



FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Determinación geométrica del sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ**

Autores:

**ÁLVARO FRANCISCO ENCALADA CÓRDOVA
LINO JUVENTINO MONTALEZA GUAMÁN**

Nombre del director:

DIEGO FRANCISCO TORRES MOSCOSO

CUENCA – ECUADOR

2021

DEDICATORIA

El presente proyecto de titulación lo dedico en primer lugar a Dios, con eterna gratitud por darme la oportunidad de culminar con éxito mis estudios, brindándome la oportunidad de obtener un grado académico más en mi vida.

A mis amados padres Manuel y Marlene, porque ellos han dado razón a mi vida, por sus consejos, apoyo incondicional y paciencia; todo lo que hoy soy es gracias a ellos.

A mis queridos hermanos Patricio y Dianita, quienes con sus palabras de aliento no me dejaban decaer para que siguiera adelante, sea perseverante y cumpla con mis ideales.

A mi tía Patti, por compartir momentos significativos conmigo y por siempre estar dispuesta a escucharme y ayudarme en cualquier momento.

A mi tío Eduardo, quien se llevó al cielo la ilusión de verme convertido en un profesional, de él recibí sus nobles virtudes, enseñanzas y valores, los cuales conservaré conmigo el resto de mi vida.

Álvaro Encalada

DEDICATORIA

A mis padres Rigoberto y Laura, quienes con su amor, paciencia y esfuerzo; me han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más. Gracias por inculcar en mí el ejemplo de esfuerzo y valentía.

A mi madre, por ser el pilar más importante, por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional sin importar nuestras diferencias de opiniones.

A mi padre, aunque a pesar de la distancia, siempre está pendiente de mí con una llamada o un mensaje de aliento. Gracias por cada consejo y cada una de tus palabras que me guiaron durante esta etapa de mi vida.

A mis hermanos, Christian y Kimberly, por el apoyo que siempre me brindaron en el transcurso de mi carrera universitaria.

Lino Montaleza

AGRADECIMIENTOS

Expresamos un agradecimiento infinito a Dios por las bendiciones derramadas durante el transcurso de esta etapa universitaria.

Igualmente, dirigimos gratitud total a la Universidad del Azuay y a la carrera de Ingeniería en Mecánica Automotriz por el conocimiento impartido; un pilar en el desarrollo íntegro de las personas.

Un sincero saludo de agradecimiento a nuestros familiares y amigos por el acompañamiento proporcionado en el día a día, tanto en los momentos felices como en aquellos de lucha.

Finalmente, reconocemos el acompañamiento que nos brindó el Ing. Francisco Torres, recordamos la paciencia y el profundo apoyo que siempre primó de su parte.

Álvaro Encalada y Lino Montaleza

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iv
ÍNDICE DE CONTENIDOS	v
ÍNDICE DE FIGURAS	vi
ÍNDICE DE TABLAS	vii
RESUMEN	viii
ABSTRACT	ix
I. INTRODUCCIÓN	1
A. Estado del arte	2
II. SISTEMAS DE SUSPENSIÓN SELECCIONADOS	2
III. MATERIALES	3
IV. MÉTODOS	3
V. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	8
VI. CONCLUSIONES	13
REFERENCIAS	13

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1. Esquema de suspensión Amar Bose	2
Fig. 2. Optimización del trapecio inferior	2
Fig. 3. Sistema push rod ensamblado	2
Fig. 4. Principio de funcionamiento del sistema push rod	2
Fig. 5. Sistema pull rod ensamblado	3
Fig. 6. Principio de funcionamiento del sistema pull rod	3
Fig. 7. Esquema metodológico	4
Fig. 8. Proceso para el diseño conceptual.....	4
Fig. 9. Centro de gravedad, vista frontal	4
Fig. 10. Centro de gravedad, vista lateral	5
Fig. 11. Esquema del ángulo cámbler	5
Fig. 12. Comportamiento del ángulo kinpin	5
Fig. 13. Comportamiento del ángulo toe	5
Fig. 14. Comportamiento del ángulo caster.....	5
Fig. 15. Comportamiento del ángulo de deriva	6
Fig. 16. Obtención de RC e I_{WB}	6
Fig. 17. Eje de rotación	6
Fig. 18. Grados de libertad de una rueda	6
Fig. 19. Transferencia de masas longitudinal	6
Fig. 20. Transferencia de masas lateral	7
Fig. 21. Tasa de cambio del cámbler	7
Fig. 22. Centro de Balanceo delantero	8
Fig. 23. Centro de Balanceo posterior	9
Fig. 24. Eje de rotación o giro	9
Fig. 25. Amortiguador delantero seleccionado	10
Fig. 26. Amortiguador posterior	10
Fig. 27. Rótula seleccionada	10
Fig. 28. Vista general de los sistemas de suspensión	10
Fig. 29. Sistema push rod	11
Fig. 30. a) Trapecio superior y b) Barra push rod	11
Fig. 31. a) Base de acoplamiento del amortiguador, b) Elemento amortiguador, y c) Balancín	11
Fig. 32. Sistema pull rod.....	11
Fig. 33. a) Trapecio superior y b) Barra pull rod.....	12
Fig. 34. a) Base de acoplamiento del amortiguador, b) Elemento amortiguador, y c) Balancín	12
Fig. 35. Esfuerzo de Von Misses para el sistema push rod	12
Fig. 36. Esfuerzo de Von Misses para el sistema pull rod	12

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla I. Indicadores requeridos para la determinación geométrica.....	3
Tabla II. Número de elementos para los sistemas de suspensión.....	3
Tabla III. Dimensiones principales.....	4
Tabla IV. Principales dimensiones del centro de gravedad.....	4
Tabla V. Reparto de cargas.....	5
Tabla VI. Características del neumático.....	7
Tabla VII. Propiedades ideales para selección de amortiguador.....	8
Tabla VIII. Parámetros geométricos.....	8
Tabla IX. Transferencia de masas longitudinal (frenado).....	9
Tabla X. Fuerza lateral, transferencia de masas transversal y fuerza en obstáculo.....	9
Tabla XI. Fuerzas producidas en los trapecios.....	9
Tabla XII. Resultados de rigidez.....	9
Tabla XIII. Desplazamiento de los elementos elásticos.....	9
Tabla XIV. Propiedades del amortiguador delantero.....	10
Tabla XV. Propiedades del amortiguador posterior.....	10
Tabla XVI. Propiedades de las rótulas de acoplamiento.....	10
Tabla XVII. Condiciones de contorno asignadas.....	10

DETERMINACIÓN GEOMÉTRICA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UN VEHÍCULO ELÉCTRICO BIPLAZA

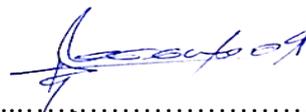
RESUMEN

El sistema de suspensión de un vehículo debe garantizar estabilidad, confort y seguridad, con base en los parámetros de diseño: propulsión, velocidad máxima, obstáculos y masas transportadas. Por ello, el presente estudio determina la geometría para los sistemas de suspensión delantero de tipo *push rod* y posterior de tipo *pull rod* de un vehículo eléctrico, a través de una metodología que define la morfología de cada componente según indicadores de desempeño y las condiciones de contorno. Dicho proceso se realizó mediante herramientas de Diseño Asistido por Computador (CAD) para definir cada componente, obteniéndose las principales especificaciones luego de aplicar el proceso de validación mediante Ingeniería Asistida por Computador (CAE). Los resultados permiten contar con los planos de diseño para la manufactura, además, garantizan la resistencia estructural al proveer un factor de seguridad de 1,37 y 1,75 para los sistemas delantero y posterior, respectivamente.

Palabras claves— asistido, diseño, sistema, suspensión, vehículo.



.....
Ing. Francisco Torres Moscoso. Msc.
Director del Trabajo de Titulación



.....
Ing. Robert Rockwood. Msc.
Director de Escuela



.....
Álvaro Francisco Encalada Córdova
Autor



.....
Lino Juventino Montaleza Guamán
Autor

GEOMETRIC DETERMINATION OF THE SUSPENSION SYSTEM FOR A TWO-SEAT ELECTRIC VEHICLE.

ABSTRACT

Suspension systems in vehicles should provide stability, comfort and security, considering next design goals: propulsion, maximum velocity, obstacles and transported masses. For this reason, this study determines geometry for front (push rod) and rear (pull rod) suspension systems of an electric vehicle. Methodology defines morphology of each component using performance indicators and border conditions. Thus, Computer Aided Design (CAD) tools help to design each element to obtain principal specs, after have been applied validation process through CAE. Results are related with design plans for the manufacturing, also they guarantee structural resistance by providing a safety factor of 1,37 and 1,75 for the front and rear systems, respectively.

keywords— assisted, design, system, suspension, vehicle



.....
Eng. Francisco Torres Moscoso. Msc.
Thesis Director



.....
Eng. Robert Rockwood. Msc.
School Director



.....
Alvaro Francisco Encalada Córdova
Author



.....
Lino Juventino Montaleza Guamán
Author

Translated by:




Álvaro Encalada



Lino Montaleza

Determinación geométrica del sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza

Álvaro Fracisco Encalada Córdova
Facultad de Ciencia y Tecnología,
Ingeniería Mecánica Automotriz
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
alfracenco@es.uazuay.edu.ec

Lino Juventino Montaleza Guamán
Facultad de Ciencia y Tecnología,
Ingeniería Mecánica Automotriz
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
juvemontaleza@es.uazuay.edu.ec

Resumen— El sistema de suspensión de un vehículo debe garantizar estabilidad, confort y seguridad, con base en los parámetros de diseño: propulsión, velocidad máxima, obstáculos o masas transportadas. Por ello, el presente estudio determina la geometría para los sistemas de suspensión delantero (*push rod*) y posterior (*pull rod*) de un vehículo eléctrico; a través de una metodología que define: la morfología de cada componente según indicadores de desempeño, y las condiciones de contorno. Dicho proceso se realizó mediante el uso de herramientas de Diseño Asistido por Computador (CAD) para definir cada componente, obteniéndose las principales especificaciones luego de aplicar el proceso de validación mediante Ingeniería Asistida por Computador (CAE). Los resultados permiten contar con los planos de diseño para la manufactura, además garantizan la resistencia estructural al proveer un factor de seguridad de 1,37 y 1,75 para los sistemas delantero y posterior, respectivamente.

Palabras clave: *push rod, pull rod, diseño de suspensión, vehículo eléctrico.*

Abstract— Suspension systems in vehicles should provide stability, comfort and security, considering next design goals: propulsion, maximum velocity, obstacles and transported masses. For this reason, this study determines geometry for front (*push rod*) and rear (*pull rod*) suspension systems of an electric vehicle. Methodology defines morphology of each component using performance indicators and border conditions. Thus, CAD tools help to design each element to obtain principal specs, after have been applied validation process through CAE. Results are related with design plans for the manufacturing, also they guarantee structural resistance by providing a safety factor of 1,37 and 1,75 for the front and rear systems, respectively.

keywords: *push rod, pull rod, suspension design, electric vehicle.*

I. INTRODUCCIÓN

A escala global, la dependencia de combustibles fósiles ha generado impactos negativos principalmente en el ambiente como emisiones contaminantes que aportan al cambio climático, así como la desmedida explotación de estos recursos [1]. De este modo, por mucho tiempo no han existido soluciones para transformar esta realidad, aunque el siglo XXI se proyecta como el período para la consolidación de tecnologías amigables, basadas en fuentes renovables provenientes de la producción hidráulica, eólica o solar de energía [2]. Es así que, los vehículos eléctricos presentan un incremento en la producción (12%) y en sus ventas (41%) a escala global, especialmente en la última década gracias a políticas públicas, estrategias comerciales y abaratamiento de componentes; sin descuidar la infraestructura de carga [3].

Consecuentemente, el diseño del vehículo y sus componentes juegan un papel fundamental en la introducción de prototipos, con base en la ingeniería de sistemas automotrices. Esta es una agrupación de varias disciplinas que agrupa ingeniería de control, desarrollo de pruebas, desarrollo de ingeniería mecánica, hardware y software eléctrico y electrónico; hasta la ergonomía, fisiología humana y psicología. De este modo, la ingeniería de sistemas automotrices combina una amplia variedad de principios que requiere de varios grupos ingenieriles para análisis e implementación [4].

Tal es el caso del desarrollo de sistemas de suspensión, los cuales dependen de los tres movimientos relativos del vehículo ante las rotaciones y traslaciones del desplazamiento. El primer movimiento se origina por la dirección de movimiento del vehículo o su dirección, generando una rotación en movimiento de balanceo o *roll*. El segundo movimiento aparece cuando la dirección lateral del vehículo actúa a través de un movimiento denominado cabeceo o *pitch*. El tercer movimiento está relacionado con el peso del vehículo y el eje de rotación conocido como guiñada o *yaw* [5].

Por tal motivo, el uso de Ingeniería Asistida por Computador (CAE, por sus siglas en inglés), permite analizar la migración de centros de balanceo, la altura del centro de balanceo estático y otros resultados de incidencia en el comportamiento de la estructura [6]; complementándose con análisis por elementos finitos para la optimización, variando la geometría inicial [7].

En concordancia, Staniforth [8], Cengage Learning [9] y Dixon [10]; proponen las siguientes consideraciones para el diseño de un sistema de suspensión: a) rigidez; b) aerodinámica, c) estructura del chasis y requisitos reglamentarios; d) masas no suspendidas; e) refrigeración de frenos y cojinetes; f) costo; g) ergonomía; h) recursos de diseño; i) relación de movimiento y j) geometría.

De este modo, en el presente estudio se realiza la determinación geométrica de los sistemas de suspensión *push rod* y *pull rod* para un vehículo eléctrico biplaza; con base en cinco indicadores claves de desempeño (condiciones generales, geometría, parámetros dinámicos, elasticidad y amortiguación) obtenidos dentro del trabajo coordinado con otros grupos de desarrollo ingenieril de la Universidad del Azuay, cuyo enfoque general es el diseño íntegro del referido prototipo.

A. Estado del arte

En la actualidad, las regulaciones técnicas y de seguridad en vehículos, sumadas al desarrollo tecnológico que permite implementar variantes con control electrónico; posibilitan encontrar una serie de configuraciones de sistemas de suspensión. Aunque en el mercado en su mayoría aparece el uso de suspensiones de tipo *Mc Pherson* y de doble brazo oscilante; otros sistemas como el de *Amar Bose* (Fig. 1), incorporan motores electromagnéticos en el lugar de los amortiguadores tradicionales. Varios modelos de suspensión cuentan con modos seleccionables por el conductor, que permiten el incremento de firmeza a altas velocidades [11], [12].

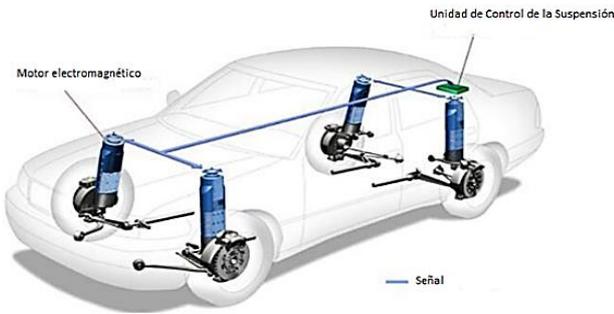


Fig. 1. Esquema de suspensión Amar Bose. Gavilán [12].

En consecuencia, en algunos prototipos evalúan el desempeño de varios sistemas de suspensión para una potencial aplicación comercial, o para el análisis técnico de los mecanismos. Tal es el caso de Díaz et al. [13], quienes diseñaron una suspensión de doble tijereta para un vehículo multipropósito de alto rendimiento, incluyendo un análisis cinemático, dinámico y mecánico. Otras evaluaciones están enfocadas en el diseño de prototipos para competición; por ejemplo, para la denominada *Fórmula Student*, donde se pretende aliviar los componentes a través de la optimización, con base en Efler [14]. Mientras tanto, Carrillo [15] propuso un modelo de predicción del *cámbor* dinámico, la convergencia dinámica, transferencia de cargas, ángulos de balanceo y deformaciones de elementos elásticos y neumáticos.

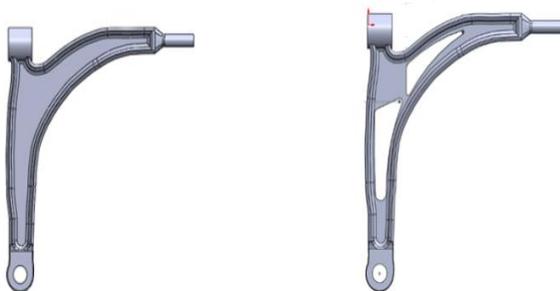


Fig. 2. Optimización del trapecio inferior. Efler [14]

Biswal [6] utilizaron un software para optimizar la suspensión de un vehículo de competencia, mientras que Castro [16] y Arévalo et al. [17] realizaron la caracterización cinemática de un vehículo monoplaza a través de la obtención

de variables mediante escáner para identificar los parámetros deficitarios.

II. SISTEMAS DE SUSPENSIÓN SELECCIONADOS

En concordancia con la metodología planteada por Pesántez y Rodas [18] en su estudio “Propuesta metodológica para el diseño de la suspensión de un vehículo eléctrico biplaza”; fue posible establecer dos principios básicos que influyen en el diseño geométrico: a) determinación del sistema *push rod* para la suspensión frontal de un vehículo eléctrico biplaza, y suspensión *pull rod* para la suspensión posterior de dicho vehículo; b) selección de los elementos que requieren dimensionamiento y ensamblaje.

A. Sistema *push rod*

Este sistema de suspensión es ampliamente usado en los autos de competición de ruedas abiertas debido a las ventajas aerodinámicas y de ajuste que brinda; tratándose de un sistema de tipo independiente (Fig. 3) [19], [20].

