

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2  
VELOCIDADES DE UN VEHICULO DE CARRERAS TIPO MONOPLAZA  
PARA LA FORMULA SENA eco**

JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA  
EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA DE MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2015

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2  
VELOCIDADES DE UN VEHICULO DE CARRERAS TIPO MONOPLAZA  
PARA LA FORMULA SENA eco**

JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA  
EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY

Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico

Director  
ISNARDO GONZÁLEZ JAIMES  
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA DE MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2015

*Dedicamos este proyecto.*

*A DIOS por la salud y la fuerza espiritual que nos permitió llegar a este punto de nuestras vidas.*

*A nuestros padres y hermanos, quienes nos apoyaron en todo momento, siendo pilares fundamentales durante la formación profesional a la cual hemos llegado, el cual representa uno de los tantos escalones hacia los niveles de éxito, con el fin de formar hombres justos y honestos para la sociedad.*

*A todos los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por compartir sus conocimientos y por ser tan pacientes.*

*A los docentes del SENA y aprendices, por brindarnos su apoyo y compartir conocimiento para el desarrollo del presente proyecto.*

## CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCION.....</b>	<b>23</b>
<b>1. COMPETENCIA FORMULA SENA_eco 2014.....</b>	<b>25</b>
<b>1.1. CONTEST DEL CARRO DE COMPETEICION TIPO MONOPLAZA .....</b>	<b>25</b>
<b>1.2. REGLAMENTO DE LA CARRERA .....</b>	<b>30</b>
1.2.1. Generalidades.....	31
1.2.2. El vehículo debe tener cuatro ruedas, dos delanteras y dos atrás. ....	31
1.2.3. El eje imaginario que une las dos ruedas delanteras debe tener un ángulo de 90 grados con respecto al plano de simetría del vehículo.....	31
1.2.4. Motor. El sistema motriz es eléctrico y hará parte del kit que la organización entregará a los equipos. ....	33
1.2.5. Ejes de transmisión.....	33
1.2.6. Llantas y rines .....	33
1.2.7. Definición de pruebas .....	34
1.2.8. Diseño e ingeniería (puntaje: 200).....	34
1.2.9. Seguimiento (puntaje: 150).....	34
1.2.10. Pruebas de duración (puntaje: 500) .....	34
<b>1.3. PISTA DE TOCANCIPA.....</b>	<b>35</b>
<b>1.4. FORMULACION DEL PROBLEMA A SOLUCIONAR .....</b>	<b>36</b>
<b>1.5. RAZON DE LA INCLUSION DE LA CAJA DE CAMBIOS.....</b>	<b>37</b>
<b>1.6. JUSTIFICACION PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA .....</b>	<b>38</b>
<b>1.7. OBJETIVOS DEL PROYECTO DE GRADO.....</b>	<b>41</b>
<b>1.8. JUSTIFICACION SOBRE LA FORMA DE SOLUCIONAR EL PROBLEMA.....</b>	<b>42</b>
<b>1.9. ANTECEDENTES .....</b>	<b>43</b>
1.9.1. A nivel internacional. ....	43

1.9.2. A nivel local. ....	44
<b>2. EVOLUCION DEL VEHICULO .....</b>	<b>46</b>
2.1. VEHICULO DE LA COMPETENCIA SENA 2013 .....	46
2.2. RENDIMIENTO DEL VEHICULO UTILIZADO EN LA COMPETENCIA DEL AÑO 2013.....	51
<b>3. REFERENTES TEORICOS.....</b>	<b>579</b>
3.1. VENTAJAS DE LAS CAJA DE CAMBIOS CON PIÑONES DE DIENTES RECTOS.....	59
3.2. CAJA DE CAMBIOS.....	62
3.3. ENGRANAJES .....	63
3.3.1. Geometría de engranajes .....	63
3.3.2. Modulo. ....	63
3.3.3. Paso diametral. ....	64
3.3.4. Estandarización de dientes de engranaje.. ....	64
3.3.5. Trenes de engranajes compuestos. . ....	65
3.3.6. Cargas sobre engranajes rectos.....	66
3.3.7. Potencia. ....	68
3.3.8. Esfuerzos de flexión. ....	70
3.3.9. Ecuación de esfuerzo de flexión de la AGMA. ....	71
3.3.10. Factor geométrico J de resistencia a la flexión. ....	73
3.3.11. Factor dinámico Kv. ....	75
3.3.12. Calidad del engranaje. ....	76
3.3.13. Factor Km de distribución de carga.,. ....	76
3.3.14. Aplicación del factor Ka. ....	77
3.3.15. Factor Ks de tamaño. ....	77
3.3.16. Factor $K_B$ de espesor del aro. ....	78
3.3.17. Factor $K_I$ de un engrane loco. ....	79
3.3.18. Esfuerzos superficiales. ....	79

3.3.19. Factor geométrico superficial. ....	80
3.3.20. Coeficiente elástico $C_p$ . ....	81
3.3.21. Factor de acabado superficial $C_f$ . ....	82
3.3.22. Resistencia de la AGMA de fatiga a la flexión en materiales para engranes. ....	82
3.3.23. Factor de vida $K_L$ . ....	83
3.3.24. Factor de temperatura $K_T$ . ....	84
3.3.25. Factor de confiabilidad $K_R$ . ....	85
3.3.26. Resistencia a la fatiga superficial de la AGMA para materiales de engranes. ....	85
3.3.27. Factor de vida superficial $C_L$ . ....	86
3.3.28. Factor de razón de dureza $C_H$ . ....	87
<b>3.4. ARBOL PRIMARIO. ....</b>	<b>88</b>
<b>3.5. ARBOL SECUNDARIO. ....</b>	<b>89</b>
<b>3.6. CALCULO DE EJES. ....</b>	<b>89</b>
<b>3.7. DIFERENCIAL. ....</b>	<b>91</b>
<b>3.8. MECANISMO DE SINCRONIZACION. ....</b>	<b>93</b>
3.8.1. El sincronizador estará constituido por dos cuerpos: ....	93
3.8.2. Esfuerzos en el sincronizador. ....	94
<b>3.9. CALCULO DE RODAMIENTOS. ....</b>	<b>95</b>
3.9.1. Selección de rodamientos. ....	95
3.9.2. Parámetros de selección de un rodamiento rígido de bolas según el catálogo de fabricante NTN. ....	96
3.9.3. Cargas que actúan en los ejes donde estarán instalados los rodamientos. ....	97
3.9.4. Carga generada por los engranajes. ....	97
3.9.5. Carga dinámica en los rodamientos. ....	98
<b>3.10. TRATAMIENTOS TERMICOS. ....</b>	<b>98</b>

3.10.1. Carburizado. ....	98
3.10.2. Aplicaciones del Carburizado. ....	99
3.10.3. Proceso del carburizado. ....	99
<b>3.11. CALCULOS DE ELEMENTOS Y SELECCION.....</b>	<b>100</b>
3.11.1. ACERO SAE 8620 (Para fabricar los engranajes).....	100
3.11.2. ACERO SAE 4140 (Para fabricar los ejes). ....	100
3.11.3. Análisis respecto de las tablas y los cálculos realizados en las tablas 9, 10, 11 y 12. ....	107
<b>4. MODELADO, SIMULACION Y ANALISIS DE LAS PIEZAS DISEÑADAS PARA LA CAJA DE CAMBIOS DEL CARRO DE CARRERA TIPO MONOPLAZA DE LA FORMULA SENA_eco 2014. ....</b>	<b>117</b>
<b>4.1. ANALISIS ESTRUCTURAL .....</b>	<b>117</b>
4.1.1. Engranés A-B con la relación 3,8:1.....	118
4.1.2. Engranés E-F con la relación 3,8:1. ....	120
4.1.3. Engranés C-D con la relación 5:1. ....	122
4.1.4. Engranés E-F con la relación 5:1. ....	124
4.1.5. Sincronizador. ....	126
4.1.6. Eje conductor.....	128
4.1.7. Eje conducido. ....	130
4.1.8. Carcasas de la caja de cambios. ....	132
<b>4.2. ANALISIS MODAL.....</b>	<b>135</b>
4.2.1. Engranaje A. ....	137
4.2.2. Engranaje B.. ....	138
4.2.3. Engranaje C. ....	139
4.2.4. Engranaje D. ....	140
4.2.5. Engranaje E.....	141
4.2.6. Engranaje F. ....	142
4.2.7. Eje conductor.....	143
4.2.8. Eje conducido. ....	144

4.2.9. Sincronizador. ....	145
4.2.10. Carcasa izquierda.....	146
4.2.11. Carcasa derecha. ....	147
<b>5. LOGISTICA, ADQUISICION DE INSUMOS Y FABRICACION .....</b>	<b>148</b>
<b>5.1. INSUMOS .....</b>	<b>148</b>
<b>5.2. INSTALACIONES UTILIZADAS PARA LA FABRICACION DE LOS COMPONENTES DE LA CAJA DE CAMBIOS.....</b>	<b>149</b>
<b>5.3. IDENTIFICACIÓN DE TAREAS Y SUBTAREAS .....</b>	<b>150</b>
5.3.1. Fases de planeación.....	150
5.3.2. Fases de estudio e investigación. ....	150
5.3.3. Fases de desarrollo y diseño.....	151
5.3.4. Fases de realización y estudio de pruebas.....	151
5.3.5. Fase de Documentación. ....	152
<b>5.4. PROCESOS DE FABRICACION .....</b>	<b>152</b>
<b>5.5. PRESUPUESTO Y RECURSOS .....</b>	<b>166</b>
5.5.1. Presupuesto de la caja de cambios FORSSA SENA_eco_UIS_2014 .....	166
5.5.2. Identificación de los recursos necesarios.....	167
5.5.3. Fuentes de financiación. ....	167
<b>6. INSPECCION FISICA DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DE LA CAJA DE CAMBIOS Y RESULTADOS DE LA TELEMETRIA.....</b>	<b>168</b>
<b>6.1. DISEÑO DE LA PLANTILLA RCM.....</b>	<b>168</b>
<b>6.2. DISEÑO DE LA PLANTILLA RCA.....</b>	<b>169</b>
<b>6.3. DATOS OBTENIDOS DE LA TELEMETRIA .....</b>	<b>174</b>
6.3.1. Sistema de telemetría utilizado. ....	174
<b>7. CONCLUSIONES.....</b>	<b>177</b>
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>172</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>174</b>

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Estructura empresarial.....	26
<b>Figura 2.</b> Escudería ARA regional Antioquia.....	27
<b>Figura 3.</b> Escudería EASS regionales Huila, Tolima, Caquetá y putumayo .....	27
<b>Figura 4.</b> Escudería CIMM regionales Boyacá apoya regional Cundinamarca .....	27
<b>Figura 5.</b> Escudería DCM en Cajicá regional Cundinamarca .....	28
<b>Figura 6.</b> Escudería DELTA ZE Regionales Risaralda, Caldas Y Quindío .....	28
<b>Figura 7.</b> Escudería ESDA regionales Atlántico y Bolívar .....	28
<b>Figura 8.</b> Escudería FORSENAR regionales Cauca y Nariño .....	29
<b>Figura 9.</b> Escudería FORSSA regionales Cesar, Norte de Santander y Santander .....	29
<b>Figura 10.</b> Escudería I-CAR regionales Valle, Choco y Guainía .....	29
<b>Figura 11.</b> Escudería LOS ARAUCOS regionales Arauca y Casanare .....	30
<b>Figura 12.</b> Tren delantero .....	31
<b>Figura 13.</b> Tren trasero .....	32
<b>Figura 14.</b> Vista lateral vehículo .....	32
<b>Figura 15.</b> Vista superior vehículo .....	33
<b>Figura 16.</b> Circuito N° 1 Autódromo de Tocancipá.....	35
<b>Figura 17.</b> Ficha técnica autódromo de Tocancipá.....	36
<b>Figura 18.</b> Ejemplo de un motor eléctrico acoplado a una caja de cambios .....	38
<b>Figura 19.</b> Vehículo FORSSA-SENA 2013 .....	39
<b>Figura 20.</b> Situación inicial del vehículo FORMULA_SENA_2013.....	40
<b>Figura 21.</b> Situación de diseño final del vehículo para la FORMULA_SENA_2014 .....	40
<b>Figura 22.</b> Modelo de una caja de cambios para un vehiculo electrico.....	43
<b>Figura 23.</b> Parte trasera del vehículo diseñado para la competencia formula SENA_eco del año 2013; distinción de chasis y habitáculo.....	46
<b>Figura 24.</b> Parte trasera del vehículo SENA_eco del año 2013; ubicación de motores eléctricos y controladores .....	47

<b>Figura 25.</b> Parte trasera del vehículo SENA_eco del año 2013; ubicación de placas de anclaje para los motores .....	48
<b>Figura 26.</b> Parte trasera del vehículo SENA_eco del año 2013; forma de anclaje del sistema motriz al chasis .....	49
<b>Figura 27.</b> Parte trasera del vehículo SENA_eco del año 2013; forma de anclaje de las placas soporte de los motores .....	49
<b>Figura 28.</b> Planetario del sistema de transmisión del vehículo del 2013 .....	50
<b>Figura 29.</b> Chasis modificado para instalar la caja de cambios .....	50
<b>Figura 30.</b> Comportamiento de torque en cada motor en función del tiempo .....	51
<b>Figura 31.</b> Comportamiento de potencia en cada motor en función del tiempo ...	52
<b>Figura 32.</b> Comportamiento de la fuerza en el eje trasero en función del tiempo ..	52
<b>Figura 33.</b> Comportamiento de las fuerzas en el eje trasero en función del tiempo; conjugadas con el motor .....	53
<b>Figura 34.</b> Comportamiento del torque en el eje trasero en función del tiempo ...	53
<b>Figura 35.</b> Comportamiento de la aceleración del vehículo en función del tiempo	54
<b>Figura 36.</b> Diseño final de la caja de cambios en el vehículo para la FORMULA_SENA_2014.....	55
<b>Figura 37.</b> Despiece CAD del diseño final de la caja de cambios .....	56
<b>Figura 38.</b> Ensamble interior de la caja de cambios diseñada .....	57
<b>Figura 39.</b> Vista superior del ensamble interior de la caja de cambios diseñada ..	57
<b>Figura 40.</b> Ensamble del CAD + caja de cambios + chasis .....	58
<b>Figura 41.</b> Caja de cambios de competición con piñones de dientes rectos .....	60
<b>Figura 42.</b> Piñones rectos y helicoidales .....	60
<b>Figura 43.</b> Esquema de una caja de cambios .....	62
<b>Figura 44.</b> Nomenclatura de los dientes de un engranaje. ....	63
<b>Figura 45.</b> Perfiles de la AGMA de dientes con profundidad total para tres ángulos de presión .....	65
<b>Figura 46.</b> Tamaños reales de dientes de engrane para varios pasos diametrales .....	65

<b>Figura 47.</b> Trenes de engranes compuestos de dos etapas: (a) No invertido, .....	66
<b>Figura 48.</b> Fuerzas sobre el piñón y el engranaje .....	68
<b>Figura 49.</b> Momentos de flexión que varían con el tiempo sobre los dientes del engrane .....	70
<b>Figura 50.</b> Parámetros de la AGMA para el factor $K_B$ del espesor del aro .....	78
<b>Figura 51.</b> Factor de vida $K_L$ de resistencia a la flexión de la AGMA .....	84
<b>Figura 52.</b> Factor de vida de la AGMA para resistencia superficial a la fatiga $C_L$ .	86
<b>Figura 53.</b> Árbol primario (También llamado eje conductor) y Árbol secundario (También llamado eje conducido).....	88
<b>Figura 54.</b> Flujo de esfuerzos .....	89
<b>Figura 55.</b> Esquema de un conjunto diferencial .....	91
<b>Figura 56.</b> Engranajes y sincronizador de la relación de 2 posiciones “2 velocidades” .....	92
<b>Figura 57.</b> Esquema del conjunto engranaje y sincronizador .....	94
<b>Figura 58.</b> Rodamiento rígido de bolas .....	95
<b>Figura 59.</b> Cargas en engranes rectos .....	97
<b>Figura 60.</b> Diseño interior de la caja de cambios .....	101
<b>Figura 61.</b> Línea indicativa (Línea color rojo) de la relación de engranajes 3.8: 1 .....	101
<b>Figura 62.</b> Diseño interior de la caja de cambios .....	104
<b>Figura 63.</b> Línea indicativa (Línea color rojo) de la relación de engranajes 5 : 1 .....	104
<b>Figura 64.</b> Distribución engranajes .....	117
<b>Figura 65.</b> Estática estructural engranajes A-B relación 3,8 .....	118
<b>Figura 66.</b> Tensión equivalente y deformación total engranajes A-B relación 3,8 .....	118
<b>Figura 67.</b> Deformación total engranajes A-B relación 3,8 .....	119
<b>Figura 68.</b> Factor de seguridad engranajes A-B relación 3,8.....	119
<b>Figura 69.</b> Estática estructural engranajes E-F relación 3,8 .....	120

<b>Figura 70.</b> Tensión equivalente y deformación total engranajes E-F relación 3,8 .....	121
<b>Figura 71.</b> Deformación total engranajes E-F relación 3,8 .....	121
<b>Figura 72.</b> Factor de seguridad engranajes A-B relación 3,8.....	121
<b>Figura 73.</b> Estática estructural engranajes C-D relación 5 .....	122
<b>Figura 74.</b> Tensión equivalente engranajes C-D relación 5 .....	123
<b>Figura 75.</b> Deformación total engranajes C-D relación 5 .....	123
<b>Figura 76.</b> Factor de seguridad engranajes C-D relación 5.....	123
<b>Figura 77.</b> Estática estructural engranajes E-F relación 5.....	124
<b>Figura 78.</b> Tensión equivalente engranajes E-F relación 5 .....	125
<b>Figura 79.</b> Deformación total y factor de seguridad engranajes E-F relación 5 ...	125
<b>Figura 80.</b> Deformación total y factor de seguridad engranajes E-F relación 5 ...	125
<b>Figura 81.</b> Estática estructural y tensión equivalente del sincronizador.....	126
<b>Figura 82.</b> Estática estructural y tensión equivalente del sincronizador .....	127
<b>Figura 83.</b> Deformación total y factor de seguridad sincronizador .....	127
<b>Figura 84.</b> Deformación total y factor de seguridad sincronizador .....	127
<b>Figura 85.</b> Estática estructural eje conductor.....	128
<b>Figura 86.</b> Tensión equivalente eje conductor .....	129
<b>Figura 87.</b> Deformación total eje conductor .....	129
<b>Figura 88.</b> Factor de seguridad eje conductor .....	129
<b>Figura 89.</b> Estática estructural eje conducido .....	130
<b>Figura 90.</b> Tensión equivalente eje conducido .....	131
<b>Figura 91.</b> Deformación total eje conducido.....	131
<b>Figura 92.</b> Factor de seguridad eje conducido .....	131
<b>Figura 93.</b> Mallado de la carcasa de la caja de cambios .....	132
<b>Figura 94.</b> Detalle M. (mallado en la figura 84) .....	133
<b>Figura 95.</b> Estática estructural de la carcasa de la caja de cambios .....	133
<b>Figura 96.</b> Tensión equivalente de la carcasa de la caja de cambios .....	134
<b>Figura 97.</b> Deformación total de la carcasa de la caja de cambios.....	134
<b>Figura 98.</b> Factor de seguridad de la carcasa de la caja de cambios .....	135

<b>Figura 99.</b> Frecuencia natural del engranaje A.....	137
<b>Figura 100.</b> Frecuencia natural del engranaje B .....	138
<b>Figura 101.</b> Frecuencia natural del engranaje C .....	139
<b>Figura 102.</b> Frecuencia natural del engranaje D .....	140
<b>Figura 103.</b> Frecuencia natural del engranaje E .....	141
<b>Figura 104.</b> Frecuencia natural del engranaje F .....	142
<b>Figura 105.</b> Análisis modal del eje conductor .....	143
<b>Figura 106.</b> Análisis modal del eje conducido .....	144
<b>Figura 107.</b> Análisis modal sincronizador .....	145
<b>Figura 108.</b> Análisis modal carcasa izquierda .....	146
<b>Figura 109.</b> Análisis modal carcasa derecha .....	147
<b>Figura 110.</b> Diferencial QDH3K.....	148
<b>Figura 111.</b> Bloques de Duraluminio .....	148
<b>Figura 112.</b> Rodamientos de la FAG .....	149
<b>Figura 113.</b> Centros de mecanizado “CNC” utilizados en la fabricación de las piezas diseñadas para la caja de cambios. ....	149
<b>Figura 114.</b> Inicio del maquinado de la carcasa de la caja de cambios en CNC .	152
<b>Figura 115.</b> Maquinado exterior de la carcasa de la caja de cambios. (Máquina de Control Numérico Computarizado - CNC) .....	153
<b>Figura 116.</b> Maquinado interior de la carcasa de la caja de cambios de cambios. (Máquina de Control Numérico Computarizado - CNC ) .....	153
<b>Figura 117.</b> Resultado del maquinado de la Carcasa de la caja de cambios.....	154
<b>Figura 118.</b> Maquinado inicial de la materia prima para los engranajes .....	155
<b>Figura 119.</b> Maquinado de los engranajes. (Uso de fresadora convencional y torno CNC).....	155
<b>Figura 120.</b> Resultado del maquinado de los engranajes de la caja de cambios	156
<b>Figura 121.</b> Maquinado del cuerpo del sincronizador en un Torno CNC .....	156
<b>Figura 122.</b> Maquinado del eje conducido en un Torno CNC .....	157
<b>Figura 123.</b> Maquinado los ejes de salida a las llantas traseras en un Torno CNC .....	157

<b>Figura 124.</b> (Izquierda). Eje extensión para el diferencial y (Derecha). Bujes para los ejes de los motores eléctricos .....	157
<b>Figura 125.</b> Muestra del producto final del maquinado de algunos de los componentes de la caja de cambios. ....	158
<b>Figura 126.</b> Ensamble de componentes de la caja de cambios. ....	159
<b>Figura 127.</b> Ensamble de engranajes. ....	160
<b>Figura 128.</b> Ensamblaje de prueba para la caja de cambios con el chasis .....	161
<b>Figura 129.</b> Pruebas en la caja de cambios (Ensamble Inicial) .....	162
<b>Figura 130.</b> Ensamble entre la caja de cambios y el chasis .....	163
<b>Figura 131.</b> Caja de cambios y chasis unidos .....	164
<b>Figura 132.</b> Ensamble final de la caja de cambios diseñada y demás componentes .....	165
<b>Figura 133.</b> Esquema básico de la telemetría utilizada en el carro del equipo FORSSA SENA_eco_UIS_2014.....	175
<b>Figura 134.</b> Datos en el punto donde el carro desarrollo la máxima velocidad en la pista .....	176

## LISTA DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Especificaciones de la AGMA para dientes de engranaje de profundidad .....	64
<b>Tabla 2.</b> Número mínimo de dientes requerido para eliminar el rebaje .....	72
<b>Tabla 3.</b> Numero minio de dientes de profundidad total en el piñón .....	73
<b>Tabla 4.</b> Factor geométrico J para flexión de la AGMA, para 20°, y dientes de profundidad total con carga del HPSTC .....	75
<b>Tabla 5.</b> Factor Km de distribución de carga .....	77
<b>Tabla 6.</b> Aplicación de factores Ka.....	77
<b>Tabla 7.</b> Coeficiente elástico Cp de la AGMA .....	81
<b>Tabla 8.</b> Factor $K_R$ de la AGMA .....	85
<b>Tabla 9.</b> Calculo de factores de seguridad A-B para la relación 3,8:1 .....	101
<b>Tabla 10.</b> Calculo de factores de seguridad E-F para la relación 3,8:1 .....	103
<b>Tabla 11.</b> Calculo de factores de seguridad C-D para la relación 5:1 .....	104
<b>Tabla 12.</b> Calculo de factores de seguridad E-F para la relación 5:1 .....	106
<b>Tabla 13.</b> Calculo del eje conductor.....	108
<b>Tabla 14.</b> Calculo de chaveta .....	109
<b>Tabla 15.</b> Calculo del eje conducido .....	110
<b>Tabla 16.</b> Diseño de sincronizador.....	111
<b>Tabla 17.</b> Cálculo de rodamientos .....	112
<b>Tabla 18.</b> Selección de Diferencial – Especificaciones Técnicas .....	113
<b>Tabla 19.</b> Selección de Diferencial – Ventajas.....	114
<b>Tabla 20.</b> Tipo y selección de la lubricación interna de la caja de cambios.....	115
<b>Tabla 21.</b> Definición de la lubricación interna de la caja de cambios.....	116
<b>Tabla 22.</b> Resultado análisis engranajes A-B relación 3,8.....	119
<b>Tabla 23.</b> Resultado análisis engranajes E-F relación 3,8 .....	122
<b>Tabla 24.</b> Resultado análisis engranajes C-D relación 5 .....	124
<b>Tabla 25.</b> Resultado análisis engranajes E-F relación 5 .....	126
<b>Tabla 26.</b> Resultado análisis sincronizador .....	128

<b>Tabla 27.</b>	Resultado análisis eje conductor .....	130
<b>Tabla 28.</b>	Resultado análisis eje conducido .....	132
<b>Tabla 29.</b>	Resultado del análisis de la carcasa de la caja de cambios.....	135
<b>Tabla 30.</b>	Resultado frecuencia natural del engranaje A .....	137
<b>Tabla 31.</b>	Resultado frecuencia natural del engranaje B .....	138
<b>Tabla 32.</b>	Resultado frecuencia natural del engranaje C .....	139
<b>Tabla 33.</b>	Resultado frecuencia natural del engranaje D .....	140
<b>Tabla 34.</b>	Resultado frecuencia natural del engranaje E .....	141
<b>Tabla 35.</b>	Resultado frecuencia natural del engranaje F .....	142
<b>Tabla 36.</b>	Resultado del análisis modal del eje conductor .....	143
<b>Tabla 37.</b>	Resultado del análisis modal del eje conducido .....	144
<b>Tabla 38.</b>	Resultado del análisis modal del sincronizador .....	145
<b>Tabla 39.</b>	Resultado análisis modal carcasa izquierda.....	146
<b>Tabla 40.</b>	Resultado análisis modal carcasa derecha .....	147
<b>Tabla 41.</b>	Diseño de hoja No.1 de inspección basado en RCM.....	170
<b>Tabla 42.</b>	Diseño de hoja No.2 de inspección basado en RCM.....	171
<b>Tabla 43.</b>	Diseño de hoja No.3 de inspección basado en RCA .....	172
<b>Tabla 44.</b>	Diseño de hoja No.4 de inspección basado en RCA .....	173

## RESUMEN

**TITULO:** DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN VEHICULO DE CARRERAS TIPO MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA\_eco \*

**AUTOR:** JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA \*\*  
EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY \*\*

**PALABRAS CLAVE:** TRANSMISION, POTENCIA, MONOPLAZA, RENDIMIENTO, CAMBIOS DE VELOCIDAD.

**CONTENIDO:** El SENA en su deseo de permanecer en la historia una fuerzas con estudiantes de la Universidad Industrial de Santander, con el fin desarrollar un sistema de transmisión de potencia por medio de una caja de velocidades mecánica de 2 cambios en conjunto con un par de motores en paralelo para un vehículo de carrera tipo monoplaza; que permitirán el movimiento del vehículo FORSSA SENA\_eco 2014 logrando así alcanzar un nivel superior de rendimiento tanto en la arrancada como a velocidad crucero.

El diseño de una caja de cambio para un vehículo se desarrolla con el fin último de obtener una potencia promedio necesaria, un torque mínimo requerido y una relación de transmisión que se ajuste a la necesidad del vehículo. Donde todo comienza con el modelamiento de los componentes de la caja de velocidades, usando como herramienta de diseño un software tipo CAD (SolidWorks - CAD), teniendo en cuenta el espacio disponible en el vehículo para tal fin y analizar estructuralmente cada uno de los componentes de la caja de velocidades usando como herramienta el Workbench del software ANSYS (CAE). Para finalizar con la construir (CAM – Manufactura Asistida por Computadora) cada una de las partes de la caja de velocidades en control numérico computarizado (CNC).

---

\*Trabajo de grado

\*\*Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Mecánica. Director: Isnardo González Jaimes, Ingeniero Mecánico

## **ABSTRACT**

**TITLE:** DESIGN AND BUILD OF A TRANSMISSION 2 SPEED OF A VEHICLE  
TYPE RACING FORMULA FOR THE SENA\_eco \*

**AUTHOR:** JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA \*\*  
EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY \*\*

**KEYWORDS:** TRANSMISSION, POWER, CAR, PERFORMANCE, CHANGES.

**CONTENT:** SENA in their desire to remain in history, joins forces with Universidad Industrial de Santander's students, to develop a power transmission system using a two gearbox changes, together with a couple parallel's engine for a race car; that will allow movement of the FORSSA 2014 SENA\_eco's vehicle, achieving a higher level of performance in both the snatch as cruising speed.

The gearbox's design for a vehicle is developed to obtain the power average, the minimum torque required and a gear ratio to suit the need of the vehicle. All begins with the gearbox's components modeling, using as a design tool CAD software (SolidWork - CAD) type, taking into accounts the available space on the vehicle for that purpose and structurally analyze each gearbox's component, using the ANSYS Workbench as the software (CAE) tool. To finish the building (CAM - Computer Aided Manufacturing) each gearbox's parts in computer numerical control (CNC).

---

\*Bachelor Thesis

\*\*Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Mecánica. Director:  
Isnardo González Jaimes, Ingeniero Mecánico

## INTRODUCCIÓN

Desde hace tiempo existe un debate de si los carros eléctricos deberían llevar un cambio de marchas que les permita mejorar sus prestaciones, sobre todo para la autonomía en autovía, este último es un escenario donde el sistema de una única marcha les hace sufrir de forma considerable.

Por ello se decide aceptar el reto que ofrece el servicio nacional de aprendizaje (SENA) y basar el presente proyecto en la implementación de una caja de cambio de dos velocidades para un vehículo tipo monoplace eléctrico cumpliendo la normativa de la formula SENA-eco 2014.

Los expertos explican que gracias a la incorporación de la caja de cambio, el motor podrá trabajar en una relación más eficiente y eso permitirá el uso de motores menos potentes, lo que además proporciona una rebaja del consumo entre el 10 y el 15%, permitiendo también una reducción del peso del conjunto en torno al 40%.

Ejemplo de esto es lo que está haciendo Schaeffler de Volkswagen; quien ha llevado a cabo la reconversión a eléctrico de un Volkswagen Golf de sexta generación. Tras eliminar grupo moto propulsor y tanque de combustible, se instaló un propulsor eléctrico de 50 kW de potencia nominal (70 kW de potencia máxima), asociado a un cambio automático de engranajes planetarios con dos únicas relaciones. Un actuador interno es el encargado de realizar la transición entre las relaciones, permitiendo que la entrega de par sea constante.

Otro ejemplo lo muestra Drive System Design (DSD), quienes han desarrollado una caja de cambios para carros eléctricos, un sistema de tres relaciones que según sus diseñadores permitirá un incremento de las prestaciones y un ahorro del consumo eléctrico en torno al 15%, un cambio que además asegura la empresa

desarrolladora incorpora una tecnología que minimiza la pérdida de potencia durante los cambios proporcionando un desarrollo extremadamente suave.

En Colombia se están desarrollando “contest”. Competencias de diferentes vehículos que requieren de un diseño y construcción únicos para la competencia en la cual serán participes, naciendo entonces el llamado al aporte ingenieril con el fin de cumplir dichos diseños especiales y de calidad.

Son muchos los retos a los que frecuentemente se está expuesto como ingenieros; los cuales ponen a prueba todos los conocimientos adquiridos a lo largo de la academia para poder comprender la manera de funcionamiento de muchos sistemas mecánicos entre ellos una caja de cambios y ejemplo de ello es lo que realizan las grandes empresas automovilísticas que dedican equipos enteros de ingenieros solo a este objetivo.

Para el diseño ingenieril también habrá de tenerse en cuenta que un motor eléctrico como los que están instalados en el diseño del vehículo FORSSA-2013 tienen un amplio rango de torque de funcionamiento, por lo que dicho motor no funciona con la máxima eficiencia.

## 1. COMPETENCIA FORMULA SENA\_ECO 2014

### 1.1. CONTEST DEL CARRO DE COMPETEICION TIPO MONOPLAZA

Formula SENA Eco es un concurso impulsado por el servicio nacional de aprendizaje SENA en pro de fortalecer sus procesos de formación, el concurso genera un valor agregado en temas de investigación ante la búsqueda de nuevas fuentes de energía y desarrollo de conocimiento. En esta edición del concurso se debe trabajar con premisa de construir vehículos con base en un motor 100% eléctrico, que genere un alto rendimiento en la carrera.

Con el concurso se busca impactar, con calidad, los programas de formación del SENA y aprovechar el conocimiento generado por los grupos de desarrollo tecnológico e innovación, para el diseño y construcción de los diez vehículos tipo fórmula que integrarán diferentes tecnologías asociadas a la producción de vehículos, autopartes y energías alternativas, en donde se aplique y genere conocimiento en las áreas de mecánica, materiales, soldadura, procesos de fabricación, electricidad y electrónica, ingeniería automotriz, tecnologías de la información y las comunicaciones (TIC), gestión del ciclo de vida del producto (PLM), y logística, entre otras disciplinas, con el fin de incrementar la capacidad en gestión tecnológica y de conocimiento en beneficio de la competitividad nacional.<sup>1</sup>

En formula SENA Eco participaran equipos interdisciplinarios de aprendices, instructores y estudiantes universitarios, que trabajarán en el diseño, validación y construcción de un vehículo de carrera o monoplaaza que será evaluado en aspectos como: presentación general, análisis organizacional, diseño e ingeniería, seguimiento de avance y prueba en pista.

---

<sup>1</sup> SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. [Proyecto SENA-eco 2013]. [en línea] [consultado 25/10/2014]. Disponible en: : <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

Los equipos participantes conformarán una estructura empresarial, con dos grupos que interactuarán entre sí, grupo administrativo y grupo técnico. El primero, se encargará de todo lo relacionado con compras, logística, mercadeo, búsqueda de patrocinios, contrataciones y en general por el bienestar del equipo. Por otra parte, el grupo técnico tendrá a su cargo el diseño y la construcción del monoplaza, para esto contará con el personal necesario para llevar a cabo el producto.

**Figura 1.** Estructura empresarial



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

Formula SENA Eco cuenta con 10 escuderías conformadas por más de 2.500 aprendices de 24 regionales que participan en el proyecto de innovación automotriz.

**Figura 2.** Escudería ARA regional Antioquia



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

**Figura 3.** Escudería EASS regionales Huila, Tolima, Caquetá y putumayo



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

**Figura 4.** Escudería CIMM regionales Boyacá apoya regional Cundinamarca



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

**Figura 5.** Escudería DCM en Cajicá regional Cundinamarca



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

**Figura 6.** Escudería DELTA ZE Regionales Risaralda, Caldas Y Quindío



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

**Figura 7.** Escudería ESDA regionales Atlántico y Bolívar



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

**Figura 8.** Escudería FORSENAR regionales Cauca y Nariño



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

**Figura 9.** Escudería FORSSA regionales Cesar, Norte de Santander y Santander



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

**Figura 10.** Escudería I-CAR regionales Valle, Choco y Guainía



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

**Figura 11.** Escudería LOS ARAUCOS regionales Arauca y Casanare



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

## 1.2. REGLAMENTO DE LA CARRERA

Formula SENA Eco es una competencia en donde participaran equipos interdisciplinarios de aprendices, instructores y estudiantes universitarios que trabajaran en el diseño, validación y construcción de un vehículo de carreras o monoplaza, se deben asumir un rol de empresa dedicada a fabricar vehículos tipo formula de competición eléctricos, que serán evaluados de acuerdo con los requerimientos descritos en el presente reglamento.<sup>2</sup>

Comisión reglamentaria:

- Mauricio Toro
- David Sierra
- Comité experto

---

<sup>2</sup> Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. [Proyecto SENA-eco 2013]. [en línea] [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

Esta comisión redactó el siguiente documento y estará encargada de responder permanentemente preguntas e inquietudes sobre el mismo a través de los canales de comunicación definidos, siendo el principal el correo electrónico. Las respuestas a estas preguntas y las clarificaciones a las normas realizadas se convertirán en normas en caso tal de que no existan. Se harán los cambios sobre este reglamento en caso de ser necesario. El reglamento está para que se cumpla. Si en este reglamento no se especifica que algo está permitido es porque está prohibido.

En la etapa de formación inicial de los equipos habrá un tiempo determinado para repasar las reglas y normas del concurso con el fin de aclarar todos los puntos.

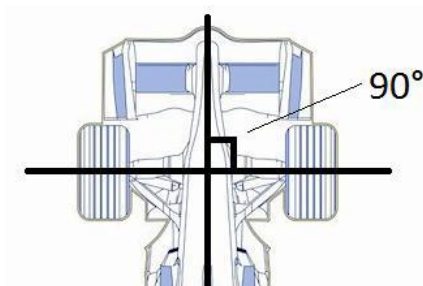
La comisión podrá realizar todas las modificaciones al reglamento que estime pertinente teniendo como base un sustento técnico justificado.

#### 1.2.1. Generalidades

1.2.2. El vehículo debe tener cuatro ruedas, dos delanteras y dos atrás.

1.2.3. El eje imaginario que une las dos ruedas delanteras debe tener un ángulo de 90 grados con respecto al plano de simetría del vehículo.

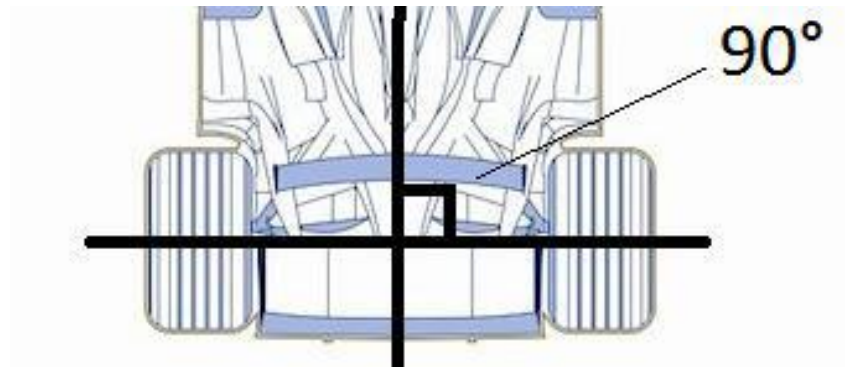
**Figura 12.** Tren delantero



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

- El eje imaginario que une las dos ruedas traseras debe tener un ángulo de 90 grados con respecto al plano de simetría del vehículo.

**Figura 13.** Tren trasero



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

- La distancia entre ejes mínima es de 2 metros.

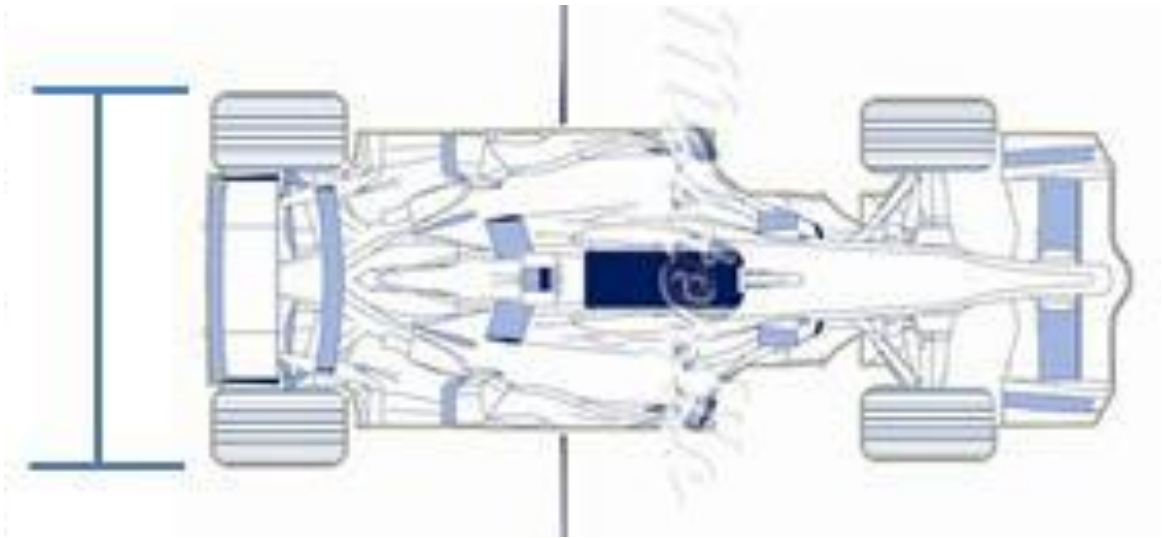
**Figura 14.** Vista lateral vehículo



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

- El ancho máximo del vehículo es de 2 metros.

**Figura 15.** Vista superior vehículo



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Formula SENA eco iniciativa SENA. [Consultado 25/10/2014]. Disponible en: <http://comunica.sena.edu.co/formulasena/?t=que-es-formula-sena-eco&i=1>

1.2.4. Motor. El sistema motriz es eléctrico y hará parte del kit que la organización entregará a los equipos.

1.2.5. Ejes de transmisión

- El diseño de los ejes de transmisión depende de cada equipo, se deberán entregar memorias de diseño. La comisión reglamentaria del concurso se permite la libertad de descalificar cualquier vehículo cuyo diseño de ejes no la satisfaga.
- Está prohibido el uso de soldadura en los ejes de transmisión.

1.2.6. Llantas y rines

- Las llantas deberán ser llantas de calle, con labrado de alto desempeño.
- Los rines deberán tener un diámetro de 15”

#### 1.2.7. Definición de pruebas

- La calificación total de las pruebas se hará sobre 1000 puntos.
- Presentación general (puntaje: 150).
- Descripción de la metodología de trabajo.
- Descripción de las pruebas realizadas antes del evento y los resultados obtenidos.
- Análisis de las ventajas y desventajas del diseño seleccionado.

#### 1.2.8. Diseño e ingeniería (puntaje: 200)

- Entrega de todas las memorias de cálculo. Las memorias se deberán presentar con un mes de anticipación a la presentación general. La fecha de las presentaciones se publicara en su debido momento pero será aproximadamente una semana antes del evento final en el autódromo.
- Análisis del vehículo por el comité experto.
- Sesión de preguntas y respuestas.

#### 1.2.9. Seguimiento (puntaje: 150)

- El puntaje de seguimiento será asignado por los encargados de hacer las visitas de la comisión reglamentaria y evaluará en 4 visitas a cada equipo los siguientes aspectos:
  - Cumplimiento del reglamento.
  - Cumplimiento del cronograma.
  - Seguridad en el área de trabajo.

#### 1.2.10. Pruebas de duración (puntaje: 500)

- Se recorrerá una distancia de 50km con todos los vehículos en un circuito determinado. El piloto será el piloto designado por cada equipo y todos los vehículos correrán al mismo tiempo.

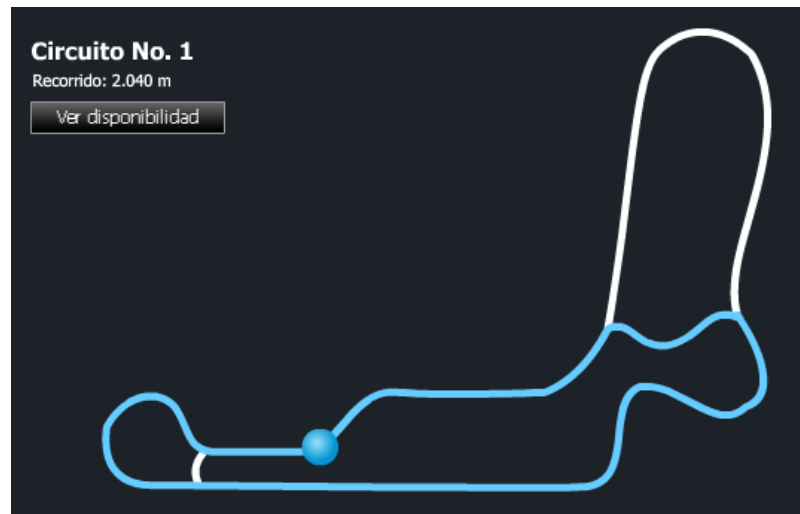
- Los vehículos deberán realizar el recorrido satisfactoriamente y el puntaje se otorgará teniendo en cuenta el tiempo que cada vehículo haya utilizado para completar el recorrido, otorgando el mayor puntaje al menor tiempo y a los demás proporcionalmente.
- Cualquier comportamiento determinado inseguro por los comisionados de la carrera será causal de descalificación inmediata e inapelable del equipo.

### 1.3. PISTA DE TOCANCIPA

El circuito seleccionado por la comisión reglamentaria de formula SENA Eco para la competencia fue el circuito N°1 del autódromo de Tocancipá, que cuenta con las siguientes especificaciones:

- Recta principal 540 metros
- Semi-recta: 200 metros.
- Curva principal: 180 metros

**Figura 16.** Circuito N° 1 Autódromo de Tocancipá



Fuente. Autódromo de Tocancipá. Circuito N° 1. [Consultado 18/11/2014]. Disponible en: [http://www.autodromos-sa.com/Autodromos/Pistas/Autodromo\\_Tocancipa/home\\_6.html?Map=Pistas](http://www.autodromos-sa.com/Autodromos/Pistas/Autodromo_Tocancipa/home_6.html?Map=Pistas).



de espacio y normatividad, desarrollando un diseño único, puesto que los diseños mecánicos existentes en el mercado no cumplen con los requerimientos antes mencionados de espacio, además de la casi nula existencia de sistemas mecánicos para automotriz en donde se conjugue una caja de cambio y un motor eléctrico o sistemas híbridos.

La eficiencia de un motor eléctrico se obtiene a régimen medio y con demandas de potencia medias y altas. Por tanto; la implementación de una caja de cambios podría mantener el motor trabajando a una banda de revoluciones óptimas durante más tiempo, buscando la mejor relación peso / potencia, que se vería reflejado mejorando el arranque y la velocidad del vehículo en la competencia. Donde se espera desarrollar una potencia promedio de 21 Kilowatts, un torque de 65 Newton-metro, conjugada con una relación de transmisión de 4.8:1 y 3.8:1. Todo esto con el fin de mejorar el rendimiento del vehículo, ya que los beneficios se verán reflejados en un mejor desempeño en la pista.

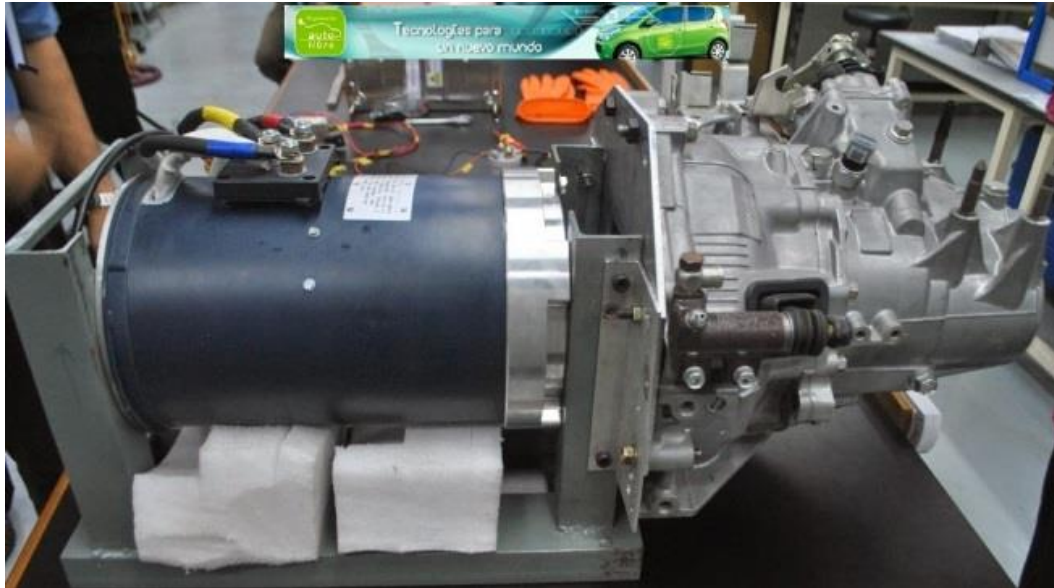
#### 1.5. RAZON DE LA INCLUSION DE LA CAJA DE CAMBIOS

La inclusión de la caja de cambios permitirá aumentar el torque en el eje trasero del vehículo lo cual proporcionara un empuje mejor en el mismo y una mejor disposición de aceleración y desempeño en las curvas; ya que genera un arranque adicional al ser pocos los cambios y permitiendo así un desplazamiento rápido entre los cambios, desarrollando máximas velocidades en segmentos rectos.

