) t$
		Rectangular	46	58	0.793	Base metal rupture	$22.6 \left( \frac{F_u}{F_{Exx}} \right) t$
	Grade C	Round	46	62	0.742	Base metal yielding	$30.2 \left( \frac{F_y}{F_{Exx}} \right) t$
		Rectangular	50	62	0.806	Base metal rupture	$22.6 \left( \frac{F_u}{F_{Exx}} \right) t$

El tamaño efectivo de la soldadura en filete para esa unión debe cumplir con el criterio del tamaño efectivo de soldadura para esfuerzo de corte, la cual debe ser menor que el del esfuerzo de ruptura, esto se realiza previo a realizar el procedimiento de dimensionamiento de las soldaduras. Para realizar esta comparación se usan las relaciones las siguientes:

**Ecuación 14** Tamaño de Soldadura Efectiva para esfuerzo de corte

$$D_{effCorte} = 30.2 \left( \frac{S_y}{F_{Exx}} \right) * t$$

**Ecuación 15** Tamaño de Soldadura Efectiva para esfuerzo de ruptura

$$D_{effRuptura} = 22.6 \left( \frac{S_u}{F_{Exx}} \right) * t$$

Donde " $S_y$ " es el esfuerzo de fluencia del material de los elementos unidos, " $S_u$ " es el esfuerzo último del material, " $F_{Exx}$ " es la clasificación del electrodo según el estándar AWS 5.1 y 5.5 de capacidad de carga, se pensó en utilizar un electrodo con capacidad de 60 KIPs o 266,893 N, así mismo "t" es el grueso de las paredes del elemento. Bajo este criterio se determinó que el tamaño efectivo para este tipo de soldaduras en la estructura del chasis es de 64.43mm (2.53 in) para corte, mientras para ruptura 82.66 mm (3.25 in).

De los datos obtenidos para el tamaño de soldadura por los criterios para corte y ruptura se procede a corregir con los factores de soldadura equivalente que establece AISC para determinar los gruesos mínimos para soldaduras en filete, esta información se puede encontrar en la siguiente Cuadro:

Cuadro 16 Grueso mínimo de soldadura, tomada de "AISC Design Guide #24".

Table 2-3. HSS Minimum Thickness, $t_{min}$ , to Develop $F_{EXX}$ Strength, in.					
Weld Size, in.	A53 Grade B	A500 Grade B, Round	A500 Grade B, Rectangular	A500 Grade C, Round	A500 Grade C, Rectangular
3/16	0.199	0.166	0.160	0.151	0.150
1/4	0.265	0.221	0.214	0.202	0.200
5/16	0.331	0.276	0.267	0.252	0.250
3/8	0.397	0.331	0.320	0.302	0.300
7/16	0.464	0.386	0.374	0.353	0.350
1/2	0.530	0.442	0.427	0.403	0.400
9/16	0.596	0.497	0.481	0.453	0.450

(Packer, y otros, 2010).

Por lo cual a partir del uso del cuadro anterior se puede determinar el factor de grueso mínimo a partir de un tamaño deseado de depósito de soldadura, siendo para este caso 3/16, para un Acero A53 grado B y por lo tanto la dimensión equivalente de la soldadura se puede encontrar en la siguiente relación:

Ecuación 16 Tamaño equivalente de la soldadura

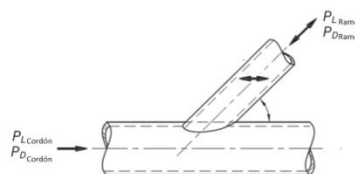
$$W_{equivalente} = (Factor\ Tabla)(D_{eff})$$

Así pues, se estima para que la soldadura soporte cargas en corte (se elige como parámetro ya que es el más grande de los  $D_{eff}$ ), que el tamaño equivalente ( $W_{equivalente}$ ) establece que el tamaño para las soldaduras deben ser de alrededor de 12.78 mm (0.50 in). Siendo este el tamaño mínimo para que la soldadura cumpla con los requerimientos estipulados por AISC

4) **Dimensionamiento de soldaduras.** Ya que el procedimiento para determinar el tamaño de soldaduras es repetitivo y tedioso, así como por razones de espacio se explicará el procedimiento a seguir según el método indicado por el manual 24 de diseño de AISC para una unión seleccionada.

El caso representativo que se utilizará es el de la unión entre el elemento central de la sección conocida como "pluma" con la sección conocida como "base", donde se considera una de las uniones más críticas de la estructura. Así mismo al identificar el tipo de unión se debe identificar las cargas aplicadas sobre el elemento ramal, esas cargas se pueden identificar en la siguiente ilustración:

Ilustración 27 Cargas vivas y cargas muertas en una unión en "Y", tomada de "AISC Steel Design Guide No. 24"



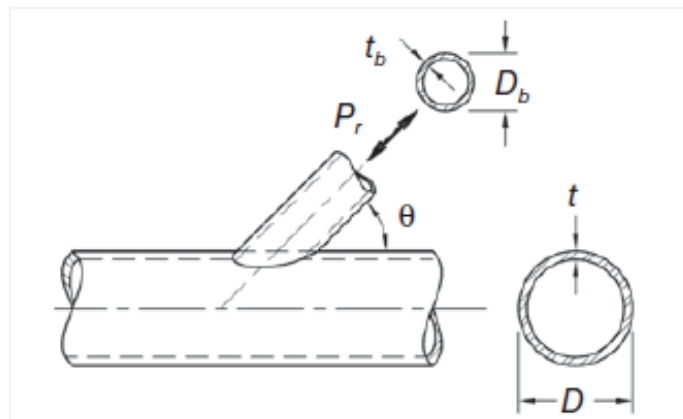
(Packer, y otros, 2010).

A partir del gráfico anterior se puede establecer que las cargas que actúan en el ramal se pueden considerar de dos tipos, las cargas vivas ( $P_{L-ramal}$ ) y las cargas muertas ( $P_{D-ramal}$ ), las primeras son cargas provocadas por pasajeros, equipo y otros elementos que se van a poner sobre la estructura, mientras que las cargas muertas en sí son las fuerzas que generan los elementos de la estructura y el peso mismo de ésta. En el caso de esta unión se pueden identificar con base a la carga máxima efectiva que la carga  $P_{L-ramal}$  se puede estimar a 198.031 N (44.5191 lbf), mientras que la carga muerta ( $P_{D-ramal}$ ) se puede calcular en 31.93 N (7.18 lbf).

Al igual que en el ramal las cargas que actúan sobre el cordón o base de la unión se les conoce como cargas vivas ( $P_{L-cordon}$ ) y cargas muertas ( $P_{D-cordon}$ ), estas cargas se estimaron en 723.67 N (162.68 lbf) y 180.91 N (40.67 lbf) respectivamente (las cargas muertas para el cordón se obtienen bajo la recomendación de que tienen que ser de alrededor del 25% de las cargas vivas en el mismo elemento).

a) **Carga axial.** El procedimiento se inicia con la identificación de la unión, la unión según la forma que distribuye los esfuerzos es del tipo "Y", una vez ya identificado el tipo de unión presente, se procede a realizar el análisis primero por el criterio de cargas Axiales aplicadas al elemento y luego por los momentos que afectan el mismo.

**Ilustración 28** Representación gráfica de la unión "Y" a analizar, tomada de "AISC Steel Design Guide No. 24"



(Packer, y otros, 2010).

A continuación el procedimiento se inicia para analizar la unión por fuerzas axiales, y lo que se busca es determinar si la unión cumple con los criterios mínimos de los límites de aplicabilidad para este tipo de carga establecido por AISC, tales criterios y si la unión los cumple se pueden encontrar en el siguiente cuadro:

Cuadro 17 Criterios para determinar el cumplimiento de los límites de aplicabilidad en la unión.

Límites de aplicabilidad		
Criterio	Estado	Cumple/No cumple
Ángulo ramal respecto cordón $\geq 30^\circ$	$\theta = 35^\circ$	Sí cumple
Esbeltez de la pared cordón $\left(\frac{D}{t}\right) < 50$	$1.66/0.140 = 11.85$	Sí cumple
Esbeltez de la pared el ramal $D_b/t_b < 50$	$1.66/0.140 = 11.85$	Sí cumple
Relación de grueso pared ramal con pared de cordón $0.2 \leq D_b/D \leq 1.0$	$D_b/D = 1$	Sí cumple
Fortaleza del material del cordón y el ramal $Sy_a = Su_b < 52\text{KPsi}$	$Sy_a = Su_b = 35\text{KPsi}$	Sí cumple
Ductilidad en cordón y ramal $Sy/Su = Sy_b/Su_b < 0.8$	$35\text{KPsi}/60\text{KPsi} = 0.583$	Sí cumple

Ya comprobado que la unión bajo análisis cumple con los criterios de límites de aplicabilidad indicados por AISC, se procede a determinar si el cordón buscado tiene la resistencia a flexión requerida en el cordón, estos parámetros se han de obtener con los esfuerzos axiales en cada uno de los elementos involucrados en la unión, estos esfuerzos se estimaron con las siguientes ecuaciones:

**Ecuación 17** Esfuerzo por carga "viva".

$$\sigma_L = \sigma_{L-ramal} = \sigma_{L-cordon} = \frac{P_L}{\text{Area de sección}}$$

**Ecuación 18** Esfuerzo por carga "muerta".

$$\sigma_D = \sigma_{D-ramal} = \sigma_{D-cordon} = \frac{P_D}{\text{Area de sección}}$$

Por lo tanto estos esfuerzos son para del elemento llamado cordón por carga viva " $\sigma_{L-cordon}$ " de alrededor de 1.69 MPa (246.48 Psi) y para el esfuerzo por carga muerta " $\sigma_{D-cordon}$ " 0.424 MPa (61.62 Psi). Así mismo para el ramal los esfuerzos por las cargas vivas ( $\sigma_{L-ramal}$ ) y muertas ( $\sigma_{D-ramal}$ ) se estimaron en 2.06 MPa (298.778 Psi) y 0.075 MPa (10.87 Psi) respectivamente.

Ya con los datos obtenidos se puede determinar si la soldadura resiste las cargas a la que estará expuesta en sentido axial. Para el criterio ASD con el que se ha estado trabajando se puede determinar por esta ecuación:

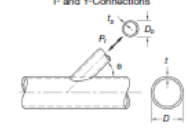
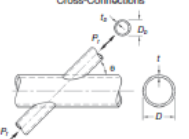
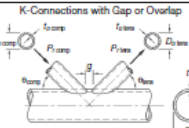
**Ecuación 19** Carga actuante.

$$P_a = P_L + P_D$$

Así pues, se estima la carga actuante a la que estará expuesta la soldadura en el ramal 904.54 N (203.349 Psi), y ya que se estará utilizando el electrodo de  $F_{exx} = 60,000$  Lbf ó 266,893 N, por lo que se puede establecer que no habría ningún riesgo de falla en la soldadura por las cargas.

El siguiente criterio para determinar la soldadura es obtener la resistencia nominal ( $P_N$ ) de la conexión, ya que se estableció que es una conexión de tipo Y, por lo cual cae en el caso 2 del Cuadro para Resistencias Nominales de conexiones (Cuadro 18), esta clasificación establece el estado límite para falla del cordón depositado cuando llega a la plastificación (punto más allá del punto de fluencia del material). Esta resistencia se puede establecer en la función que se encuentra el caso K2-3 del Cuadro.

**Cuadro 18** Tipos de esfuerzos nominales bajo cargas axiales, tomada de "AISC Steel Design Guide No. 24"

Table 9-1. Nominal Strengths of Round HSS-to-HSS Truss Connections	
Connection Type	Connection Nominal Axial Strength*
General Check For T, Y, Cross- and K-Connections with Gap, when $D_b(\text{max}) < (D - 2t)$	Limit State: Shear Yielding (Punching) $P_t = 0.6F_y t \Delta_b \left( \frac{1 + \sin \theta}{2 \sin^2 \theta} \right)$ (K2-4) and $\phi = 0.95$ (LRFD) $\Omega = 1.58$ (ASD) (K2-5)
T and Y-Connections 	Limit State: Chord Plasticification $P_t \sin \theta = F_y t^2 (3.1 + 15.6 \beta^2) \gamma^{0.75} Q_1$ (K2-3) $\phi = 0.90$ (LRFD) $\Omega = 1.67$ (ASD)
Cross-Connections 	Limit State: Chord Plasticification $P_t \sin \theta = F_y t^2 \left( \frac{5.7}{1 - 0.8 \beta} \right) Q_1$ (K2-2) $\phi = 0.90$ (LRFD) $\Omega = 1.67$ (ASD)
K-Connections with Gap or Overlap 	Limit State: Chord Plasticification $(P_t \sin \theta)_{\text{compression brace}} = F_y t^2 \left( 2.0 + 11.25 \frac{D_{b,comp}}{D} \right) Q_1 Q_2$ (K2-6) $(P_t \sin \theta)_{\text{tension brace}} = (P_t \sin \theta)_{\text{compression brace}}$ (K2-8) $\phi = 0.90$ (LRFD) $\Omega = 1.67$ (ASD)
<b>Functions</b>	
$Q_1 = 1$ for chord (connecting surface) in tension $Q_1 = 1.0 - 0.3U$ for chord (connecting surface) in compression $U = \frac{P_c}{AF_c} \frac{M_c}{SF_c}$ where $P_c$ and $M_c$ are determined on the side of the joint that has the lower compression stress. $P_c$ and $M_c$ refer to the required axial and flexural strength in the HSS. $P_c = P_c$ for LRFD; $P_c$ for ASD. $M_c = M_c$ for LRFD; $M_c$ for ASD.	
$Q_2 = \gamma^{0.75} \left[ 1 + \frac{0.004 \gamma^{0.75}}{\exp \left( \frac{0.52}{\gamma} - 1.33 \right) - 1} \right]$ (K2-7)	
Note that $\exp(x)$ is identical to $2.71828^x$ , where 2.71828 is the base of the natural logarithm. * Equation references are to the AISC Specification.	

(Packer, y otros, 2010).

Los coeficientes necesarios para obtener la  $P_N$  son los siguientes:

- Relación entre diámetros (Cordón y Ramal)  $\beta = \frac{D_b}{D}$

- Relación Diámetro y espesor de la pared  $\gamma = \frac{D}{2*t}$
- Parámetro de Interacción Tensión en el Cordón  $Q_f = 1.0 - 0.3 * U * (1 + U)$ 
  - $U = \left| \frac{P_a}{S_y * 0.6} + \frac{M_r}{S * S_y} \right|$   
Donde S es el módulo de sección y  
 $M_r$  Es la resistencia a flexión en el cordón.

Así pues se estableció con base en las relaciones anteriores que la relación de diámetros es equivalente a 1, así pues la relación de diámetro y espesor se estimó en 5.92, y el parámetro de interacción de tensión en el cordón se estableció que es alrededor de 0.6958. Por lo tanto con base a estos datos obtenidos anteriormente se puede establecer la resistencia nominal ( $P_N$ ) en 61,660 N (13,861.7 lbf).

El último criterio para determinar que la soldadura mínima soportará las cargas es con la siguiente relación:

**Ecuación 20 Relación para determinar si la unión soportará la carga establecida como actuante**

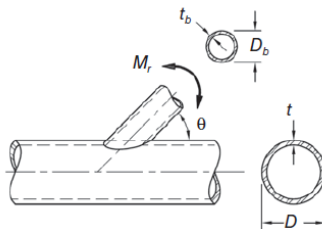
$$\frac{P_N}{\Omega} > P_a$$

Donde  $\Omega$  es el factor de seguridad para el método de análisis por ASD.

Así pues si se cumple el anterior criterio se puede inferir que la carga que soportaría la unión es más grande que las fuerzas que actuarán en la soldadura, esto se estableció ya que el factor de seguridad para este caso se establece en  $\Omega=1.67$  y  $P_N$  se estableció en 61,660 N (13,861.7 lbf), la relación entre ambos resulta en 36,922.2 N (8300.4 lbf) y  $P_a$  tiene un equivalente de 904.54 N (203.349 Psi), por lo cual se cumple y se establece que la soldadura de sobrada manera supera la cargas a las que pudiera estar expuesta.

5) **Conexión bajo momentos.** A continuación se sigue con el análisis de la unión del análisis recién terminado, tal como se identificó anteriormente la unión es una conexión del tipo “Y”, sólo que en este caso las condiciones de aplicación de carga varía ya que en esta ocasión se analizará el efecto del momento que tendrá para dimensionar la soldadura.

**Ilustración 29** Representación gráfica de la unión a analizar bajo efectos de un momento aplicado, Tomado de “AISC Steel Design Guide No. 24”



(Packer, y otros, 2010).

Al igual que el análisis anterior lo que se busca es determinar si la unión alcanza los criterios mínimos para cumplir con los límites de aplicabilidad para este tipo de carga establecido por AISC, tales criterios y si la unión los cumple se pueden encontrar en el siguiente cuadro:

**Cuadro 19** Criterios para determinar la aplicabilidad del tipo de unión.

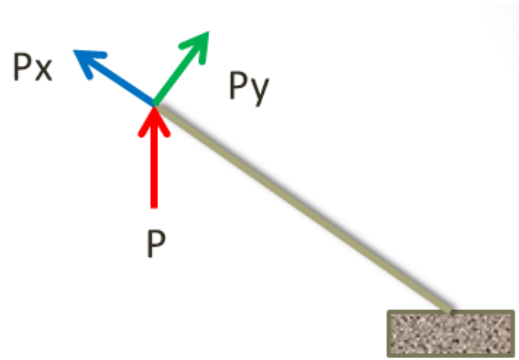
Límites de aplicabilidad		
Criterio		Cumple/No cumple
Angulo ramal respecto cordón $\geq 30^\circ$	$\theta = 35^\circ$	Sí cumple
Esbeltez de la pared ramal $\left(\frac{D_b}{t}\right) < 50$	$1.66/0.140 = 11.85$	Sí cumple
Esbeltez de la pared el Ramal $D_b/t_b < 50$	$1.66/0.140 = 11.85$	Sí cumple
$D_b/t_b \leq \frac{0.05 * E}{S_y}$	$11.857 \leq \frac{0.05 (29000 KSI)}{35KSI} = 41.42$	Sí cumple
Relación de diámetros $0.2 \leq \frac{D_b}{D} \leq 1.0$	$\frac{D_b}{D} = 1$	Sí cumple
Resistencia del material $S_y = S_{y_b} \leq 52 KSI$	$S_y = S_{y_b} = 35KSI$	Sí Cumple
Ductilidad en cordón y ramal $S_y/S_u = S_{y_b}/S_{u_b} < 0.8$	$35Kpsi/60Kpsi = 0.583$	Sí cumple

Ya determinado que cumple la unión con los criterios de aplicabilidad para uniones bajo momentos, se procede a determinar la resistencia a flexión requerida en el cordón, esto se inicia con la determinación del momento actuante ( $M_a$ ). Esto se lleva a cabo con la siguiente relación:

**Ecuación 21** Momento Aplicado sobre un elemento de una estructura.

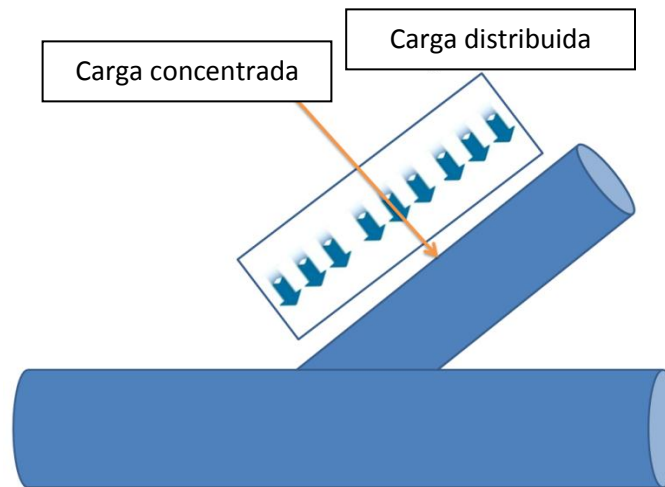
$$M_a = M_D + M_L$$

Donde  $M_D$  es el momento generado por la carga muerta, mientras que  $M_L$  es el momento generado por la acción de una carga viva, estas cargas vivas son el resultado de la acción de la carga máxima de operación establecida anteriormente de 170 kg en un ángulo de  $55^\circ$  respecto al elemento central, por lo cual se afirma que la carga que generará esos momentos son producto de la componente vertical de esta carga (ver Ilustración 30).



**Ilustración 30** Representación gráfica de la acción de la carga máxima de operación sobre el elemento analizado.

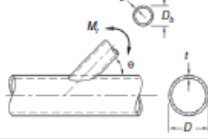
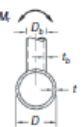
Establecido lo anterior se determinó que el momento de la carga muerta que es generado por el mismo peso del elemento, pero al ser ésta una “carga distribuida” esta carga se concentró el punto medio del elemento, siendo desde la unión analizada hasta el centro del elemento el brazo de acción de la carga para generar el momento por carga muerta (ver Ilustración 30). Así pues se estableció que  $M_L$  está en el orden de 1476.4 N-m (1088.94 Lb-ft) y por lo tanto  $M_D$  de magnitud alcanza los momentos de alrededor 15.17 N-m (11.19 lbf-ft). Por lo tanto el Momento Actuante  $M_a$  alcanza los 1491.57 N-m (1100.13 lbf-ft) o 13.2 KIP-in.



**Ilustración 31** Representación gráfica de la acción de la carga creada por el peso del mismo elemento.

A continuación se procederá a determinar la capacidad de la conexión para soportar los momentos aplicados, para esto se ha de identificar el caso de conexión que o se lleva a cabo con la siguiente Cuadro:

**Cuadro 20** Casos a los que se puede exponer una unión bajo momentos nominales, tomado de “AISC Steel Design Guide No. 24”

Table 9-1. Nominal Capacities of Round HSS-to-HSS Moment Connections	
Connection Type	Connection Nominal Moment Capacity*
Branch(es) under In-Plane Bending T, Y- and Cross-Connections 	Limit State: Chord Plasticification $M_n \sin \theta = 5.39 F_y t^{2.5} \gamma^{0.5} \beta D_b Q_f$ (K3-3) $\phi = 0.90$ (LRFD) $\Omega = 1.67$ (ASD)
	Limit State: Shear Yielding (Punching), when $D_b < (D - 2t)$ $M_n = 0.6 F_y D_b^2 \left( \frac{1 + 3 \sin^2 \theta}{4 \sin^2 \theta} \right)$ (K3-4) $\phi = 0.95$ (LRFD) $\Omega = 1.58$ (ASD)
Branch(es) under Out-of-Plane Bending T, Y- and Cross-Connections 	Limit State: Chord Plasticification $M_n \sin \theta = F_y t^2 D_b \left( \frac{3.0}{1 - 0.8 \beta} \right) Q_f$ (K3-5) $\phi = 0.90$ (LRFD) $\Omega = 1.67$ (ASD)
	Limit State: Shear Yielding (Punching), when $D_b < (D - 2t)$ $M_n = 0.6 F_y D_b^2 \left( \frac{3 + \sin^2 \theta}{4 \sin^2 \theta} \right)$ (K3-6) $\phi = 0.95$ (LRFD) $\Omega = 1.58$ (ASD)
For T, Y- and cross-connections, with branch(es) under combined axial load, in-plane bending and out-of-plane bending, or any combination of those load effects: LRFD: $(P_u / \phi P_n) + (M_{u,ip} / \phi M_{n,ip}) + (M_{u,op} / \phi M_{n,op}) \leq 1.0$ from (K3-7) ASD: $[P_u / (P_n / \Omega)] + [M_{u,ip} / (M_{n,ip} / \Omega)] + [M_{u,op} / (M_{n,op} / \Omega)] \leq 1.0$ from (K3-8) $\phi P_n$ = design strength (or $P_n / \Omega$ = allowable strength) obtained from Table 8-1 or AISC Specification Section K2.2b $\phi M_{n,ip}$ = design strength (or $M_{n,ip} / \Omega$ = allowable strength) for in-plane bending (above or AISC Specification Section K3.2b) $\phi M_{n,op}$ = design strength (or $M_{n,op} / \Omega$ = allowable strength) for out-of-plane bending (above or AISC Specification Section K3.2c)	
<b>Functions</b>	
$Q_f = 1$ for chord (connecting surface) in tension $Q_f = 1.0 - 0.3U(1 - U)$ for chord (connecting surface) in compression (K3-1)	
$U = \left[ \frac{P_u}{A F_u} + \frac{M_u}{S F_u} \right]$ (K3-2)	
where $P_u$ and $M_u$ refer to the required axial and flexural strength in the chord; $P_u$ - $P_u$ for LRFD; $P_u$ for ASD. $M_u$ - $M_u$ for LRFD; $M_u$ for ASD.	
* Equation references are to the AISC Specification.	

(Packer, y otros, 2010).

Del cuadro anterior se identificó que la unión para este caso a analizar es del primer tipo de los listados, por lo que se establece que el estado límite para este análisis es de plastificación, así mismo al determinar el estado límite se indica el método para estimar el momento actuante en el elemento y se determina por medio de la ecuación:

**Ecuación 22** Momento Nominal con estado limite en plastificación

$$M_{NP} = \frac{5.39 S_y * t^2 * \gamma^{0.5} * \beta * D_b * Q_f}{\sin \theta}$$

Con base en la relación anterior, se estableció que el momento nominal con estado límite en plastificación es de alrededor de 2931.96 N-m (2162.5 lbf-ft) o 25.95 KIP-in. Así pues para determinar que la unión soportará los momentos anteriormente calculados se realiza la relación siguiente:

**Ecuación 23** Relación para determinar si la unión soportaría el momento aplicado.

$$M_a \leq \frac{M_{NP}}{\Omega}$$

Dado que el factor de seguridad  $\Omega$  para este caso por el método ASD se establece en 1.67 y anteriormente se había determinado que el momento actuante está en alrededor de 1491.57 N-m (13.20 KIP-in), por lo cual cumple con el criterio para aceptar la soldadura.

En este análisis se introduce un factor para determinar la resistencia de la unión soldada, este factor es el momento nominal con el estado límite en cedencia al corte, este se refiere al momento que pudiera provocar que la sección donde se asienta el ramal sobre el cordón fallase por acción del momento nominal, este momento se puede determinar por la siguiente relación:

**Ecuación 24** Momento Nominal para estado límite en cedencia al corte.

$$M_{NC} = 0.6 * S_y * t * D_b^2 * \left( \frac{1 + 3 * \sin \theta}{4 (\sin \theta)^2} \right)$$

Por lo que partiendo de la ecuación anterior el momento nominal con estado límite de cedencia al corte se estimó en 1875.55 N-m (1383.33 lbf-ft). Así pues para determinar si la unión soporta los momentos con estado límite en cedencia al corte se lleva a cabo otra vez la siguiente relación:

**Ecuación 25** Relación para determinar si la unión soportaría el momento aplicado.

$$M_a < \left( \frac{M_{NC}}{\Omega} \right)$$

Para la relación anterior se estableció que el factor de seguridad para este caso en 1.67, y con base a eso se logró determinar que si se cumple el criterio, por lo cual se puede afirmar que la unión soportará las cargas establecidas.

6) **Selección de electrodo.** Anteriormente se usó la resistencia mínima de electrodo de 60,000 lbf (266,893 N) para llevar a cabo el análisis de las uniones, pero ya establecido que este electrodo cumple con las necesidades de resistencia se procede a seleccionar el electrodo en si para realizar las uniones. Dadas las condiciones se seleccionó el electrodo E6013, ya que se adapta sumamente bien a las condiciones existentes para la construcción de la estructura.

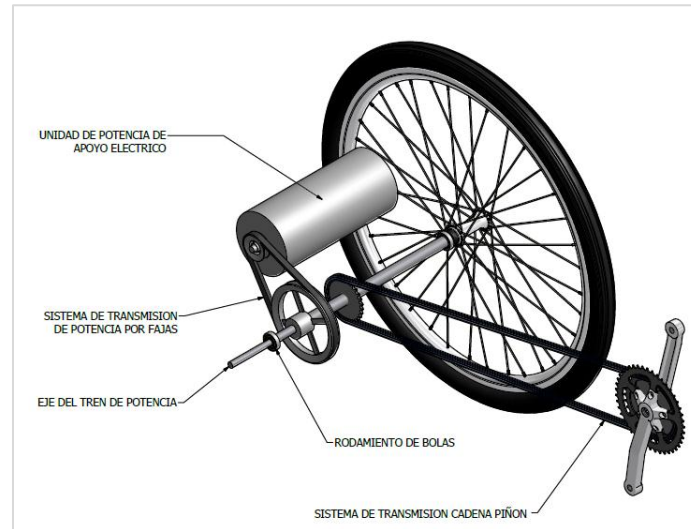
La clasificación del electrodo se puede desglosar en:

**Cuadro 21** Significado de la clasificación del electrodo seleccionado.

Clasificación	Significado
60	Mínima resistencia que soporta, en este caso el 60 indica que la carga mínima es 60,000 lbf
1	La postura de aplicación, donde el 1 nos indica que se puede utilizar en todo sentido y posición.
3	Este elemento indica la polaridad con la que se puede utilizar, en este caso significa ambas polaridades (esto quiere decir ambos sentidos, ya sea positivo en la pieza y negativo en el electrodo o viceversa).

3. **Cálculo de tren de potencia.** El tren de potencia es el conjunto de elementos mecánicos que cumplirán la función de transmitir la potencia generada por el usuario y por el motor eléctrico, este conjunto estará conformado por el eje, sistema de piñón y cadena, sistema de fajas, rodamientos y ruedas (ver Ilustración 32).

**Ilustración 32** Componentes del "tren de potencia".



El eje es un componente mecánico que permite transmitir movimiento rotacional y potencia para su aprovechamiento en alguna aplicación. Este elemento es fundamental en el diseño de maquinarias, ya que la mayoría de máquinas requiere de ello. Su importancia se debe a que en él se da la conjunción de otros elementos mecánicos tales como: engranajes, poleas, piñones de cadena entre otros.

Un eje es un elemento de máquina, generalmente rotatorio, su configuración en la mayoría de los casos es de secciones circulares con dimensiones menores a la longitud del mismo.

Dada la importancia de los ejes y debido a sus múltiples aplicaciones, a la hora del diseño de los mismos es fundamental prestar atención a todos los factores que de alguna manera afectan su operación, para así poder determinar su configuración óptima y que permita el funcionamiento de cualquier aplicación de manera eficiente y eficaz. Es importante recordar que los factores que afectan al eje tales como tensión de cadenas, de fajas, cargas flectoras, esfuerzos de corte, concentraciones de esfuerzos entre otros, se dan simultáneamente y la vez en diferentes planos de acción.

Para el desarrollo de un vehículo tal como se propone se ha de diseñar un eje que pueda resistir los diferentes esfuerzos y los diferentes tipos de momentos (flectores y torsionales) para la operación del mismo; ya que este vehículo es propulsado por potencia generada por un ser humano y a la vez apoyado por un motor eléctrico, para lo que se ha de contar o desarrollar un eje que cumpla con los requerimientos de rigidez y resistencia. Para lograr lo anterior se recomienda

utilizar el estándar ANSI B106.1M-1985 (Mott, 2004), el que se refiere al diseño de ejes de transmisión.

Para iniciar con el diseño y desarrollo del tren de potencia, es necesario primero determinar qué elementos mecánicos se tendrán y en dónde, así como dimensionar las fuerzas y momentos que actúan sobre éste. Los elementos que actuarán en el tren de potencia son: un sistema de transmisión de piñón y cadena para transmitir la potencia generada por el usuario del vehículo. También sobre el eje actuará un sistema de transmisión de polea y faja, el cual transmitirá la potencia generada en el motor de apoyo eléctrico y por último se tendrán las ruedas de propulsión. El cálculo y análisis de estos sistemas de transmisión de potencia (Cadenas y Fajas) es muy importante ya que las fuerzas que estos aplican sobre el eje determinan su configuración y tamaño.

La segunda etapa del desarrollo del tren de potencia será en si el dimensionamiento y diseño del eje mismo. La cual no se podría llevar a cabo sin los resultados del cálculo de los elementos de transmisión de potencia acoplados al eje.

a. **Cadenas.** La función principal de una cadena es la de transmitir potencia mecánica y movimiento de arrastre entre un par de ruedas dentadas o piñones, para que esta potencia pueda ser aprovechada en diferentes aplicaciones. Una cadena tiene las mismas características que una faja, con la diferencia que la cadena tiene una mayor vida útil bajo grandes cargas con un apropiado mantenimiento. Con la utilización de cadenas se busca implementar elementos específicos estándar para bicicletas y de fácil obtención en el mercado, es por esta razón que se utilizaron los parámetros que presentaron estos elementos para el diseño del sistema de cadenas del vehículo.

Aunque no necesariamente las bicicletas y vehículos de potencia humana utilizan cadenas para propulsarse. En los últimos años se ha empezado a experimentar con fajas, específicamente fajas dentadas (Ver Ilustración 33) con el propósito de transmitir la potencia generada por el usuario, pero los ejemplares disponibles en el ámbito nacional aún son muy escasos o no existentes, mas sin embargo estos sistemas se pueden hallar fácilmente en internet, pero su costo los hace muy privativos.

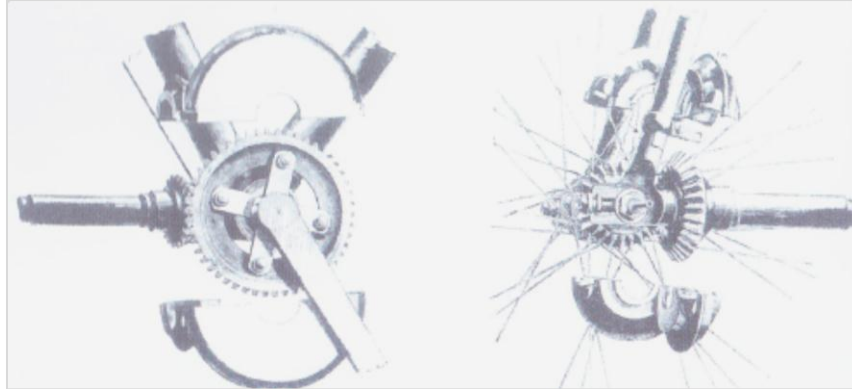
**Ilustración 33** Ejemplo de utilización de faja en lugar de la tradicional cadena de transmisión



(Tomado de Bicycle Design de M. Burrows, 2008).

Así mismo se ha experimentado con ejes de transmisión, para propulsar este tipo de vehículos, aunque se ha rechazado por alta complejidad y costo (ver Ilustración 34).

**Ilustración 34** Ejemplo de la utilización de un eje de transmisión, para propulsión de una bicicleta



(Tomado de Bicycle Design de M. Borrows, 2008).

Estos métodos alternativos de aprovechamiento de la potencia generada por el ser humano para la propulsión de vehículos tales como la bicicleta, fueron considerados para el diseño del triciclo, pero fueron descartados por su complejidad, poca disponibilidad y principalmente su costo.

Ya que no existe un estándar reconocido para calcular cadenas de bicicleta y sólo se reconoce algo similar una regla implícita, la cual establece el grueso de la Cadena (que incluso varía de marca a marca) que va desde 6.85 mm hasta los 8 mm y un paso de media pulgada o 25.4 mm.

De lo anterior se procedió a estimar el largo de la cadena como primer paso, ya que los elementos ya están dimensionados (piñones y cadena) al ser adquiridos comercialmente. Y como segundo método de dimensionamiento se utilizó el estándar más utilizado al menos en el ámbito nacional para cadenas de transmisión que es el ANSI B29.1, este segundo método se puede encontrar en el Apéndice 3.

Las cadenas de rodillos o roller chain, tanto como las industriales o de bicicleta, están compuestas por conjuntos o unidades básicas conocidas como eslabones, cada eslabón está conformado por placas internas, placas externas, rodillos y bulones o casquillos que unen el conjunto (Ilustración 35).

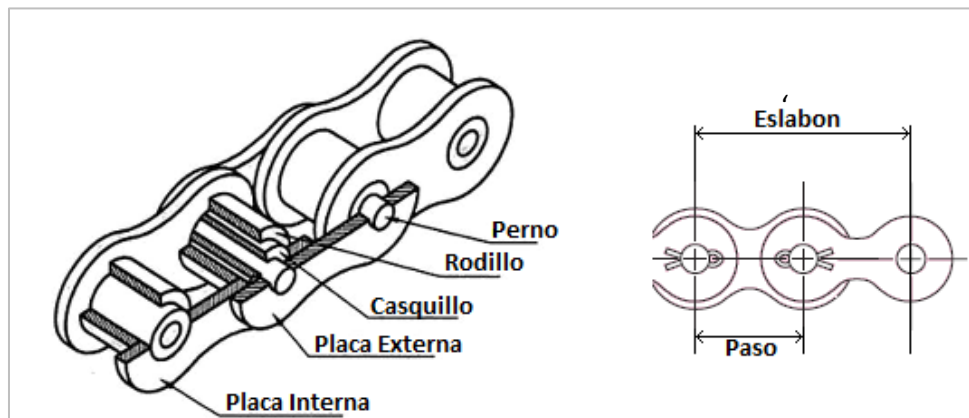
Como anteriormente se mencionó el estándar más usado en Guatemala es el ANSI B29.1, por lo cual es importante profundizar un poco en el método de identificación de las cadenas bajo esta norma. El B29.1 reconoce 14 tamaños estándar de cadena de rodillos, los cuales son 25, 35, 41, 40, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200 y el 240. Los números de cadena que tienen 5 en el dígito en la posición más a la derecha son cadenas que no tienen casquillo o anillo que proteja al rodillo (ver Ilustración 24), el resto de números a la izquierda del último número a la derecha representan la longitud de paso. La excepción a esta regla es el tamaño 41, el cual indica que es una

modificación del tamaño 40, pero más angosta (Emerson Power Transmission, 2011). Otro factor de identificación de cadenas es la del fabricante, por ejemplo Tsubaki usa como identificador las iniciales RS, aún que esto no es regulado por el B29.1, que es de mucha ayuda.