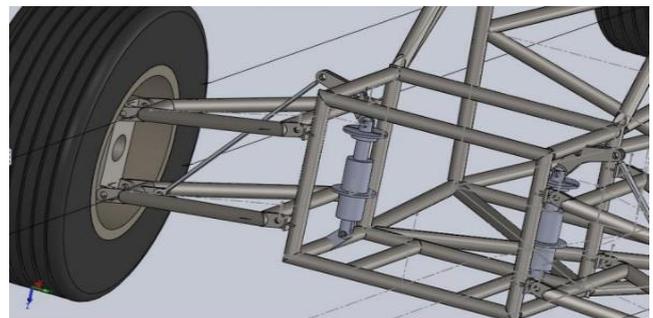


Fig. 3. Sistema *push rod* ensamblado. Correa y Gándara [20]

1) *Principio de funcionamiento*: Las irregularidades de la calzada que afectan a la rueda, provocan movimientos que son transmitidos hacia el amortiguador mediante una barra y un balancín, según Mohedano [21]. Como lo indica la Fig. 4, la barra transmisora trabaja a compresión.

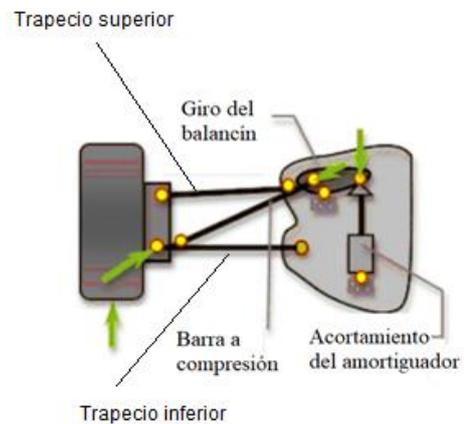


Fig. 4. Principio de funcionamiento del sistema *push rod*. Mohedano [21]

2) *Elementos constitutivos*: El sistema *push rod* consta básicamente de: a) dos trapecios (superior e inferior), b) una varilla de empuje, c) un balancín, d) un muelle y e) un amortiguador.

B. Sistema pull rod

Este sistema de tipo independiente es similar al sistema push rod; sino varía la disposición de ciertos componentes que también modifican el principio de funcionamiento. La principal característica es la disposición más baja de los elementos respecto a la calzada, con notables ventajas aerodinámicas (Fig. 5) [22].

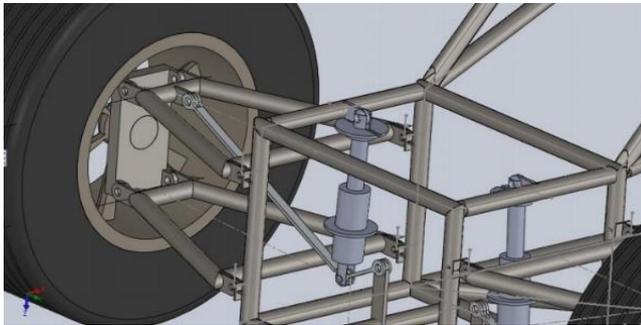


Fig. 5. Sistema pull rod ensamblado. Correa y Gándara [20]

1) Principio de funcionamiento: Las irregularidades de la calzada provocan un movimiento en la rueda, que a su vez mediante una barra que trabaja a tracción y un balancín; permiten que el amortiguador absorba la energía (Fig. 6).

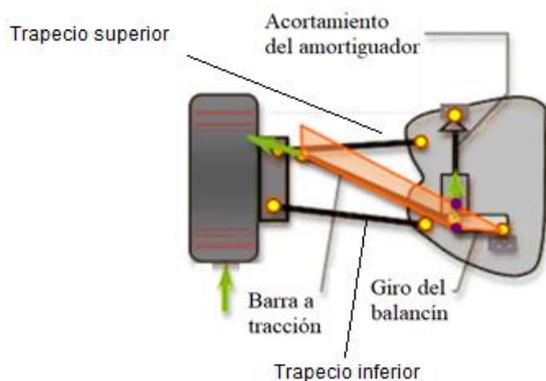


Fig. 6. Principio de funcionamiento del sistema pull rod. Mohedano [21]

2) Elementos constitutivos: El sistema pull rod también consta de: a) dos trapecios (superior e inferior), b) una varilla de empuje, c) un balancín, d) un muelle y e) un amortiguador.

C. Conceptos requeridos

Pesántez y Rodas [18] y Alarcón [23] definen como parámetros para el diseño: a) track o trocha: la distancia desde el centro del punto de contacto del neumático derecho al centro del punto de contacto del neumático izquierdo, b) el centro instantáneo de rotación, c) centro y eje de giro y d) parámetros que afectan la dinámica del neumático (ángulo de deslizamiento, fuerza lateral, coeficiente de fricción, par de alineamiento, fuerza longitudinal, radio efectivo y fuerza de resistencia al giro). Igualmente, Alarcón [23] y Larqui [24] recomiendan considerar las vibraciones producidas por el desplazamiento, la posición de la rueda definida por los

ángulos *cámben*, *cáster* y *toe*. Es por ello que, en la Tabla I se indican los principales indicadores requeridos.

TABLA I. INDICADORES REQUERIDOS PARA LA DETERMINACIÓN GEOMÉTRICA

Grupo de indicador	Indicador	Característica
Condiciones generales	CG	Centro de gravedad [x,y,z]
	h_{CG}	Altura desde el centro de gravedad al piso [mm]
	H	Altura del vehículo [mm]
	I	Distancia entre ejes [mm]
	L	Largo del vehículo [mm]
	I_F	Distancia del eje delantero al centro de gravedad [mm]
	I_g	Distancia del eje posterior al centro de gravedad [mm]
	w	Ancho de pista del vehículo [mm]
Geometría	W	Ancho del vehículo [mm]
	g	Ángulo <i>cámben</i> [°]
	kp	Ángulo kinpin o de salida [°]
	ti/to	Ángulo de convergencia o divergencia [°]
	c	Ángulo de avance o <i>cáster</i> [°]
	d	Ángulo de deriva [°]
	I_{WB}	Centro instantáneo de rotación
	RC	Centro de giro
	Eg	Eje de giro
	I_{wg}	Centro de huella de la rueda
Parámetros dinámicos	Fz	Fuerza vertical
	Fy	Fuerza lateral
	Fr	Coefficiente de fricción del neumático
	Fx	Fuerza longitudinal
	Rw	Radio efectivo
	Tm	Transferencia de masas durante aceleraciones y frenadas
Elasticidad	Rr	Rigidez de los resortes
	Rn	Rigidez de los neumáticos
	Fn	Frecuencia natural de las masas suspendidas y no suspendidas
Amortiguación	Am	Controla la oscilación natural del elemento elástico

Fuente: Pesántez y Rodas [18]

III. MATERIALES

La definición geométrica de los elementos constitutivos empleará recursos de *Dibujo Asistido por Computador (CAD)*.

IV. MÉTODOS

Los componentes a ser diseñados constan en la Tabla II, para lo que fue necesario seguir el procedimiento del diagrama de la Fig. 7, donde constan tres etapas principales y una de validación.

TABLA II. NÚMERO DE ELEMENTOS PARA LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN

Tipo de suspensión	Componentes	Cantidad
<i>Push rod</i>	Brazos o trapecios	2 (superior e inferior)
	Balancín	1
	Barra diagonal	1
	Amortiguador	1
<i>Pull rod</i>	Brazos o trapecios	2 (superior e inferior)
	Balancín	1
	Barra diagonal	1
	Amortiguador	1

Fuente: Encalada y Montaleza

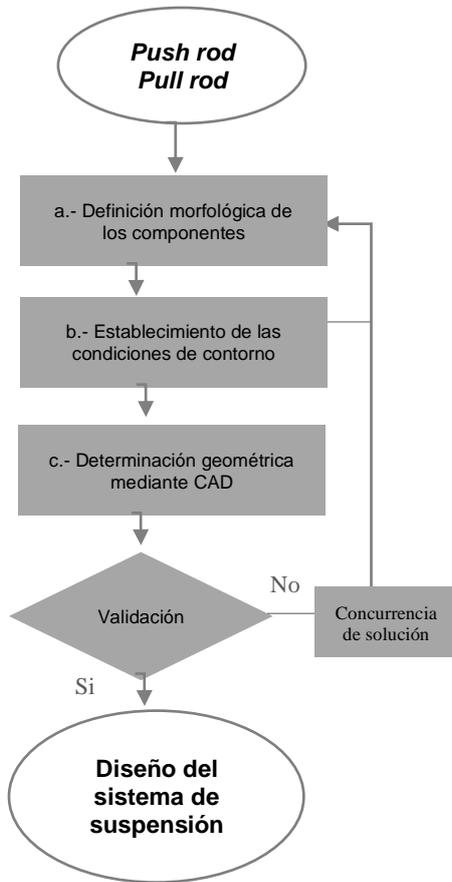


Fig. 7. Esquema metodológico. Encalada y Montaleza

A. Definición morfológica de los componentes (concepto)

Para determinar la geometría de cada componente, se debe aplicar la metodología propuesta por Pesántez y Rodas [18] (Fig. 8), donde es necesario definir el diseño conceptual; es decir, determinar las tecnologías aplicables, investigar las opciones de acoplamiento, determinar los costos de producción y su factibilidad, analizar las patentes o restricciones existentes, determinar la utilidad del vehículo y especificar los indicadores clave de desempeño a utilizar según los elementos que conformarán el sistema de suspensión [25].

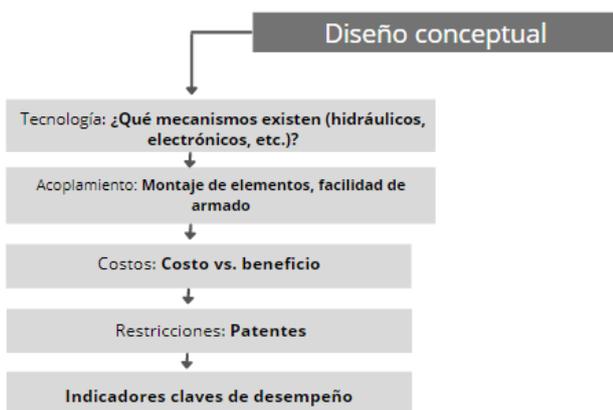


Fig. 8. Proceso para el diseño conceptual. Pesántez y Rodas [18]

En consecuencia, para los sistemas de suspensión propuestos, los mecanismos de accionamiento son mecánicos, a excepción del amortiguador cuyo accionamiento es hidráulico. Se destaca una cantidad reducida de componentes que facilita el montaje y provee un conjunto sencillo, con un tipo de suspensión independiente que genera estabilidad, ampliamente usado en vehículos prototipo con características similares al planteado en este estudio. Por ello, se desarrollará un diseño barato y exento de restricciones por patentes.

Indicadores de desempeño:

Consisten en los planteados en la Tabla I, y son:

1) Condiciones generales: El vehículo prototipo está diseñado para utilizarse en circuito de pista, en calzadas lisas de asfalto o concreto. De este modo, en la Tabla III constan las principales dimensiones.

TABLA III. DIMENSIONES PRINCIPALES

Dimensión	Magnitud [mm]
I	2 230
L	3 360
w	1 600
W	1 770

Fuente: Encalada y Montaleza según [28]

Consecuentemente, la información de las condiciones generales permite determinar el Centro de Gravedad (CG) del vehículo (Fig. 9 y Fig. 10), con la cual se puede conocer la altura desde CG al piso (h_{CG}), la distancia del eje delantero a CG (I_F), la distancia del eje posterior a CG (I_g) y la distancia desde la rueda a CG (r_{CG} , vista frontal). Véase Tabla IV. En este punto, actúa el peso total del vehículo.

TABLA IV. PRINCIPALES DIMENSIONES DEL CENTRO DE GRAVEDAD

Dimensión	Magnitud [mm]
h_{CG}	500
I_F	1 320
I_g	910
r_{CG}	720

Fuente: Encalada y Montaleza según [28]

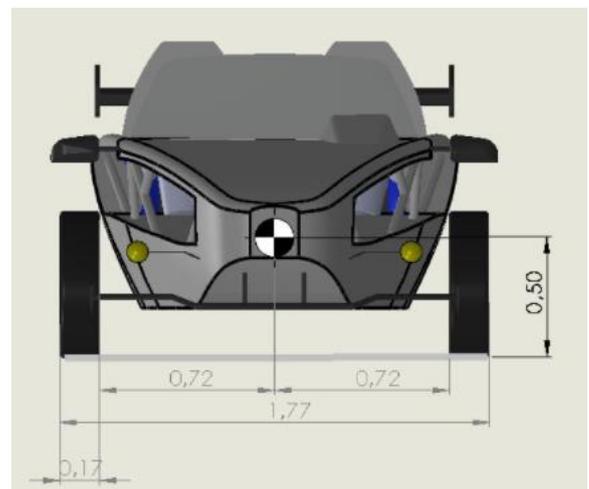


Fig. 9. Centro de gravedad, vista frontal. Encalada y Montaleza según [28]

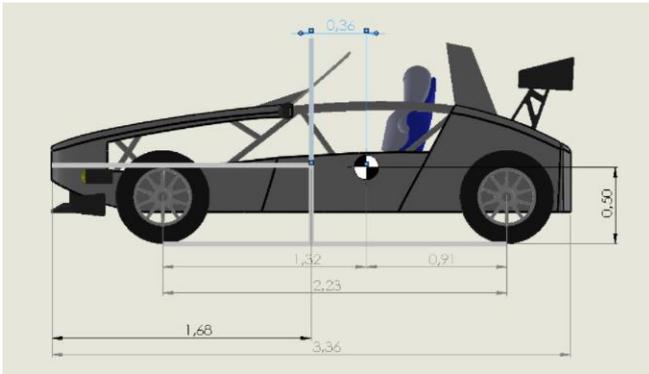


Figura 10. Centro de gravedad, vista lateral. Encalada y Montaleza según [28]

Por otro lado, la masa del automóvil se divide en las siguientes categorías (Tabla V):

Masa no suspendida: Conformada por las ruedas y todos sus elementos anexos: manguetas, bujes, elementos de suspensión, frenos; es decir, todo lo que oscila con las ruedas.
Masa suspendida: constituye la masa restante del vehículo: motor, carrocería, piloto, etc. [25].

TABLA V. REPARTO DE CARGAS

Tipo	Magnitud [kg]
Masa total	548,40
Reparto de masa eje frontal	225,02
Reparto de masa eje posterior	323,38

Fuente: Bustamante y Ludeña [28]

2) Geometría: Para esta fase es necesario definir los principales ángulos que intervienen en las prestaciones de un sistema de suspensión:

Ángulo cámbor (g): Origina las fuerzas laterales en el neumático (Fig. 11).

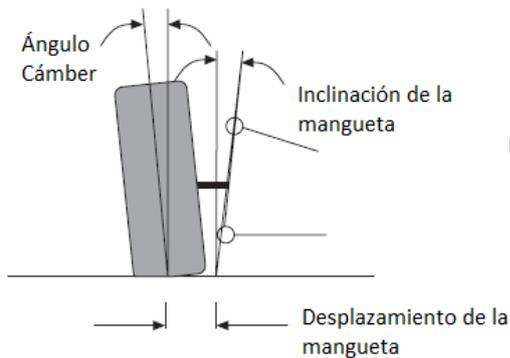


Fig. 11. Esquema del ángulo cámbor. Rebor et al. [22]

Ángulo kingpin o de salida (kp): Interviene en la frenada y aceleración (Fig. 12) [26].

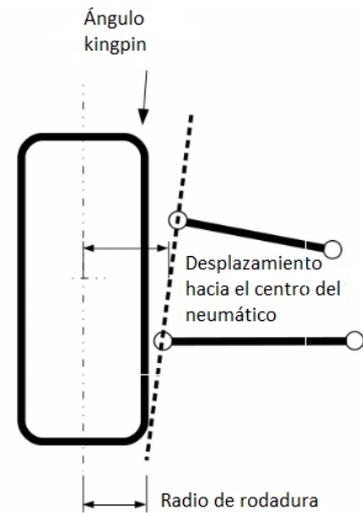


Fig. 12. Comportamiento del ángulo kingpin. Motorgiga [26]

Ángulo de convergencia o divergencia (ti/to): toe in o toe out, es la proyección del eje de las ruedas hacia el frente (Fig. 13).

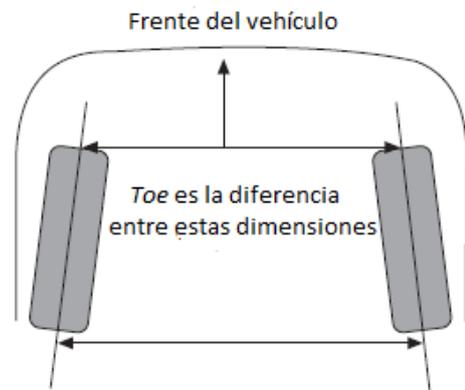


Fig. 13. Comportamiento del ángulo toe. Rebor et al. [22]

Ángulo de avance o cáster (c): Provee maniobrabilidad y estabilidad (Fig. 14).

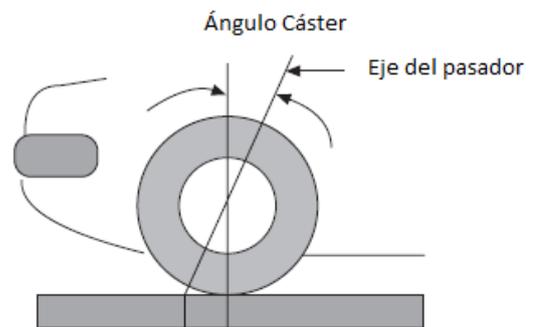


Fig. 14. Comportamiento del ángulo cáster. Rebor et al. [22]

Ángulo de deriva (d): Marca la deformación del neumático en curvas. Consiste en el fenómeno del alejamiento de la trayectoria teórica y se mide como la diferencia entre el ángulo en el que, el neumático está

deformado y la tangente a la trayectoria efectiva (Fig. 15) [27].

