



Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I.

Proyecto Tecnológico.

Diseño y construcción del sistema de potencia para el vehículo 4x4 BAJA SAE UAM 2024.

Licenciatura en Ingeniería Mecánica.

Alumnos:

Arias Saldaña Luis Fernando

Matricula:

2202003283

Gayou Hernández Emmanuel

Matricula:

2172000236

Vasconcelos Martínez Fredy Jair

Matricula:

2193045262

Asesor:

Ing.Romy Pérez Moreno

Co-Asesor:

Dr. Iván González Uribe

Ciudad de México, enero del 2025

Trimestre 24O

DECLARATORIA

Yo, Ing. Romy Pérez Moreno, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Ing. Romy Pérez Moreno

DECLARATORIA

Yo, Dr. Iván González Uribe, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Iván González Uribe', is written over a solid horizontal line.

Dr. Iván González Uribe

DECLARATORIA

Yo, Luis Fernando Arias Saldaña, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Luis Fernando Arias Saldaña

DECLARATORIA

Yo, Emmanuel Gayou Hernández, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Emmanuel Gayou Hernández

DECLARATORIA

Yo, Fredy Jair Vasconcelos Martínez, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Fredy Jair Vasconcelos Martínez

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: 24P Fecha: 25/SEPTIEMBRE/2024 PI-A-MEC 038-24-PT

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: ARIAS SALDAÑA LUIS FERNANDO Matrícula: 2202003283

Correo personal: LUISARIAS30100@GMAIL.COM

Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa: PERÉZ MORENO ROMY

No. económico: 23812 Adscripción/Departamento/Sección: DEPARTAMENTO DE ENERGÍA

Área de investigación: MECÁNICA Y MECATRÓNICA

Correo institucional: ROMY@AZC.UAM.MX

Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal: GONZÁLEZ URIBE IVÁN

No. económico/Teléfono: 42095 Adscripción/Puesto: DEPARTAMENTO DE ENERGÍA

Área de investigación/Departamento: MECÁNICA Y MECATRÓNICA

Correo electrónico: IGU@AZC.UAM.MX

Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE POTENCIA PARA EL VEHÍCULO 4X4 BAJA SAE UAM 2024

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?): EN006-22

OBJETIVO GENERAL

DISEÑAR E IMPLEMENTAR EL SISTEMA DE POTENCIA ADECUADO PARA EL VEHÍCULO BAJA SAE UAM 2024

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	SI	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II		24P Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica		240

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de Coordinación de Estudios

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: 24P

Fecha: 25/SEPTIEMBRE/2024

PI-A-MEC 038-24-PT

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: EMMANUEL GAYOU HERNÁNDEZ

Matrícula: 2172000236

Correo personal: egh.peracc@gmail.com

Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa: ROMY PÉREZ MORENO

No. económico: 23812 Adscripción/Departamento/Sección: DEPARTAMENTO DE ENERGÍA

Área de investigación: MECÁNICA Y MECATRÓNICA

Correo institucional: romy@azc.uam.mx

Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal: IVAN GONZÁLEZ URIBE

No. económico/Teléfono: 42095 Adscripción/Puesto: DEPARTAMENTO DE ENERGÍA

Área de investigación/Departamento: MECÁNICA Y MECATRÓNICA

Correo electrónico: igu@azc.uam.mx

Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE POTENCIA PARA EL VEHÍCULO 4X4 BAJA SAE 2024

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (2): EN006-22

OBJETIVO GENERAL

DISEÑAR E IMPLEMENTAR EL SISTEMA DE POTENCIA ADECUADO PARA EL VEHÍCULO BAJA SAE UAM 2024

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	SI	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II		24P Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica		24O

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA



PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: Fecha: PI-A-MEC

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Matrícula:
 Correo personal:

Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa:
 No. económico: Adscripción/Departamento/Sección:
 Área de investigación:
 Correo institucional:

Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:
 No. económico/Teléfono: Adscripción/Puesto:
 Área de investigación/Departamento:
 Correo electrónico:

P.A.

Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?):

OBJETIVO GENERAL

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	<input type="text" value="24P"/> Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text" value="24O"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

 Ing. Romy Pérez Moreno

Sello de la Coordinación de Estudios

DEDICATORIAS

Luis Fernando Arias Saldaña

Para mis queridos padres Elizabeth Saldaña Trejo y Juarith Fernando Arias Salazar:

Gracias por todo el apoyo que me han brindado cada día, por estar a mi lado en cada paso de este proceso y por no dejarme nunca solo. Sé que no ha sido fácil, pero gracias a ustedes he podido enfrentar cada reto y acercarme más a mis metas. No me alcanzan las palabras para agradecerles todo lo que han hecho por mí. Este logro también es de ustedes, porque sin su amor, paciencia y sacrificios no estaría donde estoy. Siempre llevé conmigo el pensamiento de que, algún día, les devolvería todo ese esfuerzo con un título universitario. Y hoy, cada vez está más cerca de ser realidad. A lo largo de este largo camino, me he dado cuenta de cuánto he crecido gracias a ustedes, y me emociona saber que este es solo el comienzo. Los amo profundamente, y no tengo dudas de que lo mejor está por venir.

Para mis hermanas Paulina Arias Saldaña, Jimena Arias Saldaña y mis sobrinos María Fernanda y Aaron:

Gracias a ustedes también, por estar siempre conmigo, por confiar en que podía lograr esta meta, por todo su amor y cariño, por darme esa sonrisa día con día, este logro es dedicado también para ustedes, sé que algún día Fer y Aaron estarán en este momento, no dejen de apoyarlos nunca, quiero verlos en un futuro con su título universitario, los amo.

Para mis abuelos tanto maternos como paternos:

Gracias por el apoyo también de ustedes, siempre estuvieron para mí en todo momento, mis abuelos aún recuerdo cuando había ocasiones que me llevaban a la escuela y cuidaban de mi en todo momento, mis abuelas por todo el amor, apoyo y cariño que me han demostrado hasta ahora, claro que este logro también es para ustedes, se lo emocionadas porque llegara este momento, no se me olvida las veces que me han preguntado cuanto me falta por terminar, y ver la emoción al responderles, el momento ha llegado. Los amo.

Para Valeria Hernández Campos:

Claro que eres parte de este proceso, gracias por todo el apoyo que me brindaste día tras día, por más difícil que fuera este proceso, decidiste no rendirte y apoyarme hasta hoy en día, aún recuerdo cuando estaba en duda en si entrar o no a este proyecto, me motivaste y lograste que cumpliera el sueño que tenía desde el primer trimestre que me entere que estaba el proyecto, gracias por escucharme, cuidarme, aconsejarme y por amarme de la manera en que lo haces. Me sobran palabras para agradecerte tanto, esto solo es el comienzo, lo mejor está por venir para ambos, te amo.

Emmanuel Gayou Hernández

Para mi madre Soledad Angélica Gayou Hernández.

De ti aprendí que siempre hay que seguir luchando por más dura que sea la batalla y seguir adelante a pesar de las circunstancias; a respetar los lazos familiares; a tratar con amabilidad a las personas, no importando la apariencia de estas; pero sobre todo a siempre mantener una sonrisa en la cara por más cansado que me encuentre. A ti mi ejemplo de vida hoy y siempre; agradezco todo el apoyo brindado, no sólo en mi trayectoria académica, sino, durante toda mi vida. Gracias por siempre confiar en mí. Te amo madre.

A mis hermanas Salma y Maye.

Son las personas que han visto de cerca mi progreso y que, de igual forma hacia ustedes, yo he visto crecer. Admiro a ambas de maneras muy distintas pero similares a la vez. A pesar de ser mis hermanas menores siempre tengo algo que aprender de ustedes y por protagonizar un poco, espero que hayan aprendido algo de mí. Que sirva el cúlmine de este proyecto como huella de que pueden subir cuestas muy agotadoras en su vida, sólo importando continuar. Te amo Salma. Te amo Maye.

A mi tía Bricia Gayou Hernández.

Has sido y seguirás siendo parte de mi vida de una manera muy importante, puesto que al igual que mi madre, me has apoyado de forma incondicional y por ese motivo siempre te estaré agradecido. Te amo, tía.

A mis amigos Carlos Iván, Israel y Amilcar.

De ti Carlos, aprendí el valor de la filosofía y la reflexión sobre las acciones, además del desarrollo intelectual. De ti Israel, aprendí el valor de ser un hombre en toda su expresión. De ti Amilcar, aprendí el valor de las emociones. Espero seguir aprendiendo de ustedes, no sería la persona que soy hoy si su influencia. Gracias por todas esas pláticas que se sienten infinitas. Los amo, hermanos.

A mi novia Nabbí.

La persona que llegó a mi vida al inicio de este proyecto, al cual directa e indirectamente ayudaste a su culminación motivándome, aconsejándome y escuchándome. Muchas gracias por estar a mi lado en los momentos felices y en los difíciles de este proyecto. Te amo.

Fredy Jair Vasconcelos Martínez

A mi madre Alicia Martínez Salazar y a mi padre Juan Vasconcelos Ortega.

Las palabras no serían suficientes para agradecerles por todo el apoyo que me han brindado durante toda mi trayectoria académica, en este proyecto plasmo una parte de todo el conocimiento que he adquirido gracias al esfuerzo de ustedes, gracias por nunca dejarme solo, los amo con toda mi alma.

A mis hermanos Jesse y Arturo.

Siempre luchen por lo que más quieren, y hagan lo que más les apasiona en esta vida, no permitan que nadie les diga que no pueden, gracias por intentarme alegrar durante todo el proceso del proyecto, recuerden que los sacrificios siempre valen la pena, los amo, aunque no se los diga tan seguido.

A mis abuelos, tías y tíos.

Gracias por siempre tratarme como un hijo o un hermano más de ustedes, sin su apoyo esto no sería posible, todos los consejos que me daban siempre eran tomados en cuenta, gracias por ser la fuente de inspiración principal para elegir la ingeniería como profesión, con cariño, su nieto y sobrino los quiere mucho.

Agradecimientos

Luis Fernando Arias Saldaña

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todos aquellos amigos que he tenido el privilegio de conocer a lo largo de mi trayectoria académica. Cada uno de ellos ha sido una fuente de apoyo y motivación constante. De igual manera, agradezco profundamente a todos los integrantes del equipo BAJA SAE UAM 2024, cuyo trabajo en conjunto y dedicación han sido fundamentales para el éxito de este proyecto.

Un agradecimiento especial a los profesores Romy Pérez Moreno e Iván González Uribe, quienes no solo me brindaron sus conocimientos, sino también su orientación y apoyo en momentos clave de este proceso. Su enseñanza ha sido esencial para mi crecimiento personal y académico.

Finalmente, no quiero dejar de reconocer la invaluable colaboración de los técnicos Ángel, César, Martín y Josué. Gracias a su dedicación, esfuerzo y trabajo práctico, este proyecto ha sido posible. Su apoyo ha sido un pilar fundamental para llevar a cabo este reto con éxito.

Emmanuel Gayou Hernández

Agradezco a mis amigos ya egresados por su valioso tiempo en los inicios de la carrera. Agradezco a mi amigo Daniel por levantarme durante esa época. De igual forma, a mis amigos del CBTIS 86 Jonathan, Ulises, Karla, Aaron y "Pato" que a pesar del tiempo y distancia seguimos unidos. A todos mis amigos de gimnasio que me han impulsado para hacer los entrenos más intensos y obligarme a dar más de mí.

Gracias, compañeros del ESCUADRON UAM, he aprendido mucho de ustedes. Agradezco su esfuerzo y resiliencia en el proyecto. Siempre recordaré esas noches de trabajo en el taller junto a ustedes.

Especial agradecimiento al profesor Romy por la confianza en el equipo y esta oportunidad que brinda al alumnado de la UAM luchando por mantener una mejora del proyecto BAJA SAE. Este proyecto me hizo crecer de una forma extraordinaria además de que me abrió el panorama a otras posibilidades de desarrollo profesional. Así como al profesor Iván por su invaluable apoyo durante el proyecto direccionando siempre hacia la mejora continua de la realización de este.

Agradezco a mi profesor de halterofilia, Tezca. Quien durante toda mi estancia académica me apoyó para seguir desarrollándome de todas las maneras posibles sin dejar la responsabilidad de gozar de buena salud física. Gracias por enseñarme el valor del físico más allá de lo superficial.

Gracias técnicos del taller de mecánica que, con sus conocimientos, tiempo, ayuda a mí y a mis compañeros se pudo finalizar el vehículo. Gracias, César, Ángel y Martín.

Fredy Jair Vasconcelos Martínez

Que sería de mí, si no los hubiera conocido durante mi formación académica, quiero agradecerles a mis amigos: Bryan, Rogelio, Emilio, Yael, Randy, Gerald, Benjamín, Jorge, Cristhian, Marcos y Antonio, por todos los momentos vividos, las altas y las bajas, pero que siempre estuvieron ahí día a día, no cabe duda de que la vida te conecta con personas que siempre te motivan a ser mejor, los quiero mucho.

Quiero agradecer a todos los integrantes y amigos del Escuadrón UAM 2024 por nunca rendirse, verlos esforzarse de esa forma como lo hicieron me llena de orgullo, no cabe duda de que esta experiencia nos sirvió para crecer profesional y personalmente, los aprecio compañeros y compañeras.

Agradezco al profesor Romy y al profesor Iván por toda la disponibilidad de tiempo, por siempre apoyarnos, y por nunca dejar de enseñarnos en todo momento durante el proyecto, así mismo a los técnicos: Ángel, César, Martín, Josué por brindarnos de su tiempo durante todo el proceso del proyecto, sus enseñanzas fueron fundamentales para atender las necesidades durante el proyecto.

Resumen

Para el diseño y construcción del sistema de potencia del vehículo 4x4 BAJA SAE UAM 2024, se inició con un análisis del diseño implementado en el modelo 2023 [1]. Este análisis permitió identificar las fallas detectadas y las áreas de oportunidad de mejora del sistema de transmisión de potencia.

Adicionalmente, se estudiaron los diseños y configuraciones de vehículos desarrollados por otros equipos, tanto a nivel nacional como internacional, con el propósito de incorporar mejoras y soluciones innovadoras.

Las modificaciones en el diseño incluyeron la creación de nuevos soportes para la caja reductora trasera, motor y el diferencial delantero, con el objetivo de reducir peso, mejorar la disposición de los componentes y facilitar su acceso. La carcasa del diferencial se fabricó en aluminio mediante un proceso de fundición, con el objetivo de reducir su peso.

En cuanto a los ejes cardán primario y secundario, se llevaron a cabo los cálculos necesarios para diseñar estos componentes con un factor de seguridad cercano a la unidad. Además, se consideró el diseño de una nueva protección, buscando reducir el costo del material utilizado en el año anterior, que consistía en fibra de carbono.

Se seleccionaron flechas con juntas homocinéticas de RZR que cumplieran con los requisitos del track determinado por la sección de dirección y el ángulo de trabajo necesario. Para su ensamble, se diseñó un cople que permitiera su acoplamiento con el diferencial existente.

Para la caja reductora trasera, se realizaron los cálculos necesarios para aumentar las dimensiones de las cuñas, las cuales presentaron fallas frecuentes el año pasado. Además, se diseñó un nuevo eje que es el encargado de transmitir la potencia al eje trasero, con el objetivo de permitir el acoplamiento de las nuevas flechas seleccionadas y aumentar la longitud del eje, de manera que se pudiera incorporar un disco de freno trasero, eso fue un requisito solicitado por la sección de masas no suspendidas.

Finalmente, se determinó que el banco de pruebas a construir se mediría directamente desde el vehículo, debido a la ausencia de un dispositivo capaz de medir los parámetros específicos que se requerían. Por este motivo, se llevaría cabo la prueba utilizando tres resortes de con distinta rigidez cada uno. Sin embargo, por cuestiones de tiempo no se lograron realizar estas pruebas.

Todos los componentes del tren de potencia fueron modelados en el software SolidWorks para determinar su mejor acomodo. Posteriormente, los diseños se simularon en el software ANSYS utilizando el método de elemento finito, con el fin de validar los valores obtenidos y analizar su comportamiento bajo distintas cargas. En estas simulaciones se obtuvieron valores como la deformación total de los componentes, el factor de seguridad y el esfuerzo equivalente de Von Mises.

Tabla de contenido

1.	Introducción, antecedentes y justificación.....	1
1.1	Introducción.....	1
1.2	Antecedentes.....	2
1.3	Justificación.	2
2.	Objetivos	3
2.1	Objetivo general.....	3
2.2	Objetivos particulares.	3
3.	Marco teórico	4
3.1	Tren de potencia.....	4
3.1.1	Motor.	4
3.1.2	Transmisión Variable Continua.....	4
3.1.3	Diferencial.	5
3.1.4	Caja de engranes.....	6
3.2	Fundición en arena.....	6
3.3	Fallas por fatiga debido a cargas variables.....	8
3.3.1	Límite de resistencia a la fatiga.	8
3.3.2	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.	9
3.3.3	Factor de superficie k_d	9
3.3.4	Factor de tamaño k_b	10
3.3.5	Factor de carga k_c	10
3.3.6	Factor de temperatura k_d	10
3.3.7	Factor de confiabilidad k_e	12
3.3.8	Factor de efectos varios k_f	12
3.4	Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca.	12
3.5	Caracterización de esfuerzos fluctuantes.....	14
3.6	Diseño de ejes.....	15
3.7	Cuñas.....	17
3.8	Uniones.....	19
3.9	Baleros.....	20
3.10	Maquinaria para procesos de maquinado: Torno y fresa.	23
3.10.1	Torno.....	23
3.10.2	Fresadora	26
3.10.3	Velocidad de corte	29

3.11	Avance.....	29
3.11.1	Avance en Torno.....	29
3.11.2	Avance en Fresa.....	30
3.12	Tolerancias y ajustes	30
4.	Desarrollo del proyecto.....	35
4.1	Análisis del vehículo 4X4 BAJA SAE UAM 2023.....	35
4.2	Diseño del sistema de potencia para el vehículo 4X4 BAJA SAE UAM 2024	35
4.2.1	Diferencial delantero.	35
4.2.2	Selección de baleros para caja de reducción trasera y diferencial delantero.....	43
4.2.3	Flechas con juntas homocinéticas	44
4.2.4	Acoplamiento de las flechas.....	44
4.2.5	Eje de transmisión.....	50
4.2.6	Soportes de caja de reducción trasera y diferencial delantero.....	57
4.2.7	Soporte de motor.....	60
4.2.8	Caja de reducción trasera.....	63
4.2.9	Eje trasero	63
4.2.10	Cuñero del eje intermedio	67
4.2.11	CVT.....	68
4.2.12	Ensamble del sistema de potencia	69
4.2.13	Protecciones del eje de transmisión.....	71
4.2.14	Protección CVT	75
4.2.15	Soporte del tanque de gasolina.....	82
5.	Resultados	85
5.1	Soporte de motor.....	85
5.2	Soporte caja de reducción trasera	88
5.3	Soporte del diferencial delantero	90
5.4	Cardán primario y secundario.....	91
5.5	Cople	92
5.6	Eje trasero.....	93
5.7	Reducción de peso del diferencial delantero	94
5.8	Reducción de peso del cardan primario y secundario	95
5.9	Reducción de masa en los semiejes y flechas.....	95
5.10	Pruebas dinámicas del vehículo.....	96
5.10.1	Prueba de funcionamiento en general	96

5.10.2	Prueba de arrastre	96
5.10.3	Prueba de aceleración	97
5.10.4	Prueba de troncos.....	98
6.	Análisis y discusión de resultados	99
6.1	Soporte del motor	99
6.2	Refuerzos de la jaula para el soporte del motor y la caja de engranes.....	99
6.3	Diferencial delantero.....	99
6.4	Coples	99
6.5	Flechas.....	99
6.6	Cardán	100
6.7	Caja de reducción trasera	100
6.8	CVT	100
6.9	Protección de la CVT	101
6.10	Protección del cardán.....	101
6.11	Protección de juntas cardán	101
6.12	Motor	101
6.13	Pruebas dinámicas	102
7.	Conclusiones.....	103
8.	Referencias bibliográficas	105
9.	Apéndices	107
10.	Entregables	108

Índice de figuras

Figura 1. Tren de potencia 4x4.....	1
Figura 2. Motor Kohler CH440.....	4
Figura 3. CVT Comet 790.....	5
Figura 4. Diferencial Olinko 03.....	5
Figura 5. Estructura de la caja de engranes.....	6
Figura 6. Gráfica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias a la tensión [6].	8
Figura 7. Gráfica de los resultados de 145 pruebas de 21 aceros al carbono y aleados [6].	11
Figura 8. Sensibilidad a la muesca para casos sometidos a flexión inversa [6].	13
Figura 9. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa [6].	13
Figura 10. Valor de K_{ts} [6].....	14
Figura 11. Relación esfuerzo-tiempo [6].	14
Figura 12. Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla [6].	15
Figura 13. Tipos de cuñas: a) Cuña cuadrada, b) Cuña redonda.....	17
Figura 14. Conexión sujeta a carga cortante [6].	19
Figura 15. Falla por flexión en una conexión [6].	19
Figura 16. Falla por cortante puro [6].....	20
Figura 17. Rodamiento rígido de bolas [8].	21
Figura 18. Rodamiento de rodillos cilíndricos [9].	21
Figura 19. Rodamiento de rodillos cónicos [10].	22
Figura 20. Rodamiento de agujas [11].	22
Figura 21. Balero 2RS [12].	23
Figura 22. Partes de un torno [14].	24
Figura 23. Operaciones en torno [16].	26
Figura 24. Partes de una fresadora [17].	27
Figura 25. Operaciones en fresadora [18].	28
Figura 26. Ejemplos de tolerancias [7].	31
Figura 27. Tipos de ajuste [7].	34
Figura 28. Carcasas desmontadas.....	36
Figura 29. Arena desprendida parte 1.	36

Figura 30. Arena desprendida parte 2.	36
Figura 31. Tapa de madera lateral.....	37
Figura 32. Tapa de madera frontal.	37
Figura 33. Ajustes con cinta.	37
Figura 34. Fundición.....	38
Figura 35. Carcasas de aluminio.	38
Figura 36. Limado de las carcasas.....	39
Figura 37. Desbaste en fresadora	40
Figura 38. Ranurado en torno.....	41
Figura 39. Roscado en barrenos	41
Figura 40. Fresado en la parte frontal.....	42
Figura 41. Ranurado en la parte frontal	42
Figura 42. Ensamble del diferencial delantero	43
Figura 43. Baleros del diferencial delantero dañados	43
Figura 44. Baleros nuevos con protección.....	44
Figura 45. Flechas RZR EFI 800.	44
Figura 46. Diseño del cople.....	45
Figura 47. Cilindrado a 7/8 de pulgada.	55
Figura 48. Cilindrado a 39/64 de pulgada.	56
Figura 49. Proceso de los cuñeros.	56
Figura 50. Cardán terminado.....	56
Figura 51. Soporte del diferencial delantero.	57
Figura 52. Soporte de la caja de reducción trasera.	57
Figura 53. Proceso de corte.	59
Figura 54. Ranurado del soporte.	59
Figura 55. Ensamble del soporte del diferencial.	60
Figura 56. Ensamble del soporte de la caja de reducción trasera.....	60
Figura 57. Diseño del soporte del motor.....	60
Figura 58. Corte en sierra de mesa.	62
Figura 59. Barrenado del soporte.	62

Figura 60. Soporte de motor inicial.....	63
Figura 61. Eje trasero.....	67
Figura 62. CVT Comet 790.....	68
Figura 63. Configuración de bandas.....	69
Figura 64. Acomodo final de la CVT.....	69
Figura 65. Ensamble del sistema de potencia parte delantera.....	70
Figura 66. Ensamble del sistema de potencia parte trasera.....	70
Figura 67. Protección del eje de transmisión (cardán).....	71
Figura 68. Protección de juntas universales.....	71
Figura 69. Corte de la protección de la CVT.....	75
Figura 70. Rolado de la protección.....	76
Figura 71. Resultado final de la protección de la CVT.....	76
Figura 72. Soporte del tanque de gasolina vista inferior.....	82
Figura 73. Soporte del tanque de gasolina vista lateral.....	82
Figura 74. Deformación total del soporte de motor.....	85
Figura 75. Factor de seguridad del soporte del motor.....	85
Figura 76. Flexión en el tubo de la jaula.....	86
Figura 77. Deformación total del tubo de la jaula.....	86
Figura 78. Refuerzos en el tubo.....	87
Figura 79. Modificación al soporte del gobernador del motor.....	87
Figura 80. Modificación del soporte del motor.....	88
Figura 81. Deformación total del soporte de la caja de reducción trasera.....	88
Figura 82. Factor de seguridad del soporte de la caja de reducción trasera.....	89
Figura 83. Deformación total del soporte modificado.....	90
Figura 84. Factor de seguridad del soporte modificado.....	90
Figura 85. Deformación total del soporte del diferencial delantero.....	91
Figura 86. Factor de seguridad del soporte del diferencial delantero.....	91
Figura 87. Deformación total del eje cardán.....	92
Figura 88. Factor de seguridad del eje cardán.....	92
Figura 89. Deformación total del cople.....	93

Figura 90. Factor de seguridad del cople.....	93
Figura 91. Deformación total del eje trasero.	94
Figura 92. Factor de seguridad del eje trasero.	94
Figura 93. Prueba de funcionamiento en general.	96
Figura 94. Prueba de arrastre.....	97
Figura 95. Prueba de aceleración.....	98
Figura 96. Prueba de troncos.	98
Figura 97. Diseño del banco de pruebas.	101
Figura 98. Fuga de aceite de la caja de reducción trasera	102

Índice de tablas

Tabla 1. Densidades de aleaciones de fundición seleccionadas [5].....	7
Tabla 2. Parámetros en el factor de condición superficial.....	10
Tabla 3. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero	11
Tabla 4. Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar.	12
Tabla 5. Dimensiones de aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar.	18
Tabla 6. Intervalos de tolerancia fundamentales [7].....	32
Tabla 7. Calidad con respecto a los procesos de fabricación [7].....	33
Tabla 8. Ajustes principales [7].....	34
Tabla 9. Reducción de masa carcasas del diferencial delantero.....	94
Tabla 10. Reducción de masa del cardán secundario.	95
Tabla 11. Reducción de masa del cardán primario.....	95
Tabla 12. Reducción de masa en las flechas.	95
Tabla 13. Reducción de masa en los coples	96
Tabla 14. Resultados de la prueba de aceleración	97

1. Introducción, antecedentes y justificación.

1.1 Introducción.

En este documento se propuso el diseño del tren de potencia 4x4 para el vehículo BAJA SAE UAM 2024. Este vehículo participó únicamente en las pruebas estáticas en la competencia nacional organizada por la SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices), llevada a cabo la edición del 2024 en el estado de Nuevo León, en el cual compitieron universidades de diversos estados.

Inicialmente, se identificaron las áreas de mejora en el tren de potencia del vehículo del 2023. Posteriormente, se diseñó un tren de potencia enfocado en mejorar su desempeño, reducir el peso de varios componentes y corregir las fallas que se tuvieron en el vehículo anterior. El diseño y la disposición del tren de potencia se realizaron utilizando el software SolidWorks, y su representación se muestra en la Figura 1.

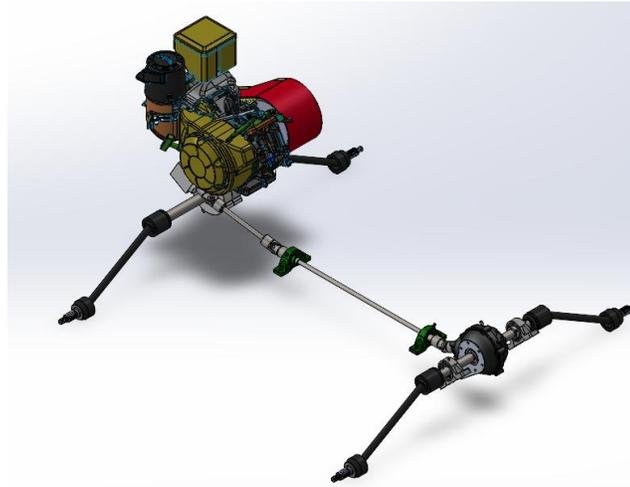


Figura 1. Tren de potencia 4x4

El sistema de potencia cuenta con un motor Kohler CH440 de 14 hp, limitado a 9.4 hp mediante una placa restrictiva. La transmisión que se utilizó es una CVT Comet 790, mientras que la distribución de potencia a los ejes delantero y trasero se realiza a través de una caja reductora trasera, que transmite la potencia al eje delantero mediante un cardán primario y uno secundario.

El eje de transmisión delantero recibe la potencia a través de un diferencial Olinko 03. Finalmente, la transmisión a las 4 ruedas está a cargo de flechas de un RZR EFI 800 y un cople que fueron diseñados para satisfacer el reglamento de la competencia.

El sistema de potencia incorpora protecciones HROE (High Rotational Output Elements), diseñadas específicamente para el tren motriz. Estas protecciones, exigidas por el reglamento de la competencia, deben estar fabricadas con un material especificado y se aplican a todos los elementos rotatorios, incluyendo la transmisión variable continua (CVT), el cardán y las juntas universales.

1.2 Antecedentes.

En el año 2023, alumnos de la UAM Azcapotzalco, realizaron el reporte titulado “Diseño e implementación de un sistema de potencia 4x4 para un vehículo BAJA SAE UAM 2023” [1]. En el escrito se describe el proceso para la construcción del sistema de transmisión de potencia usado en ese vehículo 4x4. Este reporte sirve como base para conocer las condiciones anteriores en el vehículo y proponer el diseño que mejore el sistema de potencia para la competencia 2024.

En el año 2024, alumnos de la Universidad del Norte de Arizona, publicaron el reporte “Final Design Report – SAE Baja 2023-2024” [2]. En el reporte se detalla el desarrollo y construcción de un vehículo BAJA SAE 4x2. Este trabajo sirvió como referencia para conocer otras formas de trabajo en vehículos BAJA SAE de forma internacional.

En el año 2016, estudiantes de la India, publicaron un artículo de investigación de título “Performance optimization of Continuously Variable Transmisión (CVT) using Data Acquisition systems (DAQ)” [3]. En este artículo se presenta una forma de someter a pruebas de rendimiento a una CVT Comet 780. Este trabajo ayudará a realizar el banco de pruebas para encontrar la configuración más adecuada en el vehículo 2024.

