

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Fórmula SAE Fase 2

Trabajo de graduación en modalidad de Megaproyecto presentado por:

Carlos Daniel Carrillo Lemus, Virgilio Ricardo Castillo Huertas, Daniel Vinicio González de León y Arturo Josué Reyes Sandoval para optar al grado académico de Licenciados en Ingeniería Mecánica.

Guatemala

2017

Fórmula SAE Fase 2

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Fórmula SAE Fase 2

Trabajo de graduación en modalidad de Megaproyecto presentado por:

Carlos Daniel Carrillo Lemus, Virgilio Ricardo Castillo Huertas, Daniel Vinicio González de León y Arturo Josué Reyes Sandoval para optar al grado académico de Licenciados en Ingeniería Mecánica.

Guatemala

2017

Vo.Bo.:

(f)

Rony José Herrarte Estévez

Tribunal examinador:

(f)

Ing. Rony José Herrarte Estévez

(f)

Ing. Andrés Rodrigo Víaú Najarro

(f)

Ing. Víctor Hugo Ayerdi

Guatemala 28 de noviembre 2017

PREFACIO

La elaboración del presente megaproyecto surgió debido a la apertura de un nuevo tema de megaproyecto en el departamento de ingeniería mecánica, que buscaba reunir un cierto número de estudiantes del departamento y con el apoyo de estudiantes de algunos otros departamentos como el de mecatrónica e industrial, diseñar un vehículo tipo fórmula para la competencia a celebrar en Michigan por parte de la Sociedad de Ingenieros de Automoción por sus siglas en ingles SAE (SAE - Society of Automotive Engineers). Dentro de esta competencia se asignaron diferentes módulos a cada uno de los estudiantes del grupo, los cuales fueron Transmisión de potencia (Carlos Carrillo), Potencia (Ricardo Castillo), Suspensión (Daniel González) y Chasis (Arturo Reyes)

Por otra parte, al formar este equipo de estudiantes nos pareció interesante constatar que este proyecto constituye un gran esfuerzo por obtener información más detallada acerca de la industria automotriz a nivel estudiantil a lo largo del mundo, que es totalmente desconocida en nuestro ámbito nacional e incluso a nivel centro americano. Esto nos abre puertas para que futuros estudiantes puedan culminar un proyecto de tal envergadura y sean pioneros a nivel centroamericano y nacional para participar en dicha competencia.

Queremos agradecer en primer plano al Ingeniero Rony Herrarte, director de este trabajo de investigación, por sus asesorías en la delimitación del presente megaproyecto, así como la confianza que nos otorgó para ser parte integral del megaproyecto de fórmula SAE fase 2. En segundo lugar, un agradecimiento a todas las personas que formaron parte del megaproyecto, quienes nos apoyaron en todas las tareas asignadas para cumplir nuestros objetivos como equipo y logramos establecer lazos de amistad que nunca olvidaremos. En tercer lugar, queremos agradecer al Departamento de Ingeniería Mecánica por darnos la oportunidad de elaborar este proyecto y en último lugar, pero no por eso menos importante, a nuestro catedrático Dany Escobar quien lastimosamente falleció el presente año, por todas sus enseñanzas. El apoyo que nos brindó será algo que siempre llevaremos con nosotros.

En el plano personal, no podemos olvidarnos de todas aquellas personas que nos acompañaron hasta la conclusión de esta tesis. Primeramente, agradecemos a nuestros padres de familia quienes nos brindaron ese apoyo incondicional en todos los ámbitos para que esto fuera realidad. Finalmente, a nuestros amigos de toda la vida quienes nos apoyaron y han sido una parte vital para poder salir adelante juntos. Esperamos no olvidar a nadie y que si alguien queda fuera de esta breve lista nos excusamos. A todos ellos reiteramos nuestro más sincero agradecimiento.

ÍNDICE

PREFACIO	v
ÍNDICE	vi
LISTA DE TABLAS	ix
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE CUADROS	xv
RESUMEN.....	xvi
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. OBJETIVOS.....	3
A. Objetivo general.....	3
B. Objetivos específicos.....	3
III. JUSTIFICACIÓN.....	4
IV. MARCO TEÓRICO.....	6
A. Módulo transmisión de potencia	6
1. Transmisión de potencia.....	6
2. Tren trasero.....	7
3. Cambio de velocidades	14
4. Materiales para el tren de potencia	18
B. Módulo de potencia.....	19
1. Motor	19
2. Sistema de admisión de aire.....	24
C. Módulo sistema de suspensión.....	29
1. Suspensión Double Wishbone	29
2. Elementos finitos	36
3. Autodesk Shape Generator	36
D. Chasis.....	39
1. Chasis o bastidor.....	39
2. Material.....	44
3. Pruebas estáticas y dinámicas	47
4. Muro anti fuegos.....	49
V. ANTECEDENTES	52
VI. METODOLOGÍA	53
A. Transmisión de potencia.....	53
1. Necesidades del diseño	53
2. Diferencial	53

3.	Ruedas dentadas.....	56
4.	Diseño de cadena	59
5.	Selección de rodamientos	60
6.	Soportes y uniones	63
7.	Conección caja palanca.....	65
B.	Potencia	68
1.	Parámetros de selección de motor.....	68
2.	Ponderación de selección de motor.....	72
3.	Parámetros para diseño de múltiple de admisión	73
4.	Múltiple de admisión	75
5.	Restrictor.....	76
6.	Parámetros de ubicación del sistema de enfriamiento	78
C.	Sistema de suspensión.....	79
1.	UpRight.....	79
2.	Brazos en A.....	86
3.	Platinas.....	93
4.	Amortiguador.....	93
5.	Hub	95
6.	Aros	95
7.	Llantas.....	96
8.	Ensamble.....	97
D.	Chasis	101
1.	Secciones del chasis.....	102
VII.	RESULTADOS	113
A.	transmisión de potencia	113
1.	Palieres y fuerza de frenado	113
2.	Validación de diferencial	115
3.	Distancia de centros de engranajes	115
4.	Fuerza de tensión en la cadena.....	117
5.	Análisis ansys para monturas traseras.....	117
B.	Sistema de potencia.....	120
1.	Selección de motor.....	120
2.	Selección de configuración del múltiple de admisión.....	125
3.	Selección del sistema de escape.....	137
4.	Selección de carburador.....	137
5.	Selección de posición del sistema de enfriamiento	139
6.	Potencia entregada	139

7.	Resultado de diseño digital	141
C.	Sistema de suspensión.....	142
1.	UpRight.....	142
2.	Brazos en A.....	145
3.	Platinas.....	149
4.	Hub	150
5.	Llantas.....	150
6.	Aros	150
7.	Rocker Arm	150
8.	Ensamble.....	152
D.	chasis.....	153
1.	Mallado y soportes.....	153
2.	Simulaciones estáticas	155
3.	Análisis de resultados	158
E.	Resultado final de diseño digital	163
VIII.	CONCLUSIONES.....	164
A.	Transmisión de potencia.....	164
B.	Potencia.....	164
C.	Sistema de suspensión.....	165
D.	Estructura	166
IX.	RECOMENDACIONES	167
A.	Transmisión de potencia.....	167
B.	Potencia	167
C.	Sistema de suspensión.....	168
D.	Chasis	169
X.	BIBLIOGRAFÍA.....	170
XI.	ANEXOS	173
A.	Suspensión	173
B.	Sistema de potencia.....	178
1.	Configuración de análisis de fluidos en Fluent de ANSYS	178
2.	Motocicleta donada a la Universidad del Valle de Guatemala	180
3.	Datos tabulados de encuesta	185
C.	Sistema de transmisión de potencia.....	186

LISTA DE TABLAS

TABLA NO. 1 LISTA DE COMPONENTES PARA TREN TRASERO DE TRANSMISIÓN.	18
TABLA NO. 2: ESPECIFICACIONES Y DESEMPEÑO POR MODELO DE MOTORES DE MOTOCICLETA DE LÍNEA SPORT 2003.	19
TABLA NO. 3: EVENTOS EN LOS QUE TIENE UN IMPACTO LA SELECCIÓN DEL MOTOR	20
TABLA NO. 4: COMPARACIÓN PONDERADA ENTRE TIPOS DE RESTRICTORES	29
TABLA NO. 5: REPORTE DE PESO FSAE	31
TABLA NO. 6 LARGOS Y DIÁMETROS RELEVANTES DEL SISTEMA	56
TABLA NO. 7: PROPIEDADES DE ENGRANES DE 57 Y 17 DIENTES	57
TABLA NO. 8: REQUERIMIENTOS DE DISEÑO DENTRO DEL MANUAL DE FORMULA SAE 2016.	69
TABLA NO. 9: DATOS PARA OBTENCIÓN DE FUERZAS AERODINÁMICAS	70
TABLA NO. 10: DATOS PARA OBTENCIÓN DE FUERZAS DE RESISTENCIA A LA RODADURA.	71
TABLA NO. 11: FRECUENCIA DE USO DE CONFIGURACIÓN DEL SISTEMA DE ADMISIÓN PARA SISTEMAS DE POTENCIA EN COMPETENCIA DE FÓRMULA SAE.....	73
TABLA NO. 12: VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL POSICIONAMIENTO DEL RADIADOR EN EL VEHÍCULO.....	78
TABLA NO. 13: PROPIEDADES ALUMINIO 6061	80
TABLA NO. 14: MASA REDUCIDA 1	83
TABLA NO. 15: MASA FINAL.....	83
TABLA NO. 16: RANGO DE VALORES SKEWNESS UPRIGHT	85
TABLA NO. 17: PROPIEDADES ACERO 1018	87
TABLA NO. 18: RANGO DE VALORES SKEWNESS BRAZOS EN A	90
TABLA NO. 19: INFORMACIÓN.....	96
TABLA NO. 20: PROPIEDADES PARA TORQUE EN SEMIEJES DE SUBARU WRX 2002-2003	114
TABLA NO. 21: CARACTERÍSTICAS DE CAJA DE TRANSMISIÓN PARA SUBARU WRX 2002- 2003	115
TABLA NO. 22: CALIDAD DE CELDA EN RELACIÓN A VALORES DE ORTOGONALIDAD	118
TABLA NO. 23: RESULTADOS DE FUERZAS AERODINÁMICAS EN N CON VARIACIÓN DE VELOCIDAD.....	121
TABLA NO. 24: RESULTADOS DE FUERZA DE RESISTENCIA A LA RODADURA EN N CON VARIACIÓN DE VELOCIDAD.	121
TABLA NO. 25 & GRÁFICA NO. 3: COMPARACIÓN DE VARIACIÓN DE FUERZAS DE RESISTENCIA A LA RODADURA VS. FUERZAS AERODINÁMICAS CON RESPECTO A LA VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD.....	122
TABLA NO. 26 & TABLA NO. 27: RESULTADOS DE TORQUE ENTREGADO (NM) Y FUERZAS DE TRACCIÓN (N) POR RPM PARA MOTORES HONDA Y KAWASAKI.	122
TABLA NO. 28 & TABLA NO. 29: RESULTADOS DE TORQUE ENTREGADO (NM) Y FUERZAS DE TRACCIÓN (N) POR RPM PARA MOTORES SUZUKI Y YAMAHA.	123
TABLA NO. 30 & TABLA NO. 31: RESULTADOS DE ACELERACIÓN PARA MOTORES HONDA Y KAWASAKI.	124
TABLA NO. 32 & TABLA NO. 33: RESULTADOS DE ACELERACIÓN PARA MOTORES SUZUKI Y YAMAHA.....	124
TABLA NO. 34: PONDERACIÓN DE CRITERIOS DE SELECCIÓN PARA MOTOR DEL EQUIPO DE FÓRMULA GT.	125
TABLA NO. 35: CARACTERÍSTICAS DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA Y DENSIDAD DE ACERO Y ALUMINIO.....	126
TABLA NO. 36: DATOS PARA LA OBTENCIÓN DEL FLUJO MÁSSICO Y RESULTADO DEL FLUJO MÁSSICO Y VOLUMÉTRICO IDEAL.	129

TABLA NO. 37: RESULTADO DE FLUJO MÁSSICO Y VOLUMÉTRICO REAL DEL RESTRICTOR. (ELABORACIÓN PROPIA).....	130
TABLA NO. 38: POSIBLES CONFIGURACIONES PARA EL DISEÑO DEL RESTRICTOR DEL SISTEMA DE ADMISIÓN.....	131
TABLA NO. 39: TABLA DE FUNCIONES DE FLUJO DE COMPRESIBLE ISENTRÓPICO UNIDIMENSIONAL PARA UN GAS IDEAL CON $K=1.4$	133
TABLA NO. 40: RESULTADOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN POR CADA GEOMETRÍA PARA EL RESTRICTOR.....	134
TABLA NO. 41: DATOS Y RESULTADO PARA CLASIFICACIÓN DEL FLUJO VOLUMÉTRICO NECESARIO POR EL MOTOR SELECCIONADO.	138
TABLA NO. 42: RESULTADO DE CLASIFICACIÓN DEL FLUJO VOLUMÉTRICO NECESARIO PARA EL CARBURADOR.	138
TABLA NO. 43: PONDERACIÓN DE POSICIONAMIENTO DEL RADIADOR EN EL VEHÍCULO	139
TABLA NO. 44: POTENCIA ENTREGADA POR EL MOTOR DE SOLO CONTAR CON EL RESTRICTOR EN EL SUB-SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE.....	140
TABLA NO. 45: AUMENTO DE POTENCIA ENTREGADA POR EL MOTOR DE AL CONTAR CON EL RESTRICTOR Y UN PLENUM VARIABLE EN EL SUB-SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE	140
TABLA NO. 46: MASA REDUCIDA.....	143
TABLA NO. 47: RESULTADOS ELEMENTOS FINITOS UPRIGHT	145
TABLA NO. 48: CONDICIONES DE OPERACIÓN GRASA LGMT 3	148
TABLA NO. 49: ELEMENTOS FINITOS PLATINA	149
TABLA NO. 50: REACCIONES AMORTIGUADOR	149
TABLA NO. 51: CARACTERÍSTICAS NEUMÁTICOS HOOSIER	150
TABLA NO. 52: RESULTADO DE OBLICUIDAD Y ORTOGONALIDAD DEL MALLADO REALIZADO PARA EL RESTRICTOR TIPO VENTURI	178
TABLA NO. 53: PROPIEDADES DE DISEÑO FINAL PARA RESTRICTOR	180
TABLA NO. 54: DATOS TABULADOS DE LA ENCUESTA REALIZADA EN EL PUNTO DE SALIDA DE LA CARAVANA DEL ZORRO 2017.	185

LISTA DE FIGURAS

FIGURA NO. 1: DIFERENCIAL DE UNIVERSIDAD UNC CHARLOTTE MONTADO AL CHASIS MEDIANTE SOPORTES	6
FIGURA NO. 2 ESQUEMA DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN	7
FIGURA NO. 3: DIFERENCIAL TORSER AUDI V8 1992 EN ESTADO INICIAL VS ADAPTACIÓN PARA FUNCIONAMIENTO A BASE DE CADENA Y ENGRANE.....	8
FIGURA NO. 4: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE UNA LLANTA TRASERA PARA UN VEHÍCULO CON DIRECCIÓN DELANTERA.....	9
FIGURA NO. 5: EXPLOSIÓN DE UNA JUNTA HOMOCINÉTICA TIPO GLAENCER.....	10
FIGURA NO. 6: MONTURAS DE DIFERENCIAL PARA EQUIPO SAE UW 25	11
FIGURA NO. 7: ANÁLISIS ANSYS DE SOPORTES DE DIFERENCIAL DE LA UNIVERSIDAD DE DELAWARE.....	12
FIGURA NO. 8: SOPORTE DE EQUIPO UPS RACING TEAM CON BARRA LATERAL PARA AJUSTE DE RODAMIENTO.....	14
FIGURA NO. 9: COMPONENTES PRINCIPALES DE UN CABLE DE CAMBIOS	15
FIGURA NO. 10: NUMERO DE DIENTES RECOMENDADOS	16
FIGURA NO. 11:FUERZAS ARBITRARIAS QUE ACTÚAN EN UN VEHÍCULO	21
FIGURA NO. 12. COEFICIENTES f_o & f_s DEPENDIENTES DE LA PRESIÓN DE LAS LLANTAS ..	23
FIGURA NO. 13: MÚLTIPLE DE ADMISIÓN COMÚN EN CARROS DE FORMULA SAE MANUFACTURADO POR MEDIO DE IMPRESIÓN 3D	25
FIGURA NO. 14: MÚLTIPLE DE ADMISIÓN UTILIZADO EN FSAE.....	26
FIGURA NO. 15: TOBERA CONVERGENTE Y DIVERGENTE.....	28
FIGURA NO. 16: GEOMETRÍA UPRIGHT.....	30
FIGURA NO. 17: REACCIONES EN LAS LLANTAS.....	31
FIGURA NO. 18: CAMBER	32
FIGURA NO. 19: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL VEHÍCULO LATERAL.....	33
FIGURA NO. 20: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL VEHÍCULO FRONTAL.....	33
FIGURA NO. 21: CENTRO DE MASA DEL VEHÍCULO.....	34
FIGURA NO. 22: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE NEUMÁTICO	35
FIGURA NO. 23: CONCEPTO DE SKEWNESS	36
FIGURA NO. 24: REDUCCIÓN DE MASA CON INVENTOR.....	37
FIGURA NO. 25: GEOMETRÍA REDUCIDA UPRIGHT	37
FIGURA NO. 26 CHASIS TIPO TUBULAR PARA FORMULA SAE	40
FIGURA NO. 27 TRANSFERENCIA DE CARGA LONGITUDINAL.....	41
FIGURA NO. 28 ILUSTRACIÓN QUE MUESTRA LA RELACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CARGA LATERAL Y LA FUERZA EN CURVEO.....	42
FIGURA NO. 29 MODELO DEL CHASIS CON EL ATENUADOR DE IMPACTOS PARA ANALIZAR.....	44
FIGURA NO. 30 DOBLADORA DE TUBOS.....	47
FIGURA NO. 31 MODELADO DEL CHASIS APLICANDO CARGAS.....	48
FIGURA NO. 32 MODELO 3D DE UN EJEMPLO DE MURO ANTI-FUEGOS.....	50
FIGURA NO. 33: DIFERENCIAL SUBARU WRX CON SUS RODAMIENTOS CÓNICOS Y ANILLO EXTERIOR.....	54
FIGURA NO. 34: IZQ. MARCA DE MAQUINADO A ESCUADRA DE DIFERENCIAL SUBARU WRX 2002-2003 PARA POSTERIOR ACOPLE DE CARCASA. DERECHA: PROTECCIÓN DE DIFERENCIAL MODELADO MEDIANTE AUTODESK INVENTOR.....	55
FIGURA NO. 35: CATALINA EXTERIOR ADHERIDA AL DIFERENCIAL DE EQUIPO MRIDE C42 TURBO SPORTSCAR.....	55
FIGURA NO. 36: PALIERES COMERCIALES SUBARU WRX 2002-2003	56
FIGURA NO. 37: REPRESENTACIÓN DE LOS SEMIEJES CON SUS RESPECTIVAS PUNTAS POR MEDIO DE AUTODESK INVENTOR	56

FIGURA NO. 38 MODELO DE CATALINA EN CAD PARA ACOPLA CON DIFERENCIAL.....	58
FIGURA NO. 39: DISTANCIA ENTRE CENTROS DE PIÑÓN Y CATALINA	59
FIGURA NO. 40: TABLA DE PROPIEDADES DE RODAMIENTOS.....	60
FIGURA NO. 41: PROPIEDADES DE RODAMIENTOS RIGIDOS DE BOLA CON TAPAS Y DE TIPO SELLADOS	61
FIGURA NO. 42 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE FUERZAS EN DIFERENCIAL.....	62
FIGURA NO. 43: CATÁLOGO DE RODAMIENTOS RIGIDOS DE BOLA PARA UN DIAMETRO INTERIOR DE 40MM	63
FIGURA NO. 44: RETENEDOR DE DIFERENCIAL Y PLATINA	64
FIGURA NO. 45: ENSAMBLE DE DIFERENCIAL CON PLATINAS Y PALIERES.....	65
FIGURA NO. 46: MODELADO MEDIANTE AUTODESK INVENTOR DEL SISTEMA PALANCA DE CAMBIOS Y EMBRAGUE	66
FIGURA NO. 47: SISTEMA DE PALANCA INFERIOR Y CILINDRO DE CAMBIOS PARA PALANCA	67
FIGURA NO. 48 MONTAJE DE PALANCA DE CAMBIOS MEDIANTE PLATINAS EN CHASIS	67
FIGURA NO. 49: MÚLTIPLE DE ADMISIÓN HECHO POR MEDIO DE MOLDE.....	74
FIGURA NO. 50: MÚLTIPLE DE ADMISIÓN HECHO POR MEDIO DE COMPUESTOS DE FIBRA.....	74
FIGURA NO. 51: MÚLTIPLE DE ADMISIÓN HECHO POR MEDIO DE TUBERÍA.	74
FIGURA NO. 52: MÚLTIPLE DE ADMISIÓN TIPO STREAMLINED (A) Y MÚLTIPLE TIPO LOG (B).....	75
FIGURA NO. 53: CONFIGURACIONES DE LA ENTRADA DEL TUBO ASCENDENTE AL PLENUM.....	75
FIGURA NO. 54: TOBERA CONVERGENTE Y DIVERGENTE.....	77
FIGURA NO. 55: COMPONENTES DE LA SUSPENSIÓN	79
FIGURA NO. 56: PARAMETRIZADO EN INVENTOR.....	80
FIGURA NO. 57: GEOMETRÍA NECESARIA UPRIGHT	81
FIGURA NO. 58: ANÁLISIS DE REDUCCIÓN DE MASA.....	82
FIGURA NO. 59: ANSYS DE MASA REDUCIDA.....	82
FIGURA NO. 60: MASA FINAL UPRIGHT	83
FIGURA NO. 61: CONFIGURACIÓN DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL EN ANSYS	84
FIGURA NO. 62: SKEWNESS UPRIGHT	85
FIGURA NO. 63: DEFINICIÓN SKEWNESS	85
FIGURA NO. 64: ERROR 1 SUSPENSIÓN FASE 1	86
FIGURA NO. 65: ERROR 2 SUSPENSIÓN FASE 1	87
FIGURA NO. 66: GEOMETRÍA SUSPENSIÓN CON BASE EN RESTRICCIONES	88
FIGURA NO. 67: CONFIGURACIÓN ANSYS BRAZOS EN A	88
FIGURA NO. 68: MESH ANSYS BRAZOS EN A	89
FIGURA NO. 69: VALORES SKEWNESS BRAZOS EN A	90
FIGURA NO. 70: ENSAMBLE BRAZO EN A	91
FIGURA NO. 71: MOVIMIENTO BRAZO EN A.....	91
FIGURA NO. 72: SELECCIÓN GRASAS SKF	92
FIGURA NO. 73: EJEMPLO AMORTIGUADOR.....	93
FIGURA NO. 74: ANÁLISIS REACCIONES NEUMÁTICO DELANTERO Y TRASERO.....	94
FIGURA NO. 75: ANÁLISIS REACCIONES LADO IZQUIERDO Y DERECHO	94
FIGURA NO. 76: ANÁLISIS DE RELACIÓN ENTRE EL RADIO Y LA VELOCIDAD DEL NEUMÁTICO.	96
FIGURA NO. 77: POSICIÓN NEUTRA ENSAMBLE TRASERO	98
FIGURA NO. 78: POSICIÓN DE ESTIRAMIENTO ENSAMBLE TRASERO.....	98
FIGURA NO. 79: POSICIÓN DE COMPRESIÓN ENSAMBLE TRASERO	99
FIGURA NO. 80: ENSAMBLE SUSPENSIÓN TRASERA.....	99
FIGURA NO. 81: POSICIÓN NEUTRA ENSAMBLE DELANTERO.....	100
FIGURA NO. 82: POSICIÓN DE COMPRESIÓN ENSAMBLE DELANTERO	100

FIGURA NO. 83: POSICIÓN DE ESTIRAMIENTO ENSAMBLE DELANTERO	100
FIGURA NO. 84: ENSAMBLE SUSPENSIÓN DELANTERA	101
FIGURA NO. 85 PARÁMETROS CHASIS	102
FIGURA NO. 86 PUNTA DEL CHASIS (DISEÑO PRELIMINAR).....	103
FIGURA NO. 87 PUNTA FINAL CON ESTRUCTURA PARA SUJETAR LA SUSPENSIÓN	103
FIGURA NO. 88 PUNTA FINAL CONJUNTO EL ATENUADOR DE IMPACTOS	104
FIGURA NO. 89 CABINA DEL CHASIS	105
FIGURA NO. 90 CABINA CON LA ESTRUCTURA DE IMPACTO LATERAL INCOMPLETA.....	106
FIGURA NO. 91 CABINA CON LA ESTRUCTURA DE IMPACTO LATERAL INCOMPLETA.....	106
FIGURA NO. 92 MAIN HOOP BRACING Y CIERRE DE ESTRUCTURA TRASERA.....	107
FIGURA NO. 93 SUSPENSIÓN COLOCADA SOBRE EL CHASIS	108
FIGURA NO. 94 ESTRUCTURA TRASERA CON EL REAR HOOP RECTANGULAR.....	108
FIGURA NO. 95 DISEÑO PRELIMINAR PARAMÉTRICO	109
FIGURA NO. 96 COMPARACIÓN DE DISEÑOS REALIZADOS POR FÓRMULA GT.....	110
FIGURA NO. 97 DISEÑO CHASIS FINAL – FÓRMULA GT 2017/18	110
FIGURA NO. 98 DISEÑO DE MURO ANTI FUEGOS PARAMÉTRICO	111
FIGURA NO. 99 MURO ANITFUEGOS Y SUS DISTINTAS CAPAS DE AISLANTES.	112
FIGURA NO. 100 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE FUERZAS SOBRE LA LLANTA DEL VEHÍCULO.....	113
FIGURA NO. 101: CONFIGURACIÓN DE PIÑON Y CATALINA PARA OBTENCIÓN DE DISTANCIA DE CENTROS MÍNIMA NECESARIA PARA UN ÁNGULO DE AGARRE ACEPTABLE	116
FIGURA NO. 102: CATÁLOGO DE SELECCIÓN DE CADENAS KANA.....	117
FIGURA NO. 103: FACTOR DE SEGURIDAD EQUIVALENTE A 3.36 MEDIANTE ANÁLISIS ANSYS CON MULTIZONE Y FACE SIZING	119
FIGURA NO. 104: DEFORMACIÓN MAXIMA DEL SOPORTE EN EL EJE DE OPERACIÓN	119
FIGURA NO. 105: CANTIDAD DE ELEMENTOS DENTRO DE CADA RANGO DE ORTOGONALIDAD PARA EL MALLADO DE SOPORTES PARA EL DIFERENCIAL.....	120
FIGURA NO. 106: VISTA ISOMÉTRICA SUPERIOR DE LOS CORREDORES DE ADMISIÓN.	127
FIGURA NO. 107: VISTA DE LA ROSCA DEL PLENUM VARIABLE DEL SISTEMA DE ADMISIÓN.	128
FIGURA NO. 108: VISTA DEL PLENUM VARIABLE DEL SISTEMA DE ADMISIÓN CON SUS TAPADERAS DE VARIACIÓN DE VOLUMEN.	128
FIGURA NO. 109: CONTORNOS DE PRESIÓN DEL RESTRICTOR SELECCIONADO.....	135
FIGURA NO. 110: CONTORNOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN DENTRO DEL COLECTOR DE AIRE, CON VOLUMEN MÁXIMO, Y CORREDORES.	136
FIGURA NO. 111: CONTORNOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN DENTRO DEL COLECTOR DE AIRE, CON VOLUMEN MÍNIMO, Y CORREDORES.	136
FIGURA NO. 112: VISTA ISOMÉTRICA DELANTERA DEL DISEÑO DE SISTEMA DE POTENCIA CON EL NUEVO SUB-SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE.....	141
FIGURA NO. 113: VISTA ISOMÉTRICA TRASERA DEL DISEÑO DE SISTEMA DE POTENCIA CON EL NUEVO SUB-SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE.	141
FIGURA NO. 114: ENSAMBLE FINAL SUSPENSIÓN DELANTERA	142
FIGURA NO. 115: ENSAMBLE FINAL SUSPENSIÓN TRASERA	142
FIGURA NO. 116: RESULTADO ESFUERZO DE VON MISES UPRIGHT.....	143
FIGURA NO. 117: RESULTADO DEFORMACIÓN TOTAL UPRIGHT ESCALA REAL.....	144
FIGURA NO. 118: RESULTADO DEFORMACIÓN TOTAL UPRIGHT ESCALA AUMENTADA	144
FIGURA NO. 119: RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD UPRIGHT	145
FIGURA NO. 120: RESULTADO ESFUERZO VON-MISES BRAZOS EN A	146
FIGURA NO. 121: RESULTADOS DEFORMACIÓN TOTAL BRAZOS EN A	146
FIGURA NO. 122: RESULTADOS DEFORMACIÓN DIRECCIONAL BRAZOS EN A.....	147
FIGURA NO. 123: RESULTADO FACTOR DE SEGURIDAD BRAZOS EN A.....	147

FIGURA NO. 124: GEOMETRÍA PLATINAS.....	149
FIGURA NO. 125: HUB SELECCIONADO	150
FIGURA NO. 126: GEOMETRÍA FINAL ROCKER ARM DELANTERO	151
FIGURA NO. 127: GEOMETRÍA FINAL ROCKER ARM TRASERO	151
FIGURA NO. 128: ENSAMBLE FINAL DELANTERO	152
FIGURA NO. 129: ENSAMBLE FINAL TRASERO	152
FIGURA NO. 130 MODELO DEL CHASIS PARA SIMULACIONES DENTRO DE ANSYS	153
FIGURA NO. 131 CONFIGURACIÓN DE MALLADO PARA LOS ANÁLISIS EN ANSYS	154
FIGURA NO. 132 PROPIEDADES DEL MATERIAL ASIGNADO AL CHASIS PARA LAS SIMULACIONES ASTM A500 GRADO B	155
FIGURA NO. 133 FUERZAS Y SOPORTES SIMULACIÓN FRONTAL.....	156
FIGURA NO. 134 FUERZAS Y SOPORTES SIMULACIÓN TRASERA	156
FIGURA NO. 135 FUERZAS Y SOPORTES SIMULACIÓN LATERAL.....	157
FIGURA NO. 136 FUERZAS Y SOPORTES SIMULACIÓN TOTAL	157
FIGURA NO. 137 COMPORTAMIENTO A ESCALA REAL PARTE FRONTAL	158
FIGURA NO. 138 COMPORTAMIENTO A ESCALA REAL PARTE TRASERA.....	159
FIGURA NO. 139 COMPORTAMIENTO A ESCALA AUMENTADA PARA MEJOR VISUALIZACIÓN, DE LA PARTE LATERAL	159
FIGURA NO. 140 COMPORTAMIENTO A ESCALA AUMENTADA PARTE LATERAL	161
FIGURA NO. 141 FUERZAS Y SOPORTES SIMULACIÓN RIGIDEZ TORSIONAL.....	161
FIGURA NO. 142 COMPORTAMIENTO A ESCALA AUMENTADA DE LA RIGIDEZ TORSIONAL CON BASE EN LA DEFORMACIÓN DIRECCIONAL	162
FIGURA NO. 143: VISTAS ISOMÉTRICAS DE DISEÑO FINAL DIGITAL DEL VEHÍCULO TIPO FÓRMULA.....	163
FIGURA NO. 144: NOMBRAMIENTO DE GEOMETRÍA DEL RESTRICTOR PARA POSTERIOR ANÁLISIS MEDIANTE FLUENT	178
FIGURA NO. 145: MALLADO FINAL PARA RESTRICTOR.....	178
FIGURA NO. 146: RESIDUOS PONDERADOS DE ITERACIONES PARA CONVERGENCIA DE LA SOLUCIÓN.....	179
FIGURA NO. 147: CONTORNOS DE PRESIÓN PARA EL RESTRICTOR	179
FIGURA NO. 148: VISTA TRASERA DE LA MOTOCICLETA SUZUKI GSXR-600 2004	180
FIGURA NO. 149: VISTA LATERAL DE LA MOTOCICLETA SUZUKI GSXR-600 2004	181
FIGURA NO. 150: PRUEBAS DE REVOLUCIONES DE LA MOTOCICLETA SUZUKI GSXR-600 2004.....	181
FIGURA NO. 151: PRUEBAS DE SONIDO DE LA MOTOCICLETA SUZUKI GSXR-600 2004.....	182
FIGURA NO. 152: PRUEBAS DE TEMPERATURA DEL BLOQUE DE MOTOR DE LA MOTOCICLETA SUZUKI GSXR-600 2004	182
FIGURA NO. 153: VISTA DEL DESMONTAJE DE LA MOTOCICLETA SUZUKI GSXR-600 2004	183
FIGURA NO. 154: VISTA DE LA MOTOCICLETA SUZUKI GSXR-600 2004 EN EL TALLER DE METAL MECÁNICA DE UVG	183
FIGURA NO. 155: VISTA DEL MOTOR YA DESMONTADO CON EL ARNÉS ELÉCTRICO DESCONECTADO Y SUS CILINDROS PROTEGIDOS A AGENTES EXTERNOS.	184
FIGURA NO. 156. DISEÑO DE TENSOR EN CARROCERÍA INFERIOR DE CHASIS A PARTIR DE TEFLÓN	186
FIGURA NO. 157. RANURA DE PIÑÓN PARA SUZUKI GXSR 600 COMPARADA CON RANURA NOMINAL DE PIÑON KATAYAMA	186

LISTA DE CUADROS

CUADRO NO. 1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE CHASIS DE MARCO TUBULAR. (BAKER, BALDAN, GRUSENMEYER, JENKINS, & MARCKS, 2011).....	39
CUADRO NO. 2 PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS DEL ACERO ASTM A500, GRADO B (UNISON MEXICO).....	45
CUADRO NO. 3 SELECCIÓN DE ELECTRODO PARA A500 GRADO B (INDUSTRIAS UNICON, C.A., 2016)	46
CUADRO NO. 4 RESULTADOS DEFORMACIÓN ESTRUCTURAL FRONTAL.....	158
CUADRO NO. 5 RESULTADOS DEFORMACIÓN ESTRUCTURAL FRONTAL.....	159
CUADRO NO. 6 RESULTADOS DEFORMACIÓN ESTRUCTURAL LATERAL.....	160
CUADRO NO. 7 RESULTADOS DEFORMACIÓN TOTAL	161
CUADRO NO. 8 RESULTADO DE LA RIGIDEZ TORSIONAL.....	162

RESUMEN

Este trabajo consiste en el desarrollo de un vehículo tipo Fórmula, en el cual estudiantes de ingeniería de la Universidad del Valle de Guatemala conformaron un equipo para diseñar, y analizar un vehículo para la participación en la competencia de Fórmula SAE (Society of Automotive Engineers o Sociedad de Ingenieros Automotrices), que se llevará a cabo en los Estados Unidos de América, en el estado de Michigan para la edición 2018. Cada uno de los integrantes se les asignó un módulo con base en el Manual de reglas 2017-2018 de Fórmula SAE y tomando en cuenta el trabajo realizado por el equipo anterior. Los módulos son: Estructura o Chasis, Transmisión, Suspensión y Dirección, Motor y Frenos, Aerodinámica, Electrónica y Administración.

Dentro de este trabajo se continuó con un proceso previo elaborado por estudiantes y se realizaron mejoras sobre dicho trabajo, para así formar los nuevos módulos con los cuales se realizó el megaproyecto. Los módulos de chasis, transmisión, suspensión y potencia fueron los que se decidieron trabajar debido a que éramos un número reducido de estudiantes y nuestro tiempo era escaso. El módulo de transmisión de potencia consiste en el diseño y análisis de una estructura que distribuye la potencia entregada por el motor, por medio de una cadena y sprockets, así mismo está constituido por un diferencial y dos ejes de salida que transmiten esa potencia en el movimiento que realizaran las llantas. Por otro lado, el módulo de potencia consiste en el análisis y mejora de un motor de cilindraje 600 marca Suzuki, para ello se diseñaron componentes como un múltiple de admisión que provee una mejora en la eficiencia del motor. Otro de los módulos fue el de suspensión que consiste en el diseño y análisis de un sistema de amortiguadores y estructuras que le proveerán al vehículo una estabilidad a la hora de andar en marcha, para ello se analizaron diferentes alternativas de suspensiones colocadas sobre distintas unidades automotrices. Y por último el módulo de chasis consiste en el diseño y análisis de una estructura para el vehículo con el que se trabajó. Para ello se realizó un diseño del chasis buscando las diferentes alternativas de estructuras construidas para la competencia.

Posteriormente el modelado se realizó con la ayuda del software de AutoDesk Inventor para el diseño 3D de todos los componentes del vehículo, luego se sometieron todos los componentes a simulaciones estáticas y dinámicas por medio del software ANSYS para estudiar si el vehículo era capaz de soportar las cargas en ciertos casos o si eran adecuados los cambios que se realizaron a las geometrías añadidas (por ejemplo el motor y su múltiple de admisión) Luego de las simulaciones se analizarán los resultados de las pruebas para validar si el vehículo está en condición para competir, rigiéndonos de los requerimientos de la competencia

I. INTRODUCCIÓN

En 1981, SAE International desarrolló y administró la primera competencia de estudiantes de Formula SAE con la asistencia de Ron Matthews, profesor de la Universidad de Texas. Desde su inicio, Formula SAE se ha expandido e incluye muchos eventos derivados. En los Estados Unidos hay dos competencias administradas por SAE International. El programa SAE International Formula SAE es una competencia de diseño de ingeniería para estudiantes de pregrado y posgrado. La competencia ofrece a los participantes la oportunidad de mejorar sus habilidades de diseño de ingeniería y gestión de proyectos mediante la aplicación de teorías aprendidas en el aula en una competencia desafiante.

El objetivo del diseño de ingeniería para los equipos es desarrollar y construir un auto de carrera de asiento único no profesional, con un plan general de diseño, construcción, rendimiento y costo de manera óptima y eficaz. El concepto detrás de la Fórmula SAE es que una compañía de fabricación ficticia contrató a un equipo de diseño para desarrollar un pequeño auto de carreras de estilo Fórmula. Fórmula SAE promueve carreras y excelencia en ingeniería ya que abarca todos los aspectos de la industria automotriz, incluida la investigación, el diseño, la fabricación, las pruebas, el desarrollo, la comercialización, la gestión y las finanzas.

El prototipo de auto de carreras debe evaluarse por su potencial como un artículo de producción. Cada equipo estudiantil diseña, construye y prueba un prototipo basado en una serie de reglas cuyo propósito es garantizar las operaciones de eventos in situ y promover la resolución inteligente de problemas. El vehículo será inspeccionado en una serie de pruebas para asegurar que cumple con las reglas de competencia.

La comprensión adecuada y un estudio exhaustivo de los principios básicos de estructuras, motores de combustión interna, mecánica de fluidos, diseños en suspensión, vibraciones mecánicas, física básica y conceptos generales de diseño mecánico, fueron de vital importancia para lograr realizar un diseño que cumpliera con los requisitos de la competencia de Fórmula SAE. Este diseño debía de contar con una serie de geometrías y componentes mecánicos colocados de manera correcta para estructurar un vehículo con la rigidez necesaria, esto para tener un vehículo a la vez rígido y con un peso adecuado. Para ello se decidió realizar un modelado en 3D en Autodesk Inventor paramétrico, para luego realizar un análisis de elementos finitos sobre el mismo y evaluar los puntos de vital importancia, logrando así validar el diseño para su posterior manufactura. Se realizaron varios diseños y fue evidente la necesidad de mejoras sobre el diseño que había realizado el grupo anterior.

Dentro de las mejoras se encontraba la adición de triangulaciones extras para aumentarle la rigidez más que todo en la parte central del vehículo, el cual era la cabina para proveerle de protección extra al piloto. Y la elongación de la parte trasera para que los componentes de los módulos de potencia y suspensión logran entrar de mejor manera optimizando así el espacio y la relación de peso entre la parte delantera y la trasera. Posteriormente se decidió realizar un análisis estructural estático sobre las diferentes zonas del vehículo en

el software ANSYS que utiliza un análisis en elementos finitos. Se obtuvieron datos de deformaciones, factor de seguridad y esfuerzo de Von Mises.

Además, se comprobó que el factor de seguridad sobre toda la estructura estaba por encima de 10 y no presentaba rupturas en ninguna de los componentes de las triangulaciones. Por lo que el diseño es totalmente válido para la competencia y para la manufactura de este. Cumpliendo así los objetivos planteados para este proyecto.

II. OBJETIVOS

A. OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un vehículo tipo formula que cumpla con los requerimientos del manual Fórmula SAE de 2018.

B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar el sistema de transmisión de potencia para un vehículo tipo fórmula cumpliendo con los requisitos establecidos por Fórmula SAE.
- Diseñar un sistema de transmisión que permita el cambio de marcha mediante una palanca de cambios y un embrague hacia la caja de velocidades.
- Diseñar un sistema de cadena y ruedas dentadas que conecte la transmisión saliente de la caja de velocidades al tren trasero de un vehículo Fórmula SAE.
- Seleccionar el tren trasero, compuesto de un diferencial modificado, así como sus soportes y rodamientos, y juntas que cumplan con todos los requerimientos establecidos por fórmula SAE.
- Selección de un motor para el vehículo, el cual se adapte a las necesidades del equipo de la Universidad del Valle de Guatemala.
- Diseñar el sistema de admisión de aire, compuesto por un múltiple de admisión, corredores de aire, filtro de aire y restrictor.
- Definir el motor que mejor se adapte al equipo, bajo un método fiable.
- Diseñar el múltiple de entrada que utilizará el vehículo.
- Validar el diseño del restrictor de la Fase 1.
- Respalda el diseño del sistema de admisión de aire con Fluent de ANSYS 2017.
- Definir la mejor posición para el radiador dentro del sistema de enfriamiento.
- Diseñar el sistema de suspensión que cumpla con los requerimientos para competir en Formula SAE 2017-2018.
- Diseñar los componentes de la suspensión no diseñados en la Fase 1.
- Verificar que los componentes diseñados en la etapa anterior cumplan con los requisitos de la competencia y cumplan con el factor de seguridad superior a 3.
- Diseñar y crear los planos de los elementos del sistema de suspensión.
- Realizar análisis de elementos finitos para comprobar un factor de seguridad superior a 3.
- Definir todas las condiciones y componentes del chasis para diseñar una estructura que cumpla con los requerimientos para la competencia.
- Diseñar un modelo 3D del chasis siguiendo los requerimientos del reglamento de Formula SAE

- Determinar por medio de simulaciones estáticas el cumplimiento de todos los requisitos para las pruebas estáticas a las cuales se va a someter el chasis.
- Analizar y validar los datos obtenidos en el software de análisis de elementos finitos sobre los resultados del chasis.
- Elaborar planos del diseño de los módulos para su fabricación.

III. JUSTIFICACIÓN

La industria automotriz representa a uno de los sectores económicos más importantes del mundo debido a sus ingresos. Año tras año todas las compañías que conforman esta industria buscan la innovación en el diseño, el desarrollo tecnológico y el desempeño de los vehículos para así sobresalir y marcar las nuevas tendencias de un mercado que cada vez quiere más velocidad, más potencia, más eficiencia y un mejor desempeño.

Encontrar nuevas propuestas se vuelve cada vez más competitivo, por lo que no hay mejor forma de hacerlo que retando a las nuevas mentes a desarrollar nuevas ideas y poner a prueba su ingenio en competencias como lo es la Fórmula SAE. Competencias como esta generan grandes ideas, las cuales pueden desarrollarse y aplicarse a los nuevos automóviles que se llevan al mercado, mejorando su tecnología, su desempeño y su eficiencia e impulsando muchas veces las nuevas tendencias que revolucionan la industria automotriz. Así mismo se espera exponer el potencial de diseño e ingeniería de Guatemala a nivel internacional.

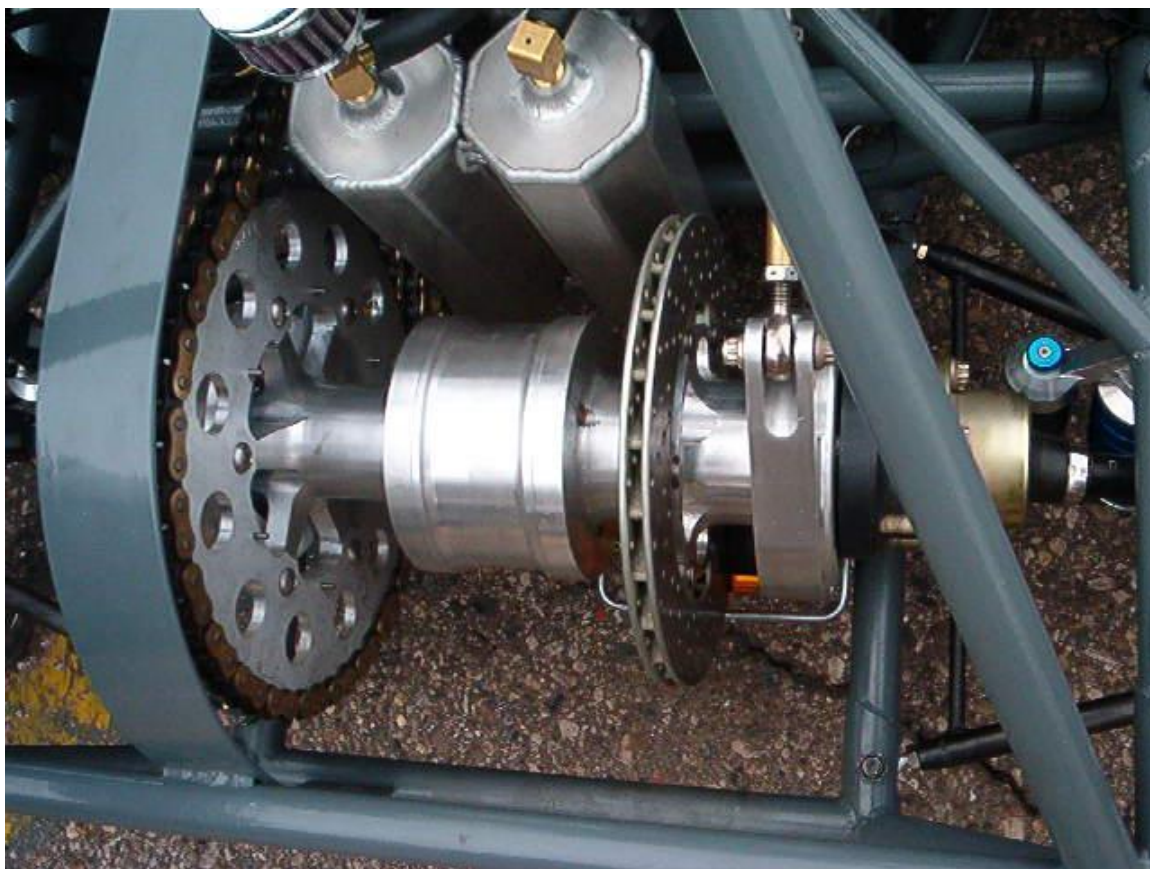
La Universidad del Valle de Guatemala reunió a un grupo estudiantes de ingeniería mecánica para continuar el trabajo que a lo largo de un año realizó otro grupo de estudiantes de ingeniería mecánica y mecatrónica. Dicho trabajo consiste en diseñar un vehículo tipo fórmula para una competencia internacional que involucra equipos hechos por estudiantes de ingeniería. El equipo del vehículo se dividió en cuatro módulos en la segunda fase. Los módulos que se tomaron en cuenta son estructura, suspensión, potencia y transmisión de potencia.

IV. MARCO TEÓRICO

A. MÓDULO TRANSMISIÓN DE POTENCIA

1. Transmisión de potencia. El módulo de transmisión de potencia en un vehículo de fórmula SAE permite transferir la potencia que otorga el motor hasta las llantas posteriores y así impulsar este. Esto se logra mediante una caja de cambios que recibe la potencia del motor, de esta se transfiere movimiento circular de un eje conectado a un sistema de engranes y cadena que le transfiere la potencia a un diferencial. El diferencial se encuentra montado en la suspensión trasera del chasis por medio de soportes y se encarga de mover los palieres conectados a las llantas, haciendo que las ruedas giren y desplacen el vehículo, así como dándole la capacidad de virar y tomar curvas.

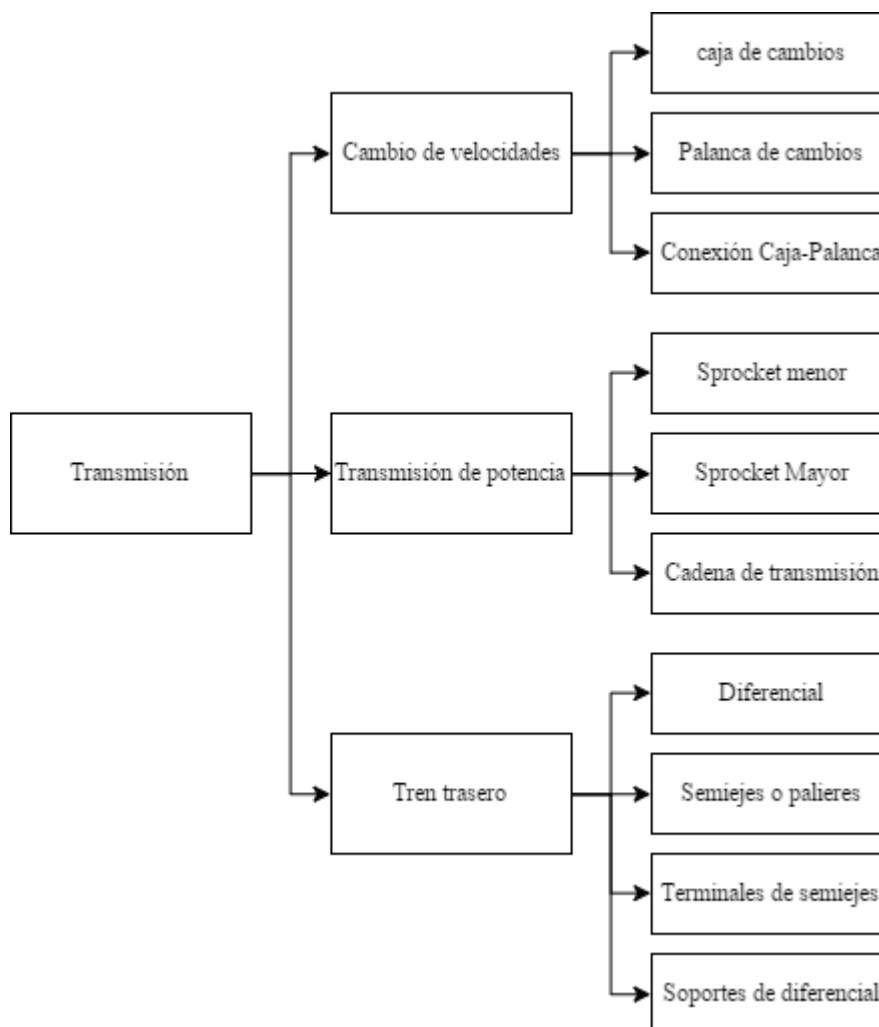
Figura No. 1: Diferencial de universidad UNC Charlotte montado al chasis mediante soportes



(Stines, 2003)

La Figura No. 2 explica las diferentes subdivisiones en las que se descompone el módulo de transmisión.

Figura No. 2 Esquema de sistema de transmisión



(Elaboración propia).

2. Tren trasero

a. Diferencial. El propósito principal del diferencial en un vehículo es permitir que una rueda gire a mayor velocidad que otra al momento que el vehículo tome una curva (Craig, 2017). Un diferencial de competencia debe ser capaz de proveer tracción correcta en un ambiente donde las llantas tengan una tracción dispar. En el momento en que el vehículo hace un viraje a alta velocidad la transferencia de carga transversal provoca que la rueda trasera interior quede menos cargada, de tal manera que si el carro no tiene algún tipo de diferencial de bloqueo este sufre de problemas al momento de utilizarse en pistas húmedas o con baja tracción. (Rico & Benitez, 2009).

El diferencial antideslizante por medio de discos viscosos permite que el vehículo pueda transmitir más torque a la rueda con mayor adherencia al pavimento por medio de discos internos que se activan al momento que una rueda pierde tracción, evitando así el deslizamiento y consiguiendo mayor tracción que en un diferencial abierto tradicional. (Rico & Benitez, 2009).

Los diferenciales en carros comerciales se encuentran sellados mediante una carcasa que contiene liquido lubricante para que los engranes interiores funcionen correctamente. Debido a que el diferencial funcionará al desnudo en la competencia, es necesario sellarlo tanto para mantenerlo lubricado como para asegurar que no entren partículas que interfieran entre los engranes cuando se encuentre en movimiento. El diferencial es sellado mediante el uso de un forro o carcasa individual. Aluminio 6061 es altamente utilizado en la elaboración del mismo debido a que minimiza el peso agregado al diferencial, asimismo es fácil de maquinar y posee alta resistencia a la corrosión (Tecniaceros, 2013).

Figura No. 3: Diferencial torsen Audi V8 1992 en estado inicial vs adaptación para funcionamiento a base de cadena y engrane



(Micke, 2008)

b. Semiejes o palieres. Estos elementos son encargados de transmitir la potencia desde el diferencial hasta la rueda. Estos son cilindros con puntas que permiten la conexión con juntas compatibles. Comúnmente son adquiridos de largos predeterminados según los fabricantes del

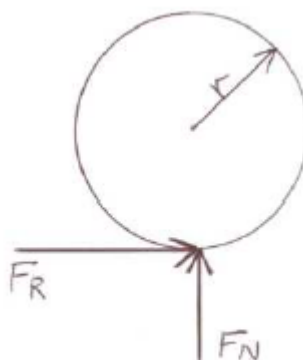
diferencial, pero es posible maquinarlos los mismos en el caso que el largo de uno estándar no se acople a la posición del diferencial en el chasis (Rico & Benitez, 2009).

Los materiales más populares para la fabricación de los palieres son algunas aleaciones de acero con tratamiento térmico para ofrecer una buena resistencia a la tracción y torsión. Materiales comunes de aleación para fabricación son aceros 4340 y 4130 por las propiedades previamente mencionadas (Palacios, 2016) (Huneychuck, Kistler, Piacente, & Stager, 2010).

Debido a la complejidad de la realización de pruebas prácticas para comprobar la resistencia de palieres comerciales, se puede analizar la resistencia de estos en base a las condiciones de uso regular del vehículo, especialmente en base a la fuerza de frenado puesto que esta permite conocer el torque máximo que experimentarán los palieres en cualquier situación cotidiana. Sabiendo el torque que resiste el vehículo comercial es posible compararlo con la fuerza que experimenta el vehículo teóricamente y determinar con base en esto si los palieres resistirán en condiciones críticas la fuerza de torsión.

La fuerza de frenado máxima de un vehículo es la fuerza necesaria para detener un vehículo que ocurre en la llanta a la hora que el freno se aplica en la misma. Al detener la llanta, el coeficiente de fricción crea una fuerza opuesta a la dirección donde se dirige el vehículo, desacelerando este en el proceso. Esta fuerza es recibida por los palieres en forma de momento (Jeremy, 2004) y su magnitud se describe mediante la Ec. 1:

Figura No. 4: Diagrama de cuerpo libre de una llanta trasera para un vehículo con dirección delantera



(Jeremy, 2004)

$$T = Fr \text{ Ec. 1}$$

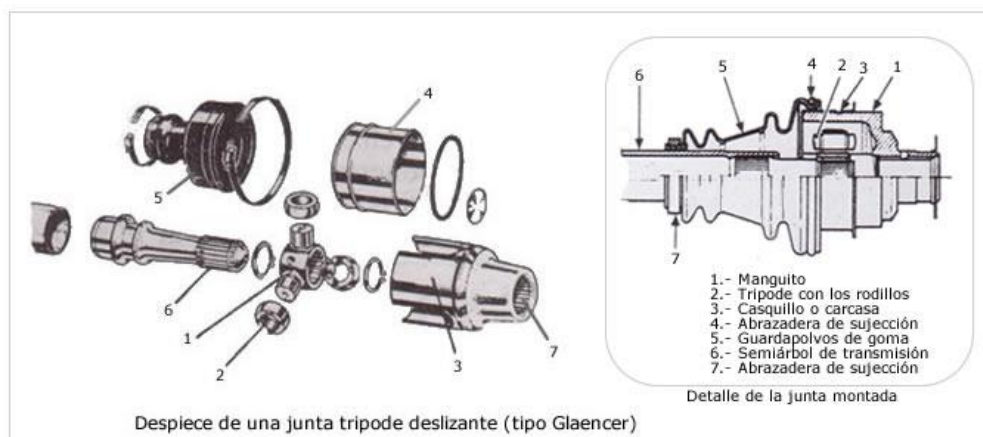
Donde:

Fr: Fuerza de fricción ejercida por la llanta

Donde la fuerza de fricción es directamente proporcional a la fuerza normal, la cual es dependiente de la distribución de peso del cada vehículo.

c. Terminales de eje. En los extremos de las flechas o palieres deben agregarse terminales de eje, los cuales son encargados de acoplar el eje a la rueda del vehículo y al diferencial de salida. Tanto en la salida del diferencial como en la unión del semieje a la llanta es necesario el uso de algún tipo de junta homocinética que permita la transmisión fluida de potencia del diferencial a la rueda, en la Figura No. 5. se muestra cómo se une una junta de trípode deslizante, como es la que se proporciona para los palieres comerciales del dispositivo a adquirir, permitiendo el movimiento oscilante de la suspensión como el movimiento de orientación de las ruedas, ya que estas deben de ser motrices y directrices. (Meganeboy, 2014).

Figura No. 5: Explosión de una junta homocinética tipo Glaencer



(Meganeboy, 2014)

En su mayoría estos elementos se adquieren de la misma familia que el semieje y el diferencial, asegurando así un ensamble exitoso, las terminales se componen de una junta homocinética, la abrazadera de sujeción que aloja la junta y un guardapolvo unido con dos sellos en los extremos para evitar que entre suciedad al mecanismo.

d. Soportes de diferencial. El diferencial debe ser fijado al chasis mediante estructuras que sujeten el dispositivo permitiendo que este gire. Esto hace necesario el uso de rodamientos entre el diferencial y el soporte. Una característica esencial de los soportes es que estos deben de mantener el rodamiento fijo tanto de manera axial como longitudinal.

Figura No. 6: Monturas de diferencial para equipo SAE UW 25



(Lesher, 2012)

La forma de los soportes debe de ser una que se acople al vehículo en particular, principalmente se busca que ambos soportes resistan la fuerza de tensión que ejerce constantemente la cadena sobre la catalina. Dicha fuerza corresponde a la reacción que la cadena provoca al tratar de desplazar el vehículo. Esta puede medirse por medio de la Ec. 2 (Palacios, 2016):

$$F = \frac{T}{R_{\text{catalina}}} = \frac{M \cdot a \cdot R_{\text{rueda}}}{R_{\text{catalina}}} \text{ Ec. 2}$$

Donde:

T: Torque en la catalina

M: Masa total

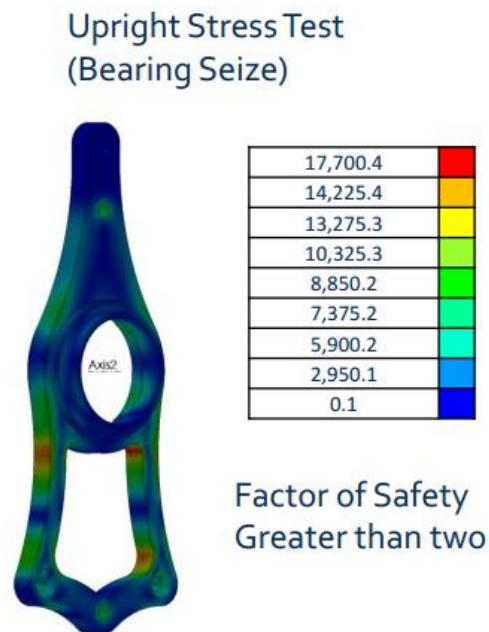
R_{rueda} : Radio de rueda

R_{catalina} : Radio de catalina

Posteriormente se debe de hacer una sumatoria de momentos de la catalina y ambos soportes para determinar la fuerza específica que afecta cada soporte, puesto que muchos diferenciales no son centrados y poseen el engrane exterior en alguno de sus extremos, variando así la carga de cada soporte. Una vez se conoce la fuerza a la que los soportes son expuestos mediante la aplicación de la Ec. 2 en conjunto de la descomposición apropiada de las fuerzas en cada extremo, es posible hacer un análisis de elementos finitos para determinar cómo se comportaran los soportes al ser sometidos a dichas cargas (Huneychuck, Kistler, Piacente, & Stager, 2010).

1) Análisis computacional por medio de elementos finitos. Por medio del análisis computacional se mide tanto el factor de seguridad que soporta la pieza, es decir que tantas veces puede soportar la carga a la que es expuesta en relación con su límite de deformación elástico. Un análisis computacional mediante elementos finitos también permite medir la deformación en el plano de aplicación de la fuerza para asegurar que el componente no se deforme de manera significativa al estar operando a su capacidad nominal.

Figura No. 7: Análisis ANSYS de soportes de diferencial de la universidad de Delaware



(Huneychuck, Kistler, Piacente, & Stager, 2010)

En el análisis computacional es fundamental la elaboración de un mallado que demuestre poca ortogonalidad, así como la utilización de la mayor cantidad de nodos o elementos para obtener un resultado más exacto y que se acople de manera exitosa a la geometría del diseño. La ortogonalidad, también conocida como ortogonalidad, es una propiedad que se basa en determinar qué tan ideal es la forma de una celda en comparación a figuras geométricas estándar utilizadas para crear el mallado del elemento, ya sea hexagonales o triangulares (ANSYS, 2013). El manual de mallado de ANSYS nos ofrece diferentes rangos para medir la oblicuidad en un mallado para determinar si es aceptable o no.

La propiedad de Sizing dentro del software ANSYS permite ampliar la cantidad de nodos utilizados alrededor del elemento que se ve expuesto a una fuerza, proveyendo así un análisis más preciso y confiable sin la necesidad de elaborar un análisis demasiado complicado en el resto de la geometría (ANSYS, 2013).

e. Rodamientos. Los rodamientos son elementos que le permiten girar al diferencial sobre su mismo eje al momento que se le transmite potencia. Estos elementos normalmente son lubricados dentro de la carcasa del diferencial cuando se ubican en un vehículo comercial. Los rodamientos rígidos son rodamientos que pueden utilizarse en aplicaciones sin lubricación exterior debido a su recubrimiento sellado. Estos poseen una ranura profunda en los anillos interior y exterior, permitiéndoles soportar cargas radiales y axiales en cualquier dirección, así como también cargas complejas que puedan resultar de la combinación de estas fuerzas. Los rodamientos rígidos de bolas son adecuados para aplicaciones de alta velocidad. (NTN, 2004).

1) Fuerza radial dinámica equivalente Los rodamientos son elegidos en base a su capacidad de soportar las fuerzas que experimenta el diferencial a la hora de operar. Esta fuerza es conocida como carga radial dinámica equivalente, la cual es la fuerza axial y radial combinada que soportan dichos elementos (NTN, 2004) y se expresa mediante la Ec. 3:

$$Pr = XFr + YFa \text{ Ec. 3}$$

Donde:

Pr : Carga radial dinámica equivalente, N

Fr: Fuerza radial aplicada, N

Fa: Fuerza axial aplicada, N

X: Factor de carga radial

Y: Factor de carga axial

Debido a que los vehículos de formula SAE son de dirección delantera, no existe una fuerza radial significativa que afecte el diseño (Jeremy, 2004), por lo cual la fuerza dinámica equivalente representa directamente la fuerza tangencial a la que están expuestos los soportes.

2) Recubrimiento. Debido a la naturaleza expuesta de los rodamientos en los carros de formula SAE, es común utilizar rodamientos sellados o chumaceras para asegurar el diferencial a los soportes. Comercialmente solo los rodamientos rígidos de bola proveen recubrimiento sellado, por lo cual resultan como una opción atractiva para el diseño. Los rodamientos rígidos de bolas incluyen rodamientos sellados con grasa mediante sellos o con tapas de metal. Dichos recubrimientos mejoran las propiedades del rodamiento como la capacidad de torque, temperatura, resistencia a la suciedad entre otros aspectos. De igual manera existen rodamientos con anillo de fijación, los cuales simplifican la estructura alrededor del rodamiento y también simplifican el diseño (NTN, 2004).

3) Encaje soporte-rodamiento. Los rodamientos se acoplan a los soportes del diferencial de diferentes maneras, estos pueden entrar solo por forma, lo cual significa que existe una interferencia innata en su diámetro exterior comparado con el diámetro interior donde encajan en los soportes; haciendo necesario expandir térmicamente los soportes para insertar los rodamientos. Otra forma de alojar y asegurar los rodamientos al soporte es por medio de barras laterales que restringen axialmente a los mismos como se observa en la Figura No. 8.

Figura No. 8: Soporte de equipo UPS Racing team con barra lateral para ajuste de rodamiento.



(Palacios, 2016)

La selección del material a utilizar para los soportes se basa en la relación de peso y resistencia a la fuerza expuesta. El aluminio 6061-T6 es comúnmente utilizado en los soportes debido a su baja densidad de 2700kg/m^3 comparada con el acero de 7850kg/m^3 , generando así menor peso. Asimismo, el aluminio 6061-T6 provee facilidad de maquinación, fácil adquisición económica, y buena resistencia a los niveles de deformación a los cuales se ven expuestos estos componentes (Tecniaceros, 2013).

3. Cambio de velocidades

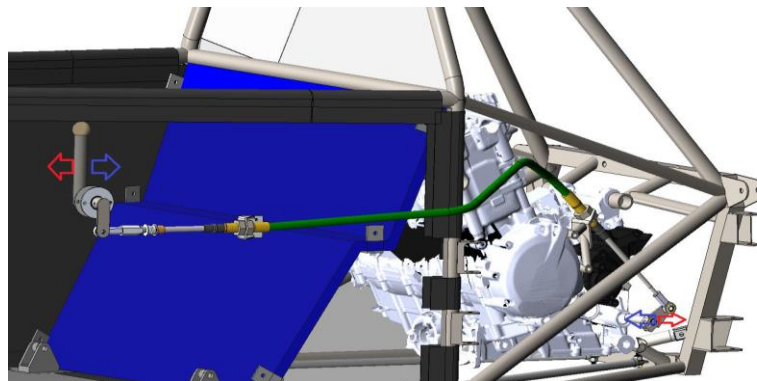
a. Caja de cambios. La caja de cambios es el componente encargado de transmitir la potencia que genera el motor para alimentar el diferencial en la parte trasera y así desplazar el vehículo eficientemente. La caja de cambios multiplica el par de torsión que da el motor con diferentes relaciones dependiendo de la marcha en la que se encuentre (Rico & Benitez, 2009). Cuando la caja esta es manual, se opera mediante una palanca de cambios y un embrague, accionados de manera manual por el conductor cada vez que se desea hacer un cambio de marcha.

La caja que acompaña el motor de competencia es de naturaleza secuencial, lo que significa que los cambios siguen una secuencia para avanzar o bajar de velocidad, siendo esta la anterior o posterior, con un mecanismo que puede ser manejado tanto electrónicamente como de forma mecánica (Rico & Benitez, 2009). En las motocicletas la caja de cambios se encuentra incluida al motor, por lo tanto, es necesario adaptar el sistema de cambios en esta.

b. Palanca de cambio. Un sistema de cambio por palanca mecánica se compone de una palanca, unida a un cable de presión que recorre desde la palanca de cambios a la caja de transmisión. La Figura No. 9 muestra el sistema de cables necesario para realizar un cambio. En este, el conductor tomará la palanca, accionará el embrague y jalará o empujará la palanca para accionar el movimiento de la caja generando así un cambio de marcha. (Ajirogi, Aldern, Odium, & Chang, 2003). Para minimizar el peso y debido a que la palanca de cambios no se expone a fuerzas significativas, aluminio 6061-T6 es ideal para su manufactura. Debido a que la palanca es un elemento que gira sobre un punto de pivote, es necesario manufacturar rodamientos para el mismo. Bronce SAE-64 es ideal para crear rodamientos secos debido su bajo coeficiente de fricción causado por su alto contenido en plomo (Tecniaceros, 2013).

c. Conexión caja-palanca. Los cables push-pull ofrecen un método confiable de transmitir un movimiento entre dos puntos que constantemente están cambiando su posición relativa. Debido a su flexibilidad pueden sobrepasar obstáculos, ir a través de esquinas y codos sin el uso de poleas. Otros beneficios de estos son: minimizan el número de partes en el sistema, no necesitan ajustes periódicos y son libres de mantenimiento (Stahl, 2012).

Figura No. 9: Componentes principales de un cable de cambios



(Ajirogi, Aldern, Odium, & Chang, 2003)

d. Transmisión de potencia motor-diferencial. La transmisión del movimiento de la caja de cambios al diferencial es realizada por medio de una cadena, por lo cual es necesario adaptar una corona dentada o catalina a la caja exterior del diferencial seleccionado. Las cadenas de transmisión son ligeras, de bajo costo y no necesitan mayor mantenimiento más que lubricación periódica para operar en un ambiente abierto.

1) Piñón y catalina El piñón menor es utilizado para transmitir la potencia saliente de la caja de velocidades del motor y alimenta el diferencial de transmisión, mientras que la catalina, la cual es mayor, es la que va encajada alrededor del diferencial y transmite potencia a los palieres.

Para la selección estos se tratar de evitar el efecto poligonal, este ocurre cuando Los eslabones del módulo y de la cadena que se desplazan en torno al radio del piñón provocan variaciones en la velocidad lineal de la cadena. Este efecto se evita en su mayoría al no utilizar piñones con un número de dientes menor de 17 para reducir efectos negativos como: vida reducida, articulación pobre con la cadena, reducida entrega de potencia entre otros efectos negativos. Por otra parte, se recomienda elegir un piñón con un número de dientes impar para asegurar un desgaste parejo de todos los dientes en el mismo (SKF, 2016).

SKF provee información con recomendaciones de numero de dientes para ambos engranajes según estándares ISO y DIN para una selección inicial que puede cambiar dependiendo del radio de transmisión deseado que se observa en la Figura No. 10:

Figura No. 10: Numero de dientes recomendados

BS / DIN preferred sprockets											
11	12	13	15	17	19	20	21	23	25	27	30
38	45	57	76	95	114						
ANSI preferred sprockets											
9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
28	30	32	35	36	40	42	45	48	52	54	60
70	72	80	84	96	112						

(SKF, 2016)

2) Cadena. La cadena es el elemento utilizado para transferir la potencia del piñón a la catalina. La transmisión mediante cadena es un sistema robusto que permite ser usado para transmitir grandes pares de fuerza a velocidades medias y bajas (Palacios, 2016). Para definir propiedades

importantes de la misma es necesario saber ciertos factores a los que opera la cadena (SKF, 2016) entre estos podemos ver factores vitales como:

- Potencia o torque
- Tipo de motor
- Horas de operación
- Ambiente de trabajo
- Tipo de carga
- Distancia nominal de centros

La determinación del largo de la misma se encuentra estandarizada por diferentes proveedores, SKF provee la siguiente expresión para determinar el largo de la misma en número de pasos:

$$L = \frac{Z_2 + Z_1}{2} + 2C + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 C} \text{ Ec. 4}$$

Donde:

L: Largo de la cadena en pasos

Z₁: Número de dientes del piñón

Z₂: Número de dientes de la catalina

C: Distancia entre centros en pasos

Asimismo, la distancia entre centros debe ser una que permita tener un ángulo de contacto mayor a 120° para asegurar el funcionamiento correcto de la misma (SKF, 2016). Para verificar esto se utiliza la siguiente expresión haciendo referencia a la distancia de centros y al radio de la catalina mediante la ecuación $W_{\text{agarre}} = 180 - 2\theta = 180 - 2 * \sin^{-1} \frac{A}{B}$ ec.5.

$$W_{\text{agarre}} = 180 - 2\theta = 180 - 2 * \sin^{-1} \frac{A}{B} \text{ ec.5}$$

Donde

A: radio nominal de la catalina

B: distancia entre centros de ruedas dentadas

Se considera una distancia aceptable si W_{agarre} es superior a 120°.

La vida útil de una cadena de transmisión típica es de 15,000 horas cuando se selecciona está bajo un proceso estandarizado y con engranes apropiados no menores de 19 dientes. Factores como la limpieza y mantenimiento también modifican la calidad de vida de este elemento (SKF, 2016). Los soportes del diferencial pueden ser modificados para lograr una distancia entre centros aceptable entre el piñón y la catalina.

4. Materiales para el tren de potencia. Podemos resumir los componentes necesarios para armar el tren trasero y la transmisión de potencia observando la Tabla No. 1.

Tabla No. 1 Lista de componentes para tren trasero de transmisión.

	Elemento	Cantidad	Obtención
Comprar	Diferencial	1	Altamente recomendado que todos los elementos
	Semieje	2	
	Terminales	2	mencionados provengan del mismo modelo de carro para asegurar compatibilidad.
	Junta homocinética	4	
	Guardapolvo	4	
	Cadena	1	KANA
	Piñón	1	
Catalina	1		
Fabricar	Rodamientos	2	NTN
	Soporte izquierdo	1	Manufactura mediante taller
	Soporte derecho	1	
	Carcasa para diferencial	1	
	Protección cadena	1	

(Elaboración propia).

Se debe hacer la notación que se debe realizar modificaciones tanto al diferencial para que acople la catalina, así como una carcasa de protección para el mismo y una banda de protección para la cadena. Debe tenerse en cuenta con los semiejes que estos deberán de ser fabricados en caso el diferencial no pueda alinearse correctamente con el motor en chasis, creando así una posición no centrada del chasis, haciendo que se deba reducir el largo de uno de estos elementos.

B. MÓDULO DE POTENCIA

1. Motor. En la actualidad se cuentan con varias opciones de sistemas de potencia para un vehículo, se pueden encontrar vehículos comerciales que son accionados por motores de combustión o motores eléctricos. Dentro de los motores de combustión hay varias clasificaciones comúnmente conocidas, ya sean de 2 o 4 tiempos, de combustión interna o externa, encendidos por chispa o encendidos por compresión, inclusive por la alineación de sus cilindros (en línea, V, W, opuestos, radiales). (Pulkrabek) Los motores eléctricos también se logran clasificar dentro de su tipo de alimentación, están los que cargan a través de corriente directa, por celdas solares e inclusive los más vanguardistas apuntan hacia lo más ecológico haciendo funcionar sus vehículos con agua, esto a través de un proceso químico de separación de moléculas de hidrógeno y oxígeno. (Pulkrabek)

Como ya mencionó anteriormente el vehículo fue diseñado para la competencia de Fórmula SAE por lo que el diseño debe de cumplir con ciertos requerimientos, dentro de estos el requerimiento IC1.1.1 del manual de reglas 2017-2018 establece que el motor debe de ser uno de combustión interna de 4 tiempos que utilice gasolina, inclusive el cilindraje del motor es restringido a 710 cc, por el mismo requerimiento, por lo que es común observar motores de motocicletas de alto cilindraje (500-700 cc) en los equipos participantes.

a. Características de motor. Los modelos más utilizados para ser adaptados a los vehículos de la competencia, según el sitio web¹ de Formula SAE, son Yamaha YZF R-6, Honda CBR RR, Suzuki GSXR y Kawasaki ZX-6R, esto se debe a que son las más comerciales y las de mayor presencia en competencias reconocidas como Moto GP. (SAE, Equipos Resgistrados, 2017) Las características de dichos modelos se pueden observar en la Tabla No. 2.

Tabla No. 2: Especificaciones y desempeño por modelo de motores de motocicleta de línea sport 2003.

Marca	Suzuki	Honda	Yamaha	Kawasaki
Modelo (2004)	GSXR600	CBR600RR	YZF600-R6	ZX-6R
Ciclo de operación	ECH 4 Tiempos	SI 4 Tiempos	ECH 4 Tiempos	ECH 4 Tiempos
Capacidad (cc)	599	599	600	626
Diámetro y carrera de pistón (mm)	67 & 42.5	67 & 42.5	65.5 & 44.5	68 & 43.8
Razón de compresión	12.2:1	12.0:1	12.0:1	12.8:1
Sistema de enfriamiento	Líquido	Líquido	Líquido	Líquido
No. de cilindros	4 en línea	4 en línea	4 en línea	4 en línea
Árbol de levas	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC

¹ <http://students.sae.org/cds/formulaseries/history/>

Continuación Tabla 2. Especificaciones y desempeño por modelo de motores de motocicleta de línea sport 2003.

Marca	Suzuki	Honda	Yamaha	Kawasaki
Cantidad de válvulas	16	16	16	16
Potencia(hp)@rpm	103.4 @ 13,250	107.2 @ 13,500	105.5 @ 12,750	107.5 @ 13,000
Torque(ft-lb)@rpm	46.5 @ 10,750	45.4 @ 11,000	44.7 @ 11,750	46.4 @ 11,000
Velocidad máxima (mph)	158.8	162.2	158.0	158.5
Cuarto de milla (s @ mph)	10.87 @ 126.0	10.73 @ 129.7	10.80 @ 127.8	10.67 @ 131.0
Aceleración 60-80 (mph)	5.36 s	4.23 s	4.46 s	4.34 s
Precio por motocicleta (\$ @ 2017)	11,600	11,800	12,199	12,100

(TotalMotorcycle, s.f.)

Se puede observar que las cuatro opciones comparten varios aspectos de diseño, desempeño e inclusive el precio. Este parecido se debe a la competencia comercial que se maneja entre compañías. El precio de una motocicleta nueva modelo 2017 ronda entre los Q 86,500.00 (\$11,600.00) a Q90,000.00 (\$12,100.00), mientras que las motocicletas usadas y de dos a cinco años atrás están entre los Q37,250.00 (\$5,000.00) y Q74,500.00 (\$10,000) dependiendo del año y estado.

b. Eventos en donde afecta el desempeño del motor. Es necesario analizar los eventos de la competencia que se ven directamente relacionados con la selección del motor como se observa en la Tabla No. 3, es necesario mencionar que todo esfuerzo realizado en el diseño y en las pruebas físicas de la competencia se ve traducido en puntos y he aquí la importancia de puntuar lo más alto posible en cada evento.

Tabla No. 3: Eventos en los que tiene un impacto la selección del motor

Evento	Puntos	Porcentaje (%)
Análisis de costo (Cost analysis)	40 / 100	6.06
Aceleración (Acceleration)	100	15.04
Skid Pad	75	11.28
Autocross	125	18.80
Eficiencia (Efficiency)	100	15.04
Evento de resistencia (Endurance event)	225	33.83
Total	665	100

(Rules, 2016)

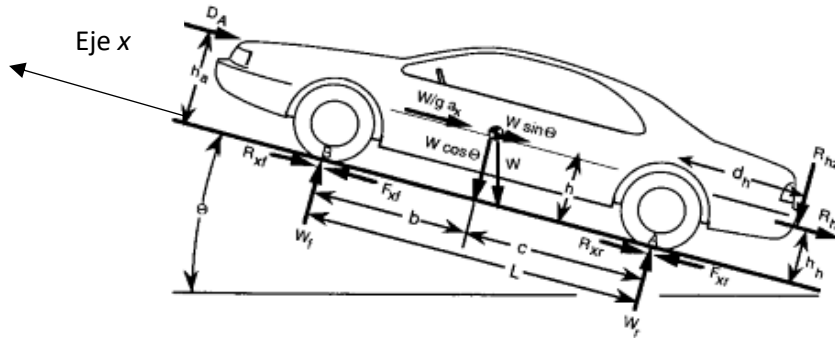
Se logra observar en la Tabla No. 3 que los eventos que más puntos aportan a la competencia son el de resistencia y el de autocross, con un total de 350 puntos de los cuales 52.63% son relacionados a la selección del motor. Después de los eventos ya mencionados los que más aportan son los de eficiencia y aceleración

con un total de 30.08%, en estos eventos juega un gran papel la capacidad de aceleración del vehículo ya que el auto debe de ser capaz de acelerar desde distintas velocidades y tramos de la pista, tales como salidas de curvas. La velocidad a considerar ronda entre los 0 km/h y los 120 km/h, este rango es tomado del sitio web de Formula SAE donde indican que la velocidad máxima obtenida en la pista es alrededor de los 120 km/h. De lo anterior se logra ver que lo que más pesa en la selección del motor es su capacidad de aceleración ya que esto influye en un total de 82.71% de los puntos. Mientras que los puntos restantes se dividen en los eventos de costo y skid pad.

c. Modelo de desempeño de aceleración

1) Fuerzas involucradas en un automóvil Según Gillespie en cualquier momento dado actúan las siguientes fuerzas arbitrarias sobre un vehículo, si no interfieren fuerzas laterales:

Figura No. 11: Fuerzas arbitrarias que actúan en un vehículo



(Gillespie, 1992)

De la segunda ley de Newton se sabe que:

$$\sum F_x = ma_x \text{ (Ec. 1)}$$

Donde:

F_x : son las fuerzas sobre el eje x;

m: es la masa del carro; y

a_x : aceleración del carro sobre el eje x.

Tomando como positivo toda fuerza dirigida hacia la izquierda, de la sumatoria en el eje x obtenemos:

$$(F_{xf} + F_{xr}) - R_{xf} - R_{xr} - D_a - W \sin(\theta) - R_{hx} = ma_x \text{ (Ec. 2)}$$

(Gillespie, 1992)

F_{xr} : es la fuerza de tracción aplicada por el motor a las llantas traseras;
 F_{xf} : es la fuerza de tracción aplicada por el motor a las llantas delanteras;
 R_{xf} : es la fuerza de resistencia a la rodadura de ambas llantas delanteras;
 R_{xr} : es la fuerza de resistencia a la rodadura de ambas llantas traseras;
 R_{xh} : es la fuerza de enganche que puede ocurrir al remolcar otro vehículo;
 D_a : es la fuerza provocada por el arrastre aerodinámico; y
 $mg \sin \theta$: componente del peso sobre el eje x.

2) Fuerza aerodinámica de arrastre. La fuerza aerodinámica de arrastre se puede calcular con la ecuación 3:

$$D_a = \frac{1}{2} \rho v^2 C_D A \quad (\text{Ec. 3})$$

(Gillespie, 1992)

Donde:

A: es el área transversal del auto perpendicular al flujo de aire;

v: es la velocidad del auto;

ρ : es la densidad del aire circundante; y

C_d : es el coeficiente de arrastre aerodinámico.

3) Fuerza de resistencia a la rodadura. Las fuerzas que fueron agrupadas de las llantas se pueden calcular con la ecuación 4: (Gillespie, 1992)

$$R_x = mg F_r \quad (\text{Ec. 4})$$

(Gillespie, 1992)

Donde:

F_r : es el coeficiente de fricción.

Dado que el coeficiente de fricción varía, según Gillespie, con la presión de la llanta y la velocidad. Para el cálculo del coeficiente de fricción se utiliza la ecuación 5:

$$F_r = f_o + 3.24 f_s \left(\frac{v}{100} \right)^{2.5} \quad (\text{Ec. 5})$$

(Gillespie, 1992)

Donde:

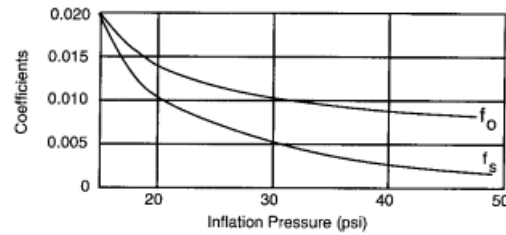
f_0 : es el coeficiente básico;

f_s : es el coeficiente de velocidad; y

v : es la velocidad del vehículo en mph.

El coeficiente básico y el de velocidad se obtienen de la Figura No. 12:

Figura No. 12. Coeficientes f_0 & f_s dependientes de la presión de las llantas.



(Gillespie, 1992)

4) Fuerza de tracción. Por último, queda por definir la fuerza de tracción que emplea el motor para ser capaz de vencer las fuerzas agrupadas de las llantas y la fuerza de arrastre. La fuerza de tracción se puede calcular con la ecuación 6:

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - [(I_e + I_t) n_{rw}^2 + I_d n_f^2 + I_w] \frac{a_x}{r^2} \quad (\text{Ec. 6})$$

(Gillespie, 1992)

Donde:

n_{rw} : es la velocidad rotacional de las llantas traseras;

I_e : es la inercia rotacional del motor;

I_t : es la inercia rotacional de la transmisión;

I_d : es la inercia rotacional del eje de accionamiento;

I_w : es la inercia rotacional de las llantas y los palieres;

r : es el radio de la llanta trasera;

n_f : proporción numérica del eje final;

N_{tf} : proporción combinada entre la transmisión y el tren;

η_{tf} : eficiencia combinada entre la transmisión y el tren; y

T_e : es el torque aplicado por el motor.