Algunos fabricantes de vehículos eléctricos ya están incluyendo en sus diseños la caja de cambios y como ejemplo que va de la mano con el auge que están teniendo estos vehículos, se tiene a la marca Brammo y el fabricante especialista en transmisiones TEAM; quienes **han decidido formar una** alianza conjunta para el desarrollo de nuevas cajas de cambios para vehículos eléctricos, pensando no

solo en sus motocicletas sino también en otros fabricantes de vehículos, sobre todo en aquellos procedentes de mercados emergentes. <sup>3</sup>

**Figura 18.** Ejemplo de un motor eléctrico acoplado a una caja de cambios



Fuente. FAlonso21. Nuevos motores revolucionarios e innovadores para la industria del motor. [Consultado 20/7/2014]. Disponible en: <http://m.forocoches.com/foro/showthread.php?t=3182523&page=3>

## 1.6. JUSTIFICACION PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Con el fin de contribuir con la misión de la Universidad industrial de Santander de participar en procesos de cambio por el progreso y desarrollo de tecnología, este trabajo de grado pretende ayudar a perfeccionar el sistema de propulsión del vehículo FORSSA-SENA 2014 a base de energía eléctrica implementando una caja de cambio de 2 velocidades, logrando alcanzar un nivel superior de rendimiento; solucionando así problemas de gasto excesivo de energía tanto en la arrancada como en la velocidad crucero.

---

<sup>3</sup> Nuevos motores revolucionarios e innovadores para la industria del motor. [en línea] [consultado [20/7/2014]. Disponible: <http://m.forocoches.com/foro/showthread.php?t=3182523&page=3>

En parte del análisis de las opciones se vio los tipos de caja de cambios existentes en el mercado y se dedujo que para una caja electrónica el costo sería alto, para una caja con más de dos cambios; esta sería más robusta de lo necesario, una caja tipo CVT no cumpliría con los topes de costo y mantenimiento; además de las exigencias fuera de las necesarias y el fin último por el cual se construirá una caja de cambios relación sencilla está dada por el hecho en el cual este proyecto tiene fines académicos y por ende debe estar reflejado en este el desarrollo, conocimiento y construcción que provenga de los estudiantes de ingeniería y de los estudiantes de tecnologías, con el fin de mostrar el potencial del talento colombiano y el alto nivel académico que las instituciones de educación superior pueden brindar.

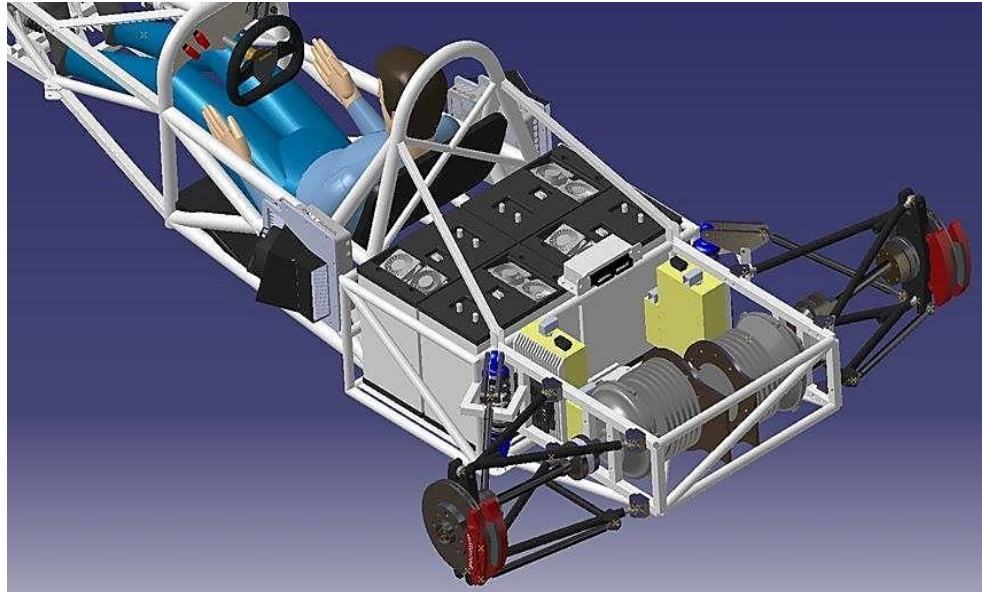
El estudiante de ingeniería mecánica frecuentemente está expuesto a retos; los cuales ponen a prueba todos los conocimientos adquiridos para poder comprender la manera de funcionamiento de muchos sistemas mecánicos entre ellos una caja de cambios.

En Colombia se cuenta con fabricantes de piezas correspondiente a la caja de cambios pero aún no se tiene conocimiento de haber sido implementada a motores eléctricos, esto quiere decir que el equipo FORSSA-SENA 2014 uniendo fuerzas con la Universidad Industrial de Santander sería pionero en esta modalidad.

**Figura 19.** Vehículo FORSSA-SENA 2013

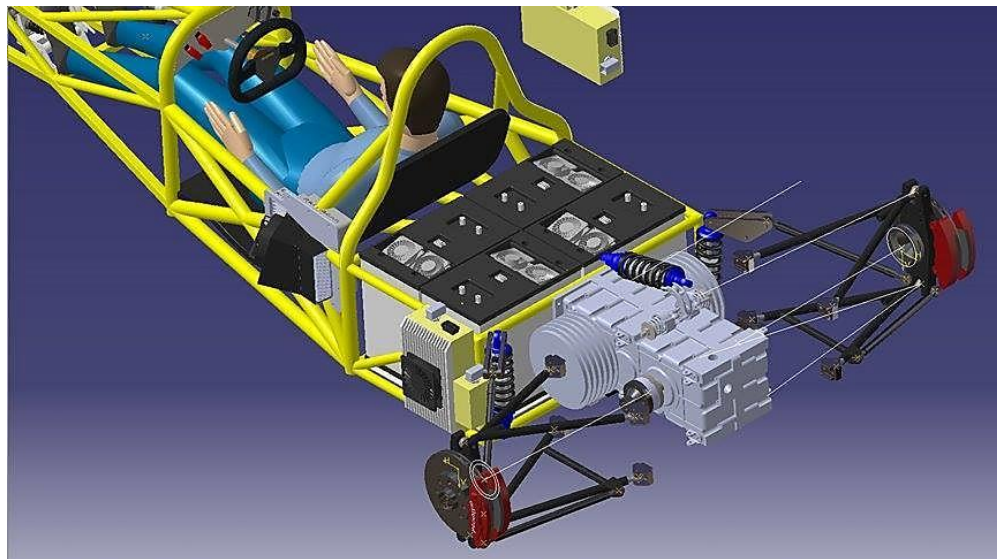


**Figura 20.** Situación inicial del vehículo FORMULA\_SENA\_2013



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. [Memorias proyecto SENA-eco 2013]. Bucaramanga. 2014

**Figura 21.** Situación de diseño final del vehículo para la FORMULA\_SENA\_2014



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. [Memorias proyecto SENA-eco 2014]. Bucaramanga. 2014

## 1.7. OBJETIVOS DEL PROYECTO DE GRADO

### **Objetivo general**

- Diseñar y construir una caja cambio de 2 velocidades, para implementarla en un vehículo de carrera tipo monoplace para la formula SENA eco.

### **Objetivos específicos**

- Diseñar una caja de cambio de dos velocidades para un vehículo tipo monoplace eléctrico. Donde se espera desarrollar una potencia promedio de 21 Kilowatts, un torque de 65 Newton-metro y una relación de transmisión de 5:1 y 3.8:1.
- Modelar los componentes de la caja de velocidades, usando como herramienta de diseño un software tipo CAD (Solid Works - CAD), teniendo en cuenta el espacio, cuyas dimensiones son de 0.65 X0.6x0.3 metros que ya se encontraban disponibles en el vehículo para tal fin.
- Analizar estructuralmente cada uno de los componentes de la caja de velocidades usando como herramienta el Workbench del software ANSYS (CAE).
- Analizar el comportamiento dinámico en la caja de cambios usando como herramienta el software ANSYS (CAE).
- Construir cada una de las partes de la caja de velocidades en control numérico computarizado (CNC).
- Ensamblar las partes construidas y realizar las pruebas de pista correspondientes al comportamiento real de la caja de cambios.

## 1.8. JUSTIFICACION SOBRE LA FORMA DE SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Desde hace tiempo existe un debate de si los coches eléctricos deberían llevar un cambio de marchas que le permitan mejorar sus prestaciones, sobre todo la autonomía en autovía, este último es un escenario donde el sistema de una única marcha les hace sufrir de forma considerable.

Ejemplo de esto es lo que está haciendo Schaeffler de Volkswagen; quien ha llevado a cabo la reconversión a eléctrico de un Volkswagen Golf de sexta generación. Tras eliminar el grupo moto propulsor y tanque de combustible, se instaló un propulsor eléctrico de 50 kW de potencia nominal (70 kW de potencia máxima), asociado a un cambio automático de engranajes planetarios con dos únicas relaciones. Un actuador interno es el encargado de realizar la transición entre las relaciones, permitiendo que la entrega de par sea constante.

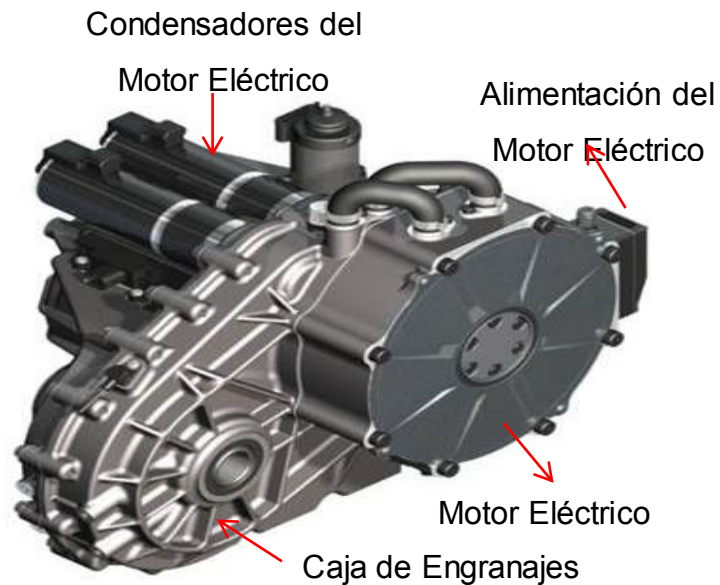
La transición entre relaciones se realiza de forma transparente a la conducción, por lo que su enfoque parece el más acertado para imaginar una posible llegada a producción.<sup>4</sup>

Otro ejemplo lo muestra Drive System Design (DSD), quienes han desarrollado una caja de cambios para coches eléctricos, un sistema de tres relaciones que según sus diseñadores permitirá un incremento de las prestaciones y un ahorro del consumo eléctrico en torno al 15%, un cambio que además asegura la empresa desarrolladora incorporara una tecnología que minimiza la pérdida de potencia durante los cambios proporcionando un desarrollo extremadamente suave.

---

<sup>4</sup> Nuevos motores revolucionarios e innovadores para la industria del motor. [en línea] [consultado: 20/7/2014]. Disponible en <http://m.forocoches.com/foro/showthread.php?t=3182523&page=3><http://www.tecmovía.com/2014/07/23/schaeffler-step2-las-cajas-de-cambio-en-electricos-si-tienen-sentido/>.

**Figura 22.** Modelo de una caja de cambios para un vehículo eléctrico



Fuente. FAlonso 21. Nuevos motores revolucionarios e innovadores para la industria del motor. [Consultado: 20/7/2014]. Disponible en <http://m.forocoches.com/foro/showthread.php?t=3182523&page=3><http://www.tecmovia.com/2014/07/23/schaeffler-step2-las-cajas-de-cambio-en-electricos-si-tienen-sentido/>.

## 1.9. ANTECEDENTES

Los siguientes antecedentes hacen referencia a proyectos donde se desarrolla sistemas de transmisión de potencia (caja de cambios), el cual contiene los estudios relevantes a nivel internacional y local para este proyecto.

**1.9.1. A nivel internacional.** En el instituto Politécnico Nacional de México se diseñó una caja de cambios para un auto eléctrico prototipo.<sup>5</sup>

<sup>5</sup> ALVAREZ Emma y ORTIZ. Diseño de una caja de cambios para un auto prototipo. Ingeniería Aeronáutica. México D.F; Instituto Politécnico Nacional. 2012. p. 84

El objetivo general fue diseñar una caja de cambios para un auto compacto prototipo cumpliendo los requerimientos proporcionados por el desarrollador del proyecto.

Los resultados de este proyecto aseguran la capacidad de durabilidad y resistencia de los ejes, habiendo analizado el eje crítico tanto matemáticamente como con análisis de elementos finitos y simulación (cinemática) se comprueba el funcionamiento óptimo del diseño.

El aporte de este proyecto fue mostrar información acerca del funcionamiento del diferencial el cual tiene la función de transmitir la potencia a las flechas laterales y también, cuando se toma una curva sus engranajes hacen girar más rápidamente la rueda exterior que la interior, ya que esta recorre una distancia más corta. De igual manera se tomaron algunos parámetros acerca del cálculo de la caja de engranajes.

**1.9.2. A nivel local.** En la Universidad Industrial de Santander se diseñó y construyó un sistema de reducción de velocidad para un banco prototipo emulador de cargas de un sistema de levantamiento artificial de petróleo tipo convencional.<sup>6</sup>

El objetivo fue fomentar en la escuela de ingeniería mecánica, el interés por el estudio de los proyectos en la modalidad de diseño y construcción de elementos de máquinas y herramientas, para la parte de explotación de hidrocarburos, como vía alternativa en el ejercicio profesional.

Los resultados de este banco de pruebas de una unidad de bombeo de levantamiento artificial de petróleo tipo convencional donde se muestra el

---

<sup>6</sup> GUERRERO Fajardo y SÁNCHEZ. Diseño y construcción del sistema de reducción de velocidad para un banco prototipo emulador de cargas de un sistema de levantamiento artificial de petróleo tipo convencional. Ingeniería mecánica. Bucaramanga: Universidad Industrial De Santander. 2014. p. 196.

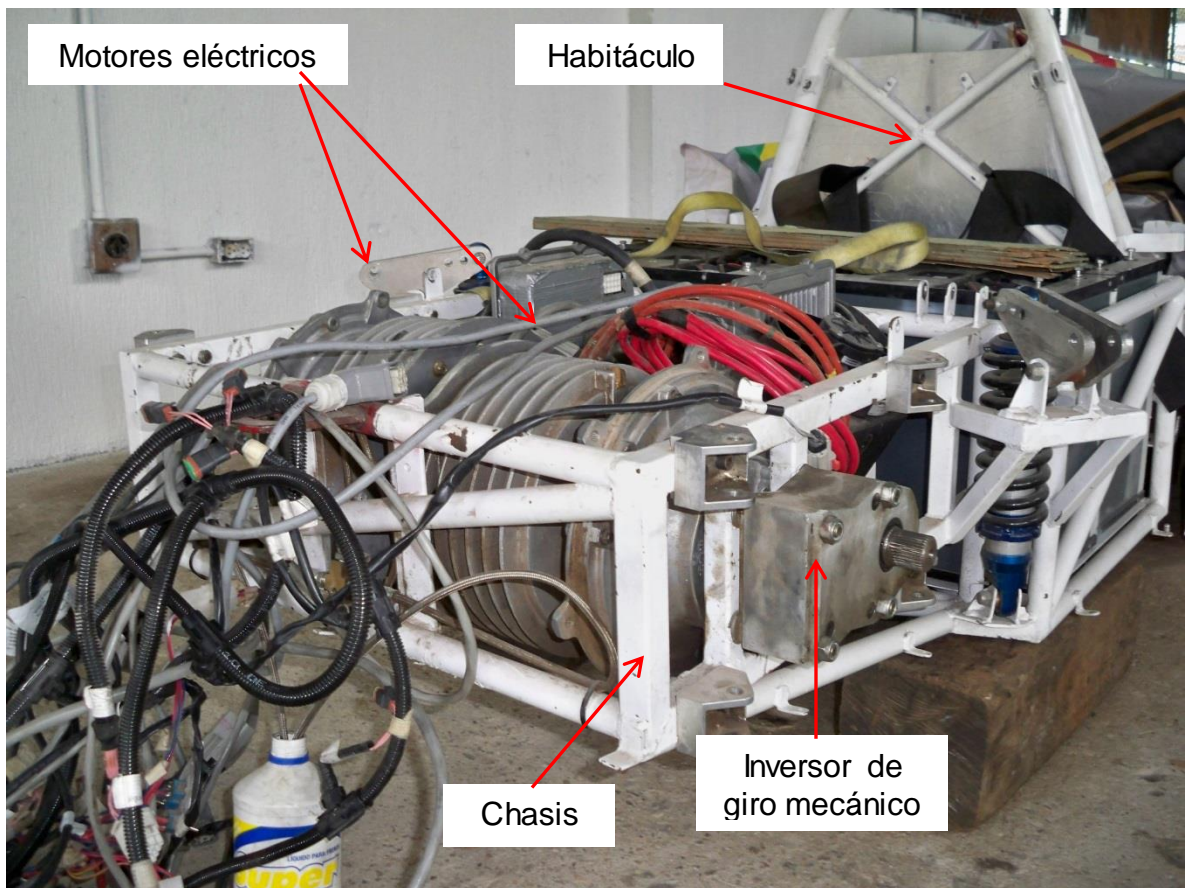
desarrollo a cabalidad, ya que hay planos de construcción que muestran la existencia del mismo indicando resultados obtenidos a partir del modelamiento.

El aporte al proyecto, es una gran base de conceptos ya que describen muchos cálculos y análisis a cerca del diseño de engranajes y componentes. Al igual dan a conocer posibles fallas en cuanto al diseño y construcción de los engranajes y carcasa.

## 2. EVOLUCION DEL VEHICULO

### 2.1. VEHICULO DE LA COMPETENCIA SENA 2013

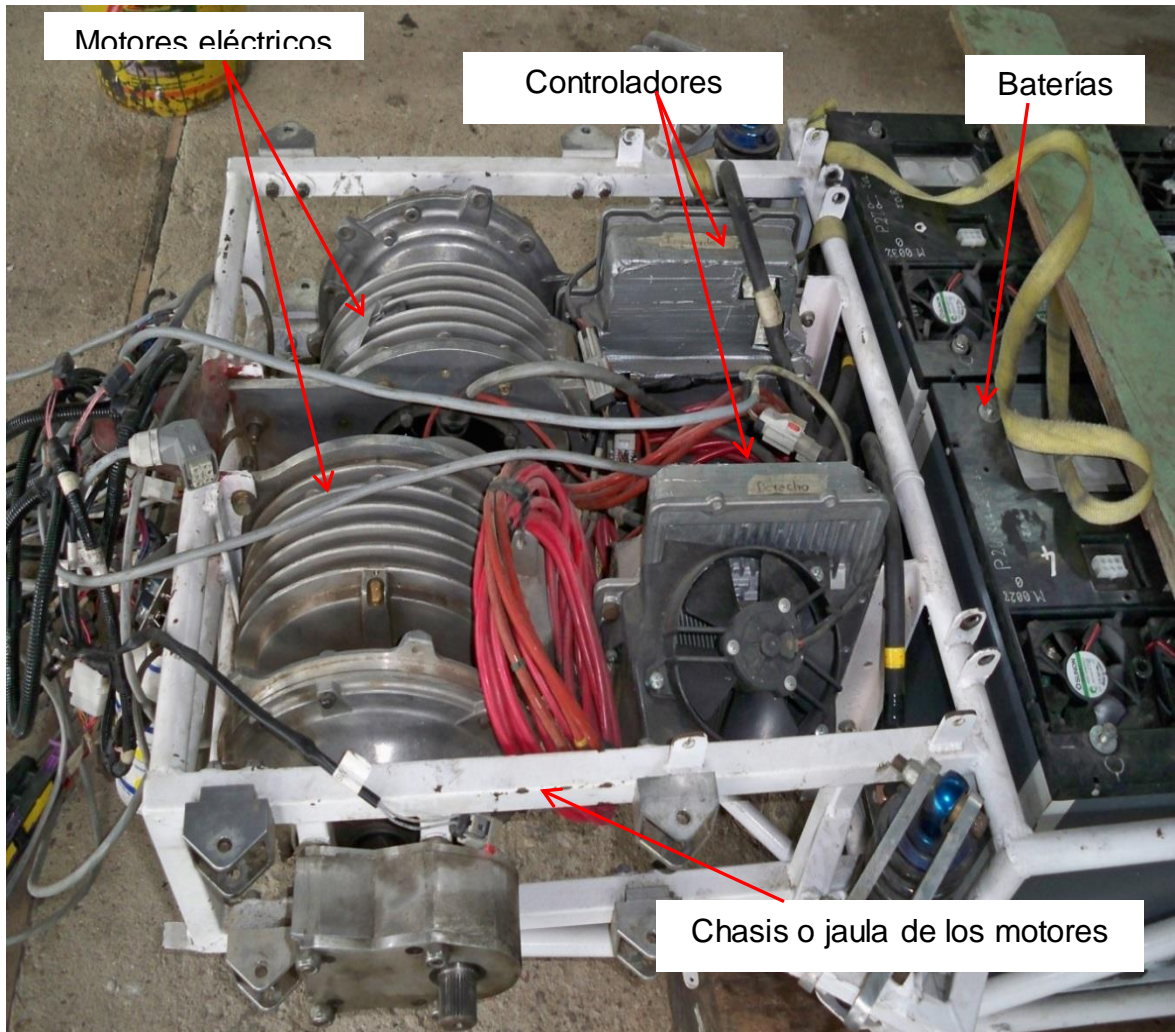
**Figura 23.** Parte trasera del vehículo diseñado para la competencia formula SENA\_eco del año 2013; distinción de chasis y habitáculo



En la figura 23 se observa el estado inicial del carro utilizado en la competencia del año 2013, donde se aprecia la ubicación de los motores, justo detrás del habitáculo y las baterías.

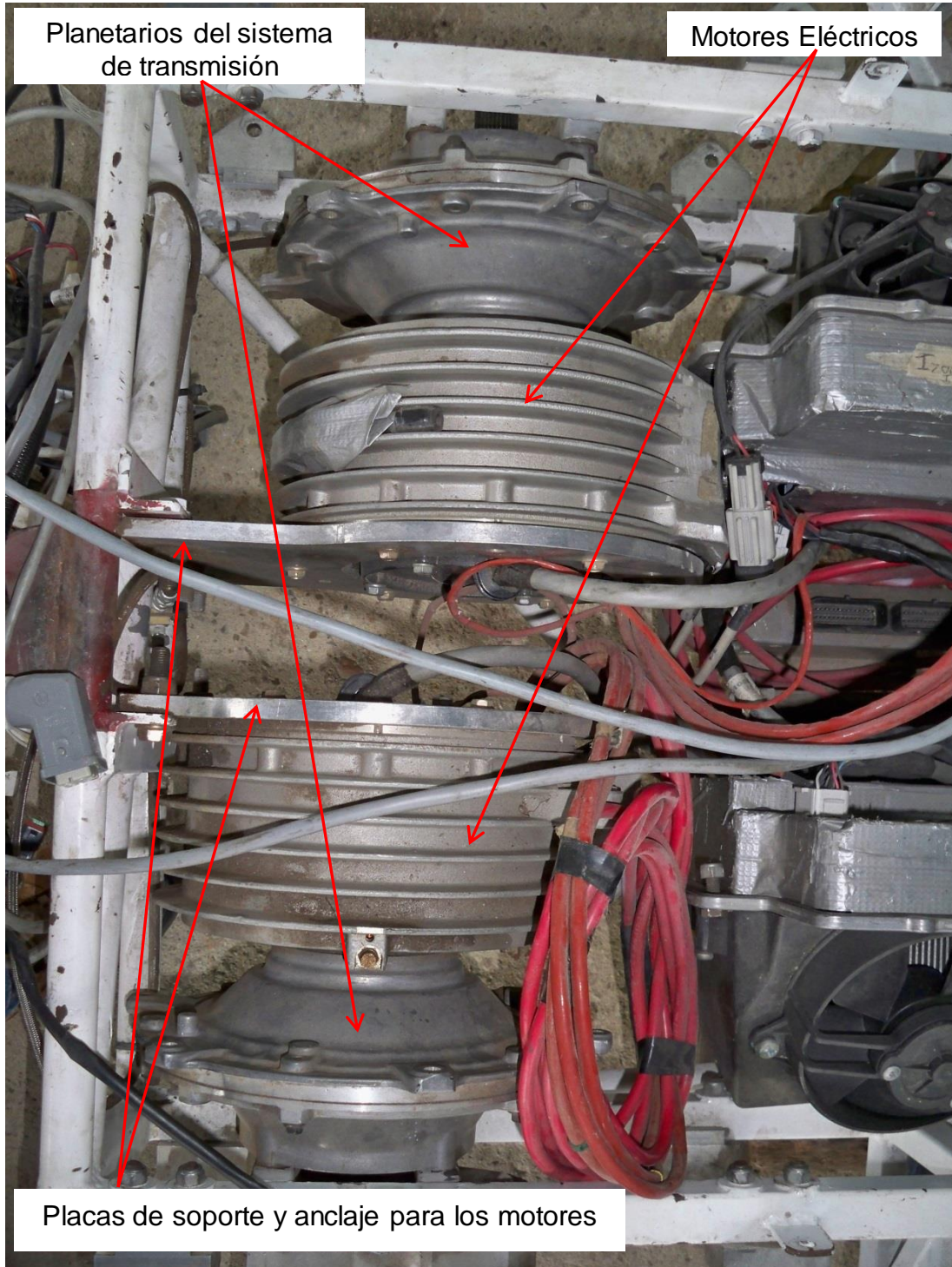
También se observa el inversor mecánico acoplado a uno de los motores, con el fin de proporcionar el mismo sentido de giro al eje de las llantas traseras.

**Figura 24.** Parte trasera del vehículo SENA\_eco del año 2013; ubicación de motores eléctricos y controladores



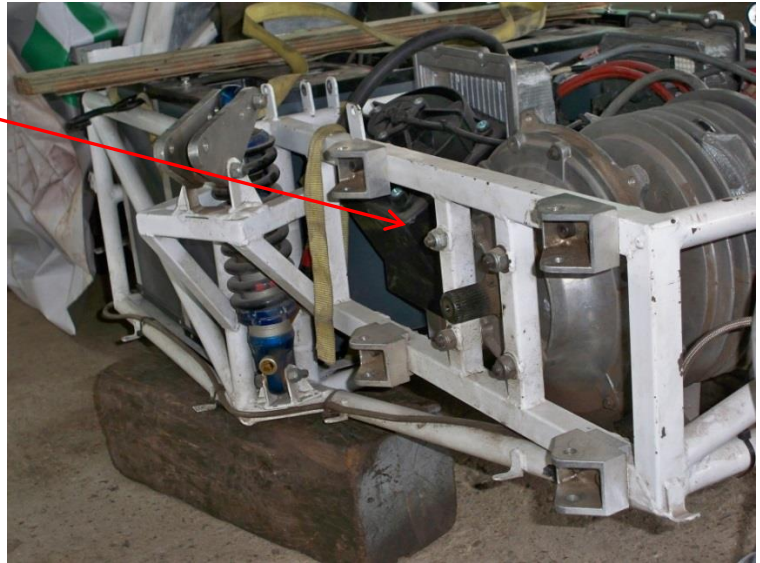
En la figura 24 se observa con mejor detalle los motores, además de los controladores y su respectiva refrigeración, cabe notar que estos elementos se encontraban anclados al chasis por medio de tornillos y placas de soporte, los cuales serán removidos al modificarse la parte del chasis donde se encontraban soportadas, ya que esta será el área dispuesta para la nueva caja de cambios que reemplazara a los planetarios que cumplen la función de reducción de velocidad a la salida del eje trasero, cuya propuesta se observa en la figura 21.

**Figura 25.** Parte trasera del vehículo SENA\_eco del año 2013; ubicación de placas de anclaje para los motores



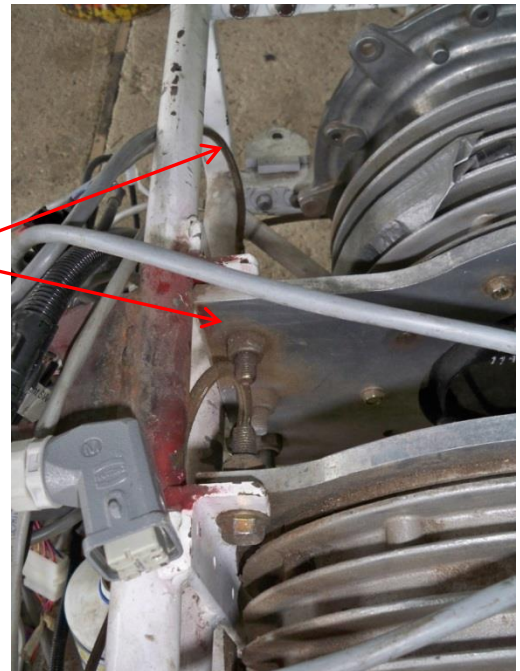
**Figura 26.** Parte trasera del vehículo SENA\_eco del año 2013; forma de anclaje del sistema motriz al chasis

Anclaje al chasis de los planetarios del sistema de transmisión, los cuales serán removidos al igual que la parte del chasis donde están ubicados



**Figura 27.** Parte trasera del vehículo SENA\_eco del año 2013; forma de anclaje de las placas soporte de los motores

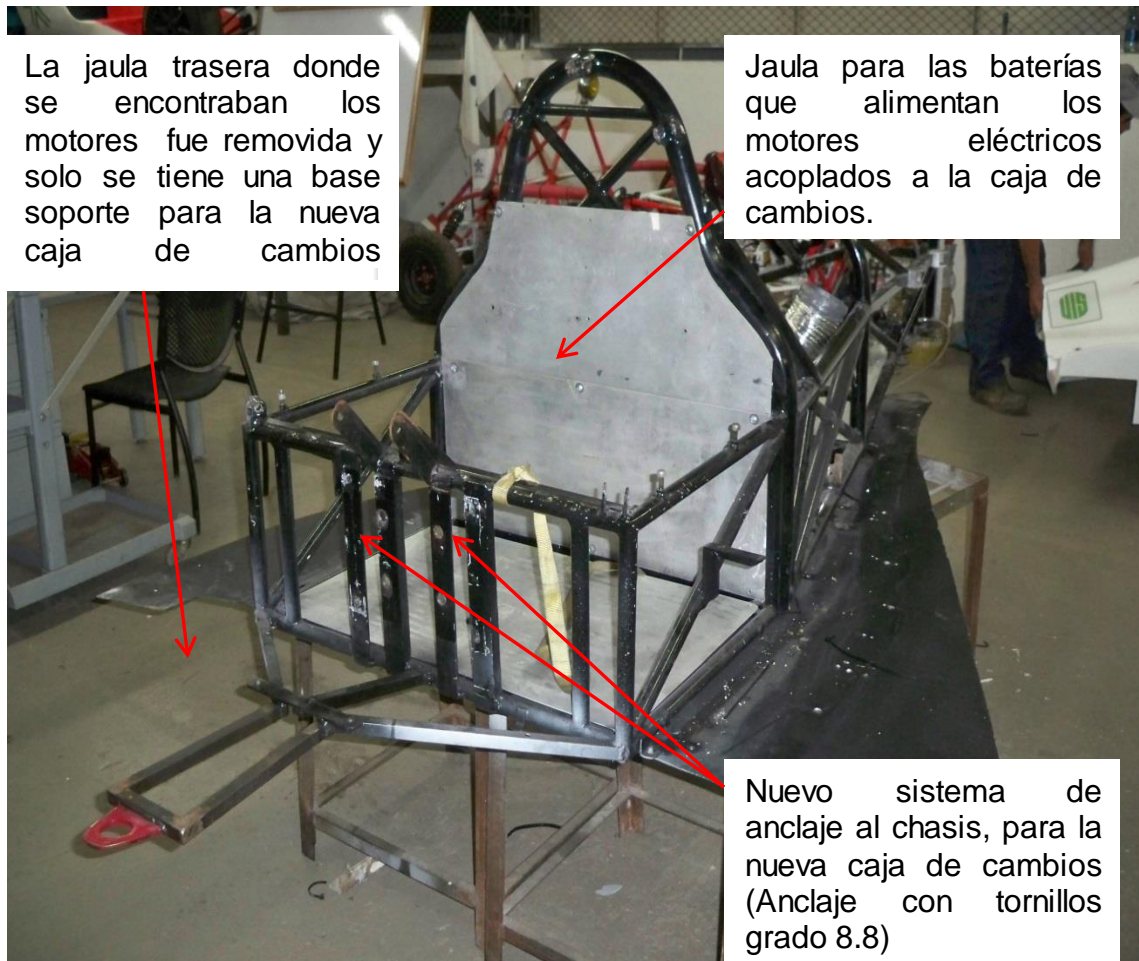
Anclaje al chasis de las placas de soporte y anclaje de los motores. Este sistema será removido, ya que los motores serán anclados a la caja de cambios propuesta. (ver figura 20 v figura 21 para



**Figura 28.** Planetario del sistema de transmisión del vehículo del 2013



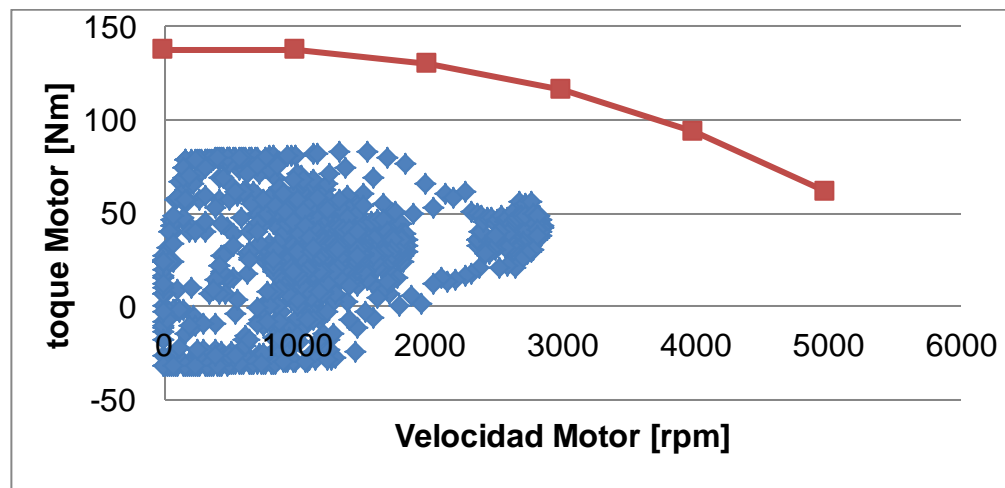
**Figura 29.** Chasis modificado para instalar la caja de cambios



## 2.2. RENDIMIENTO DEL VEHICULO UTILIZADO EN LA COMPETENCIA DEL AÑO 2013

Las figuras mostradas a continuación, representan el comportamiento general del vehículo desarrollado para la competencia formula SENA eco del año 2013; para una relación única de transmisión de 4.8:1 y una potencia suministrada por cada motor eléctrico de 65 Nm donde se grafica el comportamiento de los motores y la transmisión a las llantas traseras.

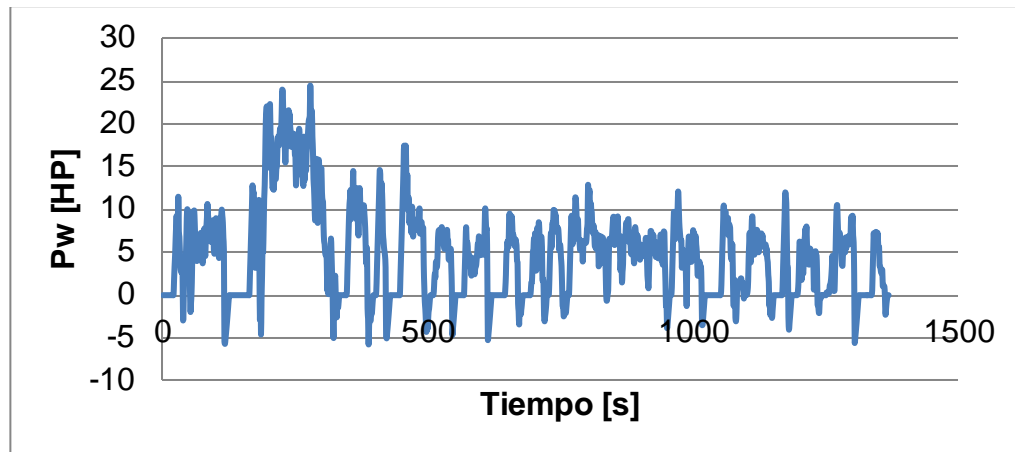
**Figura 30.** Comportamiento de torque en cada motor en función del tiempo



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA. [Memorias proyecto SENA-eco 2013]. Bucaramanga. 2014

La figura 30 muestra el comportamiento que puede suministrar cada uno de los motores respecto del torque en función de la velocidad desarrollada por el vehículo, donde la curva en color rojo es el límite o tope de aplicación al que pueden llegar dichos motores.

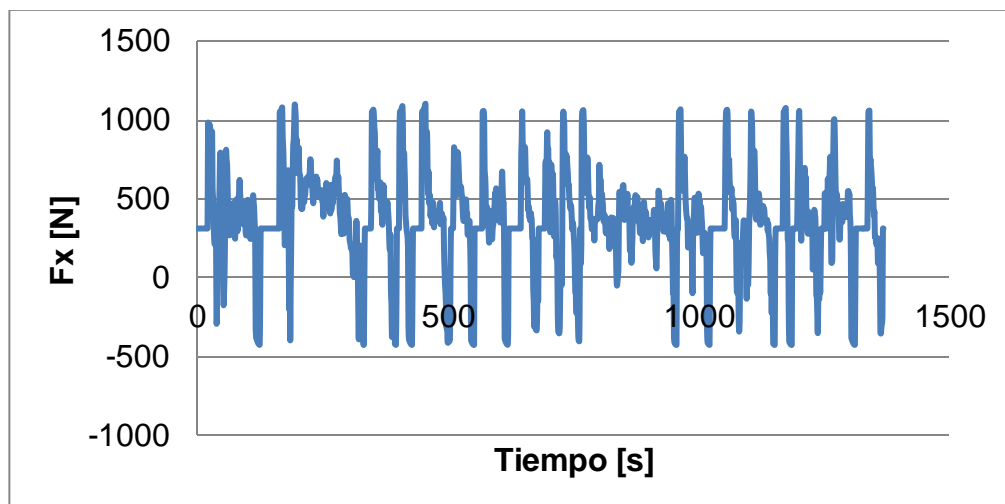
**Figura 31.** Comportamiento de potencia en cada motor en función del tiempo



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA. [Memorias proyecto SENA-eco 2013]. Bucaramanga. 2014

La figura 31 muestra la potencia desarrollada por cada motor en función del tiempo, donde las condiciones iniciales con las ajustadas para vencer la estática del vehículo, por lo cual tiende luego a estabilizarse con la dinámica del mismo en la pista de competición.

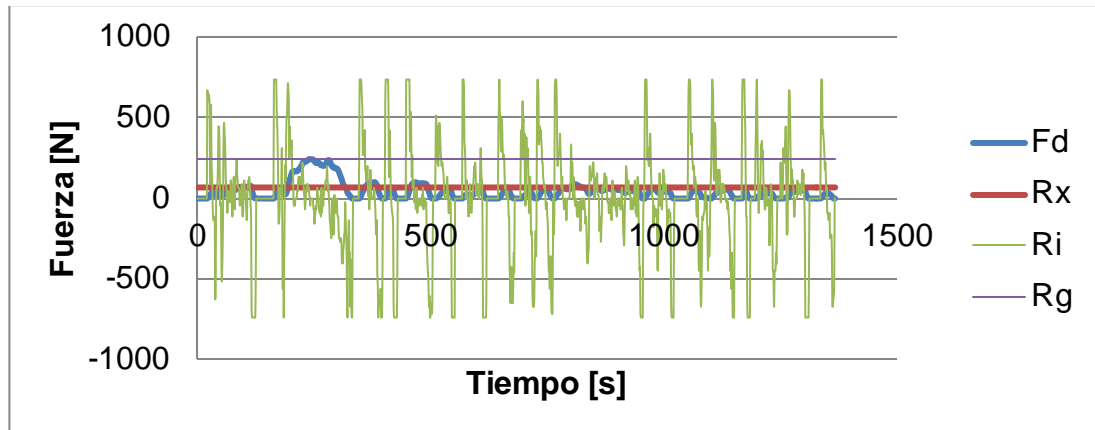
**Figura 32.** Comportamiento de la fuerza en el eje trasero en función del tiempo



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA. [Memorias proyecto SENA-eco 2013]. Bucaramanga. 2014

La figura 32 muestra el comportamiento de la fuerza en la coordenada “X”; respecto del eje de tracción trasero del vehículo en función del tiempo, donde es notable el comportamiento constante durante el funcionamiento.

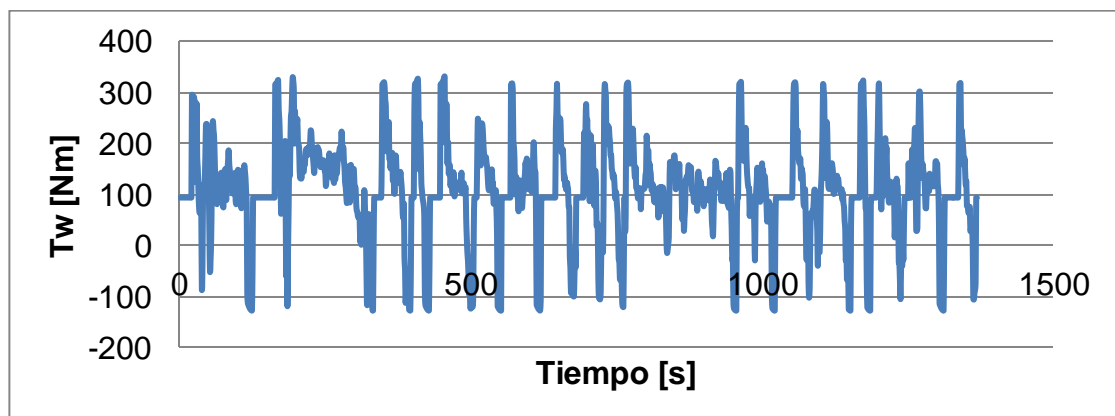
**Figura 33.** Comportamiento de las fuerzas en el eje trasero en función del tiempo; conjugadas con el motor



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA. [Memorias proyecto SENA-eco 2013]. Bucaramanga. 2014

La figura 33 muestra las fuerzas aplicadas al eje trasero del vehículo “Ri, Rx, Rg” y la fuerza de torsión “Fd” que recibe a su vez de los motores.

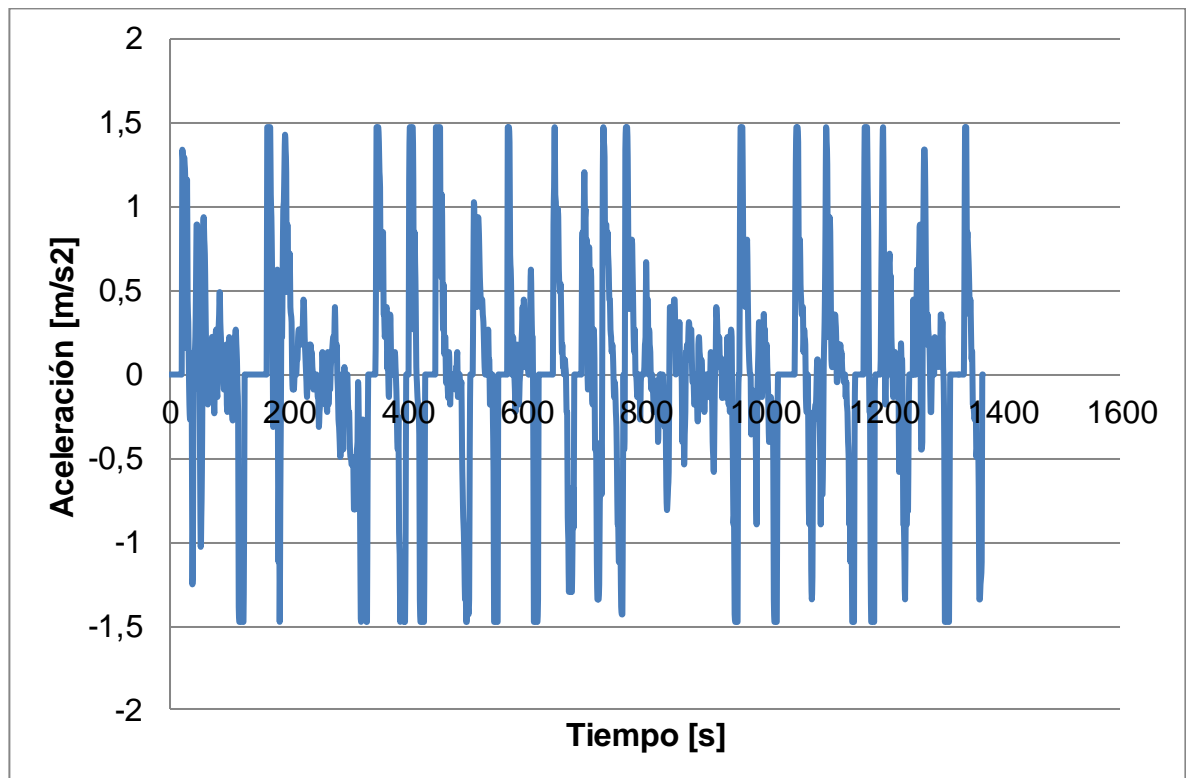
**Figura 34.** Comportamiento del torque en el eje trasero en función del tiempo



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA. [Memorias proyecto SENA-eco 2013]. Bucaramanga. 2014

La figura 34 muestra el comportamiento del torque aplicado por los motores en el eje trasero en función del tiempo, donde se puede ver un comportamiento similar durante todo el recorrido.

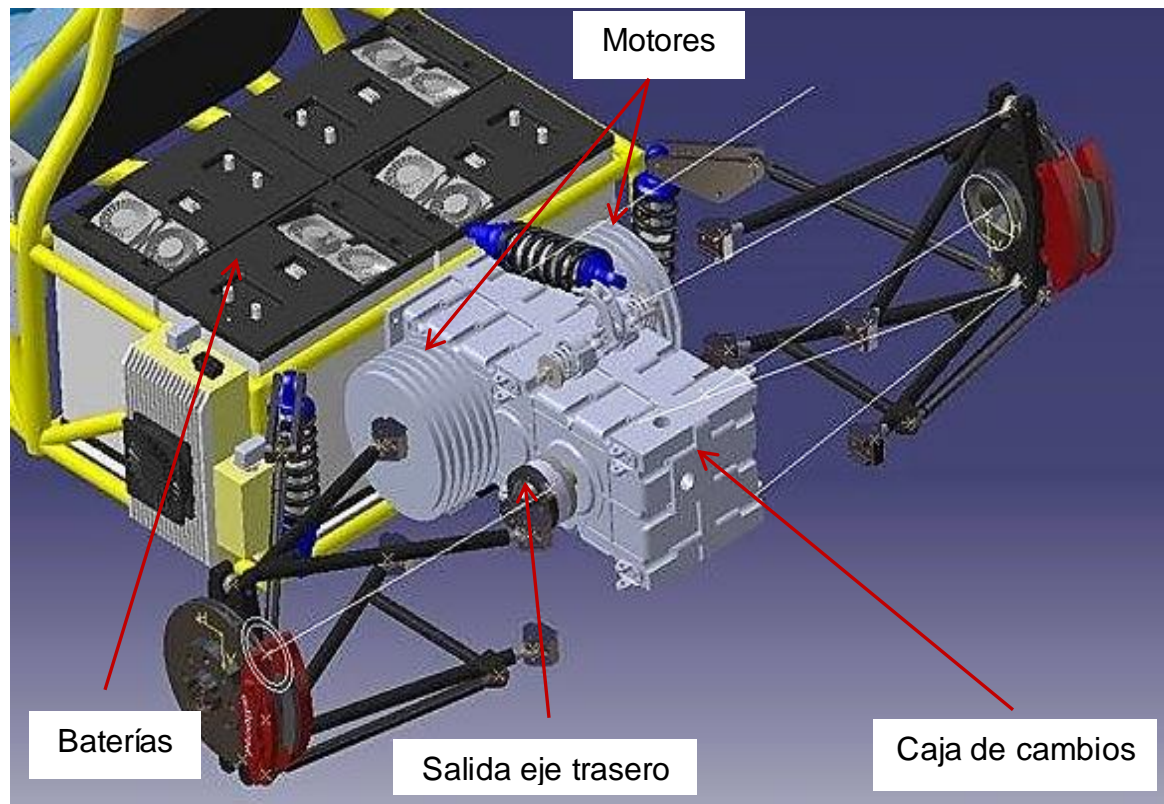
**Figura 35.** Comportamiento de la aceleración del vehículo en función del tiempo



Fuente. SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA. [Memorias proyecto SENA-eco 2013]. Bucaramanga. 2014

La figura 35 muestra cómo se comporta el vehículo en condiciones dinámicas, respecto de la aceleración en función del tiempo.