1.3 Justificación.

El diseño del tren de potencia 4x4 para el vehículo BAJA SAE UAM 2024 responde a la necesidad de mejorar el desempeño y la competitividad en una competencia nacional, organizada por la SAE.

Este proyecto no solo busca corregir las fallas identificadas en el modelo 2023, sino también aprovechar las áreas de oportunidad de mejora y la incorporación de soluciones innovadoras basadas en el análisis de diseños previos. El desarrollo del tren de potencia con herramientas avanzadas como SolidWorks y ANSYS asegura el cumplimiento de los estándares requeridos por la competencia.

2. Objetivos

2.1 Objetivo general.

Diseñar e implementar el sistema de potencia adecuado para el vehículo BAJA SAE UAM 2024.

2.2 Objetivos particulares.

Diseñar y construir un banco de pruebas para la CVT Comet 790.

Determinar experimentalmente en un banco de pruebas la mejor posible configuración para la CVT Comet 790.

Diseñar cuñeros más resistentes para la caja de engranes.

Diseñar juntas homocinéticas que permitan un radio de giro de 3000 mm a 4000 mm en el vehículo.

Diseñar el cardán con un factor de seguridad cercano a la unidad.

Diseñar la carcasa del diferencial delantero.

Determinar las condiciones de esfuerzos y deformaciones de los elementos diseñados mediante software de elemento finito.

Analizar la manufactura o compra de elementos comerciales necesario para el sistema de potencia.

Manufacturar los componentes del sistema de potencia que se decida no adquirir.

Implementar el sistema de potencia en el vehículo.

Realizar una evaluación comparativa del desempeño con respecto al vehículo anterior.

Verificar y de ser necesario modificar el sistema en la competencia BAJA SAE México 2024

3. Marco teórico

3.1 Tren de potencia.

El sistema de transmisión de potencia en un vehículo BAJA SAE es un conjunto de componentes mecánicos que transmiten la potencia generada por el motor a las ruedas.

Los componentes principales en un vehículo BAJA SAE son:

- Motor
- CVT (Transmisión Variable Continua)
- Diferencial delantero
- Caja de engranajes
- Semiejes y ejes de transmisión

3.1.1 Motor.

De acuerdo con los requisitos establecidos por el reglamento de la competencia BAJA SAE 2024, se requiere un motor Kohler CH440 [4]. En la Figura 2 se muestra el motor.



Figura 2. Motor Kohler CH440

El motor Kohler CH440 es un motor de combustión interna de cuatro tiempos, el modelo utilizado ofrece una potencia de 14 hp.

Con fines de la competencia este motor cuenta con una placa que restringe la potencia suministrada a 9.4 hp, misma que otorga Baja SAE.

Especificaciones del motor:

- Par mecánico: 18.5 ft-lb
- Velocidad: 3600 rpm

3.1.2 Transmisión Variable Continua.

La transmisión que se utilizó para el vehículo BAJA SAE 2024 es la CVT Comet 790 que se muestra en la Figura 3, misma que se utilizó para el vehículo del año 2023, esta transmisión ofrece una amplia gama de relaciones de transmisión, lo que permite una mayor flexibilidad en diferentes condiciones de conducción.

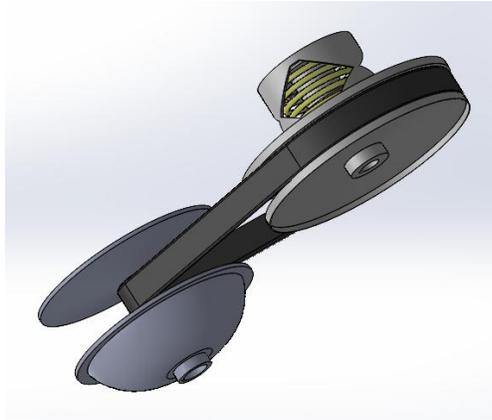


Figura 3. CVT Comet 790

Esta CVT Comet 790 nos ofrece una relación de transmisión en baja de 3.38:1 y en alta de 0.54:1.

Para una mejor comprensión de la diferencia del funcionamiento entre una caja de velocidades y una caja de transmisión variable continua, consulte el reporte “Diseño e implementación de un sistema de potencia 4x4 para un vehículo BAJA SAE UAM 2023” [2].

3.1.3 Diferencial.

El diferencial es un componente utilizado en sistemas de transmisión de vehículos, funciona mediante un sistema de engranajes y componentes de deslizamiento limitado, el diferencial permite que las ruedas de un vehículo giren a diferentes velocidades mientras se mantiene la tracción y la estabilidad.

Para el vehículo 2024 se utiliza el diferencial Olinko 03 como diferencial delantero, utilizada de igual forma en el vehículo del 2023, en la Figura 4 se muestra este componente.

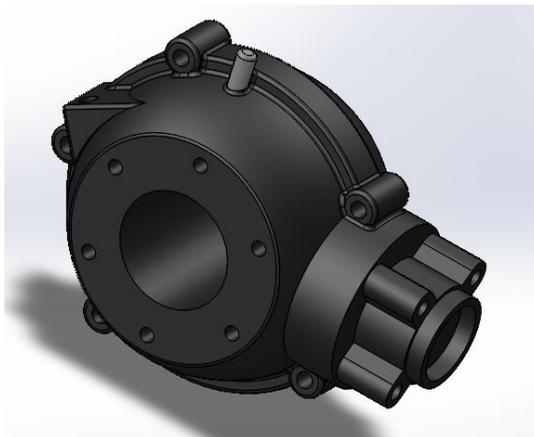


Figura 4. Diferencial Olinko 03

Especificaciones del diferencial:

- Peso: 8 kg.
- Dientes corona: 37

- Dientes piñón: 13
- Relación de transmisión: 2.84

3.1.4 Caja de engranes.

Una caja de engranes es un componente mecánico que consta de un conjunto de engranes que engrana entre sí para cambiar la relación de velocidad entre el eje de entrada y el eje de salida, esto se realiza a través de una fuente de energía o motor.

La caja de engranes que se utiliza para el vehículo BAJA SAE UAM 2024 es de doble reducción, esta caja cumple con la misma función de un diferencial cerrado, esto permitiendo que ambas ruedas giren a la misma velocidad en todo instante.

En la Figura 5 se muestra la estructura de la caja de engranes utilizada para el vehículo 2024.

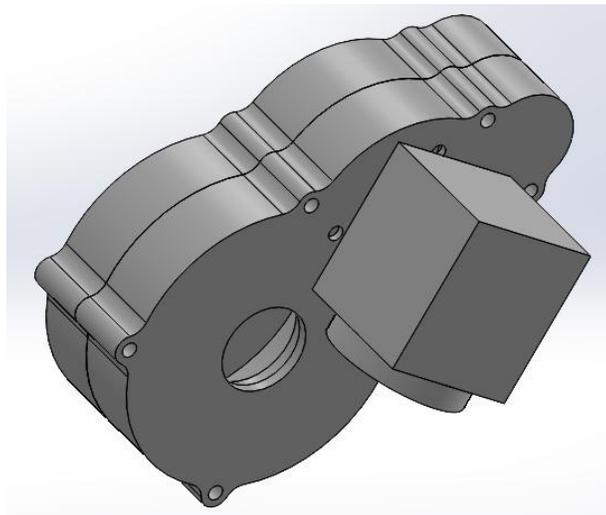


Figura 5. Estructura de la caja de engranes.

Especificaciones:

- Reducción al cardán: 3.27:1
- Reducción al eje trasero: 9.3:1
- Peso: 7 kg
- Salida delantera a 90°

3.2 Fundición en arena.

La fundición en arena es el proceso que se usa con más amplitud, pues es responsable de la mayoría del total del peso de los fundidos. Casi todas las aleaciones de fundición pueden fundirse con arena. La fundición en arena también conocida como fundición en molde de arena, consiste en verter metal derretido en un molde de arena y dejar que se solidifique, para luego romper el molde y retirar el fundido.

La cavidad del molde de arena se forma por la compresión de arena alrededor de un moldeo, y luego se retira el moldeo separando el molde en dos mitades. Así mismo el molde debe contener el sistema de paso o el sistema de vaciado y la mazarota [5].

Para formar la cavidad del molde, se realiza el método de compactación, existen varios métodos para realizar este proceso de compactación, el más simple es golpear con la mano.

Para determinar la calidad del molde de arena se emplean diferentes indicadores: 1) resistencia, 2) permeabilidad, 3) estabilidad térmica, 4) colapsabilidad, 5) reutilización.

Una secuencia de las etapas de la producción de un proceso de fundición en arena se muestra a continuación

- Preparación de la arena.
- Materia prima en el horno para fundición.
- Fabricación del molde según la pieza.
- Vertido de la fundición.
- Solidificación y enfriamiento.
- Remoción del molde de arena.
- Limpieza e inspección de la pieza.
- Fundición terminada.

La selección de un metal adecuado para la fundición es crucial, ya que su densidad influye significativamente en el proceso. Al elegir un metal, es importante considerar los siguientes factores:

- Propiedades mecánicas del material.
- Flujo del metal durante la fundición.
- Contracción del material durante el enfriamiento.
- Peso y estabilidad de la pieza final.
- Control de la temperatura durante la fundición.

Por ello en la Tabla 1 se muestran algunas densidades de aleaciones de fundición comúnmente seleccionadas para realizar alguna fundición.

Tabla 1. Densidades de aleaciones de fundición seleccionadas [5].

Material	Densidad		Material	Densidad	
	[g/cm ³]	[lb/in ³]		[g/cm ³]	[lb/in ³]
Aluminio (con pureza de 99%)	2.70	0.098	Hierro colado	7.16	0.260
Aleación de aluminio-silicio	2.65	0.096	Cobre (con pureza de 99%)	8.73	0.317
Aluminio-cobre (92% de aluminio)	2.81	0.102	Plomo (puro)	11.30	0.410
Latón	8.62	0.313	Acero	7.82	0.284

Así también para poder obtener la masa aproximada de alguna pieza para nuestro vehículo podemos emplear la siguiente ecuación (1)

$$m = \rho * v \tag{1}$$

Donde:

m : masa.

P : densidad del material.

v : volumen de nuestra pieza.

3.3 Fallas por fatiga debido a cargas variables.

El comportamiento de partes de máquinas es completamente diferente cuando se someten a cargas que varían con el tiempo, las fallas por fatiga son un problema común en muchos sistemas mecánicos.

Es decir, las fallas por fatiga son la falla temprana de un componente o elemento de una máquina debido a la repetición de cargas o descargas cíclicas, por lo general son causadas por una operación normal o por factores externos como las vibraciones.

3.3.1 Límite de resistencia a la fatiga.

Determinar los límites de resistencia a la fatiga resulta un procedimiento extenso, por ello se requiere un método rápido para estimar los límites de resistencia.

Existen grandes cantidades de datos sobre los resultados de ensayos de viga rotativa y ensayos a tensión simple de muestras tomadas de una misma barra, en la Figura 6 se presenta la correlación entre los dos conjuntos de resultados [6].

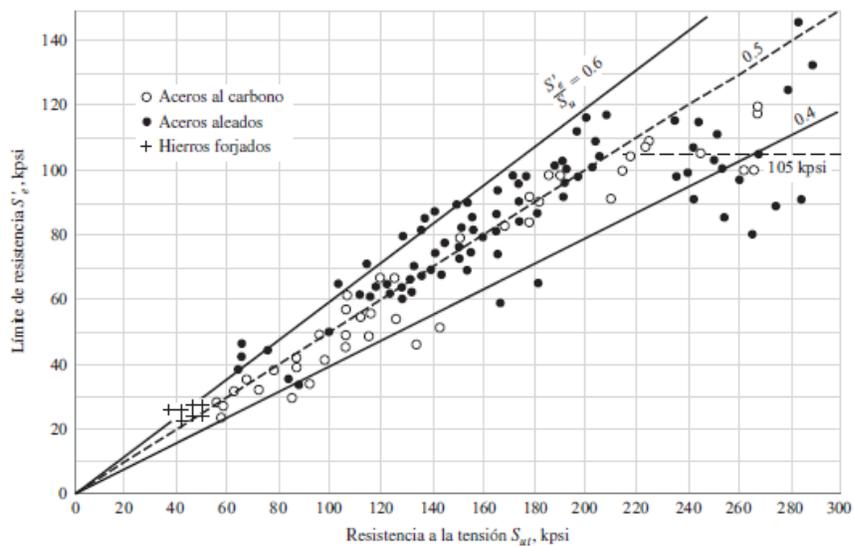


Figura 6. Gráfica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias a la tensión [6].

La gráfica sugiere que el límite de resistencia varía desde aproximadamente 40 hasta 60% de la resistencia a la tensión para aceros y hasta alrededor de 210 kpsi (1450 MPa). Ahora se presenta un método para obtener los límites de resistencia a la fatiga, en el caso de los aceros, se estimará el límite de resistencia como [6].

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut}, & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi}, & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa}, & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2)$$

3.3.2 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Los factores que modifican el límite a la resistencia a la fatiga son fundamentales para entender cómo se comportan los materiales sometidos a fatiga, debido a que en un ensayo en máquina rotativa en un laboratorio se determinan los límites de resistencia a la fatiga de manera muy controlada.

Por tales cuestiones no podemos esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico iguale los valores obtenidos en un laboratorio.

Algunos factores que modifican el límite de la resistencia a la fatiga son: el material, la manufactura, el entorno, el diseño [6].

Marín identificó factores que cuantifican y corrigen la resistencia a la fatiga de un material en función de varios parámetros que pueden afectar su comportamiento en función. La ecuación de Marín se escribe como:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (3)$$

Donde:

k_a es el factor de modificación por condición superficial

k_b es el factor de modificación por el tamaño

k_c es el factor de modificación por carga

k_d es factor de modificación por la temperatura

k_e es el factor de confiabilidad

k_f es factor de modificación por efectos varios

S'_e es límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e es límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

3.3.3 Factor de superficie k_a .

El factor de superficie depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión.

A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de parte de máquinas, las coordenadas de los puntos de datos se recopilaron nuevamente de una gráfica del límite de resistencia a la fatiga contra la resistencia última a la tensión, a partir de datos recolectados por

Lipson y Noll y reproducidos por Horger. Los datos pueden representarse mediante la ecuación (4) [6].

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (4)$$

Donde los valores a y b se encuentran en la Tabla 2 y S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión.

Tabla 2. Parámetros en el factor de condición superficial

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	Sut [kpsi]	Sut [Mpa]	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

3.3.4 Factor de tamaño k_b .

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107}, & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157}, & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (\frac{d}{7.62})^{-0.107} = 1.24d^{-0.107}, & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157}, & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (5)$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual $k_b = 1$ [6].

3.3.5 Factor de carga k_c .

Las estimaciones del límite de resistencia, normalmente se obtienen de pruebas realizadas con torsión completamente reversible. Con la carga de torsión o axial, las pruebas de fatiga indican diferentes relaciones entre el límite de resistencia y la resistencia máxima para cada tipo de carga.

Estas diferencias pueden explicarse con un factor de carga para ajustar el límite de resistencia obtenido de la flexión [6].

$$k_c = \begin{cases} 1, & \text{flexión} \\ 0.85, & \text{axial} \\ 0.59, & \text{torsión} \end{cases} \quad (6)$$

Solo se utiliza el factor de carga de torsión para la carga de torsión de fatiga pura, cuando se combinan con otras cargas como la flexión, se establece $k_c = 1$ [6].

3.3.6 Factor de temperatura k_d .

Cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura ambiente, la fractura frágil es una posibilidad fuerte, cuando las temperaturas de operación son mayores que la temperatura

ambiente, primer se debe investigar la fluencia porque la resistencia a esta disminuye con rapidez con la temperatura [6].

La Tabla 3 se obtuvo a partir de la Figura 7 mediante el empleo de los datos de la resistencia a la tensión, esta tabla representa 145 ensayos de 21 diferentes aceros al carbono y aleados [6].

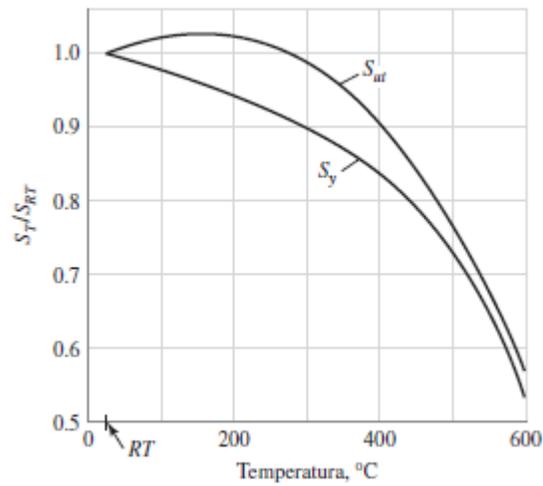


Figura 7. Gráfica de los resultados de 145 pruebas de 21 aceros al carbono y aleados [6].

Un ajuste de curva polinomial de cuarto orden de los datos subyacentes de la Figura 7 proporciona la ecuación (7) [6].

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4 \quad (7)$$

Donde $70 \leq T_F \leq 1000 \text{ } ^\circ F$.

Tabla 3. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Temperatura [°C]	ST/SRT	Temperatura [°F]	ST/SRT
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Si no se conoce el límite de la resistencia a la fatiga de una viga rotativa, entonces se calcula mediante la ecuación (7) y la resistencia a la tensión con temperatura corregida que se obtiene mediante el factor de la Tabla 3. Entonces use $k_d = 1$.

3.3.7 Factor de confiabilidad k_e .

El análisis que se presenta aquí es aplicable a la dispersión de datos como la que se muestra en la Figura 6 donde el límite medio de resistencia a la fatiga es $S'_e/S_{ut} \approx 0.5$, o como lo da la ecuación (2).

En la Tabla 4 se proporcionan los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar especificadas [6].

Tabla 4. Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar.

Confiabilidad, [%]	Variación de transformación Z_a	Factor de confiabilidad K_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

3.3.8 Factor de efectos varios k_f .

Aunque el factor k_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores de k_f no siempre están disponibles [6].

3.4 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca.

Se puntualizó que la existencia de irregularidades o discontinuidades, como orificios, ranuras o muescas incrementa de manera significativa los esfuerzos teóricos en la vecindad inmediata de la discontinuidad [6].

El factor k_f se denomina comúnmente factor de concentración del esfuerzo por fatiga. Entonces es conveniente pensar en k_f como un factor de concentración del esfuerzo reducido de k_t debido a la disminución de la sensibilidad a la muesca.

El factor resultante se define mediante la ecuación (8)

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza sin muesca}} \quad (8)$$

La sensibilidad a la muesca, q , está definido por

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (9)$$

Y para cortante

$$q_{\text{cortante}} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad (10)$$

Los valores experimentales publicados son limitados, pero hay algunos disponibles para el acero y el aluminio. Las tendencias de la sensibilidad a la muesca como función del radio de la muesca y la

resistencia última se muestran en la Figura 8 para la flexión inversa y para la torsión inversa en la Figura 9 [6].

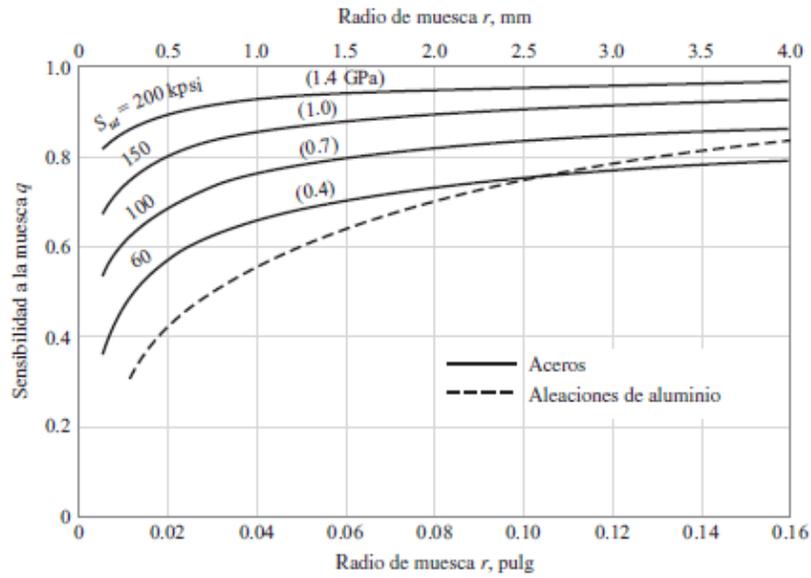


Figura 8. Sensibilidad a la muesca para casos sometidos a flexión inversa [6].

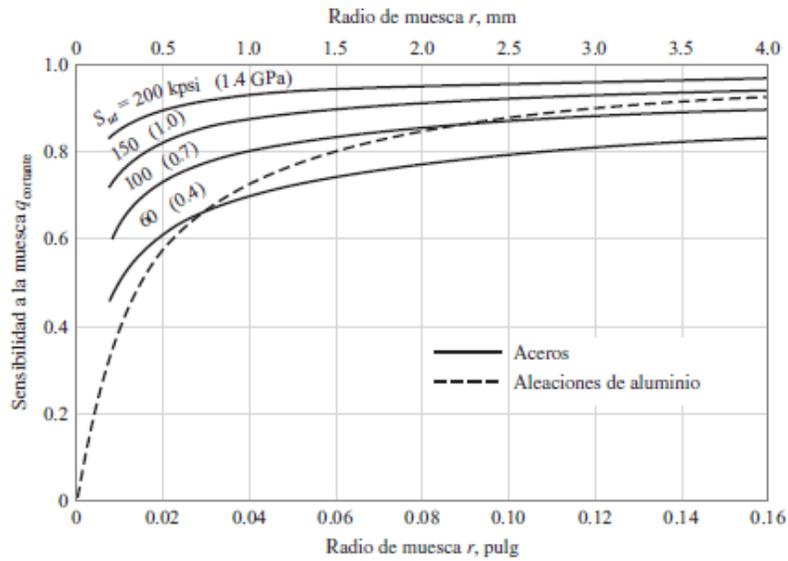


Figura 9. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa [6].

Para obtener k_{ts} se utiliza la Figura 10 para un eje redondo con filete en el hombro en torsión.

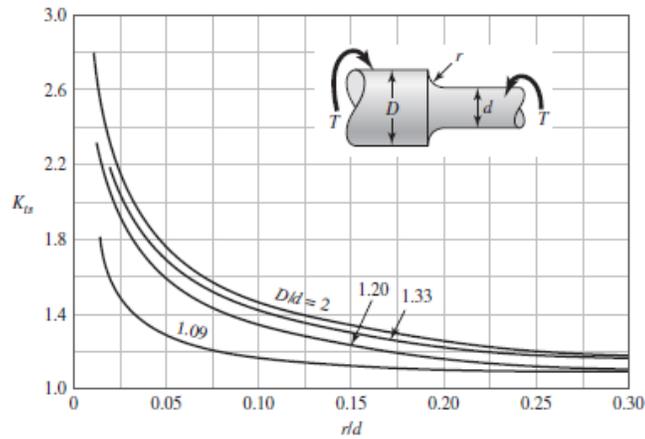


Figura 10. Valor de K_{ts} [6]

3.5 Caracterización de esfuerzos fluctuantes.

La caracterización de esfuerzos fluctuantes es fundamental para diseñar componentes mecánicos que estén sometidos a cargas variables. A menudo los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias.

Se ha determinado que la forma de onda no resulta fundamental los picos (esfuerzos máximo y mínimo) son importantes. En la Figura 11 se muestra una de las relaciones esfuerzo-tiempo.

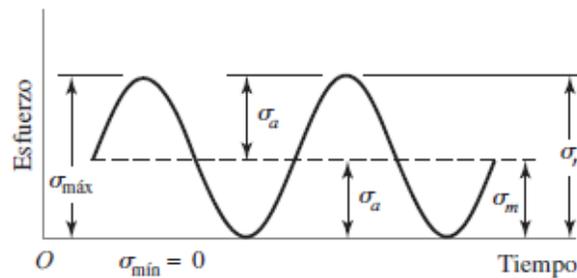


Figura 11. Relación esfuerzo-tiempo [6].

Donde:

σ_{\min} = esfuerzo mínimo

σ_{\max} = esfuerzo máximo

σ_a = componente de la amplitud

σ_m = componente del esfuerzo medio

σ_r = intervalo de esfuerzo

Los criterios de falla son utilizados para evaluar la resistencia de los materiales y componentes mecánicos sometidos a cargas fluctuantes o cíclicas que pueden causar la falla por fatiga. Existen varias teorías o criterios de falla para elementos sometidos a cargas fluctuantes, a continuación, se muestran algunos:

- Criterio de falla de la recta de Goodman modificada.
- Criterio de falla de la recta de Soderberg.
- Criterio de falla de Gerber.
- Criterio de falla de la recta ASME-elíptica.

Los criterios anteriormente mencionados se muestran en la Figura 12.

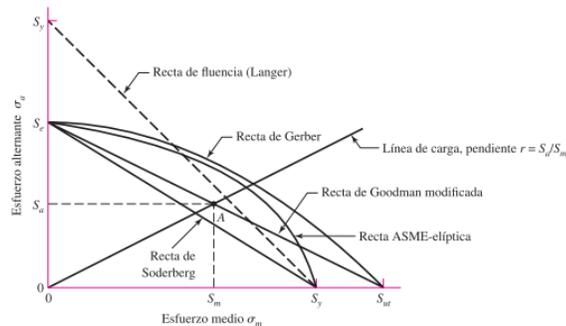


Figura 12. Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla [6].

3.6 Diseño de ejes.

Una flecha es un elemento rotatorio, por lo general, de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Por otro lado, un eje es un elemento giratorio que no transmite par de torsión y que se utiliza solo para soportar ruedas rotatorias, poleas y elementos parecidos.

Muchas flechas sirven para transmitir par de torsión de un engrane de salida, a través del eje a un engrane o polea de salida. Para esto es necesario que el eje tenga el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. Así también será necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión. Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son [6]:

- Cuñas.
- Ejes estriados.
- Tornillos de fijación.
- Pasadores.
- Ajustes de presión o por contracción.
- Ajustes ahusados.

Además de transmitir el par de torsión, muchos de estos elementos están diseñados para fallar si el par de torsión excede ciertos límites de operación aceptables, con lo que se protege a los elementos más caros [6].

Para obtener el par torsor que llegara a un eje en un vehículo Baja SAE convencional, se presenta la ecuación (11)

$$T_{EJE} = T_{MOTOR} * R_{CVT} * R_{CAJA} \quad (11)$$

Donde:

T_{MOTOR} = Par que produce el motor.

R_{CVT} = Reducción de la CVT.

R_{CAJA} = Reducción caja de engranes.

No es necesario evaluar en todos los puntos de un eje; es suficiente con hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Para el par de torsión, el esfuerzo cortante será mayor en la superficie exterior.

Los esfuerzos de torsión, flexión o axiales pueden estar presentes tanto medios como alternantes. Para el análisis, es suficiente combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises alternantes y medios. Generalmente, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión [6].

Por ende, los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión están dados por [6]

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a c}{I} \quad (12)$$

$$\sigma_m = k_f \frac{M_m c}{I} \quad (13)$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad (14)$$

$$\tau_m = k_{fs} \frac{T_m c}{J} \quad (15)$$

Donde M_m y M_a son los momentos flexionantes y medio y alternante, T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante, K_f y K_{fs} son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente, mientras que c es la ubicación del punto a analizar que puede tomar valor medido desde el centro de un eje redondo hasta la periferia de este mismo [6].

Donde el momento polar de inercia J , para una sección circular sólida está dada por

$$J = \frac{\pi D^4}{32} \quad (16)$$

Y para una sección circular hueca está dado por

$$J = \frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{32} \quad (17)$$

Donde:

D_e = diámetro exterior

D_i = diámetro interior

Para los ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, los esfuerzos fluctuantes de von Mises vienen dados por [6]

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

En ocasiones, los factores de concentración de esfuerzos se consideran opcionales para los componentes medio con materiales dúctiles, debido a la capacidad de estos de fluir localmente en la discontinuidad [6].

Estos esfuerzos medio y alternantes equivalentes pueden evaluarse usando una curva de falla apropiada sobre el diagrama de Goodman modificada. Dicho esto, el criterio de falla por fatiga de Goodman que está dada como [6]

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (20)$$

Con la sustitución de las ecuaciones (18) y (19) resulta en [6]

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (21)$$

Para propósitos de diseño, también es deseable resolver la ecuación para el diámetro. Esto resulta en [6]

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

3.7 Cuñas

Las cuñas se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas y ruedas. Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. En la Figura 13 se muestran algunos tipos de cuñas [6].

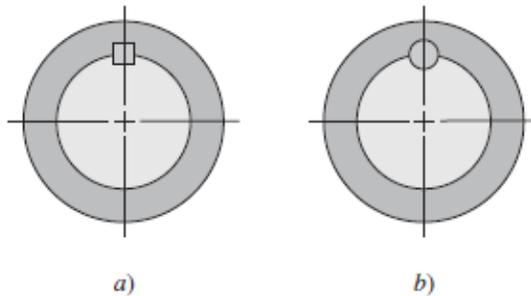


Figura 13. Tipos de cuñas: a) Cuña cuadrada, b) Cuña redonda.

La cuña cuadrada como la de la Figura 13.a), también se encuentra disponible en tamaños rectangulares. Sus tamaños estándares, junto con el intervalo de diámetros de eje aplicables, se muestran en la Tabla 5 [6].

Tabla 5. Dimensiones de aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
5/16"	7/16"	3/32"	3/32"	3/64"
7/16"	9/16"	1/8"	3/32"	3/64"
		1/8"	1/8"	1/16"
9/16"	7/8"	3/16"	1/8"	1/16"
		3/16"	3/16"	3/32"
7/8"	1 1/4"	1/4"	3/16"	3/32"
		1/4"	1/4"	1/8"
1 1/4"	1 3/8"	5/16"	1/4"	1/8"
		5/16"	5/16"	5/32"
1 3/8"	1 3/4"	3/8"	1/4"	1/8"
		3/8"	3/8"	3/16"
1 3/4"	2 1/4"	1/2"	3/8"	3/16"
		1/2"	1/2"	1/4"
2 1/4"	2 3/4"	5/8"	7/16"	7/32"
		5/8"	5/8"	5/16"
2 3/4"	3 1/4"	3/4"	1/2"	1/4"
		3/4"	3/4"	3/8"

El diámetro del eje determina los tamaños estándar para el grosor, la altura y la profundidad de la cuña. El diseñador elige una longitud de cuña apropiada para soportar la carga de torsión. La falla de la cuña puede ser por cortante directo, o por esfuerzo de apoyo [6].