La forma de identificar una cadena se presenta a continuación por medio de un ejemplo: se tiene la cadena RS140, el número de la cadena se puede interpretar como una 14-0, donde el cero indica que es una cadena de rodillos con casquillo o anillo, mientras que el 14 indica el paso de la cadena en octavos de pulgada, 14/8 o 1.75 pulgadas ( $14 \cdot 3.175 = 44.5$  mm) y las iniciales RS indica que es del fabricante Tsubaki (U.S. Tsubaki Power Transmission LLC, 2006).

Para las bicicletas se ha aceptado como práctica común que el eslabón completo para bicicleta mida exactamente de 1 pulgada (25.4 mm) y cada paso la mitad de eso, esta práctica se ha aceptado desde aproximadamente al período posterior a la Primera Guerra Mundial (Mywheelsandmore.com, 2007).

**Ilustración 35** Diagrama representativo de los componentes de un eslabón de una cadena de transmisión.



Previo a realizar el análisis para el dimensionamiento de la cadena es necesario determinar ciertos factores y parámetros, ya que sin los cuales no se podría realizar un dimensionamiento correcto de las cadenas, además ya que el objetivo es diseñar un eje lo más robusto posible, lo que se busca es determinar el caso más extremo para el análisis, así pues se tomarán datos extremos identificados por medio de diferentes estudios.

**1) Parámetros previos.** El primer parámetro previo necesario para el dimensionamiento y análisis de la cadena del Triciclo propuesto es la Potencia de Diseño (PD):

**Ecuación 26** Potencia de Diseño

$$PD = FS * PGC \quad [hp \text{ ó } W]$$

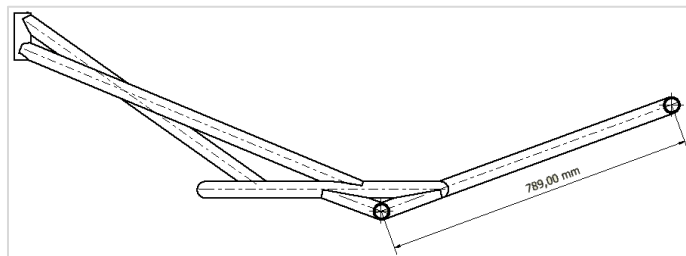
Donde la PGC es la potencia generada por el Ciclista, FS es el factor de servicio el cual es un valor estándar dado por cuadros fácilmente proporcionados por fabricantes o en libros de diseño de maquinaria, este valor viene dado de la aplicación que se le va a dar a la cadena y el valor de este factor va en función del tipo de carga de esa aplicación y el tipo de impulsor. Pero debido a

que no se tiene tomado en cuenta en este listado la operación de cadenas por un “impulsor” humano se asume que FS es igual a uno. Al igual que la suposición del valor del factor de servicio, en la ecuación 25 se realizó una modificación de la ecuación original, donde PGC es en realidad la Potencia del Motor impulsor de la cadena.

ya establecido el valor del Factor de diseño se procedió a obtener el valor de la potencia de diseño, se determinó la magnitud de la Potencia Generada por el Ciclista (PGC), partiendo del principio que la misma potencia es el producto de la velocidad angular de 90 rpm que puede entregar el ciclista ( $\text{rpm}_{in}$ ) y el momento ( $M_{ciclista}$ ) en el pedal de 15.75 N-m (11.61 lbf-ft), el cual es generado por la aplicación de una fuerza en el pedal ( $F_{maxCiclista}$ ) de aproximadamente 90 N (20.23 lbf) (Burke, 2003) por el largo de la manivela del mismo, de aproximadamente de 175 mm de largo (0.57 ft). Por lo tanto se determina que la PGC es de alrededor de 23.625 W (0.031 hp).

Otro factor previo a determinar es la distancia entre centros (C) del plato conductor ( $G_{in}$ ) y el piñón de salida ( $G_{out}$ ), esta distancia está dada por la misma estructura, ya que la posición del  $T_{in}$  viene dada por la configuración elegida para el triciclo y la posición del eje seleccionada, por lo tanto la distancia entre centros es de 789 mm (31.06 in) (ver Ilustración 36). El estándar ANSI B29.1 establece que la distancia entre centros no debe ser más grande que 80 pasos, ya que se producen altas cargas debido a tensiones en el tramo de trabajo, cual puede provocar que la cadena se salga del plato o piñón, requerimiento que cumple ya que los pasos entre  $G_{in}$  y  $G_{out}$  es de 63 pasos.

**Ilustración 36** Distancia entre centros establecido por el dimensionamiento de la estructura.



Tal como se comentó anteriormente respecto a que se utilizarían elementos estándar de bicicletas para la construcción del prototipo, se implementó un juego de transmisión de una bicicleta estándar compuesto por un plato conductor con 3 ruedas dentadas, una con 50 dientes y la otra de 39 y una última de 28 (esta última no se usó porque estaba dañado un diente del plato). Así también una rueda dentada conducida o “Piñón libre” con seis ruedas dentadas que van desde los 14 dientes hasta los 28 dientes (Ver Cuadro 22). Estos juegos de diámetros son importantes, ya que lo que se busca es la relación de velocidad angular más grande de salida y momento aplicado simultáneamente, para poder dimensionar el eje del vehículo para condiciones extremas, por lo cual para el análisis se utilizaron la combinación de T2 y T3, ya que esta combinación se da la velocidad más grande y se puede inferir que la potencia no tendrá mayor disminución dada la poca diferencia entre diámetros de ambas ruedas dentadas.

Cuadro 22 Número de dientes en platos conductores (Gin) y piñones (Gout).

Dientes en piñones y platos conductores			Piñón trasero	
	Número de dientes platos			Tout
	Tin			
	Plato 1 (T1)	50	Piñón 3 (T3)	28
Plato 2 (T2)	39	Piñón 4 (T4)	24	
		Piñón 5 (T5)	21	
		Piñón 6 (T6)	18	
		Piñón 7 (T7)	16	
		Piñón 8 (T8)	14	

Por lo tanto otro parámetro previo necesario son las revoluciones que se esperan en el eje de salida ( $rpm_{out}$ ), dato necesario para el análisis y dimensionamiento del sistema de cadena de transmisión. Este factor se puede determinar a partir de la relación:

Ecuación 27 Relación RPM y número de dientes

$$\frac{rpm_{in}}{rpm_{out}} = \frac{T_{in}}{T_{out}}$$

Al aplicar la relación anterior, se realizó un proceso iterativo entre las posibilidades de combinaciones de ruedas dentadas del piñón y el plato conductor, partiendo de la premisa que las  $rpm_{in}$  son 90 rpm. Así pues se determinó que la combinación que entregaba una mayor velocidad fue la de la rueda dentada de 39 dientes ( $T_{in}$ ) del plato conductor con la rueda del piñón más grande, la de 28 dientes ( $T_{out}$ ), con una  $rpm_{out}$  que alcanzó los 64.62 rpm.

Cuadro 23 Parámetros previos para análisis y dimensionamiento de cadenas.

Revoluciones por minuto máxima promedio ciclista ( $rpm_{in}$ )	90	RPM
Potencia Generada Ciclista (PGC)	<u>W</u> 23.625	<u>Hp</u> 0.031
Factor de Servicio (FS)	1	
Potencia de Diseño (PD)	<u>W</u> 23.625	<u>Hp</u> 0.031
Revoluciones por Minuto en Piñón de Salida ( $rpm_{out}$ )	62.62	Rpm
Numero de Dientes Plato Conductor Seleccionado ( $T_{in}$ )	39	Dientes
Numero de Dientes Piñón Libre Seleccionado ( $T_{out}$ )	28	Dientes
Distancia entre Centros (C)	mm 789	in 31.06

Ya determinados los parámetros previos se pueden realizar los dos análisis para el dimensionamiento y cálculo de la longitud de la cadena, para luego determinar las cargas aplicadas en el eje.

2) **Estándar bicicleta.** Continuando en la ruta de análisis para la transmisión de potencia en la bicicleta, nos enfocamos en determinar la longitud de la cadena a utilizarse. Puesto que no se necesita determinar la longitud de paso ( $P_s$ ), pues se tiene la premisa de que este factor tiene un valor ya establecido de media pulgada (12.7 mm), lo cual deja sin necesidad algunos pasos necesarios para el proceso estandarizado por el ANSI B29.1.

Junto a los factores previos y al factor determinado por “regla” se procede a calcular la longitud de la cadena necesaria con la función (Emerson Power Transmission, 2011):

**Ecuación 27 Longitud de cadena en pasos**

$$L = (2 * C) + \left[ \frac{(T_{in} + T_{out})}{2} \right] + \left[ \frac{(T_{out} - T_{in})^2}{4 * \pi^2 * C} \right]$$

Donde “C” es el valor de la distancia entre centros  $G_{in}$  y  $G_{out}$  expresada en pasos, siendo esta distancia real de 789 mm (31.06 in). Ya que se ha estipulado que el paso para este caso es de 12.7 mm (0.5 in), por lo tanto se determina que la distancia entre centros “C” es de 62 pasos, el cual cumple con el criterio de  $C < 80$  pasos. Por lo tanto la longitud de la cadena de transmisión “L” es del rango de 157.38 pasos, en otras palabras de 2004.7 mm (76.69 in). Así mismo a partir de los datos anteriormente determinados se puede averiguar si el sistema cumple con el requerimiento del “ángulo de contacto” para ruedas dentadas que debe ser mayor a  $120^\circ$ , siendo para la rueda conductora o plato un ángulo de contacto de  $176.77^\circ$  y para el piñón conducido de  $183.22^\circ$

Ya estimados los factores anteriores, se procede a estimar los diámetros de paso para el plato conductor y el piñón libre, los cuales ya están establecidos empíricamente, pero se ha de corroborar que son los indicados de manera teórica, esto se lleva a cabo con la función (Mott, 2004):

**Ecuación 28 Diámetro de paso de rueda dentada de entrada o conductora**

$$D_p = \frac{P}{\text{Sen} \left( \frac{180}{T} \right)}$$

Ya que se ha establecido la longitud de paso ( $P$ ) de la cadena que es de media pulgada, y conocemos la cantidad de dientes que cada rueda dentada involucrada tiene. En el caso del plato conductor con 39 dientes ( $T_{in}$ ), se determinó que el diámetro de paso ( $D_{p(in)}$ ) es de 157.8 mm (6.21 in). Mientras que para el Piñón el diámetro de paso ( $D_{p(out)}$ ) es de 113.42 mm (4.46 in).

**Cuadro 24** Características de la cadena “estándar” para bicicletas tales como longitud de cadena en pasos y unidades lineales.

Paso o Pitch (estándar bicicletas)	mm 12.7	in 0.5
Diámetro de Paso Plato Conductor ( $D_{p(in)}$ ) (39 dientes)	mm 157.8	in 6.21 in
Diámetro de Paso Piñón Libre ( $D_{p(out)}$ ) (28 dientes)	mm 113.42	in 4.46
Longitud de Cadena (bicicleta)	157.38 pasos	
	mm 1998.71	In 78.69

El proceso para la determinación de la cadena por el método establecido, usando el estándar B29.1 se puede encontrar en el Apéndice 1.

3) **Fuerzas creadas por el sistema de cadenas.** Todo el proceso desarrollado anteriormente es para determinar las fuerzas que ejercerá el sistema de cadena sobre el eje del triciclo. El tramo bajo tensión recibe el nombre de “tramo de trabajo”, este es donde se genera la fuerza que afecta al eje, esta fuerza recibe el nombre de “fuerza de cadena” (FC), la que se puede describir por la siguiente ecuación (Mott, 2004):

**Ecuación 29** Fuerza ejercida por la cadena sobre los ejes.

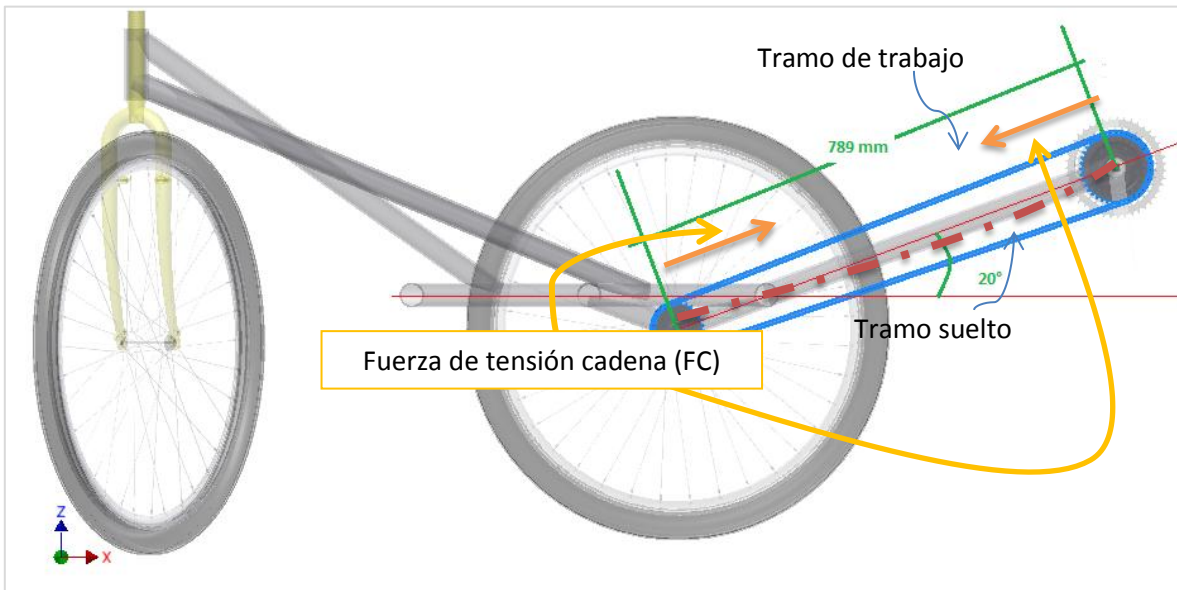
$$FC = \frac{M_{ciclista}}{(D_p/2)}$$

La fuerza de cadena que hala el plato conductor es de igual magnitud a la que hala al piñón libre, por lo cual sólo es necesario calcularla una vez. Se debe recordar que el momento generado por la acción del ciclista es de 15.75 N-m (11.61 lbf-ft), mientras que el diámetro de paso se seleccionará del plato conductor ( $D_p$ ) el cual es de 157.8 mm (6.21 in). Por lo tanto a partir de los parámetros anteriores se puede estimar que la fuerza que se aplica en el eje es de 199.58 N (44.87 lbf).

La aplicación de la carga de la cadena no se da en un solo plano de acción, ya que la aplicación de esta fuerza está rotada 20° respecto a la horizontal, por lo cual se ha de estimar las componentes de fuerza en el plano vertical o “Z”, y en el plano horizontal o “X”.

Las componentes de la fuerza ejercida por la cadena sobre el plano horizontal es de 187.54 N (42.16 lbf), mientras que para el eje vertical la fuerza ejercida por la componente de la fuerza de tensión en cadena se estimó en 68 N (15.35 lbf).

**Ilustración 37** Diagrama representando las fuerzas que genera la cadena sobre los ejes del vehículo.



**Cuadro 25** Fuerza de tensión de la cadena y sus componentes para el eje Z y eje X.

Fuerza de tensión en cadena (FC)	N 199.58	Lbf 44.87
Fuerza de tensión vertical en cadena (FcV)	N 68.26	Lbf 15.35
Fuerza de tensión horizontal en cadena (FcH)	N 187.55 N	Lbf 42.16

b. **Fajas.** Las fajas de transmisión son un método de transmitir movimiento rotacional y potencia mecánica, este método consiste en unir dos o más ruedas llamadas poleas unidas por medio de una banda o faja continua, rodeándolas y en base a la fricción transmite la potencia y el movimiento generado por la polea conductora. Las fajas al contrario que los otros elementos de transmisión de potencia flexibles, tal como la cadena anteriormente analizada, nos indican que son más ventajosas en el sentido que entregan potencia a máquinas, mecanismos y piezas, siendo silenciosa a altas velocidades, así como otorgando a su vez absorción al impacto y vibraciones (Mott, 2004), es por esta razón que se optó por la faja para transmitir la potencia del motor de apoyo del triciclo al eje.

Es de resaltar que una de las desventajas del uso de fajas es que si velocidad de operación es muy baja, la tensión en la faja disminuye y puede provocar que esta resbale en las poleas (Emerson Power Transmission, 2011), en muchas aplicaciones por eso se prefieren el uso de fajas dentadas o cadenas.

Hay dos grupos principales de fajas principales, las planas y las trapezoidales. Las fajas planas se caracterizan por tener una sección transversal rectangular, estas fueron el primer tipo de fajas que se utilizaron. Las principales aplicaciones de las fajas planas son cuando hay grandes distancias entre centros, cuando existen grandes fuerzas tangenciales y cuando hay desplazamientos laterales. Una ventaja que tiene las fajas planas sobre las actuales fajas trapezoidales, es que éstas pueden transmitir energía rotacional y potencia en dos planos perpendiculares uno del otro, pero la desventaja mayor es que no son muy eficientes y fácilmente pierden la fricción sobre la polea (Avallone, y otros, 1996), ya que la fricción de este tipo de faja depende directamente en la tensión de la misma, actualmente las fajas planas están siendo desplazadas por la faja trapezoidal. Aún hoy en el ámbito nacional se puede encontrar una gran cantidad de maquinaria que trabaja con este tipo de faja.

Las fajas trapezoidales o conocidas “como en V”, son ampliamente usadas, a pesar de que su rango de eficiencia va de un 70 a 96% (Avallone, y otros, 1996), pero los beneficios que trae su aplicación es más grande que el desperdicio de potencia que permite. La transmisión de potencia por fajas no implica solo las fajas, sino que también incluye a las poleas, las cuales son elementos rotatorios con ranuras y con las mismas características que la sección de la faja en V. Las poleas son parte intrínseca del método de transmisión de potencia, se debe tener mucho cuidado de elegir correctamente la polea, para la faja específica; porque si se usa una polea de una medida determinada, con una faja de otra medida provocaría que la eficiencia del sistema se vea altamente disminuida.

Debido a la gran influencia de Estados Unidos en el ámbito nacional, las regulaciones más importantes que se pueden encontrar en Guatemala en lo respecta a las fajas, provendrán de allí (i.e. ANSI y SAE.); pero siempre teniendo en mente que existen estándares internacionales y específicos de cada país (i.e. Japón con JIS, Rusia con GOST, Alemania con DIN, entre otros). Las secciones y longitudes de las fajas están estandarizadas por ANSI en medidas del Sistema Internacional y el Sistema Inglés de unidades. Los estándares que rigen las fajas según ANSI son (Autodesk, Inc., 2010):

1. ANSI/RMA IP 20, para las fajas trapezoidales clásicas.
2. ANSI/RMA IP21, para las fajas en V dobles.
3. ANSI/RMA IP22, para las fajas en V se sección estrecha.
4. ANSI/RMA IP23, para fajas en V de carga ligera.

Así mismo también existen estándares especializados para las fajas y poleas para automóviles, estos estándares están gobernados por la SAE (Avallon, y otros, 1996), estos estándares son:

1. SAE J636, para fajas trapezoidales y poleas
2. SAEJ637, para fajas trapezoidales para vehículos.
3. SAE J1278, para fajas y poleas sincrónicas en unidades métricas.
4. SAE J1459, para fajas “V-Ribbed” y Poleas.

Ya que la faja bajo análisis es para una aplicación automotriz, se utilizarán las fajas del estándar SAE J637 y el procedimiento de dimensionamiento y análisis que se puede encontrar en el libro de “Machine Elements In Mechanical Design” de Robert Mott.

El primer paso para realizar el análisis y dimensionamiento del sistema de transmisión de potencia por fajas para el triciclo Recumbent planteado, se tiene que identificar las propiedades del motor, tales como la potencia, el tipo de motor, el Voltaje de operación, el amperaje para su funcionamiento, la velocidad máxima que puede entregar; esta información se puede obtener de la placa del motor mismo y esta resumida en la Cuadro 26:

**Cuadro 26** Datos del motor que se usará en el prototipo.

<b>Potencia Nominal del Motor (PN)</b>	<b>W</b> 1118.55	<b>Hp</b> 1.5
<b>Voltaje (V)</b>	36 Volts	
<b>Velocidad Angular del Motor (<math>\omega_{motor}</math>)</b>	<b>rpm</b> 3600	<b>Rad/s</b> 376.99
<b>Corriente (A)</b>	35 Amperios	
<b>Tipo de Motor</b>	Imanes Permanentes	

Ya una vez identificado el motor, el cual será la fuente de potencia y tendrá en su eje de salida la polea conductora, se procede a determinar la potencia de diseño ( $PD_{motor}$ ) del mismo, el cual tiene una magnitud de 1230.4 W (1.65 hp). Esto se lleva a cabo determinando el factor de servicio (FS), este se determina según el cuadro 27, donde el factor está organizado en función del tiempo de operación y el tipo de impulsor; para este caso el tiempo de operación, se asumió un caso extremo, donde operaría de 8 a 9 horas diarias, y el tipo de impulsor es de Corriente Directa (DC). Por lo tanto el FS se determinó que era del rango de 1.10.

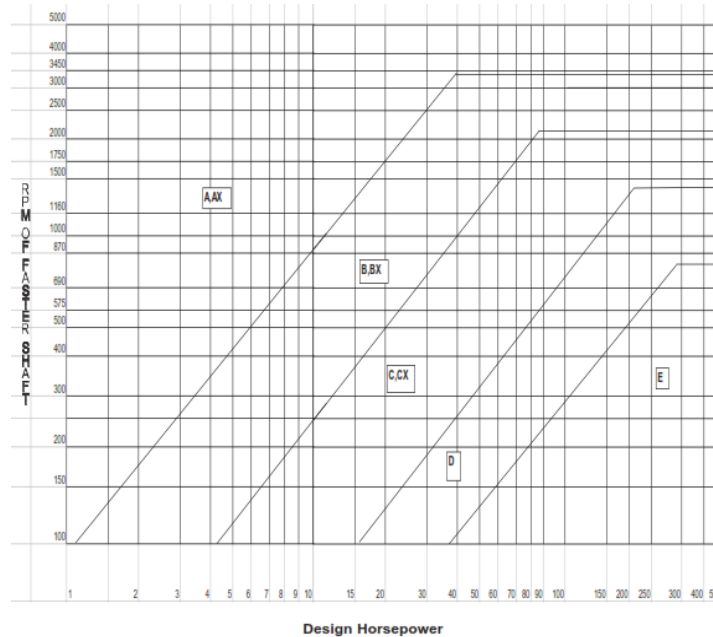
El siguiente paso que se debe seguir en este procedimiento es la selección de la sección o tipo de faja que se debe usar, este dato se obtiene de la velocidad angular del eje más rápido, que sería en este caso el del motor ( $\omega_{motor}$ ), la cual alcanza una velocidad máxima de 3600 rpm (376.99 rad/s) y la potencia de diseño ( $PD_{motor}$ ) que se obtuvo anteriormente. Ya que se han obtenido los datos anteriores, se debe recurrir a un diagrama para la selección de fajas, para determinar si se usa una sección A, B, C, D o E, el diagrama utilizado se puede observar en la Ilustración 8. Así pues, se determinó que el tipo de faja que se utilizaría es la de sección A, con dimensiones estándar de 12.7 mm (0.5 in) y 7.874 mm (0.31 in) (ver Ilustración 39).

Cuadro 27 Factores típicos de servicio (FSmotor), tomada de V Belt Design Manual

DriveN Machine	DriveR					
	Intermittent Service 3-5 Hours Daily or Seasonal	Normal Service 8-10 Hours Daily	Continuous Service 16-24 Hours Daily	Intermittent Service 3-5 Hours Daily or Seasonal	Normal Service 8-10 Hours Daily	Continuous Service 16-24 Hours Daily
The machines listed below are representative samples only. Select the group listed below whose load characteristics most closely approximate those of the machine being considered.	<b>AC Motors:</b> Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous, Split Phase <b>DC Motors:</b> Shunt Wound <b>Engines:</b> Multiple Cylinder Internal Combustion			<b>AC Motors:</b> High Torque, High Slip, Repulsion-Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring <b>DC Motors:</b> Series Wound, Compound Wound <b>Engines:</b> Single Cylinder Internal Combustion <b>Line Shafts:</b> Clutches		
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps & Compressors Fans Up to 10 Horsepower 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 Horsepower 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 Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery Conveyors (Drag-Pan-Screw)	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calender-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

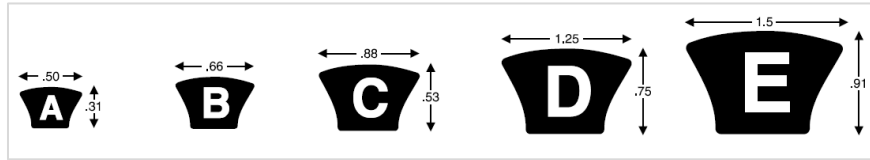
(Bando USA, Inc., 2010).

Ilustración 38 Diagrama de selección de sección de faja, tomado de V Belt Design Manual



(Bando USA, Inc., 2010).

**Ilustración 39** Representación gráfica de las posibles opciones debido a las características del motor que aplican en la selección, tomado de V Belt Design Manual



(Bando USA, Inc., 2010).

En el siguiente paso del análisis se procedió a determinar las velocidades angulares restantes del sistema, siendo éstas la de la velocidad angular de salida ( $\omega_{out}$ ). La velocidad angular de salida se puede obtener a partir la relación nominal de velocidades ( $RN = \omega_{motor}/\omega_{out} = D1/D2$ ), éste ultimo factor se asumió con base a las poleas disponibles con un diámetro de 50.8 mm (2 in) y 152.4 mm (6 in), así pues se determinó que la relación nominal de velocidad se estableció en 3 a 1.

A partir de la misma relación para RN, pero despejando para  $\omega_{out}$  se logró obtener la velocidad en el eje de salida (ver Ecuación 30), así pues la velocidad de salida se estimó en 2400 rpm.

**Ecuación 30** Velocidad de Eje de salida

$$\omega_{out} = \omega_{motor} / RN$$

Ya obtenida la velocidad en el eje de salida, se procedió a determinar que la distancia entre centros de las poleas ( $C_p$ ) deseado, el cual ha de ser apropiado para los diámetros de las poleas establecidas anteriormente. La distancia (C) se establece a través de la (Ecuación 3132), el valor de C debe estar dentro del rango que especifica la ecuación antes mencionada (Mott, 2004). La distancia entre centros deseado viene previsto del dimensionamiento hecho en al inicio del proceso de diseño. Este trecho se estableció en 291 mm (11 in), el cual cumple con estar dentro del rango de 152.40 mm (5.98 in) y 609.60 mm (24 in).

**Ecuación 31** Rango para determinar que la distancia entre centros es apropiada

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1)$$

Una vez que la distancia entre centros es la apropiada y cumple con el criterio de la Ecuación 312, se procede a estimar la longitud de la faja ( $L_p$ ). Para este fin se utiliza la siguiente ecuación **Fuente especificada no válida.**:

**Ecuación 32** Longitud de faja.

$$L_p = 2C' + 1.57(D1 - D2) + \frac{(D1 - D2)^2}{4C'}$$

$$\text{Donde } C' = \frac{K + \sqrt{K^2 - 32(D1 - D2)^2}}{16} \quad \text{y} \quad K = 4 * L_p - 6.28(D1 + D2)$$

Utilizando la ecuación recién mostrada, se estimó que el largo necesario de faja es de 909.26 mm (35.8 in). Pero ya que en los diferentes catálogos disponibles no existe una faja de exactamente esa dimensión, por lo cual se aproxima al siguiente tamaño más cercano; el tamaño corregido o largo efectivo ( $L_{ef}$ ) de la faja es de 914 mm (36 in).

Ya que el largo efectivo de la faja cambió, debido al redondeo en la longitud, se deberá recalcular la distancia entre centros para compensar la variación en el largo de la faja, utilizando la Ecuación 33:

**Ecuación 33** Distancia entre el centros

$$C2 = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 * (D2 - D1)^2}}{16}$$

$$\text{Donde } B = 4 * L_p - 6.28(D2 + D1)$$

El valor corregido para la distancia entre centros ( $C2$ ) es 293.29 mm (11.55 in), por lo que el motor se encontrará a una distancia más larga, 2.29 mm (0.0901 in) para ser más preciso, respecto a su posición que se había determinado inicialmente.

Una vez determinada la distancia entre centros corregida o verdadera ( $C2$ ), las velocidades máximas que se darán tanto en el eje del motor y en el eje de salida, así como también la longitud de la banda ( $L_p$ ) y su longitud efectiva ( $L_{ef}$ ), se necesita determinar la cantidad de bandas ideal ( $NBN$ ) para la transmisión de potencia, esta cantidad se puede obtener con la siguiente ecuación:

**Ecuación 34** Número ideal de Bandas Necesarias para la eficiente transferencia de potencia

$$NBN = \frac{PD_{motor}}{PNC}$$

Para encontrar la cantidad de elementos flexibles que se necesitan para la transmisión eficiente de la potencia se usa la relación de la potencia de diseño ( $PD_{motor}$ ) y la potencia nominal corregida ( $PNC$ ).

La potencia nominal corregida es una forma de estimar la cantidad de potencia transferida, acoplando factores como el área de contacto de la faja en la polea, durante la transferencia de potencia, o en otras palabras cuanta potencia se transfiere entre la polea y la faja durante el tramo que están en contacto. La  $PNC$  se estimó en 865.012 W (1.16 hp), esta se obtuvo con la siguiente ecuación:

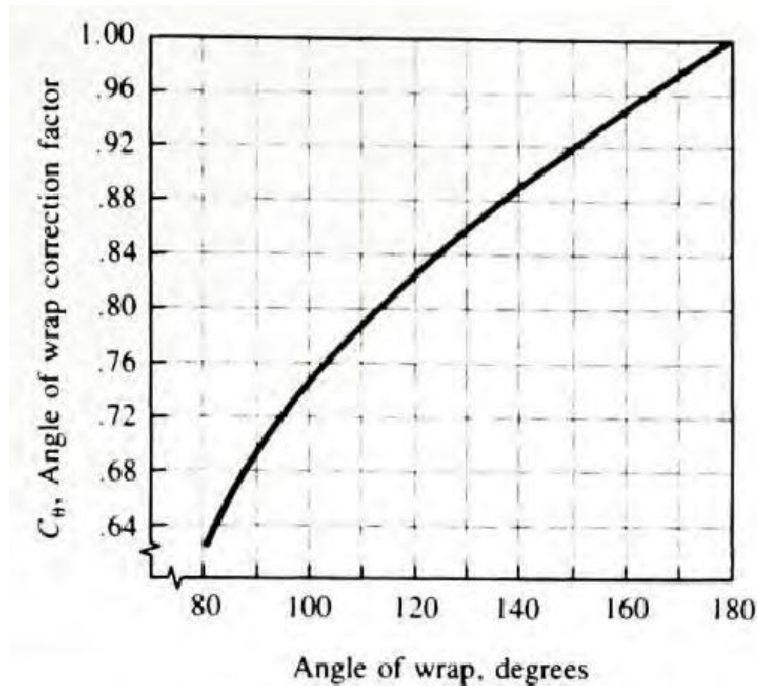
**Ecuación 35** Potencia Nominal Corregida

$$PNC = C\theta * CL * PN$$

Donde es el  $C\theta$  es el factor de corrección de ángulo envolvente el cual se determino que es 0.96, este es un valor se obtuvo de una gráfica, la que es usualmente provista por fabricantes o

encontrada en manuales y libros de diseño de sistemas de fajas. La gráfica que se utilizó para esta estimación se puede encontrar a continuación:

**Ilustración 40** Gráfica para obtención de factor de corrección de ángulo envolvente en poleas, tomada del *Machine Elements in Mechanical Design*



(Mott, 2004).

Para el uso de la ilustración anterior se hace necesario determinar el ángulo de contacto o envolvente ( $\theta_1$ ) de la faja con la polea más pequeña, este ángulo se puede determinar con la siguiente ecuación:

**Ecuación 36** Angulo de la envolvente

$$\theta_1 = 180^\circ - \left( 2 * \sin^{-1} \left( \frac{(R_2 - R_1)}{(2 * C)} \right) \right)$$

A partir de la ecuación anterior se determinó que el ángulo envolvente es de  $170^\circ$ ; y por último el factor de corrección de longitud (CL), el cual se determinó que era 0.81, este valor se obtiene en diferentes cuadros, los cuales se pueden obtener con fabricantes y/o libros de diseño de maquinaria, hay un CL específico para cada medida de faja el que se utilizó para la determinación de este dato, se encuentra por medio del Cuadro 28, este factor lo que hace es integrar las posibles tensiones y vibraciones antes de entrar en la polea pequeña (Mott, 2004).

Cuadro 28 Cuadro de factor de corrección de largo (CL), tomada de Heavy Duty V-Belt Drive Design Manual

A Section		B Section		C Section		D Section	
V-Belt No.	Correction Factor	V-Belt No.	Correction Factor	V-Belt No.	Correction Factor	V-Belt No.	Correction Factor
A24	0.74	B28	0.74	C51	0.77	D 120	0.86
A25	0.75	B29	0.74	C53	0.78	D128	0.88
A26	0.75	B30	0.75	C55	0.79	D144	0.90
A27	0.75	B31	0.75	C60	0.81	D158	0.92
A28	0.76	B32	0.75	C62	0.82	D162	0.92
A29	0.77	B33	0.76	C68	0.83	D173	0.94
A29.8	0.77	B34	0.76	C71	0.84	D180	0.94
A30	0.78	B35	0.77	C72	0.85	D195	0.96
A31	0.79	B36	0.77	C75	0.86	D210	0.98
A32	0.80	B37	0.78	C78	0.86	D225	0.99
A33	0.81	B38	0.79	C81	0.87	D240	1.00
A34	0.81	B39	0.79	C83	0.87	D255	1.01
A35	0.82	B40	0.80	C85	0.88	D270	1.02
A36	0.83	B41	0.81	C90	0.90	D285	1.03
A37	0.84	B42	0.81	C93	0.90	D315	1.06

(The Gates Rubber Company, 1999).

Así pues con ya todos los factores necesarios para la estimación de NBN, se determinó que el número ideal de bandas sería de 1.41 bandas, pero esta cantidad es físicamente imposible, por lo cual se redondea a 2 bandas. En realidad el motor disponible tiene un eje muy pequeño, para poder colocar una polea de dos ranuras. Por lo cual se optó por colocar una polea, con la pérdida de eficiencia que ronda los 30% de la potencia de diseño.

1) **Fuerza de Tensión en Fajas.** Para determinar la influencia del sistema de fajas sobre el eje es necesario determinar la Fuerza de Tensión en la faja o FB, esta fuerza viene de la relación del torque ejercido por el motor ( $T_m$ ) y el radio de la polea conducida. La Fuerza de Tensión en la faja se obtiene por la siguiente relación:

**Ecuación 37** Fuerza de tensión en fajas

$$FB = \frac{(1.5 * T_m)}{D/2}$$

Donde el Par del motor se determinó con la siguiente ecuación:

**Ecuación 38** Torque del motor

$$T_m = \frac{PN * 60}{2 * \pi * \omega_{motor}}$$

Es de resaltar que la anterior relación para su apropiado uso, se han de utilizar en el caso de la potencia nominal (PN) caballos de fuerza, mientras que la velocidad angular del mismo ( $\omega_{motor}$ )

en Radianes por segundo. Tomando en cuenta la anterior acotación el Par del motor se determinó que era de 28.33 N-m (20.90 lbf).

Así pues, se puede afirmar que la fuerza de tensión es de alrededor de 46.48 N (10.45 lbf), actuando sobre el eje con un ángulo de 28° respecto al horizonte, lo cual indica que la fuerza se puede descomponer en sus dos componentes F<sub>BY</sub> (vertical) y F<sub>BX</sub> (horizontal), las cuales serían 21.88 N (4.92 lbf) y 41.01 N (9.22 lbf) respectivamente.

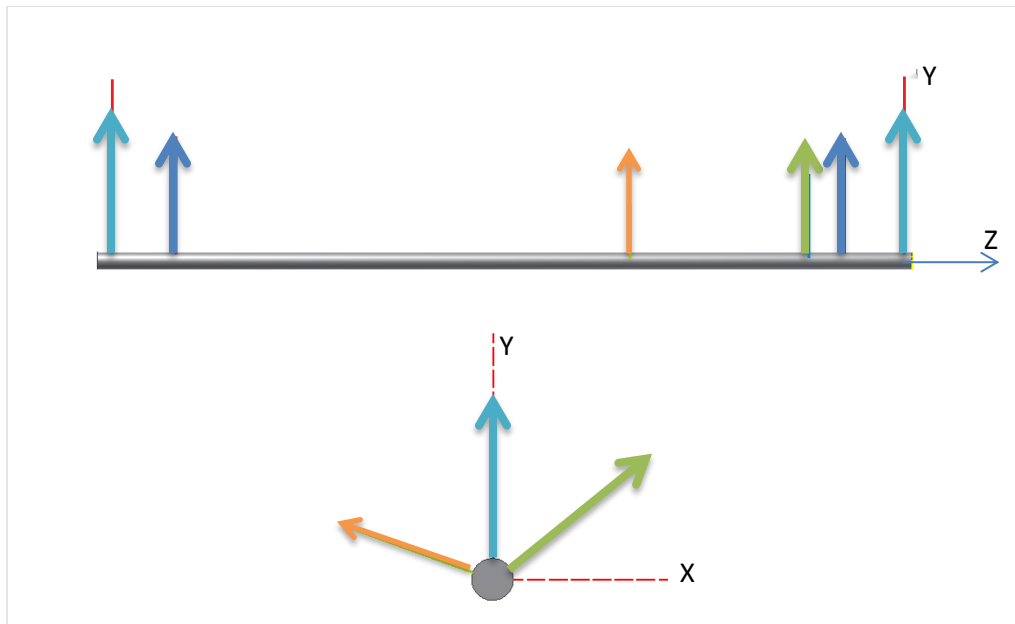
Cuadro 29 Datos y parámetros que describen al sistema de poleas diseñado.