**Figura 36.** Diseño final de la caja de cambios en el vehículo para la FORMULA\_SENA\_2014

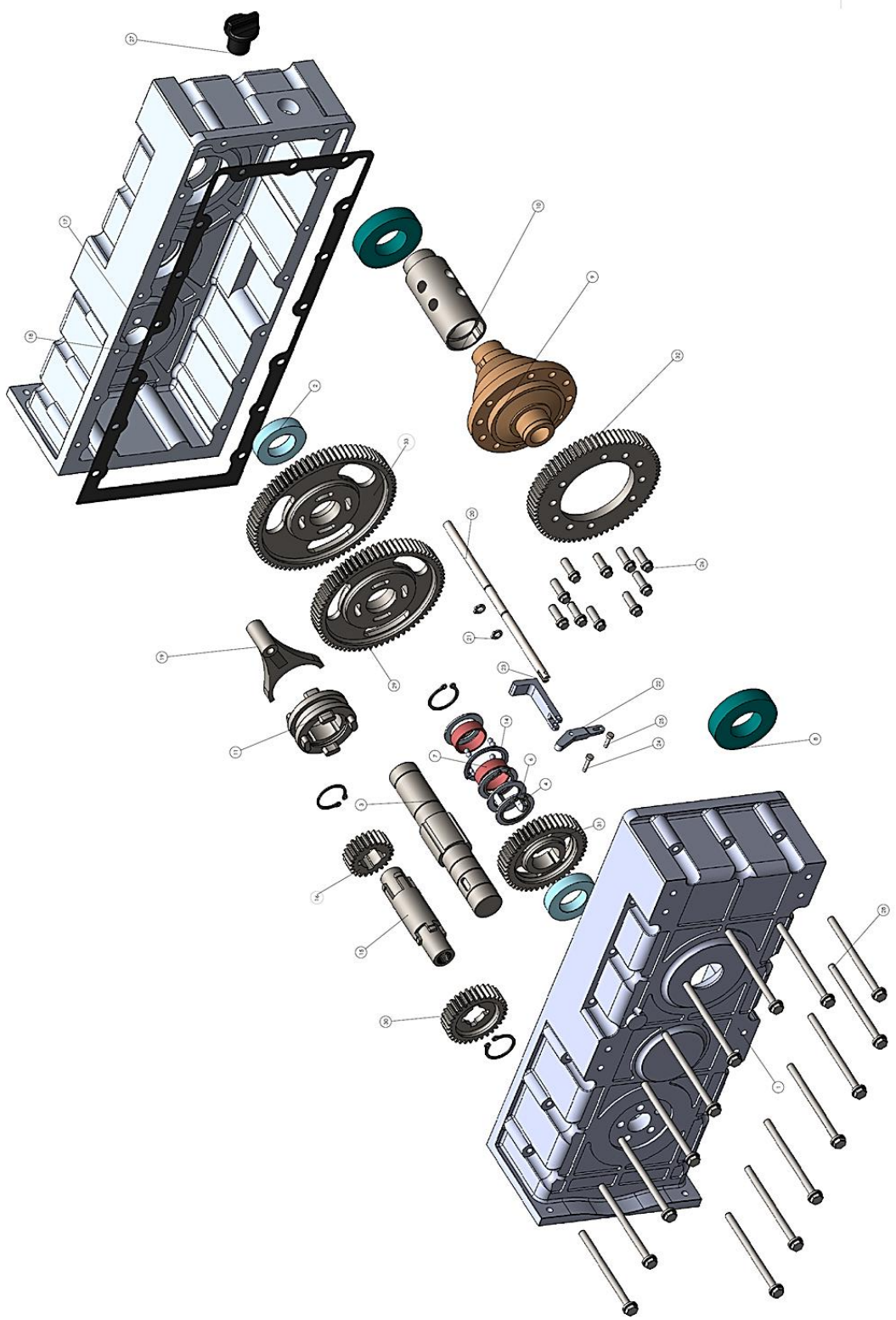


En la figura 36 se observa el diseño final de la caja de cambios, la cual será instalada en el área de la jaula señalada en la figura 2.

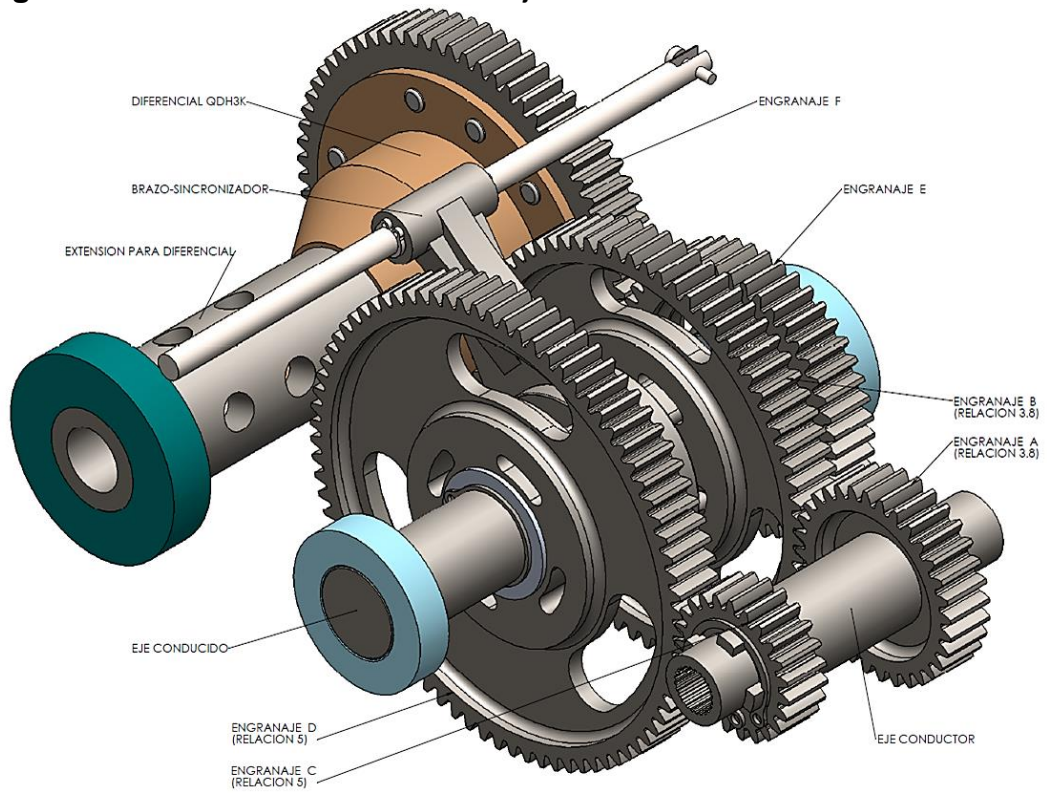
Se observa la nueva posición de los motores solidarios a la caja diseñada y la salida del eje que transmite el movimiento a las ruedas traseras.

Igualmente en las figuras 37, 38 y 39 se puede observar el diseño interior de la caja de cambios final de dos velocidades por medio de un despiece CAD, además en la figura 40 se observa el ensamble CAD entre la caja de cambios, el chasis y demás componentes como la suspensión, tijeras y demás. (Para mayor detalle de las figuras, ver los anexos de formato A0). Dichas figuras, muestran los componentes que serán calculados en el capítulo 3; mostrando así un preámbulo al presente proyecto.

Figura 37. Despiece CAD del diseño final de la caja de cambios



**Figura 38.** Ensamble interior de la caja de cambios diseñada



**Figura 39.** Vista superior del ensamble interior de la caja de cambios diseñada

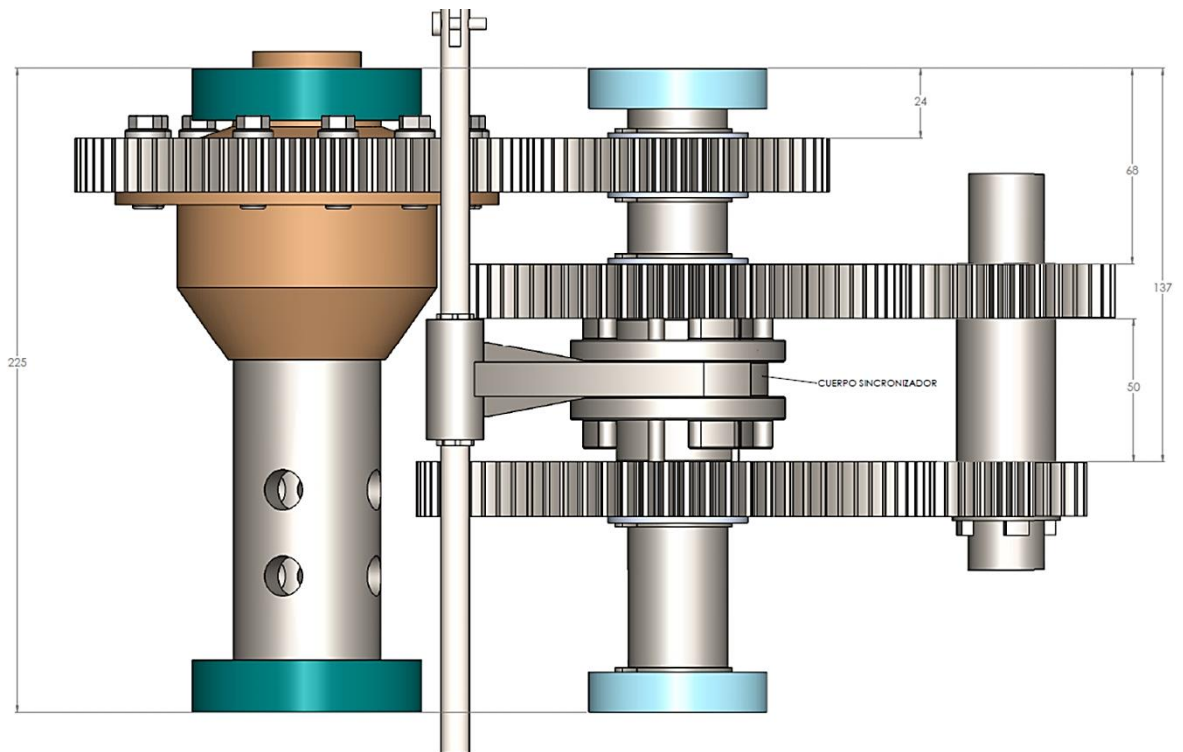
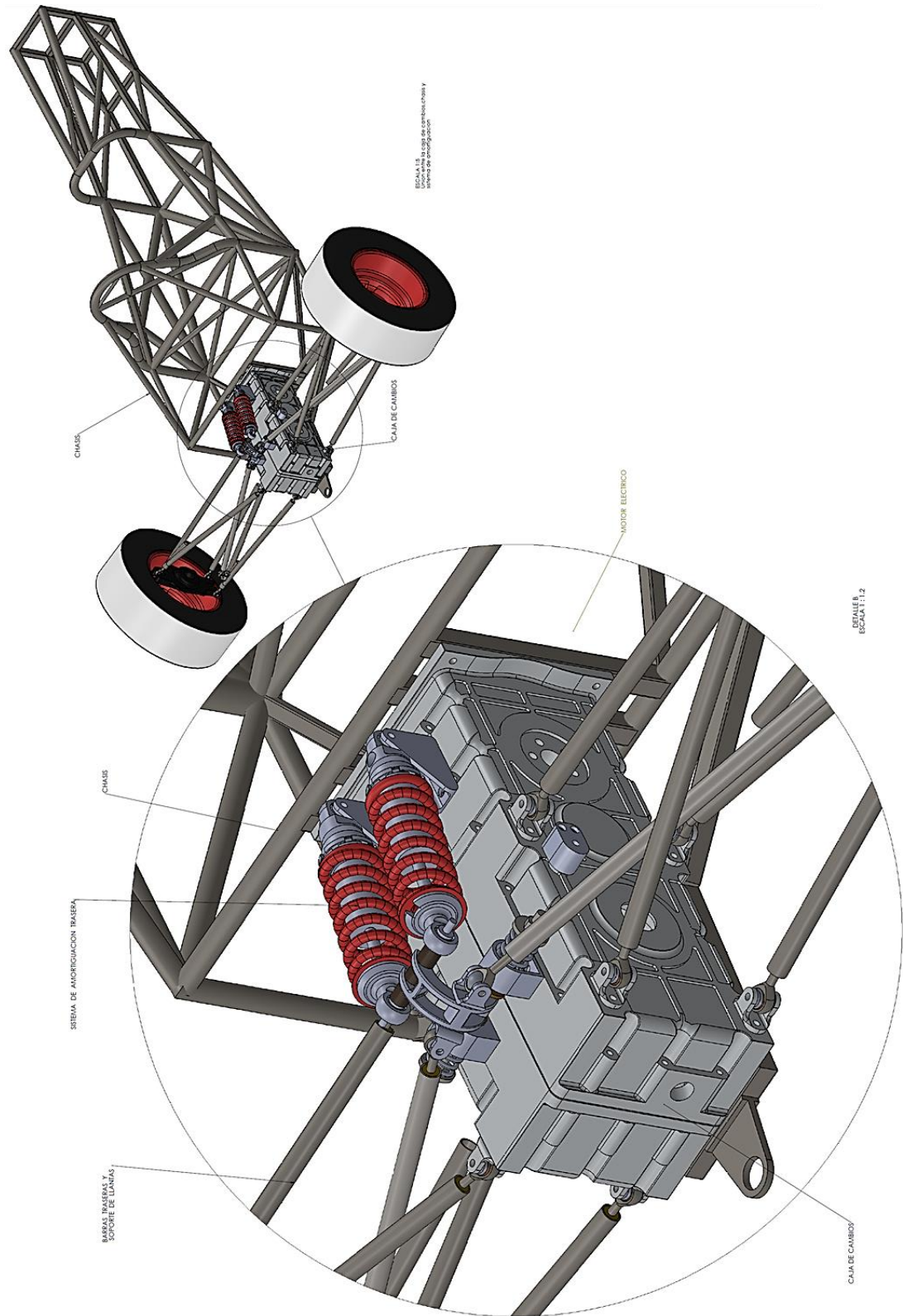


Figura 40. Ensamble del CAD + caja de cambios + chasis



### 3. REFERENTES TEORICOS

Las cajas de cambios que se utilizan en carros de competición se caracterizan porque usan un tipo de engranaje distinto al de las cajas sincronizadas, que podrían llamarse, cajas “convencionales”. Éste tipo de cajas de cambios se empezaron a usar en el mundo de la competición porque era, y es, mucho más sencillo modificar la relación de transmisión que en una caja sincronizada, por lo que se ahorra mucho tiempo, algo valiosísimo en el mundo de la competición a la hora de confeccionar los reglajes para cada una de las pistas. Además, los dientes de estos engranajes son rectos, al contrario que en la mayoría de automóviles de calle, que portan dientes helicoidales, lo que presenta una serie de ventajas, para el mundo de la alta competición.

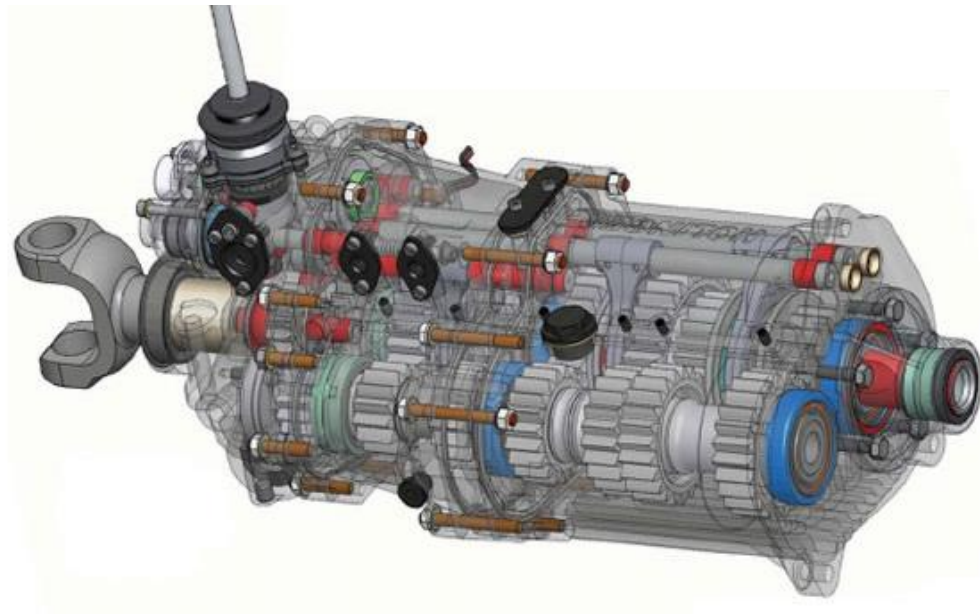
#### 3.1. VENTAJAS DE LAS CAJA DE CAMBIOS CON PIÑONES DE DIENTES RECTOS.

Ha de quedar claro que los engranajes ruedan unos sobre otros, la diferencia es que mientras que en los helicoidales hay tres dientes engranados a la vez, lo que deviene en que la potencia que llega a cada diente es menor, en los rectos esto no es así y por tanto la potencia que llega a cada uno es mayor, y por ende los engranajes de dientes rectos tienen un mayor aguante a fuerzas aplicadas sobre ellos. Además se ha de tener en cuenta la mayor aplicación direccional, por lo que se pierden menos CV, puesto que en los helicoidales la tendencia es que estos sufran empujes laterales al estar los engranajes de lado, por lo que pierden velocidad, debido a la fricción lateral a la que están sometidos. Los engranajes de dientes rectos no sufren esas pérdidas.<sup>7</sup>

---

<sup>7</sup> Cajas de cambio de competición. [En línea] [Consultado 20/7/2014]. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/foro/viewtopic.php?f=12&t=28>

**Figura 41.** Caja de cambios de competición con piñones de dientes rectos



Fuente. Loren, Sabariego. Aficionados a la Mecánica. [Consultado 20/7/2014].  
Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/foro/viewtopic.php?f=12&t=28>

**Figura 42.** Piñones rectos y helicoidales



Fuente. Loren, Sabariego. Aficionados a la Mecánica. [Consultado 20/7/2014].  
Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/foro/viewtopic.php?f=12&t=28>

Es incluso posible no usar embrague, gracias a que se ajusta la velocidad del motor junto con el accionamiento del acelerador para que el cambio de marcha se produzca con la cantidad de revoluciones justa, lo que perfecciona todavía más el sistema, y lo que es más importante, agiliza todo el procedimiento, algo básico en el mundo de la competición.

El dilema, con los dientes helicoidales, se produce en que este tipo de engranajes soportan muy mal los pulsos de par ya que la entrada descentrada del diente con respecto al axial, que así mismo, lo hace más suave, lo hace más débil en esas situaciones. Y, ¿qué se quiere decir con esto?, pues que en competición los volantes motor son aligerados y los motores aumentan y disminuyen de revoluciones a una velocidad pasmosa, y esas repentinas variaciones de giro hacen que se produzcan pulsos de par irregulares y las cajas de cambio helicoidales se resientan y tiendan a la rotura de dientes. Los dientes rectos son más ruidosos, pero soportan mejor estos pulsos de par que se dan en la competición.

Otro punto importante es el deslizamiento que se produce en el helicoidal, por el desgaste, y que el aceite debe soportar, en situaciones extremas la caja helicoidal se calienta más que la de engranes rectos.

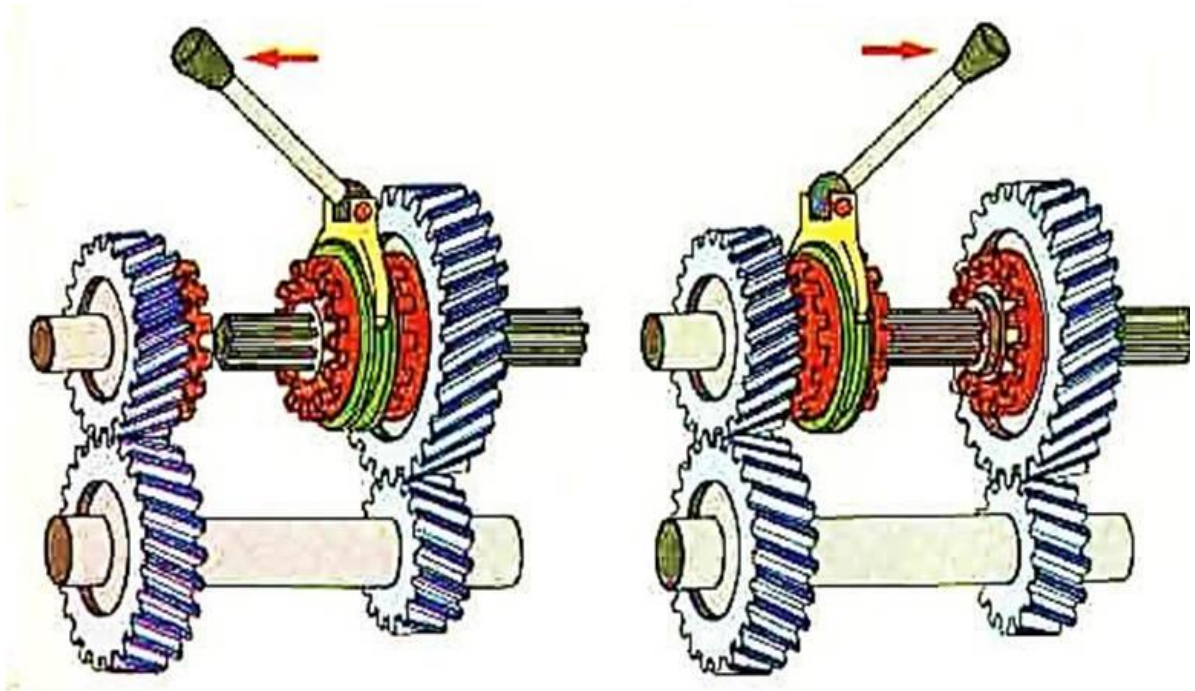
Los engranajes de piñones rectos son montados en cajas sin embrague, tienen un funcionamiento tosco y sin “suavidad”, perfecto para cajas secuenciales como las de los automóviles de competición, pues tienen un funcionamiento mucho más rápido, ya que al no portar embrague y con el diente recto, basta con un golpe seco para engranar la marcha. Evidentemente porta unos piñones más resistentes, si bien generan un ruido elevado ya que las fuerzas de transmisión se concentran en un solo diente.<sup>8</sup>

---

<sup>8</sup> Cajas de cambio de competición. [En línea] [Consultado 20/7/2014]. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/foro/viewtopic.php?f=12&t=28>

### 3.2. CAJA DE CAMBIOS

**Figura 43.** Esquema de una caja de cambios



Fuente. Electromecánica fácil. Caja de cambios. [Consultado 20/7/2014]. Disponible en: <https://professionalautomotive.wordpress.com/category/cajas-de-cambio-transmisiones/>

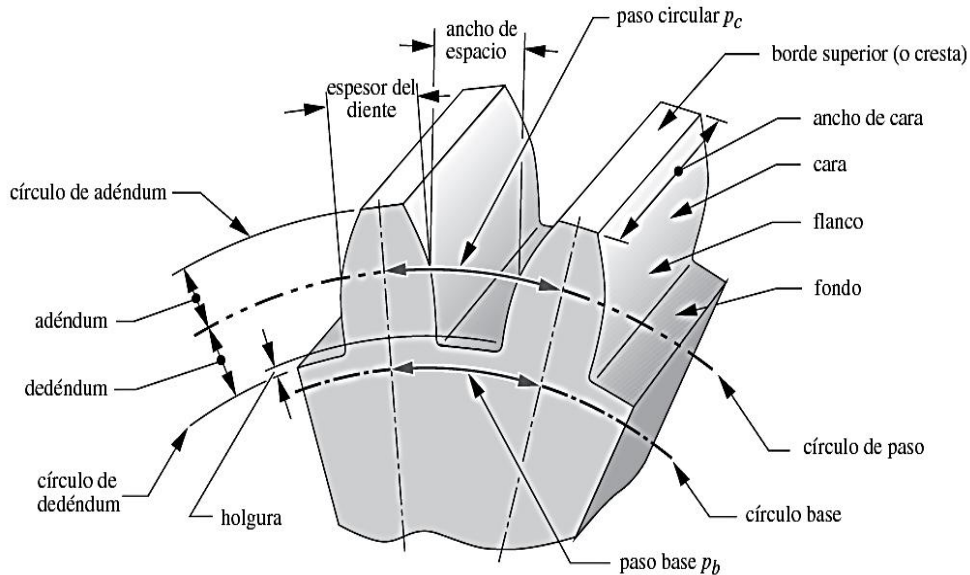
La caja de cambios está acoplada a un motor eléctrico que suministra un par motor desde la parada del vehículo y suficiente para poner el conjunto en marcha, permitiendo así desarrollar velocidades excelentes.

A continuación se citarán los diferentes componentes de la caja de cambios propuesta a diseñar. Definiendo en detalle el funcionamiento de los diferentes elementos que serán objeto de diseño y estudio de este proyecto.

### 3.3. ENGRANAJES

#### 3.3.1. Geometría de engranajes

**Figura 44.** Nomenclatura de los dientes de un engranaje.



Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.552

3.3.2. **Modulo.** El sistema SI, usado para engranajes métricos, define un parámetro llamado módulo, el cual es el recíproco del paso diametral con el diámetro de paso  $d$  medido en milímetros.<sup>9</sup>

$$m = \frac{d}{N} \quad \text{Ecuación 1}$$

Las unidades del módulo son milímetros. Por desgracia, los engranajes métricos no son intercambiables con los engranajes estadounidenses, a pesar de que ambos tienen perfil de dientes de involuta. En Estados Unidos, el tamaño de los dientes de engranes se especifica por el paso diametral. La conversión de un estándar al otro es:

<sup>9</sup> NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall -Pearson, 2011. p.552

$$m = \frac{25,4}{Pd} \quad \text{Ecuación 2}$$

3.3.3. **Paso diametral.** Las unidades de  $Pd$  son pulgadas recíprocas, o número de dientes por pulgada. Dicha medida tan sólo se utiliza en Estados Unidos para la especificación de engranajes.<sup>10</sup>

$$Pd = \frac{N}{d} \quad \text{Ecuación 3}$$

3.3.4. **Estandarización de dientes de engranaje.** Los dientes estándar de profundidad total de los engranajes tienen adendo iguales en el piñón y el engranaje, mientras que el dedéndum es ligeramente más grande debido a las holguras. Las dimensiones del diente estándar se definen en términos del paso diametral. La tabla 1 muestra las dimensiones de los dientes estándar de engranajes, de profundidad total, definidos por la AGMA, y la figura 45 ilustra las formas de los tres ángulos de presión estándar. La figura 46 muestra los tamaños reales de un ángulo de presión estándar de 20°, en dientes de profundidad completa con  $Pd$  de 4 a 80. Observe la relación inversa entre el  $Pd$  y el tamaño del diente.<sup>11</sup>

**Tabla 1.** Especificaciones de la AGMA para dientes de engranaje de profundidad

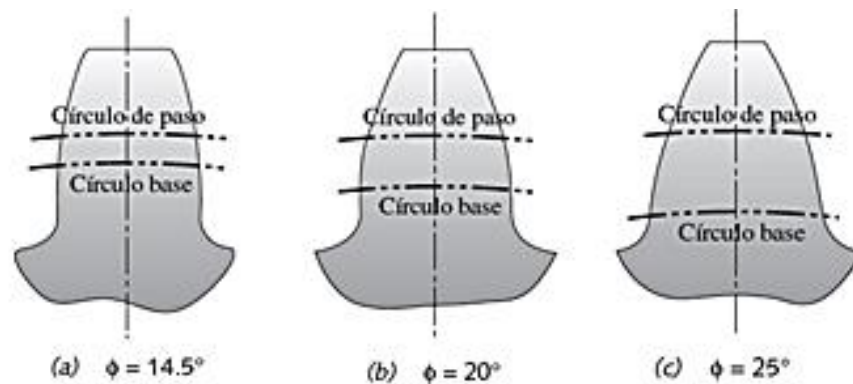
Parametro	paso grueso ( $Pd < 20$ )	Paso fino ( $Pd \geq 20$ )
Angulo de presion $\Phi$	20° a 25°	20°
Adendeum a	1.000/ $Pd$	1.000/ $Pd$
Dedendum b	1.250/ $Pd$	1.250/ $Pd$
Profundidad de trabajo	2.000/ $Pd$	2.000/ $Pd$
profundidad total	2.250/ $Pd$	2.200/ $Pd$ + 0.002 in
Espesor circular del diente	1.571/ $Pd$	1.571/ $Pd$
Radio de filete: cremallera basica	0.300/ $Pd$	no estandarizado
Holgura basica minima	0.250/ $Pd$	0.200/ $Pd$ + 0.002 in
Ancho minimo del borde superior	0.250/ $Pd$	no estandarizado
Holgura (dientes esmerilados o pulidos)	0.350/ $Pd$	0.350/ $Pd$ + 0.002 in

Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.553

<sup>10</sup> Ibíd.

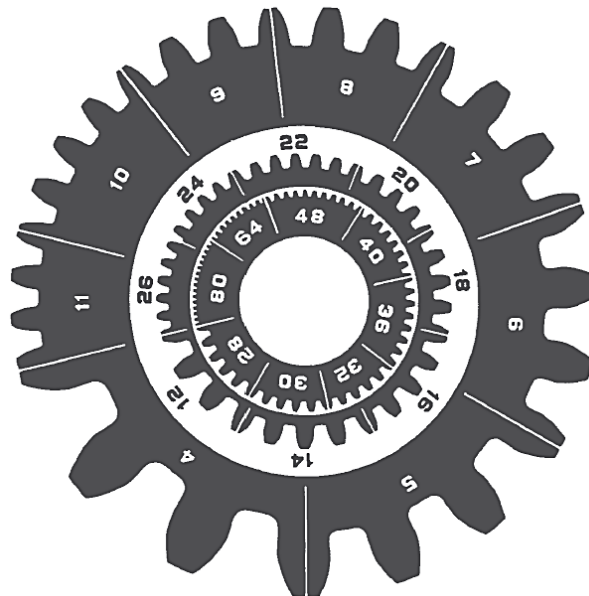
<sup>11</sup> Ibíd.

**Figura 45.** Perfiles de la AGMA de dientes con profundidad total para tres ángulos de presión



Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.554

**Figura 46.** Tamaños reales de dientes de engrane para varios pasos diametrales



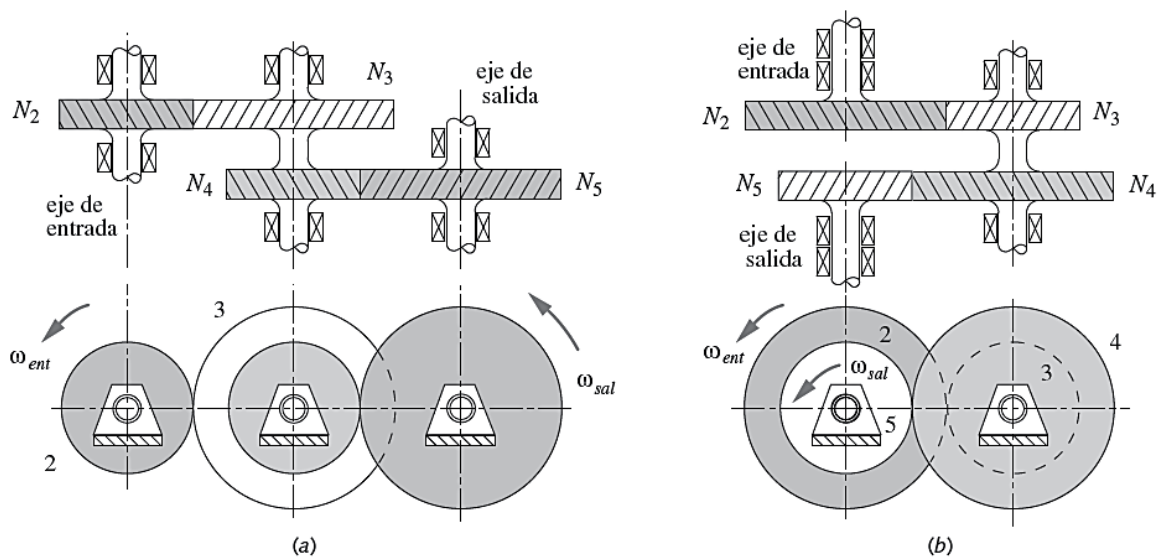
Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.554

**3.3.5. Trenes de engranajes compuestos.** Un tren de engranajes compuesto es aquel donde al menos un eje tiene más de un engranaje. Este tendrá una

configuración en paralelo o en serie, en lugar de las conexiones en serie puras del tren de engranajes simples. La figura 47-a muestra un tren compuesto de cuatro engranajes, dos de los cuales, los engranajes 3 y 4, están sujetos al mismo eje; por lo tanto, tienen la misma velocidad angular. La razón del tren de engranes ahora es.<sup>12</sup>

$$m_v = \left(-\frac{N_2}{N_3}\right) \left(-\frac{N_4}{N_5}\right) \quad \text{Ecuación 4}$$

**Figura 47.** Trenes de engranes compuestos de dos etapas: (a) No invertido, (b) invertido



Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.554

**3.3.6. Cargas sobre engranajes rectos.** El análisis de carga sobre los dientes de un engranaje se puede realizar aplicando los métodos estándar de análisis de carga. Se analizará brevemente su aplicación en los dientes de engranajes. La

<sup>12</sup> NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.554

figura 48 muestra los dientes de dos engranajes. Los dientes están acoplados (en contacto) realmente en el punto de paso, aunque para efectos de claridad se muestran separados. El piñón entrega un torque  $T_p$  al engranaje. Se muestran los diagramas de cuerpo libre, tanto del engrane como del piñón. En el punto de paso, la única fuerza que se transmite de un diente a otro, ignorando la fricción, es la fuerza  $W$  que actúa a lo largo de la línea de acción en el ángulo de presión. Esta fuerza se descompone en dos componentes:  $W_r$  que actúa en la dirección radial y  $W_t$  en la dirección tangencial. La magnitud de la componente tangencial  $W_t$  se determina a partir de.

$$W_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2T_p}{d_p} = \frac{2P_d T_p}{N_p} \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde  $T_p$  es el torque sobre el eje del piñón,  $r_p$  el radio de paso,  $d_p$  el diámetro de paso,  $N_p$  el número de dientes y  $P_d$  el paso diametral del piñón.

La componente radial  $W_r$  es

$$W_r = W_t \cdot \tan \Phi \quad \text{Ecuación 6}$$

Y la fuerza resultante  $W$  es

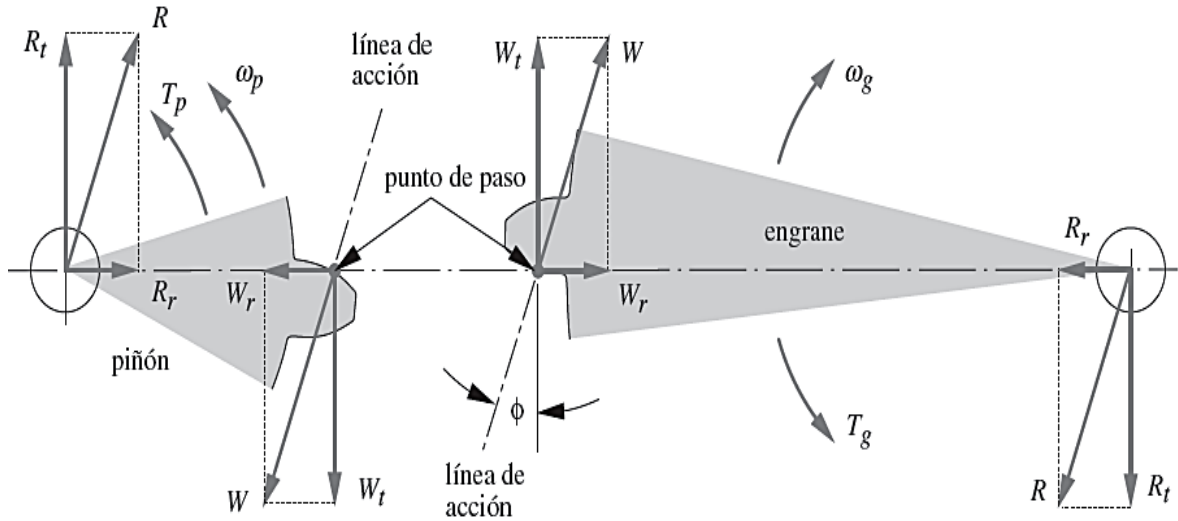
$$W = \frac{W_t}{\cos \Phi} \quad \text{Ecuación 7}$$

Observe que la ecuación 5 se puede expresar para el engranaje en lugar de para el piñón, ya que la fuerza  $W$  es igual, aunque de sentido opuesto en el engrane y el piñón.<sup>13</sup>

---

<sup>13</sup> NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall -Pearson, 2011. íd., p 568

**Figura 48.** Fuerzas sobre el piñón y el engranaje



Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.568

3.3.7. **Potencia.** La potencia transmitida por un eje se suele obtener a partir de principios básicos. En cualquier sistema giratorio, la potencia instantánea es el producto del torque por la velocidad angular.

$$P=T*\omega \quad \text{Ecuación 8}$$

La fuerza de reacción  $R$  y sus componentes  $R_t$  y  $R_r$ , en los pivotes, son iguales y con dirección opuesta a las fuerzas correspondientes, que actúan en el punto de paso del engranaje o piñón respectivo. Las fuerzas en el piñón son iguales y con dirección opuesta a las que actúan sobre el engranaje.

Dependiendo de la razón de contacto, los dientes pueden estar sujetos a toda o a parte de la carga  $W$ , en cualquier ubicación entre la punta del diente y un punto cercano al círculo del dedéndum, conforme gira a través del engranaje. Evidentemente, la peor condición de carga es cuando  $W$  actúa en las puntas de los

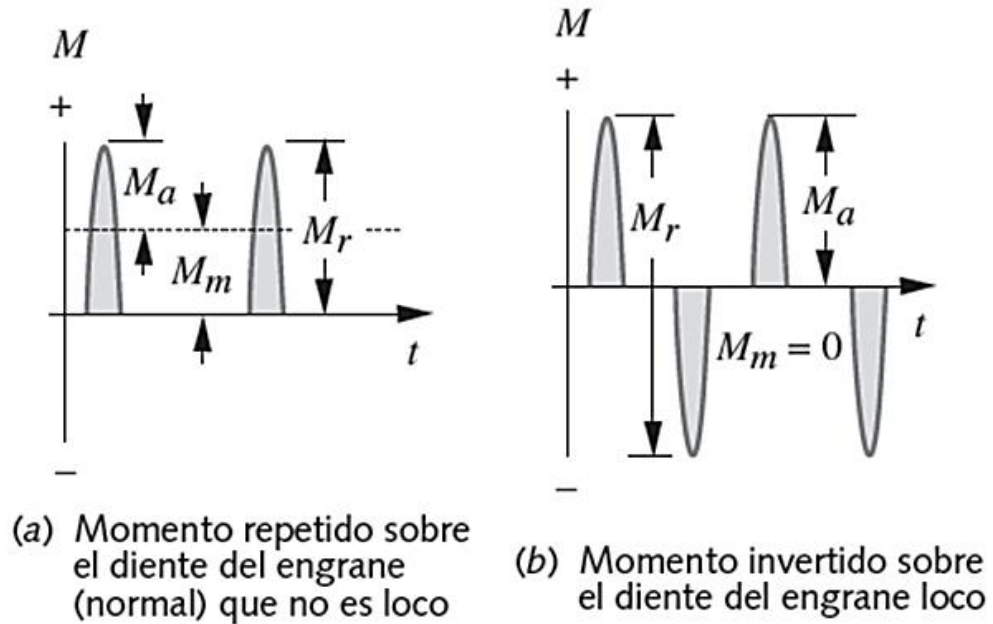
dientes. Entonces, su componente tangencial  $Wt$  tiene el brazo del momento, con la longitud más grande posible, actuando sobre el diente como una viga en voladizo. Tanto el momento de flexión como la fuerza cortante transversal, debida a la flexión, serán máximos en la raíz del diente. Para razones de contacto  $> 1$ , habrá un punto de contacto más alto posible en un diente (HPSTC) en algún lado debajo de la punta, lo cual dará el momento de flexión máximo sobre el diente, siempre y cuando las exactitudes del engrane sean lo suficientemente buenas como para permitir que se comparta la carga. Si los dientes son de baja calidad, entonces la punta soportará la carga completa sin importar la razón de contacto.

Incluso si el torque  $Tp$  es constante en el tiempo, cada diente experimentará carga repetida conforme pasa por el engranaje, creando así un escenario de carga de fatiga. En la figura 49-a se indica la función momento de flexión-tiempo en un engranaje. Las componentes de flexión media ( $Mm$ ) y alternante ( $Ma$ ) del momento de flexión son iguales.

La eliminación de los valores enteros de la razón de engrane  $mG$  en los engranajes tiene la ventaja de evitar que los mismos dientes entren en contacto entre sí cada  $mG$  revoluciones. Las razones fraccionarias distribuyen el contacto más equitativamente entre todos los dientes.

Si se inserta un engrane loco entre el piñón y el engrane para cambiar la dirección de la salida, cada uno de los dientes del engranaje loco experimentará un ciclo de momento invertido, como se ilustra en la figura 49-b, ya que la fuerza  $W$  actúa en los lados opuestos de cada diente loco debido a los engranajes alternos. Observe que el intervalo  $Mr$  de la magnitud del momento sobre el engrane loco es del doble de la de los engranes normales (que no son locos), volviéndolo un engrane cargado más fuertemente, incluso cuando su momento medio es igual a cero.<sup>37</sup>

**Figura 49.** Momentos de flexión que varían con el tiempo sobre los dientes del engrane



Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.569

**3.3.8. Esfuerzos de flexión.** La primera ecuación útil para el esfuerzo de flexión en un diente de engrane la desarrolló W. Lewis, en 1892. Reconoció que un diente es una viga en voladizo con sección crítica en la raíz. Iniciando con la ecuación del esfuerzo de flexión en una viga en voladizo, dedujo lo que ahora se conoce como la ecuación de Lewis:

$$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{F * Y} \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde  $W_t$  es la fuerza tangencial sobre el diente,  $P_d$  el diámetro de paso,  $F$  el ancho de la cara y “ $Y$ ” es un factor geométrico adimensional, definido por él y conocido ahora como el factor de forma de Lewis. Este factor toma en cuenta la geometría del diente para determinar su resistencia efectiva en el filete de la raíz.

Lewis publicó una tabla de valores de  $Y$  para engranes con diferentes ángulos de presión y distinto número de dientes.

La ecuación de Lewis ya no se utiliza en su forma original, pero sirve de base para una versión más moderna, como la definida por la AGMA con base en el trabajo de Lewis y muchos otros. Los principios de la ecuación de Lewis aún son válidos, pero se ha enriquecido con factores adicionales para considerar los mecanismos de falla que se comprendieron posteriormente. Su factor de forma  $Y$  se sustituyó por el nuevo factor de geometría  $J$ , el cual incluye los efectos de la concentración de esfuerzos en el filete de la raíz. En los tiempos de Lewis, aún no se habían descubierto las concentraciones de esfuerzos. <sup>14</sup>

**3.3.9. Ecuación de esfuerzo de flexión de la AGMA.** Tal como está definida en el estándar 2001-B88, es válida tan solo para ciertos supuestos acerca de la geometría del diente y el engranaje:

1. La razón de contacto se debe encontrar entre 1 y 2.
2. No hay interferencia entre las puntas y los filetes de la raíz de los dientes acoplados ni rebaja del diente arriba del inicio teórico del perfil activo.
3. Ningún diente es puntiagudo.
4. Existe holgura distinta de cero.
5. Los filetes de la raíz son estándares, se suponen lisos y están fabricados mediante un proceso de generación.
6. Las fuerzas de fricción son despreciables.

El primer supuesto se aplica a pesar de la conveniencia teórica de altas razones de contacto, debido a que la carga real compartida entre los dientes en dichas situaciones está sometida a factores de precisión y rigidez del diente, los cuales son difíciles de predecir, lo que vuelve indeterminado el problema. Entonces, la

---

<sup>14</sup> NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall -Pearson, 2011. p.571

suposición 1 es conservadora por las mayores razones de contacto. La suposición 2 limita el análisis a las combinaciones piñón-engrane que cumplen con las limitaciones mínimas del diente descritas en las tablas 2 y 3. Si se necesitan números menores de dientes para efectos de embalaje, se tienen que utilizar adendos desiguales en los dientes y aplicar el método de la AGMA con el factor geométrico  $J$  adecuado en la ecuación. La suposición 3 implica los límites de adendo desiguales en los piñones.

La suposición 4 reconoce los engranajes con holgura igual a cero, que no funcionarán libremente debido a la fricción excesiva. La suposición 5 toma en cuenta el uso de factores de concentración de esfuerzos para los filetes de la raíz, con base en el trabajo de Dolan y Broghammer. La suposición 6 se explica por sí misma. Además, este método es válido únicamente para engranes con dientes externos.<sup>15</sup>

**Tabla 2.** Número mínimo de dientes requerido para eliminar el rebaje

Número mínimo de dientes del piñón para evitar la interferencia entre un piñón con dientes a profundidad total y una cremallera de profundidad total

Ángulo de presión (grados)	Número mínimo de dientes
14.5	32
20	18
25	12

Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.555

<sup>15</sup> Ibid, p.571,572

**Tabla 3.** Numero minio de dientes de profundidad total en el piñón

Número mínimo de dientes del piñón para eliminar la interferencia entre un piñón con diente, a profundidad total a 20°, y los engranes de varios tamaños, a profundidad total

Número mínimo de dientes en el piñón	Número máximo de dientes en el engrane
17	1 309
16	101
15	45
14	26
13	16

Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.555

$$\sigma_b = \frac{W_t P_d K_a K_m}{F^* J K_v} K_s K_B K_I \quad \text{Ecuación 10}$$

El núcleo de la ecuación es de la fórmula de Lewis con el factor geométrico J actualizado y sustituido. Los factores K son modificadores para tomar en cuenta varias condiciones.

**3.3.10. Factor geométrico J de resistencia a la flexión.** El factor geométrico J se calcula con un algoritmo complicado, definido en el estándar AGMA 908-B89. El mismo estándar proporciona también tablas de factores J para dientes estándares de profundidad completa, así como para dientes con adendos desiguales entre 25% y 50%, todos con ángulos de presión de 14.5, 20 y 25°. Estos factores J

varían con el número de dientes del piñón y del engranaje; además, se aplican sólo a un intervalo de combinaciones que cumplen con el supuesto 2 anterior. La AGMA recomienda que se eliminen las combinaciones diente-número que causen interferencia.

Las tabla 4 muestra los factores geométricos  $J$  de la AGMA para un Subconjunto de combinaciones engranaje-diente cubiertas por el estándar. En estas ocho tablas se cubren los diseños de dos dientes de engrane (el diente de profundidad total y el diente con adéndum de 25% de largo), cada uno para dos ángulos de presión ( $20^\circ$  y  $25^\circ$ ); ambos para cargas en la punta y en el punto más alto de contacto en un diente individual (HPSTC).

Observe en la tabla 4 que los factores  $J$  son diferentes para el piñón y para el engranaje (identificados como P y G) en cada combinación de engranaje. En consecuencia, hay diferentes niveles de esfuerzo de flexión en los dientes del piñón y los dientes del engranaje.