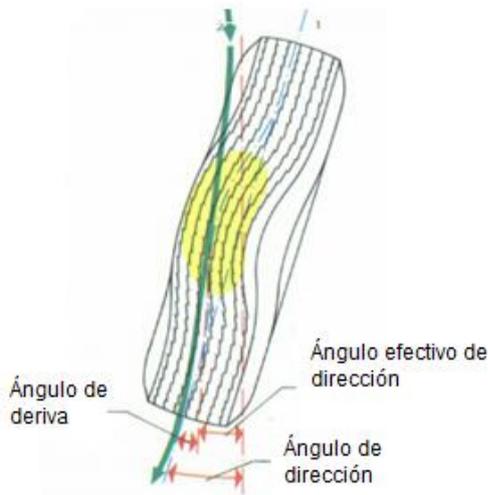


Fig. 15. Comportamiento del ángulo de deriva. Designer [27]

De este modo, una acertada determinación geométrica de los componentes permitirá una adecuada estabilidad del vehículo. Según la Fig. 16, se debe obtener el *Centro de Balanceo (RC)*. Para ello, se proyectan los ejes de los trapecios de suspensión, cuya unión se conoce como *Centro Instantáneo de Rotación de la rueda respecto a la carrocería (IWB)*. Posteriormente, se proyecta hacia *IWB* la huella del neumático con la calzada (*I_{WG}*), para finalmente obtener *RC*, determinado entre la intersección del eje de simetría del vehículo y la proyección *I_{WG}-I_{WB}* [20].

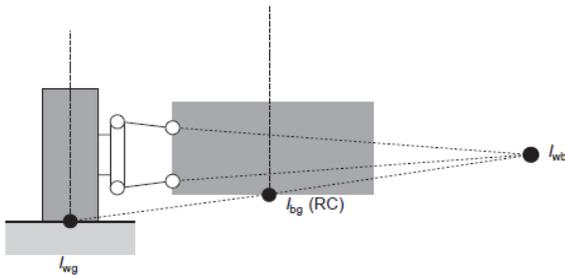


Fig. 16. Obtención de RC e *I_{WB}* Rebor et al. [22]

Igualmente, es posible establecer el *eje de rotación o giro (Eg)*, cuya distancia al centro de gravedad determina una tendencia mayor o menor al balanceo y a la elevación del vehículo en curvas (Fig. 17).

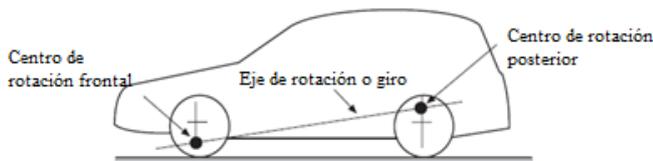


Fig. 17. Eje de rotación. Rebor et al [22]

Con dichos principios, los trapecios permiten definir la trayectoria de la rueda respecto al chasis; considerando que un objeto que se mueve en el espacio respecto a otro tiene tres

grados de libertad lineales y tres grados de libertad rotacionales; englobando seis grados de libertad en total. Por consiguiente, un sistema de suspensión independiente restringe cinco grados de libertad, permaneciendo la trayectoria de la rueda restringida a un grado de libertad [14]. La Fig. 18 indica los grados de libertad de una rueda.

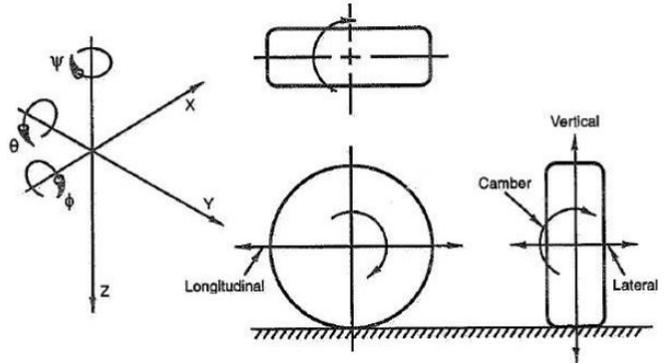


Fig. 18. Grados de libertad de una rueda. Efler [14]

3) Parámetros dinámicos: Una adecuada disposición del centro de gravedad tendrá influencia en la transferencia de masas. En este caso, aparecen factores como la transferencia de masas longitudinal y transferencia de masas lateral. La transferencia de masas longitudinal surge en aceleraciones o frenadas, transmitiéndose hacia las ruedas del otro extremo a lo largo del vehículo (ecuación 1, Fig. 19) [28].

$$W_x = \frac{W A_x h}{l} \tag{1}$$

Donde:

- W_x = Transferencia de masas longitudinal
- W = Peso del vehículo
- A_x = Aceleración longitudinal
- h = Altura piso-centro de gravedad
- l = Distancia entre ejes

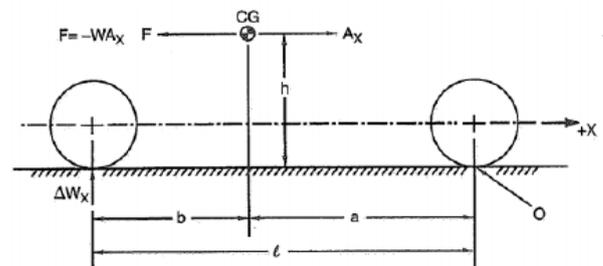


Fig. 19. Transferencia de masas longitudinal. Bustamante y Ludeña [28]

La transferencia de masas lateral mantiene el principio anterior, aunque actúa sobre los laterales del vehículo (ecuación 2, Fig. 20) [28].

$$W_l = \frac{W A_y h}{t} \tag{2}$$

Donde:

Wl= Transferencia de masas lateral
 W= Peso del vehículo
 Ay=Aceleración lateral
 h=Altura piso-centro de gravedad
 t=Ancho de vía

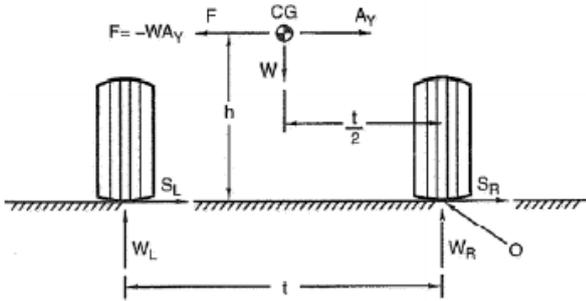


Fig.20. Transferencia de masas lateral. Bustamante y Ludeña [28]

Otro parámetro es la tasa de cambio del ángulo *cámbor*, una variación originada por el desplazamiento vertical de la rueda (ecuación 3, Fig. 21), donde se manifiesta la proporcionalidad inversa existente entre el centro del neumático y el centro instantáneo de balanceo.

$$Tcc = \tan^{-1} \frac{1}{D} \quad (3)$$

Donde:

Tcc= Tasa de cambio del *cámbor*
 D= Distancia al centro instantáneo de balanceo

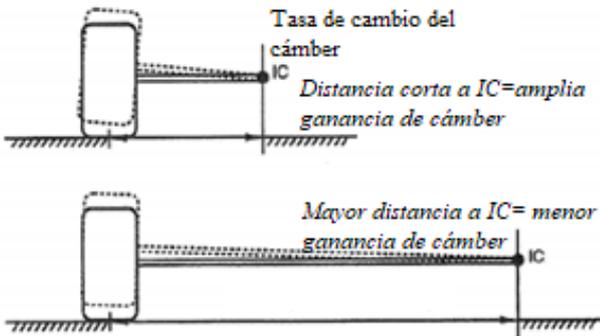


Fig.21. Tasa de cambio del *cámbor*. Rebor et al [22]

4) Elasticidad: Los elementos elásticos (muelles o resortes) deben absorber las oscilaciones del terreno y transmitir esa energía por la estructura de la suspensión hacia la carrocería; garantizando una máxima adherencia de los neumáticos con la calzada. Así, la ecuación (4) expone la constante de rigidez del resorte, un modelo matemático que es directamente proporcional a la fuerza de excitación del resorte e inversamente proporcional a la longitud de deformación [29].

$$-k = \frac{F}{x} \quad (4)$$

Donde:

k= Constante de rigidez del resorte

F= Fuerza de excitación del resorte
 x=Longitud de deformación

Es necesario conocer los desplazamientos del neumático y del elemento elástico, puesto que el efecto ejercido es diferente para cada uno de estos elementos. De este modo, la ecuación (5) da a conocer la rigidez requerida para el cálculo del elemento elástico, al despejar el factor *ks*.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{ks}{M}} \quad (5)$$

Donde:

f= Frecuencia del elemento elástico
 ks= Constante de rigidez del sistema de suspensión
 M=Masa total sobre el eje

Posteriormente, se puede conocer la rigidez en la rueda, requiriéndose los datos expresados en la Tabla VI, para aplicar la ecuación (6).

TABLA VI. CARACTERÍSTICAS DEL NEUMÁTICO

Elemento	Característica
Neumático	165/70R15
Rigidez del neumático	167, 89 kN/m (delantero); 181,88 kN/m (posterior)

Fuente: [30]

$$kr = \frac{ks*kn}{kn-ks} \quad (6)$$

Donde:

kr= Rigidez de la rueda
 ks= Constante de rigidez del sistema de suspensión
 kn=Rigidez del neumático

De igual manera, se debe tener en cuenta la relación de desplazamiento (*RD*), puesto que el movimiento oscilatorio de la rueda dista del recorrido del resorte. Por este motivo, la ecuación (7) manifiesta el siguiente modelo:

$$RD = \frac{Dr}{Dm} \quad (7)$$

Donde:

RD= Relación de desplazamiento
 Dr= Desplazamiento de la rueda
 Dm=Desplazamiento del muelle

A su vez, para obtener la rigidez en el muelle delantero y su posterior recorrido, se debe seleccionar el más apropiado conforme la rigidez *km* obtenida de la ecuación (8).

$$km = kr * RD^2 \quad (8)$$

Donde:

- km= Rigidez del muelle
- kr= Rigidez de la rueda
- RD= Relación de desplazamiento

Con relación a ello, km permite conocer el recorrido del muelle respecto a la repartición de cargas, empleando la ecuación (9):

$$Sm = \frac{W}{km} \quad (9)$$

Donde:

- Sm= Recorrido del muelle
- W= Transferencia de cargas en el eje
- km= Rigidez del muelle

Finalmente, es posible obtener la relación de movimiento en cada eje a través de la ecuación (10):

$$Rm = \frac{Mrn}{sm} \quad (10)$$

Donde:

- Rm= Relación de movimiento
- Mrn= Mínimo rebote de recorrido del neumático
- Sm= Recorrido del muelle

5) Amortiguación: Estos elementos permiten controlar la oscilación producida por el elemento elástico, puesto que una carencia del elemento amortiguador causaría ondas de 20 Hz, perjudiciales tanto para el confort como en la salud de los ocupantes (desde afectaciones en la percepción hasta daños cerebrales permanentes) [22].

En este caso, resulta importante seleccionar un elemento amortiguador acorde a las condiciones de funcionamiento. Así, [20] y [29] proponen como un método de selección la ponderación de alternativas mediante el establecimiento de criterios. Consecuentemente, los criterios de ponderación son expuestos en la Tabla VII, con los valores ideales.

TABLA VII. PROPIEDADES IDEALES PARA SELECCIÓN DE AMORTIGUADOR

Propiedad	Valor ideal
Longitud	150<L<200 [mm]
Costo	<100 \$
Disponibilidad	En stock a nivel nacional
Acoplamiento	Ajustable geoméricamente al diseño (posee uniones mecánicas agujeradas)
Recorrido	>=51 [mm]
Masa	400-425 [g]

Fuente: Encalada y Montaleza

B. Condiciones de contorno

Esta fase consiste en determinar parámetros como material, diámetros y espesores. La selección ideal de los elementos estructurales (tubos), depende de las características comerciales. En el Anexo 1 se detalla un

catálogo con las características comerciales de los referidos elementos, donde la determinación ideal consiste en un proceso iterativo de selección luego de realizarse el proceso de validación descrito posteriormente.

C. Determinación geométrica mediante CAD

Esta etapa, a través del software Inventor, permitió realizar el modelado de cada uno de los elementos, tal como consta en la sección V. Resultados y discusión.

D. Validación y concurrencia de la solución

En este caso, el modelado 3D fue sometido a un análisis estructural que debía garantizar la condición:

- Factores de seguridad: Deben tener valores entre 1 y 3 ($1 \leq \eta \leq 3$).

En caso de no existir resultados favorables en cuanto a la condición previa, deberá generarse una concurrencia de solución variando los parámetros geométricos de mayor influencia.

V. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A. Definición morfológica de los componentes

1) Geometría

En primera instancia, fue posible determinar los principales ángulos especificados en la Tabla VIII.

TABLA VIII. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

Parámetro	Valor
Ángulo cámbor [°]	-0,60 °
Ángulo de convergencia o divergencia [°]	1,15 °
Ángulo de avance o cáster [°]	2,28 °

Fuente: Encalada y Montaleza

Luego, la determinación del Centro de Balanceo delantero se encuentra a 50 mm del eje vertical de la rueda (Fig. 22). En tanto, el Centro de Balanceo posterior se encuentra a 54 mm del eje vertical de la rueda, tal como lo indica la Fig. 23.

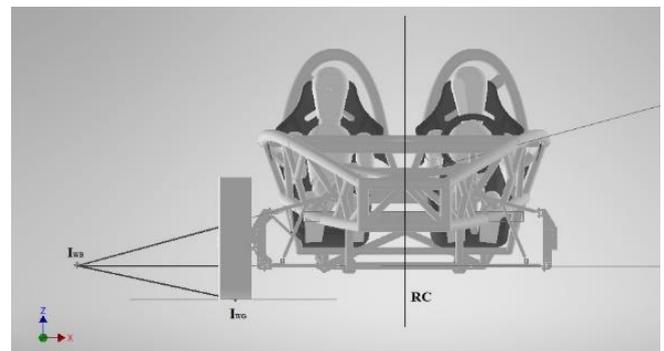


Fig.22. Centro de Balanceo delantero. Encalada y Montaleza

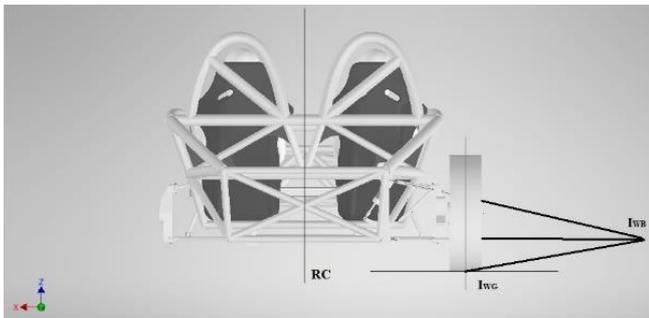


Fig.23. Centro de Balanceo posterior. Encalada y Montaleza

En consecuencia, la determinación de los Centros de Balanceo permitió determinar el Eje de Rotación o Giro, localizado a 380 mm del Centro de Gravedad (eje longitudinal del vehículo, Fig. 24).

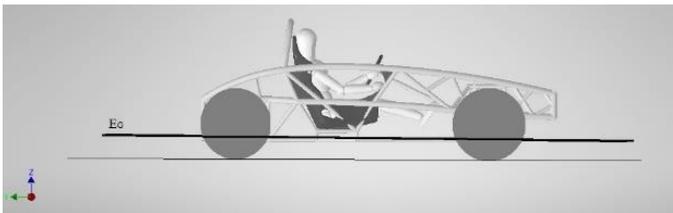


Fig.24. Eje de rotación o giro. Encalada y Montaleza

2) Parámetros dinámicos

Del mismo modo, la Tabla IX indica la fuerza de transferencia longitudinal, considerándose una velocidad de diseño máxima en el vehículo de 100 km/h y una velocidad mínima de 0 km/h, con una capacidad de frenado en una distancia de 45 m; condiciones planteadas desde un inicio al considerar los límites legales de velocidad máxima en el Ecuador. Dicha determinación permitió conocer el comportamiento estructural durante la simulación dinámica: frenado, aceleración y obstáculos; realizada por Ludeña y Bustamante [28].

TABLA IX. TRANSFERENCIA DE MASAS LONGITUDINAL (FRENADO)

Condición	Valor	Unidad
Aceleración lateral	27, 78	[m/s ²]
Incremento en el peso del eje delantero	348, 17	[kg]
Masa por desaceleración del eje delantero	573, 19	[kg]
Masa por desaceleración de rueda delantera	286, 59	[kg]
Fuerza de transferencia longitudinal	2 811, 48	[N]

Fuente: Ludeña y Bustamante [28]

En complemento, la Tabla X presenta los resultados obtenidos para la fuerza lateral en cada rueda, bajo las consideraciones: velocidad en curva de 50 km/h y un radio de curvatura de 9 m. De igual manera, en la referida tabla pueden identificarse los resultados para la transferencia de masas lateral y para la fuerza producida en un obstáculo; cuya solución también fue realizada por Ludeña y Bustamante [28].

TABLA X. FUERZA LATERAL, TRANSFERENCIA DE MASAS TRANSVERSAL Y FUERZA EN OBSTÁCULO

Condición	Valor	Unidad
Fuerza lateral	11 754, 12	[N]
Fuerza lateral en cada rueda	2 938, 53	[N]
Aceleración lateral	2, 18	[g]
Fuerza de transferencia de masa transversal	2 607,50	[N]
Angulo del obstáculo	30	[°]
Altura del obstáculo	0, 20	[m]
Velocidad en dirección del eje “y”	8, 01	[m/s]
Fuerza en neumáticos por obstáculo	4 335, 27	[N]

Fuente: Ludeña y Bustamante [28]

Además, la Tabla XI da a conocer la fuerza lateral y fuerza de la rueda, generadas en los trapecios de suspensión; igualmente validada por Ludeña y Bustamante [28].