La longitud máxima de una cuña está limitada por la longitud de la maza del elemento agregado, y por lo general no debe exceder 1.5 veces el diámetro del eje, para evitar la torcedura excesiva con la deflexión angular del eje. Para soportar cargas más grandes pueden usarse cuñas múltiples, por lo común orientadas a 90° una de la otra [6].

Deben evitarse factores de seguridad altos en el diseño de las cuñas, debido a que es deseable que la cuña falle en una situación de sobrecarga, en lugar de que lo hagan componentes más costosos. El material usual de la cuña es acero laminado en frío de bajo carbono, y se fabrica de manera que sus dimensiones nunca excedan la dimensión nominal

El par torsor lo podemos obtener mediante la ecuación (23) que se presenta a continuación:

$$T = \frac{63025 * H}{\omega} \quad (23)$$

Donde:

H = Potencia en hp

ω = Velocidad angular en rpm

Para conocer la fuerza en la superficie de eje, se utiliza la siguiente formulación:

$$F = \frac{T}{r} \quad (24)$$

Donde:

$T =$ Par torsor en el eje

$r =$ radio del eje

3.8 Uniones

Las uniones con pernos o remaches sujetas a carga cortantes son comunes en la construcción de estructuras y máquinas. Cuando estas uniones están sometidas a cargas en cortante, es importante diseñarlas adecuadamente para evitar fallas. En la Figura 14 se muestra una unión sujeta a carga cortante [6].

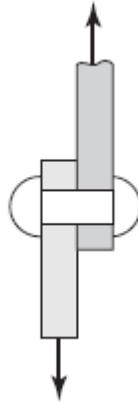


Figura 14. Conexión sujeta a carga cortante [6].

Existen distintas formas de falla para esta conexión, en la Figura 15 se observa una falla por flexión del perno o remache.

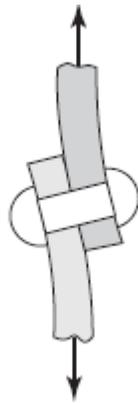


Figura 15. Falla por flexión en una conexión [6].

El momento flexionante es

$$M = \frac{Ft}{2} \quad (25)$$

donde F es la fuerza cortante y t es el agarre del remache o perno, es decir el espesor total de todas las partes conectadas [6].

El esfuerzo debido a momento flexionante en los elementos, perno o remache, sin considerar la concentración de esfuerzo está dado por:

$$\sigma = \frac{M}{Ic} \quad (26)$$

Donde I/c es el módulo de sección del elemento más débil o del remache o perno, según sea el esfuerzo que se determine.

Aunque esta ecuación se usa para determinar el esfuerzo debido a momento flexionante, en raras ocasiones se emplea en el diseño; en vez de eso, su efecto se compensa mediante un incremento de factor de seguridad.

La falla por cortante puro se presenta en la Figura 16.

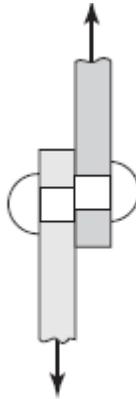


Figura 16. Falla por cortante puro [6].

El esfuerzo por cortante puro está dado por la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (27)$$

Donde A es el área de la sección transversal de todos los remaches o pernos en el grupo, dadas las fallas presentadas, es necesario hacer el mismo análisis para las placas o elementos a unir mediante los remaches o pernos.

3.9 Baleros

Los rodamientos, también conocidos como baleros, son componentes mecánicos esenciales que soportan y guían elementos giratorios u oscilantes, como ejes o ruedas, minimizando la fricción entre las superficies en contacto. Están compuestos por dos anillos (interior y exterior) y elementos rodantes, que pueden ser bolas o rodillos, que se desplazan entre estos anillos. Su función principal es transmitir cargas y facilitar el movimiento rotativo o lineal con la menor resistencia posible.

La selección del rodamiento adecuado depende de varios factores, incluyendo la magnitud y dirección de las cargas, la velocidad de operación, las condiciones ambientales y los requisitos de mantenimiento. Es fundamental considerar estos aspectos para garantizar un rendimiento óptimo y una vida útil prolongada del rodamiento en su aplicación específica [7]. Existen diversos tipos de rodamientos, cada uno diseñado para aplicaciones específicas:

- Rodamientos rígidos de bolas: Son los más comunes y versátiles, capaces de soportar cargas radiales y axiales en ambas direcciones. Son ideales para aplicaciones que requieren alta velocidad y baja fricción. En la Figura 17 se muestra un ejemplo de este tipo de rodamiento.



Figura 17. Rodamiento rígido de bolas [8].

- Rodamientos de rodillos cilíndricos: Están diseñados para soportar cargas radiales elevadas y son adecuados para aplicaciones con cargas pesadas y velocidades moderadas. En la Figura 18 se muestra un ejemplo de este tipo de rodamiento.



Figura 18. Rodamiento de rodillos cilíndricos [9].

- Rodamientos de rodillos cónicos: Pueden manejar cargas combinadas (radiales y axiales) y son comúnmente utilizados en sistemas automotrices y de maquinaria pesada. En la Figura 19 se muestra un ejemplo de este tipo de rodamiento.



Figura 19. Rodamiento de rodillos cónicos [10].

- Rodamientos de agujas: Son una variante de los rodamientos de rodillos cilíndricos, pero con rodillos más delgados y largos, lo que permite soportar altas cargas en espacios reducidos. En la Figura 20 se muestra un ejemplo de este tipo de rodamiento.



Figura 20. Rodamiento de agujas [11].

En cuanto a la designación "2RS", este sufijo indica que el rodamiento está sellado con dos anillos de goma (uno en cada lado), lo que proporciona una protección adicional contra contaminantes y ayuda a retener la lubricación interna. Esto es especialmente útil en entornos donde la entrada de polvo, agua u otros contaminantes es una preocupación. Este tipo de balero se muestra en la Figura 21.



Figura 21. Balero 2RS [12].

3.10 Maquinaria para procesos de maquinado: Torno y fresa.

3.10.1 Torno

El torno es una herramienta mecánica muy utilizada en la industria pesada. Utiliza un proceso de arranque de viruta para cortar, dar forma o pulir piezas de diferentes materiales; es decir, para realizar el proceso de torneado.

Los tipos de torno se pueden dividir según su función: fresador, copiador, de revólver y automático; y según su manera de operar: verticales, horizontales (o paralelos) y CNC (de control numérico). También se pueden clasificar según su base: tornos de sobremesa y de bancada. Esta máquina funciona con tres movimientos que operan, con frecuencia, de forma simultánea para tornear las piezas [13].

¿Para qué sirve un torno?

Desde el comienzo de la Revolución industrial, el torno es una máquina básica e imprescindible en el mecanizado de piezas. Se utiliza para fabricar y moldear piezas hechas de materiales muy difíciles de trabajar (metal, madera o plástico) y que requieren una gran cantidad de fuerza y precisión a la hora de su manipulación.

La finalidad del torno consiste en cortar, roscar, desbastar o dar acabado a las piezas, lo que permite maximizar la escala de producción y garantizar un acabado homogéneo en serie. Las principales industrias que se benefician de su uso son la automotriz, informática, odontológica, eléctrica y maderera; al igual que cualquier otra industria en la que se necesite mecanizar, enroscar, cortar, cilindrar, agujerear y ranurar piezas en forma geométrica [13].

Partes de un torno.

Un torno está compuesto principalmente por: bancada, eje principal, cabezales, caja Norton y carros portaherramientas. La bancada es la estructura que soporta la máquina y sobre la que se deslizan o apoyan las demás partes; están fabricadas, en su mayoría, por hierro fundido o colado. El eje principal es la base que sostiene el plato donde se fija la pieza a tornear.

Los cabezales pueden ser fijos (sostener el plato) y móviles (también llamados contrapunto, se desplazan longitudinalmente sobre las guías de la bancada y funcionan como base para sujetar las cuchillas que dan forma a la pieza).

La caja de Norton está compuesta de engranajes y palancas, y permite regular las velocidades del giro del plato. Los carros son las piezas que permiten mover la herramienta de corte, y pueden moverse de forma longitudinal o transversal. En la Figura 22 se muestra un ejemplo de las partes de un torno [13].



Figura 22. Partes de un torno [14].

¿Cómo funciona un torno?

En el torneado, la pieza fijada sobre el plato se hace girar sobre su propio eje mientras que el carro que sostiene una o varias cuchillas es empujado con precisión milimétrica hacia la superficie de la pieza para controlar la profundidad del corte y el tamaño final deseado [13].

El proceso de torneado en la fabricación de piezas.

El movimiento principal en el proceso de torneado es el de rotación, y según las partes de este, este puede ser de corte o de avance. El torneado de la pieza ocurre cuando el carro se desplaza a lo largo del eje de rotación. El cabezal fijo hace girar la pieza mientras la cuchilla avanza de forma recta hacia la pieza para cortarla. Las diferentes funciones del torno se determinan por el tipo de cuchilla.

El control de profundidad y fuerza se ejerce de manera manual, excepto en el torno CNC (de control numérico), que se controla a través de números, letras y símbolos codificados mediante un software de computadora [13].

Operaciones de trabajo que se pueden realizar en un torno

Refrentado: Se llama así a la realización de superficies planas en el torno. El refrentado puede ser completo, en toda la superficie libre, o parcial, en superficies limitadas. También existe el refrentado interior [15].

Cilindrado: es una operación realizada en el torno mediante la cual se reduce el diámetro de la barra de material que se está trabajando, el cilindrado también puede ser interno, para aumentar el diámetro de una barra hueca. Para poder efectuar esta operación de cilindrado, la herramienta y el carro transversal se han de situar de forma que ambos formen un ángulo de 90° y éste último se desplaza en paralelo a la pieza en su movimiento de avance.

Esto es así por el hecho de que por el ángulo que suele tener la herramienta de corte, uno diferente a 90° provocará una mayor superficie de contacto entre ésta y la pieza, provocando un mayor calentamiento y desgaste [15].

Ranurado: consiste en mecanizar unas ranuras cilíndricas de anchura y profundidad variable en las piezas que se tornean, las cuales tienen muchas utilidades diferentes. Por ejemplo, para alojar una junta tórica, para salida de rosca, para arandelas de presión, etc. En este caso la herramienta tiene ya conformado el ancho de la ranura y actuando con el carro transversal se le da la profundidad deseada. Los canales de las poleas son un ejemplo claro de ranuras torneadas [15].

Torneado de piezas con forma: Es una operación que se realiza para darle una forma peculiar a una barra y se realiza con herramientas que tienen la forma deseada [15].

Segado o tronzado: Se llama segado a la operación de torneado que se realiza cuando se trabaja con barra y al finalizar el mecanizado de la pieza correspondiente es necesario cortar la barra para separar la pieza de esta. Para esta operación se utilizan herramientas muy estrechas con un saliente de acuerdo con el diámetro que tenga la barra y permita con el carro transversal llegar al centro de la barra.

Es una operación muy común en tornos revólver y automáticos alimentados con barra y fabricaciones en serie [15].

Chaflanado: es una operación de torneado muy común que consiste en matar los cantos tanto exteriores como interiores para evitar cortes con los mismos y a su vez facilitar el trabajo y montaje posterior de las piezas. El chaflanado más común suele ser el de 1 mm por 45° . Este chaflán se hace atacando directamente los cantos con una herramienta adecuada [15].

Taladrado: Muchas piezas que son torneadas requieren ser taladradas con brocas en el centro de sus ejes de rotación. Para esta tarea se utilizan brocas normales, que se sujetan en el contrapunto en un portabrocas o directamente en el alojamiento del contrapunto si el diámetro es grande. Las condiciones tecnológicas del taladrado son las normales de acuerdo con las características del material y tipo de broca que se utilice.

Mención aparte merecen los procesos de taladrado profundo donde el proceso ya es muy diferente sobre todo la constitución de la broca que se utiliza [15].

Moleteado: es un proceso de conformado en frío del material mediante unas moletas que presionan la pieza mientras da vueltas. Dicha deformación produce un incremento del diámetro de partida de la pieza. El moleteado se realiza en piezas que se tengan que manipular a mano, que generalmente vayan roscadas para evitar su resbalamiento que tendrían en caso de que tuviesen la superficie lisa [15].

Roscado en el torno: Hay dos sistemas de realizar roscados en los tornos, de un lado la tradicional que utilizan los tornos paralelos, mediante la Caja Norton, y de otra la que se realiza con los tornos CNC, donde los datos de las roscas van totalmente programados y ya no hace falta la caja Norton para realizarlo [15].

En la Figura 23 que se muestra a continuación, se puede observar cómo se llevan a cabo este tipo de operaciones.

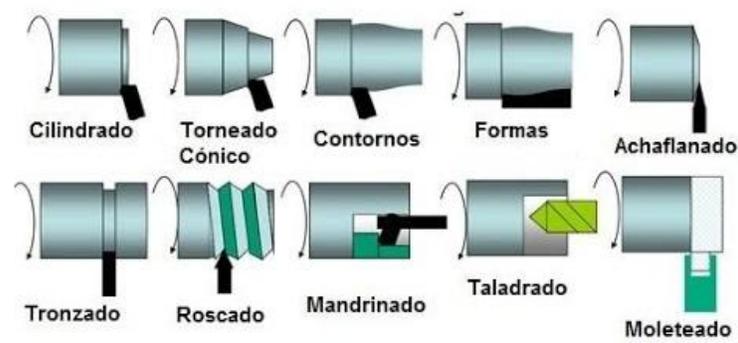


Figura 23. Operaciones en torno [16].

3.10.2 Fresadora

Una fresadora es una máquina herramienta utilizada para realizar mecanizado por arranque de viruta mediante el movimiento de una herramienta rotativa de varios filos de corte denominada fresa. En las fresadoras tradicionales, la herramienta o fresa gira en una posición fija y el desbastado se realiza acercando la pieza a la herramienta.

Dado la variedad de mecanizados que se pueden realizar con una fresadora, en sus diferentes modelos y potencias, es una máquina herramienta muy versátil y que requiere de un manejo muy especial por parte de los operadores, requiriéndose para ello una capacitación muy especial.

La fresadora se emplea para realizar trabajos en superficies planas o perfiles irregulares, pudiendo también utilizarse para tallar engranajes y roscas, taladrar y mandrilar agujeros, ranuras chaveteros y graduar con precisión medidas regularmente espaciadas [17].

Las partes de una fresadora son: (ver Figura 24)

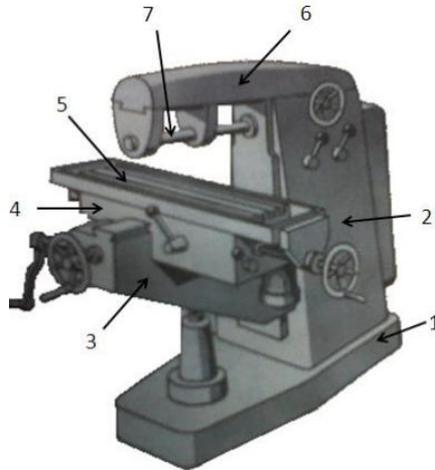


Figura 24. Partes de una fresadora [17].

1) Base 2) Columna 3) Consola 4) Carro Transversal 5) Mesa 6) Puente 7) Eje Porta herramienta.

- La base permite un apoyo correcto de la fresadora en el suelo.
- El cuerpo o bastidor tiene forma de columna y se apoya sobre la base o ambas forman parte de la misma pieza.
- Habitualmente, la base y la columna son de fundición aleada y estabilizada. La columna tiene en la parte frontal.
- unas guías templadas y rectificadas para el movimiento de la consola y unos mandos para el accionamiento y control de la máquina.
- La consola se desliza verticalmente sobre las guías del cuerpo y sirve de sujeción para la mesa.
- La mesa tiene una superficie ranurada sobre la que se sujeta la pieza a conformar. La mesa se apoya sobre dos carros que permiten el movimiento longitudinal y transversal de la mesa sobre la consola.
- El puente es una pieza apoyada en voladizo sobre el bastidor y en él se alojan unas lunetas donde se apoya el eje portaherramientas. En la parte superior del puente suele haber montado uno o varios tornillos de cáncamo para facilitar el transporte de la máquina.
- El portaherramientas o porta fresas es el apoyo de la herramienta y le transmite el movimiento de rotación del mecanismo de accionamiento alojado en el interior del bastidor. Este eje suele ser de acero aleado para herramientas [17].

Las operaciones más comunes que se realizan en una fresadora se enlistan a continuación:

Planeado: La aplicación más frecuente de fresado es el planeado, que tiene por objetivo conseguir superficies planas [17].

Fresado en escuadra: El fresado en escuadra es una variante del planeado que consiste en dejar escalones perpendiculares en la pieza que se mecaniza [17].

Corte: Una de las operaciones iniciales de mecanizado que hay que realizar consiste muchas veces en cortar las piezas a la longitud determinada partiendo de barras y perfiles comerciales de una longitud mayor [17].

Ranurado recto: Para el fresado de ranuras rectas se utilizan generalmente fresas cilíndricas con la anchura de la ranura [17].

Ranurado de forma: Se utilizan fresas de la forma adecuada a la ranura, que puede ser en forma de T, de cola de milano, etc. [17].

Ranurado de chaveteros: Consiste en realizar las ranuras longitudinales a ejes en las cuales se alojará la chaveta. Se utilizan fresas cilíndricas con mango, conocidas en el argot como bailarinas, o fresas para ranurar [17].

Fresado de cavidades: En este tipo de operaciones es recomendable realizar un taladro previo y a partir del mismo y con fresas adecuadas abordar el mecanizado de la cavidad teniendo en cuenta que los radios de la cavidad deben ser al menos un 15% superior al radio de la fresa [17].

Fresado de roscas: El fresado de roscas requiere una fresadora capaz de realizar interpolación helicoidal simultánea en dos grados de libertad: la rotación de la pieza respecto al eje de la hélice de la rosca y la traslación de la pieza en la dirección de dicho eje [17].

Fresado frontal: Consiste en el fresado que se realiza con fresas helicoidales cilíndricas que atacan frontalmente la operación de fresado [17].

Fresado de engranajes: El fresado de engranajes apenas se realiza ya en fresadoras universales mediante el plato divisor, sino que se hacen en máquinas especiales llamadas talladoras de engranajes [17].

Mortajado: Consiste en mecanizar chaveteros en los agujeros, para lo cual se utilizan brochadoras o bien un accesorio especial que se acopla al cabezal de las fresadoras universales y transforma el movimiento de rotación en un movimiento vertical alternativo [17].

Algunos de estos procesos se muestran en la Figura 25.

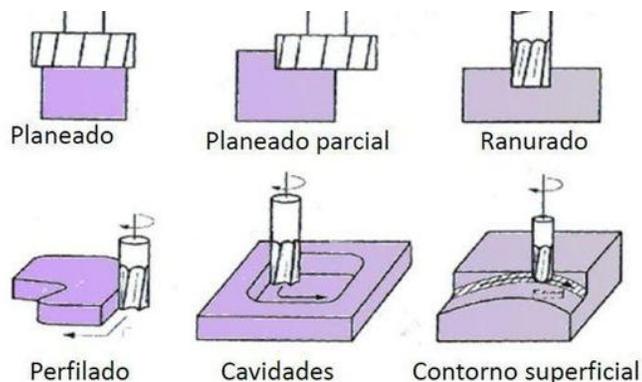


Figura 25. Operaciones en fresadora [18].

3.10.3 Velocidad de corte

La velocidad de corte es un parámetro crucial en procesos de mecanizado, ya que influye directamente en la eficiencia, calidad de la pieza y vida útil de las herramientas. Se refiere a la rapidez con la que se desplaza la superficie de la herramienta de corte a través del material de la pieza, y se mide generalmente en metros por minuto (m/min).

1. Velocidad de Corte en el Torno:

En el torno, la pieza de trabajo rota mientras que la herramienta de corte permanece fija. La fórmula para calcular la velocidad de corte en el torno es:

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{1000} \quad (28)$$

Donde V_c es la velocidad de corte, D es el diámetro de la pieza, y N es la velocidad de rotación del husillo. Esta fórmula considera el diámetro de la pieza ya que es el que se mueve a través de la herramienta. Una velocidad de corte adecuada asegura un buen acabado superficial y evita el desgaste prematuro de la herramienta [19].

2. Velocidad de Corte en la Fresadora:

En la fresadora, la herramienta de corte rota y la pieza se mueve, a diferencia del torno. La fórmula para calcular la velocidad de corte en la fresadora es:

$$V_{cf} = \frac{\pi \cdot d \cdot N}{1000} \quad (29)$$

Donde V_c es la velocidad de corte, d es el diámetro de la herramienta de corte, y N es la velocidad de rotación de la herramienta. En este caso, la fórmula considera el diámetro de la herramienta, ya que es la que se encuentra en movimiento [19].

3.11 Avance

3.11.1 Avance en Torno

En el torneado, el avance se refiere al desplazamiento de la herramienta de corte por cada revolución de la pieza. Este parámetro, conocido como avance por revolución (f), se mide en milímetros por revolución (mm/rev). El valor del avance influye directamente en la calidad superficial de la pieza y en la eficiencia del proceso de mecanizado.

Un avance mayor permite una mayor tasa de eliminación de material, pero puede comprometer el acabado superficial. Por el contrario, un avance menor mejora el acabado superficial, pero reduce la productividad. La selección del avance adecuado depende del material de la pieza, las características de la herramienta y los requisitos específicos de la operación [20].

La fórmula para calcular este avance es la siguiente:

$$V_f = f \cdot N \quad (30)$$

3.11.2 Avance en Fresa

En el fresado, el avance se define como la distancia que recorre la pieza o la herramienta por cada revolución de la fresa. Este parámetro se denomina avance por diente (f_z) y se mide en milímetros por diente (mm/diente). La velocidad de avance (V_f) se calcula multiplicando el avance por diente (f_z) por el número de dientes de la fresa (z) y por la velocidad de rotación de la herramienta (N).

Al igual que en el torneado, la elección del avance en fresado afecta la calidad superficial y la eficiencia del proceso. Un avance excesivo puede generar fuerzas de corte elevadas, aumentando el desgaste de la herramienta y afectando la precisión dimensional. Por otro lado, un avance demasiado bajo puede resultar en una generación de calor innecesaria y una menor productividad [21].

La ecuación para calcular el avance es la siguiente:

$$V_f = f_z \cdot z \cdot N \quad (31)$$

3.12 Tolerancias y ajustes

La variación de dimensiones al obtener piezas procesadas por medios mecanizados, hacen necesario el establecimiento de sistemas racionales que permitan fijar valores tolerables entre los que puede estar una dimensión [7].

Se considera conveniente especificar tolerancias a las dimensiones más importantes de una pieza. De acuerdo con las funciones que deba cumplir, estas tolerancias se especifican, pero, debido a que para lo a algunas personas les parecía un “ajuste pequeño”, a otros les parecía un “ajuste amplio” [7].

Debido a estas circunstancias y con el objetivo de unificar criterios, se formaron comités de diferentes países en la Organización Internacional de Normalización (ISO), para definir un sistema de uso internacional relativo a las tolerancias y ajustes para piezas lisas [7].

Dado un conjunto de piezas para un sistema, y de acuerdo con sus funciones de las piezas, se pueden distinguir algunas superficies más importantes que otras, de acuerdo con esto, a las superficies “más importantes se les conoce como superficies funcionales y a las otras se les conoce como superficies no funcionales.

Las tolerancias en una producción grande son de gran importancia, ya que estas pueden definir un menor tiempo de fabricación, un menor costo de producción, así también, condiciones funcionales adecuadas y uniformes, esto conlleva a que las tolerancias deben ser lo más amplias posible para que la fabricación sea fácil y rápida [7].

La dimensión efectiva, es la que se obtiene mediante la dimensión de una pieza, la obtención de esta dimensión lleva involucrada cierta incertidumbre, dependiendo de los medios que se disponga para hacer las mediciones.

Las dimensiones límite son las dimensiones extremas entre las que puede estar la dimensión efectiva de la pieza. Por ello para que una pieza sea considerada buena, la dimensión debe estar

entre los límites de estas dimensiones. Mientras que el intervalo de tolerancia es la diferencia entre las dimensiones máxima y mínima [7].

La dimensión nominal es aquella que se toma como referencia, esta no debe tener un valor arbitrario. Una buena razón para emplear estos números al designar la dimensión nominal es que, al hacer la verificación, principalmente en producción en serie, es muy cómodo y rápido usar calibres [7].

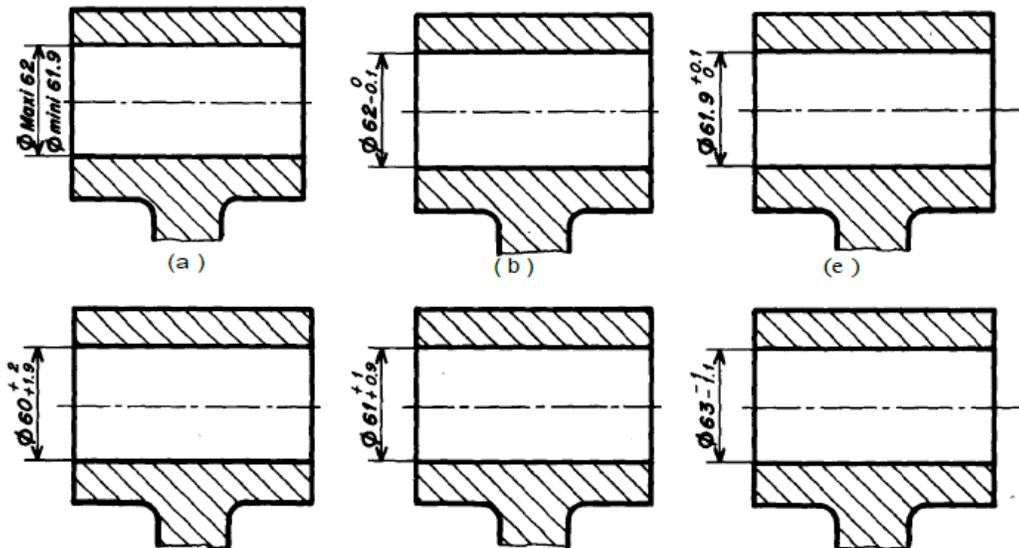


Figura 26. Ejemplos de tolerancias [7].

Las desviaciones son las cifras que indican, que tan alejadas están las dimensiones límite de la dimensión nominal. Los valores de las desviaciones se anotan normalmente con números más pequeños que el valor nominal [7].

Se le llama desviación superior a la diferencia entre la dimensión máxima y la dimensión nominal. Así mismo se le llama desviación inferior la que constituye la diferencia entre la dimensión mínima y la dimensión nominal [7].

En general el sistema ISO de tolerancias y ajustes se refiere a las tolerancias dimensionales de piezas lisas y a los ajustes correspondientes a su ensamble.

Los términos árbol y agujero se definen respectivamente, el espacio contenido y el espacio continente entre dos caras (o planos tangentes) paralelas de una pieza cualquiera. Las piezas pueden ser de sección cilíndrica o cualquier otra forma, el caso más común es el de la sección cilíndrica, como por ejemplo el ancho de una ranura, espesor de una chaveta, etc. [7].

Los valores de dimensiones nominales se han agrupado en trece escalones que van desde los 3 mm hasta los 400 mm como se muestra en la Tabla 6.

Tabla 6. Intervalos de tolerancia fundamentales [7].

INTERVALOS DE TOLERANCIA FUNDAMENTALES																			
Valores en micras (0.001 mm)																			
CALIDADES	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
J w a v	...3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000	1400
	> 3a 6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	1800
	> 6a 10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	2200
	> 10 a 18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700
	> 18 a 30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300
Z	> 30 a 50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900
	> 50 a 80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600
	> 80 a 120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400
Q a H w a v	> 120a 180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
	> 180 a 250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200
	>250a315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100
>315a400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8500	

Para satisfacer las distintas necesidades de precisión para cada escalón de dimensiones nominales, se han previsto 18 valores distintos de intervalos de tolerancia llamados intervalos de tolerancia fundamentales.

Al grado de precisión necesaria se le llama calidad, y se representa mediante un número. En la Tabla 7 se han indicado las 18 calidades que, en función de la dimensión nominal, dan el correspondiente intervalo de tolerancia fundamental.

Existen muchos factores que afectan la precisión que puede esperarse de un proceso de fabricación, entre ellas, la habilidad del operario, desgaste de componentes de maquinaria, las características de las herramientas de corte, entre otras más.

Se puede observar en la siguiente tabla la relación que guardan los diferentes procesos con las calidades IT del sistema.

Tabla 7. Calidad con respecto a los procesos de fabricación [7].

Máquina	Calidad IT
Torno paralelo clásico	7
Torno revólver	9 a 8
Torno semiautomático	8 a 7
Torno vertical	8 a 7
Torno semiautomático monohusillo	9 a 7
Torno automático multihusillo	9 a 7
Fresadora vertical	7
Fresadora horizontal	7
Fresadora universal	7
Fresadora de control numérico	8
Cepillo de codo	8
Cepillo de mesa	8 a 7
Mortajadora	9 a 8
Brochadora	7
Taladro de columna:	
con broca	11
con escariador	7
Taladro radial:	
con broca	11
con escariador	7
Talladora c/fresa plana de módulo	7
Talladora c/fresa madre	7
Talladora c/hta. Piñón	7
Talladora c/hta. Cremallera	7
talladora de mortajado	7 a 9
Talladora de tipo Gleason	8 a 7
Rectificadora de engranes	6 a 5
Rasuradora de engranes	6 a 5
Rectificadora plana	6 a 4
Rectificadora de revolución	6 a 5
Rectificadora sin centros	6 a 5

El ensamble de dos piezas con la misma dimensión nominal constituye un ajuste. Los ajustes son la relación entre dos piezas que se unen o ensamblan. Dependiendo de la posición de la tolerancia en cada una, el ajuste puede ser:

Con juego: Se asegura siempre un juego ya que la zona de tolerancia del agujero está siempre por encima de la zona de tolerancia del árbol.

Incierto: Es un ajuste que puede dar a veces juego o a veces apriete ya que las zonas de tolerancia del árbol y el agujero se traslapan.

Con apriete: Se asegura siempre un apriete ya que la zona de tolerancia del agujero esta siempre por debajo de la zona de tolerancia del árbol [7].