Potencia Nominal (PN)	<b><u>W</u></b> 1118.55	<b><u>hp</u></b> 1.5
Velocidad Angular Motor ( $\omega_{motor}$ )	<b><u>Rpm</u></b> 3600	<b><u>Rad/seg</u></b> 376.99
Sección Seleccionada de Faja	A	(Estándar en in)
Velocidad Angular de Salida ( $\omega_{out}$ )	<b><u>Rpm</u></b> 2400	<b><u>Rad/seg</u></b> 251.32
Factor de Servicio (FS)	1	
Potencia de Diseño (PD)	<b><u>W</u></b> 1267.69	<b><u>hp</u></b> 1.7
Diámetro Exterior Polea Conductora (D1)	<b><u>Mm</u></b> 50.8	<b><u>in</u></b> 2.00
Diámetro Exterior Polea Conducida (D2)	<b><u>Mm</u></b> 152.4	<b><u>in</u></b> 6.00
Largo Efectivo (Catalogo Bando USA) (Lp)	<b><u>Mm</u></b> 914.4	<b><u>in</u></b> 36
Sección y Número de Faja	A34	
Distancia entre Centros ( C )	<b><u>Mm</u></b> 293.37	<b><u>in</u></b> 11.55
Número de Bandas Necesarias ideales (NBN)	2	bandas
Fuerza de Tensión Faja (Fb)	<b><u>N</u></b> 46.48	<b><u>lbf</u></b> 10.45
F <sub>BY</sub> (vertical)	<b><u>N</u></b> 41.01	<b><u>lbf</u></b> 4.92
F <sub>BX</sub> (horizontal)	<b><u>N</u></b> 21.88	<b><u>lbf</u></b> 9.22

c. **Dimensionamiento del eje.** El eje como cualquier elemento al cual se le aplica fuerzas lineales y torsionales se verá afectado, ya sea deformado y/o flexionado por las acciones de estas fuerzas. Con base a todo esto el diseño de ejes debe al menos ser lo suficientemente resistente para soportar estas cargas. Por lo cual el diseño de un eje se puede decir que está en función de las cargas que soportará.

El eje durante su operación se comportará como una viga, ya que cuando es afectado por las diferentes cargas creadas por los elementos acoplados a él; por lo cual se hará una aproximación y se analizará el eje como una viga. Así pues las cargas debidas a los elementos de transmisión de potencia ejercen su efecto en diferentes ángulos, estas se descompondrán en sus componentes, haciendo más sencillo el análisis de la influencia de cada carga sobre el eje, en cada plano de acción (plano en el sentido Vertical o "YZ" y el plano en sentido horizontal o "XY"), para luego integrar todos los resultados del proceso de análisis, y así poder determinar los momentos totales que se aplican en el eje.

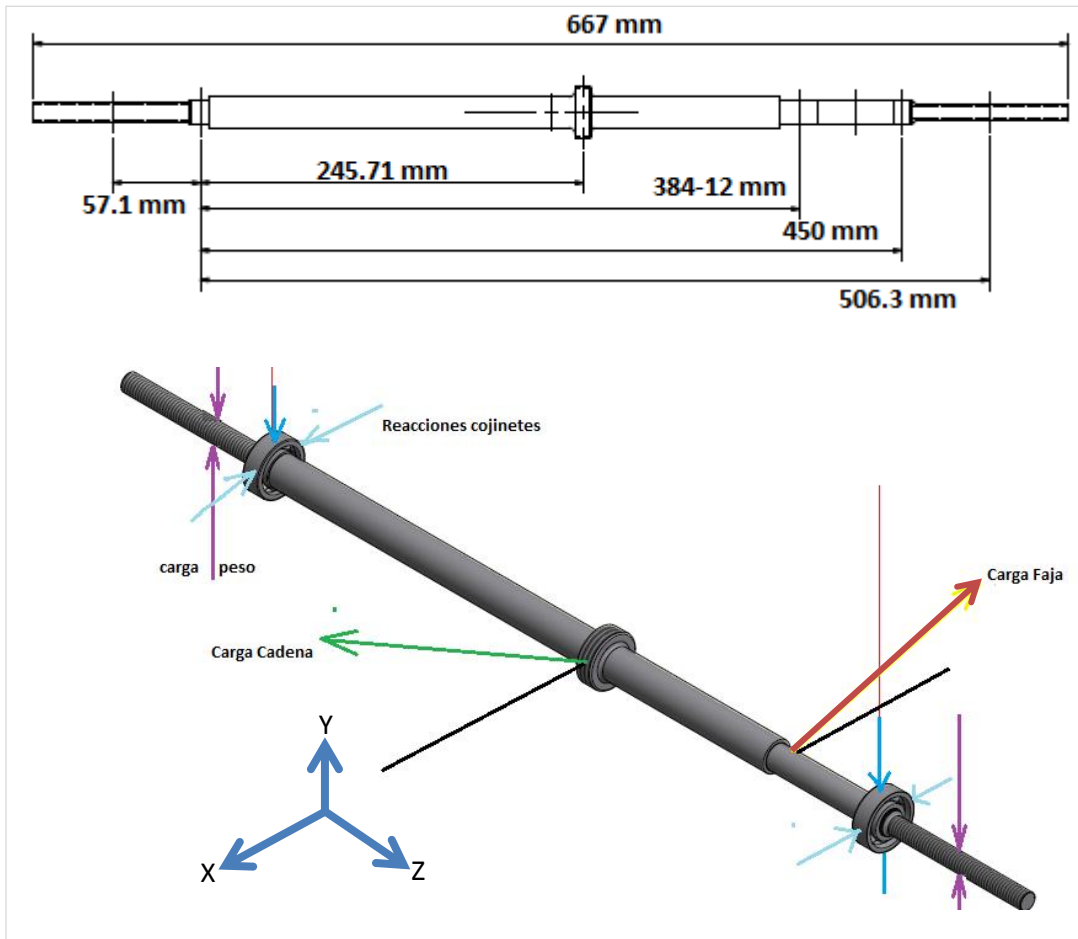
**Ilustración 41** Vistas en Planos YZ y YX de una representación de un eje, para observar la distribución de cargas.



Una vez completado el análisis del eje como una viga, se procederá a realizar el dimensionamiento del eje; este dimensionamiento consiste en determinar los diámetros mínimos que el eje deberá tener en cada una de sus secciones, que puedan o deben soportar las cargas aplicadas por los elementos de transmisión de potencia.

La posición de las cargas o más bien dicho la posición de los elementos de transmisión, se dispuso con base al dimensionamiento previo dispuesto en el planteamiento de la propuesta, cargas están distribuidas de la siguiente manera:

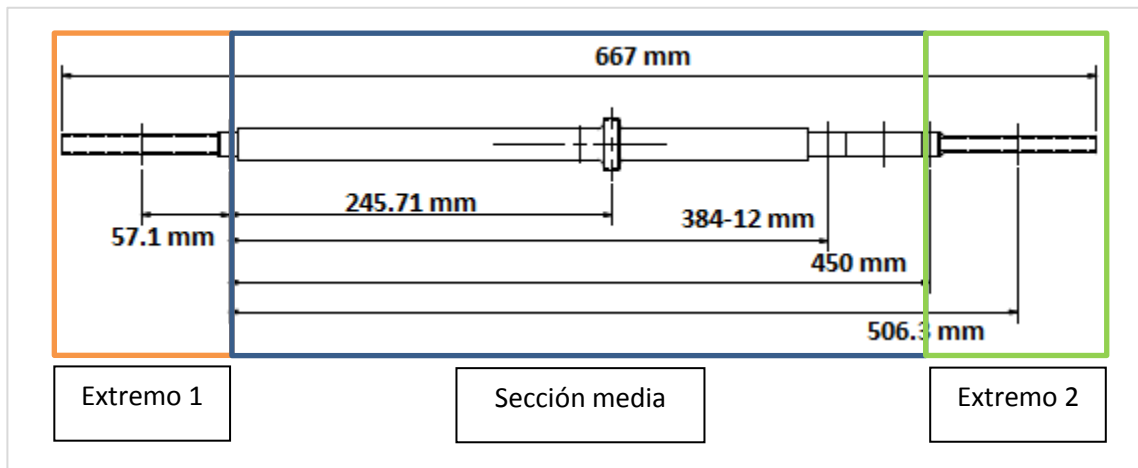
Ilustración 42 Disposición de los elementos de transmisión de potencia en el eje, y las cargas sobre el eje.



1) **Plano YZ o Vertical.** Tal como se describió anteriormente, las fuerzas aplicadas sobre el eje se descompusieron en sus componentes que actúan en cada plano de acción. En este sentido se analizará primero el efecto de las componentes de fuerza sobre el eje en el plano vertical o plano "YZ".

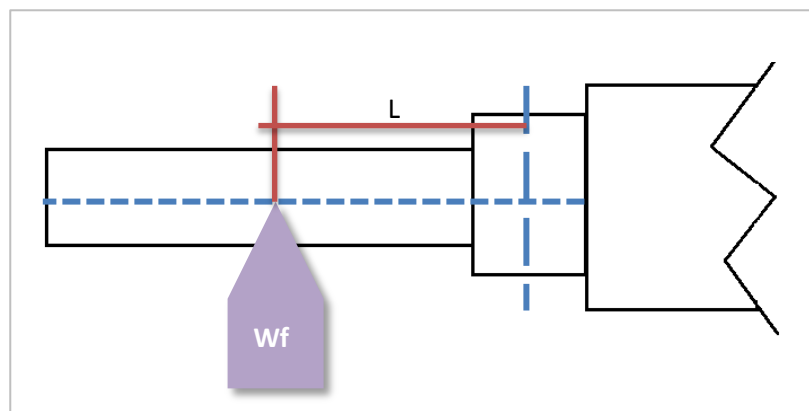
El eje se modelará como una viga tal como se mencionó anteriormente, la cual se resolverá por el método de composición, ya que el tramo entre cojinetes se toma como una viga simplemente apoyada, mientras que los extremos fuera de los cojinetes se tomarán como dos vigas en voladizo; siendo el método de composición el más sencillo para resolver este sistema compuesto. Para simplificar la identificación de las diferentes secciones del eje se nombró extremos a los voladizos, mientras que la parte media se le denominó sección media (Ver Ilustración 43).

**Ilustración 43** Representación gráfica donde se identifican las secciones del eje para su más fácil identificación.



Resolviendo primero los voladizos para determinar las reacciones en estas secciones, se determinó que se genera un momento igual en cada extremo ( $M_{wfv1}$  y  $M_{wfv2}$ ), provocado por la carga de las ruedas que en realidad es la mitad de la carga del peso ( $W_f = 130 \text{ kg}$ ) sobre el vehículo, ya que esta carga se divide entre las dos ruedas, así es que  $W_f$  tiene una magnitud de 833.56 N (187.392 lbf). Según las fórmulas establecidas para el análisis de vigas en voladizo, establecen que el momento es el producto de esta carga del peso de operación por la distancia (L) desde la base del voladizo (base de voladizo se estableció en el punto medio donde se asentaría el cojinete) hasta el punto donde se aplica la carga **Fuente especificada no válida.**, que sería el punto medio donde se asentaría la rueda, la cual es aproximadamente 57.1 mm (2.24 in), siendo el momento por el peso del rango de 47.59 N-m (35.10 lbf-ft).

**Ilustración 44** Diagrama representativo del voladizo analizado en uno de los extremos de la viga.

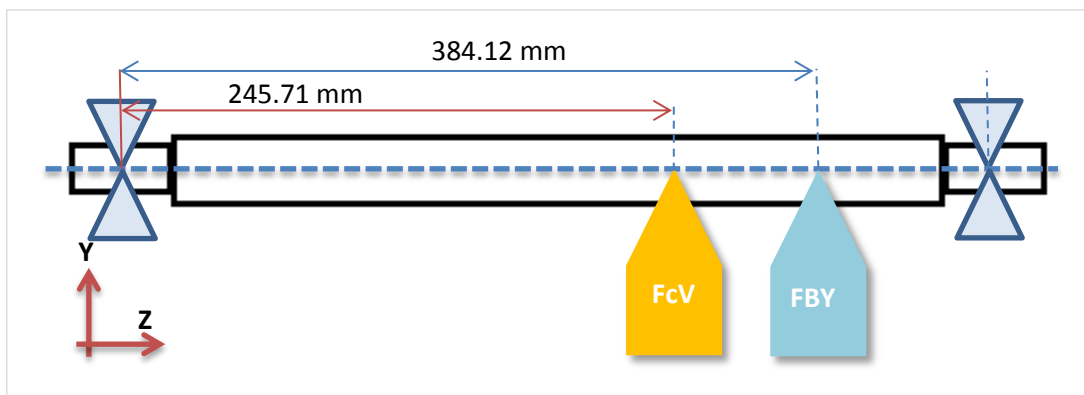


Ya que ambos extremos del eje son iguales (los cuales se identificarán como 1 al extremo izquierdo y 2 al extremo derecho), se puede asumir que sucederán las mismas reacciones, por lo

tanto, se establece que el momento en el otro extremo ( $M_{wfv2}$ ) que será del mismo orden que en el primer extremo, 47.59 N-m (35.10 lbf-ft). Así pues también se determinaron los cortantes en la base del voladizo, estos cortantes según se estableció en las fórmulas para vigas en voladizo, el cortante es de igual magnitud que la fuerza aplicada en el voladizo y al cortante, por lo tanto las reacciones en la base del voladizo o su equivalente las fuerzas cortantes ( $R1v = R2v = V1v = V2v = W_{f1v} = W_{f2v}$ ) son de 833.56 N (187.392 lbf).

Ya establecidos las reacciones y condiciones en los extremos del eje, se procederá a realizar el análisis de la sección media. Esta sección del eje se modelará como una viga simplemente apoyada, tal como se comentó anteriormente; se estableció que los apoyos (en ambos lados de la sección) en este caso se darían justo en donde se asienta el cojinete.

**Ilustración 45** Representación gráfica de la sección media del eje, aproximándola a una viga simplemente apoyada, modelo el cual se rotó para su más sencilla interpretación.

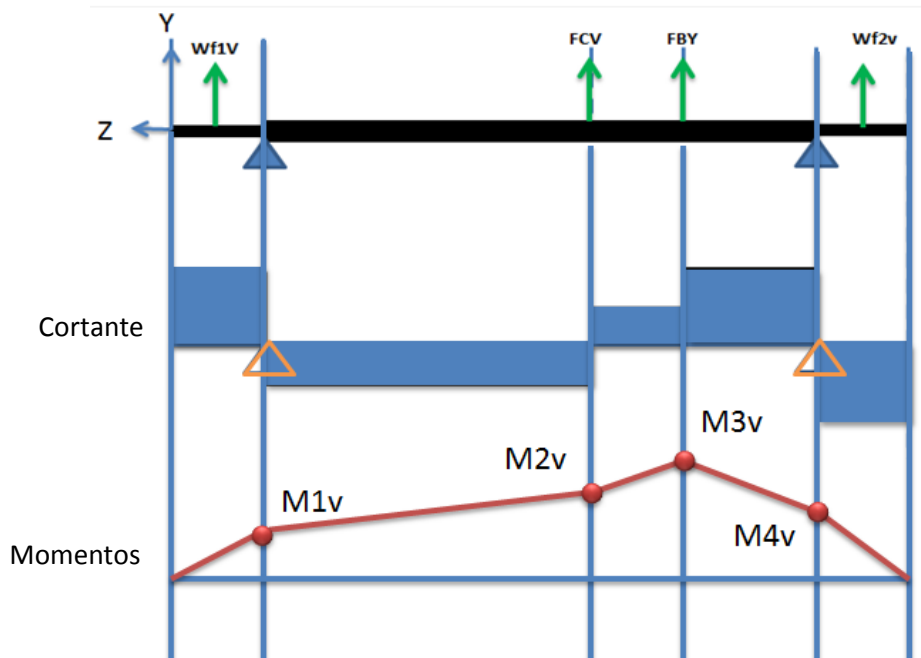


Para obtener los datos resultantes de este modelo, se realizaron los procedimientos tradicionales para resolver una viga de estas características, tal como una sumatoria de momentos, y una sumatoria fuerzas en el eje Y; en esta sección se dan la acción de dos cargas, la carga vertical de la fuerza de la cadena, así como la carga de la fuerza que ejerce la faja. La carga de cadena sobre el eje en el plano de acción, la fuerza de cadena (FCV) es de 68.26 N (15.34 lbf), mientras la fuerza vertical de la faja es 21.88 N (4.92 lbf). Donde se obtuvieron las reacciones en cada extremo donde la reacción en 1 fue de 34.19 N (7.68 lbf). Mientras que la reacción en 2 es de 55.94 N (12.44 lbf).

Ya que se han obtenido las reacciones en cada segmento de nuestro eje, se procede a sacar las reacciones resultantes en cada extremo que actúan sobre el eje en el plano vertical. Esta resultante se obtiene haciendo una sumatoria de las reacciones en cada una de las secciones, siendo la sumatoria de reacciones en el extremo izquierdo o 1 es ( $RiV$ ) 867.75N (195.07 lbf), mientras en el extremo 2 o derecho sería la sumatoria de reacciones ( $RdV$ ) es de 889.56 N (199.98 lbf).

Por último se determinan los momentos generados por las fuerzas aplicadas totales, los momentos se obtendrán de diagramas de corte, estos diagramas se crean de las áreas que se generan a partir de las magnitudes de las fuerzas, por la distancia entre una y otra fuerza. Como se verá a continuación:

**Ilustración 46** Diagramas de corte y de momento resultante sobre el eje analizado en el plano vertical.



Los datos para obtener la gráfica en la Ilustración 46 son, primero las fuerzas aplicadas o reacciones:

**Cuadro 30** Fuerzas que actúan el eje en el plano vertical.

Componentes Verticales de Fuerzas Aplicadas			
$F1v$	$W_{f1V}$	<u>N</u> 833.56	<u>Lbf</u> 187.491
$F2v$	$R_{iV}$	<u>N</u> 867.75	<u>Lbf</u> 195.078
$F3v$	$F_{CV}$	<u>N</u> 68.26	<u>Lbf</u> 15.34
$F4v$	$F_{BY}$	<u>N</u> 21.88	<u>Lbf</u> 4.91
$F5v$	$R_{dV}$	<u>N</u> 889.56	<u>Lbf</u> 199.981
$F6v$	$W_{fdV}$	<u>N</u> 833.56	<u>Lbf</u> 183.491

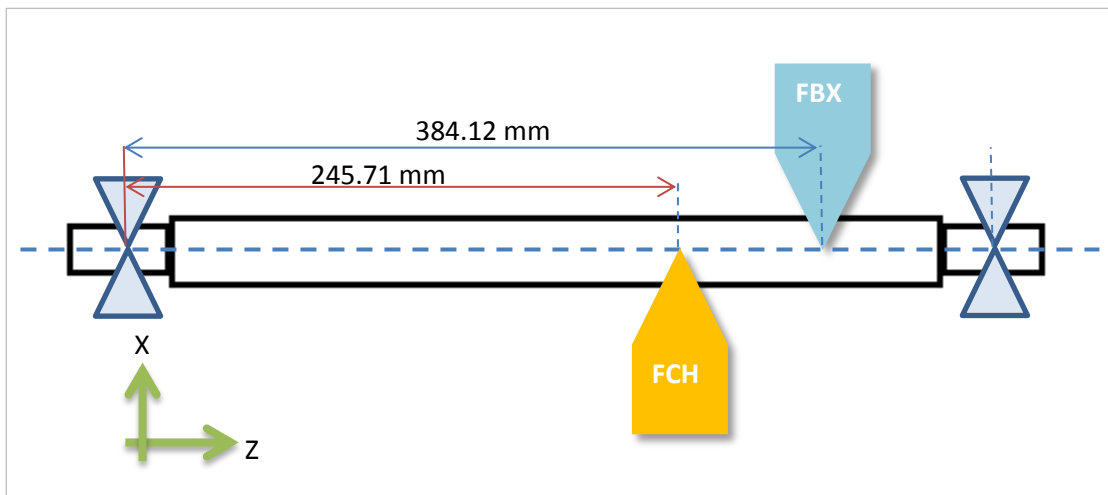
Ya que se han identificado las fuerzas que se aplican en el eje, se han de determinar los momentos actuantes en el mismo; tal como se mencionó anteriormente, y estos se muestran en el cuadro siguiente:

**Cuadro 31** Momentos que actúan sobre el eje provocando flexión en el plano vertical.

Momentos actuantes en Plano Vertical		
<b>M1v (en Asiento Cojinete)</b>	<b><u>N-m</u></b>	<b><u>Lbf-ft</u></b>
	47.62	35.12
<b>M2v (en Piñón)</b>	<b><u>N-m</u></b>	<b><u>Lbf-ft</u></b>
	8.37	6.17
<b>M3v (en Polea)</b>	<b><u>N-m</u></b>	<b><u>Lbf-ft</u></b>
	4.71	3.47
<b>M4v (en Asiento de Cojinete)</b>	<b><u>N-m</u></b>	<b><u>Lbf-ft</u></b>
	47.62	35.12

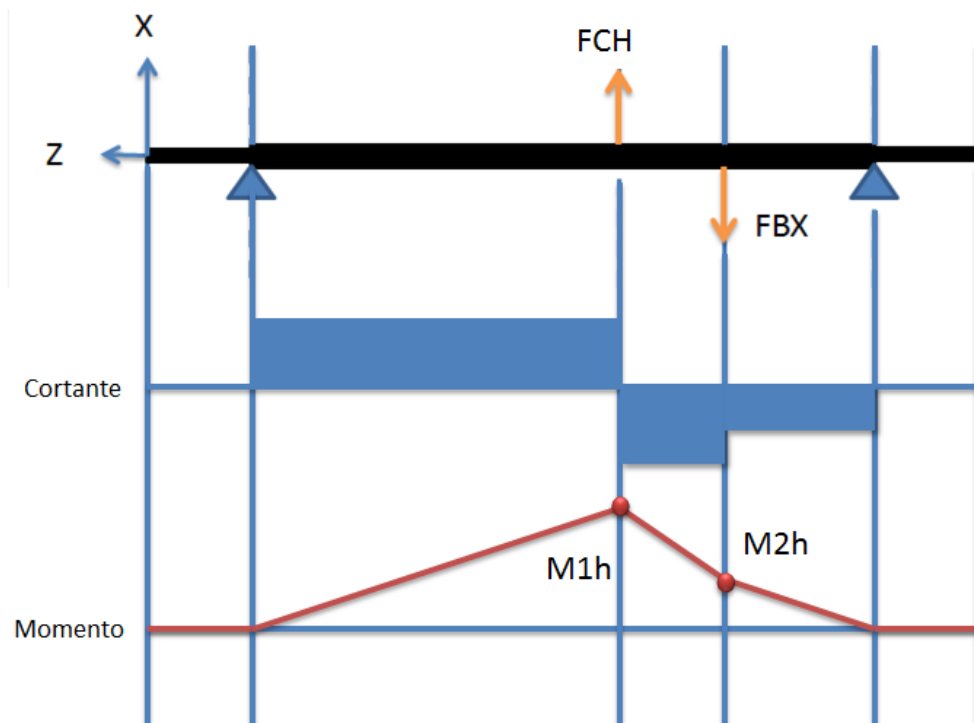
2) **Plano ZX.** El análisis del eje en este plano de acción se realiza de la misma manera que el plano vertical, solo que tomando las fuerzas que afectan al eje en plano ZX.

**Ilustración 47** Representación gráfica de la sección media del eje, aproximándola a una viga simplemente apoyada, modelo el cual se rotó para su más sencilla interpretación.



Para el análisis del eje, éste se separará en las mismas secciones que en el caso anterior, y al igual se obtendrá al final la sumatoria de reacciones en cada asiento del eje. Los diagramas de corte y momentos sobre el eje son como se muestran a continuación:

Ilustración 48 Diagramas de corte y de momento resultante sobre el eje analizado en el plano horizontal.



Siendo por lo tanto las fuerzas que afectan al eje en el sentido horizontal, las componentes de las fuerzas aplicadas en este plano tal como se describió anteriormente, estas cargas son:

Cuadro 32 Fuerzas que actúan el eje en el plano horizontal.

Componentes Horizontales de Fuerzas aplicadas			
F1h	WfiH	<u>N</u> 0	<u>Lbf</u> 0
F2h	RiH	<u>N</u> 79.13	<u>Lbf</u> 58.36
F3h	FCH	<u>N</u> 187.55	<u>Lbf</u> 42.16
F4h	FBH	<u>N</u> 41.12	<u>Lbf</u> 9.24
F5h	RdH	<u>N</u> 67.39	<u>Lbf</u> 49.70
F6h	WfdH	<u>N</u> 0	<u>Lbf</u> 0

Dado que las fuerzas se aplican en los mismos puntos y distancias unas de las otras que en el caso del plano YZ, los momentos que afectan al eje son:

**Cuadro 33** Momentos que actúan sobre el eje provocando flexión en el plano horizontal.

Momentos actuantes en Plano Horizontal		
<b>M1h (en piñón)</b>	<b><u>N-m</u></b> 19.44	<b><u>Lbf-ft</u></b> 14.33
<b>M2h (en polea)</b>	<b><u>N-m</u></b> 15.01	<b><u>Lbf-ft</u></b> 11.06

3) **Momentos resultantes.** Ya que se ha determinado los momentos que afectan a la estructura del eje en ambos planos de acción, se ha de calcular el resultante de estos momentos, estos resultantes se obtienen tomando cada momento como la magnitud de un vector en su respectivo plano, por medio de la siguiente ecuación se obtiene el valor de la resultante del momento en ambos planos de acción (YZ y XZ) (Mott, 2004):

**Ecuación 39** Ecuación de momento resultante que actúa en ambos planos de acción.

$$M_{resultante} = \sqrt{(M_{en\ plano\ XZ})^2 + (M_{en\ plano\ YZ})^2}$$

Los momentos resultantes están listados en la siguiente Cuadro:

**Cuadro 34** Momentos resultantes que afectan el eje.

<b><math>M_{resultante\ 1}</math></b> (asiento de cojinete izquierdo)	<b><u>N-m</u></b> 47.62	<b><u>Lbf-ft</u></b> 35.12
<b><math>M_{resultante\ 2}</math></b> (Piñón Libre)	<b><u>N-m</u></b> 21.16	<b><u>Lbf-ft</u></b> 15.60
<b><math>M_{resultante\ 3}</math></b> (Polea)	<b><u>N-m</u></b> 15.72	<b><u>Lbf-ft</u></b> 11.59
<b><math>M_{resultante\ 4}</math></b> (Asiento Cojinete Derecho)	<b><u>N-m</u></b> 47.62	<b><u>Lbf-ft</u></b> 35.12

4) **Diámetros mínimos.** Para el dimensionamiento de un eje, se parte de la suposición de que los esfuerzos flectores en el eje varían desde cero hasta su valor máximo y regresan a su mínima expresión, durante cada rotación la operación del mismo, que el esfuerzo de corte torsional se mantiene constante y uniforme durante el mismo periodo a lo largo del cuerpo del eje.

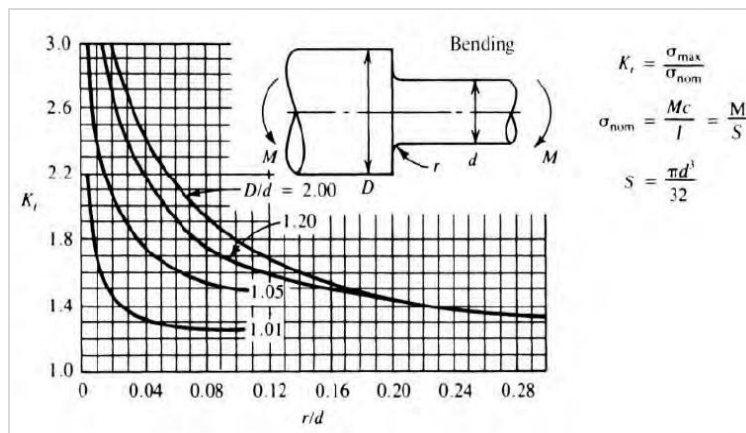
Bajo la suposición anterior se establece el estándar ANSI B106.1M-1985, este documento cubre y rige el proceso “Diseño y Dimensionamiento de Ejes”; así pues el estándar antes mencionado otorga las herramientas para determinar los diámetros mínimos que el eje necesitaría para soportar las cargas que anteriormente se han determinado. La ecuación para diámetros mínimos es la siguiente:

**Ecuación 40** Ecuación para determinar el diámetro mínimo basándose en el estándar ANSI B106.1M-1985

$$D_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t * M}{s'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

Donde  $N$ , es el factor conocido como el factor de diseño o grado de seguridad para la sección, se trabajará con un  $N=2$ , ya que se recomienda este número cuando existe una confianza promedio en la información de las características del material y de las cargas que se le aplicarán **Fuente especificada no válida**. El factor  $K_t$ , es el factor de concentración de esfuerzo, el cual está altamente relacionado con las características específicas de la sección, si hay cuñeros presentes, cambios de diámetro y tratamientos a estos cambios de sección, así como otros posibles puntos de concentración de los esfuerzos. Este valor se puede encontrar fácilmente en cualquier libro de diseño de maquinaria o manual de diseño (el diagrama utilizado se encuentra en la Ilustración 49). También se tiene al factor  $M$ , que es el momento que actúa sobre la sección que se está dimensionando.

**Ilustración 49** Factores de concentración de esfuerzo, por cambio de diámetro (bajo flexión), tomada del Machine Elements in Mechanical Design



(Mott, 2004).

Otro de los factores a tomar en cuenta es el “ $S'_n$ ” o fuerza de resistencia del material verdadera, este factor nos indica la habilidad del material para resistir la fatiga debido a su acabado y el factor de confiabilidad que se le asigne, factor se puede determinar a partir de la siguiente expresión (Mott, 2004):

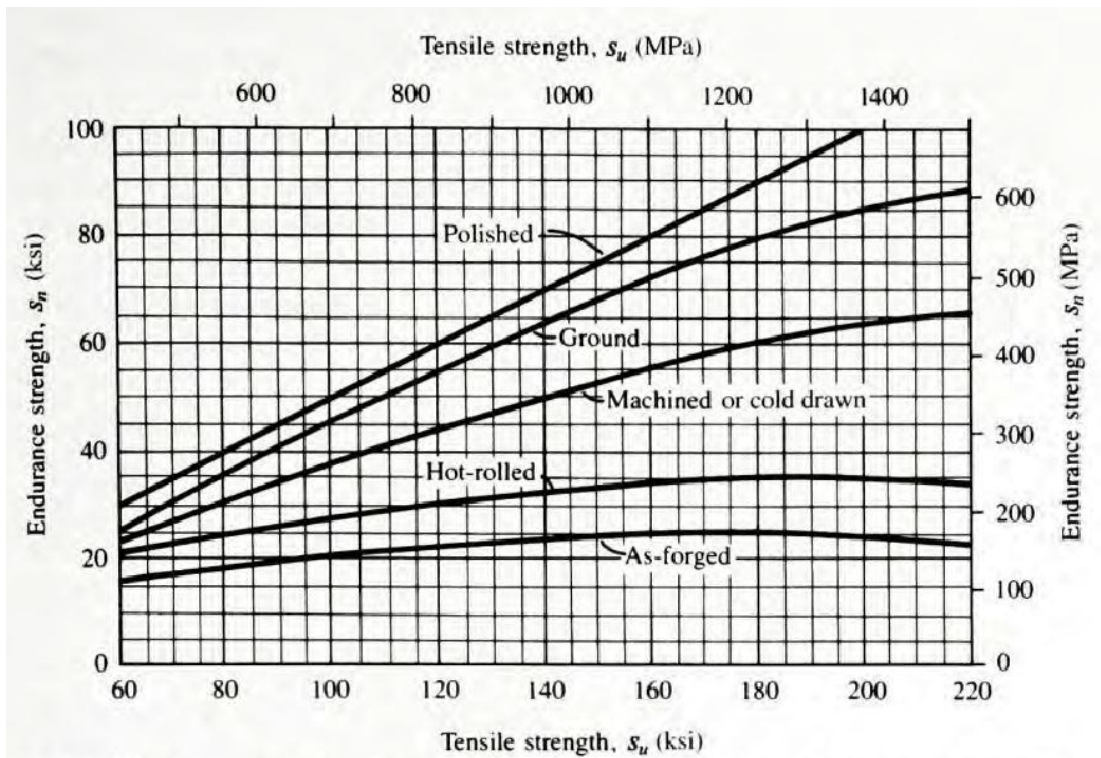
**Ecuación 41** Fuerza de Resistencia del Material Verdadera

$$S'_n = S_n * C_R * C_S$$

- $S_n$  es la Fuerza de Resistencia del material que depende del Esfuerzo Último a la Tensión ( $S_u$ ) y al acabado del material. Para encontrar este valor se usa la gráfica en el Ilustración 50.

- $C_R$  es el factor de confiabilidad que se le desea dar al elemento a analizar. Este factor se puede determinar a partir del cuadro 35.
- $C_s$  es el factor de tamaño, un factor de ajuste por el tamaño de la pieza, este factor se puede determinar a partir del cuadro en la Ilustración 51.

**Ilustración 50** Fuerza de resistencia en función de manufactura o acabado de la pieza, Tomada de "Machine Elements in Mechanical Design"



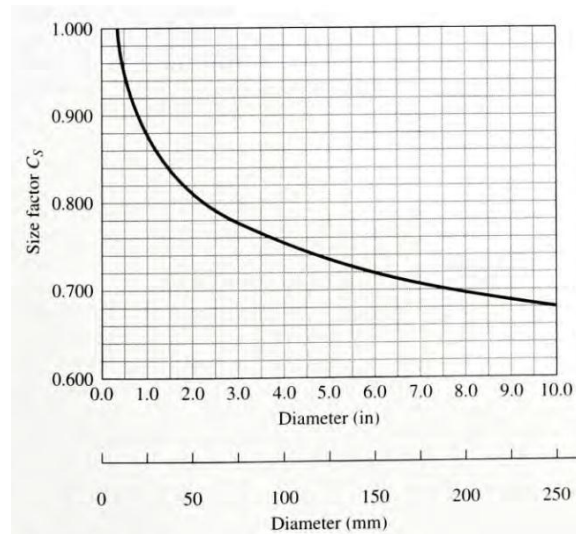
(Mott, 2004)

**Cuadro 35** Factor de confiabilidad (CR), tomada de "Machine Elements in Mechanical Design"

Confiabilidad deseada	CR
0.5	1
0.9	0.9
0.99	0.81
0.999	0.75

(Mott, 2004).

Ilustración 51 Factor de tamaño, tomada de "Machine Elements in Mechanical Design"



(Mott, 2004).

Por último se tienen dos coeficientes más comunes relativamente, en la ecuación para diámetros mínimos, la torsión (T), que es el momento que se aplica al torno del eje longitudinal de la pieza, y el esfuerzo de fluencia del material ( $S_y$ ), el cual es indicación del esfuerzo máximo que se puede desarrollar en un material sin causar una deformación plástica.

a) **Disposiciones previas.** Antes de iniciar el proceso de dimensionamiento de los diámetros del eje, se ha de realizar una serie de disposiciones previas, tales como el material, métodos de manufactura, entre otros elementos a tomar en cuenta.

La primera disposición previa viene relacionada con el material que se ha de utilizar, el material a seleccionar debe tener entre otras características un esfuerzo de fluencia lo suficientemente grande, para soportar las futuras cargas, así como también debe ser de fácil acceso en el mercado guatemalteco, por lo que se seleccionaron dos diferentes aceros, como un acero bonificado (AISI 4140) y un acero al carbono (AISI 1045), para la elección del material a utilizar se compararon las características de cada material y se les estimó la resistencia del material real ( $S'_n$ ) para determinar cuál es el más resistente.

Dadas estas características se optó por el acero AISI 4140, no sólo porque la resistencia material real era mejor comparado con el AISI 1045, además de ser un material era altamente recomendado para la aplicación que se le va a dar ya que es un acero de aleación cromo-molibdeno y con un tratamiento de bonificación, lo que permite que la pieza tenga una resistencia más grande a la tracción y a la torsión, así como al flexionamiento debido a la acción de las cargas a las que la pieza estará expuesta y las que tendrá que soportar; a continuación se listan (Cuadro 36 36) Las características del material que incumben a este trabajo:

Cuadro 36 Propiedades del material seleccionado AISI 4140.

<b>Esfuerzo de Fluencia (<math>\sigma_y</math> o <math>S_y</math>)</b>	<b><u>Klb/in<sup>2</sup></u></b> 100.076	<b><u>MPa</u></b> 690
<b>Esfuerzo último (<math>\sigma_u</math> o <math>S_u</math>)</b>	<b><u>Klb/in<sup>2</sup></u></b> 152.29	<b><u>MPa</u></b> 1050
<b>Fuerza de Resistencia del Material, Verdadera (<math>S'_n</math>)</b>	<b><u>Klb/in<sup>2</sup></u></b> 48.93	<b><u>MPa</u></b> 337.5

(Metales Industriales De Guatemala, 2009)

El procedimiento de pruebas por el cual se seleccionó al AISI 4140 como el material a utilizar se llevó a cabo de la siguiente manera, se dispuso un segmento de prueba imaginario con un diámetro de 9.45 mm (0.37 in) para los dos materiales (este dato servirá más adelante para determinar la primera serie de datos para el proceso iterativo de cálculo del eje), así poder determinar los valores de  $C_R$  y  $C_S$  para cada uno de los materiales, los cuales se obtuvieron para el material seleccionado de 0.9 y 1.0 respectivamente. Por último para determinar la magnitud de la fuerza de resistencia de los materiales se decidió que el método de manufactura para el eje fuese maquinado, ya que este factor es necesario para determinar el valor de " $S_n$ ", el cual se estimó en 375 MPa (54,389 Psi) para el AISI 4140.