El primer término a la izquierda de la ecuación 6 corresponde a la fuerza aplicada por el motor. El segundo término representa la pérdida de la fuerza de tracción debido a la inercia del motor y el eje del tren. Esta ecuación es el método más confiable para el cálculo de fuerza de tracción. Aunque es el método más confiable para dicho cálculo se requiere acceso a información como la inercia del eje del tren, dato que no está disponible al momento de esta redacción. Por lo que el modelo final se logra traducir en la ecuación 7. (Mauger, 2004)

$$(m + m_r) a_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - D_a - mg \sin(\theta) \quad (\text{Ec. 7})$$

(Gillespie, 1992)

Donde m_r es el equivalente a la masa de los componentes en rotación y este término toma en cuenta la pérdida de la fuerza de tracción debido a la inercia del motor y eje del tren. La combinación de m y m_r es la masa equivalente y el factor de masa se representa por:

$$\text{Factor de masa} = \frac{(m+m_r)}{m} \quad (\text{Ec. 8})$$

(Gillespie, 1992)

Se recomienda el uso de la siguiente ecuación para la estimación del factor de masa. (Gillespie, 1992)

$$\text{Factor de masa} = 1.04 + 0.0025 N_{tf}^2 \quad (\text{Ec. 9})$$

(Gillespie, 1992)

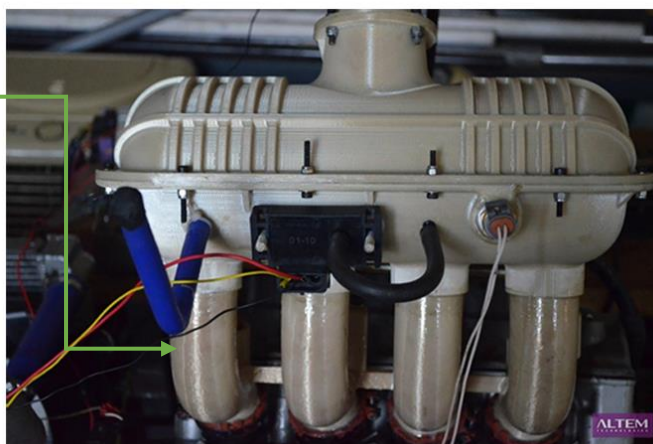
Dado que se conoce la proporción combinada entre la transmisión y el tren esta ecuación es la que más se acomoda para encontrar el factor de masa. Una vez obtenido este factor se procederá a utilizar la ecuación 7 para el cálculo del desempeño de aceleración del vehículo.

2. Sistema de admisión de aire. El sistema de admisión de aire en las competencias de Formula SAE por lo regular son corredores de admisión larga (long intake runners), parecidos a los que se observan en la

Figura No. 13 Figura No. 13. El motor se ve afectado en rendimiento por el tipo de aspiración de aire (natural o forzada), el método de la mezcla de combustible, el sistema de admisión y de escape.

Figura No. 13: Múltiple de admisión común en carros de Formula SAE manufacturado por medio de impresión 3D

Corredores
de entrada

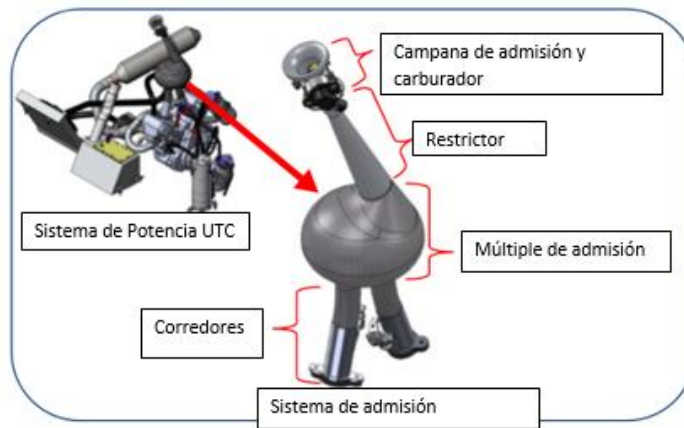


(ALTEM, 2017)

a. Múltiple de admisión. El múltiple de admisión es una serie de ductos que conecta los cilindros del motor a la fuente de la mezcla de aire/combustible. Estos ductos son mejor conocidos como corredores de entrada, se logran observar en la Figura No. 13. El volumen al cual estos corredores están conectados es conocido como el volumen del plenum y por lo regular el carburador se ubica sobre el plenum como se puede observar en la Figura No. 14.

El objetivo del sistema de admisión es permitir el mayor flujo posible de aire hacia los cilindros del motor en cada ciclo de admisión. Mientras mayor sea el flujo másico de aire en el sistema de admisión mayor será la cantidad de combustible que podrá ser quemado para la combustión y por ende esto mejora la eficiencia del motor y su desempeño. Dentro del sistema de admisión lo que llega a restringir el flujo de aire hacia el motor es el filtro de aire, el cuerpo mariposa, el plenum (cámara de aire) de entrada y los corredores. Por parte de los requerimientos de Formula SAE 2017-2018 (IC1.6.2) se exige la presencia de un restrictor de 20 mm entre el cuerpo mariposa y el motor para limitar el flujo másico de aire y así la potencia de salida a altas revoluciones. (Rules, 2016)

Figura No. 14: Múltiple de admisión utilizado en FSAE.



(Oh Yide, 2012)

$$\text{Eficiencia volumétrica: } \frac{m_g}{m_{th}} = \frac{m_g}{V_H \cdot \rho_{th}} = \frac{V_G}{V_H} \quad (\text{Ec. 10})$$

$$m_g = V_g \cdot \rho_g \quad (\text{Ec. 11})$$

Donde:

m_g : es la masa de aire que esta atrapada dentro del cilindro;

m_{th} : es la masa teórica de aire que puede estar atrapada dentro del cilindro;

$V_H = V_{th}$: volumen del cilindro, el cual es igual al volumen teórico (150 cc);

V_g : volumen de gas atrapado en el cilindro; &

$\rho_g = \rho_{th}$: densidad teórica del aire en el cilindro y densidad del aire ambiental.

(Oh Yide, 2012)

En la ecuación 11 se observa como la eficiencia volumétrica es afectada por el flujo de aire que ingresa al sistema. Mientras mayor sea el flujo que ingrese mejor eficiencia se podrá manejar.

El múltiple de admisión debe de ser capaz de administrar de manera equitativa y balanceada el aire entre cilindros, de lo contrario se llegan a tener relaciones de aire-combustible no deseadas. El efecto de relaciones

de aire-combustible no deseadas pueden ser temperaturas en los gases de escape excesivas, pre—ignición inclusive cascabeleo, lo que puede dañar de manera permanente los pistones. Por lo tanto, se desea que el múltiple de admisión logre aumentar la potencia de salida teniendo un máximo flujo másico de aire y una mínima caída de presión en las válvulas de admisión. (Seshadri, 2015)

5) Relación de compresión. La importancia de una buena relación de compresión yace en que esta debe de ser la mejor posible para el motor si se desea sacar el mayor provecho posible del desempeño del mismo. Los modelos tomados en cuenta para el proyecto tienen una relación alrededor de 13:1, lo que indica que el volumen de la mezcla dentro del cilindro es comprimido alrededor de 13 veces su volumen original.

Una relación de compresión demasiado alta puede llegar a inducir detonaciones por adelantado, comúnmente conocidas como cascabeleo, ya que el aire se presuriza y por lo mismo se calienta, lo que produce un autoencendido dentro del pistón. El autoencendido puede resultar en alguno de los siguientes escenarios:

Escenario 1: que la detonación se adelante en el ciclo y esta explosión cause un trabajo adverso contra el movimiento del pistón, y esto resulte en estrés en el árbol de levas. Una señal clara de este primer escenario se conoce como golpeteo o cascabeleo del motor, sonidos que acompañan la pronta ignición.

Escenario 2: radica cuando se producen dos explosiones simultáneas en distintos puntos. Estas podrían llegar a encontrarse y disminuir el trabajo realizado por el pistón. Por lo que en vez de haber una sola gran explosión se podrían desencadenar múltiples y pequeñas explosiones, que generen menor expansión de la mezcla y con esto haya menor potencia de salida.

Por otro lado, el tener una baja relación de compresión compromete al motor a entregar un menor desempeño tanto en potencia como en economía de combustible. Al mismo tiempo el tener una pobre relación de compresión aumenta las emisiones provenientes de los gases de escape ya que no se lograría quemar toda la mezcla de aire-combustible. (Oh Yide, 2012)

6) Corredores de entrada. Según Helmholtz dentro de un motor de combustión interna se almacena la presión necesaria para que se creen ondas de propagación dentro del sistema de admisión. La compresibilidad del aire puede ser relacionada con una fuerza de resorte que introduce resonancia conforme se va propagando la onda. La resonancia proviene de la excitación provocada por el movimiento periódico del pistón. El pistón ocasiona, a un determinado número de revoluciones, oscilaciones dentro del tubo de admisión. De lo anterior se produce un aumento adicional de presión y un efecto de

sobrealimentación. El margen de régimen, en donde el efecto de sobrealimentación por la resonancia debe ser grande, determina la longitud de los tubos de admisión, en este caso los corredores. (BOSCH, 2002)

Un simple cilindro y un corredor del sistema en conjunto con su respectiva válvula de admisión abierta constituye un resonador de Helmholtz. (Karande & Pandhare, 2016) La longitud de los corredores de admisión puede ser determinada por medio de la ecuación 12:

$$L = \frac{84,000}{N} \text{ (Ec. 12)}$$

(Arvindkumar, 2014)

Donde:

L: es la longitud en cm del corredor.

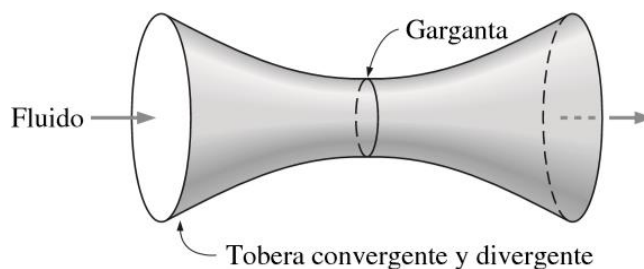
N: el objetivo en RPM para operación del motor

La longitud del corredor corresponde a aquella desde la salida del múltiple hasta el plenum de admisión. Estas ecuaciones mantienen una precisión de $\pm 50\text{mm}$. Las longitudes recomendadas para un corredor de admisión están dentro del rango de 10 a 40 cm (4 a 16 pulg). (Oh Yide, 2012)

7) Plenum. El volumen del plenum adquiere importancia al afectar la eficiencia volumétrica del motor. Se han llevado a cabo estudios en donde los resultados, en motores no restringidos, demuestran que un plenum con volumen pequeño es más favorable para menores velocidades del motor y sus efectos comienzan a ser marginales a altas velocidades. Mientras que en motores restringidos lo mejor es utilizar un volumen de plenum lo más grande posible. Dentro de la competencia de FSAE hay equipos que han logrado utilizar de manera exitosa plenums de hasta 6 L sin problemas con el sistema, teniendo así un aumento del 17% en el torque entregado. (Vaughan & Delagrammatikas, 2011)

b. Restrictor. El restrictor que establece la competencia para el sistema de potencia se asemeja a una tobera convergente-divergente, tal y como se muestra en la Figura No. 15:

Figura No. 15: Tobera convergente y divergente.



(Cengel & Cimbala, 2006)

El restrictor tiene como función limitar el flujo de aire a través del sistema de admisión, para lograr restringir la potencia de salida del motor. Como parte de los requerimientos de la competencia se contempla que todos los equipos deben de añadir un restrictor, tobera, de 20 mm al múltiple de admisión y que todo flujo en dirección hacia el motor debe de pasar por el mismo. El restrictor debe de ser validado de tal manera que su objetivo sea permitir el mayor flujo de aire posible y la menor pérdida de presión.

Se conocen dos tipos de restrictores que pudieran ser empleados en el sistema de admisión, el de orificio o el tipo Venturi. A continuación, se presenta una breve comparación entre ambos en la Tabla No. 4, a modo de demostración de las ventajas entre uno y otro.

Tabla No. 4: Comparación ponderada entre tipos de restrictores.

Parámetros	Orificio	Venturi
Coefficiente de descarga Cd	0.60	0.975
Pérdida de presión	Media	Baja
Efecto de viscosidad	Alto	Alto
Costo	Bajo	Medio
Manufactura	Fácil	Difícil

(Shinde, 2014)

C. MÓDULO SISTEMA DE SUSPENSIÓN

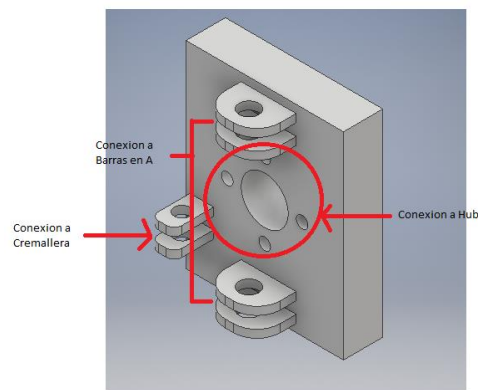
1. Suspensión Double Wishbone. La suspensión de tipo "Double Wishbone" o "Doble brazo en A" es una suspensión de tipo independiente de las más usadas en la industria automotriz y en autos de alto desempeño. Aunque presenta una mayor complejidad ante otros sistemas, tiene una gran relación entre comodidad y manejo según la configuración aplicada. Este sistema genera un aumento en el camber negativo cuando la llanta tiene movimiento vertical, por lo que aumenta la estabilidad en las curvas. formada por: Amortiguador, Brazos en A y UpRight. En algunos casos se diseña los "brazos en A" de largos diferentes a lo que se le denomina también "SLA" (Short Long Arm) para permitir un camber negativo cuando el

amortiguador se comprime. En el momento de estar en una curva el giro del carro da un camber positivo en la llanta poco cargada y un camber negativo en la llanta exterior con mayor carga. (Kodati, 2013)

a. Upright

1) Geometría. El UpRight sirve como la conexión entre los brazos de suspensión, hub y frenos. Este también debe permitir el movimiento en un alto rango para no generar interferencias o esfuerzos no deseados (Allen)

Figura No. 16: Geometría UpRight



(Elaboración propia)

Por lo que para el diseño se busca principalmente que cumpla con las medidas necesarias para conectar los brazos, hub y frenos. Se deberá iniciar el proceso de diseño del UpRight generando un sólido que cumpla con las áreas y acoples necesarios para unir estas partes. Luego de tener un sólido que cumpla con las conexiones requeridas, se debe de realizar un análisis de reacciones y esfuerzos para calcular a que fuerzas está sometido el UpRight. Teniendo clara la geometría necesaria y las fuerzas a las que se le está sometiendo, se puede recurrir al uso de la herramienta de "Generador de Formas" de Autodesk Inventor.

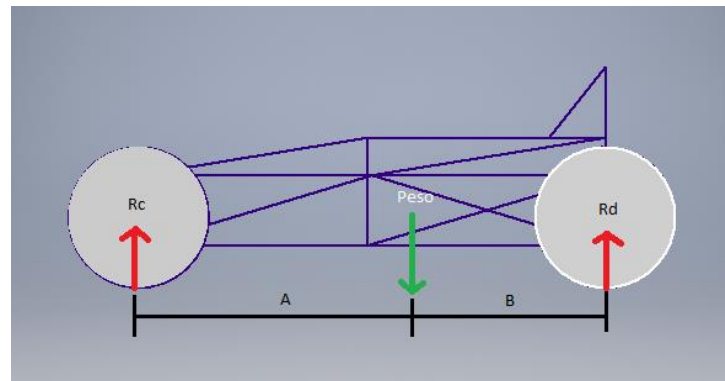
b. Brazos en A. Los brazos en A son la conexión directa entre el neumático y el automóvil, son los encargados de permitir movimiento independiente a cada neumático y transmitirlo al amortiguador. Para esto es necesario analizar las reacciones máximas a las cuales va a estar sometido cada neumático por separado. En este caso se debe iniciar por establecer el peso que tendrá el vehículo, debido a que todos están iniciando diseño, no se tiene establecido el peso final del automóvil. Por lo cual se puede acudir a los informes finales de la competencia FSAE y obtener el peso de cada vehículo y establecer como objetivo el peso promedio. (FSAE, 2016)

Tabla No. 5: Reporte de peso FSAE

	Promedio		Máximo		Mínimo	
	Peso (Kg)	Peso (lbs)	Peso (Kg)	Peso (lbs)	Peso (Kg)	Peso (lbs)
2016	207	456	312	688	146	322
2015	205	452	291	642	151	333
2014	207	456	278	613	145	320

Con esto se tiene un punto de partida para realizar el análisis de reacciones en los neumáticos, primero obteniendo las reacciones en el eje delantero y trasero del vehículo.

Figura No. 17: Reacciones en las llantas.



(Elaboración propia)

Para este análisis se realizan sumatoria de fuerzas y momentos, sabiendo la distribución de peso, se obtienen las reacciones en cada llanta (Rodas, 2016). Por lo que primero se analizara en el plano lateral, conociendo las distancias del centro de masa a cada neumático, se calcula la reacción en el eje delantero y el eje trasero.

Reacciones en eje delantero y trasero:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_c + R_d - P = 0$$

$$R_c = P - R_d$$

$$\sum M_c = 0$$

$$(P * A) - (R_d * (A + B)) = 0$$

$$R_d = \frac{(P * A)}{A + B}$$

Posteriormente, teniendo la reacción en el eje delantero y trasero, se analizan las reacciones en el plano frontal. Para calcular las reacciones en el neumático derecho e izquierdo en el eje frontal y posteriormente el neumático derecho e izquierdo trasero.

Reacciones neumático izquierdo y derecho

$$\sum F_y = 0$$

$$R_g + R_h - R_c = 0$$

$$R_c - R_h = R_g$$

$$\sum M_g = 0$$

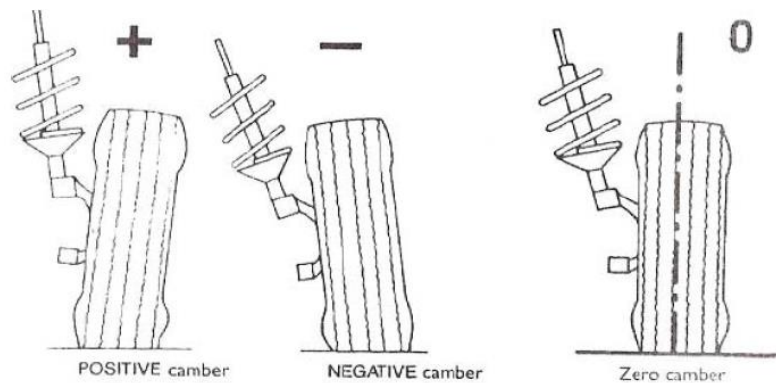
$$(R_c * E) - (R_H * (E + F)) = 0$$

$$R_H = \frac{(R_c * E)}{A + B}$$

Este análisis de reacciones nos servirá para determinar las reacciones en cada neumático.

c. Camber. Camber se denomina al ángulo que existe entre el neumático y la vertical (perpendicular al suelo). Esto es diseñado para tener un camber igual a 0 o negativo en las curvas y tener mayor estabilidad. (Mohammad Iman, 2010)

Figura No. 18: Camber



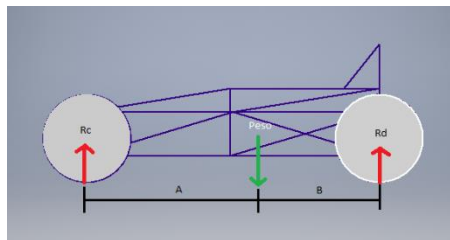
(Mohammad Iman, 2010)

d. Amortiguador. “Cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento elástico al adaptarse a las irregularidades del terreno transformando la energía que almacena el resorte en calor”. (Urbieta, 2003) En la actualidad los más utilizados y que dominan el mercado son los amortiguadores hidráulicos de telescopio, ya sea mono-tubo o de doble tubo.

Para la selección de un amortiguador, lo más importante es determinar la fuerza máxima a la que será sometido cada amortiguador. Para luego determinar que esta se encuentre dentro del rango de operación del amortiguador a seleccionar. Para esto se debe de realizar un análisis de fuerzas en el automóvil. Como punto de partida se utilizará el peso promedio establecido por los reportes de FSAE (Tabla No. 5: Reporte de peso FSAE). Esto nos dará un parámetro de búsqueda para el amortiguador, teniendo una idea general de la fuerza que deberá de soportar.

Parametrizado de reacciones en llantas

Figura No. 19: Diagrama de cuerpo libre del vehículo lateral



(Elaboración propia)

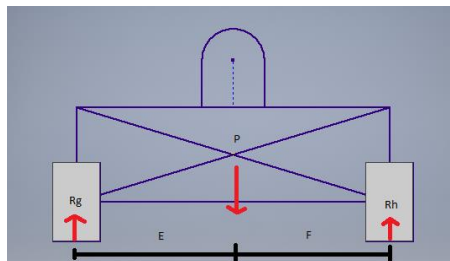
$$\sum F_y = 0$$

$$R_c + R_d - P = 0$$

$$\sum M_c = 0$$

$$(P * A) - (R_d * (A + B)) = 0$$

Figura No. 20: Diagrama de cuerpo libre del vehículo frontal



(Elaboración propia)

$$\sum F_y = 0$$

$$R_g + R_h - P = 0$$

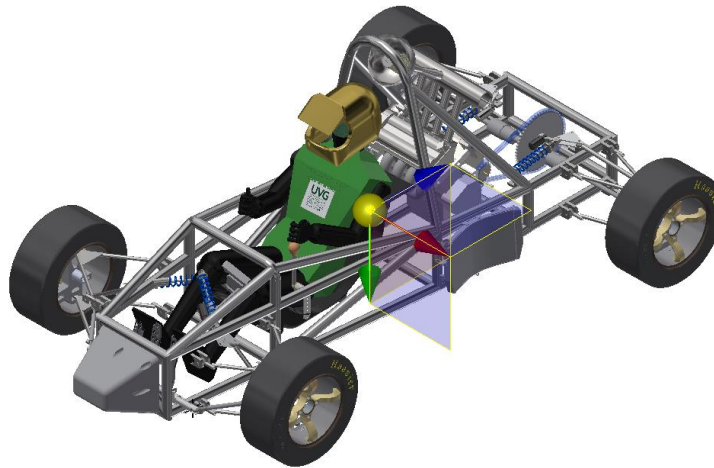
$$(R_g + R_h) = R_c$$

$$\sum M_g = 0$$

$$(P * E) - (R_H * (E + F)) = 0$$

Para la selección final del amortiguador se deberá acudir al diseño final en AUTODESK Inventor, colocando el material adecuado a cada pieza. Esta herramienta nos entregara tanto el peso final, como la ubicación del centro de masa con respecto a cada neumático, dándonos las distancias para evaluar en el análisis de reacciones.

Figura No. 21: Centro de masa del vehículo



(Elaboración propia)

e. Llantas. En el caso de las llantas, primero se deberá establecer la medida del aro, para luego establecer las dimensiones del neumático. En el caso del aro, lo más importante es el diámetro, por lo cual se debe analizar el impacto de diferentes aros en el desempeño del automóvil. En la

Figura No. 22 se representa el torque transmitido a las llantas por el sistema de Potencia (T), el radio de las llantas (r) y la velocidad producida (V). (Springer, 2014)

Figura No. 22: Diagrama de cuerpo libre neumático



(Elaboración propia)

El torque se describe por medio de la siguiente expresión:

$$\tau = F * d = F * r$$

Ya que el torque que nos entrega el sistema de dirección se puede asumir como constante y el radio de las llantas es el valor del cual nosotros decidiremos su valor. Se puede despejar para la Fuerza producida:

$$F = \frac{\tau}{r}$$

Se puede observar que, para un valor constante de Torque, si se varía el radio de la llanta se obtendrán valores menores de Fuerza. Para determinar el impacto de esto en la aceleración se utiliza la segunda Ley de Newton:

$$F = m * a$$

$$a = \frac{F}{m}$$

Se puede ver que la aceleración producida, con una masa constante, dependerá directamente de la fuerza. Por lo que se puede deducir que, a un mayor radio de llanta, con una masa y torque constante, se tendrá una menor aceleración. Posterior a esto, se puede analizar también el impacto de esto en la velocidad.

$$V = w * r$$

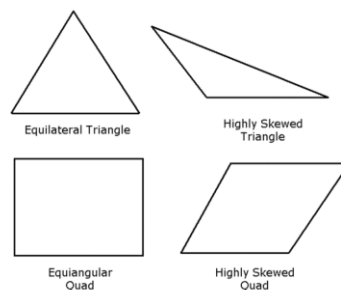
En el caso de la velocidad podemos ver que cuando la velocidad es máxima, la velocidad angular que entrega el sistema de potencia será constante. Por lo que la velocidad máxima dependerá directamente del radio de las llantas. Teniendo claro que en este tipo de competencias la velocidad máxima alcanzada no es superior a 120 km/h (Araujo, 2017). Este análisis nos permitirá posteriormente decidir que radio es el que nos dará un mejor desempeño en FSAE.

2. Elementos finitos. ANSYS es un programa de análisis de elementos finitos, el cual permite poner a prueba de manera computarizada diseños digitales, para simular diferentes escenarios complejos de ingeniería. Donde entre las herramientas disponibles se encuentran análisis estructurales, los cuales permiten analizar y calcular diferentes comportamientos del diseño bajo las condiciones que sufrirá en funcionamiento, tales como factor de seguridad, deformación total, deformación direccional y esfuerzos. Estos análisis son útiles para determinar si se tiene un diseño adecuado, o si se debe re diseñar para poder llegar a cumplir con las condiciones a las que será sometido. (ANSYS)

Esta herramienta nos servirá para analizar el UpRight y para validar el diseño de los brazos en A. Permittiéndonos evaluarlos bajo las nuevas condiciones de peso y geometría.

a. Squewness. El squewness es utilizado como una de las principales formas de medir la “calidad” del mesh en un análisis de elementos finitos en ANSYS. El squewness es definido como la diferencia entre la forma de un elemento y la forma de un elemento equilátero de volumen equivalente, esto se puede observar en la Figura No. 23. En la parte izquierda de la figura se puede observar la forma ideal de los elementos, ya sea triangulo o rectángulo, esta representa un squewness de 0. En la parte derecha se puede observar una forma real de un elemento con un squewness diferente a 0. Por lo que se debe buscar siempre estar lo más lejos posible de un valor de “1”. En aspectos generales, un valor de 0.7-0.9 es considerado un mal squewness, valores entre 0.4-0.7 son aceptables en una menor cantidad y valores entre 0-4 es lo que se debe buscar siempre. (Inc. A. , 2013).

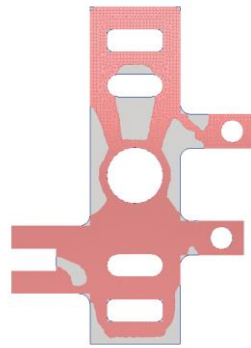
Figura No. 23: Concepto de Skewness



3. Autodesk shape generator. Autodesk Inventor presenta una herramienta que nos permite analizar donde se transmite la fuerza en un elemento para poder determinar que material es necesario y cual puede reducirse o eliminarse por completo. Para este tipo de análisis se debe tener una geometría inicial la cual se busca optimizar en peso y material. Posteriormente en el análisis se debe recrear en este las fuerzas a las que será sometido en su funcionamiento. Luego se establece los parámetros a los que uno desea reducir masa. Esto se puede de dos maneras diferentes, la primera opción es que uno establezca la masa objetivo, por lo que Shape Generator reducirá masa hasta llegar a cumplir con este objetivo, o establecer un porcentaje de

reducción deseado, reduciendo siempre en orden de prioridad según la importancia en transmisión de fuerza.
(Autodesk, 2016)

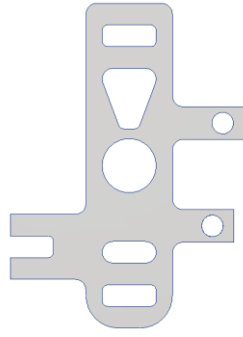
Figura No. 24: Reducción de masa con Inventor



(Elaboración propia)

Luego de esto se debe de utilizar la herramienta “Generate Shape” la cual nos genera un Sketch en 3D para poder luego ir reduciendo masa en donde se crea conveniente, tomando en cuenta el peso objetivo, funcionalidad y manufactura de la pieza. Para esto se puede ir reduciendo, generando sketch sobre superficies y luego eliminando material, reduciendo espesor, generando agujeros, o cualquier otra técnica disponible en Autodesk INVENTOR.

Figura No. 25: Geometría Reducida UpRight



(Elaboración propia)

D. CHASIS

1. Chasis o bastidor

a. Diseño de chasis tubular. El tipo de diseño más popular de chasis es el monocasco, sin embargo el chasis de marco tubular es el más utilizado para los vehículos de Fórmula SAE por ciertas ventajas que se muestran en el Cuadro No.1 principalmente por su bajo costo de producción y debido a la dificultad que presenta a la hora de diseño, a comparación del monocasco. Estos marcos comprenden de una serie de tubos que se unen para formar una estructura que conecta todos los componentes importantes en uno solo. Los elementos tubulares son colocados en patrón triangular para permitir que soporte cargas solo en tensión y compresión para evitar deformaciones debido a flexión o torsión. (Oshinibosi, 2012)

Cuadro No. 1 Ventajas y desventajas de chasis de marco tubular.

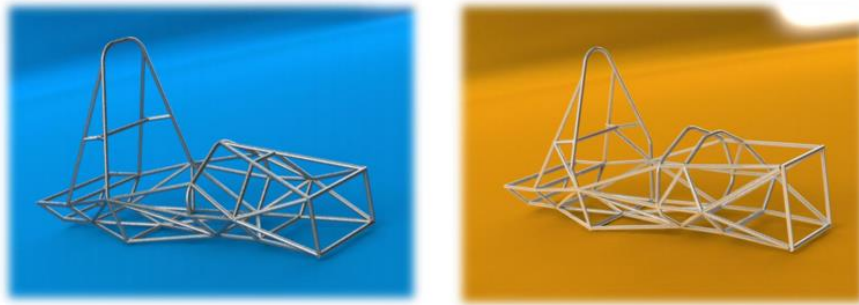
Ventajas	Desventajas
Alta durabilidad	Dificultad al realizar análisis de cargas
Fácil acceso a los componentes mecánicos	Es pesado
Materia prima económica	Las cargas de flexión lo hacen frágil
Es soldable	La durabilidad depende del grosor de los tubos
Es resistente a la torsión	Complejidad a la hora de manufactura
Deformación progresiva	Costos de fabricación elevados
Las triangulaciones con tubos permiten que solo exista compresión y tensión	Mientras más secciones tubulares aumenta el peso del chasis.

(Baker, Baldan, Grusenmeyer, Jenkins, & Marcks, 2011)

b. Consideraciones de diseño

- Rigidez torsional y de flexión a lo largo del chasis
- Secciones triangulares
- Espacio para los sistemas de potencia, dirección, suspensión, aerodinámica y otros sistemas mayores.
- Soldadura
- Dobleces en tubos para los marcos principales

Figura No. 26 Chasis tipo tubular para Formula SAE



(Baker, Baldan, Grusenmeyer, Jenkins, & Marcks, 2011)

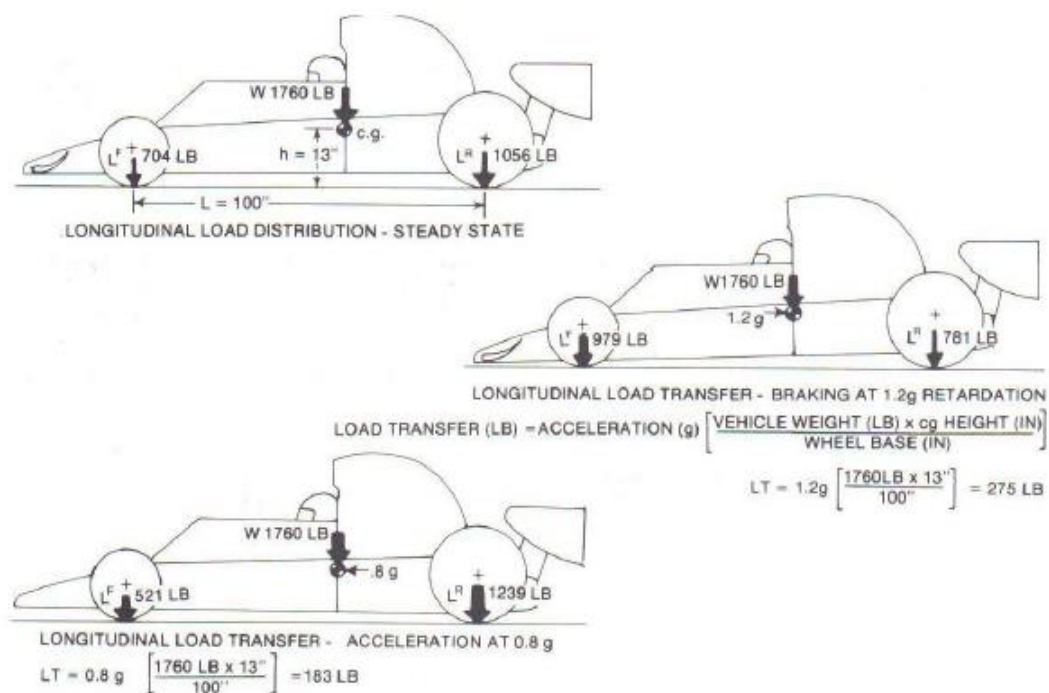
c. Tamaño y peso. El peso del vehículo es fundamental para su desempeño. Influye en la aceleración y la capacidad de curvas del vehículo significativamente. Por lo tanto, el chasis, que es uno de los componentes principales del vehículo, debe tener el peso más ligero posible para ayudar al coche de carreras a lograr el máximo rendimiento posible. (Hui, 2012)

La resistencia estructural se refiere a la capacidad de la estructura para soportar cargas. Un chasis debe tener alta resistencia estructural para soportar altas cargas de operación que son inducidas por el vehículo durante la operación de carreras sin fallo estructural. Este atributo es la propiedad fundamental del chasis para cumplir con el requisito de funcionalidad. También es un atributo importante para la seguridad del vehículo, ya que está relacionado con otros atributos del chasis, como la resistencia al impacto y la durabilidad. (Hui, 2012)

d. Fuerza del chasis

1) Transferencia de carga longitudinal. Esto ocurre bajo aceleración o frenado, todas las fuerzas pueden considerarse actuando a través del centro de gravedad del vehículo.

Figura No. 27 Transferencia de carga longitudinal.



(O'Neill, 2005)

Ec. 6 Transferencia de carga longitudinal (O'Neill, 2005)

$$LLT = \frac{\text{Aceleración larga} \times \text{fuerza debajo de eje} \times \text{altura centro gravedad}}{\text{Distancia entre ejes}}$$

La Ecuación 6, muestra que la transferencia de carga longitudinal puede reducirse alargando la distancia entre ejes, bajando el centro de gravedad, añadiendo ligereza o suavizando la aceleración inicial. En el caso del frenado, en particular, la transferencia excesiva de la carga puede causar muchos problemas como descargar los neumáticos traseros y cargar los neumáticos delanteros. (O'Neill, 2005)

2) Transferencia de carga lateral

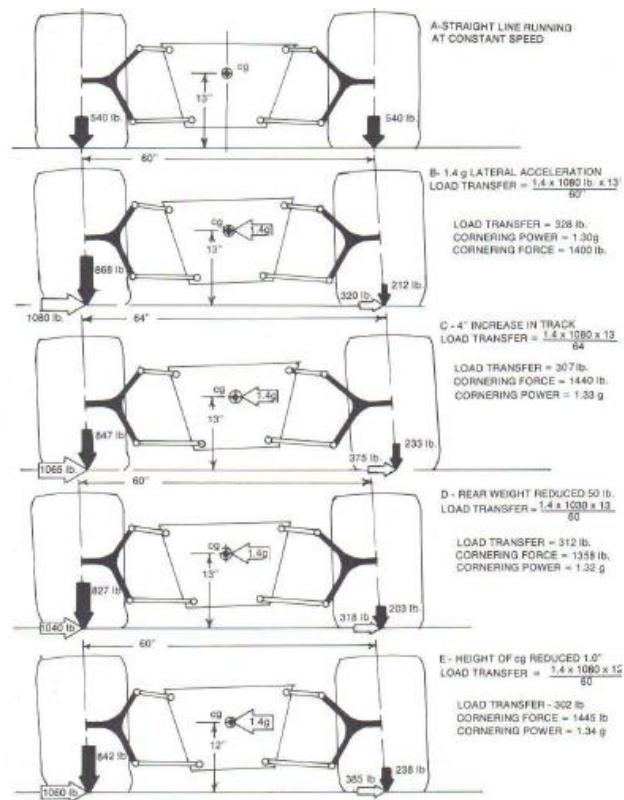
Ecuación 7 Transferencia de carga lateral (O'Neill, 2005)

$$LLT = \frac{\text{Aceleración larga} \times \text{fuerza debajo del eje} \times \text{altura centro gravedad}}{\text{distancia entre llantas}}$$

Esto es causado por la fuerza centrífuga generada por las curvas y el frenado en las esquinas. La transferencia de carga lateral se puede reducir bajando el centro de gravedad o ensanchando la distancia entre llantas. La transferencia de carga lateral se puede generar de las siguientes cuatro maneras:

- Las fuerzas laterales generadas por los neumáticos a medida que resisten la fuerza centrífuga - estas se hacen reaccionar sobre la masa suspendida a través de las barras centrales
- La compresión física de los resortes exteriores del rollo y por la deflexión de las barras anti vuelco esto ocurre durante un período de tiempo finito.
- Por la tendencia de elevación de cualquier suspensión independiente.
- Desplazamiento lateral del centro de gravedad (O'Neill, 2005)

Figura No. 28 Ilustración que muestra la relación de la transferencia de carga lateral y la fuerza en curvteo.



Simplified illustration of the relationship between track width gross weight, center of gravity height and lateral load transfer—and between lateral load transfer and cornering force

(O'Neill, 2005)

Las fuerzas laterales actúan a través del centro de gravedad de la masa suspendida y producen un momento alrededor del centro del rodamiento. La pareja de rodillos será resistida por los resortes de suspensión y las barras anti vuelco

El rodillo del chasis puede causar cambios no deseados en los ángulos de inclinación de la rueda y, dado que estos cambios ocurren durante un periodo de tiempo finito, el resultado es inestabilidad e incoherencia en el comportamiento del manejo del vehículo. Una de las facetas importantes de esto es mantener el centro de gravedad tan bajo como sea posible. El objetivo es reducir el par de momento. (O'Neill, 2005)

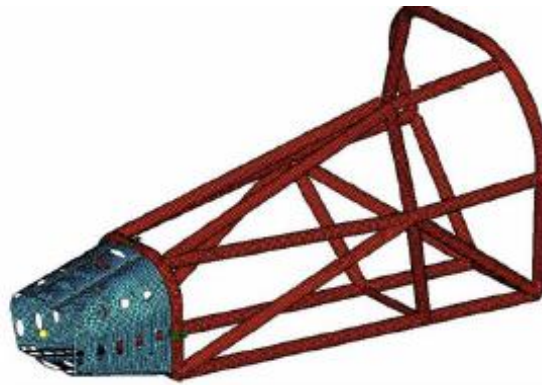
3) Transferencia de carga diagonal. Esto ocurre cuando se aplica aceleración positiva o negativa durante la aceleración lateral o curvas. Con la desaceleración, el peso se transfiere diagonalmente desde el neumático trasero interior al neumático delantero exterior en disminución del manejo. Se pierde la potencia de las llantas traseras al transferir la carga al frente, y se pierde la potencia de las llantas delanteras generando menor giro alrededor del centro de gravedad del vehículo. También por sobrecarga del neumático delantero o compresión amortiguador de la suspensión hasta el punto de ángulo de inclinación inadecuado. (O'Neill, 2005)

e. Peligrosidad de choque o Crashworthiness. En contraste con el requisito de rigidez de torsión, la prueba de choque requiere absorción gradual de energía con el fin de disminuir la fuerza pico y la aceleración transferida al conductor. Esto implica que se desea menor rigidez para que la energía sea absorbida durante el impacto. En consecuencia, es vital diseñar un chasis que sea suficientemente rígido para soportar la carga de torsión, así como absorber energía de impacto.

El atenuador de impacto, un dispositivo de absorción de energía deformable situado delante del aro delantero está fijado a la parte delantera del vehículo para conseguir este propósito. Es una parte esencial del vehículo de la fórmula SAE y es una estructura muy vital del vehículo porque es una barrera de seguridad entre el conductor y la superficie impactada.

Los Crashworthiness se ha convertido en uno de los principales campos de estudio de la seguridad pasiva del automóvil. Por lo general, cuando se produce un accidente, lesión física resulta cuando la deformación del sistema biológico está más allá de un límite soportable que puede conducir a daños a las características anatómicas del cuerpo de los ocupantes. (Oshinibosi, 2012)

Figura No. 29 Modelo del chasis con el atenuador de impactos para analizar.



(Oshinibosi, 2012)

f. Centro de gravedad. El centro de gravedad (CG) es una simple representación de la posición de los objetos de peso. Es un solo punto central en el que las fuerzas pueden actuar sobre el cuerpo como un todo. El centro de gravedad es un punto imaginario que no puede ser visto ni tocado. Sin embargo, no importa cuán pequeño o grande sea el sistema, puede ser recogido en este punto y permanecerá en equilibrio.

Hay muchos métodos de estimar el GC, pero ninguno es 100% preciso. El GC se utiliza para ayudar a determinar cómo se llevará a cabo el chasis en condiciones de carrera. El CG para el chasis de fórmula SAE se determinó usando Autodesk Inventor. Se elaboró un modelo sólido del chasis y se encontró el centro de gravedad usando una función dentro del programa.

La posición del CG también muestra cómo se van a distribuir las cargas de las ruedas Desde el frente hasta la parte trasera. Idealmente, para obtener un rendimiento superior, el CG debe situarse en el centro del vehículo a medio camino entre los centros de las ruedas. Esto permite que el peso se distribuya uniformemente a través de las cuatro ruedas. (Baker C. S., 2004)

2. Material

a. propiedades del material. La especificación de acero ASTM a500 cubre tubos estructurales soldados sin costuras redondas, cuadradas y de configuraciones especiales de acero de carbono laminado en frío para construcción remachada, atornillada y soldada de puentes y edificios y para aplicaciones estructurales generales.

Las propiedades para tubos cuadrados y rectangulares difieren de los circulares, para cada uno de los grados de los tubos. Estos tubos se producen soldados para diámetros máximos de 64 pulgadas. (1626 mm) y un espesor máximo de 0.625 pulgadas. (15.88 mm).

Cuadro No. 2 Propiedades físicas y mecánicas del acero ASTM A500, grado B

ASTM A500 Steel, grade B, shaped structural tubing				
Material Notes: The Cu content of 0.18% is a minimum content when copper steel is specified.				
Component	Value	Min	Max	
Carbon, C			0.3	
Copper, Cu			0.18	
Iron, Fe	99			
Phosphorous, P			0.05	
Sulfur, S			0.063	
Properties	Value	Min	Max	Comment
Physical				
Density, g/cc	7.85	--	--	Typical of ASTM Steel
Mechanical				
Tensile Strength, Ultimate, MPa	400	--	--	
Tensile Strength, Yield, MPa	315	--	--	
Elongation at Break, %	23	--	--	
Bulk Modulus, GPa	140	--	--	Typical for steel
Shear Modulus, GPa	80	--	--	Typical for steel

(Unison Mexico)

b. Aplicaciones

- Estructuras para: plantas industriales, viviendas, edificaciones.
- Obras de vialidad: puentes, defensas viales, semáforos, etc.
- Estructuras sencillas: vallas comerciales y de señalización vial.
- Aplicaciones automotrices. (Tesis Digitales UDLAP, 2010)

c. Soldadura. Para el acero ASTM a500 grado B es importante considerar la soldadura de fusión por arco eléctrico, aunque se podría utilizar la soldadura con electrodo recubierto o por arco sumergido, todo va a depender de la cantidad de material a utilizar. Pero preferiblemente MIG y hacer los acabados con TIG, debido a la mejor penetración en el material y la elaboración de cordones uniformes.

Se pueden utilizar cualquier electrodo con denominación superior E70xx por su bajo contenido hidrogeno esto para tener una penetración de un 80% entre los elementos, se debe utilizar aquel electrodo que tenga la misma o superior resistencia a la tracción que la del metal base.

El tamaño del electrodo, la clasificación, voltaje, amperaje y longitud de arco deben de ser adecuados en base al espesor del tubo que se va a utilizar, la posición en la cual se va a soldar. (Tesis Digitales UDLAP, 2010)

Cuadro No. 3 Selección de electrodo para A500 grado B

Especificación ANSI / AWS	Arcometal (AGA)	West Arco
E-7010	G-24	
E-7014		ZIP-14
E-7016		WIZ-16
E-7018	B-10 / B-21	WIZ-185 / WIZ-18
E-7024	RH-10	ZIP-24
E-7028		ZIP-28

Diámetro del Electrodo		E-7014	E-7015 E-7016	E-7018M E-7018	E-7024 E-7028
Pulg.	mm.				
3/32	2,4	80-125	65-110	70-100	100-145
1/8	3,2	110-160	100-150	115-165	140-190
5/32	4,0	150-210	140-200	150-220	180-250
3/16	4,8	200-275	180-255	200-275	230-305
7/32	5,6	240-340	240-320	260-340	275-365

Junta (pulg.)	Descripción	Espesor 1 (t ₁) mm (pulg.)	Espesor 2 (t ₂) mm (pulg.)
1	Tope	6,4 mm (1/4") máx.	N/A
2	Tope con Bisel		N/A
3	Filete	6,4 mm (1/4") máx.	No limitado
4	Filete con Bisel	No limitado	No limitado

(Industrias Unicon, C.A., 2016)

d. curvado de tubos. En el reglamento de Fórmula SAE se debe de tomar en cuenta el requerimiento 3.3.4.1(B) el cual indica que el radio mínimo de cualquier doblez, medido desde la línea central del tubo, debe de ser por lo menos tres veces más que el diámetro externo del tubo. Los dobleces deben de ser suaves y continuos para evitar algún tipo de falla en la pared del tubo o grietas.

Se optó por realizar dobleces en los tubos para evitar cortar los tubos en varias secciones y así disminuir la cantidad de piezas y estructuras soldadas. Para reducir el tiempo de manufactura y el costo al utilizar repetidamente la soldadora. Para ello se utilizó una dobladora de tubos.

Figura No. 30 Dobladora de tubos.

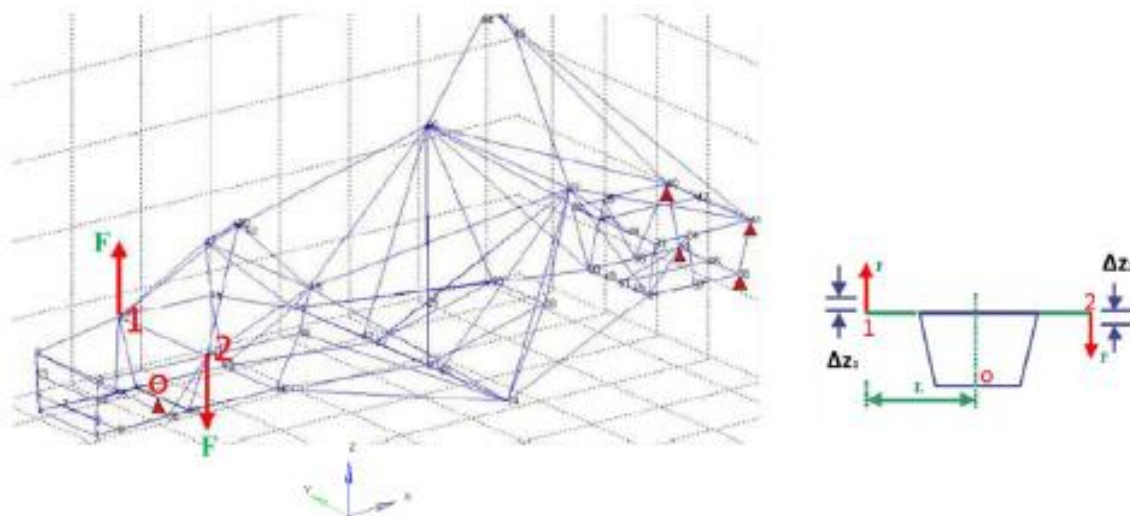


(Armstead, 2006)

3. Pruebas estáticas y dinámicas

a. Rigidez torsional. La magnitud más importante e imperativa de las cargas transmitidas a través del chasis es la carga de torsión. La rigidez torsional es la resistencia del chasis a las cargas de torsión, donde el torque puede generar esfuerzos de corte que pueden llevar al chasis a colapsar. Estas cargas son inducidas por la ondulación de la superficie de la transferencia de carga lateral. Se desea que la rigidez torsional sea alta para un diseño de un vehículo de carreras, ya que permite manejar con precisión el control mediante el ajuste de los parámetros de la suspensión. (Oshinibosi, 2012)

Figura No. 31 Modelado del Chasis aplicando cargas.



(Oshinibosi, 2012)

Se requiere que el chasis sea suficientemente rígido para soportar las cargas estáticas y dinámicas que actúan durante las condiciones de conducción. Esto generalmente requiere una alta rigidez para minimizar la desviación del chasis y, por lo tanto, el movimiento de todos los puntos de montaje para los componentes del tren de potencia y de la suspensión. La medida más común para la rigidez del chasis es la rigidez torsional. Donde se puede calcular la rigidez torsional (K) de manera de las deflexiones verticales lineales de los puntos de interés y un par de fuerzas Ecuación 4 y que se puede comprobar por la Figura No. 31. Esto se deriva gracias al torque aplicado al chasis (T) y dividiéndolo por la deflexión angular (θ) Ecuación 3. (Oshinibosi, 2012)

Ecuación 8 Rigidez Torsional (Oshinibosi, 2012)

$$K = \frac{T}{\theta}$$

Ecuación 9 Rigidez torsional con parámetros lineales. (Oshinibosi, 2012)

$$K = \frac{FL}{\tan^{-1} \left[\frac{\Delta z_1 + \Delta z_2}{2L} \right]}$$

Donde F es la carga aplicada, L la distancia entre el eje de simetría y la fuerza aplicada y Δz el cambio de posición respecto al eje horizontal.

Esto supone que, si el vehículo es suficientemente rígido bajo carga de torsión, entonces normalmente soportará flexión longitudinal y lateral.

Simplemente añadiendo más material al diseño puede conseguirse una alta rigidez torsional. Sin embargo, dado que se desea un diseño más ligero, es importante encontrar las mejores distribuciones de rigidez de masa. Por lo tanto, una definición más aplicable de este comportamiento es "rigidez torsional específica", es decir, rigidez torsional por unidad de masa. (Oshinibosi, 2012)

b. Análisis de cargas. Una estructura es un conjunto de elementos resistentes, convenientemente dispuestos y vinculados, que interaccionan entre si con el objeto de soportar cargas, no es posible una definición de estructura sin cargas actuantes sobre ella, y de la misma manera, es imposible interpretar las cargas sin una estructura que las soporte.

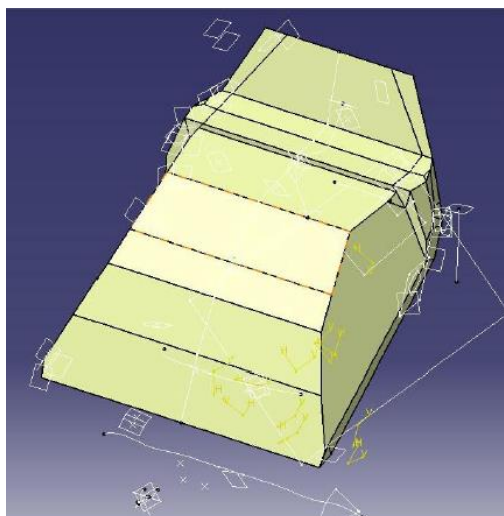
La finalidad de una estructura es la de recibir, resistir y transmitir las cargas a los apoyos y de estos al terreno, sin sufrir deformaciones incompatibles con el tipo de material empleado ni con el uso del chasis.

c. Cargas estáticas. Cuando el automóvil está parado, las cargas del vehículo tienen que transferirse de los diversos componentes a través del chasis a las ruedas y al suelo. Al diseñar el chasis es muy importante tener en cuenta estas trayectorias de carga de modo que los componentes se soportan con una deformación mínima. Los componentes principales que deben ser analizados son el motor y el conductor, ya que estas dos masas representan casi dos tercios de la masa total del vehículo, componentes menores representan el peso restante. (Baker C. S., 2004)

d. Cargas dinámicas. Las cargas dinámicas de los vehículos se crean a partir de la aceleración y el frenado, que se demuestran a través de la ley de Newton de $F = ma$. Cuando el vehículo está frenando grandes fuerzas son producidas por las mordazas de freno presionando en los frenos de disco. Al analizar estas fuerzas de aceleración y frenado, la mayor parte del análisis estará en el conductor y el motor usando la segunda ley de Newton. (Baker C. S., 2004)

4. Muro anti fuegos. El muro anti-fuegos debe de aislar al conductor del motor para protegerlo contra temperaturas altas y así evitar que este toque alguna parte caliente. Por otro lado, debe de estar separado con el asiento debido a que tanto como el muro y el asiento deben encajar de manera correcta, para un fácil montaje y desmontaje. También para que ayude de soporte al conductor. El objetivo principal del muro anti fuego es el de aislar al conductor del motor y con ello evitar cualquier posible percance en caso de fallas mecánicas o accidentes que puedan resultar en un cambio radical de temperatura.

Figura No. 32 Modelo 3D de un ejemplo de muro anti-fuegos



(Rodríguez, 2011)

a. Consideraciones geométricas. Se debe tomar en cuenta el diseño del chasis del vehículo. Este limita y define el espacio de la cabina. Debido a el avance del chasis, así como su importancia en el diseño general del automóvil, así como su integración para el funcionamiento en conjunto de los demás módulos del vehículo, el muro deberá adaptarse a las condiciones existentes del mismo.

b. Consideraciones de manufactura. El diseño del muro deberá ser simple, evitando formas complejas que puedan dificultar su integración en el chasis del automóvil, buscando de esta manera hacer el proceso de instalación y retiro lo más fácil posible.

c. Limitaciones reglamentarias. El diseño del muro anti-fuego debe seguir los lineamientos de la norma T4.5 contenida en el Reglamento de la Formula SAE® para el periodo 2017-18.

1) Posición del conductor. El muro debe separar la cabina de todos los componentes que son parte del módulo de potencia; el tanque de combustible, el sistema de enfriamiento y del sistema de lubricación del motor. (Society of Automotive Engineers, 2016)

El muro debe ser capaz de ofrecer protección al conductor a la altura del cuello. Así mismo debe extenderse lo suficiente para evitar que cualquier punto 100mm por debajo del casco del conductor no deba estar en una línea visual de contacto directo con partes del tanque de combustible, el sistema de enfriamiento o del sistema de lubricación del motor. (Society of Automotive Engineers, 2016)

2) Composición del muro. El muro anti-fuego debe ser una superficie impermeable compuesta de un material resistente al fuego. Este debe ser completamente hermético ante la presencia de fluidos. El muro anti-fuego no puede tener agujeros, con excepción de aquellos por los

que pase el cableado del automóvil; sin embargo, estos deben ser sellados por boquillas de caucho. Es posible realizar el muro anti-fuego de varios paneles; sin embargo, estos deben estar sellados en los puntos de unión. (Society of Automotive Engineers, 2016)

d. Consideraciones económicas. En referencia a los materiales con las capacidades de aislamiento necesarias por el muro, se debe tomar en cuenta el costo de producción; materiales, manufactura, tiempo. Esto con la finalidad de acoplarse lo mejor posible al presupuesto del equipo, así como a las opciones disponibles en el mercado. Se buscará ayuda por medio de donaciones de diversas empresas y/o individuos que deseen aportar al equipo, esto buscando alcanzar la mayor eficiencia y calidad posible (Society of Automotive Engineers, 2016).

V. ANTECEDENTES

Fórmula SAE es una competencia global organizada por la Sociedad de Ingenieros de Automoción, SAE por sus siglas en inglés. La competencia nace en 1979 como una propuesta de un ingeniero estadounidense. El concepto original era construir un carro tipo car-cross. La competencia fue evolucionando poco a poco hasta que en 1981 se llevó a cabo la primera conocida como Formula SAE en la universidad de Austin Texas, con 6 equipos participantes y 40 estudiantes. Actualmente hay competencias en Estados Unidos, Brasil, Alemania, Japón, Australia. Llegan a participar más de 120 equipos por competencia con alrededor de 2000 estudiantes.

En Guatemala la Universidad del Valle es la primera en emprender un proyecto para participar en Formula SAE. Este proyecto inicio en el 2016 cuando un grupo de cinco estudiantes iniciaron la fase uno del proyecto. Actualmente este trabajo de graduación representa la fase dos donde se trabajaron los módulos de transmisión de potencia, potencia, sistema de suspensión y estructura.

VI. METODOLOGÍA

A. TRANSMISIÓN DE POTENCIA

1. Necesidades del diseño

- El sistema debe operar bajo las revoluciones a las cuales se limitará el motor (4000rpm) y debe lograr desplazar el carro a 120km/h.
- El sistema debe permitir la variación de la velocidad de las ruedas al momento de tomar una curva.
- El sistema debe de permitir el cambiar de marcha en todo momento que el conductor lo desee.

2. Diferencial

a. Selección de diferencial. El diferencial permite tomar adecuadamente las curvas al vehículo, debido a la complejidad de este elemento, se debe buscar la adquisición de este en el medio. Al diferencial se deben acoplarse las flechas interiores, los semiejes y las flechas exteriores, por lo cual resulta casi imperativo obtener dichos componentes del mismo fabricante que el diferencial.

Para la selección se consiguieron tres diferenciales en el medio, un diferencial abierto Toyota Yaris 2009, diferencial Taylor Racing MK2 TRE y un diferencial Subaru WRX 2002. En las tres opciones consideradas podemos ver un diferencial abierto normal, un diferencial antideslizamiento específicamente fabricado a la medida para formula SAE y un diferencial antideslizamiento para vehículo comercial. Se observa que, si bien el diferencial Taylor es mejor en aspectos vitales de la competencia como peso y propiedad antideslizamiento, su adquisición resulta altamente impráctica debido a los costos y la facilidad de obtención en el medio. No solo requiere un alto costo base de \$2975 solamente por el diferencial sin flechas, asimismo se debe de importar a Guatemala por una tarifa extra, sin mencionar que se debe de pedir con meses de anticipación al fabricante (Craig, 2017). El diferencial comercial resulta atractivo por el hecho que es bastante común dentro del mercado, posee el precio más accesible a \$470 en locales disponibles en el medio, a su vez incluyendo los palieres y las puntas de flecha comerciales del mismo fabricante. La gran desventaja de este recae en que carece de cualquier tipo de mecanismo de antideslizamiento el cual si no es un requerimiento mandatorio en el diseño favorece en gran medida el desempeño del automóvil en diferentes etapas de la competencia. Finalmente, el diseño elegido es tanto antideslizante mediante el uso de un sistema viscoso de discos, como es accesible en el medio por un precio de \$677 incluyendo las puntas de flecha y los palieres, haciendo de este la óptima opción para la construcción del tren trasero.

Figura No. 33: Diferencial Subaru WRX con sus rodamientos cónicos y anillo exterior.



(Elaboración propia)

El diferencial resultante tiene un largo total de 15cm desde el centro de cada cojinete, estos se ubican en ranuras de 40mm de diámetro.

b. Protección de diferencial. El diferencial se debe sellar para poder mantener la lubricación de los engranes dentro del mismo, el aceite que debe utilizarse según especificaciones del vendedor para asegurar un funcionamiento correcto del mismo es aceite de motor 40. Para sellarlo se deberá crear una carcasa de un material más ligero para evitar aumento de peso en el mismo. Por ende, se decidió utilizar un cilindro de aluminio 6061-T6 para la manufactura de esta debido a que esta carcasa solo cumple la función de mantener el líquido lubricante dentro del diferencial y no recibe ninguna fuerza tanto dinámica como estática, no requiere que sea de un material pesado y pueden obviarse las pruebas de resistencia a cualquier tipo de impacto o fuerza.

Debido a la geometría del diferencial, la carcasa de este será parcial, se escuadro la base inferior del mismo mediante el uso de un torno como se indica en la Figura No. 34 de tal manera que se obtuvo una superficie plana, la cual se ajusta con la carcasa. Este elemento ensambla mediante presión para fijarla. Los cojinetes y las monturas del diferencial proporcionarán presión adicional para mantener la carcasa en su lugar.

Figura No. 34: Izq. Marca de maquinado a escuadra de diferencial Subaru WRX 2002-2003 para posterior acople de carcasa. Derecha: Protección de diferencial modelado mediante Autodesk INVENTOR.



(Elaboración propia)

Posteriormente fue necesario remover el engrane exterior del diferencial mediante la remoción de los pernos a los que se encuentra unido. En el espacio donde pertenecía el engrane exterior se reemplazó por la catalina de mayor tamaño. Cabe mencionar que se debe de maquinar la catalina para que pueda entrar en el patrón de pernos del diferencial.

Figura No. 35: Catalina exterior adherida al diferencial de equipo MRIDE C42 turbo sportscar.



(Micke, 2008)

c. Semiejes y puntas de flecha. Los semiejes pueden ser construidos de obtener un material idóneo, pero incluiría la adquisición de aceros de transmisión utilizados en la industria, tales como el SAE 4340, 4130 o 1018 (Huneychuck, Kistler, Piacente, & Stager, 2010) (Palacios, 2016). A su vez requeriría una fabricación precisa que permita una unión perfecta con las puntas y las juntas homocinéticas con la holgura adecuada para su funcionamiento. Por restricciones de tiempo resultó conveniente adquirir las flechas completas genuinas del mismo modelo del cual proviene en el diferencial, puesto que se sabe que poseen compatibilidad con el mismo.

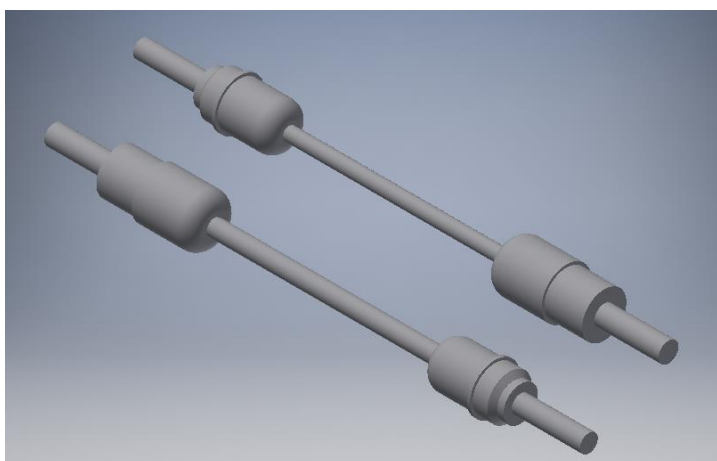
Figura No. 36: Palieres comerciales Subaru WRX 2002-2003



(Elaboración propia)

Para realizar un diseño preliminar de como encajarían en el chasis se realizó ingeniería inversa para tomar mediciones y así obtener un diseño CAD de las mismas.

Figura No. 37: Representación de los semiejes con sus respectivas puntas por medio de Autodesk INVENTOR



(elaboración propia)

Las medidas más relevantes del diseño de los palieres se observan en la Tabla No. 6.

Tabla No. 6 largos y diámetros relevantes del sistema

Pieza	Diámetro(mm)	Largo(mm)
Flecha interna	30	242
Flecha externa	27	222
Palier 1	24.4	342.9
Palier 2	20	330.2

(Elaboración propia)

3. Ruedas dentadas. El piñón y la catalina son los elementos encargados de transmitir la potencia desde el motor hasta las llantas. Al igual que la cadena, estos elementos son normalizados, por lo que deben

de seleccionarse en base a catálogos de fabricantes. Tanto la cadena como el piñón y la catalina deben de ser compatibles entre sí, lo que significa que deben de compartir el mismo paso.

a. Radio de transmisión. La relación de transmisión necesaria para el sistema se calcula utilizando la velocidad que se espera alcanzar con el vehículo a las RPM que se espera opere el motor y dependiendo del radio de las llantas. En este caso podemos ver que tenemos 4000rpm útiles del motor y se busca llegar a 120Km/h, con un radio de llanta dado por el módulo de suspensión encontramos un radio de transmisión de:

$$RT_{\text{teorico}} = \frac{111.72 \text{ m/s}}{33.33 \text{ m/s}} = 3.35$$

En base a este radio podemos seleccionar ambos engranes, conociendo las normas de diseño de engranes se obtiene que el piñón debe de tener un número impar y mayor de 17 dientes, con el objetivo de reducir el efecto poligonal (SKF, 2016), mientras que se ajusta el número de dientes de la catalina para que se acople lo mejor posible al radio deseado, obteniendo un coeficiente de:

$$RT_{\text{real}} = \frac{57}{17} = 3.35$$

b. Selección piñón y catalina. Debido a la fácil accesibilidad en el medio, se seleccionó el piñón y catalina según el catálogo de KANA, el cual nos da las especificaciones de estos elementos según la Tabla No. 7.

Tabla No. 7: Propiedades de engranes de 57 y 17 dientes

	No. De dientes	Diámetro exterior (mm)	Diámetro de paso (mm)	Peso (kg)	Ancho (mm)
Catalina	57	297	288.18	4.44	8.7mm
Piñón	17	94	86.39	0.40	8.7mm

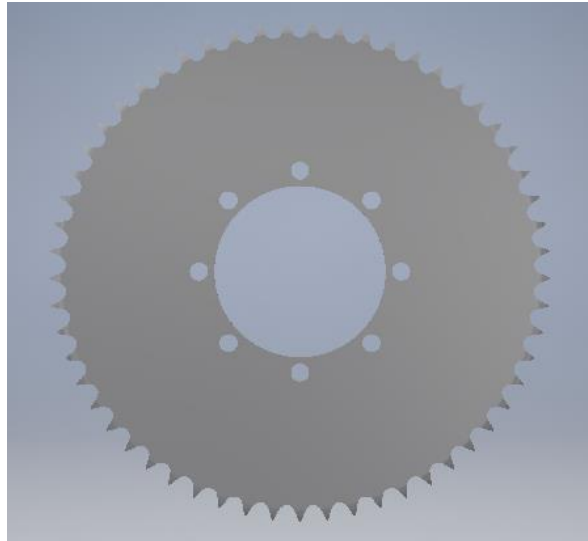
(Katayama Chain, 2016)

Es importante mencionar que el uso de una catalina de 57 dientes reducirá la vida útil del dispositivo, puesto que el contacto entre los dientes hace al sistema más susceptible al desgaste por rozamiento cuando se utiliza un número impar de dientes (SKF, 2016). A pesar de esto es recomendable utilizar esta cantidad de dientes, esto se debe a que un vehículo de formula no recorre una distancia significativa para poder apreciar el desgaste causado por el número de dientes de la catalina, mientras que uno de los objetivos principales es que el vehículo logre alcanzar 120km/h.

La ruedas dentadas debieron de ser modificadas para poder acoplarse a la transmisión así como al motor, debido a que comercialmente se obtienen con el núcleo con el cual se manufacturan, no pueden acoplarse

directamente. En el caso de la catalina se perforó de manera pasada un hoyo de 102mm que pase por el cuerpo del diferencial, asimismo fue necesario agregarle ocho agujeros espaciados uniformemente a 60mm del centro por los cuales se le conectan los tornillos que previamente sostenían el engrane planetario principal del dispositivo. La ranura a la cual se acopla el piñón al motor se muestra en la Figura No 38.

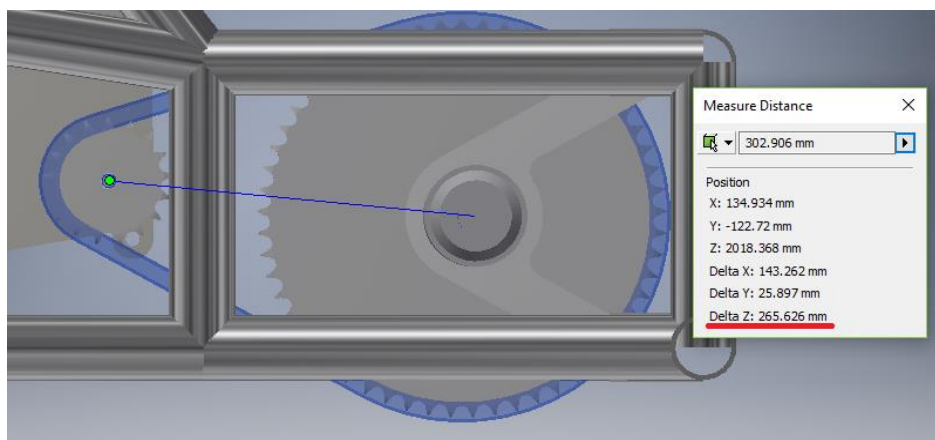
Figura No. 38 Modelo de catalina en CAD para acople con diferencial



(elaboración propia)

c. Distancia entre centros. Debido a que la naturaleza del diseño del bastidor es cerrada, el diferencial debe de acoplarse dentro de la jaula trasera. La distancia de centros entonces resulta dependiente principalmente de la geometría establecida por el equipo en base a la posición del motor respecto a la suspensión. A pesar de que el tren de transmisión trasera cuenta cuenta con juntas homocinéticas que unen los palieres a las puntas de flecha, permitiendo una ligera desviación de las flechas respecto al diferencial, es preferible colocarlas concéntricas a los acoples de suspensión para trabajar con una longitud total del sistema que no varíe. El acople se realiza al motor ubicado en La Figura No. 39. nos muestra la distancia entre centros resultante entre las dos ruedas dentadas, siendo esta una distancia total de 265.626mm.

Figura No. 39: Distancia entre centros de piñón y catalina



(Elaboración propia)

4. Diseño de cadena

a. Cadena. La cadena servirá como elemento de transmisión de potencia entre la cadena y el piñón, por lo cual debe de ser capaz de soportar la tensión a la que será sometida cuando el motor opera a su capacidad máxima. Existen distintos proveedores en el medio para cadenas, en este caso se utilizará el fabricante KANA debido a su disponibilidad en el medio y costo accesible. Debido a que tanto la cadena como el piñón y catalina deben de tener el mismo paso para funcionar adecuadamente, se seleccionó una cadena de paso 50. Para determinar el número de pasos que conforman la misma se utiliza la Ec 4.

$$L = \frac{57 + 17}{2} + 2 \frac{266.626}{15.875} + \frac{(57 - 17)^2}{4\pi^2 \frac{266.626}{15.875}} = 72.53$$

No es posible tener medio eslabón en la cadena, el número total se redondea al entero más cercano, dando así 73 unidades, siendo 72 los normales y 1 el eslabón maestro que se utiliza para cerrar la cadena.

b. Protección de cadena. Según el reglamento, la cadena debe de tener un escudo para protección de todo personal que interactúe con el vehículo cuando este está en reposo. Además, esta ayuda a minimizar daños causados por el fallo de cualquier elemento motriz del vehículo como la cadena o las ruedas dentadas. El reglamento ofrece medidas nominales de este escudo, con lo cual resulta en una lámina de acero de espesor 3mm, 3 veces el ancho del paso de la cadena, por facilidad se redondea a 60mm con un largo que puede ser descrito al tomar ambos ángulos de agarre y la hipotenusa del triángulo mostrado en Ec.10:

$$L = \frac{2\pi R_1 \theta_{\text{agarre}}}{360} + \frac{2\pi R_2 \theta_{\text{agarre}}}{360} + \frac{R_2 - R_1}{\sin \theta} \text{ Ec. 10}$$

$$L = 682\text{mm}$$

5. Selección de rodamientos. Los rodamientos son elementos utilizados para que el diferencial pueda girar libremente sobre su eje para transmitir la potencia desde el motor a las ruedas (NTN, 2004). Estos elementos se encuentran anclados a los soportes y a los extremos del diferencial.

Primero es importante definir que tipo de rodamiento se debe utilizar, NTN nos da una gráfica de las propiedades que ofrece cada tipo de rodamiento comercial disponible que observamos en la Figura No 40:

Figura No. 40: Tabla de propiedades de rodamientos

Tipos de rodamientos	Rodamientos rígidos de bolas	Rodamientos de bolas a contacto angular	Rodamientos de doble hilera de bolas a contacto angular	Rodamientos de bolas a contacto angular apareados	Rodamientos autoalineables de bolas	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de rodillos cilíndricos de una sola pestaña	Rodamientos de rodillos cilíndricos de doble pestaña	Rodamientos de doble hilera de rodillos cilíndricos	Rodamientos de agujas
Características										
Capacidad de manejo de carga										
Alta velocidad [●]	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆
Alta precisión rotacional [●]	☆☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆		☆☆☆	☆☆	☆	☆☆☆	
Bajo ruido/vibración [●]	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆		☆	☆	☆	☆	☆
Bajo torque friccional [●]	☆☆☆☆	☆☆☆☆		☆☆	☆	☆				
Alta rigidez [●]			☆☆	☆☆		☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆
Resistencia a los choques/vibración [●]			☆		★	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆	☆☆
Desalineamiento permitido para anillos int./ext. [●]	☆				☆☆☆	☆				
Fijo en la dirección axial [●]	⊙	○	⊙	⊙ Para arreglos DB y DF	⊙		○	⊙		
Movible en la dirección axial [●]	○		○	○ Para arreglos DB	○	⊙			⊙	⊙
Anillos interior/exterior separables [●]						○	○	○	○	○
Diámetro interior cónico en el anillo interior [●]					○	○			○	
Comentarios		Para arreglos apareados				Tipo NU, N	Tipo NJ, NF	Tipo NUP, NP, NH	Tipo NNU, NN	Tipo NA
Página de referencia	B-5	B-43	B-74	B-43	B-79	B-91	B-91	B-91	B-116	E-2

(NTN, 2004)

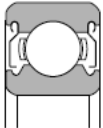
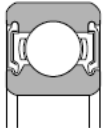
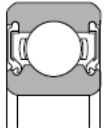
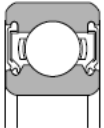
En el sistema de transmisión se dan cargas radiales a velocidad relativamente alta, asimismo existe la posibilidad de sufrir desalineamiento en los anillos exteriores puesto que estos al estar unidos en los soportes que conectan al chasis, pueden desalinearse. De estas características podemos ver que tanto los rodamientos rígidos de bola como los rodamientos de rodillos cilíndricos son aptos para el diseño.

Debido a la naturaleza del sistema, los rodamientos no pueden ser abiertos puesto que estarán expuestos a una gran cantidad de polvo a lo largo de la pista y no podrán ser lubricados de manera constante mientras se encuentran en operación, por esto es necesario el uso de rodamientos sellados. NTN manufactura esta

variación en rodamientos rígidos de bola pero no en los cilíndricos, descartando así el uso de esta última clasificación.

De los rodamientos sellados disponibles, se pueden ver 4 clases diferentes mostradas a continuación:

Figura No. 41: Propiedades de rodamientos rígidos de bola con tapas y de tipo sellados

Tipo, número de código	Tipo con tapas de metal	Tipo sellado			
	Tipo ZZ no contacto	Tipo LLB, no contacto	Tipo LLU, contacto	Tipo LLH, bajo torque	
Construcción					
	<ul style="list-style-type: none"> Una tapa de metal es fijada al anillo exterior ; el anillo interior incorpora una ranura en V y una holgura laberíntica. 	<ul style="list-style-type: none"> El anillo exterior incorpora un caucho sintético moldeado a una platina de acero, el borde del sello se alinea con la ranura en V a lo largo de la superficie del anillo interior con holgura laberíntica. 	<ul style="list-style-type: none"> El anillo exterior incorpora un caucho sintético moldeado a una platina de acero; el borde del sello entra en contacto con la ranura en V a lo largo de la superficie del anillo interior. 	<ul style="list-style-type: none"> La construcción básica es similar al tipo LU, pero un labio especialmente diseñado en el borde del sello, previene la penetración de partículas contaminantes; ésta es una construcción para bajo torque. 	
Comparación del desempeño	Torque	Bajo	Bajo	Un poco alto	Mediano
	Resistencia al polvo	Muy buena	Mejor que el tipo ZZ	Excelente	Mucho mejor que el tipo LLB
	Resistencia al agua	Pobre	Pobre	Muy buena	Muy buena
	Capacidad para alta velocidad	Igual que el tipo abierto	Igual que el tipo abierto	Limitada por los sellos de contacto	Mucho mejor que el tipo LLU
	Temperatura admisible ¹	Depende del lubricante.	-25 °C ~ 120 °C	-25 °C ~ 110 °C	-25 °C ~ 120 °C

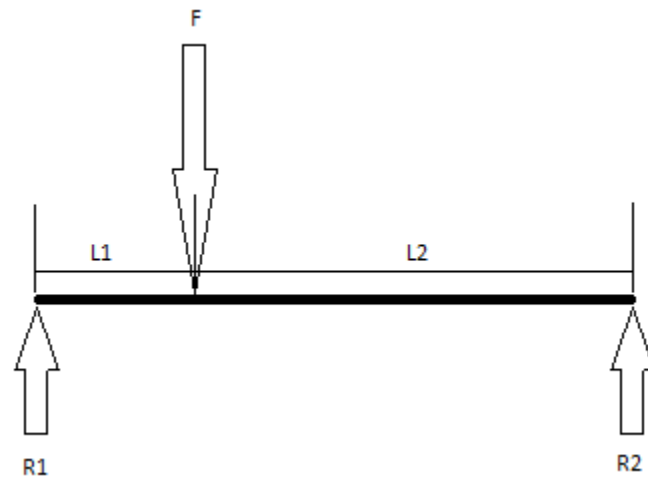
(NTN, 2004)

Al observar las características de los modelos disponibles, se selecciona el tipo LLU por su capacidad de resistencia al polvo y al agua, características muy comunes dentro de la competencia así como su habilidad de soportar un torque alto en comparación a los demás.

Como los rodamientos van montados dentro de los soportes, la fuerza radial que experimenta cada rodamiento es igual a la experimentada por los soportes, por lo cual se toma la fuerza superior de estos para dimensionar ambos rodamientos y facilitar la manufactura de los soportes al no cambiar el diámetro interior de los mismos y no tener que escoger dos modelos de rodamientos diferentes. Para determinar la carga radial necesaria a soportar se calcula la fuerza dinámica equivalente. Se utiliza la fuerza dinámica en lugar de la estática puesto que el rodamiento se encuentra girando a altas velocidades.

La fórmula de la tensión de la cadena nos permite obtener cuál es la fuerza total de reacción que deben de soportar los rodamientos. Debido a la naturaleza del diferencial, la fuerza de la cadena no se aplica directamente en el centro, partiendo así la reacción que cada soporte necesita. Podemos realizar una sumatoria de fuerzas de acuerdo al diseño del diferencial para determinar estas reacciones, las cuales son las fuerzas axiales que soportarán los rodamientos.

Figura No. 42 Diagrama de cuerpo libre de fuerzas en diferencial



(Elaboración propia)

Donde:

L1=Distancia del rodamiento 1 a la cadena = 0.04, m

L2=Distancia del rodamiento 2 a la cadena = 0.11, m

F=7928.26, N

Haciendo la sumatoria de momentos y de fuerza obtenemos:

$$\sum M = 0 \text{ Ec.11}$$

$$0 = (F * 0.04\text{m}) - (R2 * 0.11\text{m})$$

$$R2 = 2883\text{N}$$

$$\sum F = 0 \text{ Ec. 12}$$

$$F = R1 + R2$$

$$R1 = 5045.25\text{N}$$

Observando así que esta es la fuerza máxima que se produce en el soporte R1 como se esperaba, puesto que su distancia a la fuerza es menor en comparación a R2. Agregandolé un factor de seguridad para una mejor confiabilidad obtenemos:

$$F_{\text{soporte}} = R1 * s$$

$$F_{\text{radial}} = R1 * 3 = 15135.25\text{N}$$

El catalogo de NTN nos ofrece la la expresión para la formula de fuerza dinámica equivalente observada en la $Pr = XFr + YFa$ Ec. 3:

$$Pr = XFr + YFa$$

Debido a que no se experimentan fuerzas axiales significativas en el diferencial (Jeremy, 2004) $X=1$ y $Y=0$ obteniendo:

$$Pr = (1) * 15135.25N = 15135.25N$$

El diametro de acople exterior del diferencial para el rodamiento es de 40mm por lo cual la selección del rodamiento resulta en:

Figura No. 43: Catálogo de rodamientos rigidos de bola para un diametro interior de 40mm

d 40 ~ 60mm

Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos					
mm				kN		kgf		f_0	r.p.m.				tipo abierto	con tapas	con sello de contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto	
d	D	B	$r_{s, min}^{(1)}$	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU						
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	16.3	12 000	14 000	—	6 700	6808	ZZ	LLB	—	LLU
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300	6908	ZZ	LLB	—	LLU
	68	9	0.3	—	12.6	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—	16008	—	—	—	—
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2 970	1 820	14.0	8 700	10 000	6 700	5 600	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU
	110	27	2	—	63.5	36.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—	6408	—	—	—	—

(NTN, 2004)

Como resultado se obtiene la selección de dos rodamientos tipo 6008 LLU. Si se observa la capacidad de funcionamiento a altas revoluciones de la familia 6008 es limitada, especialmente en rodamientos de contacto debido a su sello polimérico, pero NTN nos dice que la familia 6008 en versión LLU soporta velocidades de hasta 6100RPMs, lo cual es 1.5 veces la cantidad máxima a la cual operará el tren trasero en cualquier momento, haciendo segura la selección de estos mismos.

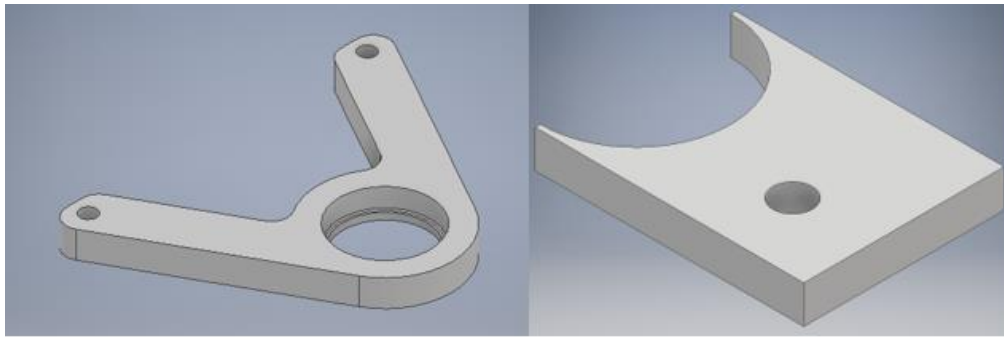
6. Soportes y uniones

a. Monturas de diferencial. Los soportes del diferencial se componen de estructuras que unen al diferencial al marco del chasis, estas estructuras deben de unirse al diferencial mediante rodamientos que se ajusten dentro del mismo. Los soportes deben de ser capaces de resistir la fuerza en cada reacción a causa de la tensión dada por la cadena (Palacios, 2016). La fuerza que experimentan los soportes en las ranuras de los soportes es la fuerza dinámica equivalente que soportan los rodamientos.

Debido a que los soportes se diseñan en base a la geometría existente de los cojinetes, el diametro exterior de estos equivale al diametro interior de los soportes. Observando los rodamientos seleccionados podemos

ver que el grosor de los rodamientos es de 15mm, por lo cual se diseño los soportes con un espesor de 20mm, dejando un recubrimiento de 5mm que actue como pared externa para fijarlo en el mismo. Se procedio a diseñar un modelo de soporte mediante autodesk INVENTOR, el cual se une al chasis mediante el uso de platinas y pernos. El material seleccionado para fabricar los soportes fue aluminio 6061-T6 con densidad de 2700kg/m³ debido a su bajo peso y a su habilidad de resistir fuerzas de tracción. (Tecniaceros, 2013).