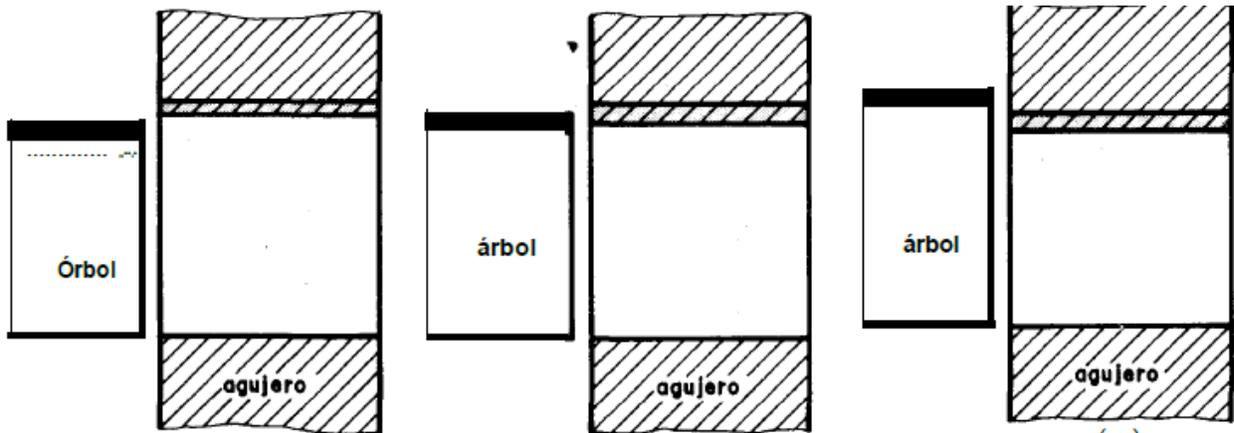


Figura 27. Tipos de ajuste [7].

Los ajustes más utilizados son los del tipo agujero normal, en este sistema se toma como base el agujero H, y se logra el ajuste combinarlo con el árbol más indicado. Los montajes de rodamientos y pernos guía requieren la aplicación del sistema de árbol normal.

En la Tabla 8 se presentan una serie de ajustes que se recomiendan para uso en mecánica general.

Tabla 8. Ajustes principales [7].

AJUSTES PRINCIPALES UTILIZAR DE PREFERENCIA LOS DE LOS CIRCULOS			Arboles (posición)	AGUJEROS Y CALIDAD DE LOS ARBOLES					
				H 6	H 7	H 8	H 9	H 11	
AJUSTES CON JUEGO	JUEGO AMPLIO	Ensamblajes cuyo funcionamiento requiere juego amplio por dilataciones, mal alineamiento, cojinetes grandes, etc.	c				9	11	
			d				9	11	
	JUEGO MEDIANO	Piezas que giran o deslizan con una buena lubricación.	e		7	8	9		
			f	6	6 7	7			
JUEGO PEQUEÑO	Piezas con guía precisa y movimientos de pequeña amplitud.	g	5	6					
AJUSTE EXACTO		h	5	6	7	8			
AJUSTES CON APRIETE	APRIETE DEBIL	El ensamble se puede hacer a mano, la unión no puede transmitir esfuerzos. Se puede montar y desmontar.	Ensamble a mano		js	5	6		
			Ensamble a mano auxiliándose de un mazo		k	5			
	APRIETE MEDIANO	Imposible desmontar sin deterioro. La unión puede transmitir esfuerzos.	Ensamble a prensa		m		6		
			Ensamble a prensa o por dilatación (verificar los esfuerzos internos).		p		6		
	APRIETE FUERTE	Imposible desmontar sin deterioro. La unión puede transmitir esfuerzos.	Ensamble a prensa		s		7		
			Ensamble a prensa o por dilatación (verificar los esfuerzos internos).		u		7		
Ensamble a prensa o por dilatación (verificar los esfuerzos internos).			x		7				
				z		7			

4. Desarrollo del proyecto

4.1 Análisis del vehículo 4X4 BAJA SAE UAM 2023.

Se realizó un análisis del vehículo 2023, identificando las fallas y las posibles mejoras. Los resultados fueron los siguientes:

- El diferencial delantero era más pesado en comparación con la caja de engranajes trasera. Por ello, se identificó la oportunidad de fabricar la carcasa con un material que contribuyera a la reducción de peso.
- Las flechas empleadas excedían los requerimientos del vehículo y eran significativamente pesadas, ya que provenían de una camioneta. Se propuso sustituirlas por flechas de un vehículo RZR EFI 800.
- El cardán estaba diseñado para una vida útil prolongada, lo que incrementaba su peso. Se planteó diseñar un cardan para una vida útil del tiempo que solo se utilizaría el vehículo en la competencia, logrando así una reducción de peso.
- La caja reductora trasera presentó degollamientos en las cuñas de los ejes. Por lo tanto, se propuso aumentar el tamaño de estas cuñas para garantizar un funcionamiento adecuado y prevenir futuros fallos.
- En cuanto a la CVT, se investigó la posibilidad de modificarla mediante el uso de resortes de mayor rigidez, lo que permitiría obtener un mayor torque.
- A su vez se identificó la posibilidad de mejorar los soportes de la caja de reducción trasera, el diferencial y motor para facilitar el acceso y reducir su peso.
- Baleros dañados de la caja de reducción trasera y diferencial delantero.

4.2 Diseño del sistema de potencia para el vehículo 4X4 BAJA SAE UAM 2024

4.2.1 Diferencial delantero.

El diferencial usado en el vehículo 2023 es el modelo Olinko 03, este se decidió conservar debido a su correcto funcionamiento. Sin embargo, se identificó una oportunidad de reducción de masa de este elemento.

Durante el desensamble, se identificó que las carcasas eran las partes más pesadas. Con el objetivo de reducir la masa del elemento, se decidió replicar estas piezas mediante el proceso de fundición.

Para seleccionar el material adecuado para la nueva pieza, nos basamos en la tabla 1. Al comparar las propiedades de los materiales, observamos que el hierro colado, utilizado en la carcasa original, tiene una densidad mayor que el aluminio. Debido a esta diferencia, decidimos seleccionar la aleación de aluminio para nuestra pieza.

Conociendo el volumen aproximado de nuestra pieza obtenido por un programa CAD, así mismo la densidad de nuestro nuevo material, podemos obtener un aproximado de la masa de nuestra pieza, utilizando la ecuación (1), obtenemos:

$$m = (2650)(0.0018426) = 4.88 \text{ kg}$$

Por consiguiente, se comenzó la elaboración del proceso de fundición para nuestras nuevas piezas que se describe a continuación:

1. Se inició desmontando completamente el diferencial, como se muestra en la Figura 28.



Figura 28. Carcasas desmontadas.

2. Posteriormente, se realizaron pruebas de moldeo para evaluar el comportamiento de la arena para el molde de nuestra pieza. Durante estas pruebas, se detectaron áreas donde la arena se desprendía, las cuales se muestran en la Figura 29 y 30.



Figura 29. Arena desprendida parte 1.



Figura 30. Arena desprendida parte 2.

3. Para solucionar este inconveniente, se realizaron ajustes a la carcasa con tal de que la arena no se desprendiera. Se colocaron piezas de madera con el mismo diámetro en los agujeros correspondientes, asegurándolas con Resistol 5000 y a su vez a los orificios se les colocó cinta. El proceso se muestra en las Figuras 31, 32 y 33.



Figura 31. Tapa de madera lateral.



Figura 32. Tapa de madera frontal.



Figura 33. Ajustes con cinta.

4. Se realizó una segunda prueba de moldeo que resultó exitosa, lo que permitió avanzar con el proceso de fundición. Para ello, se emplearon 5 kg de aluminio. En la Figura 34 se muestra el horno en función junto con los moldes preparados para el vaciado.



Figura 34. Fundición.

5. Una vez que se realizó el vaciado del material fundido al molde, se esperó a que se enfriara el material, obteniendo como resultado lo que se muestra en la Figura 35.



Figura 35. Carcasas de aluminio.

6. Posteriormente, se eliminaron los excedentes de material utilizando una cegueta, una lima bastarda y una musa, como se aprecia en la Figura 36.



Figura 36. Limado de las carcasas

7. Después, se utilizó una lija para metal de grano 300 para nivelar una de las caras del diferencial, logrando la planicidad necesaria.
8. Con la planicidad, se procedió a realizar un desbaste de 3.5 mm en ambas caras de las carcasas mediante una fresadora, utilizando la herramienta llamada corona, como se muestra en la Figura 37. La velocidad de corte implementada se obtuvo con la ecuación (29)

$$V_{cf} = \frac{\pi \cdot 50 \text{ mm} \cdot 140 \text{ rpm}}{1000}$$

$$V_{cf} = 21.99 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

La velocidad de avance se calculó con la ecuación (31), como se muestra a continuación:

Se propuso f_z igual a $0.1 \frac{\text{mm}}{\text{diente}}$ y 4 dientes de la corona.

$$V_f = 0.10 \frac{\text{mm}}{\text{diente}} \cdot 4 \cdot 140 \text{ rpm}$$

$$V_f = 56 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$



Figura 37. Desbaste en fresadora

9. Posteriormente, se localizó el centro de la pieza utilizando una escuadra de centros y trazando varias líneas. La precisión del centrado se verificó montando la pieza en el torno. Después, se realizó el proceso de trepanado para el balero de diámetro exterior de 62 mm. Este proceso se aprecia en la Figura 38.

Para calcular la velocidad de corte se usó la ecuación (25), como se muestra a continuación:

$$V_c = \frac{\pi \cdot 62 \text{ mm} \cdot 460 \text{ rpm}}{1000}$$

$$V_c = 89.59 \frac{m}{min}$$

Y para el cálculo de la velocidad de avance se utilizó la ecuación (27), como se muestra a continuación:

$$V_f = 0.3 \frac{mm}{diente} \cdot 460 \text{ rpm}$$

$$V_f = 138 \frac{mm}{min}$$



Figura 38. Ranurado en torno

10. Se realizaron barrenos pasantes en una de las carcasas utilizando una broca de $\frac{1}{4}$ de pulgada y un taladro radial, mientras que los barrenos restantes de la otra carcasa se efectuaron con una broca de $\frac{3}{8}$ de pulgada, añadiendo roscas con un machuelo M8 de 21 hilos, como se muestra en la Figura 39.



Figura 39. Roscado en barrenos

11. Una vez completados los barrenos, se ensamblaron las carcasas utilizando tornillos. Posteriormente, se eliminaron los excedentes de la parte frontal de las carcasas en la fresadora, nuevamente utilizando la herramienta corona, como se muestra en la Figura 40. La velocidad y de corte es la misma obtenida en el proceso 8.



Figura 40. Fresado en la parte frontal

12. Con las carcasas ensambladas, se montó el diferencial en el taladro radial y, con la ayuda de un sacabocado, se realizó un ranurado en la pieza; posteriormente, dado que el diámetro inicial de la herramienta saca círculos era menor al requerido, se amplió el diámetro en un taladro fresador, ajustando la medida necesaria con ayuda de la herramienta llamada bailarina, como se muestra en la Figura 41.

Para la velocidad de corte se utilizó la ecuación (26), como se muestra a continuación:

$$V_c = \frac{\pi \cdot 50 \text{ mm} \cdot 280 \text{ rpm}}{1000}$$

$$V_c = 35.18 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$



Figura 41. Ranurado en la parte frontal

13. Finalmente, se ensambló el diferencial, asegurando las juntas con Locktite y papel Vellumoid, logrando un sellado efectivo, como se muestra en la Figura 42.



Figura 42. Ensamble del diferencial delantero

4.2.2 Selección de baleros para caja de reducción trasera y diferencial delantero.

- Caja de reducción trasera

Al abrir la caja de reducción trasera, se observó que varios baleros habían dejado de girar, lo que afectaba el desempeño del sistema. Por ello, se decidió reemplazarlos por baleros de mayor calidad, pertenecientes a una marca reconocida y con sellos de protección en ambos lados (tipo 2RS). Estos baleros ofrecen una mayor durabilidad, al evitar la entrada de contaminantes como polvo y humedad, y garantizan un funcionamiento más eficiente del sistema.

- Diferencial delantero

En el diferencial delantero se identificó una fuga de aceite a través de los baleros, lo que comprometía la lubricación y el rendimiento del sistema. Se optó por reemplazarlos, ya que se comprobó que el equipo del año anterior había aplicado silicón como solución temporal como se muestra en la Figura 43, lo que provocó que los baleros se bloquearan y dejaran de girar. Los nuevos baleros seleccionados, mostrados en la Figura 44, están diseñados para ofrecer alta resistencia, sellado eficiente y una mayor vida útil, asegurando el óptimo funcionamiento del diferencial. Cabe mencionar, que son baleros de tipo bola.



Figura 43. Baleros del diferencial delantero dañados



Figura 44. Baleros nuevos con protección

4.2.3 Flechas con juntas homocinéticas

En cuanto a las flechas se optó por utilizar flechas comerciales debido a las limitaciones de herramientas disponibles en el taller y al tiempo necesario para fabricar los estriados de forma personalizada.

Para seleccionar las flechas adecuadas, se analizaron modelos de diferentes vehículos todo terreno. La elección final se basó en dos criterios principales: que las flechas proporcionaran el ancho de vía (track) y que aumentaran el ángulo de trabajo en comparación con las anteriores. Las flechas seleccionadas, provenientes de un modelo RZR EFI 800, permiten un ángulo de trabajo de hasta 40 grados. Estas se muestran en la Figura 45.



Figura 45. Flechas RZR EFI 800.

4.2.4 Acoplamiento de las flechas

La elección de las flechas presentó un inconveniente: el estriado de las flechas no coincidía con el del diferencial delantero. Para solucionar este problema, se diseñó un cople que permitiera conectar ambos componentes, además del acoplamiento nos permitió satisfacer la dimensión del track requerido. El diseño propuesto se muestra en la Figura 46.



Figura 46. Diseño del cople.

Para realizar los cálculos necesarios para el cople, se seleccionó el acero AISI 4140 como material para este elemento y la longitud requerida para satisfacer el track, se comenzó con los cálculos.

Se calculó el par de transmisión para el cople que es la misma transmisión que para los semiejes, por ello se utilizó la ecuación (11), resultando en:

$$T_{EJE} = 222 \text{ lb in} * 3.38 * 9.3 = 6978.35 \text{ lb in}$$

Teniendo en cuenta el par de transmisión, se comenzó el análisis de esfuerzos para cada sección transversal del cople que está compuesta por tres distintas dimensiones circulares.

Para realizar el diseño de la conexión del lado del semieje, se observó que el semieje tiene un estriado de 22 dientes, y una dimensión del semieje de 24 mm de diámetro, por esto, el cople en esta sección sería hueca, sin embargo, no se contaba con la dimensión de la pared de esta sección hueca, dicho esto se hizo el cálculo para obtener la pared mínima requerida sin que el esfuerzo sobre pase la resistencia a la fluencia.

Conociendo la resistencia a la fluencia que es de 121 kpsi y proponiendo un valor conservador de $k_{fs} = 1.5$, se utilizó la ecuación (15), donde:

$$121,000 = (1.5) \frac{(6978.35)(D_e/2)}{\frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{32}}$$

$$121,000 = (1.5) \frac{(3489.18)(D_e)}{\frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{32}}$$

Despejando el diámetro exterior.

$$\pi(D_e^4 - D_i^4) \frac{121,000}{32} = 5233.77(D_e)$$

$$11879.15(D_e^4 - D_i^4) = 5233.77(D_e)$$

$$11879.15D_e^4 - 5233.77D_e = 11879.15(0.952756)^4$$

Obtenemos una ecuación de cuarto orden.

$$11879.15D_e^4 - 5233.77D_e = 9788.41$$

Resolviendo esta ecuación de cuarto orden obtenemos dos soluciones reales.

$$D_{e1} = -0.823981$$

$$D_{e2} = 1.06653$$

Dadas las soluciones, la dimensión mínima para el diámetro exterior sin que sobre pase la resistencia de fluencia es de 1.06653 pulgadas. Con el cual se procede a realizar la comprobación de esta dimensión de diámetro exterior mínimo. Primero se calculó el momento polar de inercia para una sección circular hueca de pared delgada, dado por la ecuación (17)

$$J = \frac{\pi[(1.06653)^4 - (0.94488)^4]}{32}$$

$$J = 0.04877 \text{ in}^4$$

Conociendo este valor, se ocupó la ecuación (15), y se calculó el esfuerzo cortante máximo, mismo que ocurre en la superficie de nuestra sección transversal.

$$\tau_{max} = (1.5) \frac{(6978.35) \left(\frac{1.06653}{2} \right)}{0.04877}$$

Dando como resultado:

$$\tau_{max} = 114,454.88 \text{ psi}$$

$$S_y > \tau_{max}$$

$$121,000 \text{ psi} > 114,454.88 \text{ psi}$$

Garantizando que para esta sección no ocurra la deformación permanente del material. Por esto se seleccionó que el diámetro exterior fuera de 30 mm que son aproximadamente 1.1811 pulgadas para garantizar que el cople no se deformará permanentemente y por cuestiones de maquinado.

Utilizando las ecuaciones (17) y (15) respectivamente, la sección donde se conecta el semieje tendrá un esfuerzo máximo en esta sección de:

$$J = \frac{\pi[(1.1811)^4 - (0.94488)^4]}{32} = 0.1128 \text{ in}^4$$

$$\tau_{max} = (1.5) \frac{(6978.35) \left(\frac{1.1811}{2}\right)}{0.1128}$$

$$\tau_{max} = 54,801.39 \text{ psi}$$

Para la sección intermedia donde la sección es hueca con la finalidad de reducir peso, tiene un diámetro interior de 7/8 de pulgada y un diámetro exterior calculado anteriormente. Se calculó primero el momento polar de inercia.

$$J = \frac{\pi[(1.1811)^4 - (0.875)^4]}{32} = 0.1335 \text{ in}^4$$

Posteriormente se calculó el esfuerzo máximo que ocurre en esta sección con la ecuación (15).

$$\tau_{max} = (1.5) \frac{(6978.35) \left(\frac{1.1811}{2}\right)}{0.1335}$$

$$\tau_{max} = 46,304.09 \text{ psi}$$

Se observó que para esta sección el esfuerzo máximo no sobre pasa la resistencia a la fluencia.

$$121,000 \text{ psi} > 46,304.09 \text{ psi}$$

En la sección transversal donde conecta el cople al diferencial, posee un estriado de 6 dientes y un diámetro exterior de 25 mm que son aproximadamente 0.984252 pulgadas. Esta sección del cople es sólida por ello se calculó el esfuerzo máximo en esta sección que ocurre en la superficie de esta misma, utilizando la ecuación (15), dando como resultado:

$$J = \frac{\pi(0.984252)^4}{32} = 0.09214 \text{ in}^4$$

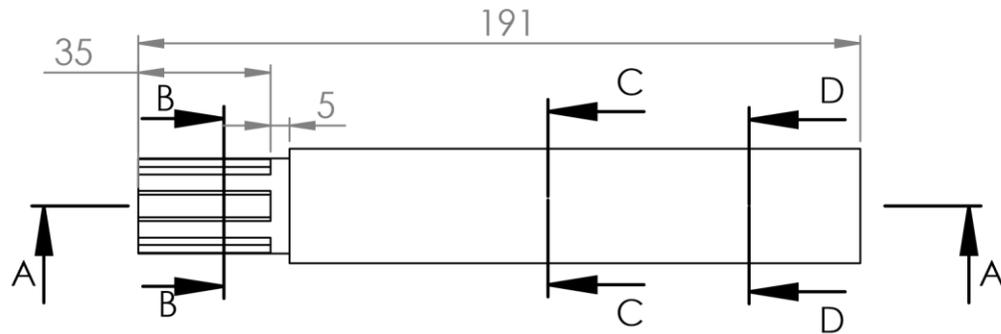
$$\tau_{max} = (1.5) \frac{(6978.35) \left(\frac{0.984252}{2} \right)}{0.09214}$$

$$\tau_{max} = 55,907.76 \text{ psi}$$

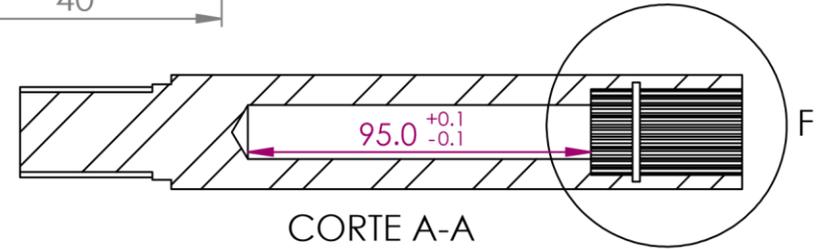
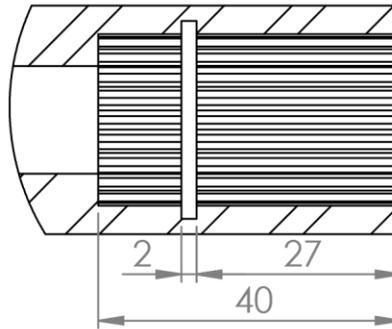
$$121,000 \text{ psi} > 55,907.76 \text{ psi}$$

Una vez que se aseguró que el elemento no sobre pasaba la resistencia a la fluencia por ninguna sección se realizó la manufactura de esta con el siguiente plano. Es importante señalar que este cople se envió a manufacturar externamente debido a que no se contaba con la herramienta necesaria en el taller.

Astriados según muestra física.
 Las dimensiones son orientadoras.
 Todas las tolerancias +/- 0.5 mm
 excepto astriados y las que se indiquen.

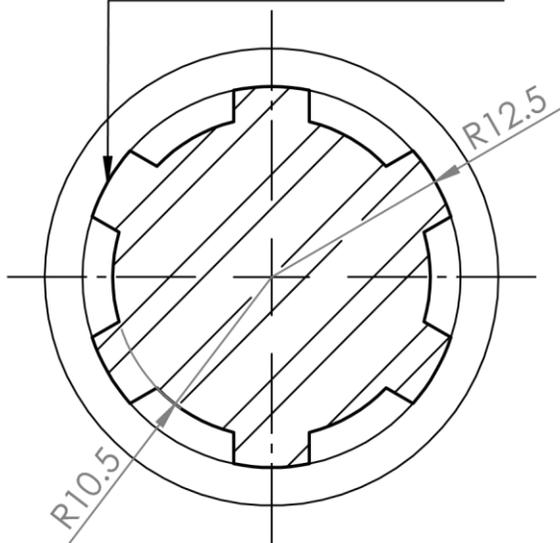


DETALLE F
 ESCALA 1 : 1

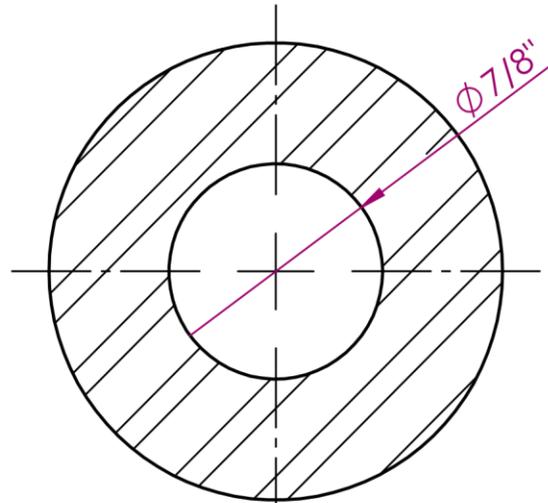


CORTE A-A

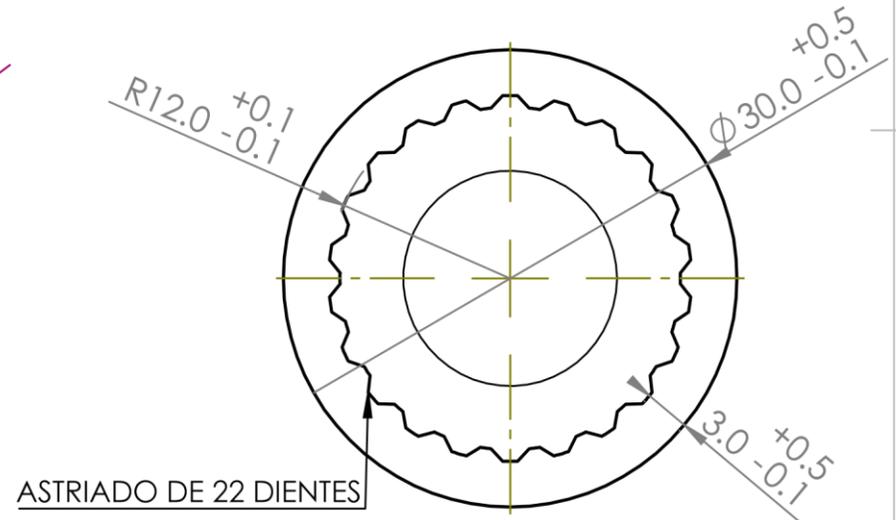
ASTRIADO DE 6 DIENTES



CORTE B-B
 ESCALA 2 : 1



CORTE C-C
 ESCALA 2 : 1



ASTRIADO DE 22 DIENTES

CORTE D-D
 ESCALA 2 : 1

Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno
 Dr. Iván Gonzalez Uribe

1:1

mm



Fecha: 24-10-2024

Altura del astriado al máximo posible (2 mm)

UAM

HALF SHAFT-DIFFERENTIAL COUPLER

Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando
 Gayou Hernández Emmanuel
 Vasconcelos Martínez Fredy Jair

49
 1/1

4.2.5 Eje de transmisión

El eje de transmisión (cardán) se realizó de tal forma que los factores de seguridad fueran cercanos a la unidad con la finalidad de reducir masa en este elemento. Inicialmente, se consideró trabajar con un cardán con un factor de seguridad por debajo de 1.0 para evaluar límites extremos, pero debido a restricciones de tiempo, se decidió optar por un diseño con un factor de seguridad de 1.1.

Se utilizó acero AISI 4140 tratado debido a sus propiedades mecánicas, ya que este material nos proporciona una amplia resistencia a la fluencia. Establecido esto, se realizaron los cálculos correspondientes.

Se hizo el cálculo para conocer el par de transmisión para este elemento, utilizando la ecuación (11), se obtuvo el siguiente valor

$$T_{EJE} = 222 [lb\ in] * 3.38 * 3.27 = 2453.68 [lb\ in]$$

Suponiendo radios de filete generosos y estimando $k_{ts} = 1.5$ y $k_{fs} = k_{ts}$, se obtuvo S'_e utilizando la ecuación (2). Como $S_{ut} < 200$ kpsi, entonces

$$S'_e = 0.5(138) = 69\ kpsi$$

Después se calculó el factor k_a utilizando la ecuación (4) y la Tabla 2 para conocer los parámetros a y b , resultando en

$$k_a = 2.7(138)^{-0.265} = 0.7316$$

Debido a que lo que queremos es determinar el diámetro de nuestro eje para dicho factor de seguridad, utilizamos un valor conservador para k_b , entonces

$$k_b = 0.9$$

Se verificará después de obtener el valor de d , por ello, $k_c = k_d = k_e = k_f = 1$. Entonces la ecuación (3), resulta en

$$S_e = (0.7316)(0.9)(1)(1)(1)(1)(69) = 45.43\ kpsi$$

Para nuestra primera estimación de diámetro utilizaremos el criterio de falla de Ed-Goodman con $M_m = T_a = M_a = 0$, considerando un factor de seguridad de $n = 1$, entonces utilizando la ecuación (20), resulta que

$$d = \left(\frac{16(1)}{\pi} \left\{ \frac{1}{138,000} \left[3((1.5)(2453.68))^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.6173 \text{ in}$$

El resultado nos da un valor conservador, por ello, se seleccionó el siguiente valor estándar por debajo de este diámetro, dicho esto, se seleccionó el valor de 39/64 de pulgada que es igual a 0.609375 en valor decimal.

Para este nuevo valor de diámetro se procedió a calcular el factor de seguridad para nuestro eje de transmisión (cardán).

Entonces se calcularon los nuevos valores para k_{ts} y q_s con ayuda de las Figuras 9 y 10, donde $D = 0.73125$ y $r = 0.0609375$, con estos valores se obtiene que $q_s = 0.86$ y $k_{ts} = 1.35$.