TABLA XI. FUERZAS PRODUCIDAS EN LOS TRAPECIOS

Fuerza	Valor	Unidad
Fuerza lateral	2 939	[N]
Fuerza de la rueda	9 754	[N]

Fuente: Ludeña y Bustamante [28]

Con base en la ecuación (3), la tasa de cambio del cámbel fue establecida en 0,03 °.

3) Elasticidad

La obtención de las constantes de rigidez facilitó conocer el desplazamiento teórico al que se ven sometidos ciertos componentes; por lo cual en la Tabla XII pueden distinguirse las constantes para los muelles, ¼ del vehículo y los neumáticos.

TABLA XII. RESULTADOS DE RIGIDEZ

Rigidez	Valor	Unidad
Muelle delantero	19, 63	[kN/m]
Muelle posterior	27, 82	[kN/m]
¼ delantero	39, 97	[kN/m]
¼ posterior	57, 44	[kN/m]
Neumático delantero	52, 46	[kN/m]
Neumático posterior	83,97	[kN/m]

Fuente: Encalada y Montaleza

Por tal motivo, fueron obtenidas las relaciones de desplazamiento necesarias para el diseño geométrico, en especial, para garantizar que los elementos no se contacten entre sí. Véase Tabla XIII.

TABLA XIII. DESPLAZAMIENTO DE LOS ELEMENTOS ELÁSTICOS

Parámetro	Valor	Unidad
RD neumático delantero	1, 23	[-]
RD neumático posterior	1, 23	[-]
Recorrido del muelle delantero	13, 95	[mm]
Recorrido del muelle posterior	12, 52	[mm]

Fuente: Encalada y Montaleza

4) Amortiguación

Respecto a la selección del amortiguador delantero, el conjunto con mejor ponderación fue el modelo Ohlins TTX25 (Fig. 25, Anexo 2), cuyas características se indican en la Tabla XIV.



Fig.25. Amortiguador delantero seleccionado. K Technologies [32]

TABLA XIV. PROPIEDADES DEL AMORTIGUADOR DELANTERO

Propiedad	Valor
Longitud	200 [mm]
Costo	\$ 200
Disponibilidad	En stock a nivel nacional
Acoplamiento	Ajustable geoméricamente al diseño (posee uniones mecánicas agujeradas)
Recorrido	57 [mm]
Masa	448 [g]

Fuente: Ohlins [31]

En cuanto al amortiguador posterior, la selección está enfocada a la marca Tanner Vision (Fig. 26, Anexo 3), con las características mostradas en la Tabla XV.



Fig.26. Amortiguador posterior. H R Componentes [34]

TABLA XV. PROPIEDADES DEL AMORTIGUADOR POSTERIOR

Propiedad	Valor
Longitud	260 [mm]
Costo	\$ 199
Disponibilidad	Internacional, bajo pedido
Acoplamiento	Ajustable geoméricamente al diseño (posee uniones mecánicas)
Recorrido	73 [mm]
Masa	453 [g]

Fuente: Bros [33]

Los tipos de rótulas seleccionados para el acoplamiento de los amortiguadores con los elementos móviles, corresponde al tipo Uxcell M8x1,25 (Fig. 27, Anexo 4), con las propiedades indicadas en la Tabla XVI.



Fig.27. Rótula seleccionada. Revolt [35]

TABLA XVI. PROPIEDADES DE LAS RÓTULAS DE ACOPLAMIENTO

Propiedad	Valor
Costo	\$ 10,35
Disponibilidad	Internacional, bajo pedido
Acoplamiento	Ajustable geoméricamente al diseño (posee uniones mecánicas agujeradas)
Tipo	Esférica
Lubricación	Sí
Masa	45 [g]

Fuente: Revolt [35]

B. Condiciones de contorno

Para los principales elementos constitutivos de los sistemas *push rod* y *pull rod*, puede verse la primacía del material acero AISI 1018, con los espesores y diámetros de la Tabla XVII.

TABLA XVII. CONDICIONES DE CONTORNO ASIGNADAS

Elemento	Propiedad	Especificación
Trapecios	Material	AISI 1018
	Espesor	1,5 [mm]
	Diámetro	19, 05 [mm]
Balancines	Material	AISI 1018
	Espesor	5 [mm]
<i>Push rod</i> y <i>pull rod</i>	Material	AISI 1018
	Espesor	1,5 [mm]
	Diámetro	19, 05 [mm]

Fuente: Encalada y Montaleza

C. Definición geométrica mediante CAD

La Fig. 28 muestra la disposición general de los elementos de los sistemas de suspensión, conectados al chasis y a las manguetas.

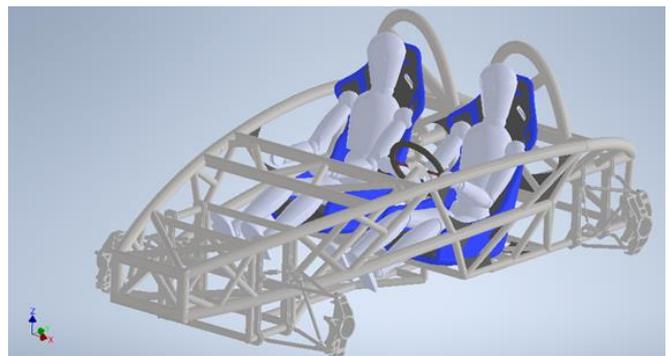


Fig.28. Vista general de los sistemas de suspensión. Encalada y Montaleza

1) *Push rod*

La Fig. 29 muestra el sistema de suspensión *push rod* ensamblado con la mangueta y el chasis. Nótese la barra diagonal acoplada a un balancín de forma triangular, el cual se enlaza al elemento amortiguador

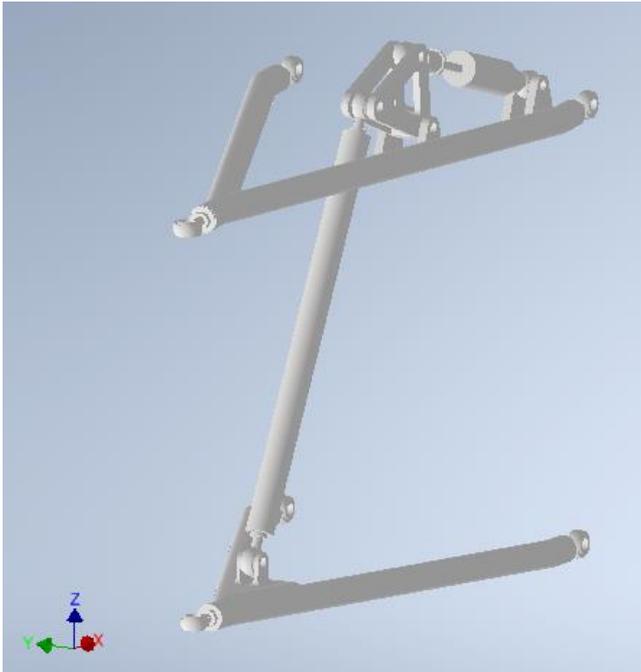
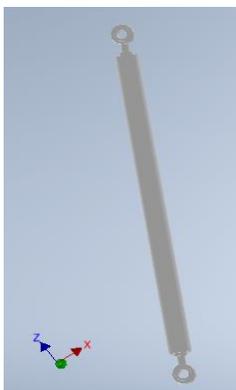


Fig.29. Sistema *push rod*. Encalada y Montaleza

En la Fig. 30 constan el trapecio superior en a) y la barra diagonal (*push rod*) en b).



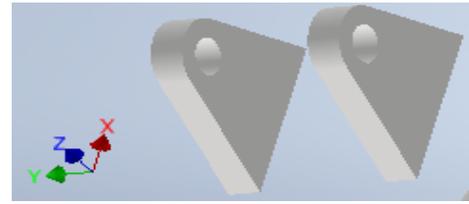
a)



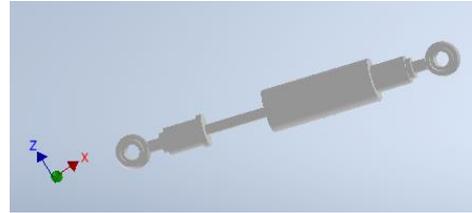
b)

Fig.30. a) Trapecio superior y b) Barra *push rod*. Encalada y Montaleza

En consecuencia, en la Fig. 31 puede notarse la base de acoplamiento del amortiguador en a), el elemento amortiguador en b), y el balancín en c).



a)



b)



c)

Fig.31. a) Base de acoplamiento del amortiguador, b) Elemento amortiguador, y c) Balancín. Encalada y Montaleza

2) *Pull rod*

La Fig. 32 muestra el sistema de suspensión *pull rod* ensamblado con la mangueta y el chasis. Igualmente, puede notarse la barra diagonal acoplada a un balancín de forma romboidal enlazado al elemento amortiguador.

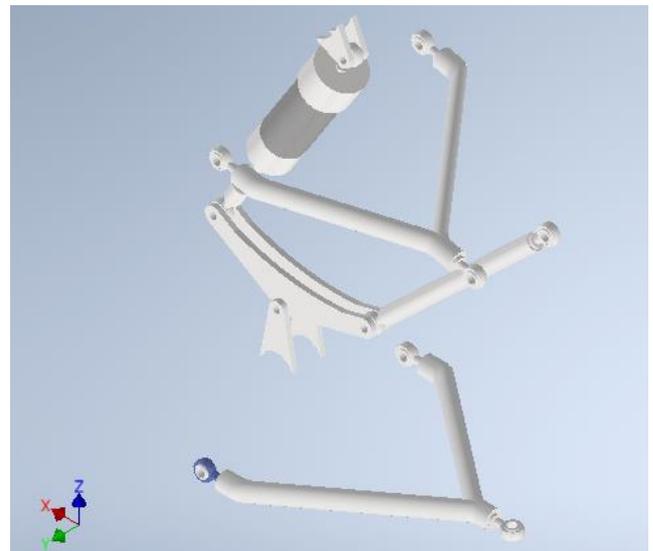


Fig.32. Sistema *pull rod*. Encalada y Montaleza

En la Fig. 33 se distingue el trapecio superior en a) y la barra diagonal (*pull rod*) en b).



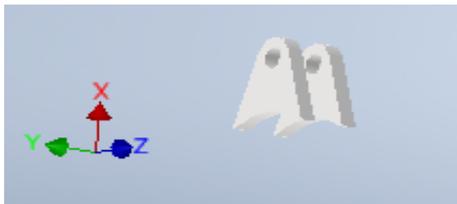
a)



b)

Fig.33. a) Trapecio superior y b) Barra *pull rod*. Encalada y Montaleza

Finalmente, en la Fig. 34 se distingue la base de acoplamiento del amortiguador en a), el elemento amortiguador en b), y el balancín en c).



a)



b)



c)

Fig. 34. a) Base de acoplamiento del amortiguador, b) Elemento amortiguador, y c) Balancín. Encalada y Montaleza

Nota. Desde el Anexo 5 hasta el Anexo 16 constan los planos para cada componente.

D. Validación

El resultado para la suspensión *push rod* indica un esfuerzo Von Mises máximo de 270 MPa y un desplazamiento de 0,25 mm, con una mayor criticidad en las zonas de acoplamiento de la barra *push* (diagonal) a la mangueta (Fig. 35).

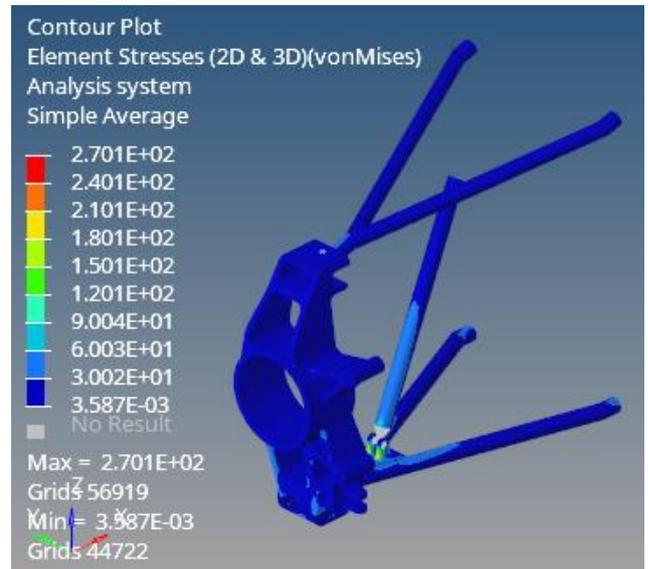


Fig.35. Esfuerzo de Von Mises para el sistema *push rod*. Bustamante y Ludeña [28]

En concordancia, el factor de seguridad según (11) es:

$$\eta F = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (11)$$

$$\eta F = 370 \text{ MPa} / 270 \text{ MPa}$$

$$\eta F = 1,37$$

Mientras tanto, la Fig. 36 expone los resultados para la suspensión *pull rod*, donde se presenta un esfuerzo de Von Mises máximo de 210,8 MPa y un desplazamiento de -0,64mm; con una mayor afectación en zonas como los trapecios y la barra *pull* (diagonal), especialmente en las conexiones con la mangueta.

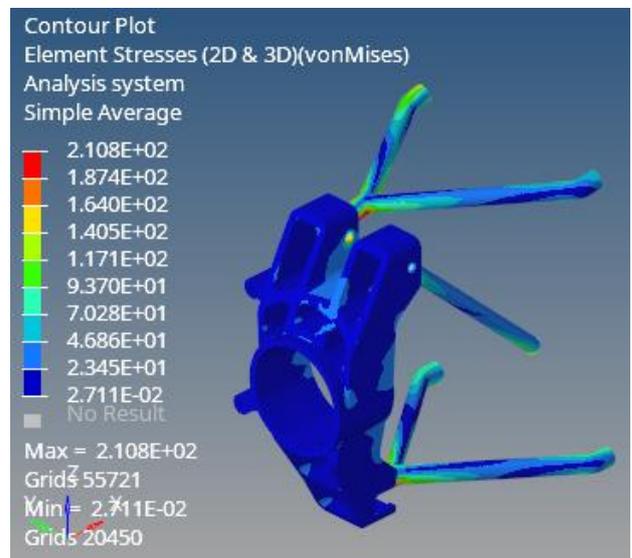


Fig. 36. Esfuerzo de Von Mises para el sistema *pull rod* Bustamante y Ludeña [28]

De igual manera, con base en (11), se pueden obtener el factor de seguridad, el cual para el presente caso es de 1,75.

$$\eta_F = 370 \text{ MPa} / 210,8 \text{ MPa}$$

$$\eta_F = 1,75$$

El resultado para la suspensión *push rod* indica un esfuerzo Von Mises máximo de 270 MPa y un desplazamiento de 0,25 mm, con una mayor criticidad en las zonas de acoplamiento de la barra *push* (diagonal) a la mangueta.

Mientras tanto, para la suspensión *pull rod* se presenta un esfuerzo de Von Mises máximo de 210,8 MPa y un desplazamiento de -0,64 mm; con una mayor afectación en zonas como los trapecios y la barra *pull* (diagonal), especialmente en las conexiones con la mangueta.

De este modo, los factores de seguridad obtenidos para ambos sistemas de suspensión son mayores a 1, lo cual garantiza que no se supera el límite elástico del material, siendo factible el acero AISI 1018, con diámetro de 19,05 mm para los componentes tubulares.

Además, los sistemas diseñados son tipos de suspensión independientes, compactos y sencillos; por lo que proveen mayor ligereza y una amplia aplicabilidad en vehículos eléctricos por las características de simplicidad, aunque sin afectar el rendimiento [26]. Además, la aerodinámica vehicular presenta ventajas, especialmente por la circulación del flujo de aire y las cargas originadas por el diseño aerodinámico, por lo que los elementos de unión como las rótulas, soportes y balancines deben dar respuestas rápidas a los ángulos de desplazamiento generados en los trapecios y barras diagonales, lo que permite evitar colisiones entre piezas como resultado del movimiento limitado de las juntas [15].

VI. CONCLUSIONES

El diseño geométrico del sistema de suspensión para un vehículo debe partir de la definición de un sólido concepto, donde sean contempladas las tecnologías aplicables de diseño y manufactura, se determinen los costos de producción y su factibilidad, se analicen las patentes o restricciones existentes, se determine la utilidad del vehículo y, sobre todo, sean especificados los indicadores clave de desempeño.

Consecuentemente, los referidos indicadores están englobados en los grupos: condiciones generales (largo, ancho, alto, centro de gravedad, distancia entre ejes), geometría (cámbler, cáster, toe, centro de balanceo, eje de rotación), parámetros dinámicos (transferencia de masas), elasticidad (rigidez, frecuencia) y amortiguación (frecuencia, longitud, recorrido).

De este modo, para el presente estudio el uso de herramientas CAD permitió diseñar cada componente, siendo necesario definir las condiciones de contorno: tipo de material, espesores y diámetros. Seguidamente, el ensamblaje de los componentes que conforma una estructura fue validado mediante técnicas CAE; determinándose los esfuerzos de Von Mises, deformaciones y especialmente, los factores de seguridad. Es así como, los factores de seguridad obtenidos

tanto para la suspensión *push rod* como para la suspensión *pull rod*, son mayores a 1; lo cual no supera el límite elástico del material y garantiza las condiciones: masas suspendidas y no suspendidas de 548,40 kg en total, velocidad máxima de 100 km/h, aceleración lateral de 2,18 g y obstáculos de 0,20 m de altura máxima.

Además, la definición de los ángulos cámbler, cáster y toe, permite mantener una adecuada transferencia de masas lateral (cámbler), estabilidad y maniobrabilidad (cáster) y una adecuada direccionalidad (toe); por lo que es aconsejable que el diseño permita un ágil ajuste de estos ángulos, para configurar los sistemas según las características de la calzada, Revoor [22]. Del mismo modo, un eje de giro cercano al centro de gravedad provee mayor estabilidad al vehículo, manteniendo en este caso una distancia de 380 mm. Con la misma consideración, el cálculo de las constantes de rigidez de los elementos elásticos permitió conocer el desplazamiento al que se verán sometidos dichos componentes, lo que también aporta a la disipación de la energía producida por el contacto del neumático durante su desplazamiento en la calzada.