Figura No. 44: Retenedor de diferencial y platina

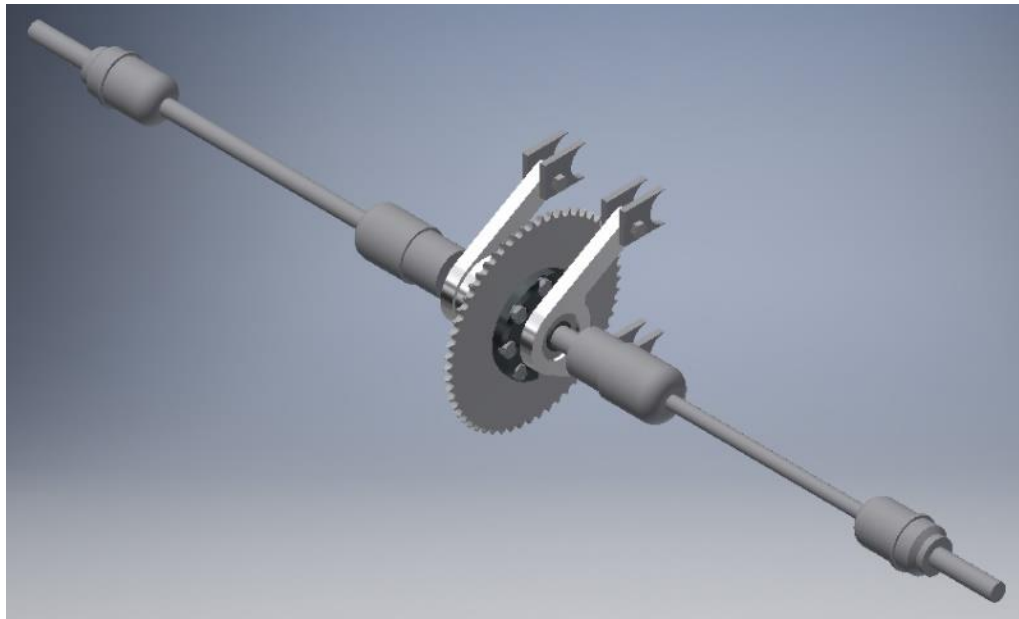


(Elaboración propia)

b. Platinas y accesorios. Los soportes se unen al chasis por medio de platinas por las cuales pasan pernos tipo SAE grado 8 de diametro 12mm. La geometría de las mismas se adaptan para permitir centrar los palieres salientes con la suspensión. Se utilizan un total 8 platinas para anclar el par de soportes como lo muestra la Figura 44. Las platinas de soporte fueron manufacturadas de acero con un espesor de 3/8pulgadas debido a la disponibilidad del material, asimismo facilitan la soldadura de las mismas a los tubos del chasis.

Debido a que la geometría establecida de la carcasa y la de los soportes, los cuales albergan de manera justa a los rodamientos, se puede ver que la cara interior de los soportes estará en contacto en todo momento con la carcasa y si bien se busca que el soporte actue como sello de la cubierta por medio de presión, no es recomendado que toda la superficie del mismo se encuentre tocando la carcasa puesto que esto genera rosamiento excesivo al momento que se ponga en marcha el sistema. Para solucionar este inconveniente se decidio de agregar una roldana que toca solo la parte interna movil del rodamiento, evitando que la montura de diferencial entre en contacto con este cuando opere.

Figura No. 45: Ensamble de diferencial con platinas y palieres



(Elaboración propia)

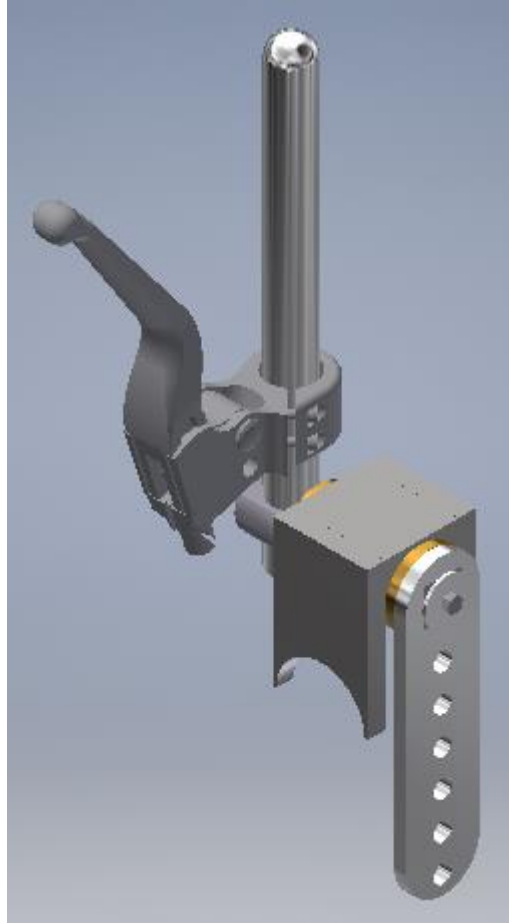
7. Conexión caja palanca

a. Cambio de marcha. El mecanismo de cambio consiste en una palanca con un pivote soldado al chasis que permita accionar un cable push-pull, que al unirlo a la caja permitira accionar el cambio de velocidad. La construcción del mismo debe de ser ergonómico para el piloto y debe poder unirse efectivamente al chasis. Se diseñò con la intención de unir el mecanismo al cierre de la cabina y poder unir el cable push pull al mecanismo de manera facil y efectiva. El mecanismo propuesto consiste en una palanca de marcha completamente mecánica, libre de lubricamiento, que permitira cambiar de marcha al piloto de manera similar a un carro comercial. Debido a que la caja del motor es secuencial de motocicleta, solo se deben de ejercer fuerzas en un plano de operación, tanto para adelante como para atrás para realizar un cambio. En primera velocidad es hacia adelante mientras que para los cambios subsecuentes es hacia atrás, asimismo los cambios a una velocidad menor son hacia adelante. Cabe notar que no es necesario un mecanismo de retorno para regresar la palanca a su origen puesto que el motor seleccionado posee un sistema de resorte incluido.

Para evitar el uso de lubricante en la palanca de cambio, se opto por un tipo de lubricamiento mecánico en base al bajo coeficiente de fricción que nos proporciona el material del cual se fabricará los cilindros sobre los cuales se desliza el cilindro de transmisión como se observa en la Figura No. 46 Esto es posible de realizar debido a que el sistema de cambios no se ve forzado gran cantidad de movimiento, y el ángulo que debe de deslizarse el cilindro menor a 10° por cambio. El bronce SAE-64 se presta para este proposito debido a su

bajo coeficiente de fricción y peso ligero, lo cual le permite actuar como un rodamiento sin necesidad de lubricación adicional (Tecniaceros, 2013).

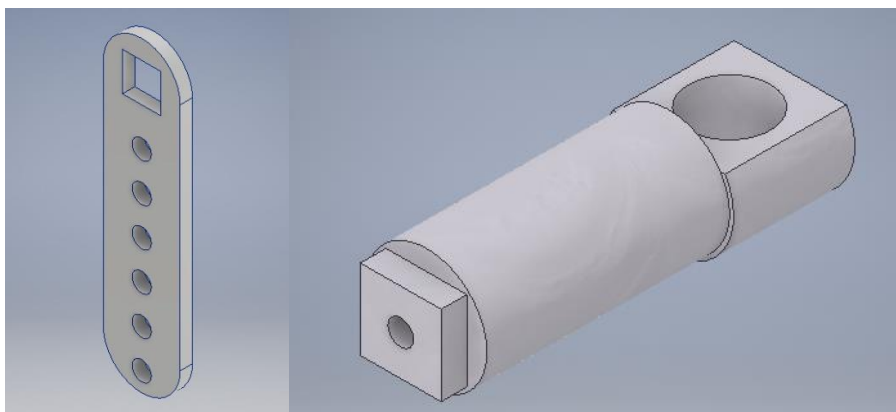
Figura No. 46: Modelado mediante Autodesk INVENTOR del sistema palanca de cambios y embrague



(elaboración propia)

Observando la Figura No. 46 la unión en amarillo representa los rodamientos sobre los cuales se deslizará el cilindro de cambios. La barra inferior se unirá a una lamina de $\frac{1}{4}$ pulgadas de aluminio con una ranura cuadrada que permita unirse adecuadamente al cilindro del pivote, permitiendo así transmitir la fuerza ejercida por el conductor al cable push pull. Esta lamina cuenta con diferentes orificios a lo largo de la misma que permiten unir la misma con un cable push-pull y ejercer fuerzas variables debido al brazo de palanca que se le aplicará según sea necesario incrementar o disminuir esta a la hora de realizar un cambio, al igual que ayudan a la reducción de masa en el dispositivo. Asimismo la geometría de lámina y no de cilindro permite anclar fácilmente un cable push pull.

Figura No. 47: Sistema de palanca inferior y cilindro de cambios para palanca

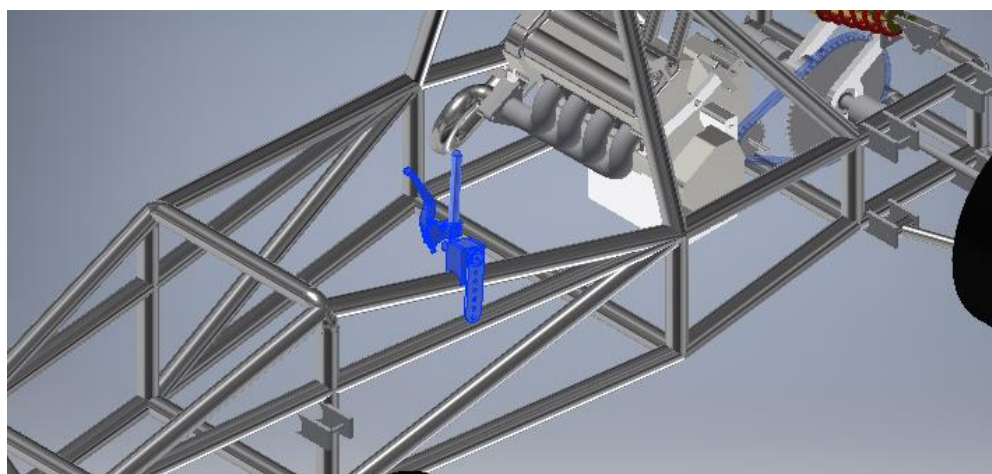


(Elaboración propia)

Se planea unir el cilindro de cambio a la palanca inferior por medio de un perno de $\frac{1}{4}$ pulgadas y una roldana que posea un diámetro superior a la del cuadrado de unión como se muestra en la Figura No. 47. El mecanismo se soldará a un tubo del costado de la cabina de una manera que este quede cerca del volante y permita la realización fácil de cambios en competencia. Asimismo el largo del cilindro de transmisión es suficientemente amplio que las platinas puedan adaptarse a la superficie del chasis donde se acoplará.

Para unir el la palanca de cambios al chasis se diseñaron dos platinas que encajan con el diámetro de exterior del bastidor. Dichas platinas se ubican al costado de la misma y serán soldadas al tubo. Debido a que resulta más fácil soldar acero que aluminio, tanto las platinas como el cilindro de guarda que las une a la palanca de cambios deben de fabricarse de acero. La posición de la palanca se encuentra resaltada en la Figura No. 48.

Figura No. 48 Montaje de palanca de cambios mediante platinas en chasis



(Elaboración propia)

b. Sistema de embrague. El sistema de embrague ira unido arriba de la palanca de cambios como se vio en la Figura No. 46, de esta se unirá a un cable que accione el embrague directamente a la caja de transmisión. Se tomará el mismo sistema que viene integrado en la motocicleta seleccionada según el el módulo de potencia para evitar la problemática de compatibilidad. Es decir se removerá el sistema de embrague del timón de la motocicleta Suzuki GSXR 600. Para realizar un cambio de marcha el poloto presionará manualmente el embrague y pasará a deslizar la palanca arriba o abajo según sea necesario, posteriormente liberará su mano para dejar de accionar el embrague. Para asegurar que este se pueda ensamblar a la palanca el diametro del cilindro donde se acopla el embrage es de 22.3mm, el cual es el diametro usado en la motocicleta. Por comodidad del usuario se le dio 250mm de largo para tener un buen agarre del mismo. El cilindro superior se une por medio de un tornillo de 1/4pulgadas y 30mm de profundidad.

B. POTENCIA

1. Parámetros de selección de motor. Se conocen las restricciones del diseño del sistema de potencia por medio de las reglas de la competencia. Estas restricciones hablan de la capacidad permitida, el ciclo de operación y el combustible permitido. El motor no debe tener una capacidad mayor a 710 cc y debe de operar en un ciclo Otto de gasolina. El combustible no debe de contener plomo y no se permite añadir ningún tipo de aditivos al mismo, ya que eso significaría la eliminación del equipo, los requerimientos mencionados se pueden observar en la Tabla No. 8. (Rules, 2016)

Tabla No. 8: Requerimientos de diseño dentro del manual de Fórmula SAE 2016.

No. de Requerimiento	Módulo	Sub-Módulo	Requerimientos
IC1.1.1	Motor	Limitación del motor	El motor debe de ser uno de cuatro tiempos, ciclo Otto con un desplazamiento no mayor de 710 cc por ciclo.
IC2.1	Motor	Combustible	El combustible disponible en todas las competencias de formula SAE es gasolina sin plomo sin embargo el combustible base puede ser cambiado a discreción del ente organizador
IC2.1.3	Motor	Combustible	Ningún aditivo puede ser agregado al combustible proveído. Esta prohibición incluye óxido nitroso o cualquier otro agente oxidante NOTA1: A todos los equipos se les avisa que el combustible suministrado en los Estados Unidos es sujeto de varias regulaciones de estado y federales y puede contener Etanol. La exacta composición química y características físicas del combustible disponible puede que no sean conocidas previo a la competencia NOTA2: Los combustibles proveídos en Fórmula SAE Michigan y Fórmula SAE Lincoln se esperan que sean gasolina de octanaje 93 y 100 [(R+M)/2] y E-85. Los tipos de combustible están sujetos a cambios. Para información adicional del combustible consultar los sitios web de cada competencia NOTA3: Los combustibles proveídos en competencias FSAE dependen en la cantidad que los proveedores tengan disponibilidad. Aunque los organizadores hacen lo posible para proveer los combustibles anunciados, eventos fuera de su control pueden requerir sustituciones. La organización recomienda a los equipos monitorear los sitios web de las competencias para información actualizada de los combustibles
IC2.2.1	Motor	Aditivos del combustible	Ningún agente aparte de combustible (gasolina o E85), y aire pueden ser inducidos a la cámara del combustible. Cualquier desobediencia de esta regla será motivo de descalificación

(Rules, 2016)

a. Supuestos para el modelo de aceleración. Es importante resaltar que el desempeño de aceleración del vehículo tiene el mayor peso en cuanto a puntos de competencia, de esto se ve la necesidad de proponer un método para encontrar el motor que optimice el desempeño de aceleración del vehículo. Dentro de este modelo de aceleración se toman en cuenta los siguientes supuestos:

- El restrictor instalado reducirá a la misma cantidad de flujo másico de entrada en todos los motores, dado esto será posible la comparación entre motores.
- No se presentan fuerzas laterales provocadas por el viento.
- La aceleración es limitada por el desempeño del motor.
- El coeficiente de arrastre aerodinámico, las llantas y el peso del vehículo serán el mismo independientemente del motor que se escoja. (Gillespie, 1992)

b. Desarrollo del modelo de desempeño de aceleración. En este apartado será especificado el procedimiento que se llevó a cabo para la obtención de cada resultado a discutir en este trabajo escrito.

1) Fuerzas involucradas en un automóvil. De la ecuación 2 se ignoran las fuerzas de enganche, R_{hz} y R_{hx} , ya que el vehículo no remolcará ningún objeto. Para simplicidad del cálculo se agrupan las fuerzas aplicadas a las llantas, R_{xf} y R_{xr} , como R_x y las fuerzas de tracción, F_{xf} y F_{xr} , como F_x . Las fuerzas resultantes del peso en el auto, tanto sobre eje x como eje y, se vuelven 0 ya que se toma la pista como plana y esto resulta en una componente del peso de $W \sin(0)$ sobre el eje x y una componente de $W \cos(90)$ sobre el eje y, lo cual vuelve cero las fuerzas. Al agrupar las fuerzas aplicadas en las llantas y establecer las fuerzas del peso y enganche son cero la ecuación se reduce a:

$$F_x - R_x - D_a = ma_x \text{ (Ec. 13)}$$

(Gillespie, 1992)

2) Fuerza aerodinámica de arrastre. El coeficiente de arrastre a utilizar será de 0.9, dado que es objetivo que se planteó el módulo de aerodinámica. Por lo que, en la ecuación 3 el coeficiente utilizado es:

$$C_d = 0.90$$

Luego de haber hecho el desarrollo de ecuaciones necesarias para determinar el desempeño de aceleración del vehículo se puede proceder a operar los datos de cada ecuación. De la ecuación 3 se obtiene el siguiente resultado:

$$D_a = \frac{1}{2} \rho v^2 C_d A \text{ (Ec. 14)}$$

(Gillespie, 1992)

Donde:

Tabla No. 9: Datos para obtención de fuerzas aerodinámicas

A	0.41	m ²
v	0.00	m/s
ρ	1.20	kg/m ³
C_d	0.90	

(Elaboración propia)

El área fue obtenida del módulo de chasis, mientras que el coeficiente de arrastre es el que planea utilizar el módulo de aerodinámica, la densidad es del aire a temperatura y presión ambiente y las velocidades serán desde los 0 km/h hasta los 120 km/h, ya que esta es la velocidad máxima que se ha registrado en pista dentro de la competencia.

3) Fuerza de resistencia a la rodadura. El coeficiente básico y el coeficiente de velocidad, para la ecuación 5, se obtuvieron de Figura No. 12. Dado que las llantas estarían infladas a 30 psi, dato obtenido del módulo de suspensión, resulta que:

$$f_0 = 0.010$$

$$f_s = 0.005$$

De la ecuación 2 se sabe que:

$$R_x = mgF_r \text{ (Ec. 15)}$$

(Gillespie, 1992)

Donde:

Tabla No. 10: Datos para obtención de fuerzas de resistencia a la rodadura.

m	200.00	kg
g	9.80	m/s ²

(Elaboración propia)

El dato de la masa del vehículo fue un supuesto tomado del promedio de peso que manejan los vehículos dentro de la competencia, al momento de redacción de este documento se sabe que el chasis pesará alrededor de 80 kg y el bloque del motor alrededor de 50 kg. De la Figura No. 12 se obtienen los factores para F_r en la ecuación 3, dado que el módulo de suspensión determinó una presión de llantas de 30 psi y un radio aproximado a 0.52 m.

$$F_r = f_0 + 3.24f_s \left(\frac{v}{100}\right)^{2.5} \text{ (Ec. 16)}$$

(Gillespie, 1992)

4) Fuerza de tracción. Hasta el momento se logra observar que ninguna ecuación ha sido afectada por el modelo del motor, es de este punto en adelante en donde cada opción de motor afectará de manera distinta a las fuerzas involucradas. De la ecuación 4 se sabe que las fuerzas de tracción en un vehículo se definen por:

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - [(I_e + I_t)n_{rw}^2 + I_d n_f^2 + I_w] \frac{a_x}{r^2} \text{ (Ec. 17)}$$

(Gillespie, 1992)

Pero en la ecuación 5 se estableció que lo más recomendable es utilizar un factor de masa para simplicidad de operación. Ya que este factor es un equivalente para las inercias involucradas.

$$(m + m_r) a_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - D_a - mg \sin(\theta) \quad (\text{Ec. 18})$$

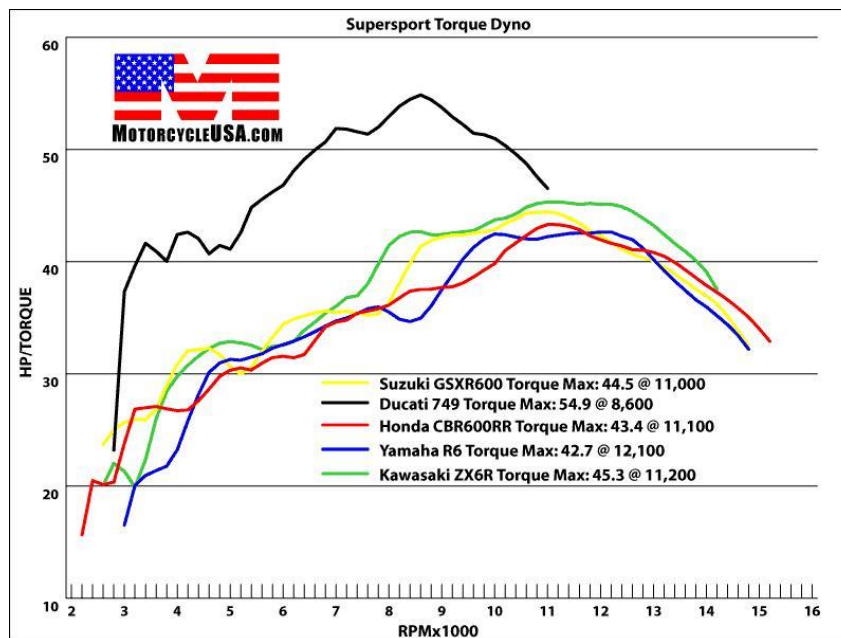
(Gillespie, 1992)

Por lo que las fuerzas de tracción quedan definidas solamente por:

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} \quad (\text{Ec. 19})$$

En donde es el torque específico de cada motor, para cada RPM, el que registrará la fuerza de tracción. Para definir los torques, a distintas RPM, fue necesario encontrarlos provenientes de una misma fuente, ya que estos se obtienen por medio de una prueba de dinamómetro y de realizarse en dinamómetros distintos los valores pueden llegar a fluctuar. La Gráfica No. 1 muestra los valores del torque luego de su prueba al dinamómetro para cada opción:

Gráfica No. 1: Torque (Hp) entregado por cada modelo de motor en variación con las RPM del mismo.



(MotorcycleUSA, 2004)

2. Ponderación de selección de motor. Luego de evaluar el desempeño de aceleración se tomaron en cuenta otros criterios para la selección del motor para el equipo de Fórmula GT. La ponderación se llevó a cabo numerando las opciones de 1 a 4, siendo 1 lo mejor y 4 lo menos recomendable. Existieron rubros donde se ponderó de 1 a 4 y otros donde se consideró que las opciones presentaban las mismas ventajas y desventajas.

Se consultó el costo de cada moto de manera local en talleres, agencias y sitios especializados en modificación de motocicletas. El rubro de ensamblaje y presencia dentro del mercado nacional fue evaluado por medio de encuestas realizadas en la ciudad de Guatemala el día 4 de febrero del 2017 en el parque central

de la ciudad capital, tomando como punto de partida que ese día se realizó la peregrinación de la Caravana del Zorro y que este punto de la ciudad tendría la mayor concentración de motoristas en el año. El tiempo de cuarto de milla fue obtenido de la Gráfica No. 2:

Gráfica No. 2: Comparación de tiempos y velocidad en recorrido de cuarto de milla para cada modelo considerado.



(MotorcycleUSA, 2004)

3. Parámetros para diseño de múltiples de admisión. Se tienen cuatro configuraciones posibles para el sistema de admisión de un vehículo de Formula SAE, estas pueden ser observadas en la Tabla No. 11:

Tabla No. 11: Frecuencia de uso de configuración del sistema de admisión para sistemas de potencia en competencia de Fórmula SAE.

Alimentación centrada al tope	Alimentación lateral	Alimentación trasera	Otro diseño
42%	36%	14%	8%

(Oh Yide, 2012)

La manufactura del múltiple de admisión se puede llevar a cabo por varios métodos. Algunos son manufactura por molde, manufactura de compuestos de fibra o manufactura por medio de tubería. Los resultados para cada método se observan en las Figuras No. 49, No. 50 y No. 51 respectivamente. (Carnell, 2013)

Figura No. 49: Múltiple de admisión hecho por medio de molde.



(Crespo, 2017)

Figura No. 50: Múltiple de admisión hecho por medio de compuestos de fibra.



(Carnell, 2013)

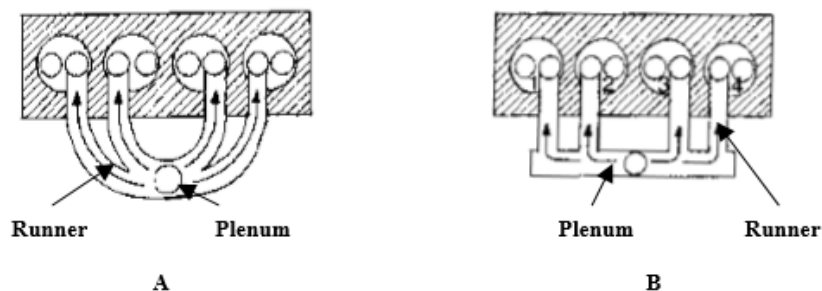
Figura No. 51: Múltiple de admisión hecho por medio de tubería.



(Series, 2015)

Las posibles configuraciones del plenum del múltiple de entrada se reducen a dos opciones por las restricciones de manufactura. Los diseños considerados fueron el tipo log y el tipo streamlined. La geometría de ambos se puede observar en la Figura No. 52.

Figura No. 52: Múltiple de admisión tipo streamlined (A) y múltiple tipo log (B).

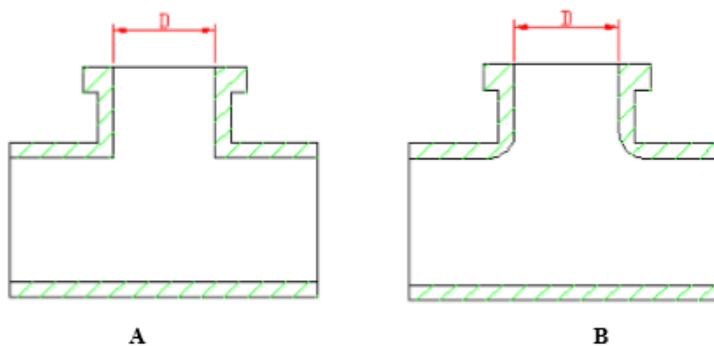


(Mauger, 2004)

Se puede observar en la Figura No. 52 A que el múltiple tiene corredores que coinciden de manera radial en el plenum, cabe resaltar que la longitud de los corredores internos es más corta que de los externos y por ende el radio es menor. Por otro lado, se puede observar el múltiple tipo log cuyo diseño es más sencillo consiste en corredores rectos que interceptan perpendicularmente el plenum.

Para el diseño del tubo ascendente, que corresponde a la conexión entre el restrictor y el múltiple de admisión, se debe de tener un diámetro igual al del restrictor (38 mm), y queda por definir el tipo de configuración que tendrá la entrada al plenum. En la Figura No. 53 se logra observar las dos configuraciones posibles para la entrada.

Figura No. 53: Configuraciones de la entrada del tubo ascendente al plenum.



(Mauger, 2004)

4. Múltiple de admisión

1) Corredores. Los corredores del sistema de admisión deben de ser hechos de tubería, serán acoplados al plenum de aire y estos serán la comunicación directa hacia el bloque del motor desde el sistema de admisión de aire. Un simple cilindro y un corredor del sistema en conjunto con su respectiva válvula de admisión abierta constituye un resonador de Helmholtz. (Karande & Pandhare, 2016) La longitud de los corredores de admisión puede ser determinada por medio de la siguiente ecuación:

$$L = \frac{84,000}{N} \text{ (Ec. 20)}$$

(Arvindkumar, 2014)

Donde:

L: es la longitud en cm del corredor.

N: el objetivo en RPM para operación del motor

2) Plenum. Dentro de las propuestas hechas por el módulo de potencia se estableció que lo ideal es diseñar un plenum de volumen variable, para que este se tenga que manufacturar una sola vez y con pruebas físicas se pueda decidir cuál es el volumen ideal para el vehículo del equipo. Esto se puede lograr al crear un plenum con tapaderas que logren variar el volumen de este por medio de roscas o algún tipo de émbolo que restrinja la cantidad de aire que se pueda almacenar.

5. Restrictor. Es importante conocer los parámetros, tanto conocidos como desconocidos, para lograr conocer las condiciones del flujo dentro y fuera del restrictor. La importancia yace en que dichos parámetros son los que más adelante ayudarán a definir el ambiente para el análisis CFD. Se saben las dimensiones de los diámetros de entrada y salida. Por lo tanto, para terminar de definir la geometría del restrictor es necesario definir su longitud y los ángulos de salida y entrada.

El restrictor debe de ser validado de tal manera que su objetivo sea permitir el mayor flujo de aire posible y la menor pérdida de presión. Dentro de los restrictores utilizados en la competencia se han registrado velocidades de Mach 1, lo que permite hacer un análisis de flujo estrangulado.

Se conoce que el aire entrará al sistema de admisión en condiciones atmosféricas, temperatura ambiente y presión atmosférica. Como condiciones fronteras a la salida del restrictor se podría conocer la velocidad, presión o el flujo másico del aire. Lo más sencillo y directo de obtener es el flujo másico:

$$\dot{m} = C A \sqrt{k \rho P \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}; \text{ kg / s}} \text{ (Ec. 21)}$$

Donde:

\dot{m} : es el flujo másico, $\frac{kg}{s}$;

C: es el coeficiente de descarga;

A: es el área de la garganta;

k: es la relación de $\frac{cp}{cv}$ del gas;

ρ : es la densidad del aire a temperatura y presión ambiente, $\frac{kg}{m^3}$;

P : es la presión absoluta del gas, Pa;

Luego de haber definido el flujo másico se debe de proceder a definir las dimensiones que tendrá el restrictor, como:

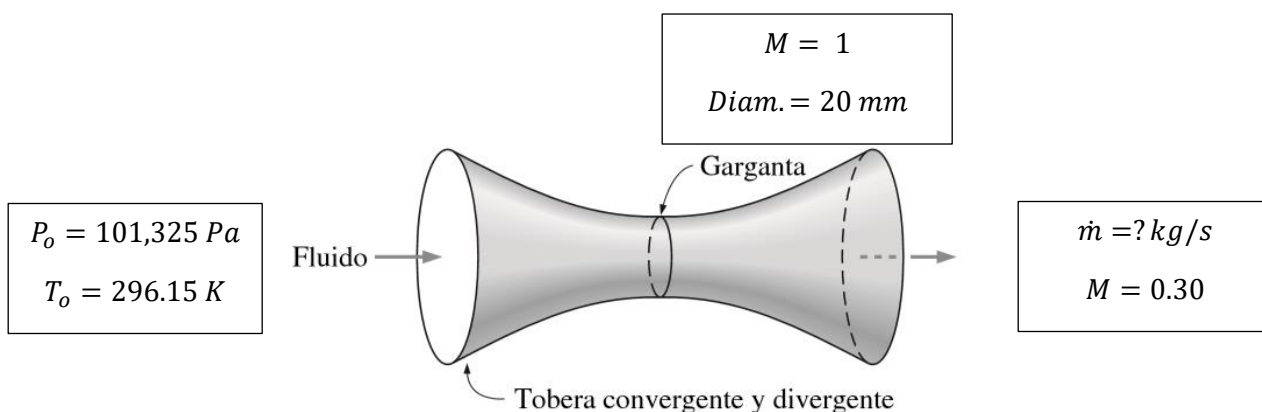
- Diámetro de entrada
- Diámetro de salida
- Ángulos de ataque
- Longitud del restrictor

Al lograr definir el flujo másico del restrictor es posible proceder a realizar un análisis de fluidos isoentrópicos dentro de una tobera divergente-convergente con cálculos conservadores y de esta manera se podría obtener un estimado de los datos que se deben de esperar de los análisis hechos con software, todo esto para lograr una validación congruente del restrictor.

Suposiciones del análisis isentrópico:

- No se toma en cuenta la fricción entre el fluido y las paredes de la tobera
- Es despreciable el ángulo de entrada y salida
- La tobera es simétrica con respecto a la garganta
- Se tiene una configuración de paredes elípticas
- El número de Mach en la garganta es 1.00
- El número de Mach en la salida debe de ser alrededor de 0.30

Figura No. 54: Tobera convergente y divergente.



(Cengel & Cimbala, 2006)

6. Parametros de ubicación del sistema de enfriamiento. La Tabla No. 12 menciona las mayores ventajas y desventajas de cada posición del radiador, esta crea un buen criterio de decisión acerca de la posición.

Tabla No. 12: Ventajas y desventajas del posicionamiento del radiador en el vehículo.

Montaje	Ventajas	Desventajas
Frontal	<ul style="list-style-type: none"> • Fácil montaje. • Ubicación alejada de cualquier fuente de calor. 	<ul style="list-style-type: none"> • Se requiere un sistema de tubería más largo. • Hay un aumento de peso debido a la tubería y líquido extra. • Se requiere una potencia de bombeo mayor para circular el agua. • La tubería caliente deberá de pasar bajo el conductor, lo que es un riesgo. • Puede incrementar el coeficiente de arrastre del automóvil.
Lateral	<ul style="list-style-type: none"> • El intercambiador de calor puede ubicarse al lado del motor. • Con pocas modificaciones extra se puede adaptar un Segundo radiador. • La tubería podría facilitar una mayor cantidad de flujo másico de aire al radiador. 	<ul style="list-style-type: none"> • Se ubica al lado del motor, el cual es la mayor fuente de calor del vehículo.

(Elaboración propia)

El costo del montaje se basa en qué configuración representa el mayor gasto monetario para el equipo, el montaje frontal representa una mayor cantidad de material. El flujo de aire pondera que configuración es la que dirige un mayor flujo hacia el radiador. La seguridad del conductor hace referencia a que de utilizar el montaje frontal este ocasionaría que el fluido caliente que se deba de enfriar deberá pasar por debajo del conductor lo cual no es recomendable dentro de un circuito de carrera.

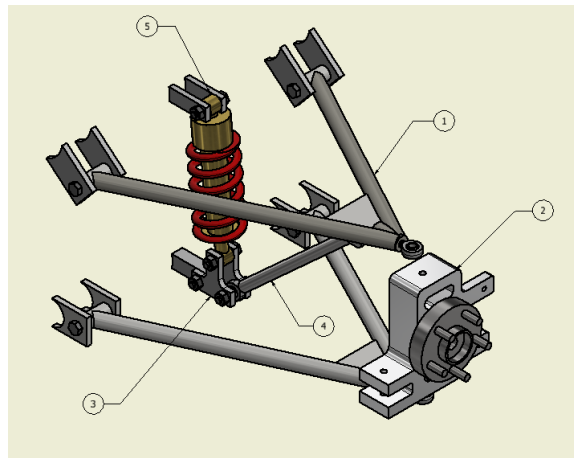
El aumento de peso se debe a la tubería extra que se llegaría a utilizar en caso el radiador se ubique en la parte frontal, mientras que al ser lateral la posición esto colocaría al radiador justo a la par del motor, lo que indica una menor cantidad de tubo y por ende peso. El acceso a mejoras queda más abierto con la posición lateral dado que de esta forma se podría llegar a colocar un radiador por lado y mientras se trabaje con un solo radiador la segunda entrada de aire es aire que entra directo al motor y ayuda a disipar calor. El efecto en aerodinámica permanece igual en ambos.

C. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

En el sistema de suspensión es un sistema de tipo Double Wishbone. Sus principales componentes son:

1. Brazos en A
2. UpRight
3. Rocker Arm
4. Push Rod
5. Amortiguador

Figura No. 55: Componentes de la suspensión



(Elaboración propia)

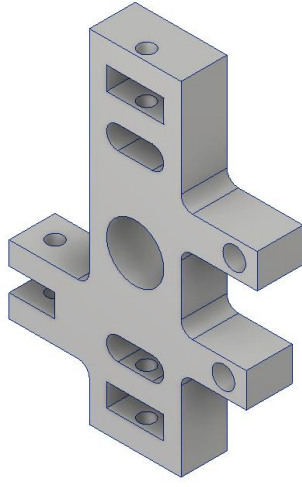
Para poder evaluar el sistema de suspensión se determinó que los análisis se realizarían bajo condiciones críticas. En este caso, se determinó que el caso crítico sería cuando el amortiguador se comprime completamente, por lo que toda la fuerza de reacción se transmite a los componentes. Por lo que los brazos, UpRight y Amortiguador fueron evaluados bajo esta condición. La reacción por utilizar fue calculada en la sección del amortiguador.

1. UpRight. El UpRight es una de las piezas más importantes del sistema de suspensión, permitiendo la conexión de todos los demás componentes. En la siguiente imagen se puede observar la ubicación aproximada de cada conexión. El UpRight conecta los brazos de suspensión, esta geometría estará definida por la disposición máxima de espacio dentro del aro, y la posición de la conexión al chasis. Esta conexión al igual que la conexión a la punta de la cremallera tiene un diseño para conexión por medio de TieRod, donde se coloca el TieRod dentro y se sujeta con un perno, esto permite el movimiento de los TieRods.

Para el diseño del UpRight se basó principalmente en la geometría necesaria anteriormente mencionada. Debido a que los diseños establecidos de los otros módulos estuvieron en constante cambio, se realizó un

diseño completamente parametrizado. Este diseño permite acceder a un Excel directamente relacionado al archivo de inventor, cambiar la medida y esta automáticamente lo actualiza en el archivo de inventor.

Figura No. 56: Parametrizado en inventor



Alto_Total	300	mm
Ancho_Total	80	mm
Espesor_Total	40	mm
Ancho_Direc	70	mm
Alto_Direc	60	mm
Diam_Int	50	mm
Circunf_Pernos	70	mm
Diam_Pernos	0	mm
Ancho_TieRod	50	mm
Alto_TieRod	20	mm
Ancho_TieRod2	50	mm
Alto_TieRod2	20	mm
Ancho_TieRod_Inf	50	mm
Alto_TieRod_Inf	20	mm
Ancho_TieRod2_Inf	50	mm
Alto_TieRod2_Inf	20	mm
Sep_TR1_Sup	20	mm
Sep_TR2_Sup	20	mm
Sep_TR1_Inf	20	mm
Sep_TR2_Inf	20	mm
TR_Perno	14	mm
TR_Prof	20	mm
Alto_TR_Direc	20	mm
Ancho_TR_Direc	40	mm
TR_Pos_Y	45	mm

(Elaboración propia)

Para el diseño del UpRight, primero se estableció la geometría necesaria para cumplir la función del UpRight, unir los componentes de la suspensión. Debido a que el tamaño del UpRight se limita por diferentes restricciones, se definirá la geometría de la pieza en base al área disponible y restricciones provenientes de otros módulos. Luego de que se tiene definida la geometría, se realizarán pruebas con aluminio 6061 para verificar que cumpla con el factor de seguridad establecido. En el caso de que no cumpliera con el factor de seguridad establecido, se realizan pruebas con diferentes materiales. Se iniciarán las pruebas con aluminio ya que este presenta un menor peso en comparación con los aceros y es más fácil y rápido de maquinar que los aceros.

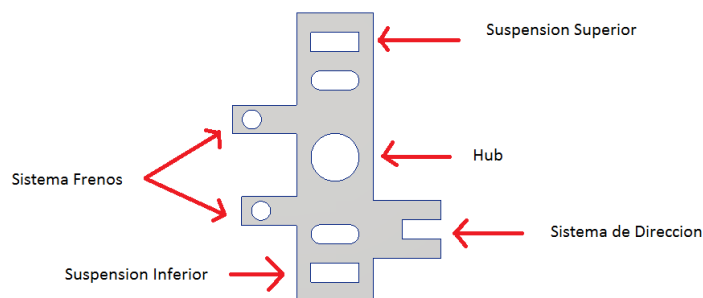
Tabla No. 13: Propiedades Aluminio 6061

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo de Young	68,950	MPa
Coefficiente de Poisson	0.33	---
Resistencia a la fluencia	276	MPa

(Inc. G.)

a. Geometría. Como primer paso en el diseño de la pieza, se inició definiendo la geometría óptima en la cual el UpRight cumple con su función de conectar los componentes de la suspensión, para esto se necesitan 5 conexiones, conexión a los brazos de suspensión superior, brazos de suspensión inferiores, Hub, Sistema de dirección y Sistema de frenos.

Figura No. 57: Geometría Necesaria UpRight



(Elaboración propia)

La conexión de los brazos de suspensión (superior e inferior) y la conexión al sistema de dirección son de tipo Tierod, por lo que se necesita un espacio para colocar los pernos y que permita el movimiento de los componentes. Para conexión del sistema de frenos es necesario tener una conexión para colocar los pernos del caliper de frenos, estos deberán de estar sobre una línea de construcción concéntrica al Hub.

A la hora de establecer la geometría del UpRight, se encontraron varias restricciones de espacio disponible dentro del aro. Para establecer la altura total se tomó en cuenta tanto la separación entre los brazos de la suspensión, como el espacio disponible dentro del chasis. Debido a que se seleccionó un aro Rin 13, se buscó cumplir con la separación entre brazos establecida por las barras del chasis. Lo cual nos dio una altura de 190mm. En el caso del espesor, teníamos la restricción de que debía ser lo suficientemente ancho como para alojar el cojinete de la bufa, a la vez que tener espacio para el anillo de retención del cojinete, Lo cual nos dio un espesor de 59mm.

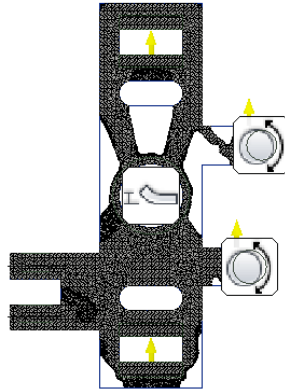
b. Reducción de masa. Para este análisis, primero se realizaron pruebas en ANSYS con la geometría inicial, luego se obtuvo un factor de seguridad de 15 en todo el elemento, siendo este superior al valor que se busca obtener de 3; por lo que se realizó un análisis de reducción de masa en INVENTOR.

La masa original se obtuvo del primer diseño donde únicamente se buscaba cumplir con la conexión de todos los componentes y cumplir con el espacio disponible dentro del aro (Figura 4). Dando como resultado una masa de: 3.198 kg. Esta servirá como referencia para comparar luego con los resultados de reducción de

masa y ver si estos son justificables con relación a la cantidad de masa reducida y el factor de seguridad mínimo obtenido.

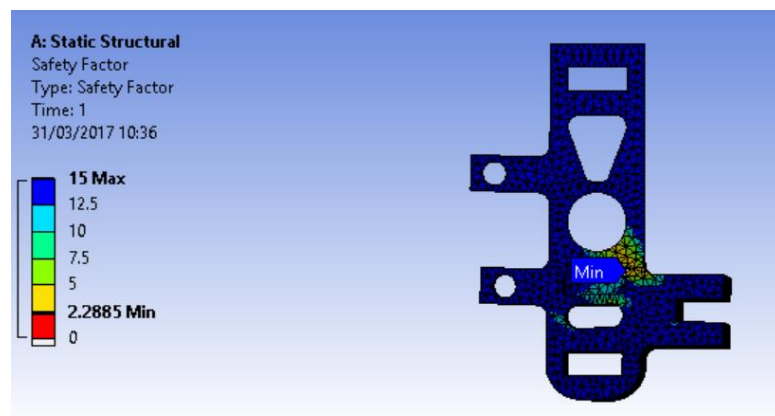
Masa reducida 1:

Figura No. 58: Análisis de reducción de masa



(Elaboración propia)

Figura No. 59: ANSYS de masa reducida



(Elaboración propia)

Esta geometría se obtuvo de reducir masa en base al análisis de "Shape Generator" de INVENTOR. Donde se buscó reducir masa en los lugares sugeridos por INVENTOR, sin comprometer las conexiones entre elementos. Sin embargo, al momento de realizar pruebas en ANSYS con esta geometría, presento un

decremento del factor de seguridad considerable, dándonos como factor de seguridad mínimo de 2.2885 por lo que no cumple con el factor de seguridad mínimo deseado de 3.

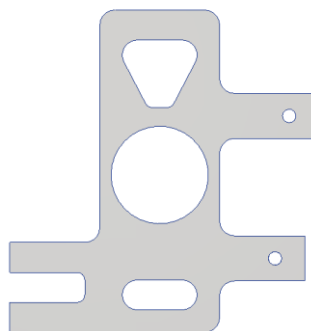
Tabla No. 14: Masa Reducida 1

Masa original	3.198 kg
Masa reducida 1	2.426 kg
Porcentaje de masa del original	75.86 %
Reducción de masa %	24.2%

(Elaboración propia)

Luego de realizar el análisis de reducción de masa en INVENTOR y la iteración anterior de reducción de masa, se estableció una nueva geometría. Para esta geometría se eliminó la sección que generaba concentración de esfuerzos. Se agregaron fillets para evitar tanto, concentración de esfuerzos, como permitir la manufactura de esta pieza.

Figura No. 60: Masa final UpRight



(Elaboración propia)

Tabla No. 15: Masa final

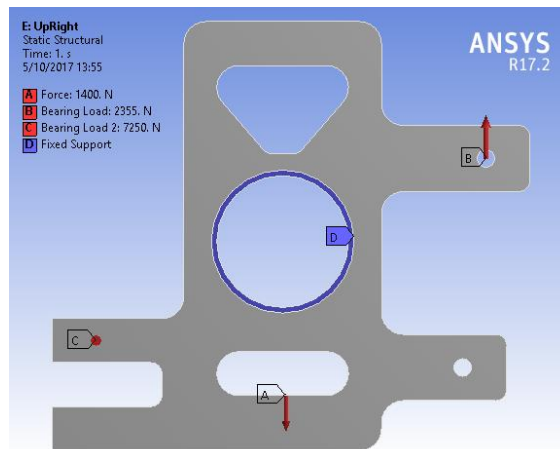
Masa original	3.198 kg
Masa final	1.879 kg
Porcentaje de masa del original	58.7 %
Reducción de masa %	41.3 %

(Elaboración propia)

En esta reducción de masa se obtuvieron mejores resultados al remover una sección innecesaria para la conexión del tie rod. Sin embargo no se tomó en cuenta parte de la reducción original debido a que nos daba como resultado un factor de seguridad menor al deseado.

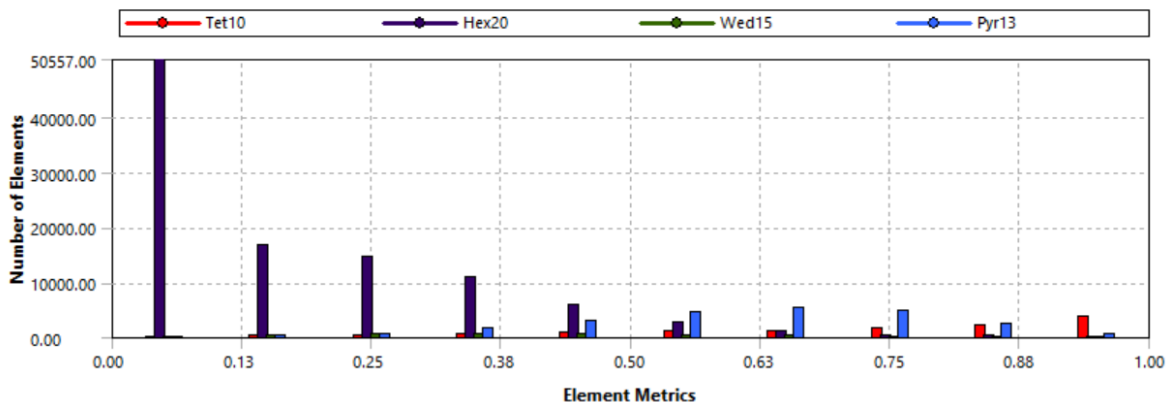
Para el análisis de esfuerzos, se utilizó ANSYS. Colocando las reacciones de la suspensión, calculada en la sección de "Amortiguador", en los puntos de unión a los TieRods. Se utilizó como soporte fijo el punto de conexión con el Hub. Se colocó la fuerza transmitida por el sistema de dirección en la unión de los TieRods del sistema de dirección. Para la prueba de frenado, se utilizó la fuerza de frenado calculada en la sección de "Transmisión de Potencia" con valor de 2355N y se aplicó en los puntos de conexión del caliper de frenos. Esta se aplica en estos puntos debido a que aquí se creara la reacción en el momento en que se apliquen los frenos, estos percibirán la fuerza generada por los frenos y será transmitida a estos puntos de conexión.

Figura No. 61: Configuración del análisis estructural en ANSYS



(Elaboración propia)

Figura No. 62: Skewness UpRight



(Elaboración propia)

Nodos 526,518

Elementos 139,086

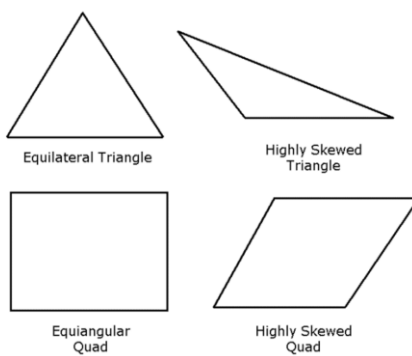
Tabla No. 16: Rango de valores Skewness UpRight

Máximo	0.99999
Mínimo	2.6359e-10
Promedio	0.28909

(Elaboración propia)

En la Figura No. 62 se puede observar las propiedades del mesh utilizado en el análisis de ANSYS. En este se obtuvo un Skewness promedio de 0.28909. El valor del Skewness nos indica que tan cerca de la forma “ideal” se encuentran los elementos del mesh. En la Figura No. 63 se observa la representación del Skewness donde se busca obtener un valor cercano a 0, lo que nos indica que los elementos del mesh son “ideales”.

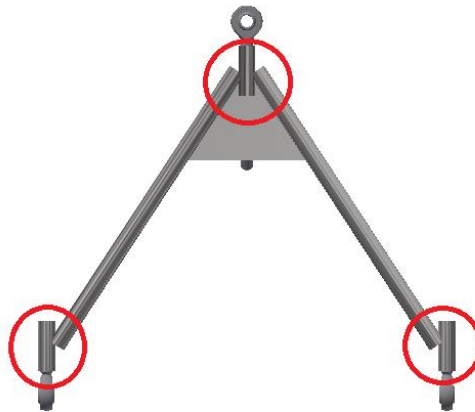
Figura No. 63: Definición Skewness



(Elaboración propia)

2. Brazos en A. Para iniciar el diseño de los brazos de la suspensión, se obtuvo el diseño de la Fase uno; sin embargo, presentaba varios errores por lo cual fue rechazado. En el diseño de la Fase 1 se utilizaba tuvo bajo la norma DIN, el cual no se encuentra disponible comercialmente en nuestro país. Por lo que se cambió la norma, sin embargo, al intentar realizarle pruebas presento problemas de ensamble que debieron ser modificados antes de poder analizarlo en ANSYS. En la Figura No. 64 y Figura No. 65, se pueden observar los errores de ensambles encontrados. El Error 1 nos presenta una mala conexión entre elementos e interferencia entre estos. Estas interferencias presentan problemas al momento de querer analizarlo por medio de elementos finitos. A la vez que presenta una conexión prácticamente nula que representaría un fallo en las uniones.

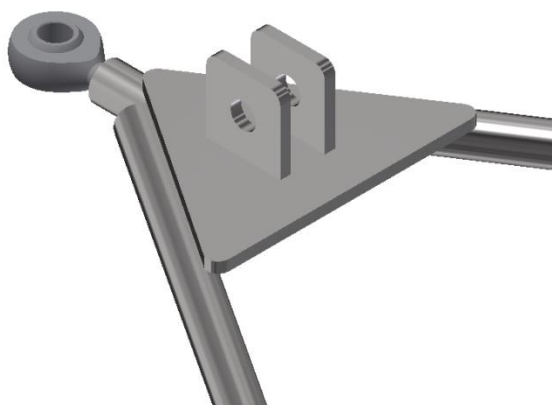
Figura No. 64: Error 1 Suspensión Fase 1



(Elaboración propia)

El Error 2 también nos presentó problemas al querer ser analizado, ya que no había punto de contacto entre el soporte de amortiguador y los brazos en A, por lo que resultaba en un fallo. Ambos errores fueron corregidos para evaluar si al corregir esto, el diseño cumpliría con el factor de seguridad establecido. Por lo que se realizaron pruebas de elementos finitos bajo los nuevos parámetros de reacciones que se calcularon en la parte de la selección del amortiguador. Sin embargo, estas pruebas mostraron un factor de seguridad menor al que se planteó como objetivo. Por lo que no se podía utilizar este diseño.

Figura No. 65: Error 2 Suspensión Fase 1



(Elaboración propia)

Para las pruebas de los brazos en A, se cambió al diseño de la Fase 1 ya que en ese diseño se utilizó la norma DIN; la cual no se encuentra comercialmente disponible en el país. Por lo que, al investigar disponibilidad en el comercio, se decidió utilizar norma ANSI; ya que esta se encuentra comercialmente disponible y el patrocinador Tecniaceros lo manejaba, con la posibilidad de obtenerlo patrocinado por ellos. Por lo que se utilizara ANSI barra solida de Acero 1018.

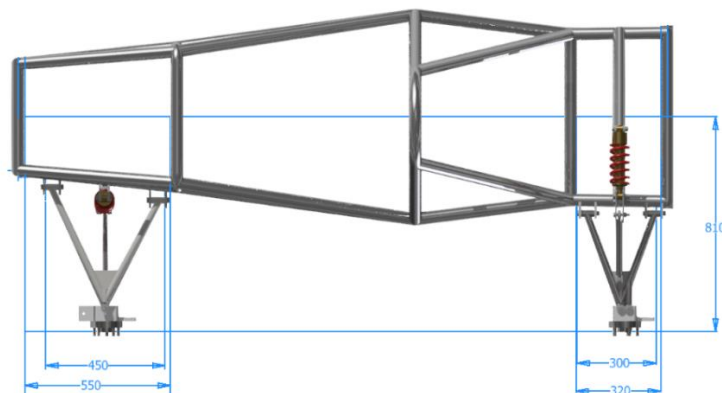
Tabla No. 17: Propiedades acero 1018

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo de Young	205,000	MPa
Coefficiente de Poisson	0.29	---
Resistencia a la fluencia	370	MPa

(AZO, 2012)

c. Geometría. Para iniciar el nuevo diseño de la suspensión se tomaron en cuenta principalmente las restricciones que nos presentaba el chasis. Por lo que se buscó tener dimensiones dentro del espacio disponible para conectar al chasis. Como se puede observar en la Figura No. 66 se puede observar el espacio disponible en la parte delantera es de 550mm. Sin embargo, no era posible utilizar todo ya que se necesitaba espacio para colocar el sistema de dirección, por lo que al realizar el ensamble del sistema de dirección se estableció utilizar 450 mm para dejar espacio para el sistema de dirección. En el caso de la parte trasera se tenía disponible 320 por lo que se decidió establecer una separación de 300 mm para dejar espacio para colocar las platinas. En el caso del largo de los brazos, se obtuvo una restricción por parte del módulo de transmisión de potencia, donde el largo total del diferencial es de 1,630mm. Por lo que el largo se restringió a 810mm por lado de la suspensión desde el centro del chasis hasta la punta de la bufa.

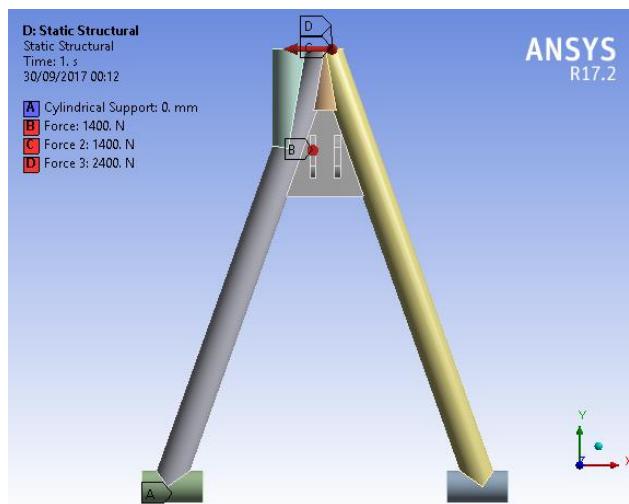
Figura No. 66: Geometría suspensión con base en restricciones



(Elaboración propia)

d. Análisis de esfuerzos. En el caso de los brazos en A, al tener establecida la geometría necesaria, se realizó pruebas de elementos finitos para comprobar que cumplieran con el factor de seguridad deseado. Para este análisis se utilizó el caso crítico, donde la fuerza máxima es aplicada y el amortiguador llega a su compresión máxima, por lo que toda la fuerza es transmitida. A la vez en el caso crítico se tomó en cuenta que el carro se encontraba frenando. Para este análisis se colocó la fuerza crítica en el extremo del brazo en A y la fuerza de reacción generada por el amortiguador en la platina de soporte del amortiguador.

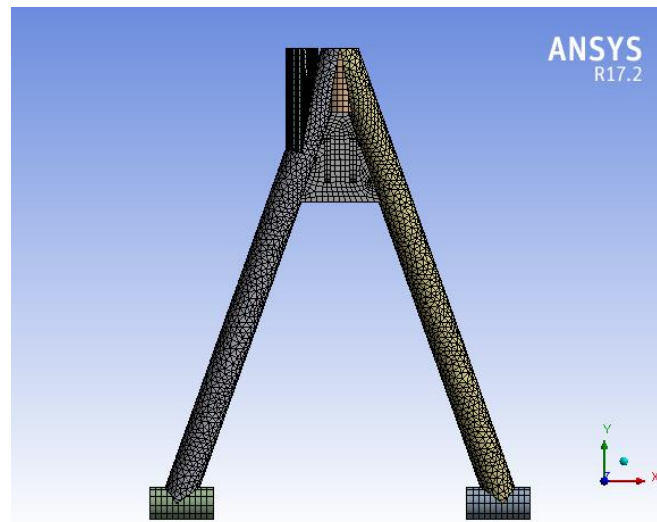
Figura No. 67: Configuración ANSYS brazos en A



(Elaboración propia)

En la imagen se puede observar la configuración utilizada en ANSYS. Para este análisis, como se mencionó anteriormente, se utilizó el caso crítico. Colocando La reacción calculada en cada neumático en el extremo de los brazos (Punto C de la imagen). Y aplicando una fuerza igual y contraria en el punto de conexión del amortiguador (Punto B). A la vez se colocó la fuerza de frenado calculada por el módulo de transmisión de potencia en el extremo (Punto D).

Figura No. 68: Mesh ANSYS brazos en A



(Elaboración propia)

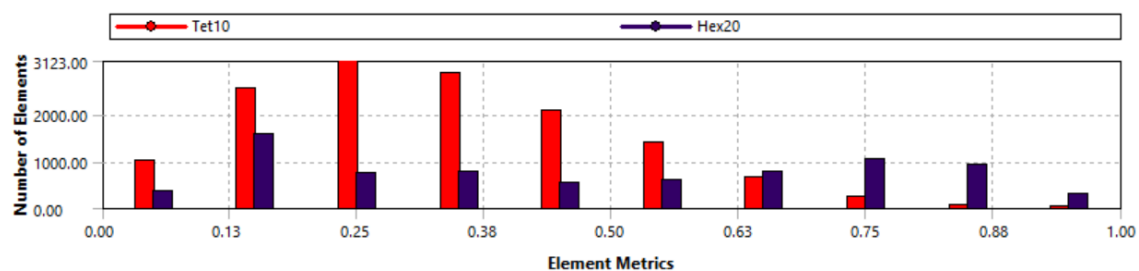
Para este análisis se generó un mesh de “Relevance Center: Fine” Con relevancia de 100, como configuración general. Para mejorar este mesh se aplicó 3 métodos de control para mesh. El primer método fue un “Método Sweep”. Este método lo sugiere ANSYS cuando el cuerpo presenta una geometría simétrica con respecto a un eje y esta es constante a lo largo del eje. Por lo que se aplicó este método a los ejes de pivote inferior y al eje de unión superior. Este método permite que ANSYS utilice una menor cantidad de elementos y utilice menos tiempo para calcular los resultados. El segundo método utilizado fue “Face Meshing” El cual se aplicó en el mismo lugar del “Método Sweep”. Este nos permite controlar el número de elementos en la cara de un elemento, para generar un mesh más simétrico. Esto combinado con el “Método Sweep” genera un mesh simétrico a lo largo del eje utilizando como base el “Face Meshing”. El ultimo método utilizado fue “Multi Zone”. Este se utilizó en el soporte del amortiguador, ya que este elemento presenta diferentes caras y geometrías. Este método le permite generar analizar las diferentes caras y tamaños del elemento para generar diferentes elementos de manera más uniforme. Se obtuvo como resultado un Mesh con 60,898 nodos y 21,479 elementos. Para medir la calidad del mesh generado se analizaron los valores del Skewness. Se observó que el valor mínimo se acerca bastante a 0, siendo este el valor deseado y el valor promedio se encuentra más cercano a 0 que a 1.

Tabla No. 18: Rango de valores Skewness brazos en A

Mínimo	1.952e-006
Máximo	1
Promedio	0.38213

(Elaboración Propia)

Figura No. 69: Valores Skewness brazos en A



(Elaboración propia)

El valor de factor de seguridad que se obtuvo se encuentra por arriba del valor que se buscaba, por lo que el diseño es aceptado. En el caso de los demás brazos en A, se siguió el mismo procedimiento y configuración para el análisis de ANSYS. Los resultados fueron mayores a los del mostrado anteriormente. Para mayor detalle en los resultados referiste al anexo.

e. Lubricación. Los brazos en A de la suspensión se conectan al chasis como pivote, lo cual permite movimiento rotacional de los brazos, sobre esta conexión al chasis. En este punto el contacto es entre metales (Brazos en A y perno), por lo que se generan varios problemas.

Figura No. 70: Ensamble Brazo en A



(Elaboración propia)

El principal problema es el desgaste por abrasión generado debido al contacto y movimiento que se genera entre las piezas. Siendo una pieza en constante movimiento y vibración esto podría representar la falla prematura de los componentes involucrados. En el caso que no se llegara a la falla, este podría representar mal funcionamiento debido al desgaste. Por lo que es necesario reducir la fricción generada entre los componentes. También se pueden generar vibraciones e irregularidades en el movimiento del sistema debido al desgaste.

Figura No. 71: Movimiento Brazo en A



(Elaboración propia)

Para evitar estos problemas, se debe lubricar el contacto entre los componentes. Para la selección de este lubricante se decidió buscar una grasa debido a que esta no requiere un espacio hermético que evite su fuga debido a la baja viscosidad de estos. En la selección de grasas se acudió a la tabla que nos presenta SKF como proceso de selección.

Figura No. 72: Selección grasas SKF

Grasa	Descripción	Ejemplos de aplicaciones	Rango de temperatura ¹⁾		Temp.	Velocidad
			LTL	HTPL		
LGMT 2	Uso general industrial y automoción	Rodamientos de ruedas de automóviles Transportadores y ventiladores Motores eléctricos pequeños	-30 °C (-20 °F)	120 °C (250 °F)	M	M
LGMT 3	Uso general industrial y automoción	Rodamientos de ejes >100 mm Aplicaciones con eje vertical y rotación del eje exterior Rodamientos de ruedas de coches, camiones y tráileres	-30 °C (-20 °F)	120 °C (250 °F)	M	M
LGEP 2	Presión extrema	Máquinas papeleras Rodamientos de cilindros de trabajo en industria siderúrgica Maquinaria pesada, cribas vibratorias	-20 °C (-5 °F)	110 °C (230 °F)	M	L a M
LGWA 2	Amplia gama de temperatura ⁴⁾ , presión extrema	Rodamientos de ruedas de coches, tráileres y camiones Lavadoras Motores eléctricos	-30 °C (-20 °F)	140 °C (285 °F)	M a H	L a M
LGFP 2	Compatible con alimentos	Equipos de procesamiento de alimentos Máquinas embaladoras Máquinas embotelladoras	-20 °C (-5 °F)	110 °C (230 °F)	M	M
LGGB 2	Biodegradable, baja toxicidad ²⁾	Equipos agrícolas y forestales Equipos de construcción y movimiento de tierra Tratamiento de agua e irrigación	-40 °C (-40 °F)	90 °C (195 °F)	L a H	L a M
LGBB 2	Para rodamientos de orientación y de palas de turbinas eólicas	Rodamientos oscilantes de orientación y de palas de turbinas eólicas	-40 °C (-40 °F)	120 °C (250 °F)	L a M	VL
LGLT 2	Temperatura baja, velocidad extremadamente alta	Huillos de máquinas herramienta y textiles Motores eléctricos pequeños y robots Cilindros de impresión	-50 °C (-60 °F)	110 °C (230 °F)	L a M	M a EH
LGWM 1	Presión extrema, temperatura baja	Eje principal de turbinas eólicas Sistemas de lubricación centralizada Aplicaciones de rodamientos axiales de rodillos a rótula	-30 °C (-20 °F)	110 °C (230 °F)	L a M	L a M
LGW 2	Grandes cargas, amplio rango de temperatura	Eje principal de turbinas eólicas Aplicaciones pesadas todoterreno y navales Aplicaciones expuestas a la nieve	-40 °C (-40 °F)	110 °C (230 °F)	L a M	L a M
LGEM 2	Viscosidad alta con aditivos sólidos	Trituradores de mandíbulas Maquinaria de construcción Maquinaria vibratoria	-20 °C (-5 °F)	120 °C (250 °F)	M	VL
LGEV 2	Viscosidad extremadamente alta con aditivos sólidos	Rodamientos de muñones Rodillos de apoyo y axiales en hornos rotatorios y secadores Rodamientos oscilantes	-10 °C (15 °F)	120 °C (250 °F)	M	VL
LGHB 2	Presión extrema, alta viscosidad, alta temperatura ³⁾	Rodamientos lisos de acero/acero. Sección de secado de fábricas papeleras. Rodamientos de cilindros de trabajo y colada continua de industria siderúrgica. Rodamientos de rodillos a rótula obturados hasta 150 °C (302 °F)	-20 °C (-5 °F)	150 °C (300 °F)	M a H	VL a M
LGHP 2	Grasa de polímero de alto rendimiento	Motores eléctricos Ventiladores, incluso a alta velocidad Rodamientos de bolas de alta velocidad a temperaturas media y alta	-40 °C (-40 °F)	150 °C (300 °F)	M a H	M a H
LGET 2	Temperatura extrema	Equipos de panadería (hornos) Máquinas de sección de barquillos Secadoras textiles	-40 °C (-40 °F)	260 °C (500 °F)	VH	L a M

Los aspectos que se tomaron en cuenta para la selección fueron los siguientes:

- Que sea apta para ejes, debido a que esta será aplicada sobre el eje pivote de la suspensión, se requiere una grasa con viscosidad suficiente para ser aplicada sobre ejes y que esta no se remueva con facilidad.
- No se busca una con características para alta temperatura, ya que la suspensión se encuentra expuesta al aire, a altas velocidades esto evitara aumentos de temperatura debido a la transferencia de calor que se genera por la convección del aire con los componentes. Por lo que se esperaría un sistema a temperatura ambiente o cercana por encima de este.
- Se busca que esta sea apta para altas vibraciones. Debido a que el sistema está en constante movimiento y vibración, se desea que el lubricante tenga la viscosidad adecuada para no removerse con facilidad debido a las altas vibraciones generadas.

3. Platinas. En el caso de las platinas se inició por establecer la geometría necesaria para unir los brazos. Esta debería permitir unir el chasis y el perno que sujeta los brazos de la suspensión

Para la conexión de unión al chasis se obtuvo la medida final del tubo que se diseñó el chasis, lo cual nos da un diámetro de 2" y la conexión al perno fue obtenida del diámetro que se seleccionó el perno M8.8 12mm. Al iniciar la manufactura se obtuvo material del taller de metalmecánica "Maker 502", donde se tenía disponible material de un espesor de 3/8", por lo que posteriormente se realizaron pruebas de elementos finitos para validar que estas soportaran la carga a la que serán sometidas.

4. Amortiguador. El amortiguador permite anular o reducir en gran medida las oscilaciones y vibraciones del automóvil causadas por las irregularidades del terreno o curvas. Este absorbe la energía en el resorte y la disipa en forma de calor. El amortiguador por utilizar ser capaz de regular su rigidez por medio del ajuste del resorte.

Figura No. 73: Ejemplo amortiguador



(Elaboración propia)

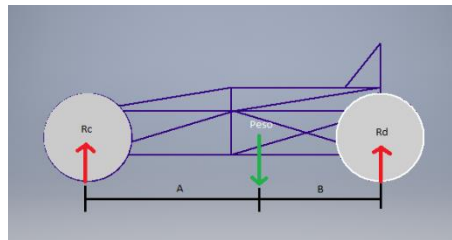
Para la selección de los amortiguadores se realizó por medio de un análisis de reacciones en los cuatro puntos de contacto (en cada neumático). Según el peso promedio registrado por la competencia FSAE se tomó el caso crítico como referencia de peso y en base a la posición del centro de masa que nos da inventor como resultado de unir los componentes principales de la masa suspendida se realizó un análisis de fuerza y momento para calcular las reacciones en cada neumático. Esto nos permitió saber la carga que debía soportar el amortiguador.

Para establecer el peso del automóvil para las pruebas iniciales se tomó el registro de FSAE de los últimos 3 años, estableciendo el promedio de peso en estos años. Se tomó el peso crítico y se utilizó este para calcular las reacciones mostradas posteriormente.

Tabla No. 5: Reporte de peso FSAE

	Promedio		Máximo		Mínimo	
	Peso (Kg)	Peso (lbs)	Peso (Kg)	Peso (lbs)	Peso (Kg)	Peso (lbs)
2016	207	456	312	688	146	322
2015	205	452	291	642	151	333
2014	207	456	278	613	145	320

Figura No. 74: Análisis reacciones neumático delantero y trasero



(Elaboración propia)

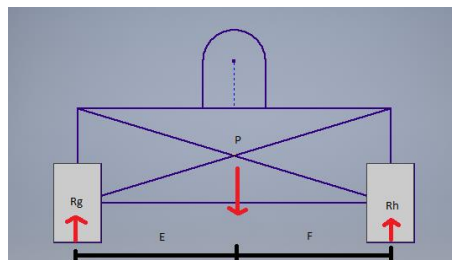
$$\sum F_y = 0$$

$$R_c + R_d - P = 0$$

$$\sum M_c = 0$$

$$(P * A) - (R_d * (A + B)) = 0$$

Figura No. 75: Análisis reacciones lado izquierdo y derecho



(Elaboración propia)

$$\sum F_y = 0$$

$$R_g + R_h - P = 0$$

$$(R_g + R_h) = R_c$$

$$\sum M_g = 0$$

$$(P * E) - (R_H * (E + F)) = 0$$

El peso final utilizado se estableció con el archivo de INVENTOR colocando el material a cada pieza, luego se determinó la ubicación del centro de masa y la distancia de este a cada neumático.

5. Hub. Para la selección del Hub se realizó al inicio una selección basada en el sistema de frenos establecido por el grupo anterior, un sistema de frenos de un Hyundai i10. Se realizó la cotización dentro del país y se obtuvieron medidas.

Sin embargo, luego esto fue cambiado debido a que el sistema de transmisión de potencia estableció un eje de transmisión anti derrape de un Subaru WRX STI. El Hub es la conexión entre el sistema de transmisión de potencia y la suspensión. Esta conexión es de manera de eje estriado por lo que se decidió utilizar el Hub de este sistema para que tuviera una conexión adecuada con el eje estriado del Subaru WRX STI. Debido a que el sistema de frenos también fue cambiado a los frenos del Subaru WRX STI no habrá problemas de conexión entre la suspensión, frenos y transmisión de potencia. El establecer el hub en base al sistema de potencia o frenos, no genera ningún problema para la suspensión ya que el UpRight será diseñado en base a esta geometría.

Se realizó la cotización con el proveedor del eje de transmisión y se obtuvo un total de Q3600 para comprar las 4 bufas y sus respectivos cojinetes.

6. Aros. En el análisis de aros, se elimina la posibilidad de utilizar la llanta #43127 debido a que no cumple con poder utilizar el mismo aro para las llantas WET. Lo cual nos deja con dos opciones para SLIK y WET, eligiendo las llantas #43168 SLIK y #44150 WET, permitiéndonos tener una mayor área de contacto en cada tipo de llanta disponible y utilizar el mismo aro para ambas ocasiones. Utilizando aros Rin 13 de 8" de ancho con 5 pernos (debido al diseño del hub de Subaru).

La selección de aros será establecida según las llantas seleccionadas. Habiendo establecido que se utilizara aro Rin 13 dentro del análisis de llantas, se debe establecer el ancho del aro. Para esto se recurre a las especificaciones que entrega Hoosier de cada llanta.

Tabla No. 19: Información

Ítem #	Size	Recm. Rim
43127	20.5*6.0-13	5.5-6.5"
43163	20.5*7.0-13	5.5-8.0"
43168	20.0*7.5-13	7.0-9.0"
44150	20.0*7.5-13	7.0-8.0"
44185	21.0*6.5-13	6.0-8.0"

En estas especificaciones indican el ancho de aro recomendado. Por lo que se busca que este ancho coincida entre el ancho recomendado de las llantas Slick y las de pista mojada para evitar tener que comparar y cambiar aros entre llanta Slick y de pista mojada.

7. Llantas. Para la selección de llantas se realizó un análisis para ver el impacto de diferentes radios de llantas en la aceleración, velocidad máxima y torque transmitido. En la siguiente imagen se representa el torque transmitido a las llantas por el sistema de Potencia (T), el radio de las llantas (r) y la velocidad producida (V).

Figura No. 76: Análisis de relación entre el radio y la velocidad del neumático.



El torque se describe como

$$\tau = F * d = F * r$$

Ya que el torque que nos entrega el sistema de dirección se puede asumir como constante y el radio de las llantas es el valor del cual nosotros decidiremos su valor. Se puede despejar para la Fuerza producida:

$$F = \frac{\tau}{r}$$

Se puede observar que, para un valor constante de Torque, si se varía el radio de la llanta se obtendrán valores menores de Fuerza. Para determinar el impacto de esto en la aceleración se utiliza la segunda Ley de Newton:

$$F = m * a$$

$$a = \frac{F}{m}$$

Se puede ver que la aceleración producida, con una masa constante, dependerá directamente de la fuerza. Por lo que se puede deducir que, a un mayor radio de llanta, con una masa y torque constante, se tendrá una menor aceleración. Sin embargo, se puede analizar también el impacto de esto en la velocidad.

$$V = w * r$$

En el caso de la velocidad podemos ver que para su caso de velocidad máxima la velocidad angular que entrega el sistema de potencia será constante. Por lo que la velocidad máxima dependerá directamente del radio de las llantas. Sin embargo, en este tipo de competencias la velocidad máxima alcanzada no es superior a 120 km/h. Por lo que debemos buscar una mejora en la aceleración ya que es un factor más importante en la competencia. Esto se ve reflejado en la tendencia de todos los competidores por utilizar radios de llantas menores a las comúnmente utilizadas en automóviles de calle. Para un automóvil que comúnmente transita por las calles se pueden observar tamaños de llantas entre Rin 15, 16, 17 e inclusive 18. En la competencia y la mayoría de distribuidores especializados para FSAE se encuentran únicamente tamaños de llantas de Rin 10 y Rin 13.

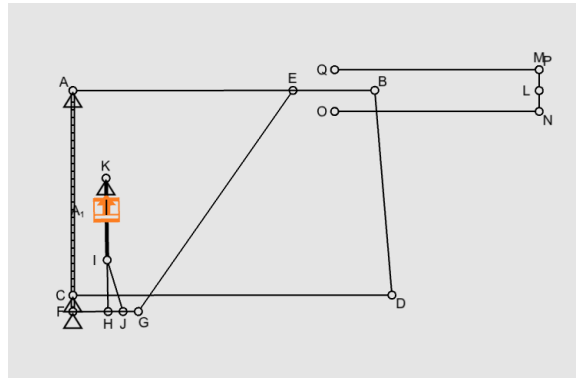
8. Ensamble. Para comprobar el movimiento adecuado del mecanismo. Se realizó una simulación del mecanismo de suspensión con las medidas finales de los componentes. Esta simulación se realizó en el programa Force Effect. Lo cual nos permitió ver, según el movimiento del amortiguador, como se comportaría la suspensión completa.

Con este análisis pudimos observar el movimiento real desde su posición neutra a su posición de estiramiento, a su posición de compresión. Luego con ayuda de la herramienta del software, se realizó un seguimiento del mismo punto (extremo del brazo en A superior) en ambos ensambles, delantero y trasero. Con este análisis nos permite saber la posición exacta de este punto a lo largo del movimiento completo. Esto nos ayuda a determinar el movimiento que tiene en compresión y en estiramiento, para poder asegurar que ambos ensambles tendrán un movimiento simétrico.

En el ensamble se requería cumplir con el requerimiento T6.1.1 (SAE, 2017-28 Formula SAE Rules , 2016) de la competencia, donde se establece como recorrido en compresión y descompresión de 25mm. Debido a que no se podían cambiar las medidas de los brazos en A, por restricciones del módulo de chasis y transmisión

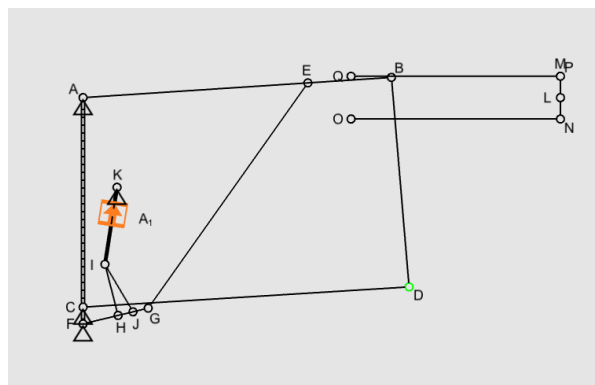
b. Delantera

Figura No. 81: Posición neutra ensamble delantero



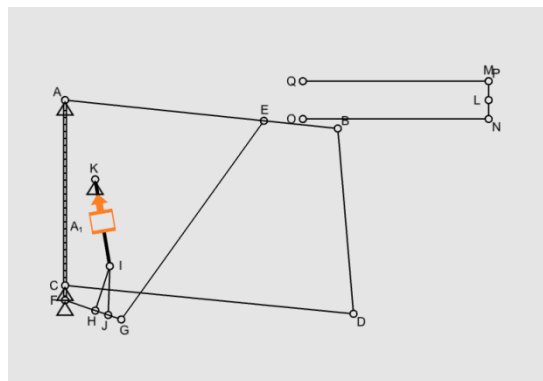
(Elaboración propia)

Figura No. 82: Posición de compresión ensamble delantero



(Elaboración propia)

Figura No. 83: Posición de estiramiento ensamble delantero

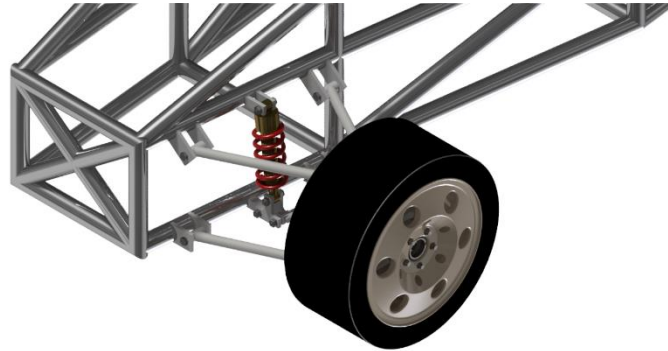


(Elaboración propia)

Estiramiento: 30 mm

Compresión: 26 mm

Figura No. 84: ensamble suspensión delantera



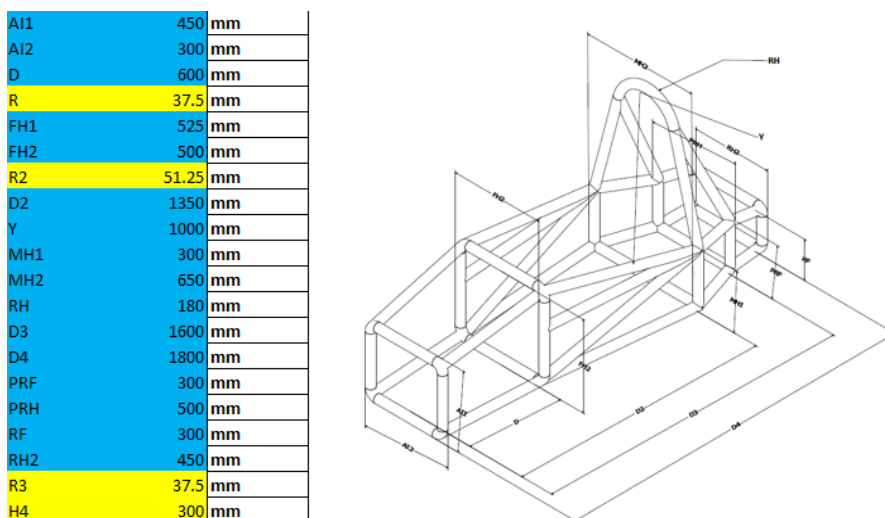
(Elaboración propia)

D. CHASIS

Un chasis de marco tubular fue elegido sobre un monocasco a pesar de ser más pesado, ya que su fabricación es rentable, requiere herramientas sencillas y los daños al chasis se pueden rectificar fácilmente. Para este nuevo diseño se busca disminuir la mayor cantidad de material extra para poder disminuir el peso del vehículo, debido a que el tipo de tubo que será utilizado es sumamente pesado, esto se logró eliminando secciones extras, esta decisión se tomó al verificar que las propiedades mecánicas y del material son altas. El material por utilizar es un tubo de 1 pulgada y media de Acero ASTM A500 Grado B, proporcionado por la empresa Tecniaceros la cual fue responsable de patrocinar el material para el grupo anterior de formula SAE.

Un exceso de uniones provoca una estructura extremadamente rígida esto puede perjudicar directamente al piloto a la hora de un impacto, ya que la estructura tendrá una deformación casi nula y una pobre absorción de la energía de impacto. Al eliminar el exceso de uniones y disminuyendo el peso se obtuvo una diferencia de 42 kg respecto al diseño anterior. En el apartado de simulaciones se justifica en base a los resultados dicha disminución de peso y secciones. Dentro del diseño anterior se encontró un problema a la hora de editar el chasis respecto a sus medidas, entonces se decidió optar por un diseño paramétrico, como se muestra en la Figura No.85, esto permitió múltiples veces cambiar la geometría del chasis sin necesidad de repetir la estructura desde cero, con esto se optimizó el tiempo de diseño para lograr cumplir con el cronograma.

Figura No. 85 Parámetros chasis

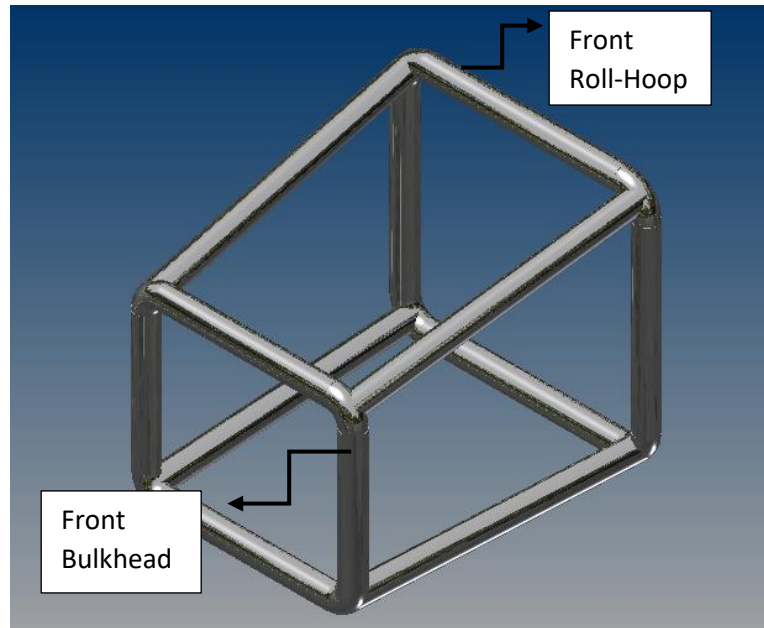


(Elaboración propia)

1. Secciones del chasis. Durante las etapas iniciales del diseño del chasis se diseñaron gradualmente los cuatro aros principales que son el Front Bulkhead, Front Roll-Hoop, Main Roll-Hoop y el Rear Hoop. Para ello se tomaron en cuenta tres secciones que iban a conformar al bastidor, sección frontal, intermedia y final como se muestra en la Figura No.86, 87 y 88.

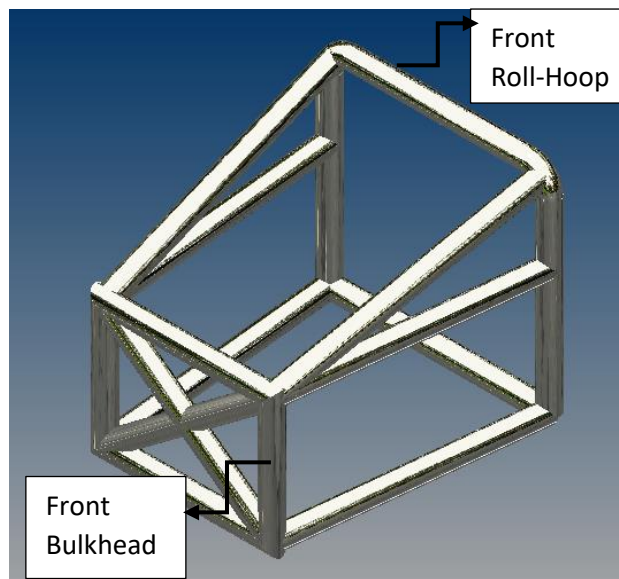
a. Punta. La punta (la sección frontal), está constituido por el Front Bulkhead y el Front Roll-Hoop, en donde estarán ubicadas la suspensión, la cremallera, el atenuador de impactos y una parte principal de la aerodinámica. Tomando en cuenta las medidas del grupo anterior, se decidió aumentar el tamaño de dicha sección, ya que presentaba problemas con el tamaño de la pedalera. Para el diseño final se añadieron la sección en forma de X como aparece en la Figura No.87 está para sujetar el atenuador de impactos, y la sección horizontal que aparecen en la Figura No.87 y 88, esta para fijar la suspensión, así como para cumplir con el requisito del atenuador de impactos lateral que tiene que empezar desde el Front Bulkhead hasta el Main Roll-Hoop. Como podemos observar el diseño del Front Bulkhead pasó de ser una sección de tubos doblados a una estructura completamente cuadrada, esto para lograr sujetar de mejor manera el atenuador de impactos y que el tubo que forma parte de la estructura de impactos lateral convergiera mejor y totalmente horizontal para evitar desbalances en la suspensión.