Ya anteriormente se había identificado la potencia transmitida en cada de los elementos acoplados en el eje idealmente, por ejemplo en el sistema de cadena se transmite unos 23.63 W (0.03 hp) mientras que en el sistema de fajas la transmisión de potencia ronda los 1230 W (1.65), potencias que anteriormente se habían denominado Potencias de Diseño. Estos valores son de suma importancia, ya que son indispensables para determinar el esfuerzo de torsión (Torr) que afecta al eje debido a la acción de los diferentes elementos acoplados al eje.

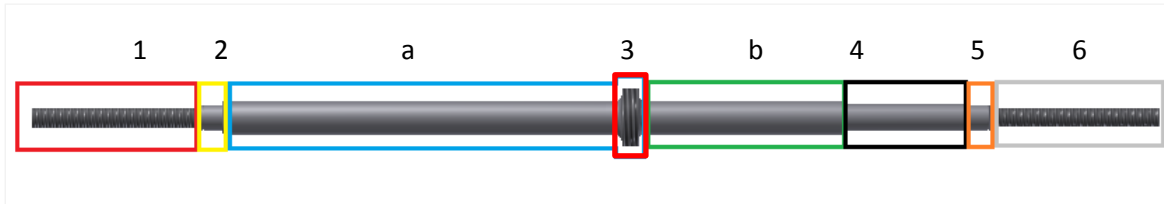
También se han de determinar los pares torsionales presentes en el eje, debidos a la acción de los elementos acoplados al eje. Los cuales están listados junto al total de los mismos a continuación (Cuadro 37):

Cuadro 37 Pares torsionales actuando sobre el eje.

<b>Par Torsional en Poleas (<math>T_b</math>)</b>	<b><u>N-m</u></b> 28.333	<b><u>Lbf-ft</u></b> 20.897
<b>Par Torsional en Cadena (<math>T_c</math>)</b>	<b><u>N-m</u></b> 15.75	<b><u>Lbf-ft</u></b> 11.62
<b>Par Torsional total (<math>T_t</math>)</b>	<b><u>N-m</u></b> 44.083	<b><u>Lbf-ft</u></b> 32.517
<b>Par Torsional en cada Rueda (<math>T_r</math>)</b>	<b><u>N-m</u></b> 22.04	<b><u>Lbf-ft</u></b> 16.26

Así mismo una disposición previa importante es la división del eje en secciones para su más fácil identificación durante el análisis. Siendo esta división la siguiente:

**Ilustración 52** Representación gráfica de la distribución de las secciones para análisis del eje.



Las secciones 1 y 6 son donde se ensamblan las ruedas al eje, las secciones 2 y 5 son los puntos donde se asientan los cojinetes, mientras que en 3 se colocará el piñón libre y en 4 la polea, siendo estos últimos los elementos de transmisión de potencia; mientras tanto las secciones a y b son las secciones de “espacio” entre elementos principales acoplados al eje.

**b) Cálculo de diámetros mínimos.** En esta etapa de diseño del eje se procede a realizar el cálculo de los diámetros mínimos del eje, estos diámetros son las secciones donde se asentarán los elementos de transmisión de potencia; las secciones donde no se acopla ningún dispositivo de transmisión de potencia, su diámetro no es transcendental, por lo cual el cálculo se enfoca en las secciones donde sí se colocan este tipo de dispositivos, esto se debe a que en estas secciones hay mayor concentración de esfuerzo que en las secciones de “espacio”, se recomienda que el diámetro de las secciones “de espaciamiento” no sean menores a los diámetros mínimos “importantes” y permitan que en el eje se instalen tanto el piñón como la polea que se necesita.

El cálculo de estas secciones se realiza de manera iterativa; esto se debe a que para iniciar el proceso de estimación de los diámetros mínimos, se dispuso de un diámetro promedio del eje de 9.45 mm (0.37 in), para así poder determinar el factor  $C_s$ , factor que es directamente relacionado con el diámetro del eje o sección bajo análisis, dato del cual se carece al iniciar el proceso de dimensionamiento del elemento. Este proceso iterativo se realizará usando la ecuación para determinar el diámetro mínimo de cada sección (ecuación 41), el que debe ser al menos dos veces; para el segundo recálculo de estos factores ya se realiza con diámetros apropiados para establecer si el eje soportará las cargas a las cuales estará expuesto. Así mismo antes de iniciar el proceso de dimensionamiento es importante identificar las diferentes dimensiones del eje. Por tanto, debido a las restricciones de largo dictadas por la estructura, así como la cantidad de elementos necesarios para la transmisión de potencia acoplados al eje y la posición que deben de tener estos en el mismo, da una directriz para la configuración del eje; con base a esto, se decidió que el eje debe tener al menos 7 secciones, de las cuales 2 secciones son de igual tamaño, siendo éstas donde se asentarán los cojinetes y otras 2, las cuales serán donde van ensambladas las ruedas del triciclo.

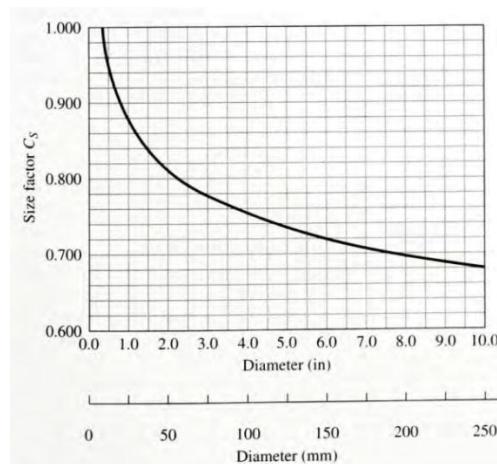
Por lo anterior es conveniente aplicar la ecuación 41, que es para determinar los diámetros mínimos posibles y se hará uso de los momentos que actúan en el eje, establecidos en

procedimientos anteriores (Cuadro 38) y el valor de "Cs" para esta primera iteración, anteriormente establecido durante la determinación del material apropiado para el eje. Los resultados son los siguientes:

**Cuadro 38** Diámetros mínimos para el eje, proceso iterativo 1.

Momento Aplicado (N-m)		Par Torsional Aplicado en sección (N-M)	Kt	N	Diámetro Mínimo calculado (Dmin)Preliminar (mm)	
1	0	22.04	2.0	2.0	Diámetro Mínimo 1	5.53
2	36.16	22.04	2.0	2.0	Diámetro Mínimo 2	13.68
A	0	44.08	2.0	2.0	Diámetro Mínimo a	5.53
3	21.16	15.75	2.0	2.0	Diámetro Mínimo 3	17.46
B	0	44.08	2.0	2.0	Diámetro Mínimo b	5.53
4	47.62	28.33	2.0	2.0	Diámetro Mínimo 4	9.00
5	36.33	22.04	2.0	2.0	Diámetro Mínimo 5	15.01
6	0	22.04	2.0	2.0	Diámetro Mínimo 6	5.53

**Ilustración 53** Diagrama para determinar el factor de tamaño (Cs), Tomada de "Machine Elements in Mechanical Design"



(Mott, 2004).

A partir de los datos obtenidos en la primera iteración, se realizó una segunda iteración con valores  $C_s$  apropiados (los cuales se obtienen de Ilustración 52), también se operará con  $K_t$ 's específicos para la relación de cambios de diámetro, "D/d" (Ilustración 49). Esta segunda iteración dio como resultado los siguientes datos:

**Cuadro 39** Diámetros mínimos para el eje, proceso iterativo 2 y final.

	Momento aplicado (N-m)	Par torsional aplicado en sección (N-M)	$C_s$	$K_t$	N	Diámetro (D) (mm)	
1	0	22.04	1	2.2	2.0	Diámetro mínimo 1	4.93
2	21.17	22.04	0.99	2.2	2.0	Diámetro mínimo 2	13.59
a	0	44.08	0.99	1.8	2.0	Diámetro mínimo a	5.53
3	15.73	15.75	0.95	2.6	2.0	Diámetro mínimo 3	13.20
b	0	44.08	.99	1.8	2.0	Diámetro mínimo b	5.53
4	5.89	28.33	1	2.4	2.0	Diámetro mínimo 4	13.67
5	37.34	22.04	0.98	1.7	2.0	Diámetro mínimo 5	13.59
6	0	22.04	.99	2.2	2.0	Diámetro mínimo 6	4.93

En los resultados anteriores se puede observar que la variación para la segunda iteración fue mínima, en algunos casos el diámetro mínimo aumentó (i.e. diámetro 1), en otros disminuyó (i.e. diámetro 2). Pero ya demostrado que la variación es mínima, entre iteración e iteración, se puede proceder a dimensionar con los diámetros requeridos, ya que la polea y piñón deben fijarse al eje.

c) **Diámetros requeridos.** Los diámetros requeridos para el eje van en función de los diferentes elementos a acoplar al eje. Los elementos a acoplar son dos cojinetes, el piñón de la cadena y la polea, cuyas características están listadas a continuación:

Cuadro 40 Diámetros requeridos por los elementos seleccionados para acoplar al eje.

Diámetro Requerido (Diámetro interno)		
	Mm	In
<b>Piñón Libre (menor)</b> (Ver Ilustración 38)	21.71	0.85
<b>Piñón Libre (mayor)</b> (Ver Ilustración 38)	34.00	1.33
<b>Polea Conducida (Dext 6 in)</b> (Ver Ilustración 39)	16	0.62

Ilustración 54 Diagrama representando las dimensiones del piñón libre acoplado al eje.

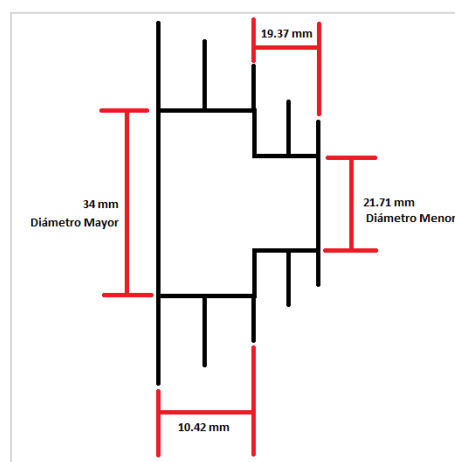
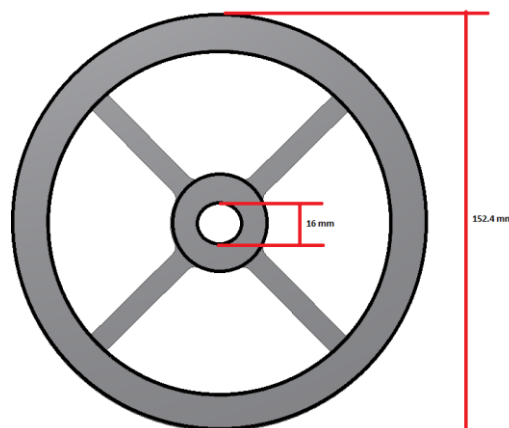


Ilustración 55 Diagrama representando las dimensiones de la polea conducida, acoplada al eje.



d) **Esfuerzos.** Anteriormente se aproximó el modelo del eje como una viga, pero se asumió para el análisis como un elemento prismático ideal, por lo cual el siguiente paso del diseño del eje es determinar si las secciones anteriormente seleccionadas, soportarán los esfuerzos de corte, de torsión y cuáles serán sus deflexiones máximas; todo esto para determinar si el eje cumple con los criterios de seguridad, los que se rige con la norma ANSI B106.1M-1985.

Para determinar los esfuerzos por flexión ( $\sigma$ ) de cada sección del eje, se calculará con la siguiente ecuación:

**Ecuación 42** Esfuerzo por flexión en cada sección del eje.

$$\sigma = \frac{M}{\pi * D^3 / 32}$$

Donde M es el momento aplicado en la sección a analizar y D es el diámetro de la sección. Para la prueba se utilizarán los diámetros requeridos por los elementos a acoplar en el eje. Los esfuerzos por flexión para los diámetros del eje están listados en el siguiente cuadro:

**Cuadro 41** Esfuerzos por flexión en cada sección del eje.

	<u>M</u>	<u>Momento aplicado</u> <u>(N-m)</u>	<u>Esfuerzo por flexión</u> <u>(MPa)</u>
<b>Diámetro requerido 1</b>	0.0114	0	0
<b>Diámetro requerido 2</b>	0.0150	21.17	65.49
<b>Diámetro requerido a</b>	0.0200	0	0
<b>Diámetro requerido 3</b>	0.0340	15.73	4.07
<b>Diámetro requerido b</b>	0.0200	0	0
<b>Diámetro requerido 4</b>	0.0160	5.89	14.64
<b>Diámetro requerido 5</b>	0.0150	37.34	112.69
<b>Diámetro requerido 6</b>	0.0114	0	0

Así mismo cada sección del eje está expuesta a esfuerzos de corte bajo torsión, debido a los momentos aplicados por los elementos de transmisión de potencia sobre el eje; estos esfuerzos cortantes se obtuvieron con la siguiente ecuación:

**Ecuación 43** Esfuerzo de Corte bajo Torsión en cada sección del eje.

$$\tau = \frac{T}{\pi * D^3 / 16}$$

Donde T es el par de torsión sobre el eje, los pares de torsión aplicados son generados por los elementos acoplados en esa sección, tal es el caso en los extremos del eje donde la torsión la generan las ruedas acopladas en estos sectores del eje. El mismo caso será en las secciones donde se acoplan el piñón y la polea. Los esfuerzos de torsión sobre el eje se pueden ver en el siguiente cuadro:

Cuadro 42 Esfuerzos de corte bajo torsión en cada sección del eje.

	<u>m</u>	<u>Par de torsión aplicado (N-m)</u>	<u>Esfuerzo cortante en torsión (MPa)</u>
Diámetro requerido 1	0.0120	22.04	40.907
Diámetro requerido 2	0.0150	22.04	33.258
Diámetro requerido a	0.0200	44.08	28.06
Diámetro requerido 3	0.0340	15.75	20.408
Diámetro requerido b	0.0200	44.08	28.806
Diámetro requerido 4	0.0160	28.33	35.522
Diámetro requerido 5	0.0150	22.04	33.258
Diámetro requerido 6	0.0120	22.04	64.958

Con estos cálculos de esfuerzos se puede determinar que el eje en ninguna de sus secciones fallará debido al esfuerzo bajo flexión y esfuerzo torsional.

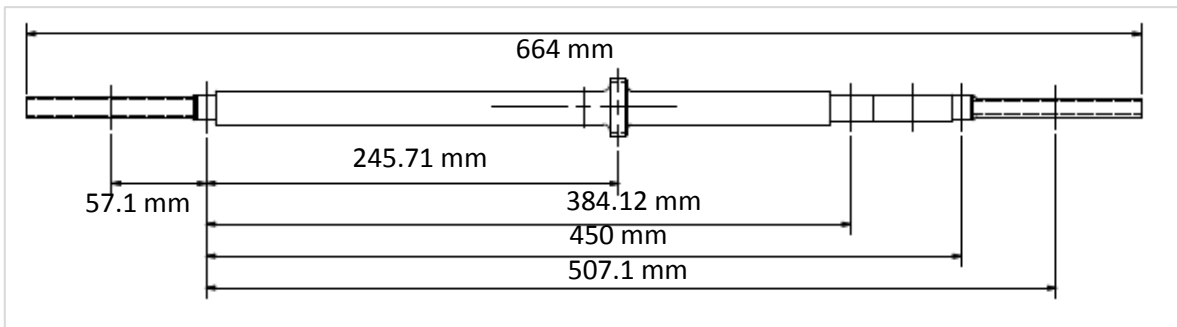
A partir de los resultados de los análisis hechos a las secciones del eje, se dispuso dimensionar finalmente el eje. Este eje tiene un largo de 664 mm (26.1417 in) y los diámetros son los siguientes, listados en el siguiente cuadro:

Cuadro 43 Diámetros de sección para el eje diseñado.

	<u>m</u>	<u>mm</u>
Diámetro sección 1	0.012	12.00
Diámetro sección 2	0.015	15.00
Diámetro sección a	0.020	20.00
Diámetro sección 3	0.034	34.00
Diámetro sección b	0.020	20.00
Diámetro sección 4	0.016	16.00
Diámetro sección 5	0.015	15.00
Diámetro sección 6	0.012	12.00

Así también la configuración del eje queda de la siguiente manera:

Ilustración 56 Distribución de las posiciones de los elementos en el eje.



d. **Rodamientos.** Los cojinetes son elementos que permiten soportar cargas radiales al mismo tiempo que permiten el movimiento relativo entre dos elementos de un mecanismo **Fuente especificada no válida.** En este caso el movimiento deseado es la libre rotación del eje, el cual es la parte del triciclo que transmitirá la potencia generada por el usuario y el motor para su aprovechamiento con fines de propulsión.

Los cojinetes se escogen con base al tipo de carga al cual estarán expuestos (radial, axial, entre otros); en el caso del triciclo híbrido propuesto se establece que el tipo de cojinete a utilizar sería del tipo de bolas, debido a las condiciones y tipos de cargas que experimentarán los mismos.

La selección de este tipo de cojinete se debe a su gran resistencia, fácil accesibilidad en el mercado guatemalteco, los que pueden operar a altas velocidades y a bajas velocidades, y más importante es que requieren bajo mantenimiento, haciéndolos la elección ideal para este tipo de aplicación (Avallone, y otros, 1996). Los cojinetes de bolas están diseñados para operar bajo altas cargas radiales, en condiciones medio ambientales rigurosas, por estas razones, los hacen el mejor tipo de rodamiento para ser utilizados en el vehículo planteado.

1) **Selección de cojinete.** La selección de un cojinete para esta aplicación es bastante sencilla, ya que el rodamiento seleccionado de bolas debe tener el diámetro interior de 15 mm, se debe a que éste es el diámetro del eje en la sección para el asiento de cojinetes, debido a esto se podría seleccionar el cojinete con base solo al diámetro interno y en el caso del diámetro exterior cualquiera de los disponibles comercialmente. Pero se realizará el análisis respectivo para determinar si la selección de rodamientos con base a los datos anteriormente mencionados es correcta y así mismo determinar la vida útil del mismo.

Para una selección consiente de un cojinete se han de establecer los parámetros de operación como las velocidades máximas esperadas en el elemento al cual se acoplaran los cojinetes, en este caso es el eje del triciclo. En lo que se refiere a la velocidad angular, se estableció que estaría alcanzando casi las 1264.62 rpm, velocidad que se determinó a partir de la sumatoria de las velocidades máximas de los elementos de transmisión de potencia acoplados al mismo eje.

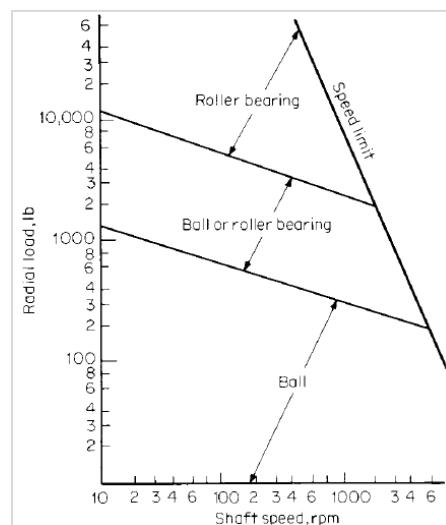
**Cuadro 44** Velocidades máximas por elemento acoplado al eje, y velocidad máxima del eje.

<u>Velocidad Máxima Elemento (N)</u>	<u>RPM</u>
<u>Velocidad Angular Max Esperada Polea</u>	1200
<u>Velocidad Angular Max Esperada Piñón</u>	64.62
<u>Velocidad Angular Max en el Eje Total</u>	1264.62

Para determinar el tipo de cojinete que se adapte mejor a esta aplicación se utilizará un método gráfico, el cual relaciona la “carga radial aplicada” ( $R_{ERL}$ ) sobre el rodamiento y la velocidad a la cual estará expuesta el mismo (N). La “carga radial aplicada” para este caso será el peso de la estructura ( $W_{est}$ ) y la fuerza generada por la carga útil ( $W_f$ ) para la cual se diseñó el triciclo.

A partir de la velocidad máxima y la carga radial en el eje se puede determinar el tipo de rodamiento que se utilizará, esto se realiza utilizando el diagrama en la ilustración 57. Para utilizar el diagrama recién mencionado se ha de determinar primero la carga radial aplicada al cojinete ( $R_{ERL}$ ), esta información se obtiene a partir de la carga resultante vertical, la que se da por las diferentes cargas que actúan sobre el elemento al cual se le va colocar el rodamiento; en este caso la “Carga Radial Aplicada” que ronda los 871.36 N (195.89 lbf), esta carga radial es la sumatoria de las fuerzas generadas por el peso de la estructura ( $W_{est} = 20.52$  kg o 44 lb), el peso de la carga máxima efectiva ( $W_f$ ) y las fuerzas que ejercen los elementos de potencia durante su operación. Ya identificado la carga radial aplicada y anteriormente determinada velocidad del eje de salida, se determina que el tipo de cojinete necesario es el de bolas.

**Ilustración 57** Selección de tipo de cojinete (bolas o rodillos), con base a la velocidad del eje y la carga radial, tomado de “Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers”



(Avallone, y otros, 1996).

Una vez establecida la carga radial aplicada ( $R_{ERL}$ ), se procede a determinar la carga radial equivalente o ( $P_{re}$ ) y la carga estática equivalente ( $P_{oe}$ ).

$P_{re}$ , es la resultante de integrar fuerzas que afectarían al eje, tales como las cargas radiales y axiales, este factor es el que se utiliza en los catálogos para determinar que las fuerzas aplicadas en el rodamiento seleccionado no rebasen la capacidad dinámica del mismo (i.e. Factor C para el catálogo de SNR), carga equivalente que se obtiene por medio de esta ecuación:

**Ecuación 44** Carga equivalente radial (Pre)

$$P_{re} = X * R_{ERL} + Y * Thr$$

Para determinar la  $P_{re}$ , es necesario primero determinar los factores de carga radial (X) y el de empuje (Y), los cuales se pueden obtener del Cuadro 45, estos factores dependen de la geometría, de las cargas y del tipo de rodamiento. Debido a que para cada tipo de cojinete existen dos parejas de factores "X" y "Y", y el procedimiento para seleccionar que par utilizar cuando se calcula  $P_{re}$  con ambas combinaciones, se escoge la que mayor magnitud de carga radial equivalente proporcione (Avallone, y otros, 1996). Así mismo, el termino Thr es la magnitud de la fuerza axial, en este caso se considera que no hay fuerzas de este tipo presentes en el eje, por lo que se asume el factor Thr es cero.

**Cuadro 45** Factor radial y factor de empuje, tomada de "Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers"

Bearing type	$X_1$	$Y_1$	$X_2$	$Y_2$
Single-row ball	1.0	0.0	0.56	1.40
Double-row ball	1.0	0.75	0.63	1.25
Cylindrical roller	1.0	0.0	1.0	0.0
Spherical roller	1.0	2.5	0.67	3.7

(Avallone, y otros, 1996).

Con base en las consideraciones anteriores se determinó que la carga equivalente o  $P_{re}$  es de alrededor de 871.36 N (642. 58 lbf), con la combinación de factores "X1" y "Y1".

A continuación se procedió a determinar la carga estática equivalente ( $P_{oe}$ ), factor que sirve para determinar que las cargas estáticas que afectan al cojinete no sean mayores a la capacidad diseño del mismo (i.e. factor Co para el catalogo SNR). La carga estáticamente equivalente se estimó con la siguiente ecuación:

**Ecuación 45** Carga estática equivalente  $P_{oe}$

$$\begin{aligned} P_{oe} &= X_o * R_{ERL} \\ &= Y_o * R_{ERL} \end{aligned}$$

El procedimiento para el cálculo de  $P_{oe}$  es necesario determinar los factores radiales y de empuje, pero en esta ocasión ajustados para condiciones estáticas ( $X_0$  y  $Y_0$  respectivamente), estos factores se obtienen del cuadro a continuación:

**Cuadro 46** Factores radiales y de empuje estáticos, tomada de "Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers"

Type of bearing	$X_0$	$Y_0$
Single-row ball	0.6	0.5
Double-row ball	0.6	0.5
Spherical roller, 22200 series	1.0	2.9
Cylindrical roller	1.0	0.0

(Avallone, y otros, 1996).

A partir del cuadro anterior se puede determinar para el tipo de cojinete seleccionado la carga estática equivalente o  $P_{oe}$  se estimó en 522.816 N (117.53 lbf).

Determinar las cargas  $P_{oe}$  y  $P_{re}$  es de suma importancia, porque tal como se mencionó anteriormente son datos determinantes para saber si el cojinete estará expuesto a cargas que puedan comprometer la integridad estructural del cojinete como conjunto o alguno de los elementos que lo componen.

Con la información recabada en el proceso analítico anterior, ya se puede realizar una selección informada de los rodamientos apropiados para el triciclo, al comparar los datos obtenidos y los diferentes cojinetes que tienen condiciones similares, se logró determinar que el rodamiento apropiados sería el denominado 6202, este es un cojinete de bolas de 15 mm de diámetro interior y 35 mm de diámetro exterior, en el cuadro a continuación, se comparará la información del cojinete seleccionado y los datos obtenidos durante el proceso de cálculo y dimensionamiento<sup>1</sup>.

**Cuadro 47** Comparación de datos obtenidos por el proceso analítico de selección de rodamientos y datos del cojinete seleccionado.

	D (Diámetro Externo)	d (Diámetro interno)	B (Grueso)	C (Capacidad de Carga dinámica)	$C_o$ (Capacidad de Carga estática)	$RPM_{max}$ (lubricado)
<b>Cojinete 6202 (Seleccionado)</b>	35 mm	15 mm	11 mm	7.70E3 N	3.75E3 N	22,000 RPM
<b>Datos obtenidos en análisis</b>				$P_{re}$	$P_{oe}$	$RPM_{max}$
				871.36 N	522.816 N	1264.62 RPM

<sup>1</sup> Ver apéndice 2 para comprobar que los rodamientos estarían asegurados en su posición y así mismo el eje. Se dimensionó los elementos para un ajuste por interferencia, así como para comprobar si alguno de los elementos fuera a fallar por ese ajuste.

4. **Sistema eléctrico.** Un vehículo híbrido propulsado por potencia tanto humana como eléctrica, vendría a ser considerado uno de los sistemas de transporte personal más eficiente y de menor precio posible actualmente, pero esto sólo se alcanza tomando en cuenta la eficiencia tanto en el consumo de la energía por el sistema, como del buen aprovechamiento de la potencia mecánica generada por éste. Este tipo de sistemas de apoyo no son nuevos, pero su aplicación en un triciclo de las cualidades tal como las que se plantean en este trabajo, se puede decir que es novedoso, ya que no se ha encontrado ningún ejemplo que posea estas características.

Ya una vez concluida la etapa de diseño y dimensionamiento tanto de la parte mecánica y estructural del triciclo híbrido, se procedió a preparar un sistema eléctrico para el vehículo planteado, que cumpliera la función de propulsión de apoyo, para esto se hizo necesaria la implementación de un motor eléctrico y para el funcionamiento del mismo se hizo necesario el armado de un sistema que le transfiera potencia eléctrica para poder generar potencia mecánica y a su vez ser esta potencia aprovechada para la propulsión del vehículo.

El sistema de propulsión estará basado en un motor eléctrico de corriente directa o DC, la selección del tipo motor se debe a que las únicas fuentes eléctricas más accesibles para su implementación son las baterías eléctricas, y éstas solo proveen corriente directa. Si se utilizara un motor eléctrico de corriente alterna o AC se tendría que aplicar un sistema auxiliar conocido como inversor de corriente eléctrica, el cual convertiría la corriente DC proveniente de las baterías en corriente AC para su uso en el motor. Estos inversores de corriente harían que el sistema eléctrico fuese más complicado y además le agregaría más peso al vehículo haciéndolo más una carga que un apoyo.

Los componentes básicos de un sistema de propulsión de apoyo para un vehículo de estas características son: el motor, la batería, el control de velocidad y algún método de variación de velocidad para acoplar el motor al eje del triciclo donde se integrará con la potencia transferida del usuario.

a. **Unidad de propulsión o motor.** La unidad de propulsión o más coloquialmente llamada motor, debe transformar la potencia eléctrica en potencia mecánica de la manera más eficiente posible. Tal como se mencionó anteriormente, la mejor opción para usar como fuente de potencia de apoyo es la aplicación de un motor eléctrico de corriente directa; la gama de tipos existente de estos motores es amplia, pero el tipo más recomendado para esta aplicación son los motores de imanes permanentes, estos motores son más eficientes al convertir la potencia eléctrica en mecánica, ya que debido a los imanes permanentes no desvía corriente para alimentar el embobinado del inducido para generar el campo magnético, y así permitir que el motor trabaje.

Otra de las ventajas del motor "DC" de imanes permanentes es que este tipo de motores trabaja a una velocidad en función de la magnitud de la potencia eléctrica que se le suministra, corriente que puede ser provista por baterías fácilmente transportables.

Para la implementación de un motor “DC” de imanes permanentes como apoyo para la propulsión, se recomiendan los motores de estas características pero del tipo “brushless” o sin escobillas. Este tipo de motor “DC” de imanes permanentes se caracteriza por que no tiene escobillas (tal como lo indica su nombre) o los conocidos carbones en contacto del rotor del motor, lo que hace que el motor sea más eficiente, porque evita la fricción del contacto de estos elementos que transfieren la potencia eléctrica al rotor.

Pero debido a la poca o nula disponibilidad de motores brushless en Guatemala, el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle tuvo la gentileza de proporcionar un motor de imanes permanentes con las siguientes características:

**Cuadro 48** Información y características del motor usado para la implementación del sistema de apoyo eléctrico del prototipo.

Marca	TEA			
Potencia Nominal del Motor (PN)	<b>Hp</b> 1.5		<b>W</b> 1118.55	
Voltaje	36 Volts			
Velocidad Angular del Motor ( $\omega_{motor}$ )	<b>RPM</b> 3600		<b>rad/seg</b> 376.99	
Corriente (A)	35			
Tipo de Motor	Corriente Directa de Imanes Permanentes			
Dimensiones	<b>Largo</b>		<b>Diámetro</b>	
	<b>mm</b> 279.4	<b>in</b> 11	<b>mm</b> 127	<b>in</b> 5

Este motor descrito en la Cuadro 48, será utilizado como corazón del sistema eléctrico de potencia de apoyo para el vehículo híbrido planteado en este trabajo.

b. **Modelos matemáticos para determinar la potencia necesaria.** Para poder desarrollar el sistema de propulsión de apoyo con el motor anteriormente descrito es necesario hacer un análisis previo, para determinar la potencia que se consumiría para un viaje utilizando el sistema que se está planteando.

La potencia se pierde de un sistema de apoyo de estas características al tratar de sobreponerse a todos los factores que se resisten al movimiento del vehículo, principalmente el factor más preponderante en la pérdida de la potencia es la variación del terreno, así como también el peso total del vehículo a mover. De acuerdo a lo anterior es importante establecer el consumo de potencia al moverse a través de las calles de la Ciudad de Guatemala, para que el vehículo sea un medio de transporte urbano práctico.

1) **Potencia consumida por variación del terreno.** La potencia consumida en función de la carga o masa del vehículo y la variación del terreno se puede obtener en la siguiente relación (Morchin, y otros, 2006):

**Ecuación 46** Potencia consumida en función de la masa del vehículo, velocidad de desplazamiento y variación del terreno.

$$P_u = 9.81 \frac{m}{s^2} * M * v_g * G$$

En la ecuación anterior “M” representa la masa total del vehículo (incluyendo usuario, equipo, carga si es que la hay y el mismo vehículo, en Kg),  $v_g$  es la velocidad promedio a la que se quiere que el vehículo se desplace (en metros sobre segundos) y G es la pendiente de inclinación del terreno, este grado de inclinación viene dado en una fracción donde se estipula la elevación en función de la distancia recorrida. En este modelo se asume que la potencia es directamente transmitida a las ruedas del triciclo, ya que el juego de poleas que se utilizará tendrá una relación 3:1 para reducir la velocidad de salida del motor, por lo cual se compensará esta corrección multiplicando el “ $P_u$ ” obtenido por 3.

Por lo tanto para determinar “ $P_u$ ” se han de establecer ciertos parámetros previos, ese es el caso de la velocidad promedio a la que se quiere que el vehículo se desplace, basándose en la reglamentación canadiense para vehículos alternativos del Gobierno de la Provincia de Ontario (Ministry of Transportation of Ontario, 2011), en donde se establece que la velocidad máxima que puede alcanzar uno de estos vehículos es de 50 km por hora en un terreno plano de al menos 2 km de largo, así pues se tomará como velocidad promedio ( $v_g$ ) 10 km por hora, ya que por razones de seguridad se limitará esta velocidad sin alcanzar el máximo, ni el promedio esperado en otros países. Así mismo se asume que la ciudad al menos en el área central es relativamente plana con un porcentaje de pendiente de alrededor de 5% (5 m de elevación por cada 100 m recorridos). Por último se establece el valor de M, el cual es el peso máximo efectivo establecido anteriormente en el documento más la masa de la estructura de 20.5 Kg, siendo el valor del factor M alrededor de 150 Kg, por lo cual se establece que “ $P_u$ ” es de 204.3 W (0.27 hp) y con la corrección por el sistema de poleas el “ $P_{u\text{corregido}}$ ” vendría a ser de 408.61 W (0.54 hp).

2) **Potencia consumida para vencer la resistencia a rodar.** Todo vehículo de ruedas debe vencer una fuerza conocida como resistencia a rodar o “rolling resistance”, que es una fuerza que se manifiesta principalmente a bajas velocidades, que tal como lo dice su nombre se resiste a que el vehículo se mueva, esta resistencia depende mucho del peso del vehículo, del tipo de cojinetes y el tipo de llantas utilizadas. Así para determinar la potencia consumida por esta fuerza, se debe determinar primero el coeficiente de resistencia a rodar o “ $C_r$ ”, este coeficiente se puede determinar de la siguiente relación (Morchin, y otros, 2006):

**Ecuación 47** Coeficiente de Resistencia a Rodar o Rolling Resistance.

$$C_r = A + B/W$$

Donde A y B son parámetros dados por el siguiente cuadro, y W es la medida del peso total del vehículo en libras.

**Cuadro49** Parámetros A y B para determinar el coeficiente de resistencia a rodar, tomado de "The Electric Bicycle"

	A	B
<b>Electric bicycle</b>		
35 psi	0.0031	0.75
<b>Three-wheel recumbent</b>		
15 psi	0.0077	0.53
35 psi	0.002	0.455
50 psi	0.0019	0.423

(Morchin, y otros, 2006).

Así pues para determinar el  $C_r$  se asume una presión de las ruedas para un caso extremo de 15 psi para un triciclo Recumbent, por lo cual los valores de A y B son 0.0077 y 0.53 respectivamente. Como anteriormente se había establecido que el peso máximo efectivo es de 150 kg (330.69 lb), por lo que se establece que el  $C_r$  es de 0.009306.

Una vez determinado el coeficiente de resistencia a rodar, ya se puede establecer la potencia que se consume en superar este tipo de resistencia, la que se puede establecer por medio de la siguiente ecuación (Morchin, y otros, 2006):

**Ecuación 48** Potencia consumida por la resistencia al rodamiento o "rolling resistance".

$$P_r = 9.81 \frac{m}{s^2} * C_r * M * v_g$$

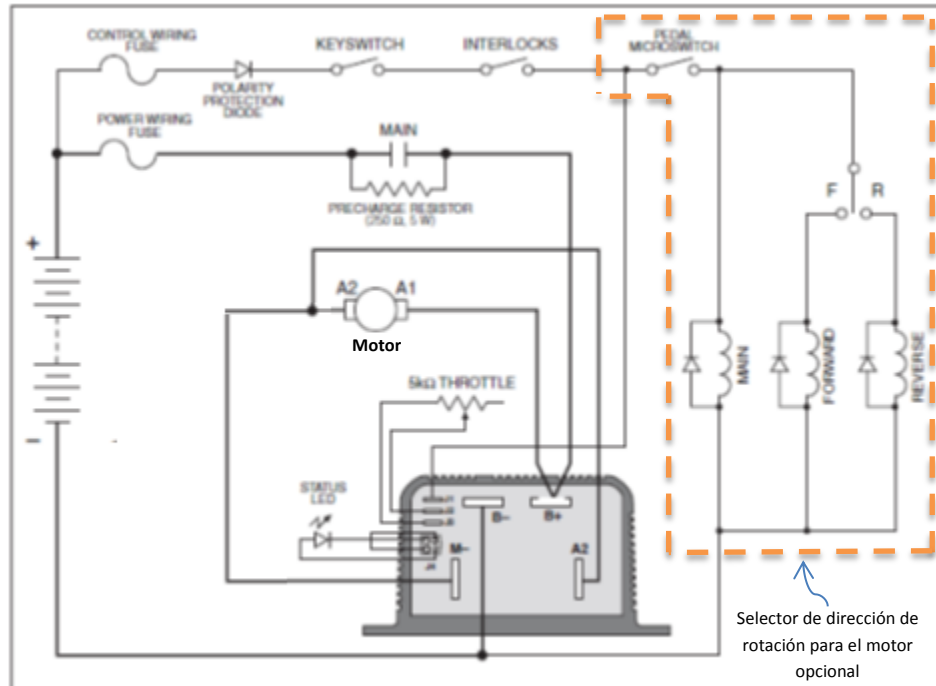
Donde los elementos  $C_r$ , M y  $v_g$  son los mismos que en la ecuación 48, así que se estableció que la potencia que se pierde debido a la resistencia a rodar es de 33.81 W (0.045 hp).