Lo antes descrito permitió diseñar un sistema frontal con el propósito principal de proporcionar un manejo cómodo y seguro, a la vez que debía proveer un movimiento suave del sistema de dirección con una alta sensibilidad. Además, durante el frenado se origina una transferencia de masas hasta 70 %, lo que agregó consideraciones para el diseño con base en Cengage Learning [9]. En tanto, la suspensión posterior debía tolerar cualquier carga adicional colocada en la parte trasera sin alterar la altura de conducción correcta.

Por ello, las propiedades geométricas básicas de la calzada, el desempeño de la suspensión, las características del sistema de dirección, los centros de balanceo y las relaciones entre ellos; desempeñan un factor sustancial en la elaboración geométrica, tal como lo indica Dixon [10].

Por todo lo señalado, componentes sencillos y de número reducido afectan la aerodinámica vehicular, especialmente por la circulación del flujo de aire y las cargas originadas por el diseño aerodinámico, por lo que los elementos de unión como las rótulas, soportes y balancines, deben dar respuestas rápidas a los ángulos de desplazamiento generados en los trapecios y barras diagonales, lo que permite evitar colisiones entre piezas como resultado del movimiento limitado de las juntas, Buitrago [36].

En fin, el diseño de los sistemas *push rod* y *pull rod* planteado en este estudio, presenta sistemas independientes, compactos y sencillos; por lo que proveen mayor ligereza y una amplia aplicabilidad en vehículos eléctricos por las características de simplicidad, aunque sin afectar el rendimiento, con base en Karlsson [37].

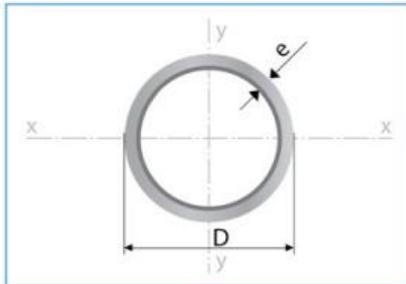
REFERENCIAS

- [1] R. Camacho, "Historia del Automóvil."
- [2] B. Santander, "Alternativas de movilidad sostenible en centros históricos de ciudades de tamaño intermedio-caso de estudio, Sincelejo, Colombia," vol. 87, no. 1,2, pp. 149–200, 2017.
- [3] E. Marchán and L. Viscidi, "Green Transportation The Outlook for Electric Vehicles in Latin America," *Banco Interam. Desarro.*, vol. 53, no. October, pp. 1689–1699,

- 2016, [Online]. Available: http://www.thedialogue.org/wp-content/uploads/2015/10/Green-Transportation-The-Outlook-for-Electric-Vehicles-in-Latin-America.pdf%0Ahttp://www.pnuma.org/cambio_climatico/publicaciones/informe_movilidad_electrica.pdf.
- [4] J. Clarkson and M. Huhtala, (*B*) *Engineering Design: Theory and Practice*. 2005.
- [5] A. Díaz, M. Lizano, J. Said, and V. Sesín, “Diseño de suspensión para un vehículo multipropósito de alto rendimiento,” 2016.
- [6] S. Biswal, A. Prasanth, R. Udayakumar, S. Deva, and A. Gupta, “Design of a suspension system and determining suspension parameters of a medium downforce small Formula type car,” *MATEC Web Conf.*, vol. 124, 2017, doi: 10.1051/mateconf/201712407006.
- [7] Heibing. and Ersoy, *Chassis Handbook*. .
- [8] A. Staniforth, “Competition_Car_Suspension.pdf.” 1999.
- [9] Cengage Learning, “Suspension System Principles,” *Suspens. Syst. Princ.*, pp. 175–200, 2014.
- [10] Dixon, *Suspension geometry and computation*. 2018.
- [11] Burud, “Who is the owner of Bose company? Is Bose made in China? Bose company is from which country?” 2021.
- [12] C. Gavilanez, “Análisis e Importancia de Sistema de Suspensión de Vehículos Livianos Mediante Modelo Digital,” p. 17, 2016, [Online]. Available: <http://repositorio.usfq.edu.ec/bitstream/23000/5715/1/126203.pdf>.
- [13] J. Díaz, D. Murill, and J. Vidal, “Diseño de suspensión para un vehículo multipropósito de alto rendimiento,” 2016.
- [14] E. Efler Herranz, “Diseño de la suspensión trasera de un vehículo Formula Student,” pp. 1–130, 2016, [Online]. Available: http://oa.upm.es/43912/1/TFG_ELIAS_ISIDRO_EFLER_HERRANZ.pdf.
- [15] F. Carrillo-pereyra, “Optimización topológica del brazo de suspensión inferior mediante elemento finito,” *Mundo Fesc*, vol. 9, no. 18, pp. 47–52, 2019.
- [16] Castro, *Elaboración de guías didácticas para el análisis de suspensiones empleadas en vehículos usando la herramienta Adams/Car*. 2020.
- [17] Arévalo, Medina, and Valladolid, “Estudio cinemático y dinámico del sistema de suspensión de un monoplaza de competencia eléctrico Formula Student.” .
- [18] Pesántez and Rodas, “Propuesta metodológica para el diseño de la suspensión de un vehículo eléctrico biplaza,” Universidad del Azuay, 2021.
- [19] K. M. Madhavan Rathai, O. Sename, and M. Alamir, “Reachability based Model Predictive Control for Semi-active Suspension System,” *2019 5th Indian Control Conf. ICC 2019 - Proc.*, no. February, pp. 68–73, 2019, doi: 10.1109/INDIANCC.2019.8715601.
- [20] Correa and Gándara, “Simulación Dinámica de la Suspensión de un Fórmula SAE,” Universidad San Francisco de Quito, 2013.
- [21] R. Mohedano, “La importancia de la suspensión en F1,” 2021. <https://formularapida.net/la-importancia-de-la-suspension-en-f1/>.
- [22] S. K. Revoor, M. Nikhil, and J. S. | D. Anil, “Design and Modeling of Pull Rod and Push Rod Suspension System,” *Int. J. Trend Sci. Res. Dev.*, vol. Volume-3, no. Issue-3, pp. 1074–1077, 2019, doi: 10.31142/ijtsrd23263.
- [23] Alarcón, “Propuesta metodológica y sistema de calidad para el diseño de una suspensión de un auto de competencia,” 2018.
- [24] S. Lajqi, “Suspension and steering system development of a four wheel drive and four wheel steered terrain vehicle,” 2013.
- [25] A. Johnson and A. Gibson, *The Tools of the Design Process and Management of Design*. 2014.
- [26] Motorgiga, “Deriva.” .
- [27] S. Designer, “Suspension Designer – Learn, Design, Analyse, Build!” <https://www.suspensiondesigner.com/>.
- [28] Bustamante and Ludeña, “Análisis de cargas que soportan los elementos del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza,” 2021.
- [29] C. Caraguay and S. Caraguay, “Diseño y Construcción del Sistema de Suspensión de un Vehículo Monoplaza Para la Competencia Formula Student.,” pp. 1–146, 2015.
- [30] F. M. Chalco Criollo and E. G. Sinchi Viñanzaca, “Estudio de la rigidez radial estática del neumático en vehículos de turismo y desarrollo de un modelo matemático para su obtención según las características del neumático,” p. 87, 2016, [Online]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/12861>.
- [31] Ohlins, “Ohlins TTX25.” 2021, [Online]. Available: <https://www.ohlins.eu/en/products/automotive/ttx-25-mkii-fsae-200--6682/>.
- [32] K. Technologies, “Öhlins TTX25.” 2021, [Online]. Available: <https://kaz-technologies.myshopify.com/products/fsae-ohlins-ttx25-mkii-75mm-650-00>.
- [33] M. Bros, “Tanner Vission.” 2021, [Online]. Available: <https://www.mittlerbros.com/tanner-by-mittler/shocks-springs/vision-shocks.html>.
- [34] H. R. Components, “Hanning Racing Vission Shocks.” [Online]. Available: <https://www.winwithhrc.com/product/tanner-racing-quarter-midget-vasion-shocks/>.
- [35] Revolt, “Uxcell M8.” [Online]. Available: https://www.revoltzv.com/index.php?main_page=product_info&products_id=566405.
- [36] E. Buitrago, “DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSION DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO FORMULA SENA,” pp. 1–13, 2011.
- [37] I. N. Karlsson, “Design of a suspension system for a formula student race car,” no. June, 2018.

ANEXO 1

Catálogo de aceros comerciales



Largo Normal:
6 metros
Recubrimiento:
Negro o Galvanizado
Calidad de Acero:
JIS G 3132, ASTM A 36 y ASTM A572 Gr 50
Norma de Fabricación:
ASTM A 500/ NTE INEN 2415
Espesores:
Desde 1,40 a 6,00 mm
Observaciones:
Otras dimensiones y largos, previa consulta

➤ **Aplicaciones**
- Automotriz y de autopartes: carrocería, guardachoques, tubos de escape, remolques y rodados.

- Agroganadera: maquinaria e implementos agrícolas, avícolas y ganaderos.
- Señalización y vialidad: alumbrado, soportes para señalética.
- Aparatos de gimnasia y fitness.
- Construcción: rejas, portones, columnas, andamios.
- Estructuras: portantes, galpones, invernaderos y naves industriales.

➤ **Beneficios**
- Duradero: Al construir con acero, asegura que su producto tenga una vida útil, superior a los materiales de construcción convencionales.
- Económico: Se optimiza el uso del material produciéndose ahorro en obras, por facilidad y rapidez de uso y armado ahorra en tiempo y personal.
- Ecológico: Con el uso de acero, se minimiza la utilización de madera y su desecho, por lo que contribuye al medio ambiente.

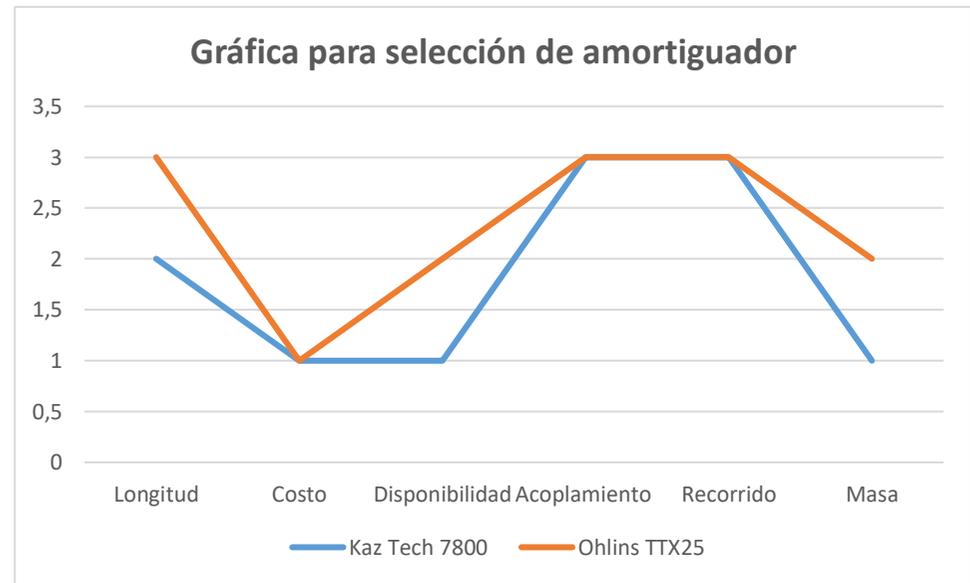
Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas			
Diámetro Exterior	Espesor			Flexión			
D	e	A	P	Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	
ulg.	mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
3/4	19,10	1,40	0,78	0,61	0,30	0,32	0,63
		1,50	0,83	0,65	0,32	0,34	0,62
		1,80	0,98	0,77	0,37	0,39	0,61
		2,00	1,07	0,84	0,39	0,41	0,61
7/8	22,20	1,40	0,92	0,72	0,50	0,45	0,74
		1,50	0,98	0,77	0,53	0,47	0,73
		1,80	1,16	0,91	0,61	0,55	0,72
		2,00	1,27	1,00	0,66	0,59	0,72
1	25,40	1,40	1,06	0,83	0,76	0,60	0,85
		1,50	1,13	0,88	0,81	0,64	0,85
		1,80	1,33	1,05	0,93	0,74	0,84
		2,00	1,47	1,15	1,01	0,80	0,83
1 1/4	31,80	1,40	1,33	1,05	1,54	0,97	1,07
		1,50	1,43	1,12	1,63	1,03	1,07
		1,80	1,69	1,33	1,91	1,20	1,06
		2,00	1,87	1,47	2,08	1,31	1,05
1 1/2	38,10	1,40	1,61	1,27	2,72	1,43	1,30
		1,50	1,72	1,35	2,89	1,52	1,30
		1,80	2,05	1,61	3,39	1,78	1,28
		2,00	2,27	1,78	3,71	1,95	1,28
1 3/4	44,50	1,40	1,89	1,49	4,39	1,98	1,52
		1,50	2,02	1,59	4,67	2,10	1,52
		1,80	2,41	1,89	5,49	2,47	1,51
		2,00	2,67	2,09	6,02	2,71	1,50
1 7/8	47,60	1,40	2,03	1,60	5,44	2,28	1,64
		1,50	2,17	1,71	5,79	2,43	1,63
		1,80	2,59	2,03	6,81	2,86	1,62
		2,00	2,87	2,25	7,47	3,14	1,61
2	50,80	1,40	2,17	1,71	6,63	2,61	1,75
		1,50	2,32	1,82	7,06	2,78	1,74
		1,80	2,77	2,18	8,33	3,28	1,73
		2,00	3,07	2,41	9,14	3,60	1,73
2 3/8	60,30	3,00	4,51	3,54	12,92	5,09	1,69
		4,00	5,88	4,62	16,22	6,39	1,66
		1,50	2,77	2,18	12,00	3,98	2,08
		1,80	3,31	2,60	14,18	4,70	2,07
2 1/2	63,50	2,00	3,66	2,88	15,60	5,17	2,06
		3,00	5,40	4,24	22,25	7,38	2,03
		4,00	7,08	5,56	28,21	9,35	2,00
		1,50	2,92	2,29	14,05	4,42	2,19
3	76,20	1,80	3,49	2,74	16,62	5,23	2,18
		2,00	3,86	3,03	18,29	5,76	2,18
		3,00	5,70	4,48	26,15	8,24	2,14
		4,00	7,48	5,87	33,24	10,47	2,11
4	101,60	1,50	3,52	2,76	24,56	6,45	2,64
		1,80	4,21	3,30	29,13	7,65	2,63
		2,00	4,66	3,66	32,11	8,43	2,62
		3,00	6,90	5,42	46,29	12,15	2,59
5	127,00	4,00	9,07	7,12	59,30	15,56	2,56
		5,00	11,18	8,78	71,22	18,69	2,52
		2,00	6,26	4,91	77,63	15,28	3,52
		3,00	9,29	7,29	113,04	22,25	3,49
6	152,40	4,00	12,26	9,63	146,28	28,80	3,45
		5,00	15,17	11,91	177,47	34,93	3,42
		6,00	18,02	14,15	206,68	40,68	3,39
		2,00	7,85	6,17	153,44	24,16	4,42
6 5/8	168,30	3,00	11,69	9,17	224,75	35,39	4,39
		4,00	15,46	12,13	292,61	46,08	4,35
		5,00	19,16	15,04	357,14	56,24	4,32
		6,00	22,81	17,90	418,44	65,90	4,28
6	152,40	3,00	14,08	11,05	393,01	51,58	5,28
		4,00	18,65	14,64	513,73	67,42	5,25
		5,00	23,15	18,18	629,54	82,62	5,21
		6,00	27,60	21,66	740,57	97,19	5,18
6 5/8	168,30	3,00	15,58	12,23	532,28	63,25	5,85
		4,00	20,65	16,21	697,09	82,84	5,81
		5,00	25,65	20,14	855,85	101,70	5,78
		6,00	30,59	24,02	1008,69	119,87	5,74

Fuente: http://www.ipac-acero.com/revista-digital/CatalogoIPAC_2019.pdf

ANEXO 2

Alternativa	Propiedad					
	Longitud	Costo	Disponibilidad	Acoplamiento	Recorrido	Masa
Kaz Tech 7800	207 mm	\$190	No existe a nivel nacional	Muy Ajustable	60 mm	465 g
Ohlins TTX25	200 mm	\$200	A nivel nacional bajo pedido	Muy Ajustable	57 mm	448 g