Figura No. 86 Punta del chasis (Diseño preliminar)



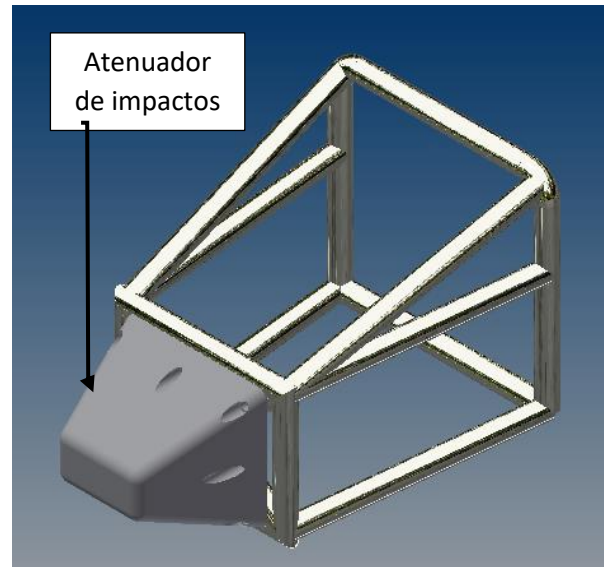
(Elaboración propia)

Figura No. 87 Punta final con estructura para sujetar la suspensión



(Elaboración propia)

Figura No. 88 Punta final conjunto el Atenuador de impactos

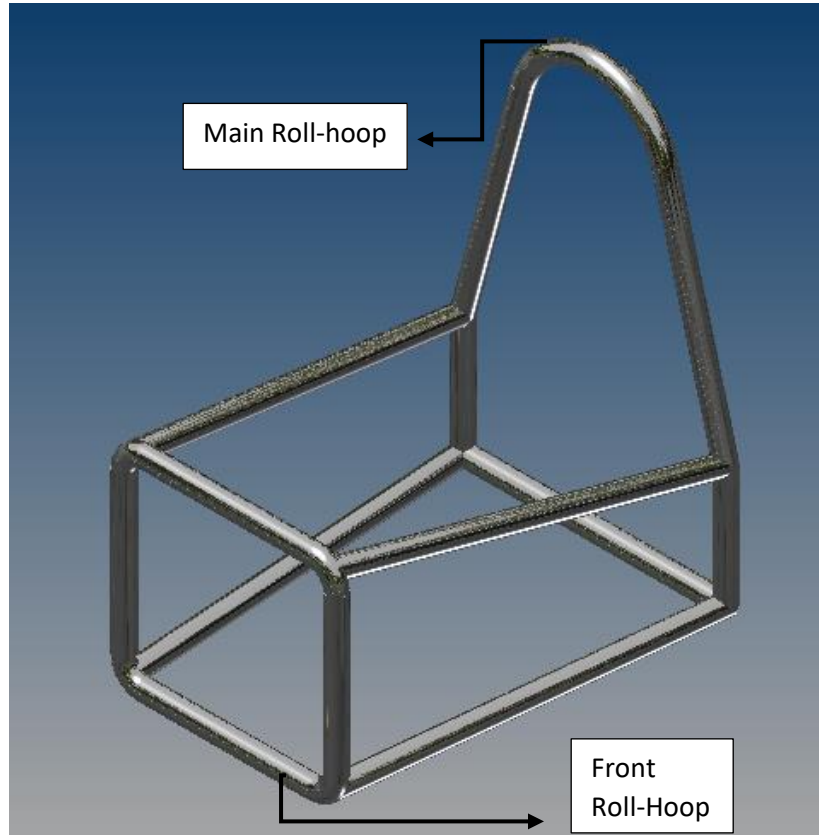


(Elaboración propia)

b. Cabina. Después de la sección frontal, se encuentra la sección intermedia la cual comienza desde el Front Roll-Hoop y termina en la sección del Main Roll-Hoop mostrado en la Figura No.86. Esta sección es la cabina del conductor, en donde se van a fijar el asiento, junto con el muro anti fuegos y la estructura de impacto lateral. El Tamaño de la cabina fue decidido respetando el Artículo 4 del reglamento de FSAE 2017, para incorporar el conductor masculino del percentil 95. Luego para la estructura de impacto lateral, se diseñó en base al artículo T3.24 del reglamento FSAE 2017, en donde se complicó el diseño ya que no queríamos tener múltiples uniones en un solo nodo, esto para facilitar la manufactura del chasis.

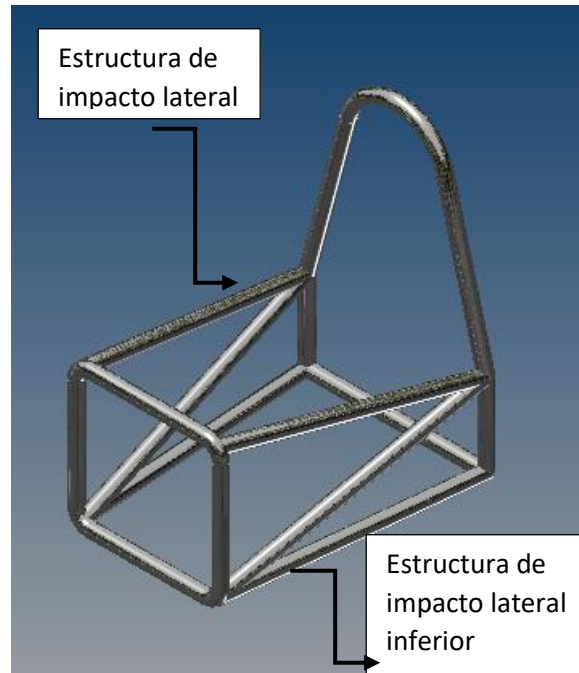
Dentro del diseño se presentó una problemática y es que, a un mismo punto del chasis, convergían tres tubos. Esto debido a la geometría que debe de cumplir la estructura de impacto lateral, lo decidimos que esta quedara así ya que en la manufactura esta es la única sección crítica a la cual se debe tomar en cuenta con más atención. Esto se muestra en la Figura No.91 y totalmente con el chasis en la Figura No.95

Figura No. 89 Cabina del chasis



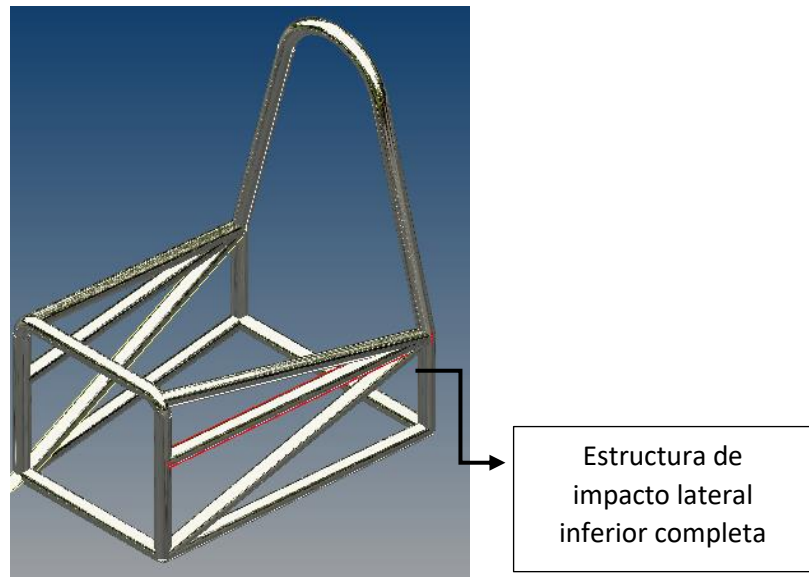
(Elaboración propia)

Figura No. 90 Cabina con la estructura de impacto lateral incompleta



(Elaboración propia)

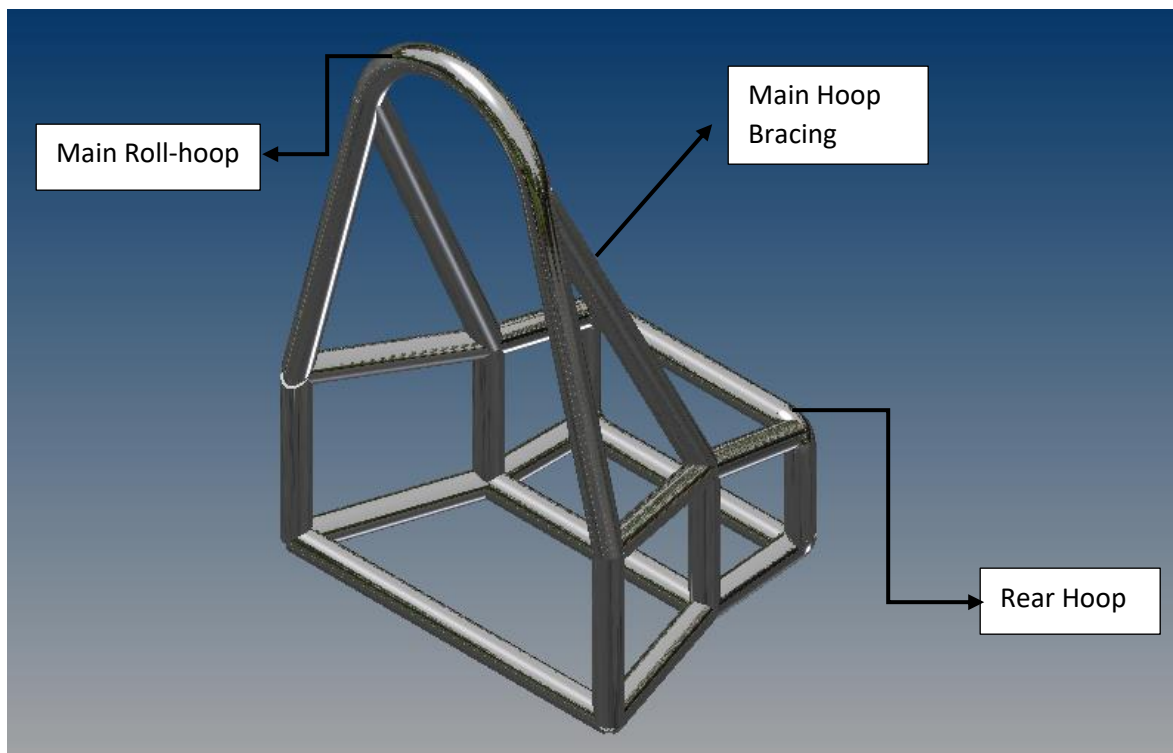
Figura No. 91 Cabina con la estructura de impacto lateral incompleta



(Elaboración propia)

c. Soporte trasero. La posición del Main Roll-Hoop y el Rear Hoop (Sección final) fue fijada teniendo en cuenta los puntos de montaje del motor y el eje de accionamiento. Las posiciones que se fijaron anteriormente, es espacio mínimo utilizado para el motor y los componentes del tren delantero. Dentro de esta sección cabe mencionar que es importante tener en cuenta el peso de la mayoría de componentes que van a ir dentro, para lograr optimizar el peso del vehículo en la parte frontal e intermedia. El Main Hoop Bracing fue corrido hacia adelante para evitar colocar otros soportes, los cuales añadirían material y peso extra al vehículo, porque como se mencionó anteriormente en la parte trasera con sus componentes es la más pesada.

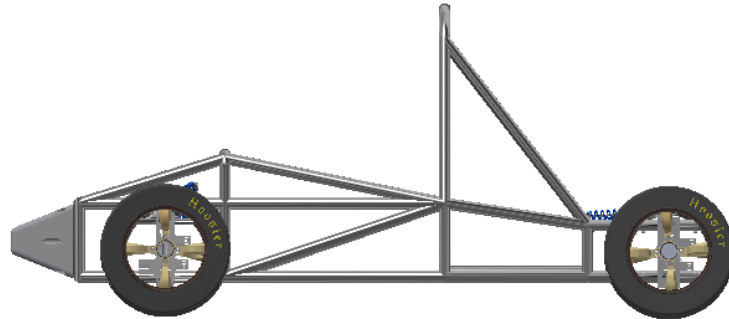
Figura No. 92 Main Hoop Bracing y cierre de estructura trasera



(Elaboración propia)

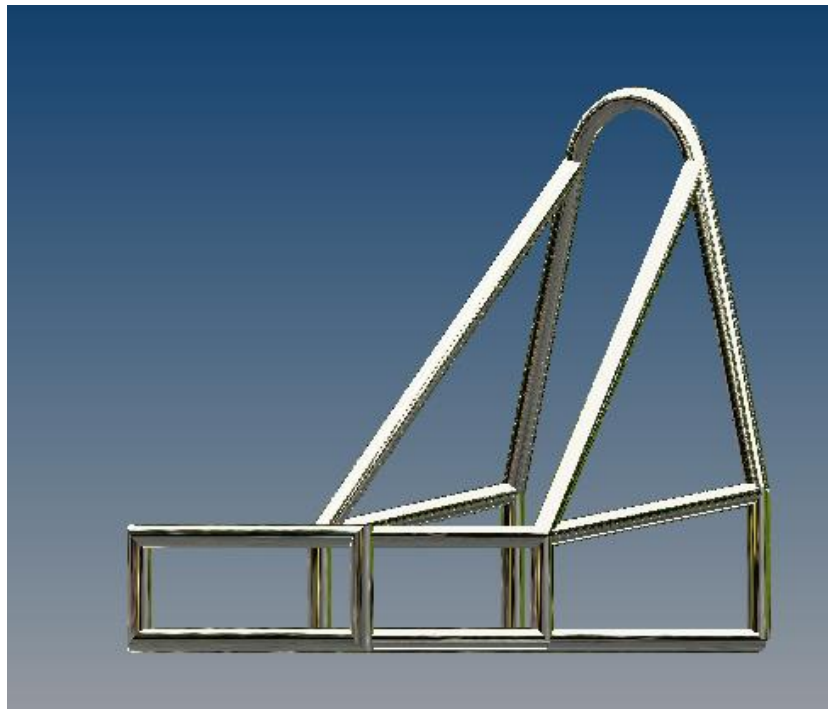
En el diseño final este permaneció igual, solo unas variaciones de distancias entre el Main Hoop y el Rear Hoop y el cambio de geometría en el Rear Hoop, al igual que el Front Bulkhead esta pasó a ser totalmente rectangular sin dobleces y como se mencionó anteriormente con el fin de sujetar correctamente y de manera totalmente horizontal la suspensión. Esto se ve en la Figura No.91 Como podemos visualizar en la Figura No.92 la suspensión se encuentra totalmente horizontal y no existe ningún tipo de desbalance en la estructura.

Figura No. 93 Suspensión colocada sobre el chasis



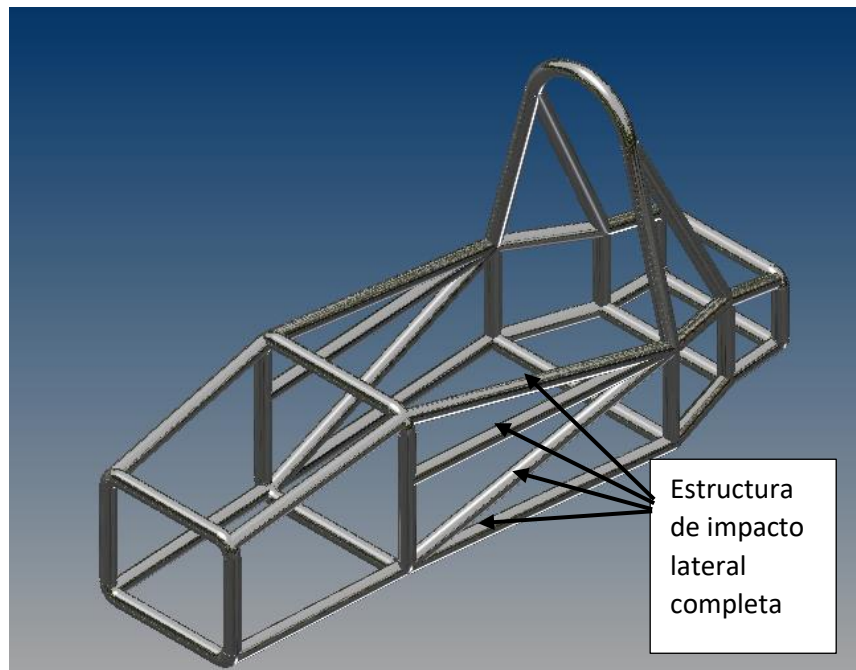
(Elaboración propia)

Figura No. 94 Estructura trasera con el Rear Hoop rectangular



(Elaboración propia)

Figura No. 95 Diseño preliminar paramétrico

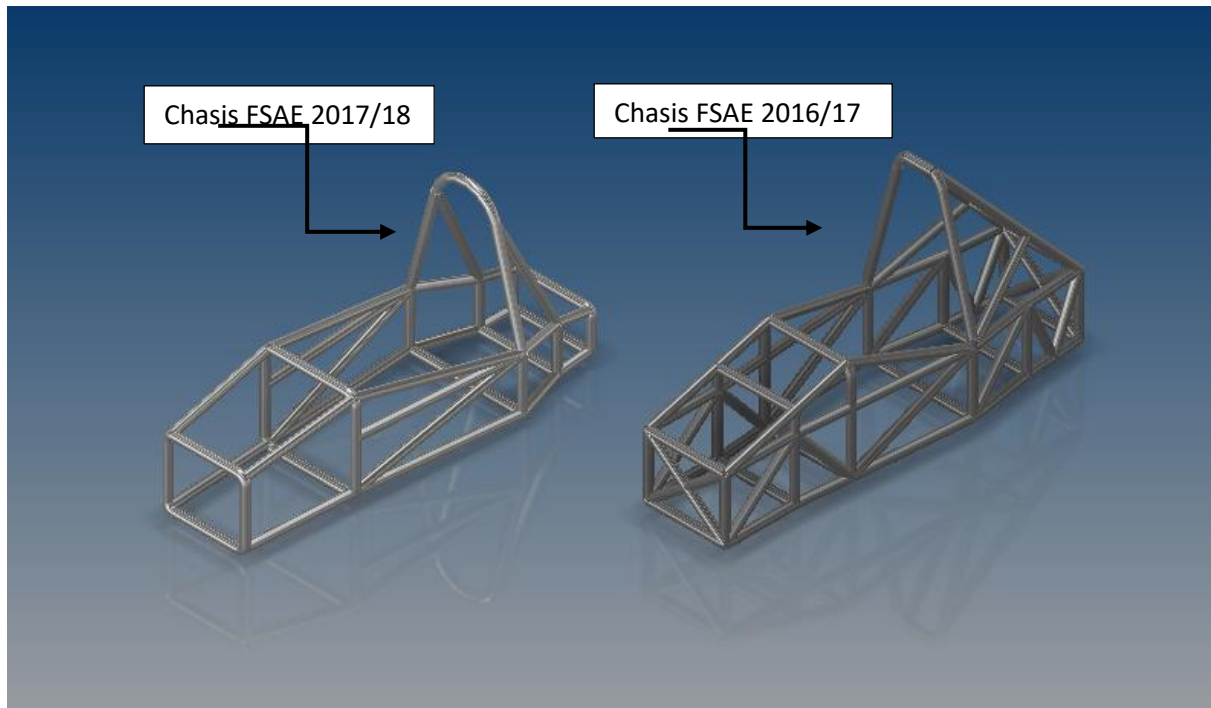


(Elaboración propia)

También se tomó en cuenta realizar el curvado de tubos en ciertas secciones ya que es particularmente ventajoso en comparación con los diseños soldados esto para disminuir la concentración de esfuerzos en las uniones soldadas, este fue el caso del Main Roll-Hoop y el Front Roll-Hoop. Los elementos de diseño complejos se pueden producir de manera eficiente y precisa en una sola etapa de producción con la ayuda de un centro de doblado de tubos. El tiempo de procesamiento y los costes de doblado de tubos son también considerablemente inferiores a los de la producción de juntas soldadas, incluyendo la preparación y acabado del cordón de la soldadura.

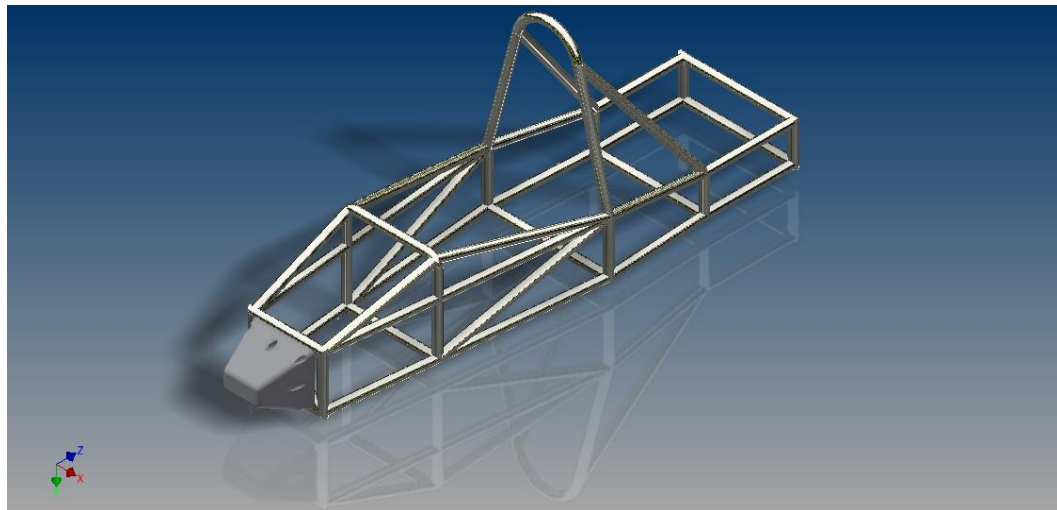
Además, los defectos de producción que se producen constantemente con la soldadura se pueden evitar completamente mediante flexión de tubos. Al eliminar los puntos de unión críticos en los diseños soldados, los puntos potenciales de peligro en los sistemas de tuberías pueden reducirse al mínimo, lo que en última instancia conduce a una vida útil más larga del sistema de tuberías.

Figura No. 96 Comparación de diseños realizados por Fórmula GT



(Elaboración propia)

Figura No. 97 Diseño Chasis Final – Fórmula GT 2017/18

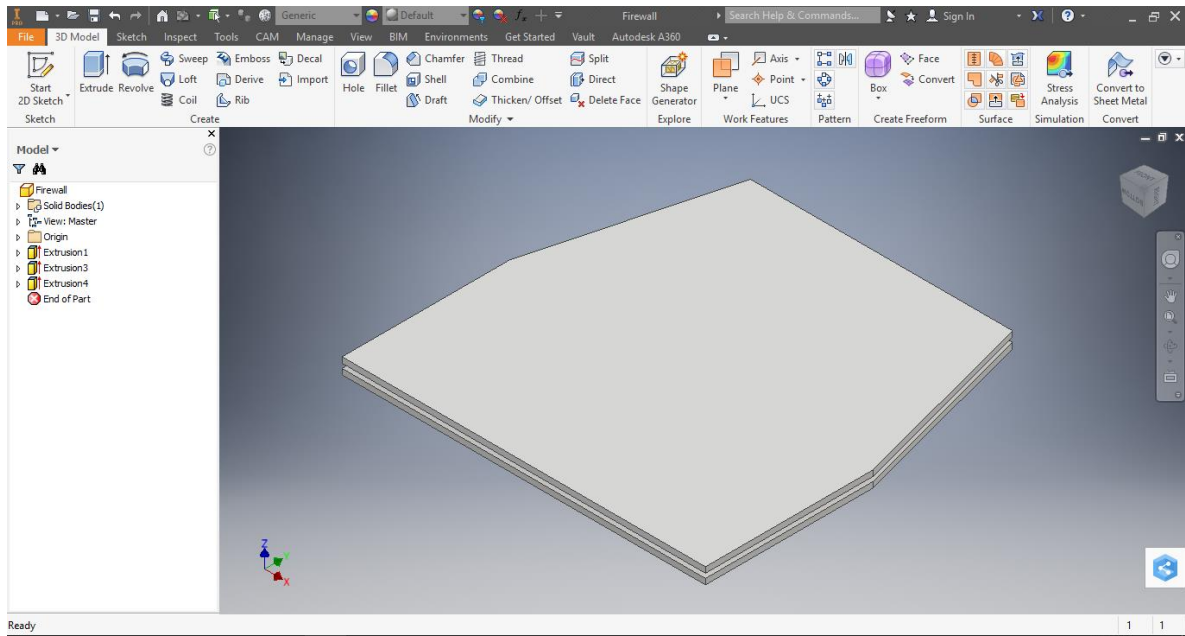


(Elaboración propia)

d. Diseño de muro antifuegos. La primera opción que se tomó en cuenta con respecto al diseño fue acerca de la geometría del muro y su adaptación a posibles cambios en el chasis. Para lo cual fue necesaria la utilización de medidas parametrizadas en Inventor, en caso de cualquier cambio en las dimensiones este se podría hacer de manera eficiente en conjunto con el resto de partes del chasis sin la necesidad de cambiar cada medida por separado.

La segunda opción que se tomó en consideración es con respecto a la composición del muro; se tenía como opción inicial el de realizar el muro de varias placas de un mismo material con la idea de reducir el costo y complejidad de fabricación. No obstante, se descartó esta idea con motivo de facilidad de manufactura, así como reducción de costos en el caso del muro. Finalmente, el muro está compuesto de dos placas de metal y una de aislante en el medio, ya que no es suficiente la utilización únicamente de metal para combatir el cambio radical de temperatura. Para el material aislante aún se sigue considerando la opción de realizarlo por medio de varias piezas, esto debido al costo de los materiales aislantes, así como su disponibilidad. (Rodríguez, 2011).

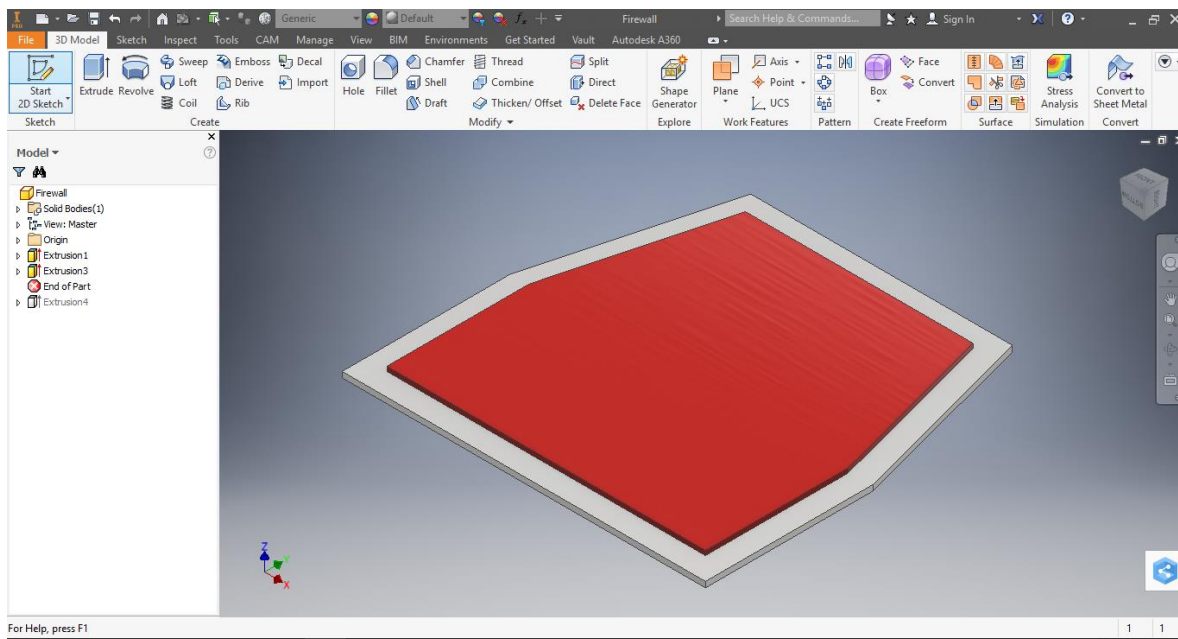
Figura No. 98 Diseño de muro anti fuegos paramétrico



Para la selección del material desde el inicio se había pensado en hacerlo con aluminio. No solo por el costo, sino por la calidad del material y la facilidad para trabajar con el mismo. Este debe ser de más de 2.6mm de espesor. No se consideraron otros materiales debido al costo de los mismos y a la dificultad de obtención y complejidad de manufactura de los mismos. (Waterman, 2011).

La selección del material correcta tiene como finalidad mejorar las capacidades de aislamiento térmico. Se tiene considerada la utilización de asbesto o de fibra de vidrio, esto en conjunto con otro material aislante, una pintura retardante de fuego que se aplicará a las placas de aluminio para mejorar aún más sus capacidades de aislamiento.

Figura No. 99 Muro anitfuegos y sus distintas capas de aislantes.



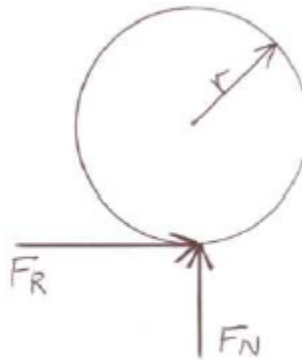
(Elaboración propia)

VII. RESULTADOS

A. TRANSMISIÓN DE POTENCIA

1. Palieres y fuerza de frenado. Para calcular el torque máximo a lo cual se someten los semiejes es necesario saber las condiciones máximas de uso de este. El torque máximo se dará justo antes que la rueda comience a patinar. El coeficiente de fricción de las llantas es de 1.4 y se estima un peso del vehículo con piloto de 450kg. De este peso debe tomarse en cuenta la distribución a lo largo del vehículo para saber cuánto de la masa se encuentra bajo las llantas posteriores. Se tomó en cuenta una distribución de peso de 40:60 para la parte frontal y posterior del vehículo respectivamente, esta relación de peso es la ideal para vehículos de fórmula SAE (Nozaki, 2006). Resultando en una fuerza de frenado de:

Figura No. 100 Diagrama de cuerpo libre de fuerzas sobre la llanta del vehículo.



(Jeremy, 2004)

$$F = mg \text{ Ec. 13}$$

Donde:

F : Fuerza

g : aceleración gravitacional

F_n : Fuerza normal

F_r : Fuerza de fricción

μ : coeficiente de fricción de llanta en pavimento

$$F_n = 450kg * \left(\frac{40}{60}\right) * 9.81ms^2 = 2943N$$

$$F_r = F_n\mu = F_n * 1.4 = 4120.2N$$

Podemos entonces obtener el torque mediante la siguiente expresión

$$T = Fr \text{ Ec. 14}$$

Donde:

T : Torque en semiejes, N-m

F : Fuerza de frenado

r : Radio de llanta

Conociendo que el diámetro nominal de la llanta es de 21 pulgadas acorde al módulo de suspensión, tenemos:

$$T = Fr * 0.2667m = 1098.86Nm$$

El cuál es el torque máximo que experimentarán los semiejes. Para validar el uso de la selección de palieres comerciales de Subaru WRX 2002 se realizará el mismo análisis con las medidas nominales de fábrica dada en la Tabla No. 20:

Tabla No. 20: Propiedades para torque en semiejes de Subaru WRX 2002-2003

Característica	Medida
Peso	1400kg
Diámetro de llanta	24.9in
Coefficiente de fricción	1
Distribución de peso	59/41

(Jarem, 2002)

Obteniendo así:

$$Fn = 1400kg * \left(\frac{59}{41}\right) * 9.81ms^2 = 19763.56N$$

$$Fr = Fn\mu = 19763.56N * 1 = 19763.56N$$

$$T = 19763.56N * 0.3734m = 7379.71Nm$$

El cual es aproximadamente siete veces el torque al cual se verá sometido en el vehículo de fórmula SAE, verificando así la resistencia de los palieres comerciales en el sistema. Es importante mencionar que debido a que el diferencial seleccionado es antideslizante, es posible un solo palier reciba el torque total en el peor de los casos cuando una llanta se encuentre sin ningún tipo de tracción, lo cual causará que se doble el torque en el mismo, pero debido a que el mismo sistema se utiliza en ambos vehículos, dicho factor actúa a favor del diseño debido a que aproximadamente puede aguantar un torque de 14kNm cuando solo se expondría a una máxima de 2kNm.

2. Validación de diferencial. Debido a que se debe modificar el radio de transmisión desde el motor al diferencial, es necesario validar la compatibilidad del mismo con el diferencial. Al tomar el radio deseado de 3.35 podemos compararlo con la tabla de especificaciones de operación en la caja de cambios del Subaru WRX mostrado en la Tabla No. 21:

Tabla No. 21: Características de caja de transmisión para Subaru WRX 2002-2003

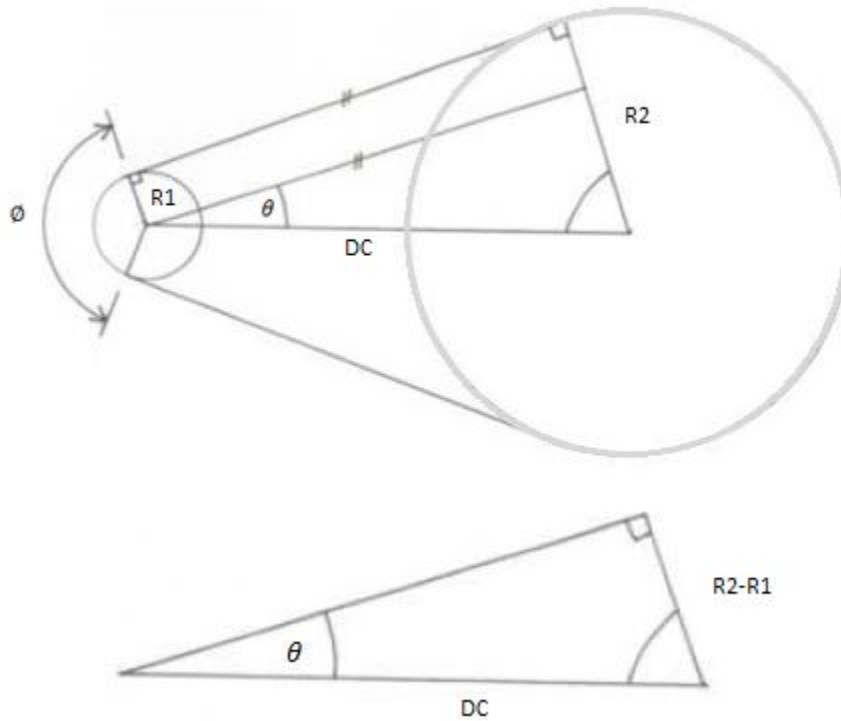
Caja de cambios Subaru WRX 2002-2003	
Tipo de caja	mecánica
Cambios	5
Radios de transmisión	
1	3.454
2	1.947
3	1.366
4	0.972
5	0.738
Reversa	3.333
Radio final	3.900
Límite de RPM	7000

(Ursalia, 2002)

La Tabla No 21 muestra el número de cambios que posee el modelo de transmisión del auto seleccionado, así como los distintos radios de transmisión a los cuales funciona el mismo. Se observa que este es parecido tanto al radio de reversa como de primera velocidad, y puesto que tanto reversa como primera velocidad están limitados muy por encima de las RPMs a las cuales funciona el diferencial en la competencia, (7000rpm permitidas contra 4000rpm a utilizar), podemos ver que el diferencial podrá operar sin problema tanto con este radio de transmisión como a la velocidad de giro deseada.

3. Distancia de centros de engranajes. La distancia de centros debe de cuidar que el ángulo de agarre sea mayor a 120° para no afectar negativamente al mecanismo (SKF, 2016). El ángulo de agarre podemos calcularlo geoméricamente por medio de la Figura No. 101.

Figura No. 101: configuración de piñon y catalina para obtención de distancia de centros mínima necesaria para un ángulo de agarre aceptable



(Jeremy, 2004)

Donde:

$R1$: Radio de piñon

$R2$: Radio de catalina

DC : Distancia de centros

θ : ángulo de triángulo $R2-R1$ y distancia de centros

\emptyset : Ángulo de agarre

$$\theta = \sin\left(\frac{101.5}{265.626}\right) \text{ Ec. 15}$$

$$\theta = 22.46^\circ$$

$$\emptyset_{\text{agarre}} = 180^\circ - 2 * 22.46^\circ = 135.07^\circ \text{ Ec. 16}$$

Asegurando que se tenga un ángulo de agarre mínimo mayor a 120° , validando así la distancia entre centros en el modelo de chasis actual.

4. Fuerza de tensión en la cadena. Para calcular la tensión máxima que soporta la cadena, Palacios 2016 nos dice que se puede utilizar la siguiente expresión:

$$F_{tensión} = \frac{M_{vehículo} * a * R_{rueda}}{R_{catalina}} \text{ Ec. 17}$$

$$F_{tensión} = \frac{450kg * \frac{9,81m}{s^2} * 266.7mm}{148.5mm}$$

$$F_{tensión} = 7928.26N$$

Que nos da la fuerza nominal que soportará la cadena al tensarla bajo condiciones normales. Agregándole un factor de seguridad obtenemos una fuerza de:

$$F_{final} = F_{tensión} * 3 = 23784.79N$$

Al observar el manual que nos provee KANA para la selección de cadena en la Figura No. 102 podemos ver la variedad de resistencia que ofrece cada cadena dependiendo de su paso.

Figura No. 102: Catálogo de selección de cadenas KANA

Chain No.	Pin Type	Pitch P	Roller Outside Diameter R	Inner Link Inner Width W	Link Plate		Diameter D	Pin		
					Thickness T	Width H		Length		
								L1	L2	L
KANA 25	RP	6.35	★3.30	3.10	0.75	5.8	2.31	7.75	8.8	9.35
KANA 35	RP	9.525	★5.08	4.68	1.15	8.8	3.60	11.7	12.65	13.45
KANA 40	RP	12.70	7.92	7.85	1.50	11.8	3.98	16.25	17.8	18.70
KANA 50	RP	15.875	10.16	9.40	2.00	14.7	5.09	20	21.55	22.85
KANA 60	RP	19.05	11.91	12.57	2.35	17.8	5.96	24.9	26.9	28.10
KANA 80	RP	25.40	15.88	15.75	3.2	23.8	7.94	32.4	35.8	36.10
	CP							35.8		
KANA 100	RP	31.75	19.05	18.8	4	29.95	9.54	39.5	43.05	44.50
	CP							43.05		
KANA 120	CP	38.1	22.22	25.23	4.7	35.5	11.11	53.8	53.8	55.30

Chain No.	Pin Type	Average Tensile Strength kN (kgf)	Approx. Weight kg/m	Unit			JL & OL			
				No. of Links	m	No. in Box (Quantity)	¥	No. in Box (Quantity)		
								JL	OL	
KANA 25	RP	3.9 (400)	0.13	480L	3	1				25
KANA 35	RP	9.8 (1000)	0.35	320L	3	1				25
				8,000L	76	Reel Winding				
KANA 40	RP	19.1 (1950)	0.62	240L	3	1				25
				2,400L	30	Reel Winding				
KANA 50	RP	29.4 (3000)	1.07	192L	3	1				25
				1,920L	30	Reel Winding				
KANA 60	RP	45.1 (4600)	1.53	160L	3	1				25
				1,600L	30	Reel Winding				

(Katayama Chain, 2016)

La cadena KANA 50 resiste 29.4KKN de fuerza de tensión, con lo cual se comprueba que esta resiste a la fuerza máxima aplicada por el vehículo aún bajo un factor de seguridad de 3.

5. Análisis ansys paea monturas traseras. Al saber que fuerzas interactúan con estos elementos se procede a analizar el modelo mediante el software ANSYS. La validación de este análisis recae en la

ortogonalidad, Esta propiedad se basa en determinar que tan ideal es la forma de una celda en comparación a figuras geométricas estandar utilizadas para crear el mallado del elemento, ya sea hexagonales o triangulares (ANSYS, 2013). Podemos medir los distintos rangos de ortogonalidad en un mallado mediante la Tabla No. 22:

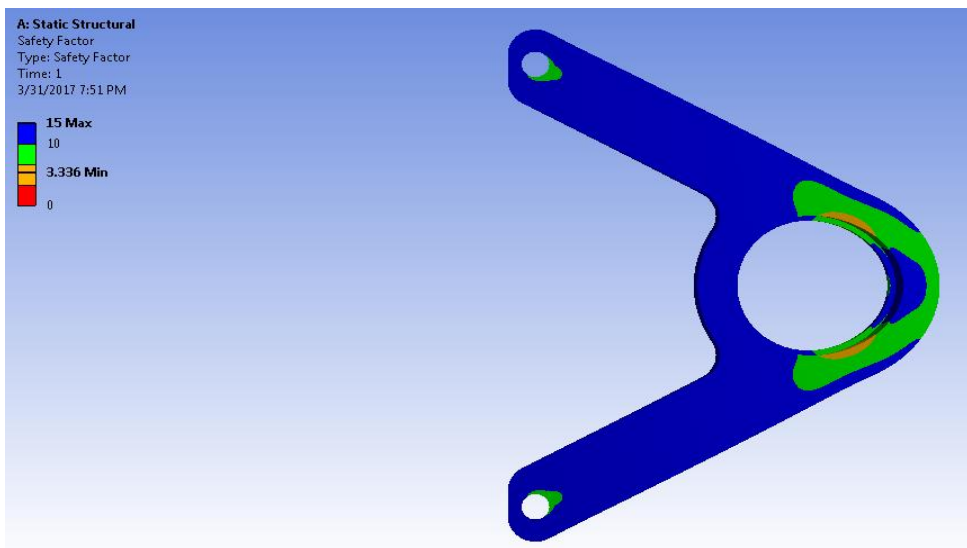
Tabla No. 22: Calidad de celda en relación a valores de ortogonalidad

Valor de ortogonalidad	Calidad de la celda
1	Degenerado
0.9-<1	Malo
0.75-0.9	Pobre
0.5-0.75	Decente
0.25-0.5	Bueno
>0-0.25	Excelente
0	Equilateral

(ANSYS, 2013)

Se elige como un rango aceptable una oblicuidad menor a 0.25. Se tomó un rango de 3 a 4 como el rango ideal de factor de seguridad que deben de proveer los soportes de diferencial puesto que la fuerza a la cual serán expuestos ya contiene un factor de seguridad previamente incluido, por lo cual no es necesario exceder de manera significativa el factor de seguridad para evitar el uso excesivo de material, aligerando así el peso del vehículo. Se iteró por primera vez mediante el uso de elementos finos con una relevancia maxima de 100; dandole a las celdas una naturaleza hexagonal. Sin embargo la ortogonalidad resultaba en un rango de 0.53, lo cual no se considera como un mallado que provea resultados aceptables. Posteriormente se volvió a iterar con el metodo de zonas multiples o “Multizone”, el cual provee una descomposición de la geometría en regiones “barriles” y regiones libres de naturaleza hexahedrica para permitir resultados mas exactos (ANSYS, 2013). Paralelo a esto se incremento la presición en las areas de interes que podrían sufrir deformaciones; las cuales son el alojamiento del cojinete así como los soportes que se pernan a las platinas del chasis, La siguiente figura muestra el resultado de este análisis y su validación de acuerdo a la ortogonalidad obtenida.

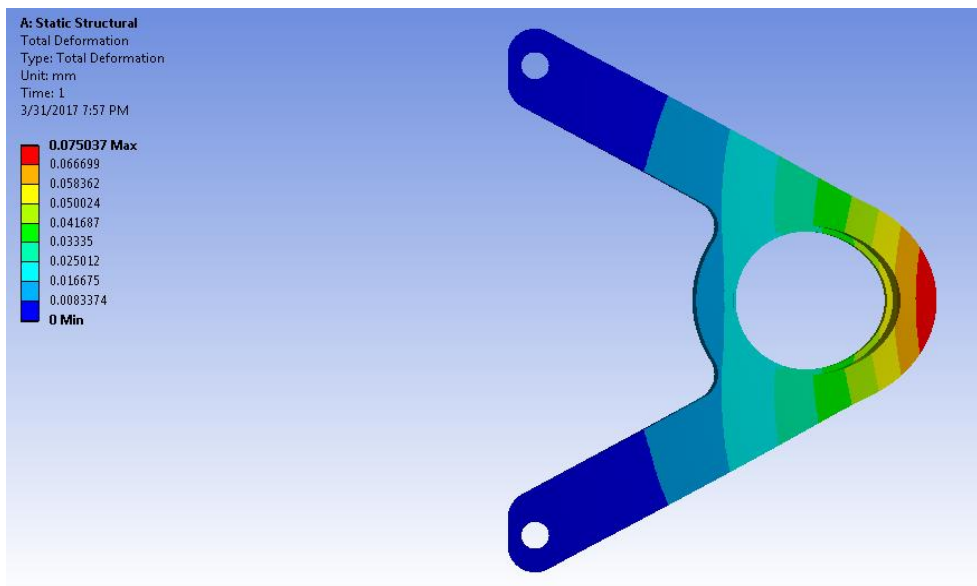
Figura No. 103: Factor de seguridad equivalente a 3.36 mediante análisis ANSYS con multizone y face sizing



(Elaboración propia).

En el anillo del soporte del diferencial se puso la carga de cojinetes que experimenta el rodamiento, puesto que esta se transfiere directamente al soporte. Asimismo los soportes se consideraron como soportes fijos con fricción puesto que están fijos mediante el uso de platinas al chasis y no deberían de moverse en ningún punto de operación. En la figura anterior observamos que el diseño del soporte es satisfactorio, mostrando que el soporte no fallara al operar a su máxima capacidad, soportando fuerzas hasta tres veces mayores a las que se someterá dentro de la competencia.

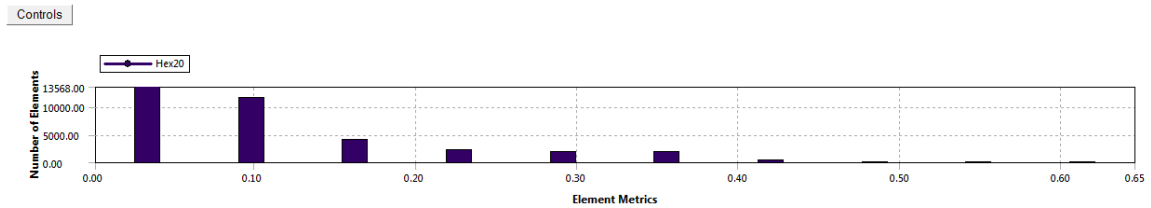
Figura No. 104: Deformación máxima del soporte en el eje de operación



(Elaboración propia).

Podemos ver que la deformación máxima del elemento de sujeción es 0.075mm lo cual se considera irrelevante para cualquier aplicación práctica, mostrando que el diseño no se deformará de manera significativa mientras se encuentre en operación.

Figura No. 105: Cantidad de elementos dentro de cada rango de ortogonalidad para el mallado de soportes para el diferencial



(Elaboración propia).

La figura anterior provee validez al tipo de mallado con el cual fue analizado los soportes, mostrando que la cantidad de elementos inaceptables es irrelevante en cualquier parte del mallado con una ortogonalidad promedio de 0.23, la cual se considera como mallado excelente

B. SISTEMA DE POTENCIA

1. Selección de motor

a. Desarrollo del modelo de desempeño de aceleración

1) Fuerza aerodinámica de arrastre. Para obtener las fuerzas de resistencia aerodinámica que se podrían ver involucradas con el vehículo en pista se procedió por operar la ecuación 14 y los datos de la Tabla No. 9, variando la velocidad desde los 0 km/h hasta los 120 km/h, ya que esta es la velocidad máxima que se ha registrado en pista dentro de la competencia. Los resultados a distintas velocidades se pueden observar en la Tabla No. 20:

Tabla No. 23: Resultados de fuerzas aerodinámicas en N con variación de velocidad.

km/hr	Da (N)
0	0.00
10	21.92
20	87.70
30	197.32
40	350.78
50	548.10
60	789.26
70	1074.28
80	1403.14
90	1775.84
100	2192.40
110	2652.80
120	3157.06

(Elaboración propia)

2) Fuerza de resistencia a la rodadura. La velocidad nuevamente se varió de 0 km/h a 120 km/h, fue necesario convertir las velocidades a millas por hora (mph) dado que así lo demanda la ecuación 16. Obteniendo los siguientes resultados:

Tabla No. 24: Resultados de fuerza de resistencia a la rodadura en N con variación de velocidad.

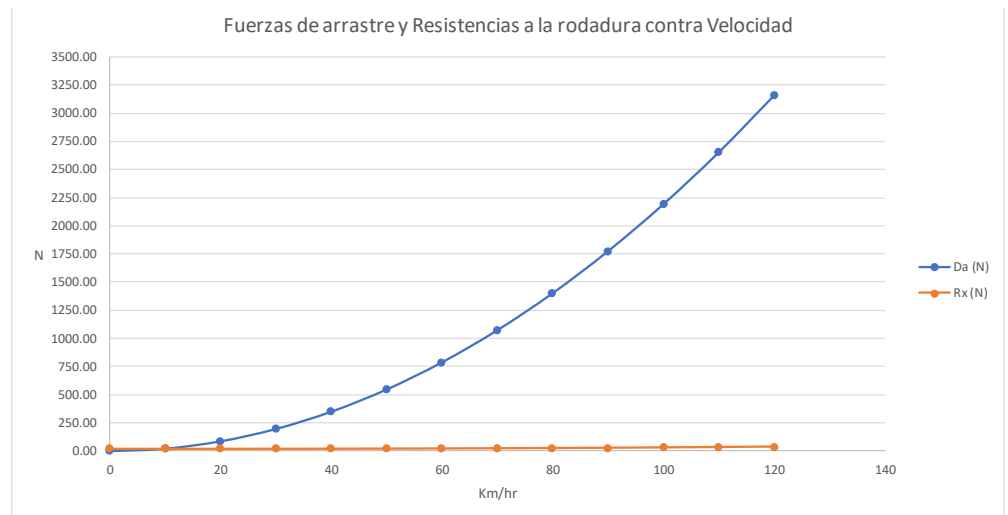
km/hr	mph	Rx (N)	Fr
0	0	19.600	0.010
10	6.25	19.631	0.010
20	12.5	19.775	0.010
30	18.75	20.083	0.010
40	25	20.592	0.011
50	31.25	21.333	0.011
60	37.5	22.334	0.011
70	43.75	23.620	0.012
80	50	25.213	0.013
90	56.25	27.135	0.014
100	62.5	29.406	0.015
110	68.75	32.044	0.016
120	75	35.068	0.018

(Elaboración propia)

De los resultados de la Tabla No 20 y Tabla No 21 se puede observar que la fuerza de arrastre aerodinámico es la que más resistencia opone al movimiento del vehículo mientras este se desplaza a mayor velocidad, tal y como se presenta en la Tabla No 22 y Gráfica No. 3.

Tabla No. 25 & Gráfica No. 3: Comparación de variación de fuerzas de resistencia a la rodadura vs. fuerzas aerodinámicas con respecto a la variación de la velocidad.

km/hr	Da (N)	Rx (N)
0	0.00	19.600
10	21.92	19.631
20	87.70	19.775
30	197.32	20.083
40	350.78	20.592
50	548.10	21.333
60	789.26	22.334
70	1074.28	23.620
80	1403.14	25.213
90	1775.84	27.135
100	2192.40	29.406
110	2652.80	32.044
120	3157.06	35.068



(Elaboración propia)

3) Fuerza de tracción. Luego de haber tabulado cada dato de torque por motor se procedió a hacer la respectiva conversión de Hp a Nm y luego se operó la ecuación 6, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla No. 26 & Tabla No. 27: Resultados de torque entregado (Nm) y fuerzas de tracción (N) por RPM para motores Honda y Kawasaki.

Honda CBR600RR		
RPM	Te (Nm)	Fx (N)
3000	29.83	337.39
4000	37.96	429.35
5000	40.67	460.00
6000	44.06	498.34
7000	47.45	536.68
8000	48.81	552.07
9000	51.52	582.72
10000	54.23	613.37

Kawasaki ZX-6R		
RPM	Te (Nm)	Fx (N)
3000	28.47	322.01
4000	40.67	460.00
5000	44.74	506.03
6000	43.37	490.54
7000	47.45	536.68
8000	54.23	613.37
9000	58.30	659.40
10000	59.66	674.79

(Elaboración propia)

Tabla No. 28 & Tabla No. 29: Resultados de torque entregado (Nm) y fuerzas de tracción (N) por RPM para motores Suzuki y Yamaha.

Suzuki GSXR600			Yamaha YZF600-R6		
RPM	Te (Nm)	Fx (N)	RPM	Te (Nm)	Fx (N)
3000	34.57	391.01	3000	23.73	268.40
4000	43.37	490.54	4000	33.90	383.43
5000	45.67	516.55	5000	42.03	475.38
6000	47.45	536.68	6000	44.74	506.03
7000	47.45	536.68	7000	47.45	536.68
8000	50.17	567.45	8000	50.17	567.45
9000	58.30	659.40	9000	52.88	598.10
10000	59.00	667.32	10000	57.00	644.70

(Elaboración propia)

a) Factor de masa. Se tiene claro que las revoluciones por minuto a las que busca operar el vehículo son 4000 rpm y la velocidad máxima que se desea alcanzar es de 120 km/h, por lo que la ecuación se operaría al tener ambos valores en las mismas dimensionales (m/s) y dado que se sabe el radio que utilizará el módulo de suspensión para las llantas es posible obtener el siguiente resultado:

$$N_{tf} = \frac{125.66 \text{ m/s}}{33.33 \text{ m/s}} = 3.77$$

Con esto la ecuación 8 resulta en:

Factor de masa =	1.08
------------------	------

Y al igualarlo con la ecuación 7 se obtiene que:

$m + m_r$	=	215.11 kg
-----------	---	-----------

b) Aceleración. Con todos los elementos de la ecuación 4 definidos se logra obtener el desempeño de aceleración por cada opción planteada en la Tabla No. 2. Los resultados son:

Tabla No. 30 & Tabla No. 31: Resultados de aceleración para motores Honda y Kawasaki.

Honda CBR600RR			
RPM	Te (Nm)	Fx (N)	ax (m/s ²)
4000	37.96	429.35	0.70
5000	40.67	460.00	0.84
6000	44.06	498.34	1.02
7000	47.45	536.68	1.20
8000	48.81	552.07	1.27
9000	51.52	582.72	1.41
10000	54.23	613.37	1.56

Kawasaki ZX-6R			
RPM	Te (Nm)	Fx (N)	ax (m/s ²)
4000	40.67	460.00	0.84
5000	44.74	506.03	1.06
6000	43.37	490.54	0.98
7000	61.01	536.68	1.20
8000	54.23	613.37	1.56
9000	58.3	659.40	1.77
10000	59.66	674.79	1.84

(Elaboración propia)

Tabla No. 32 & Tabla No. 33: Resultados de aceleración para motores Suzuki y Yamaha.

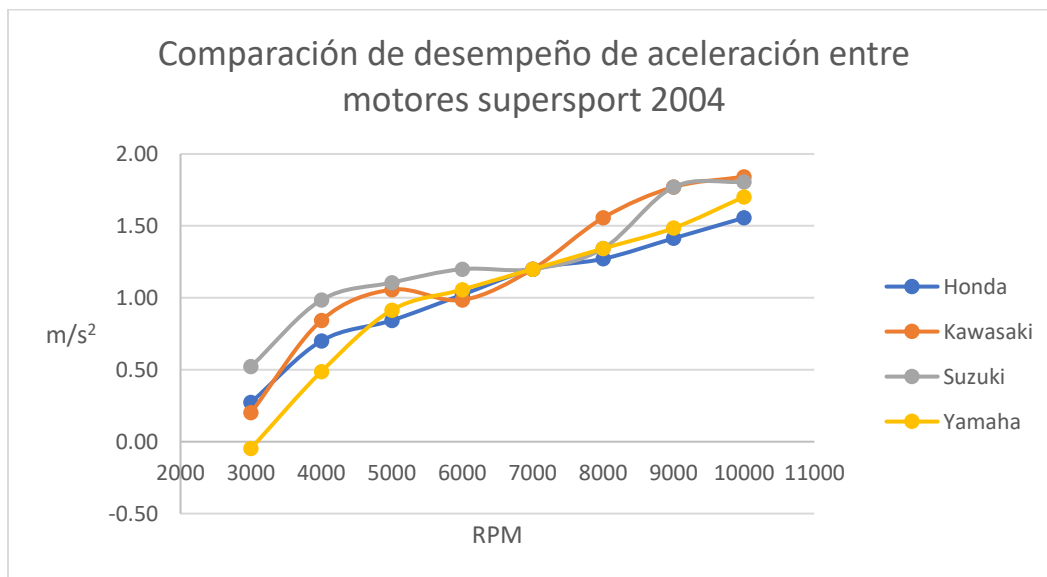
Suzuki GSXR600			
RPM	Te (Nm)	Fx (N)	ax (m/s ²)
4000	43.37	490.54	0.98
5000	45.67	516.55	1.11
6000	47.45	536.68	1.20
7000	47.45	536.68	1.20
8000	50.17	567.45	1.34
9000	58.3	659.40	1.77
10000	59	667.32	1.81

Yamaha YZF600-R6			
RPM	Te (Nm)	Fx (N)	ax (m/s ²)
4000	33.9	383.43	0.49
5000	42.03	475.38	0.91
6000	44.74	506.03	1.06
7000	47.45	536.68	1.20
8000	50.17	567.45	1.34
9000	52.88	598.10	1.48
10000	57	644.70	1.70

(Elaboración propia)

Y estos se pueden apreciar de mejor manera en la Gráfica No. 4.

Gráfica No. 4: Comparación entre los cuatro modelos del resultado de desempeño de aceleración.



(Elaboración propia)

Se logra observar en la Gráfica No. 4 que los motores que mejor se desenvuelven son Honda y Suzuki, ya que en el inicio del rango, a 3000 RPM, son los que poseen una mayor aceleración y mayor torque. Honda sobresale por el hecho de que mantiene un aumento constante de la aceleración, aunque como se mencionó previamente el objetivo de operación para este vehículo serán las 4000 RPM en donde claramente Suzuki toma ventaja con respecto a los demás. Aunque Yamaha es quien muestra el mayor crecimiento tiene la desventaja de empezar muy por debajo de las demás opciones, mientras que Kawasaki muestra la desventaja de tener un decremento de aceleración entre 5000 y 6000 RPM.

La ponderación se hizo con los siguientes resultados:

Tabla No. 34: Ponderación de criterios de selección para motor del equipo de Fórmula GT².

	Honda CBR 600RR	Kawasaki ZX-6R	Suzuki GSRX600	Yamaha YZF600-R6
Costo	2	3	1	4
Obtención de repuestos	2	3	1	3
Ensamblaje	2	2	1	2
Tiempo a cuarto de Milla	4	1	2	3
Presencia en mercado guatemalteco	1	2	1	2
Peso	1	4	2	3
Desempeño de aceleración	1	4	2	3
Total	13	19	10	20

(Elaboración propia)

Es necesario aclarar que de los siete rubros tomados en cuenta para la ponderación los datos obtenidos de las encuestas fueron los de obtención de repuestos, ensamblaje y presencia en mercado guatemalteco mientras que los demás datos fueron obtenidos de fuentes directas de distribuidores en el país o los resultados ya mencionados previamente. De la Tabla No. 34 queda claro que de las cuatro opciones lo mejor para el equipo es obtener el modelo GSRX 600 de Suzuki, ya que sobresale en cuanto a costo, obtención de repuestos, ensamblaje y presencia en mercado nacional.

2. Selección de configuración del múltiple de admisión. De los tres métodos mencionados, fundición en molde, fibras de carbono o realizarlo por medio de tubería, se planea trabajar con un múltiple de admisión hecho por tubería por temas de recursos y capacidades. Por el hecho de que el aluminio tiene una menor densidad que el acero se recomienda el primero para la manufactura, ya que esto representará menor peso para el vehículo. El aluminio también presenta la ventaja de tener una alta conductividad térmica, lo cual ayudaría a obtener precalentamiento suficiente para un arranque en frío del motor, característica que se observa en la Tabla No. 35.

² Se puede observar la tabulación de la encuesta llevada a cabo en el anexo C de este trabajo

Tabla No. 35: Características de conductividad térmica y densidad de acero y aluminio.

	Aluminio	Acero
Conductividad térmica (W/m*K)	235	58
Densidad (g/cm ³)	2.7	7.8

(Elaboración propia)

Una de las ventajas de utilizar corredores cuya dirección cambia de manera suave es que se minimiza la pérdida de presión. Por parte de las desventajas que presenta esta geometría es la dificultad de manufactura y que al tener corredores de distintas longitudes resultan con una mayor eficiencia volumétrica los cilindros externos en comparación de los internos a altas velocidades.

Se puede observar que al contrario del múltiple tipo streamlined el de la Figura No. 52 B tiene cambios de dirección a 90°, esto a comparación de la primera geometría podría generar una mayor pérdida de presión y turbulencia en el flujo. Aunque se ha logrado demostrar que los múltiples de admisión tipo log se logran adaptar de mejor manera a motores de cuatro cilindros, a comparación de los streamlined. Dado esto la mejor decisión para el equipo es trabajar con un múltiple de admisión tipo log. (Mauger, 2004)

Para el diseño del múltiple tipo log es conveniente escoger una superficie interna suave a una rugosa, para lograr aumentar la eficiencia volumétrica, también se recomienda utilizar tubería circular para lograr minimizar el arrastre viscoso, ya que una sección circular tiene menor área superficial y por ende menor arrastre viscoso.

Dada la discusión previa acerca de la ventaja de tener cambios de dirección del flujo suaves contra abruptos lo mejor sería escoger la geometría B, aunque la geometría A en este caso en particular aporta la característica de atomizar las gotas del combustible, lo que permite una mejor evaporación y una distribución más uniforme del flujo. Ya que se busca tener la mejor calidad de explosión dentro de la cámara de combustión se recomienda trabajar con la geometría A para que el motor logre trabajar con el menor tamaño de gotas para la mezcla de aire-combustible.

b. Múltiple de admisión

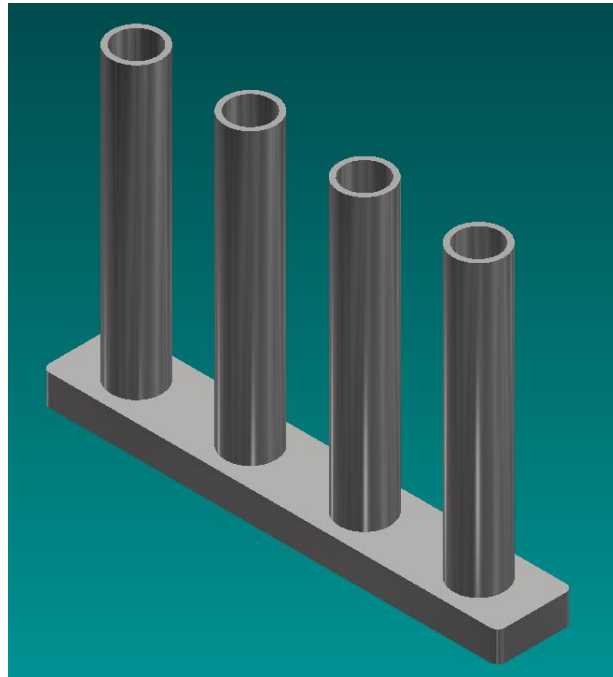
1) Corredores. Dado que ya se estableció que se buscará operar el motor a 4000 RPM la longitud de los corredores debe de rondar alrededor de:

$$L = \frac{84,000}{4000} = 21 \text{ cm}$$

La longitud del corredor corresponde a aquella desde la salida del múltiple hasta el plenum de admisión. Estas ecuaciones mantienen una precisión de $\pm 50 \text{ mm}$. Las longitudes recomendadas para un corredor de admisión están dentro del rango de 10 a 40 cm (4 a 16 pulg.). (Oh Yide, 2012)

El resultado de los corredores de admisión se puede observar en la Figura No. 106:

Figura No. 106: Vista isométrica superior de los corredores de admisión.



(Elaboración propia).

Se puede observar que el diseño ya incluye la montura necesaria para colocar los runners sobre los cilindros del motor.

Vale la pena mencionar que para la validación de los resultados en ANSYS es necesario hacer pruebas dentro de un banco, o túnel, de viento y por medio de sensores tomar los datos de presiones y velocidades y compararlos con los resultados del programa.

2) Plenum. Se decidió diseñar un plenum que varíe entre los 1,642 cc a 2,189cc. Esto se logró al proponer como cámara de aire un tubo de 3 pulgadas (0.0762 m) de diámetro con una longitud de 0.5 m, lo que resulta en:

$$Vol_{max} = \pi r^2 h \text{ (Ec. 22)}$$

$$Vol_{max} = \pi \left(\frac{7.62 \text{ cm}}{2} \right)^2 (50 - (2 * 1)) \text{ cm} = 2189 \text{ cc}$$

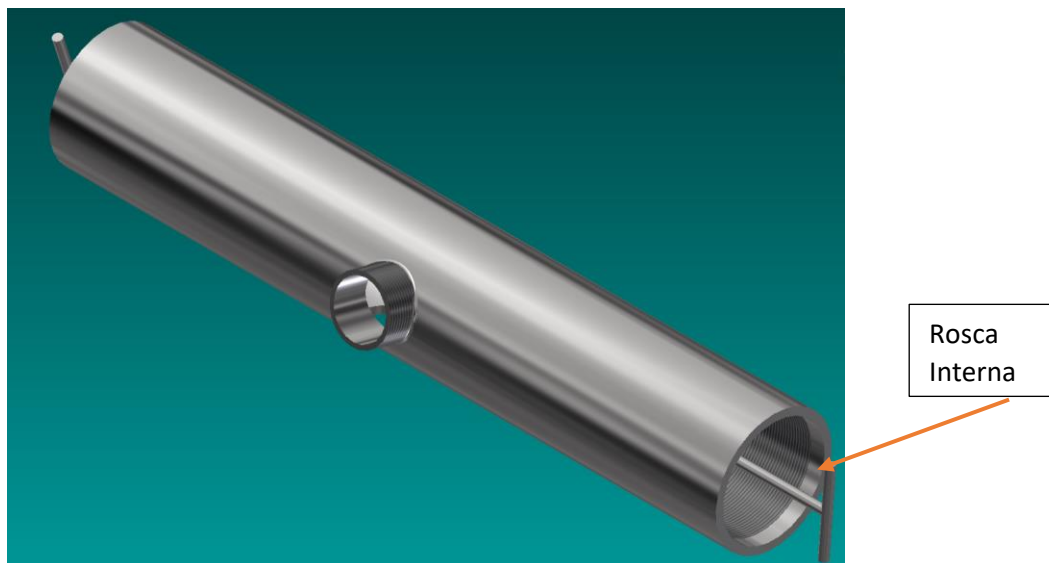
A la longitud total del tubo se le restan 1 cm por lado dado que este será el grosor de las tapaderas laterales. Para determinar el volumen mínimo se procedió a restar de la longitud total el equivalente a 7 cm por lado, dado que esos 7 cm representan la rosca interna de la cámara de aire, lo que resulta en:

$$Vol_{min} = \pi r^2 (h - roscaInterna) \text{ (Ec. 23)}$$

$$Vol_{min} = \pi \left(\frac{7.62 \text{ cm}}{2} \right)^2 (50 - (2 * 7)) \text{ cm} = 1642 \text{ cc}$$

El resultado final del plenum se puede observar en la siguiente imagen generada con Autodesk Inventor 2017:

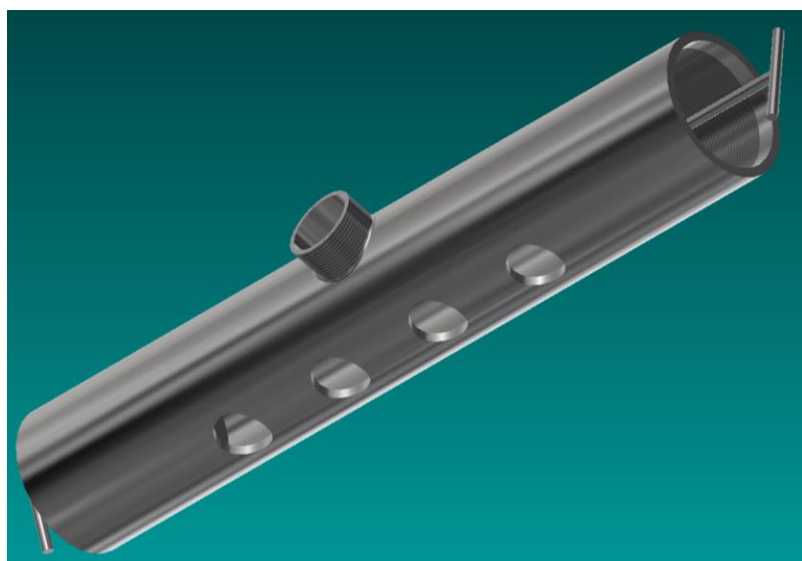
Figura No. 107: Vista de la rosca del plenum variable del sistema de admisión.



(Elaboración propia).

En la Figura No. 101 se puede observar la rosca interna y la montura hecha para acoplar el restrictor y así como los runners de salida hacia los cilindros del motor se observan en la Figura No. 102 junto con sus respectivas tapaderas laterales:

Figura No. 108: Vista del plenum variable del sistema de admisión con sus tapaderas de variación de volumen.



(Elaboración propia).

c. Restrictor. Al leer detenidamente el trabajo realizado por el equipo anterior se llegó a la conclusión que no se debería de tomar como válido el diseño del equipo anterior del restrictor por las siguientes razones:

- Las condiciones iniciales del análisis realizado fueron colocadas erróneamente.
- El modelo presentaba resultados en cuanto a la pérdida de presión incongruentes.
- De todos los modelos presentados no se llega a escoger o recomendar uno en específico para su manufactura.

Dentro de los anexos se encuentra el procedimiento acerca de cómo configurar de manera correcta el programa CFD para el análisis pertinente. Dentro de las condiciones iniciales se debería de tener presión atmosférica y procurar que haya continuidad de masa, es decir que el flujo másico que entre es el mismo que debe de salir. La segunda condición inicial fue la que el equipo anterior no mantuvo y por eso los resultados de presión son incongruentes. En cuanto a los resultados que presentó el equipo anterior muestran presiones de salida demasiadas bajas, ya que presentaron presiones entre: $1 * 10^1 Pa$ hasta $2 * 10^3$. Dichos resultados indican pérdidas de presión de hasta $100 * 10^3 Pa$ algo totalmente inaceptable para un sistema de admisión de un vehículo cuyo objetivo es ser veloz y competitivo.

Ya que se busca que el restrictor provoque la menor pérdida de presión posible por medio de los coeficientes de descarga, de la Tabla No. 4 se decidió trabajar con la tobera tipo Venturi convergente-divergente. Suponiendo un coeficiente de descarga del 100% resulta en:

Tabla No. 36: Datos para la obtención del flujo másico y resultado del flujo másico y volumétrico ideal.

C=	1	
A=	0.0003142	m ²
Cp=	29.19	J/mol K
Cv=	20.85	J/mol K
k=	1.4	
DENSIDAD=	1.2041	kg/m ³
P=	101325	Pa
Flujo másico ideal=	0.07514776	kg/s
Flujo vol. Id=	0.0624099	m ³ /s

(Elaboración propia)

Los resultados de la Tabla No. 34 cual nos indica que el flujo másico ideal del restrictor sería de 0.075 kg/s, mientras que al usar el coeficiente real de la tobera se obtendría lo siguiente:

Tabla No. 37: Resultado de flujo másico y volumétrico real del restrictor.

C	0.975 %	
Flujo másico real=	0.07325957	kg/s
Flujo vol. Id=	1.1739975	m ³ /s

(Elaboración propia)

Una vez ya obtenido el flujo másico, se establece este como la segunda condición frontera a la salida del restrictor. Lo que deja pendiente terminar de definir la geometría del restrictor por medio de los ángulos de entrada y salida, con respecto a la horizontal. Las dimensiones que se manejan son:

- Garganta: 20 mm
- Diámetro de entrada y salida: 38 mm
- Ángulos de entrada: 10, 12, 14, 16, 18, 20.
- Ángulos de salida: 6, 8, 10.

El diámetro de garganta es tomado del manual de requerimientos, por la regla IC1.6.2, que establece que el diámetro máximo de la misma debe de 20 mm. El diámetro de salida y entrada en un inicio fue escogido para mantener la geometría inicial del carburador seleccionado, y se decidió mantenerlo en las variaciones que se hicieron. Los ángulos de entrada y salida fueron considerados con respecto a la posibilidad de ser maquinados en el torno CNC de la Universidad del Valle de Guatemala.

Dado que lo que se variará serán los ángulos de entrada y salida estas medidas serán las que al mismo tiempo restrinjan la longitud total del restrictor. Las longitudes para las distintas configuraciones se muestran en la Tabla No. 35:

Tabla No. 38: Posibles configuraciones para el diseño del restrictor del sistema de admisión.

	Ángulo de Entrada °	Ángulo de Salida °	Longitud Total mm
Diseño 1	6	10	374.601
Diseño 2	6	12	357.36
Diseño 3	6	14	345.029
Diseño 4	6	16	335.769
Diseño 5	6	18	328.554
Diseño 6	6	20	322.772
Diseño 7	8	10	331.576
Diseño 8	8	12	314.335
Diseño 9	8	14	302.005
Diseño 10	8	16	292.744
Diseño 11	8	18	285.53
Diseño 12	8	20	279.748
Diseño 13	10	10	305.741
Diseño 14	10	12	288.5
Diseño 15	10	14	276.17
Diseño 16	10	16	266.909
Diseño 17	10	18	259.694
Diseño 18	10	20	253.912

(Elaboración propia).

2. Resultados del análisis de fluidos

a. Análisis conservador

Se obtuvo la densidad, con presión estándar, por medio de la ecuación de gases ideales:

$$\rho_o = \frac{P_o}{R T_o} = \frac{101.325 \text{ kPa}}{\left(0.287 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)(296.15 \text{ K})} = 1.192 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ (Ec. 24)}$$

Y se utilizaron las siguientes relaciones de flujo compresible dentro de toberas para obtener los datos de presión, temperatura y densidad en la garganta así como en la salida:

- Garganta

$$\frac{P^*}{P_o} = 0.5283 \text{ (Ec. 25)}$$

$$\frac{T^*}{T_o} = 0.8333 \text{ (Ec. 26)}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_o} = 0.5283 \text{ (Ec. 27)}$$

$$V^* = c^* = \sqrt{kRT^*} \text{ (Ec. 28)}$$

- Salida

$$\frac{P^*}{P_o} = 0.9395 \quad (\text{Ec. 29})$$

$$\frac{T^*}{T_o} = 0.9823 \quad (\text{Ec. 30})$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_o} = 0.0918 \quad (\text{Ec. 31})$$

$$V_e = Ma^* c^* \quad (\text{Ec. 32})$$

Obteniendo los siguientes resultados:

- Garganta

$$P^* = 0.5283 * 101.325 \text{ kPa} = 53.53 \text{ kPa} \quad (\text{Ec. 33})$$

$$T^* = 0.8333 * 296.15 \text{ K} = 246.78 \text{ K} \quad (\text{Ec. 34})$$

$$\rho^* = 0.6339 * 1.192 = 0.7556 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (\text{Ec. 35})$$

$$V^* = c^* = \sqrt{kRT^*} = \sqrt{(1.4) \left(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right) (246.784 \text{ K}) \left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)} = 314.39 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (\text{Ec. 36})$$

- Salida

$$P_e = 0.9395 * 101.325 \text{ kPa} = 95,194.84 \text{ kPa} \quad (\text{Ec. 37})$$

$$T_e = 0.9823 * 296.15 \text{ K} = 290.91 \text{ K} \quad (\text{Ec. 38})$$

$$\rho_e = 0.0918 * 1.192 = 0.1755 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (\text{Ec. 39})$$

$$V_e = Ma^* c^* = 314.39 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.30 = 102.40 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (\text{Ec. 40})$$

De la Tabla No. 39 se obtuvieron los valores para las ecuaciones ya presentadas.

Tabla No. 39: Tabla de funciones de flujo de compresible isentrópico unidimensional para un gas ideal con $k=1.4$.

Ma	Ma*	A/A*	P/P ₀	ρ/ρ_0	T/T ₀
0	0	∞	1.0000	1.0000	1.0000
0.1	0.1094	5.8218	0.9930	0.9950	0.9980
0.2	0.2182	2.9635	0.9725	0.9803	0.9921
0.3	0.3257	2.0351	0.9395	0.9564	0.9823
0.4	0.4313	1.5901	0.8956	0.9243	0.9690
0.5	0.5345	1.3398	0.8430	0.8852	0.9524
0.6	0.6348	1.1882	0.7840	0.8405	0.9328
0.7	0.7318	1.0944	0.7209	0.7916	0.9107
0.8	0.8251	1.0382	0.6560	0.7400	0.8865
0.9	0.9146	1.0089	0.5913	0.6870	0.8606
1.0	1.0000	1.0000	0.5283	0.6339	0.8333
1.2	1.1583	1.0304	0.4124	0.5311	0.7764
1.4	1.2999	1.1149	0.3142	0.4374	0.7184
1.6	1.4254	1.2502	0.2353	0.3557	0.6614
1.8	1.5360	1.4390	0.1740	0.2868	0.6068
2.0	1.6330	1.6875	0.1278	0.2300	0.5556
2.2	1.7179	2.0050	0.0935	0.1841	0.5081
2.4	1.7922	2.4031	0.0684	0.1472	0.4647
2.6	1.8571	2.8960	0.0501	0.1179	0.4252
2.8	1.9140	3.5001	0.0368	0.0946	0.3894
3.0	1.9640	4.2346	0.0272	0.0760	0.3571
5.0	2.2361	25.000	0.0019	0.0113	0.1667
∞	2.2495	∞	0	0	0

(Cengel & Cimbala, 2006)

Se obtuvo un diferencial de presión de:

$$\Delta P = 101.325 - 95.195 = 6.13 \text{ kPa}$$

b. Análisis con software. Dentro de las simulaciones del restrictor se buscó un diseño cuya geometría resultara en la menor pérdida de presión para el sistema, para que el aire llegara lo más comprimido posible a la cámara de combustión. (Para mayor información acerca de la configuración que se llevó a cabo en Fluent de ANSYS consultar el anexo A de este documento) Como resultados de las simulaciones se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla No. 40: Resultados de pérdida de presión por cada geometría para el restrictor.

	Ángulo de entrada °	Ángulo de salida °	Longitud total mm	Presión entrada Pa	Presión garganta Pa	Presión salida Pa	DeltaP Pa
Diseño 1	6	10	374.601	101325.56	71445.38	94946.65	6378.91
Diseño 2	6	12	357.36	101325.38	71500.00	95530.00	7795.38
Diseño 3	6	14	345.029	101325.52	71729.38	92480.70	8844.83
Diseño 4	6	16	335.769	101325.52	71725.37	90999.88	10325.64
Diseño 5	6	18	328.554	101325.59	72025.94	89466.21	11859.38
Diseño 6	6	20	322.772	101323.20	71820.06	88480.66	12842.54
Diseño 7	8	10	331.576	101325.58	71969.98	95252.01	6073.57
Diseño 8	8	12	314.335	101325.53	72423.55	94604.14	6721.39
Diseño 9	8	14	302.005	101325.05	72904.24	93543.16	7781.89
Diseño 10	8	16	292.744	101325.57	73111.51	92147.50	9178.07
Diseño 11	8	18	285.53	101325.66	72869.56	90697.48	10628.18
Diseño 12	8	20	279.748	101325.66	72909.48	89196.81	12128.86
Diseño 13	10	10	305.741	101325.45	72592.98	95852.59	5472.86
Diseño 14	10	12	288.5	101325.80	72815.87	94455.94	6869.86
Diseño 15	10	14	276.17	101325.21	73623.65	93801.33	7523.88
Diseño 16	10	16	266.909	101325.58	73718.86	92804.98	8520.60
Diseño 17	10	18	259.694	101325.05	74017.41	91426.03	9899.02
Diseño 18	10	20	253.912	101325.45	74122.37	89617.80	11707.65

(Elaboración propia).

De la Tabla No. 37 se puede observar que la mayor pérdida de presión la genera el diseño 6 con $\Delta P = 12,842.54 \text{ Pa}$ y la menor pérdida se genera por el diseño 13, cuya pérdida es de $\Delta P = 5472.86 \text{ Pa}$, dado que lo que se busca con el restrictor es la menor pérdida de presión el diseño 13 fue el seleccionado para el sistema de admisión.

Comparando la diferencia de presión entre el análisis isentrópico y la simulación por medio de CFD se encuentra el siguiente porcentaje de diferencia:

$$\frac{6.13 - 5.47}{6.13} * 100 = 10.77\%$$

El porcentaje de diferencia puede deberse por la influencia de la fricción y turbulencia que toma en cuenta la simulación CFD, mientras que los cálculos conservadores no toman en cuenta tales influencias. A la vez nos demuestra que ambos datos teóricos no están demasiado separados el uno del otro. Con este resultado se logra validar el mismo restrictor por medio de dos métodos distintos, ya que al recalcular con la ecuación 24 la densidad para ambos casos esta resulta en densidades muy cercanas que no tendrían mayor injerencia a la hora de calcular eficiencias en el motor.

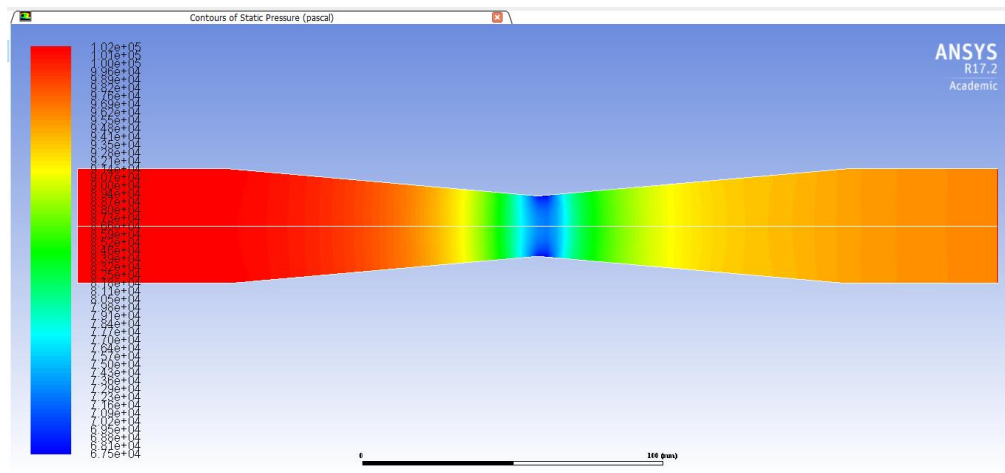
$$\rho_{ANSYS} = \frac{P_o}{R T_o} = \frac{95852 \text{ kPa}}{\left(0.287 \frac{\text{kPa} * \text{m}^3}{\text{kg} * \text{K}}\right) (296.15 \text{ K})} = 1.120 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{isentrópico} = \frac{P_o}{R T_o} = \frac{95195 \text{ kPa}}{\left(0.287 \frac{\text{kPa} * \text{m}^3}{\text{kg} * \text{K}}\right) (296.15 \text{ K})} = 1.127 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Para las simulaciones CFD se procedió por configurar el software Fluent de ANSYS de tal manera que las condiciones de la simulación se logran adaptar lo más posible a lo que experimentará el sub-sistema de admisión en pista, para una detalle más profundo acerca de la configuración de la simulación se puede referir al anexo A de este trabajo.

Resultados del restrictor seleccionado:

Figura No. 109: Contornos de presión del restrictor seleccionado.