Entonces se realizó el análisis a fatiga del eje de transmisión, se obtuvo S'_e utilizando la ecuación (2)

$$S'_e = 0.5(138) = 69 \text{ kpsi}$$

Se calculó el factor k_a con la ecuación (4), dando como resultado

$$k_a = 2.7(138)^{-0.265} = 0.7316$$

Posteriormente se calculó k_b con la ecuación (5), dando como resultado

$$k_b = 0.879(0.609375)^{-0.107} = 0.9270$$

Se calculó k_c con la ecuación (6), donde para la torsión pura

$$k_c = 0.59$$

Debido a que la temperatura de operación es a temperatura ambiente, entonces se calculó k_d con ayuda de la Tabla 3, donde

$$k_d = 1$$

Utilizando la Tabla 4 se calculó el factor k_e para una confiabilidad del 99%, donde

$$k_e = 0.814$$

Y finalmente el factor k_f , donde este es igual a 1. Una vez calculando todos los factores que modifican el límite de la resistencia a la fatiga, se utilizó la ecuación (3), dando como resultado

$$S_e = (0.7316)(0.9270)(0.59)(1)(0.814)(1)(69) = 22.47 \text{ kpsi}$$

Con la ecuación (10), se obtuvo que

$$k_{fs} = 1.301$$

Se calculó el esfuerzo de von Mises con la ecuación (17), dando como resultado

$$\sigma'_m = \left[\left(3 \left(\frac{16(1.301)(2453.68)}{\pi(0.609375)^3} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right] = 124,444.95 \text{ psi}$$

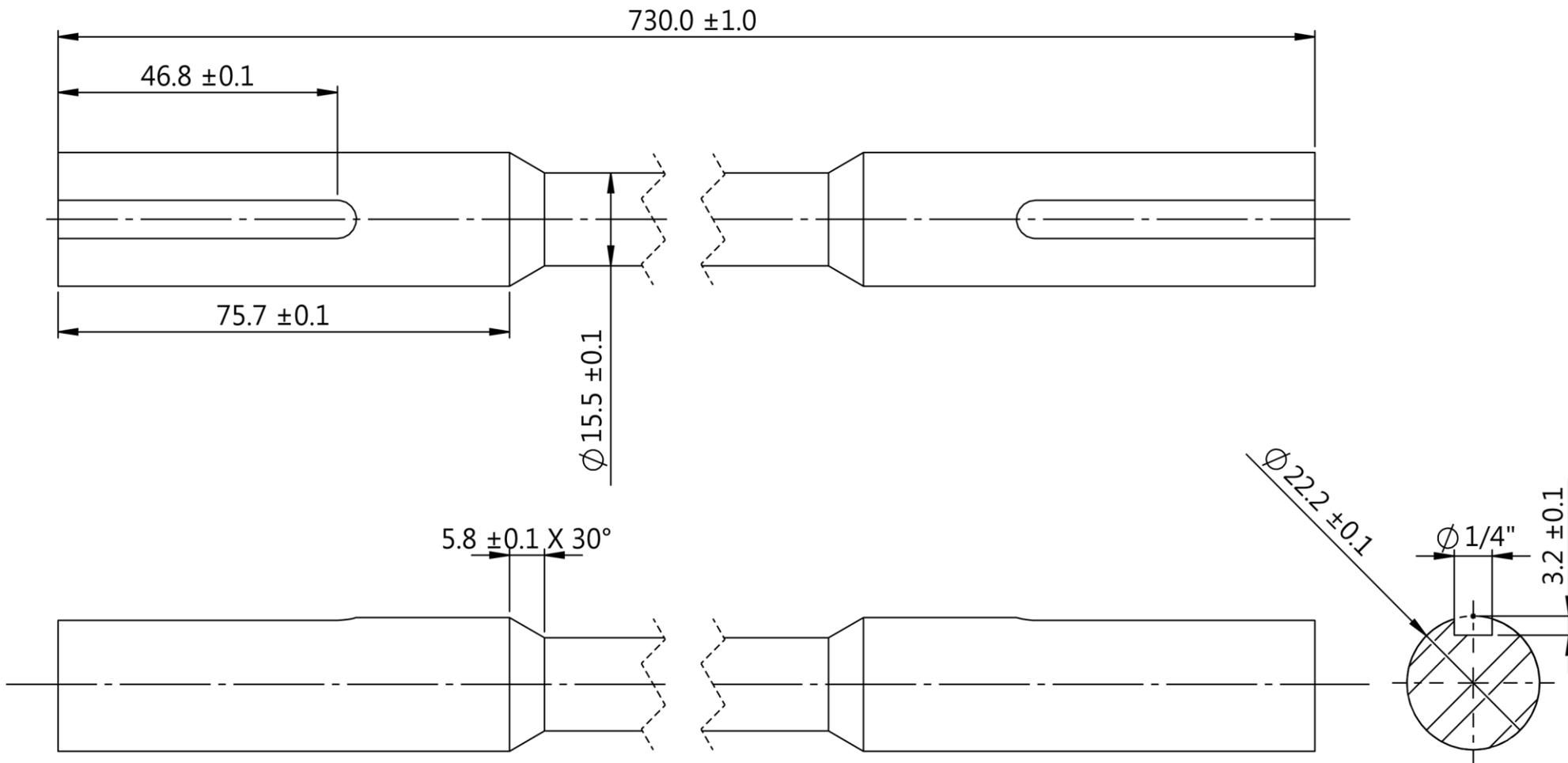
Finalmente utilizando la ecuación (19) del criterio de Ed-Goodman, obtenemos el factor de seguridad

$$\frac{1}{n} = \frac{124,444.95}{138,000} = 0.901775$$

Entonces nuestro factor de seguridad para nuestro eje de transmisión (cardán) da como resultado:

$$n = \frac{1}{0.901775} = 1.10$$

Con estos cálculos y con los planos “Cardán primario” y “Cardán secundario” que se muestran a continuación, se comenzó con la manufactura del eje de transmisión cardán.



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno
Dr. Iván González Uribe

1:1

mm



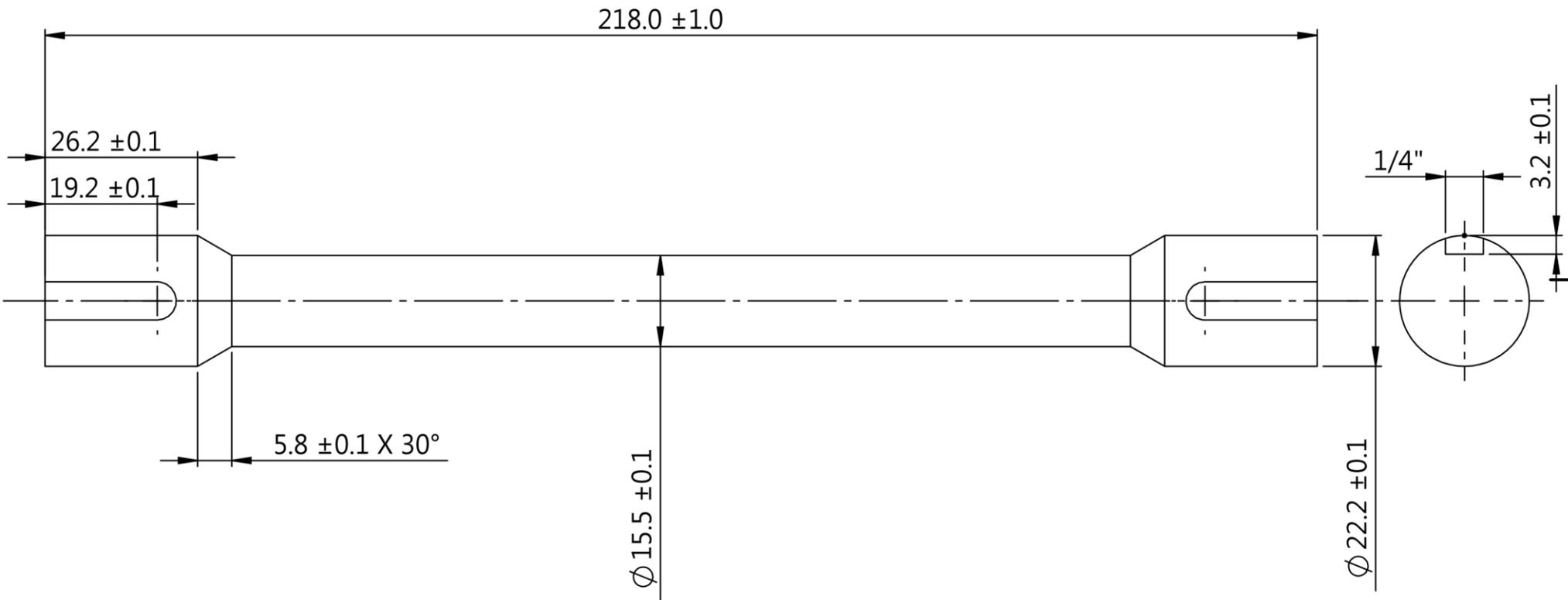
Fecha: 29/01/25

UAM

Cardán primario

Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando
Gayou Hernández Emmanuel
Vasconcelos Martínez Fredy Jair

53
1/1



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Iván González Uribe	1:1	mm		Fecha: 29/01/25
UAM	Cardán secundario			54
	Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando Gayou Hernández Emmanuel Vasconcelos Martínez Fredy Jair			1/1

Es importante mencionar que el diseño del tren de potencia trasero no permite un eje cardán único, debido al desalineamiento necesario para su acomodo. Por ello, se implementaron dos cardanes; uno primario y uno secundario, lo que permite transmitir el movimiento de manera eficiente pese a la disposición excéntrica del sistema.

Adicionalmente, el eje cardán presenta un cambio de sección a 7/8 de pulgada, decisión tomada para conservar las juntas universales utilizadas en el diseño del año anterior. El material para el cardán se adquirió con un diámetro de 1 pulgada y fue posteriormente manufacturado en el taller de mecánica. A continuación, se detalla el proceso de fabricación:

1. Primero, se realizó un cilindrado del eje a un diámetro de 7/8 de pulgada en el torno, empleando una herramienta porta-insertos y una luneta, como se muestra en la Figura 47. Para la velocidad de corte del eje cardán se utilizó la ecuación (25), como se muestra a continuación:

$$V_c = \frac{\pi \cdot 9.9 \text{ mm} \cdot 460 \text{ rpm}}{1000}$$

$$V_c = 14.30 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Y para obtener la velocidad de avance se utilizó la ecuación (27), como se muestra a continuación:

$$V_f = 0.3 \frac{\text{mm}}{\text{diente}} \cdot 460 \text{ rpm}$$

$$V_f = 138 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$



Figura 47. Cilindrado a 7/8 de pulgada.

2. Posteriormente, se marcó la distancia a cilindrar a 39/64 de pulgada utilizando cinta como guía y se llevó a cabo el proceso, como se observa en la Figura 48.



Figura 48. Cilindrado a 39/64 de pulgada.

3. Por último, se realizaron a ambos cardanes cuñeros de 1/4 de pulgada en la fresadora, como se muestra en la Figura 49.



Figura 49. Proceso de los cuñeros.

4. El resultado final, se muestra en la Figura 50.



Figura 50. Cardán terminado.

4.2.6 Soportes de caja de reducción trasera y diferencial delantero.

Se diseñaron nuevos soportes con el objetivo de reducir peso, utilizando lámina de acero ASTM A36 con un espesor de 2.3 mm como material. Para garantizar su resistencia, se realizó una simulación en el software ANSYS, cuyos resultados confirmaron que el diseño cumplía con los requerimientos. Con base en estos resultados, se decidió proceder con este material para la fabricación. Los soportes propuestos se muestran en las Figuras 51 y 52.



Figura 51. Soporte del diferencial delantero.



Figura 52. Soporte de la caja de reducción trasera.

Con ayuda del plano “Soporte del diferencial” que se muestra a continuación se comenzó con la elaboración de los soportes para el diferencial delantero del vehículo.

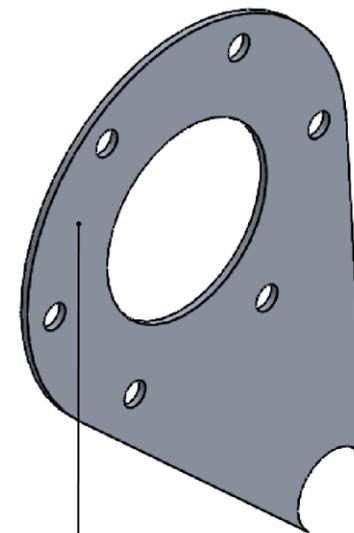
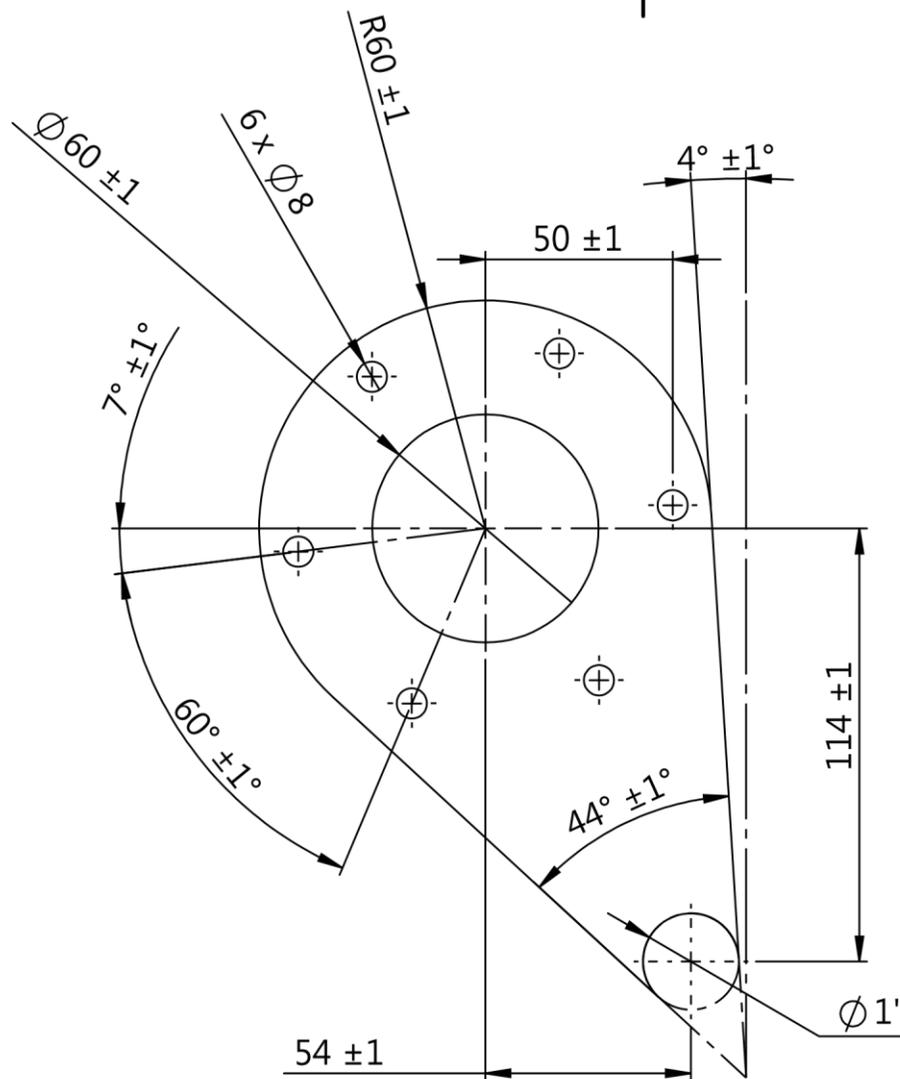


Lámina de acero calibre 13

Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno
Dr. Iván González Uribe

1:2

mm



Fecha: 26/01/25

UAM

Soporte del diferencial

Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando
Gayou Hernández Emmanuel
Vasconcelos Martínez Fredy Jair

58
1/1

El procedimiento para realizar estos soportes fue el siguiente:

1. Se imprimió una plantilla a escala real con la forma de los soportes, la cual se pegó sobre la lámina de acero para facilitar el proceso de corte. El corte se llevó a cabo utilizando una caladora equipada con una sierra para metal, como se muestra en la Figura 53.



Figura 53. Proceso de corte.

2. Posteriormente, se realizaron los barrenos correspondientes en ambos soportes en el taladro radial con broca de 5/8 de pulgada. Y luego, al soporte del diferencial se le realizó un ranurado con ayuda de una herramienta saca círculos, como se muestra en la Figura 54.



Figura 54. Ranurado del soporte.

3. Finalmente, los soportes fueron soldados y ensamblados en sus posiciones designadas, tal como se observa en las Figuras 55 y 56.



Figura 55. Ensamble del soporte del diferencial.



Figura 56. Ensamble del soporte de la caja de reducción trasera.

4.2.7 Soporte de motor

Se diseñó un nuevo soporte para el motor utilizando material PTR de una pulgada, dado que este material mostró un rendimiento satisfactorio el año pasado. Por ello, se optó por emplearlo nuevamente. El diseño del soporte en CAD se presenta en la Figura 57.

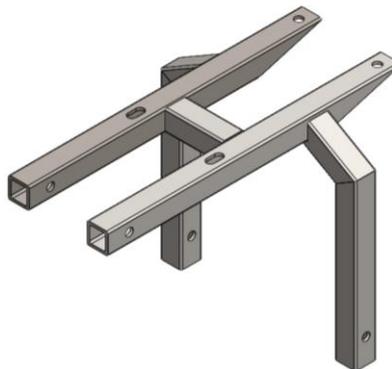
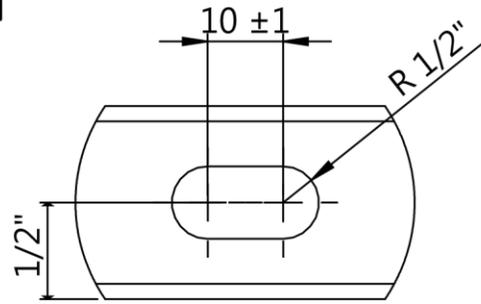
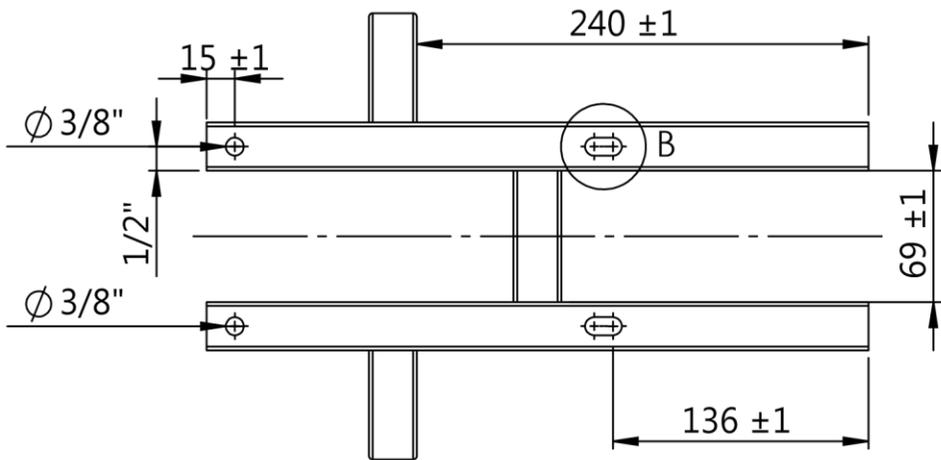
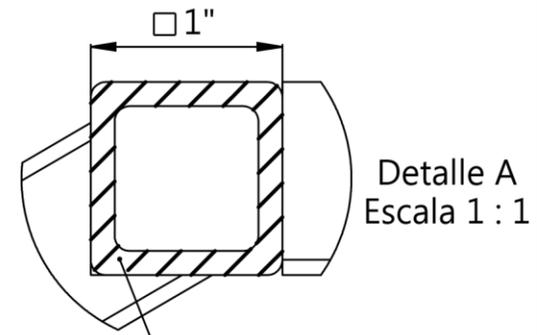


Figura 57. Diseño del soporte del motor.

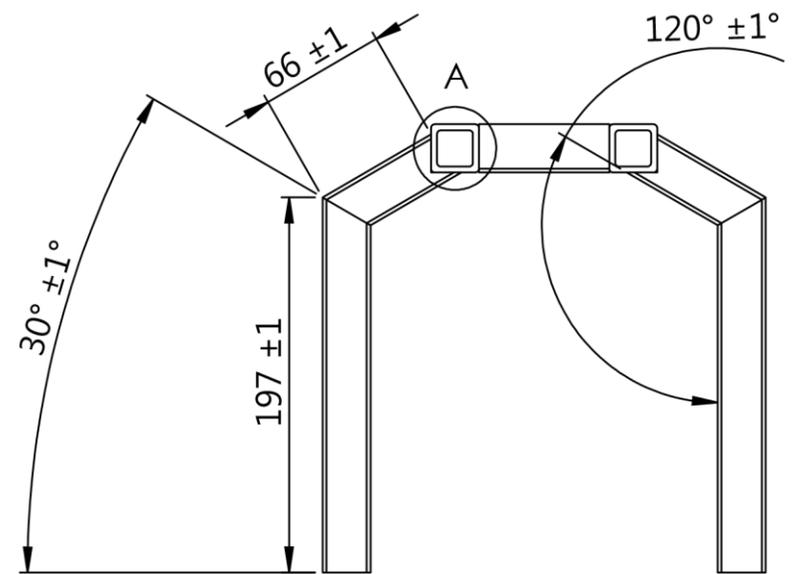
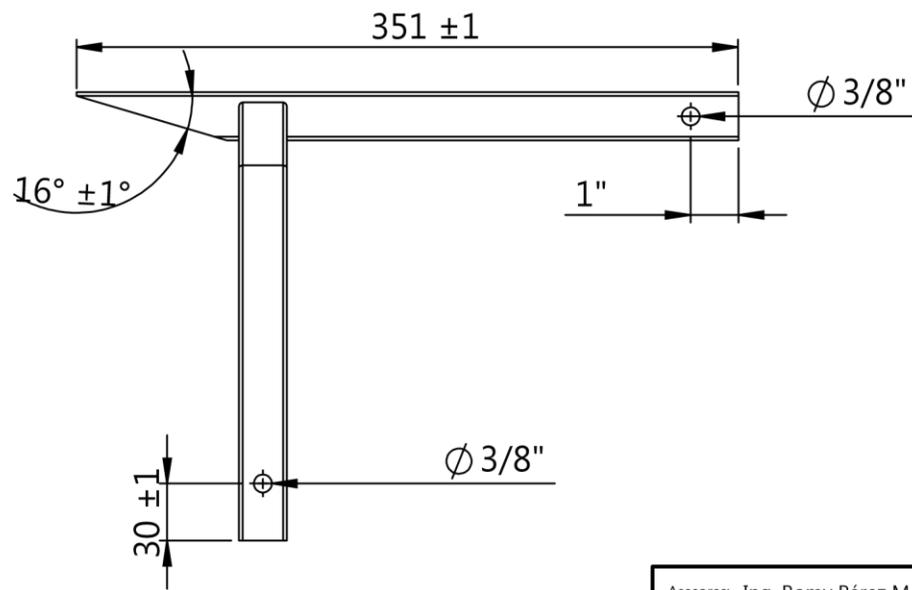
Con ayuda del plano “Soporte de motor” que se muestra a continuación, se comenzó su elaboración.



Detalle B
Escala 1 : 1



PTR calibre 14



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno
Dr. Iván González Uribe

1:4

mm



Fecha: 27/01/25

UAM

Soporte de motor

Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando
Gayou Hernández Emmanuel
Vasconcelos Martínez Fredy Jair

61
1/1

El proceso para realizar este soporte fue el siguiente:

1. Se cortaron las piezas según las medidas requeridas utilizando una sierra de mesa, como se muestra en la Figura 58.



Figura 58. Corte en sierra de mesa.

2. Posteriormente, se realizaron los barrenos necesarios con una broca de 5/8 de pulgada en el taladro radial, como se muestra en la Figura 59.



Figura 59. Barrenado del soporte.

3. Finalmente, las piezas del soporte fueron ensambladas mediante soldadura, el resultado se muestra en la Figura 60.



Figura 60. Soporte de motor inicial.

4.2.8 Caja de reducción trasera

Debido al buen desempeño de la caja de reducción trasera en el vehículo del año pasado, se decidió conservarla, pero realizando algunas modificaciones clave. Entre ellas, se diseñó un nuevo eje trasero y se aumentó el tamaño de las cuñas que frecuentemente sufrían degollamientos.

Se realizaron los análisis y cálculos necesarios para ampliar los cuñeros al máximo posible, alcanzando un tamaño de 3/16 de pulgada, ya que el espesor de la pared del engrane no permitía un aumento mayor.

En cuanto al eje delantero de salida hacia la CVT, se mecanizó un cuñero de 3/16 de pulgada en el engrane, porque el eje ya contaba con esa medida. Cabe mencionar que en el diseño anterior se utilizaba una cuña en forma de "T", la cual se degollaba frecuentemente. Por otro lado, al eje intermedio de salida hacia los engranes cónicos se aumentó el tamaño del cuñero a 3/16 de pulgada tanto en el eje como en los engranes.

El proceso de mecanizado de los cuñeros en los engranes tuvo que realizarse externamente, debido a la falta de herramienta en el taller y al tratamiento térmico que tenían los engranes.

4.2.9 Eje trasero

De manera similar a los coples, fue necesario diseñar un nuevo eje trasero para la caja de reducción trasera, con el objetivo de ensamblar los semiejes traseros directamente. Este diseño permitió alargar el eje, lo cual era un requisito solicitado por la sección de masas no suspendidas, ya que planeaban montar un disco freno en este eje.

Se llevaron a cabo los cálculos correspondientes para que este elemento sometido a torsión no excediera la resistencia a la fluencia del acero AISI 4140, material del cual se diseñó el eje. Por ello, se comenzó haciendo el cálculo para obtener el par de transmisión para este eje, con la ecuación (11) se obtuvo que

$$T_{EJE} = 222 [lb\ in] * 3.38 * 9.3 = 6978.35\ lb\ in$$

En los extremos de este eje, van conectados un par de semiejes con las mismas características en cuanto a número de estriado, diámetro de conexión, por ello se hizo el análisis de esfuerzos de estas secciones, por ello se utilizó la ecuación (15) y (17) para conocer el esfuerzo máximo, mismo que ocurre en la superficie de esta sección, dando como resultado

$$J = \frac{\pi[(1.37795)^4 - (0.94488)^4]}{32}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = (1.5) \frac{(6978.348)(0.70866)}{J} = 23,333.60 \text{ psi}$$

Después se hizo el análisis de esfuerzos para una sección que es hueca pero que no lleva estriado, utilizando las ecuaciones (15) y (17), se obtuvo el siguiente resultado

$$J = \frac{\pi[(1.37795)^4 - (0.787402)^4]}{32} = 0.317398 \text{ in}^4$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = (1.5) \frac{(6978.348)(0.688975)}{J} = 22,721.82 \text{ psi}$$

Seguido se le hizo el mismo análisis a una sección circular sólida de 35 mm que son aproximadamente 1.37795 pulgadas, dando el siguiente resultado de esfuerzo máximo en esta sección

$$J = \frac{\pi[(1.37795)^4]}{32} = 0.35394 \text{ in}^4$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = (1.5) \frac{(6978.348)(0.68898)}{J} = 20,376.09 \text{ psi}$$

Se hizo este análisis de esfuerzos en un cambio de diámetro en una de las secciones, el diámetro es de 38 mm que son aproximadamente 1.49607 pulgadas, dando el siguiente resultado

$$J = \frac{\pi[(1.49607)^4]}{32} = 0.49182 \text{ in}^4$$

$$\tau = (1.5) \frac{(6978.348)(0.748035)}{J} = 15,920.6 \text{ psi}$$

Finalmente, para el último cambio de sección se le hizo el análisis de esfuerzos para garantizar la deformación no permanente de este elemento, dando el siguiente resultado

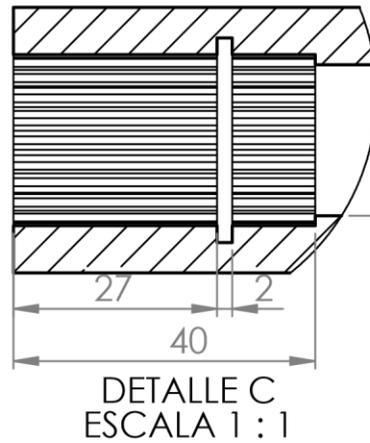
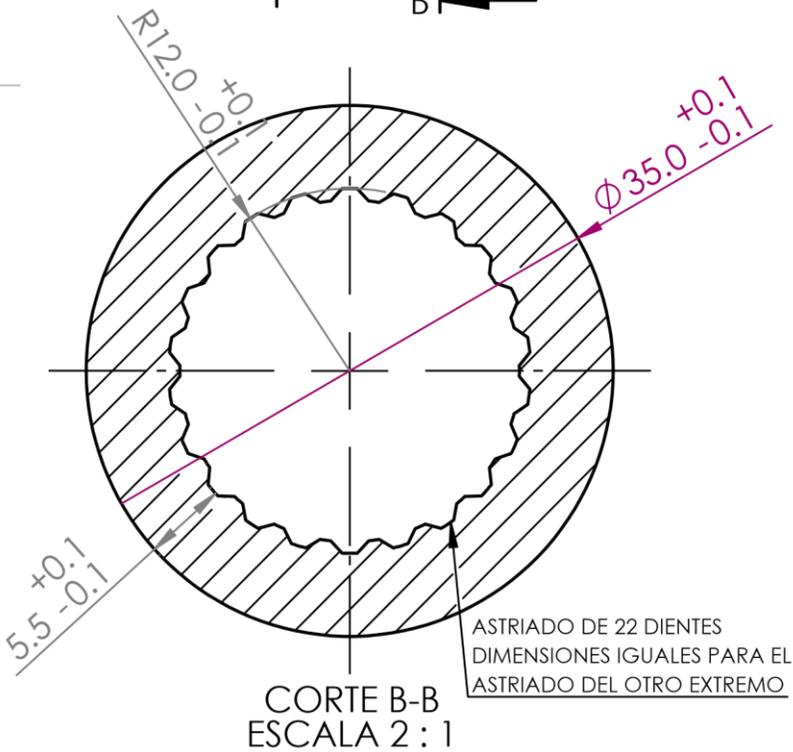
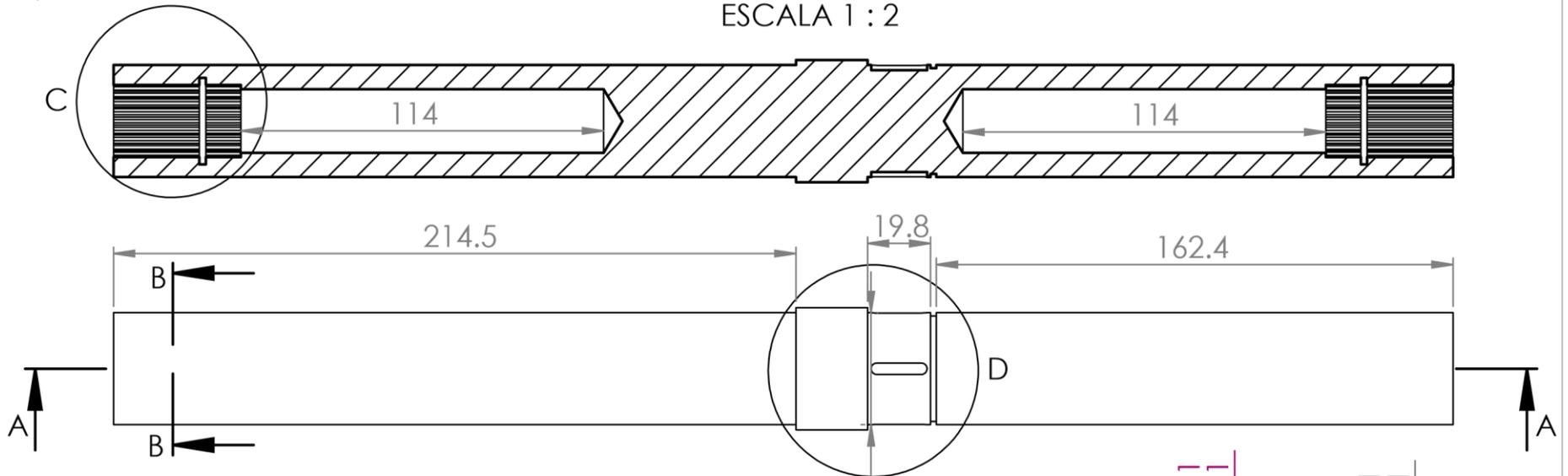
$$J = \frac{\pi[(1.295276)^4]}{32} = 0.27634 \text{ in}^4$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = (1.5) \frac{(6978.348)(0.647638)}{J} = 24,531.97 \text{ psi}$$

En el análisis de esfuerzos en todas las secciones de importancia, se observó que en ninguna de las secciones el esfuerzo máximo sobre pasaba la resistencia a la fluencia. Se hizo el plano “GEARBOX SHAFT” del diseño del eje y posteriormente se envió a manufacturar a un taller externo, el plano se muestra a continuación.