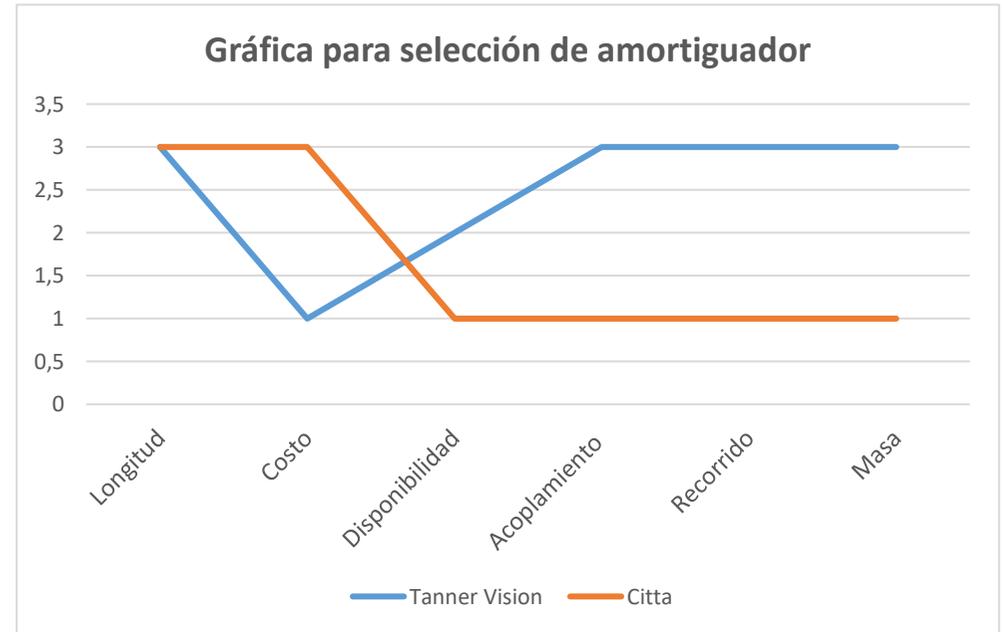
PROPIEDAD	RANGO	PONDERACIÓN UNITARIA
Longitud	150<L<200 [mm]	3
	L<149 mm; L>201 [mm]	2
	L<100 mm; L>250 [mm]	1
Costo	<100 \$	3
	101\$<C<149\$	2
	>150 \$	1
Disponibilidad	A nivel nacional en stock	3
	A nivel nacional bajo pedido	2
	No existe a nivel nacional	1
Acoplamiento	Muy Ajustable	3
	Medianamente ajustable	2
	No ajustable	1
Recorrido	>=51 mm	3
	41-50 mm	2
	30-40 mm	1
Masa	400-425 g	3
	426-450 g	2
	451-475 g	1



ANEXO 3

Alternativas	Propiedades					
	Longitud	Costo	Disponibilidad	Acoplamiento	Recorrido	Masa
Tanner Vision	260 mm	\$199	Internacional (zona América)	Muy ajustable	73 mm	453 g
Citta	260 mm	\$35,56	Internacional (otros continentes)	No ajustable	160 mm	1940 g

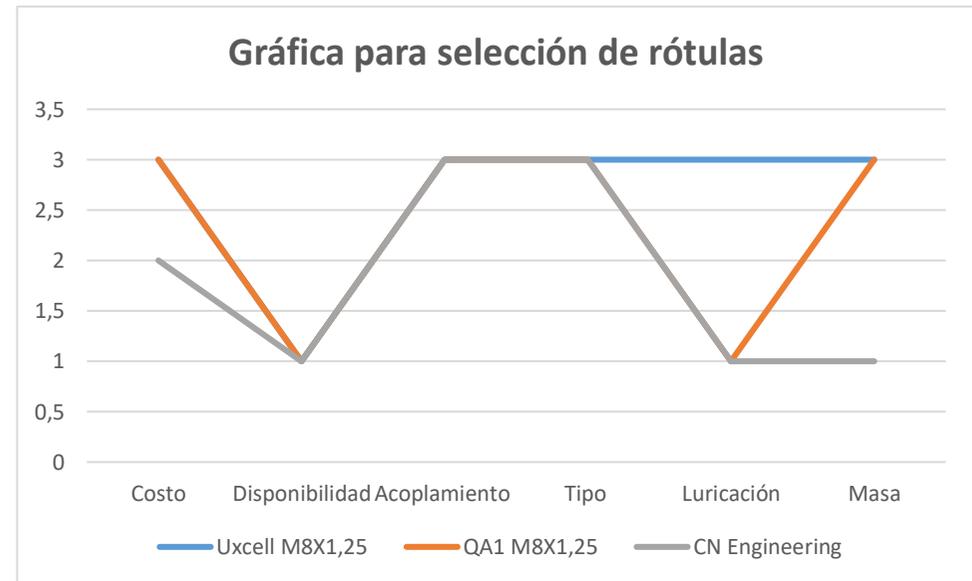
PROPIEDAD	RANGO	PONDERACIÓN UNITARIA
Longitud	240<L<280 [mm]	3
	L<239 mm; L>281 [mm]	2
	L<200 mm; L>300 [mm]	1
Costo	<100 \$	3
	101\$<C<149\$	2
	>150 \$	1
Disponibilidad	A nivel nacional	3
	Internacional (zona América)	2
	Internacional (otros continentes)	1
Acoplamiento	Muy Ajustable	3
	Medianamente ajustable	2
	No ajustable	1
Recorrido	50-79 mm	3
	80-99 mm	2
	>100 mm	1
Masa	0-500 g	3
	501-1000 g	2
	>1000 g	1



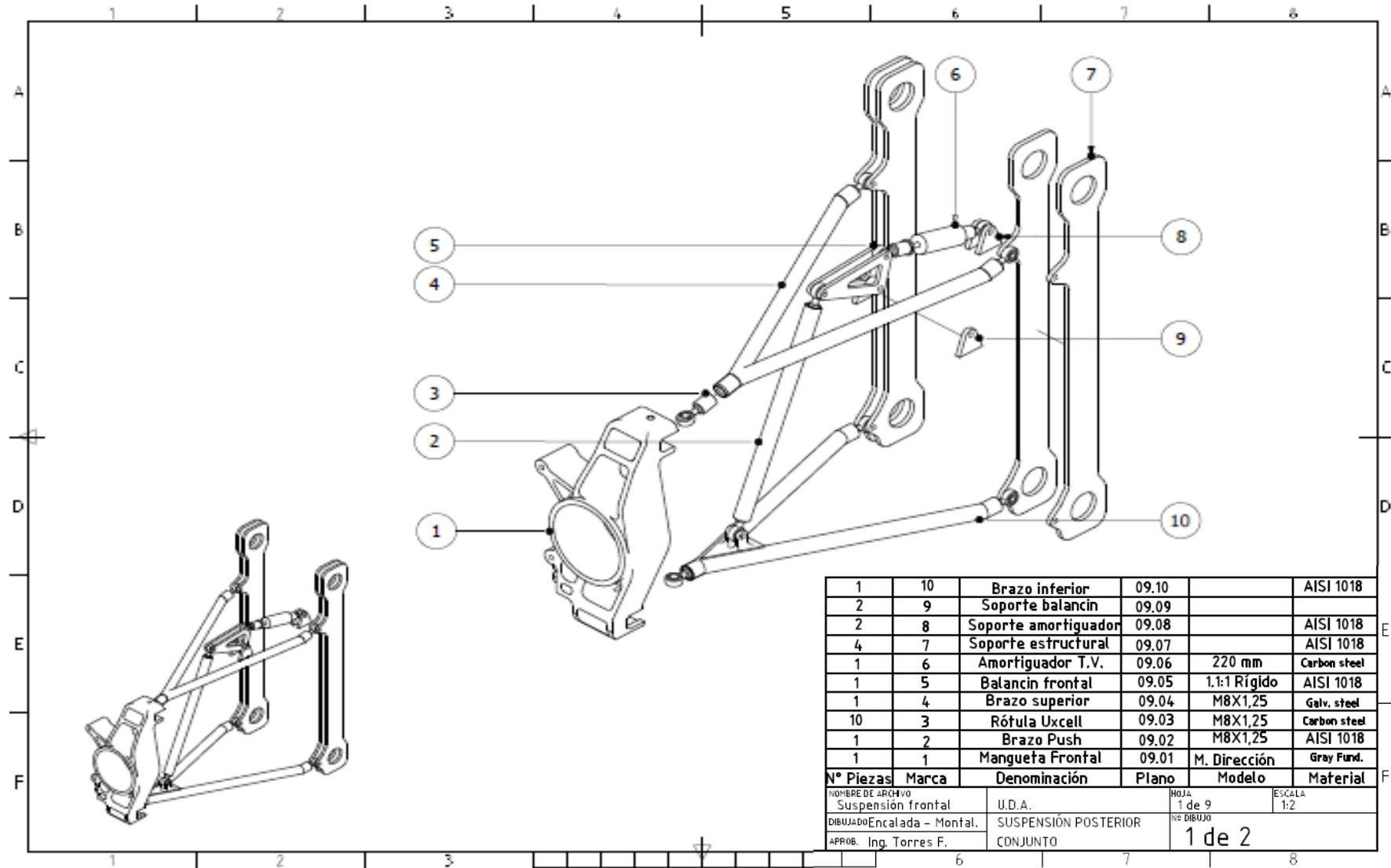
ANEXO 4

Alternativa	Propiedades					
	Costo	Disponibilidad	Acoplamiento	Tipo	Lubricación	Masa
Uxcell M8X1,25	\$10,35	Internacional otros continentes)	Muy ajustable	Esférica	Si	45 g
QA1 M8X1,25	\$11,72	Internacional otros continentes)	Muy ajustable	Esférica	No	45 g
CN Engineering	\$13,83	Internacional otros continentes)	Muy ajustable	Esférica	No	-

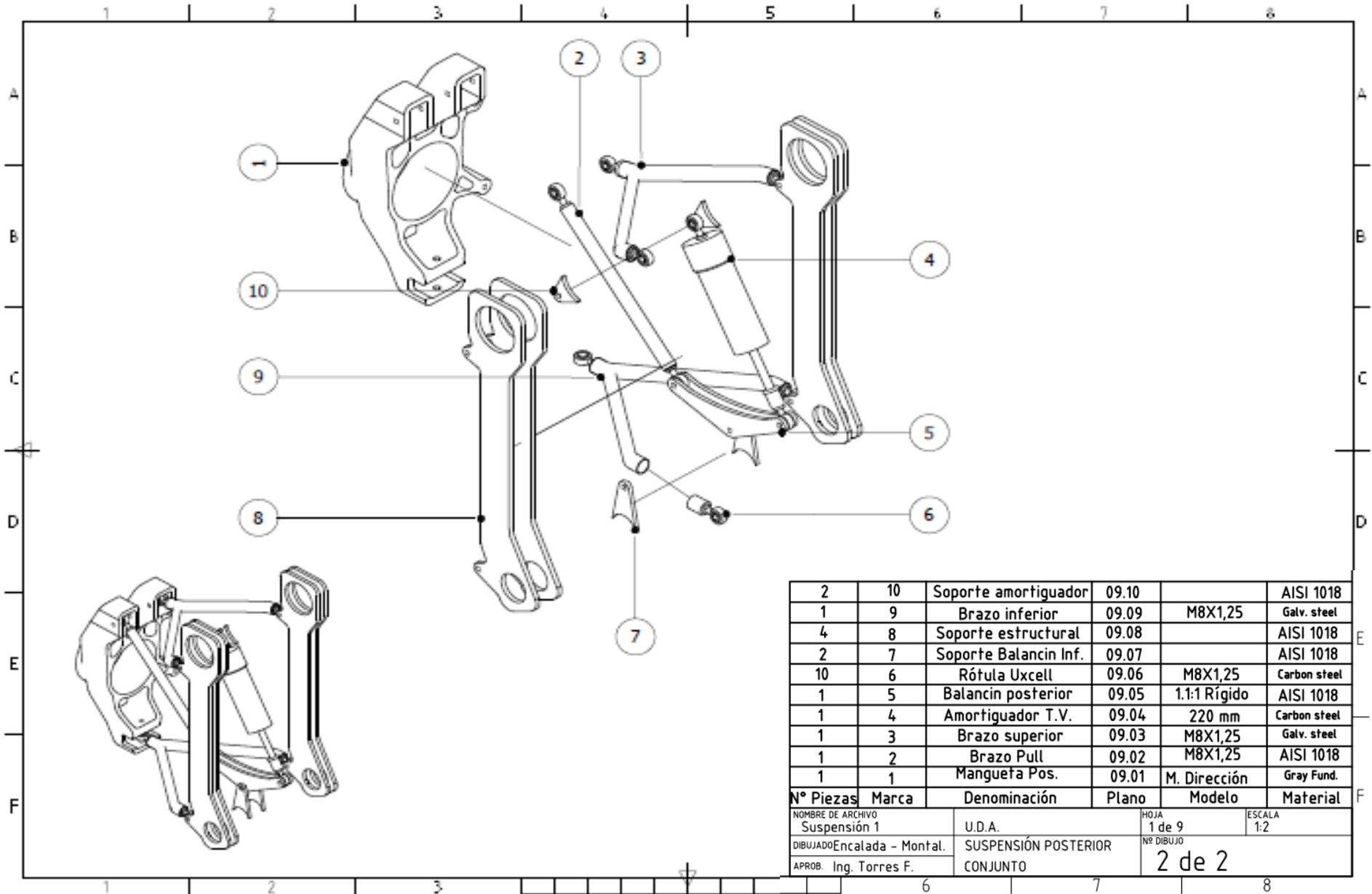
PROPIEDAD	RANGO	PONDERACIÓN UNITARIA
Costo	0-12 \$	3
	13-30 \$	2
	>30	1
Disponibilidad	A nivel nacional	3
	Internacional (zona América)	2
	Internacional (otros continentes)	1
Acoplamiento	Muy Ajustable	3
	Medianamente ajustable	2
	No ajustable	1
Tipo	Esférica	3
	Otro	1
Lubricación	Si	3
	No	1
Masa	0-50 g	3
	51-100 g	2
	>100 g	1