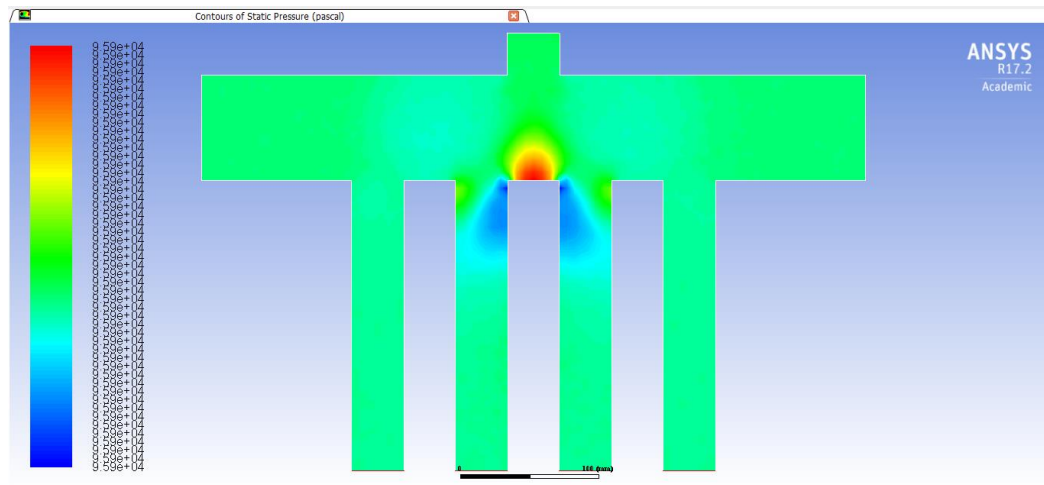


(Elaboración propia).

De la Figura No. 103 se logra observar como hay una disminución significativa de presión desde la entrada hasta la garganta, la cual es desde presión atmosférica hasta los 72.59 kPa y luego hay un aumento de la misma hasta los 95.85 kPa en la salida, tal y como se observa en la Tabla No. 37. El plano para la manufactura del restrictor se encuentra en el anexo D de este documento.

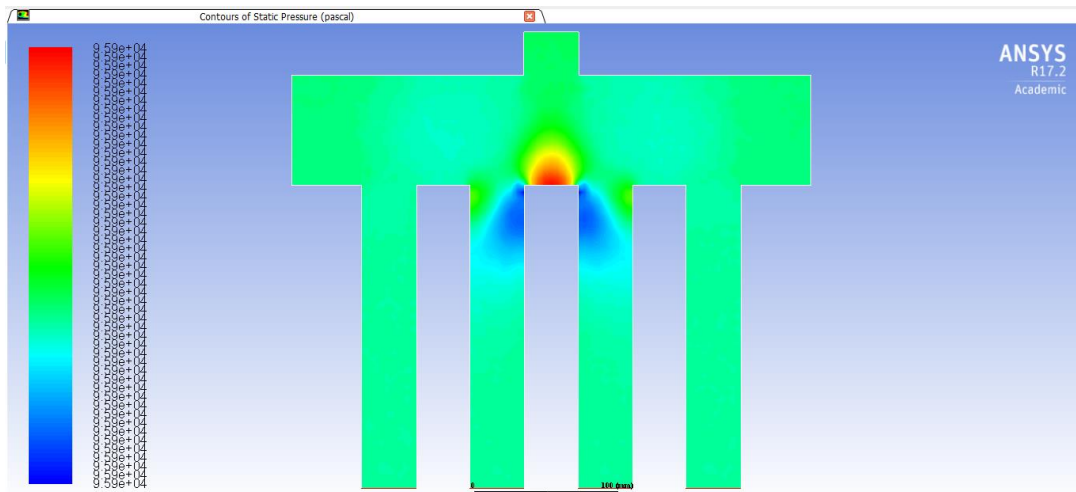
Los resultados de las pruebas CFD para el colector, plenum, de aire demostraron que la pérdida de presión desde la entrada del mismo hasta la salida hacia los cilindros del motor es mínima tal y como se muestra en la Figura No. 110 y Figura No. 111:

Figura No. 110: Contornos de pérdida de presión dentro del colector de aire, con volumen máximo, y corredores.



(Elaboración propia).

Figura No. 111: Contornos de pérdida de presión dentro del colector de aire, con volumen mínimo, y corredores.



(Elaboración propia).

El análisis fue realizado para el volumen máximo que se muestra en la Figura No. 110 y el mínimo en la Figura No. 11, la pérdida de presión en ambos casos no es mayor a 0.5 pascales. En ambos casos la presión de entrada es aquella que se determinó por medio del restrictor seleccionado, 95,852 Pa y el flujo másico es de 0.073 kg/s.

Vale la pena mencionar que para la validación de los resultados en ANSYS es necesario hacer pruebas dentro de un banco, o túnel, de viento y por medio de sensores tomar los datos de presiones y velocidades y compararlos con los resultados del programa.

Selección del sistema de escape. Lo más recomendable es conservar el sistema de escape original de la motocicleta y destinar los recursos del módulo a mejorar el sistema de admisión, por la restricción de presupuesto con la que cuenta el equipo. El vehículo puede verse beneficiado a futuro de llegar a dirigir recursos hacia este punto del módulo al modificar el mofle, ya que con esto se pueden disminuir la cantidad de emisiones y los decibeles hacia el ambiente. (BOSCH, 2002)

La batería presenta un caso similar al escape y por cuestiones económicas en esta fase preliminar se recomienda mantener la que ya incluye la motocicleta ya que hasta este punto para lo único que servirá será para el arranque del motor. Bajo el mismo criterio se recomienda que sea reutilizado para el carro el radiador de la motocicleta, con la única excepción que las mangueras deben de ser sustituidas por unas nuevas que se adapten a la geometría del carro.

Selección de carburador. Dado que en un inicio se contempló obtener un motor carburado para el vehículo se tomó en cuenta el proceso de selección que debía de tener el carburador, pero ya que se logró conseguir por un motor inyectado, con inyectores originales y diseñados específicamente para el motor, se deja el precedente de esta selección en caso futuro se quiera sustituir el motor inyectado por uno con carburador. Para llevar a cabo la selección se debe de tener la certeza que este tenga la misma capacidad de flujo de aire que el motor. Para calcular la capacidad máxima de flujo de aire del motor se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$\dot{V} = \frac{V_d \cdot n \cdot \eta_v}{3456}$$

(Ec. 41)

(Mauger, 2004)

Donde:

\dot{V} : es la razón de flujo del motor en $\frac{ft^3}{min}$ (cfm)

V_d : es el desplazamiento total del motor en pulgadas cúbicas

n : son las RPM a torque máximo entregado

η_v : es la eficiencia volumétrica del motor

Tabla No. 41: Datos y resultado para clasificación del flujo volumétrico necesario por el motor seleccionado.

Vd	36.6	in ³
n	11000	rpm
Efv	0.9	
Flujo vol.	104.84	pies ³ /min

(Elaboración propia)

La clasificación del flujo de aire es dependiente de la presión de vacío que maneje el múltiple, para un motor sport el valor típico de presión de vacío ronda las 0.5 pulg. de mercurio (abs) (Bell, G. 1998, p63). Para los carburadores es común medir la clasificación del flujo de aire utilizando una presión de vacío de 3 pulgadas de mercurio (abs). Para convertir la clasificación del motor seleccionado a la clasificación estandarizada del carburador se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 \sqrt{\frac{p_1}{p_2}} \quad (\text{Ec. 42})$$

Donde:

p_1 : es la presión estandarizada a la cual el carburador esta clasificado

p_2 : es la presión del múltiple de admisión al entregar el mayor torque

\dot{V}_1 : es la razón de flujo en p_1

\dot{V}_2 : es la razón de flujo en p_2

Tabla No. 42: Resultado de clasificación del flujo volumétrico necesario para el carburador.

Vpto2	104.84	cfm
p1	3	in Hg (abs)
p2	0.5	in Hg (abs)
Vpto 1	126.99	cfm

(Elaboración propia)

Se necesita un carburador que este clasificado a 127 cfm a 3 pulgadas de mercurio (abs).

Selección de posición del sistema de enfriamiento

Tabla No. 43: Ponderación de posicionamiento del radiador en el vehículo.

Montaje	Frontal	Lateral
Costo	3	2
Flujo de aire	3	2
Seguridad del conductor	3	1
Aumento de tubería y peso	3	1
Acceso a mejoras	3	1
Efecto en aerodinámica	2	2
Total	17	9

(Elaboración propia)

Se ponderó de 1 a 3, siendo 1 lo mejor y 3 lo menos recomendable. Además de la clara ventaja del posicionamiento lateral que se observa en la Tabla No. 12 por parte de los módulos de aerodinámica y chasis se solicitó que la ubicación del radiador fuera lateral para tener espacio al frente para colocar el atenuador de impactos.

6. Potencia entregada. Para poder hallar la potencia entregada por el motor se debe de proceder a operar la ecuación 43, tal y como se define a continuación:

$$\dot{W} = \dot{m}_f Q_{HV} n_c n_t$$

(Ec. 43)

Donde:

\dot{W} = potencia

\dot{m}_f = flujo masico de combustible

Q_{LV} = poder calorifico = $43000 \frac{kJ}{kg}$

n_c = eficiencia de combustion

n_t = eficiencia termica = $0.20 \leq n_t \leq 0.30$

La potencia entregada por el sistema al solo contar con el restrictor llegaría a ser el que se observa en la Tabla no. 44.

Tabla No. 44: Potencia entregada por el motor de solo contar con el restrictor en el sub-sistema de admisión de **aire**.

Flujo más.	0.073	kg/s
AF	17	
Flujo COMBUST.	0.004294118	kg/s
QHV	43000	
Nc	0.96	
Nt	0.25	
POTENCIA	44.31529412	kW

(Elaboración propia)

De llegar a experimentar el aumento del 17% en eficiencia volumétrica la potencia se vería beneficiada de la siguiente manera:

Tabla No. 45: Aumento de potencia entregada por el motor de al contar con el restrictor y un plenum variable en el sub-sistema de admisión de aire

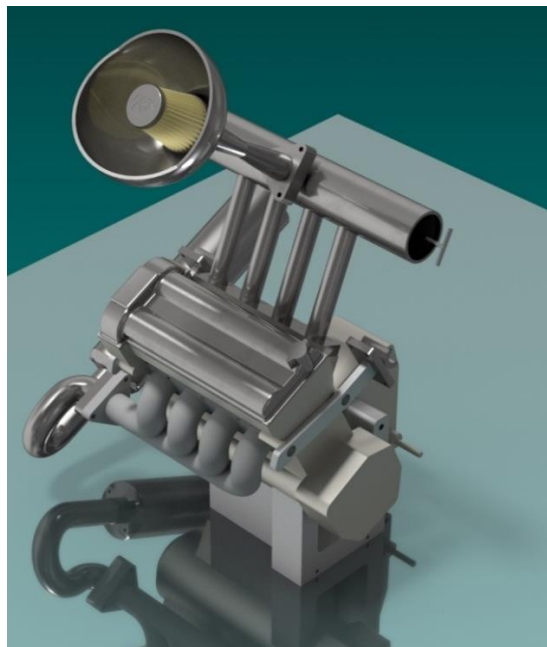
Flujo más.	0.10036	kg/s
AF	17	
Flujo COMBUST.	0.005903529	kg/s
QHV	43000	
Nc	0.96	
Nt	0.25	
POTENCIA	60.92442353	kW

(Elaboración propia)

Como se puede observar en la Tabla No. 42 el aumento en la potencia dado el posible aumento de eficiencia volumétrica en el sistema sería considerable y de gran ayuda al vehículo del equipo de la Universidad del Valle de Guatemala.

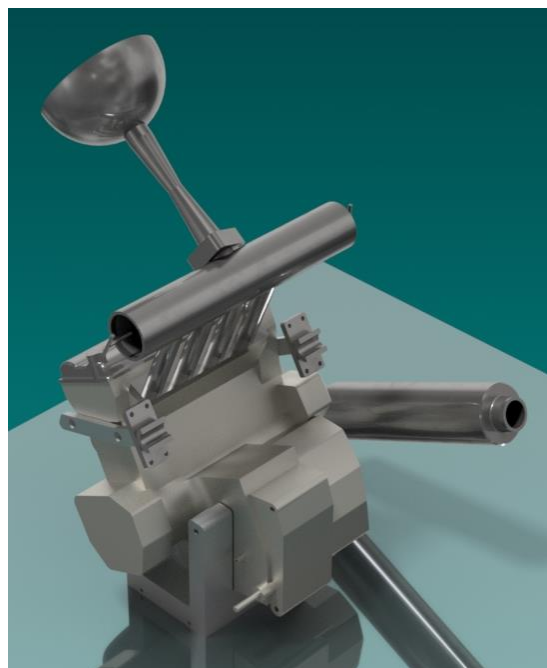
7. Resultado de diseño digital

Figura No. 112: Vista isométrica delantera del diseño de sistema de potencia con el nuevo sub-sistema de admisión de aire.



(Elaboración propia)

Figura No. 113: Vista isométrica trasera del diseño de sistema de potencia con el nuevo sub-sistema de admisión de aire.



(Elaboración propia)

C. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Figura No. 114: Ensamble final suspensión delantera

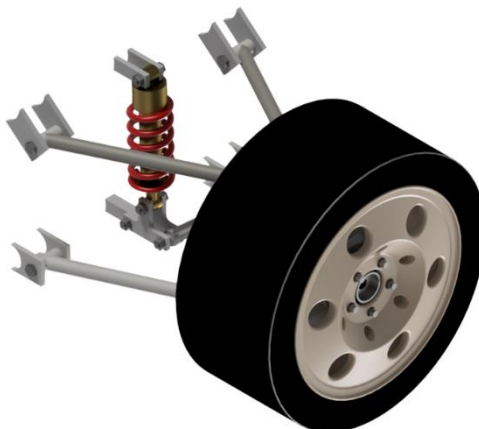
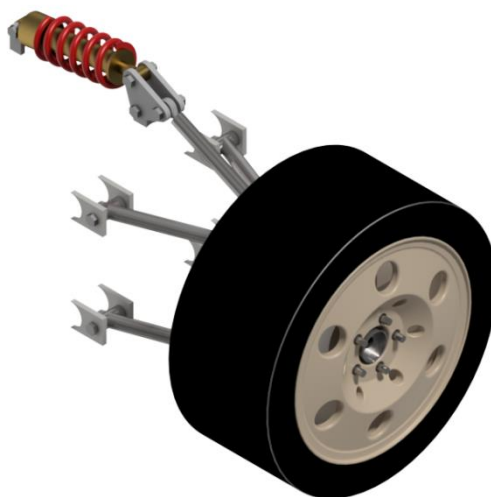


Figura No. 115: Ensamble final suspensión trasera



UpRight

- Reducción de masa

Tabla No. 46: Masa reducida

	Valor	Unidades
Masa Inicial	3.198	Kg
Masa Final	1.879	Kg
Reducción	41.3	%

(Elaboración propia)

- Análisis de elementos finitos

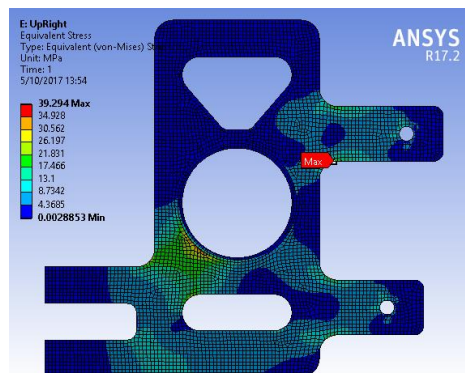
Según el análisis de ANSYS se obtuvo un valor de esfuerzo máximo de 39.294 MPa y un mínimo de 0.0028853 MPa. Por lo que, al compararlo con la resistencia a la fluencia del Aluminio 6061, el resultado se encuentra por debajo de la resistencia a la fluencia del Aluminio 6061.

$$s' \leq 276 \text{ MPa.}$$

$$s' \leq \frac{S_y}{n}$$

Al utilizar el valor máximo del esfuerzo de Von Mises de $s' = 39.294$, se obtiene un factor de seguridad de $n = 7.02397$, el cual coincide con el valor obtenido por medio de la simulación en ANSYS

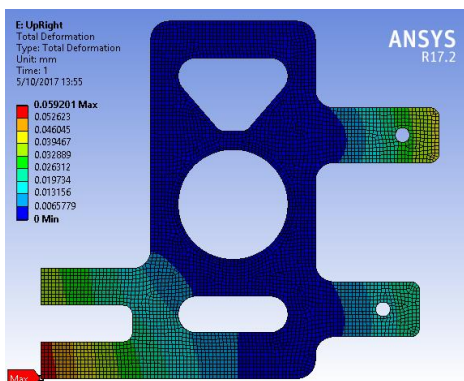
Figura No. 116: Resultado esfuerzo de Von Mises UpRight



Deformación total

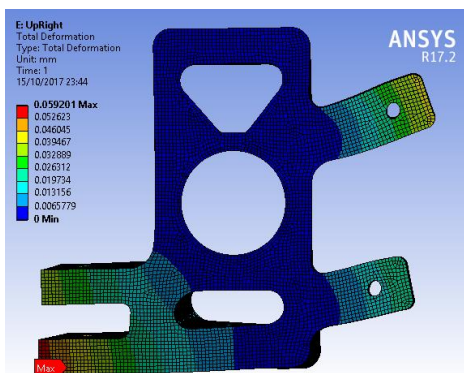
Según el análisis de ANSYS se obtuvo una deformación máxima 0.059201 mm y mínimo de 0mm. Esto nos indica una deformación máxima de 0.03% con relación a la altura y ancho del UpRight.

Figura No. 117: Resultado deformación total UpRight escala real



(Elaboración propia)

Figura No. 118: Resultado deformación total UpRight escala aumentada



(Elaboración propia)

Factor de seguridad

Según el análisis de ANSYS se obtuvo un factor de seguridad máximo de 15 y un factor de seguridad mínimo de 4.139. Donde se buscaba obtener un valor de factor seguridad mínimo de 3 según lo planteado en los objetivos.

Figura No. 119: Resultado factor de seguridad UpRight

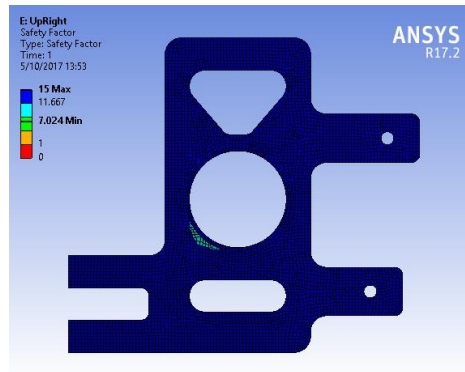


Tabla No. 47: Resultados elementos finitos UpRight

	Valor	Unidades
Esfuerzo Von-Mises	39.294	MPa
Deformación Máxima	0.059201	mm
Factor de Seguridad	4.139	U

(Elaboración propia)

2. Brazos en A.

- Análisis de elementos finitos

Esfuerzo de Von-Mises:

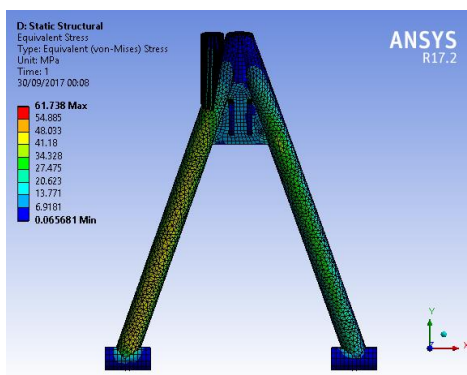
Según el análisis de ANSYS se obtuvo un valor de esfuerzo de Von-Mises Máximo: 61.738 MPa y un Mínimo: 0.065681 MPa. Por lo que, al compararlo con la resistencia a la fluencia del acero 1018, el resultado se encuentra por debajo de la resistencia a la fluencia del acero 1018.

$$s' \leq 370 \text{ MPa.}$$

$$s' \leq \frac{Sy}{n}$$

Al utilizar el valor máximo del esfuerzo de Von Mises de $s' = 61.738 \text{ MPa}$, se obtiene un factor de seguridad de $n = 5.993067$, el cual coincide con el valor obtenido por medio de la simulación en ANSYS.

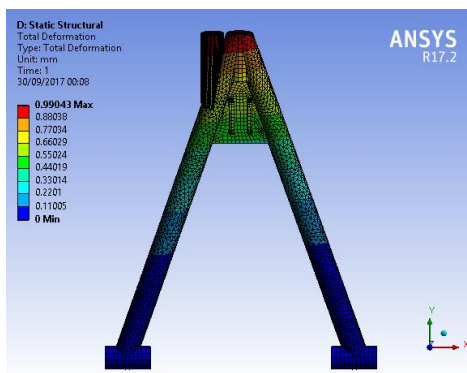
Figura No. 120: Resultado esfuerzo Von-Mises brazos en A



Deformación total:

Se obtuvo un valor de deformación Total máximo: 0.99043mm y Mínimo: 0.11005mm.

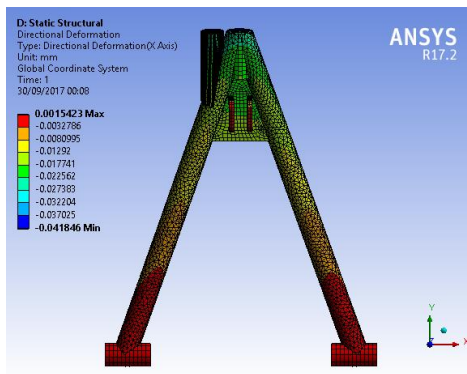
Figura No. 121: Resultados Deformación Total Brazos en A



Deformación direccional:

Se obtuvo un valor de deformación direccional en el eje x máximo: 0.0015423mm y mínimo: -0.041846mm.

Figura No. 122: Resultados Deformación Direccional Brazos en A

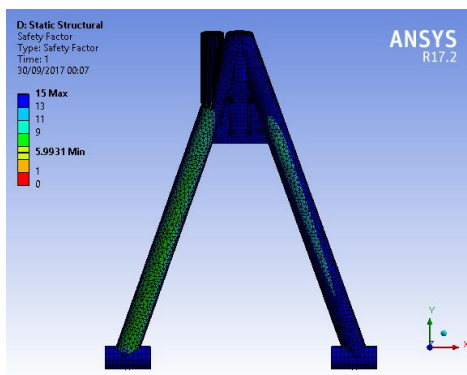


(Elaboración propia)

Factor de seguridad:

Se obtuvo un valor de Factor de Seguridad Máximo: 15 y Mínimo: 5.9931.

Figura No. 123: Resultado Factor de Seguridad Brazos en A



(Elaboración propia)

- Lubricación

Entre las opciones presentadas, según sus propiedades, se encontró que la que mejor se adapta a nuestras necesidades es la grasa LGMT 3. Esta es clasificada como una grasa de uso general en la automoción. Presentando excelentes propiedades antioxidantes y resistencia a la oxidación. Asegurándonos que esta sección estará protegida de la oxidación, ya que al igual que cualquier vehículo, estará expuesta a constante humedad debido a lluvias, lavado del vehículo o condiciones climáticas. Pero más importante aún, cumple con los criterios que buscábamos para la grasa a utilizar en el sistema.

Tabla No. 48: Condiciones de operación grasa LGMT 3

Condiciones de funcionamiento del rodamiento		
Temperatura		Media
Velocidad		Media
Carga		Baja a media
Eje vertical		+
Rotación aro exterior		○
Movimientos oscilantes		—
Altas vibraciones		+
Carga de choque o arranques frecuentes		—
Bajo ruido		—
Baja fricción		○
Resistencia a la corrosión		○
+ = Recomendado ○ = Adecuado — = No adecuado		
Tamaños envase disponibles LGMT 3		
420 ml cartucho	1 kg lata	5 kg lata
18 kg lata	50 kg bidón	180 kg bidón

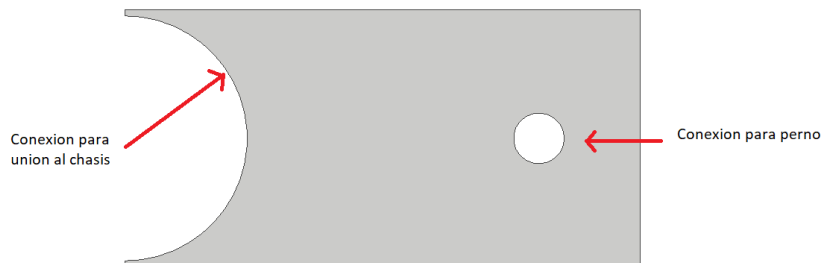
Siendo una grasa apta para ejes, por lo que no se remueve fácil y nos asegura una lubricación adecuada a lo largo del eje. Es clasificada para uso en temperaturas Medias, por lo que estará trabajando siempre dentro de temperaturas óptimas para las cuales fue diseñada. A la vez, SKF la recomienda para aplicaciones con altas vibraciones. Por lo que se puede establecer que la grasa LGMT 3 es adecuada para esta aplicación.

3. Platinas

- Geometría

La geometría final establecida para las platinas, debido a las conexiones necesarias, se muestra a continuación:

Figura No. 124: Geometría platinas



(Elaboración propia)

- Análisis de elementos finitos

Tabla No. 49: Elementos finitos platina

	Valor	Unidades
Deformación Máxima	0.012	mm
Factor de Seguridad	14.153	U

(Elaboración propia)

Amortiguador

- Reacciones en neumático

Tabla No. 50: Reacciones amortiguador

	Valor	Unidades
Delantera izquierda	871	N
Delantera derecha	875	N
Trasera izquierda	1331	N
Trasera derecha	1336	N

(Elaboración propia)

- Características

Debe tener accesorio para poder ajustar su rigidez y compresión inicial.

4. Hub. El hub seleccionado es de un vehículo Subaru WRX STI, mostrado a continuación.

Figura No. 125: Hub Seleccionado



5. Llantas. El neumático seleccionado es Hoosier 43168 de tipo SLICK con un precio de Q1,390. De igual manera por requerimiento de la competencia se seleccionó el neumático Hoosier 44150 para lluvia.

Tabla No. 51: Características de neumáticos Hoosier

Artículo	Tamaño	D.E	Ancho Contacto	Ancho	Aro Recm	Materia l	Peso Aprox	Precio	Precio S.A.E
43168	20.0*7.5 -13	20.6 "	8.0"	9.4"	7.0- 9.0"	R25B	12 lbs	Q1,735	Q1,390
44150	20.0*7.5 -13	20.6 "	7.4"	8.3"	7.0- 8.0"	WET	12 lbs	\$1,800	Q1,440

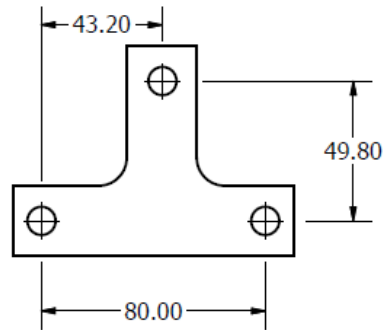
(Elaboración propia)

6. Aros. El aro seleccionado debido a las características del neumático debe cumplir con las siguientes características:

- Rin 13"
- 8" de ancho
- Conexión de 5 pernos

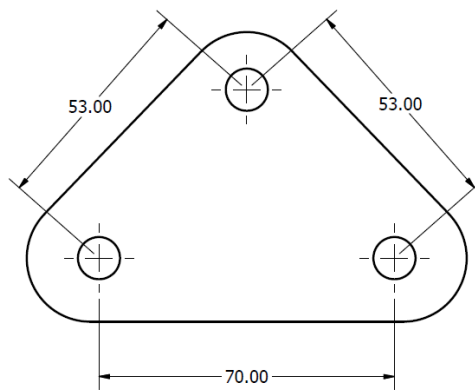
7. Rocker arm. La geometría final establecida para el Rocker Arm delantero, para obtener el recorrido de carrera necesario es el siguiente:

Figura No. 126: Geometría final Rocker Arm delantero



La geometría final establecida para el Rocker Arm trasero, para obtener el recorrido de carrera necesario es el siguiente:

Figura No. 127: Geometría Final Rocker Arm trasero

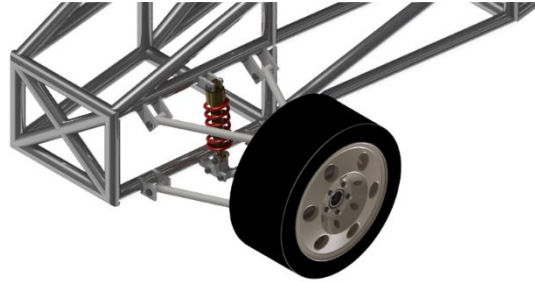


(Elaboración propia)

8. Ensamble

Delantero

Figura No. 128: Ensamble final delantero

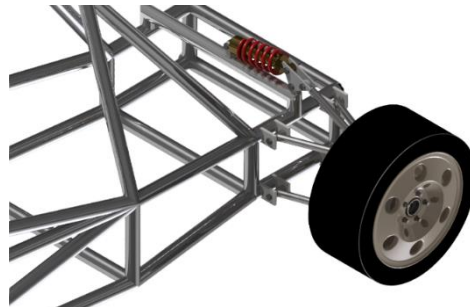


(Elaboración propia)

En el caso de la suspensión delantera se obtuvo como resultado un movimiento total de 49 mm, con 30 mm en estiramiento y 26 mm en compresión.

Trasero

Figura No. 129: Ensamble final trasero

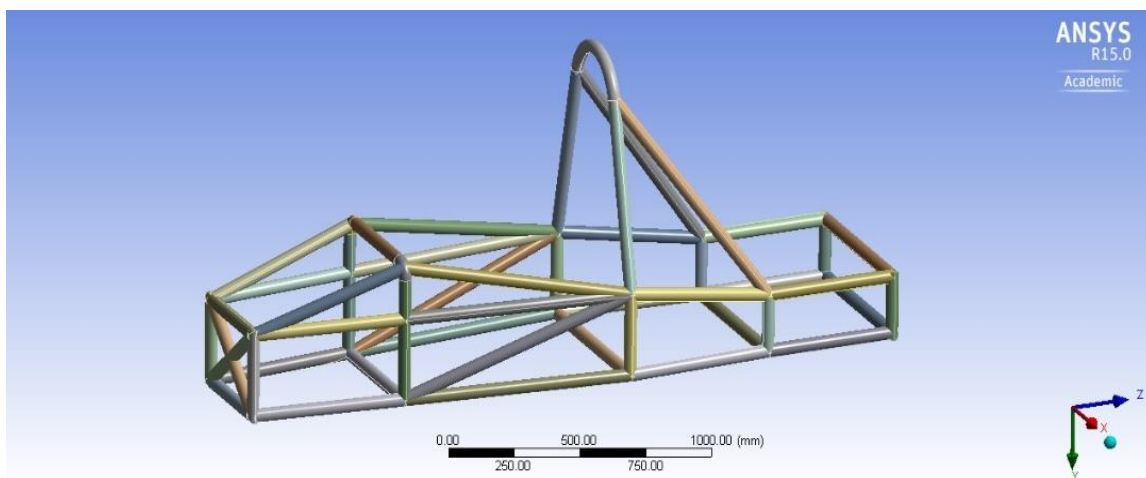


En el caso de la suspensión trasera se obtuvo como resultado un movimiento total de 52mm, con 26 mm en estiramiento y 26 mm en compresión.

D. CHASIS

Dentro de las pruebas de diseño de chasis se realizaron simulaciones totalmente estáticas en el software ANSYS 15, con la ayuda del subprograma utilizado para analizar estructuras estáticas. En dichas simulaciones se configuraron los parámetros adecuados para esperados durante la competición para que los resultados obtenidos puedan ser comparados con los requisitos de la competencia y se lograran validar los diferentes análisis establecidos para verificar el comportamiento de la estructura cuando es sometido a distintos tipos de fuerzas. Primordialmente verificamos las deformaciones que se podían producir en puntos críticos del chasis para validar si dichas deformaciones iban a perjudicar directamente al conductor o a la estructura como tal.

Figura No. 130 Modelo del chasis para simulaciones dentro de ANSYS



1. Mallado y soportes. Para el mallado se utilizó el que se muestra en la Figura No.24, el cual muestra el tipo de mallado más sencillo. Se realizó con dicha configuración ya que el cuerpo excedía el número de elementos y nodos permitidos por la licencia con la que cuenta la universidad. Se intentó mejorar la calidad del mallado, pero con cualquier otra configuración excedía el número de elementos y nodos. Aunque dentro de los valores mínimos del mallado encontramos números debajo de 0.25 según la Figura No. 36 esto se traduce a un “skewness” excelente el porcentaje de estos elementos es cercano al 35% de todos los elementos, mientras el 65% de elementos ronda en un “skewness” entre 0.75 a 1 que es malo según la Figura No.36. Por otro lado estos valores no muestran que el mallado sea completamente invalido e incorrecto, si no que la precisión del análisis disminuye y el tiempo de análisis es aún más prolongado, como ya mencionamos esto es causa al tipo de licencia y la restricción en elementos y nodos.

Figura No. 131 Configuración de mallado para los análisis en ANSYS

Details of "Mesh" ⌵	
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Function	Off
Relevance Center	Coarse
<input type="checkbox"/> Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Low
Transition	Slow
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Length	1.09720 mm
Inflation	
Patch Conforming Options	
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Patch Independent Options	
Topology Checking	Yes
Advanced	
Defeaturing	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	214632
<input type="checkbox"/> Elements	39076
Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	2.16801759244588E-02
<input type="checkbox"/> Max	1
<input type="checkbox"/> Average	0.527720931284274
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.254945085108619

(Elaboración propia)

a. Contactos. Todos estilo "Bonded", esto para simular la soldadura y realizar todas las uniones totalmente pegadas.

b. Soportes. Sin fricción y Fijos en algunos casos estos varían según la simulación que posteriormente se explicará. Principalmente se aplican soportes fijos en la simulación de rigidez torsional esto para generar un par torsional sobre la parte frontal de la estructura. Y los soportes sin fricción para que las simulaciones arrojaran datos de deformación sobre todos los elementos de la estructura.

c. Material

Figura No. 132 Propiedades del material asignado al chasis para las simulaciones ASTM A500 GRADO B

Properties of Outline Row 3: Acero ASTM A500 Grado B			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	0.284	lb in ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Shear Modulus and Poisson's Ratio	
8	Young's Modulus	2.9928E+07	psi
9	Poisson's Ratio	0.29	
10	Bulk Modulus	1.6377E+11	Pa
11	Shear Modulus	1.16E+07	psi
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
16	Strain-Life Parameters		
24	Tensile Yield Strength	45690	psi
25	Compressive Yield Strength	45690	psi
26	Tensile Ultimate Strength	58020	psi
27	Compressive Ultimate Strength	0	psi

(Elaboración propia)

2. Simulaciones estáticas.

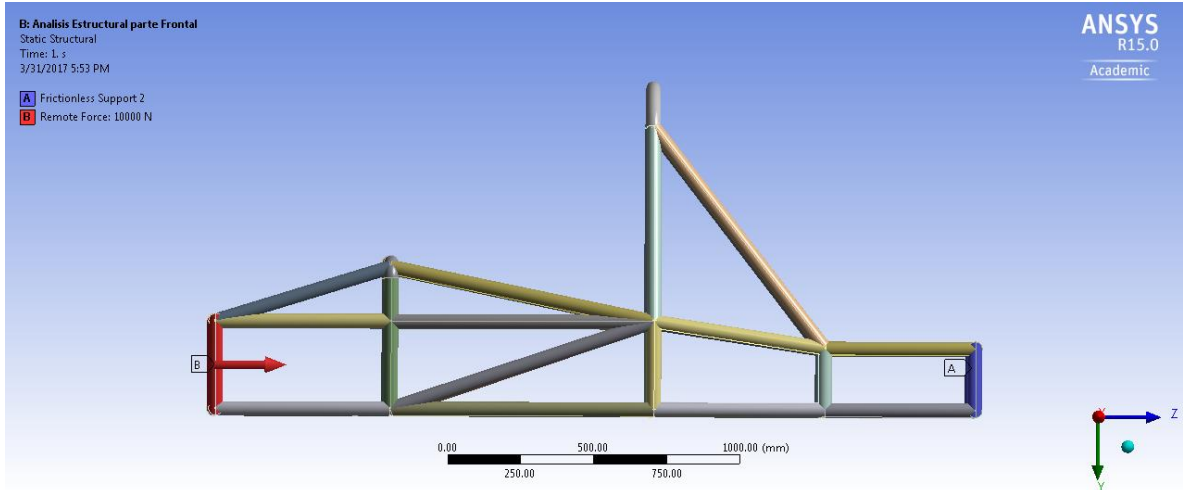
a. Deformación estructural. Dentro de las simulaciones estáticas se centraron en analizar las deformaciones a las cuales pueden presentarse la estructura del chasis. Esto principalmente porque todos los elementos estructurales presentan alteraciones en su estado físico debido a una fuerza mecánica externa. Por otra parte, se verificó el factor de seguridad para verificar si dicho factor era menor a 1. Por último, se tomó en cuenta el valor de esfuerzo de Von Mises que se comparó con el límite de tensión del material, para verificar si en alguna parte fallaba o se tomaban medidas para corregir el diseño.

b. Deformación estructural, frontal, trasera y lateral. En la simulación frontal se realizaron dos simulaciones cambiando el valor de la fuerza aplicada, en donde la primera fuerza es equivalente al peso total del vehículo tomando en cuenta todos los módulos integrados y el piloto, teniendo un valor de 4500 N y la segunda fuerza aplicada es un poco más del doble para tener un parámetro de comparación. Como podemos visualizar las deformaciones totales y direccionales (En el eje Z) son tan pequeñas que son casi imposibles de percibir en la simulación. El mismo método se utilizó para simular las deformaciones laterales y traseras solo cambiando las deformaciones en diferentes ejes según sea el comportamiento en cada uno de sus planos.

Estas pruebas lo que buscaban era la obtención de datos de deformación, para validar si la estructura era capaz de soportar algún impacto de forma lateral, frontal y trasera. Esto simulando fuerzas equivalentes al

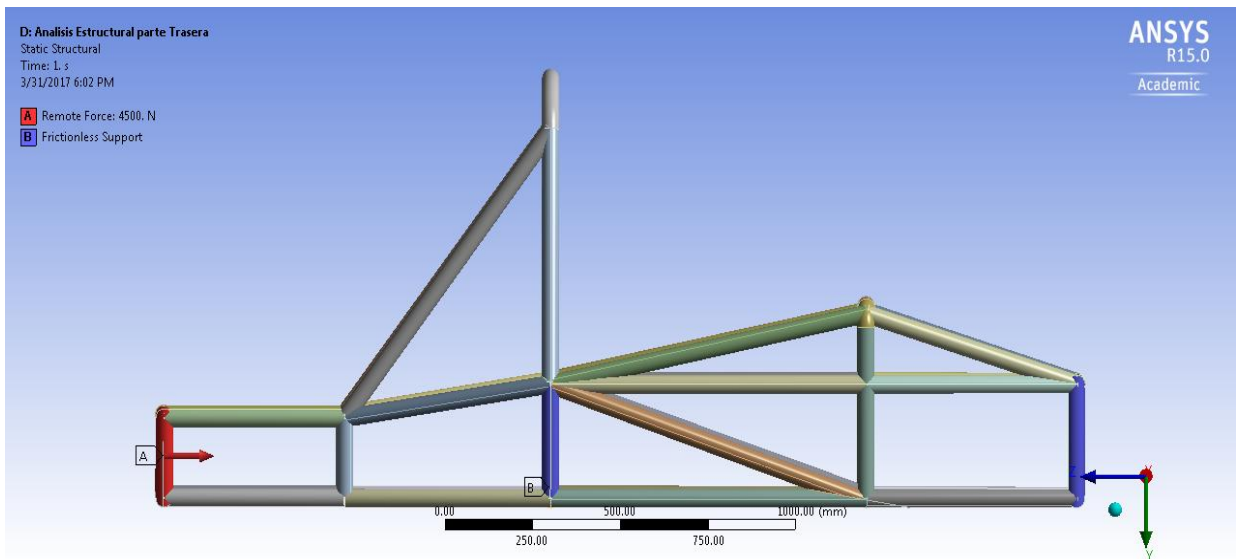
peso total del vehículo aplicadas sobre un punto específico, el cual era considerado crítico a la hora de un impacto.

Figura No. 133 Fuerzas y soportes simulación frontal



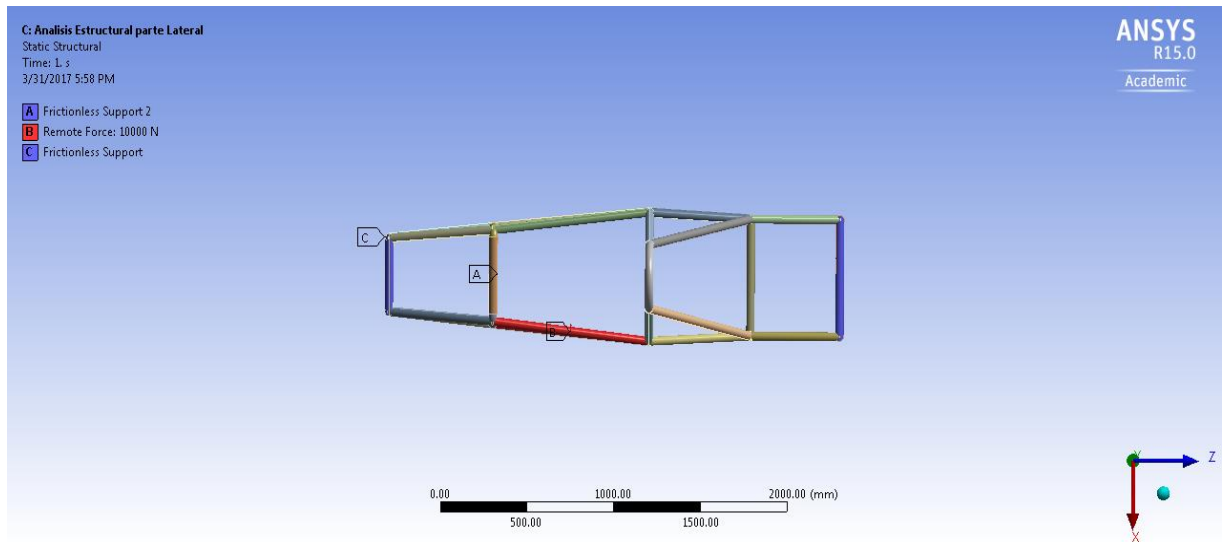
(Elaboración propia)

Figura No. 134 Fuerzas y soportes simulación trasera



(Elaboración propia)

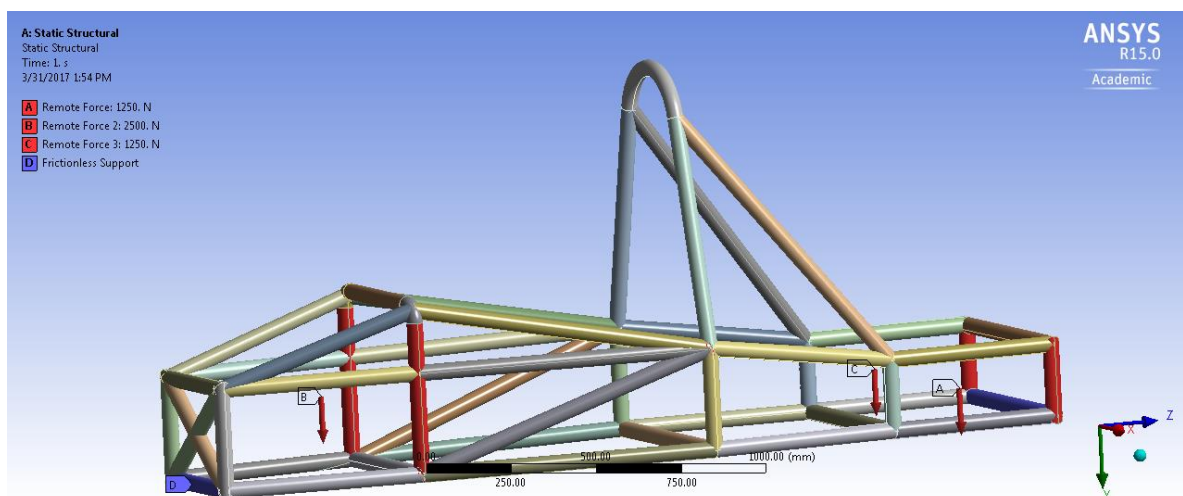
Figura No. 135 Fuerzas y soportes simulación lateral



(Elaboración propia)

c. Deformación estructural total. En la simulación total de toda la estructura se aplicó fuerzas equivalentes a las reacciones obtenidas por el módulo de suspensión para formar un comportamiento más realista y se iteró con los valores de 1340 N, 1400 y 1500 N esto para comparar las deformaciones con reacciones más grandes. Se realizó un estudio sobre la deformación estructural total solo para validar si la estructura sufría de deformaciones considerables sobre puntos en donde el chasis es mayormente vulnerable de fallar cuando se encuentra en movimiento.

Figura No. 136 Fuerzas y soportes simulación total



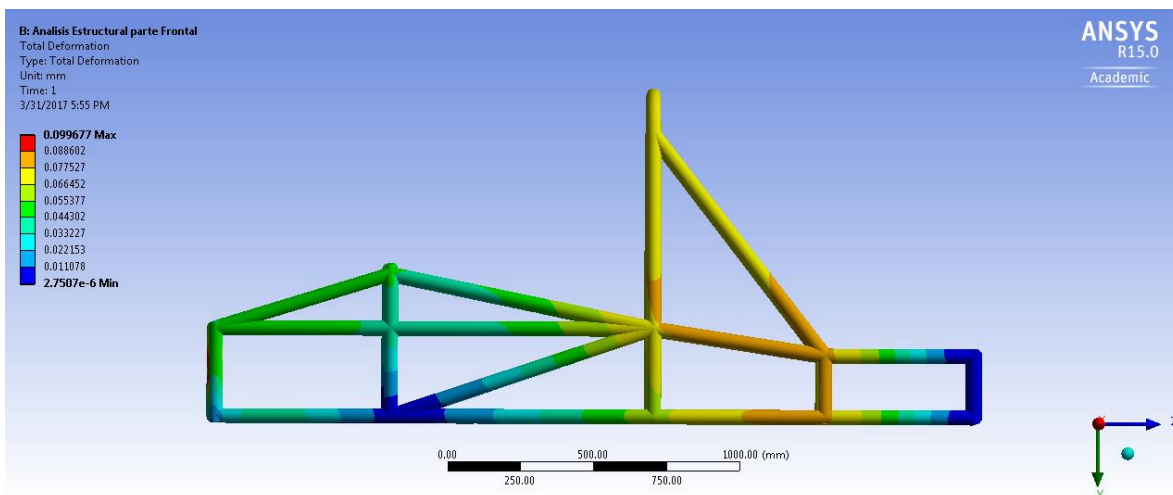
(Elaboración propia)

3. Análisis de resultado

a. Resultados pruebas frontales, laterales y trasera. Las deformaciones más pequeñas se obtuvieron en las simulaciones frontales y traseras, aunque en la lateral es la más grande, sin embargo, está muy lejano de que esta geometría falle. Como podemos observar por parte de las simulaciones frontales y traseras las deformaciones rondan entre los valores de 0.099677 y 0.41888 mm, con fuerzas aplicadas que superan el doble del peso total del vehículo con todos sus componentes.

Los resultados obtenidos, que muestran pocas deformaciones, eran los esperados ya que apesar de tener un mallado limitado La configuración geométrica del chasis es la adecuada para minimizar las deformaciones a la hora de cualquier impacto además de que las propiedades mecánicas del material influyen manera directa a tener uniones y configuraciones rígidas.

Figura No. 137 Comportamiento a escala real parte frontal



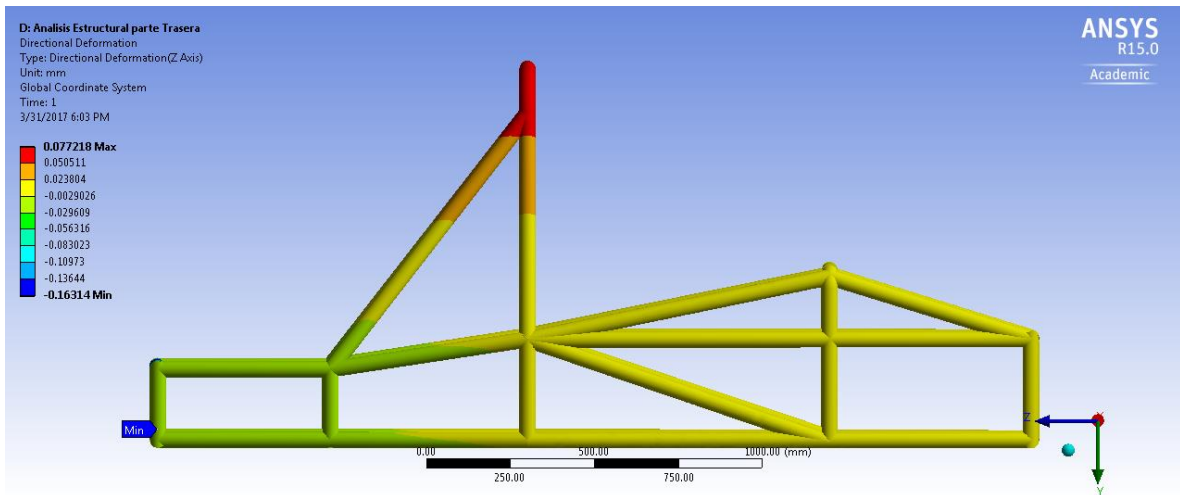
(Elaboración propia)

Cuadro No. 4 Resultados deformación estructural frontal

Deformación estructural frontal					
Fuerza aplicada (N)	Deformación total (mm)	Deformación direccional (mm)	Esfuerzo von mises (MPa)	Factor de seguridad (Min)	Factor de seguridad (Max)
4500	0.044855	0.0445	21.254	14.822	15
10000	0.099677	0.09888	47.23	6.6699	15

(Elaboración propia)

Figura No. 138 Comportamiento a escala real parte trasera



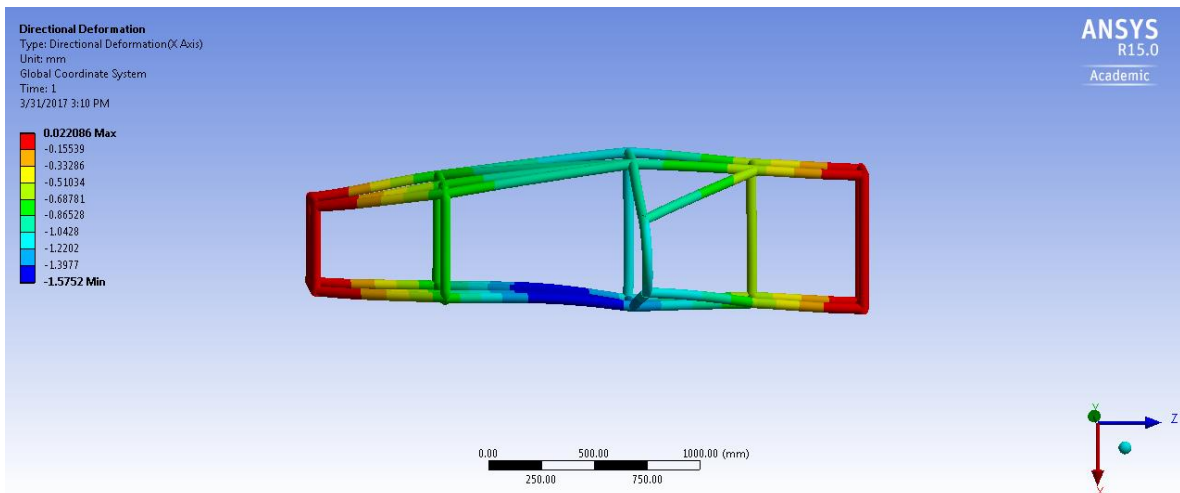
(Elaboración propia)

Cuadro No. 5 Resultados deformación estructural frontal

Deformación estructural trasera					
Fuerza aplicada (N)	Deformación total (mm)	Deformación direccional (mm)	Esfuerzo von mises (MPa)	Factor de seguridad (Min)	Factor de seguridad (Max)
4500	0.1885	0.077218	65.293	4.8247	15
10000	0.41888	0.17159	145.1	2.1711	15

(Elaboración propia)

Figura No. 139 Comportamiento a escala aumentada para mejor visualización, de la parte lateral



(Elaboración propia)

Dentro de los resultados de la deformación estructural lateral, se obtuvieron resultados cercanos a los 2 mm, los cuales son valores bajos de deformación en cuanto a la seguridad del vehículo, estos comparados con los valores mostrados en la Figura No.37 que muestra las mediciones en deformaciones en vehículos comerciales son extremadamente pequeñas, aunque cabe resaltar que estos valores son obtenidos por pruebas dinámicas reales y los materiales a utilizar se deforman aun más ya que son materiales especiales para absorber la energía de impacto. Por lo que esos 2 mm de deformación son totalmente despreciables a rangos de 140 a 35 cm de deformaciones de las pruebas en vehículos comerciales.

Cuadro No. 6 Resultados deformación estructural lateral

Deformación estructural lateral					
Fuerza aplicada (N)	Deformación total (mm)	Deformación direccional (mm)	Esfuerzo von mises (MPa)	Factor de seguridad (Min)	Factor de seguridad (Max)
4500	0.70989	0.0099385	147.28	2.139	15
10000	1.5775	0.022086	327.28	0.96254	15

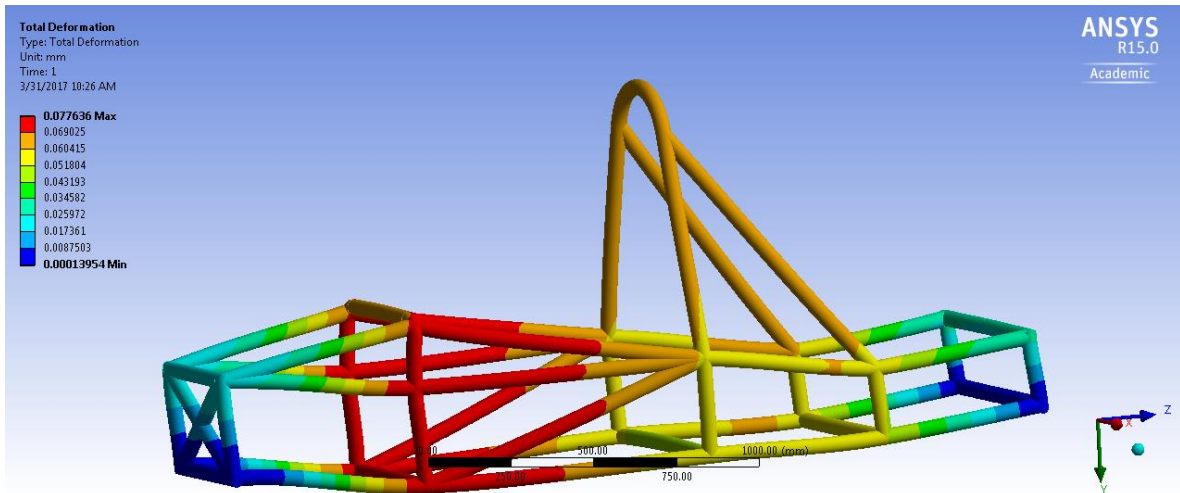
(Elaboración propia)

En general las deformaciones encontradas a lo largo de la estructura pueden ser imperceptibles, pero cabe la posibilidad de que impactos fuertes pueden perjudicar directamente a todo el funcionamiento del vehículo. Por otro lado, se encontró que al ser una estructura sumamente rígida la absorción de energía por parte de la estructura puede ser casi nula al momento de una colisión y esta puede ser transmitida directamente al piloto, lo cual puede ser perjudicial para la vida del mismo.

Por otra parte, se debe de tomar en cuenta que el software analiza todos los elementos como contactos totalmente unidos, es decir que en la realidad la soldadura puede afectar directamente al fallo de cualquier configuración geométrica a lo largo del chasis.

b. Resultados simulación de deformación total. En este último análisis se logró validar la reducción de secciones respecto al diseño anterior del chasis de formula SAE 2016/17. Ya que el factor de seguridad se mantuvo con un valor de 15 sobre toda la estructura y cuando disminuía, baja una o dos unidades, pero en condiciones alejadas de la realidad. Y logramos observar que en ningún momento el esfuerzo Von Mises supera el esfuerzo último del material.

Figura No. 140 Comportamiento a escala aumentada parte lateral



(Elaboración propia)

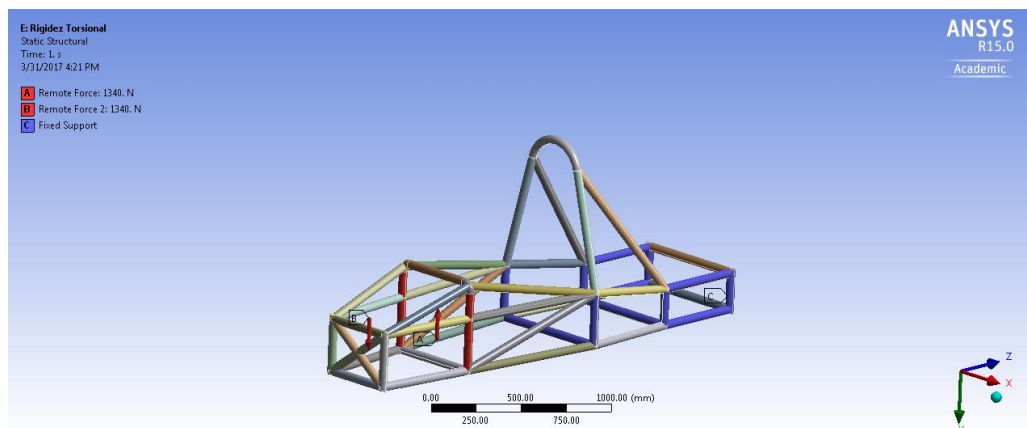
Cuadro No. 7 Resultados deformación total

Deformación estructural TOTAL						
Fuerza aplicada (N)	Fuerza aplicada distribuida (N)	Deformación total (mm)	Deformación direccional (mm)	Esfuerzo von Mises (MPa)	Factor de Seguridad (Min)	Factor de seguridad (Max)
1340	670	0.077636	0.076245	14.927	15	15
1400	700	0.081436	0.080014	16.379	15	15
2500	1250	0.14542	0.14288	29.249	10.77	15

(Elaboración propia)

c. Rigidez torsional

Figura No. 141 Fuerzas y soportes simulación rigidez torsional

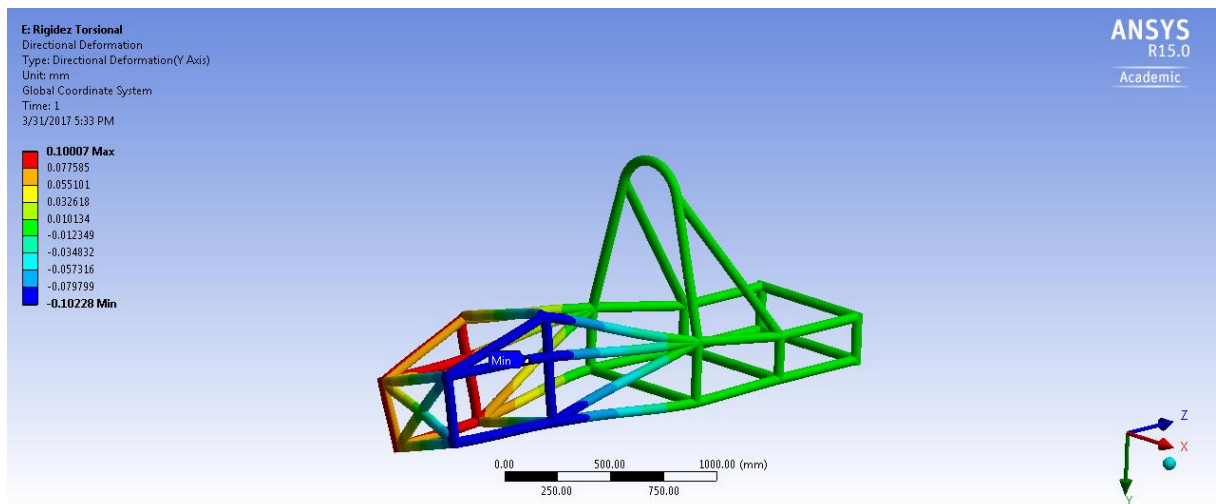


(Elaboración propia)

La magnitud más importante e imperativa de las cargas transmitidas a través del chasis es la carga de torsión. La rigidez torsional es la resistencia del chasis a las cargas de torsión, donde el torque puede generar esfuerzos de corte que pueden llevar al chasis a colapsar.

Por lo tanto, se colocó un par torsional equivalente al valor de las reacciones más grandes que se obtuvieron por parte del módulo de suspensión, así como restringimos con soportes fijos la parte superior y simular un comportamiento de torsión de toda la estructura.

Figura No. 142 Comportamiento a escala aumentada de la rigidez torsional con base en la deformación direccional



(Elaboración propia)

Cuadro No. 8 Resultado de la rigidez torsional

Rigidez Torsional						
Fuerza aplicada (N)	Delta A	Delta B	L1	L2	THETA	Rigidez torsional
1340	0.00010007	0.00010228		0.5	0.25	57.7895064
						kN*m/°

$$\theta = \tan^{-1} \left[\frac{\Delta_A + \Delta_B}{L_1} \right]$$

$$K = \frac{P(L_1 + 2L_2)}{\tan^{-1} \left[\frac{\Delta_A + \Delta_B}{L_1} \right]}$$

(Elaboración propia)

Se obtuvo un resultado de 57.8 kN·m/° el cual es un valor aceptable debido a la rigidez de la estructura en base a las propiedades mecánicas de dicho material, esto comparado con lo que menciona (Taller Virtual, 2012) que un modelo lujoso como el Rolls-Royce Phantom o un Mercedes Clase S presenta una rigidez torsional de 40.5 kN·m/° , mientras un Peugeot CC presenta 11.6 kN·m/° Este resultado hace congruencia con otro valor obtenido por la universidad de Leeds que fue de 137 kN·m/° . Aunque el valor de comparación es más alto esto se debe a la configuración geométrica del chasis elaborado por la universidad antes mencionada, es decir que, aunque utilizaron diferente material también utilizaron más triangulaciones las cuales aumentan la rigidez torsional de su diseño.

E. RESULTADO FINAL DE DISEÑO DIGITAL

Figura No. 143: Vistas isométricas de diseño final digital del vehículo tipo fórmula.



(Elaboración propia)

VIII. CONCLUSIONES

A. TRANSMISIÓN DE POTENCIA

- La transmisión diseñada para el vehículo tipo fórmula permite al mismo alcanzar una velocidad de 120km/h al momento que el motor se encuentre operando a 4000RPMs haciendo uso de un radio de transmisión de 3.35 entre un piñón sujeto al motor y una catalina anclada a un diferencial de Subaru WRX 2002; dichos elementos conectados entre sí mediante una cadena.
- Se diseñó un mecanismo que incluye simultáneamente el cambio de velocidades y el accionamiento del embrague mediante una palanca de cambios de accionamiento manual anclada mediante platinas a un costado de la carrocería, unida al motor por medio de un cable push-pull y haciendo uso del embrague proveniente del manubrio de una Suzuki GSXR-600 2004.
- El tren trasero seleccionado se conforma de un diferencial antideslizamiento de un Subaru WRX 2002 cubierto por una carcasa de aluminio, flechas traseras compuestas de terminales de eje, palieres y juntas homocinéticas provenientes del mismo vehículo, un juego de rodamientos de tipo sellado (LLU) modelo SKF 6008 ubicado a los extremos del diferencial, un par de roldanas de ajuste y finalmente dos monturas diseñadas para acoplarse al modelo de chasis mediante un juego de platinas y pernos SAE grado 8.

B. POTENCIA

- Se logró definir un método no empírico para la selección del motor por medio de parámetros y ponderación de los mismos. Se seleccionó el modelo 2004 de la marca Suzuki, línea GSXR- 600.
- El diseño del múltiple de admisión para el vehículo tipo fórmula se completó exitosamente y se acopló al diseño digital del chasis.
- Debido a los parámetros establecidos, no se validó el diseño del restrictor de la fase 1, por lo que se optó por un rediseño del mismo. El nuevo diseño del restrictor es uno simétrico con ángulo de entrada de 10° y salida de 10°. Este registra en la simulación digital una pérdida de presión de 5,473 Pa, mientras que al realizar cálculos conservadores registran una pérdida de 6,130 Pa.
- Todo el sistema de admisión fue respaldado por una simulación en 2-D de Fluent, ANSYS. La misma demostró que las pérdidas de presión del sistema son mínimas, ya que después de la pérdida que ocasiona el restrictor el sistema no pierde más de 10 Pa, esto previo a la entrada del aire al motor.
- Se definió que la posición del radiador dentro del vehículo debe ser lateral para comodidad del conductor, ahorro de material y por requerimientos de parte del módulo del chasis y aerodinámica.

C. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

- Por medio de simulaciones en ANSYS se determinó factor de seguridad mínimo de
 - UpRight = 7.024
 - Brazos en A = 5.99

Por lo que cumple con tener un factor de seguridad mayor a 3 en los elementos críticos del sistema.

- Por medio de simulación en Autodesk ForceEffect se determinó que el sistema de suspensión entrega una carrear útil de 52 mm para la suspensión trasera y 56 mm para la delantera, en compresión y estiramiento, por lo que cumple con el requerimiento T6.1.1 de la competencia Formula SAE, donde se estipula un mínimo de 50.8 mm de carrera útil.
- Se diseñaron y seleccionaron los componentes faltantes en la Fase 1, UpRight delantero, UpRight trasero, amortiguador, hub, platinas, lubricación y pernos.
- Se rechazó el diseño de la Fase 1 debido a que presentaba errores estructurales de ensamble. Estaba diseñado bajo una norma no disponible comercialmente en Guatemala y al realizar las pruebas de elementos finitos bajo los nuevos valores de peso, presentó un valor de Factor de Seguridad menor al establecido en el objetivo.
- Se realizó un juego de planos del diseño final de la suspensión, el cual se encuentra adjunto en el anexo. En este se muestra la geometría, listado de partes y listado de metros de tubería necesarios del sistema de suspensión, lo cual permite saber exactamente cuánto será necesario para la manufactura de los brazos en A de la suspensión.
- Se realizó un sistema de suspensión completamente parametrizado en las piezas diseñadas. Lo cual permite realizar cambios en medidas, sin generar problemas en el diseño, de una manera sencilla y rápida. Estos cambios se pueden realizar todos desde un mismo Excel, donde en la primera columna se ubica el nombre con el que se identifica cada dimensión dentro de INVENTOR, en la segunda columna está el valor actual de la dimensión, en la tercera columna esta la dimensional que se trabaja, en la cuarta columna una breve explicación de lo que representa la dimensión y en la quinta columna la pieza a la que pertenece la dimensión. Por lo que en el momento que se requiera cambiar una medida del diseño, solo se debe de identificar el nombre y actualizar el valor de la segunda columna. Este archivo de Excel se encuentra identificado con un color diferente las filas de medidas de cada pieza para una mayor facilidad visual.

D. ESTRUCTURA

- El chasis para la competencia de Fórmula SAE cumple de manera correcta todos los requisitos de estructura estipulados en el manual FSAE Rules 2017-2018, ya que supera todas las pruebas de deformaciones por impacto pues muestra valores totalmente aceptables de 2 mm a 1 mm en cualquiera de los segmentos estudiados dentro del bastidor.
- El diseño del chasis se ajusta de manera correcta con todos los componentes de los módulos como potencia, suspensión, transmisión y aerodinámica, dotando de espacio óptimo para la colocación de cada uno de los módulos y así crear una relación de peso correcta tanto en la parte delantera como la traera.
- El diseño del chasis totalmente paramétrico permitió la edición y reedición de cualquier tipo para lograr el diseño final de el mismo, hasta la aplicación de soldadura la cual no se realizó debido a que esta no permite ediciones del modelado posterior a ser un diseño soldado en 3D
- Se obtuvo un factor de seguridad promedio de 15 y una rigidez torsional de $57.8 \text{ kN}\cdot\text{m}/^\circ$ sobre todo el chasis, el cual permite validar que es una estructura correcta para la competencia de FSAE.
- Los planos del diseño final del chasis permiten de su fabricación con el material designado. Estos se encuentran en los anexos. El juego de planos que se elaboró consiste de 22 hojas, los cuales muestran todas las secciones por color que conforman el bastidor del vehículo. Dichos planos muestran cada uno de los tubos con sus respectivos cortes y medidas adecuadas para lograr el chasis establecido.

IX. RECOMENDACIONES

A. TRANSMISIÓN DE POTENCIA

- El piñón KANA 50 de 17 dientes obtenido para acoplarse al motor incluye el núcleo metálico como se muestra en el anexo de transmisión de potencia, por lo cual debe de maquinarse el estriado correspondiente como se muestra en el anexo. Se recomienda el uso de una herramienta especializada para la manufactura del mismo debido a que un maquinado clásico que no resulte exacto puede resultar en pérdidas de potencia debidas al deslizamiento entre las cuñas.
- Se recomienda la manufactura de un tensor de cadena en la parte inferior del chasis compuesto de una barra de material antideslizante como teflón y un juego de tornillos unido a platinas soldadas a la carrocería que permitan variar la altura del material que funcione como tensor.
- Se puede reducir el espesor de las platinas que unen sostienen la palanca de cambios con el bastidor si se dispone de planchas de acero de espesor menor al seleccionado, con el fin de lograr una reducción de masa en el sistema.
- El diferencial seleccionado puede ser cambiado por uno de MK2 TRE si se dispone del recurso económico puesto que esta pesa menos comparado al diferencial seleccionado, asimismo este elemento conserva la propiedad de ser antideslizante por lo cual resulta como el diferencial preferido para un vehículo de fórmula competitivo.
- Debido a su gran tamaño y alta densidad, se recomienda analizar si es viable remover material adicional a la catalina para reducir peso, esto puede realizarse analizando la pieza por medio de un software de elementos finitos.
- Se recomienda utilizar retenedores cilíndricos de polímero para sellar la carcasa del diferencial si esta presenta cualquier tipo de fuga al estar en operación.

B. POTENCIA

- Se recomienda que en un futuro se intente acoplar un tipo de aspiración forzada ya que este puede aumentar de manera considerable la potencia del motor. Por ejemplo, ya sea por medio de supercargadores o turbocargadores, suponiendo que se instale un sistema de admisión forzada y que este comprima en un 50% la presión de entrada del aire y mantenga la temperatura constante esto haría que el aire se vuelva 50% más denso al introducir este aire bajo condiciones estequiométricas esto daría como resultado en un aumento de la potencia de salida del 50%, claro ignorando toda pérdida asociada al sistema de admisión forzada. (Mauger, 2004)
- Para que el vehículo logre tener un menor peso y que la carga del sistema de potencia sea menor y logre aumentar potencia entregada se recomienda que la suspensión trasera sea ubicada fuera del chasis, siendo esta una configuración externa con apoyos en el último marco del chasis. De lograr esto se reducirá la longitud del chasis y por ende su peso.
- Cuando el proyecto logre obtener el apoyo económico necesario para llevarse a cabo se recomienda incluir un segundo radiador sobre la segunda toma de aire, la cual actualmente solo le ingresa aire

por aspiración natural, para que se logre mantener un mejor sistema de enfriamiento y no se corra el riesgo de sobrecalentamiento en el sistema de potencia.

- Se sugiere que sean creados corredores variables en el sistema de admisión, siendo estos en forma de pistones controlados de manera autónoma y que puedan ir variando según las RPM del motor. Siendo necesaria una comunicación por medio de un controlador que logre traducir de manera inmediata las RPM a una longitud necesaria de los corredores para aumentar la eficiencia volumétrica del motor.
- Sería prudente que al lograr construir el sistema de admisión que se diseñó que este sea puesto a prueba en un banco de viento para verificar si los resultados que fueron presentados en este trabajo son acertados.

C. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

- Realizar validación del amortiguador al tener ya el vehículo completamente armado para verificar la configuración necesaria para obtener la carrera establecida.
- Revalidar las pruebas del UpRight al tener la geometría y fuerzas del sistema de dirección, debido a que las pruebas actuales se realizaron con la información proporcionada por el integrante encargado de sistema de dirección, sin embargo, el ya no continuo y no termino de validar sus resultados.
- Cambiar el tubo del chasis, ya que es el componente de mayor peso de todo el vehículo. En este diseño se utilizó este tubo debido a que a la Fase 1 se le fue entregado por un patrocinador; sin embargo, es un tubo demasiado pesado. Como se puede observar en la sección de la selección del amortiguador, el peso actual del vehículo se encuentra por arriba del máximo registrado en la competencia. Al reducir el peso del chasis se podría reducir el diámetro del material de la suspensión; reduciendo aún más peso y costos. Lo cual no solo traería beneficios para la suspensión, sino también para el módulo de generación de potencia al aumentar la aceleración.
- Se recomienda reducir el espesor de las platinas. En este diseño se realizaron las platinas con un espesor de 3/8 ya que este era el disponible. Sin embargo, al realizar las pruebas de elementos finitos se obtuvo un valor de factor de seguridad de 14, por lo que en el momento que se desee realizar mejoras de reducción de masa para mejorar el desempeño, las platinas podrían reducirse a un menor espesor.
- Se recomienda que el módulo de aerodinámica agregue los espacios necesarios que requiere la competencia para cumplir con tener visible todos los componentes de la suspensión, según el requerimiento T6.1.2 de los requerimientos de Fórmula SAE 2017-2018. Ya que como se puede observar en las imágenes del ensamble final, no existen estos espacios.

D. CHASIS

- Para trabajar con el material designado el cual es un acero ASTM A500 Grado B el proceso de corte se puede realizar con una sierra de banco o cualquier sierra circular que pueda seccionar tubos con bajo contenido de carbono. Así como la unión de las secciones se puede optar por utilizar la fresadora convencional del taller de metal mecánica para realizar de manera adecuada las cavidades en los tubos.
- Se recomienda que el modelo se vaya construyendo por secciones, lo único que se debe realizar como un conjunto es la cama o base del chasis para evitar desfases entre cada una de las secciones de manera longitudinal.
- Para dobleces pequeños se puede utilizar la dobladora que se elaboró en el taller de metal mecánica pues esta permite dobleces de hasta 15° sin que la geometría de los tubos cambie, por lo tanto, para el doblado de los arcos principales que llevan ángulos más grandes se recomienda optar por industrias que presten este servicio, pues cuentan con la maquinaria adecuada para realizar dobleces. Esto porque debido al material la utilización de arena o el calentamiento de los tubos utilizando la dobladora del taller lleva mucho trabajo y al mismo tiempo es peligroso para los que lo intenten hacer.
- De acuerdo con las reglas establecidas por FSAE las triangulaciones de todos los tubos deben llegar a converger a un solo punto de unión. Por lo que se recomienda jugar con los cortes y métodos de fresados existentes para lograr cumplir con dichas normas.
- Para la finalización y acabado del chasis se recomienda utilizar una base de pintura de poliuretano especial para evitar la conducción del calor a lo largo del bastidor. Por otra parte, se recomienda cerrar la cabina con una lámina de aluminio con un espesor de 3 milímetros para evitar agregarle más peso al vehículo.
- Dentro de las soldaduras aplicadas al chasis se puede optar por utilizar electrodo convencional, MIG o TIG. Pero se recomienda utilizar la soldadura MIG debido a que el tiempo de fabricación disminuye, pero si se cuenta con tiempo suficiente la soldadura con electrodo convencional es aún más resistente que la MIG, esto porque la soldadura por electrodo logra penetrar de mejor manera sobre las uniones de los tubos.
- Para el muro anti fuegos se recomienda utilizar dos capas de lámina de aluminio y un revestimiento central de cualquier tipo de filamento o tela ignífuga para disminuir la cantidad de transferencia de calor sobre el piloto.

X. BIBLIOGRAFÍA

- Ajirogi, A., Aldern, B., Odium, J., & Chang, J. (2003). *Paddle Shifters*. California: Universidad de Berkeley.
- Allen, T. (s.f.). *Suspension Uprights*. UW Formula SAE.
- ALTEM. (12 de 9 de 2017). Obtenido de <http://www.altem.com/desiblog/altem-helps-mit-students-to-compete-in-formula-sae-contest-using-stratasys-fdm-technology>
- ANSYS. (Noviembre de 2013). Obtenido de ANSYS Meshing User's Guide: <http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Meshing%20Users%20Guide.pdf>
- ANSYS, I. (s.f.). *ANSYS Theory Reference*.
- Araujo, R. (2017). *Modulo Aerodinamica FSAE*. Guatemala.
- Armstead, J. K. (2006). *Chassis Development for the Formula SAE Racer*. Southern Queensland: University of Southern Queensland.
- Arvindkumar. (2014). *Optimisation of Intake Manifold Design Using Fibre Reinforced Plastic*. International Journal of Scientific & Engineering Research.
- Autodesk. (2016). *About Shape Generator*. Autodesk.
- AZO. (2012). *AZO Materials AISI 1018 Carbon Steel*.
- Baker, C. S. (2004). *Formula SAE-A Space Frame Chassis Design*. Southern Queensland: University of Southern Queensland.
- Baker, D., Baldan, A., Grusenmeyer, M., Jenkins, E., & Marcks, S. (2011). *FSAE Chassis Final Progress Report*. Delaware: University of Delaware.
- BOSCH. (2002). *Gestión del motos de gasolina, Fundamentos y Componentes*. Bosch.
- Carnell, R. (5 de February de 2013). *Grabcad*. Obtenido de Library: <https://grabcad.com/library/formula-sae-carbon-fiber-intake-manifold>
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2006). *Mecánica de Fluidos Fundamentos y Aplicaciones*. Distrito Federal, México: McGraw Hill.
- Craig, T. (2017). *Taylor Racing*. Obtenido de www.taylor-race.com: <http://www.taylor-race.com/techsprt.cfm>
- Crespo. (2017). *Levas Crespo*. Obtenido de Productos Levas Crespo: <https://www.levascrespo.com/multiples-de-admision/>
- FSAE. (2016). *FORMULA SAE REPORT*. Michigan.
- Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, Inc.
- Hui, L. (2012). *Design, Analysis and Experimental Verification of Tubular Spaceframe Chassis for FSAE Application*. Singapore: National University of Singapore.

- Huneychuck, M., Kistler, W., Piacente, N., & Stager, A. (13 de Diciembre de 2010). *Team FSAE powertrain*. Obtenido de University of Delaware, College of engineering: http://www.me.udel.edu/old-meeg401/10/FSAE-drivetrain_final-presentation.pdf
- Inc., A. (2013). *ANSYS Users Guide*. Canonsburg: Southpinte.
- Inc., G. (s.f.). *6061-T6 Aluminum Material Notes*. Leander, TX USA.
- Industrias Unicon, C.A. (2016). *Información general de productos Tubos y perfiles para uso estructural*. Caracas: Industrias Unicon, C.A.
- Jeremy, L. (2004). *Development of the drivetrain including brakes and wheels for the Formula SAE-A vehicle*. Queensland: University of Southern Queensland.
- Karande, P., & Pandhare, S. (2016). *Design & Analysis for Intake System of Formula SAE Car*. Ambav (Devrukh), Ratnagiri, Maharashtra, India: IJETMAS.
- Katayama Chain. (2016). *Product Category List*. Obtenido de <http://www.kana.co.jp/en/>
- Kodati, M. (2013). *Kinematic Analysis of the Double Wishbone Suspension System*. Chennai : Department of Technology Madras Chennai India.
- Leshner, K. (2012). *Resume*. Recuperado el 17 de Septiembre de 2016, de kiahlesher.weebly.com/contact.html
- Mauger, T. W. (2004). *Selection of an Engine and Design of the Fuelling System for a Formula SAE car* . Queensland: University of Souther Queensland.
- Meganeboy, D. (2014). Recuperado el 19 de Septiembre de 2016, de <http://www.aficionadosalamecanica.net/transmision-delantera.htm>
- Micke, F. (18 de mayo de 2008). *Torsen Differential*. Obtenido de <http://www.c42.mride.se/chaindrive.html>
- Mohammad Iman, M. M. (2010). *Optimization of Double Wishbone Suspension System with Variable Camber Angle by Hydraulic Mechanism*. World Academy of Science, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering.
- NTN. (2004). *Cojinetes de Bolas y Rodillos*. Obtenido de New Technology Network: <http://www.ntnamericas.com>
- Oh Yide, A. (2012). *Design and Analysis of the Intake System of a Formula SAE CAR*. Singapore: NUS.
- O'Neill, A. M. (2005). *Chassis Design for SAE Racer*. Southern Queensland: University of Southern Queensland.
- Oshinibosi, A. (2012). *Chassis and Impact Attenuator Design for Formula student Race Car*. Leeds: University of Leeds School of Mechanical Engineering.
- Palacios, A. I. (2016). *Diseño del sistema de transmisión de potencia a las ruedas para un vehículo tipo fórmula SAE con motor eléctrico*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana.
- Pulkrabek, W. W. (s.f.). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Wisconsin: Pearson.

- Rico, M. E., & Benitez, O. P. (2009). *Diseño de un vehículo prototipo fórmula SAE y creación de una guía metodológica para el diseño de vehículos de carreras*. Santander: Universidad Industrial de Santander.
- Rodas, P. (2016). *Sistemas de direccion y suspension*. Guatemala.
- Rodriguez, R. (2011). *Firewall and Driver's seat for Formula Student Race Car FEST11*. Tallin: Estonia.
- Rules, 2.-2. F. (2016). *FSAE International*. Recuperado el 13 de Noviembre de 2016, de <http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%20PRELIMINARY.pdf>
- SAE, F. (2016). *2017-28 Formula SAE Rules*. SAE International.
- SAE, F. (25 de Enero de 2017). *Equipos Resgistrados*. Obtenido de <http://students.sae.org/cds/formulaseries/west/teams/>
- Series, F. (26 de Oct de 2015). *The Fabrication Series*. Obtenido de Build Blogs: <http://thefabricatorseries.com/build-blogs//sheet-metal-intake-manifold-entirely-by-hand-p2>
- Seshadri, S. (2015). *DESIGN AND CFD ANALYSIS OF THE INTAKE MANIFOLD FOR THE HONDA CBR250RR ENGINE*. Arlington, Texas: University of Texas Arlington.
- Shinde, P. A. (2014). *Research and optimization of intake restrictor for Formula SAE car engine*. Pune India: Kashibai Navale College of Engg, Pune.
- SKF. (2016). *SKF Transmission Chains*. Recuperado el 24 de Septiembre de 2016, de [skf.com: http://www.skf.com/binary/57-238620/SKF-Transmission-Chains---13747-EN.pdf](http://www.skf.com/binary/57-238620/SKF-Transmission-Chains---13747-EN.pdf)
- Society of Automotive Engineers. (2016). *2017-18 Formula SAE rules*. Michigan: SAE International.
- Springer. (2014). *Basic Principles of vehicle dynamics*. Wiesbaden: Springer.
- Stahl, C. (2012). *Push-Pull control*. Recuperado el 18 de September de 2016, de [Savacable.com: http://www.savacable.com/pages/prod_04_01.html](http://www.savacable.com/pages/prod_04_01.html)
- Stines, W. (2003). *Formula SAE 2003*. Obtenido de [stineshome.com: http://stineshome.com/Pictures/FSAE/Competition/Picture%20014.jpg](http://stineshome.com/Pictures/FSAE/Competition/Picture%20014.jpg)
- Taller Virtual. (28 de Marzo de 2012). *Actualidad motor*. Obtenido de <https://www.actualidadmotor.com/rigidez-torsional-en-que-afecta-a-mi-coche/>
- Tecniaceros. (2013). *Nuestros Productos*. Obtenido de <http://www.tecniaceros.com>
- Tesis Digitales UDLAP. (2010). *Colección de Tesis Digitales*. Obtenido de Universidad de Las Americas Puebla: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/andrade_n_mg/apendiceA.pdf
- TotalMotorcycle. (s.f.). *Total Motorcycle*. Recuperado el 18 de Enero de 2017, de <http://www.totalmotorcycle.com/motorcyclespecshandbook/frames/Compare2motorcycles.htm>
- Unison Mexico. (s.f.). Obtenido de Soporte Tecnico Unison Mexico: ftp://soporte.uson.mx/publico_INGENERIA%20CIVIL/ACERO%202/Texto%20Laminados%20en%20Frio/CAPITULO2.pdf
- Urbieto, J. A. (2003). *Amortiguadores y Suspension*. Navarra: TECNUN.
- Vaughan, A., & Delagrammatikas, G. (2011). *A High, Continuously Variable Engine Intake Manifold*. Cooper Union.

XI. ANEXOS

A. SUSPENSIÓN

Muy buenos días.

Es un gusto poder saludarle nuevamente, le envío la cotización con los descuentos ya aplicados de la Subaru WRX ZTI, quedando de esta manera:

Bufa delantera lado derecho	Q450.00
Bufa delantera lado izquierdo	Q450.00
Bufa trasera lado derecho	Q450.00
Bufa trasera lado izquierdo	Q450.00
Cojinete (x4)	Q450.00
Total:	Q3,600.00

Quedo a la espera de cualquier comentario.

Saludos cordiales.

Flechas, S.A.
TEL: 2475-2584

LA CASA DEL TORNILLO S.A.