La letra U, en las tablas, indica que se presenta rebaje en esa combinación debido a la interferencia entre la punta del diente del engrane y el flanco de la raíz del piñón. La elección entre factores de carga en la punta o HPSTC  $J$  se tendría que hacer con base en la precisión de la manufactura del engranaje. Si las tolerancias de manufactura son pequeñas (Engranajes de alta precisión), entonces se puede suponer cómo comparten la carga los dientes y usar las tablas de HPSTC.<sup>16</sup>

---

<sup>16</sup> Tomado del estándar AGMA 908-B89, Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth

**Tabla 4.** Factor geométrico J para flexión de la AGMA, para 20°, y dientes de profundidad total con carga del HPSTC

Dientes en el engrane	Dientes de el piñon															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0,33	0,3								
26	U	U	U	U	U	U	0,33	0,35	0,35	0,35						
35	U	U	U	U	U	U	0,33	0,37	0,36	0,38	0,39	0,39				
55	U	U	U	U	U	U	0,33	0,4	0,37	0,41	0,4	0,42	0,43	0,43		
135	U	U	U	U	U	U	0,33	0,43	0,38	0,44	0,41	0,45	0,45	0,47	0,49	0,49

Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.574

**3.3.11. Factor dinámico Kv.** El factor dinámico Kv trata de tomar en cuenta las cargas vibratorias internas que se generan por el impacto entre dientes y están inducidas por un engranaje desajustado en los dientes. Tales cargas vibratorias se conocen como error de transmisión y son más grandes en engranajes de baja precisión. Los engranajes de precisión se aproximan más al ideal de transmisión del torque con suavidad y razón de velocidad constante. En ausencia de datos de prueba que definan el nivel del error de transmisión esperado en el diseño de un engrane específico, el diseñador habrá de estimar el factor dinámico.<sup>17</sup>

$$K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{Vt}} \right)^B \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde Vt es la velocidad en la línea de paso del engranaje acoplado, en unidades de ft/min (Estados Unidos). Los factores A y B se definen como.

<sup>17</sup> Tomado del estándar AGMA 2001-B88, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth.

$$A=50+56(1-B)$$

Ecuación 12

Para  $6 \leq Q_v \leq 11$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

Ecuación 13

3.3.12. **Calidad del engranaje.** El estándar AGMA 2000-A88 define las tolerancias dimensionales para los dientes de engranaje y un índice de calidad  $Q_v$  que va desde la peor calidad (3) hasta la mayor precisión (16). Es el método de manufactura lo que determina fundamentalmente el índice de calidad  $Q_v$  del engrane.

Los engranajes formados normalmente tienen índices de calidad de 3 a 4. Los engranes fabricados por los métodos de rectificado listados, por lo general, tienen un intervalo de calidad  $Q_v$  entre 5 y 7. Si los engranajes tienen acabado de cepillado o esmerilado,  $Q_v$  estaría dentro del intervalo 8 a 11. El pulido y el afilado pueden alcanzar índices de calidad más altos. Evidentemente, el costo del engrane está en función de  $Q_v$ .<sup>18</sup>

3.3.13. **Factor  $K_m$  de distribución de carga.** Cualquier desalineación o desviación axiales en la forma del diente causan que la carga transmitida  $W_t$  se distribuya desigualmente sobre el ancho de la cara de los dientes del engranaje. El problema se acentúa en las caras con anchos más grandes. Un modo aproximado y conservador, para tomar en cuenta la menor distribución uniforme de la carga, consiste en aplicar el factor  $K_m$  para incrementar los esfuerzos de los mayores anchos de cara. Algunos valores sugeridos se muestran en la tabla 5. Una regla práctica útil es mantener el ancho de la cara  $F$  de un engranaje recto dentro de los límites  $8 / P_d < F < 16 / P_d$ , con un valor nominal de  $12 / P_d$ . Esta razón se conoce como el factor del ancho de cara.<sup>19</sup>

<sup>18</sup> Tomado del estándar AGMA 2000-A88, New ANSI/AGMA Accuracy Standards for Gears

<sup>19</sup> NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall -Pearson, 2011. p.577

**Tabla 5.** Factor Km de distribución de carga

Ancho de cara		Km
in	(mm)	
>2	50	1,6
6	150	1,7
9	250	1,8
≥20	500	2

Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.577

3.3.14. **Aplicación del factor Ka.** Se aplica el factor Ka para incrementar el esfuerzo en el diente con base en “el grado de choque” de la maquinaria conectada al tren de engranajes (ver tabla 6).

**Tabla 6.** Aplicación de factores Ka

Maquina impulsadora	Maquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
uniforme (motor electrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 0 mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.577

3.3.15. **Factor Ks de tamaño.** El factor Ks permite la modificación del esfuerzo en el diente para tomar en consideración en tales situaciones. La AGMA no ha establecido aún estándares para los factores del tamaño, pero recomienda hacer Ks igual a 1, a menos que el diseñador quiera elevar su valor para considerar

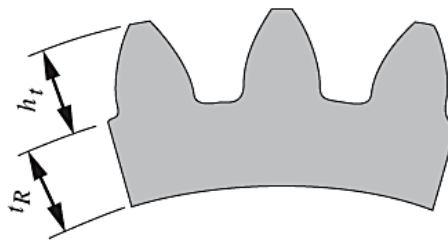
situaciones específicas, como dientes muy largos, por ejemplo. En dichos casos, un valor conservador de  $K_s$  estaría entre 1.25 y 1.5.<sup>20</sup>

**3.3.16. Factor  $K_B$  de espesor del aro.** Este factor lo introdujo recientemente la AGMA para tomar en cuenta situaciones donde un engranaje con diámetro grande, hecho con un aro y brazos radiales, en lugar de un disco sólido, tiene una profundidad pequeña del aro, en comparación con la profundidad del diente. Tales diseños pueden fallar con fractura radial en el aro, en lugar de en la raíz del diente. La AGMA define una razón de respaldo  $m_B$  como:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde  $t_R$  es el espesor del aro del diámetro de la raíz del diente al diámetro interior del aro y  $h_t$  es la profundidad completa del diente (la suma del adendum y el dedendum), como se indica en la figura 45. Esta razón se utiliza para definir el factor de espesor del aro a partir de la siguiente figura y ecuaciones<sup>21</sup>

**Figura 50.** Parámetros de la AGMA para el factor  $K_B$  del espesor del aro



Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.578

$$K_B = -2m_B + 3,4 \quad 0,5 \leq m_B \leq 1,2 \quad \text{Ecuación 15}$$

<sup>20</sup> Ibid. P.577

<sup>21</sup> Ibid. P.578

$$K_B=1.0$$

$$m_B>1,2$$

No se recomiendan razones de respaldo  $< 0.5$ . Los engranajes de disco sólido siempre tendrán a  $KB = 1$ .

**3.3.17. Factor KI de un engrane loco.** Un engranaje loco está sometido a más ciclos de esfuerzo por unidad de tiempo, con mayores cargas alternantes, que sus primos los engranes normales. Para considerar tal situación, el factor  $KI$  se hace igual a 1.42 para un engranaje loco, o bien, 1.0 para un engrane normal. La AGMA utiliza el recíproco de este factor para reducir la resistencia aparente del material de un engranaje loco; sin embargo, no es consistente con el enfoque empleado en este texto, con aplicación de factores que afectan el estado de esfuerzos de una parte para la ecuación de esfuerzo, no para la resistencia del material.<sup>22</sup>

**3.3.18. Esfuerzos superficiales.** Las primeras investigaciones sistemáticas sobre los esfuerzos superficiales, en dientes de engranajes, fueron realizadas por Buckingham, quien descubrió que dos cilindros con el mismo radio de curvatura que los dientes de engranajes en el punto de paso, cargados radialmente en contacto de rodamiento, se podrían utilizar para simular el contacto de los dientes de los engranajes, mientras se controlan las variables necesarias. Su trabajo lo llevó al desarrollo de una ecuación para esfuerzos superficiales en los dientes de engranajes, que ahora se conoce como la ecuación de Buckingham. Se emplea como base para la fórmula de resistencia contra el picado de la AGMA, la cual es

$$\sigma_c = C_P \sqrt{\frac{W_t}{FId} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde  $W_t$  es la fuerza tangencial sobre el diente,  $d$  el diámetro de paso del más pequeño de los dos engranes acoplados,  $F$  el ancho de la cara e  $I$  el factor

---

<sup>22</sup> Ibid. P.578

geométrico superficial adimensional de resistencia al picado.  $C_p$  es el coeficiente elástico, que toma en cuenta las diferencias de las constantes del material del engranaje y del piñón. Los factores  $C_a$ ,  $C_m$ ,  $C_v$  y  $C_s$  son iguales, respectivamente, a  $K_a$ ,  $K_m$ ,  $K_v$  y  $K_s$ , como se definió en la ecuación 10 de esfuerzo a la flexión.<sup>23</sup>

**3.3.19. Factor geométrico superficial.** Este factor considera los radios de curvatura de los dientes del engranaje y el ángulo de presión. La AGMA define la ecuación para  $I$ :

$$I = \frac{\cos\Phi}{\left(\frac{1}{p_p} + \frac{1}{p_g}\right) d_p} \quad \text{Ecuación 17}$$

Donde  $p_p$  y  $p_g$  son los radios de curvatura de los dientes del piñón y del engranaje, respectivamente, mientras  $\phi$  es el ángulo de presión y  $d_p$  es el diámetro de paso del piñón. Los radios de curvatura de los dientes se calculan a partir de la geometría del acoplamiento:

$$p_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1 + x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p \cos\Phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos\Phi \quad \text{Ecuación 18}$$

$$p_g = C \sin\Phi - p_p \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde  $p_d$  es el paso diametral,  $r_p$  es el radio de paso del piñón,  $\phi$  es el ángulo de presión,  $C$  es la distancia entre los centros del piñón y del engrane, y  $x_p$  es el coeficiente de adendo del piñón, el cual es igual al porcentaje decimal de la elongación del adendum para dientes con adendum desigual. Para dientes

<sup>23</sup> NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall -Pearson, 2011. p.580

estándares de profundidad completa,  $x_p = 0$ . Para dientes con adendum del 25% de largo,  $x_p = 0.25$ , etcétera.<sup>24</sup>

3.3.20. **Coefficiente elástico  $C_p$ .** El coeficiente elástico, que toma en cuenta las diferencias en los materiales de los dientes, se obtiene a partir de

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1-v_p^2}{E_p} \right) \left( \frac{1-v_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde  $E_p$  y  $E_g$  son, respectivamente, los módulos de elasticidad del piñón y del engrane, y  $v_p$  y  $v_g$  son sus respectivas razones de Poisson. Las unidades de  $C_p$  son  $(\text{psi})^{0.5}$  o  $(\text{MPa})^{0.5}$ . La tabla 7 muestra valores de  $C_p$  para varias combinaciones de materiales comunes para engranes y piñones, con base en un valor de  $v$  supuesto de 0.3, para todos los materiales.<sup>25</sup>

**Tabla 7.** Coeficiente elástico  $C_p$  de la AGMA

Material del piñón	Material del engrane						
	Ep Psi (Mpa)	Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1,7E5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1,7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1,5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce al aluminio	17,5E6 (1,2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1,1E5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.582

<sup>24</sup> NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall -Pearson, 2011. p.581

<sup>25</sup> Ibíd. P.581

3.3.21. **Factor de acabado superficial  $C_f$ .** Se utiliza para considerar acabados superficiales inusualmente ásperos en los dientes del engrane. La AGMA todavía no ha establecido estándares para los factores de acabado superficial, pero recomienda que  $C_f$  sea igual a 1 para engranes fabricados con métodos convencionales. Su valor se puede incrementar para tomar en cuenta acabados superficiales inusualmente ásperos, o bien, para la presencia conocida de esfuerzos residuales nocivos. <sup>26</sup>

3.3.22. **Resistencia de la AGMA de fatiga a la flexión en materiales para engranes.** Los datos de la AGMA publicados, tanto para la resistencia a la fatiga por flexión como para la resistencia a la fatiga superficial, son, de hecho, resistencias a la fatiga parcialmente corregidas, ya que se generan con piezas de dimensiones apropiadas con los mismos acabado superficial, geometría, etcétera, igual que los engranajes que se diseñarán.

La AGMA se refiere a las resistencias de los materiales como esfuerzos permitidos, lo cual no es consistente con nuestro procedimiento de aplicación del término esfuerzo a los resultados de una carga aplicada, y del uso del término resistencia para referirse a las propiedades del material. Para lograr consistencia, dentro del texto, se designarán los datos publicados por la AGMA acerca de resistencia a la fatiga por flexión como  $S_{fb}'$  para diferenciarla de la resistencia a la fatiga sin corregir completamente  $S_f'$ . Todavía hay tres factores de corrección que habrán de aplicarse a los datos de resistencia a la fatiga por flexión publicados por la AGMA, para obtener lo que se designará como la resistencia corregida de fatiga por flexión  $S_{fb}$  en los engranes.

Todos los datos de resistencia a la fatiga por flexión de la AGMA se establecieron para  $1E7$  ciclos de esfuerzos repetidos (en lugar de  $1E6$  o  $5E8$ , que se utilizan

---

<sup>26</sup> NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall -Pearson, 2011. p.581

algunas veces para otros materiales), y para un 99% del nivel de confiabilidad (en lugar del 50% de confiabilidad común para los datos de resistencia a la fatiga y estática, en general). Tales resistencias se comparan con el esfuerzo pico  $\sigma_b$  calculado con la ecuación 10 mediante la carga  $W_t$ . El análisis de la línea de Goodman se resume en esta comparación directa, pues los datos de resistencia se obtienen a partir de una prueba que brinda un estado de esfuerzo fluctuante, idéntico al de la carga real en el engrane.

La fórmula de corrección para la resistencia a la fatiga por flexión en los engranes es.

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad \text{Ecuación 21}$$

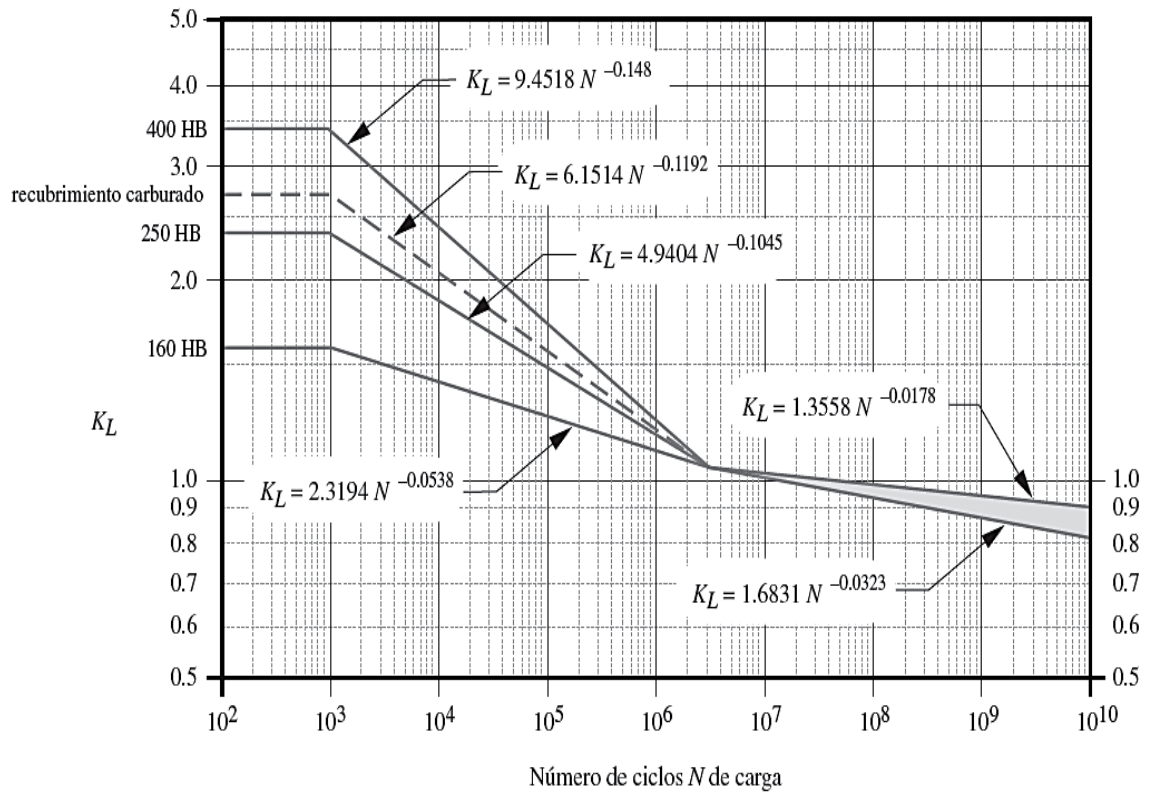
Donde  $S_{fb}'$  es la resistencia a la fatiga por flexión publicada por la AGMA, como se definió anteriormente,  $S_{fb}$  es la resistencia corregida y los factores  $K$  son modificadores para tomar en cuenta varias condiciones.<sup>27</sup>

**3.3.23. Factor de vida  $K_L$ .** Como los datos de prueba son para una vida de  $1 E7$  ciclos, un ciclo de vida menor o mayor requiere la modificación de la resistencia a la fatiga por flexión, con base en la relación  $S-N$  del material. El número de ciclos de carga en este caso se define como el número de contactos, bajo carga, del diente de engranaje que se analiza. La figura 46 ilustra las curvas  $S-N$  para la resistencia a la fatiga por flexión en aceros que tienen varias resistencias a la tensión diferentes de las definidas por sus números de dureza Brinell. También se muestran en la figura las ecuaciones de las curvas ajustadas para cada línea  $S-N$ . Estas ecuaciones sirven para calcular el factor  $K_L$  adecuado para el número de ciclos de carga  $N$  requerido.<sup>26</sup>

---

<sup>27</sup> NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall -Pearson, 2011. p.586

**Figura 51.** Factor de vida  $K_L$  de resistencia a la flexión de la AGMA



Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.587

3.3.24. **Factor de temperatura  $K_T$ .** La temperatura del lubricante es una medida razonable de la temperatura del engranaje. Para materiales de acero con temperaturas de aceite hasta de 250 °F,  $K_T$  se puede hacer igual a 1. Para mayores temperaturas,  $K_T$  se estima a partir de

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde  $T_F$  es la temperatura del aceite en °F. Esta relación no se debe emplear con materiales diferentes del acero.<sup>28</sup>

<sup>28</sup> Ibid, p. 587

3.3.25. **Factor de confiabilidad  $K_R$ .** Los datos de resistencia de la AGMA se basan en la probabilidad estadística de 1 falla en 100 muestras, es decir, 99% de confiabilidad. Si esto es satisfactorio, sea  $KR = 1$ . Si se desea un factor de seguridad mayor o menor,  $KR$  se puede hacer igual a uno de los valores de la tabla 8.<sup>29</sup>

**Tabla 8.** Factor  $K_R$  de la AGMA

% de confiabilidad	$K_R$
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.587

3.3.26. **Resistencia a la fatiga superficial de la AGMA para materiales de engranes.** Se designarán los datos publicados por la AGMA sobre resistencia a la fatiga superficial como  $Sfc'$ . Hay cuatro factores de corrección que se tienen que aplicar a los datos publicados por la AGMA, con la finalidad de obtener lo que se designará como la resistencia corregida de fatiga superficial en los engranes  $Sfc$ .

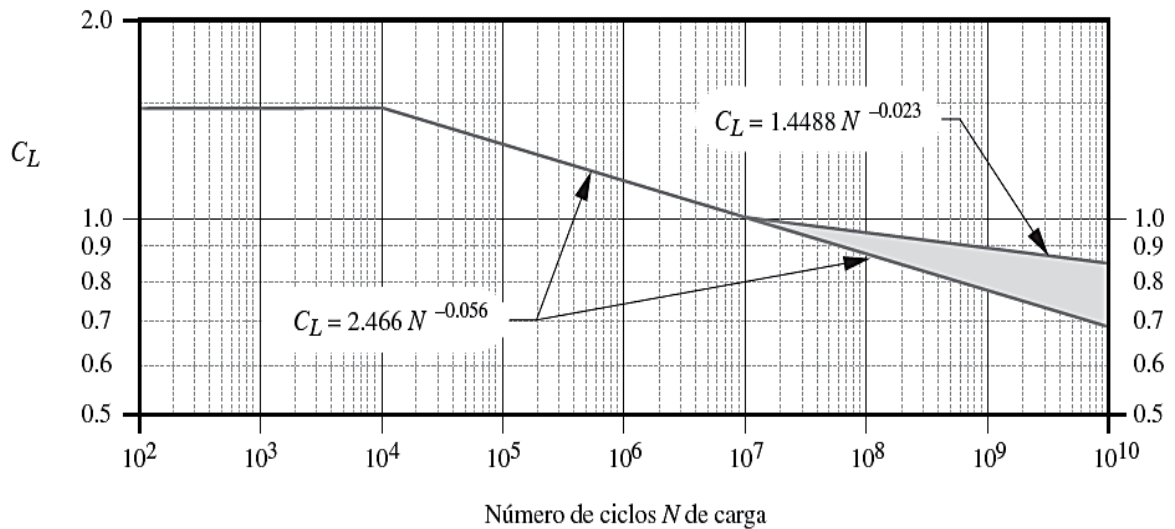
$$Sfc = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} Sfc' \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde  $Sfc'$  es la resistencia a la fatiga superficial publicada,  $Sfc$  es la resistencia corregida y los factores  $C$  son modificadores para tomar en cuenta varias condiciones. Los factores  $CT$  y  $CR$  son idénticos, respectivamente, a  $KT$  y  $KR$  y se

<sup>29</sup> Ibid, p .587

pueden elegir como se indicó en la sección anterior. El factor de vida  $C_L$  tiene el mismo propósito de  $K_L$  en la ecuación 20, pero hace referencia a un diagrama  $S-N$  diferente.  $CH$  es el factor de razón de dureza para resistencia al picado.<sup>30</sup>

**Figura 52.** Factor de vida de la AGMA para resistencia superficial a la fatiga  $C_L$



Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011. p.589

**3.3.27. Factor de vida superficial  $C_L$ .** Como los datos de prueba de fatiga superficial publicados son para una vida de  $1E7$  ciclos, un ciclo de vida más grande o más pequeño requerirá una modificación de la resistencia superficial a la fatiga, con base en la relación  $S-N$  del material. El número de ciclos de carga en este caso se define como el número de contactos de acoplamiento, bajo carga, del diente de engranaje que se analiza. La figura 52 muestra las curvas  $S-N$  para la resistencia superficial a la fatiga de aceros. También se muestran en la figura las ecuaciones de las curvas ajustadas para las líneas  $S-N$ . Estas ecuaciones se

<sup>30</sup> NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall -Pearson, 2011. p.589

pueden utilizar para calcular el factor  $CL$  adecuado para el número de ciclos de carga  $N$  requerido.<sup>31</sup>

**3.3.28. Factor de razón de dureza  $C_H$ .** Este factor es una función de la razón de engrane y de la dureza relativa entre el piñón y el engrane.  $C_H$  se encuentra en el numerador de la ecuación 23 y siempre es  $\geq 1.0$ , de modo que actúa para incrementar la resistencia aparente del engranaje. Este factor considera situaciones en las cuales los dientes del piñón son más duros que los dientes del engranaje y, por lo tanto, actúan para trabajar las superficies de los dientes del engrane endurecido cuando corre.  $C_H$  se aplica sólo a la resistencia de los dientes del engranaje, no para el piñón. En el estándar se sugieren dos fórmulas para su cálculo. La elección entre una y otra depende de la dureza relativa entre los dientes del piñón y los dientes del engrane.

Para piñones endurecidos totalmente, que operan contra engranes endurecidos totalmente:

$$C_H = 1 + A(m_G - 1) \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde  $m_G$  es la razón de engrane y  $A$  se obtiene a partir de

$$\text{si } \frac{HB_P}{HB_g} < 1,2 \text{ entonces } A = 0 \quad \text{Ecuación 25}$$

$$\text{si } \frac{HB_P}{HB_g} < 1,7 \text{ entonces } A = 0,00898 \frac{HB_P}{HB_g} - 0,00829 \quad \text{Ecuación 26}$$

$$\text{si } \frac{HB_P}{HB_g} < 1,7 \text{ entonces } A = 0,00698 \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde  $HB_P$  y  $HB_g$  son las durezas Brinell del piñón y del engrane, respectivamente.

---

<sup>31</sup> *Ibíd.* P.588

Para piñones endurecidos superficialmente ( $> 48$  HRC), que corren contra engranes endurecidos totalmente,  $CH$  se obtiene a partir de:<sup>32</sup>

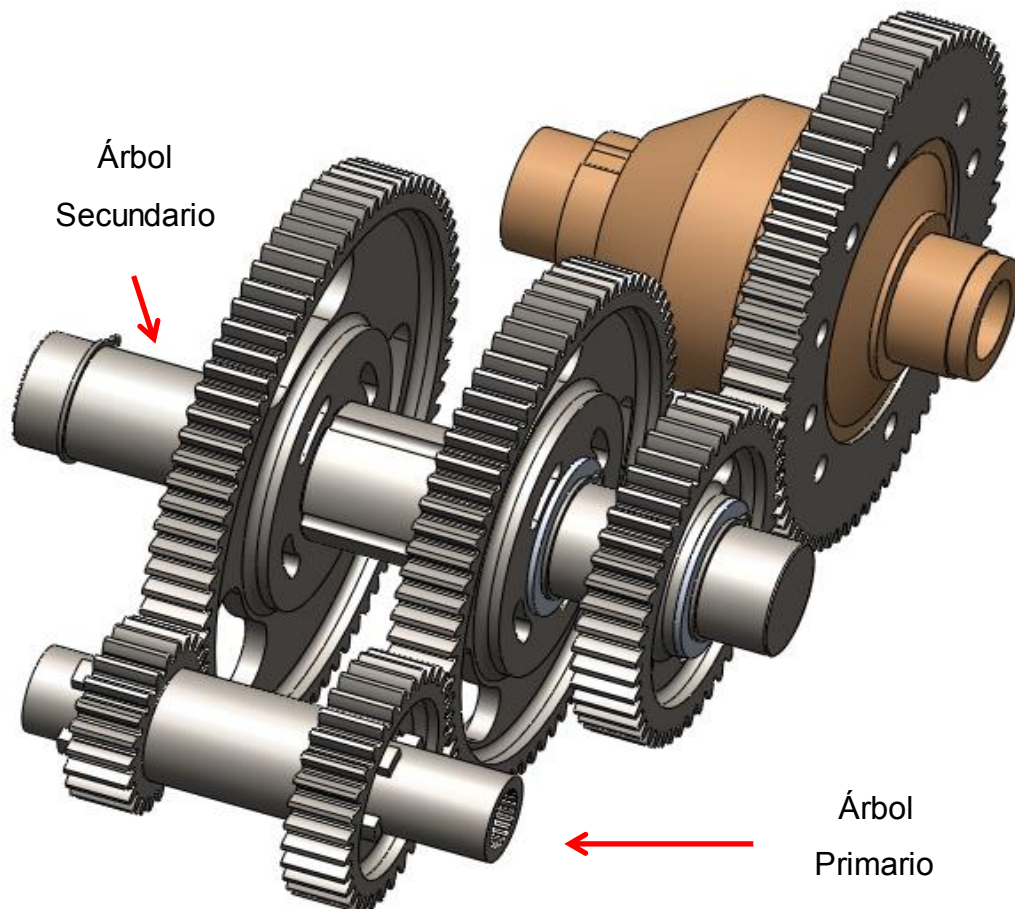
$$C_H = 1 + B(450 - HB_g) \quad \text{Ecuación 28}$$

$$B = 0,00075e^{-0,0112R_q} \quad \text{Ecuación 29}$$

### 3.4. ARBOL PRIMARIO

En el sistema propuesto el árbol primario está sujeto por los ejes de cada uno de los motores (Uno en cada extremo del árbol). En el árbol se acoplan dos engranajes de manera que estos giran solidariamente con los motores.

**Figura 53.** Árbol primario (También llamado eje conductor) y Árbol secundario (También llamado eje conducido)



<sup>32</sup> *Ibid.*, p. 36

### 3.5. ARBOL SECUNDARIO

La caja de cambios a tratar en este proyecto está compuesta por otro árbol secundario que se sujetara a la carcasa por medio de rodamientos de bolas. En el árbol secundario se montan los piñones que comprenden la primera hasta la segunda marcha. Los piñones del eje secundario giran libremente sobre rodamientos de agujas.

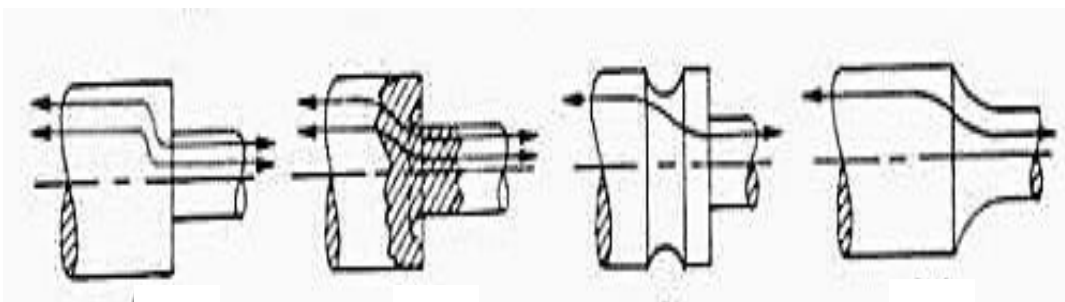
Cuando se engrana una marcha, el piñón correspondiente queda solidario al eje, transmitiendo el par al piñón del diferencial. Todas las marchas están sincronizadas por medio de un sincronizador simple.

### 3.6. CALCULO DE EJES

Para todas las condiciones de cargas y en todos los cambios de velocidad, se asume este análisis para calcular el diámetro mínimo.

Análisis de fatiga utilizando las ecuaciones de Coulomb-Soderberg

**Figura 54.** Flujo de esfuerzos



Fuente. Bernard J. Hamrock y otros. Elementos de Maquinas. Ed 2. México: Prentice Hall -Pearson. 2000. p. 211

Ecuación de Coulomb-Soderberg

$$\frac{1}{N^2} = \left[ \frac{\sigma_m}{S_y} + K_f \frac{\sigma_a}{S_{e'}} \right]^2 + 4 \left[ \frac{T_m}{S_y} + K_{fs} \frac{T_a}{S_{e'}} \right]^2 \quad \text{Ecuación 30}$$

N=Factor de seguridad de diseño

$K_f$ =Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por flexión

$K_t$ =Factor de flexión

$K_{fs}$ =Factor de concentración de esfuerzo de torsión

$K_{ts}$ =Factor de torsión

q=Factor de entalla

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ecuación 31}$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad \text{Ecuación 32}$$

$K_l$  =Factor de carga (tricombinada)

$K_s$  =Factor de acabado (rectificado)

$K_c$  =Factor de confiabilidad (99%)

$K_{tem}$  =Factor de temperatura (<60°C)

$K_m$  =Factor de misceláneo (carburación)

$K_d$  =Factor de tamaño

$S_{ut}$  =Resistencia última

$S_y$  =Resistencia a la fluencia.

$S_e$  =Límite de Endurancia (Cuando  $S_{ut} < 200$  [ksi] ;  $S_e = 0,5 * S_{ut}$ )

$$S_e = K_l * K_d * K_s * K_{tem} * K_m * K_c * S_{e'} \quad \text{Ecuación 33}$$

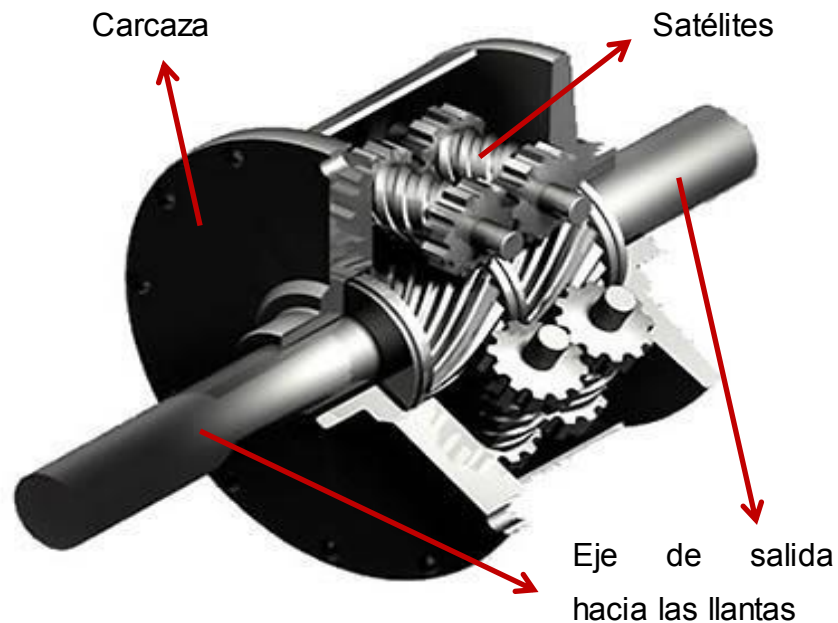
Teniendo en cuenta todas las variables de entrada de la ecuación de Coulomb-Soderberg, se obtiene la siguiente ecuación para encontrar el diámetro mínimo de diseño del eje a calcular

$$D = \left[ 32 * (N / \pi) * \left[ \left[ K_f \frac{M_{alt}}{S_{e'}} \right]^2 + (3/4) * \left[ \frac{T_m}{S_y} \right]^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación 34}$$

### 3.7. DIFERENCIAL

El diferencial, quien se encarga de transmitir el movimiento final de la caja de cambios a los ejes de las ruedas traseras, se encuentra solidario con un eje hueco, por el cual debe de ser introducidos los ejes estriados de cada una de las ruedas. En el extremo contrario se ubica a su vez y también de manera solidaria un piñón que será el encargado de comunicar solidariamente la respectiva velocidad de cada una de las marchas diseñadas para esta caja de cambios; dicho conjunto estará soportado sobre unos rodamientos de tipo bola rígido en cada uno de sus extremos, sobre la carcasa.

**Figura 55.** Esquema de un conjunto diferencial



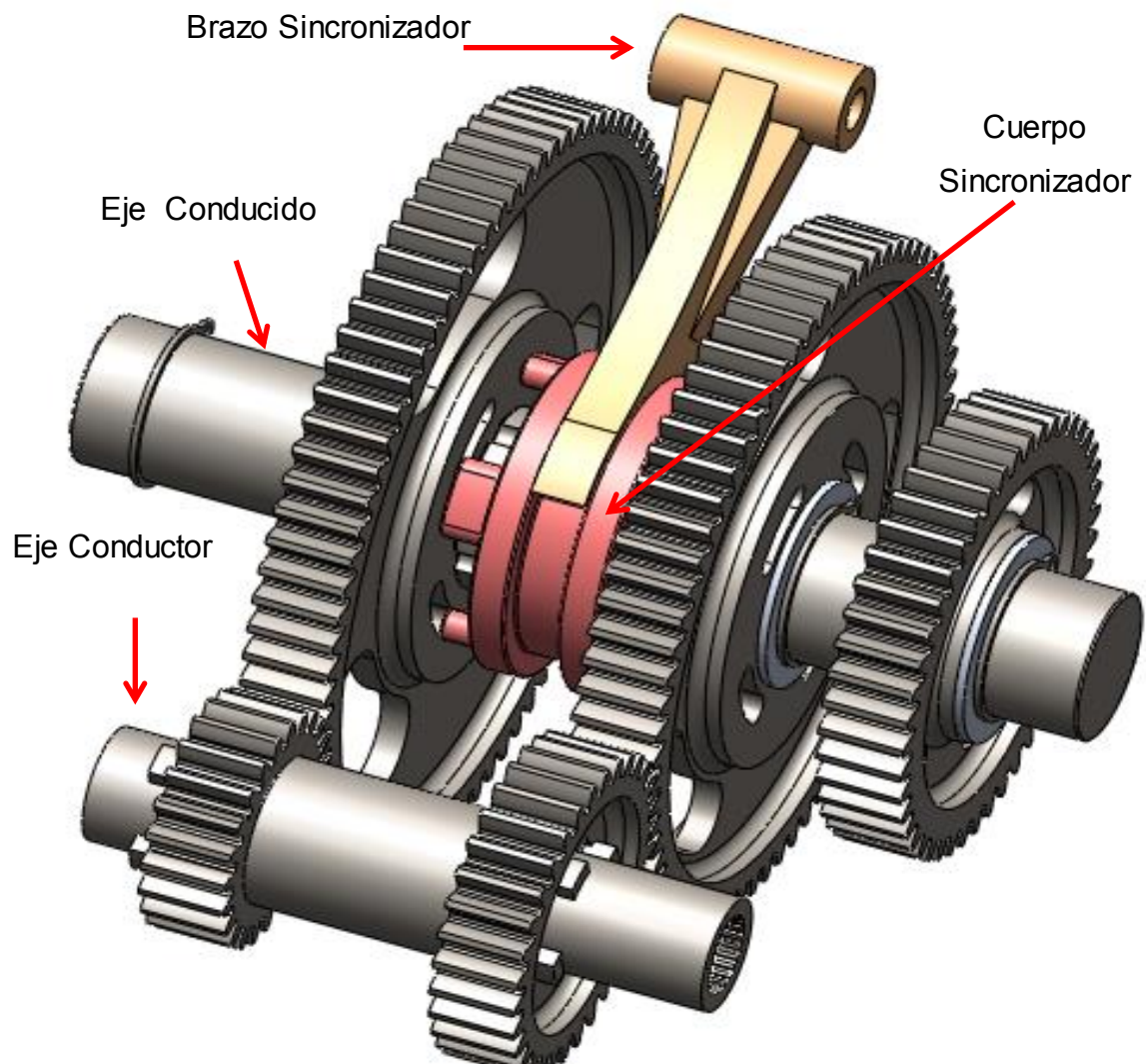
Fuente. Dany meganeboy. Aficionados a la mecánica Diferencial. [Consultado 20/7/2014]. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/diferencial-autoblocante.htm>.

El movimiento de entrada lo efectúa el eje conductor, que gira solidario a los motores, cuando el sincronizador está en una de las posiciones. Los engranajes

giran solidarios con él. Los otros engranajes están en contacto permanente con los del eje primario, girando locos sobre sus propios ejes.

El eje de salida está en contacto permanente con un engranaje común que corresponde al piñón del diferencial. Estas ruedas giran solidarias en todo momento con su propio eje. Esto provoca que el eje conducido esté siempre en movimiento cuando el vehículo no está parado.

**Figura 56.** Engranajes y sincronizador de la relación de 2 posiciones “2 velocidades”



### 3.8. MECANISMO DE SINCRONIZACION

#### 3.8.1. El sincronizador estará constituido por dos cuerpos:

- **El cuerpo principal:** Estará montado directamente sobre el eje, girando solidariamente con él, pudiendo deslizarse lateralmente. En él se alojarán los fijadores de bolas y sobre él se deslizará el cuerpo secundario.
- **El cuerpo secundario:** Irá montado sobre el cuerpo principal, girando solidariamente con él. Podrá deslizarse lateralmente, accionado por el mecanismo selector, engranando con el sincronizador del engranaje, y quedando bloqueado en su nueva posición por el guiador de bola.

Mediante la palanca del selector (ubicada en el habitáculo) se acciona una guaya de tipo rígida que hace desplazar el brazo del sincronizador entre las dos posiciones predeterminadas para las únicas dos marchas que tendrá el vehículo, quedando así en una de las dos posiciones siempre.

El mecanismo selector de marcha será accionado por un único eje horizontal, que atravesará el conjunto de caja de cambios y accionará las horquillas, impidiendo así que se engranen dos marchas simultáneamente, evitando la destrucción del grupo que ello produciría.

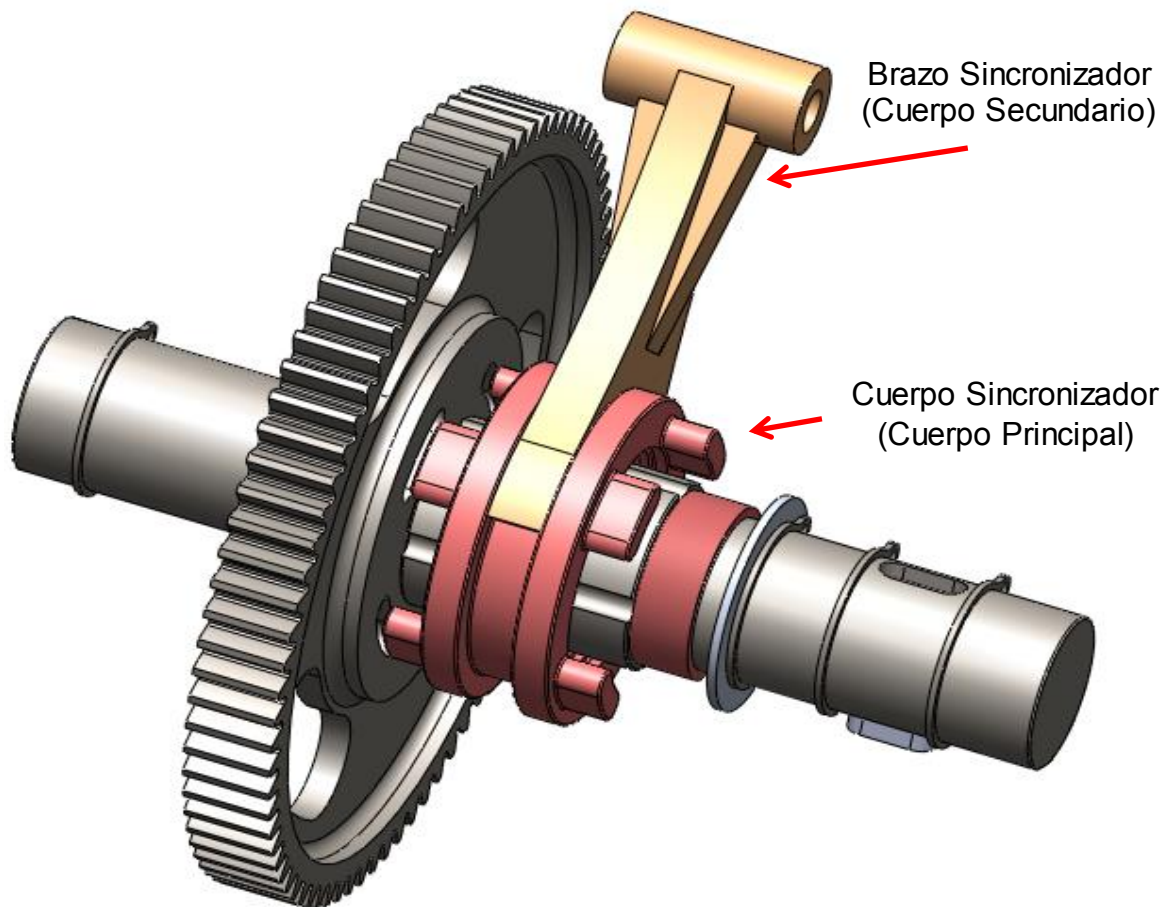
Teniendo en cuenta además que no se tendrá clutch, debido al régimen mínimo de diferencia de velocidades entre los dos cambios, que me permiten realizar dicho intercambios de marcha sin contratiempos y de manera suave, además el no llevar este componente ayuda a disminuir el número de componentes y el peso de la caja de cambios.

### 3.8.2. Esfuerzos en el sincronizador

#### 3.8.2.1. El sincronizador soporta esfuerzos de la siguiente manera:

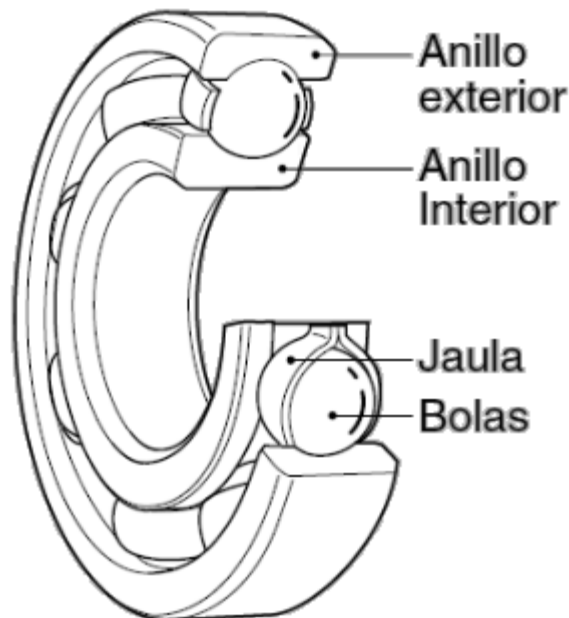
- Los dientes del cuerpo del engranaje transmiten el par a los dientes del cuerpo superior del sincronizador.
- El cuerpo superior transmite el movimiento al cuerpo inferior a través de las salientes practicadas en sus superficies interior y exterior respectivamente.
- El cuerpo inferior transmite el movimiento al eje a través de las guías practicadas en la superficie del eje y en la superficie interior del cuerpo inferior.

**Figura 57.** Esquema del conjunto engranaje y sincronizador



### 3.9. CALCULO DE RODAMIENTOS

**Figura 58.** Rodamiento rígido de bolas



Fuente. Catalogo NTN Rodamientos de Bolas y de Rodillos - No 2202-VII/s. p. A-5. [Consultado 2/12/2014]. Disponible en: <http://www.ntnmexico.com/catalogo/>.

3.9.1. **Selección de rodamientos.**<sup>33</sup> El concepto adoptado, según el análisis preliminar del tipo de carga al cual serán sometidos los rodamientos de la caja de cambios concluye que el tipo de rodamiento idóneo para la presente situación de diseño será el rodamiento rígido de una sola hilera de bolas, cuyas características se verán a continuación:

- Son unidades auto retenidas con anillos exteriores e interiores macizos.
- Rodamientos rígidos de bolas del fabricante NTN son fabricados en acero desgasificado al vacío el cual es un proceso para eliminar al máximo las impurezas propias del acero.
- Soporten tanto cargas radiales como cargas axiales unidireccionales.

<sup>33</sup> Catalogo NTN Rodamientos de Bolas y de Rodillos - No 2202-VII/s. p. A-5. [en línea] [consultado 2/12/2014]. Disponible en <http://www.ntnmexico.com/catalogo/>.

- Son utilizados comúnmente en parejas, tríos, cuartetos o combinaciones múltiples.
- Son de diseño sencillo, no desmontable.
- Son adecuados para alta velocidad de funcionamiento y requieren poca atención en servicio.

### 3.9.2. Parámetros de selección de un rodamiento rígido de bolas según el catálogo de fabricante NTN

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^3 \quad \text{Ecuación 35}$$

Dónde:

$L_{10}$  = vida nominal básica  $10^6$  revoluciones

$C$  = Capacidad básica de carga dinámica, N (Kgf)

$P$  = Carga dinámica equivalente, N (Kgf)

$$f_n = \left( \frac{33.3}{n} \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación 36}$$

$$f_h = f_n * \left( \frac{C}{P} \right) \quad \text{Ecuación 37}$$

Dónde:

$f_n$  = Factor de velocidad

$f_h$  = Factor de vida

$n$  = Velocidad de rotación, rpm

$$S_o = \left( \frac{C_o}{P_o} \right) \quad \text{Ecuación 38}$$

Dónde:

$S_o$  = Factor de seguridad

$C_o$  = Capacidad básica de carga estática, N (Kgf)

$P_o$  = Carga equivalente estática, N (Kgf)

### 3.9.3. Cargas que actúan en los ejes donde estarán instalados los rodamientos.

$$K = f_w * K_c \quad \text{Ecuación 39}$$

Dónde:

$K$  = carga real en el eje, N (Kgf)

$f_w$  = Factor de carga (Según tablas)

$K_c$  = Valor de carga teóricamente calculada, N (Kgf)

### 3.9.4. Carga generada por los engranajes.

$$K_t = \frac{19.1 * H * 10^6}{D_p * n} \quad \text{Ecuación 40}$$

$$K_s = \text{Tan } \alpha * K_t \quad \text{Ecuación 41}$$

Dónde:

$K_s$  = Carga radial del engranaje, N (Kgf)

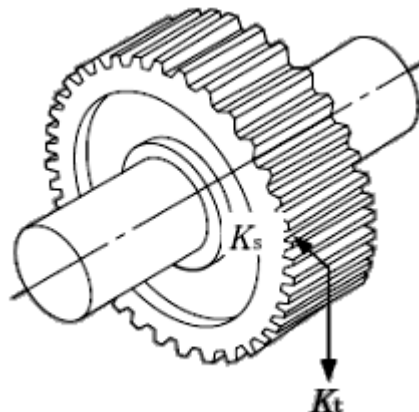
$K_t$  = Carga tangencial del engranaje, N (Kgf)

$H$  = Potencia transmitida, Kw

$n$  = Velocidad de rotación, rpm

$\alpha$  = Angulo de presión del engrane, grados (°)

**Figura 59.** Cargas en engranes rectos



Fuente. Catalogo NTN Rodamientos de Bolas y de Rodillos - No 2202-VII/s. p. A-21. [Consultado 2/12/2014]. Disponible en <http://www.ntnmexico.com/catalogo/>.