3) **Potencia Total Consumida.** En pasos anteriores se determinaron las principales pérdidas de potencia a las cuales el vehículo se puede exponer en su operación normal, pero esto se debe integrar en una sola potencia total consumida o " $P_{total}$ ", esta potencia total es la sumatoria de la potencia consumida por resistencia a rodar y de la potencia consumida por la variación del terreno, sumatoria da como resultado 442.42 W (0.59 hp). La potencia total consumida nos indica que es para una operación normal, viajando a una velocidad máxima de 10 km/hr y con pendientes de hasta 5% en las calles. Se necesitará un poco más de la mitad de un caballo de fuerza, del caballo y medio disponible, siendo esto el resultado en un posible ahorro de energía, el cual puede significar aumentar el tiempo y distancia de operación.

4) **Circuito recomendado.** Ya que el motor que se integrará al sistema del triciclo híbrido, tal como se mencionó anteriormente fue proporcionado por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad, este motor trae un controlador del mismo, en cuyo manual

se expone un diagrama eléctrico para hacer la función de variador de velocidad del motor o más coloquialmente un acelerador. El diagrama provisto por el fabricante es el siguiente:

**Ilustración 58** Diagrama eléctrico básico del acelerador del sistema según el fabricante del controlador.



(Curtis Instruments Inc., 2011).

En el diagrama de la Ilustración 58, se puede observar el circuito que el fabricante del controlador del motor recomienda, para la aplicación que se pretende para el prototipo planteado en este trabajo. Entre las cualidades que se pueden determinar a partir del sistema del diagrama anteriormente mencionado, se puede mencionar son los componentes de regulación de la velocidad del motor la que es gobernada por un reóstato de  $5000 \Omega$ ; un reóstato es un tipo de potenciómetro el cual está diseñado para soportar potencia de bastante más magnitud (mayores de 1 W) que un potenciómetro regular (aplicaciones menores de 1 w).

El uso del reóstato da la posibilidad de que se pueda tener la capacidad de variar la velocidad del motor en función del amperaje modificado por la acción del reóstato, una cualidad análoga al acelerador de un automóvil o motocicleta. El reóstato se puede tomar como el elemento de mayor importancia después del motor y las baterías, ya que con estos, el sistema da una flexibilidad de funcionamiento donde el usuario puede decidir el nivel de apoyo que necesite, desde un apoyo completo de 100% sin pedalear hasta 0% de apoyo del motor en donde el usuario debe de entregar la potencia necesaria para mover el vehículo y su carga.

5) **Sistema a instalar.** En la descripción anterior del circuito recomendado por el fabricante del controlador del motor, tal como se comentó anteriormente se indica la presencia de

un reóstato, para la operación del sistema ya que este reóstato trabaja en conjunto con el controlador del motor que regula la potencia de entrada al mismo, de una manera eficiente.

El reóstato es básico para el funcionamiento del circuito presentado por el fabricante y porque no haber en el mercado nacional no se pudo construir el circuito indicado (se localizó en Internet, pero el periodo de espera superaba las fechas de entrega del trabajo), por lo tanto el sistema de control de velocidad manejado por el reóstato de las características indicadas (5000  $\Omega$ ) que se solicita para el circuito.

Dada la falta del reóstato se decidió construir un prototipo del circuito que careciera de este elemento, pero que aún cumpliera con el objetivo de proveer el apoyo mínimo que sea necesario para el usuario, demostrando el concepto del funcionamiento de un vehículo de estas características. Para esto, se determinó una velocidad mínima de operación del prototipo, velocidad a la cual no fuera peligroso conectar el sistema, ya que el sistema entraría de manera agresiva y pudiera ser peligroso tanto para el usuario como para otras personas alrededor del vehículo y el mismo.

El sistema a instalar en el prototipo será un circuito sencillo compuesto por una resistencia, tres baterías de automóvil de 12 voltios, con 40 amperios hora y por supuesto el motor. Para determinar el tamaño o más bien la capacidad de la resistencia, se hará uso de la velocidad mínima que se estableció anteriormente en 10 km/hr y el consumo de potencia allí descrito de 442.42 W (0.59 hp), el tamaño de la resistencia se obtiene de la siguiente expresión:

**Ecuación 49** Resistencia eléctrica en función de la potencia a consumir y el amperaje disponible en el circuito.

$$R = \frac{P_{total}}{I^2}$$

Donde  $P_{total}$  es la potencia que necesita el motor para operar dentro de los parámetros que se le indicaron anteriormente y la letra "I" que representa los amperios presentes en el circuito. A partir de este dato se estableció la resistencia que debe tener una capacidad de disipar al menos 678.58 W (0.91 hp), ya que para la operación del vehículo según la regulación tomada en cuenta, se necesita para el motor al menos 745.7 W (1 hp) y el disponible ideal de 1.5 hp (1118.55 W), siendo la diferencia entre estos dos datos la cantidad de potencia eléctrica que se debe disipar, para el amperaje el motor indica la cantidad de amperios que utiliza durante su operación, por lo cual "I" tiene como magnitud 35 Amperios, por lo tanto la resistencia necesaria para disipar el caballaje extra es de 0.55  $\Omega$ .

Ya determinada la resistencia y la potencia que se necesita entregar para el funcionamiento del sistema de apoyo dentro de los parámetros establecidos, se procedió al próximo paso el cual era corroborar que la velocidad establecida se cumpla, esto se comprueba con la ecuación a continuación:

**Ecuación 50** Par de Torsión entregado por el motor.

$$T_o = \left( \frac{\omega * 360 * \pi}{180} \right) / 60$$

Utilizando la relación anterior se estableció que el par torsional que entrega el motor es de 28.33 N-m (20.90 lbf-ft). Con base en esta información se puede establecer que la velocidad angular variará bajo la acción de la resistencia en el circuito, esta nueva velocidad de salida del motor se estableció en 1578.95 RPM, cuando originalmente se le aplica la carga completa al motor es de 3600 RPM. Ya que la relación de poleas que conecta el motor con el eje establece que es una relación de 3:1, la velocidad angular de salida del eje será un tercio de lo que entrega el motor, por lo cual la velocidad de salida del vehículo será 526.316 RPM, y utilizando la siguiente función se puede determinar la velocidad del prototipo:

**Ecuación 51** Velocidad en función de la velocidad angular.

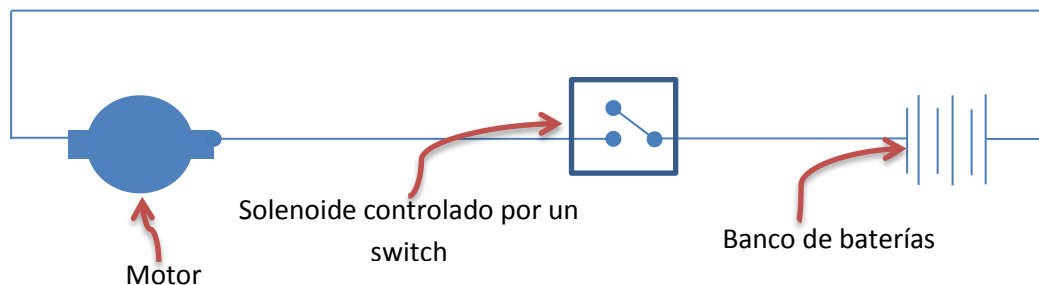
$$v = \omega * r_{ruedas}$$

Recordando que las ruedas a utilizar por el prototipo son de 26 in, su radio es de 13 in y la velocidad de salida en el eje, por lo tanto la velocidad del vehículo rondará 5.792 m/s (19.0056 ft/s<sup>2</sup>).

Dado lo anterior, se estableció que no es necesaria la instalación de una resistencia sino que con la carga completa el vehículo se desplazará a la velocidad indicada, debido a varios factores tales como la relación de radios en las poleas y la pérdida de eficiencia, debido a la modificación al sistema de poleas donde se piden 2 fajas y sólo se usó una. Así pues, para realizar las pruebas no es necesario instalar ningún tipo de resistencia, lo que se busca es probar el concepto de apoyo para la propulsión, para lo que se creó un circuito sencillo donde solo se tendría la posibilidad de “on” y “off” (ver ilustración 59).

El circuito es sencillo como se mencionó anteriormente, se estableció que estaría integrado por el banco de baterías (tres baterías de 12 voltios y 40 amperios hora) y el motor, así mismo se instaló un solenoide y un switch para poder controlar el circuito de una manera segura, así como un fusible automotriz de 35 A para proteger el motor y poder realizar las pruebas necesarias y deseadas.

**Ilustración 59** Diagrama del circuito eléctrico para la prueba.



**Ilustración 60** Fotografía del solenoide que realiza la función de contactor para controlar el circuito.



5. **Integración.** Ciertas partes que son de relevancia para el funcionamiento del vehículo no se dimensionaron hasta que el chasis estuviera construido, para poder determinar la forma más efectiva para dimensionar, diseñar e instalarlas al mismo.

a. **Dirección.** La dirección del vehículo según se decidió para crear un diseño diferente, que permita al sistema de dirección se encuentre en la parte de atrás, esto trajo consigo el problema de diseño de como direccionar la rueda en el sentido deseado. Dadas las características de la posición del usuario en el triciclo y debido a la configuración se hace demasiado compleja la implementación de un timón tradicional de bicicleta, por lo cual se descartó esta idea.

Se ideó un sistema de palancas similar al que se puede encontrar en algunos ejemplos de maquinaria pesada, principalmente de orugas; ya que para el tren trasero del triciclo se usó un tenedor estándar de bicicleta, el cual normalmente trae una prolongación la que en condiciones normales sirve para colocar el timón, pero ya que en este caso no se va utilizar en este sentido, por lo que se aprovechó para usarlo en esta modificación.

**Ilustración 61** Cables conectados en la prolongación del timón para la dirección del vehículo.



Este sistema de palancas funcionaría a base de cables conectados a la prolongación anteriormente mencionada y a las palancas de dirección (ver Ilustración 61).

1) **Dimensionamiento de la dirección.** El alto de la posición del usuario no se comprobó hasta que se colocó la silla, hasta ese momento se procedió a dimensionar la posición de las palancas de dirección.

Las palancas de dirección pivotean sobre una base construida con dos barras con un ancho de 31.75 mm, espesor 6.35 mm (barra estándar de 1¼ in x ¼ in) y con un largo de 30 cm (11.81 in), la cual se corroboró que soportaría las cargas aplicadas por el uso. Se asumió una fuerza generada por el brazo humano de 444.82 N (100 lbf), analizando la base como una viga en voladizo se concluyó que si soportaría las cargas sin deformarse, ya que el esfuerzo sobre el elemento no superaría el límite elástico del mismo.

**Ilustración 62** Representación gráfica de la base para las palancas de dirección



Las palancas se hicieron reutilizando un timón tradicional de bicicleta, el cual se partió en dos partes iguales donde cada parte se volvió una palanca direccional. Se tomó esta decisión ya que así se podrían aprovechar los mangos y manillares de freno en ellas, estas palancas tienen un largo de 30 cm (11.81 in). Estas palancas no se comprobaron su capacidad de carga, ni se analizó ya que estos elementos son estándar y se consideró que son resistentes por norma. A estas palancas se les agregó una argolla a 5 cm del punto de pivote, a esta argolla va conectado el cable de dirección.

**Ilustración 63** Representación gráfica de una palanca de dirección



Ya que se habían instalado las palancas y las bases para las mismas se procedieron a instalar los cables que conectarían las palancas a la dirección del triciclo (ver Ilustración 64).

**Ilustración 64** Sistema de palancas ya integrado, palanca y base.

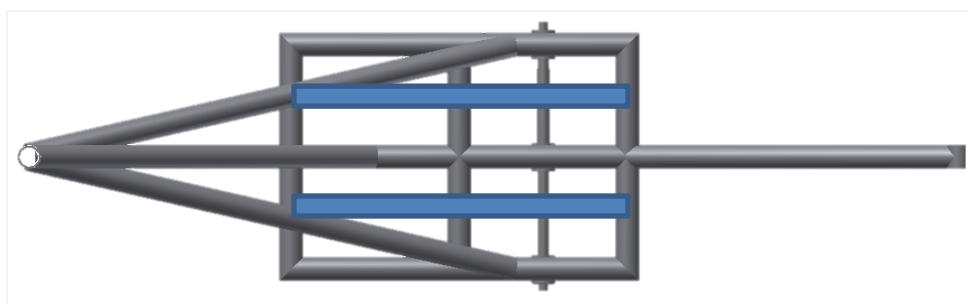


La instalación de los cables de control se optó por un elemento automotriz de alta resistencia, siendo este un cable de embrague de automóvil, estos cables traen de fábrica un forro especial el cual soporta el nivel de desgaste que se da en la típica operación de un automóvil, así como también una alta resistencia a la tensión. Se optó por esta solución ya que las regulaciones para bicicletas estipulan que los cables de control de cualquier tipo deben tener elementos específicos para evitar la abrasión de los mismos contra partes fijas, tales como forros o guías. Así mismo estos cables con forro simplifican la instalación ya que se les puede dar dobleces y retorcer sin oponer resistencia al movimiento del cable (ver Ilustración 61).

Los cables se utilizaron sin necesidad de realizar cálculos, ya que se asumió que las cargas para las cuales están diseñados superan por mucho a las cargas que se pueden encontrar en la operación de un vehículo como el que se está planteando.

2) **Instalación asiento, motor y baterías.** Para la instalación de los elementos que van sobre la base del chasis fue necesario instalar previamente unas reglas de metal, ya que los espacios dejados entre los elementos del chasis son demasiado grande, así pues se instalaron reglas de  $1\frac{1}{4}$  in \*  $\frac{1}{4}$  in, éstas recorren desde el elemento frontal hasta el elemento trasero, que dan un total de 600 mm de largo, estos elementos se instalaron para dar un lugar donde asentar los elementos que se deben instalar a la estructura tales como el asiento, el motor y el conjunto de baterías. Se seleccionó esta barra por ser altamente resistente, así mismo sólo con estos elementos se hacía innecesario instalar otro elemento o plancha para dar un área donde asentar los dispositivos anteriormente descritos (ver Ilustración 65).

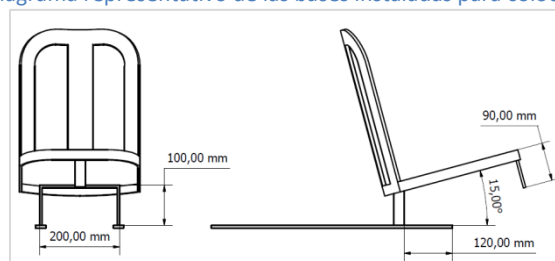
**Ilustración 65** Representación gráfica del chasis donde se indica la instalación de los elementos hechos de barra de  $1\frac{1}{4}$  in \*  $\frac{1}{4}$  in.



a) **Asiento.** Ya que el principal objetivo del vehículo construido es el transporte de personas como se indicó anteriormente, la posición del asiento, así como de la orientación viene dado por el dimensionamiento ergonómico que se realizó durante la etapa de análisis, también durante esta etapa se indicó la necesidad de que donde el usuario se sentara fuera más una silla que un sillín (asiento tradicional de las bicicletas), debido a que uno de los objetivos que se busca es que sea más cómodo que una bicicleta tradicional. Se decidió por tomar el asiento y el respaldo de una silla normal de plástico, porque su relación peso resistencia es bastante buena y que mejor para una asiento que se asemeje una silla que una silla misma.

Así pues, se tomó la silla a la cual se le retiraron las patas para poder ser puesta sobre la estructura, unir definitivamente la parte silla al chasis se instalaron los elementos de la siguiente forma:

**Ilustración 66** Diagrama representativo de las bases instaladas para colocación del asiento.



**Ilustración 67** Fotografía de la base construida para la colocación del asiento.



**Ilustración 68** Asiento instalado en la estructura del triciclo.



Los elementos o soportes donde se colocó el asiento, fueron construidos con la misma barra de  $1\frac{1}{4}$  in \*  $\frac{1}{4}$  in con las dimensiones anteriormente indicadas, para estos elementos se estimó por un análisis de resistencia de materiales, el cual indico que soportarían un esfuerzo total de 248 MPa, lo cual excede en grandes proporciones las cargas establecidas como de diseño y el peso de un humano cualquiera.

b) **Motor y baterías.** La posición del motor en realidad viene dado por la distancia entre centros determinada durante el análisis para el dimensionamiento de las fajas, debido a que la polea de salida se encuentra fija en el eje, lo único que puede variar es el ángulo y la posición del motor respecto al eje, pero esto no fue necesario ya que la posición es muy similar a la estipulada durante el diseño, pudo haber variado mínimamente, ya que para el buen desempeño de sistema de fajas se busca que esta se mantenga lo más tensionado posible, por lo cual la instalación hizo que la posición del motor sea más atrás de lo esperado, para lograr esa tensión.

Para posicionar el motor se diseñaron un sistema de abrazaderas las cuales fijan el motor al chasis, este sistema se decidió que fuese fijo, esto quiere decir que no contará con correderas para mover hacia adelante o atrás el motor para tensionar la faja, esto se debe a que se asume de que este vehículo es de características de prototipo, el cual no tendría el tiempo para el desgaste suficiente de la faja para tener que tensionar otra vez la faja (ver Ilustración 69).

Ilustración 69 Motor fijado al chasis por las abrazaderas diseñadas.

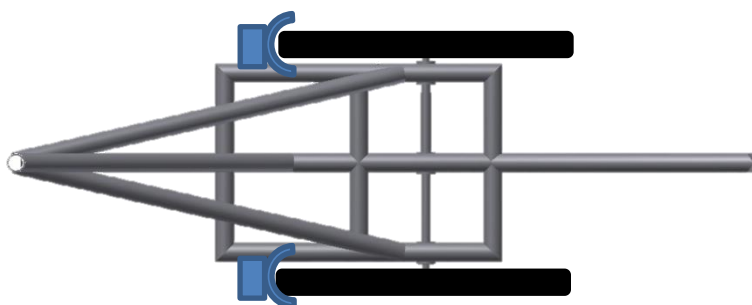


Las baterías se colocaron en el área directamente posterior del motor en el área restante de la base del chasis, ya que así se hace innecesario un largo de cables demasiado grande y así mismo proporciona un contrapeso para el vehículo, trasladando el centro de gravedad aún más atrás de la posición del usuario, haciendo menos probable que el vehículo se voltee hacia adelante.

Para interconectar las baterías y el motor se utilizó un cable calibre AWG 6, con un diámetro aproximadamente de 13.20 mm, con soporte máximo de 75 A entubado, pero al aire libre llega hasta 105 A, se usó este cable porque se tenía disponible en ese momento. Pero el requerido fue un cable AWG 10 con área de  $5.26 \text{ mm}^2$  el cual soporta 55 A al aire y entubado 40 A.

3) **Frenos.** El sistema de frenos utilizó el sistema tradicional de frenos de bicicleta, los cuales se adaptaron y se colocaron atrás directamente de la rueda. Ya que es la única posición en la que se pudo colocar en el chasis lo suficientemente cerca de la rueda (ver ilustración 69 y 70). Este sistema no se analizó ni se dimensionó, aunque se reconoce que es posible que estos no sean suficientes para detener el vehículo a plena carga, ésta última afirmación se experimentó en las pruebas que se le realizaron al vehículo.

Ilustración 70 Diagrama representando la posición de las quijadas de los frenos.



**Ilustración 71** Frenos instalados en el chasis del prototipo.



## V. PRUEBAS

Para comprobar que la implementación de un vehículo tal como se plantea, se realizaron una serie de pruebas para determinar el beneficio de este tipo de triciclo y la autonomía del mismo.

### A. Pruebas previas

La serie de pruebas realizadas se basaron en la serie de experimentos hechos a principio de la década del 2000 (Burrows, 2008), donde se realizaron una serie de experimentos donde se compararon dos bicicletas “Upright” y una Recumbent para carreras en una pista de 560 metros de largo, relativamente plana y de asfalto. El parámetro de comparación para determinar el rendimiento de cada una de las bicicletas fue el tiempo de recorrido y el ritmo cardiaco promedio durante el recorrido. Los resultados a esas pruebas fueron las siguientes:

Tabla 1 Resultado pruebas realizadas por Burrows a principios de la década.

Corrida	Recumbent (Ratcatcher 9)	Giant Coldrock AT	Giant TCR
1	2.22	2.35	2.21
2	2.28	2.38	2.24
3	2.31	2.42	2.25
4	2.27	2.38	2.24
5	2.25	2.35	2.22
<b>Promedio recorrido</b> (minutos. Segundos. Decimas de segundo)	2.26.6	2.36.6	2.23.2
<b>Ritmo cardiaco Promedio</b> (Latidos por Minuto)	173	177	178

(Burrows, 2008)

A partir de estos resultados se puede aceptar que la configuración Recumbent es más eficiente que las bicicletas tradicionales.

### B. Pruebas realizadas

Para comprobar la premisa en la que se fundamenta éste trabajo de graduación donde, se dijo que el apoyo eléctrico disminuirá el esfuerzo que el usuario debe realizar para utilizar un medio de transporte ecológico como la bicicleta se realizaron una serie de pruebas similares a las realizadas anteriormente y discutidas en la sección anterior.

Así mismo se llevaron a cabo una serie de pruebas para comprobar si los frenos eran los adecuados para el vehículo.

## 1. Metodología

a. **Efectos sobre el rendimiento humano.** Las pruebas realizadas siguieron una metodología muy similar a las pruebas realizadas por Burrows, solo con la diferencia que se uso el Triciclo construido y no se pudo comparar contra una bicicleta tradicional.

Las pruebas que se realizaron se dividieron en dos grupos:

- Pruebas sin apoyo eléctrico.
- Pruebas con apoyo eléctrico.

Se llevaron a cabo las mismas pruebas en ambos grupos, donde se les puso a recorrer la misma distancia de 500 m, donde se midió el tiempo de recorrido y el ritmo cardíaco promedio por pasada.

b. **Frenado.** Los parámetros de análisis para las pruebas de frenado se llevaron a cabo en base a los requisitos de la regulación de la “Consumer Product Safety Commision” (-CPSC- por las siglas en inglés para Comisión de Seguridad de Productos para el Consumidor de Estados Unidos) que se define en el Código Federal de Regulaciones del 2012 en el “1512.5 Requisitos para sistemas de freno”.

2. **Instrumentos utilizados.** Los datos fueron recopilados por medio del monitor cardíaco MIO Energy Pro que mide el ritmo cardíaco por medio de una cinta de pecho y el cronómetro incluido en este dispositivo. Las medidas de ritmo cardíaco en cada recorrido se tomaron los valores promedio durante el recorrido.

## 2. Resultados

### a. Pruebas ritmo cardiaco

#### 1) Sin apoyo eléctrico

Cuadro 2 Resultados a las pruebas con el motor de apoyo desconectado.

Corrida	Ritmo cardiaco	Tiempo
1	118	3'16''93
2	121	3'09''60
3	119	3'13''89
4	122	3'20''52
<b>Promedio</b>	120	3'14''73

## 2) Con Apoyo Eléctrico

**Cuadro 3** Resultados de las pruebas con el motor de apoyo funcionando.

Corrida	Ritmo cardiaco	Tiempo
1	119	3'10''33
2	116	3'08''76
4	117	3'13''09
<b>Promedio</b>	117.33	3'10''39

### b. Pruebas de frenado

#### 1) Con apoyo eléctrico

**Cuadro 4** Resultados de pruebas de frenado con el apoyo eléctrico accionado.

Corrida	Velocidad	Velocidad corregida (Sc)	Distancia de frenado
1	2.63 m/s	0.010709 m/s	6 m
2	2.65 m/s	0.010724 m/s	6.10 m
3	2.59 m/s	0.010932 m/s	5.94 m
4	2.59 m/s	0.010969 m/s	5.96 m
<b>Promedio</b>	2.615 m/s	0.010834 m/s	6 m

#### 2) Sin Apoyo eléctrico

**Cuadro 5** Resultados de las pruebas de frenado sin apoyo eléctrico.

Corrida	Velocidad	Velocidad Corregida (Sc)	Distancia de Frenado
1	2.55 m/s	0.011335 m/s	5.97 m
2	2.64 m/s	0.010717 m/s	6.05 m
3	2.59 m/s	0.010987 m/s	5.97 m
4	2.5 m/s	0.011793 m/s	5.90 m
<b>Promedio</b>	2.57 m/s	0.011208 m/s	5.97 m

## VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

### A. Pruebas de esfuerzo ciclista

Según el autor Mike Burrows establece que hay una relación directa entre el ritmo cardíaco y el esfuerzo que debe realizar el cuerpo de un ciclista para producir potencia y mover un vehículo, partiendo de esa premisa se realizaron las pruebas que se pueden encontrar en la capítulo V de este documento, donde se realizó una serie de pruebas para establecer el ritmo cardíaco cuando se cuenta con apoyo eléctrico y sin él para mover el vehículo que se desarrolló para este trabajo de graduación. Los resultados de las pruebas antes mencionadas (ver Cuadros 51 y 52) establecieron un ritmo cardíaco promedio de 120 bpm (latidos por minuto por sus siglas en inglés) cuando no se cuenta con el apoyo eléctrico propuesto, mientras que las pruebas realizadas con el apoyo eléctrico el ritmo cardíaco promedio fue de 117.3 latidos por minuto.

Los resultados antes mencionados son de resaltar ya que demuestran una reducción de 2.22% en el número de latidos por minuto, la reducción es mínima, pero la premisa de este trabajo de que el apoyo eléctrico reduce el esfuerzo del ciclista, es correcta.

En esta serie de pruebas también se midió el tiempo que se tomó en realizar el tramo de prueba en cada corrida, se puede ver a simple vista que hay una reducción de aproximadamente 4 segundos en el tiempo de recorrido del tramo de prueba, lo que se puede inferir que hay a un aumento de velocidad mínimo, lo que se puede interpretar como que se aprovechó la energía del ciclista de mejor manera.

Es de comentar que en la corrida 3 de la tanda de pruebas con apoyo eléctrico la lectura de ritmo cardíaco se disparó respecto a los demás datos, ya que alcanza los 229 bpm, lo cual es un salto demasiado exagerado en tan corto periodo, por lo cual se asume que hubo un error en la lectura de ritmo cardíaco debido a alguna interferencia, se cree que la fuente de la interferencia es el motor, ya que el fabricante del monitor recomienda no operarlo cerca de motores eléctricos en funcionamiento, porque estos provocan interferencia entre el monitor cardíaco y la cinta con el sensor que se coloca en el pecho debido al campo magnético que generan.

Debido a que las baterías se agotaron rápidamente no se pudieron realizar más pruebas para reintentar la prueba donde se cree que la interferencia dañó la toma de datos de ritmo cardíaco.

### B. Pruebas de frenado

Entre la serie de pruebas que se le realizaron al prototipo construido para este trabajo de graduación, se incluyó una serie de pruebas de frenado, con el fin de cumplir con las

regularizaciones planteadas por el Código Federal de Normas de los Estados Unidos, ya que se seleccionó estas normas como marco regulatorio de las características que el vehículo debería cumplir. Las pruebas de frenado se realizaron según lo indica la regulación antes mencionada en el Capítulo IV apartado 3 de este documento, donde se explican las normas a seguir, así como también los parámetros de aprobación o rechazo de los resultados de las pruebas, para poder denominar el vehículo como una bicicleta. Ya que las características del prototipo son singulares y no se encontró referencia en cuanto a frenado para vehículos híbridos como el planteado, se realizaron las pruebas indicadas tanto con el sistema de apoyo activado, así como desconectado.

Los resultados de las pruebas realizadas para el sistema de frenos del vehículo se encuentran en los Cuadros 53 y 54, los parámetros establecen un tramo de prueba, así como también un tramo definido para el frenado, además para poder dar las pruebas como buenas se han de cumplir ciertos criterios, los cuales están detallados en la sección anteriormente mencionada.

Las pruebas de frenado realizadas con el sistema de apoyo conectado dieron como resultado una prueba de frenado con "velocidad promedio previo al frenado" de 2.61 m/s (9.396 km/hr), siendo la "velocidad corregida" aproximadamente 0.01083 m/s (0.039 km/hr) (siendo estos parámetros necesarios para la prueba según la regulación), siendo la distancia de frenado promedio de 6 m. los resultados de estas pruebas según la regulación serían reprobados al no cumplir con los requerimientos mínimos indicados, ni de velocidad mínima que se indica que la velocidad corregida la cual debe ser de por menos 1.5 km/hr, ni de distancia de frenado que excedió los 4.57 m establecidos en la norma.

Luego de las pruebas de frenados con el sistema de apoyo conectado, se realizaron las mismas pruebas, pero esta vez con el sistema desconectado. Los parámetros requeridos por la regulación de "velocidad previa de frenado" se estableció en alrededor de 2.57 m/s (9 km/hr), así mismo se determinó que la velocidad corregida según la función que provee la norma estaba alrededor de 0.011208 m/s (0.040349 km/hr) y la distancia promedio de frenado se estableció en 5.97 m. Los resultados obtenidos en esta serie de pruebas, al igual que en las pruebas anteriores dieron resultados no satisfactorios, tanto en velocidad, como en distancia mínima de frenado.

## VII. CONCLUSIONES

- Se concluye que el vehículo a desarrollar debería de aprovechar las ventajas del ciclismo urbano o utilitario y ser más cómodo que una bicicleta tradicional, así mismo resolviendo el problema para los usuarios que no desean utilizar la bicicleta debido a su poca o nula condición física.
- Un vehículo híbrido propulsado por potencia tanto humana como eléctrica, es considerado uno de los sistemas de transporte personal más eficiente y de menor precio posible actualmente. Este tipo de sistemas de apoyo no son nuevos, pero su aplicación en un triciclo de las cualidades tal como las que se plantean en este trabajo, no se han encontrado ningún ejemplo que posea estas características.
- La configuración seleccionada conocida como Recumbent para el vehículo a desarrollar, es poco conocida para el mercado guatemalteco, pero es sumamente eficiente y cómoda, debido a la posición del usuario. A esta configuración es bastante sencillo adicionar un sistema de apoyo para complementar el esfuerzo realizado por el usuario, contrarrestando la variabilidad del terreno y aumentando la distancia que se puede recorrer sin necesidad de aumentar la tasa de fatiga.
- En lo que se refiere al diseño de la estructura del chasis se concluyó que debía cumplir primero con la posición y ángulos que debe tener el usuario, para aprovechar la configuración "Recumbent", así también para poder colocar los diferentes elementos que debe tener a bordo.
- La base de la estructura se decidió por que fuera cuadrada por dos razones, primero porque es más fácil de calcular y construir. La facilidad de calcular se debe a que al ser una configuración simétrica, también la poca experiencia personal en cuanto al proceso de soldadura, se optó por utilizar una configuración sencilla para armar. En segundo lugar también es mas fácil colocar los elementos necesarios para el funcionamiento del triciclo híbrido.
- La decisión de diseño de colocar la dirección del vehículo fuera en la rueda trasera se debió a que ésto ayuda a que el radio de giro del mismo sea más pequeño y porque la potencia es mas eficientemente aprovechada para propulsarse en las dos ruedas delanteras. A partir de esta especificación se decidió que la dirección funcione por medio de palancas y cables para corregir la dirección del vehículo

- Dada la importancia de los ejes y debido a sus múltiples aplicaciones, a la hora del diseño del mismo fue fundamental prestar atención a todos los factores que de alguna manera podrían afectar su operación, para así poder determinar su configuración óptima y que así permitiera el funcionamiento de cualquier aplicación de manera eficiente y eficaz. Es por eso que se propuso un diseño de eje y luego se construyó con la idea que pueda resistir los diferentes esfuerzos y los diferentes tipos de momentos (flectores y torsionales) para la operación del mismo y que cumpla con los requerimientos de rigidez y resistencia. Para lograr lo anterior se utilizó el estándar ANSI B106.1M-1985.
- Dado que la potencia humana a utilizarse en el triciclo se transfiere al eje por medio de una cadena, la regla implícita de las bicicletas establece que la cadena debe tener un paso de  $\frac{1}{2}$  pulgada. Pero existe un estándar ANSI B29.1 donde se establece un procedimiento que da por resultado una cadena con un paso de 0.375 in, pero dado que la norma implícita de los elementos para bicicleta que indica que el paso de la cadena debía ser de 0.5 in y uno de los objetivos establecidos para este trabajo era integrar elementos estándar de bicicletas, se optó por trabajar con este tipo de cadenas.
- La selección del tipo de motor DC se debió principalmente a que debe transformar la potencia eléctrica en potencia mecánica de la manera más eficiente posible, por esta razón se estableció que para esta aplicación los motores DC de imanes permanentes eran los apropiados, estos motores son más eficientes al convertir la potencia eléctrica en mecánica, ya que debido a los imanes permanentes no se debe desviar corriente para alimentar el embobinado del inducido para generar el campo magnético y así permitir que el motor trabaje. Otra razón para la selección de este motor se debió a que trabaja a una velocidad en función de la magnitud de la potencia que se le suministra, potencia que puede ser provista por baterías fácilmente transportables.
- Se determinó que la potencia consumida durante la operación de un vehículo como el que se propone, debe ser estimada en función de su carga, peso y la resistencia del vehículo a rodar o "Rolling Resistance".
- A través de las pruebas realizadas para determinar si se cumple la premisa de la disminución de esfuerzo debido al apoyo de potencia eléctrica, se comprobó que a pesar que no hubo un cambio dramático de velocidad, se pudo determinar que si disminuía el ritmo cardiaco durante cada prueba en alrededor de 2.2%, es de remarcar que para hacer esta conclusión se ignoró el resultado de la prueba 3 donde el ritmo cardiaco se disparó sin motivo alguno, al cual se le asocia con interferencia electromagnética.

## VIII. RECOMENDACIONES

1. Los problemas de tránsito y el impacto que éste tiene en la vida de los ciudadanos de las ciudades se puede ver disminuido al implementar sistemas de transporte alternativos y/o más eficientes al consumo de energía. Así mismo para el caso de la Ciudad de Guatemala una alternativa a corto plazo es la ampliación de los planes municipales de ciclovías que cubra más zonas de la ciudad.
2. Se recomienda realizar pruebas mas profundas para determinar el grado de impacto sobre el rendimiento del cuerpo de este vehículo, con instrumentos de medición más exactos, tales como el cicloergómetro, para la medición del desgaste del ser humano al utilizar el vehículo propuesto, para determinar el nivel de impacto beneficioso de utilizar un apoyo eléctrico para propulsión en personas comunes que utilicen este prototipo.
3. Ya que no fue posible realizar pruebas respecto a la autonomía del vehículo debido a las limitaciones tiempo, por lo cual se recomienda realizar mas pruebas al respecto, probando por ejemplo otro tipo de baterías mas apropiadas para esta aplicación, ya que las tradicionales de plomo/acido automotrices tienen una duración mínima en esta aplicación y el peso que a la larga es contraproducente para que el motor desarrolle su potencial de propulsión. Entre las pruebas recomendadas se encuentran una prueba de autonomía con carga útil, frenado con carga útil, entre otras pruebas de este tipo.
4. Impulsar el respeto a las normas aceptadas para sistemas de cadenas en el campo de aplicación de las bicicletas ya que el tamaño de eslabón utilizado tradicionalmente en esta industria no corresponde con los métodos de dimensionamiento de las cadenas aceptados por los métodos establecidos por la norma ANSI B106.1M-1985.
5. Se recomienda desarrollar un nuevo sistema de frenos específicos para este vehículo, ya que se demostró que el sistema tradicional para bicicletas no es lo suficientemente fuerte para detener el prototipo.
6. Se recomienda realizar un análisis profundo de la estructura completa del chasis, para determinar si las soldaduras estarán bien dimensionadas, ya que el análisis fue hecho con herramientas para estructuras estáticas, así como también no se tomó en cuenta el efecto de la fatiga y otros factores que puedan afectar la integridad estructural del chasis. Esta recomendación viene porque el vehículo estará expuesto a cargas dinámicas durante su operación. Así mismo este análisis fue realizado discretizando a los elementos que se considero críticos.

7. Se recomienda integrar al tren de potencia un sistema de embrague, específicamente para el sistema de poleas, ya que mantener conectado el motor todo el tiempo es un factor que le resta eficiencia al ciclista si se quiere dejar de usar el motor.
8. Se recomienda construir un control apropiado para el apoyo eléctrico donde se pueda controlar la cantidad de apoyo, y así mismo regular el gasto de energía para su mejor aprovechamiento e inclusive recarga por métodos como sistema conocido como el freno dinámico o paneles solares
9. Se recomienda instalar un dispositivo guarda cadenas, por ser parte de los requerimientos indicados por la regulación estadounidense. Ya protege a las personas a que no sean golpeadas por la cadena en caso de soltarse, así como evitar golpes por los dientes del plato conductor.