2387-5050

Cotizacion No. 6-49642

MARLENY DE GONZALEZ

Cant	Descrip	
16	12 DIN 125-1A, ROLDANA METRICA NEGRA	21.92
16	12 X 100 DIN 931 HEXAGONAL ROSCA ORDINARIA 8.8	233.28
16	12 DIN 985 TUERCA HEXAGONAL SEGURIDADPLASTICO ROSCAORDINARIA 5	129.76
Total:		384.96

TECNIACEROS

Cliente: C840649-9 - Daniel Gonzalez
 Teléfono: 4054-0848
 Contacto:
 Email:

Fecha: 05/09/2017
 Valido hasta: 05/10/2017
 Condición de pago: Contado /ANTICIPADO
 Tipo de Cambio: 1.00
 Moneda: QTZ

Cotización 87938

#	Código	Descripción	UM	Precio UM	Cantidad UM	Total
1	SAM101010005	BARRA REDONDA ACERO 1018 1 "	PULGADA	Q 1.70000	237.00	Q 402.90
						Total: Q 402.90

1 eje de aprox 6mts

Cheques a nombre de INVERSIONES R.M., S.A.
 Cotización sujeta a cambios y existencias.
 Precios válidos por la cantidad cotizada.
 Todos los precios incluyen IVA.
NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

- Tolerancias dimensionales según norma.
- Tolerancia de corte: Rango entre (-0/+20) mm según diámetro o espesor
- Mayor información contactar a su asesor.

Jennifer Aldana
 ventas1@tecniaceros.com
 2329-8908

PARA SU COMODIDAD, AHORA ACEPTAMOS TARJETAS DE CREDITO Y DEBITO

•ACERO INOXIDABLE •ACEROS ESPECIALES
 •ACEROS ANTIDESGASTE •BRONCE •ALUMINIO
 •HIERRO FUNDIDO •PLÁSTICOS DE INGENIERÍA

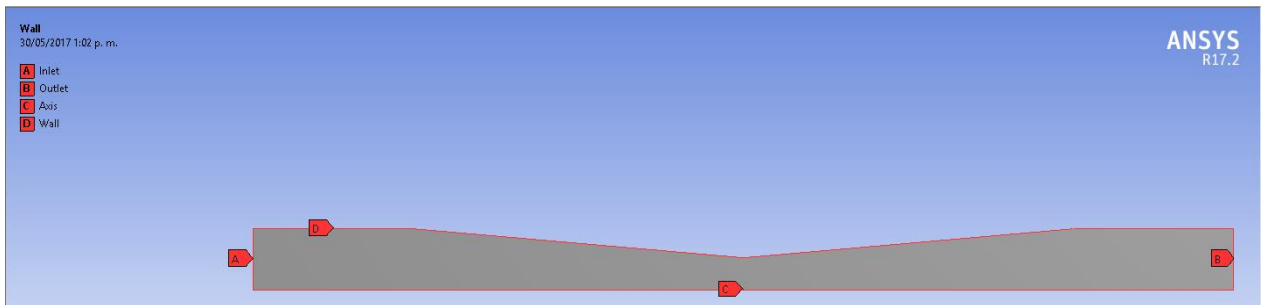
• 23 Av. 31-53 Zona 12 Col. Santa Elisa, Guatemala, C.A.
 • PBX: (502) 2329-8900 • Fax: (502) 2477-0503
 • ventas@tecniaceros • www.tecniaceros.com

B. SISTEMA DE POTENCIA

1. Configuración de análisis de fluidos en Fluent de ANSYS. Dentro de la simulación asistida por computadora hecha en Fluent de ANSYS fue realizado un análisis en 2D, para optimizar tiempo y recursos del ordenador, con geometría definida por las constantes y variables antes mencionadas tal y como se observa en la Figura 144.

En el análisis se utilizó una línea de simetría sobre el eje axial para simplificar la geometría. Al empezar a definir el tipo de mallado se hizo uso de la opción de llamar las partes de interés como se muestra en la Figura 145, tales como la entrada, salida, eje y paredes, para que Fluent de ANSYS lograra reconocerlas y facilitar el análisis al software.

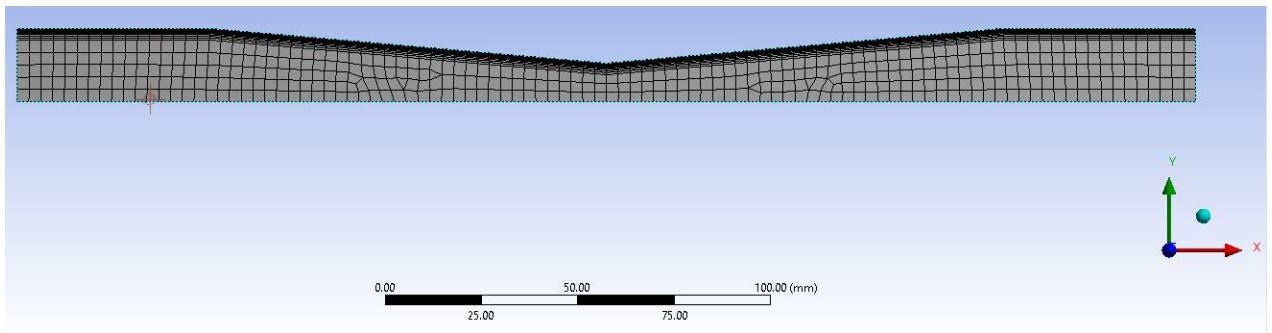
Figura No. 144: Nombramiento de geometría del restrictor para posterior análisis mediante Fluent



(Elaboración propia)

Dada la sencillez de la geometría se utilizó un mallado fino con un método de inflación sobre las paredes para lograr simular la curvatura del cilindro, tal como se muestra en la Figura No. 21.

Figura No. 145: Mallado final para restrictor



(Elaboración propia)

Con un total de 2055 nodos y 1936 elementos se obtuvo un resultado de oblicuidad y de ortogonalidad de:

Tabla No. 52: Resultado de oblicuidad y ortogonalidad del mallado realizado para el restrictor tipo venturi

Métrica de mallado	Oblicuidad	Ortogonalidad
Mínimo	1.1089e-3	0.88244
Máximo	0.3502	1
Promedio	2.7677e-2	0.99834

(Elaboración propia)

Antes de iniciar las iteraciones de la solución se configuró el tipo de solución para el problema. Se definió el Solver para que este trabajara en base a presión, a velocidad absoluta, tiempo estático y un espacio 2D axisimétrico. Los modelos que se optaron por darles solución fueron a la ecuación de continuidad de energía, y al modelo viscoso (el cual representa la solución a las ecuaciones de Navier-Stokes).

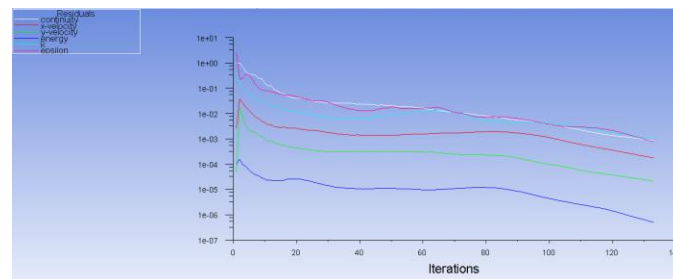
Se optó por usar aluminio como material y aire, modelándolo como gas ideal, para el fluido. Como condiciones de frontera se estableció lo siguiente:

$$\text{Presión de entrada } (P_0) = 101,325 \text{ Pa}$$

$$\text{Flujo másico de salida} = 0.073 \text{ kg/s}$$

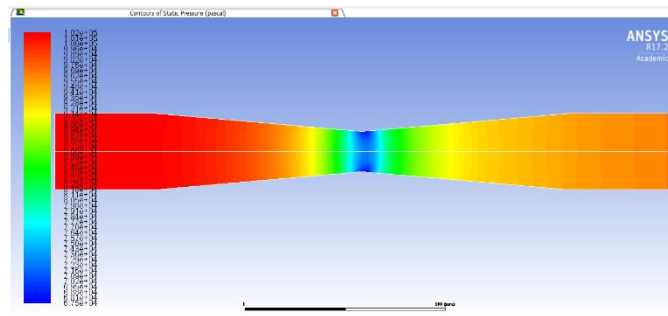
Al observar los residuos ponderados de las iteraciones al convergir la solución, tal como se ven en la Figura no. 146, se observa que el rango de estos queda entre el orden de $1e+00$ hasta alrededor de $1e-06$ lo cual es lo recomendado por el manual de Fluent de ANSYS a la hora de resolver problema relacionados con presión.

Figura No. 146: Residuos ponderados de iteraciones para convergencia de la solución



(Elaboración propia)

Figura No. 147: Contornos de presión para el restrictor



(Elaboración propia)

De la Figura No. 146 se logra observar como hay una disminución significativa de presión desde la entrada hasta la garganta, la cual es desde presión atmosférica hasta los 72.59 kPa y luego hay un aumento de la misma hasta los 95.85 kPa en la salida, tal y como se observa en la Figura 147.

Los resultados de la caída de presión se logran apreciar en la Tabla No. 53.

Tabla No. 53: Propiedades de diseño final para restrictor

Propiedad de diseño final	Oblicuidad
Ángulo de entrada (grados)	10
Ángulo de salida (grados)	10
Longitud total (mm)	305.741
Presión entrada (Pa)	101325.45
Presión garganta (Pa)	72592.98
Presión salida (Pa)	95852.59
Delta presión (Pa)	5472.86

2. Motocicleta donada a la Universidad del Valle de Guatemala

Figura No. 148: Vista trasera de la motocicleta Suzuki GSXR-600 2004

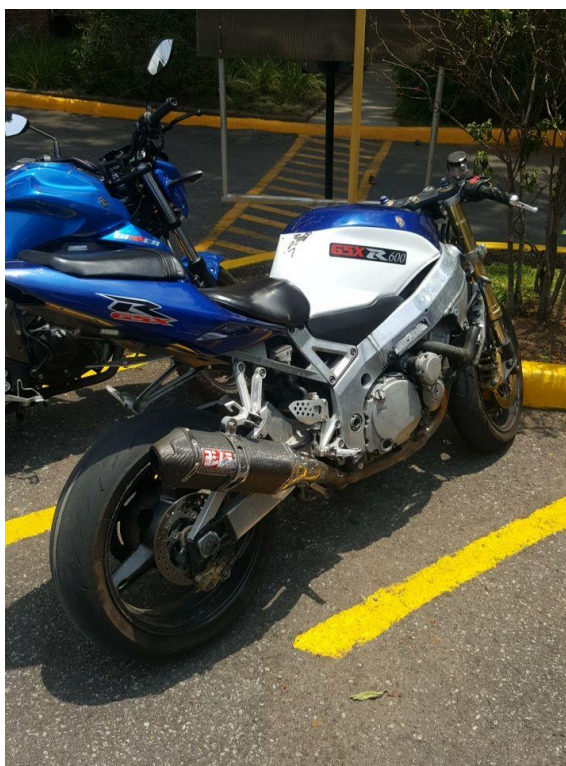


Figura No. 149: Vista lateral de la motocicleta Suzuki GSXR-600 2004



Vista lateral y trasera de la motocicleta que se desmontó para tomar provecho de su sistema de escape, enfriamiento y motor.

Figura No. 150: Pruebas de revoluciones de la motocicleta Suzuki GSXR-600 2004



Figura No. 151: Pruebas de sonido de la motocicleta Suzuki GSXR-600 2004



Figura No. 152: Pruebas de temperatura del bloque de motor de la motocicleta Suzuki GSXR-600 2004



Las tres pruebas presentadas en las figuras anteriores se hicieron con la finalidad de tener datos antes y después de la instalación del nuevo sistema de admisión de aire. Dado que no se logró el objetivo de manufacturar el nuevo sistema los datos han quedado registrados para las futuras fases y así se logre comprobar si el sistema beneficia o no al motor.

Figura No. 153: Vista del desmontaje de la motocicleta Suzuki GSXR-600 2004



Figura No. 154: Vista de la motocicleta Suzuki GSXR-600 2004 en el taller de metal mecánica de UVG



Figura No. 155: Vista del motor ya desmontado con el arnés eléctrico desconectado y sus cilindros protegidos a agentes externos.



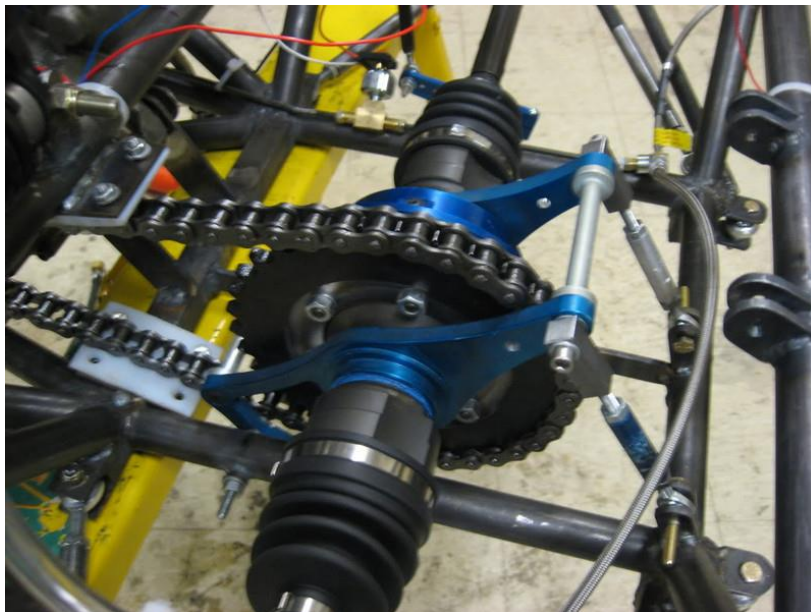
Datos tabulados de encuesta

Tabla No. 54: Datos tabulados de la encuesta realizada en el punto de salida de la Caravana del Zorro 2017.

	Honda CBR 600 RR	Kawasaki ZX-GR	Suzuki GSXR-600	Yamaha YZF600-R6	NR
¿De qué modelo considera más sencillo obtener respuestas en el país?	65	40	110	35	0
¿En qué modelo considera que es más sencillo lograr realizar servicio técnico por su propia cuenta?	40	40	125	40	5
¿Qué motocicleta considera que tiene mayor presencia en el país?	83	38	83	38	10
Total de personas encuestadas: 250					

C. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

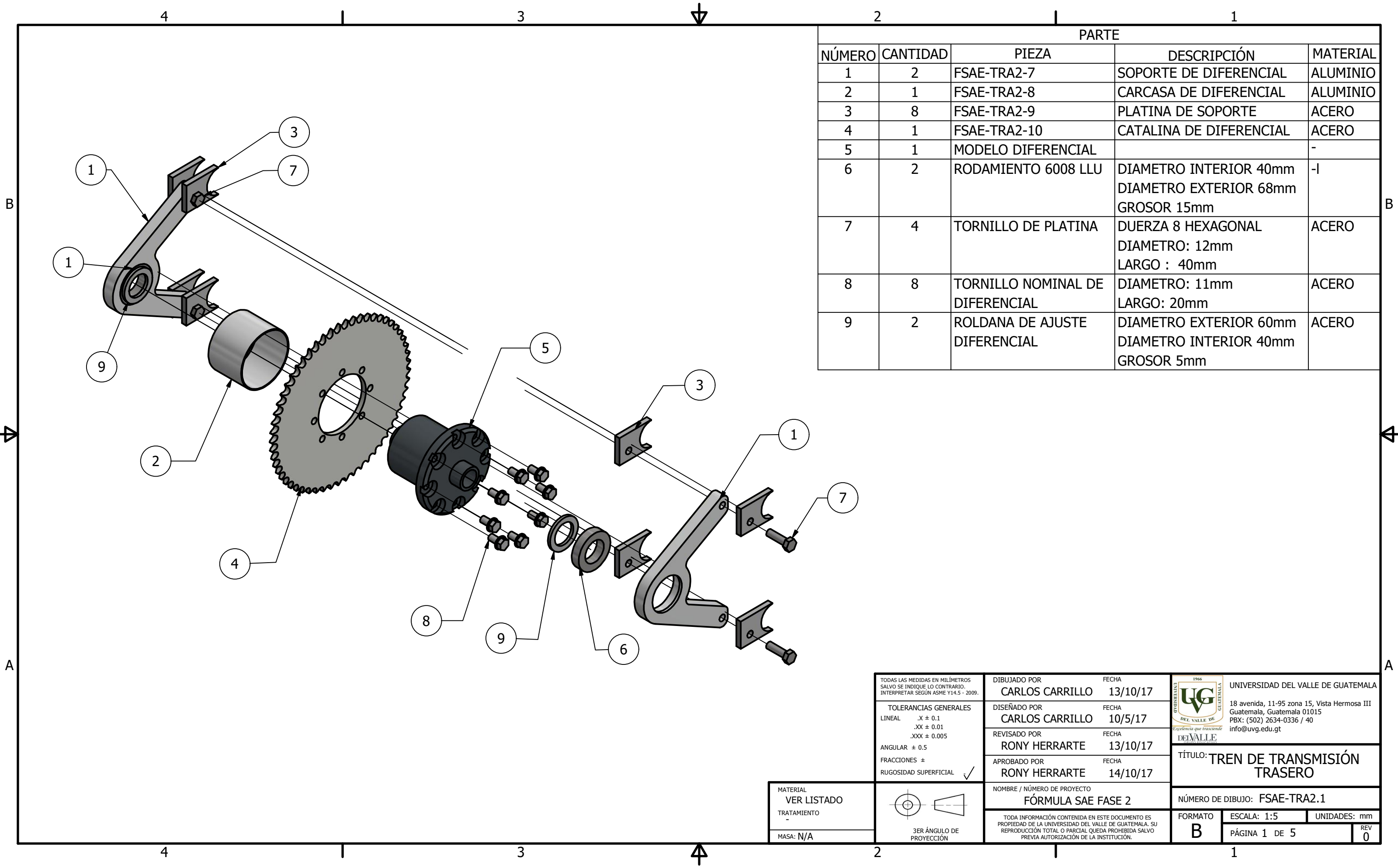
Figura No. 156. Diseño de tensor en carrocería inferior de chasis a partir de teflón



(Huneychuck, Kistler, Piacente, & Stager, 2010)

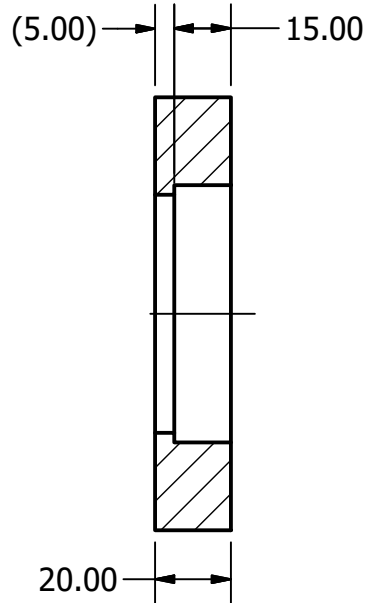
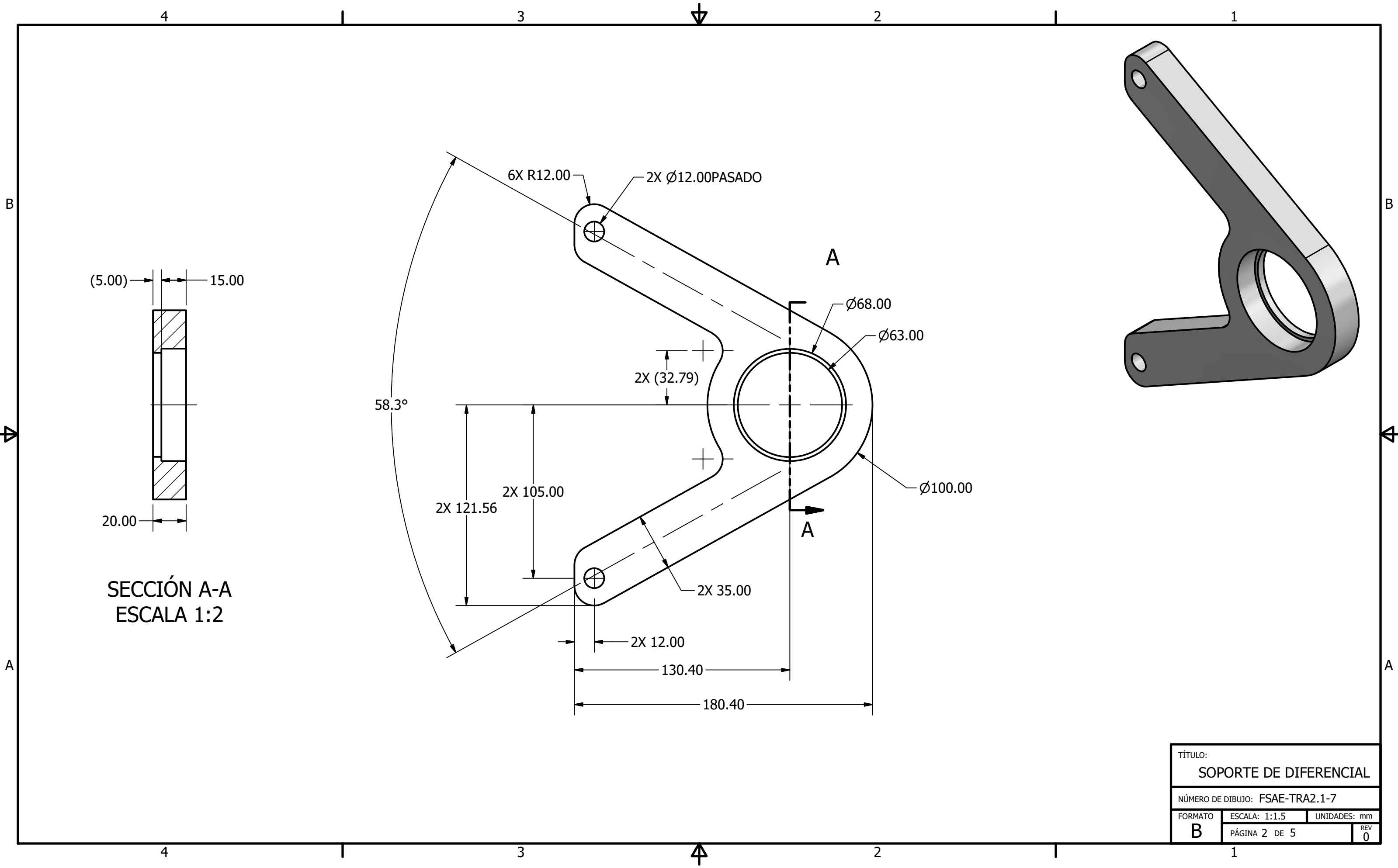
Figura No. 157. Ranura de piñón para Suzuki GXSR 600 comparada con ranura nominal de piñón Katayama





PARTE				
NÚMERO	CANTIDAD	PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	2	FSAE-TRA2-7	SOPORTE DE DIFERENCIAL	ALUMINIO
2	1	FSAE-TRA2-8	CARCASA DE DIFERENCIAL	ALUMINIO
3	8	FSAE-TRA2-9	PLATINA DE SOPORTE	ACERO
4	1	FSAE-TRA2-10	CATALINA DE DIFERENCIAL	ACERO
5	1	MODELO DIFERENCIAL		-
6	2	RODAMIENTO 6008 LLU	DIAMETRO INTERIOR 40mm DIAMETRO EXTERIOR 68mm GROSOR 15mm	-I
7	4	TORNILLO DE PLATINA	DUERZA 8 HEXAGONAL DIAMETRO: 12mm LARGO : 40mm	ACERO
8	8	TORNILLO NOMINAL DE DIFERENCIAL	DIAMETRO: 11mm LARGO: 20mm	ACERO
9	2	ROLDANA DE AJUSTE DIFERENCIAL	DIAMETRO EXTERIOR 60mm DIAMETRO INTERIOR 40mm GROSOR 5mm	ACERO

<p>TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGÚN ASME Y14.5 - 2009.</p> <p>TOLERANCIAS GENERALES</p> <p>LINEAL .X ± 0.1 .XX ± 0.01 .XXX ± 0.005</p> <p>ANGULAR ± 0.5</p> <p>FRACCIONES ±</p> <p>RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓</p>	<p>DIBUJADO POR: CARLOS CARRILLO</p> <p>FECHA: 13/10/17</p>	 <p>UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA</p> <p>18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015</p> <p>PBX: (502) 2634-0336 / 40 info@uvg.edu.gt</p>
	<p>DISEÑADO POR: CARLOS CARRILLO</p> <p>FECHA: 10/5/17</p>	
	<p>REVISADO POR: RONY HERRARTE</p> <p>FECHA: 13/10/17</p>	
	<p>APROBADO POR: RONY HERRARTE</p> <p>FECHA: 14/10/17</p>	
<p>MATERIAL: VER LISTADO</p> <p>TRATAMIENTO: -</p> <p>MASA: N/A</p>	<p>NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO: FÓRMULA SAE FASE 2</p>	<p>TÍTULO: TREN DE TRANSMISIÓN TRASERO</p>
 <p>3ER ÁNGULO DE PROYECCIÓN</p>	<p>TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.</p>	<p>NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.1</p>
		<p>FORMATO: B</p> <p>ESCALA: 1:5</p> <p>UNIDADES: mm</p> <p>PÁGINA 1 DE 5</p> <p>REV 0</p>



SECCIÓN A-A
ESCALA 1:2

TÍTULO:		
SOPORTE DE DIFERENCIAL		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.1-7		
FORMATO	ESCALA: 1:1.5	UNIDADES: mm
B	PÁGINA 2 DE 5	REV 0

2

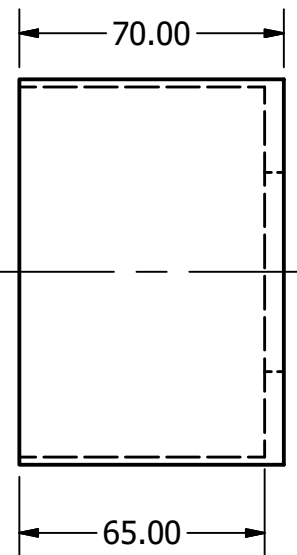
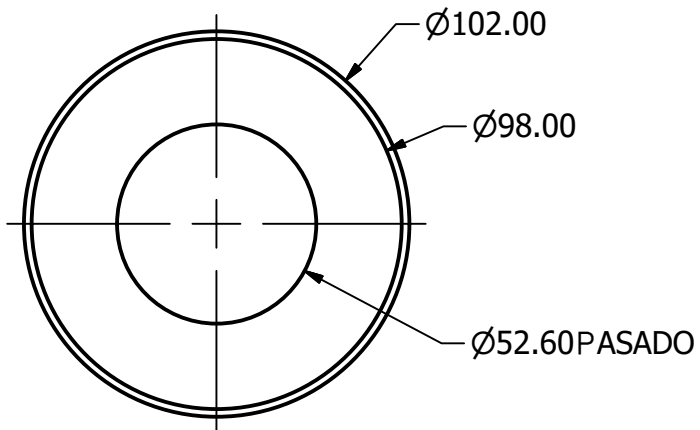


1

B



B



A

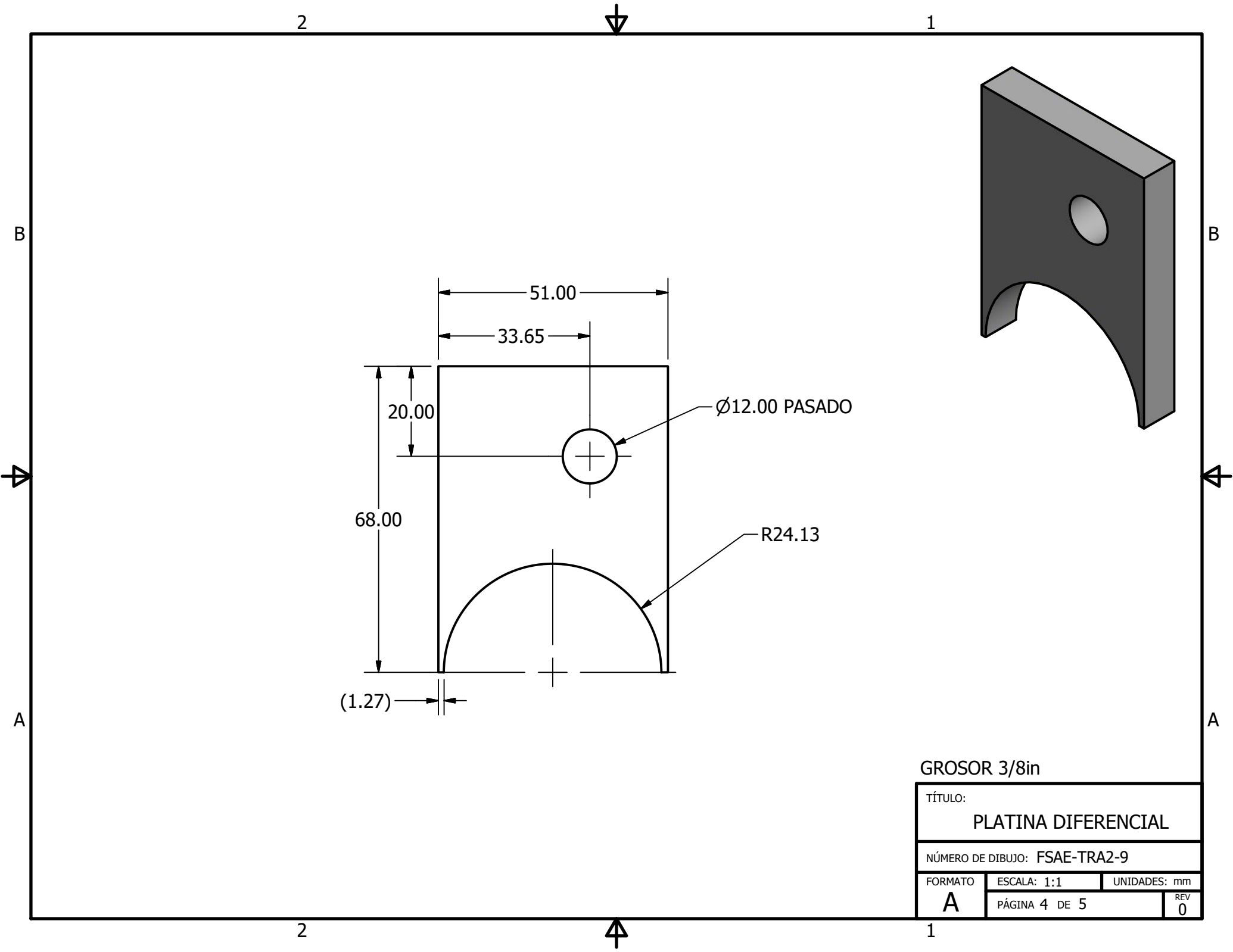
A

2



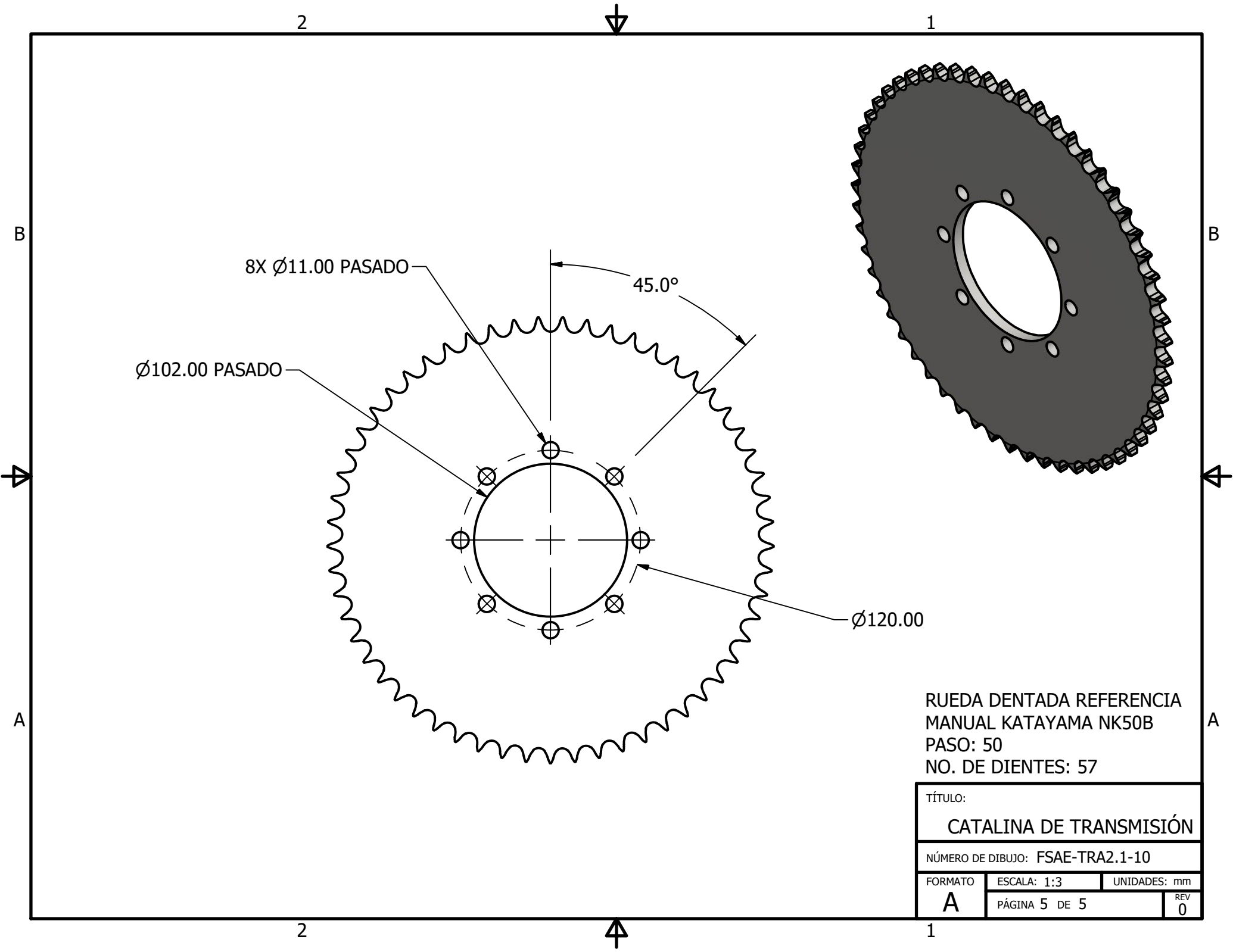
1

TÍTULO:		
CARCASA DIFERENCIAL		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.1-8		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 3 DE 5	REV 0



GROSOR 3/8in

TÍTULO:		
PLATINA DIFERENCIAL		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2-9		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 4 DE 5	REV 0



2

1

B

B

8X Ø11.00 PASADO

45.0°

Ø102.00 PASADO

Ø120.00

A

A

A

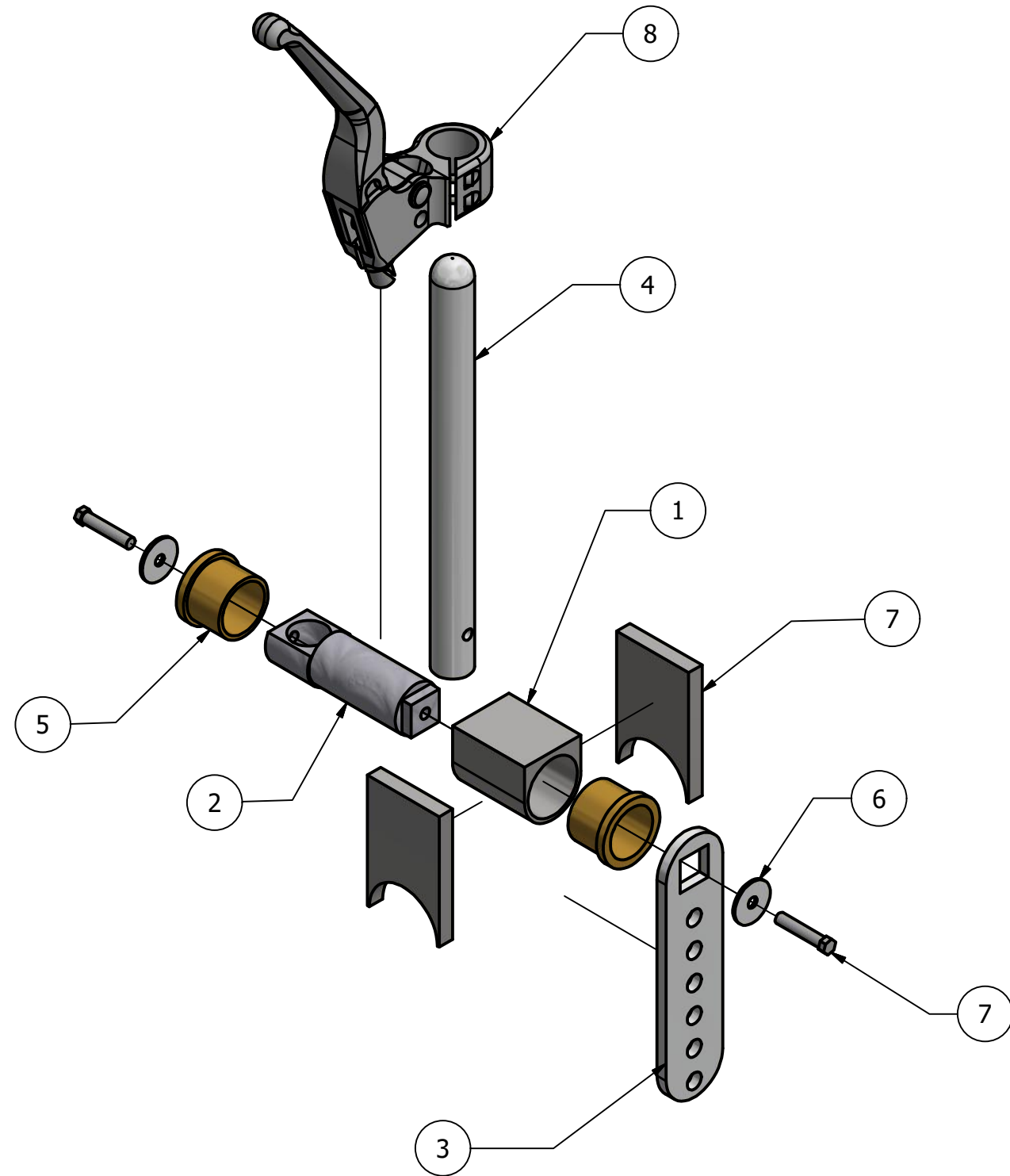
A

2

1

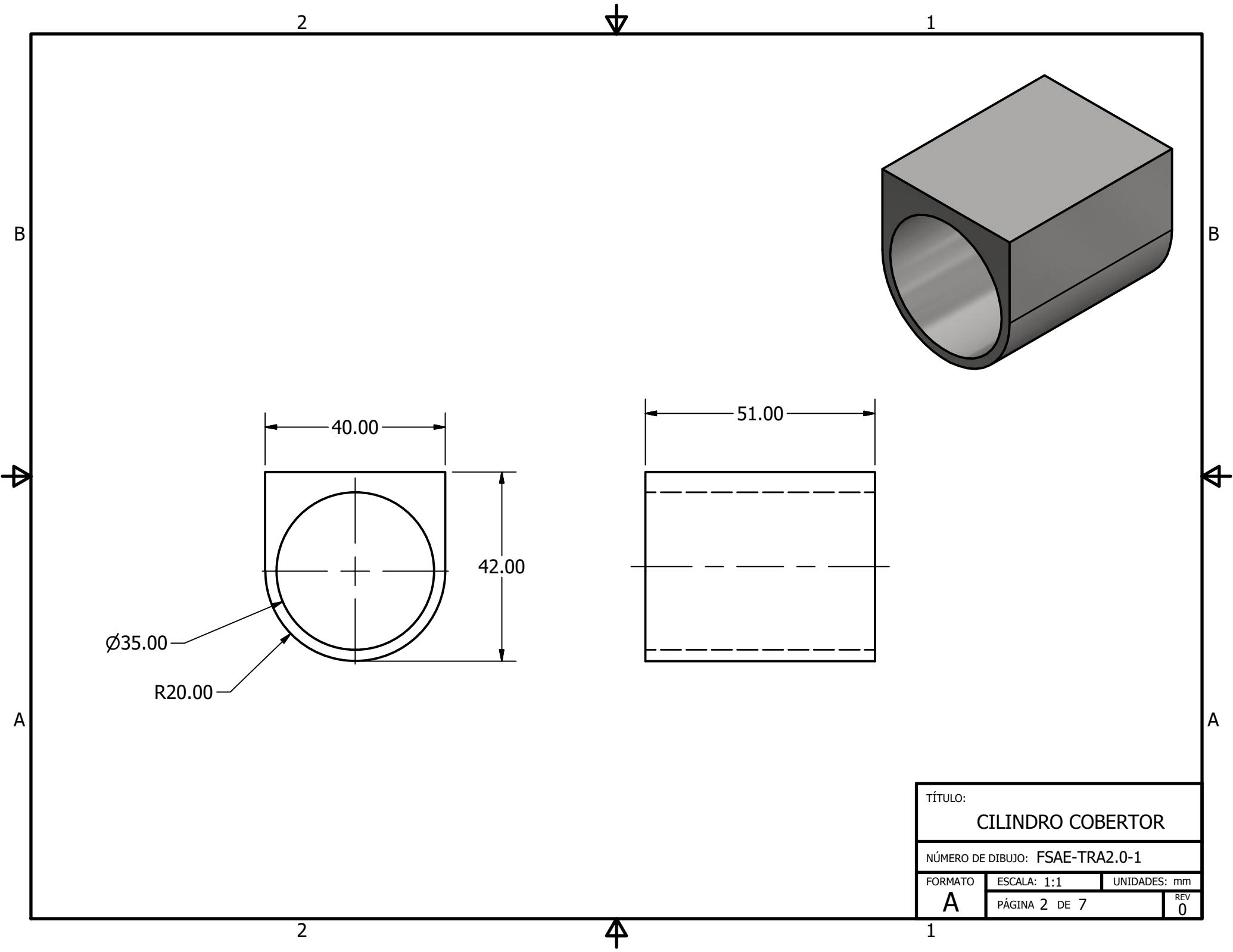
RUEDA DENTADA REFERENCIA
 MANUAL KATAYAMA NK50B
 PASO: 50
 NO. DE DIENTES: 57

TÍTULO:		
CATALINA DE TRANSMISIÓN		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.1-10		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 5 DE 5	REV 0

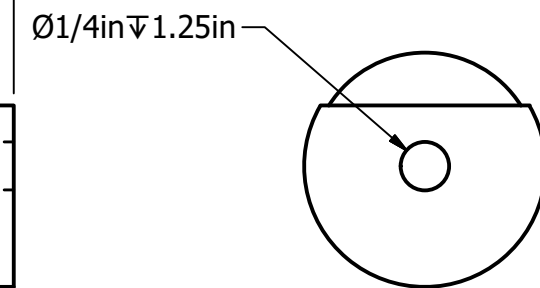
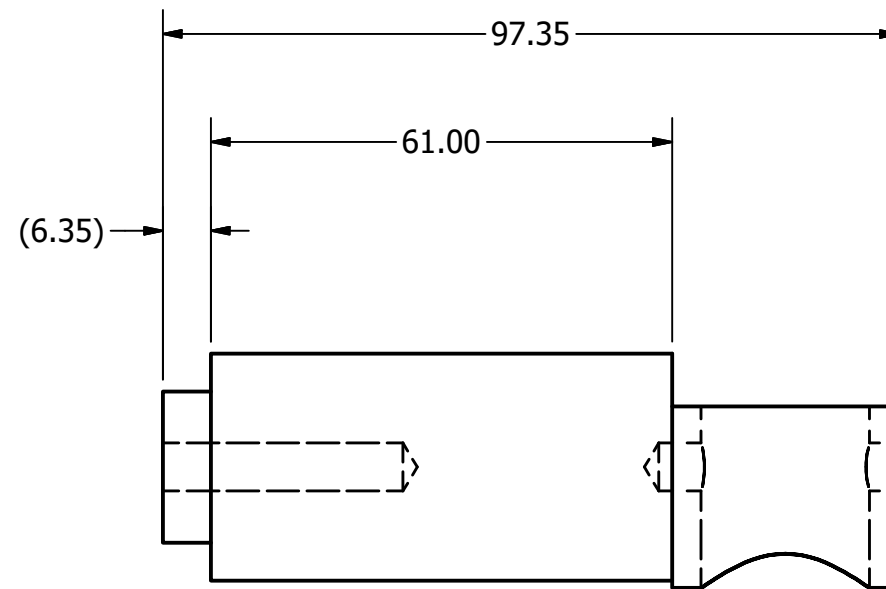
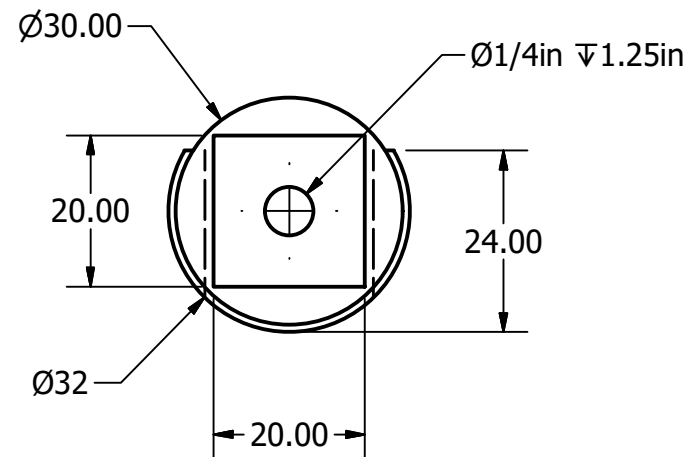
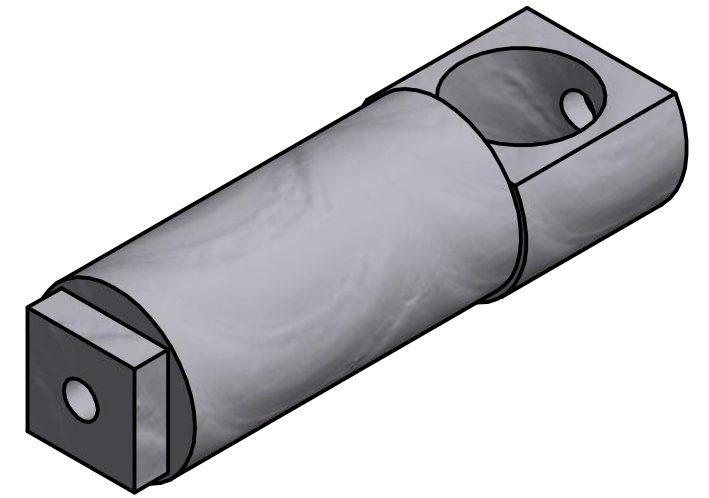
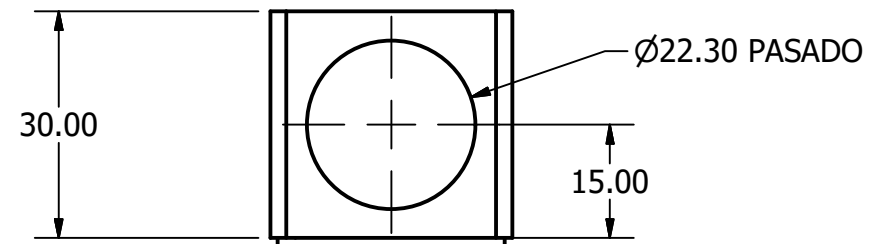


PARTS LIST				
NÚMERO	CANTIDAD	PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	FSAE-TRA2-1	CILINDRO COBERTOR	ACERO
2	1	FSAE-TRA2-2	CILINDRO DE TRANSMISIÓN	ALUMINIO
3	1	FSAE-TRA2-3	PALANCA INFERIOR	ALUMINIO
4	1	FSAE-TRA2-4	PALANCA SUPERIOR	ALUMINIO
5	2	FSAE-TRA2-5	RODAMIENTO CILÍNDRICO	BRONCE
7	2	FSAE-TRA2-7	PLATINA	ACERO
6	2	ROLDANA	DIAMETRO EXTERIOR 25mm DIAMETRO INTERIOR 1/8in GROSOR 1/16in	ALUMINIO
7	2	TORNILLO	RESISTENCIA GRADO 8 HEXAGONAL ESPESOR 1/4in LARGO 1.25IN	ACERO
8	1	EMBRAGUE	EMBRAGUE SUZUKI GXR 600	PLÁSTICO

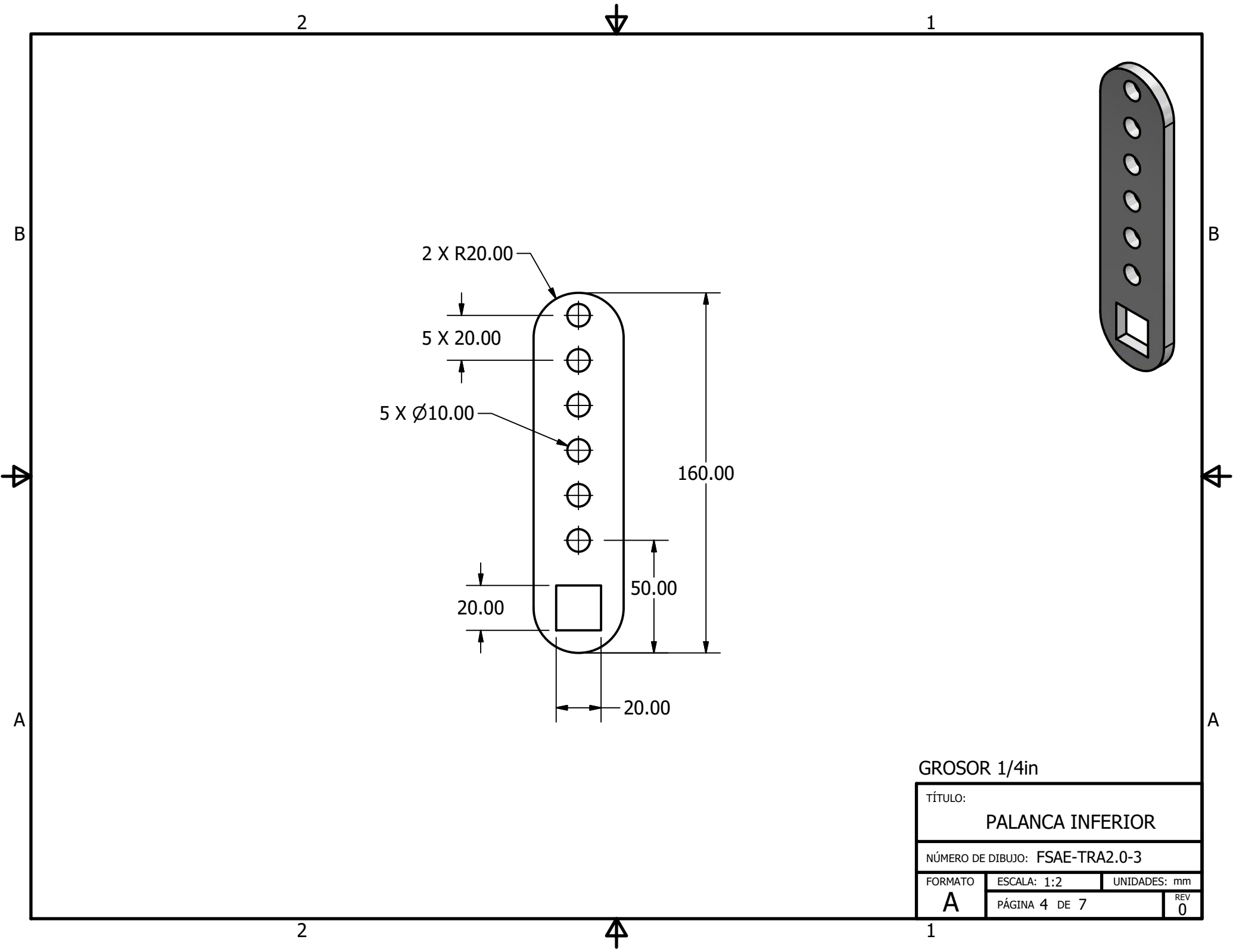
TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGÚN ASME Y14.5 - 2009.	DIBUJADO POR CARLOS CARRILLO	FECHA 10/10/17	 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40 info@uvg.edu.gt
	DISEÑADO POR CARLOS CARRILLO	FECHA 10/5/17	
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± 0.1 .XX ± 0.01 .XXX ± 0.005 ANGULAR ± 0.5 FRACCIONES ± RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓	REVISADO POR RONY HERRARTE	FECHA 11/10/17	TÍTULO: SISTEMA DE CAMBIOS Y EMBRAGUE
	APROBADO POR RONY HERRARTE	FECHA 14/10/17	
MATERIAL VER LISTADO TRATAMIENTO -	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO FÓRMULA SAE FASE 2		NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.0
MASA: 3.161 lbmass	 TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN	TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.	FORMATO B
			ESCALA: 1:2
			UNIDADES: mm
			PÁGINA 1 DE 7
			REV 0



TÍTULO:			
CILINDRO COBERTOR			
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.0-1			
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 2 DE 7		REV 0



TÍTULO:		
CILINDRO DE TRANSMISIÓN		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.0-2		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
B	PÁGINA 3 DE 7	REV 0



2 X R20.00

5 X 20.00

5 X Ø10.00

160.00

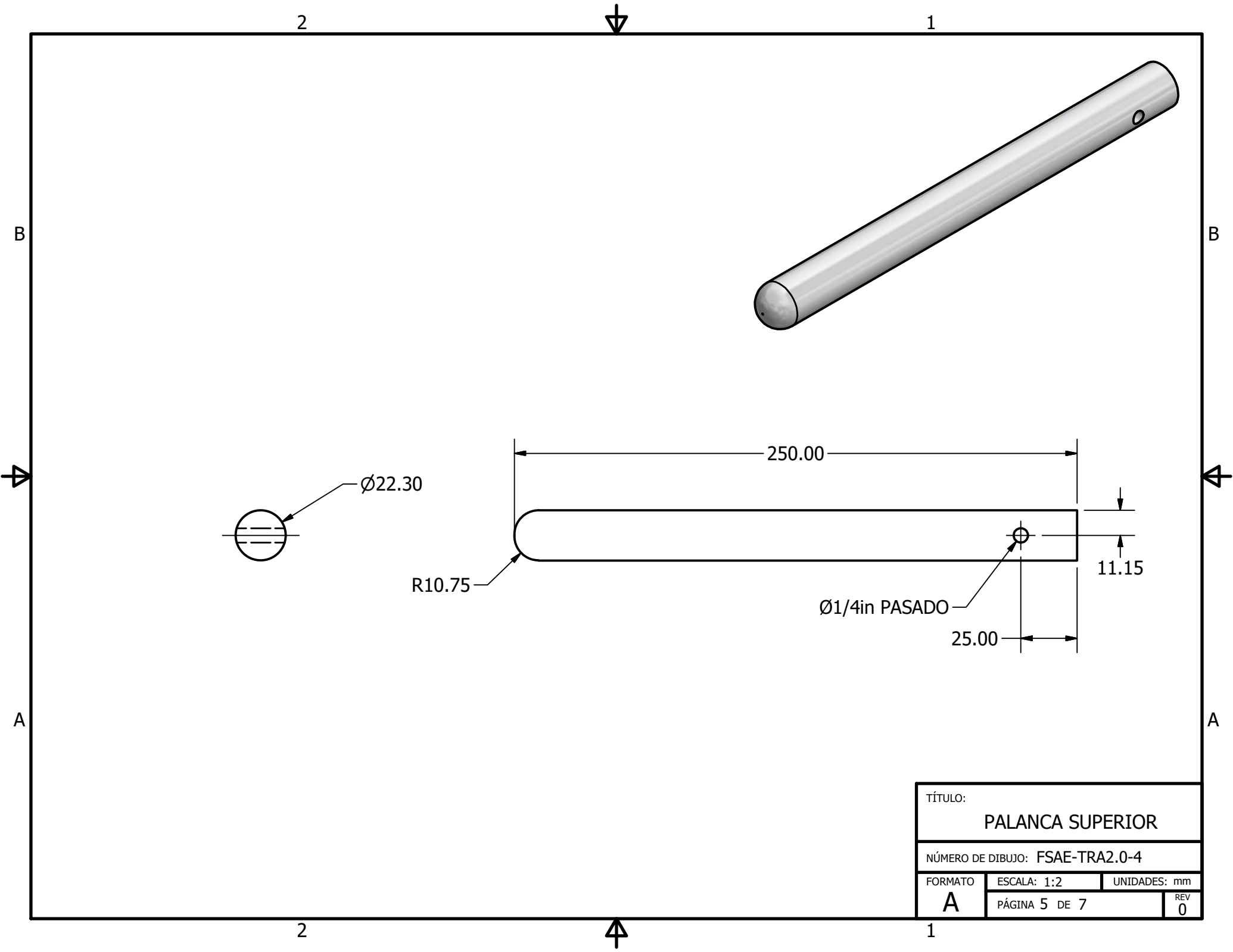
50.00

20.00

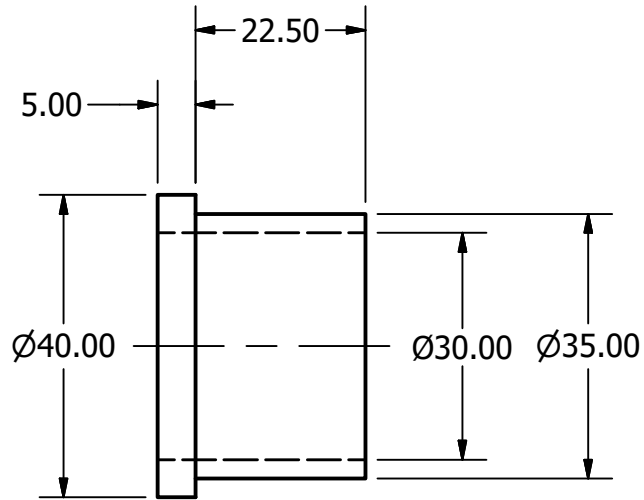
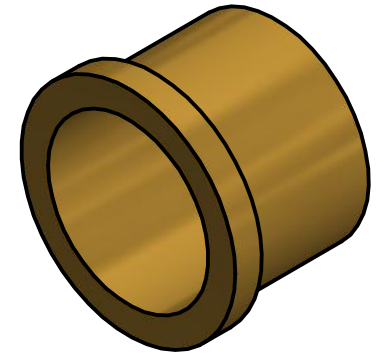
20.00

GROSOR 1/4in

TÍTULO:		
PALANCA INFERIOR		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.0-3		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 4 DE 7	REV 0



TÍTULO:		
PALANCA SUPERIOR		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.0-4		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 5 DE 7	REV 0



TÍTULO:		
RODAMIENTO CILÍNDRICO		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.0-5		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 6 DE 7	REV 0

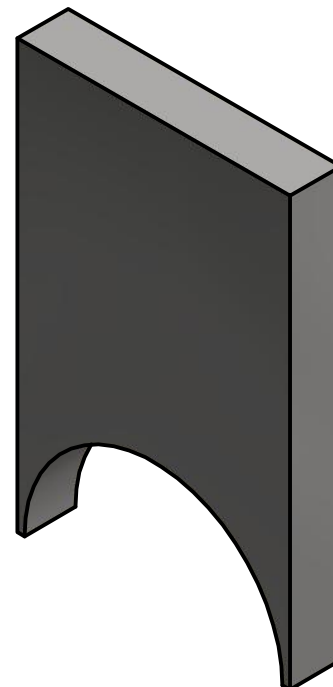
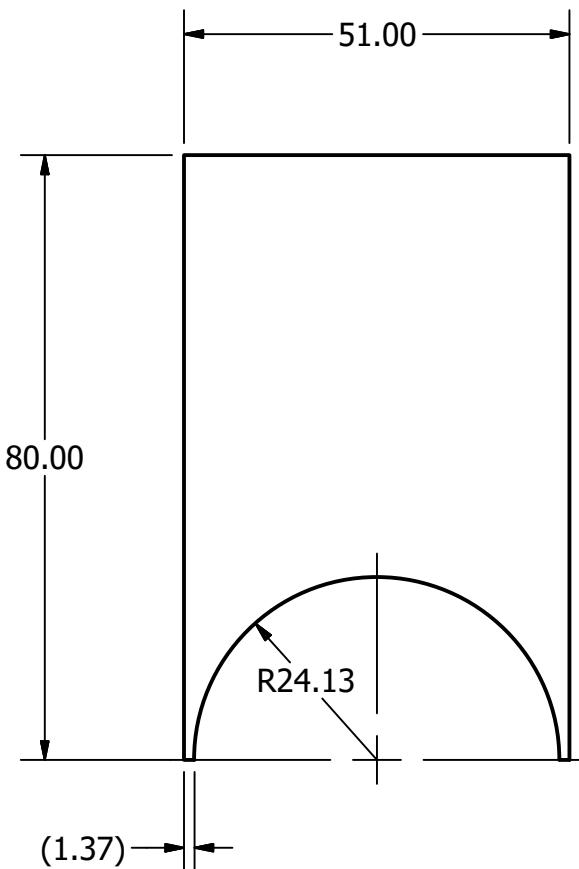
2



1

B

B



A

A

2



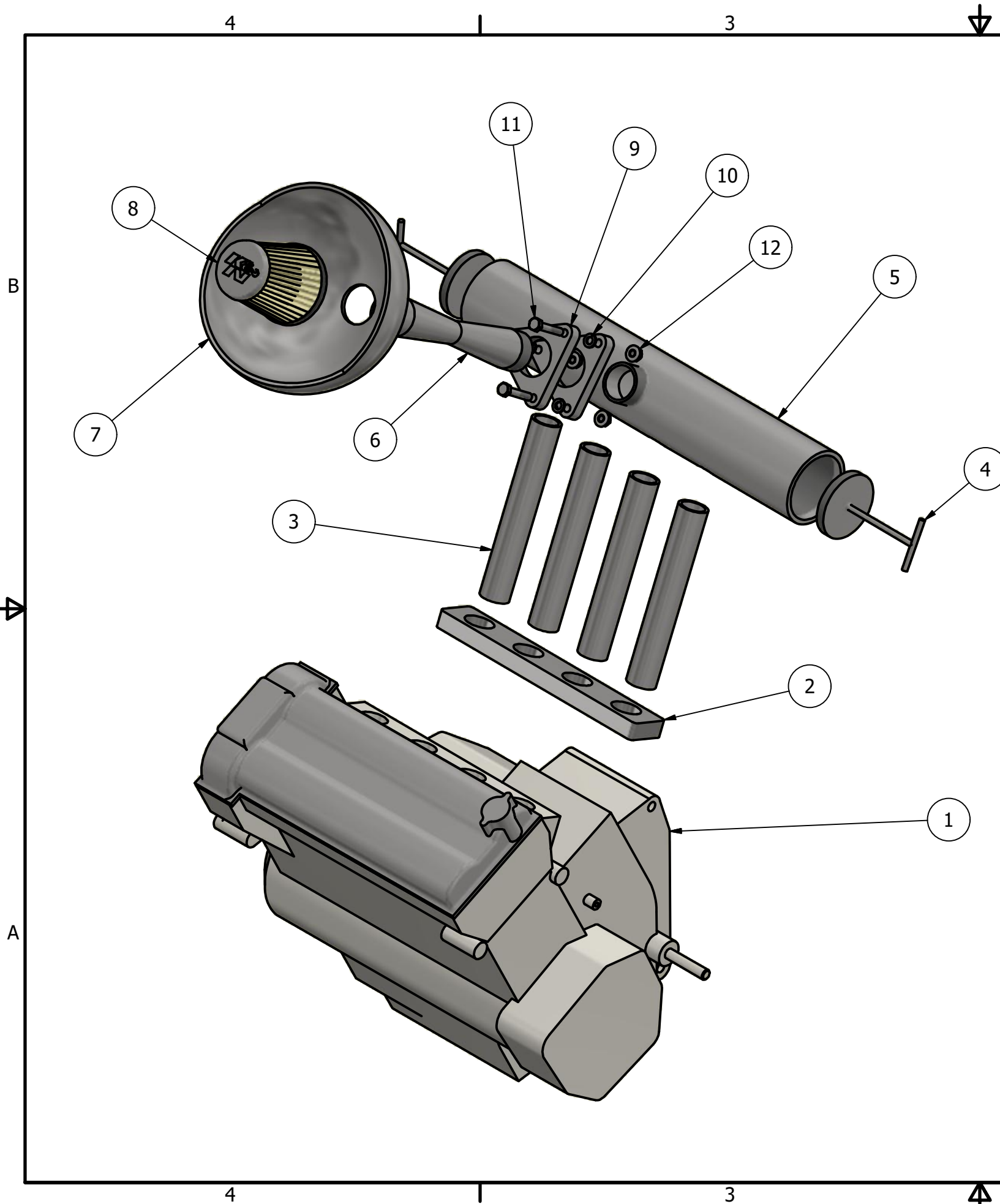
1

GROSOR 3/8in

TÍTULO:
PLATINA PALANCA



NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-TRA2.0-6

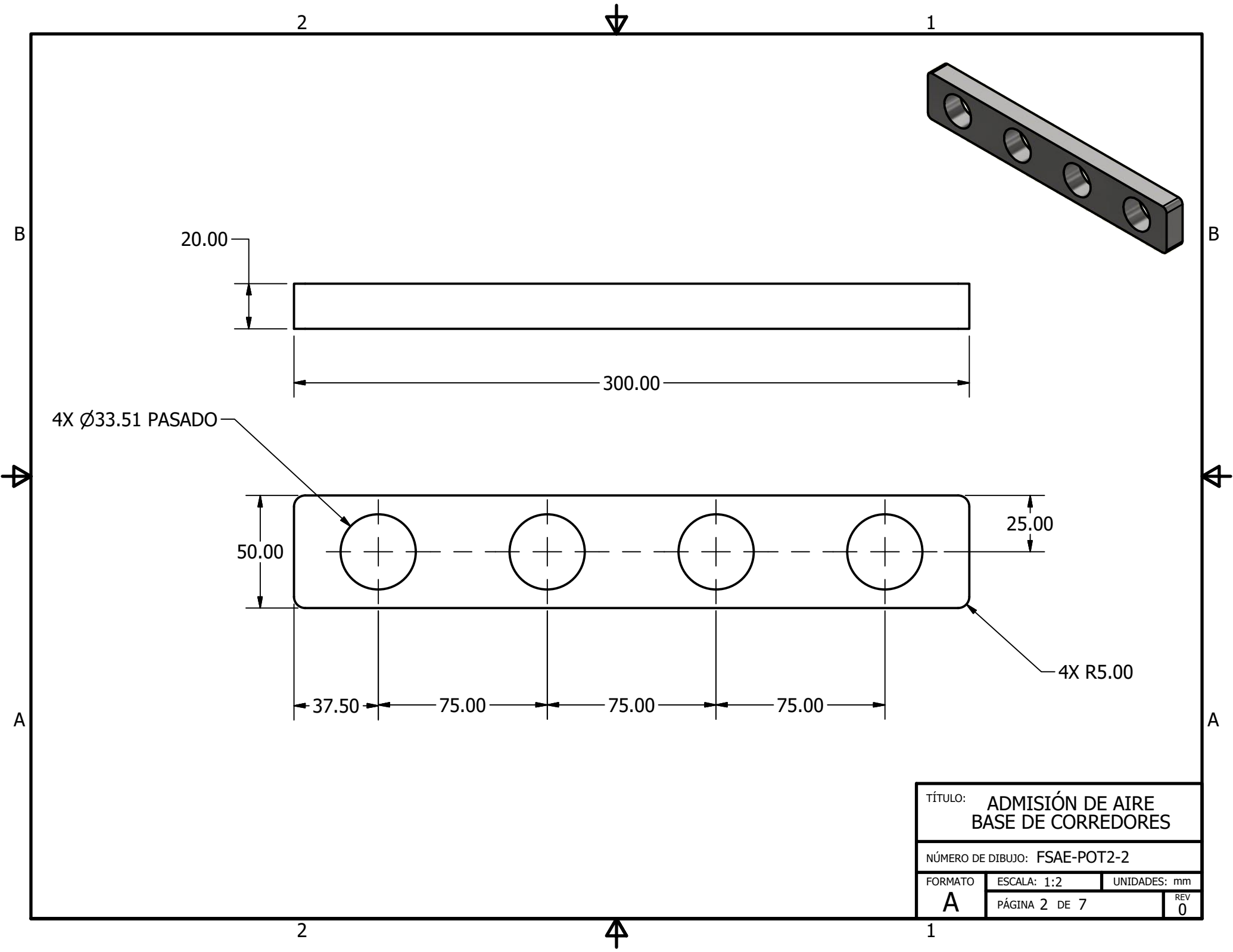
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 7 DE 7	REV 0



LISTA DE PARTES			
ITEM	CANT.	PARTE	DESCRIPCIÓN
1	1	Motor	Suzuki GSXR 600 Modelo 2005
2	1	Base de Corredores	
3	4	Corredor	ANSI 1 x 0.133; Long.: 210 mm
4	2	Tapadera de Plenum	
5	1	Plenum Variable	
6	1	Restrictor	
7	1	Campana de Admisión	
8	1	Filtro de Aire	Cónico de 38 mm
9	2	Unión roscada	
10	3	ASME B18.21.2M - 8	Arandelas de presión
11	3	ANSI B18.2.3.5M - M8 x 1.25 x 45	Tornillo de cabeza hexaédrica
12	3	ANSI B18.16.3M - M8 x 1.25	Tuerca métrica

ITEM	NÚMERO DE DIBUJO
2	FSAE-POT2-2
4	FSAE-POT2-3
5	FSAE-POT2-4
6	FSAE-POT2-5
7	FSAE-POT2-6
9	FSAE-POT2-7

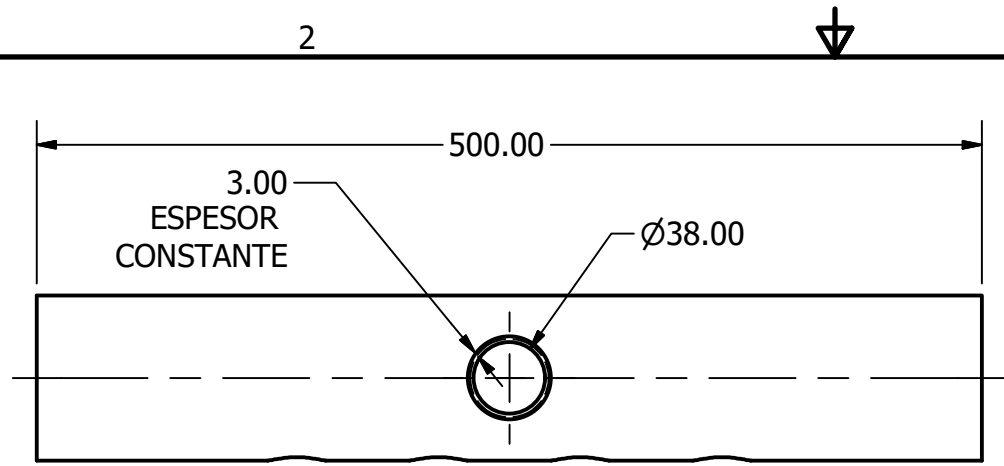
TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGÚN ASME Y14.5 - 2009.	DIBUJADO POR RICARDO CASTILLO	FECHA	 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40 info@uvg.edu.gt
	DISEÑADO POR RICARDO CASTILLO	FECHA	
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± 0.1 .XX ± 0.001 .XXX ± 0.005 ANGULAR ± 0.5 FRACCIONES ± RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓	REVISADO POR ANDRÉS VIAU	FECHA	TÍTULO: SISTEMA DE POTENCIA ADMISIÓN DE AIRE
	APROBADO POR RONY HERRARTE	FECHA	
MATERIAL VER L. PARTES TRATAMIENTO PINTURA POLIURETANO MASA: 77.44 kg	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO FÓRMULA SAE	NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-POT2-1	FORMATO B
 TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN	TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.	ESCALA: 1:5 UNIDADES: mm PÁGINA 1 DE 7 REV 0	



4X Ø33.51 PASADO

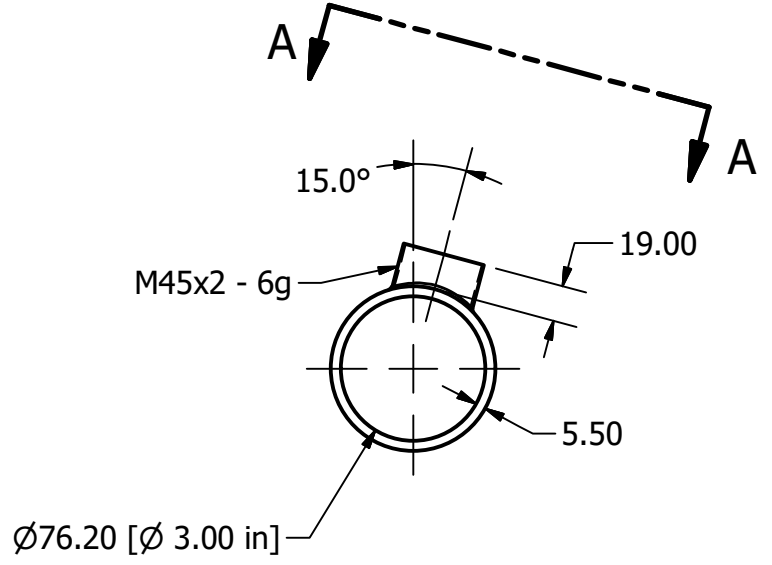
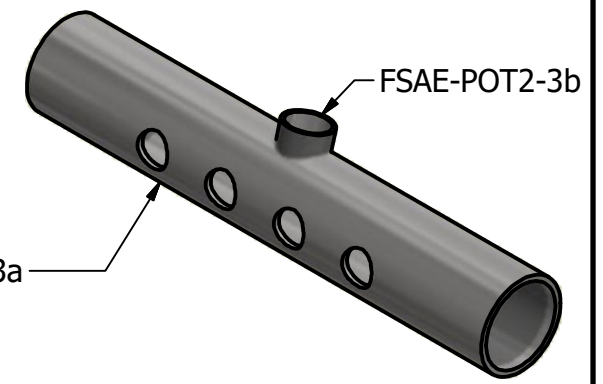
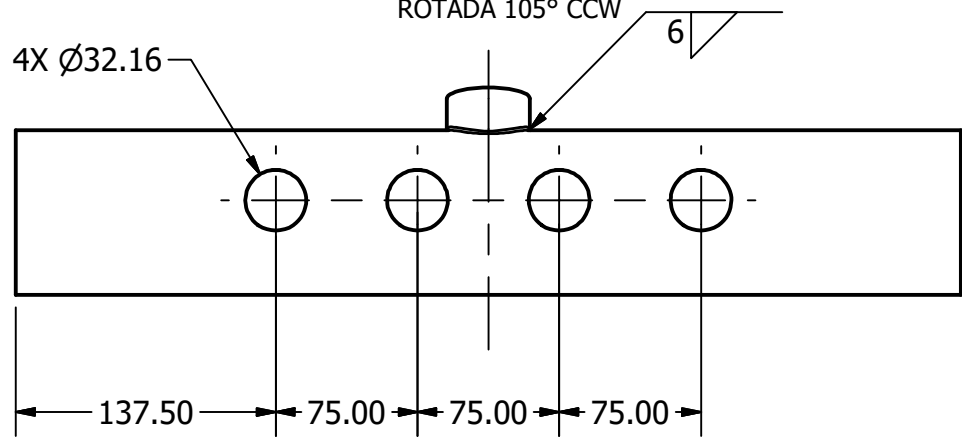
4X R5.00

TÍTULO: ADMISIÓN DE AIRE BASE DE CORREDORES			
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-POT2-2			
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 2 DE 7		REV 0



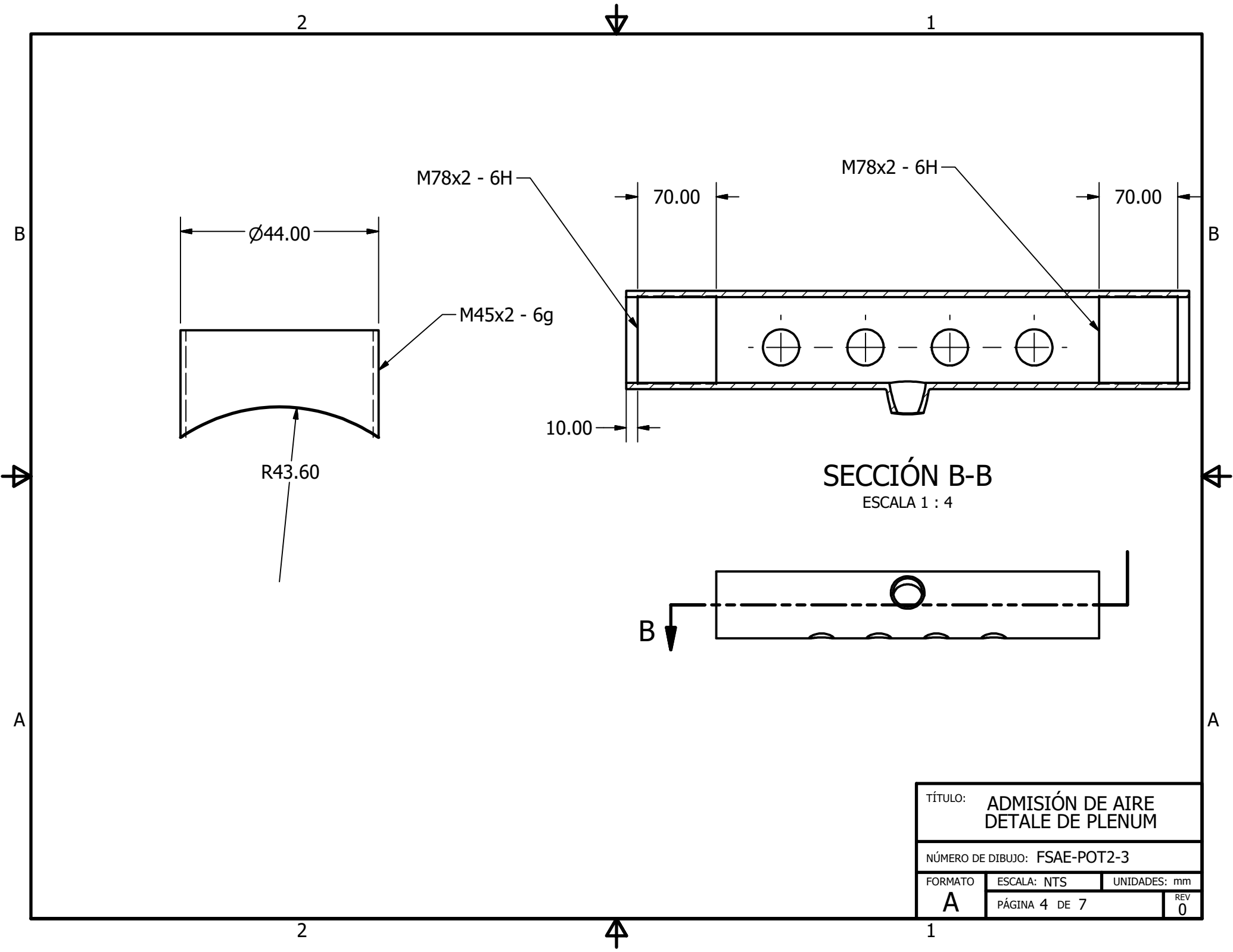
VISTA A-A

ESCALA 1 : 4
ROTADA 105° CCW



SUB-ENSAMBLE		
ITEM	PIEZA	DESCRIPCIÓN
FSAE-POT2-3a	PLENUM	ANSI 3x 0.216
FSAE-POT2-3b	BOQUILLA INGRESO DE AIRE	

TÍTULO: ADMISIÓN DE AIRE PLENUM VARIABLE		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-POT2-3		
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 3 DE 7	REV 0



M78x2 - 6H

M78x2 - 6H

Ø44.00

70.00

70.00

M45x2 - 6g

10.00

R43.60

SECCIÓN B-B

ESCALA 1 : 4

TÍTULO: ADMISIÓN DE AIRE
 DETALE DE PLENUM

NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-POT2-3

FORMATO ESCALA: NTS UNIDADES: mm

A

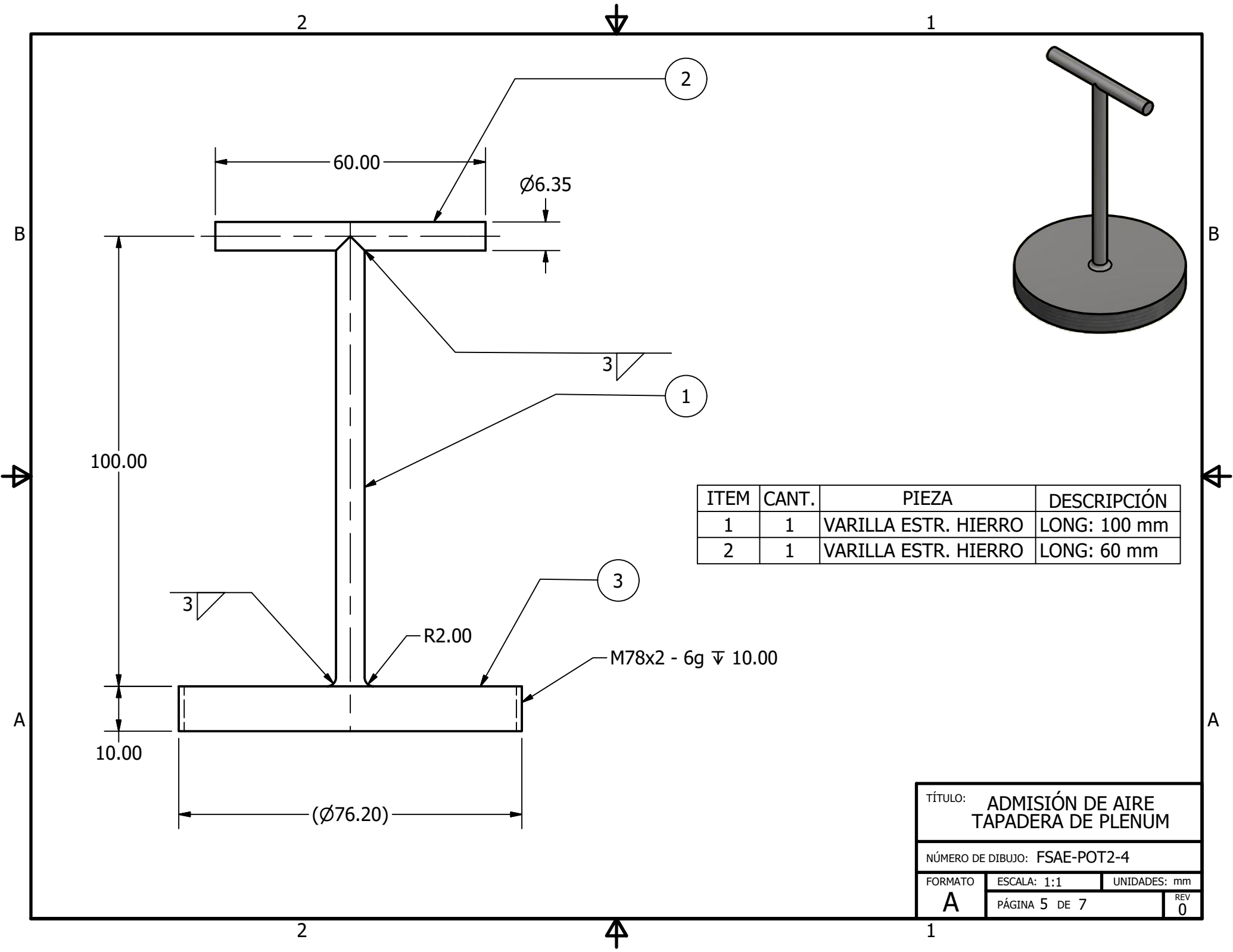
PÁGINA 4 DE 7

REV

0

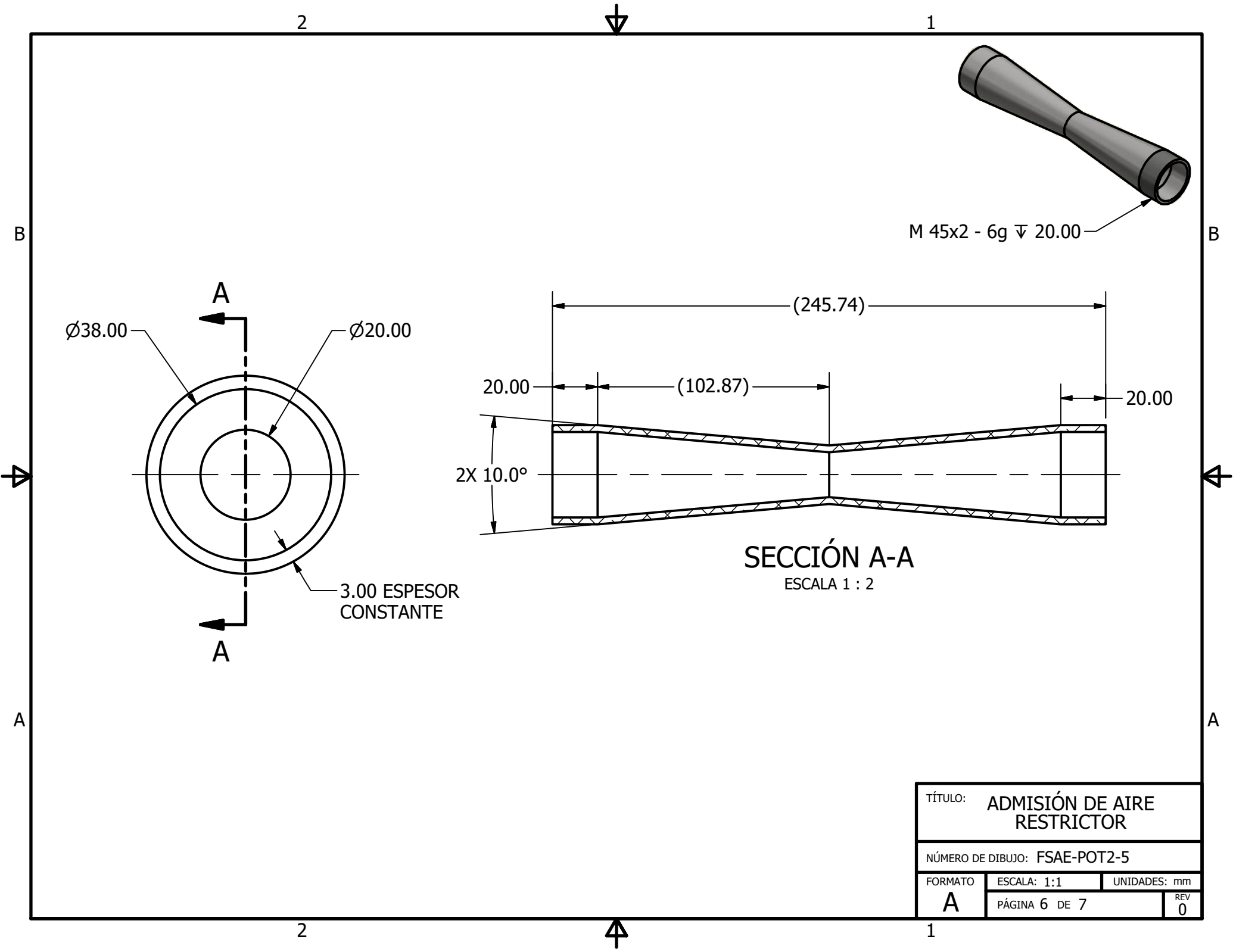
2

1



ITEM	CANT.	PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	VARILLA ESTR. HIERRO	LONG: 100 mm
2	1	VARILLA ESTR. HIERRO	LONG: 60 mm