### 3.9.5. Carga dinámica en los rodamientos. <sup>34</sup>

$$P_r = YF_a * XF_r \quad \text{Ecuación 42}$$

Dónde:

$P_r$  = Carga radial dinámica equivalente, N (Kgf)

$F_r$  = Fuerza radial aplicada, N (Kgf)

$F_a$  = Fuerza axial aplicada, N (Kgf)

$X$  = Factor de carga radial (según tabla catalogo NTN)

$Y$  = Factor de carga axial (según tabla catalogo NTN)

### 3.10. TRATAMIENTOS TERMICOS

El tratamiento térmico a realizar en los ejes y piñones de la caja de velocidades mecánica, según lo consultado en los sitios especializados en la fabricación de estos elementos de máquinas será el siguiente:

**3.10.1. Carburizado.** La carburación es un proceso de cementación en caja que introduce carbono en una aleación ferrosa sólida. Esto se logra calentando el metal en una atmósfera carbonosa, a una temperatura superior a la temperatura de transformación y durante un tiempo predeterminado. Tras la carburación, las partes se enfrían para endurecer la capa de cementación de la superficie (El proceso de cementado penetra aproximadamente 1 mm en las piezas). El núcleo no sufre cambio alguno.

Es un proceso de endurecimiento de superficies ampliamente utilizado para acero con bajo contenido en carbono. La importancia industrial de la carburación se constata en su cuota de mercado, ya que un tercio de todos los tratamientos térmicos de endurecimiento se lleva a cabo mediante carburación y temple.

---

<sup>34</sup> Catalogo NTN Rodamientos de Bolas y de Rodillos - No 2202-VII/s. p. A-21. [en línea] [consultado 2/12/2014]. Disponible en <http://www.ntnmexico.com/catalogo/>.

3.10.2. **Aplicaciones del Carburizado.** Las aplicaciones típicas incluyen engranajes de transmisión y ejes para vehículos, aerogeneradores y componentes para bombas, además de aquellas aplicaciones en las que los componentes deben funcionar durante largos periodos de tiempo y bajo cargas de gran impacto. Es posible carburizar una amplia variedad de aceros. La combinación única de una superficie dura y resistente al desgaste y un núcleo compacto se puede controlar mediante la elección de los elementos de aleación y los parámetros del proceso.

3.10.3. **Proceso del carburizado.** La carburación es un proceso de difusión termoquímica que añade carbono a la superficie de un acero con bajo contenido en carbono (habitualmente, 0,25% de carbono) con otros elementos de aleación. La profundidad de la difusión del carbono y la correspondiente profundidad efectiva de cementación en caja (ECD) pueden variar desde poco profundas, a menudo menos de 2 mm, a profundidades superiores de entre 4 y 6 mm. El proceso completo se aplica en tres fases:

- Un proceso termoquímico, en un horno de cámara con enfriamiento rápido integrado, para enriquecer la superficie en un entorno carbonoso, en un intervalo de temperatura de entre 880 y 980 °C.
- El temple se obtiene tras enfriar en aceite, una solución de polímero/agua o una solución salina.
- A continuación se efectúa una operación de revenido. La temperatura y duración del revenido dependen de los requisitos del producto y la aplicación. El proceso de revenido minimiza tensiones de pico y reduce el inicio de las grietas.<sup>35</sup>

---

<sup>35</sup> Tratamiento térmico tipo carburizado. [en línea] [consultado 1/12/2014]. Disponible en <http://www.bodycote.com/es-ES/services/heat-treatment/case-hardening-with-subsequent-hardening-operation/atmospheric-carburising.aspx>

### 3.11. CALCULOS DE ELEMENTOS Y SELECCION

La resolución de los cálculos mostrados a continuación, fueron elaborados utilizando las ecuaciones planteadas en este capítulo, los cuales serán tabulados para cada uno de los componentes más relevantes y para los cuales se tomó en cuenta los siguientes materiales.

**3.11.1. ACERO SAE 8620 (Para fabricar los engranajes).**<sup>36</sup> Sus características de empleo indican que es un acero aleado al cromo-níquel-molibdeno para cementación de aceptable templabilidad. Cementado y templado ofrece buena dureza superficial y gran tenacidad en el núcleo. Presenta una dureza uniforme o ausencia de zonas blandas en la capa cementada y baja distorsión después de tratamiento térmico. La presencia de níquel y molibdeno en el acero SAE 8620 juega un papel definitivo en el balance de todas las propiedades que presenta este material y su efecto cobra mayor importancia con el aumento del tamaño de la pieza.

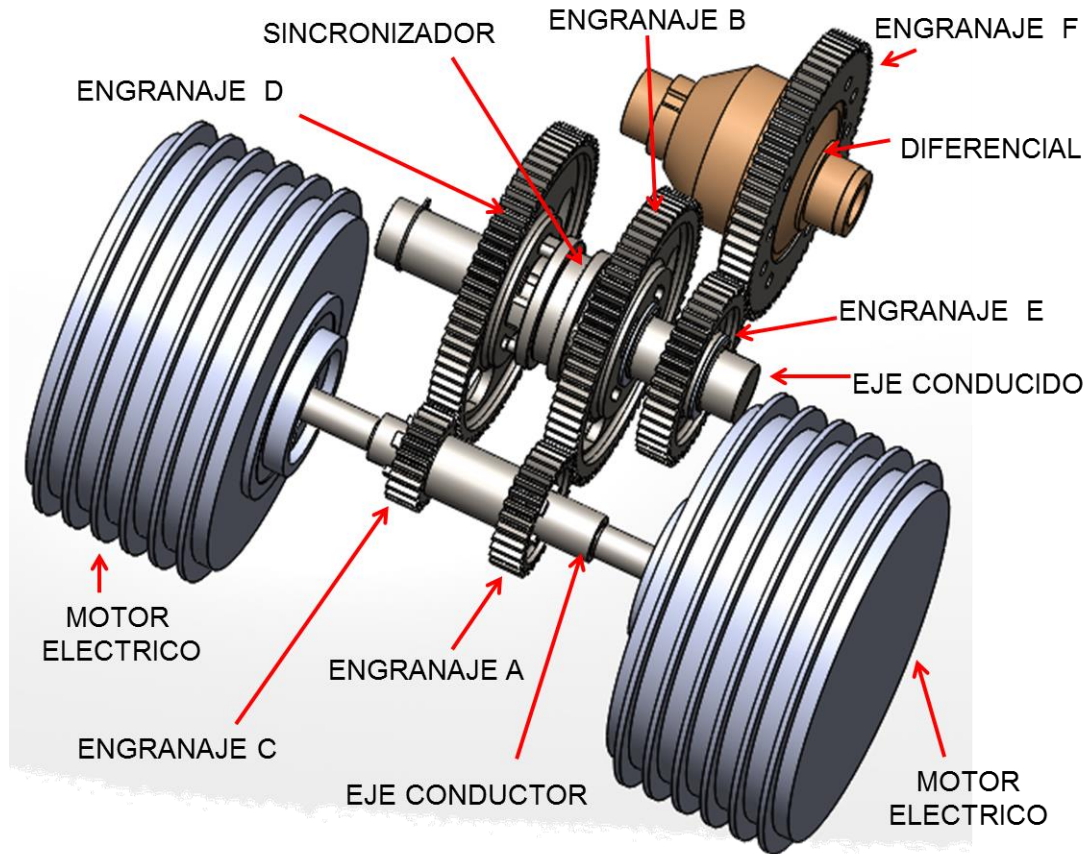
**3.11.2. ACERO SAE 4140 (Para fabricar los ejes).**<sup>37</sup> Sus características de empleo indican que es un acero de temple en aceite de medio carbono aleado al cromo-molibdeno de buena penetración de temple y con buenas características de estabilidad en caliente hasta 400°C sin fragilidad de revenido, muy versátil y apto para esfuerzos de fatiga y torsión en secciones pequeñas y medianas. Puede ser endurecido superficialmente por temple directo (a la llama o por inducción), obteniendo durezas de 57-62 Rockwell C. Generalmente se entrega en estado bonificado (con dureza entre 28 a 32 HRC).

---

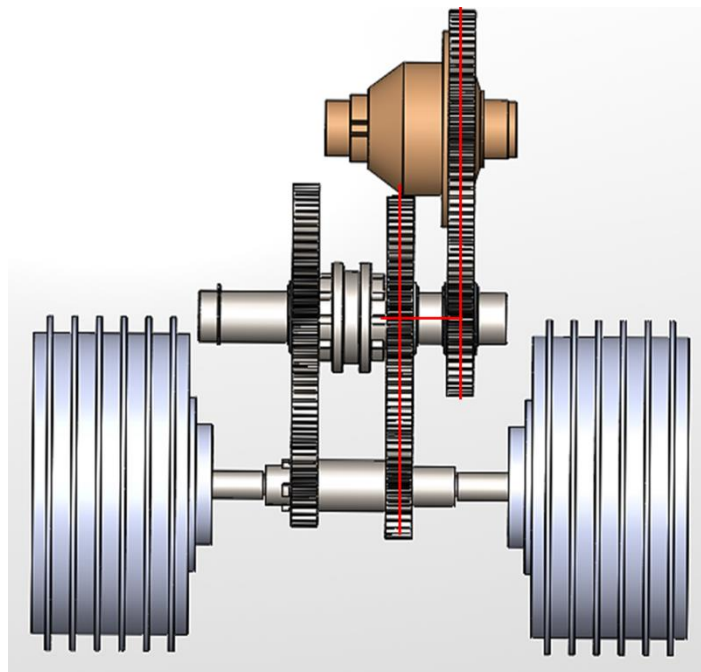
<sup>36</sup> Cía. General de Aceros. [en línea] [consultado 20/12/2014]. Disponible en: <http://www.cga.com.co/>

<sup>37</sup> Ibíd.

**Figura 60.** Diseño interior de la caja de cambios



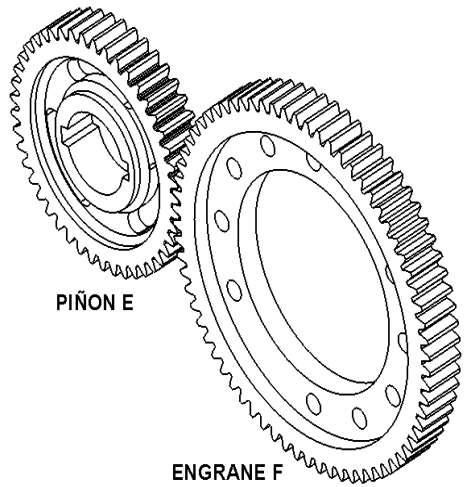
**Figura 61.** Línea indicativa (Línea color rojo) de la relación de engranajes 3.8: 1



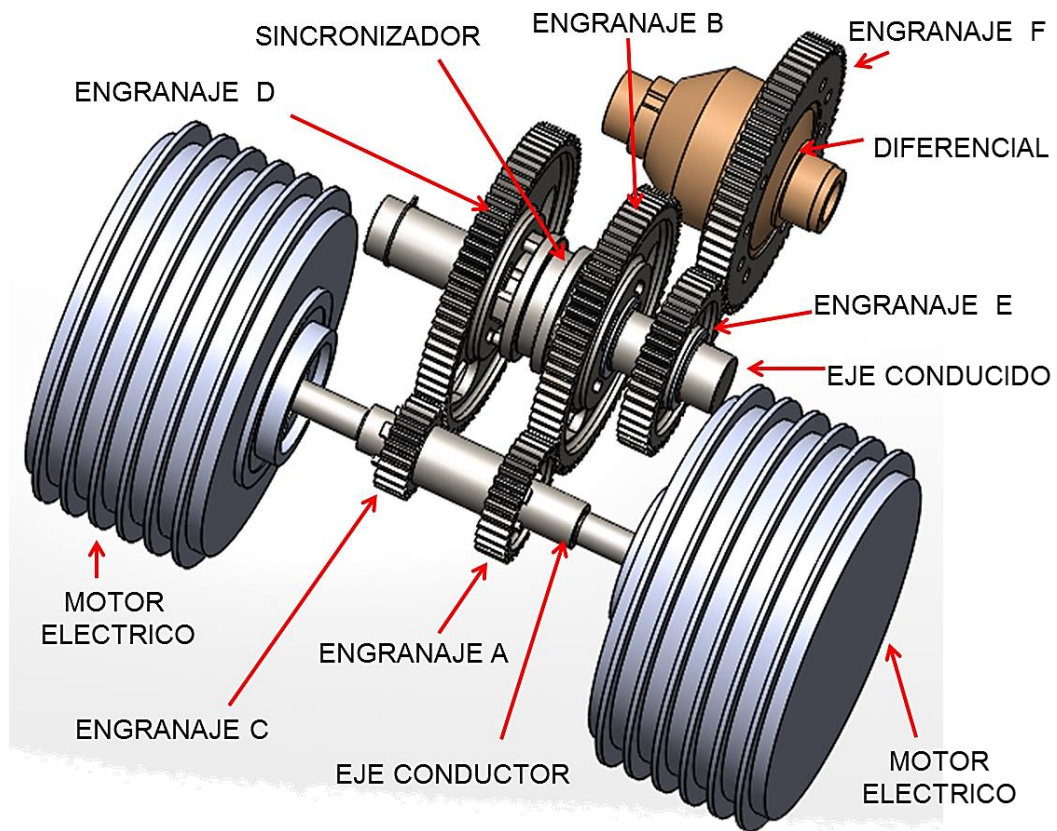
**Tabla 9.** Calculo de factores de seguridad A-B para la relación 3,8:1.

ENGRANES A-B RELACION 3,8 : 1			
$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{F J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad \sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_p} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f}$			
$W_t = \frac{2 P_d T_p}{N_p} \quad m = \frac{25,4}{P_d} \quad P_d = \frac{N_p}{d_p}$			
$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} \quad S_{fb'} = 6235 + 174HB - 0,126HB^2$			
$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'} \quad S_{fc'} = 26000 + 327HB$			
$N_{bp} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad N_{bG} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad N_{c_{\text{piñon\_engrane}}} = \frac{S_{fc}}{\sigma_c}$			
VARIABLES DE ENTRADA			
SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	VARIABLE
m	2,25	mm	modulo
Np ; NG	30 ; 72	NA	Numero de dientes piñón
Jp ; JG	0,385 ; 0,42	NA	Factor geométrico superficial AGMA
Tp	239	Lb-in	Torque piñón
F	0,74803	in	Ancho de cara
Ka = Ca	1	NA	Factor de aplicación
Km = Cm	1,6	NA	Factor de distribucion de la carga
Kv = Cv	0,9389	NA	Factor dinámico
Ks = Cs	1	NA	Factor de tamaño
Kbp ; KbG	1,449 ; 1,449	NA	Factor de flexión del aro
KI	1	NA	Factor del engrane loco
KL	0,9345	NA	Factor de vida
KT = CT	1	NA	Factor de temperatura
KR = CR	1	NA	Factor de confiabilidad
HB	600	NA	Dureza brinell
Cf	1	NA	Factor de acabado superficial
CL	0,8958	NA	Factor de vida superficial
Cp	2291	NA	Coefficiente elástico
CH	1	NA	Factor de razón de dureza
I	0,1433	NA	Factor geométrico superficial AGMA
VARIABLES DE SALIDA			
Nbp	3,503	NA	Factor de seguridad por flexion del piñon
NbG	3,822	NA	Factor de seguridad por flexion del engranaje
NcpG	2,926	NA	Factor de seguridad por contacto

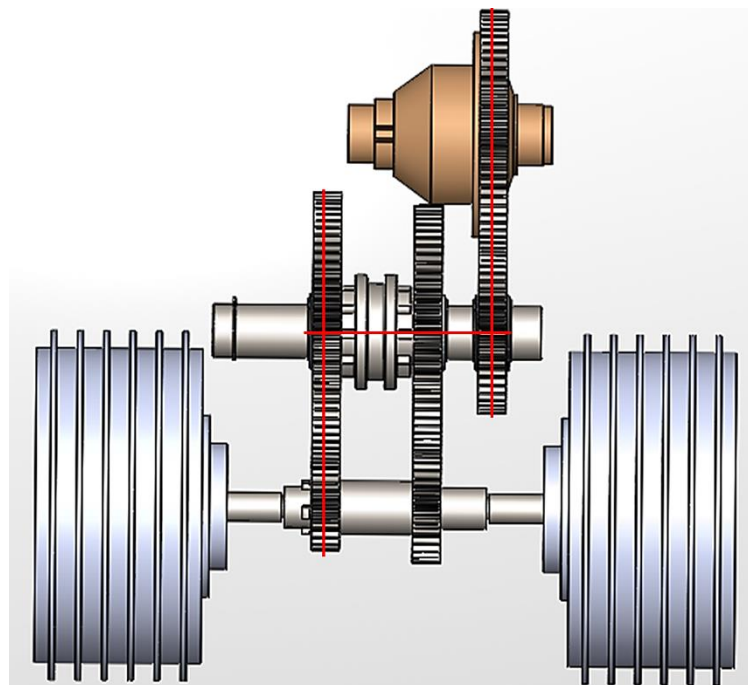
**Tabla 10.** Calculo de factores de seguridad E-F para la relación 3,8:1.

ENGRANES E-F RELACION 3,8:1			
$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{F J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad \sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_p} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f}$			
$W_t = \frac{2P_d T_p}{N_p} \quad m = \frac{25,4}{P_d} \quad P_d = \frac{N_p}{d_p}$			
$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} \quad S_{fb'} = 6235 + 174HB - 0,126HB^2$			
$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'} \quad S_{fc'} = 26000 + 327HB$			
$N_{bp} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad N_{bG} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad N_{c_{\text{piñon engrane}}} = \frac{S_{fc}}{\sigma_c}$			
VARIABLES DE ENTRADA			
SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	VARIABLE
m	2,25	mm	modulo
Np ; NG	45 ; 70	NA	Numero de dientes piñón
Jp ; JG	0,4178 ; 0,43156	NA	Factor geométrico superficial AGMA
Tp	573,5	Lb-in	Torque piñón
F	0,74803	in	Ancho de cara
Ka = Ca	1	NA	Factor de aplicación
Km = Cm	1,6	NA	Factor de distribucion de la carga
Kv = Cv	0,9502	NA	Factor dinámico
Ks = Cs	1	NA	Factor de tamaño
Kbp ; KbG	1 ; 1	NA	Factor de flexión del aro
KI	1	NA	Factor del engrane loco
KL	0,9492	NA	Factor de vida
KT = CT	1	NA	Factor de temperatura
KR = CR	1	NA	Factor de confiabilidad
HB	600	NA	Dureza brinell
Cf	1	NA	Factor de acabado superficial
CL	0,914	NA	Factor de vida superficial
Cp	2291	NA	Coefficiente elástico
CH	1	NA	Factor de razón de dureza
I	0,1503	NA	Factor geométrico superficial AGMA
VARIABLES DE SALIDA			
Nbp	3,54	NA	Factor de seguridad por flexion del piñon
NbG	3,656	NA	Factor de seguridad por flexion del engranaje
NcpG	2,978	NA	Factor de seguridad por contacto

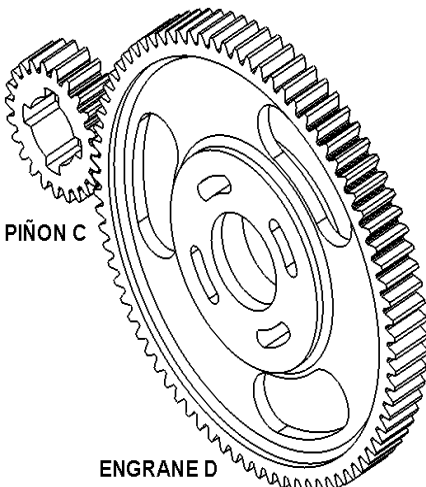
**Figura 62.** Diseño interior de la caja de cambios



**Figura 63.** Línea indicativa (Línea color rojo) de la relación de engranajes 5 : 1



**Tabla 11.** Calculo de factores de seguridad C-D para la relación 5:1.

ENGRANES C-D RELACION 5:1			
$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{F J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad \sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_p} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f}$			
$W_t = \frac{2 P_d T_p}{N_p} \quad m = \frac{25,4}{P_d} \quad P_d = \frac{N_p}{d_p}$			
$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} \quad S_{fb'} = 6235 + 174HB - 0,126HB^2$			
$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'} \quad S_{fc'} = 26000 + 327HB$			
$N_{bp} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad N_{bG} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad N_{cpiñon\_engrane} = \frac{S_{fc}}{\sigma_c}$			
VARIABLES DE ENTRADA			
SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	VARIABLE
m	2,25	mm	modulo
Np ; NG	23 ; 79	NA	Numero de dientes piñon
Jp ; JG	0,355 ; 0,413	NA	Factor geométrico superficial AGMA
Tp	239	Lb-in	Torque piñon
F	0,74803	in	Ancho de cara
Ka = Ca	1	NA	Factor de aplicación
Km = Cm	1,6	NA	Factor de distribución de la carga
Kv = Cv	0,9455	NA	Factor dinámico
Ks = Cs	1	NA	Factor de tamaño
Kbp ; KbG	1,449 ; 1,449	NA	Factor de flexión del aro
KI	1	NA	Factor del engrane loco
KL	0,9345	NA	Factor de vida
KT = CT	1	NA	Factor de temperatura
KR = CR	1	NA	Factor de confiabilidad
HB	600	NA	Dureza brinell
Cf	1	NA	Factor de acabado superficial
CL	0,8958	NA	Factor de vida superficial
Cp	2291	NA	Coefficiente elástico
CH	1	NA	Factor de razón de dureza
I	0,1352	NA	Factor geométrico superficial AGMA
VARIABLES DE SALIDA			
Nbp	2,494	NA	Factor de seguridad por flexion del piñon
NbG	2,901	NA	Factor de seguridad por flexion del engranaje
NcpG	2,186	NA	Factor de seguridad por contacto

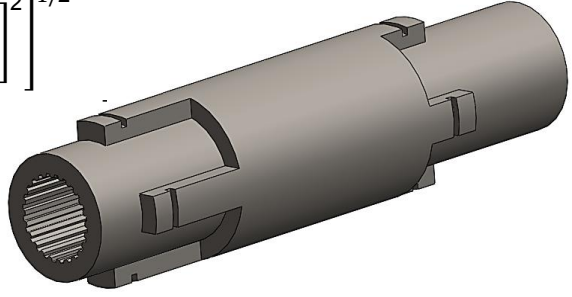
**Tabla 12.** Calculo de factores de seguridad E-F para la relación 5:1.

ENGRANES E-F RELACION 5:1			
$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{F J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad \sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_p} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f}$			
$W_t = \frac{2P_d T_p}{N_p} \quad m = \frac{25,4}{P_d} \quad P_d = \frac{N_p}{d_p}$			
$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} \quad S_{fb'} = 6235 + 174HB - 0,126HB^2$			
$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'} \quad S_{fc'} = 26000 + 327HB$			
$N_{bp} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad N_{bG} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad N_{c_{\text{piñon engrane}}} = \frac{S_{fc}}{\sigma_c}$			
VARIABLES DE ENTRADA			
SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	VARIABLE
m	2,25	mm	modulo
Np ; NG	45 ; 70	NA	Numero de dientes piñon
Jp ; JG	0,4178 ; 0,43156	NA	Factor geométrico superficial AGMA
Tp	820,9	Lb-in	Torque piñon
F	0,74803	in	Ancho de cara
Ka = Ca	1	NA	Factor de aplicación
Km = Cm	1,6	NA	Factor de distribucion de la carga
Kv = Cv	0,9576	NA	Factor dinámico
Ks = Cs	1	NA	Factor de tamaño
Kbp ; KbG	1 ; 1	NA	Factor de flexión del aro
KI	1	NA	Factor del engrane loco
KL	0,9553	NA	Factor de vida
KT = CT	1	NA	Factor de temperatura
KR = CR	1	NA	Factor de confiabilidad
HB	600	NA	Dureza brinell
Cf	1	NA	Factor de acabado superficial
CL	0,9215	NA	Factor de vida superficial
Cp	2291	NA	Coefficiente elástico
CH	1	NA	Factor de razón de dureza
I	0,1503	NA	Factor geométrico superficial AGMA
VARIABLES DE SALIDA			
Nbp	2,508	NA	Factor de seguridad por flexion del piñon
NbG	2,59	NA	Factor de seguridad por flexion del engranaje
NcpG	2,52	NA	Factor de seguridad por contacto

**3.11.3. Análisis respecto de las tablas y los cálculos realizados en las tablas 9, 10, 11 y 12.** En estas se observan los cálculos realizados para encontrar los factores de seguridad versus fallas por flexión y el factor de seguridad contra la falla superficial a los juegos de engranes según el tipo de relación como son la 3,8:1 y la relación 5:1; observando así unos factores de seguridad superiores a los lineamientos que varían entre (1.00 y 1.50), según la teoría de diseño para engranajes recomendada.

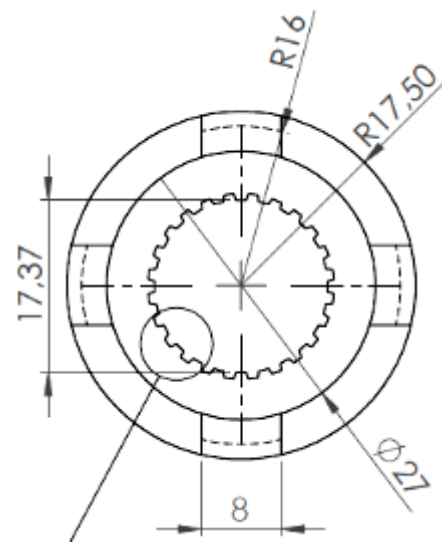
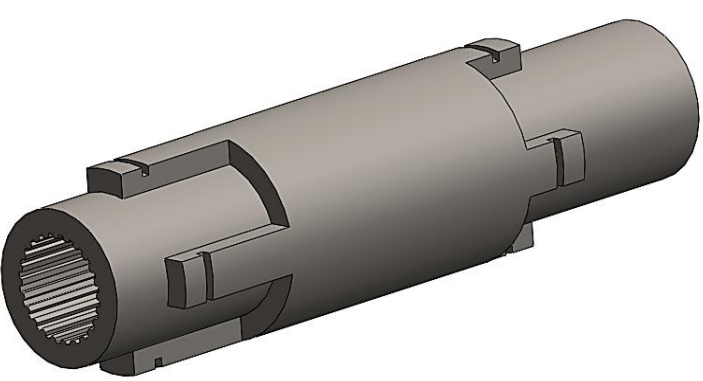
Los factores de seguridad hallados son superiores a las normativas antes mencionadas, lo cual nos garantiza la confiabilidad mayor en el diseño planteado en el presente proyecto.

**Tabla 13.** Calculo del eje conductor

EJE CONDUCTOR			
$D2 = \left[ 32 \cdot (N/\pi) \cdot \left[ \left[ K_f \frac{M_{alt}}{S_{e'}} \right]^2 + (3/4) \cdot \left[ \frac{T_m}{S_y} \right]^2 \right]^{1/2}$			
$S_{e'} = K_l \cdot K_d \cdot K_s \cdot K_{tem} \cdot K_m \cdot K_c \cdot S_e'$			
$K_f = 1 + q(K_t - 1)$			
$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$			
VARIABLES DE ENTRADA			
SIMBOL O	VALOR	UNIDADES	VARIABLE
$K_l$	0.55	NA	Factor de carga
$K_d$	0.75	NA	Factor de tamaño
$K_s$	0.85	NA	Factor de acabado
$K_{tem}$	1	NA	Factor de temperatura
$K_m$	2.55	NA	Factor de carburación
$K_c$	0.814	NA	Factor de confiabilidad (81.4 %)
$S_{ut}$	600	Mpa	Resistencia ultima de acero 4140
$S_{e'}$	$0,5 \cdot S_{ut}$	Mpa	Límite de endurancia
$S_e$	$K_l \cdot K_d \cdot K_s \cdot K_{tem} \cdot K_m \cdot K_c \cdot S_{e'}$	Mpa	Límite resistencia a la fatiga
$q$	0.89	NA	Factor de entalla
$K_t$	1.76	NA	Factor de flexión
$K_f$	$1 + q(K_t - 1)$	NA	Concentración de esfuerzo de flexión
$K_{ts}$	1.46	NA	Factor de torsión
$K_{fs}$	$1 + q(K_{ts} - 1)$	NA	Concentración de esfuerzo de torsión
$S_y$	390	Mpa	Resistencia a fluencia de acero 4140
$N$	3.35	NA	Factor de seguridad
$T_m$	$(65 \times 2) / 4.8$	Nm	Torque medio
$M_{alt}$	101.7	Nm	Momento alterno
VARIABLES DE SALIDA			
<p><math>D2 = 27 \text{ mm}</math> ; este fue el valor obtenido de los cálculos establecidos en la presente tabla de cálculos y no necesita ser estandarizado, ya que este eje conductor no estará apoyado en rodamientos; pero será la unión principal entre los ejes de los motores que serán utilizados por medio de los interiores estriados que se observan en la figura (Ver anexos para mas detalle de los planos)</p>			

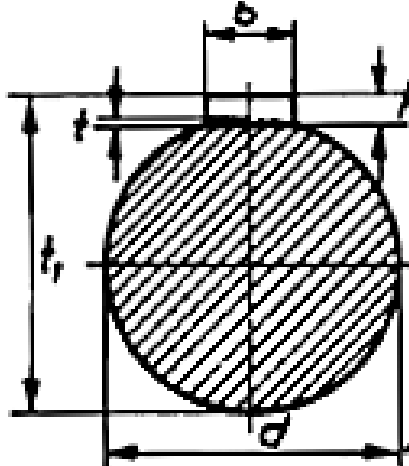
**Tabla 14.** Calculo de chaveta

**CHAVETA SOLIDA Y MULTIPLE**

Imeganes tomadas de los planos realizados (Ver Anexo C)

**SELECCIÓN DE LA CHAVETA**




Diámetro del eje	Ancho	Alto	Altura del rebaje	Profundidad de la ranura del cubo
d	b	h	t	t <sub>r</sub>
mm.			mm	
22- 30	8	4	1	d + 3

Fuente. A.L. CASILLAS. MAQUINAS Y CALCULOS DE TALLER.(Pág. 504)

- Selección de las medidas estandarizadas según el diámetro del eje y las dimensiones mínimas para una chaveta.

Las medidas fueron aplicadas a cada una de las cuatro chavetas de la pieza diseñada y analizadas en modelos de simulación CAE-CAD, según la carga sobre este eje.

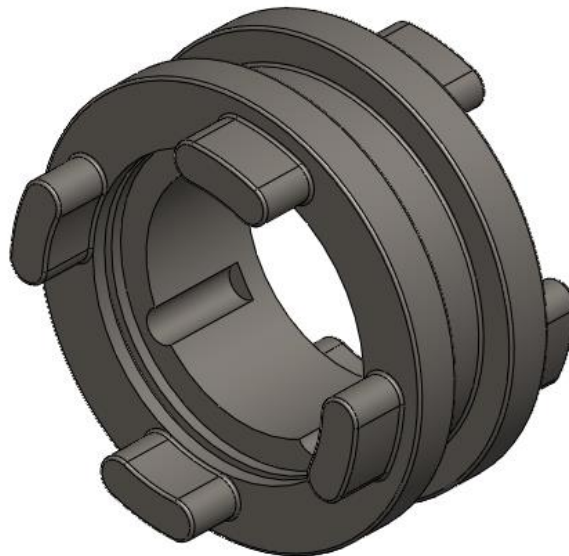
**Tabla 15.** Calculo del eje conducido

EJE CONDUCIDO			
$D2 = \left[ 32 * (N/\pi) * \left[ \left[ K_f \frac{M_{alt}}{S_{e'}} \right]^2 + (3/4) * \left[ \frac{T_m}{S_y} \right]^2 \right]^{1/2}$ $S_{e'} = K_l * K_d * K_s * K_{tem} * K_m * K_c * S_e'$ $K_f = 1 + q(K_t - 1)$ $K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$			
VARIABLES DE ENTRADA			
SIMBOL O	VALOR	UNIDADES	VARIABLE
$K_l$	0.55	NA	Factor de carga
$K_d$	0.75	NA	Factor de tamaño
$K_s$	0.85	NA	Factor de acabado
$K_{tem}$	1	NA	Factor de temperatura
$K_m$	2.55	NA	Factor de carburación
$K_c$	0.814	NA	Factor de confiabilidad (81.4 %)
$S_{ut}$	600	Mpa	Resistencia ultima de acero 4140
$S_{e'}$	$0,5 * S_{ut}$	Mpa	Límite de endurancia
$S_e$	$K_l * K_d * K_s * K_{tem} * K_m * K_c * S_{e'}$	Mpa	Límite resistencia a la fatiga
$q$	0.83	NA	Factor de entalla
$K_t$	1.76	NA	Factor de flexión
$K_f$	$1 + q(K_t - 1)$	NA	Concentración de esfuerzo de flexión
$K_{ts}$	1.46	NA	Factor de torsión
$K_{fs}$	$1 + q(K_{ts} - 1)$	NA	Concentración de esfuerzo de torsión
$S_y$	390	Mpa	Resistencia a fluencia de acero 4140
$N$	3.21	NA	Factor de seguridad
$T_m$	$(101.7 * 0.157) / 2$	Nm	Torque medio
$M_{alt}$	101.7	Nm	Momento alterno
VARIABLES DE SALIDA			
<p><math>D2 = 32 \text{ mm}</math> ; este valor fue el obtenido de los cálculos realizados en la presente tabla de trabajo, el cual fue estandarizado según los rodamientos disponibles en el mercado, teniendo en cuenta el diámetro interno mas cercano a este valor, pero que se encontrara por encima del mismo y asegurar así el mínimo de cargas que debe soportar. Dicho valor estandarizado fue de 35 mm para el diámetro más pequeña del este conducido (Ver anexo C para mayor detalle de los planos del eje). La selección del rodamiento que cumpla se describe en la tabla 15.</p>			

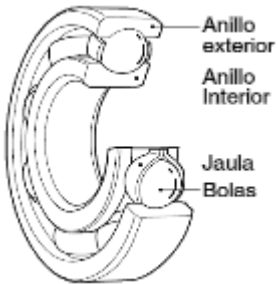
**Tabla 16.** Diseño de sincronizador

SINCRONIZADOR

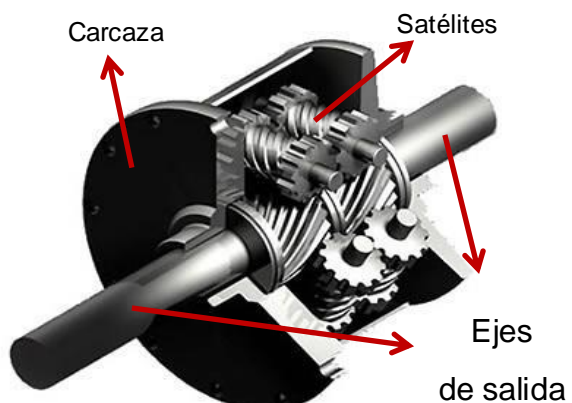
El presente modelo diseñado del sincronizador está basado en el concepto de ahorro espacio, dado que las ranuras opuestas en las cuales debe engranar cada diente están presentes en cada piñón y su diseño fue analizado y optimizado con la ayuda de análisis simulado como se verá en el capítulo 4, haciendo más suave la sincronizada de los cambios y rápida igualmente.



**Tabla 17. Cálculo de rodamientos**

RODAMIENTOS			
$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad ; \quad f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3} \quad ; \quad f_h = f_n * \left(\frac{C}{P}\right)$			
$S_o = \left(\frac{C_o}{P_o}\right) \quad ; \quad K = f_w * K_c \quad ; \quad K_t = \frac{19.1 * H * 10^6}{D_p * n}$			
$P_r = YF_a * XF_r$			
Fuente. Catalogo NTN Corporation			
VARIABLES DE ENTRADA			
SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	VARIABLE
C	428	(Kgf)	Capacidad de carga dinámica
P	214	(Kgf)	Carga equivalente
n	5000/3.8	rpm	Velocidad de rotación
C <sub>o</sub>	16	(Kgf)	Capacidad de carga estática
P <sub>o</sub>	8	(Kgf)	Carga estática equivalente
f <sub>w</sub>	1.4	(Kgf)	Factor de carga
K <sub>c</sub>	(65/3.8)*9.81	(Kgf)	Carga teórica
H	21/3.8	Kw	Potencia transmitida
D <sub>p</sub>	157.5	mm	Diámetro de paso
Y	1.31	NA	Factor de carga axial
F <sub>a</sub>	0	(Kgf)	Carga axial aplicada
X	0.56	NA	Factor de carga radial
F <sub>r</sub>	(65/3.8)/9.81	(Kgf)	Carga radial del engrane
VARIABLES DE SALIDA			
f <sub>n</sub>	0.31	NA	Factor de velocidad
f <sub>h</sub>	2.1	NA	Factor de vida
S <sub>o</sub>	3	NA	Factor de seguridad
K	234.92	(Kgf)	Carga real en el eje
L <sub>10</sub>	1 X 10 <sup>6</sup>	NA	Vida nominal básica
K <sub>t</sub>	509.33	(Kgf)	Carga tangencial en engranaje
P <sub>r</sub>	0.98	(Kgf)	Capacidad de carga dinámica radial
Según los datos calculados y atendiendo a la recomendaciones que realiza el fabricante de Rodamientos "NTN corporation", se opta por recomendar para su instalación en el eje conducido un rodamiento de bolas rígido cuya referencia es 6007-ZZ, el cual cumple a cabalidad con los requerimientos de diseño y medidas que van de la mano con la estandarización efectuada en el diseño del eje conducido y de igual manera se recomienda el rodamiento Ref.6208-ZZ para el eje de "salida + diferencial".			

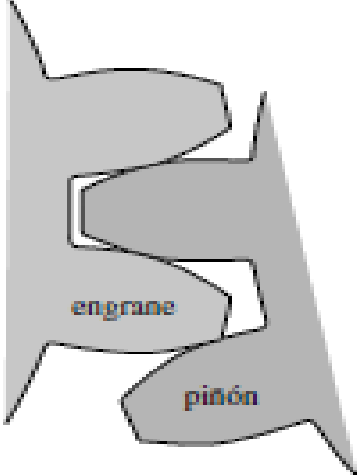
**Tabla 18.** Selección de Diferencial – Especificaciones Técnicas

DIFERENCIAL	
<p><b>Diferencial tipo Torsen.</b></p> <p>Su nombre procede de las palabras inglesas <b>Torque Sensitive</b>, que en español quieren decir sensible al par, fue inventado por Vernon Gleasman y fabricado por el Gleason Corporation. Es un tipo de diferencial cuya peculiaridad radica en que reparte la fuerza que procede del motor a las ruedas de forma independiente a la velocidad rotatoria de cada uno de los dos árboles o semiejes de transmisión que parten de él. Su gran virtud es que puede transmitir, en una curva, más par a la rueda que menos gira, en contraposición al resto de diferenciales.</p>	 <p>Fuente. Dany meganeboy. Aficionados a la mecánica Diferencial. [Consultado 20/7/2014]. Disponible en: <a href="http://www.aficionadosalamecanica.net/diferencial-autoblocante.htm">http://www.aficionadosalamecanica.net/diferencial-autoblocante.htm</a>.</p>
CARACTERISTICAS TECNICAS DEL DIFERENCIAL TIPO TORSEN	
<ul style="list-style-type: none"><li>➤ Es un diferencial de torsión con un par igual para cada lado del mecanismo y su relación es 1:1.</li><li>➤ El neumático con menos tracción pueda asimilar el par enviado hasta el diferencial y no habrá deslizamiento relativo entre neumáticos.</li></ul>	

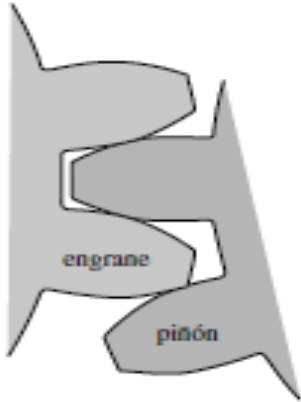
**Tabla 19.** Selección de Diferencial – Ventajas

DIFERENCIAL
 <p data-bbox="354 919 1458 997">Fuente. Dany meganeboy. Aficionados a la mecánica Diferencial. [Consultado 20/7/2014]. Disponibile en: <a href="http://www.aficionadosalamecanica.net/diferencial-autoblocante.htm">http://www.aficionadosalamecanica.net/diferencial-autoblocante.htm</a>.</p>
VENTAJAS DEL DIFERENCIAL TIPO TORSEN
<ul style="list-style-type: none"><li>✓ Puede repartir la fuerza del motor a cada semieje en función de la resistencia que oponga cada rueda al giro, pero al mismo tiempo permite que la rueda interior en una curva gire menos que la exterior.</li><li>✓ Altos niveles de confort, porque el efecto bloqueante del diferencial Torsen se genera de forma netamente mecánica, hallándose continuamente en ataque y reaccionando sin escalonamientos.</li><li>✓ Se mantiene siempre la direccionalidad del vehículo.</li><li>✓ Siempre que los pares de fricción de las ruedas sean suficientes, el diferencial Torsen trabaja de modo completamente imperceptible.</li><li>✓ No puede haber manejos equivocados, porque el diferencial Torsen trabaja de forma automática.</li><li>✓ El diferencial Torsen funciona ampliamente exento de desgaste.</li><li>✓ Permitir una reparto preciso y exacto del par motor a las ruedas.</li></ul>

**Tabla 20.** Tipo y selección de la lubricación interna de la caja de cambios

LUBRICACION TIPO LIMITE			
<p><b>Ventajas del Aceite seleccionado</b></p> <p>Aceite multigrado de motor SAE 20W50 <b>API SJ/CF.</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Es un aceite de alta viscosidad que proporciona una amortiguación y protege contra el contacto de metal a metal.</li> <li>✓ También es un sellador más eficaz que los aceites más delgados.</li> </ul> <p>Ambos beneficios extienden la vida del motor.</p>		 <p>Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011.</p>	
CARACTERISTICAS TECNICAS DEL ACEITE SAE 20W50			
PRUEBA	MÉTODO ASTM	RESULTADO	UNIDAD
		GRADO SAE 20W50	
Grav. Especifica 15.6/15.6°C	D 1298	0.8770	
Visc. Cinemática a 40 °C	D 7042	134.07	cSt
Visc. Cinemática a 100 °C	D 7042	16.3 ≤ X < 21.9	cSt
Índice de Viscosidad	D 2270	144	
Color ASTM	D 1500	L 5.0	
Punto de escurrimiento	D 97	- 21	° C
Punto de inflamación	D 92	245	° C
Prueba de espuma, secuencia 1 (Tendencia/Estabilidad)	D 892	0/0	ml
Análisis elemento Ca	D 4628	0.176	% peso
Análisis elemento Zn	D 4628	0.108	% peso
Agua Cualitativo	Visual	Negativo	
Apariencia	Visual	Claro-transparente	
Fuente. YPFB. Refinación. Consultado en: 1/1/2015. Disponible en: <a href="http://www.yfprefinacion.com.bo/">http://www.yfprefinacion.com.bo/</a>			

**Tabla 21.** Definición de la lubricación interna de la caja de cambios

LUBRICACION TIPO LIMITE	
 <p>Diagrama que muestra un engrane y un piñón en contacto. El engrane está etiquetado como 'engrane' y el piñón como 'piñón'.</p>	<p>Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2011.</p>
DEFINICION DE LA LUBRICACION TIPO LIMITE	
<p>La lubricación límite se refiere a situaciones donde una combinación de la geometría del punto de contacto, niveles altos de carga, baja velocidad o cantidad insuficiente de lubricante evitan el inicio de la condición hidrodinámica. En tal situación, las propiedades de las superficies en contacto y las propiedades del lubricante, más que la viscosidad de la masa, determinan la fricción y el desgaste.</p> <p>La lubricación límite implica que siempre existe un contacto metal-metal en el punto de contacto. Si la película lubricante no es lo suficientemente gruesa para “enterrar” las asperezas de las superficies, lo anterior resulta cierto. Las superficies ásperas generan esta situación. Si la velocidad relativa o el suministro de lubricante se reducen en el punto de contacto hidrodinámico, se volverá una situación de lubricación límite. Las superficies como los dientes de los engranes.<sup>38</sup></p>	

<sup>38</sup> Fuente. NORTON, Robert. Diseño de máquinas. 4 ed. México: Prentice Hall -Pearson, 2011. p.589

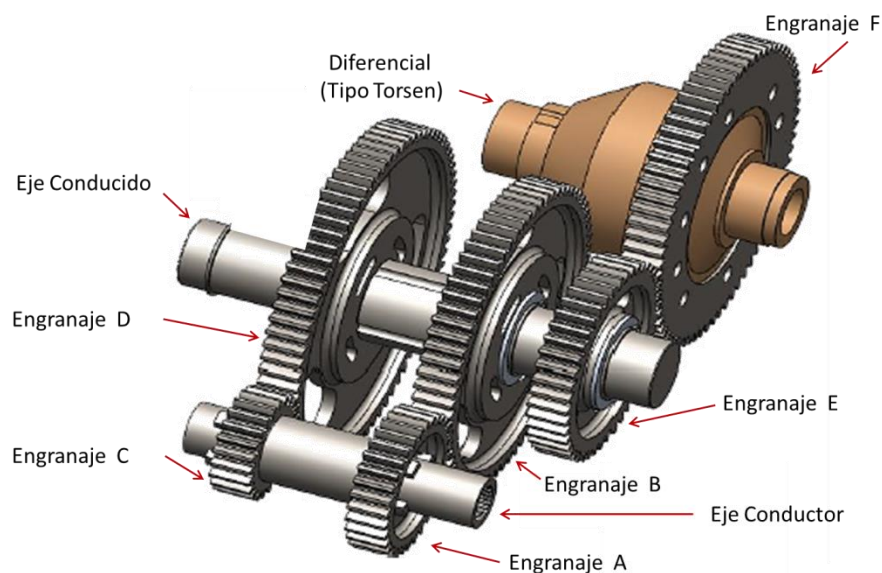
## 4. MODELADO, SIMULACION Y ANALISIS DE LAS PIEZAS DISEÑADAS PARA LA CAJA DE CAMBIOS DEL CARRO DE CARRERA TIPO MONOPLAZA DE LA FORMULA SENA\_ECO 2014.

### 4.1. ANALISIS ESTRUCTURAL

En este capítulo se presentan los análisis estructurales realizados a las diferentes piezas que componen la caja de cambios, partiendo de un diseño conceptual poder buscar la mejor eficiencia de transmisión de potencia para lograr la mejor relación esfuerzo / peso. Las cargas utilizadas están dadas por fuerzas previamente calculadas las cuales son mencionadas en el capítulo 3. Se analizaron según su funcionamiento.

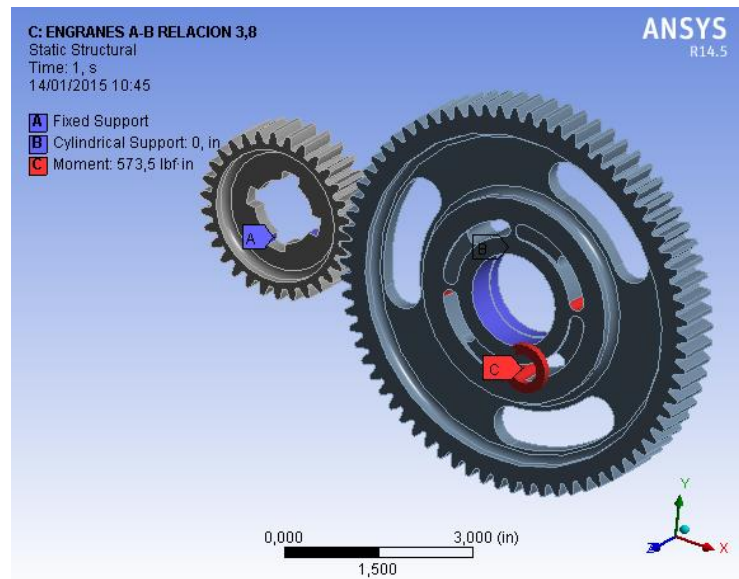
Para el desarrollo de este estudio se utilizó la herramienta “SolidWorks” a fin de modelar cada una de las piezas luego, para el análisis estructural se utilizó el paquete workbench del software “Ansys” el cual se basa en el método de elementos finitos.