## IX. BIBLIOGRAFÍA

- America Economía* . 2012. Millonarios subsidios entrega el gobierno guatemalteco a transporte y energía. *America Economía; Negocios e Industria*. [En línea] AméricaEconomía, 05 de enero de 2012. [Citado el: 26 de febrero de 2012.] <http://www.americaeconomia.com/negocios-industrias/millonarios-subsidios-entrega-el-gobierno-guatemalteco-transporte-y-energia>.
- American Forest & Paper Association*. 2005. *Design Aid No. 6: Beam Formulas with Shear and Moment Diagrams*. Washington DC, EEUU : American Forest & Paper Association Inc. , 2005. 205 págs.
- American Institute of Steel Construction, Inc*. 1994. *Load and Resistance Factor Design, Volumen I: Structural Members Specifications and Codes*. s.l.: American Institute of Steel Construction, Inc, 1994.
- Autodesk, inc*. 2010. Engineer's Handbook: Belt transmissions. *Autodesk Wikihelp*. [En línea] 25 de Marzo de 2010. [Citado el: 20 de Febrero de 2012.] [http://wikihelp.autodesk.com/Inventor/enu/2011/Help/User's\\_Guide/122Engineer'sHandbook/3439TransmissionMechani/3503BeltTransmissions/3504V-BeltsGenerator/3510Standards](http://wikihelp.autodesk.com/Inventor/enu/2011/Help/User's_Guide/122Engineer'sHandbook/3439TransmissionMechani/3503BeltTransmissions/3504V-BeltsGenerator/3510Standards).
- Avallone, Eugene y Baumeister, Theodore, [ed.]. 1996. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*. Decima. New York : The McGraw-Hill Companies, Inc., 1996. págs..
- Bando USA, Inc. 2010. V Belt Design Manual. *Sitio Web de Bando USA, Inc*. [En línea] 2010. [Citado el: 20 de Febrero de 2012.] <http://www.bandousa.com/html/pdfs/bu-143manual.pdf>.
- Bicicleta Club de Catalunya (BACC)*. 2009. La bicicleta y el consumo de energía: eficiencia! *Bicicleta Club de Catalunya - BACC, Departamento de Medi Ambient i Habitatge de la Generalitat de Catalunya*. [En línea] 2009. [Citado el: 5 de Marzo de 2012.] <http://bicinstituto.com/content/u3-la-bicicleta-y-el-consumo-de-energia-%C2%A1eficiencia>.
- Bolaños, Rosa Maria. 2010. Economía. *Parque vehicular llega a dos millones en el 2010*. [En línea] 29 de Diciembre de 2010. [Citado el: 26 de Septiembre de 2011.] [http://www.prensalibre.com/economia/Parque-vehicular-llega-millones\\_0\\_398960109.html](http://www.prensalibre.com/economia/Parque-vehicular-llega-millones_0_398960109.html).
- Burke, Edmund. 2003. *High-Tech Cycling, 2nd Edition*. Champaign, Il : Human Kinetics, 2003.

- Burrows, Mike. 2008. *Bicycle Design: In search for the perfect machine*. Londres : Snowbooks Ltd., 2008.
- Choc, Diana. 2011. Universitarios estrenan un kilómetro de ciclovía. *El Periódico*. [En línea] 4 de Agosto de 2011. [Citado el: 22 de Septiembre de 2011.] <http://www.elperiodico.com.gt/es/20110804/pais/199009/>.
- Curtis Instruments Inc. 2011. *Manual de Controlador de Motor Modelos 1204 y 1205*. New York : Curtis Instruments Inc., 2011.
- Emerson Power Transmission. 2011. Power Transmission Product Fundamentals (From PT Design Magazine): Belt and Chain Drives. *Emerson Power Transmission*. [En línea] 2011. [Citado el: 5 de Febrero de 2012.] <http://www.emerson-ept.com/eptroot/public/schools/beltchan.pdf>.
- Euribio, Erick. 2010. NESTLAC, Red de Transporte Ambientalmente Sustentable para Latinoamerica y el Caribe. *Transmetro Eje Occidente*. [En línea] 2010. [Citado el: 16 de Febrero de 2012.] [http://nestlac.org/TallerProyecto1/TransmetroOccidente\\_Uribio\\_lite.pdf](http://nestlac.org/TallerProyecto1/TransmetroOccidente_Uribio_lite.pdf).
- Fritzgerald, Robert. 1996. *Mecanica de Materiales*. Mexico : Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C.V., 1996.
- Hammer, Mick. 2005. Brimstone and bicycles. *Sitio Web de la revista New Scientist*. [En línea] Reed Business Information Ltd., 29 de Enero de 2005. [Citado el: 30 de Enero de 2012.] <http://www.newscientist.com/article/mg18524841.900-brimstone-and-bicycles.html>.
- Hartleben, Oliver. 2003. NESTLAC, Red de Transporte Ambientalmente Sustentable para Latinoamerica y el Caribe. *Transporte y Sostenibilidad en la Ciudad de Guatemala*. [En línea] 2003. [Citado el: 28 de Marzo de 2012.] <http://nestlac.org/Consulta/DiagnosticoCGuatemala.pdf>.
- \_\_\_\_\_. 2005. *Transmetro, Sistema de transporte masivo para la Ciudad de Guatemala*. Dirección de Planificación Urbana. Guatemala : Dirección de Movilidad Urbana, Municipalidad De Guatemala., 2005.
- Hartleben, Oliver y Gonzalez, Fabricio. 2010. *Red Ciclista Ciudad de Guatemala, Un manual para el diseño de ciclorutas en la Ciudad de Guatemala*. Guatemala : Dirección de Movilidad Urbana, Municipalidad de Guatemala, 2010.
- Guatemala. 2008. Instituto Nacional de Estadística -INE-. Invest In Guatemala. *Demografía*. [En línea] Invest in Guatemala - PRONACOM., 2008. [Citado el: 17 de Marzo de 2012.] [http://www.investinguatemala.org/index.php?option=com\\_content&task=view&id=13&Itemid=15&lang=espano](http://www.investinguatemala.org/index.php?option=com_content&task=view&id=13&Itemid=15&lang=espano).

- Konrady, Gretchen. 2011. Is Recumbent Bicycle an Option? *Group Health Cooperative*. [En línea] Marzo de 2011. [Citado el: 16 de Octubre de 2011.] <http://www.gkonrady.com/sites/default/files/Recumbents-bikes-gkonrady-onlinearticle.pdf>.
- Lima, Luis. 2010. Parque vehicular se duplicó en 5 años. [En línea] 2 de Julio de 2010. [Citado el: 6 de febrero de 2012.] <http://www.elperiodico.com.gt/es/20100702/economia/161669/>.
- Metales Industriales De Guatemala*. 2009. METALES PARA CONSTRUCCIÓN MECÁNICA: AISI 4140. *Sitio Web de Metales Industriales de Guatemala*. [En línea] Abril de 2009. [Citado el: 20 de Marzo de 2012.] [http://www.metalesindustriales.com/index.php?showPage=360&cat\\_prod=3&sub\\_cat\\_prod=0&prod=27](http://www.metalesindustriales.com/index.php?showPage=360&cat_prod=3&sub_cat_prod=0&prod=27).
- Holanda. 2009. Ministerio de Transporte Holandes La bicicleta en los Países Bajos. Amsterdam : s.n., 2009.
- Morchin, William y Oman, Henry. 2006. *Electric Bicycle: A Guide to Design and Use*. Hoboken, New Jersey : Wiley-Interscience & IEEE Press, 2006.
- Mott, Robert. 2004. *Machine Elements in Mechanical Design* . Columbus, Ohio : Pearson-Prentice Hall, 2004.
- Mywheelsandmore.com. 2007. Bicycle Chain Pitch. *My Wheels and More*. [En línea] Enero de 2007. [Citado el: 13 de Febrero de 2012.] <http://mywheelsandmore.com/bicycleChains/bicycleChainPitch.htm>.
- Nolan, Dr. Paul. 2000. Medical Benefits of Recumbent Bicycles (Beneficios Medicos de Bicicletas Recumbent). *www.bikeroute.com*. [En línea] 2000. [Citado el: 12 de Octubre de 2011.] <http://www.bikeroute.com/Recumbents/BentMedBenefits.php>.
- NTN-SNR Roulements*. 2012. Catálogo General Industria. Ginebra : SNR-NTN, 2012.
- Nunes, A.C. y Vincent, R. 2002. BICYCLE – HISTORICAL OUTLINE. *Department of Physics, University of Rhode Island*. [En línea] 4 de Noviembre de 2002. [Citado el: 28 de Enero de 2012.] <http://www.phys.uri.edu/~tony/bicycle/bikehist.html>.
- Packer, Jeffrey, Sherman, Donald y Lecce, Maura. 2010. *AISC Steel Design Guide No. 24: Hollow Structural Connections*. s.l. : American Institute of Steel Construction, 2010. 162 págs.
- Reiser, Roul F. y Peterson , M. L. 1998. Lower-Extremity Power Output in Recumbent Cycling. *Human Power: Technical Journal of the International Human Power Vehicle Association*. Cuatrimestral, 1998, Vol. 13, 3.

- Squatriglia, Chuck. 2008. World's Fastest Cyclist Hits 82.3 MPH. *Wired Magazine*. [En línea] Condé Nast, 25 de Septiembre de 2008. [Citado el: 15 de marzo de 2012.] <http://www.wired.com/autopia/2008/09/worlds-fastest/>.
- The American Chain Association. 2003. Improved Power Ratings for Single Strand Roller Chain. *The Mechanical Power Transmission Association (MPTA)*. [En línea] Agosto de 2003. [Citado el: 15 de Febrero de 2012.] <http://www.mpta.org/Power%20Ratings%20122001R1.pdf>.
- The Gates Rubber Company. 1999. *Heavy Duty V-Belt Drive Design Manual*. Denver, Colorado : The Gates Rubber Company, 1999.
- Too, D. 1991. The Effect of Hip Position/Configuration on Anaerobic Power and Capacity in Cycling. *International Journal of Sports Biomechanics*. Melbourne, Australia : s.n., 1991.
- Too, D. 1994. The Effect of Trunk Angle on Power Production in Cycling. *Research Quarterly for Exercise and Sport*. Trimestral, 1994, 65.
- U.S. Consumer Product Safety Commision . 2002. Requirements For Bicycles (16 C.F.R Part 1512). Washington D.C. : U.S. Consumer Product Safety Commision, 2002.
- U.S. Tsubaki Power Transmission LLC. 2006. Maximum Horsepower Ratings. *Sitio Web de U.S. Tsubaki Power Transmission LLC*. [En línea] 2006. [Citado el: 15 de Febrero de 2012.] <http://chains.ustsubaki.com/browser?&plpver=10&prodid=1337&itemid=2133&assetid=1343>.
- Volvo Car Corporation. 1993. *Manual Del Usuario de Volvo 960 1993*. Göteborg, Suecia : s.n., 1993.
- Wilson, David Gordon. 2004. *Bicycle Science 3rd. Edition*. Cambridge, Massachusetts : MIT Press, 2004. Pag 28.

## X. APÉNDICES

### A. Determinación y dimensionamiento de cadena por el estándar industrial B29.1

Se realizó este análisis para tener un parámetro comparativo de que tanto se desvía la “regla” para bicicletas de un proceso establecido y regido por el ANSI B29.1.

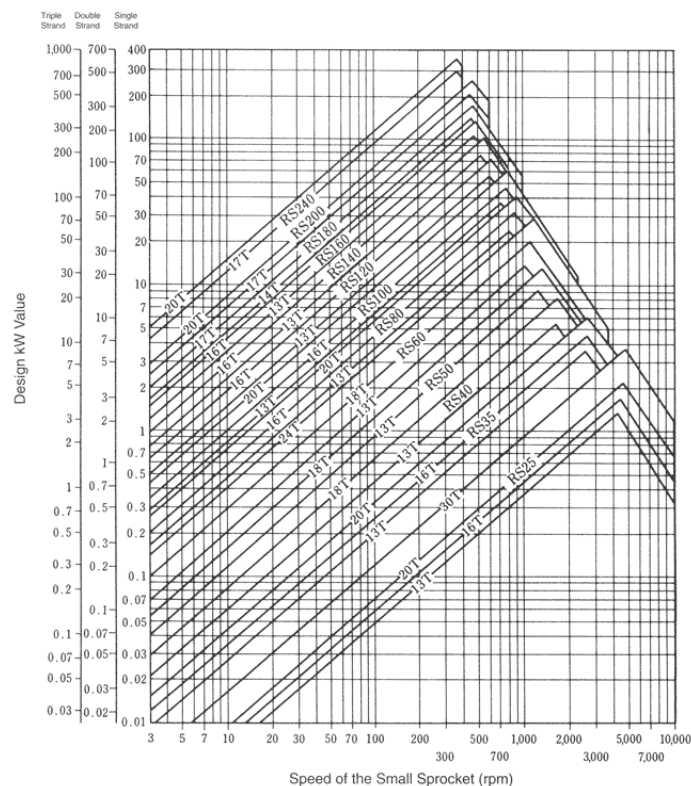
El proceso de dimensionamiento de una cadena por el estándar B29.1 de la ANSI establece 10 puntos principales que deben cumplirse antes de iniciar el proceso de diseño y análisis de un sistema de cadenas (Emerson Power Transmission, 2011), muchos de los puntos establecidos por el estándar ya han sido estimados en los parámetros previos. Los puntos que establece la norma son:

1. Establecer el tipo de la fuente de potencia (Motor eléctrico, de Gasolina, entre otros.), en este caso se identifica como la fuente de la potencia al usuario o ciclista.
2. Identificar el tipo de carga que esta identificado por el Factor de Servicio (FS) (los tipos de que se pueden encontrar son carga uniforme sin sobresaltos, con impacto moderado y/o cargas de alto impacto), se asume que la carga en este caso será de carga uniforme sin sobresaltos, ya que el impacto que pueda tener la potencia generada por el ciclista es mínima relativamente.
3. Determinar la potencia a transferir, ésta se obtiene del producto de la potencia generada disponible (en este caso la generada por el ciclista) y el factor de servicio que viene dado del tipo de carga que se tendrá.
4. Determinación de la velocidad angular en el eje de salida, en este caso sería  $rpm_{out}$ .
5. En caso lo contrario determinar la velocidad angular necesaria en el eje de entrada  $rpm_{in}$ , en este caso no es necesario este punto, ya que se ha establecido que la cadencia del ciclista determina la velocidad angular de este eje.
6. Dimensionamiento estimado de los ejes, en este caso es lo que se busca determinar, debido a las fuerzas que la cadena ejercerá, ésto se puede estimar a partir de la fuerza de tensión de la cadena.
7. La distancia entre centros de ejes (C), esta distancia como se ha comentado anteriormente no es necesaria de determinar, debido a que la estructura y el dimensionamiento ergonómico indicó que distancia debía haber, siendo esta 786 mm (30.94 in).
8. Establecer los límites y posicionamiento del sistema de cadenas, este punto no es de gran importancia para este caso ya que así mismo como el punto anterior ya ha sido determinado por la configuración del vehículo.
9. Proponer un método de lubricación, dadas las condiciones que se tienen se ha de aplicar un método de lubricación tipo A o lubricación manual.

10. Determinar si en el sistema se tendrán accesorios, como tensores, más de una rueda dentada conducida o piñón, entre otros. Este último punto se podría aplicar para el caso del prototipo propuesto, en que se pudiera tomarse en cuenta el desviador o cambio delantero, así como también el cambio en el piñón libre, pero en esta etapa de cálculo y pruebas se descartaron estos accesorios.

El análisis estandarizado se iniciará determinando la cadena idónea para la aplicación deseada, ésto se lleva a cabo a partir de la velocidad de salida en el piñón y la potencia de diseño, cantidades que se relacionan en la Cuadro de Selección de Cadenas (Ilustración 25), como se estableció en los parámetros previos, la velocidad del eje de salida ( $\text{rpm}_{\text{out}}$ ) alcanza las 62.62 rpm así como al mismo tiempo la potencia de diseño (PD) es de 23.65 W (0.031 hp).

**Ilustración 72** Cuadro de selección de cadenas, a partir de la velocidad angular ( $\text{RPM}_{\text{out}}$ ) en el eje de salida y la potencia de diseño (PD).



Con la ayuda del cuadro de selección de cadenas, se logró determinar la cadena que mejor se adapta al vehículo que se está planteando, la cadena ideal la ANSI #35, o sea una cadena con un paso de  $3/8$  ó 0.375 pulgadas (9.525 mm), sin anillos o cascabillos para proteger al rodillo.

Ahora pues que ya se ha seleccionado una cadena, se ha de establecer que ésta soportará la potencia que se le va aplicar, ésto se comprobará obteniendo el factor de Capacidad de Potencia (CP) (Emerson Power Transmission, 2011) para la cadena ANSI #35, esto se obtiene utilizando el cuadro respectivo para esta cadena. Generalmente esta información la provee el fabricante (Ver

Cuadro 1). Ya anteriormente se estableció que el número de dientes en el piñón libre a utilizarse es de 28 dientes mientras que su velocidad angular está en el rango de 62.22 rpm, este último dato no aparece en el cuadro de capacidad de potencia, por lo cual se aproximó esta velocidad angular a 100 rpm, así mismo dada las circunstancias es poco práctico utilizar algún método de lubricación complicado por lo que se utilizara una lubricación manual, donde se aplica una grasa; por lo cual el sistema cae dentro de la categoría “A” de Lubricación Manual (The American Chain Association, 2003). Estableciendo estas características y parámetros del sistema, se puede determinar que la Capacidad de Potencia (CP) según la Cuadro 18 es de 0.79 hp ó 589 W.

Con la determinación de la capacidad de potencia se comprueba que la cadena ANSI 35, soportaría 589 W mientras que la potencia generada por el ciclista es de apenas 23.62 W; esto quiere decir que la cadena soportaría casi 25 veces la potencia que realmente se transmitirá.

Cuadro 1 Capacidad de potencia para cadena AISI 35 o en catálogo RS35

No. of Teeth Small Spkt.	Maximum Speed – Small Sprocket (rpm)																								
	50	100	300	500	700	900	1200	1500	1800	2100	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	10,000
	A										B										C				
11	0.16	0.30	0.78	1.23	1.66	2.09	2.71	3.31	3.90	4.48	3.86	2.92	2.32	1.90	1.58	1.35	1.18	1.03	0.91	0.82	0.74	0.67	0.60	0.56	0.48
12	0.17	0.32	0.86	1.35	1.84	2.29	2.98	3.63	4.29	4.92	4.40	3.35	2.66	2.17	1.82	1.56	1.35	1.18	1.05	0.94	0.84	0.76	0.70	0.64	0.55
13	0.19	0.35	0.94	1.48	2.00	2.51	3.25	3.97	4.68	5.38	4.96	3.75	2.99	2.45	2.05	1.74	1.50	1.33	1.17	1.05	0.94	0.86	0.78	0.72	0.62
14	0.20	0.38	1.01	1.60	2.16	2.71	3.51	4.30	5.07	5.82	5.55	4.21	3.34	2.72	2.29	1.96	1.70	1.49	1.31	1.18	1.06	0.97	0.87	0.80	0.68
15	0.21	0.40	1.09	1.72	2.33	2.92	3.80	4.63	5.46	6.26	6.16	4.65	3.70	3.03	2.53	2.17	1.88	1.65	1.46	1.31	1.18	1.07	0.98	0.90	0.76
16	0.23	0.43	1.17	1.85	2.49	3.14	4.06	4.96	5.85	6.72	6.77	5.10	4.08	3.34	2.80	2.39	2.07	1.82	1.61	1.43	1.30	1.18	1.07	0.99	0.83
17	0.25	0.47	1.25	1.97	2.67	3.35	4.33	5.30	6.25	7.17	7.42	5.59	4.47	3.66	3.06	2.61	2.27	1.98	1.77	1.58	1.42	1.29	1.18	1.07	0.93
18	0.27	0.50	1.33	2.09	2.84	3.57	4.61	5.65	6.64	7.63	8.09	6.09	4.87	3.98	3.34	2.84	2.47	2.17	1.92	1.72	1.54	1.41	1.29	1.18	1.01
19	0.28	0.52	1.41	2.23	3.02	3.77	4.89	5.98	7.04	8.09	8.77	6.60	5.28	4.32	3.62	3.08	2.68	2.35	2.09	1.86	1.68	1.53	1.38	1.27	1.09
20	0.30	0.55	1.49	2.35	3.18	4.00	5.16	6.32	7.44	8.58	9.47	7.13	5.70	4.67	3.90	3.34	2.90	2.53	2.25	2.01	1.82	1.65	1.50	1.41	1.18
21	0.31	0.58	1.57	2.48	3.35	4.21	5.44	6.66	7.84	9.01	10.2	7.67	6.13	5.02	4.21	3.59	3.11	2.72	2.41	2.17	1.96	1.77	1.62	1.49	1.27
22	0.32	0.62	1.65	2.60	3.53	4.43	5.73	7.00	8.25	9.48	10.9	8.31	6.58	5.38	4.51	3.85	3.34	2.92	2.60	2.33	2.09	1.90	1.74	1.60	1.35
23	0.35	0.64	1.73	2.74	3.70	4.64	6.01	7.35	8.66	9.95	11.6	8.88	7.05	5.77	4.83	4.13	3.58	3.14	2.79	2.49	2.25	2.04	1.86	1.72	1.46
24	0.36	0.67	1.81	2.86	3.88	4.85	6.29	7.70	9.07	10.4	12.2	9.47	7.50	6.13	5.15	4.39	3.80	3.34	2.96	2.64	2.39	2.17	1.98	1.82	1.54
25	0.38	0.70	1.89	2.99	4.05	5.08	6.57	8.05	9.48	10.9	12.7	10.1	7.99	6.54	5.48	4.66	4.05	3.57	3.16	2.82	2.55	2.31	2.11	1.94	1.65
26	0.39	0.74	1.97	3.12	4.22	5.30	6.87	8.39	9.88	11.4	13.3	10.7	8.46	6.92	5.81	4.96	4.30	3.77	3.34	2.99	2.70	2.45	2.24	2.05	1.74
28	0.43	0.79	2.13	3.38	4.57	5.74	7.43	9.09	10.7	12.3	14.3	11.9	9.48	7.75	6.49	5.55	4.81	4.22	3.74	3.35	3.02	2.74	2.51	2.31	1.96
30	0.46	0.86	2.31	3.65	4.93	6.18	8.01	9.79	11.5	13.2	15.6	13.2	10.5	8.57	7.17	6.14	5.32	4.67	4.14	3.70	3.34	3.03	2.76	2.53	2.17
32	0.50	0.91	2.47	3.90	5.28	6.62	8.58	10.5	12.4	14.2	16.6	14.6	11.5	9.44	7.91	6.76	5.86	5.14	4.56	4.08	3.67	3.34	3.04	2.80	0
35	0.54	1.01	2.72	4.30	5.82	7.31	9.45	11.6	13.7	15.7	18.4	16.6	13.2	10.8	9.07	7.72	6.71	5.87	5.22	4.67	4.21	3.82	3.49	3.21	0
40	0.63	1.17	3.14	4.98	6.73	8.44	10.9	13.4	15.7	18.1	21.2	20.4	16.1	13.2	11.1	9.45	8.19	7.19	6.37	5.70	5.14	4.67	0	0	0
45	0.71	1.33	3.57	5.65	7.64	9.57	12.4	15.2	17.8	20.5	24.0	24.3	19.3	15.8	13.2	11.3	9.79	8.60	7.63	6.83	0	0	0	0	0

(U.S. Tsubaki Power Transmission LLC, 2006)

Ya que se comprobó que la selección de cadena era apropiada para la transferencia de potencia que se va a dar, se procedió a determinar el largo de la cadena, esto se determinó con la misma ecuación 14, donde se da la Longitud de la Cadena en Pasos (L), ya que los pasos de la cadena ANSI #35 son de 9.52 mm (0.375 in), la longitud se estimó en 1.88 m o 74.08 in.

Ya que el número de la cadena varía respecto al estándar de bicicletas, se deben recalculer el diámetro de paso de cada rueda dentada. Esto se lleva a cabo con la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** pero este cálculo no se llevó a cabo ya que se evidenció la variación de paso respecto a la cadena tradicional de bicicleta, pero se deja indicado como se puede realizar a cabo el calculo, dado el caso que se quiera cambiar el estándar tradicional para cadenas de bicicleta y aplicar correctamente al norma aceptada ANSI B29.1.

**Cuadro 2** Características de la cadena determinada por el procedimiento estandarizado de ANSI B29.1.

Número de Cadena (ANSI)	35	
Paso	Mm 9.52	In 3/8 ó 0.375
Capacidad de Potencia (CP)	W	hp
	589	0.79
Longitud de la Cadena ( $L_{industrial}$ )	Mm	in
	1881.63	74.08

Esto demostró que el estándar para la elección de cadenas que se usa para bicicletas aunque comparten muchos parámetros de cálculo con el método específico de ANSI los resultados varían. Pero como se comentó anteriormente se utilizará la cadena y las ruedas dentadas utilizadas usualmente en las bicicletas.

## B. Cálculo de ajuste por interferencia en el tren de potencia.

Se realizó este procedimiento para determinar si el cojinete o la bufa diseñada para la instalación del rodamiento no fuera ser dañado por un sobre ajuste innecesario. El análisis se llevó a cabo entre los tres elementos que estarían expuestos al ajuste por interferencia, como lo es el eje con el cojinete y a su vez el cojinete con la bufa.

**Ilustración 73** Ensamble del manguito o bufa con el rodamiento y el eje.

Ilustración 74 Vista general del manguito o bufa previo a su instalación en la estructura del chasis.



Este análisis se llevó a cabo con las herramientas proporcionadas por el documento de referencia “Límites de Interferencia Según Estándar ASME B4.1-1967.”

- El tipo de ajuste apropiado para esta aplicación se recomienda:
  - FN2 (Medio) para Clase Propósito General

#### A) Ajuste Eje-Cojinete

- Presión en superficie de contacto entre elementos:  $P = \frac{E \cdot \delta}{2 \cdot b} \left[ \frac{(C^2 - b^2)(b^2 - a^2)}{2 \cdot b^2 (C^2 - a^2)} \right]$

Diámetro Eje (b): 0.59016 in

Diámetro Cojinete (c): 0.59007 in

$$P = 8115.25 \text{ psi}$$

- Esfuerzo Cojinete  $\sigma = P \left( \frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} \right) = 36,435.2 \text{ PSI}$  (menor a Su)
- Esfuerzo Eje  $\sigma = -P \left( \frac{a^2 + b^2}{a^2 - b^2} \right) = -811.25 \text{ PSI}$  (menos a Su)

Dado esto se puede determinar que el eje no tendrá ningún efecto sobre la integridad física del cojinete y viceversa.

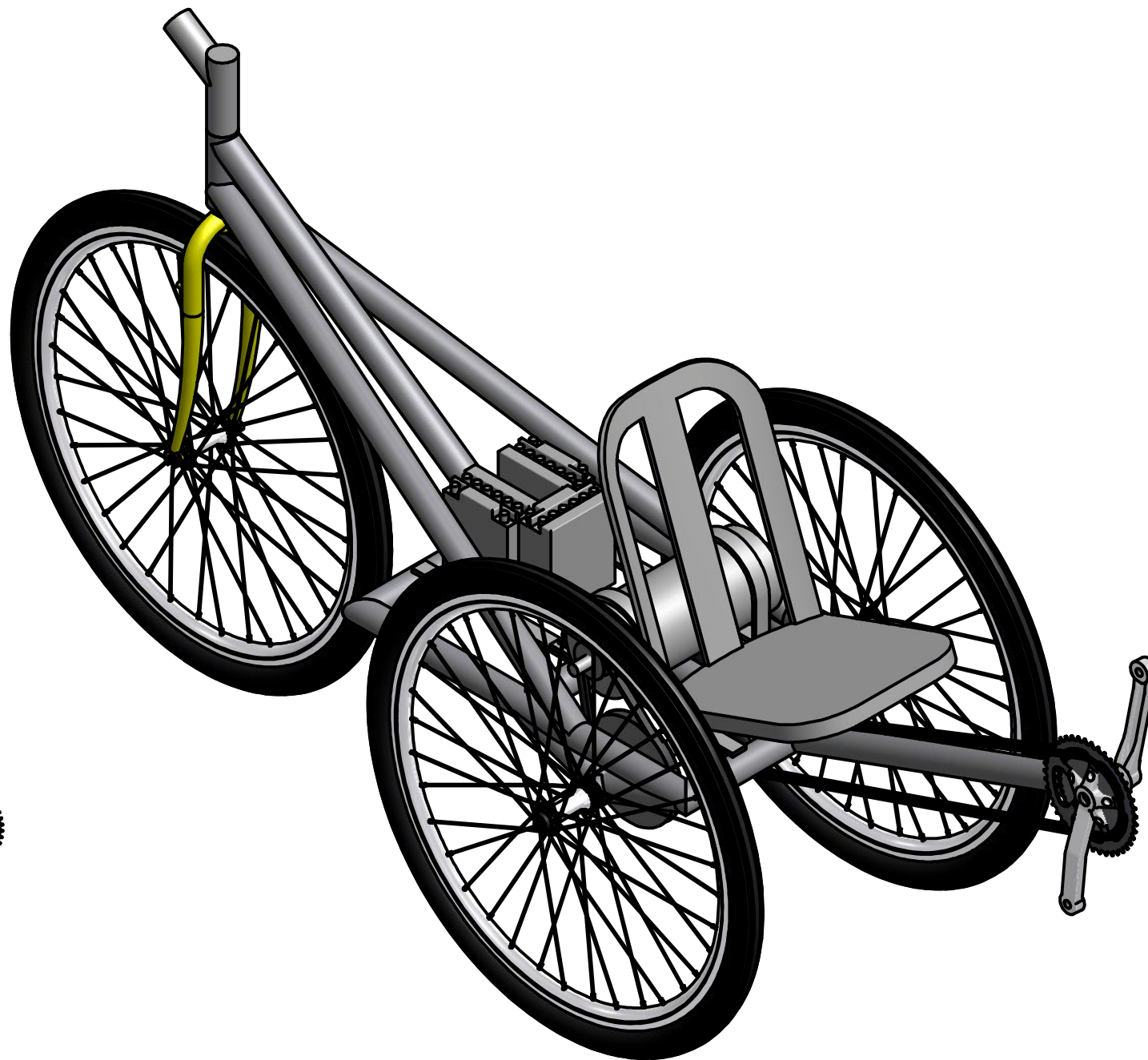
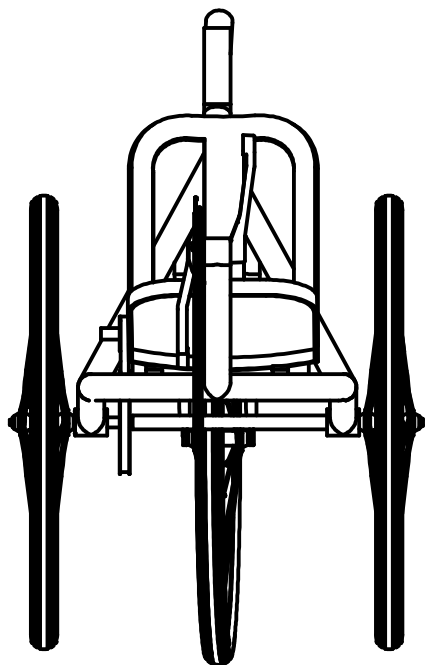
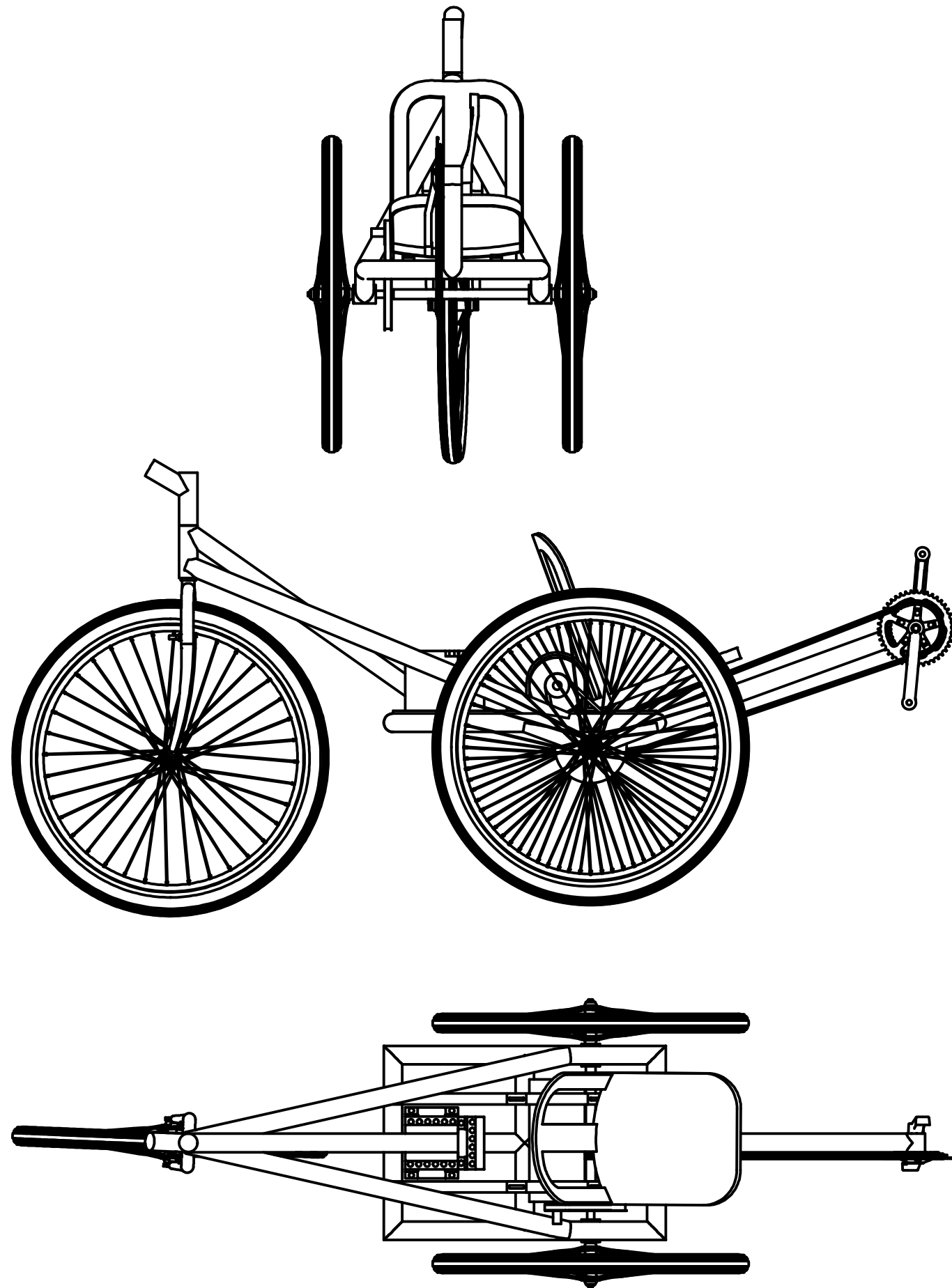
#### B) Ajuste Cojinete-Bufa

- $P = 1148.49 \text{ PSI}$

- Esfuerzo Bufo= **16,328.8 PSI**
- Esfuerzo Cojinete = **-99.48.57 PSI**

Así mismo como en el ensamble anterior, se puede afirmar que el ajuste cojinete-bufo no significará algún daño de la estructura de ninguno de los dos elementos en este ensamble.