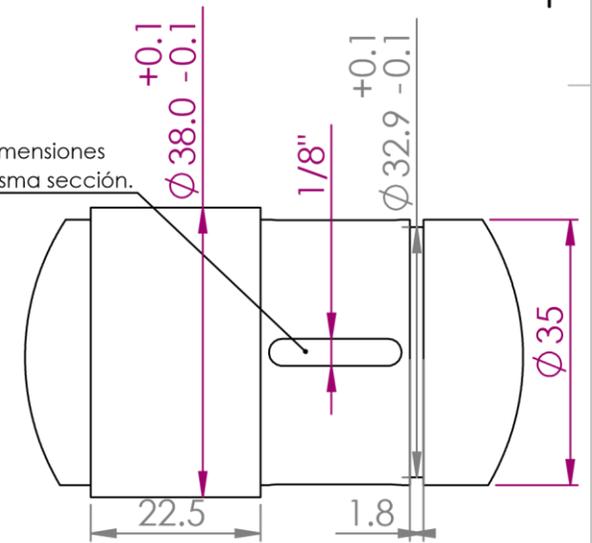
Astriado interno según muestra física
 Las dimensiones son orientadoras.
 Todas las tolerancias +/- 0.5 mm excepto
 astriados y los que se indiquen.

CORTE A-A
 ESCALA 1 : 2



Cuñero con mismas dimensiones
 cada 90° sobre esa misma sección.

DETALLE D
 ESCALA 1 : 1



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Iván Gonzalez Uribe	1:5	mm		Fecha: 30-10-2024
UAM	GEARBOX SHAFT			66
	Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando Gayou Hernández Emmanuel Vasconcelos Martínez Fredy Jair			1/1

El componente final se muestra en la Figura 61.



Figura 61. Eje trasero.

4.2.10 Cuñero del eje intermedio

Se inició seleccionando una cuña cuadrada para un eje de 20 mm de diámetro, fabricado en acero 4140 tratado térmicamente. El diseño consideró un factor de seguridad de 2.8, un torque de 2453.67 lb-in y una resistencia a la fluencia de 65 kpsi.

$$d = 20 \text{ mm} = 0.787 \text{ in}$$

$$T = 2453.67 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

$$n = 2.8$$

$$S_y = 65 \text{ kpsi}$$

Se comienza obteniendo la fuerza con la ecuación (24)

$$F = \frac{2453.67 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{0.3935 \text{ in}}$$

$$F = 6,235.50 \text{ lbf}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión ecuación (25) se obtiene que:

$$S_{sy} = 0.577(65 \text{ kpsi})$$

$$S_{sy} = 35 \text{ kpsi}$$

Una vez obteniendo estos valores se sustituye en la ecuación y sabiendo que $\tau = \frac{F}{tl}$ y que l es la mitad de la cara de la cuña:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl/2}$$

$$\frac{37.5(10)^3}{2.80} = \frac{6235.50}{\frac{0.1875 l}{2}}$$

Despejando l se obtiene que:

$$l = 4.966 \text{ in}$$

4.2.11 CVT

Para la transmisión variable continua (CVT), se decidió conservar la CVT Comet 790 utilizada en el vehículo anterior. Esta decisión se basó en su buen funcionamiento y en el hecho de que es una de las mejores opciones disponibles en el mercado para este tipo de vehículos. Además, se identificó la posibilidad de personalizar su configuración mediante el cambio de resortes con diferentes rigideces.

Cabe destacar que únicamente se reemplazó la banda por una más pequeña para adaptarla mejor al diseño y espacio del nuevo vehículo. La CVT se muestra la Figura 62.



Figura 62. CVT Comet 790

Es importante mencionar que se adquirieron con anticipación tres bandas de distintas longitudes debido al tiempo prolongado de envío, ya que debían ser importadas internacionalmente. Para evaluar los ajustes con cada banda, se realizaron simulaciones de ensamblaje en SolidWorks. Con base en estas pruebas, se seleccionó la banda que permitió el mejor acomodo.

Los resultados de estos ajustes se muestran en la Figura 63 y el acomodo final de la banda con la CVT en la Figura 64.



Figura 63. Configuración de bandas.



Figura 64. Acomodo final de la CVT.

4.2.12 Ensamble del sistema de potencia

Una vez teniendo todos los componentes del sistema de potencia, se procedió con el ensamblaje de estos elementos. Este proceso se llevó a cabo una vez que la sección de la jaula finalizó la soldadura de todos los tubos necesarios para garantizar la estructura del chasis.

En esta etapa, fue indispensable la colaboración de la misma sección para soldar tanto los soportes como las uniones correspondientes, elementos fundamentales para el montaje adecuado de los componentes del sistema de potencia.

Es importante mencionar que este primer ensamblaje se realizó sin incluir las protecciones, ya que estas se encontraban en desarrollo durante esta fase. Este enfoque permitió verificar la correcta alineación, ajuste y funcionalidad del sistema de potencia en conjunto con la estructura, asegurando que los puntos de fijación y soportes cumplieran con los requisitos de diseño y funcionalidad.

Además, este proceso inicial fue clave para detectar posibles ajustes necesarios antes de la instalación definitiva de las protecciones. El resultado de este ensamblaje preliminar se puede observar en las Figuras 65 y 66 donde se aprecia la disposición y la integración de los componentes en el vehículo.



Figura 65. Ensamble del sistema de potencia parte delantera.



Figura 66. Ensamble del sistema de potencia parte trasera.

4.2.13 Protecciones del eje de transmisión

Para la protección del eje de transmisión (cardán), el reglamento establece que debe fabricarse con un material resiliente y mantener un espacio de una pulgada entre la protección y el elemento. Además, se requiere la instalación de dos aros, colocados a distancias equivalentes a $1/3$ y $2/3$ de la longitud del eje, con un ancho mínimo de una pulgada cada uno.

Para cumplir con estos requisitos, se utilizó un tubo de aluminio de aleación 6063. Adicionalmente, se fabricaron unas cajas de acero de 1.7 mm de espesor para proteger las juntas universales y los aros se fabricaron con aluminio 6061-T6 de 3.5 mm. La protección quedó instalada de acuerdo con las especificaciones reglamentarias, como se muestra en las Figuras 67 y 68.



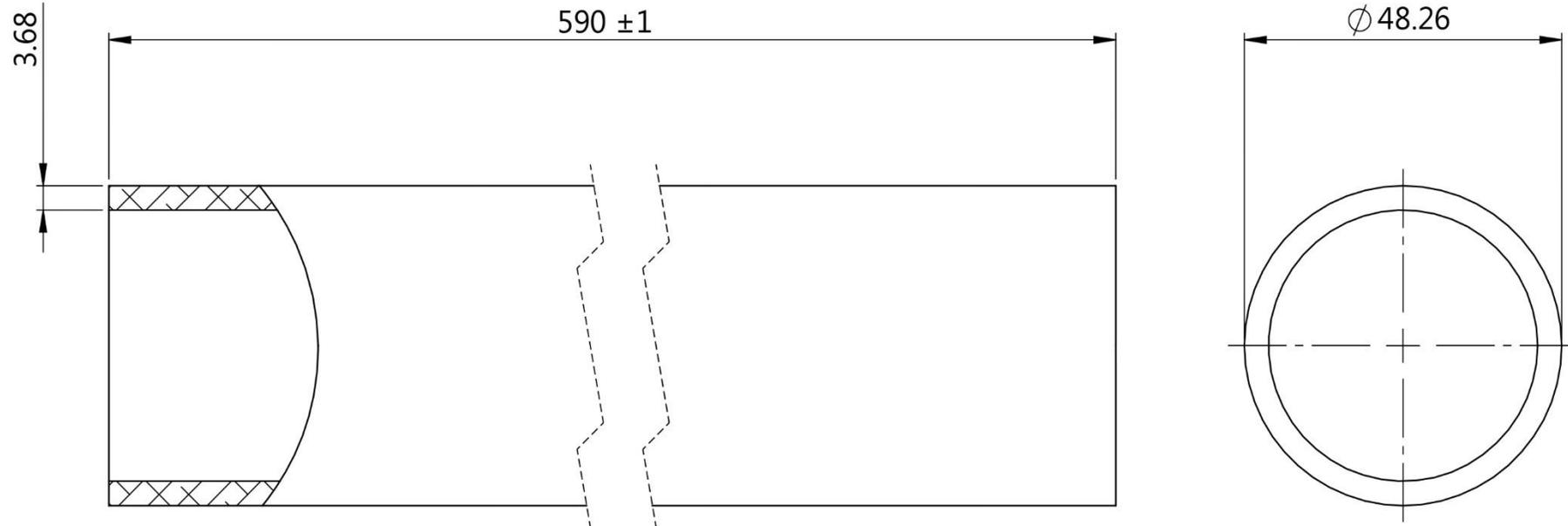
Figura 67. Protección del eje de transmisión (cardán).



Figura 68. Protección de juntas universales.

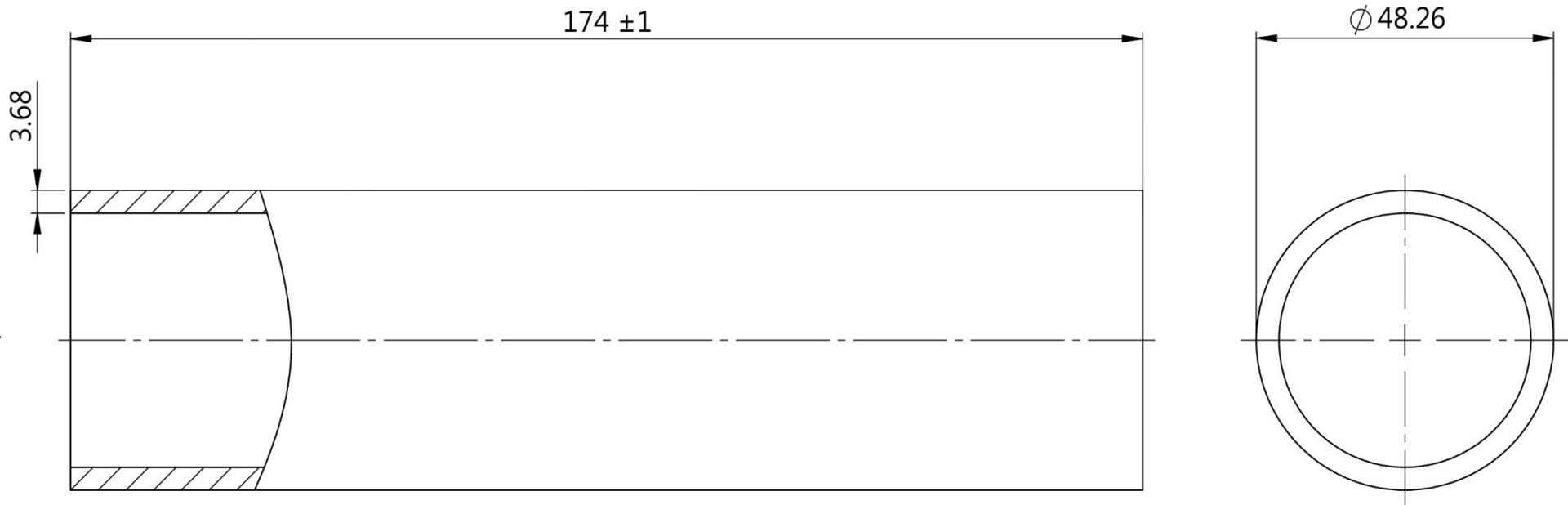
La protección del eje de transmisión cardán, tanto primario como secundario y los retenedores de este mismo eje, se elaboraron con base a los planos “Protección cardán primario”, “Protección cardán secundario” y “Retenedor de cardán” que se muestran a continuación.

Dimensiones sin tolerancia están dadas por fabricante.

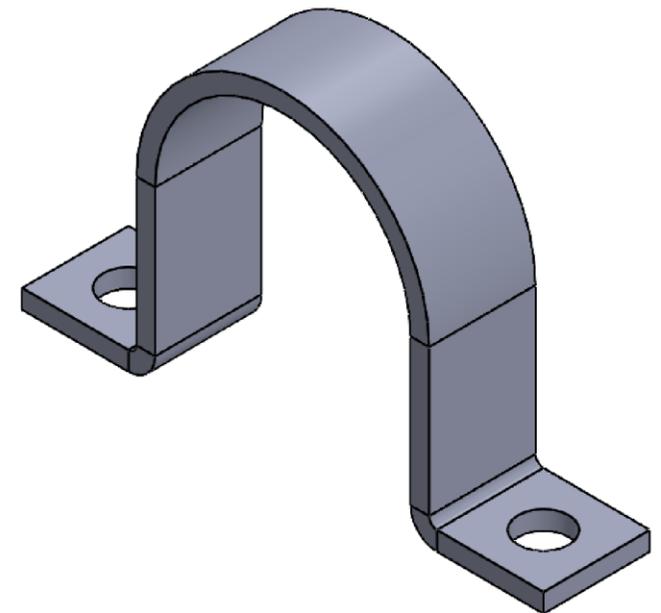
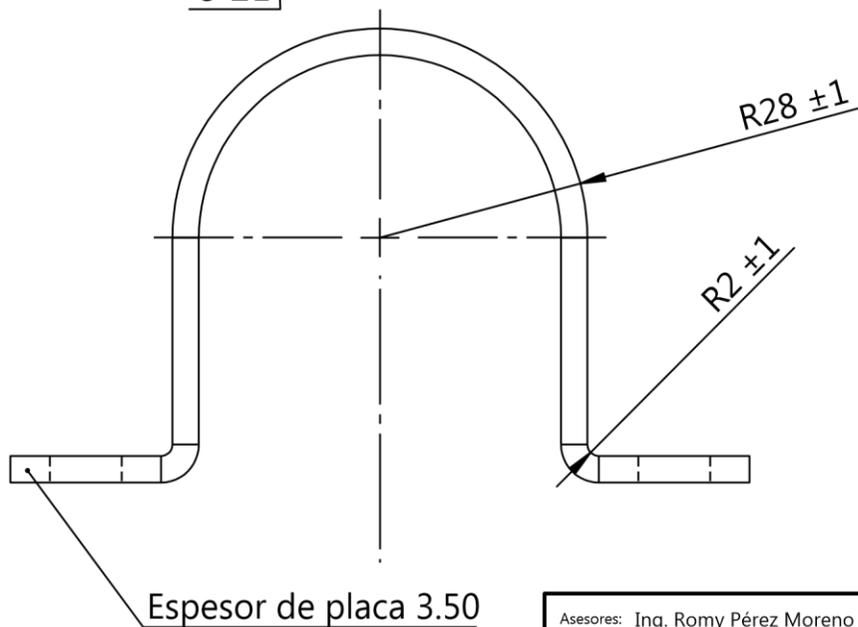
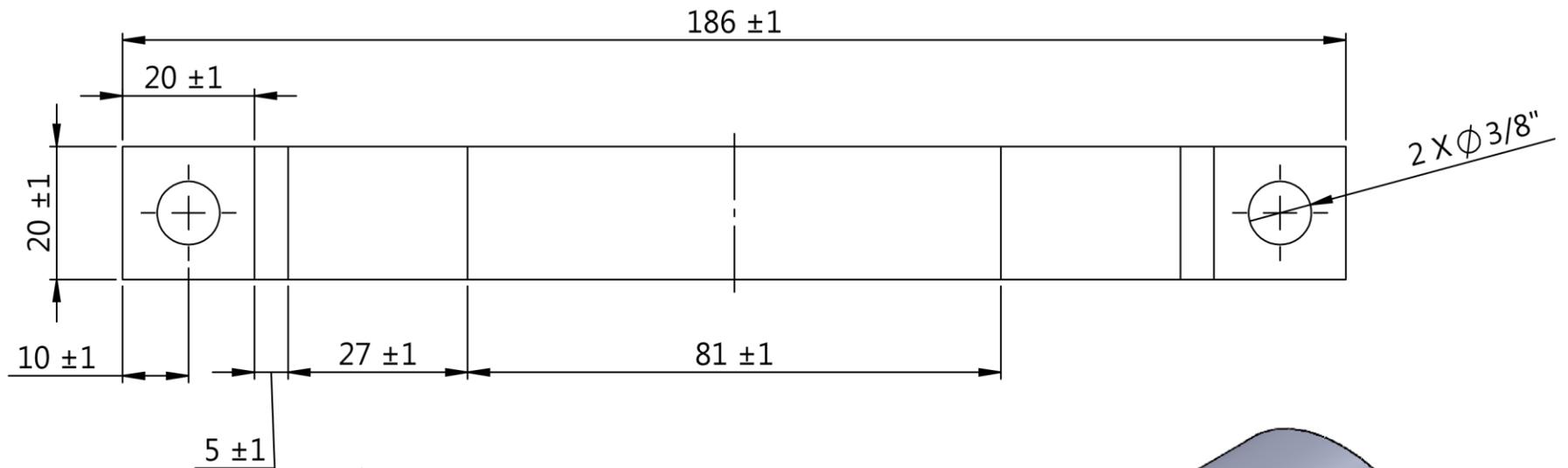


Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Iván González Uribe	1:1	mm		Fecha: 27/01/25
UAM	Protección cardán primario			1/1
	Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando Gayou Hernández Emmanuel Vasconcelos Martínez Fredy Jair			

Dimensiones sin tolerancia están dadas por el fabricante.



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Iván González Uribe	1:1	mm		Fecha: 27/01/25
UAM	Protección cardán secundario			
	Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando Gayou Hernández Emmanuel Vasconcelos Martínez Fredy Jair			1/1



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Iván González Uribe	1:1	mm		Fecha: 27/01/25
UAM	Retenedor de cardán primario			74 1/1
	Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando Gayou Hernández Emmanuel Vasconcelos Martínez Fredy Jair			

4.2.14 Protección CVT

El reglamento de la competencia restringe que todo elemento rotativo debe contar con una protección de un material en específico los materiales permitidos son:

- Acero, de al menos 1.5 mm (0.06 pulgadas) de espesor, que iguale o supere la resistencia del acero AISI-1010.
- Aluminio, de al menos 3.0 mm (0.12 pulgadas) de espesor, que cumpla o supere la resistencia de 6061-T6.

Con base en esto, se utilizó aluminio 6061-T6 con un espesor de 3.5 mm para fabricar la protección alrededor de la CVT.

El proceso que se llevó a cabo fue el siguiente:

1. Se generó una impresión a escala real del diseño de la protección, la cual se pegó sobre una lámina de aluminio de 3.5 mm de espesor. A continuación, se procedió a cortarla utilizando una caladora, tal como se ilustra en la Figura 69.



Figura 69. Corte de la protección de la CVT.

2. Posteriormente, la lámina fue rodada en la máquina roladora del taller de fundición para darle la forma requerida, como se observa en la Figura 70.



Figura 70. Rolado de la protección.

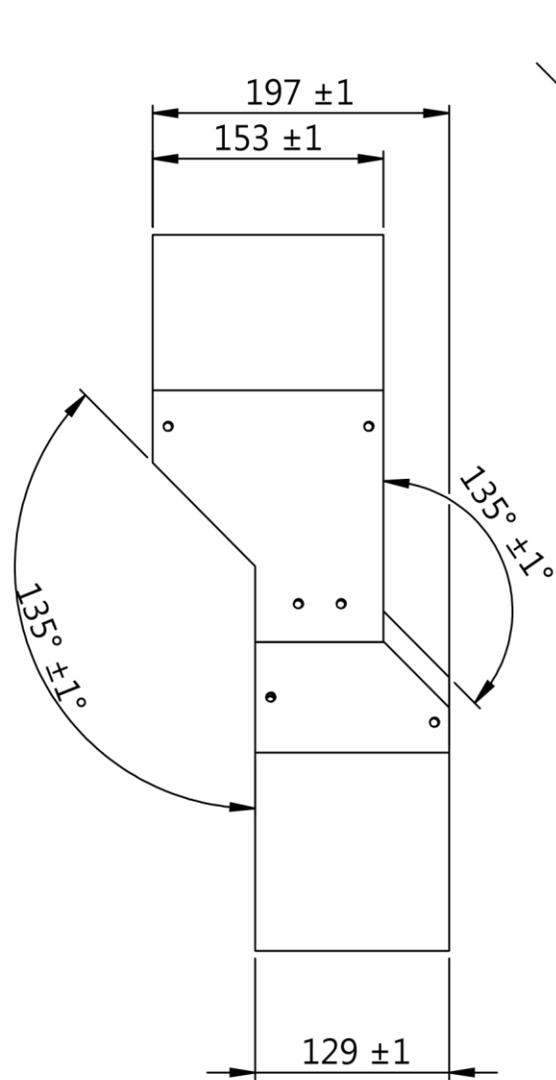
3. Finalmente, se aplicó calor con un soplete para ajustar la forma final de la protección. Una vez obtenida la geometría deseada, se ensambló utilizando tornillos. Posteriormente, se pintó, y el resultado final, ya montado, se muestra en la Figura 71.



Figura 71. Resultado final de la protección de la CVT.

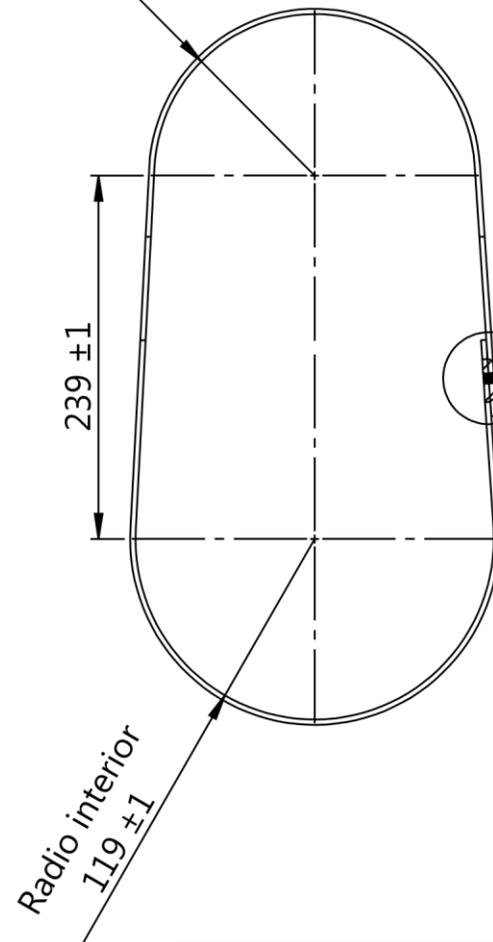
Con base a los planos “Cubierta tangencial CVT” que se muestran a continuación se procedió a realizar la elaboración de esta misma.

Así mismo se muestran a continuación los planos “Cubierta lateral CVT frontal”, este elemento se realizó en el taller de mecánica igual con la restricción de que ningún dedo debe pasar por los agujeros necesarios para la disipación de calor que la CVT proporciona durante su funcionamiento.



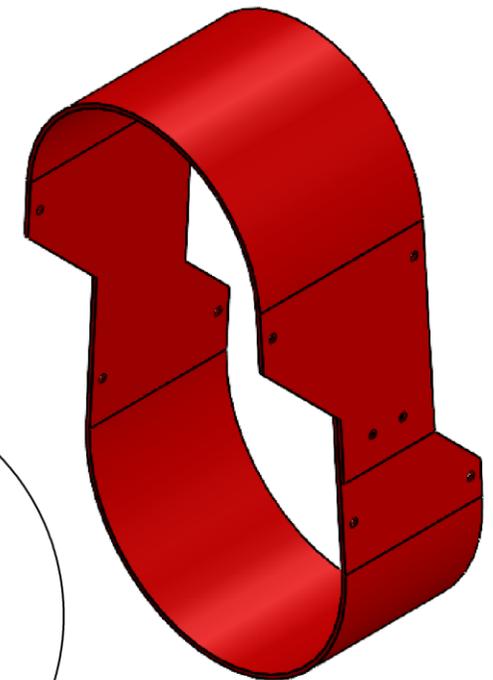
Radio interior
 106 ± 1

Lámina aluminio 6061-T6
espesor de 3.50



Escala 1 : 1

Todos los barrenos están
roscados a $1/4''-20h$



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno
Dr. Iván González Uribe

1:5

mm



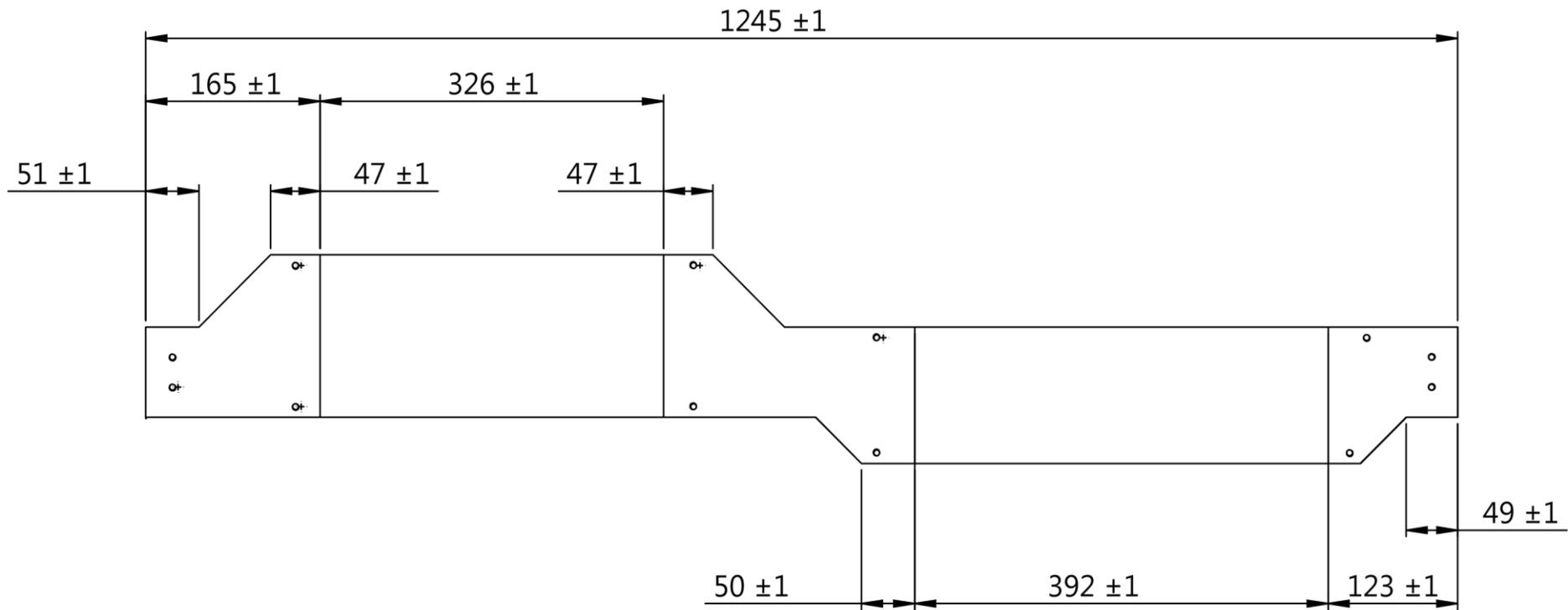
Fecha: 27/01/25

UAM

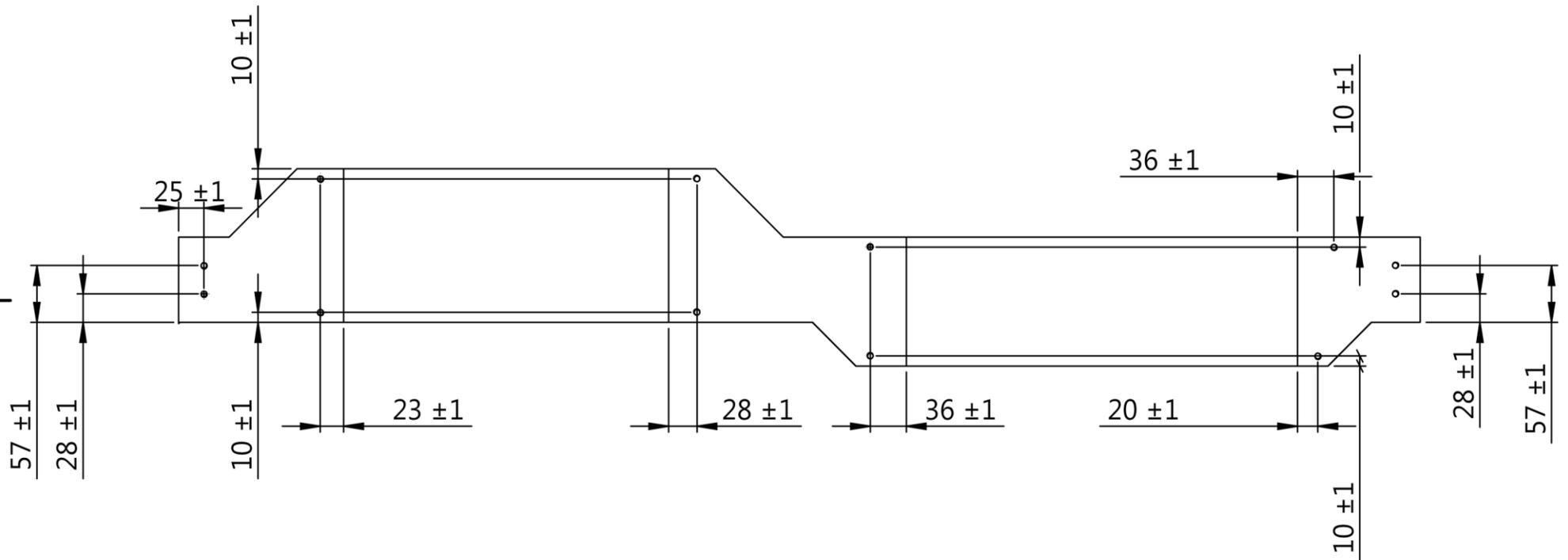
Cubierta tangencial CVT

Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando
Gayou Hernández Emmanuel
Vasconcelos Martínez Fredy Jair