**Figura 64.** Distribución engranajes

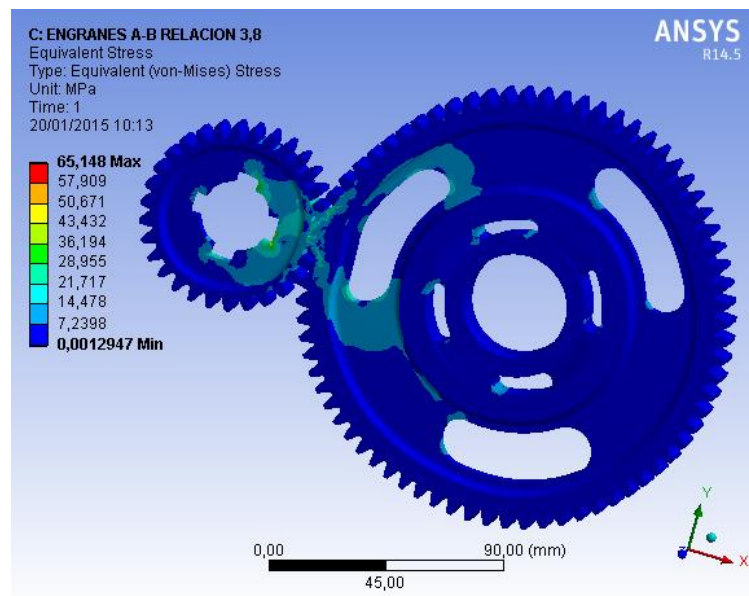


4.1.1. **Engranajes A-B con la relación 3,8:1.** El tren de engranajes A-B fue analizado respecto a la transmisión de torque del engranaje B al engranaje A de 573,5 lbf-in a 416,7 rpm, en la figura 65 se observar la mecánica estructural con sus respectivas fuerzas, y en la figura 66 a la 68 se muestran los resultados arrojados de dicho análisis.

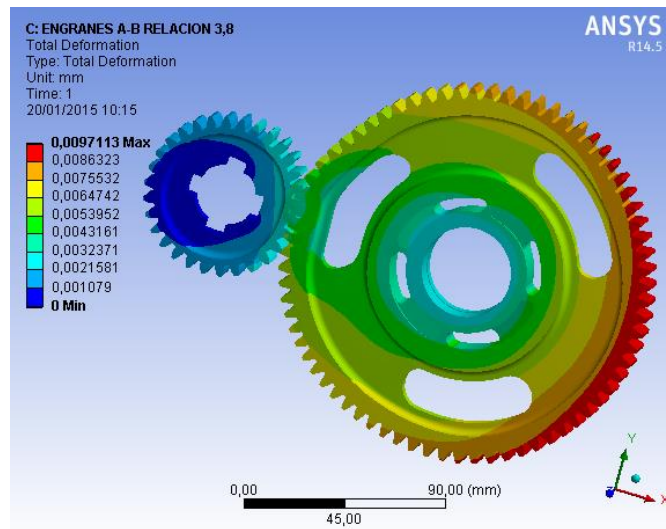
**Figura 65.** Estática estructural engranajes A-B relación 3,8



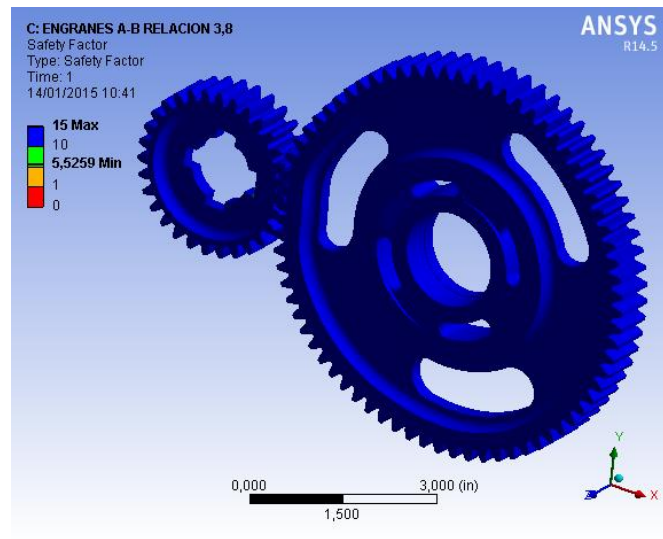
**Figura 66.** Tensión equivalente y deformación total engranajes A-B relación 3,8



**Figura 67.** Deformación total engranajes A-B relación 3,8



**Figura 68.** Factor de seguridad engranajes A-B relación 3,8



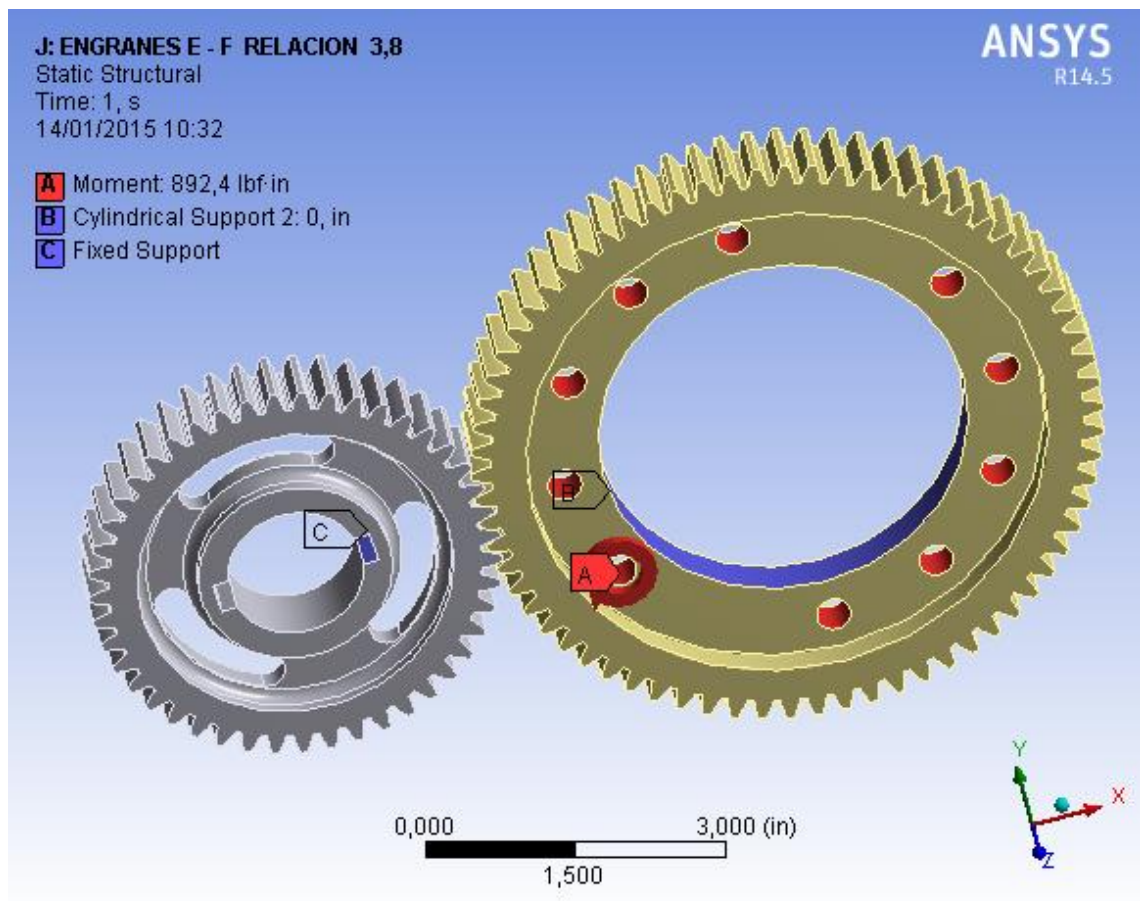
**Tabla 22.** Resultado análisis engranajes A-B relación 3,8

RESULTADOS		
VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Esfuerzo	65,148	Mpa
Deformacion	0,010	mm
% Error	2,972	N.A
Factor de seguridad	5,526	N.A

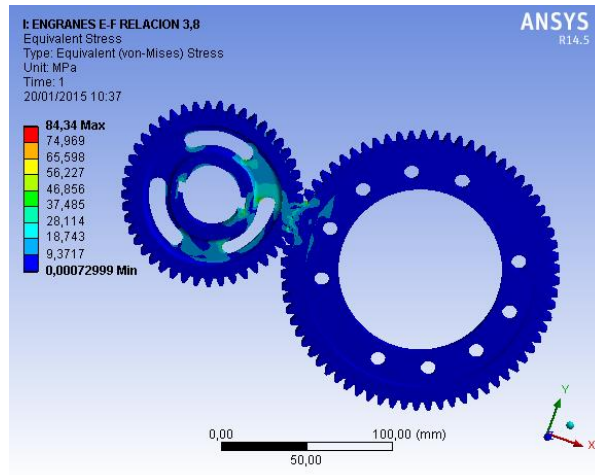
Los resultados obtenidos a partir de la simulación muestran tanto en la parte de esfuerzo como en la deformación total valores admisibles con un factor de seguridad de 5,52 que está por encima de lo recomendado con un porcentaje de error del 2,972% que nos garantiza la calidad del análisis para el uso de los engranajes A-B en la aplicación propuesta.

**4.1.2. Engranajes E-F con la relación 3,8:1.** El tren de engranajes E-F fue analizado respecto a la transmisión de torque del engranaje F al engranaje E de 892,4 lbf-in a 267,9 rpm, en la figura 69 se observar la mecánica estructural con sus respectivas fuerzas, y de la figura 70 a la 72 se muestran los resultados arrojados de dicho análisis.

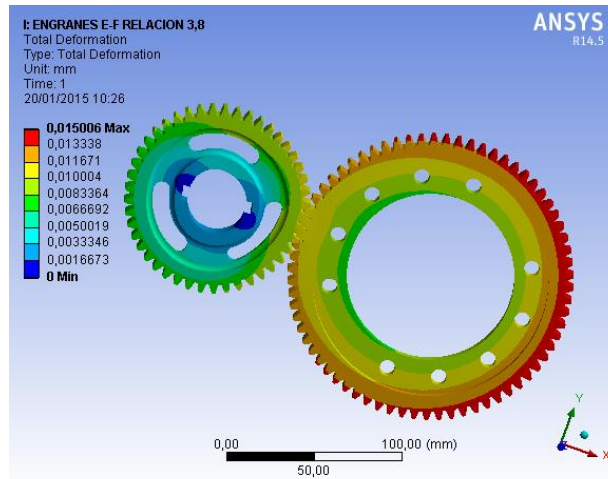
**Figura 69.** Estática estructural engranajes E-F relación 3,8



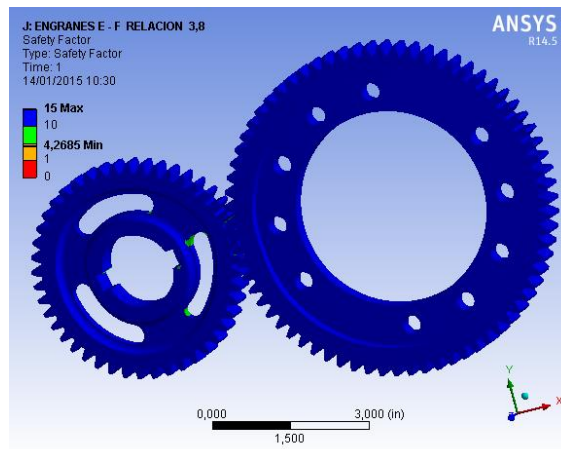
**Figura 70.** Tensión equivalente y deformación total engranajes E-F relación 3,8



**Figura 71.** Deformación total engranajes E-F relación 3,8



**Figura 72.** Factor de seguridad engranajes A-B relación 3,8



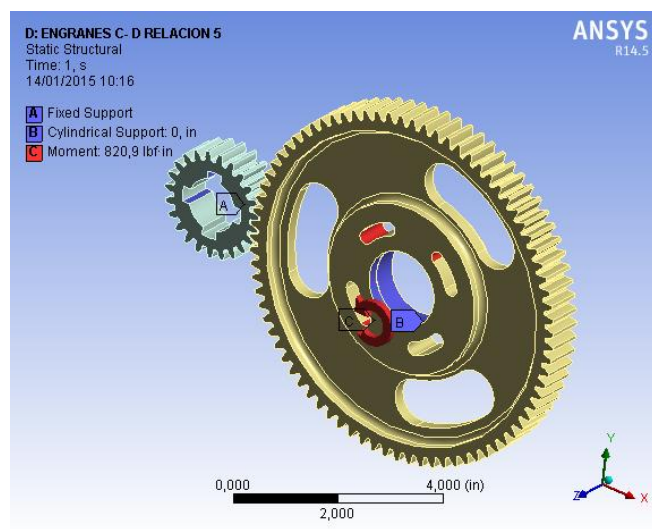
**Tabla 23.** Resultado análisis engranajes E-F relación 3,8

RESULTADOS		
VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Esfuerzo	84,34	Mpa
Deformacion	0,015	mm
% Error	1,242	N.A
Factor de seguridad	4,269	N.A

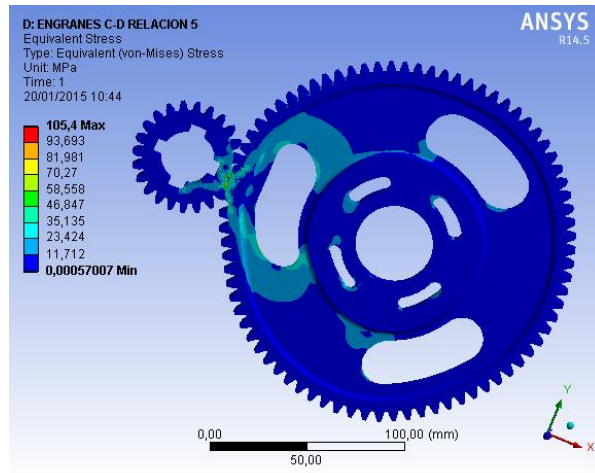
Los resultados obtenidos a partir de la simulación muestran tanto en la parte de esfuerzo como en la deformación total valores admisibles con un factor de seguridad de 4,269 que está por encima de lo recomendado con un porcentaje de error del 1,242% que nos garantiza la calidad del análisis para el uso de los engranajes E-F en la aplicación propuesta.

**4.1.3. Engranajes C-D con la relación 5:1.** El tren de engranajes C-D fue analizado respecto a la transmisión de torque del engranaje D al engranaje C de 820,9 lbf-in a 291,1 rpm, en la figura 73 se observar la mecánica estructural con sus respectivas fuerzas, y en la figura 74 a la 76 se muestran los resultados arrojados de dicho análisis.

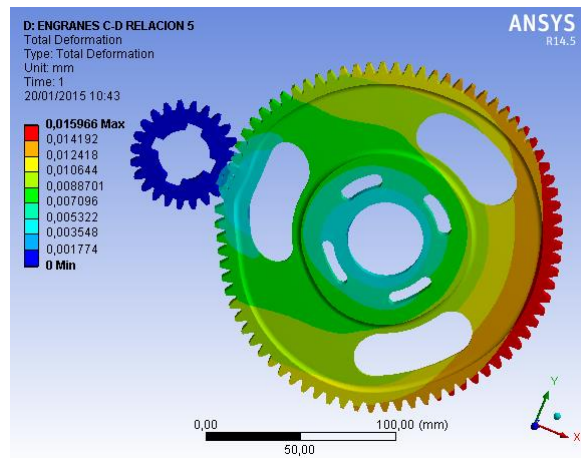
**Figura 73.** Estática estructural engranajes C-D relación 5



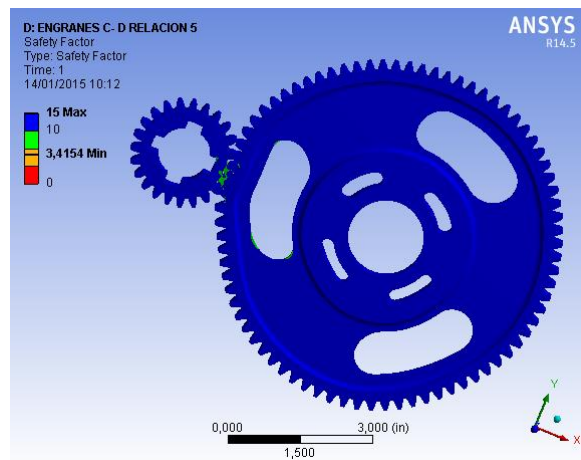
**Figura 74.** Tensión equivalente engranajes C-D relación 5



**Figura 75.** Deformación total engranajes C-D relación 5



**Figura 76.** Factor de seguridad engranajes C-D relación 5



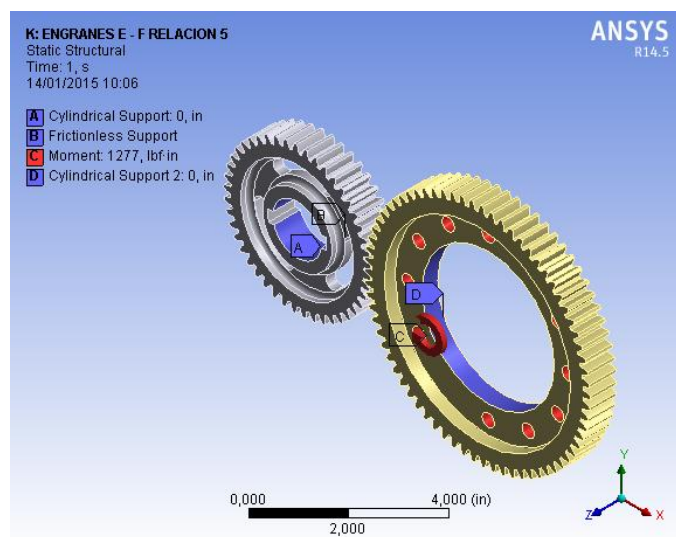
**Tabla 24.** Resultado análisis engranajes C-D relación 5

RESULTADOS		
VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Esfuerzo	105,4	Mpa
Deformacion	0,016	mm
% Error	1,06	N.A
Factor de seguridad	3,415	N.A

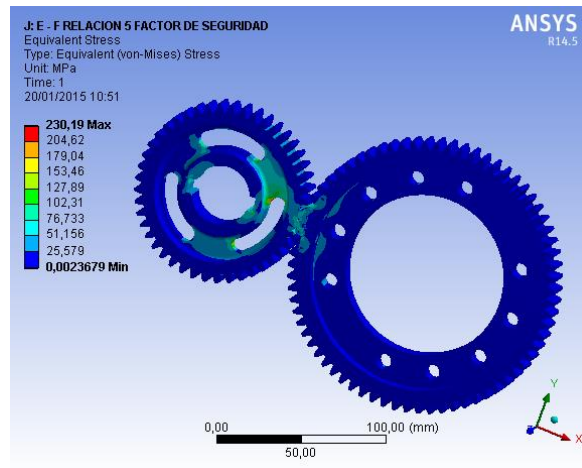
Los resultados obtenidos a partir de la simulación muestran tanto en la parte de esfuerzo como en la deformación total valores admisibles con un factor de seguridad de 3,415 que está por encima de lo recomendado con un porcentaje de error del 1,06% que nos garantiza la calidad del análisis para el uso de los engranajes C-D en la aplicación propuesta.

**4.1.4. Engranajes E-F con la relación 5:1.** El tren de engranajes E-F fue analizado respecto a la transmisión de torque del engranaje F al engranaje E de 1277 lbf-in a 187,2 rpm, en la figura 77 se observar la mecánica estructural con sus respectivas fuerzas, y en la figura 78 a la 80 se muestran los resultados arrojados de dicho análisis.

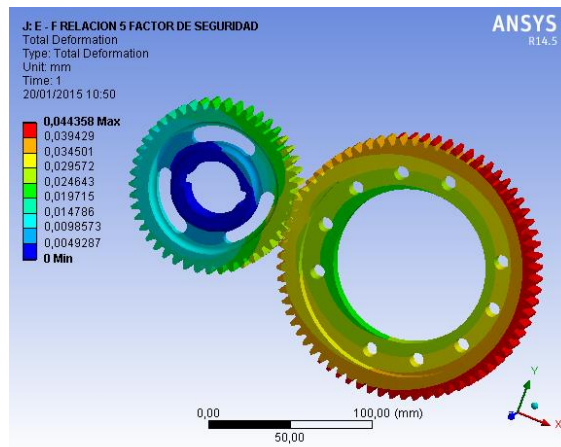
**Figura 77.** Estática estructural engranajes E-F relación 5



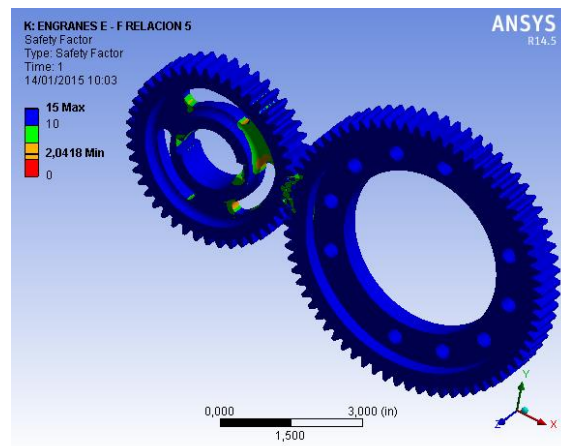
**Figura 78.** Tensión equivalente engranajes E-F relación 5



**Figura 79.** Deformación total y factor de seguridad engranajes E-F relación 5



**Figura 80.** Deformación total y factor de seguridad engranajes E-F relación 5



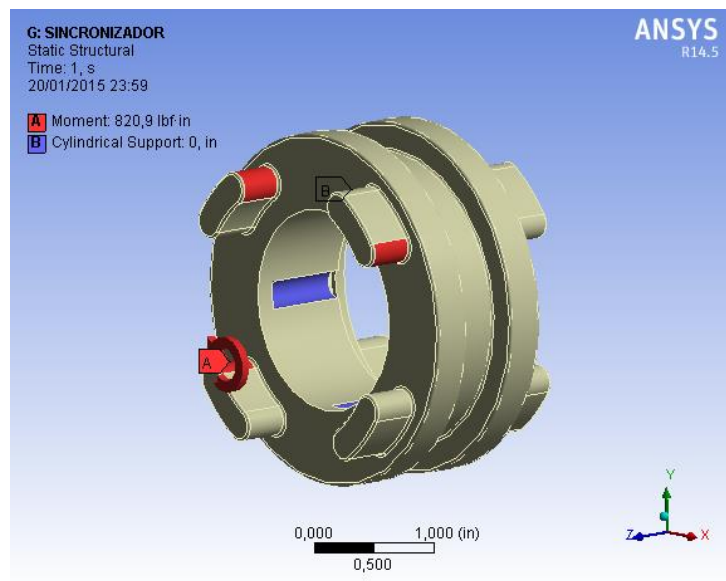
**Tabla 25.** Resultado análisis engranajes E-F relación 5

RESULTADOS		
VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Esfuerzo	230,19	Mpa
Deformacion	0,044	mm
% Error	9,106	N.A
Factor de seguridad	2,042	N.A

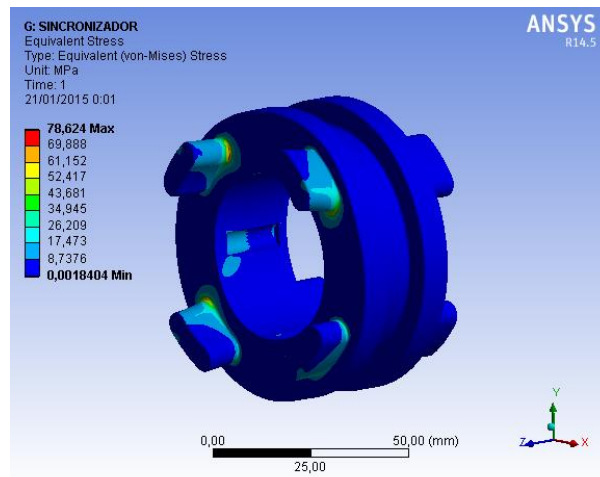
Los resultados obtenidos a partir de la simulación muestran tanto en la parte de esfuerzo como en la deformación total valores admisibles con un factor de seguridad de 2,042 que está por encima de lo recomendado, siendo esta relación la más crítica con un porcentaje de error del 9,106% que nos garantiza la calidad del análisis para el uso de los engranajes E-F en la aplicación propuesta.

**4.1.5. Sincronizador.** (Ver figura 51 y 52 para la ubicación del sincronizador) Para el análisis del sincronizador se asumió que el engranaje D aplicara su máximo torque en los dientes del sincronizador con la relación 5:1 con el fin de predecir su reacción y funcionamiento bajo carga crítica.

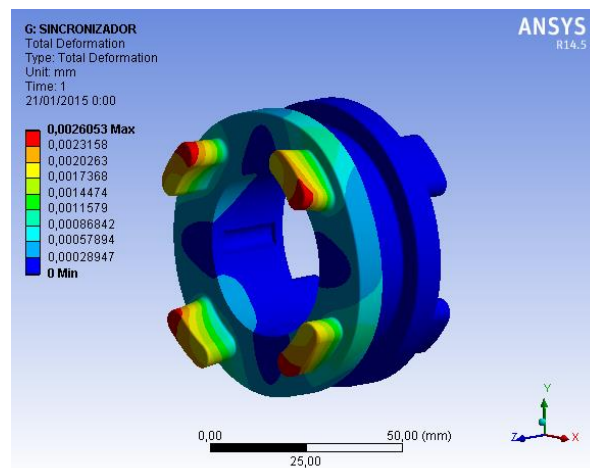
**Figura 81.** Estática estructural y tensión equivalente del sincronizador



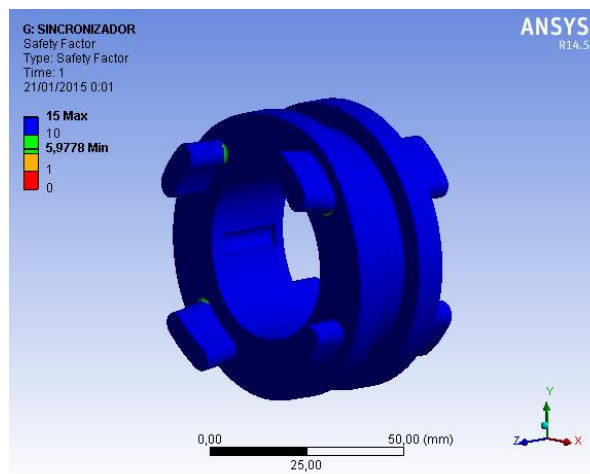
**Figura 82.** Estática estructural y tensión equivalente del sincronizador



**Figura 83.** Deformación total y factor de seguridad sincronizador



**Figura 84.** Deformación total y factor de seguridad sincronizador



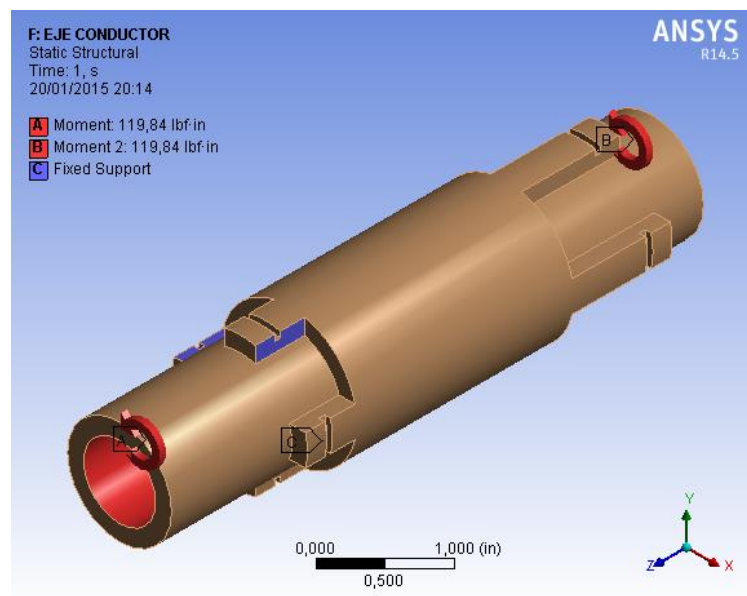
**Tabla 26.** Resultado análisis sincronizador

RESULTADOS		
VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Esfuerzo	78,62	Mpa
Deformacion	0,003	mm
% Error	0,015	N.A
Factor de seguridad	5,978	N.A

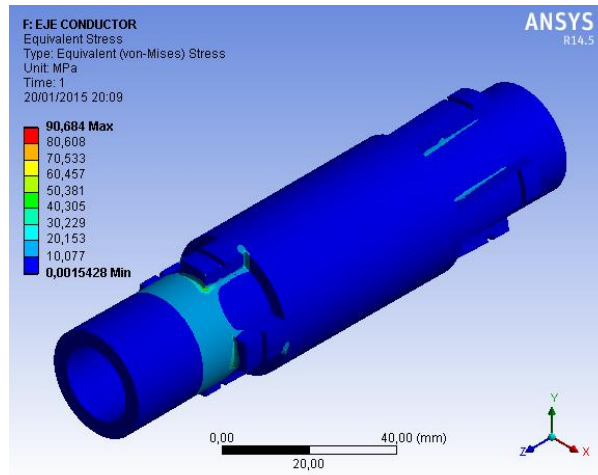
Los resultados obtenidos a partir de la simulación muestran tanto en la parte de esfuerzo como en la deformación total valores admisibles con un factor de seguridad de 5,978 muy por encima de del rango para que esta pieza no falle bajo ninguna situación, con un porcentaje de error del 0,015% que nos garantiza la calidad del análisis para el uso del sincronizador en la aplicación propuesta.

**4.1.6. Eje conductor.** Para el análisis estructural los 2 motores trabajan en paralelo entregando su máximo torque al eje conductor, y este a su vez entrega el torque al engranaje C, se considera un bloqueo absoluto del tren de engranajes con el fin de predecir su reacción y funcionamiento bajo carga critica.

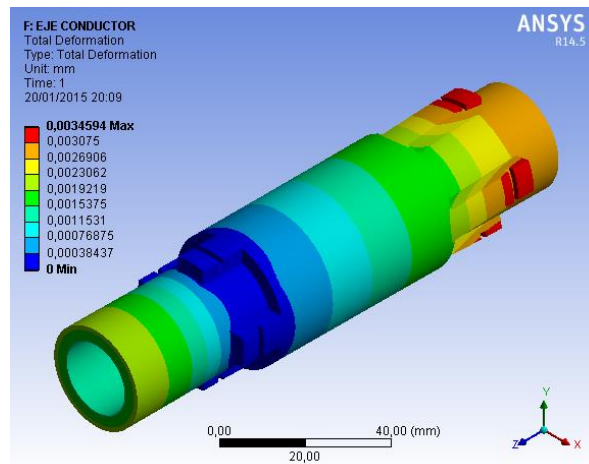
**Figura 85.** Estática estructural eje conductor



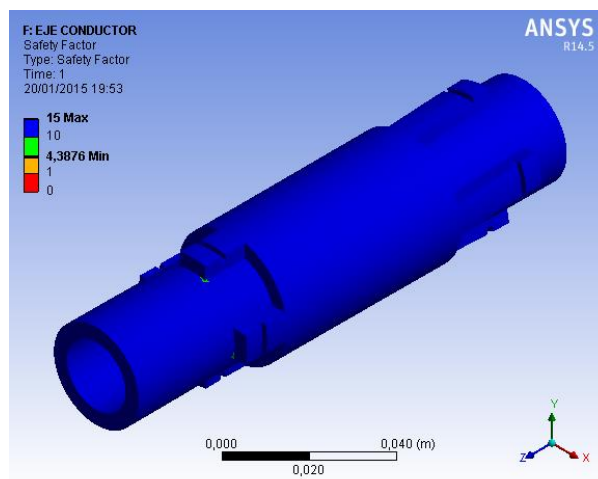
**Figura 86.** Tensión equivalente eje conductor



**Figura 87.** Deformación total eje conductor



**Figura 88.** Factor de seguridad eje conductor



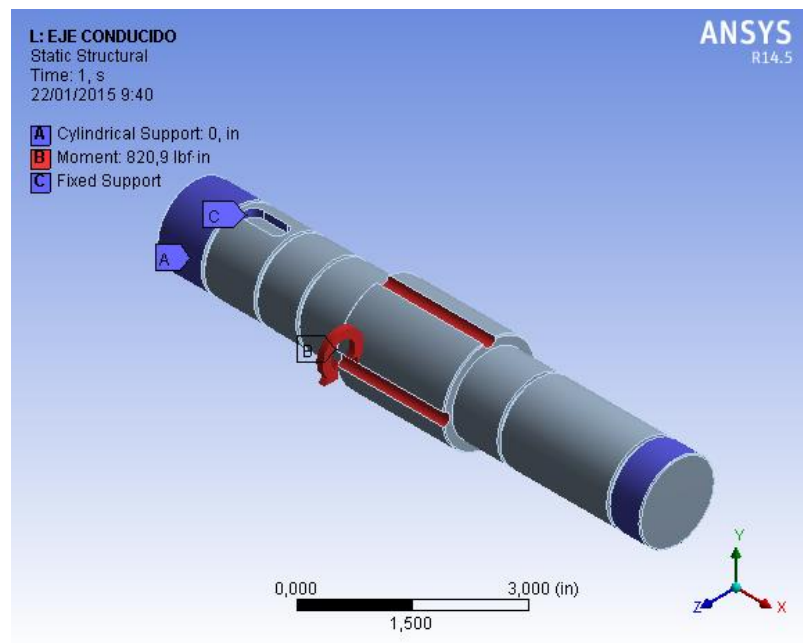
**Tabla 27.** Resultado análisis eje conductor

RESULTADOS		
VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Esfuerzo	90,68	Mpa
Deformacion	0,003	mm
% Error	0,202	N.A
Factor de seguridad	4,388	N.A

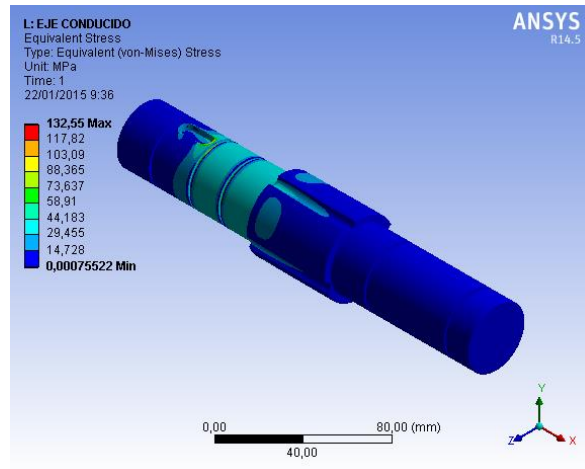
Los resultados obtenidos a partir de la simulación muestran tanto en la parte de esfuerzo como en la deformación total valores admisibles con un factor de seguridad de 4,388 con un porcentaje de error del 0,202% que nos garantiza la calidad del análisis para el uso del eje conductor en la aplicación propuesta.

**4.1.7. Eje conducido.** Para el análisis estructural el sincronizador transmite su máximo torque con una relación 5:1 al eje conducido este a su vez transmite el torque al engranaje E, se considera un bloqueo absoluto del tren de engranajes con el fin de predecir su reacción y funcionamiento bajo carga crítica.

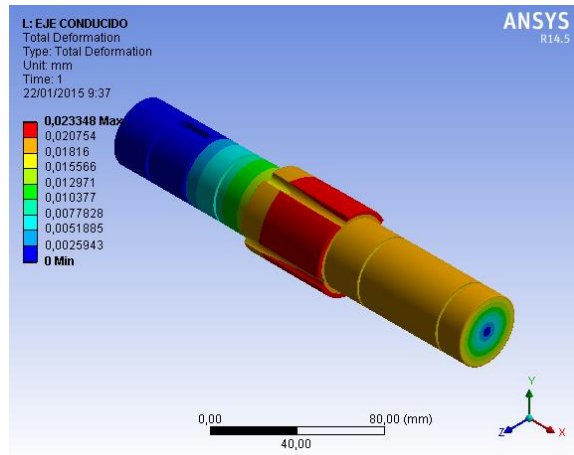
**Figura 89.** Estática estructural eje conducido



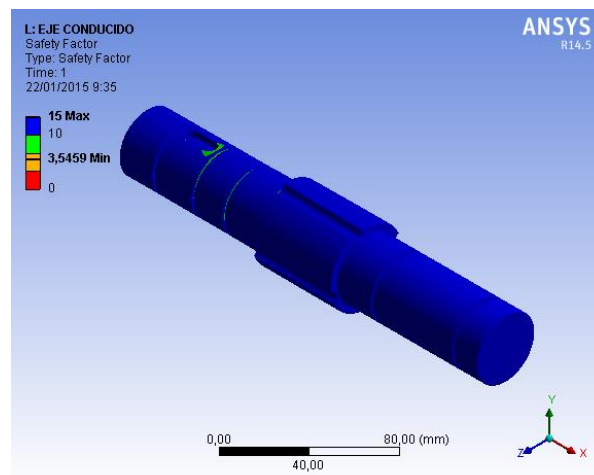
**Figura 90.** Tensión equivalente eje conducido



**Figura 91.** Deformación total eje conducido



**Figura 92.** Factor de seguridad eje conducido



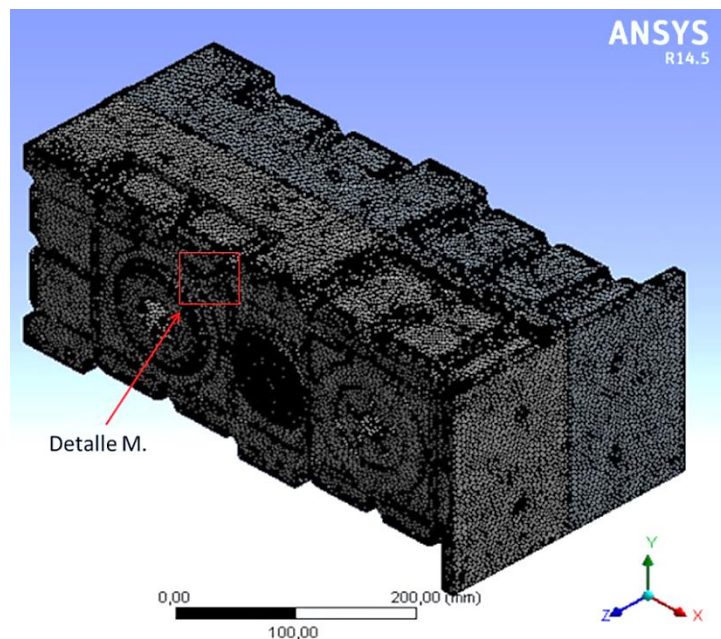
**Tabla 28.** Resultado análisis eje conducido

RESULTADOS		
VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Esfuerzo	132,55	Mpa
Deformacion	0,023	mm
% Error	1,458	N.A
Factor de seguridad	3,546	N.A

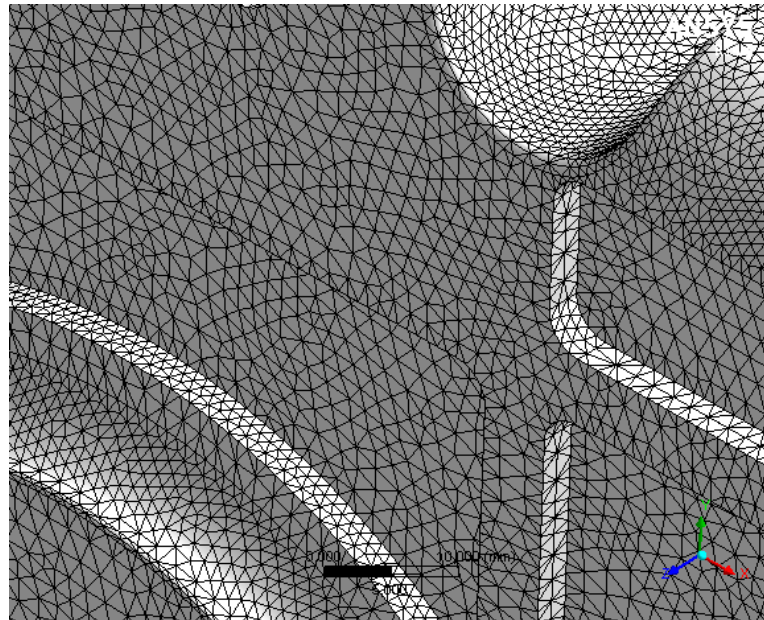
Los resultados obtenidos a partir de la simulación muestran tanto en la parte de esfuerzo como en la deformación total valores admisibles con un factor de seguridad de 3,546 con un porcentaje de error del 1,458% que nos garantiza la calidad del análisis para el uso del eje conducido en la aplicación propuesta.

**4.1.8. Carcasas de la caja de cambios.** Para el análisis de la carcasa se consideraron las cargas aplicadas por los engranajes a los cojinetes debidas a condiciones de trabajo crítico previamente calculadas y las fuerzas entregadas por el equipo de suspensión y anclajes de la caja de cambios al chasis. Todas estas cargas fueron consideradas como distribuidas y aplicadas sobre sus respectivas superficies de contacto.

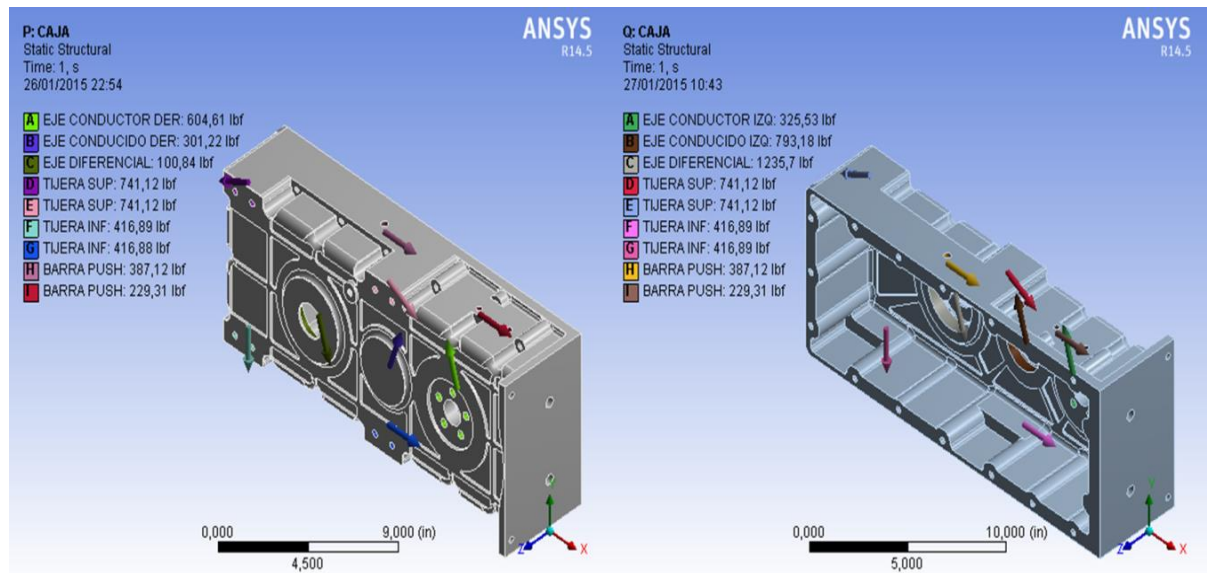
**Figura 93.** Mallado de la carcasis de la caja de cambios



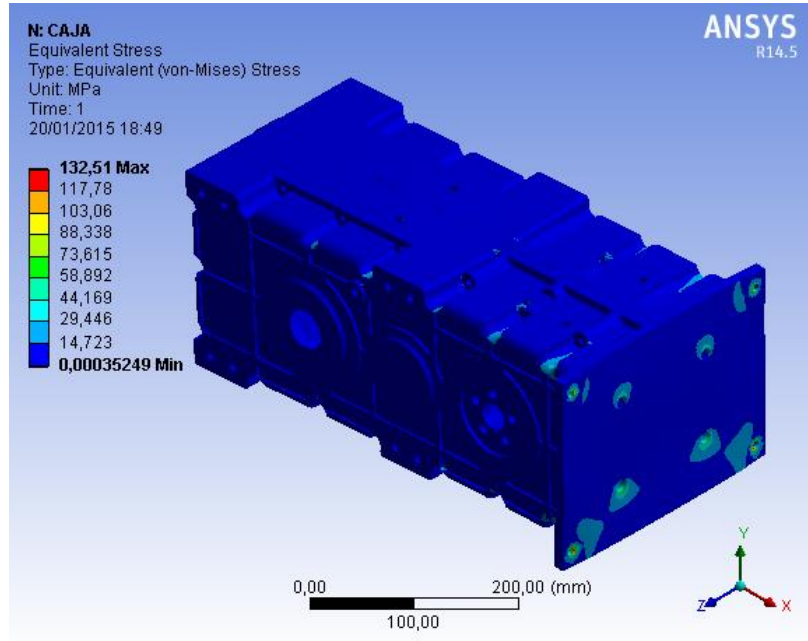
**Figura 94.** Detalle M. (mallado en la figura 84)



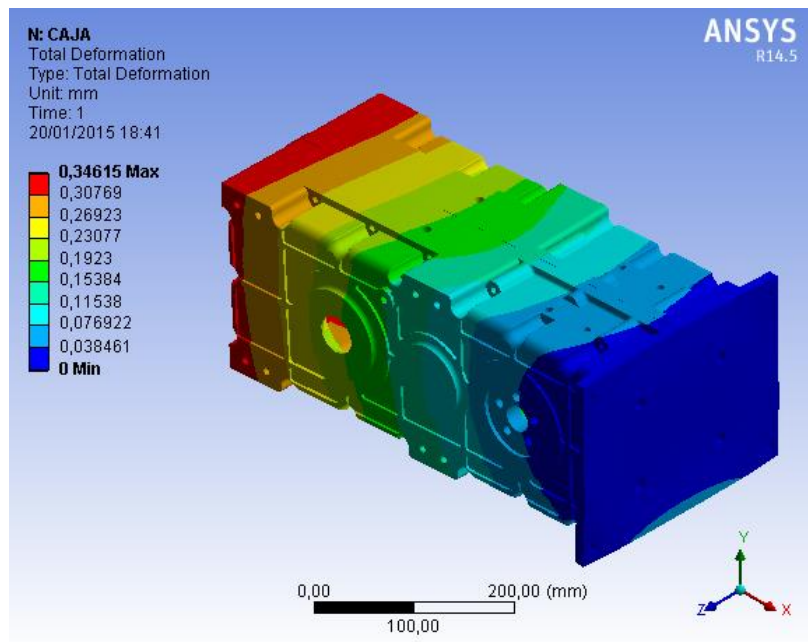
**Figura 95.** Estática estructural de la carcasa de la caja de cambios



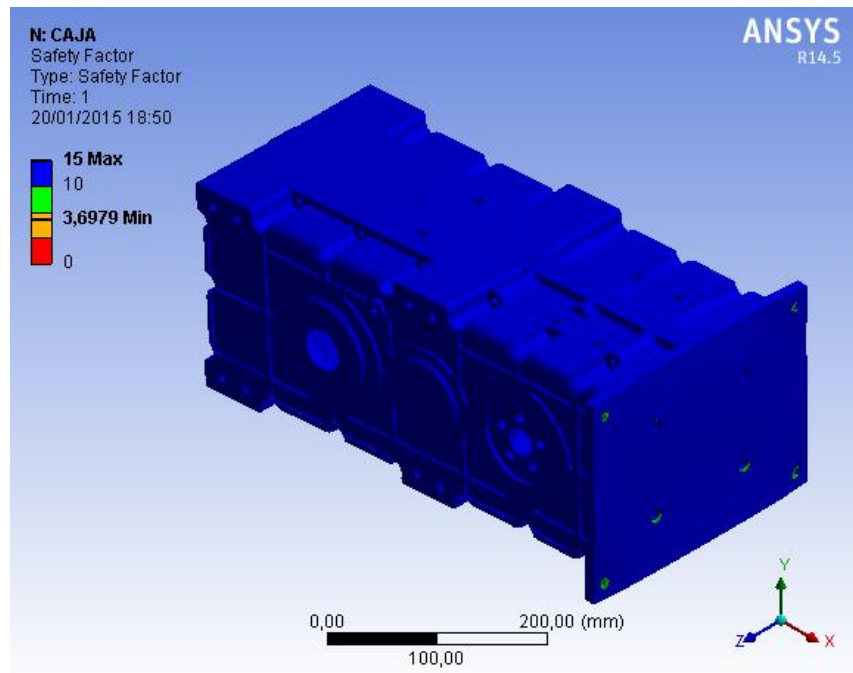
**Figura 96.** Tensión equivalente de la carcasa de la caja de cambios



**Figura 97.** Deformación total de la carcasa de la caja de cambios



**Figura 98.** Factor de seguridad de la carcasa de la caja de cambios



**Tabla 29.** Resultado del análisis de la carcasa de la caja de cambios

RESULTADOS		
VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Esfuerzo	132,51	Mpa
Deformacion	0,346	mm
% Error	8,840	N.A
Factor de seguridad	3,698	N.A

Los resultados obtenidos a partir de la simulación muestran tanto en la parte de esfuerzo como en la deformación total valores admisibles con un factor de seguridad de 3,698 muy por encima del rango, con un porcentaje de error del 8,84% por la complejidad de la geometría que nos garantiza la calidad del análisis para el uso de las carcasas en la aplicación propuesta.