### **3. Planos de los elementos principales del prototipo**



Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date 16/04/2012	Date
ENSAMBLE GENERAL NOTA: PARTES NO INCLUIDAS SON PARTES COMERCIALES			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			Partes Principales	Sheet 1 / 17

UNIDAD DE POTENCIA DE APOYO ELÉCTRICO

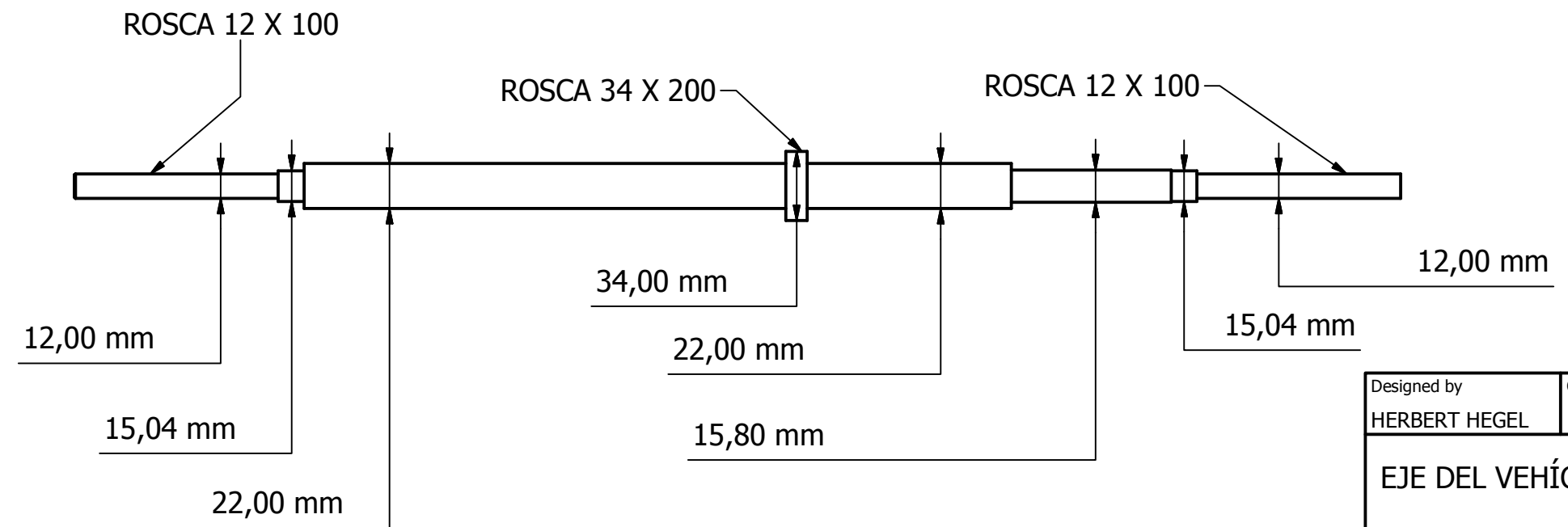
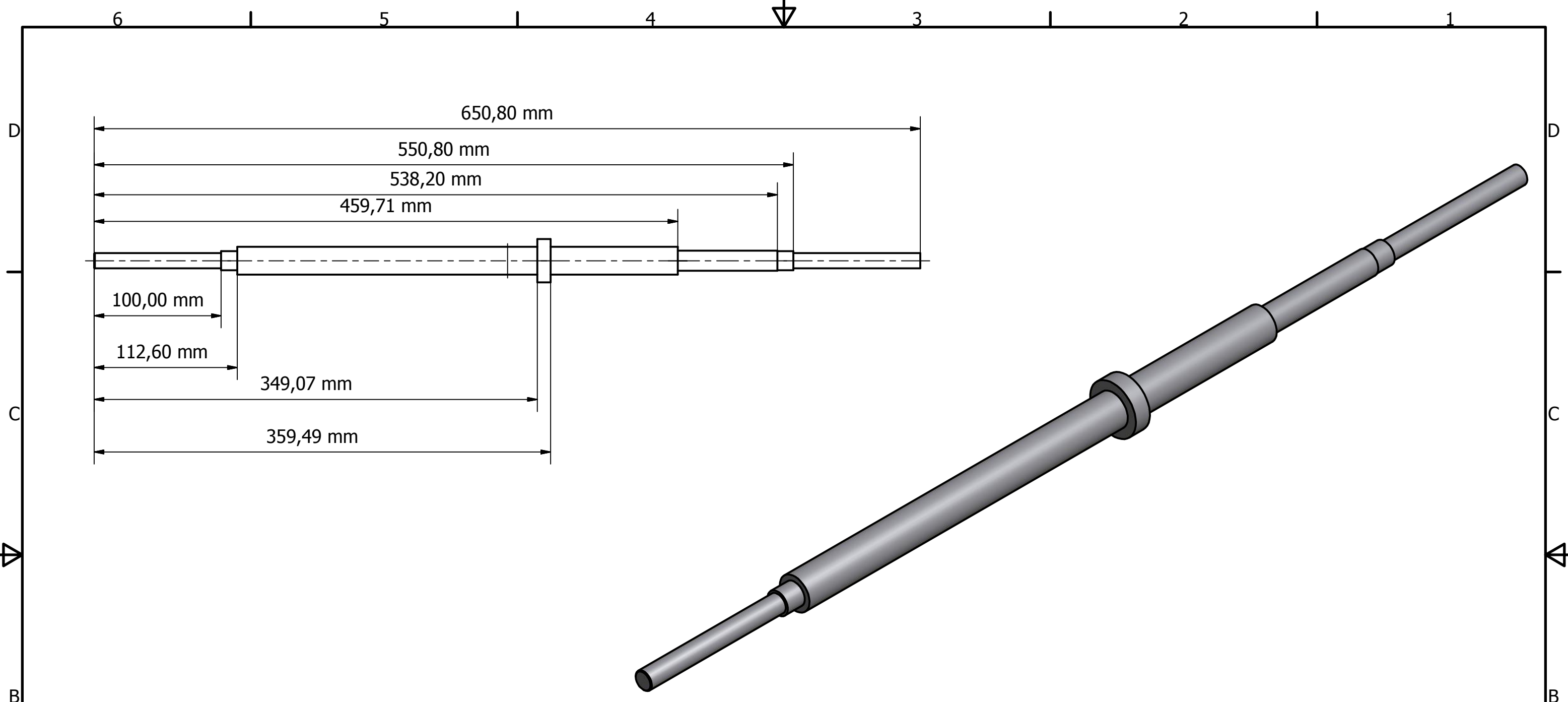
SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA POR FAJAS

EJE DEL TREN DE POTENCIA

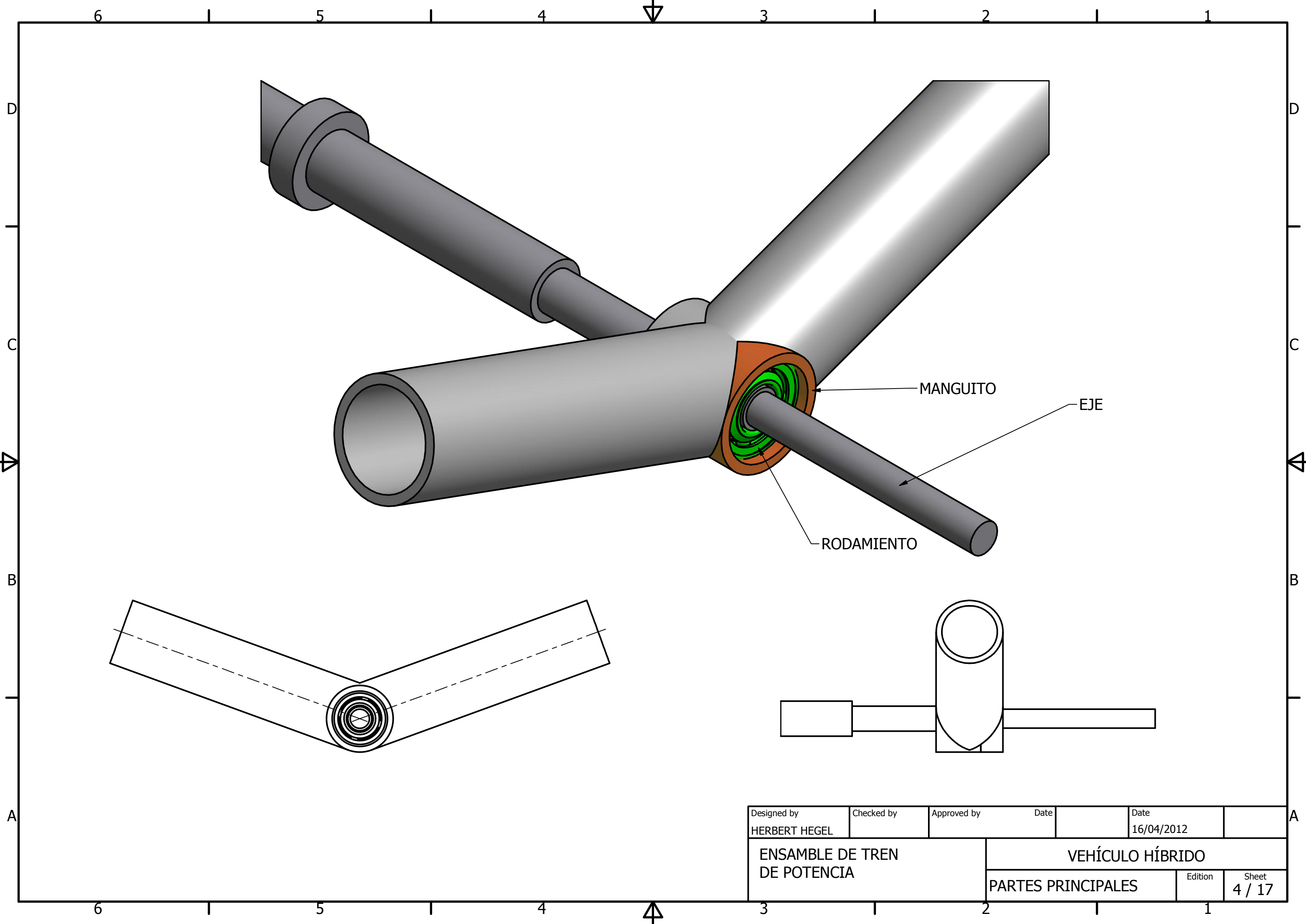
RODAMIENTO DE BOLAS

SISTEMA DE TRANSMISIÓN CADENA PIÑON

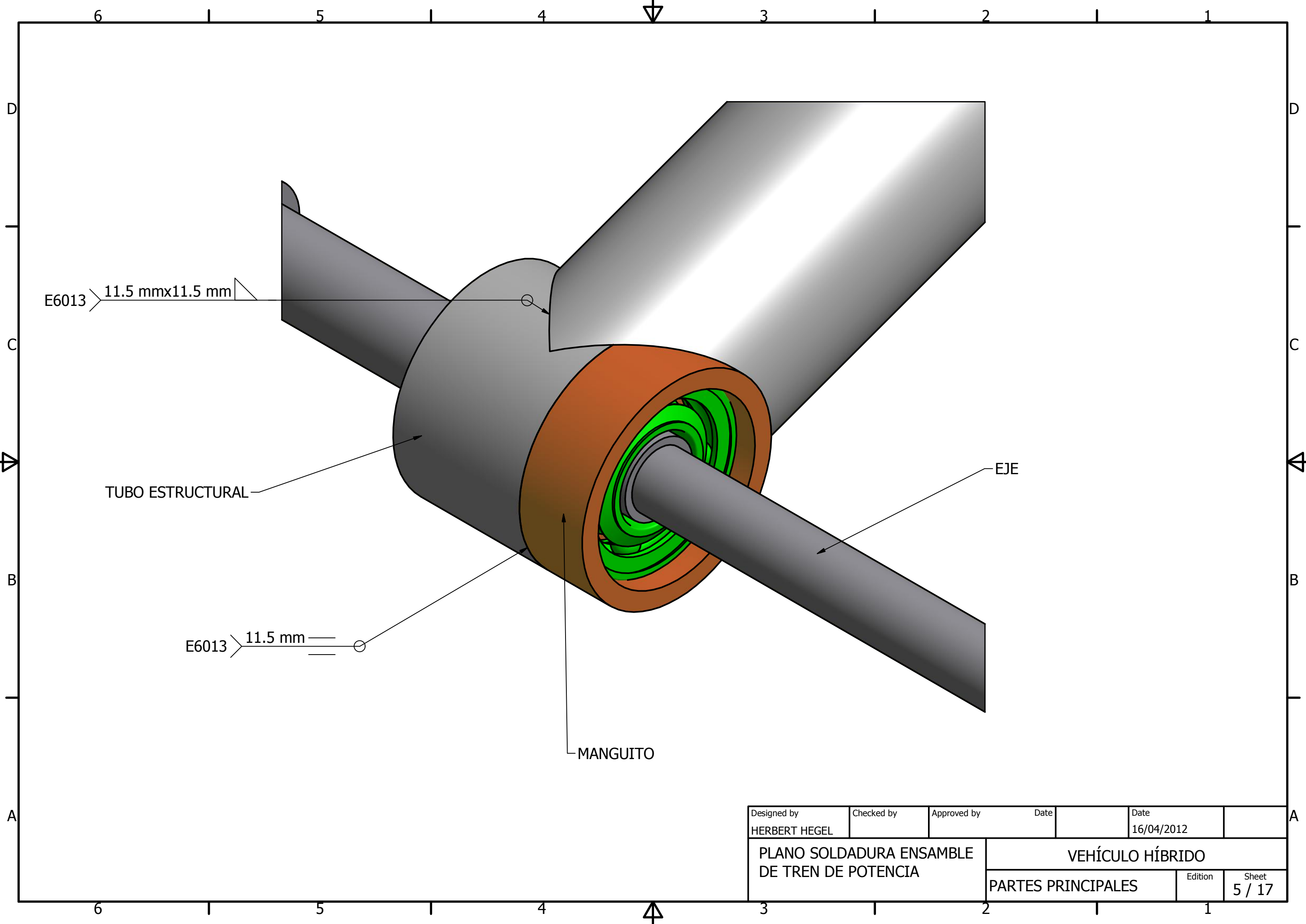
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
TREN DE POTENCIA		VEHÍCULO HÍBRIDO		
		PARTES PRINCIPALES	Edition	Sheet 2 / 17



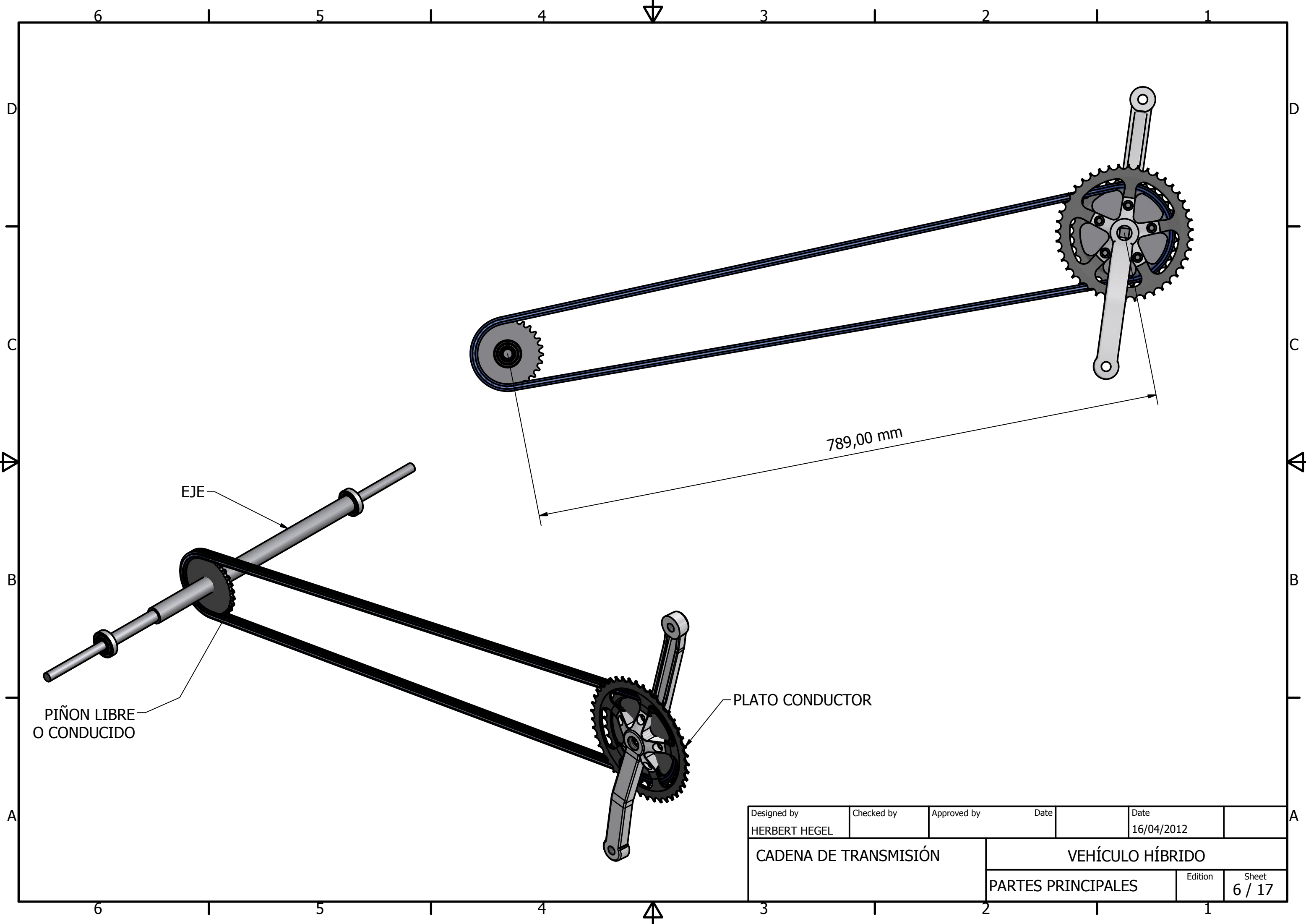
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
EJE DEL VEHÍCULO			VEHÍCULO HÍBRIDO	
PARTES PRINCIPALES			Edition	Sheet 3 / 17



Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
ENSAMBLE DE TREN DE POTENCIA		VEHÍCULO HÍBRIDO		
		PARTES PRINCIPALES	Edition	Sheet 4 / 17



Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date 16/04/2012	Date
PLANO SOLDADURA ENSAMBLE DE TREN DE POTENCIA			VEHÍCULO HÍBRIDO	
PARTES PRINCIPALES			Edition	Sheet 5 / 17



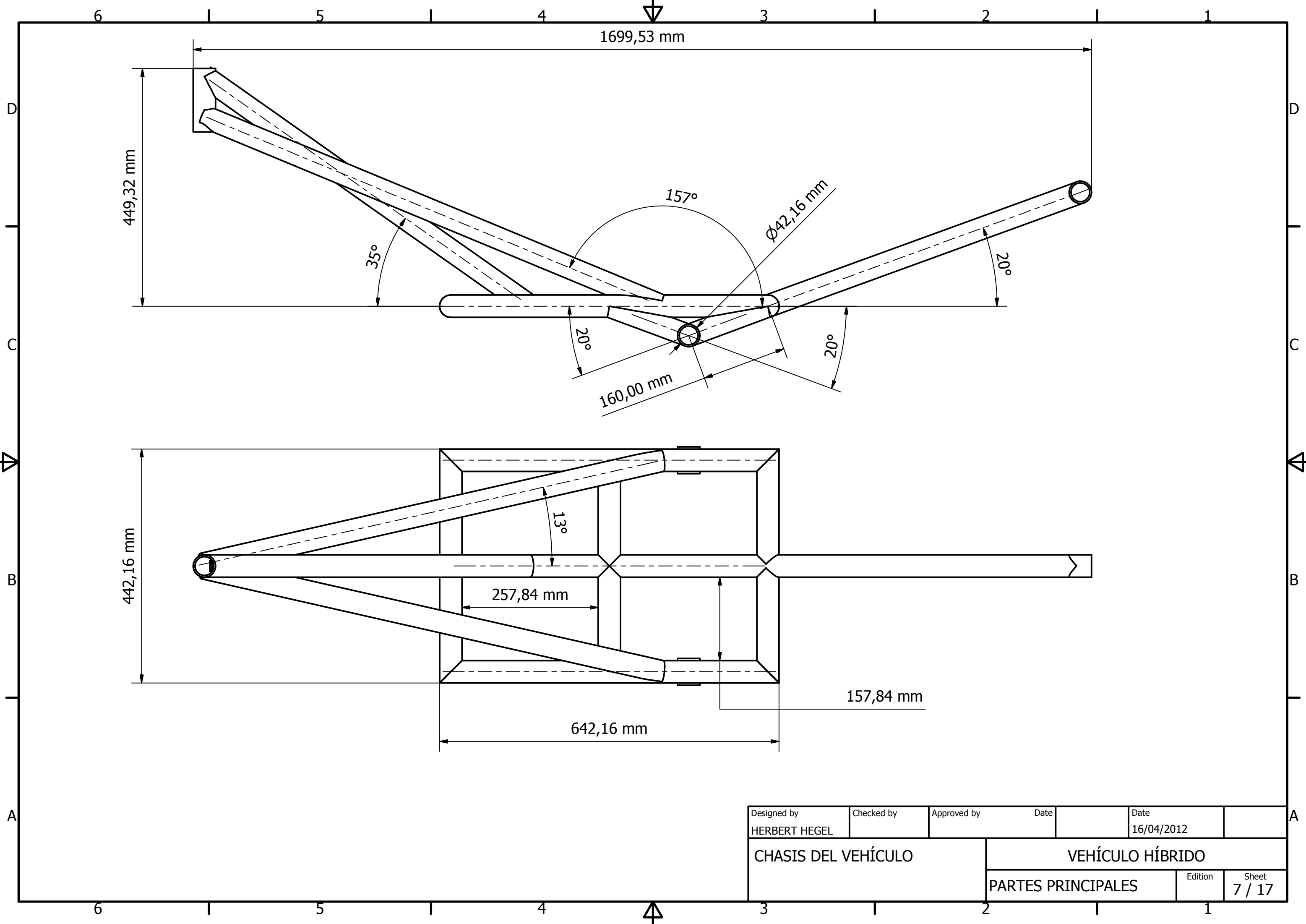
PIÑON LIBRE  
O CONDUcido

EJE

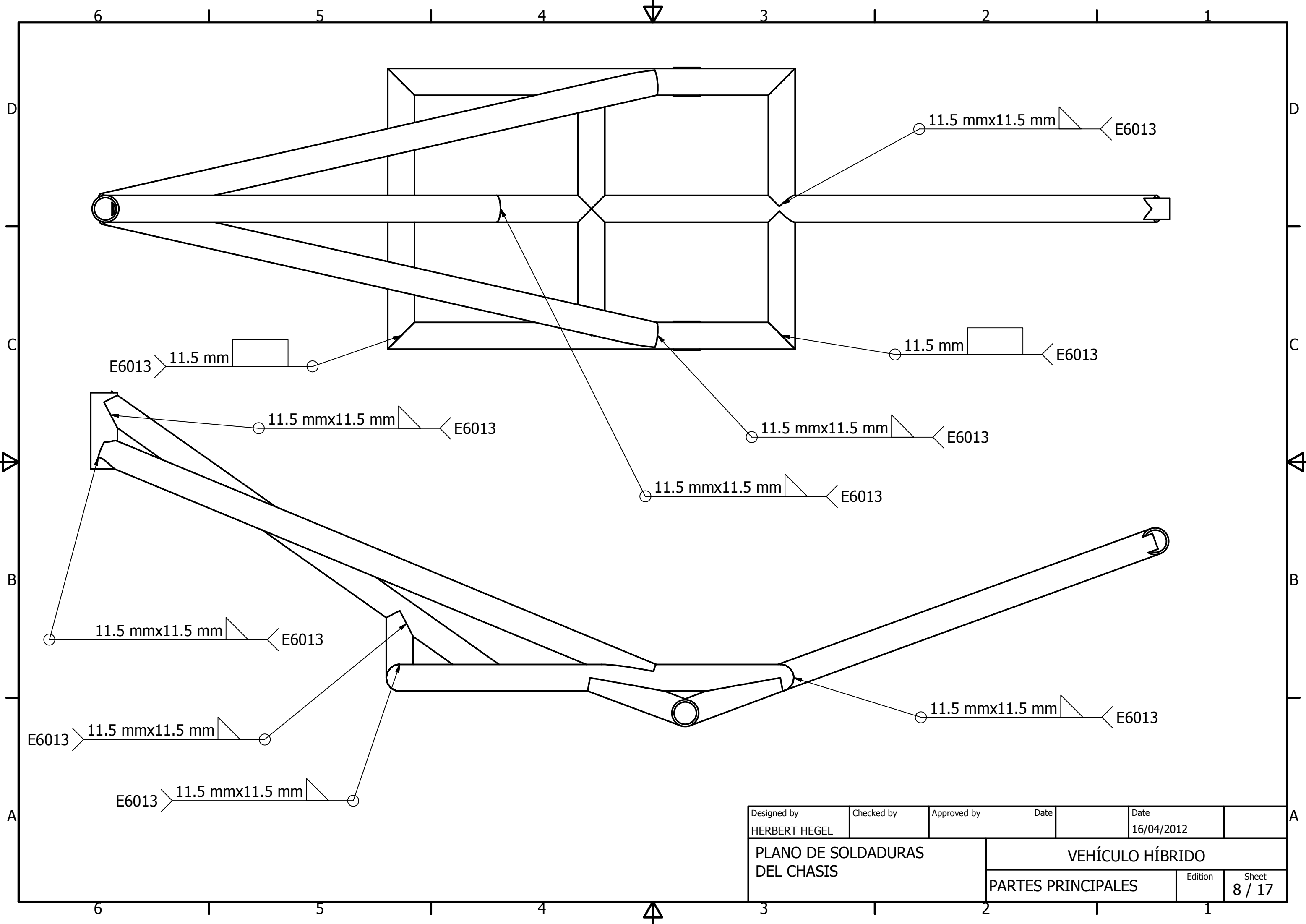
PLATO CONDUCTOR

789,00 mm

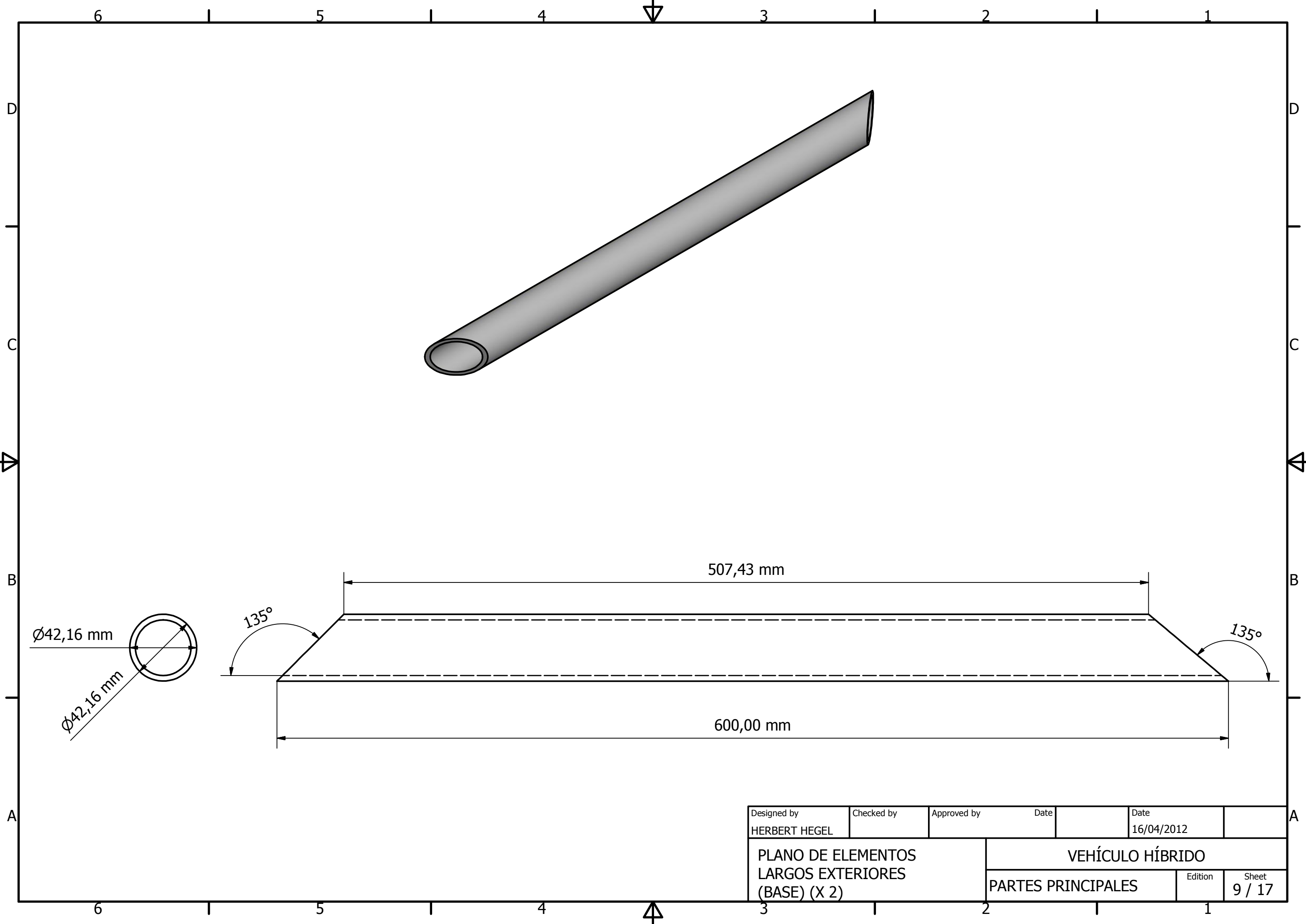
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
CADENA DE TRANSMISIÓN			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			Partes Principales	Edition Sheet 6 / 17



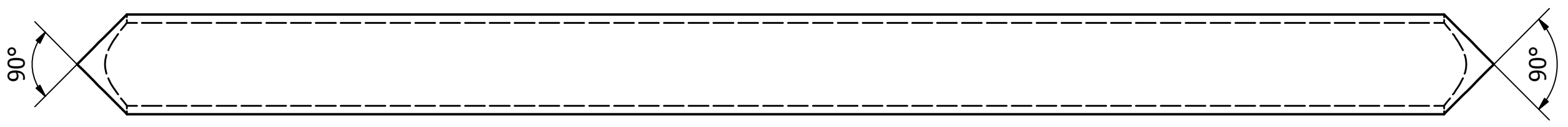
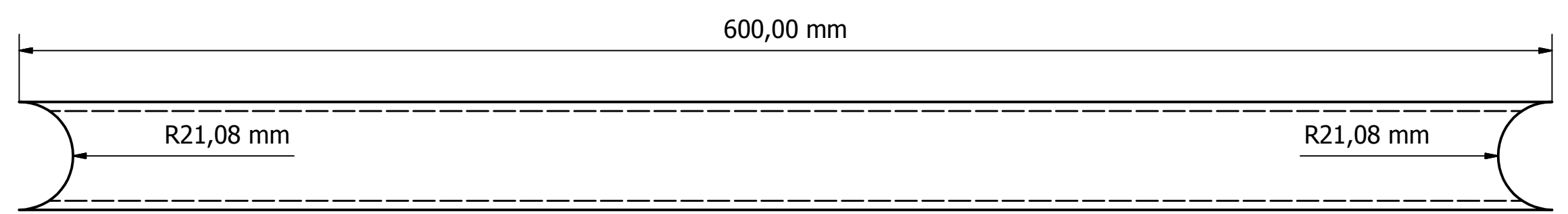
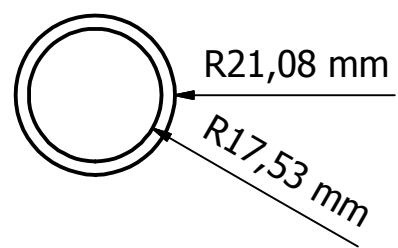
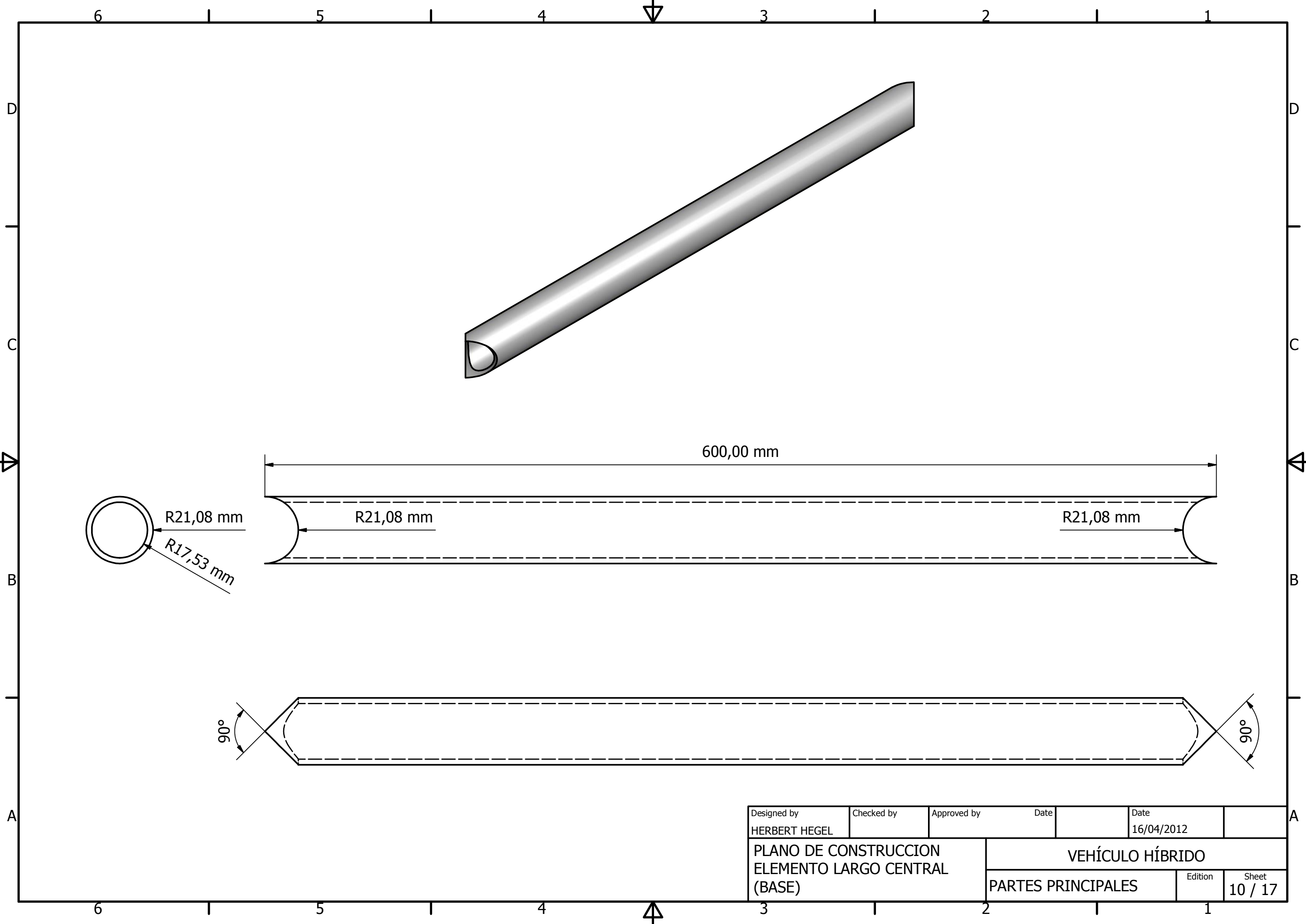
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
CHASIS DEL VEHÍCULO			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			Partes Principales	Sheet 7 / 17



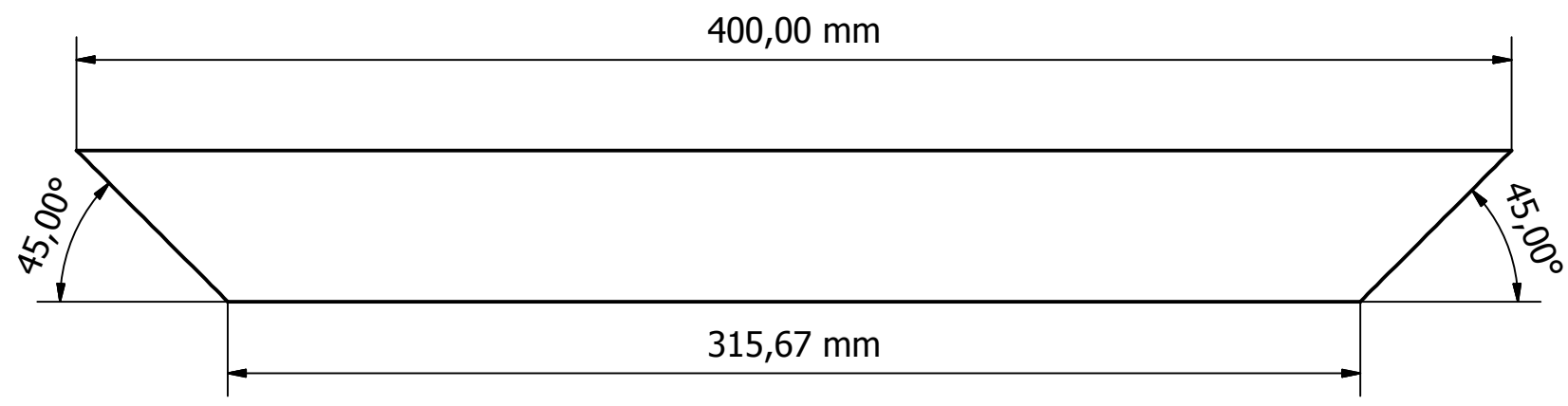
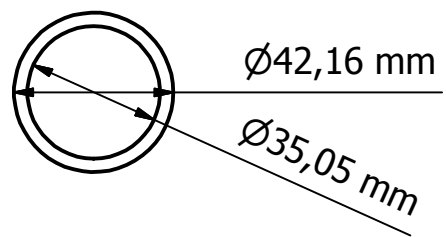
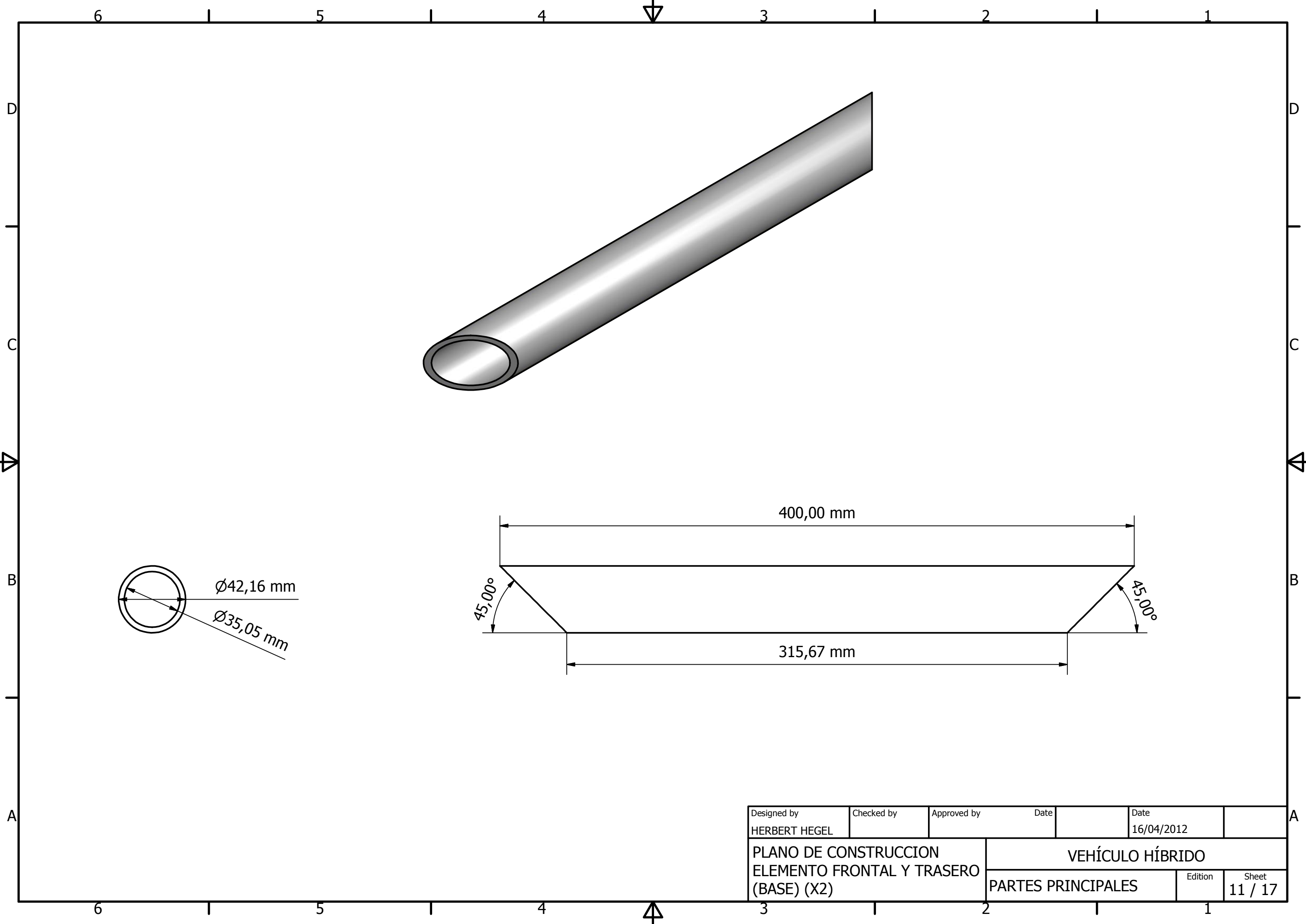
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
PLANO DE SOLDADURAS DEL CHASIS			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			PARTES PRINCIPALES	Edition
				Sheet 8 / 17