ANEXO 5

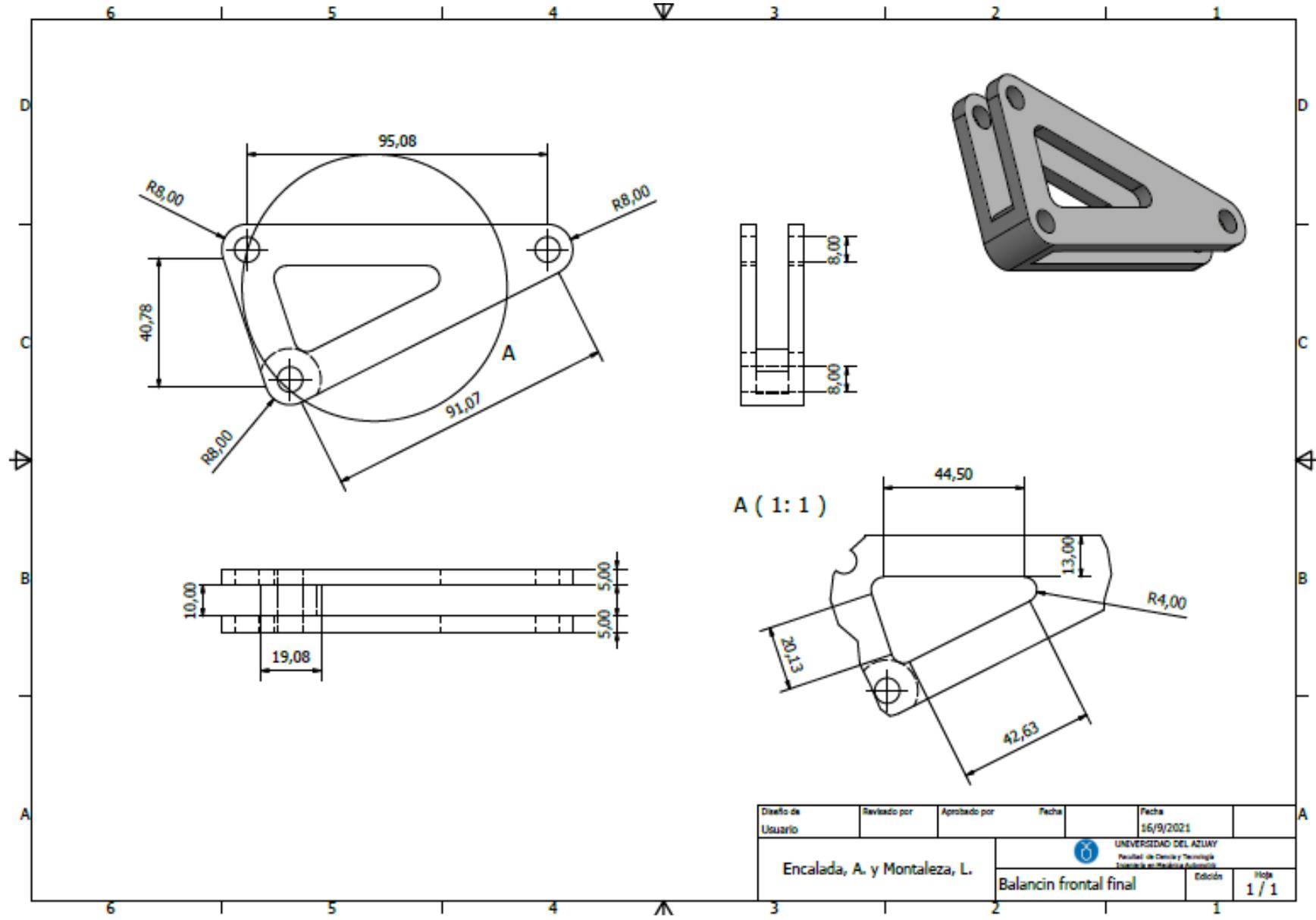


ANEXO 6

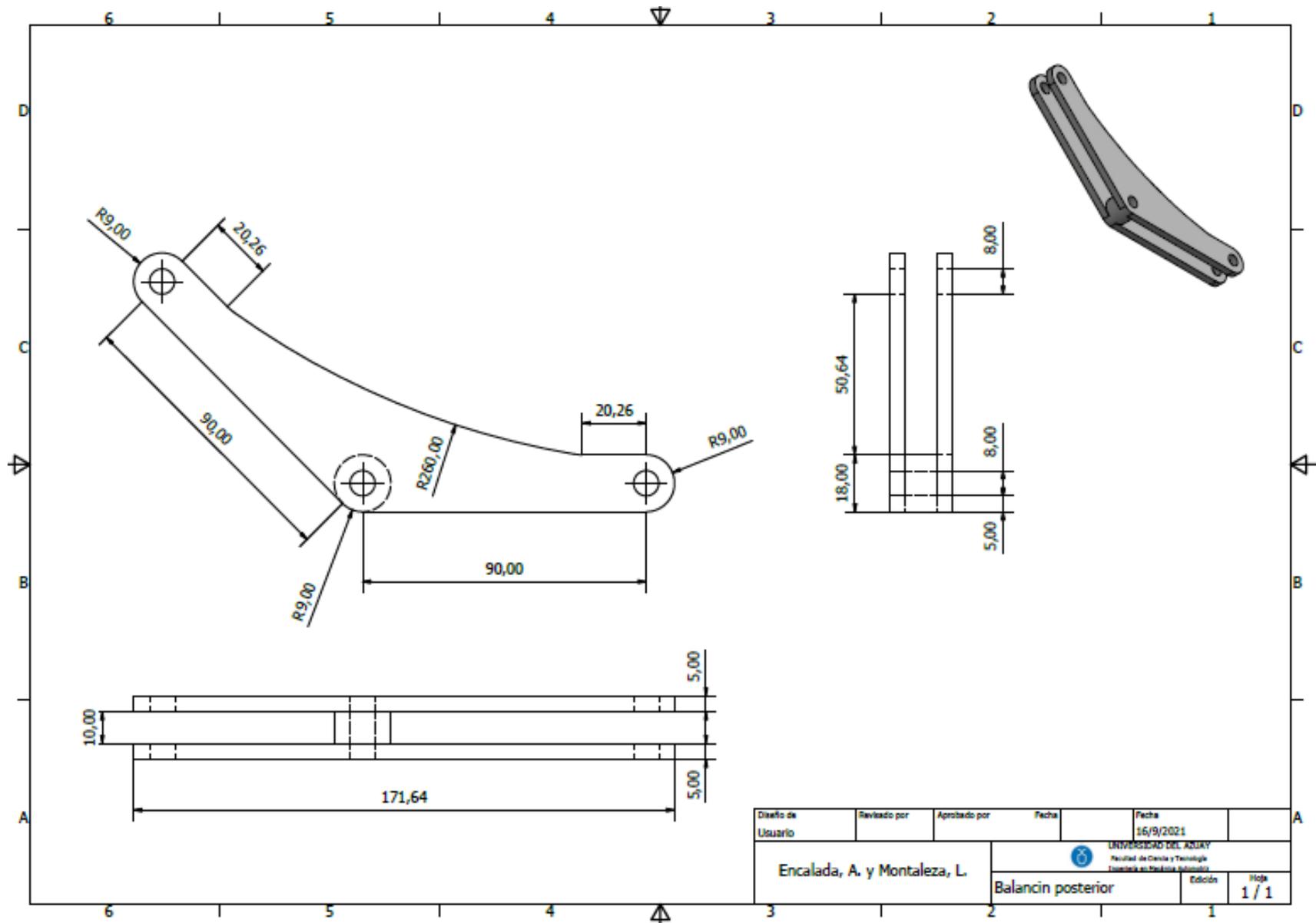


2	10	Soporte amortiguador	09.10		AISI 1018
1	9	Brazo inferior	09.09	M8X1,25	Galv. steel
4	8	Soporte estructural	09.08		AISI 1018
2	7	Soporte Balancin Inf.	09.07		AISI 1018
10	6	Rótula Uxcell	09.06	M8X1,25	Carbon steel
1	5	Balancin posterior	09.05	1.1:1 Rígido	AISI 1018
1	4	Amortiguador T.V.	09.04	220 mm	Carbon steel
1	3	Brazo superior	09.03	M8X1,25	Galv. steel
1	2	Brazo Pull	09.02	M8X1,25	AISI 1018
1	1	Mangueta Pos.	09.01	M. Dirección	Gray Fund.
N° Piezas	Marca	Denominación	Plano	Modelo	Material
NOMBRE DE ARCHIVO Suspensión 1		U.D.A.		HOJA 1 de 9	ESCALA 1:2
DIBUJADO Encalada - Montal.		SUSPENSIÓN POSTERIOR		Nº DIBUJO	
APROB. Ing. Torres F.		CONJUNTO		2 de 2	

ANEXO 7

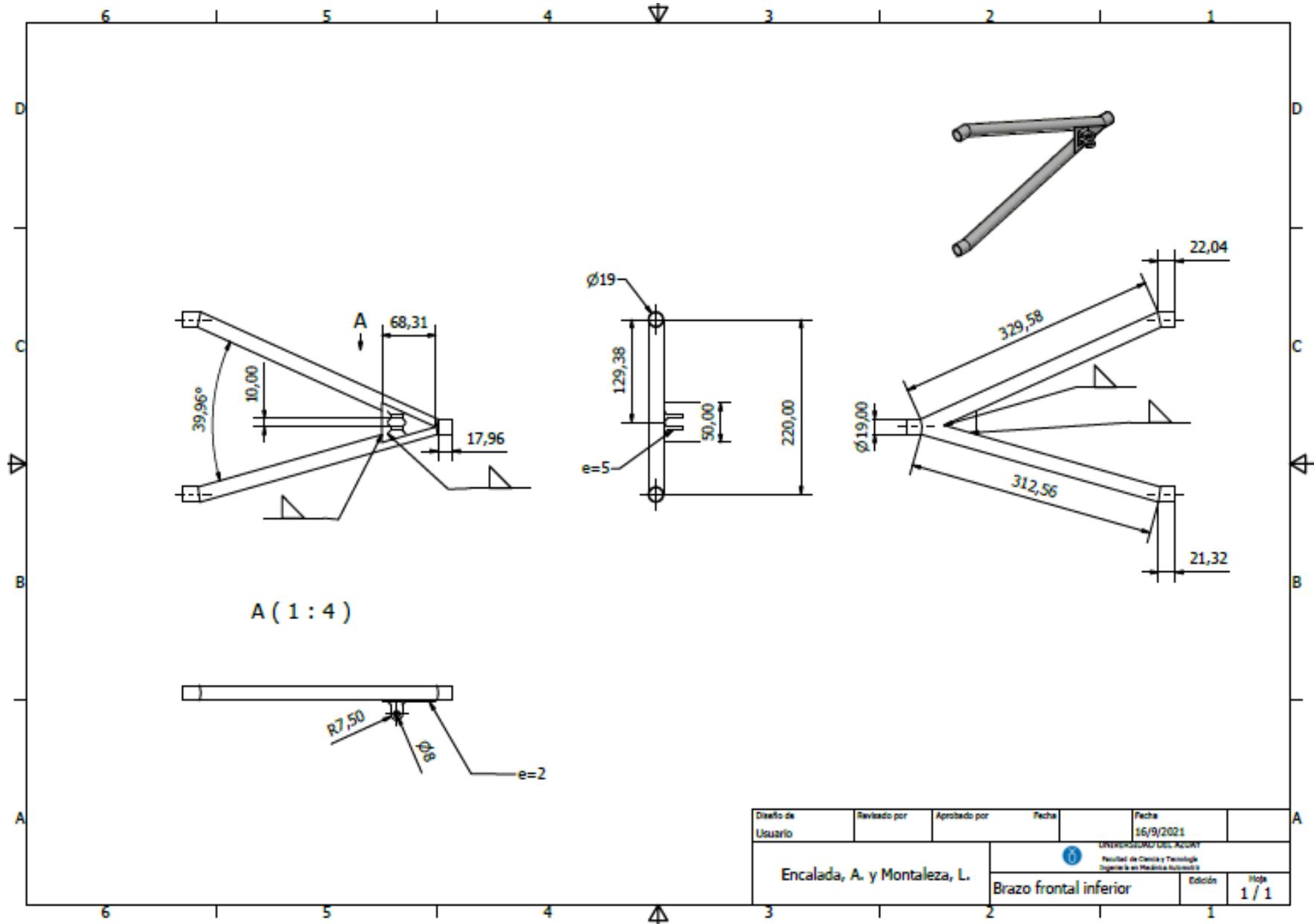


ANEXO 8

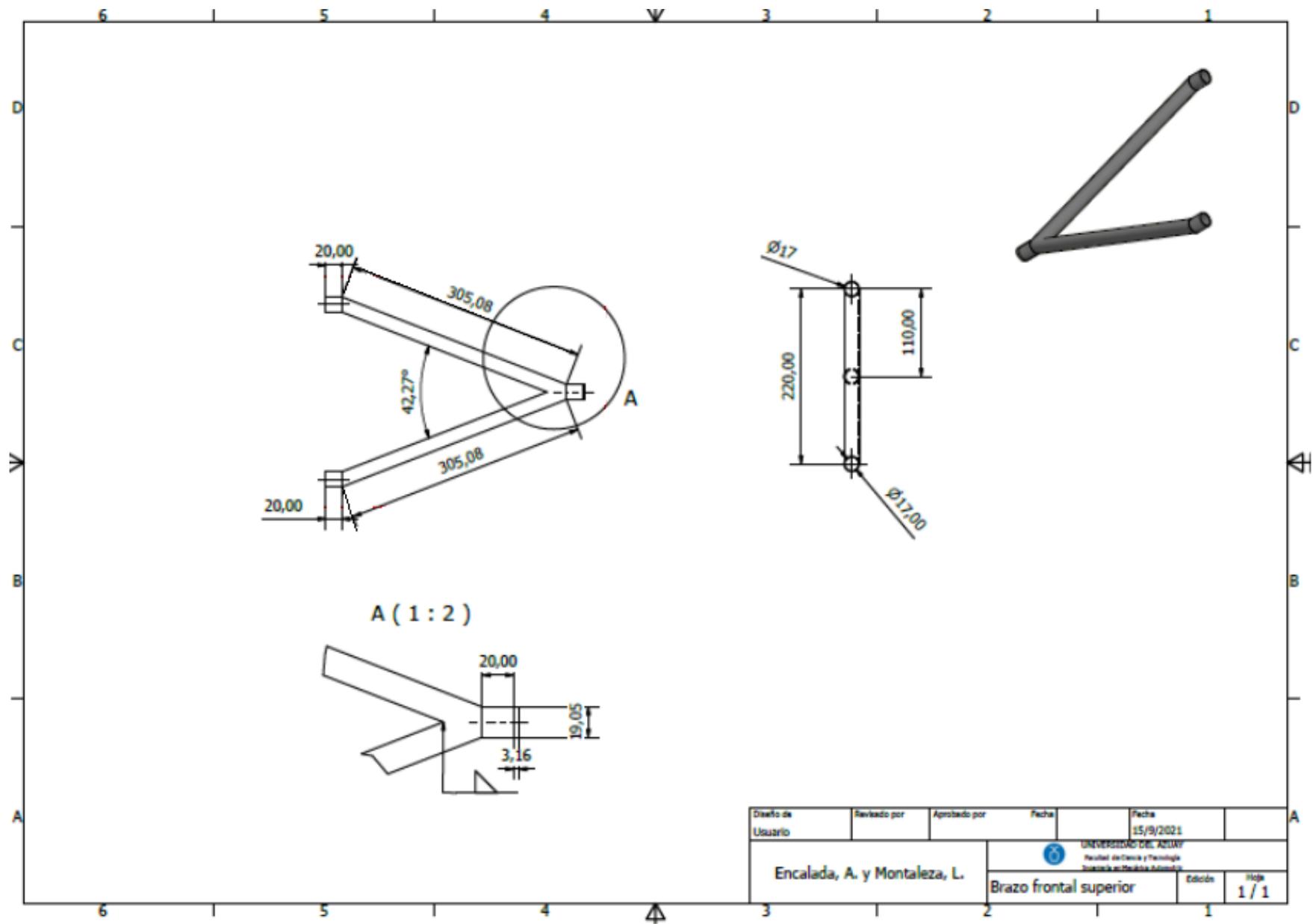


Diseño de Usuario	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
				16/9/2021	
Encalada, A. y Montaleza, L.			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY Facultad de Ciencia y Tecnología Licenciada en Ingeniería Industrial		
Balancin posterior				Edición	Hoja
				1 / 1	1 / 1