#### 4.2. ANALISIS MODAL

El análisis modal es el proceso de determinación de las características dinámicas inherentes de un sistema en forma de frecuencias naturales, factores de

amortiguamiento y los modos de forma, formulando un modelo matemático para este comportamiento dinámico. El modelo matemático es referido al modelo modal del sistema y a la información modal, es decir a la información de las características que se conocen.

La dinámica de las estructuras está físicamente descompuesta por frecuencia y posición. Esto se hace claramente evidente para la solución analítica de las ecuaciones diferenciales parciales de un sistema continuo. El análisis modal se basa en la respuesta de vibración de un sistema dinámico lineal que no varía con el tiempo, esto se puede expresar como la combinación lineal de movimientos armónicos simples, los cuales son llamados modos naturales de vibración.

Los modos naturales de vibración son inherentes para un sistema dinámico y completamente determinados por las propiedades físicas (masa, fuerza, amortiguamiento) y por la distribución espacial. Cada modelo es descrito en términos de cada parámetro modal, frecuencia natural, factor de amortiguamiento y la trayectoria de desplazamiento llamada modo de forma. Cada una corresponde a una frecuencia natural. El grado de participación de cada modo natural de vibración es determinado por las propiedades de excitación y por los modos de forma del sistema.<sup>39</sup>

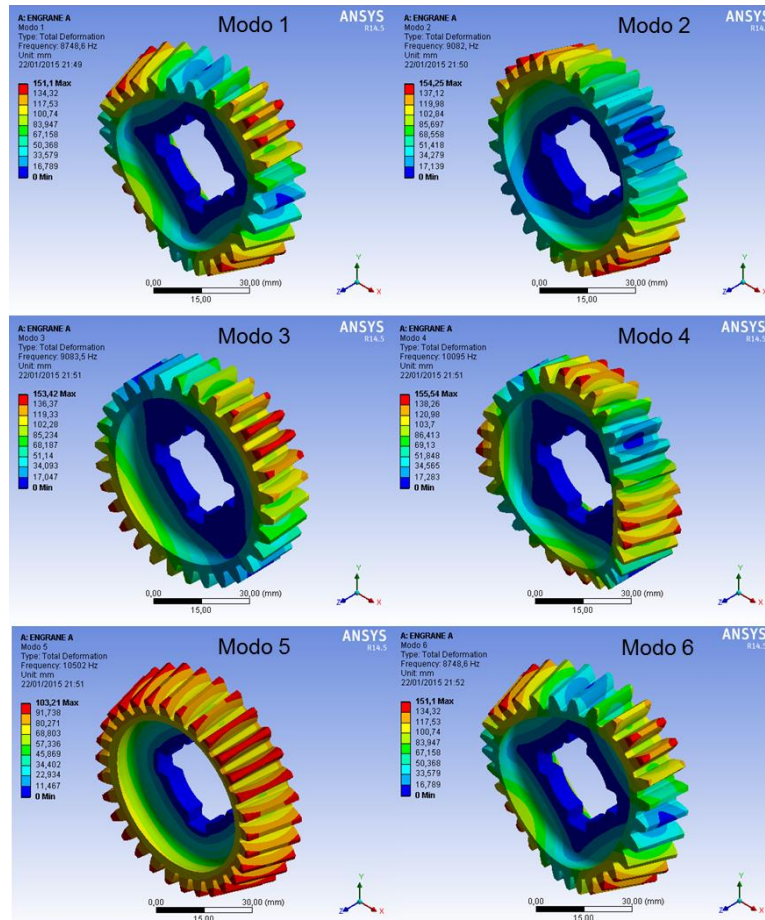
Por tanto; partiendo de la malla de elementos finitos creada para el caso estático se realizó un análisis de frecuencias naturales y sus respectivos modos de vibración, cuyas conclusiones se verán en las figuras 99 a la 109. A su vez en las tablas 30 a la 40 se muestran los resultados de los análisis para la frecuencia en cada elemento. Puede verse que se tomaron 6 frecuencias para cada una de las piezas, por lo que se observa que las piezas se encuentran en un rango aceptable de vibración y no presentaran fallas.

---

<sup>39</sup> **GARCÍA Rubén.** Análisis de las variaciones modales de una rueda ferroviaria con grietas. Ingeniería mecánica. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid. 2015. p. 53.

4.2.1. **Engranaje A.** El engranaje A tiene como características para el análisis modal una masa de 0,248 Kg con un módulo de elasticidad de 250 Gpa.

**Figura 99.** Frecuencia natural del engranaje A



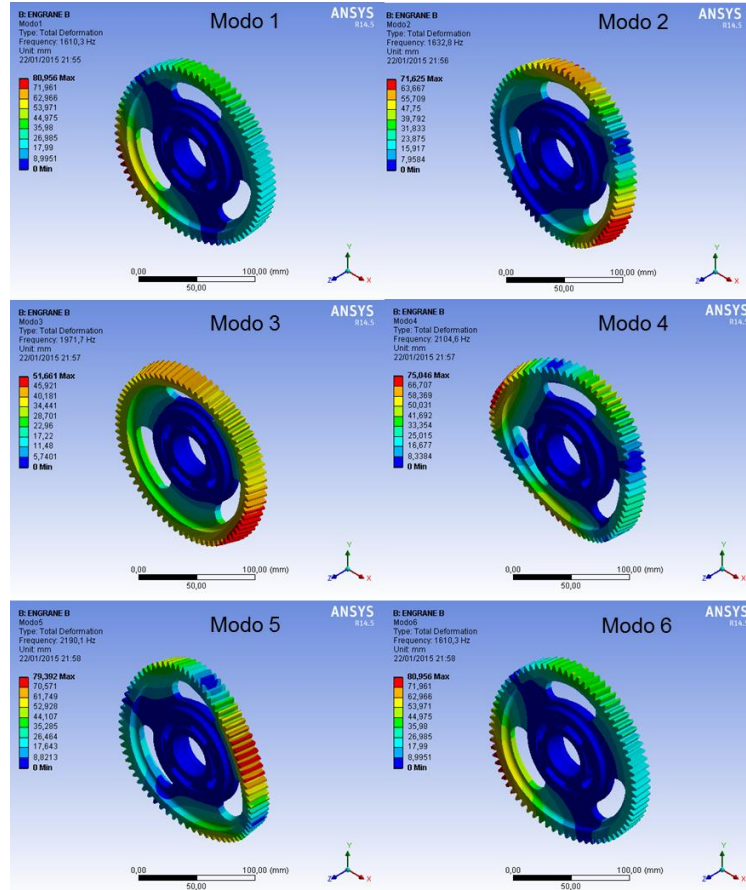
**Tabla 30.** Resultado frecuencia natural del engranaje A

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformacion total [mm]
Modo 1	8748,6	151,1
Modo 2	9082	154,25
Modo 3	9083,5	153,42
Modo 4	10095	155,54
Modo 5	10502	103,21
Modo 6	8748,6	151,1

Como se observa en la tabla 30 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo la cuales no superan los 84.83 Hertz. Por tanto se concluye que el engranaje A está lejos de un posible efecto de resonancia.

4.2.2. **Engranaje B.** El engranaje B tiene como características para el análisis modal una masa de 1,692 Kg con un módulo de elasticidad de 250 Gpa.

**Figura 100.** Frecuencia natural del engranaje B



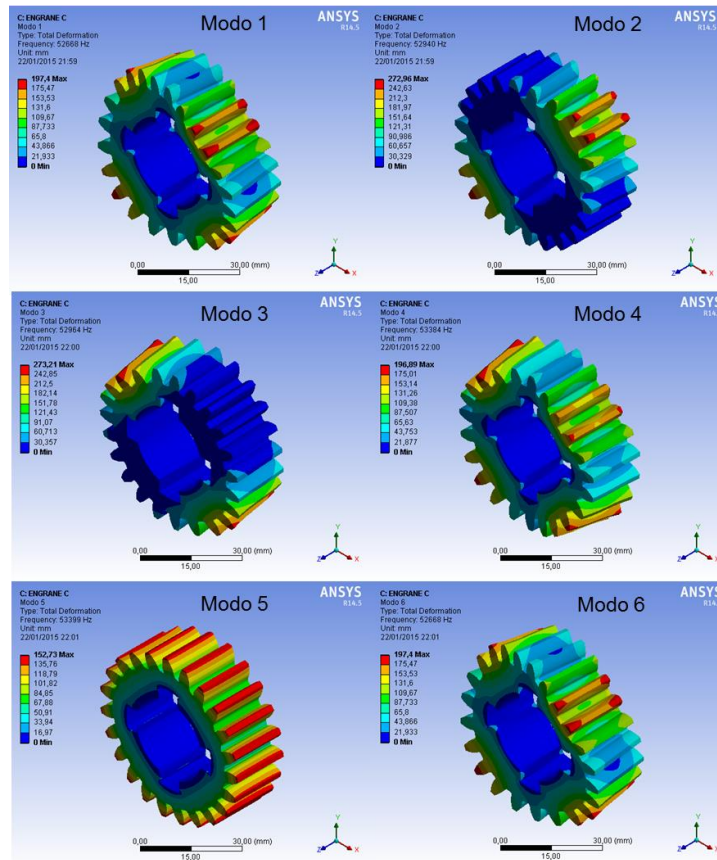
**Tabla 31.** Resultado frecuencia natural del engranaje B

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformacion total [mm]
Modo 1	1610,3	80,956
Modo 2	1632,8	71,625
Modo 3	1971,7	51,661
Modo 4	2104,6	75,046
Modo 5	2190,1	79,392
Modo 6	1610,3	80,956

Como se observa en la tabla 31 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo las cuales no superan los 84.83 Hertz. Por tanto se concluye que el engranaje B está lejos de un posible efecto de resonancia.

4.2.3. **Engranaje C.** El engranaje C tiene como características para el análisis modal una masa de 0,203 Kg con un módulo de elasticidad de 250 Gpa.

**Figura 101.** Frecuencia natural del engranaje C



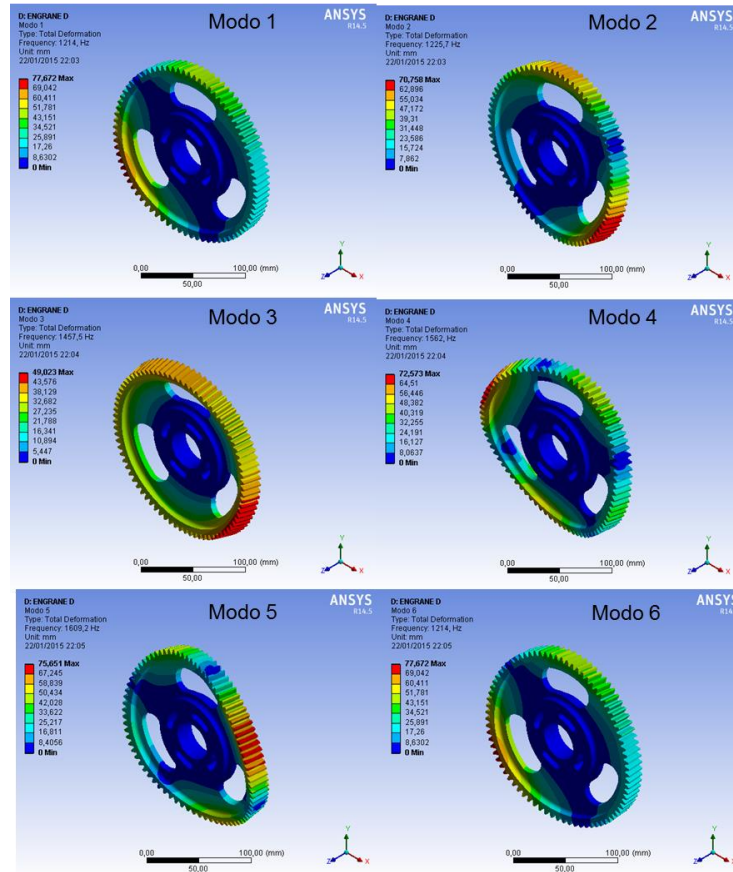
**Tabla 32.** Resultado frecuencia natural del engranaje C

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformacion total [mm]
Modo 1	52668	197,4
Modo 2	52940	272,96
Modo 3	52964	273,21
Modo 4	53384	196,89
Modo 5	53399	157,73
Modo 6	52668	197,4

Como se observa en la tabla 32 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo las cuales no superan los 84.83 Hertz. Por tanto se concluye que el engranaje C está lejos de un posible efecto de resonancia.

4.2.4. **Engranaje D.** El engranaje D tiene como características para el análisis modal una masa de 1,783 Kg con un módulo de elasticidad de 250 Gpa.

**Figura 102.** Frecuencia natural del engranaje D



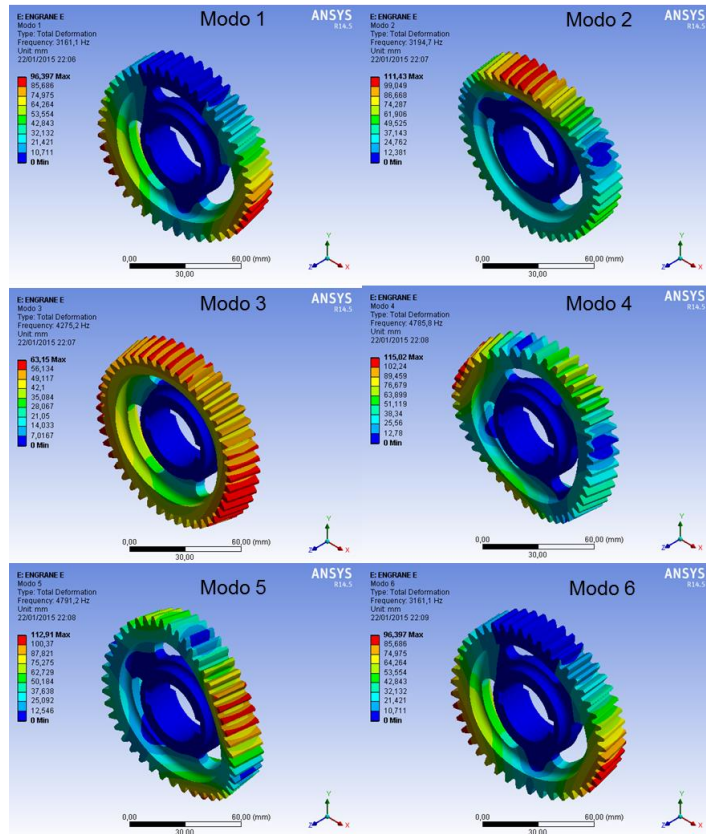
**Tabla 33.** Resultado frecuencia natural del engranaje D

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformacion total [mm]
Modo 1	1214	77,672
Modo 2	1225,7	70,758
Modo 3	1457,5	49,023
Modo 4	1562	72,573
Modo 5	1609,2	75,651
Modo 6	1214	77,672

Como se observa en la tabla 33 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo las cuales no superan los 84.83 Hertz. Por tanto se concluye que el engranaje D está lejos de un posible efecto de resonancia.

4.2.5. **Engranaje E.** El engranaje E tiene como características para el análisis modal una masa de 0,677 Kg con un módulo de elasticidad de 250 Gpa.

**Figura 103.** Frecuencia natural del engranaje E



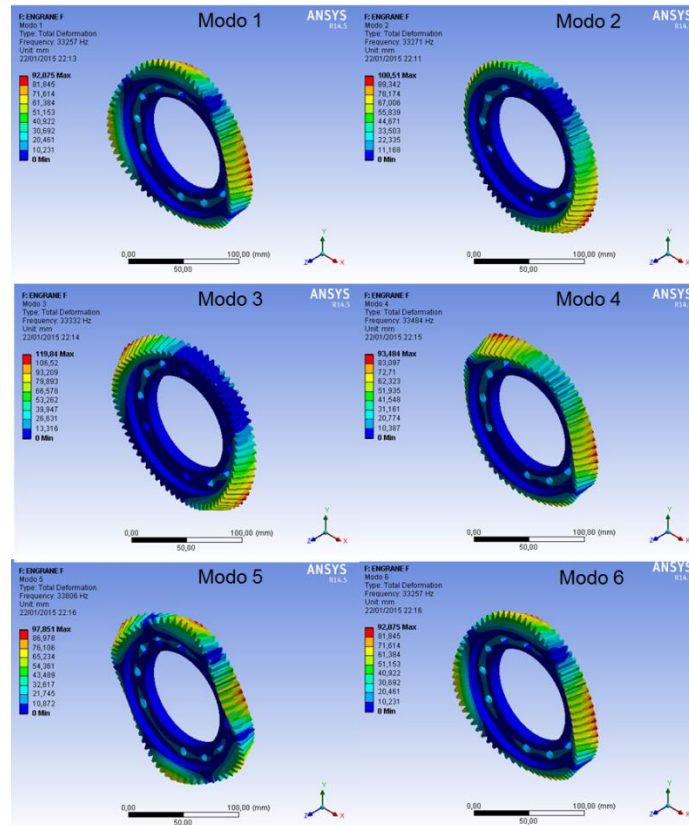
**Tabla 34.** Resultado frecuencia natural del engranaje E

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformación total [mm]
Modo 1	3161,1	96,397
Modo 2	3194,7	111,43
Modo 3	4275,2	63,15
Modo 4	4785,8	115,02
Modo 5	4791,2	112,91
Modo 6	3161,1	96,397

Como se observa en la tabla 34 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo las cuales no superan los 84.83 Hertz. Por tanto se concluye que el engranaje E está lejos de un posible efecto de resonancia.

4.2.6. **Engranaje F.** El engranaje F tiene como características para el análisis modal una masa de 1,353 Kg con un módulo de elasticidad de 250 Gpa

**Figura 104.** Frecuencia natural del engranaje F



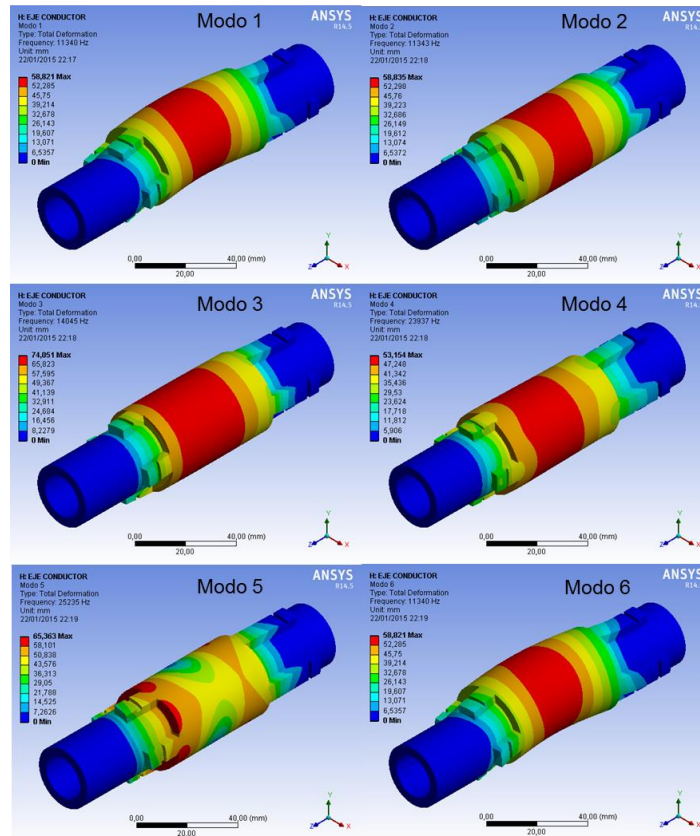
**Tabla 35.** Resultado frecuencia natural del engranaje F

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformacion total [mm]
Modo 1	33257	92,075
Modo 2	33271	100,51
Modo 3	33332	119,84
Modo 4	33484	93,484
Modo 5	33806	97,851
Modo 6	33257	92,075

Como se observa en la tabla 35 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo las cuales no superan los 84.83 Hertz. Por tanto se concluye que el engranaje F está lejos de un posible efecto de resonancia.

4.2.7. **Eje conductor.** El eje conductor tiene como características para el análisis modal una masa de 0,701 Kg con un módulo de elasticidad de 250 Gpa

**Figura 105.** Análisis modal del eje conductor



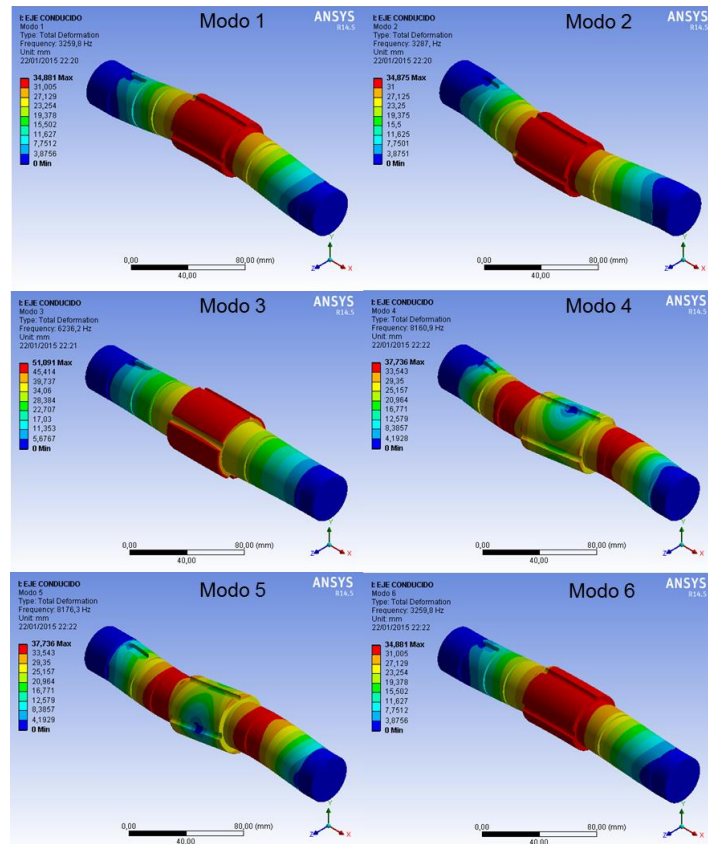
**Tabla 36.** Resultado del análisis modal del eje conductor

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformacion total [mm]
Modo 1	11340	58,821
Modo 2	11343	58,835
Modo 3	14045	74,051
Modo 4	23937	53,154
Modo 5	25235	65,363
Modo 6	11340	58,821

Como se observa en la tabla 36 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo las cuales no superan los 84.83 Hertz. Por tanto se concluye que el eje conductor está lejos de un posible efecto de resonancia.

4.2.8. **Eje conducido.** El eje conducido tiene como características para el análisis modal una masa de 1,849 Kg con un módulo de elasticidad de 250 Gpa

**Figura 106.** Análisis modal del eje conducido



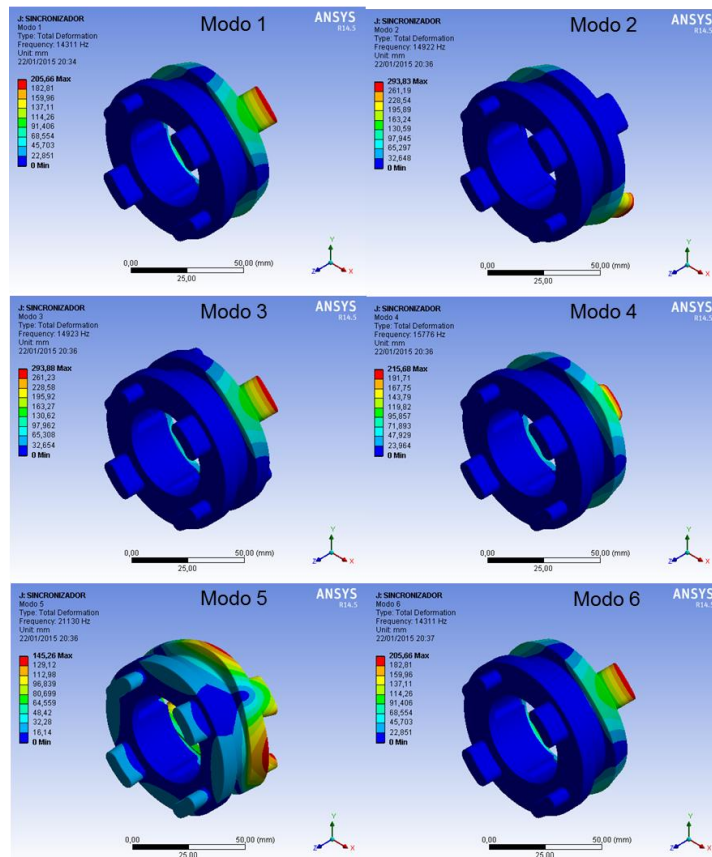
**Tabla 37.** Resultado del análisis modal del eje conducido

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformacion total [mm]
Modo 1	3259,8	34,881
Modo 2	3287	34,875
Modo 3	6236,2	51,091
Modo 4	8160,9	37,736
Modo 5	8176,3	37,736
Modo 6	3259,8	34,881

Como se observa en la tabla 37 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo las cuales no superan los 84.83 Hertz. Por tanto se concluye que el eje conducido está lejos de un posible efecto de resonancia.

4.2.9. **Sincronizador.** El sincronizador tiene como características para el análisis modal una masa de 0,557 Kg con un módulo de elasticidad de 250 Gpa.

**Figura 107.** Análisis modal sincronizador



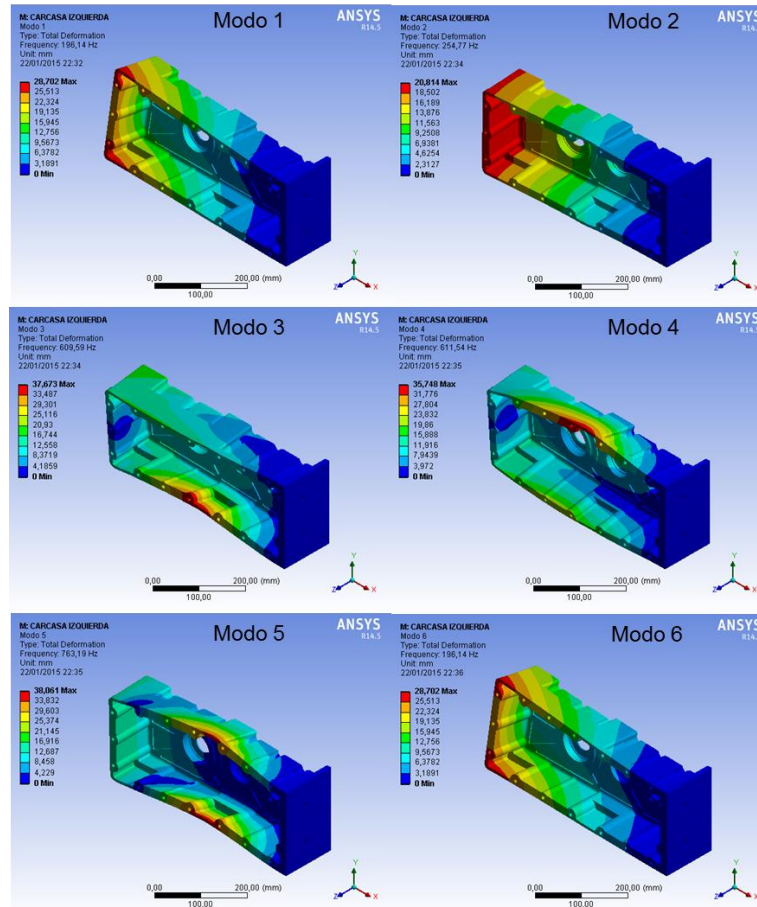
**Tabla 38.** Resultado del análisis modal del sincronizador

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformacion total [mm]
Modo 1	14311	205,66
Modo 2	14922	293,83
Modo 3	14923	293,88
Modo 4	15776	215,68
Modo 5	21130	145,26
Modo 6	3259,8	205,66

Como se observa en la tabla 38 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo las cuales no superan los 84,83 Hertz. Por tanto se concluye que el sincronizador está lejos de un posible efecto de resonancia.

4.2.10. **Carcasa izquierda.** La carcasa tiene como características para el análisis modal una masa de 9,617 Kg con un módulo de elasticidad de 71,7 Gpa.

**Figura 108.** Análisis modal carcasa izquierda



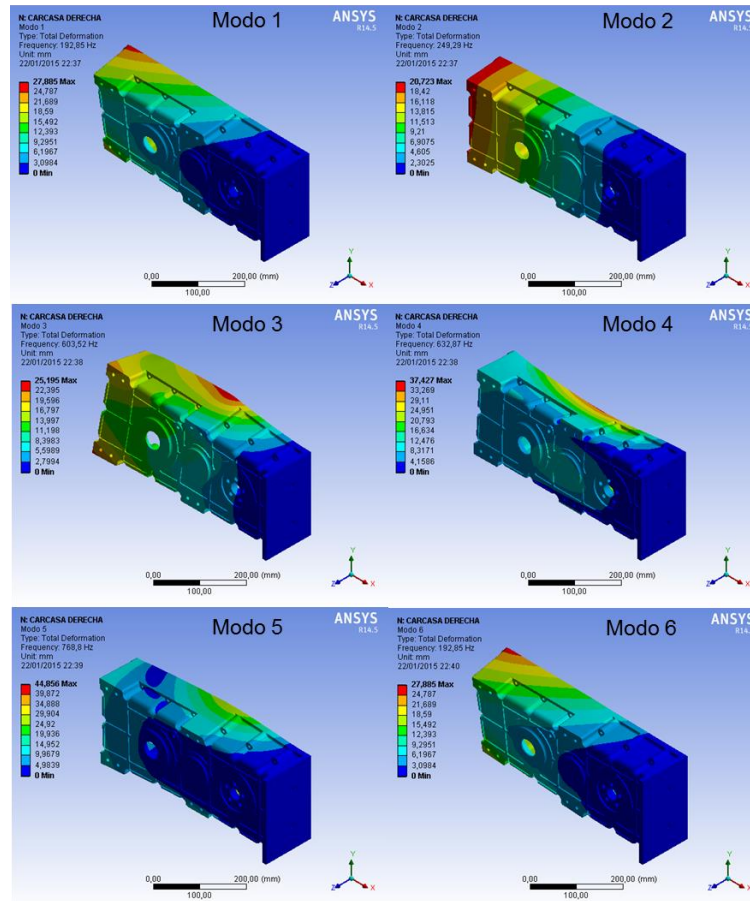
**Tabla 39.** Resultado análisis modal carcasa izquierda

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformacion total [mm]
Modo 1	196,14	28,702
Modo 2	254,77	20,814
Modo 3	609,59	37,673
Modo 4	611,54	35,748
Modo 5	763,19	38,061
Modo 6	1069,8	28,702

Como se observa en la tabla 39 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo las cuales no superan los 84.83 Hertz. Por tanto se concluye que la carcasa izquierda está lejos de un posible efecto de resonancia.

4.2.11. **Carcasa derecha.** La carcasa tiene como características para el análisis modal una masa de 9,808 Kg con un módulo de elasticidad de 71,7 Gpa.

**Figura 109.** Análisis modal carcasa derecha



**Tabla 40.** Resultado análisis modal carcasa derecha

	FRECUENCIA [Hertz]	Deformacion total [mm]
Modo 1	192,85	27,885
Modo 2	249,29	20,723
Modo 3	603,52	29,195
Modo 4	632,87	37,427
Modo 5	768,8	44,856
Modo 6	1116,7	27,885

Como se observa en la tabla 40 las frecuencias naturales son mucho mayores a las frecuencias de trabajo las cuales no superan los 84.83 Hertz. Por tanto se concluye que la carcasa derecha está lejos de un posible efecto de resonancia.

## 5. LOGISTICA, ADQUISICION DE INSUMOS Y FABRICACION

### 5.1. INSUMOS

En la empresa americana QUAIFE se adquirió el diferencial que se utilizó en la relación final de salida hacia el eje trasero del carro; dicho componente fue importado desde Estados Unidos

**Figura 110.** Diferencial QDH3K



**Figura 111.** Bloques de Duraluminio



El acero de referencia 8620 y el duraluminio fueron adquiridos en la Compañía General de Aceros de la ciudad de Bucaramanga.

**Figura 112.** Rodamientos de la FAG



Los accesorios como pines mecánicos, empaques y tornillos fueron adquiridos en el mercado local de la ciudad de Bucaramanga.

## 5.2. INSTALACIONES UTILIZADAS PARA LA FABRICACION DE LOS COMPONENTES DE LA CAJA DE CAMBIOS.

**Figura 113.** Centros de mecanizado “CNC” utilizados en la fabricación de las piezas diseñadas para la caja de cambios.



Las herramientas de CNC mostradas en la figura anterior se encuentran en las instalaciones del SENA en el complejo ubicado en el municipio de Girón del departamento de Santander - Colombia

### 5.3. IDENTIFICACIÓN DE TAREAS Y SUBTAREAS

A continuación se describen las posibles secciones que incluye el plan diseñado para su presentación:

#### 5.3.1. Fases de planeación.

- Identificación del problema.
- Planteamiento de objetivos.
- Justificación del trabajo.
- Estructuración del cronograma de actividades.
- Recopilación y revisión bibliográfica.
- Determinación del presupuesto.
- Borrador del plan de trabajo.

**TIEMPO REQUERIDO: 6 Semanas**

#### 5.3.2. Fases de estudio e investigación.

- Documentación acerca de normatividad de diseño de los elementos que componen la caja de velocidades.
- Elaboración de modelo matemático que permita observar el torque necesario del movimiento inminente del vehículo o torque estático.
- Análisis de especificaciones técnicas de los motores a utilizar como es potencia Vs torque.

- Calcular el tren de engranajes según el torque estático obtenido y el entregado por los motores.
- Selección de materiales para el tren de engranajes.
- Calculo de la carcasa del tren de engranajes; teniendo en cuenta las cargas aplicadas por el sistema de suspensión, anclaje estructural de las ruedas y sujeción al chasis.
- Selección del material para la carcasa.

**TIEMPO REQUERIDO: 5 Semanas**

### **5.3.3. Fases de desarrollo y diseño.**

- Modelado de cada uno de los componentes del tren de engranajes en software SolidWorks, buscando la mejor relación peso / potencia
- Modelado de la carcasa en software SolidWorks, buscando la mejor relación esfuerzo / peso.
- Ensamble virtual del conjunto carcasa y tren de engranajes, junto con las demás partes de la parte trasera del vehículo monoplaza.

**TIEMPO REQUERIDO: 8 Semanas.**

### **5.3.4. Fases de realización y estudio de pruebas.**

- Simular cada uno de los componentes en el software ANSYS, con el fin de analizar su comportamiento.
- Simulación la carcasa en el software ANSYS, con el fin de analizar su comportamiento.

- Construcción de todos los componentes carcasa y tren de engranajes en Control Numérico Computarizado (CNC), entre otras.
- Ensamble de cada uno de los componentes de la suspensión en el chasis.

**TIEMPO REQUERIDO: 11 Semanas**

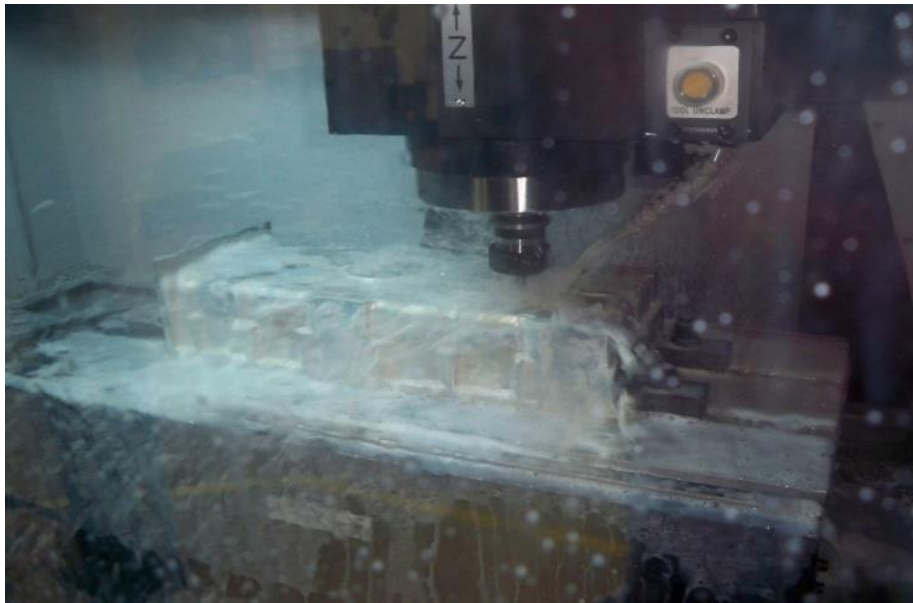
**5.3.5. Fase de Documentación.** La fase de documentación se realiza durante todo el tiempo que dure el desarrollo del trabajo de grado, con presentaciones intermedias para su aprobación.

**TIEMPO TOTAL ESTIMADO: 30 Semanas**

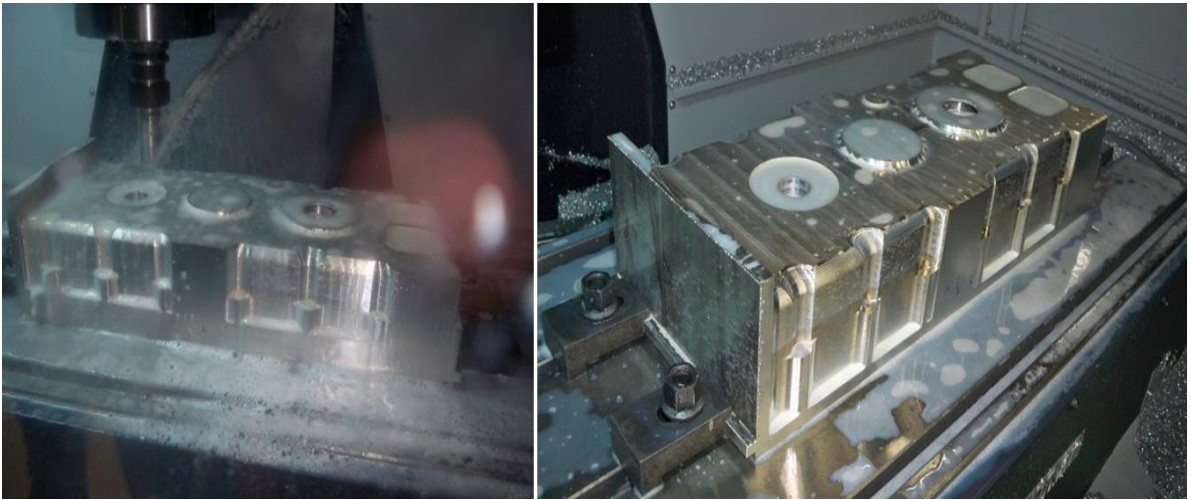
#### 5.4. PROCESOS DE FABRICACION

Las imágenes que se mostraran en este apartado corresponden al proceso que se siguió en la fabricación de los componentes de la caja de cambios, donde se observara un estado inicial, un estado intermedio y un estado final.

**Figura 114.** Inicio del maquinado de la carcasa de la caja de cambios en CNC



**Figura 115.** Maquinado exterior de la carcasa de la caja de cambios. (Máquina de Control Numérico Computarizado - CNC)



**Figura 116.** Maquinado interior de la carcasa de la caja de cambios de cambios. (Máquina de Control Numérico Computarizado - CNC )



Figura 117. Resultado del maquinado de la Carcasa de la caja de cambios



**Figura 118.** Maquinado inicial de la materia prima para los engranajes



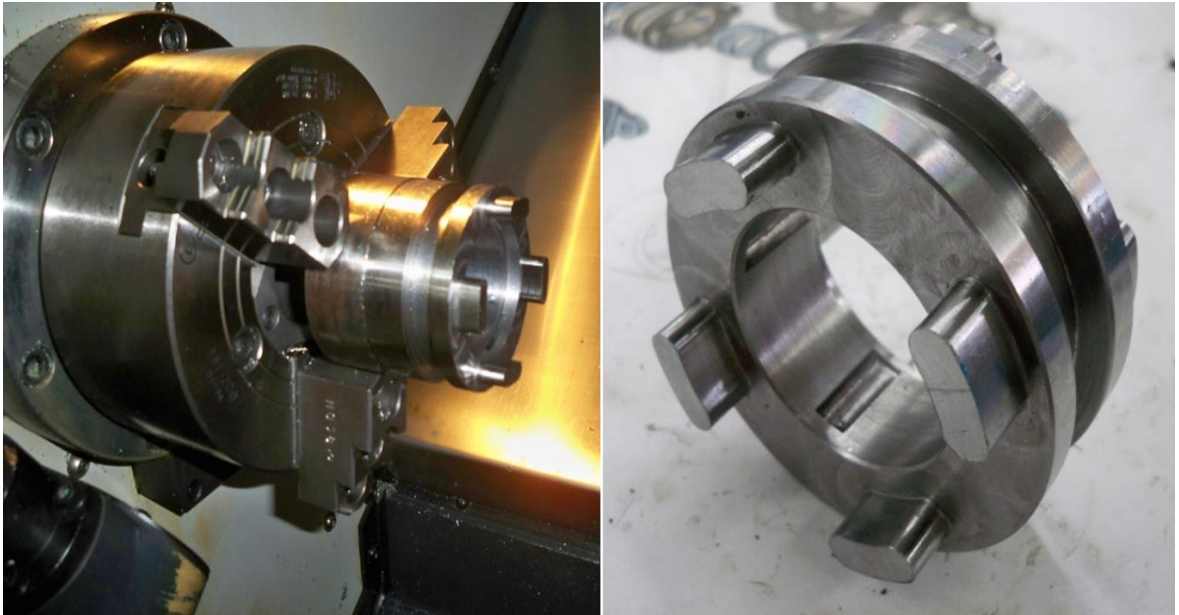
**Figura 119.** Maquinado de los engranajes. (Uso de fresadora convencional y torno CNC)



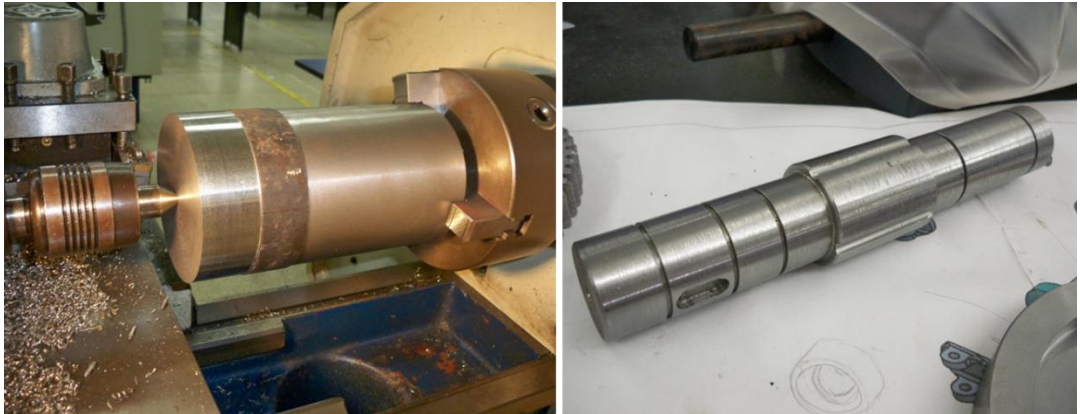
**Figura 120.** Resultado del maquinado de los engranajes de la caja de cambios



**Figura 121.** Maquinado del cuerpo del sincronizador en un Torno CNC



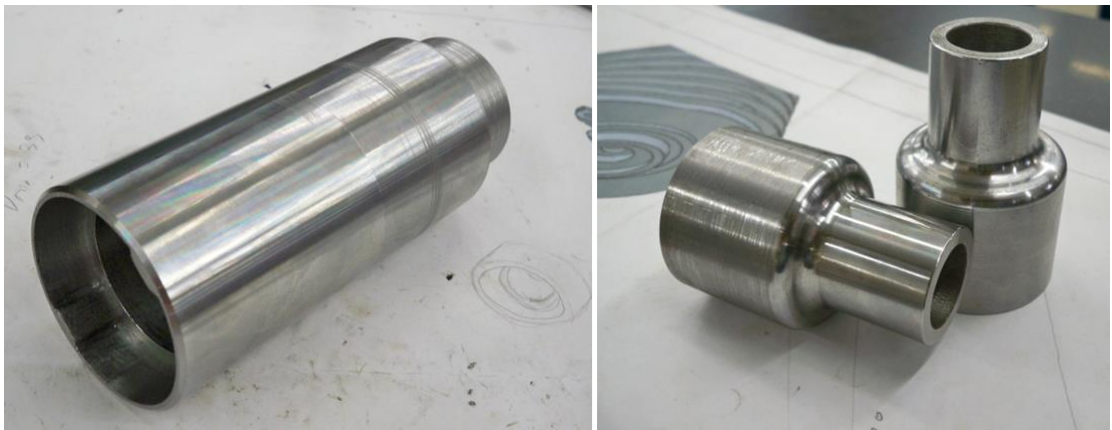
**Figura 122.** Maquinado del eje conducido en un Torno CNC



**Figura 123.** Maquinado los ejes de salida a las llantas traseras en un Torno CNC



**Figura 124.** (Izquierda). Eje extensión para el diferencial y (Derecha). Bujes para los ejes de los motores eléctricos



**Figura 125.** Muestra del producto final del maquinado de algunos de los componentes de la caja de cambios.



Las figuras anteriores de este capítulo, dejan ver los procesos generales de maquinado, como fueron el tipo de maquinado, herramientas y el resultado de la fabricación hecha en cada una de los componentes maquinados, según las especificaciones de diseño entregadas por medio de los planos y cálculos efectuados. Igualmente en la siguiente figura puede verse la manera en la cual quedan dispuestos algunos de los componentes de la caja de cambios.

Figura 126. Ensamble de componentes de la caja de cambios.