$1/3$



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Iván González Uribe	1:6	mm		Fecha: 27/01/25
<h1 style="text-align: center;">UAM</h1>	<h2>Cubierta tangencial CVT</h2>			
	Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando Gayou Hernández Emmanuel Vasconcelos Martínez Fredy Jair	$\frac{78}{2/3}$		



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno
Dr. Iván González Uribe

1:6

mm



Fecha: 27/01/25

UAM

Cubierta tangencial CVT

Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando
Gayou Hernández Emmanuel
Vasconcelos Martínez Fredy Jair

79
3/3

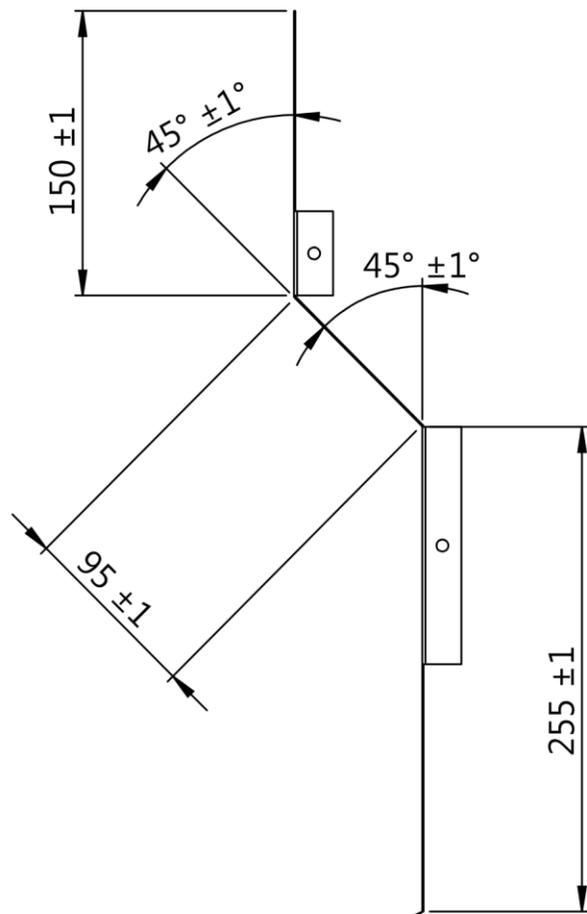
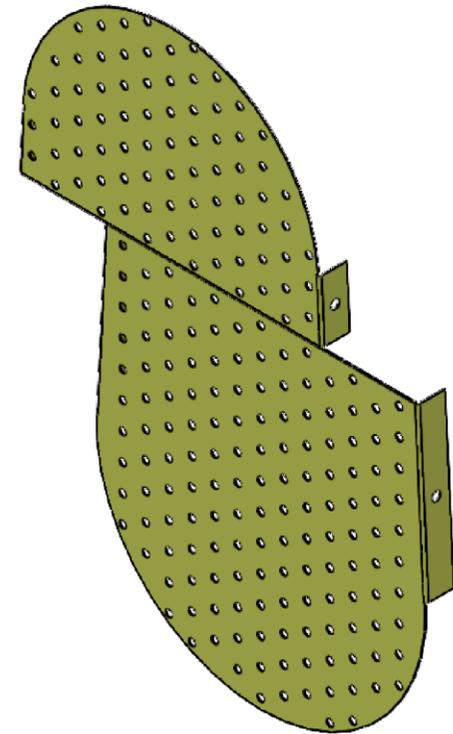
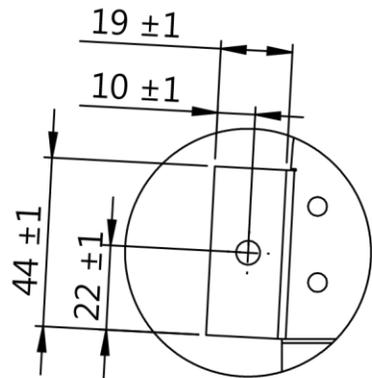


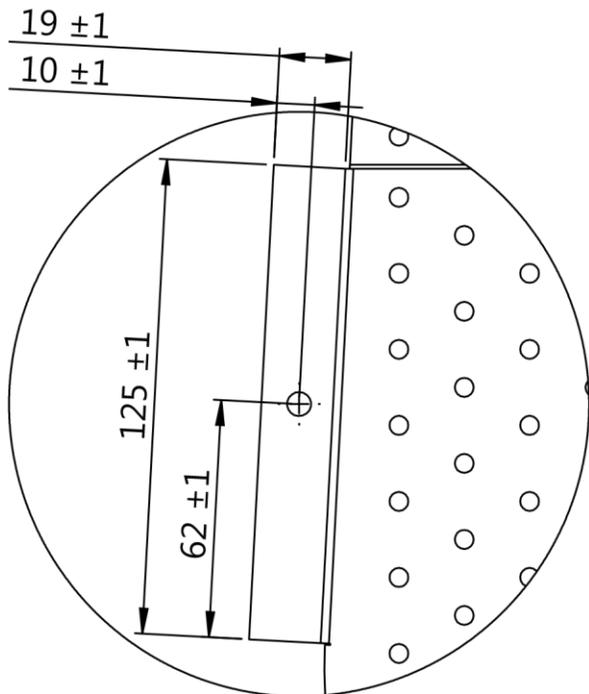
Lámina de aluminio calibre 22



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Iván González Uribe	1:4	mm		Fecha: 27/01/25
<h1 style="text-align: center;">UAM</h1>	<h2 style="margin: 0;">Cubierta lateral CVT frontal</h2>			
	Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando Gayou Hernández Emmanuel Vasconcelos Martínez Fredy Jair			$\frac{80}{1/2}$



Detalle A
Escala 1 : 2

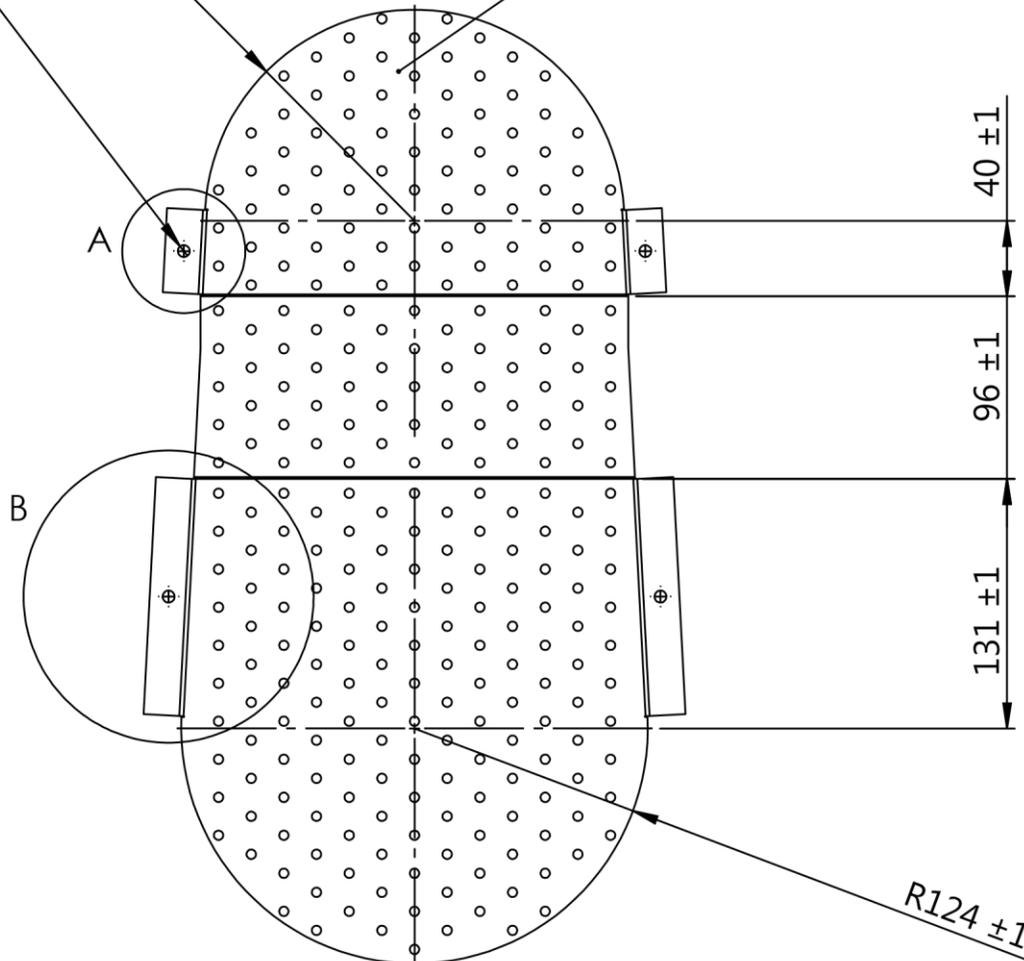


Detalle B
Escala 1 : 2

4 X Ø 1/4"

R111 ± 1

Patrón triangular de
agujeros de Ø 5.00



R124 ± 1

Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno
Dr. Iván González Uribe

1:4

mm



Fecha: 27/01/25

UAM

Cubierta lateral CVT frontal

Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando
Gayou Hernández Emmanuel
Vasconcelos Martínez Fredy Jair

81
2/2

4.2.15 Soporte del tanque de gasolina

Este soporte fue fabricado conforme al reglamento de la competencia. Se utilizó PTR para las secciones destinadas, cumpliendo con las dimensiones mínimas y especificaciones establecidas en dicho reglamento. El soporte soldado a la jaula puede apreciarse en las Figuras 72 y 73.



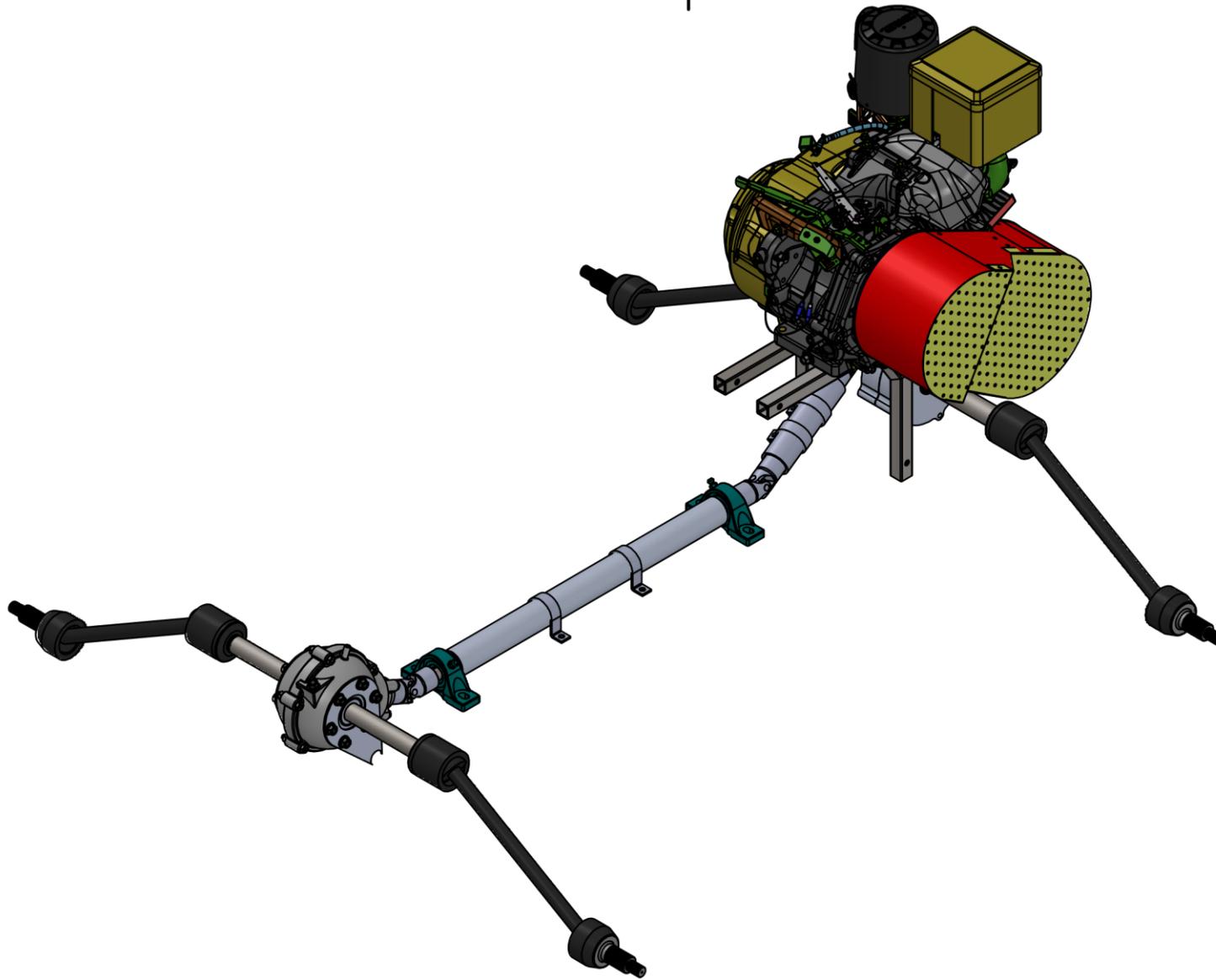
Figura 72. Soporte del tanque de gasolina vista inferior.



Figura 73. Soporte del tanque de gasolina vista lateral.

Finalmente, en el plano a continuación se muestra el ensamble final de todos los elementos que componen el sistema de tren de potencia para el vehículo BAJA SAE UAM 2024.

Así mismo se muestra el explosionado del tren de potencia en un plano posterior al ensamble general.



Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno
Dr. Iván González Uribe

1:10

mm



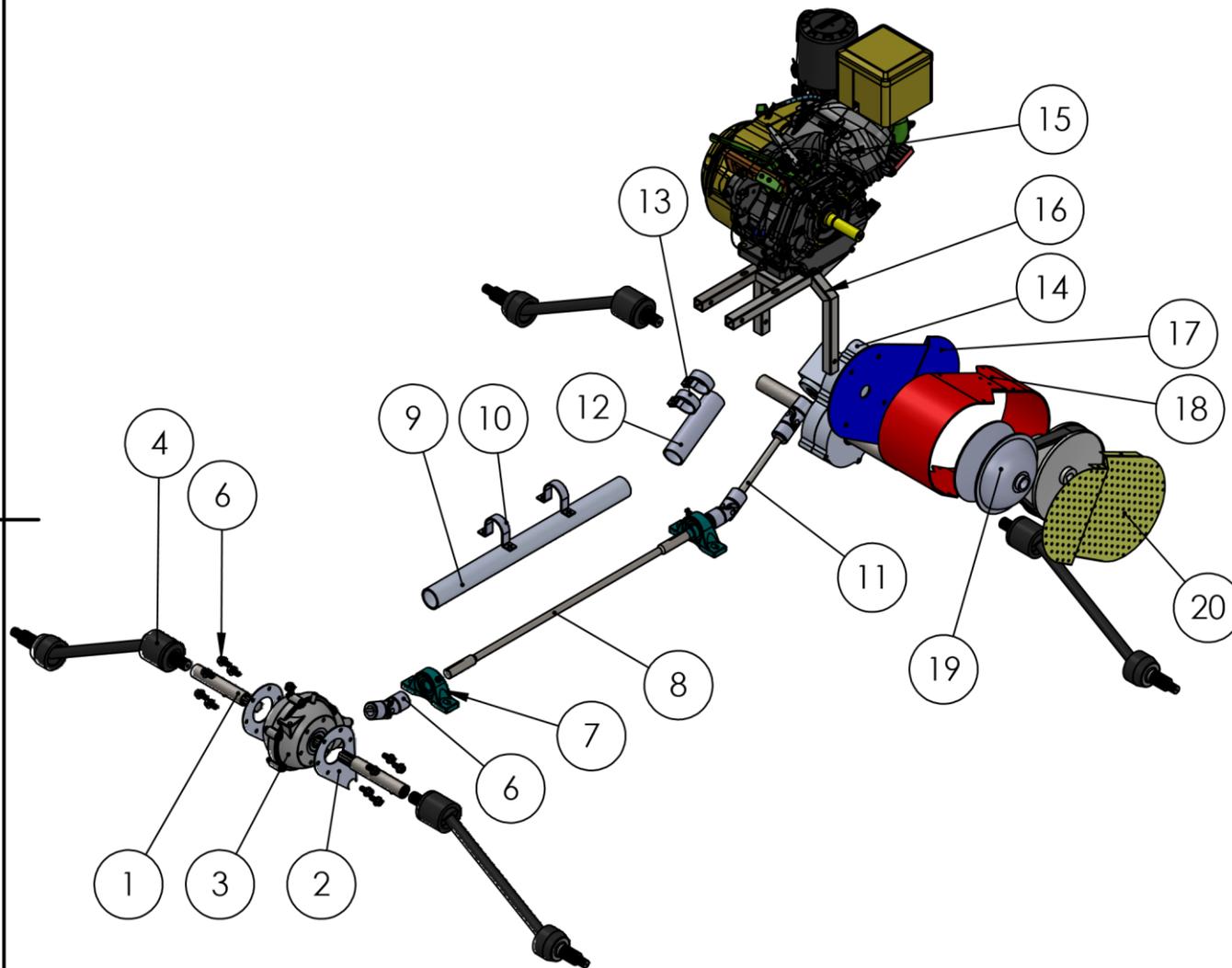
Fecha: 30/01/25

UAM

Sistema de potencia del vehículo BAJA SAE 2024

Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando
Gayou Hernández Emmanuel
Vasconcelos Martínez Fredy Jair

83
1/2



N°	N.º DE PIEZA	Cantidad
1	Semi eje	2
2	Soporte de diferencial	2
3	Diferencial	1
4	Flecha	4
5	Tornillo 3/8 x 1"	13
6	Junta universal	3
7	Chumacera 7/8"	2
8	Cardán primario	1
9	Protección de cardán primario	1
10	Retenedor de cardán primario	2
11	Cardán secundario	1
12	Protección de cardán secundario	1
13	Retenedor de cardán secundario	2
14	Caja de engranes	1
15	Motor	1
16	Soporte de motor	1
17	Cubierta lateral CVT trasera	1
18	Cubierta tangencial CVT	1
19	CVT	1
20	Cubierta lateral CVT delantera	1

Asesores: Ing. Romy Pérez Moreno
Dr. Iván González Uribe

1:15

mm



Fecha: 30/01/25

UAM

Sistema de potencia del vehículo BAJA SAE 2024

Alumnado: Arias Saldaña Luis Fernando
Gayou Hernández Emmanuel
Vasconcelos Martínez Fredy Jair

84
2/2

5. Resultados

5.1 Soporte de motor

Se llevó a cabo la simulación estática del soporte del motor bajo una carga de 400 N, equivalente al peso del motor y de la CVT, obteniéndose resultados satisfactorios. En la Figura 74 se presenta la deformación total registrada, mientras que en la Figura 75 se ilustra el factor de seguridad obtenido.



Figura 74. Deformación total del soporte de motor.

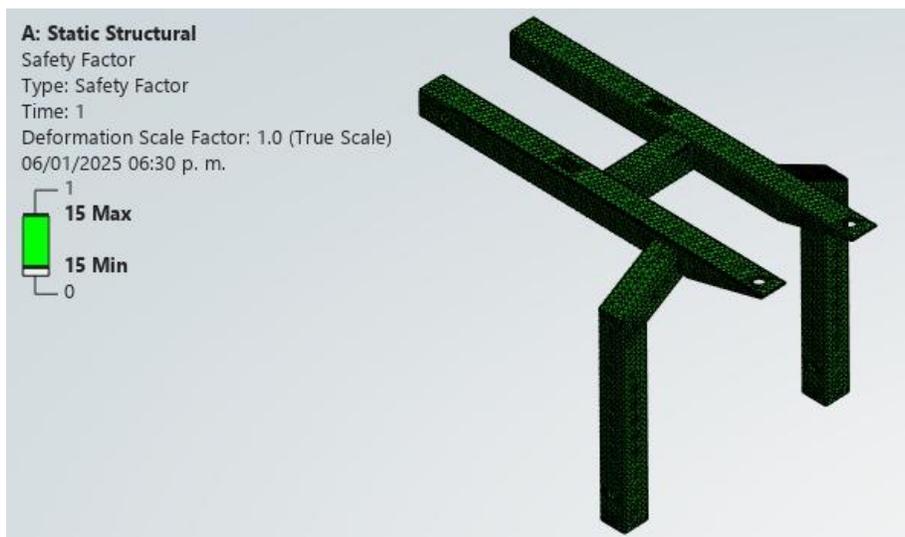


Figura 75. Factor de seguridad del soporte del motor.

No obstante, durante el ensamblaje del sistema de potencia en la parte trasera, se observó que el tubo que soporta tanto el motor como la caja de engranajes presentaba una flexión, tal como se aprecia en la Figura 76. Ante esta situación, se decidió realizar una simulación estática para evaluar el grado de deformación. Los resultados, mostrados en la Figura 77, indican que la deformación sería prácticamente insignificante según el análisis. Sin embargo, por motivos de seguridad y para prevenir posibles problemas durante la competencia, se optó junto con la sección de jaula por implementar dos refuerzos adicionales, como se ilustra en la Figura 78.



Figura 76. Flexión en el tubo de la jaula.

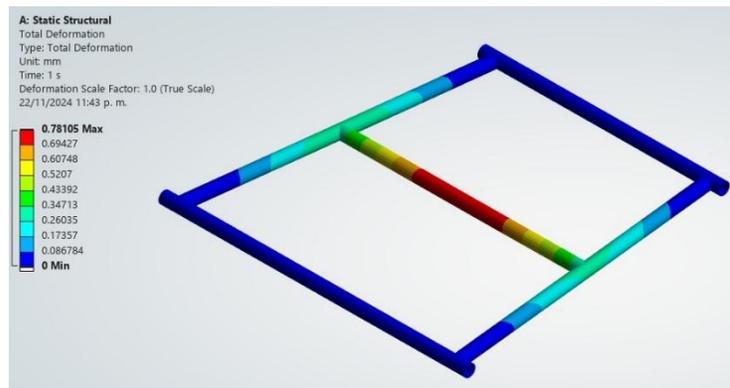


Figura 77. Deformación total del tubo de la jaula.

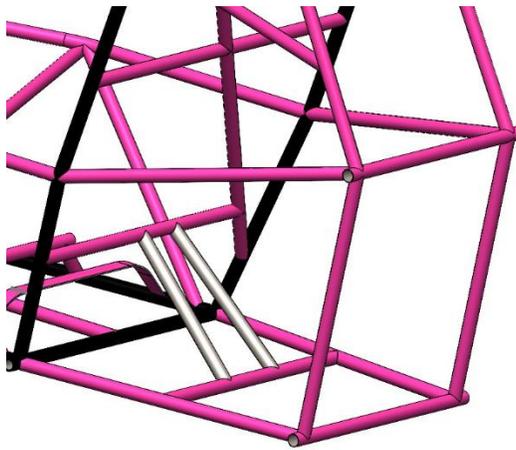


Figura 78. Refuerzos en el tubo.

Otro inconveniente relacionado con el soporte del motor fue que las orejas que van a la jaula no se soldaron a la distancia correcta en la jaula. Esto provocó que, durante el ensamblaje, las poleas de la CVT no quedaran alineadas adecuadamente, generando un desfase que requería desplazar el motor hacia la derecha.

Como consecuencia, fue necesario recortar una parte del soporte del gobernador del motor, tal como se muestra en la Figura 79, ya que interfería con un tubo de la jaula e impedía el movimiento. Adicionalmente, se tuvo que modificar el soporte del motor. Debido a limitaciones de tiempo, se realizaron ajustes al soporte existente, como se detalla en la Figura 80, en lugar de fabricar uno completamente nuevo.



Figura 79. Modificación al soporte del gobernador del motor.



Figura 80. Modificación del soporte del motor.

5.2 Soporte caja de reducción trasera

Se llevó a cabo una simulación estática para el diseño del soporte de la caja de reducción trasera, aplicando una carga de 150 N equivalente al peso de la caja de reducción trasera, tanto en los barrenos como de manera lateral al soporte, obteniendo resultados exitosos. En la Figura 81 se presenta la deformación total del componente, mientras que en la Figura 82 se ilustra el factor de seguridad estático. Ambos valores son satisfactorios, lo que indicaba que el soporte cumplirá adecuadamente con los requisitos de resistencia bajo estas condiciones de carga.



Figura 81. Deformación total del soporte de la caja de reducción trasera.



Figura 82. Factor de seguridad del soporte de la caja de reducción trasera.

Sin embargo, al ensamblar el soporte en la caja de reducción trasera y fijar ambos elementos en la jaula, se observó un movimiento lateral considerable, evidenciando la falta de un soporte adecuado. Para resolver este problema, se realizó una modificación al diseño original: se sustituyó la solera por PTR en ambos extremos, donde el soporte se conecta a la jaula. Esta modificación mejoró significativamente la estabilidad de la caja de reducción y eliminó el movimiento lateral.

Posteriormente, se realizó una nueva simulación para evaluar la modificación, la cual también resultó exitosa. En la Figura 83 se presenta la deformación total del componente, y en la Figura 84 se ilustra el factor de seguridad. Como resultado de la modificación, se redujo tanto la deformación total como se puede apreciar en la imagen y el factor de seguridad a un valor de 1, demostrando que el diseño cumple con los requisitos estructurales bajo las condiciones de carga establecidas.



Figura 83. Deformación total del soporte modificado.

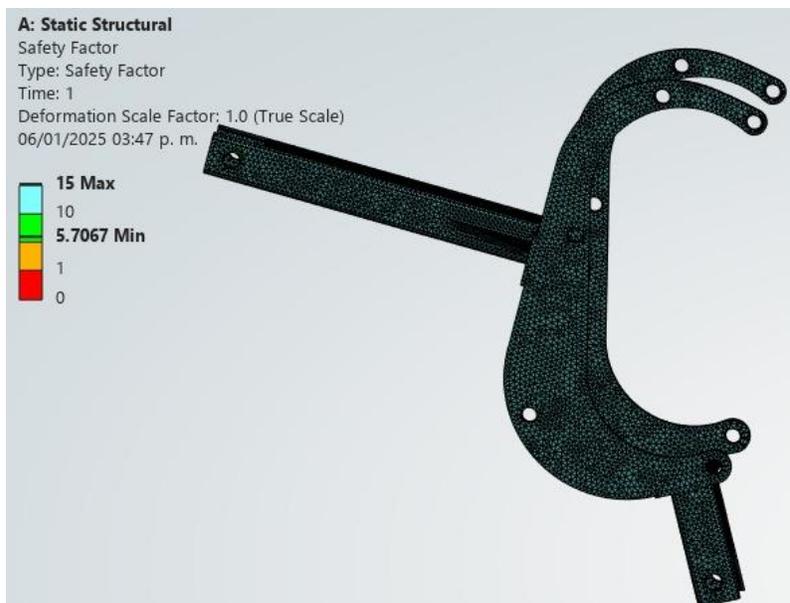


Figura 84. Factor de seguridad del soporte modificado.

5.3 Soporte del diferencial delantero

Se realizó la simulación estática correspondiente para el soporte del diferencial, considerando una carga vertical equivalente a un peso de 100 N y la aplicación de cargas laterales, esta carga es equivalente al peso del soporte del diferencial delantero y a su vez considerando también los coples. Los resultados obtenidos fueron satisfactorios, cumpliendo con los valores esperados. En la Figura 85 se presenta la deformación total obtenida, mientras que en la Figura 86 se ilustra el factor de seguridad.

Es importante destacar que este soporte fue soldado directamente a la jaula, y tras montar el diferencial, su desempeño fue correcto, sin presentar movimientos ni deformaciones. Además, se logró una reducción significativa de peso en comparación con el diseño utilizado en el año anterior.

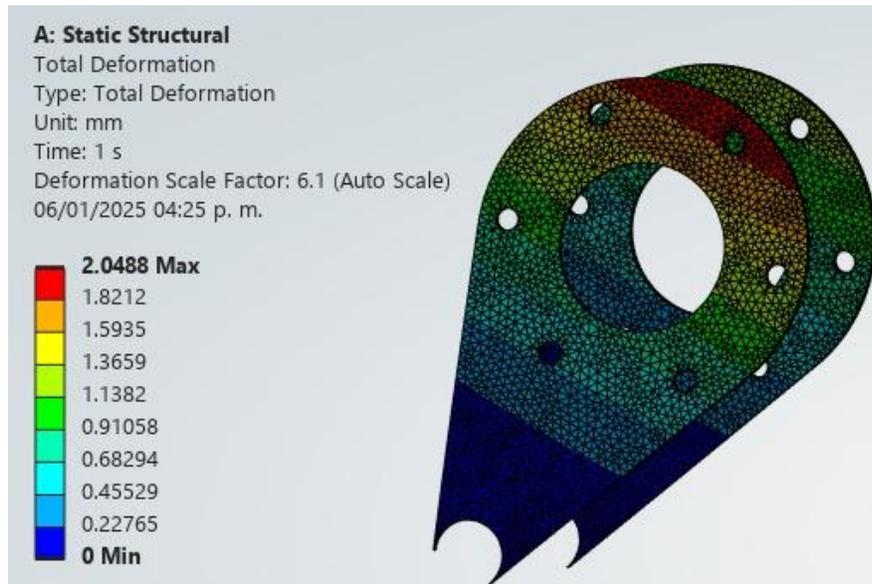


Figura 85. Deformación total del soporte del diferencial delantero.