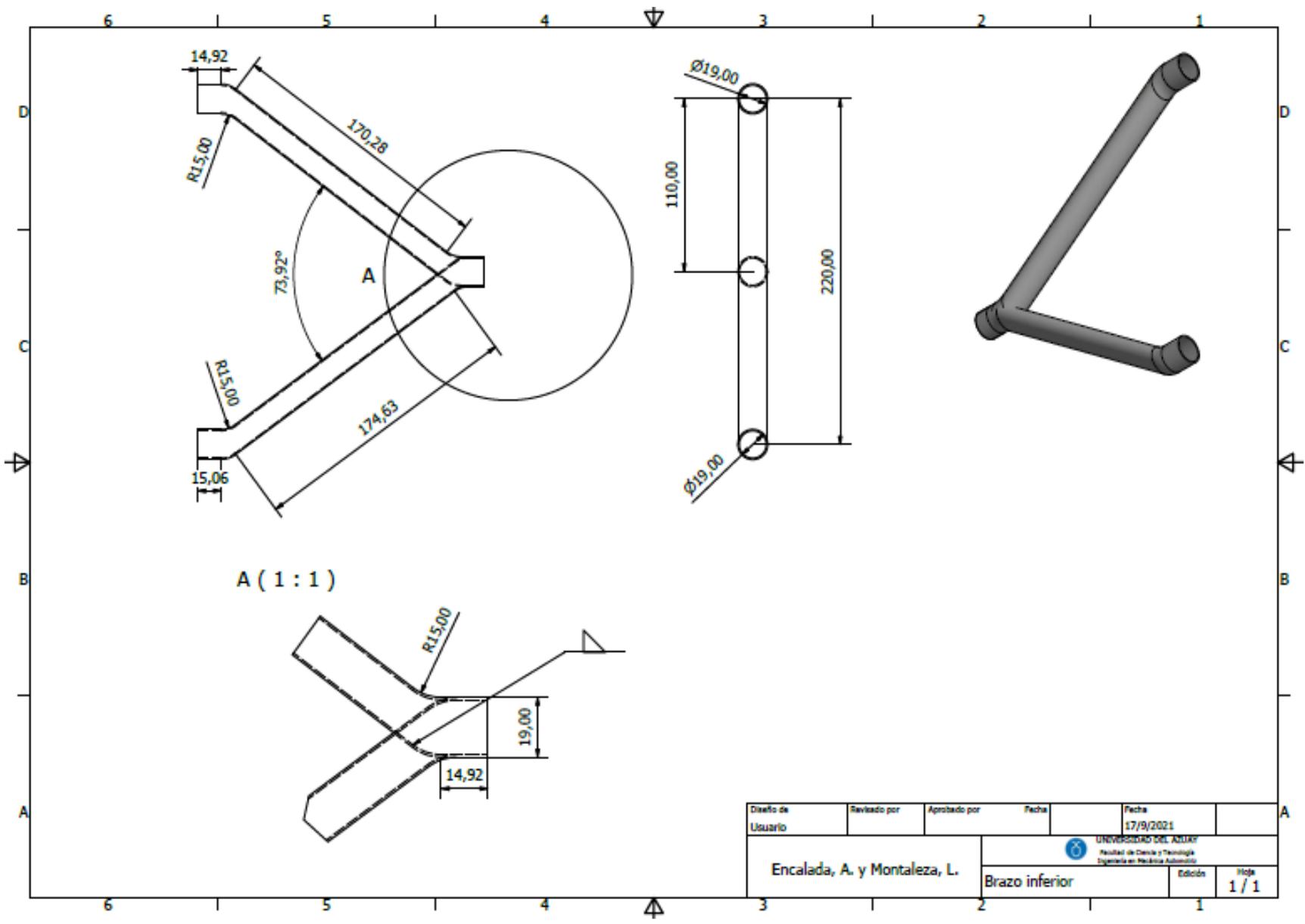
ANEXO 9



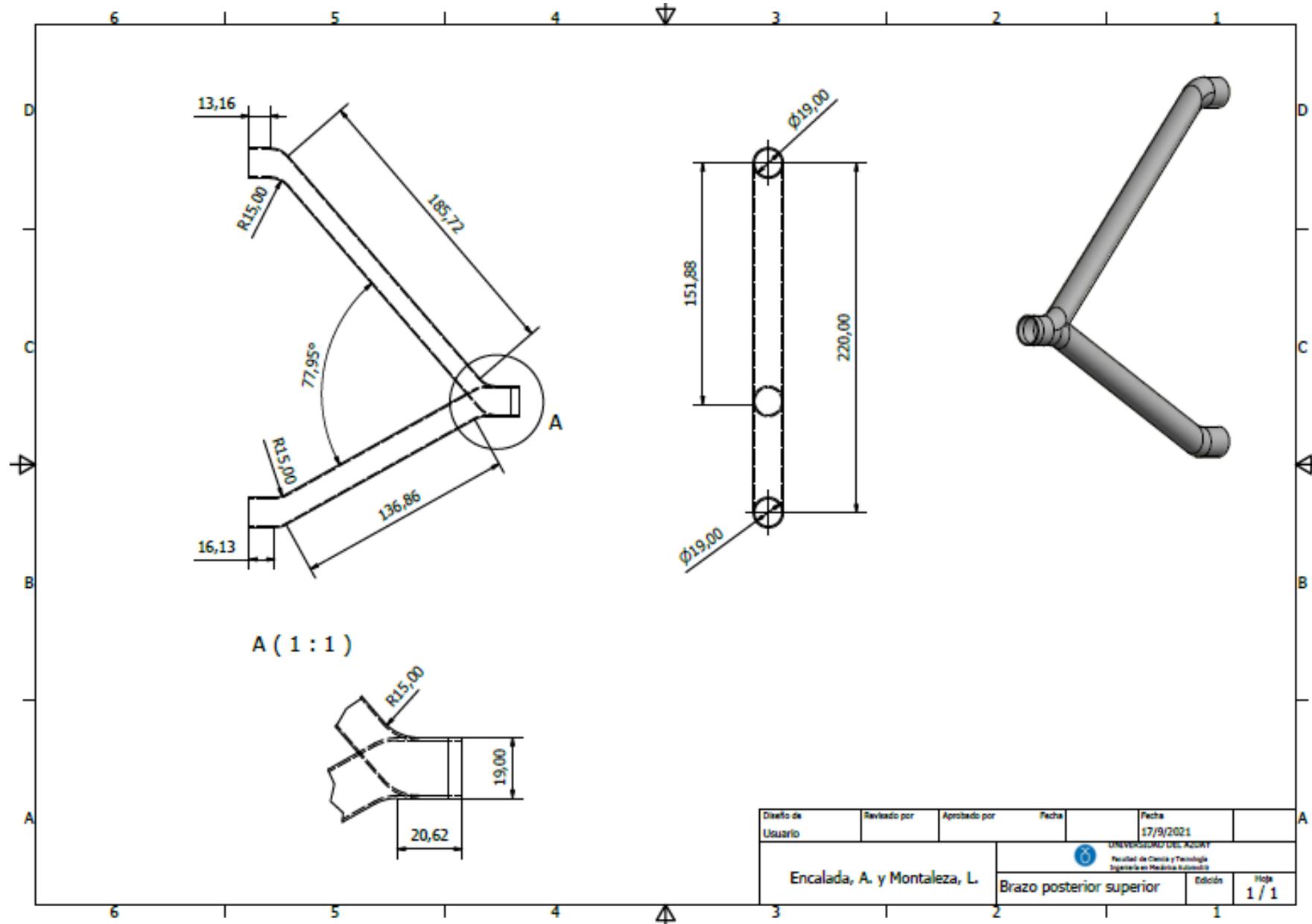
ANEXO 10



ANEXO 11

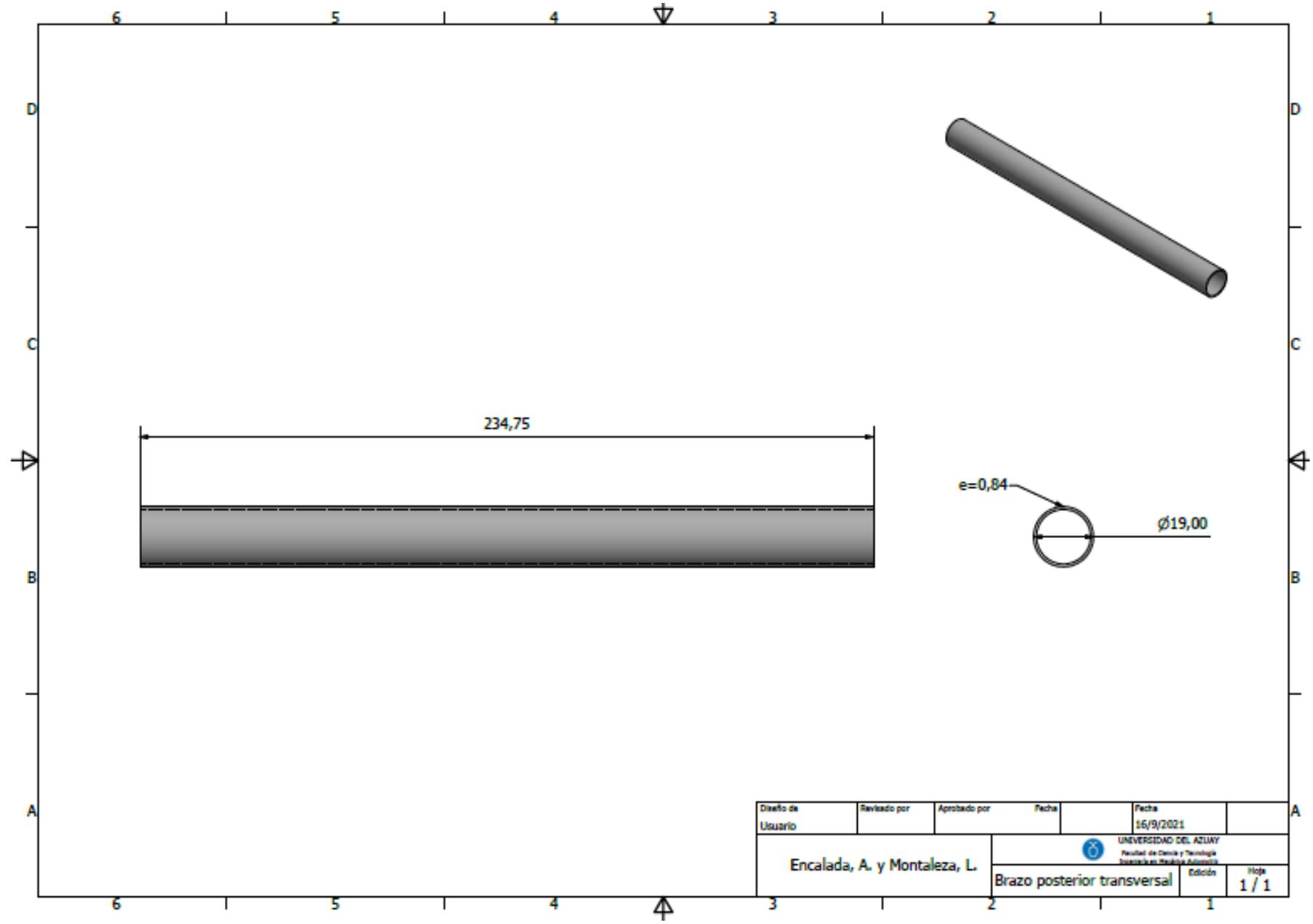


ANEXO 12



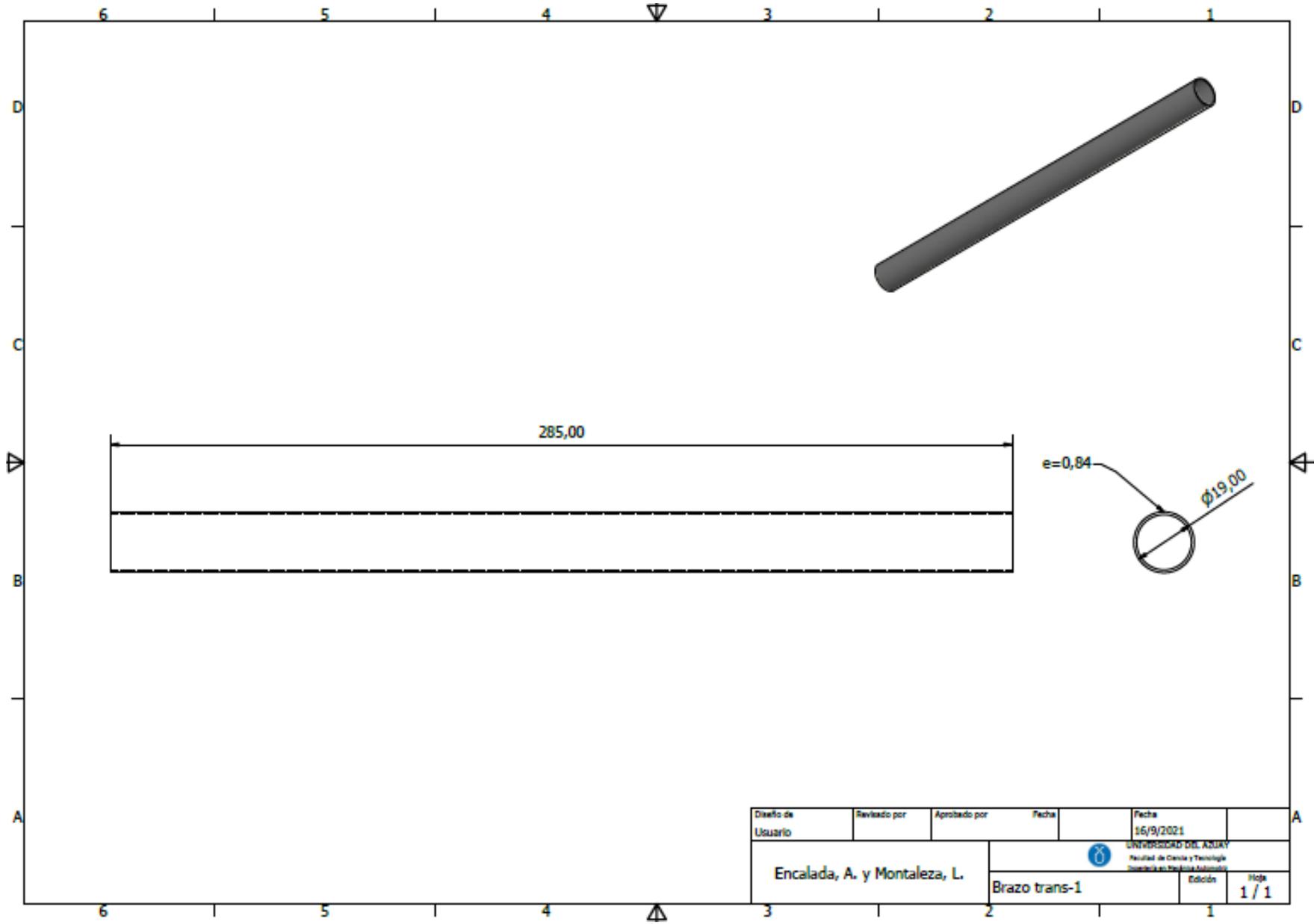
Diseño de Usuario	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
				17/9/2021	
Encalada, A. y Montaleza, L.			UNIVERSIDAD DEL AZUAY Facultad de Ciencia y Tecnología Ingeniería en Mecánica Submarina		
			Brazo posterior superior	Edición	Hoja
				1 / 1	

ANEXO 13



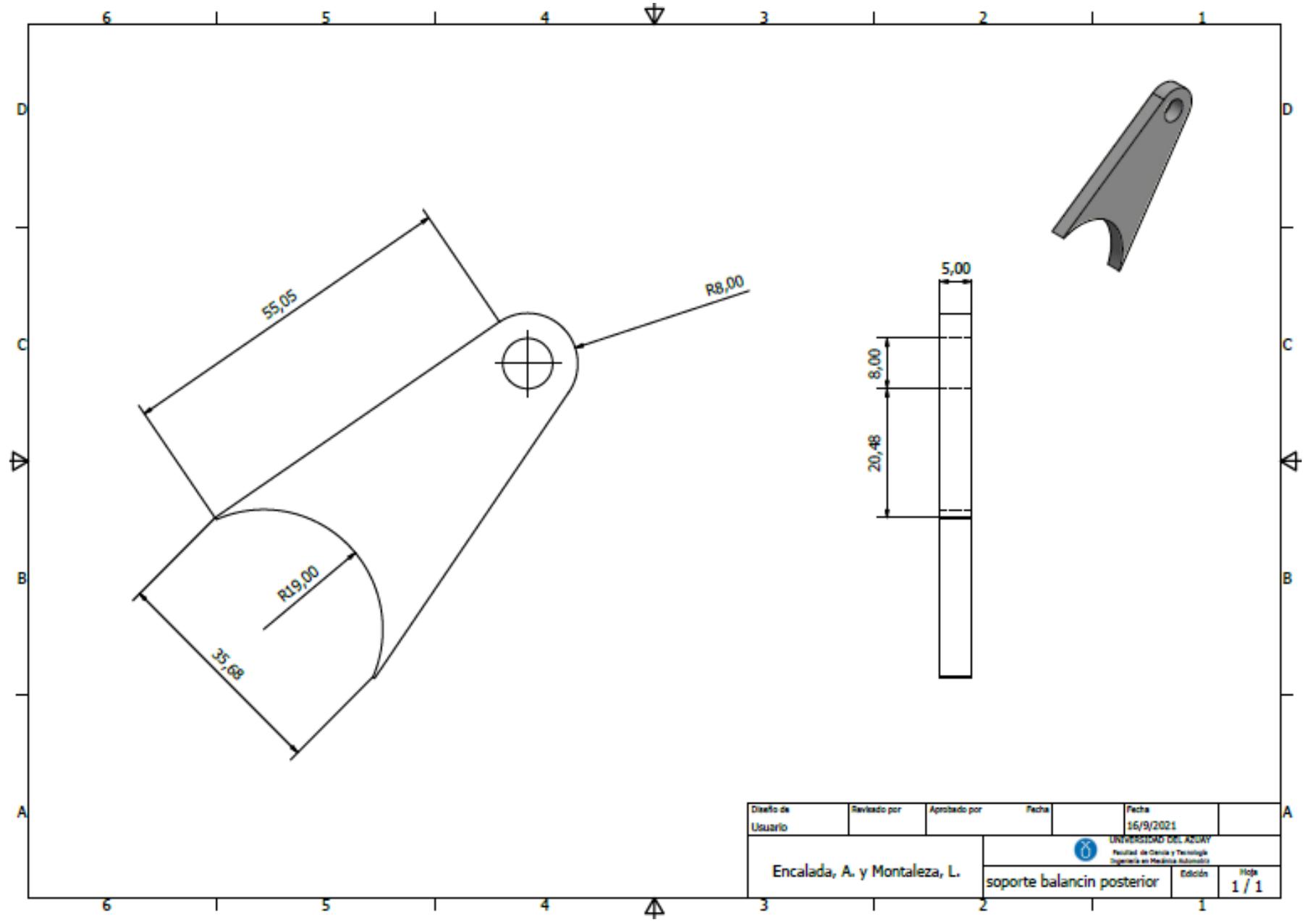
Diseño de Usuario	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
				16/9/2021	
Encalada, A. y Montaleza, L.			UNIVERSIDAD DEL AZUAY Facultad de Ciencia y Tecnología Instituto de Ingeniería y Tecnología		
			Brazo posterior transversal	Edición	Hoja 1 / 1

ANEXO 14



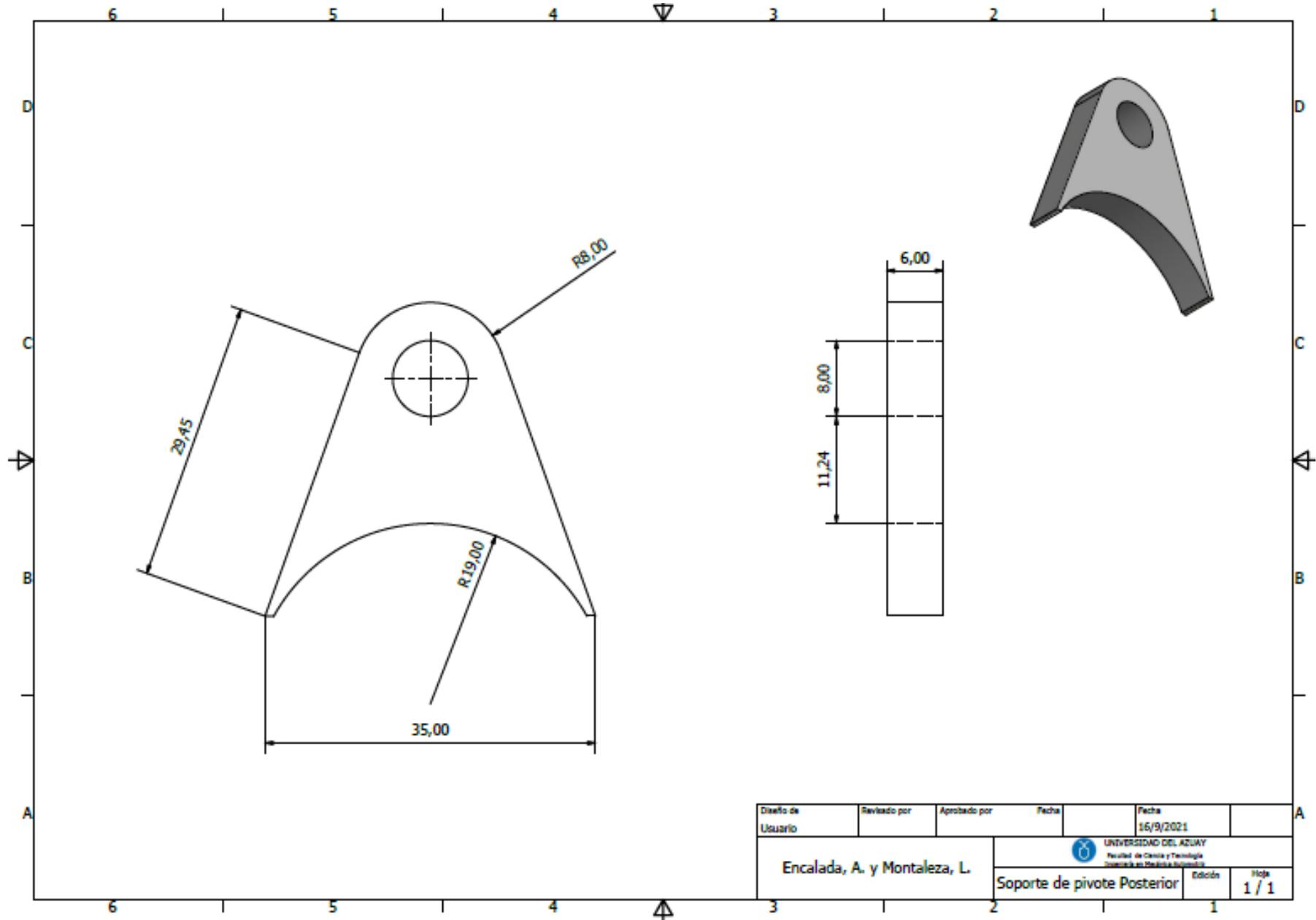
Diseño de Usuario	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
Encalada, A. y Montaleza, L.				16/9/2021
UNIVERSIDAD DEL AZUAY				
Facultad de Ciencia y Tecnología				
Instituto de Ingeniería y Tecnología				
Brazo trans-1			Edición	Hoja 1 / 1

ANEXO 15



Diseño de Usuario	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	16/9/2021
Encalada, A. y Montaleza, L.			UNIVERSIDAD DEL AZUAY Facultad de Ciencia y Tecnología Ingeniería en Mecánica Automotriz		
soporte balancin posterior				Edición	Hoja 1 / 1

ANEXO 16



Diseño de Usuario	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
				16/9/2021	
Encalada, A. y Montaleza, L.			UNIVERSIDAD DEL AZUAY Facultad de Ciencia y Tecnología Escuela de Ingeniería		
Soporte de pivote Posterior			Edición	Hoja 1 / 1	