TÍTULO: ADMISIÓN DE AIRE TAPADERA DE PLENUM		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-POT2-4		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 5 DE 7	REV 0



M 45x2 - 6g ∇ 20.00

∅38.00

∅20.00

3.00 ESPESOR
CONSTANTE

2X 10.0°

(245.74)

(102.87)

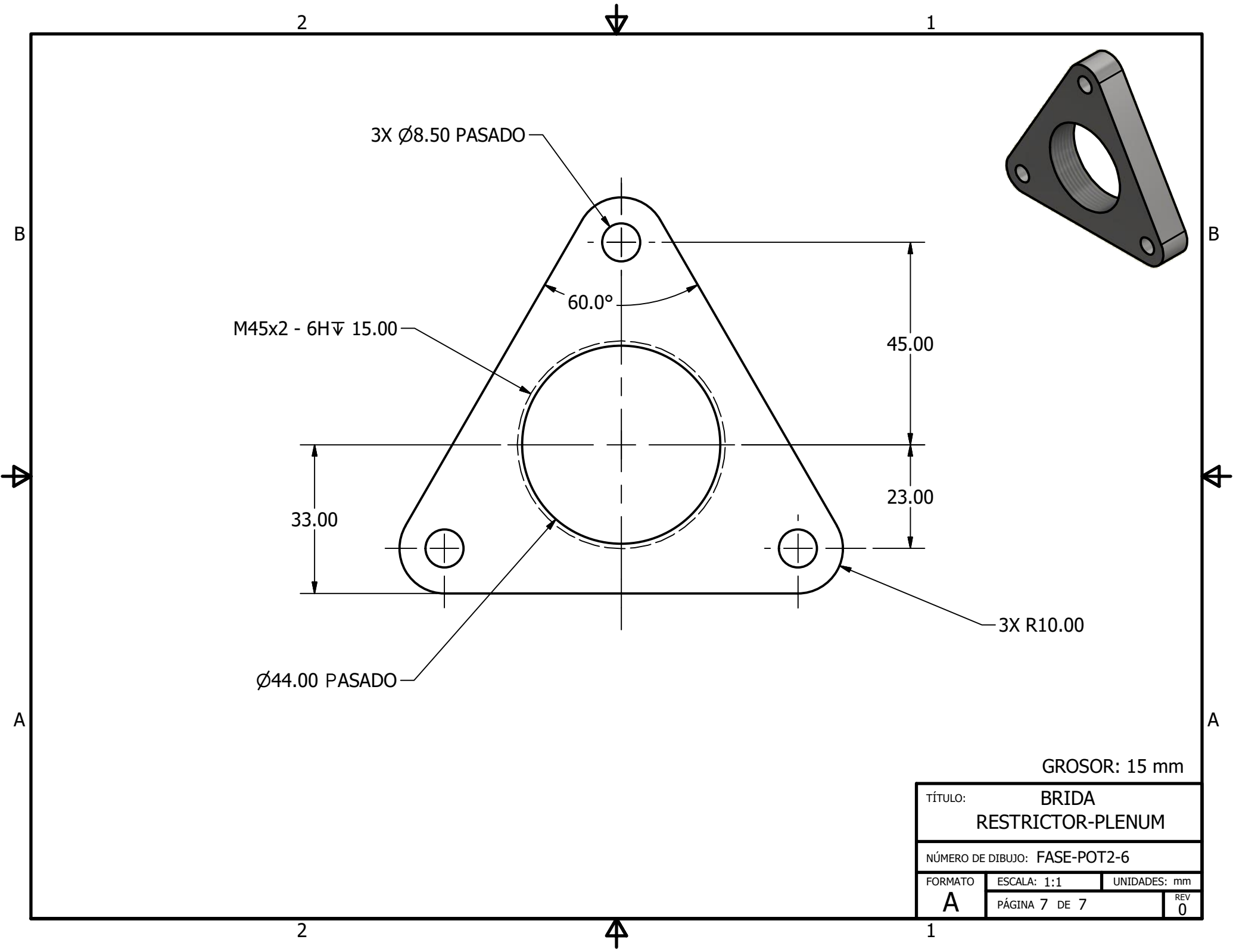
20.00

20.00

SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 2

TÍTULO: ADMISIÓN DE AIRE RESTRICTOR		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-POT2-5		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 6 DE 7	REV 0



GROSOR: 15 mm

TÍTULO: BRIDA RESTRICTOR-PLENUM		
NÚMERO DE DIBUJO: FASE-POT2-6		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 7 DE 7	REV 0

2

1

B

B

A

A

2

1

4

3

2

1

B

B

4

3

2

1

A

A

4

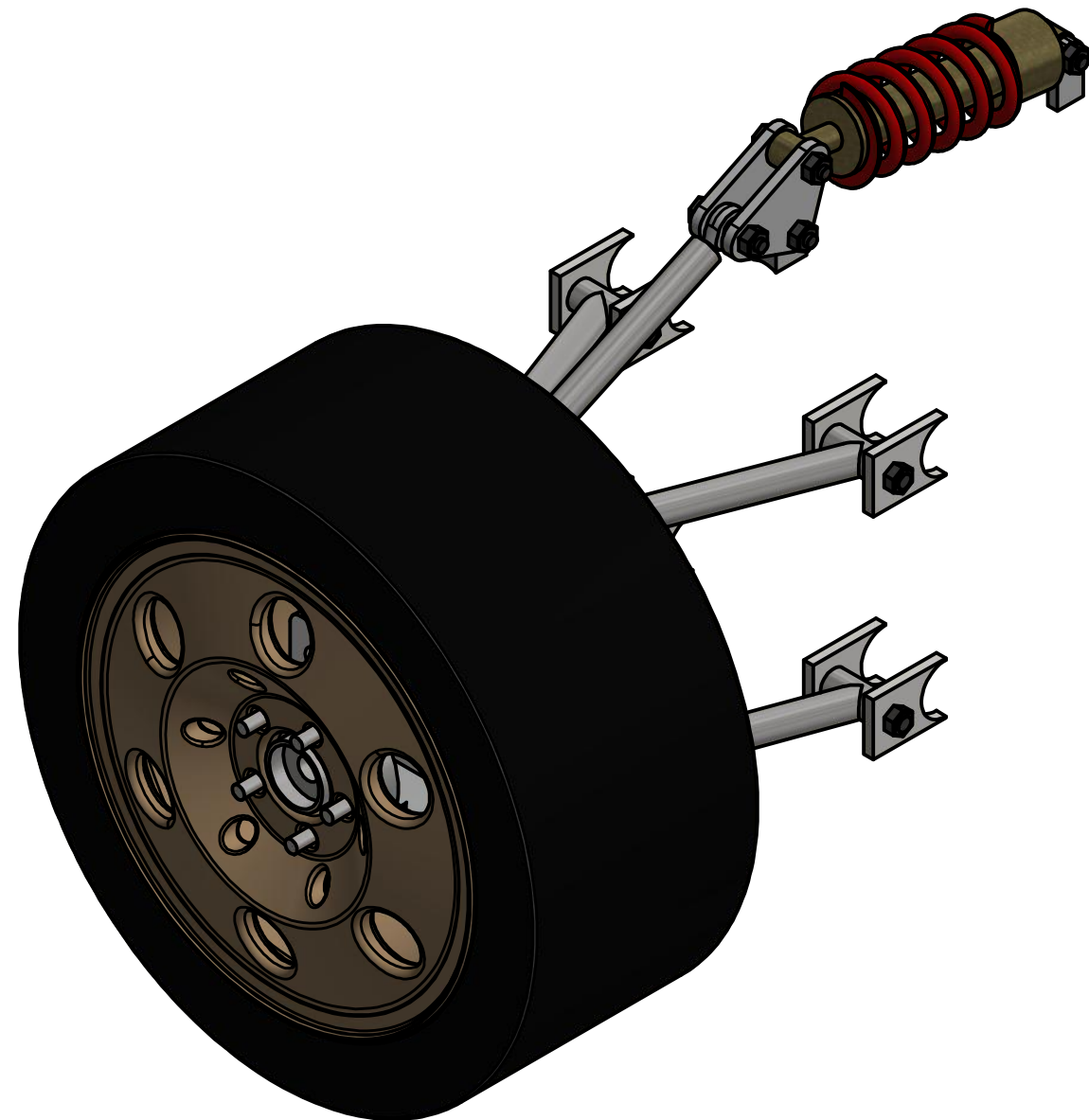
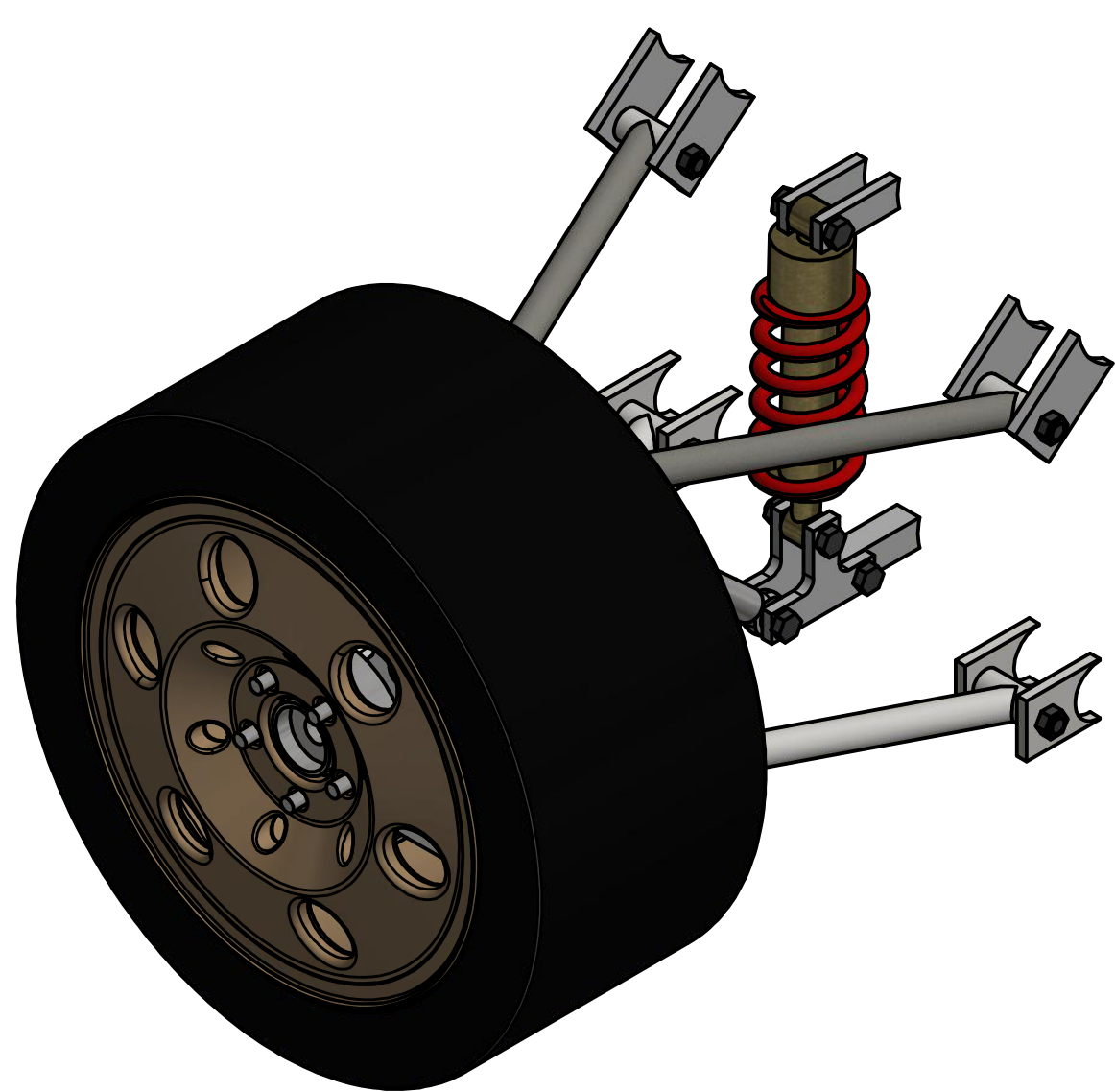
3

2

1

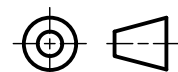
SUSPENSION DELANTERA

SUSPENSION TRASERA



TODAS LAS MEDIDAS EN MILIMETROS
SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO.
INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2009.

TOLERANCIAS GENERALES
LINEAL .X ± 0.1
.XX ± 0.01
.XXX ± 0.005
ANGULAR ± 0.5
FRACCIONES ± ""
RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓



TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN

MATERIAL
TRATAMIENTO
MASA: N/A

DIBUJADO POR DANIEL G.	FECHA 24/04/17
DISEÑADO POR DANIEL G.	FECHA 24/05/17
REVISADO POR RONY HERRARETE	FECHA 13/10/17
APROBADO POR RONY HERRARTE	FECHA 13/10/17
NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO FSAE	

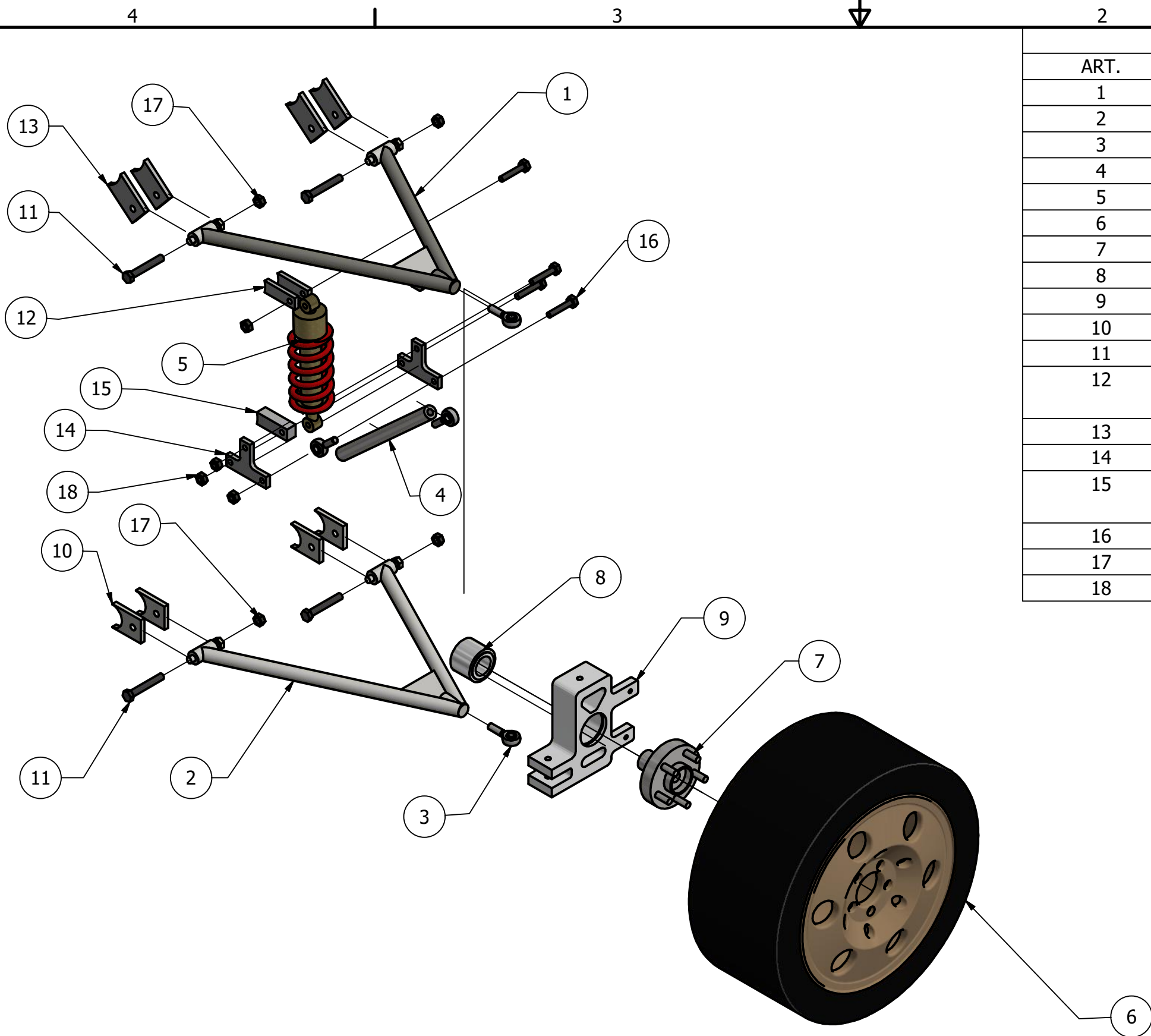
TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III
Guatemala, Guatemala 01015
PBX: (502) 2634-0336 / 40
info@uvg.edu.gt

TÍTULO:
ENSAMBLES SUSPENSION

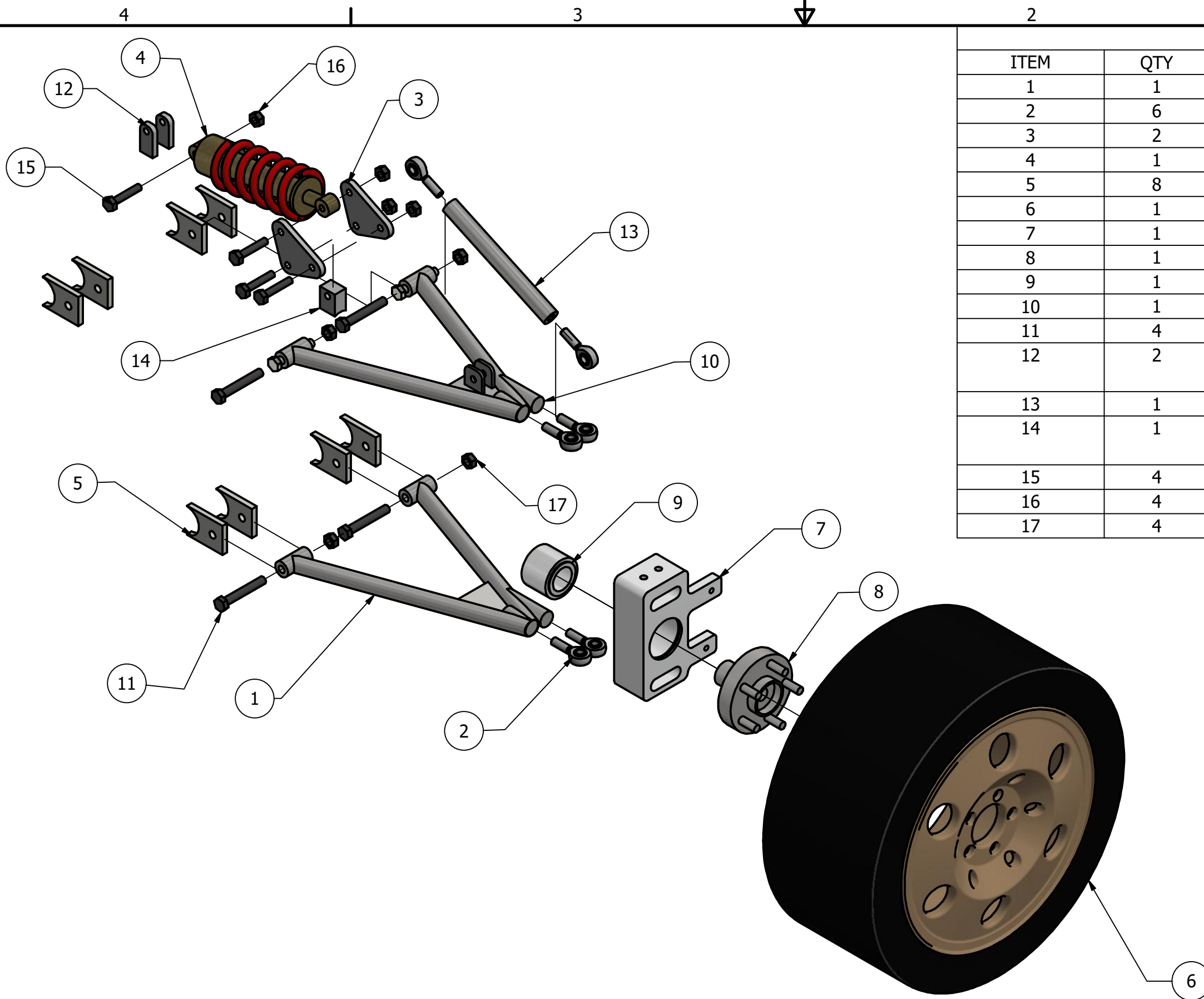
NÚMERO DE DIBUJO: **FSAE-SUSP2**

FORMATO B	ESCALA:	UNIDADES: mm
	PÁGINA 1 DE 13	REV 3



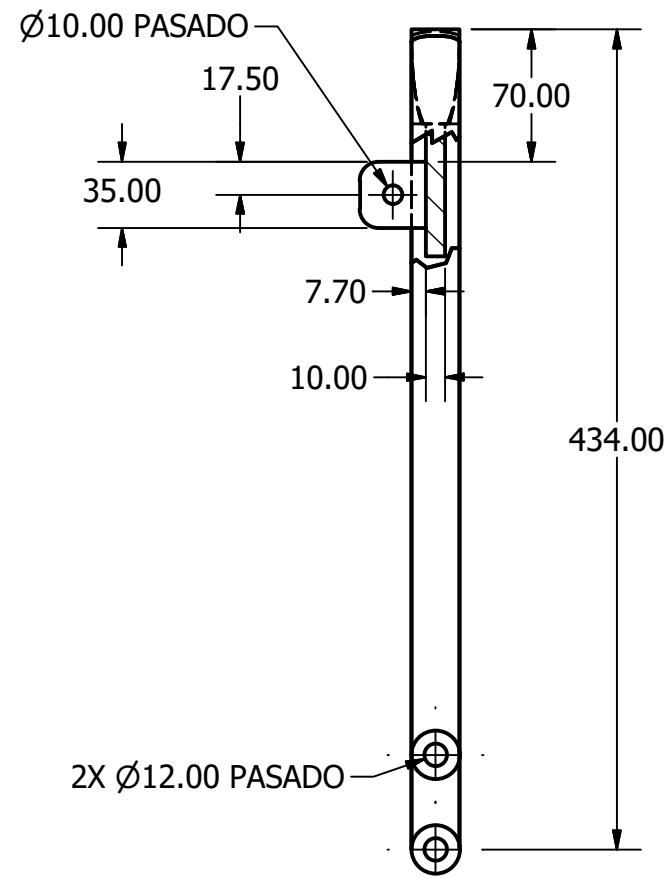
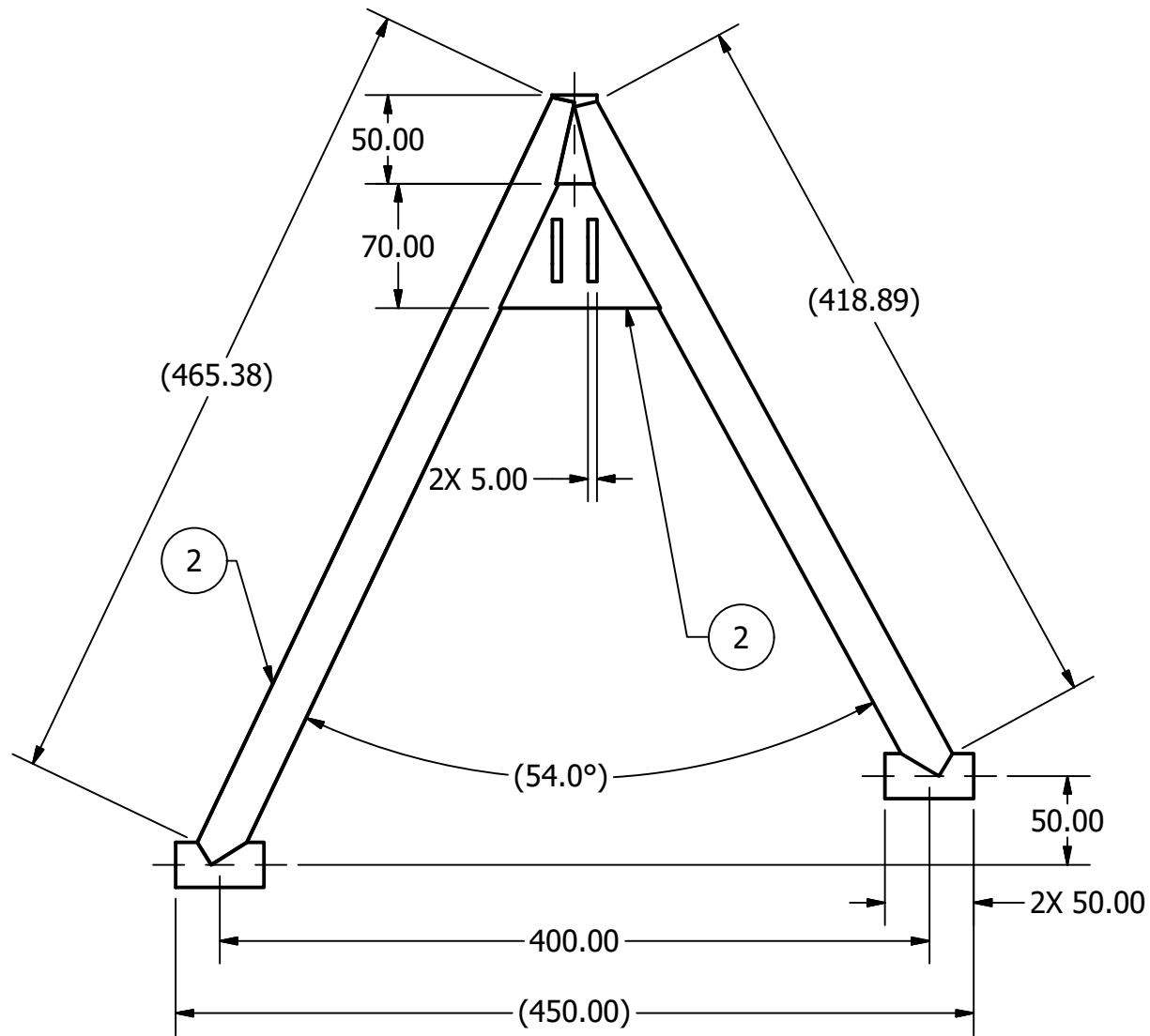
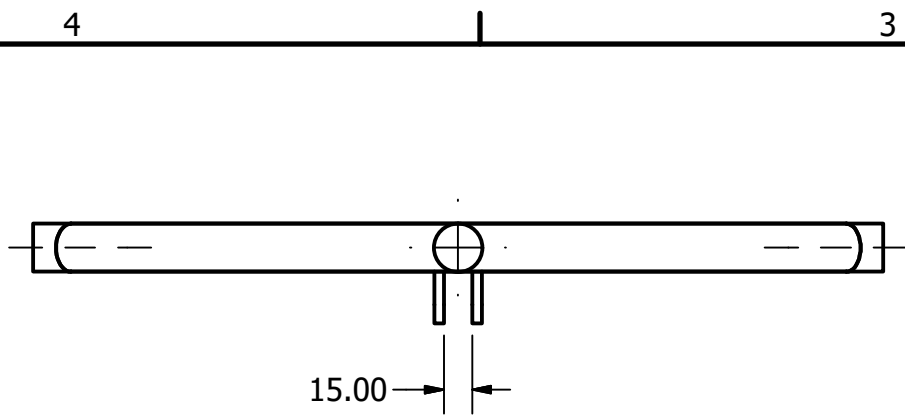
LISTADO DE PARTES			
ART.	CANT.	CODIGO	DESCRIPCION
1	1	FSAE-SUSP2-1a	Brazo Superior Delantera
2	1	FSAE-SUSP2-2a	Brazo Inferior Delantera
3	4	27629-12	TieRod Ends
4	1	FSAE-SUSP2-3a	PushRod Delantero
5	1	FSAE-SUSP2-11	Amortiguador
6	1	FSAE-SUSP2-8	Neumatico
7	1	FSAE-SUSP2-6	Bufo
8	1	FSAE-SUSP2-7	Cojinete
9	1	FSAE-SUSP2-13a	UpRight Delantero
10	4	FSAE-SUSP2-16a	Platina Delantera Inferior
11	4	M8.8 12	Perno
12	2	FSAE-SUSP2-16c	Platina Amortiguador Delantero
13	4	FSAE-SUSP2-16b	Platina Delantera Superior
14	2	FSAE-SUSP2-17a	Rocker Arm Delantero
15	1	FSAE-SUSP2-14a	Soporte Amortiguador Delantero
16	4	M8.8 10	Perno
17	4	M8.8 12	Tuerca
18	4	M8.8 10	Tuerca

TÍTULO: SISTEMA DE SUSPENSION DELANTERO		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-SUSP2-a		
FORMATO	ESCALA: 1 : 8	UNIDADES: mm
B	PÁGINA 2 DE 13	REV 3

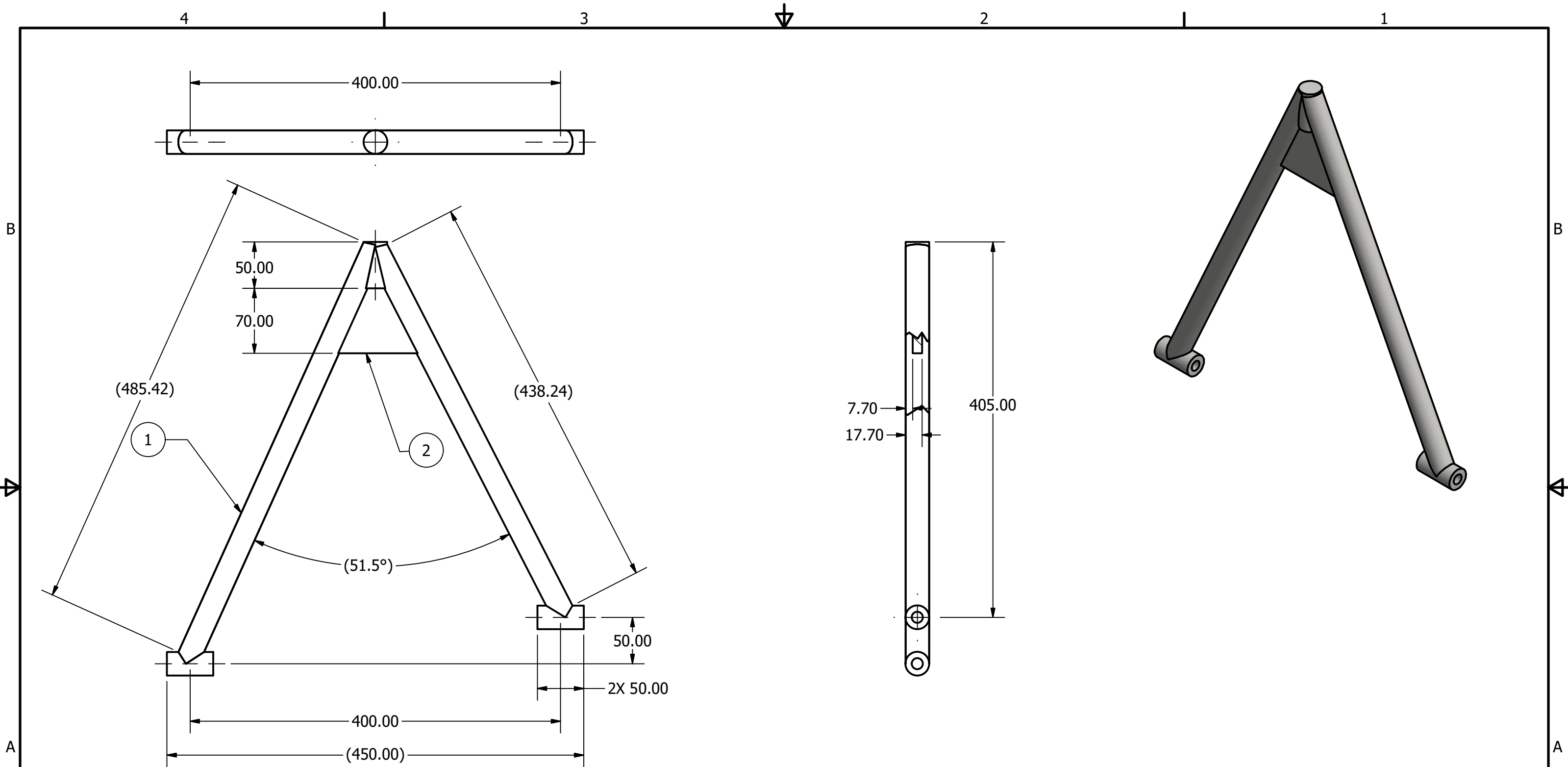


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	FSAE-SUSP2-1b	Brazo Inferior Trasero
2	6	27629-12	TieRod End
3	2	FSAE-SUSP2-17b	Rocker Arm Trasero
4	1	FSAE-SUSP2-11	Amortiguador
5	8	FSAE-SUSP2-16d	Platina Trasera
6	1	FSAE-SUSP2-8	Neumatico
7	1	FSAE-SUSP2-13b	UpRight Trasero
8	1	FSAE-SUSP2-6	Bufa
9	1	FSAE-SUSP2-7	Cojinete
10	1	FSAE-SUSP2-2b	Brazo Superior Trasera
11	4	M8.8 12	Perno
12	2	FSAE-SUSP2-16e	Platina Amortiguador Trasero
13	1	FSAE-SUSP2-3b	Push Rod Trasero
14	1	FSAE-SUSP2-14b	Soporte Amortiguador Trasero
15	4	M8.8 10	Perno
16	4	M8.8 10	Tuerca
17	4	M8.8 12	Tuerca

TÍTULO: SISTEMA DE SUSPENSION TRASERO		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-SUSP2-b		
FORMATO	ESCALA: 1 : 6	UNIDADES: mm
B	PÁGINA 3 DE 13	REV 3

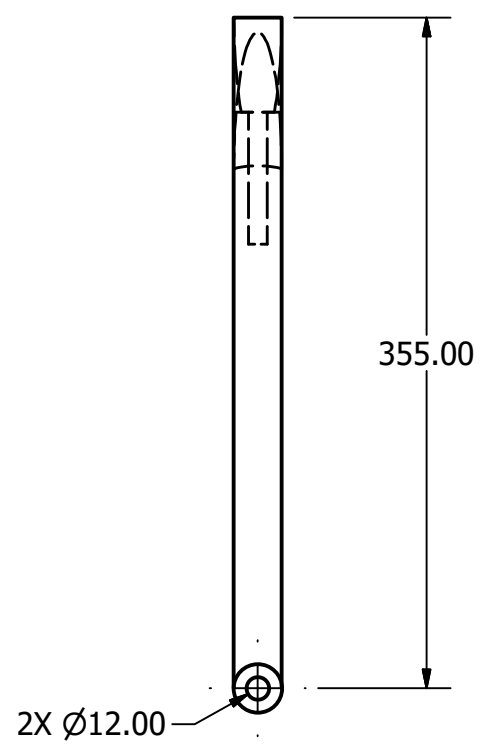
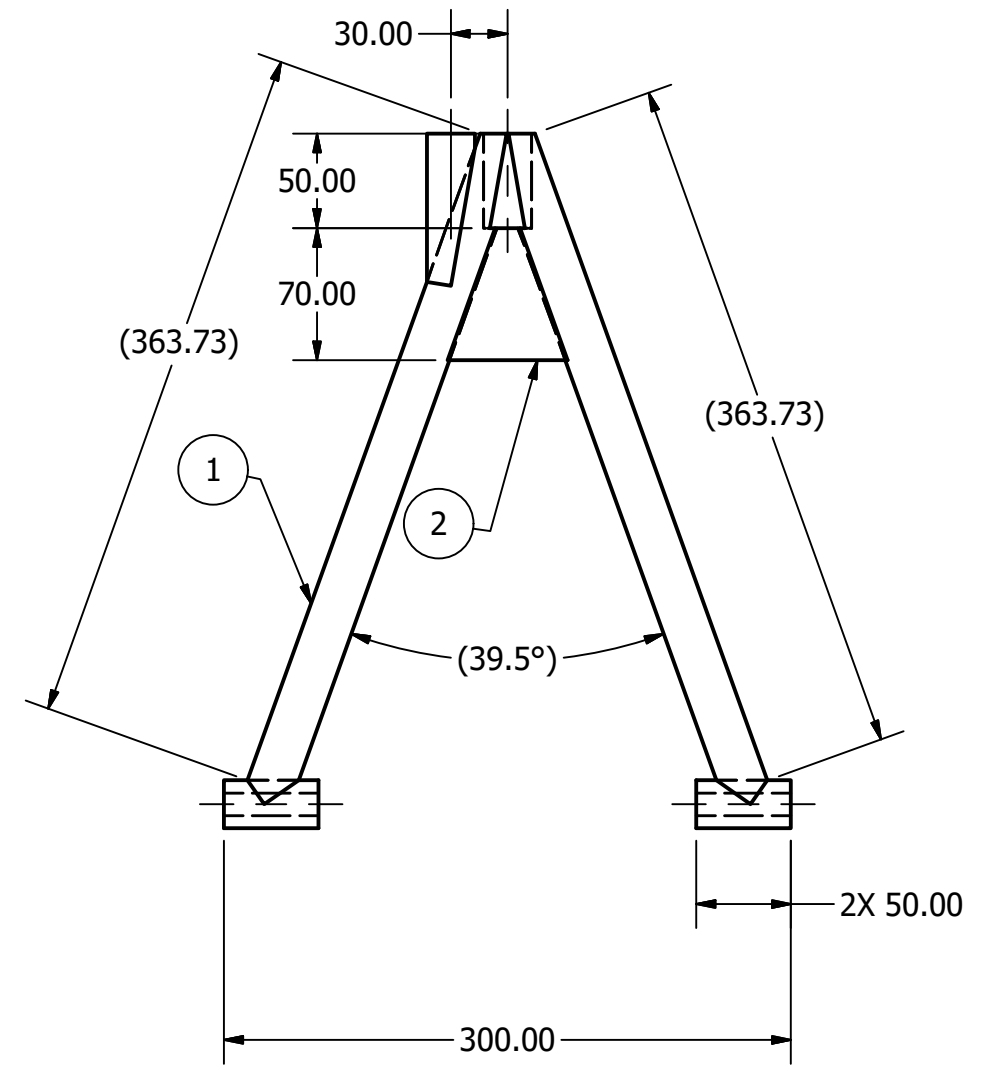
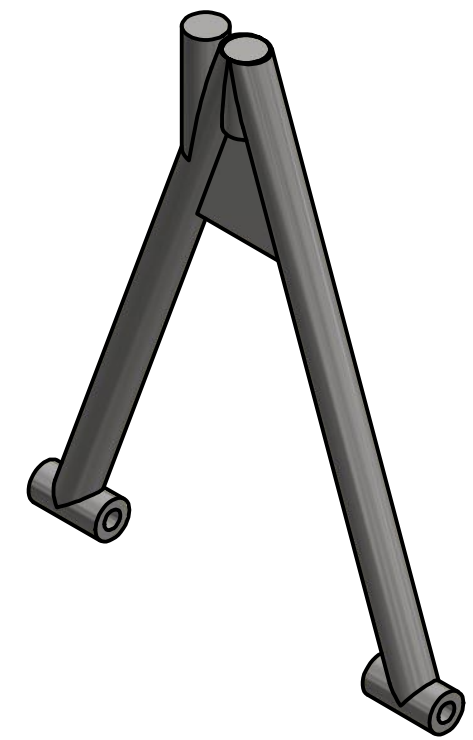
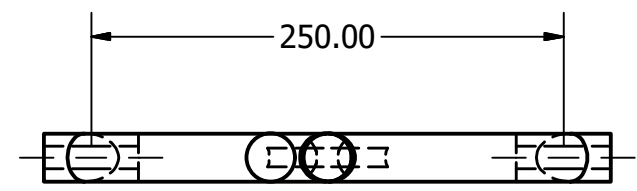


LISTADO DE PARTES				TÍTULO: BRAZO SUPERIOR DELANTERO		
PARTE	CANT.	NUM. PART.	DESCRIPCIÓN	NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-SUSP2-2a		
1	1,220.451 mm	ANSI/AISC Rolled Steel - 1	Eje de Acero 1018	FORMATO	ESCALA: 1 : 4	UNIDADES: mm
2	1	Soporte Inferior Delantera		B	PÁGINA 4 DE 13	REV 3



LISTADO DE PARTES				TÍTULO: BRAZO INFERIOR DELANTERO		
PARTE	CANT.	NUM. PART.	DESCRIPCIÓN	NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-SUSP2-1a		
1	1,178.28 mm	ANSI/AISC Rolled Steel - 1	Eje de Acero 1018	FORMATO	ESCALA: 1 : 4	UNIDADES: mm
2	1	Soporte Superior Delantero		B	PÁGINA 5 DE 13	REV 3

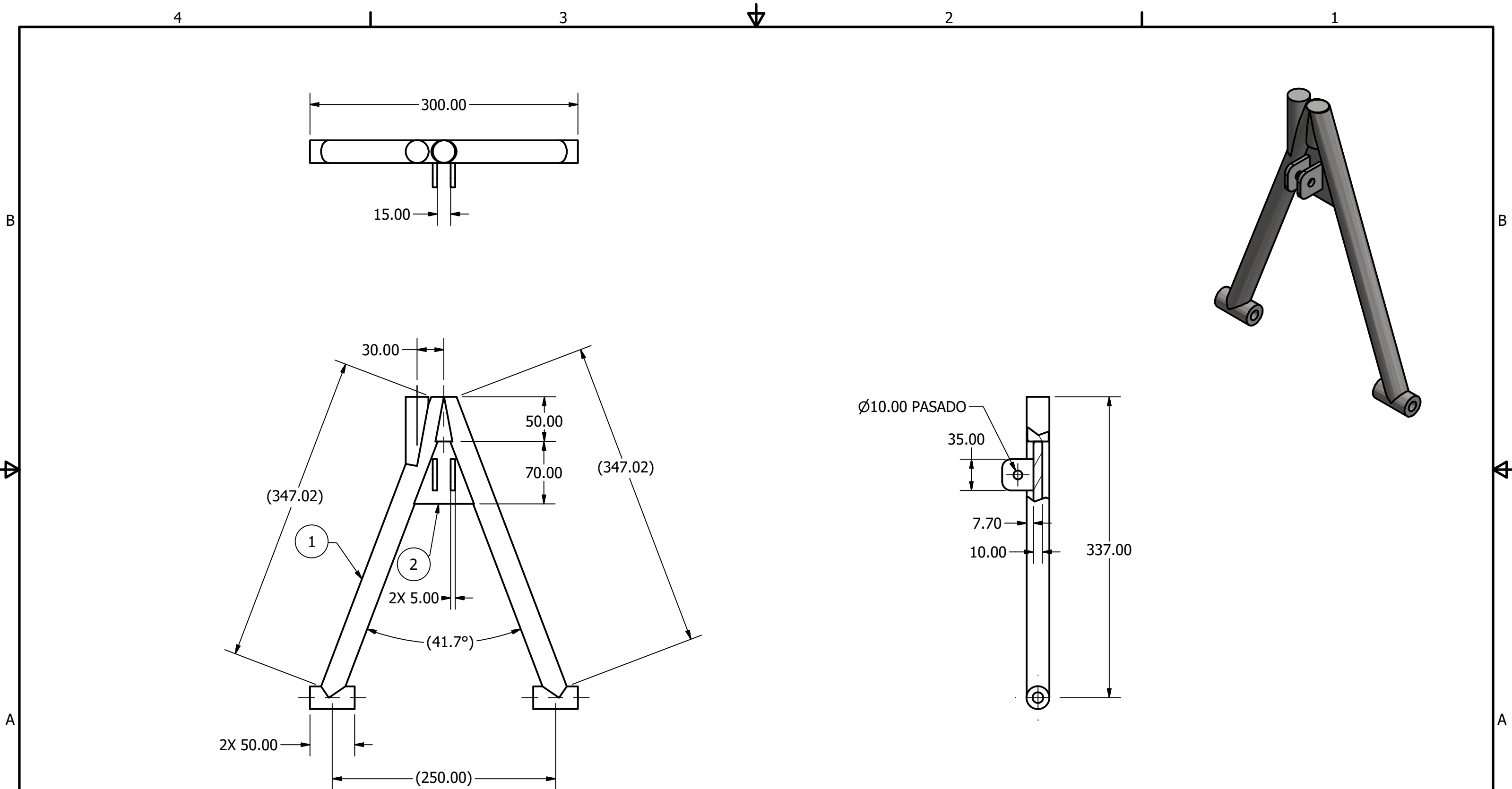
4 3 2 1



LISTADO DE PARTES			
PARTE	CANT	NUM. PART.	DESCRIPCIÓN
1	1,003.365 mm	ANSI/AISC Rolled Steel - 1-15.211	Eje de Acero 1018
2	1	Soporte Inferior Trasero	

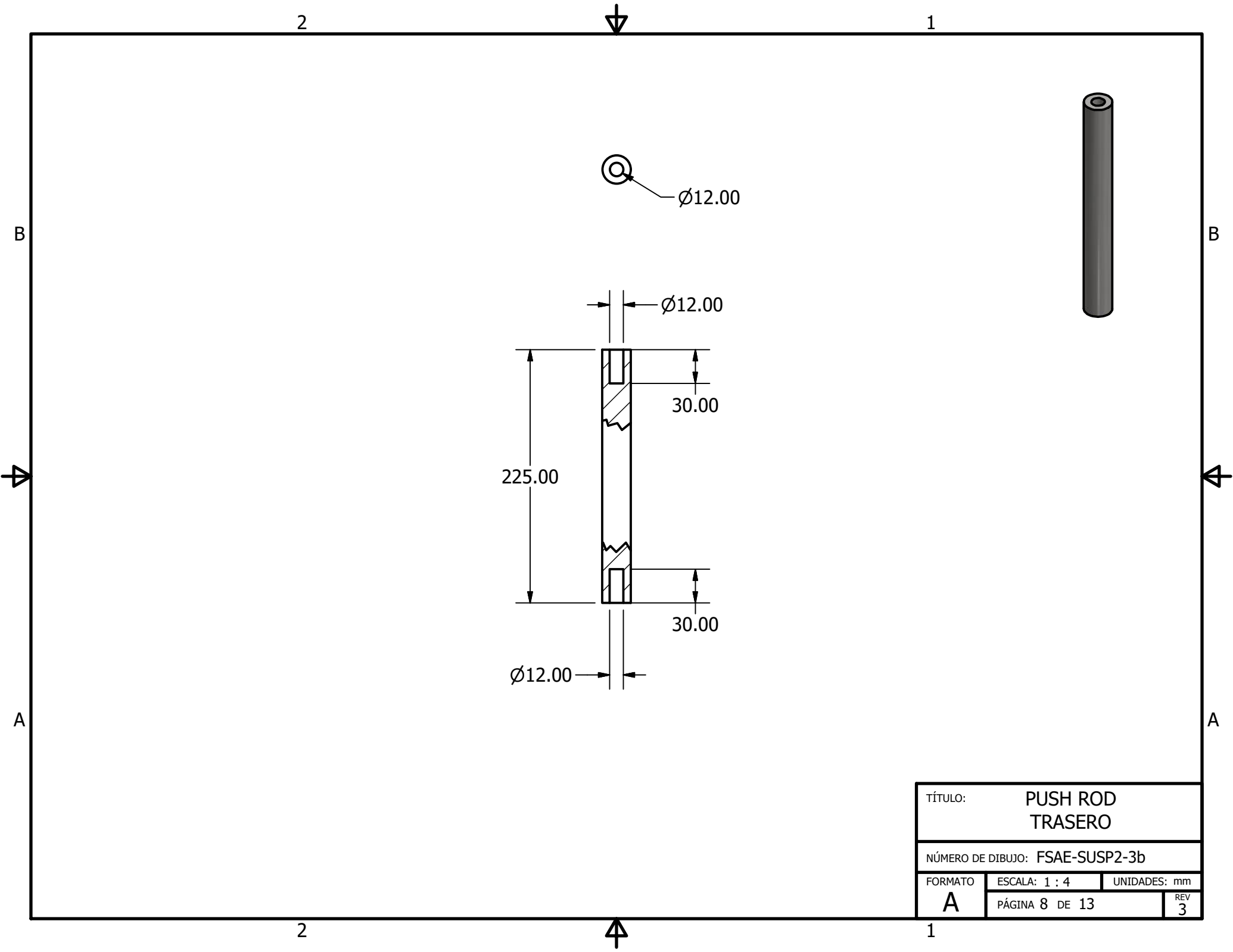
TÍTULO: BRAZO INFERIOR TRASERO		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-SUSP2-1b		
FORMATO	ESCALA: 1 : 4	UNIDADES: mm
B	PÁGINA 6 DE 13	REV 3

4 3 2 1

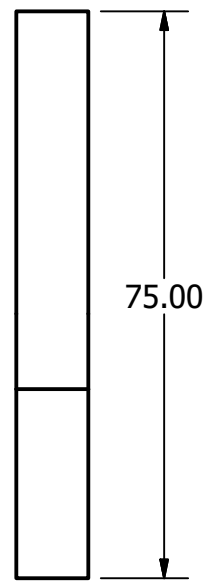
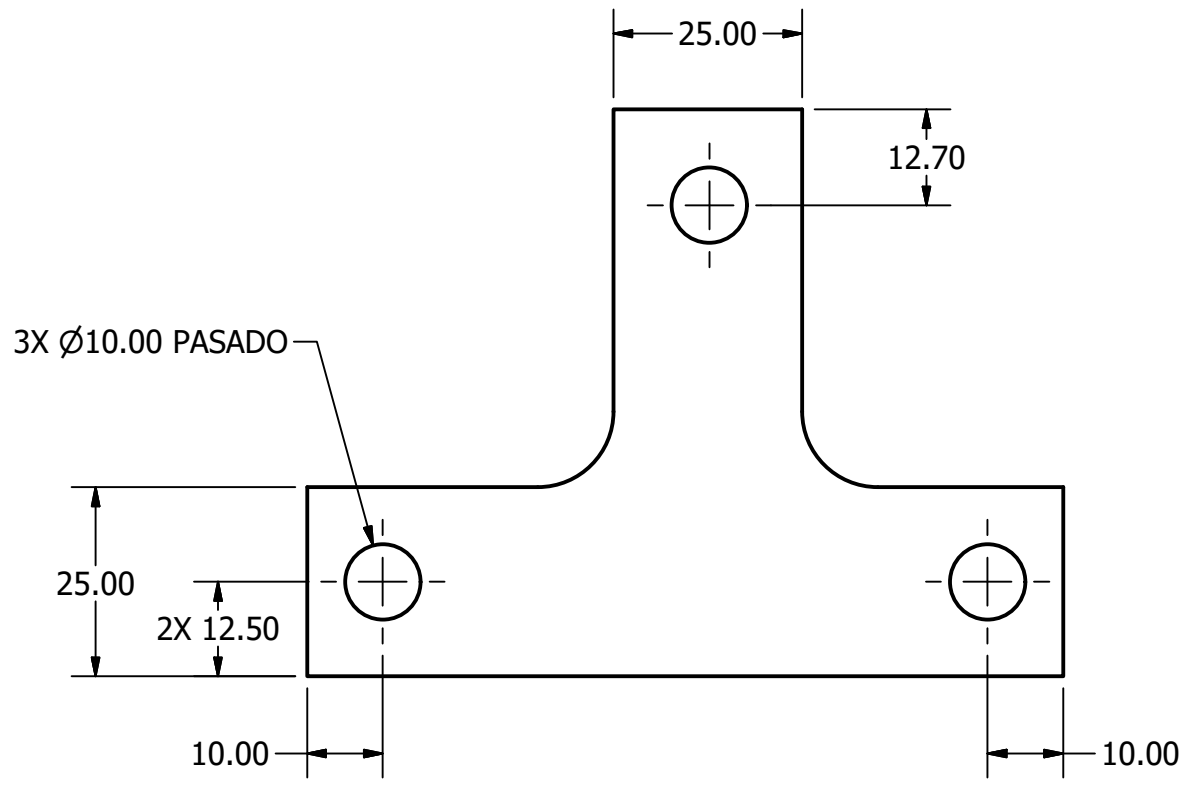
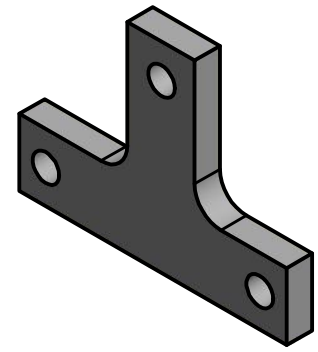
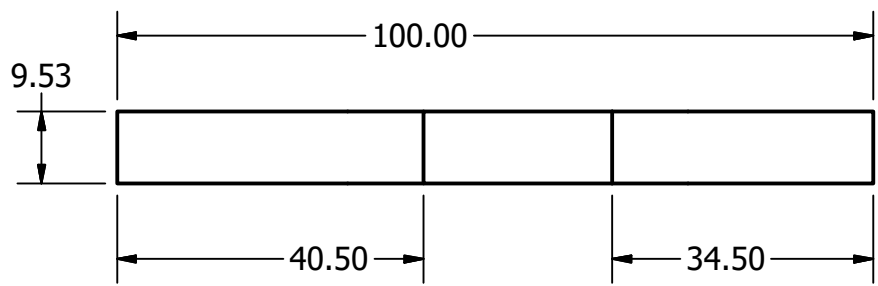


LISTADO DE PARTES			
ART.	CANT.	NUM. PART.	DESCRIPCIÓN
1	1,042.872 mm	ANSI/AISC Rolled Steel - 1	Eje de Acero 1018
2	1	Soporte Superior Trasero	

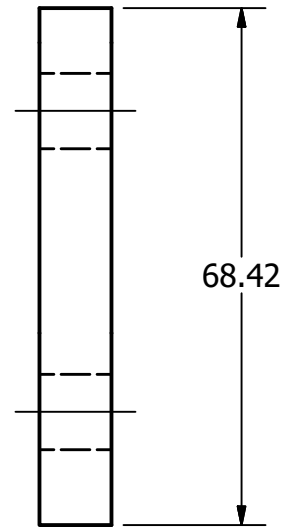
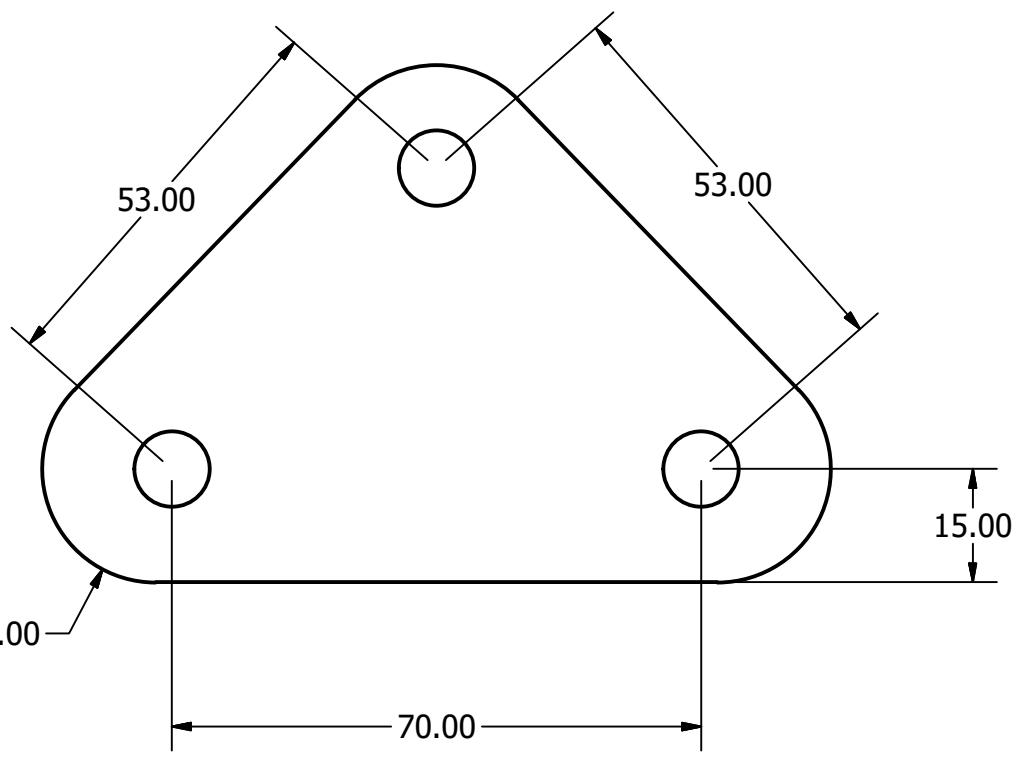
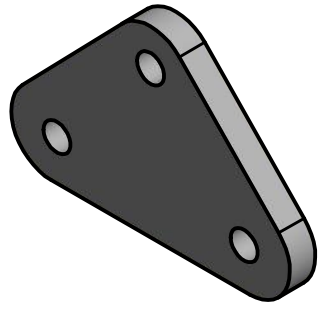
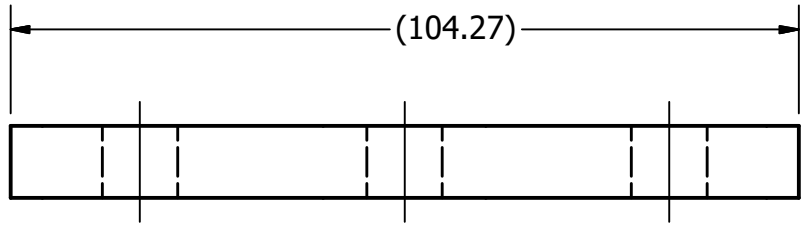
TÍTULO: BRAZO SUPERIOR TRASERO		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-SUSP2-2b		
FORMATO B	ESCALA: 1 : 4	UNIDADES: mm
	PÁGINA 7 DE 13	REV 3



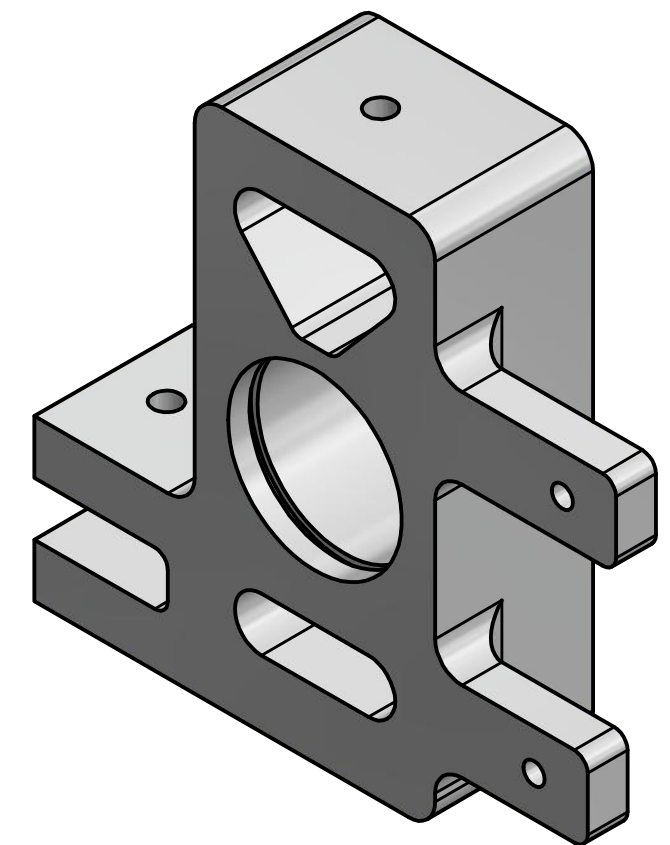
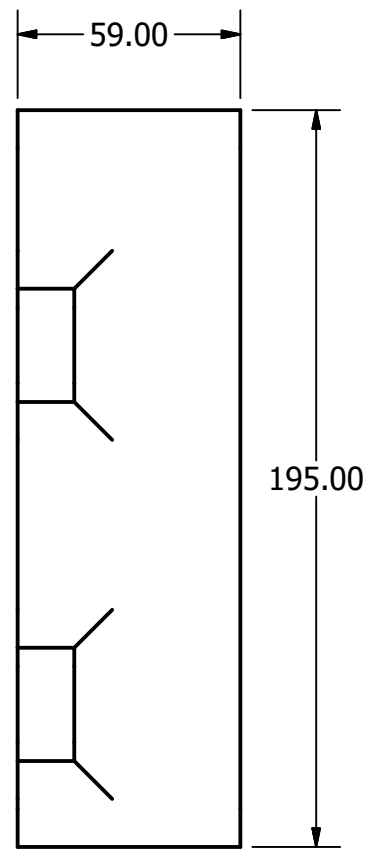
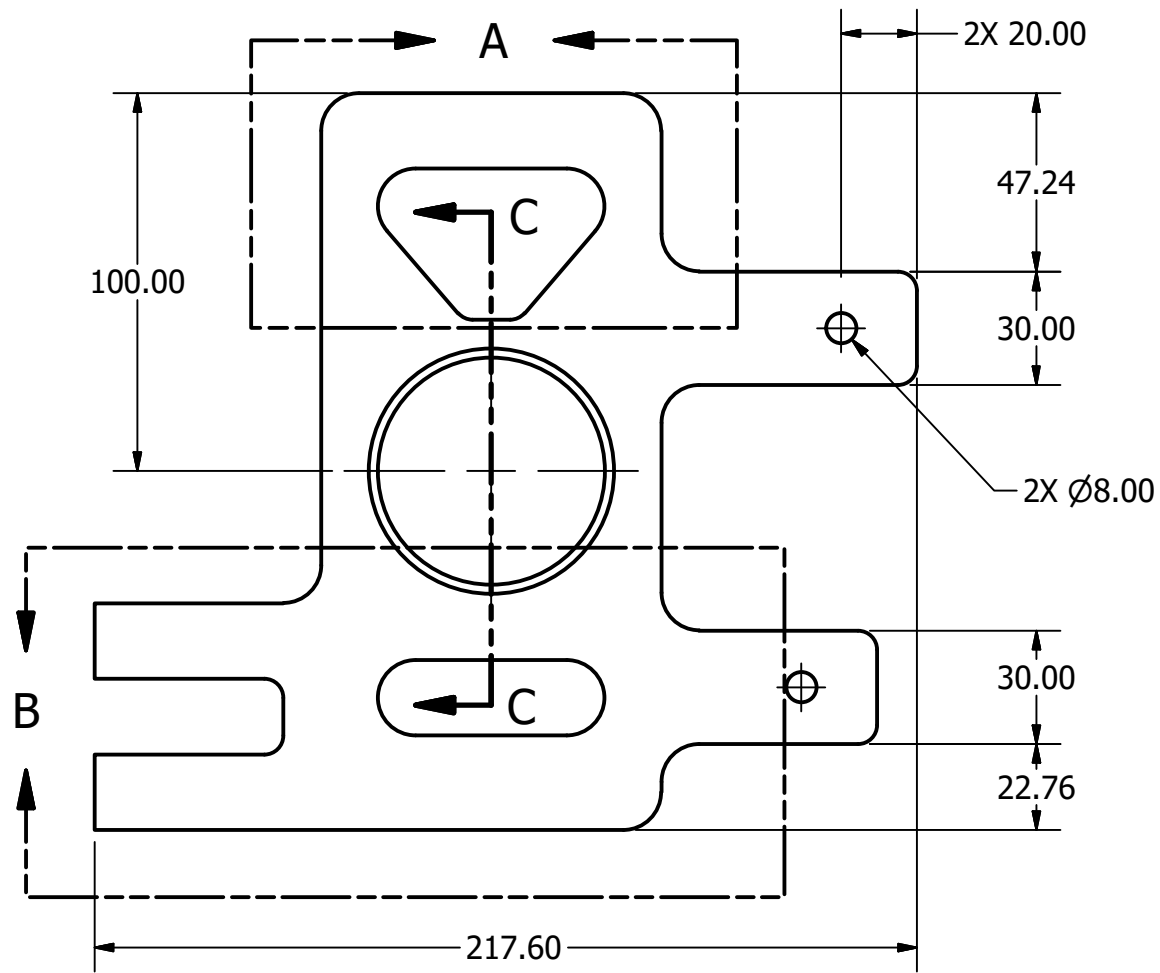
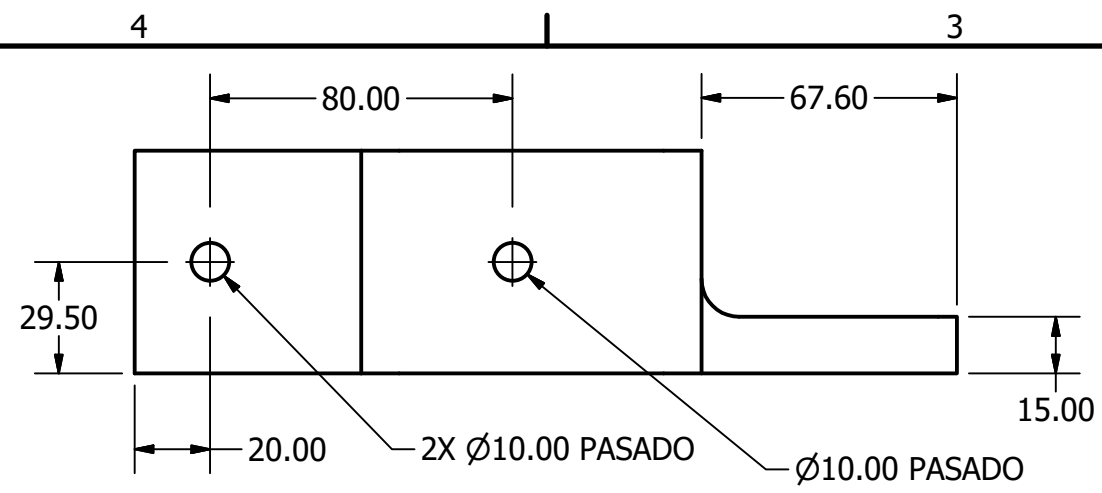
TÍTULO: PUSH ROD TRASERO		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-SUSP2-3b		
FORMATO	ESCALA: 1 : 4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 8 DE 13	REV 3



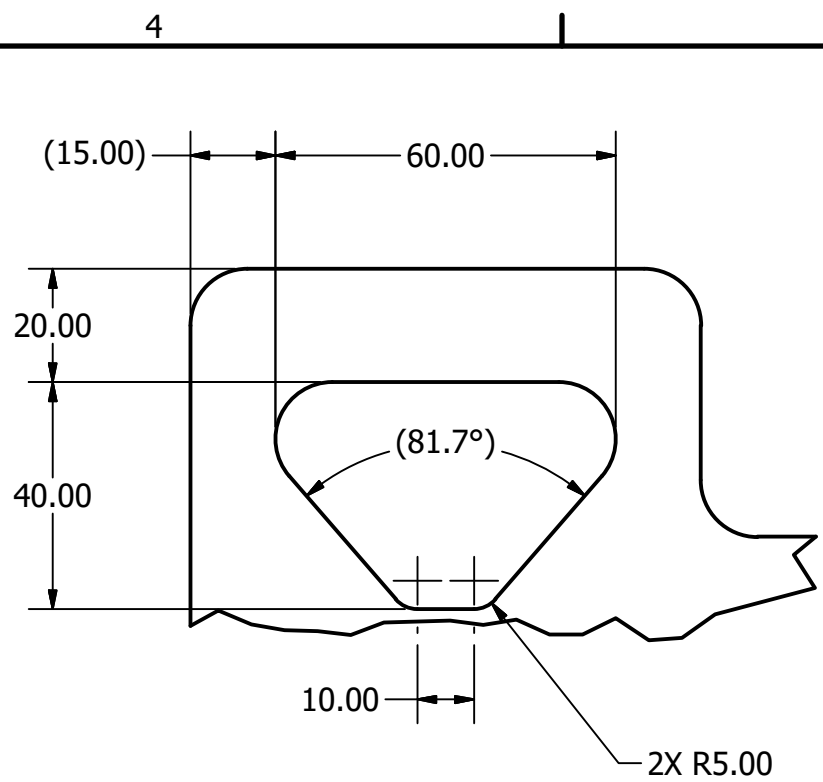
TÍTULO: ROCKER ARM DELANTERO			
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-SUSP2-17a			
FORMATO	ESCALA: 1 : 1	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 10 DE 13	REV 3	



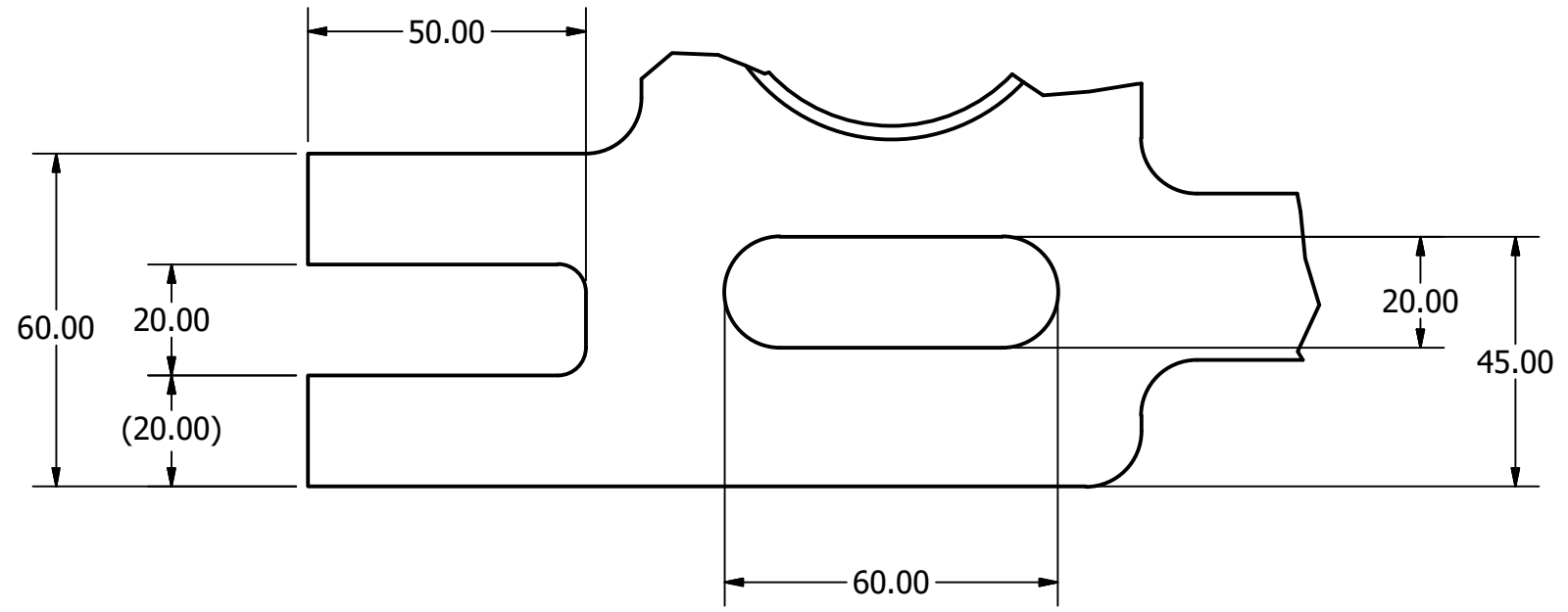
TÍTULO: FSAE-SUSP2-17b		
NÚMERO DE DIBUJO:		
FORMATO	ESCALA: 1 : 1	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 11 DE 13	REV



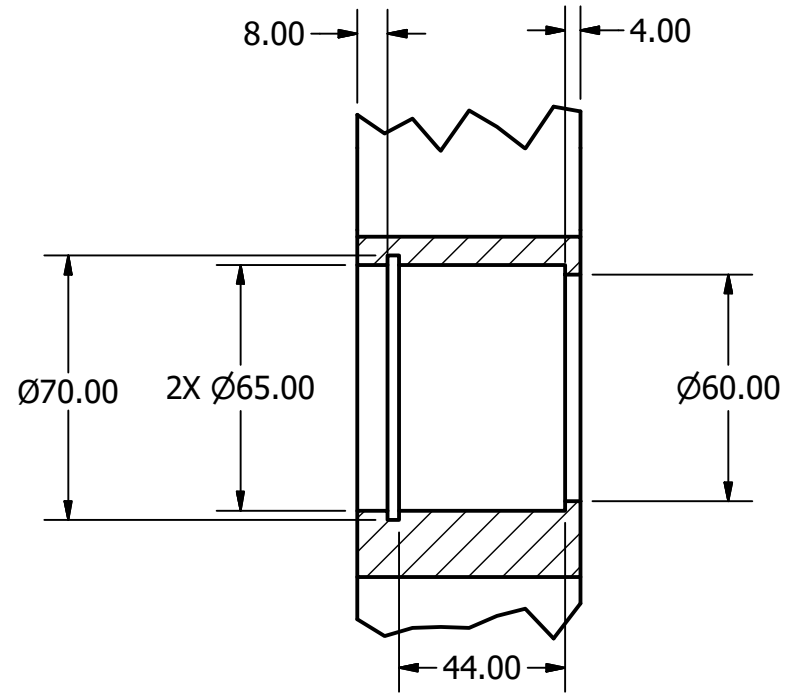
TÍTULO: UP RIGHT DELANTERO		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-SUSP2-13a		
FORMATO: B	ESCALA: 1 : 2	UNIDADES: mm
	PÁGINA 12 DE 13	REV 3



DETALLE A
ESCALA 3 : 4

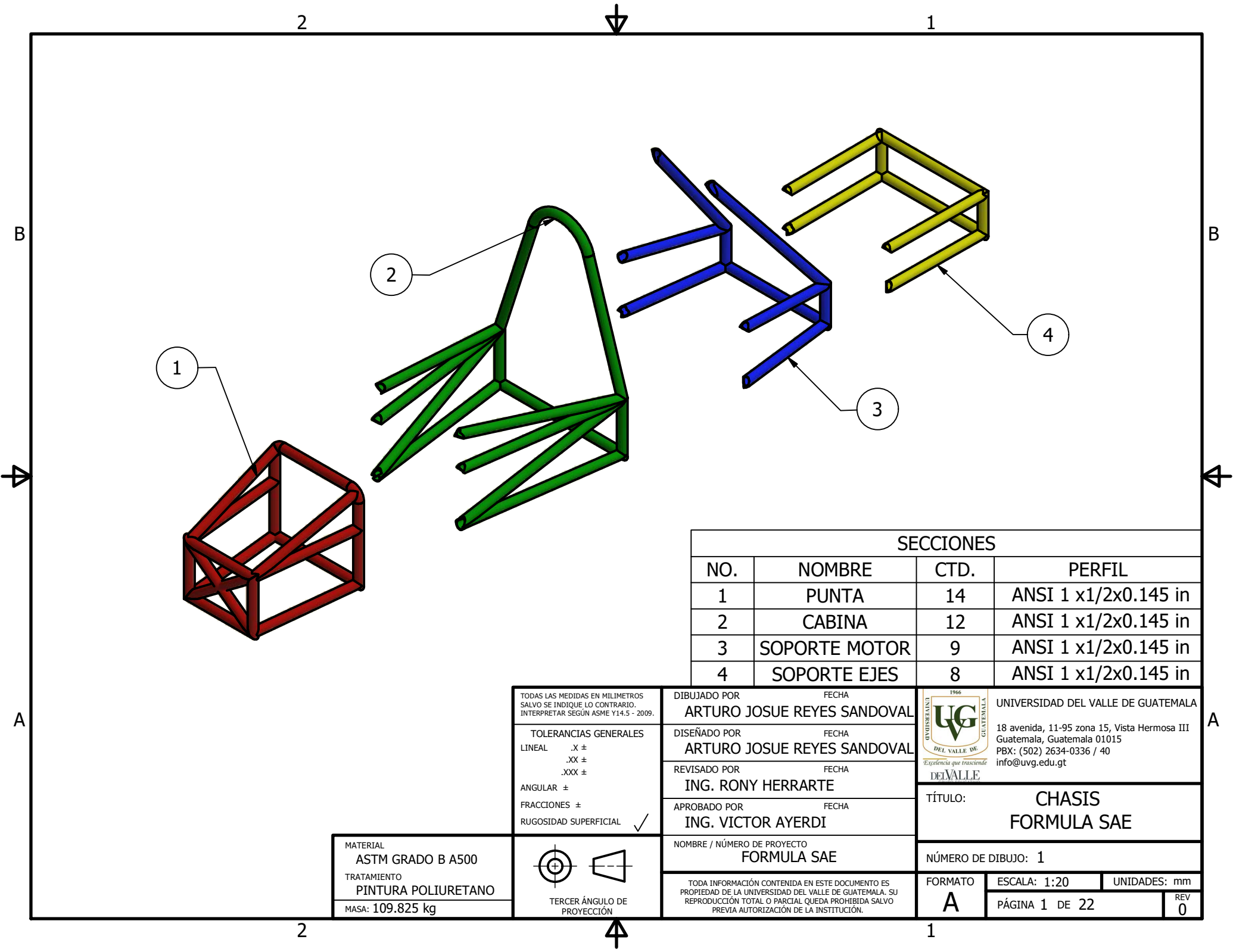


DETALLE B
ESCALA 3/4



SECTION C-C
SCALE 1 / 2

TÍTULO: UP RIGHT		
NÚMERO DE DIBUJO: FSAE-SUSP2-13a		
FORMATO	ESCALA: 1 : 2	UNIDADES: mm
B	PÁGINA 13 DE 13	REV 3



SECCIONES			
NO.	NOMBRE	CTD.	PERFIL
1	PUNTA	14	ANSI 1 x1/2x0.145 in
2	CABINA	12	ANSI 1 x1/2x0.145 in
3	SOPORTE MOTOR	9	ANSI 1 x1/2x0.145 in
4	SOPORTE EJES	8	ANSI 1 x1/2x0.145 in

TODAS LAS MEDIDAS EN MILIMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2009.

TOLERANCIAS GENERALES

LINEAL .X ±
.XX ±
.XXX ±

ANGULAR ±

FRACCIONES ±

RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓

DIBUJADO POR **ARTURO JOSUE REYES SANDOVAL** FECHA

DISEÑADO POR **ARTURO JOSUE REYES SANDOVAL** FECHA

REVISADO POR **ING. RONY HERRARTE** FECHA

APROBADO POR **ING. VICTOR AYERDI** FECHA

NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO **FORMULA SAE**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III
Guatemala, Guatemala 01015
PBX: (502) 2634-0336 / 40
info@uvg.edu.gt

TÍTULO: **CHASIS FORMULA SAE**

MATERIAL **ASTM GRADO B A500**

TRATAMIENTO **PINTURA POLIURETANO**

MASA: **109.825 kg**

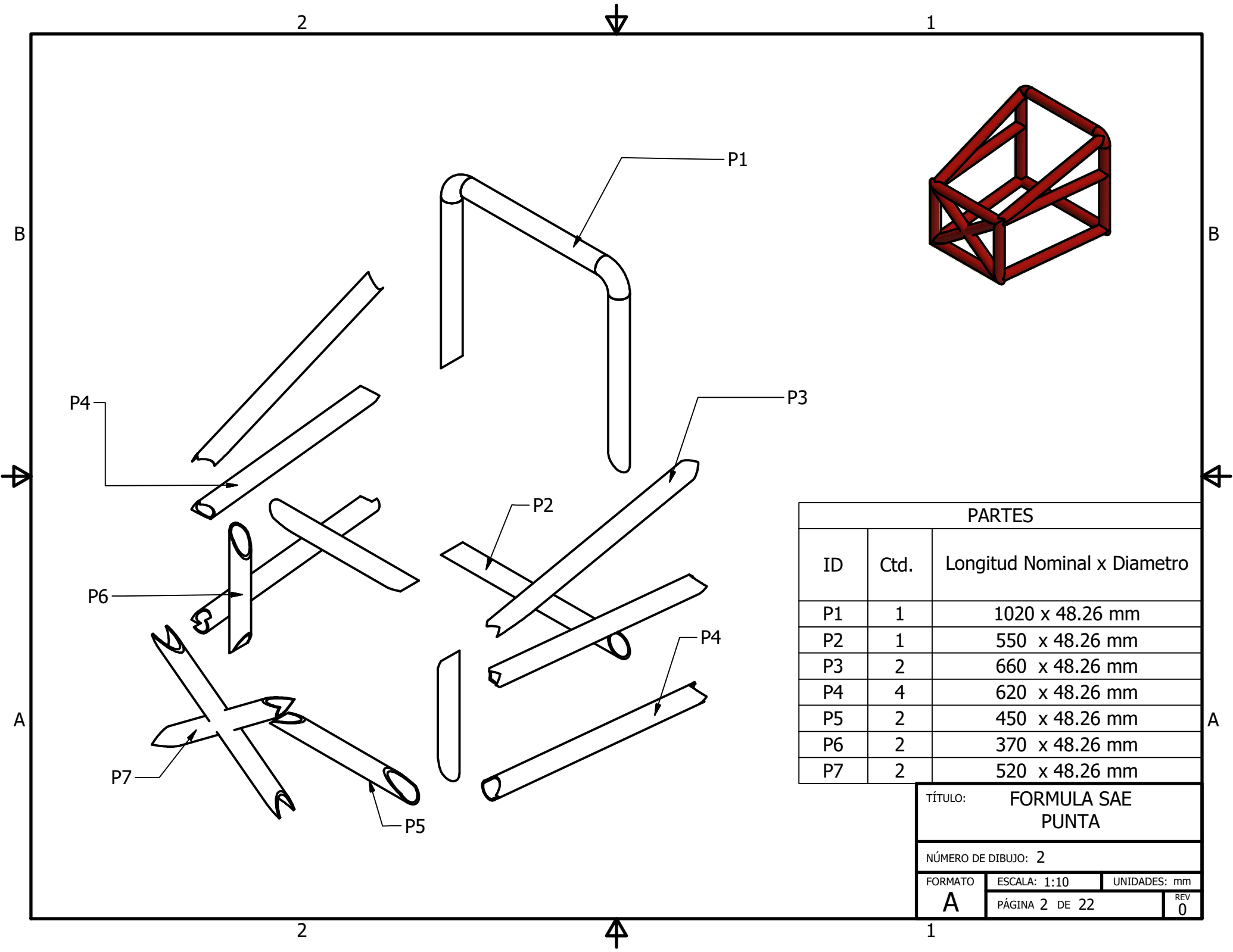


TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.