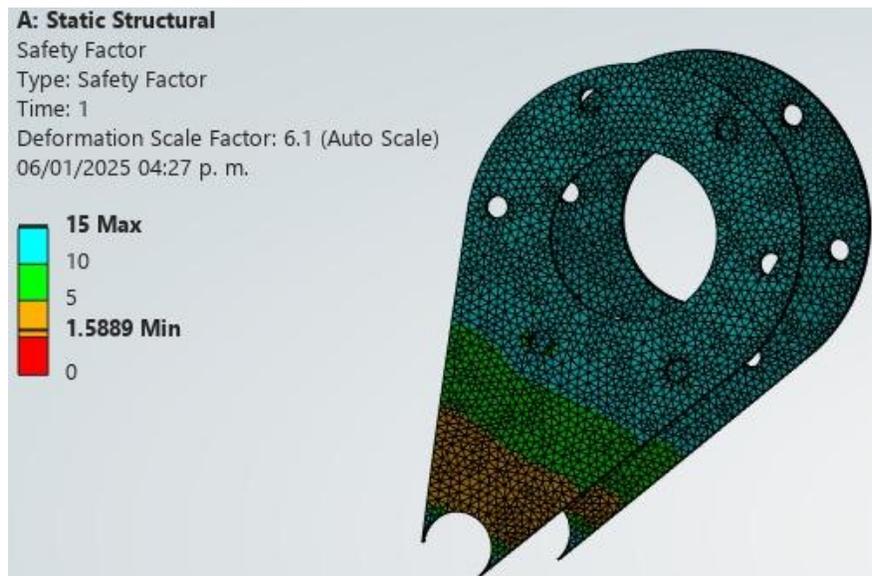


Figura 86. Factor de seguridad del soporte del diferencial delantero.

5.4 Cardán primario y secundario

Para los cardanes, tras realizar los cálculos correspondientes, se llevó a cabo una simulación estática que arrojó resultados satisfactorios. Los valores obtenidos en los cálculos teóricos fueron consistentes con los obtenidos en las simulaciones. La simulación se realizó aplicando un torque de 2500 lb-in, equivalente al torque de salida de la caja cónica de la caja de reducción trasera. La deformación total obtenida se presenta en la Figura 87, mientras que el factor de seguridad se ilustra en la Figura 88.



Figura 87. Deformación total del eje cardán.



Figura 88. Factor de seguridad del eje cardán.

5.5 Cople

Tras realizar los cálculos correspondientes para diseñar el acople que permitiría conectar las flechas nuevas con el diferencial existente, se procedió a llevar a cabo una simulación estática. Durante esta simulación, se aplicó un torque de 7000 lb-in, este torque es el equivalente que se produce en el sistema de potencia delantero. Los resultados obtenidos mostraron, como se observa en la Figura 89, una deformación total despreciable, mientras que la Figura 90 presenta un factor de seguridad muy cercano a la unidad.

Es importante destacar que el diseño del acople fue exitoso, cumpliendo con los requisitos de acoplamiento en el ensamblaje final y garantizando la alineación adecuada con el ancho de vía delantera especificado (track).

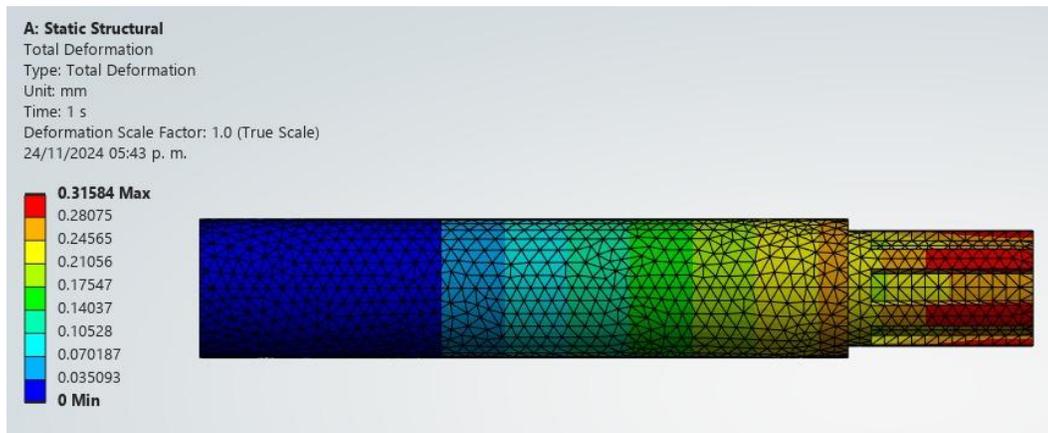


Figura 89. Deformación total del cople.

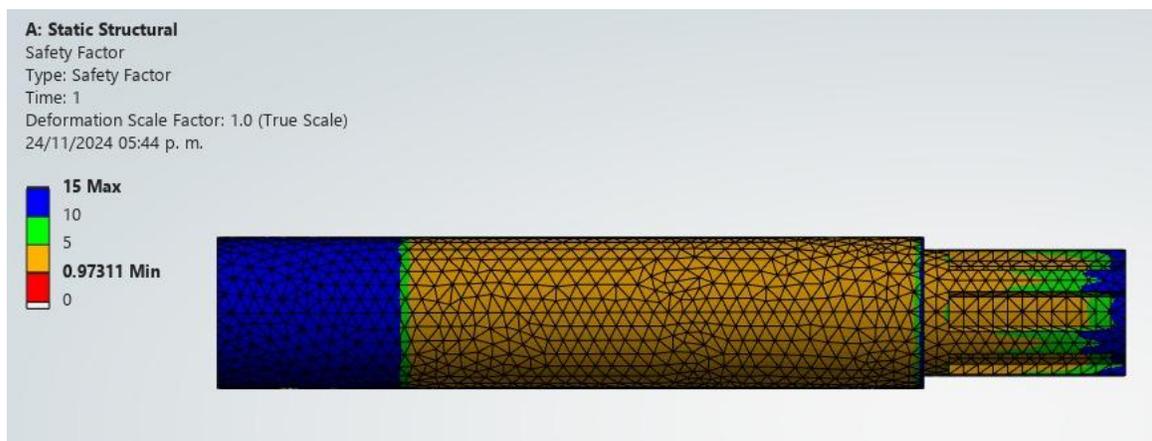


Figura 90. Factor de seguridad del cople.

5.6 Eje trasero

En lo que respecta al eje trasero, una vez realizados los cálculos para verificar su diseño, se llevó a cabo una simulación estática aplicando un torque de 7,000 lb-in, equivalente al que produce la caja de reducción trasera al eje trasero. Los resultados, presentados en la Figura 91, muestran una deformación total mínima, mientras que la Figura 92 evidencia un factor de seguridad elevado. Este último valor es superior al del cople debido al mayor espesor del eje trasero.

El diseño del eje trasero fue exitoso, cumpliendo con su integración en la caja de reducción trasera y contribuyendo al cumplimiento del ancho de vía trasero especificado (track) del vehículo.

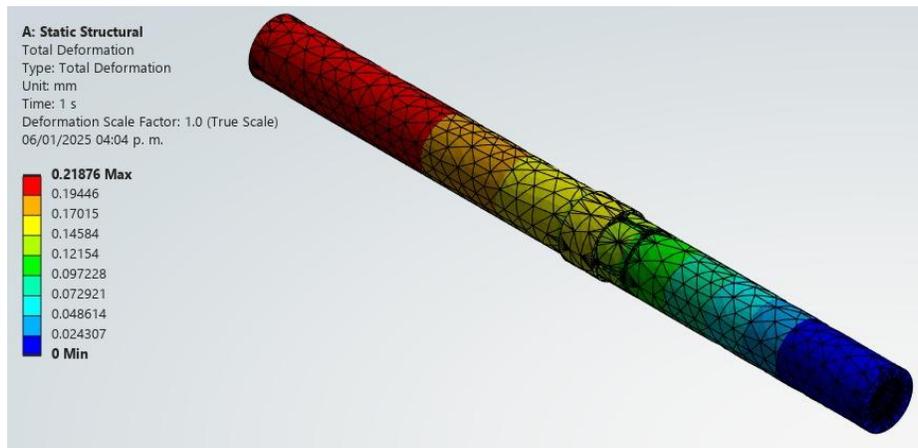


Figura 91. Deformación total del eje trasero.

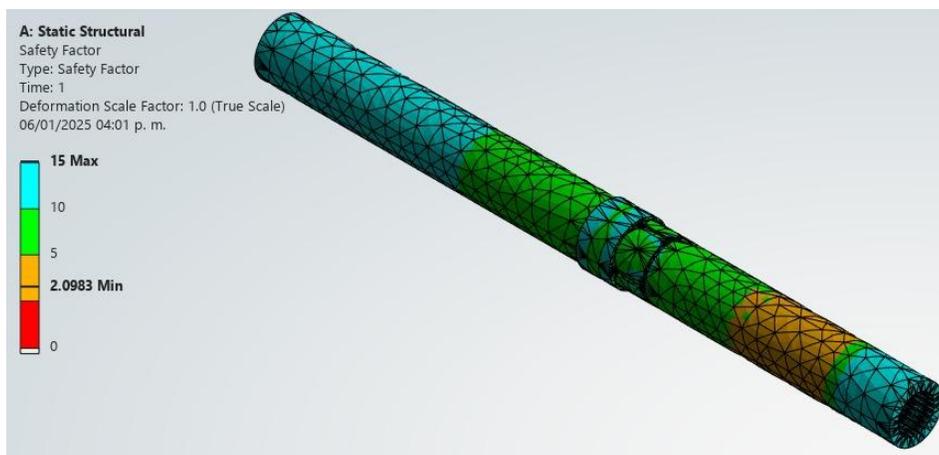


Figura 92. Factor de seguridad del eje trasero.

5.7 Reducción de peso del diferencial delantero

Se obtuvo un resultado destacado en este componente, logrando con éxito tanto el proceso de fundición como la manufactura del diferencial delantero. Como parte de este logro, se logró una reducción significativa en el peso de las carcasas más de lo esperado, lo que representa una mejora importante en el diseño y eficiencia del componente. Los resultados detallados se presentan a continuación en la Tabla 9.

Tabla 9. Reducción de masa carcasas del diferencial delantero.

Carcasas del diferencial delantero		
2023 masa (kg)	2024 masa (kg)	Reducción de masa (%)
4.134	1.372	66.81

5.8 Reducción de peso del cardán primario y secundario

En cuanto al eje cardán, al reducir el diámetro del diseño anterior, que era de 7/8 pulgadas, al nuevo diámetro de 39/64 pulgadas en este diseño, se logró una reducción considerable en peso y material. Esto se vio más reflejado en el cardán secundario, en el cardán primario fue mínimo. Los resultados obtenidos se detallan a continuación en las Tablas 10 y 11.

Tabla 10. Reducción de masa del cardán secundario.

Cardán secundario		
2023 masa (kg)	2024 masa (kg)	Reducción de masa (%)
0.614	0.400	34.8

Tabla 11. Reducción de masa del cardán primario.

Cardán primario		
2023 masa (kg)	2024 masa (kg)	Reducción de masa (%)
1.431	1.385	3.28

5.9 Reducción de masa en los semiejes y flechas

La selección de nuevas flechas y el nuevo diseño del cople resultaron en una reducción significativa de peso en comparación con el año pasado. En ese entonces, las flechas utilizadas eran más grandes y los coples presentaban un peso considerable debido a las bridas que incluían. En contraste, el nuevo diseño del cople, al ser hueco, y las flechas, al contar con dimensiones menores, lograron reducir el peso de los componentes. A continuación, en las Tablas 12 y 13, se presentan los resultados de esta mejora.

Tabla 12. Reducción de masa en las flechas.

Flechas		
2023 masa (kg)	2024 masa (kg)	Reducción de masa (%)
4.292	4.0	6.80

Tabla 13. Reducción de masa en los coples

Coples		
2023 masa (kg)	2024 masa (kg)	Reducción de masa (%)
4.26	1.22	71.36

5.10 Pruebas dinámicas del vehículo

5.10.1 Prueba de funcionamiento en general

Se llevaron a cabo las primeras pruebas del vehículo, durante las cuales el sistema de potencia demostró un buen rendimiento y funcionamiento. No se detectaron problemas o anomalías, y el vehículo completó las pruebas satisfactoriamente. Las cuatro llantas operaron correctamente, cada uno de los componentes funcionó según lo esperado y el vehículo se desplazó correctamente. En la Figura 93 se presenta una imagen que ilustra dichas pruebas.



Figura 93. Prueba de funcionamiento en general.

5.10.2 Prueba de arrastre

En esta prueba, el sistema de potencia demostró un desempeño bueno al ser sometido a un ensayo de carga significativa. La evaluación consistió en utilizar el vehículo para remolcar una camioneta, logrando desplazarla de manera eficiente y sin interrupciones. Este resultado evidencia no solo la capacidad del sistema para transmitir la potencia requerida, sino también la generación de un torque suficiente para superar las fuerzas de inercia y resistencia al movimiento del vehículo remolcado.

La prueba valida tanto el diseño como la integración de los componentes, asegurando un desempeño estable y confiable en condiciones de alta demanda de torque. En la Figura 94, se muestra esta prueba.



Figura 94. Prueba de arrastre.

5.10.3 Prueba de aceleración

En el segundo día de pruebas se llevó a cabo la prueba de aceleración del vehículo, la cual demostró un excelente rendimiento. Se realizaron tres intentos, replicando la misma metodología utilizada en las competencias BAJA SAE, empleando una distancia de 20 metros. Los resultados obtenidos, representados en los tiempos registrados, se presentan en la Tabla 14, mientras que en la Figura 95 se ilustra el desarrollo de la prueba.

Tabla 14. Resultados de la prueba de aceleración

Aceleración		
Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3
3.33 segundos	3.49 segundos	3.51 segundos



Figura 95. Prueba de aceleración.

5.10.4 Prueba de troncos

Se colocaron troncos en el camino con el propósito de simular una de las pruebas típicas de la competencia BAJA SAE. El vehículo logró superar estos obstáculos sin presentar ninguna complicación, lo que demostró la efectividad del diseño y el correcto funcionamiento del torque en el sistema de potencia. Esta prueba, que evidencia la capacidad del vehículo para adaptarse a terrenos irregulares, se encuentra ilustrada en la Figura 96.



Figura 96. Prueba de troncos.

6. Análisis y discusión de resultados

6.1 Soporte del motor

El soporte del motor cumplió correctamente con su función, soportando la carga esperada de acuerdo con los resultados obtenidos en las simulaciones. Sin embargo, debido a modificaciones realizadas por limitaciones de tiempo, se incrementó el peso al agregar material adicional. Se recomienda a las futuras generaciones a desarrollar un nuevo diseño del soporte que reduzca el peso, facilite un mejor acomodo y acceso para futuras intervenciones.

6.2 Refuerzos de la jaula para el soporte del motor y la caja de engranes

Al incorporar los refuerzos de la jaula, se observó una mejora significativa, ya que el tubo dejó de presentar flexiones visibles y las pruebas realizadas no generaron problemas graves. No obstante, este tipo de refuerzos dificultaron el acceso durante la instalación del sistema de potencia trasero, así como la colocación de la protección del cardán. Por esta razón, fue necesario desarrollar un nuevo diseño para solucionar estas limitaciones.

6.3 Diferencial delantero

Se lograron fabricar con éxito las carcasas del diferencial delantero, obteniendo una reducción de peso superior a la inicialmente proyectada. El ensamblaje se ajustó perfectamente, manteniendo las mismas características que las carcasas originales, y al probar su funcionamiento, operó de manera impecable, sin presentar fugas de aceite.

Además, se consideró la opción de reducir aún más el peso total del diferencial al fabricar la pieza frontal delantera, también en aluminio. Se recomienda a las futuras generaciones que deseen conservar este diferencial, considerar la manufactura de dicha pieza en la máquina Haas.

6.4 Coples

Los coples funcionaron correctamente durante las pruebas, transmitiendo la potencia de manera efectiva a cada una de las flechas y acoplándose adecuadamente al diferencial delantero. El diseño resultó ser adecuado, logrando los resultados esperados, tanto en los cálculos como en las simulaciones previas. A su vez, se redujo el peso en comparación de los semi ejes del año pasado considerablemente.

6.5 Flechas

Las flechas funcionaron correctamente, transmitiendo la potencia a las cuatro llantas, y después de las pruebas no se observó ningún deterioro en ninguna de ellas. Al igual se redujo el peso de este componente con respecto a las del año pasado. Sin embargo, se notó que las flechas traseras, suministradas por el proveedor, son ligeramente más cortas y se atascaron en el eje trasero. No se ha determinado con certeza la causa de este problema, aunque podría estar relacionado con la calidad inferior de las flechas traseras en comparación con las delanteras.

Esto, a su vez, generó problemas, ya que todo el eje trasero quedó completamente ensamblado. Como resultado, al intentar abrir la caja de engranajes se presentó complicaciones, además de que dificultó la instalación del disco de freno trasero en la sección de masas no suspendidas.

Se recomienda a las futuras generaciones adquirir flechas traseras que sean idénticas a las delanteras, para garantizar un rendimiento bueno y evitar inconvenientes similares.

6.6 Cardán

El eje cardán funcionó correctamente durante las pruebas, sin presentar fallas, y se logró alcanzar un factor de seguridad adecuado en el diseño. Para las futuras generaciones, se recomienda realizar diseños y simulaciones con un eje cardán hueco, con el objetivo de evaluar la posibilidad de reducir aún más el peso de este componente. Además, se sugiere reemplazar las juntas cardán, ya que los cuñeros presentan fallas y son considerablemente pesados. Se recomienda también diseñar un eje cardán sin cambios de sección, con el fin de continuar reduciendo el peso total del sistema.

6.7 Caja de reducción trasera

El aumento de los cuñeros, tanto en los ejes como en los engranajes, a 3/16 in resultó exitoso. Durante las pruebas, no se observó ningún degollamiento en las cuñas y el funcionamiento de la caja fue adecuado tras el reemplazo de los baleros por unos de mejor calidad. Se recomienda a las futuras generaciones evaluar la posibilidad de diseñar una nueva versión de esta caja con el objetivo de reducir su peso. Durante la competencia, se pudo observar que el equipo que obtuvo el primer lugar contaba con una caja significativamente más compacta, con un espesor apenas superior al de los engranajes que contenían. Incluso, al analizar el tamaño de su caja, se puede deducir que sus engranajes también eran más pequeños.

6.8 CVT

En cuanto a la CVT, inicialmente se diseñó un banco de pruebas, como se muestra en la Figura 97. Sin embargo, al investigar y buscar los dispositivos adecuados para medir lo requerido, no se encontró un aparato que pudiera realizar estas mediciones. Por lo tanto, se optó por realizar las pruebas de manera directa en el carro. No obstante, debido a limitaciones de tiempo, no fue posible llevar a cabo esta actividad. Se recomienda a las futuras generaciones realizar estas pruebas utilizando los tres resortes distintos que fueron adquiridos para este propósito.

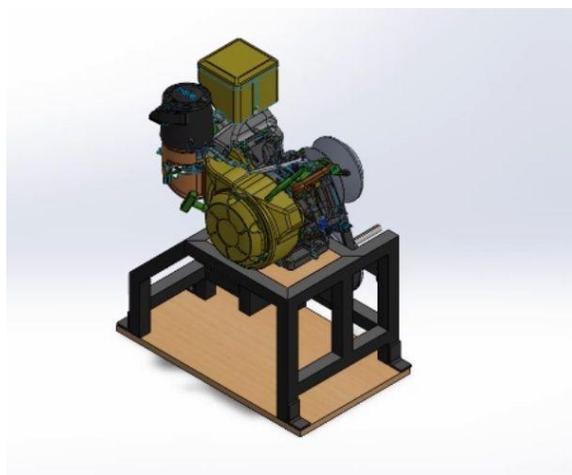


Figura 97. Diseño del banco de pruebas.

6.9 Protección de la CVT

La protección de la CVT cumplió adecuadamente con su función conforme al reglamento, asegurando la protección correcta de este componente. Para las futuras generaciones, se recomienda fabricar la protección utilizando un material con un espesor más cercano al mínimo permitido por la competencia, que es de 3 mm, con el objetivo de lograr una mayor reducción de peso.

6.10 Protección del cardán

La protección del cardán quedó impecable, con un acabado muy limpio, y cumplió adecuadamente su función de proteger el eje de transmisión conforme al reglamento. Como recomendación para las futuras generaciones, se sugiere continuar reduciendo el peso en esta área, utilizando un tubo de aluminio de menor espesor o explorando el uso de otros materiales más livianos.

6.11 Protección de juntas cardán

El diseño de las protecciones de las juntas cardán no fue de lo mejor, porque el material utilizado es pesado y excesivo. Aunque cumplió con su función y se ajustó al reglamento, se recomienda desarrollar un diseño más eficiente utilizando materiales más livianos, evaluando las mejores opciones disponibles para optimizar tanto el rendimiento como el peso. Cabe mencionar que su ensamble fue muy complicado de hacer con los demás componentes del sistema.

6.12 Motor

El motor funcionó correctamente durante las pruebas previas a la competencia. Sin embargo, durante el evento, presentó fallas y dejó de encender en un momento determinado, lo que fue una de las causas por las cuales no se participó en la competencia BAJA SAE MÉXICO 2024, celebrada en Monterrey. Se recomienda a las futuras generaciones realizar el mantenimiento del motor según las indicaciones del manual, y evitar que el motor se incline a más de 30 grados en cualquier circunstancia, para prevenir daños similares.

6.13 Pruebas dinámicas

Los resultados obtenidos en las pruebas dinámicas fueron exitosos, ya que el vehículo funcionó correctamente en cada una de las pruebas realizadas. El comportamiento del sistema de potencia fue destacado, logrando transmitir la fuerza de manera eficiente a las cuatro ruedas en todo momento.

No obstante, tras finalizar estas pruebas, se identificaron algunos inconvenientes que requieren atención. En primer lugar, se detectó una fuga de aceite en la caja de reducción trasera como se muestra en la Figura 98, causada por un sellado inadecuado. En la última intervención, se optó por utilizar únicamente Loctite para la formación de juntas, debido al espacio reducido. Sin embargo, se concluyó que, además del Loctite, es necesario emplear papel Voll Meint para garantizar un sellado seguro.

Otro problema observado fue que el anillo de retención de la CVT se soltó, probablemente porque no era el adecuado para este sistema. Adicionalmente, la protección de la CVT se desatornilló como consecuencia de la vibración generada por el motor, por lo que es necesario colocar un sellador de cuerdas o rondanas de seguridad.

Cabe destacar que, a pesar de estos detalles menores, todos los componentes del sistema de potencia finalizaron las pruebas en perfecto estado. Los problemas identificados fueron corregidos en su momento, asegurando el óptimo funcionamiento del vehículo para futuras evaluaciones. En general, el sistema de potencia demostró su capacidad para superar los desafíos planteados, consolidando su buen rendimiento y fiabilidad.



Figura 98. Fuga de aceite de la caja de reducción trasera

7. Conclusiones

El proyecto cumplió con el objetivo principal de diseñar e implementar un sistema de potencia adecuado para el vehículo BAJA SAE UAM 2024, logrando resultados significativos y avances en diversos aspectos clave.

En primer lugar, se inició con el diseño de un banco de pruebas para la CVT Comet 790. Sin embargo, debido a la dificultad para encontrar un equipo de medición adecuado, se decidió declinar esta opción y realizar las pruebas directamente en el vehículo 2025. Aunque por cuestiones de tiempo no fue posible realizar el banco de pruebas según lo planeado, se recomienda a las generaciones futuras retomarlo y explorar configuraciones óptimas de la CVT, variando los tipos de resortes disponibles para mejorar su desempeño.

En cuanto a las flechas seleccionadas, estas demostraron un buen funcionamiento, cumpliendo con los requisitos del track calculado por la sección de dirección. No obstante, surgió un inconveniente relacionado con el eje trasero, ya que las flechas se atascaron, lo que complicó el desensamble completo del eje. Cabe destacar que, aunque estas permitían un ángulo de giro amplio, su rendimiento dependía también de otros componentes del sistema y por lo tanto no solo éramos la sección responsable de generar un mayor un ángulo de giro.

Uno de los logros importantes fue el diseño de cuñeros más resistentes para la caja de reducción trasera. Estas nuevas cuñas demostraron un funcionamiento adecuado durante las pruebas, sin presentar fallas ni degollamiento, en contraste con los problemas reportados en el año anterior.

Asimismo, se diseñó y fabricó el diferencial delantero con un proceso de fundición y maquinado, logrando resultados destacados. Este componente, fabricado con carcasas de aluminio, funcionó correctamente, sin fugas ni problemas en su mecanismo, alcanzando una notable reducción de peso. Aunque inicialmente se esperaba una disminución del 40%, se logró reducir el peso en un 66.81%, superando ampliamente las expectativas.

En relación con el cardán, se diseñó un componente cercano a la unidad planteada inicialmente. Este cardán mostró un desempeño adecuado durante las pruebas, sin llegar al punto de fractura en ningún momento, validando su diseño.

Además, se analizaron y evaluaron alternativas entre la manufactura y la compra de componentes comerciales esenciales para el sistema de potencia, considerando opciones como la fabricación externa de elementos clave, incluidos el eje trasero y los coples.

También se determinaron las condiciones de esfuerzo y deformaciones a las que estarían sometidos los elementos diseñados, utilizando simulaciones por elementos finitos con el software ANSYS, lo que permitió validar y mejorar los diseños.

Finalmente, se implementó el sistema de potencia completo bajo los lineamientos establecidos en el reglamento, logrando que el vehículo funcionara de manera correcta. Se realizaron las modificaciones necesarias en cada etapa para garantizar su correcto desempeño. Asimismo, se llevaron a cabo pruebas comparativas con el vehículo del año pasado, enfocándose principalmente en la reducción de peso de los elementos diseñados.

Al realizar las pruebas, similares a las que se llevan a cabo en la competencia BAJA SAE, tanto el vehículo como el sistema de potencia cumplieron con las expectativas, superando exitosamente cada una de las pruebas. Aunque se presentaron algunos pequeños inconvenientes con un anillo de retención de la CVT y su protección, estos fueron detalles mínimos que se corrigieron de

inmediato. Como resultado, el vehículo regresó sin problemas a su lugar después de las pruebas, demostrando la efectividad y fiabilidad del sistema.

A pesar de los resultados exitosos obtenidos tanto en las pruebas como en el funcionamiento general del sistema de potencia, se identificaron varias áreas de oportunidad que pueden servir de base para mejoras en futuras generaciones del equipo. Estas áreas se detallan en la sección de análisis y discusión de resultados.

Es importante destacar que, aunque los diseños se hayan planificado con precisión, la transición a la realidad no siempre es perfecta. Por lo tanto, es fundamental tener en cuenta que siempre habrá aspectos que necesiten ajustes y correcciones, y que los errores cometidos son valiosas oportunidades de aprendizaje que contribuyen a la mejora continua del proceso.

En conclusión, en este proyecto se lograron cumplir los objetivos y ha sido una valiosa oportunidad para desarrollar y perfeccionar el sistema de potencia del vehículo BAJA SAE UAM 2024, logrando avances significativos tanto en el diseño como en el rendimiento. Aunque han surgido desafíos, los resultados obtenidos evidencian el éxito del trabajo realizado y proporcionan una base sólida para futuros desarrollos.

8. Referencias bibliográficas

- [1] Calette Lemus E. U., Juárez Guerra D. A., Domínguez Correa L. F., Pablo Lopez H. D., 2023, "Diseño e implementación de un sistema de potencia 4x4 para un vehículo BAJA SAE UAM 2023.", Proyecto de integración, Universidad Autónoma Metropolitana, pp. 5-82.
- [2] Van Zuyle H., Kamp E., Williams C., Fennell B., Parker D., Barta J., Rabanal G., Fitzpatrick R., Plis A., Jensen L., Berger J., Deluca S., Sagaral A., 2024, "Final Design Report – SAE Baja 2023-2024", Reporte de curso, Northern Arizona University, pp. 44-51.
- [3] Kumar A., Karmakar S., Malay N., Lohia N., 2016, "Performance optimitation of continuously variable transmission (CVT) using data acquisition systems (DAQ)", International Journal of Engineering and Technology (IJET), 0975-4024, pp. 2144-2150.
- [4] Society of Automotive Engineers, 2024, "BAJA SAE Mexico Rules 2024".
- [5] Groover M., 2007, "Fundamentos de manufactura moderna", McGraw Hill, pp. 214-219.
- [6] Budynas R., Nisbett J., 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, pp. 254-680.
- [7] Vilanueva S., Ramos J., 1994, "Manual de métodos de fabricación metalmecánica", A.G.T Editor, pp. 17-78.
- [8] SKF, 2025 "Bearin Basics" de <https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/general-bearing-knowledge/bearing-basics>
- [9] SKF, 2025 "Deep Groove Ball Bearings" de <https://www.skf.com/cl/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6202>
- [10] SKF, 2025 "Cylindrical Roller Bearings." de <https://www.skf.com/uy/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings>.
- [11] SKF, 2025 "Single Row Tapered Roller Bearings." de <https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-15578%2F15520>.
- [12] SKF, 2025 "Needle Roller Bearings." de <https://www.skf.com/uy/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings>.
- [13] SKF, 2025 "Designation System for Spherical Roller Bearings." de <https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/designation-system>
- [14] Eonsi, "¿Qué es un torno y para qué sirve?" de <https://eonsi.eu/torno/#:~:text=El%20torno%20es%20una%20herramienta%20mec%C3%A1nica%20muy%20utilizada%20en%20la,realizar%20el%20proceso%20de%20torneado>
- [15] S. Salazar, "¿Qué es un torno? Partes y funcionamiento" de <https://sebastiansalazar.com/que-es-un-torno-partes-y-funcionamiento/>
- [16] GABP Ingeniería, "Torno," de <https://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/torno.pdf>.
- [17] Área Tecnología, "El torno: qué es, características y tipos" de <https://www.areatecnologia.com/herramientas/torno.html>.

- [18] GABP Ingeniería, "Fresadora," de <https://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/pffresadora.pdf>
- [19] CAVD, "Revista virtual: fresado básico," de https://issuu.com/cavd/docs/revista_virtual_fresado_basico.docx/s/11451535
- [20] Maquineros, "Mecanizado por arranque de viruta: parámetros de corte," de <https://maquineros.com/mecanizado-por-arranque-de-viruta-parametros-de-corte/#:~:text=Para%20calcular%20el%20avance%20final,4%20%3D%20256%20mm%2Fmi>
- [21] Universidad de la Rioja, "Prácticas de mecanizado en torno y fresadora" de <https://dialnet.unirioja.es/descarga/libro/708694.pdf>
- [22] Universidad del País Vasco, "Tema 10: fresado" de https://www.ehu.eus/manufacturing/docencia/723_ca.pdf

9. Apéndices

No es necesario.

10. Entregables

Vehículo BAJA SAE 2024 funcional.