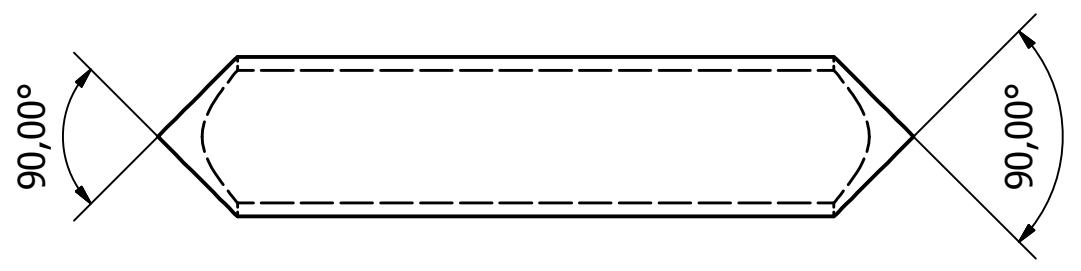
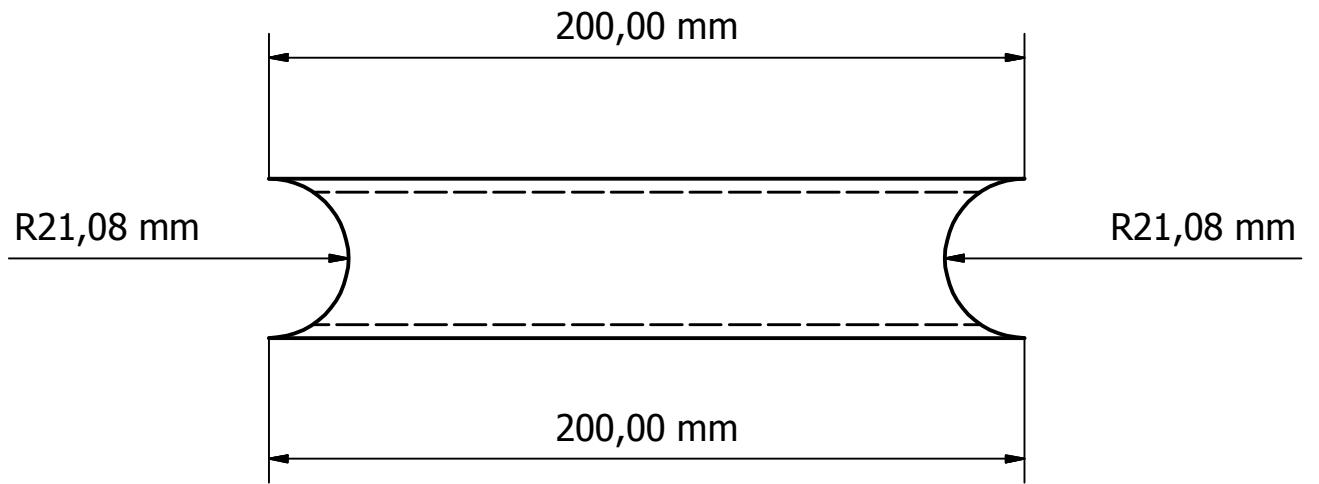
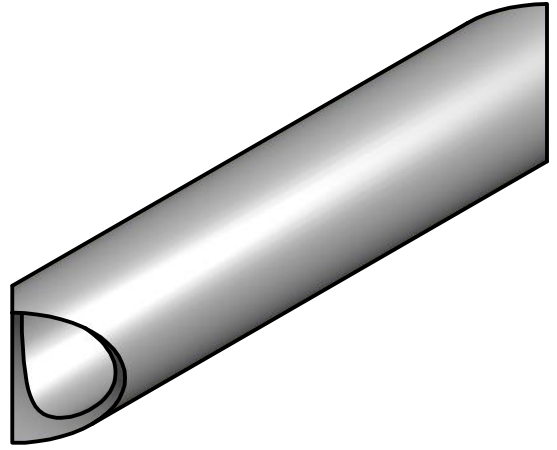
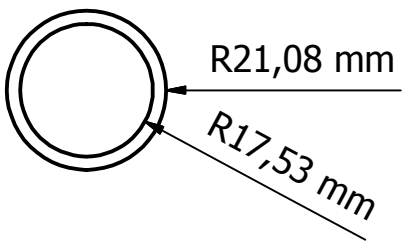
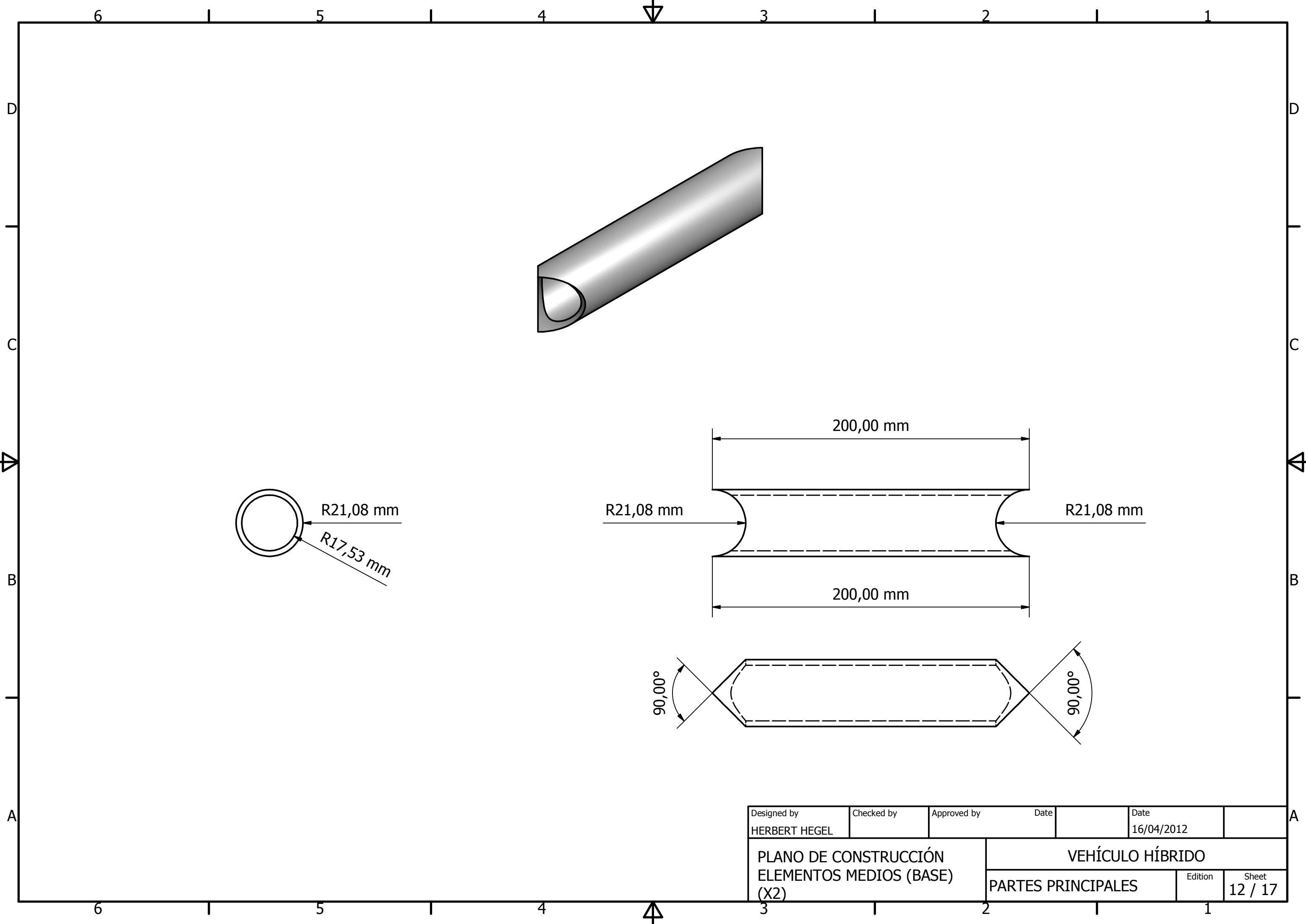
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
PLANO DE ELEMENTOS LARGOS EXTERIORES (BASE) (X 2)			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			PARTES PRINCIPALES	Edition Sheet 9 / 17



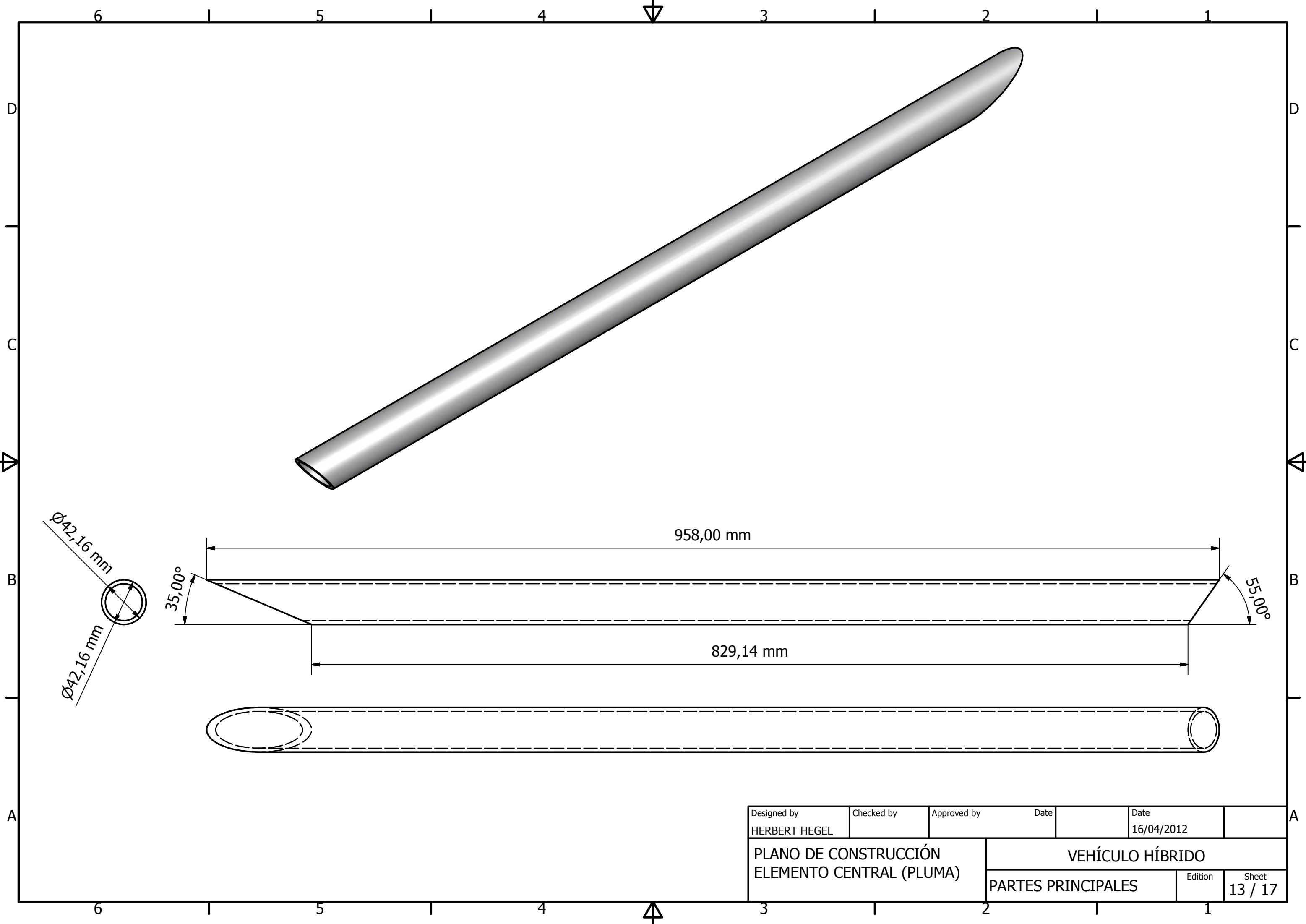
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
PLANO DE CONSTRUCCION ELEMENTO LARGO CENTRAL (BASE)			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			Partes Principales	Edition Sheet 10 / 17



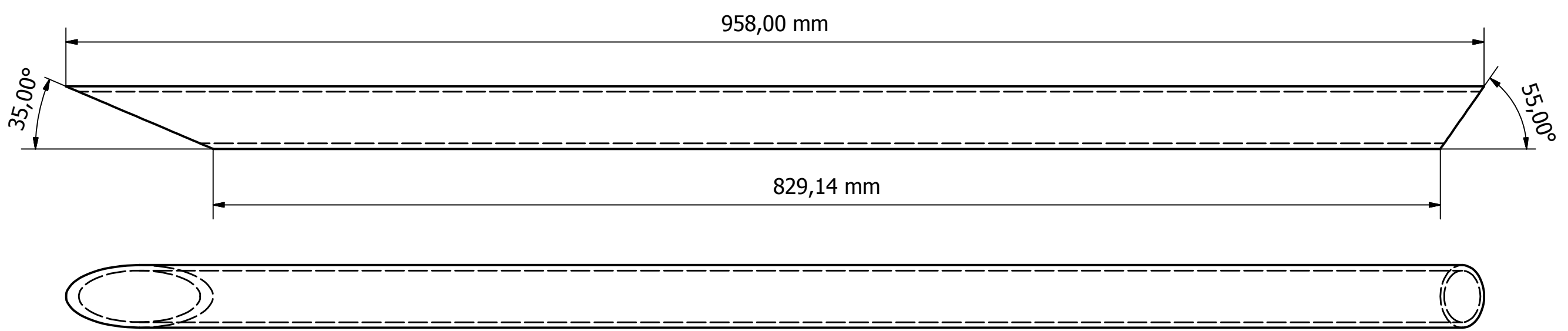
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
PLANO DE CONSTRUCCION ELEMENTO FRONTAL Y TRASERO (BASE) (X2)			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			Partes Principales	Edition Sheet 11 / 17



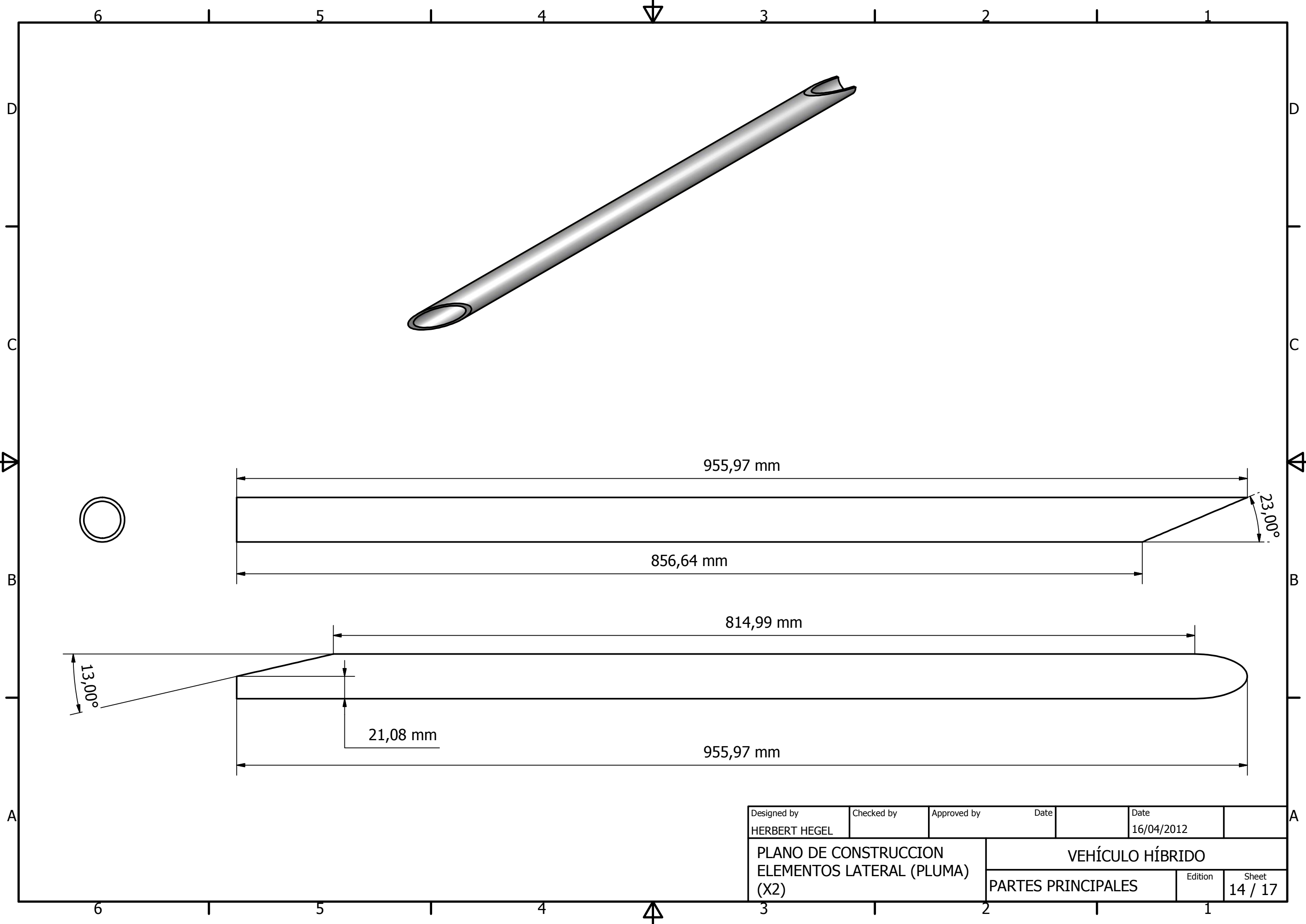
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
PLANO DE CONSTRUCCIÓN ELEMENTOS MEDIOS (BASE) (X2)			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			Partes Principales	Edition Sheet 12 / 17



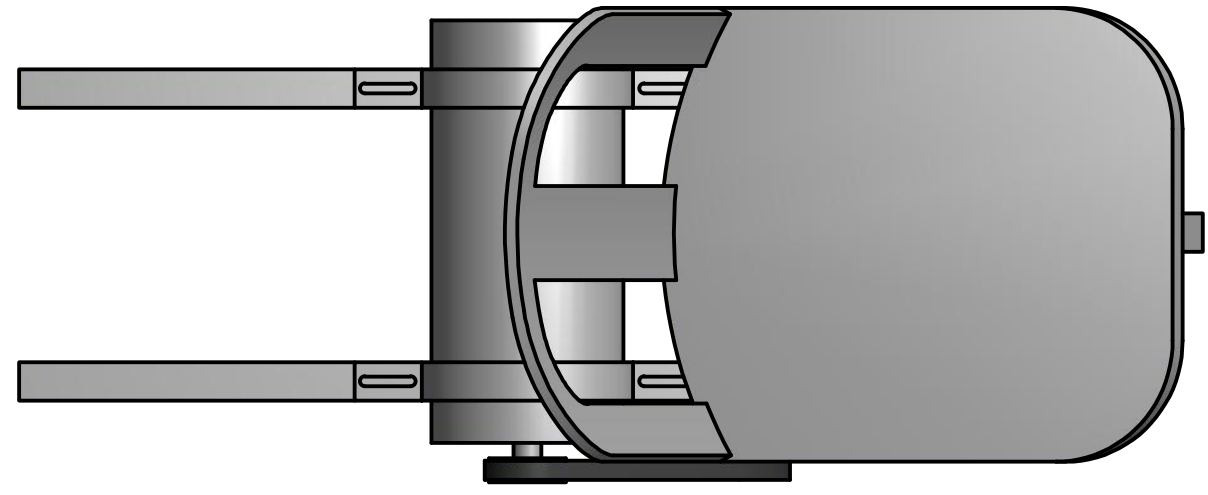
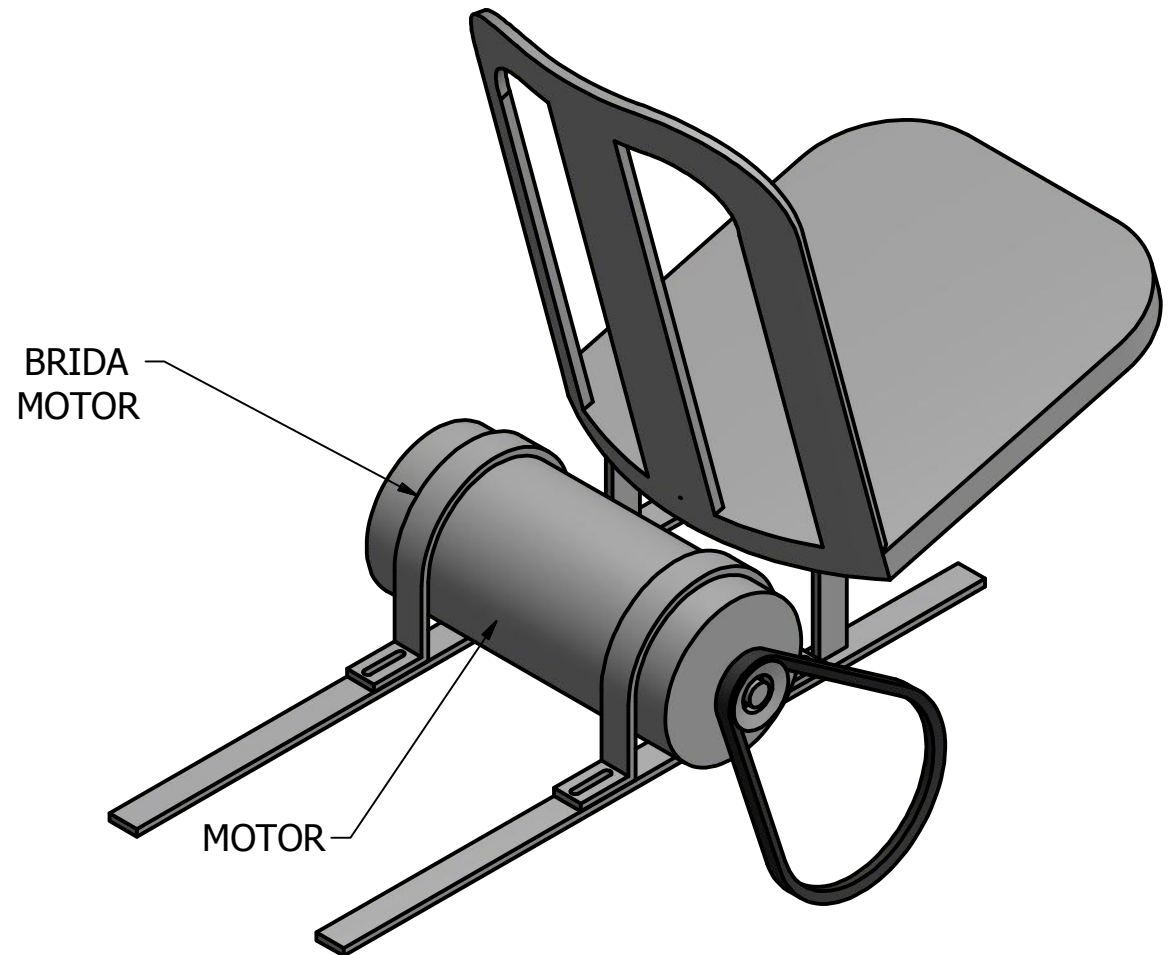
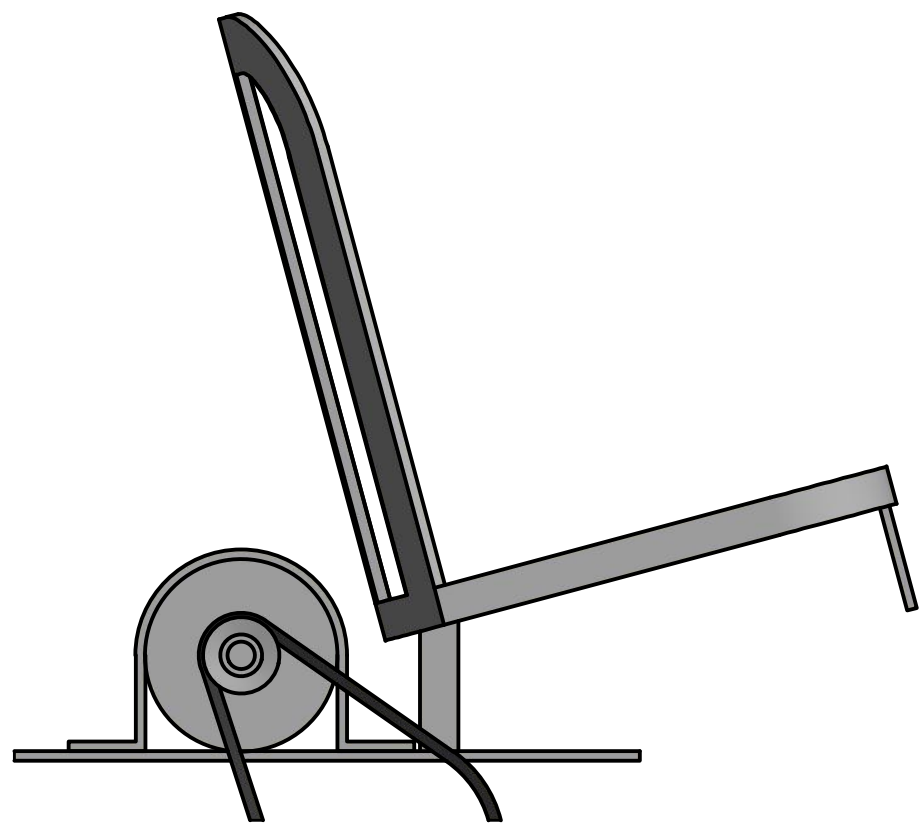
Ø42,16 mm  
Ø42,16 mm



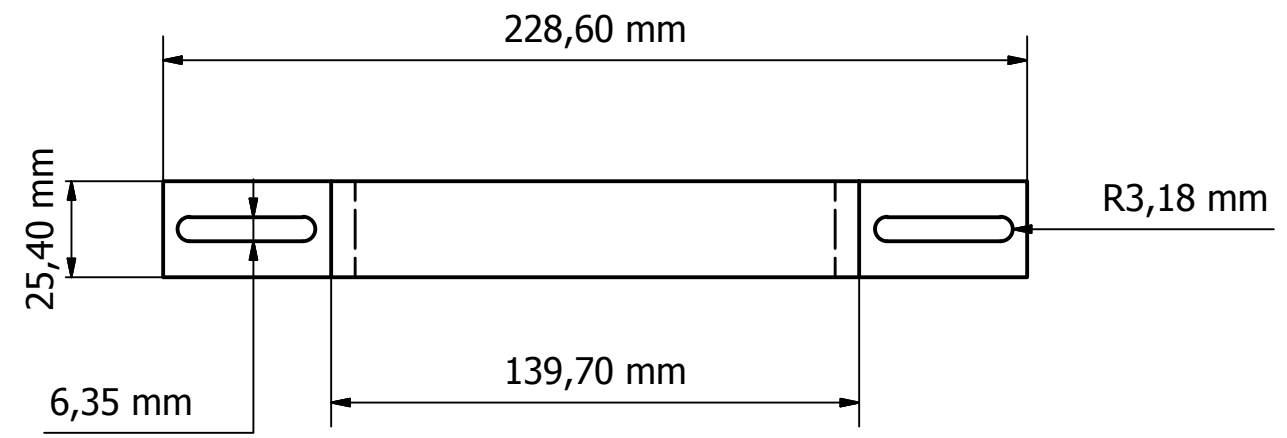
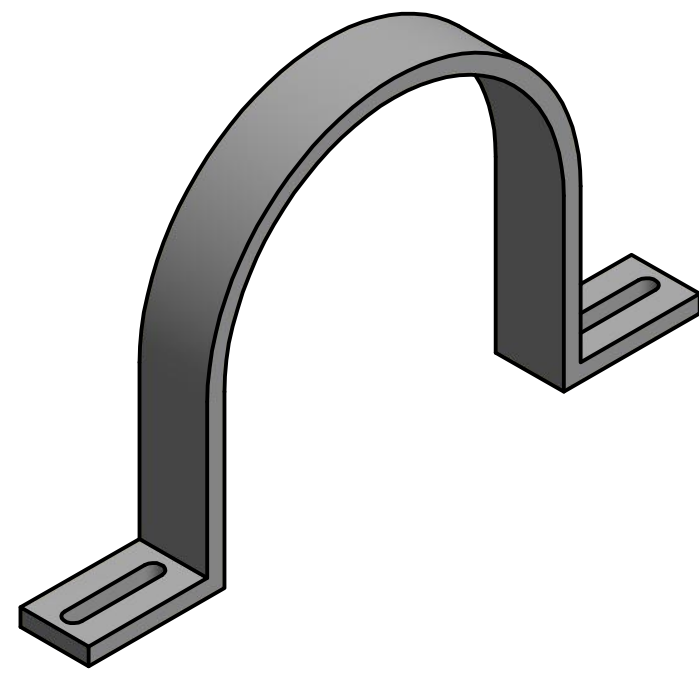
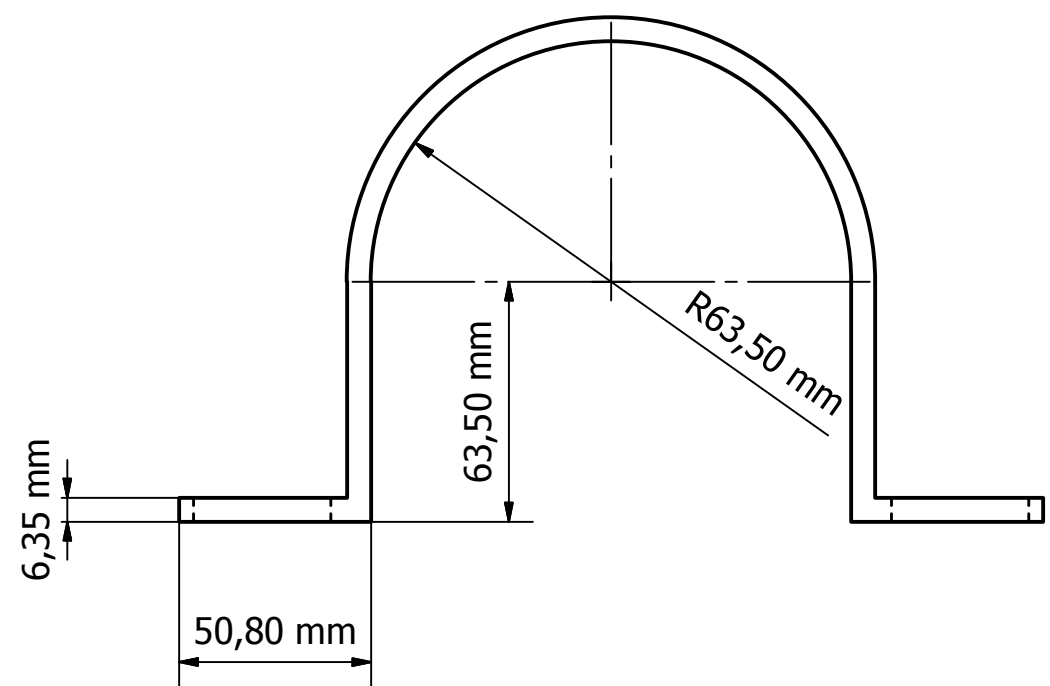
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
PLANO DE CONSTRUCCIÓN ELEMENTO CENTRAL (PLUMA)			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			Partes Principales	Edition Sheet 13 / 17



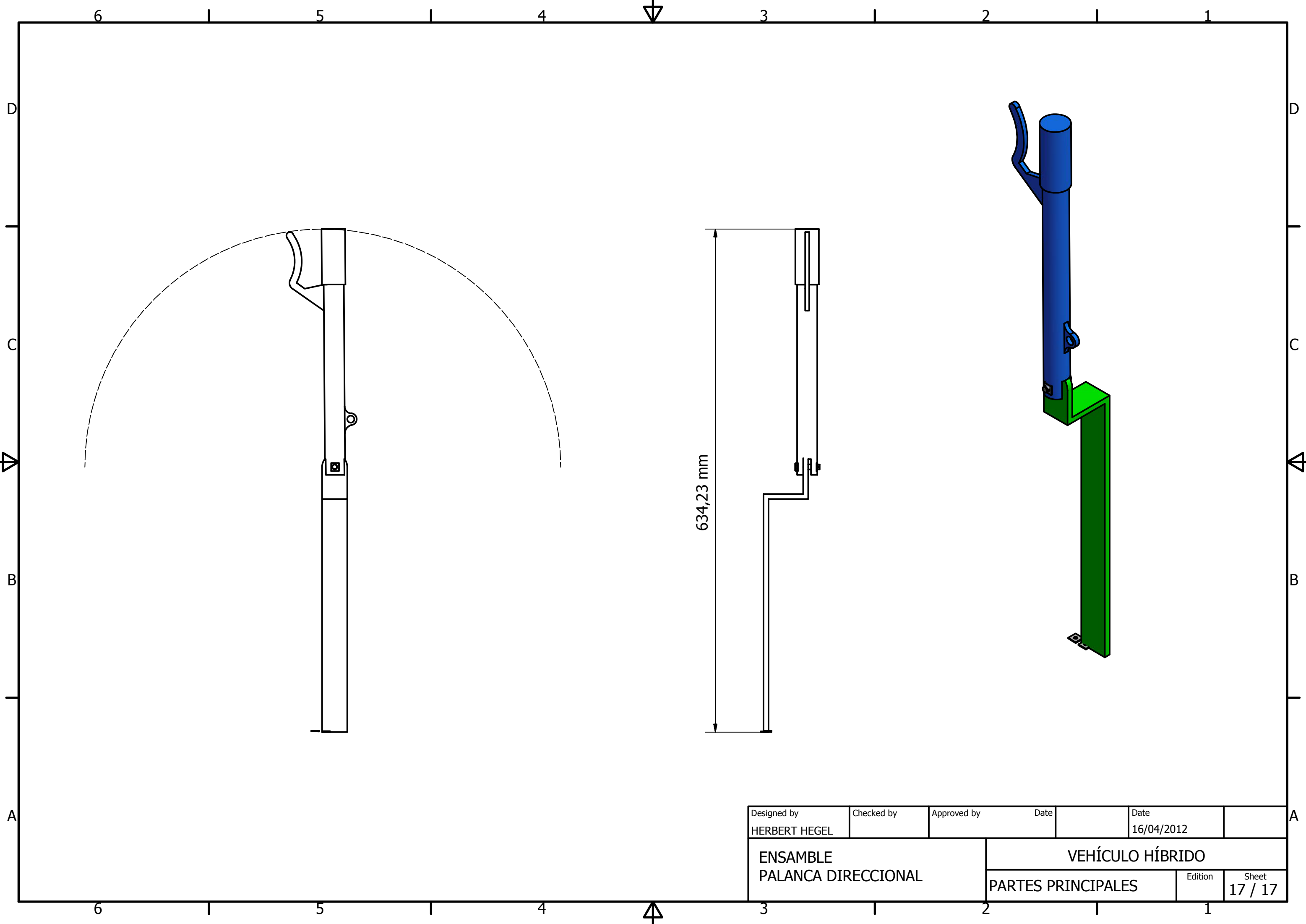
Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
PLANO DE CONSTRUCCION ELEMENTOS LATERAL (PLUMA) (X2)			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			Partes Principales	Edition Sheet 14 / 17



Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
ENSAMBLE MOTOR		VEHÍCULO HÍBRIDO		
		PARTES PRINCIPALES	Edition	Sheet 15 / 17



Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
BRIDA MOTOR			VEHÍCULO HÍBRIDO	
			PARTES PRINCIPALES	Edition Sheet 16 / 17



Designed by HERBERT HEGEL	Checked by	Approved by	Date	Date 16/04/2012
ENSAMBLE PALANCA DIRECCIONAL		VEHÍCULO HÍBRIDO		
		PARTES PRINCIPALES	Edition	Sheet 17 / 17