NÚMERO DE DIBUJO: **1**

FORMATO **A** ESCALA: **1:20** UNIDADES: mm

PÁGINA **1** DE **22** REV **0**

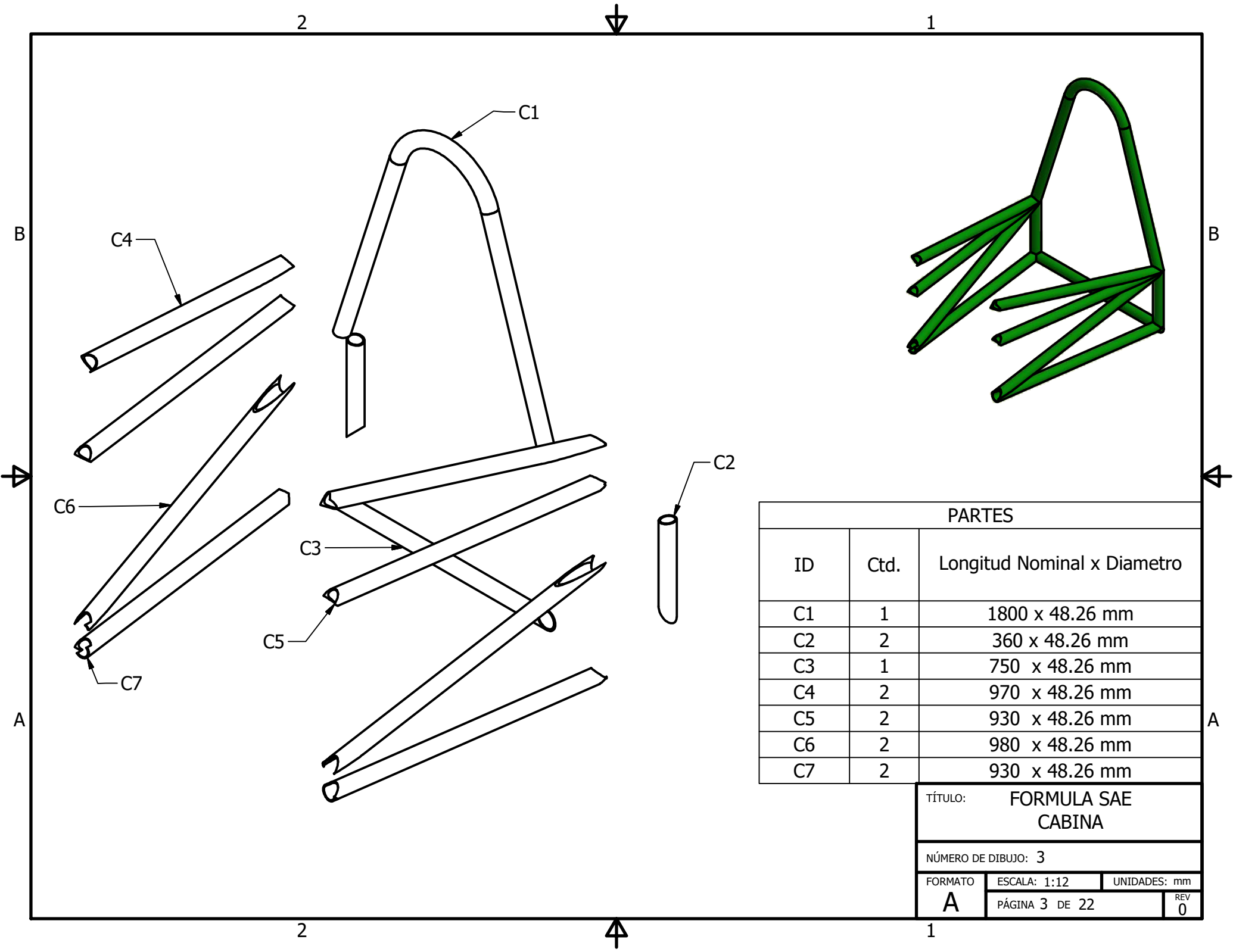


PARTES		
ID	Ctd.	Longitud Nominal x Diámetro
P1	1	1020 x 48.26 mm
P2	1	550 x 48.26 mm
P3	2	660 x 48.26 mm
P4	4	620 x 48.26 mm
P5	2	450 x 48.26 mm
P6	2	370 x 48.26 mm
P7	2	520 x 48.26 mm

TÍTULO: FORMULA SAE
PUNTA

NÚMERO DE DIBUJO: 2

FORMATO	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 2 DE 22	REV 0

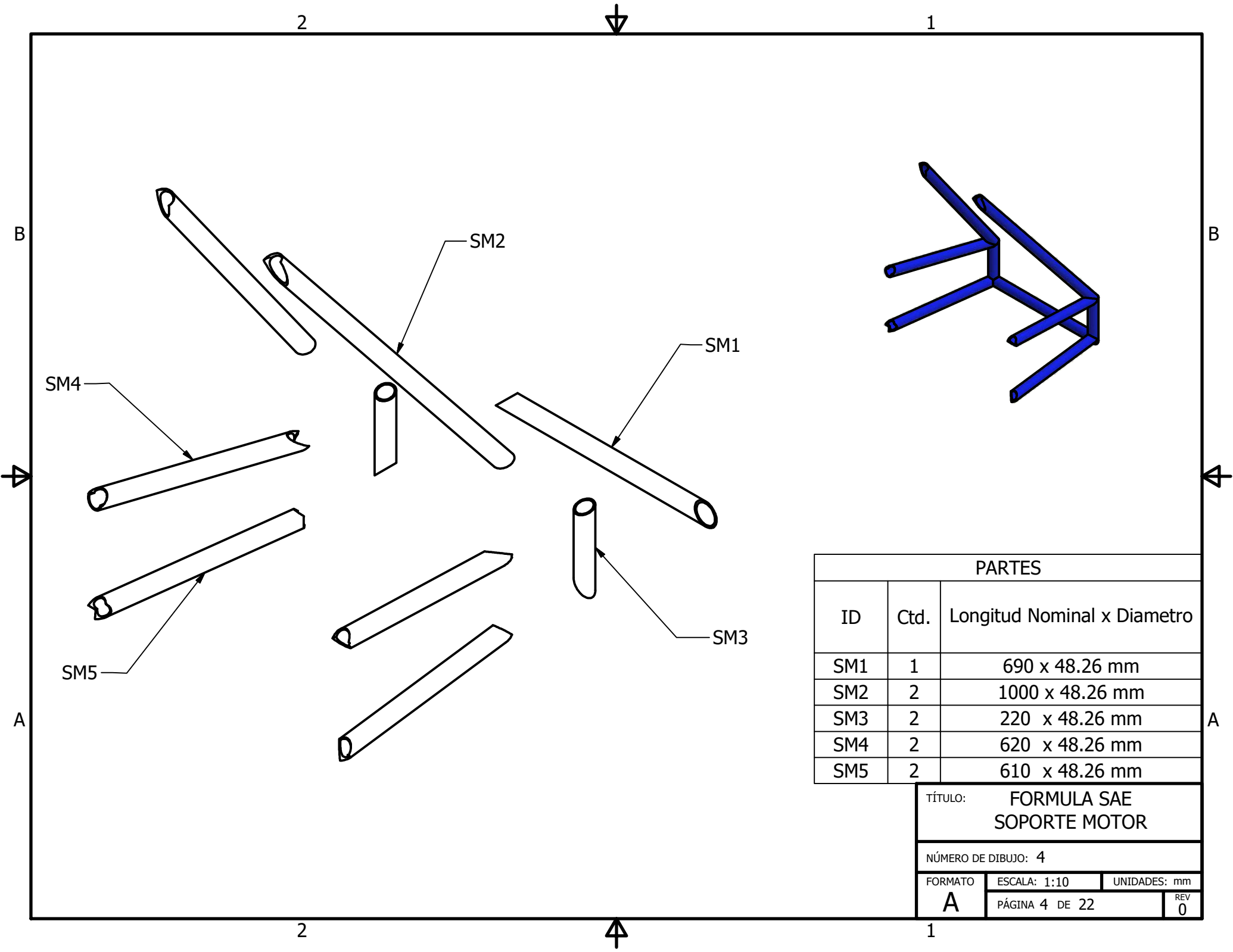


PARTES		
ID	Ctd.	Longitud Nominal x Diámetro
C1	1	1800 x 48.26 mm
C2	2	360 x 48.26 mm
C3	1	750 x 48.26 mm
C4	2	970 x 48.26 mm
C5	2	930 x 48.26 mm
C6	2	980 x 48.26 mm
C7	2	930 x 48.26 mm

TÍTULO: FORMULA SAE CABINA

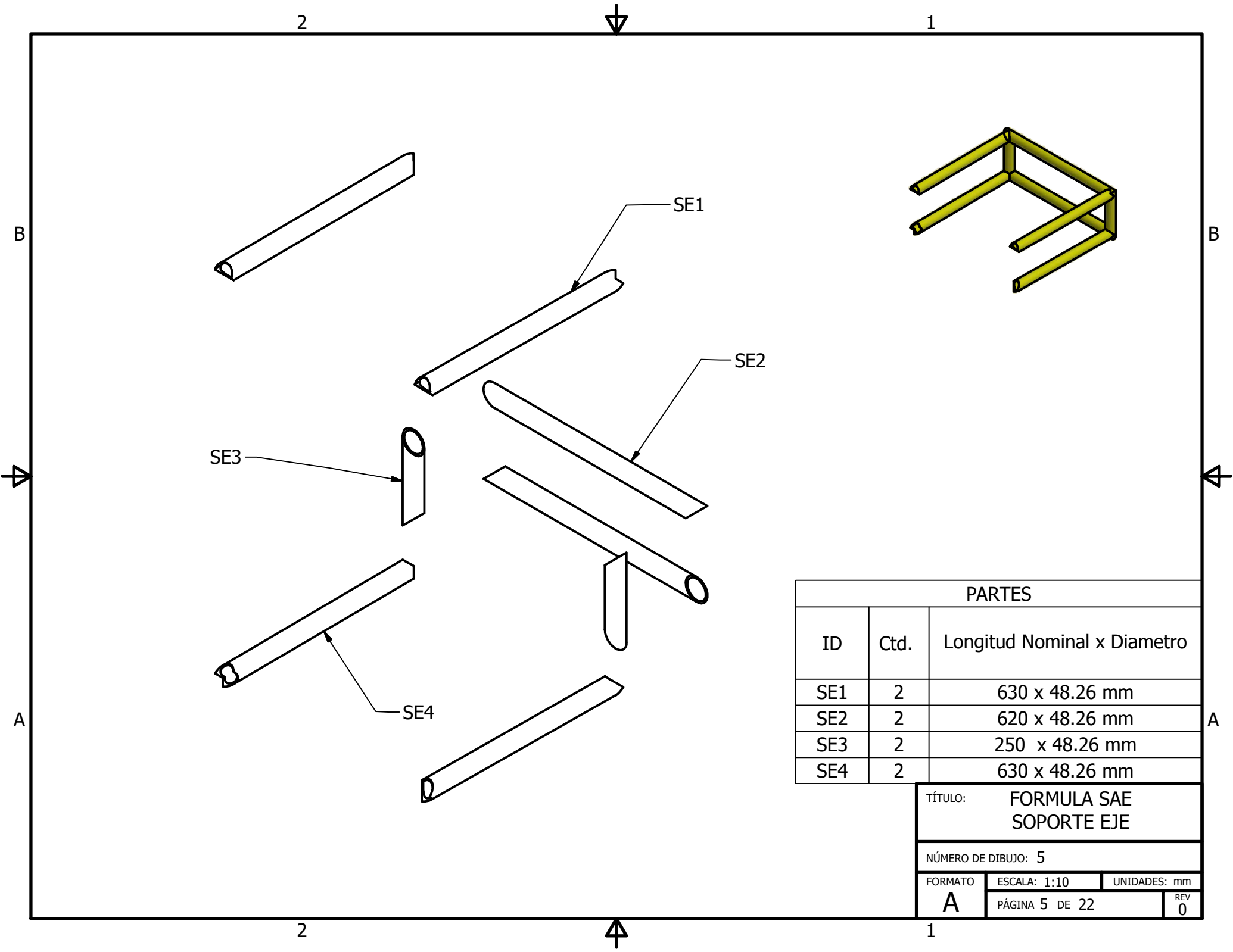
NÚMERO DE DIBUJO: 3

FORMATO	ESCALA: 1:12	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 3 DE 22	REV 0



PARTES		
ID	Ctd.	Longitud Nominal x Diametro
SM1	1	690 x 48.26 mm
SM2	2	1000 x 48.26 mm
SM3	2	220 x 48.26 mm
SM4	2	620 x 48.26 mm
SM5	2	610 x 48.26 mm

TÍTULO: FORMULA SAE SOPORTE MOTOR		
NÚMERO DE DIBUJO: 4		
FORMATO	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 4 DE 22	REV 0

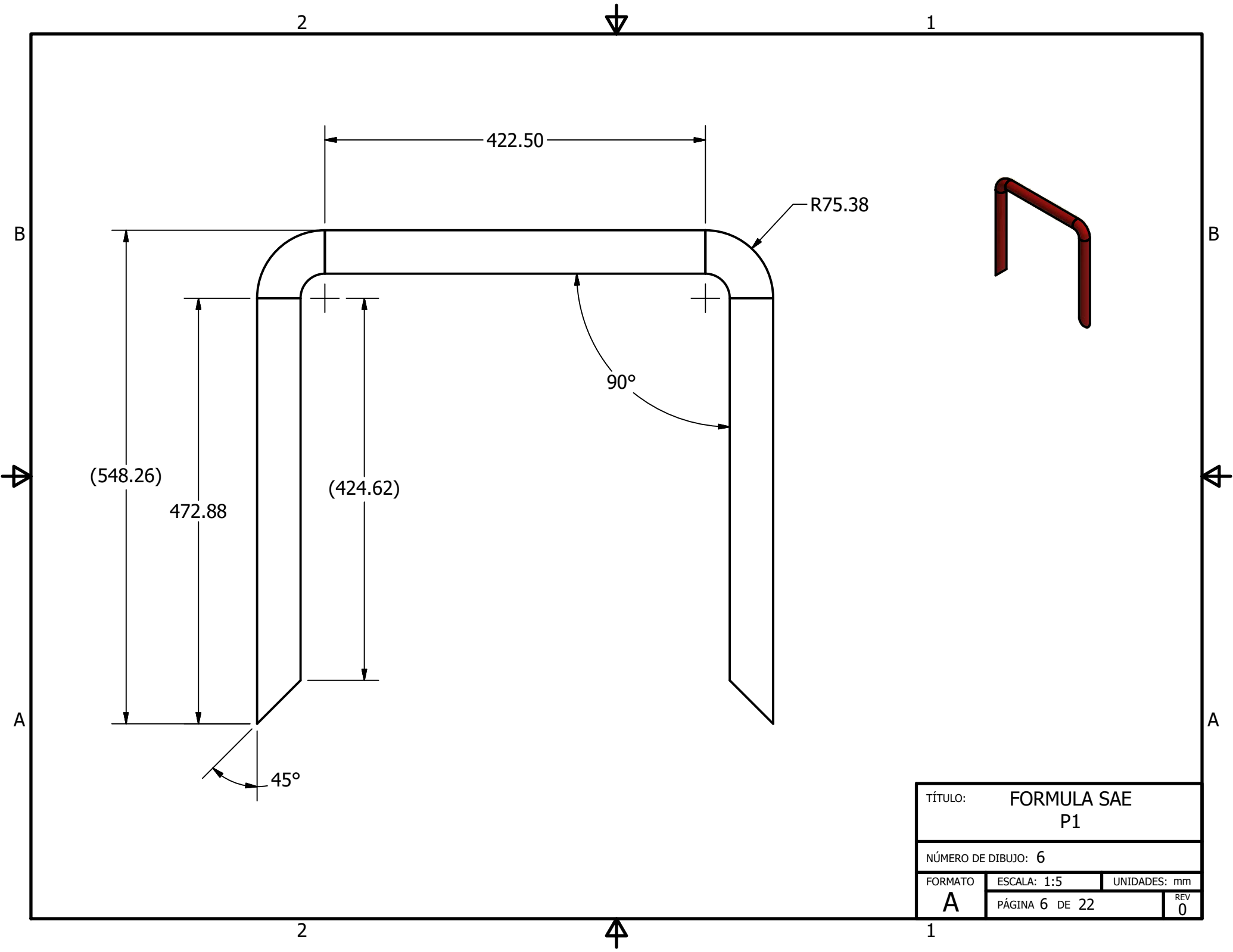


PARTES		
ID	Ctd.	Longitud Nominal x Diámetro
SE1	2	630 x 48.26 mm
SE2	2	620 x 48.26 mm
SE3	2	250 x 48.26 mm
SE4	2	630 x 48.26 mm

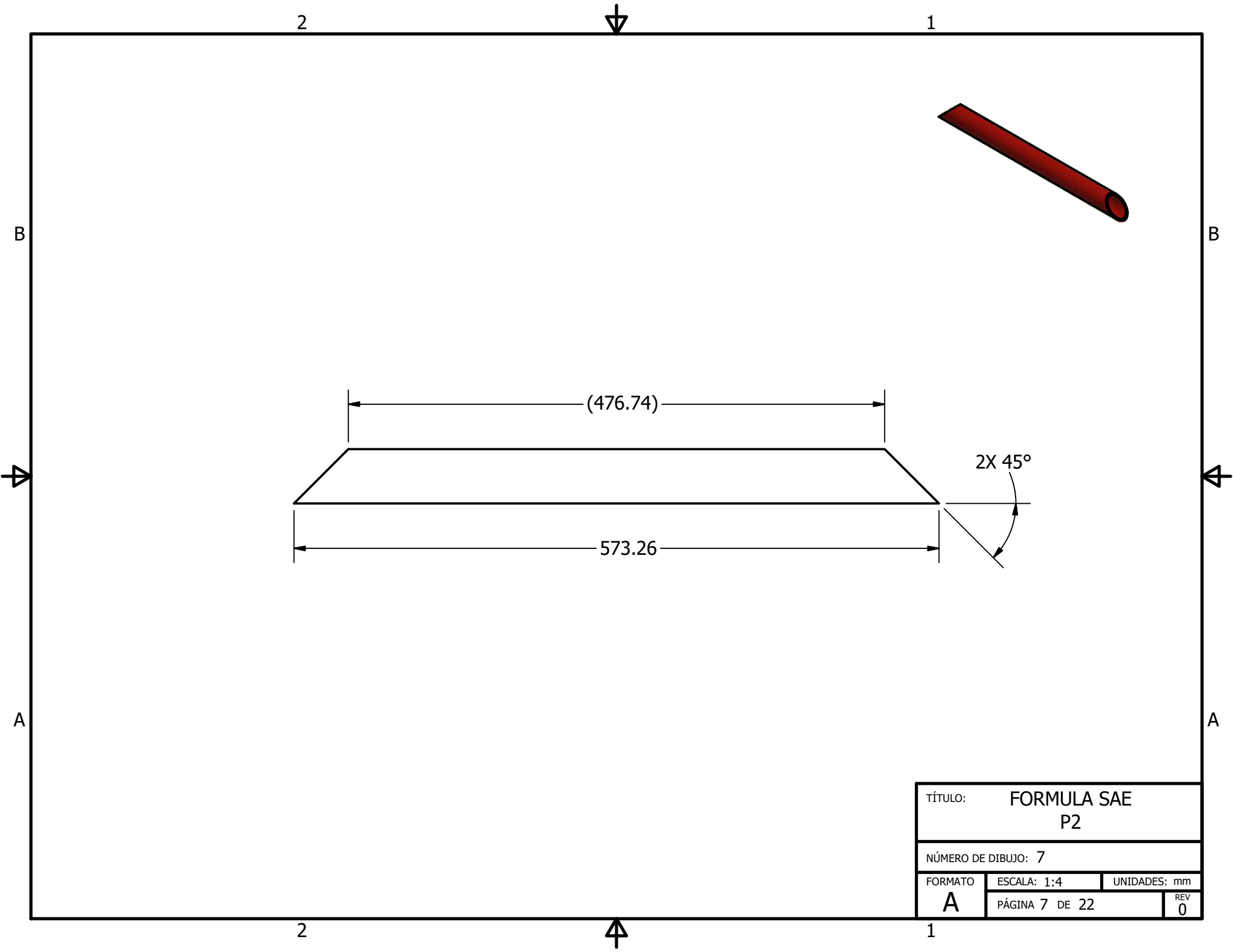
TÍTULO: FORMULA SAE
SOPORTE EJE

NÚMERO DE DIBUJO: 5

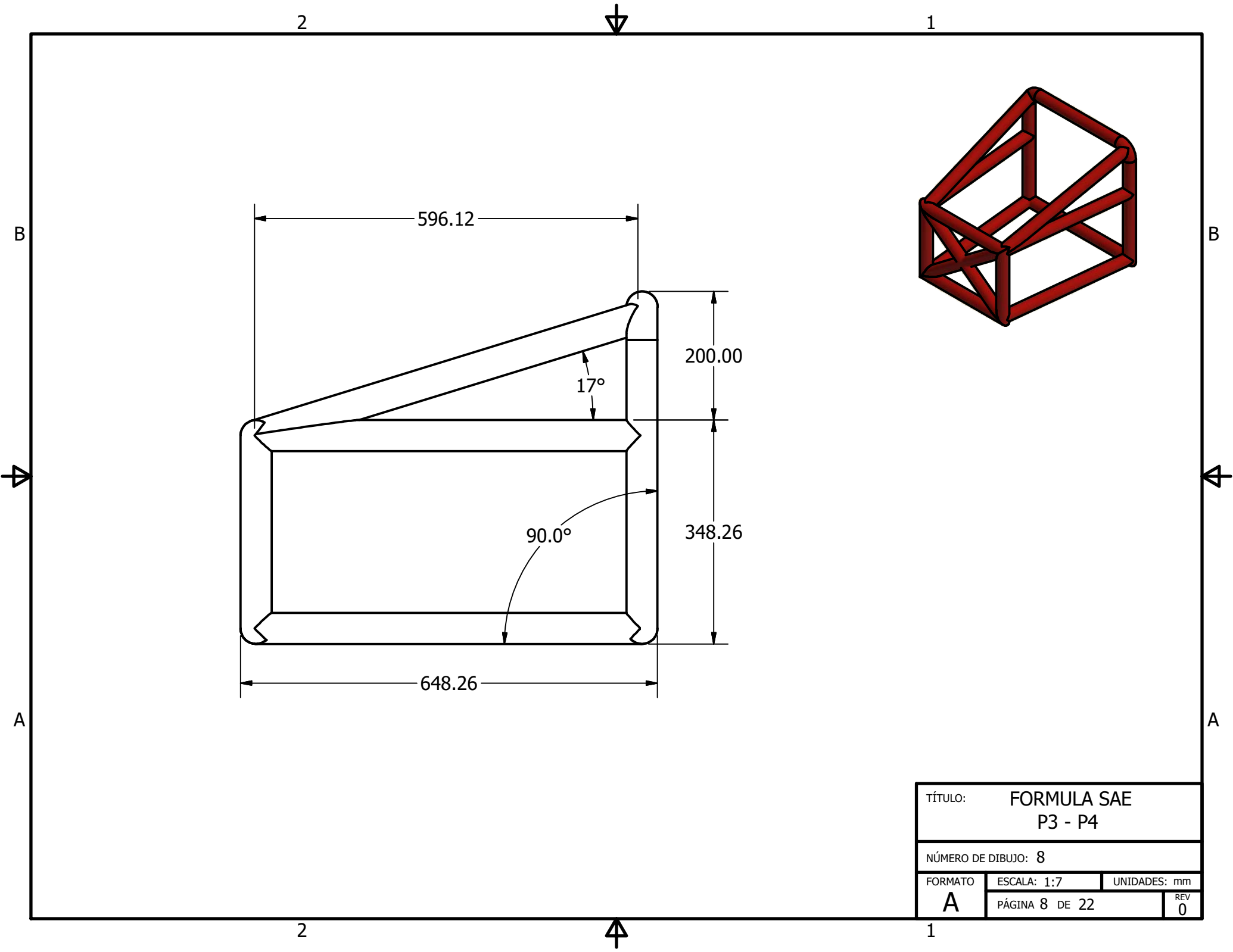
FORMATO	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 5 DE 22	REV 0



TÍTULO: FORMULA SAE P1		
NÚMERO DE DIBUJO: 6		
FORMATO	ESCALA: 1:5	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 6 DE 22	REV 0



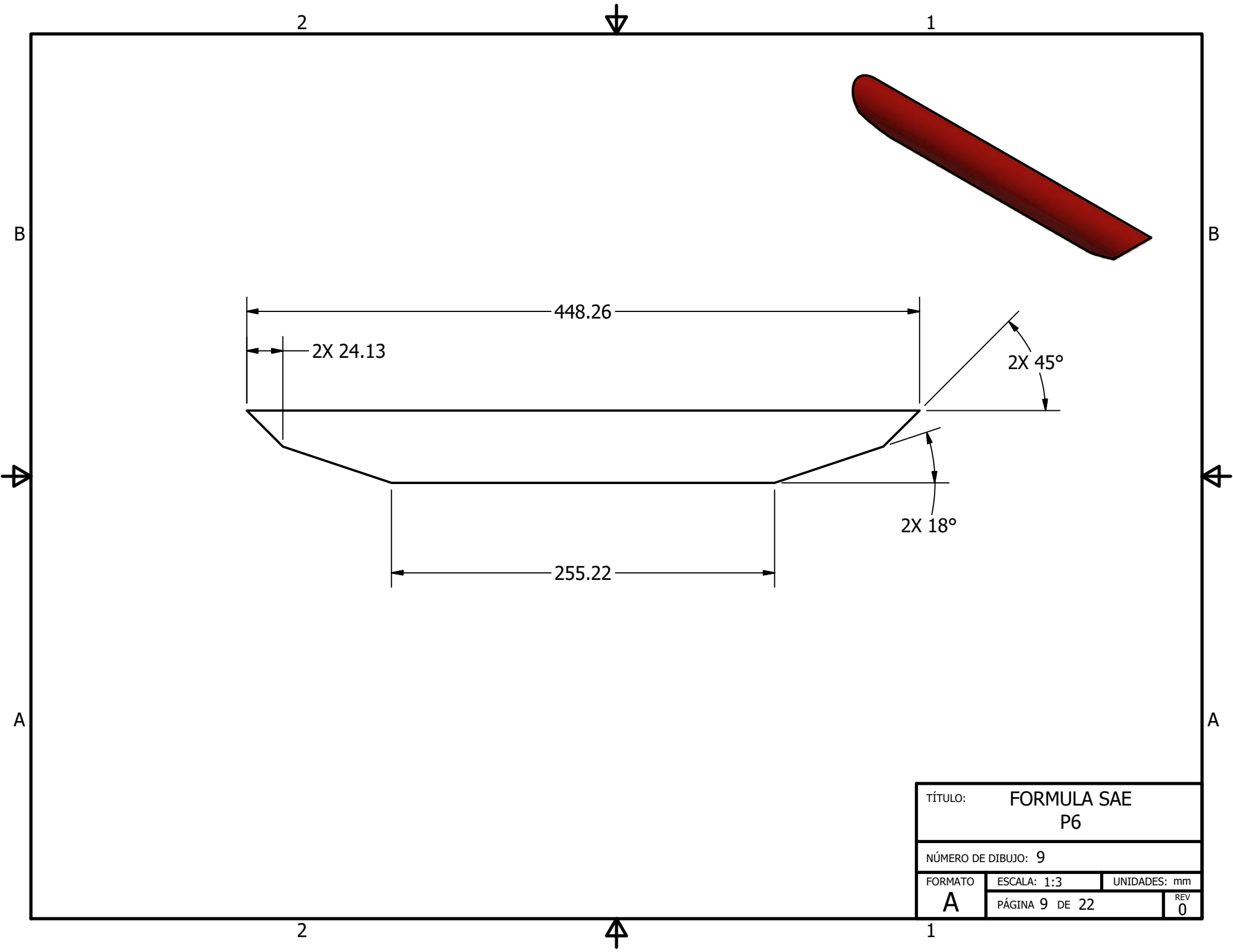
TÍTULO: FORMULA SAE P2			
NÚMERO DE DIBUJO: 7			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 7 DE 22	REV	0



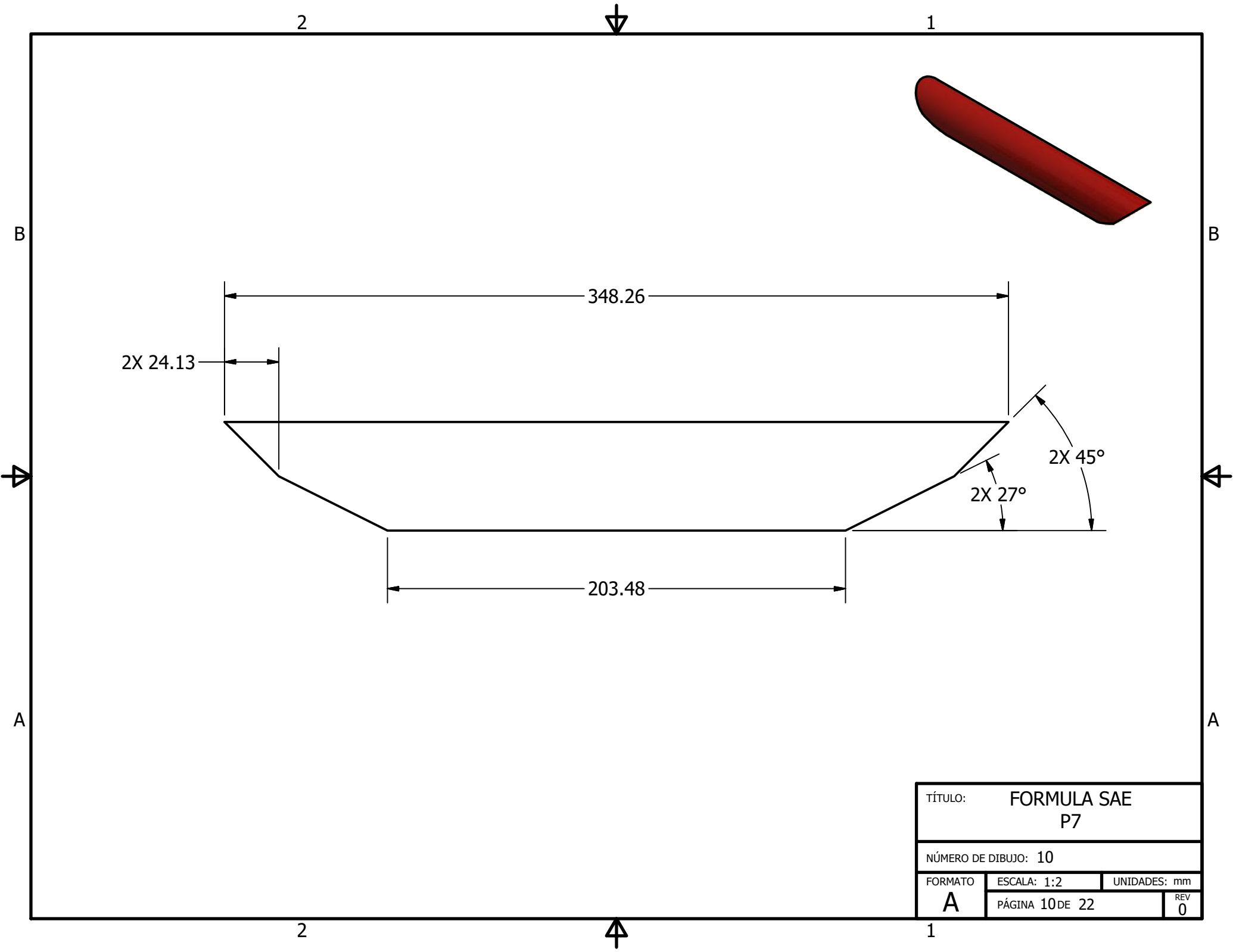
TÍTULO: FORMULA SAE
P3 - P4

NÚMERO DE DIBUJO: 8

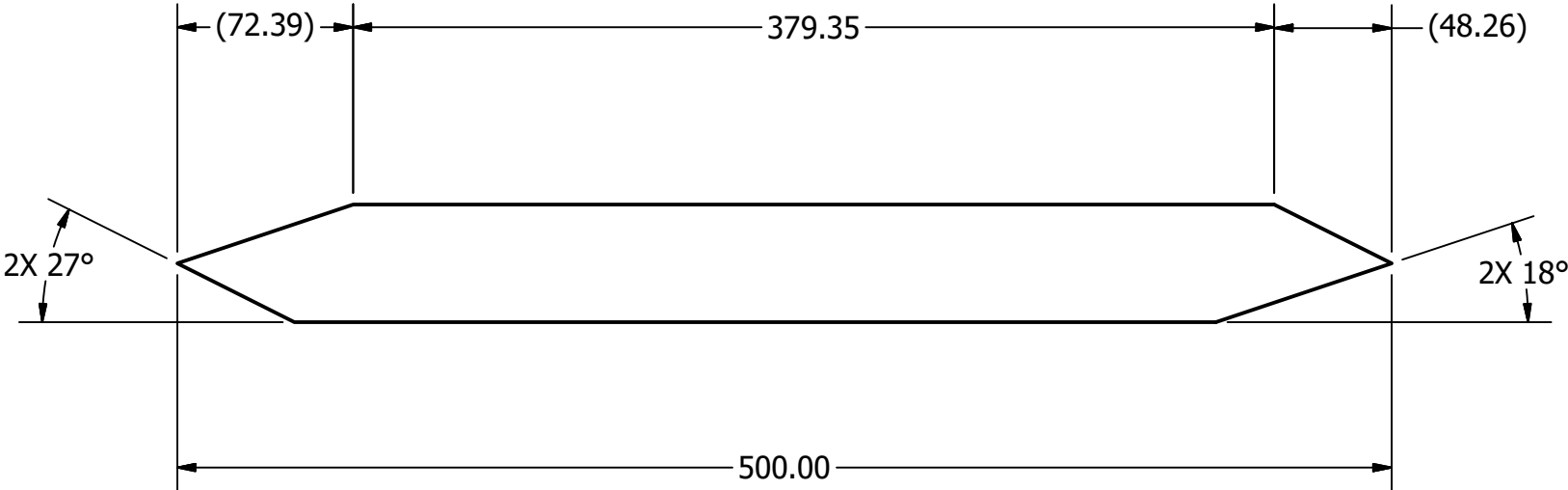
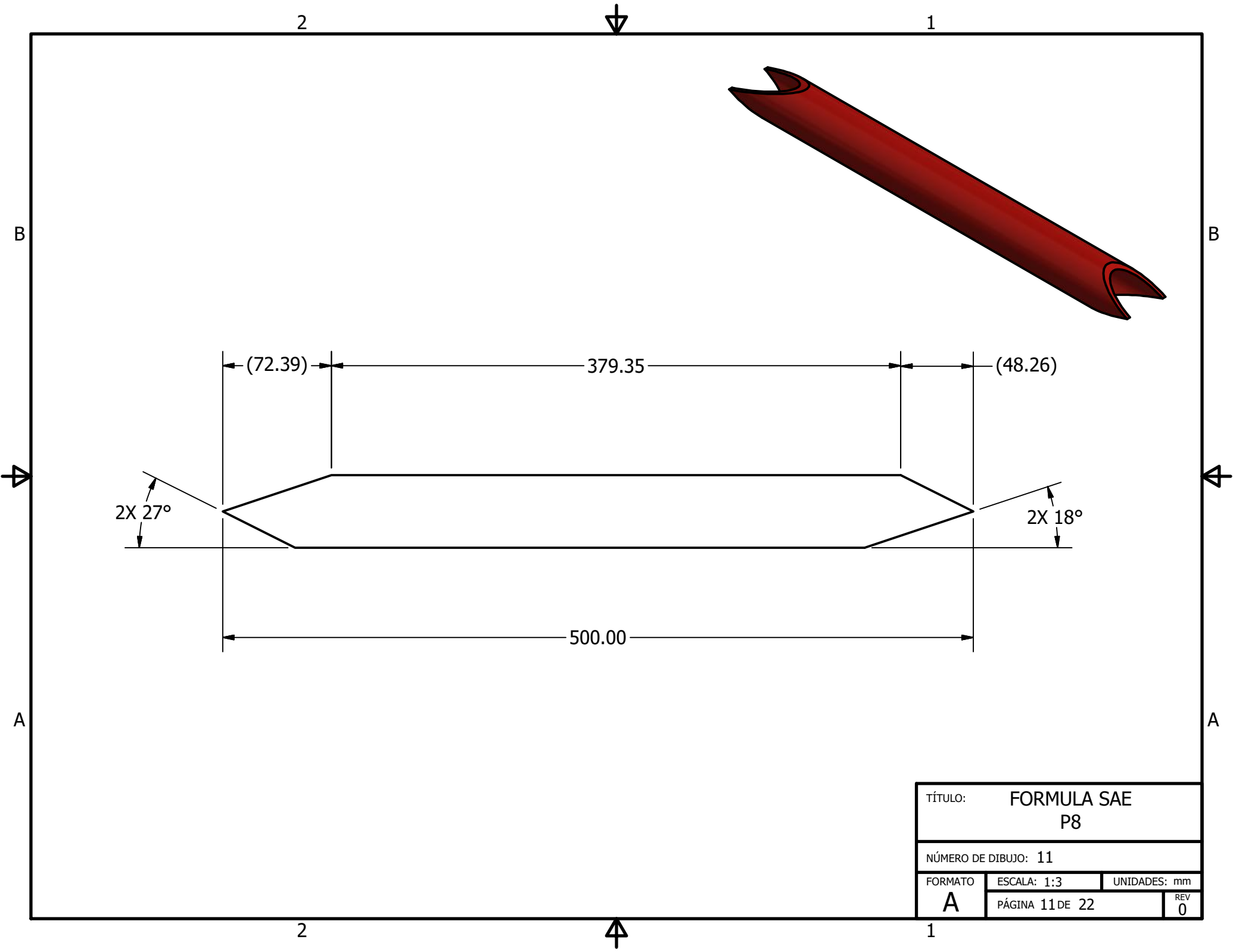
FORMATO	ESCALA: 1:7	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 8 DE 22	REV 0



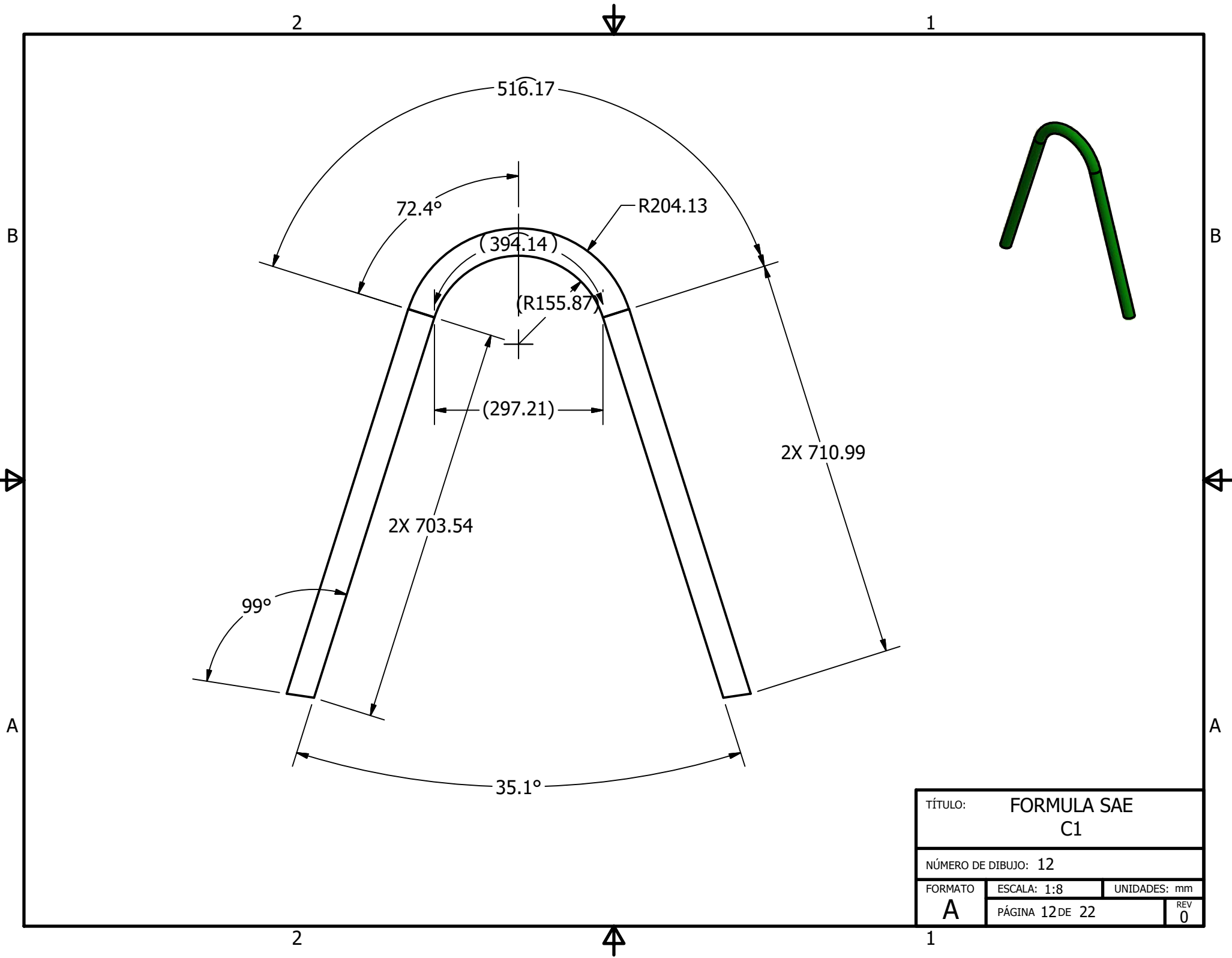
TÍTULO:		FORMULA SAE P6	
NÚMERO DE DIBUJO: 9			
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 9 DE 22	REV	0



TÍTULO:		FORMULA SAE P7	
NÚMERO DE DIBUJO: 10			
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 10 DE 22	REV	0



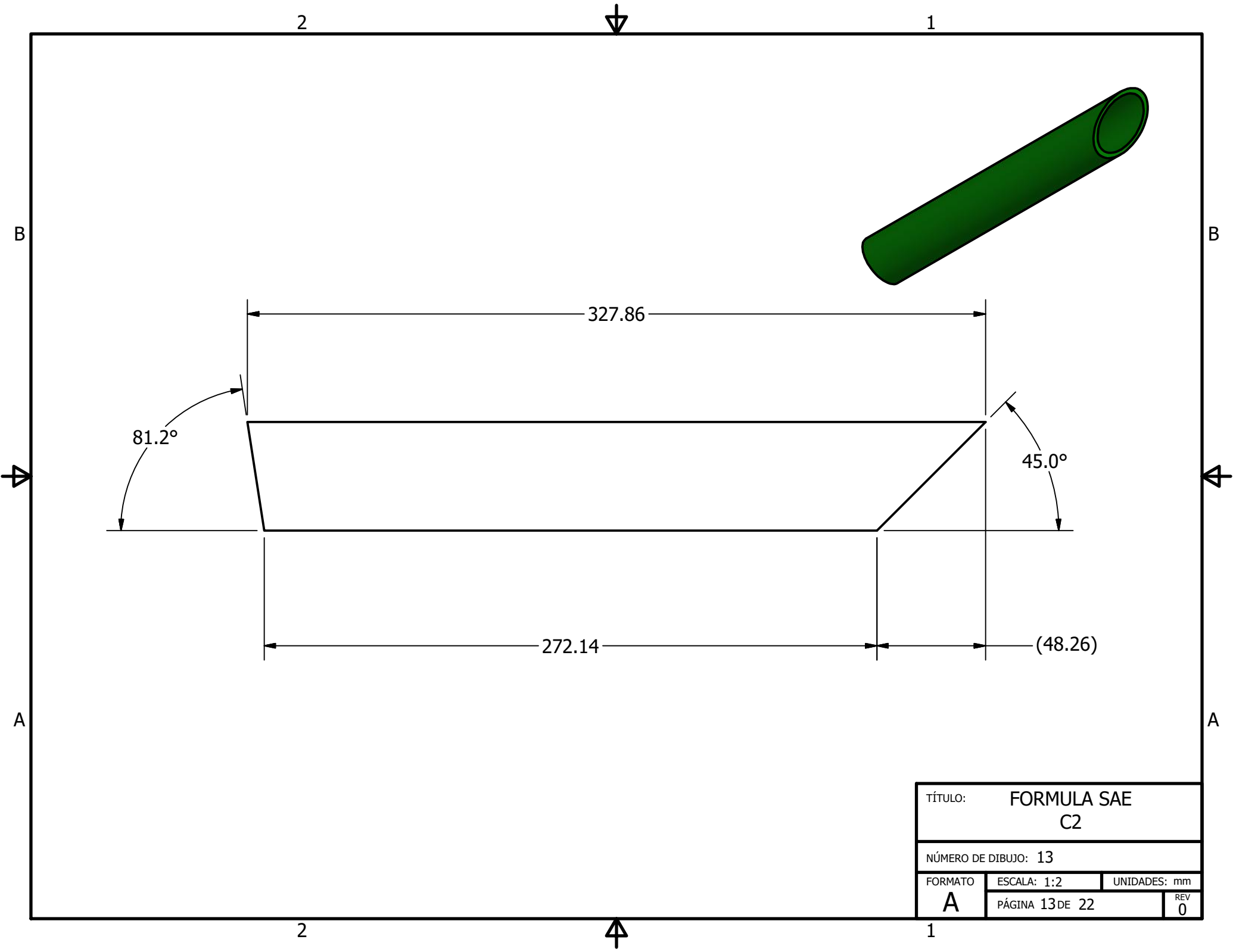
TÍTULO: FORMULA SAE			
P8			
NÚMERO DE DIBUJO: 11			
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 11 DE 22	REV	0



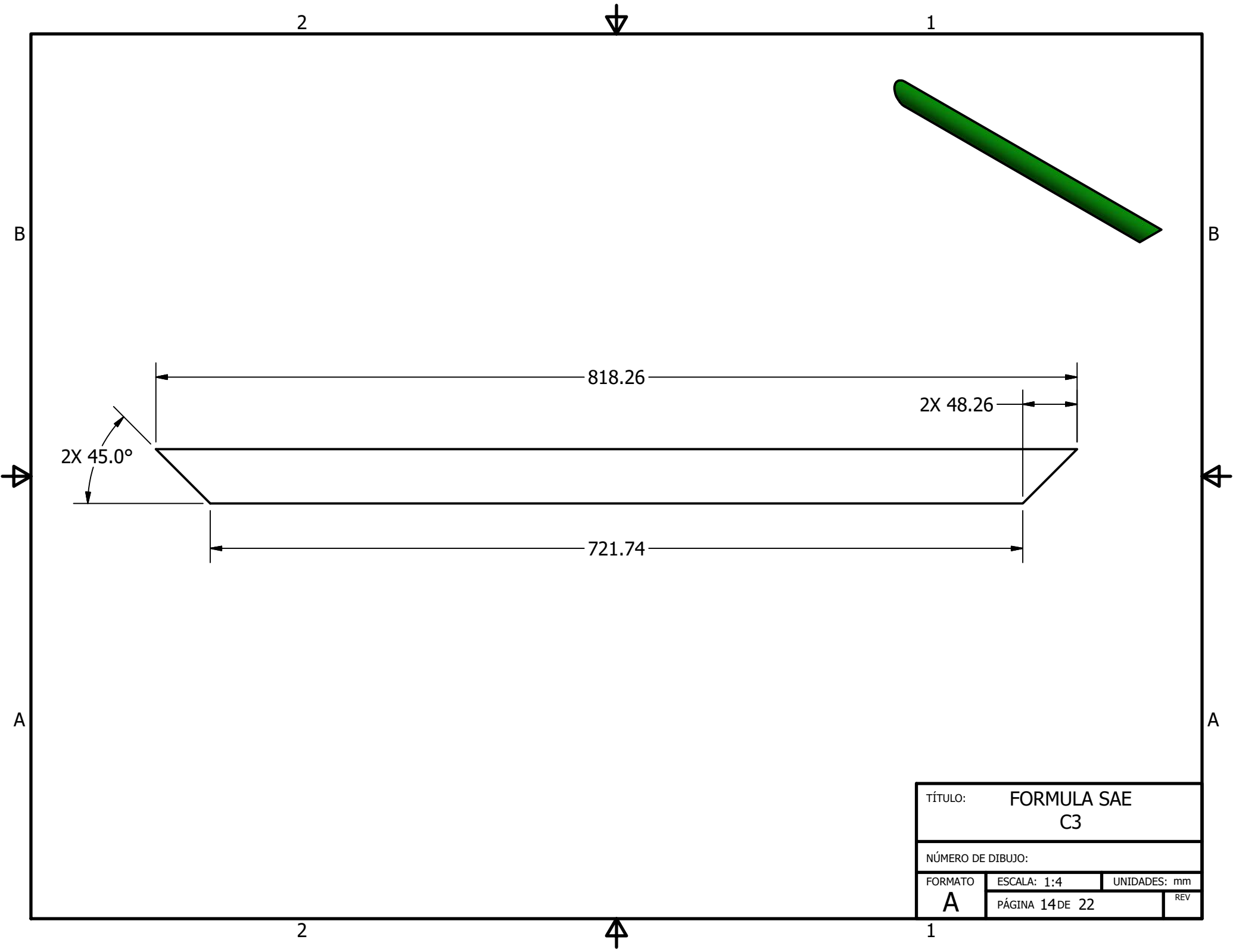
TÍTULO: FORMULA SAE
C1

NÚMERO DE DIBUJO: 12

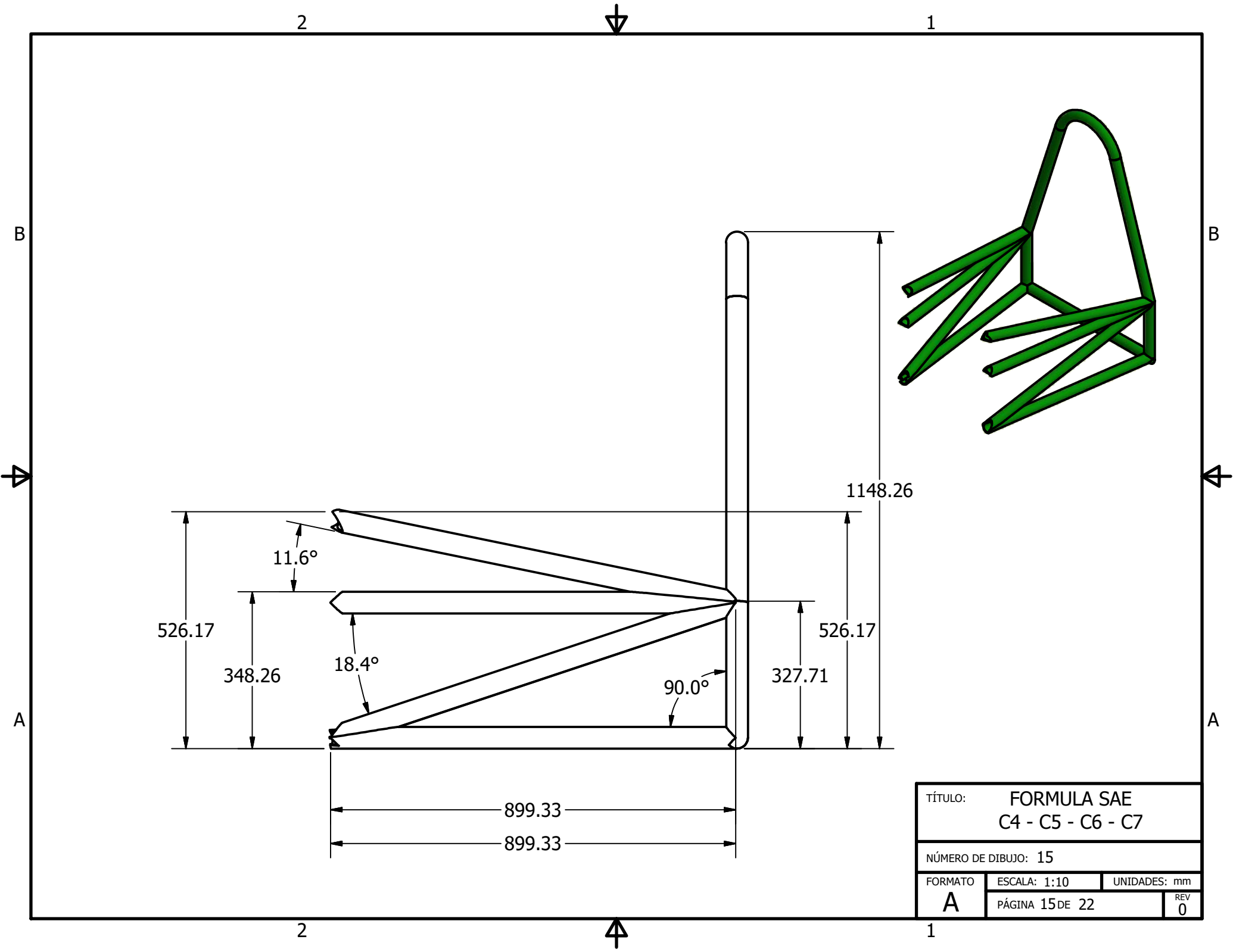
FORMATO	ESCALA: 1:8	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 12 DE 22	REV 0



TÍTULO: FORMULA SAE C2			
NÚMERO DE DIBUJO: 13			
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 13 DE 22		REV 0



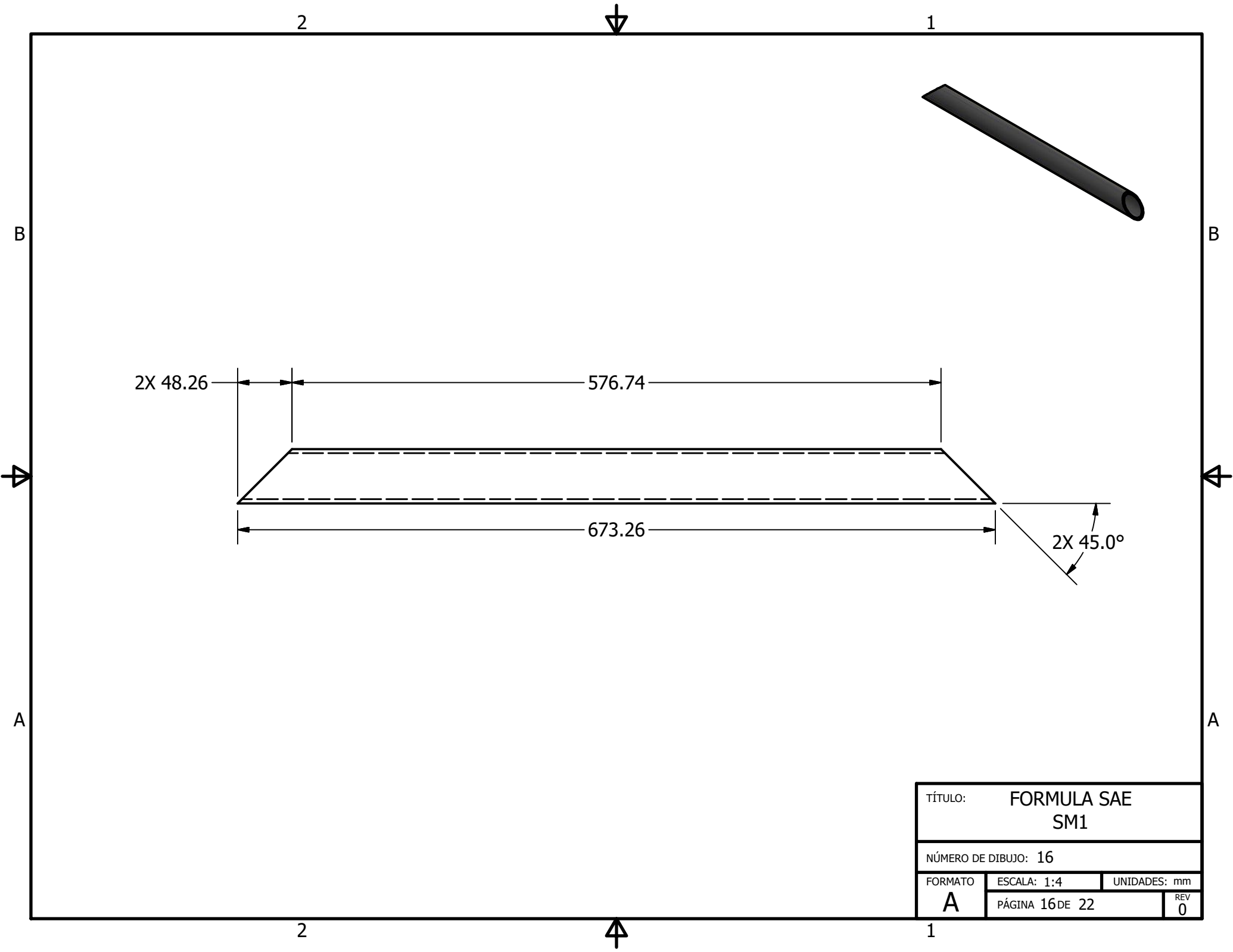
TÍTULO:		FORMULA SAE C3	
NÚMERO DE DIBUJO:			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	REV
A	PÁGINA 14 DE 22		



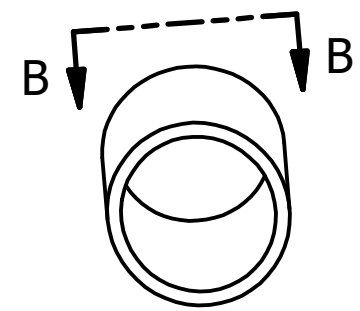
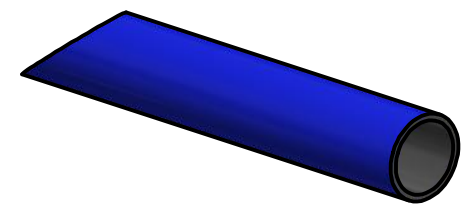
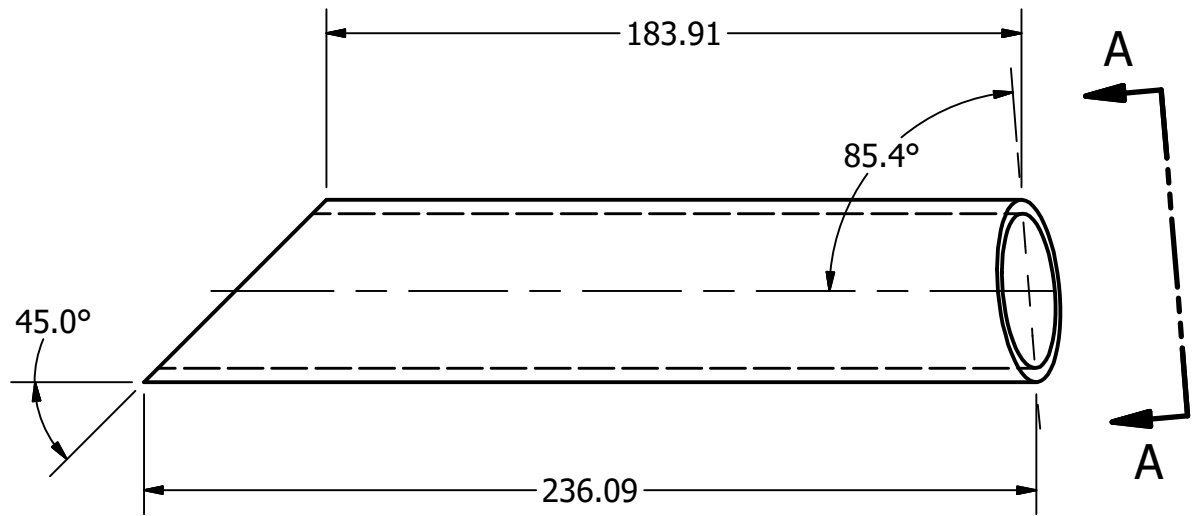
TÍTULO: FORMULA SAE
C4 - C5 - C6 - C7

NÚMERO DE DIBUJO: 15

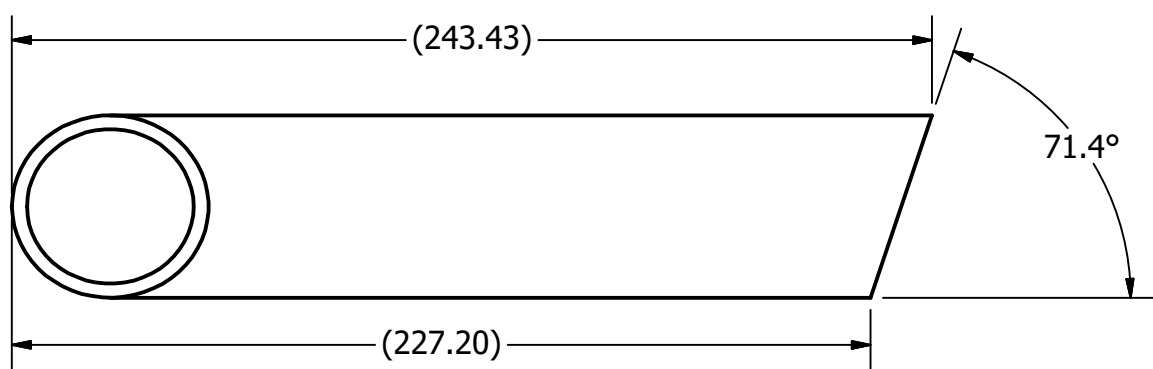
FORMATO	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 15 DE 22	REV 0



TÍTULO: FORMULA SAE SM1			
NÚMERO DE DIBUJO: 16			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 16 DE 22	REV	0

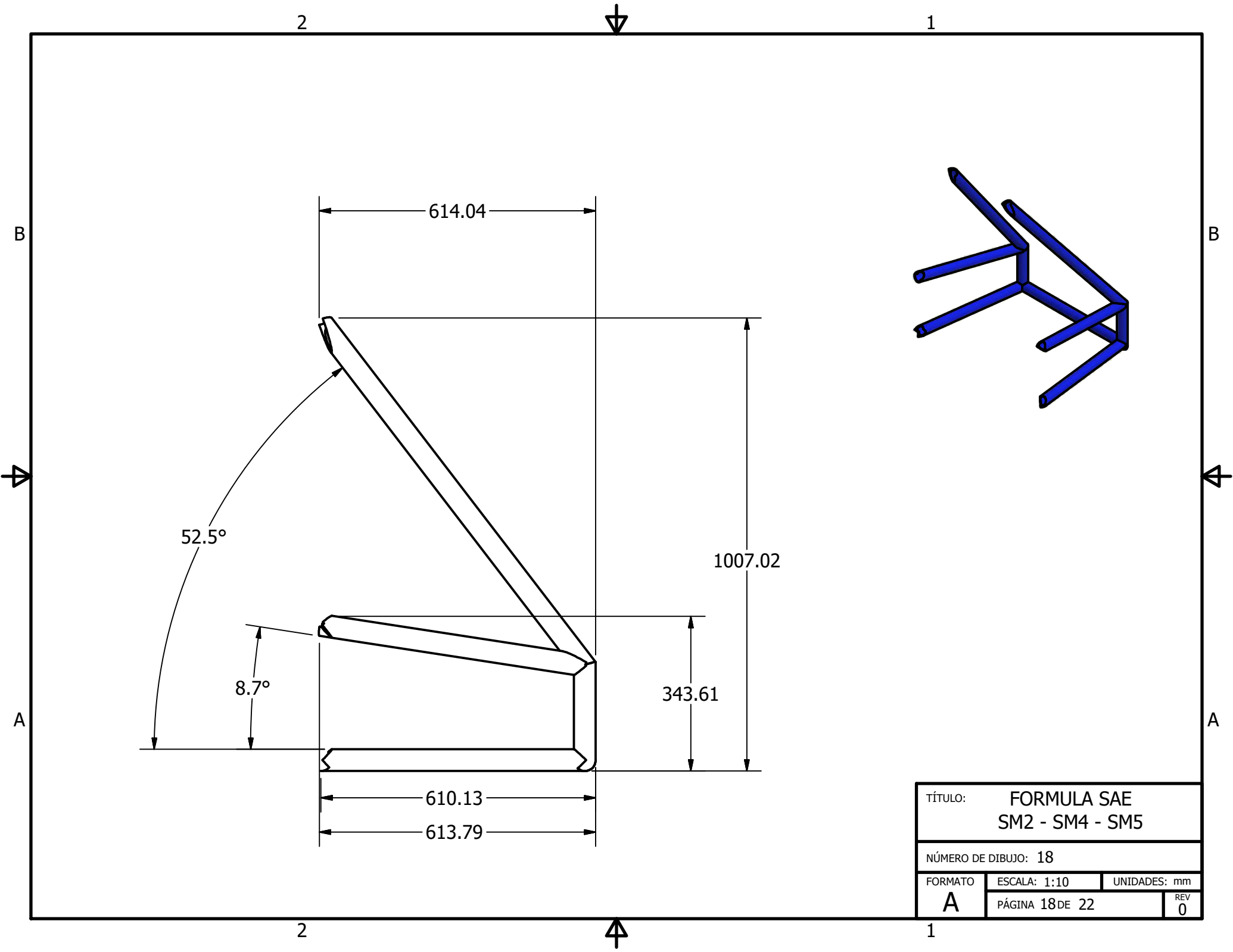


VISTA A-A
ESCALA 1 : 2



VISTA B-B
ESCALA 1 : 2
ROTADA 85° CCW

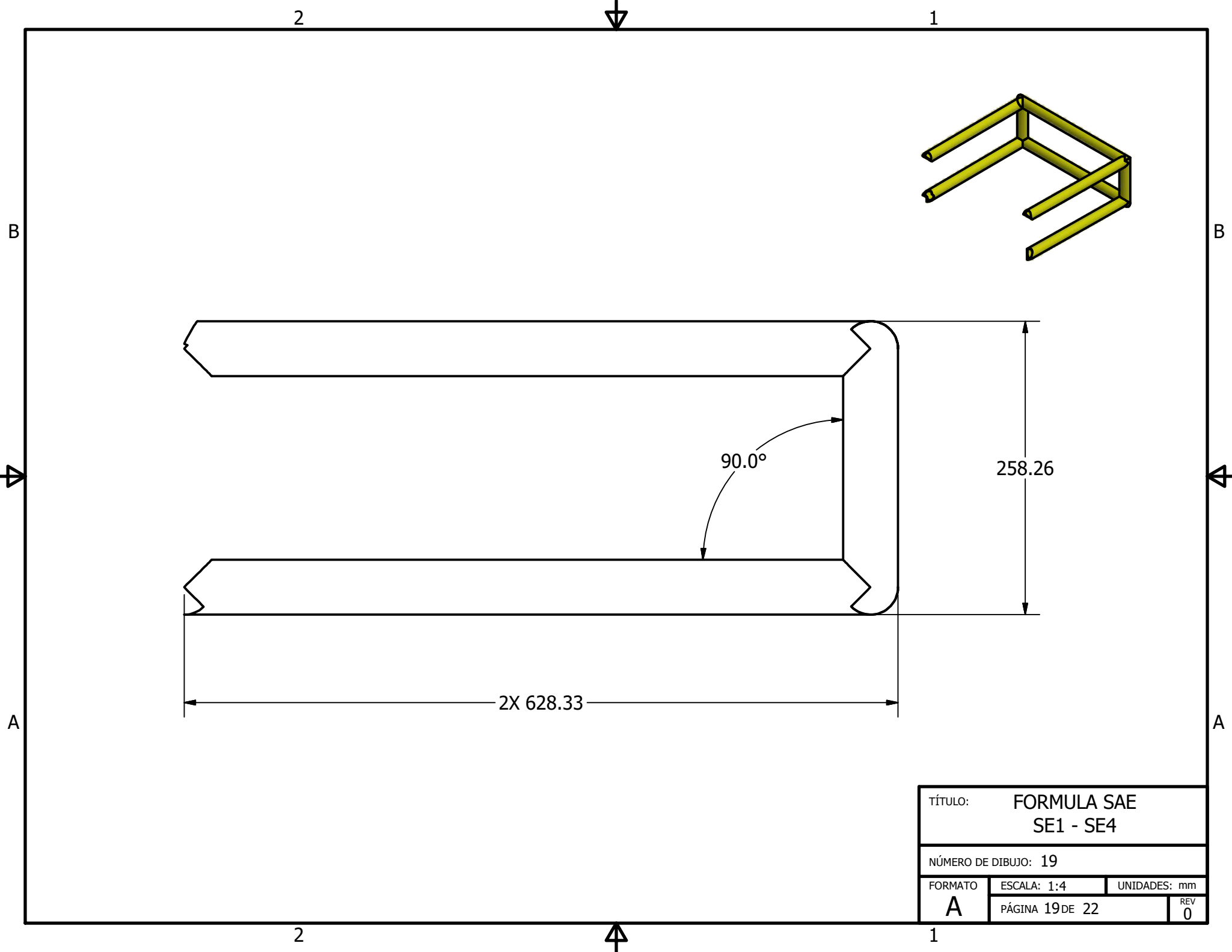
TÍTULO: FORMULA SAE SM3		
NÚMERO DE DIBUJO: 17		
FORMATO A	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
	PÁGINA 17 DE 22	REV 0



TÍTULO: FORMULA SAE
SM2 - SM4 - SM5

NÚMERO DE DIBUJO: 18

FORMATO	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 18 DE 22	REV 0



2

1

B

B

A

A

2X 628.33

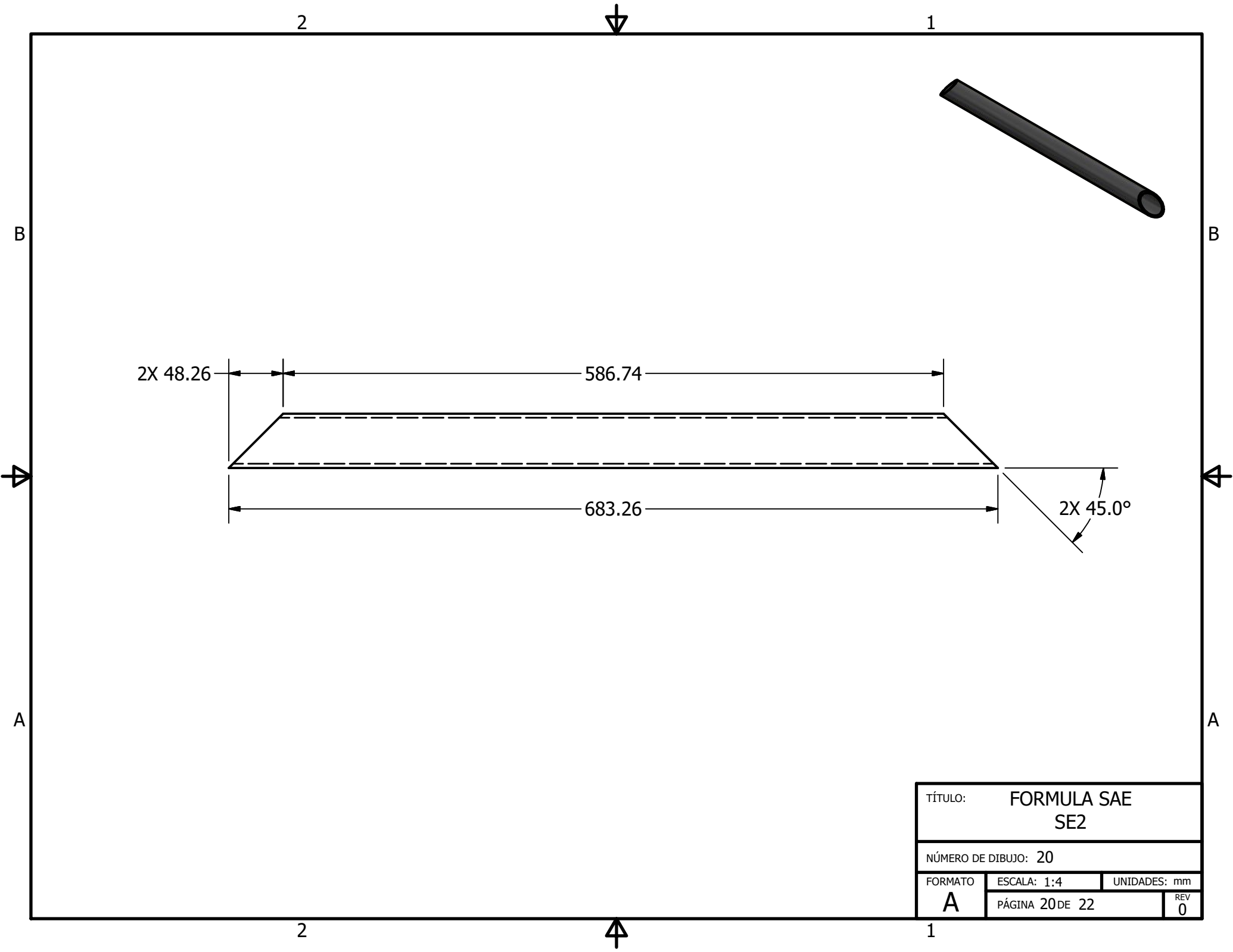
258.26

90.0°

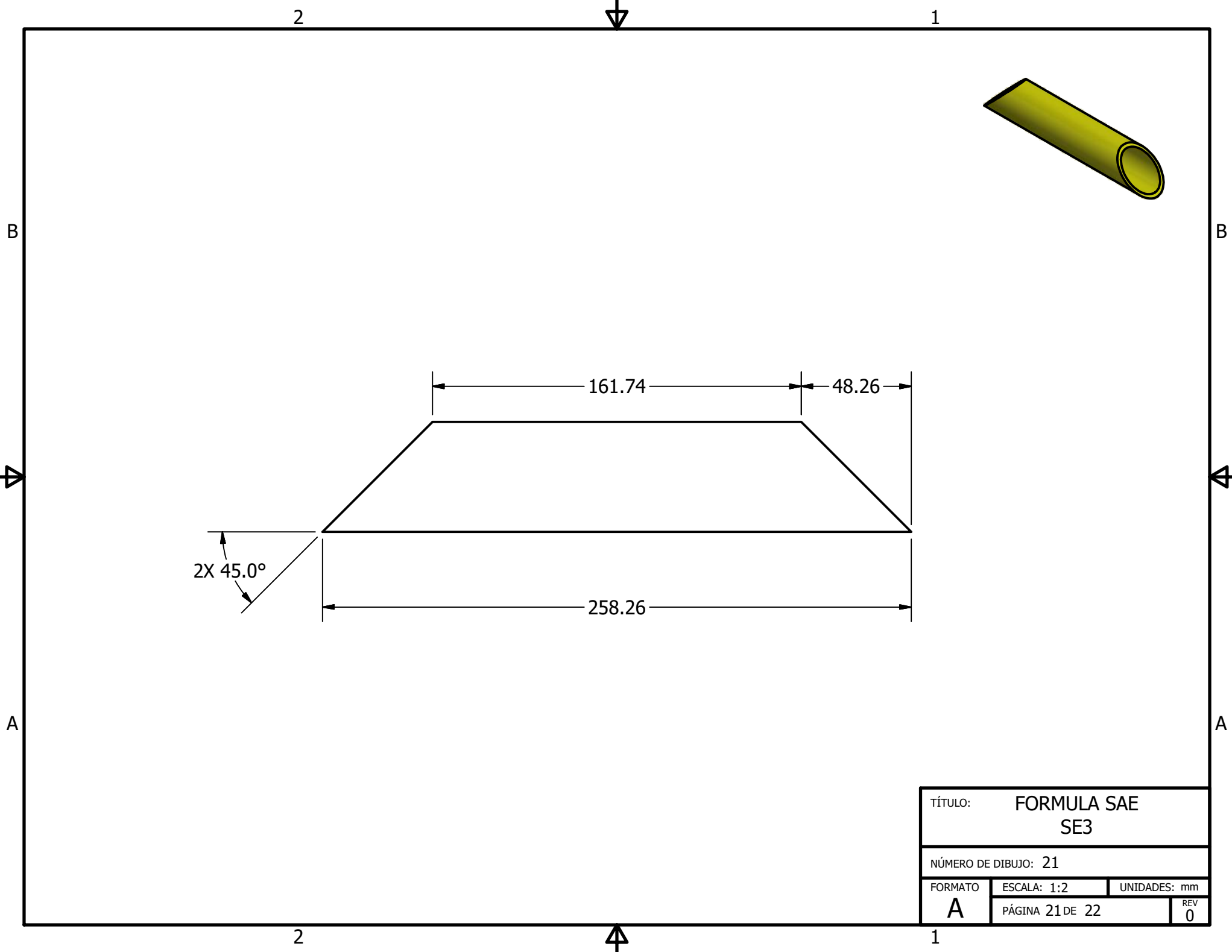
TÍTULO: FORMULA SAE			
SE1 - SE4			
NÚMERO DE DIBUJO: 19			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 19 DE 22	REV	0

2

1



TÍTULO:		FORMULA SAE SE2	
NÚMERO DE DIBUJO: 20			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	REV
A	PÁGINA 20 DE 22		0



TÍTULO: FORMULA SAE SE3			
NÚMERO DE DIBUJO: 21			
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 21 DE 22	REV	0

4

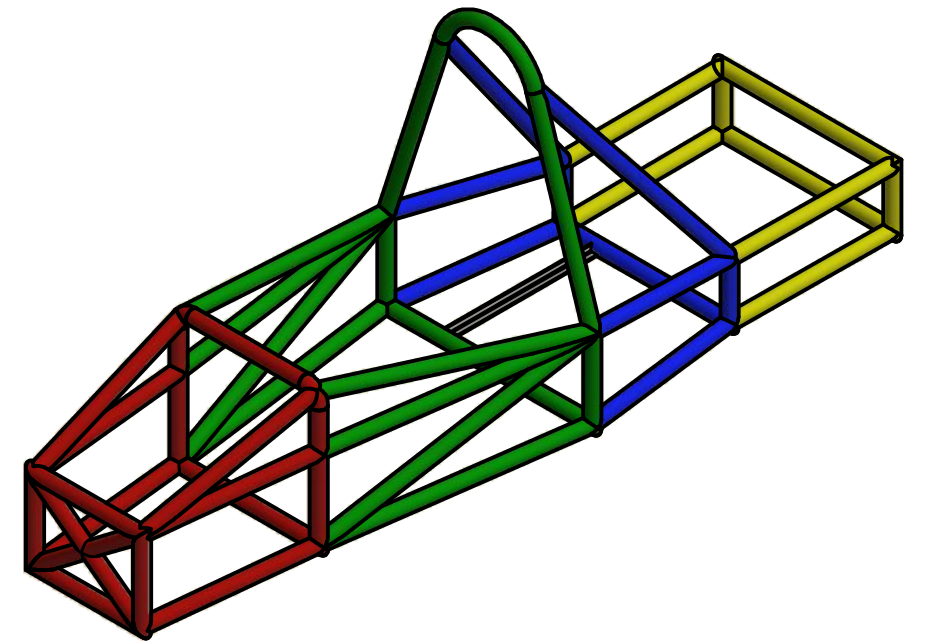
3

2

1

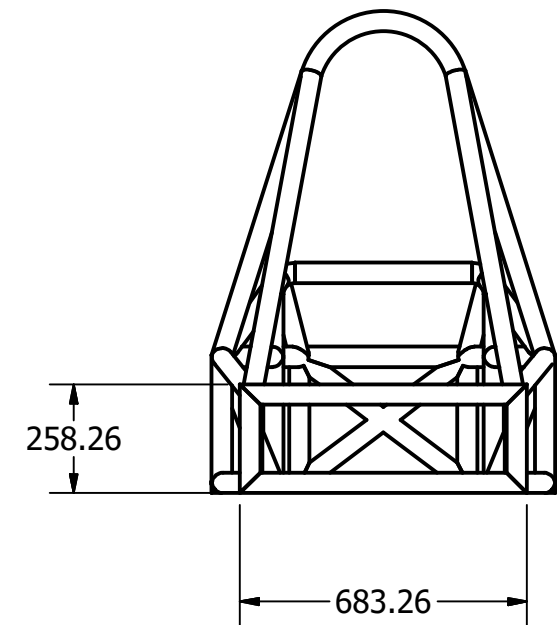
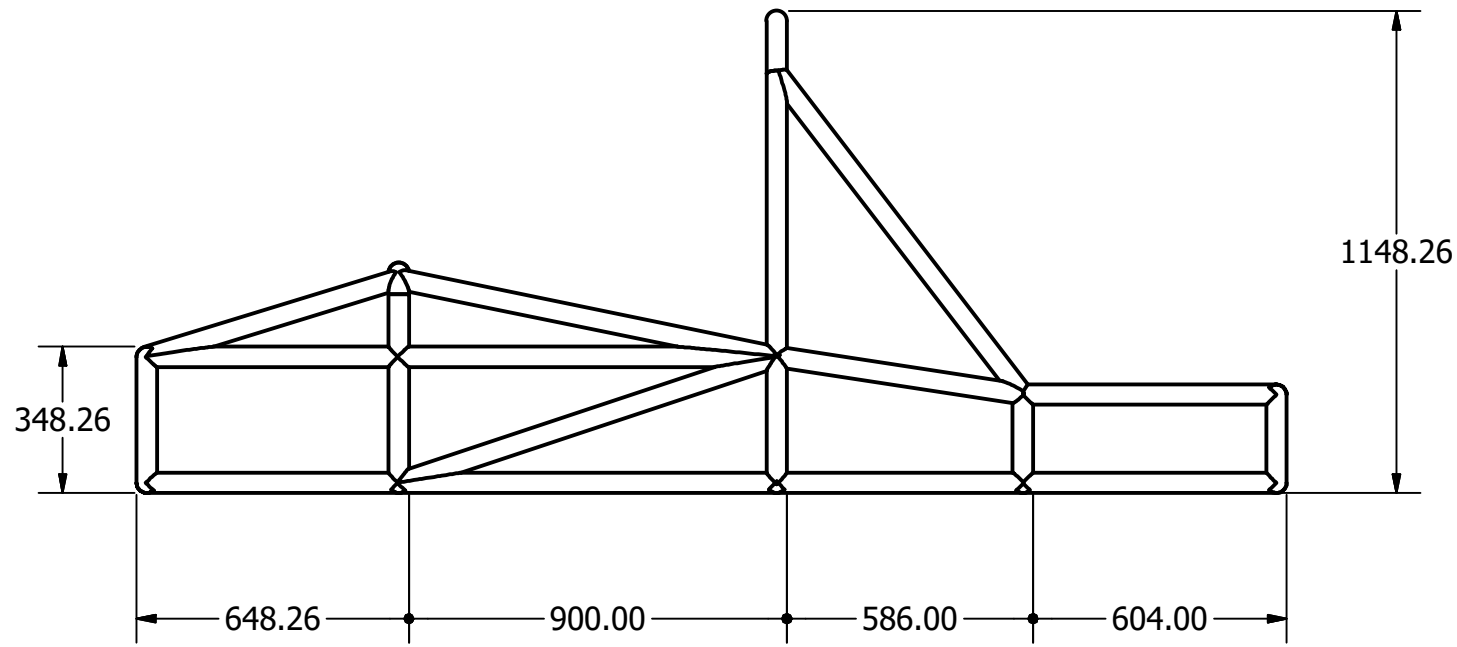
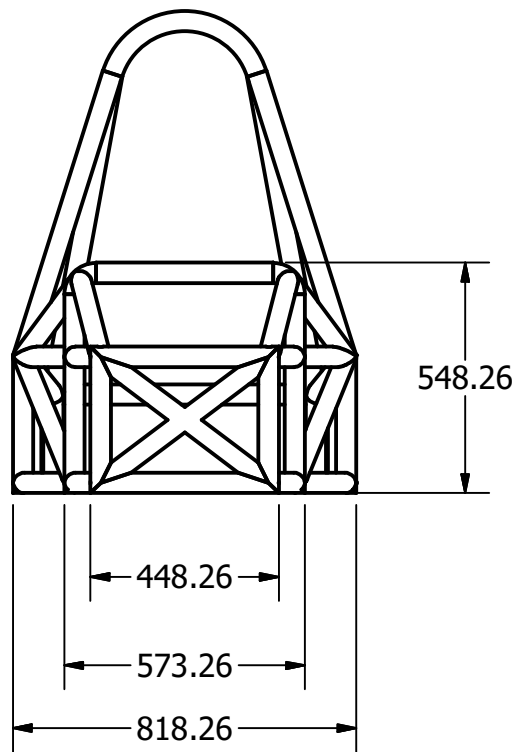
B

B



A

A



4

3

2

1

A

A

TÍTULO: FORMULA SAE CHASIS		
NÚMERO DE DIBUJO: 22		
FORMATO	ESCALA: 1:18	UNIDADES: mm
B	PÁGINA 22 DE 22	REV 0