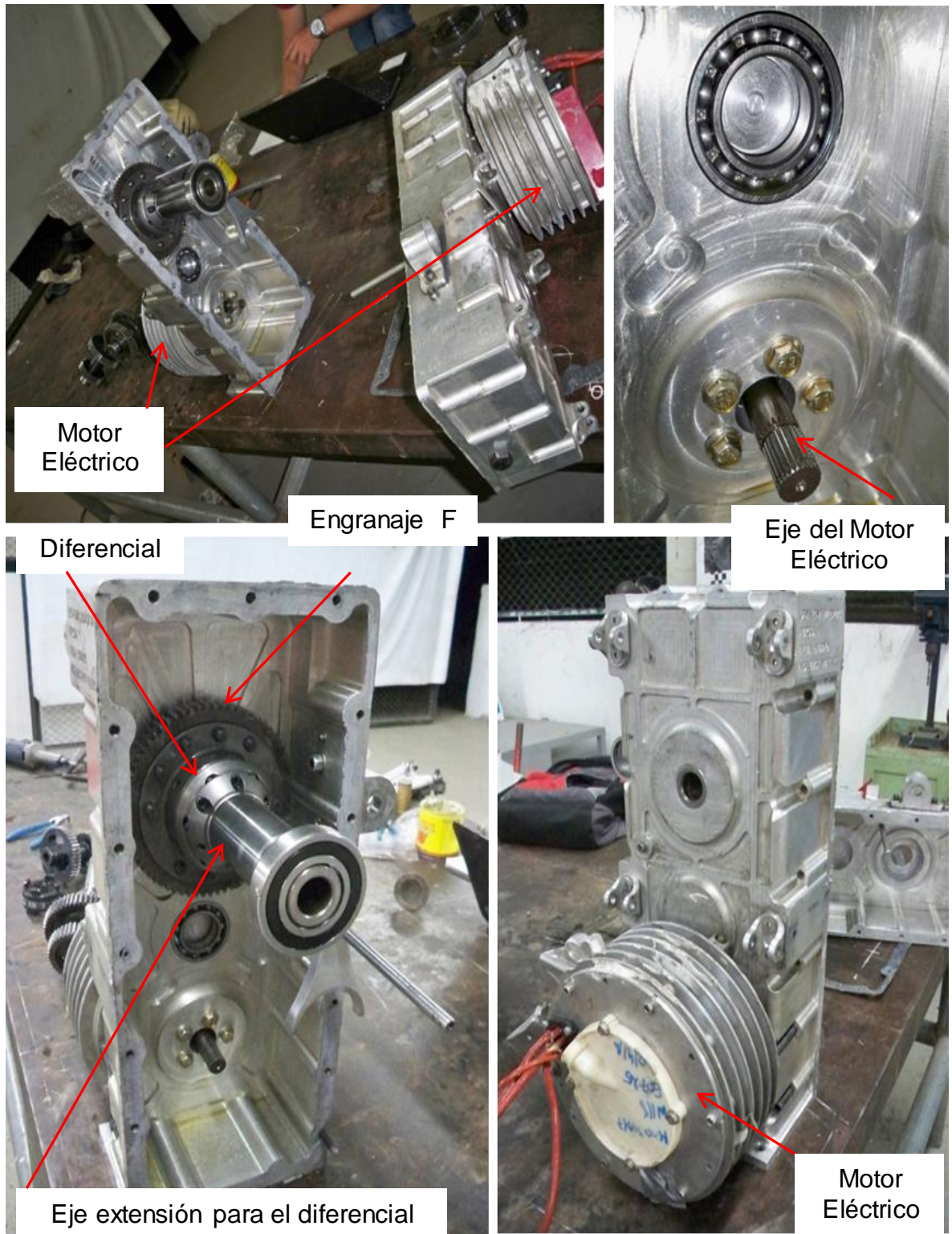
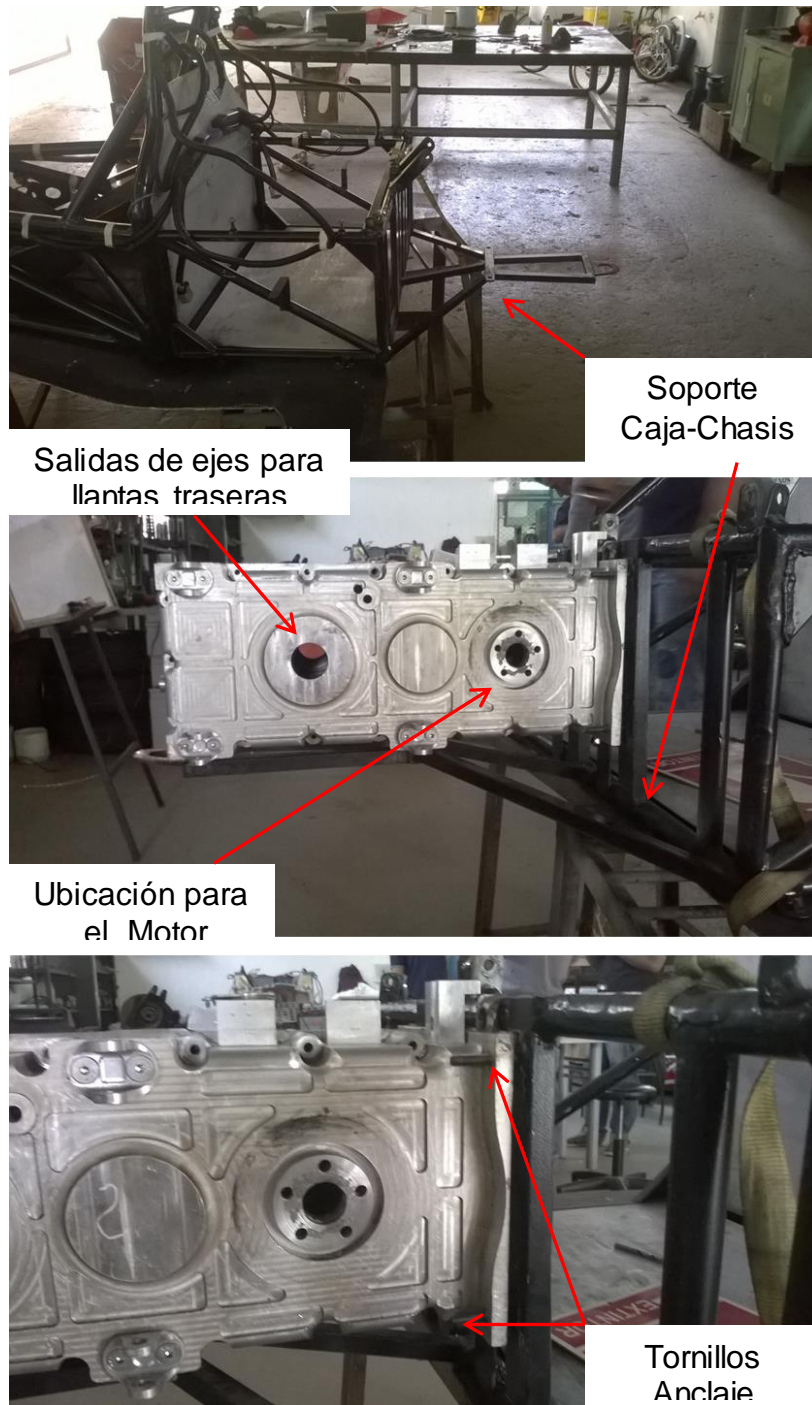


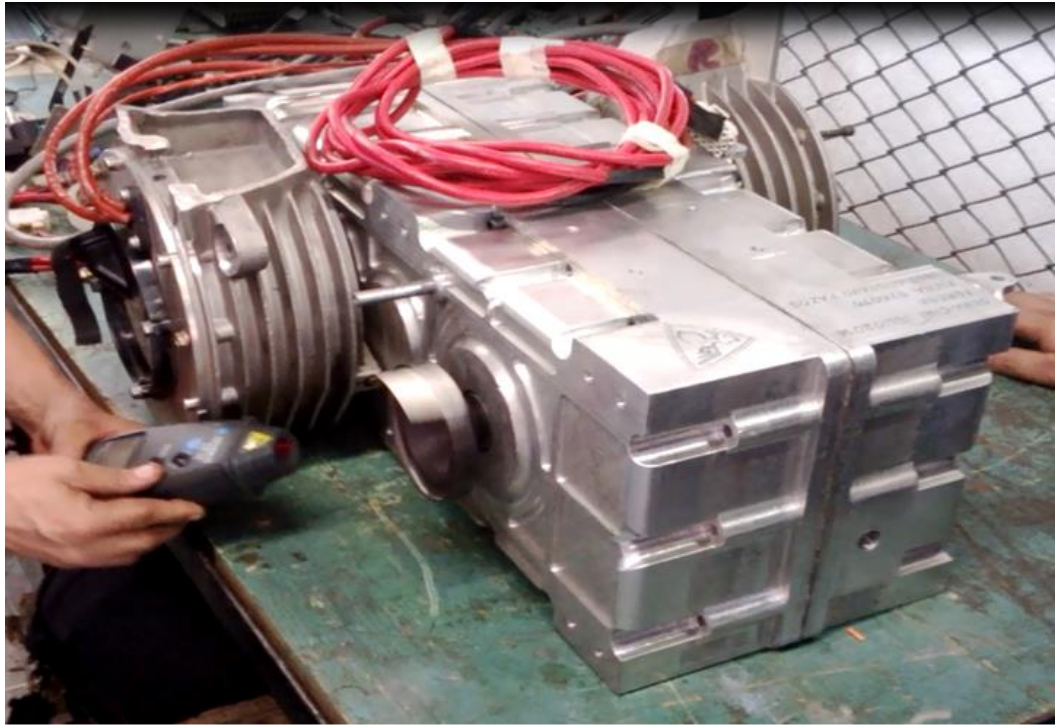
Figura 127. Ensemble de engranajes.



**Figura 128.** Ensamblaje de prueba para la caja de cambios con el chasis

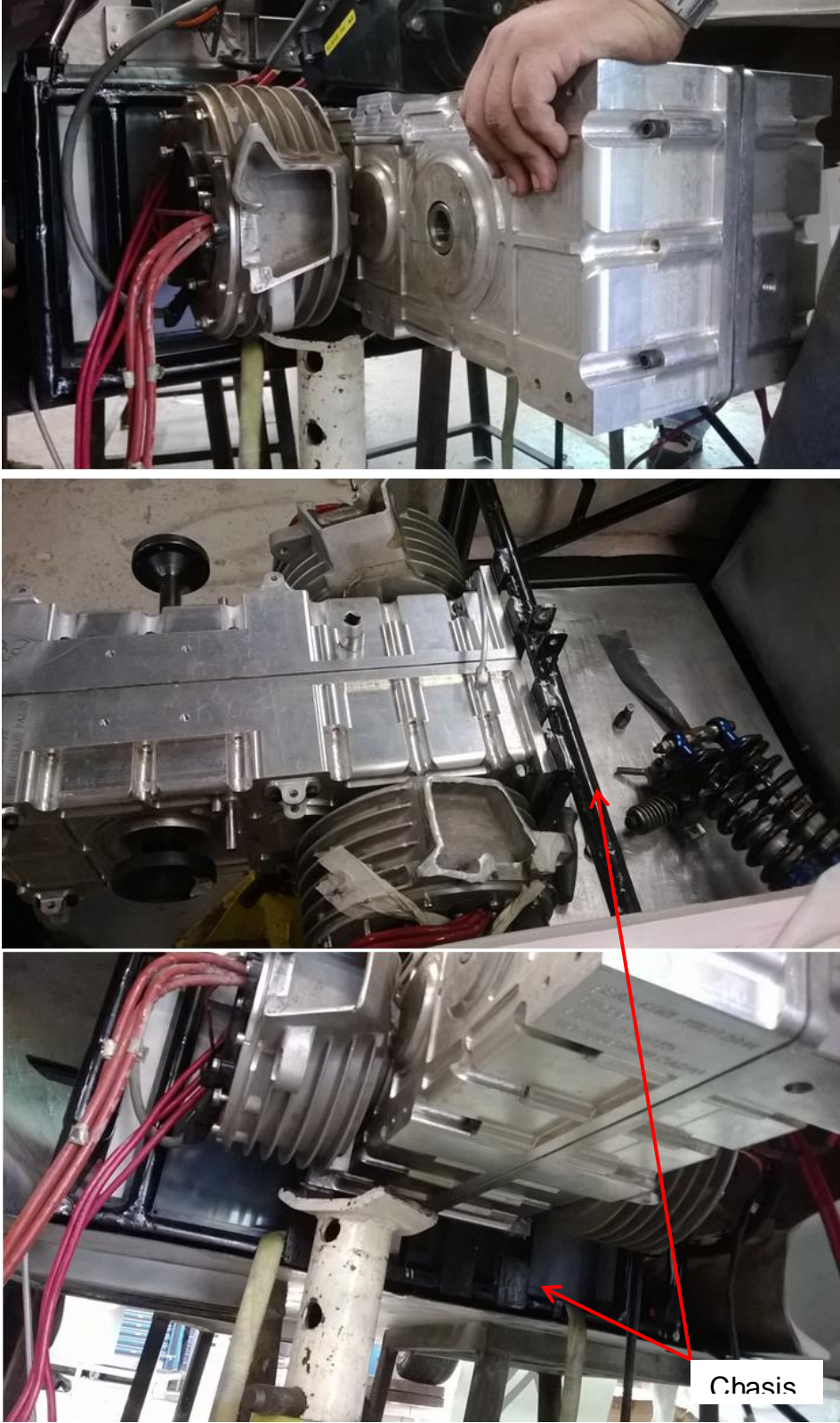


**Figura 129.** Pruebas en la caja de cambios (Ensamble Inicial)



Prueba de velocidad en vacío de la caja de cambios

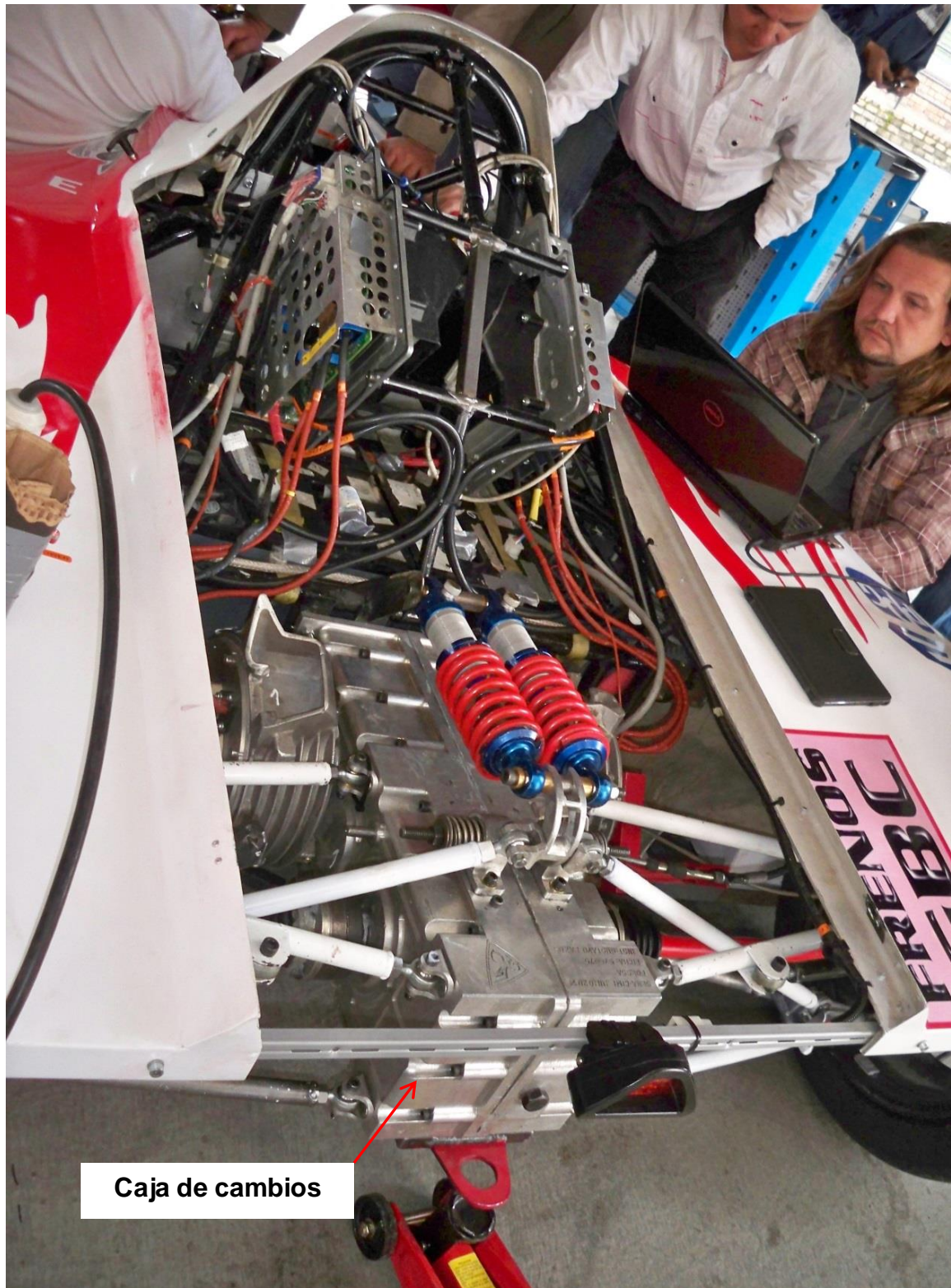
Figura 130. Ensamble entre la caja de cambios y el chasis



**Figura 131.** Caja de cambios y chasis unidos



**Figura 132.** Ensamble final de la caja de cambios diseñada y demás componentes



## 5.5. PRESUPUESTO Y RECURSOS

### 5.5.1. Presupuesto de la caja de cambios FORSSA SENA\_eco UIS\_2014

DETALLE (Producto Adquirido)	Costo total (\$)
Papelería – Fotocopias – etc.	500.000
Trabajo Intelectual (Cálculos, Diseño, Análisis de simulación)	6'500.000
Asesoría Profesional.	9'000.000
Recurso computacional	4'000.000
Implementos laboratorio (Análisis estructural)	3'500.000
2 Bloques Duraluminio (Compañía General de Aceros)	6'000.000
Acero SAE 8620 (Compañía General de Aceros)	284.000
Acero SAE 4140 (Compañía General de Aceros)	120.000
35 tornillos rosca fina M8X1X50mm (Resistencia 8.8)	15.000
15 tornillos rosca fina M10X1.25X25mm (Resistencia 8.8)	3.000
8 tornillos rosca fina M14X1.5X50mm (Resistencia 8.8)	2.000
20 tornillos rosca fina M8X1X145mm (Resistencia 8.8)	4.000
28 tuercas de seguridad m8X1 (Arandela respectiva)	3.000
2 rodamientos (D.ext=14 mm , D.int=7 mm, Ancho=12 mm)	50.000
2 rodamientos (D.ext=80 mm , D.int=40 mm, Ancho=18 mm)	174.000
2 rodamientos (D.ext=62 mm , D.int=35 mm, Ancho=14 mm)	124.000
1 Pin mecánico (Ref. i52)	300
5 Pin mecánico (Ref. A35)	1.500
12 bolas de acero (Ref.RB6)	1.200
Empaque unión carcasa (Papel húmedo)	10.000
Diferencial (QUIFE. Ref.QDH3K)	3'000.000
Lubricante (2 litros. Ref. 20W50)	34.000
Temple de piñones y ejes	800.000
Manufactura (Mano de obra )	30'000.000
Logística y otros	4'000.000
Imprevistos y varios	4'500.000
<b>TOTAL</b>	<b>72'626.000</b>

**Total:** Setenta y dos millones, seis cientos veinte y seis mil pesos (\$ 72'626.000)

5.5.2. Identificación de los recursos necesarios. El equipo necesario para la realización de este trabajo de grado es el siguiente:

- Computador
- Recursos bibliográficos
- Implementos de laboratorio
- Papel e implemento de oficina

5.5.3. Fuentes de financiación. El trabajo de grado será financiado en su totalidad por el SENA (servicio nacional de aprendizaje - Bucaramanga – Santander - Colombia)

## 6. INSPECCION FISICA DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DE LA CAJA DE CAMBIOS Y RESULTADOS DE LA TELEMETRIA

### 6.1. DISEÑO DE LA PLANTILLA RCM

Las tablas 41 y 42 muestran la hoja de inspección que se diseñó, basado en los parámetros que establece el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (RCM<sup>40</sup> por sus siglas en inglés Reliability Centered Maintenance), dicha hoja se utilizó en el análisis de los componentes principales de la caja de cambios diseñada, con el fin de ver el estado de estos luego de las pruebas realizadas en la pista profesional de automovilismo de Tocancipá.

RCM es un proceso desarrollado durante 1960 y 1970 con la finalidad de ayudar a las personas a determinar las políticas para mejorar las funciones de los activos físicos y manejar las consecuencias de sus fallas<sup>41</sup>

El proceso de RCM formula siete preguntas acerca del activo o sistema que se intenta revisar:

- ¿Cuáles son las funciones y los parámetros de funcionamiento asociados al activo en su actual contexto operacional?
- ¿De qué manera falla en satisfacer dichas funciones?
- ¿Cuál es la causa de cada falla funcional?
- ¿Qué sucede cuando ocurre cada falla?
- ¿En qué sentido es importante cada falla?
- ¿Qué puede hacerse si no se encuentra una tarea para predecir cada falla?

---

<sup>40</sup> MANTENIMIENTO CENTRADO EN CONFIABILIDAD (Reliability-Centre Maintenance). Edición en Español. John Moubray. Traducido por ELLMAN, SUEIRO Y ASOCIADOS, Buenos Aires, Argentina-Madrid España. Edición en Español 2004.

<sup>41</sup> Criterios de Evaluación Para Procesos de Mantenimiento Centrado en Confiabilidad RCM, SAE JA1011 y SAE JA1012 Commonwealth, Warrendale, PA 15096-0001, USA

- ¿Qué debe hacerse si no se encuentra una tarea proactiva adecuada?

Por lo cual el diseño de las tablas 22, 23, 24 y 25 se han diseñado en base a la teoría que rodea estas preguntas.

## 6.2. DISEÑO DE LA PLANTILLA RCA

Las tablas 43 y 44 diseñadas; son un complemento de las tablas 41 y 42. Estas tablas están basadas en el Análisis Causa Raíz (RCA por sus siglas en inglés **Root Cause Analysis**). Donde el marco de la mejora continua que se define en RCA enseña de manera estructurada y sistemática, cómo definir efectivamente un problema, cómo analizarlo y cómo encontrar soluciones simples, creativas y eficaces.<sup>42</sup>


Aplicando así la Ingeniería de la confiabilidad operacional que se destaca como el marco teórico en el cual conviven las metodologías y técnicas necesarias para la optimización del uso de los activos fijos, como son los componentes de la caja de cambios.

---

<sup>42</sup> Análisis de Causa Raíz (RCA - Root Cause Analysis). [en línea] [consultado 29/12/2014]. Disponible en: <http://www.ellmann.net/rca.php>.





**Tabla 42.** Diseño de hoja No.2 de inspección basado en RCM

	HOJA INSPECCION No. 2 _ RCM		Inspector:		<b>Observaciones</b>  (Recomendar la manera de <u>solucionar la posible falla</u> )									
	Sistema: Subsistema:		V. Bueno:											
<b>Parámetros a Revisar</b>  (Basados en las 7 preguntas <u>básicas del modelo RCM</u> )	Falla Funcional (Suceso)	Rediseño	Elementos sujetos a inspección				Los componentes son fáciles de mantener y el rediseño solo fue efectuado luego de la carrera de prueba, con el fin de optimizar el peso y cambiar a una relación. de trasmisión que proporcionase mayor velocidad al carro.							
		Mantenimiento					El análisis a mejorar refiere a que las piezas fueron sometidas análisis más extensos para verificar su estado físico y funcional con ayuda del RCA (Hoja.3 y 4)							
	Consecuencia de la Falla (Análisis Causa Raíz - RCA)	Acciones Preventivas	Inspección Visual	0	0	X	0	0	0	0	0	0	Cumple muy bien el ciclaje de funcionamiento y presenta poca fátiga en los componentes principales. Además del buen concepto dado por el piloto, según el cual la respuesta es óptimo y rápida	
			Fugas Lubricante	0	0	X	0	0	0	X	0	0	0	La confiabilidad que proporciona el factor de seguridad cumplió en todo aspecto.
			Funcionamiento	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0	Las piezas fueron fabricadas según las especificaciones del equipo de diseño y la completa experiencia de los tecnólogos y docentes del SENA
			Cambio/Ajuste	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0	
			Análisis (Concepto Equipo Ingeniería)	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0	
			Análisis (Concepto Equipo Técnico)	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0	
			Carcasa	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0	
			Piñón A	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0	
			Piñón B	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0	
			Piñón C	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0	
			Piñón D	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0	
Piñón E	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0				
Piñón F	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0				
Eje Conductor	0	0	X	0	0	0	0	X	0	0				
Eje Conducido	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0				
Cuerpo Sincronizador	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0				
Brazo Sincronizador	0	0	X	0	0	0	0	X	0	0				
Extensión Diferencial	0	0	X	0	0	0	0	0	0	0				

0 = Optimo ; X = Mejorar Análisis ; Deja en blanco si no requiere de este ITEM

**Tabla 43.** Diseño de hoja No.3 de inspección basado en RCA

	<b>HOJA INSPECCION</b> <b>No. 3 _ RCA</b>		Sistema: Subistema:		Inspector: V. Bueno:							
	<b>PARAMETROS RELEVANTES PARA EL ANALISIS DE CRITICIDAD "RCA"</b>											
<b>CRITERIOS DE EVALUACION DE CRITICIDAD</b>			<b>FRECUENCIA DE FALLAS</b>		<b>IMPACTO EN SEGURIDAD AMBIENTE E HIGIENE</b>		<b>MATRIZ DE CRITICIDAD</b>					
Una falla máxima por día			4	8		4	SC	C	C	C		
Una falla máxima por semana			5	7		3	SC	SC	C	C		
Una falla máxima por trimestre			2	5		2	NC	NC	SC	C		
Menos de una falla por año			1	3		1	NC	NC	NC	C		
<b>FLEXIBILIDAD OPERACIONAL</b>							0	10	20	30	40	50
No hay repuesto			4	1		<b>CONSECUENCIAS</b>						
Hay repuesto			2			<b>CODIFICACION DE LA MATRIZ</b>						
Función de repuesto disponible			1	2		C						
<b>IMPACTO OPERACIONAL</b>							SC					
Pérdida de piezas			10	1		NC						
Parada con repercusión			7			Falla crítica						
Impacto en niveles de calidad			4			Falla Semi - Crítica						
No genera contratiempos			1			Falla No crítica						
Nota: El ítem referente a costo de mantenimiento será basado en 10 % de costo aproximado total del proyecto; según las bases del libro Mantenimiento Centrado en Confiabilidad.												
Deben evaluarse las piezas principales del proyecto en cada uno de los parámetros y asignar puntajes, con el fin de evaluar la criticidad de las posibles fallas y buscar las soluciones más idóneas												
FUENTE USADA PARA EL DISEÑO DE LAS HOJAS 3 Y 4: MANTENIMIENTO CENTRADO EN CONFIABILIDAD (Reliability-Centre Maintenance). Edición en Español. John Moubray. Traducido por ELLMAN, SUEIRO Y ASOCIADOS, Buenos Aires, Argentina-Madrid España. Edición en Español 2004.												



### 6.3. DATOS OBTENIDOS DE LA TELEMETRIA

La telemetría refiere a la medición y transmisión de datos en tiempo real desde el carro de carreras hasta un punto fijado en el área de pits, por medio de un GPS.

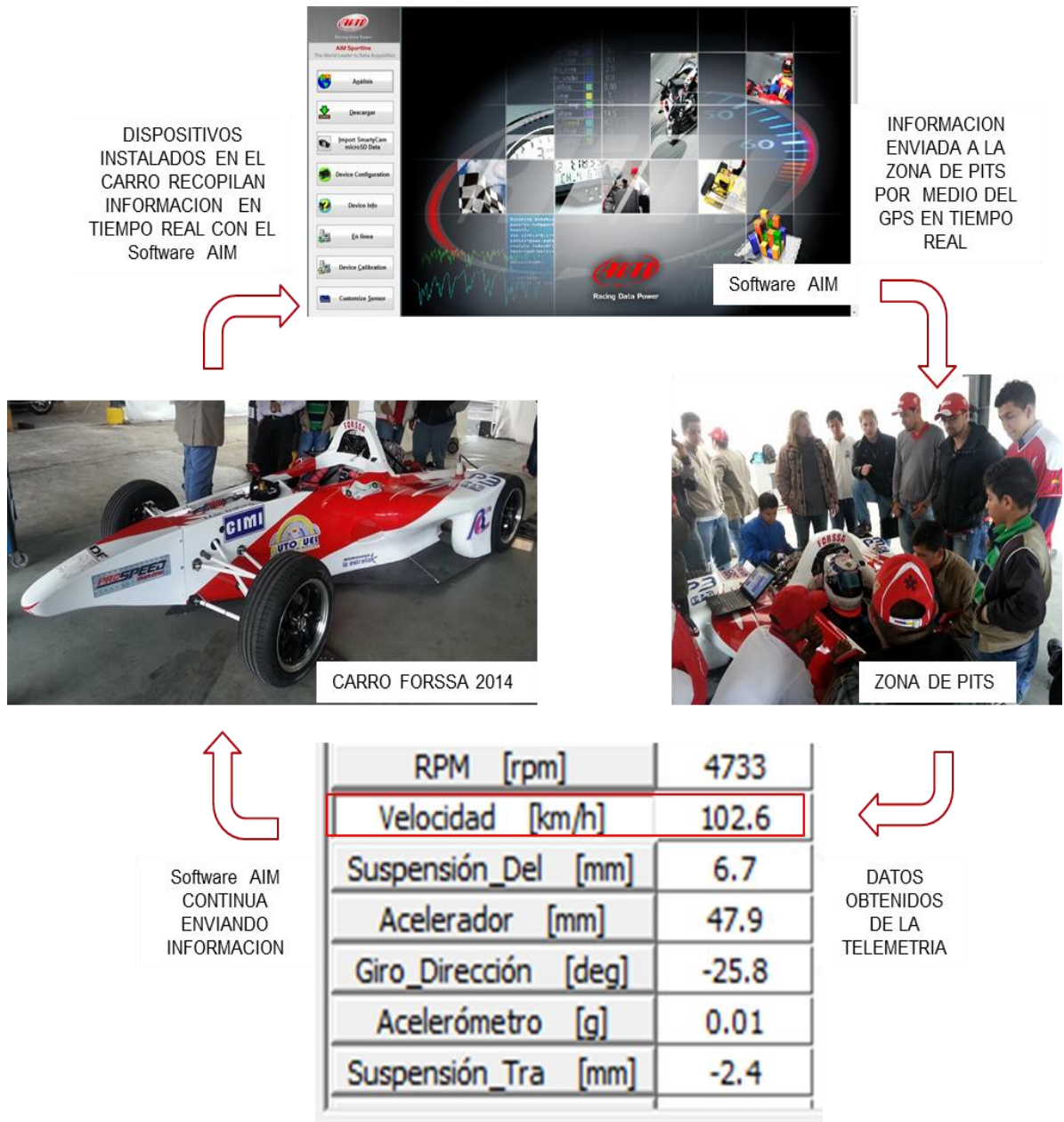
En la figura 123 se muestran los datos obtenidos de la telemetría instalada en el carro, donde se observa el punto donde el carro de carreras tipo monoplace de la escudería FORSSA ORIENTE 2014 desarrolló la velocidad máxima de 132.2 Km/h en la recta más larga de la pista profesional de Tocancipá.

También pueden verse las diferentes velocidades en Km, registradas en la salida de las curvas, donde la potencia desempeña un papel importante, al proporcionar una salida rápida de estas con poca pérdida y buena ganancia de velocidad obtenida en conjunto con la excelente estabilidad del vehículo. Estos resultados cumplen con las expectativas del proyecto, ya que dicha velocidad fue suficiente para obtener la Pole Position de la carrera oficial.

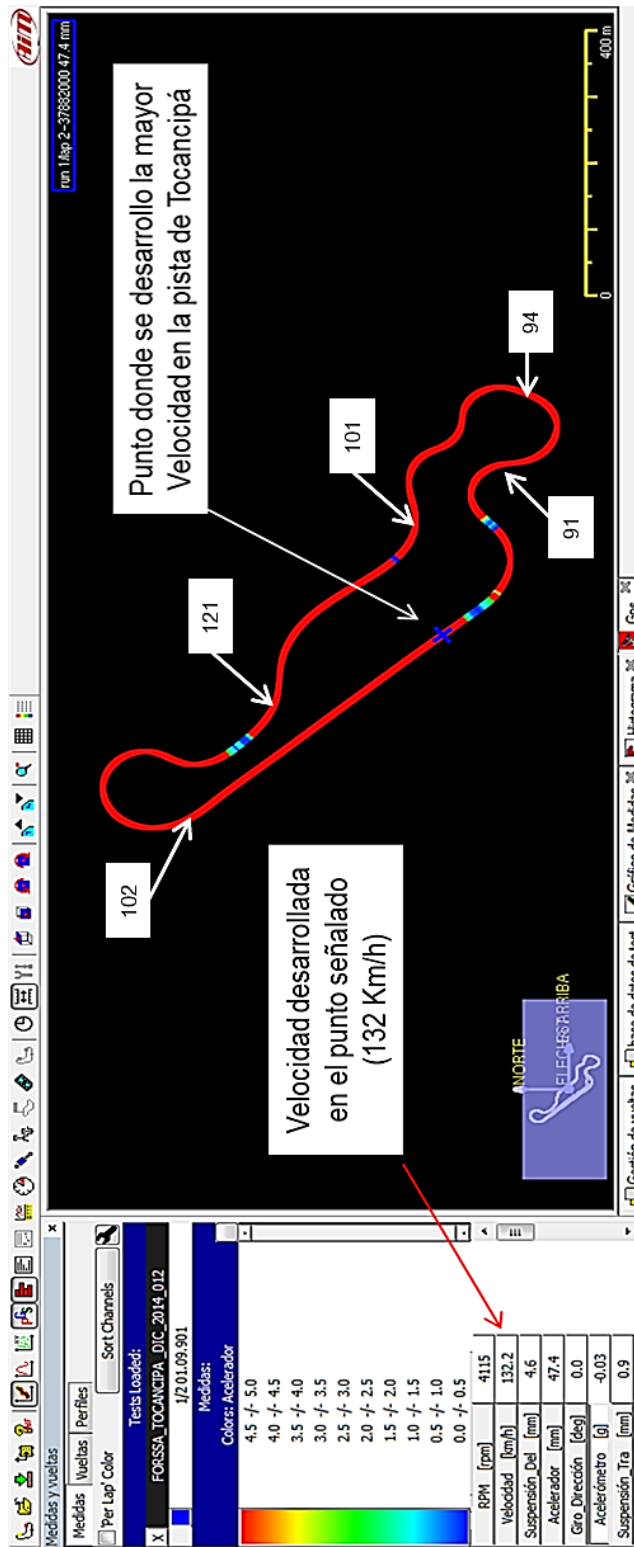
6.3.1. Sistema de telemetría utilizado. En la figura 123 se puede observar un esquema básico de la telemetría utilizada en el carro, donde se recopila información en tiempo real de algunas variables como lo es la velocidad desarrollada durante el funcionamiento en pista. Dicha información se recibe en la zona de pits del equipo.

Este software fue una de las innovaciones para la competencia del año 2014, ya que era la primera vez que se instalaba y la que a su vez tuvo un costo aproximado de \$ 30'000.000, siendo importado de Estados Unidos.

**Figura 133.** Esquema básico de la telemetría utilizada en el carro del equipo FORSSA SENA\_eco\_UIS\_2014



**Figura 134.** Datos en el punto donde el carro desarrollo la máxima velocidad en la pista



## 7. CONCLUSIONES

- El presente proyecto permitió el diseño y construcción de una caja de cambios híbrida para el proyecto FORSSA SENA; diseñando una caja de cambio de dos velocidades para un vehículo tipo monoplace eléctrico. Donde se desarrolló una potencia promedio de 21 Kilowatts, un torque de 65 Newton-metro y una relación de transmisión de 5:1 y 3.8:1. Mostrando excelentes resultados durante el desempeño en la pista de Tocancipá (Santander-Colombia) donde alcanzo una velocidad de 132.8 Km, logrando la Pole Position de la carrera oficial.
- La innovación de la caja de cambios en un carro híbrido de competición como un monoplace, permitió hacer mejor uso de las prestaciones de los motores eléctricos que se habrían utilizado en el carro de la competencia del año 2013, donde cada motor estaba acoplado a una transmisión tipo planetario y de allí a las ruedas traseras. Por lo que dicha innovación permitió equilibrar mejor la relación Peso-Potencia.
- La caja de cambios se desarrolló bajo la premisa del uso a dos cambios de velocidad, donde se cumplió el objetivo para el cual la relación pequeña proporciono mayor fuerza para vencer la inercia del vehículo y la relación grande permitió desarrollar más velocidad.
- Los cálculos para las relaciones de engrane presentaron dificultades, ya que se debían utilizar factores y constantes cuyo porcentaje de error respecto de la realidad fuera el mínimo posible, con el fin de obtener un factor de seguridad aceptable, por lo cual la información fue depurada con investigación y los respectivos análisis de simulación por medio de elementos finitos con intensa ayuda de herramientas de diseño de ingeniería como software tipo CAD y CAE (ANSYS). Dada la complejidad de algunos de los componentes y el excelente

rendimiento en el análisis matemático que dichas herramientas permitían realizar, afianzando de esta manera el buen desempeño de los componentes que fueron diseñados y construidos.

- Los componentes que se fabricaron en las instalaciones del SENA, permitieron entrar en contacto con una parte de la industria y los procesos de adquisición y maquinado de piezas, ya que los asesores externos e internos del proyecto proporcionaron información clara sobre las necesidades en los diferentes puntos clave del diseño, compra y fabricación. Optimizando así el “Paso a Paso” en todo el camino recorrido a lo largo del presente proyecto.

## BIBLIOGRAFIA

**AGMA.** American Gear Manufacturers Association (Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes). *www.agma.org*. [En línea] [Citado el: 4 de Agosto de 2014.] <https://www.agma.org/>.

**AGMA**, *Gear Nomenclature, Definitions of Terms with Symbols*. ANSVAGMA Estándar 1012-F90, (Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes), 1500 King St., Suite 201, Alexandria, Va., 22314, 1990.

**AGMA**, *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, ANSVAGMA Estándar 2001-B88. (Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes), 1500 King St., Suite 201, Alexandria, Va., 22314.

**AGMA**, *Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical, and Herringbone Gear Teeth*. ANSVAGMA Estándar 908-B89. (Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes), 1500 King St., Suite 201, Alexandria, Va., 22314.

**AIM Sports.** AIM. *aimsports.com*. [En línea] [Citado el: 20 de Octubre de 2014.] <http://aimsports.com/drag/index.html>.

**ASTUDILLO, Manuel Orovio.** Tecnología de l automóvil. [En línea] [Citado el: 9 de Octubre de 2014.] <http://autastec.com/blog/me-presento/>.

**CASCAJOSA, Manuel. 2005.** *Ingeniería de vehículos*. Madrid : Alfaomega, 2005.

**METALLUBE.** Metal lube. [En línea] [Citado el: 12 de Octubre de 2014.] <http://www.metallube.es/CAJA-DE-CAMBIOS->

AUTOMATICA/\_C3VTDDatmVE6tDyn1N58\_yvR\_axzg0oEOTagys3SrRpqr6R\_gT8  
PJR6ei0FW7NjW.

**FERNANDEZ, David Martin.** formulaf1. [En línea] [Citado el: 9 de octubre de 2014.] <http://www.formulaf1.es/contacto/>.

**FIDALGO, Ruben. 2012.** Autocasion. [En línea] 9 de 10 de 2012. [Citado el: 5 de 10 de 2014.] <http://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/111443/que-tipos-de-cajas-de-cambio-existen/>.

**HAMROCK, Bernard y otros.** Elementos de Máquinas. México: McGraw-Hill. 2000

**MOTT, Robert.** Diseño de Elementos de Máquinas.4 ed. México: Prentice Hall - Pearson, 2006

**NORTON, Robert.** . *Diseño de Maquinas. 4 ed.* Mexico: Prentice Hall -Pearson, 2011.

**RIKI.** F1 BY RIKI. [En línea] [Citado el: 5 de 10 de 2014.] <http://formulauno-auto.blogspot.com/2013/05/caja-de-cambios-de-un-f1.html>.

**RODRIGEZ, Alvarez y Vega Gabriel, Ortiz. 2012.** *DISEÑO DE UNA CAJA DE CAMBIOS PARA UN AUTO PROTOTIPO.* MEXICO D.F. : TESIS DE GRADO, 2012.

**RT Quaife Engineering Ltd.** QUAIFE ´50. *quaife.co.uk.* [En línea] [Citado el: 10 de Agosto de 2014.] <http://quaife.co.uk/>.

**TAPIA, David Rodolfo Esquivel. 2006.** *DISEÑO MECANICO DE UNA TRASMISION CVT MEDIA TOROIDAL.* MEXICO D.F. : TESIS, 2006.

## **ANEXOS**

## ANEXO A

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CAJA DE 2 VELOCIDADES DE UN VEHICULO DE CARRERAS TIPO MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco

Director de proyecto de Grado

---

Ing. Isnardo González Jaimes.

Autores

---

Juan David Wandurraga Santamaría  
Código: 2073033

---

Eder Gyobany Rodríguez Rey  
Código: 2040464

**ANEXO B**  
**ESCUADERIA FORSSA ORIENTE**

**FORSSA**  
ORIENTE



**EQUIPO FORSSA SENA\_eco\_UIS 2014**



## DISEÑADORES UIS 2014



## MONOPLAZA FORSSA SENA eco UIS 2014



**MONOPLAZA FORSSA SENA\_eco\_UIS 2014 EN TOCANCIPA**



## PRESENTACION\_UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

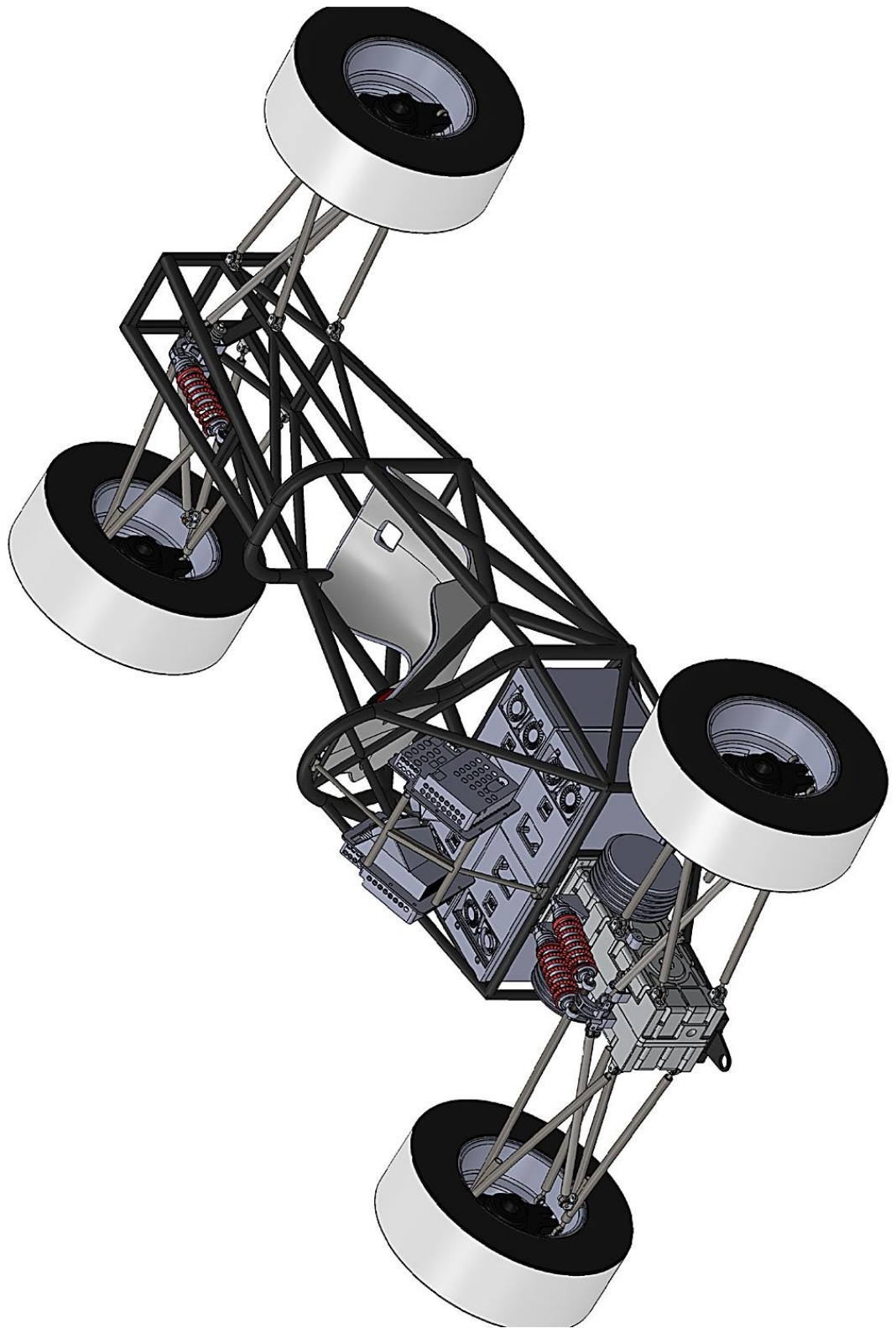


## PARTICIPA DE LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



PRFSENCIA-I IIS

## ENSAMBLE FINAL DE LA CAJA DE CAMBIOS AL CHASIS



## ANEXO C

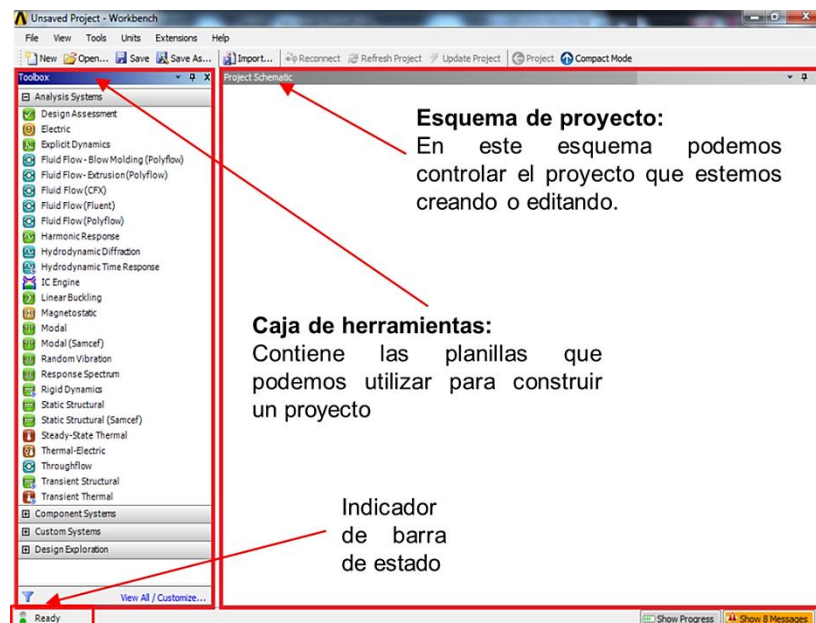
### TUTORIAL ANALISIS MODAL

En este tipo de análisis se obtienen las frecuencias naturales y los modos de vibración de una pieza durante la vibración libre, lo que implica que el movimiento se mantiene por la acción de fuerzas gravitacionales y fuerzas elásticas de recuperación a partir de una condición inicial que implica oscilación, en este caso se anulan las fuerzas externas que puedan causar movimiento armónico.

El estudiante debe tener un conocimiento básico ingenieril respecto a: MEF (método de elementos finitos), resistencia de materiales, mecánica vectorial y un conocimiento básico en la interfaz Worbench de ANSYS.

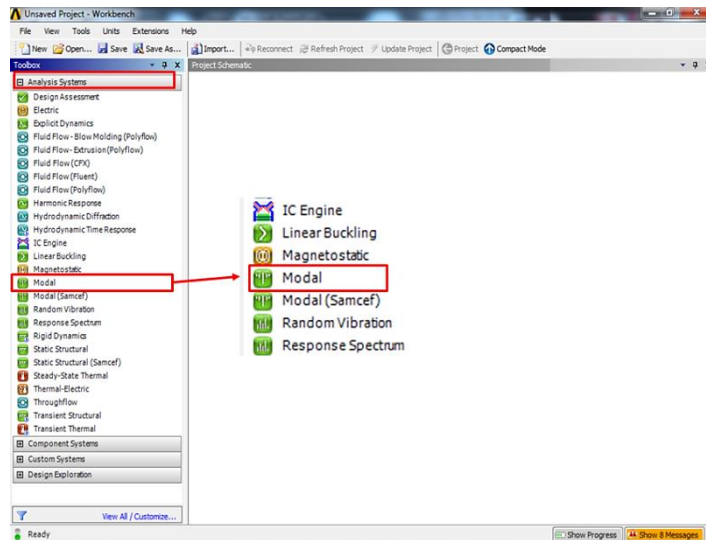
En la interfaz Worbench de ANSYS se encuentran 2 áreas principales: la caja de herramientas Toolbox y el esquema de proyecto Project Schematic como se observa en la figura C-1.

**Figura C-1.** Interfaz Worbench

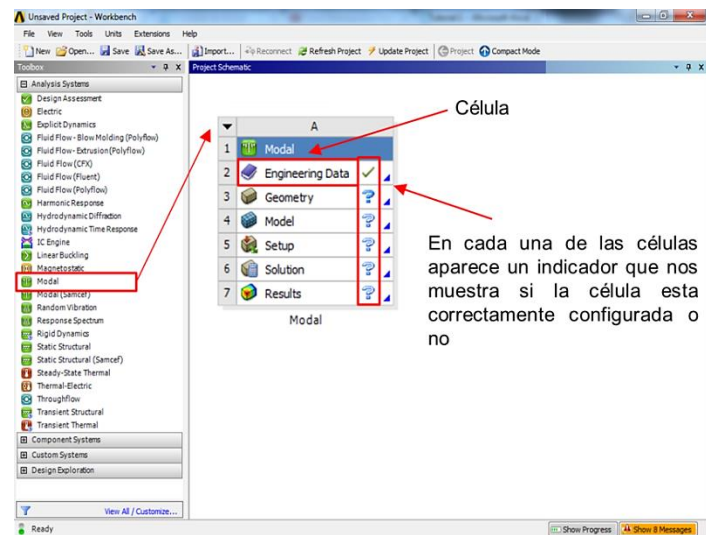


**Paso 1:** Para iniciar a construir el proyecto se dirige al área de caja de herramientas Toolbox y busca la opción Modal que se encuentra dentro de la pestaña de análisis de sistema, se selecciona dando doble Click o arrastrando esta hacia el área de Project Schematic (esquema de proyecto) como se observa en la figura C-2. Habiendo seleccionado la opción Modal, debe aparecer una ventana similar a la de la figura C-3.

**Figura C-2.** Selección plantilla de análisis modal

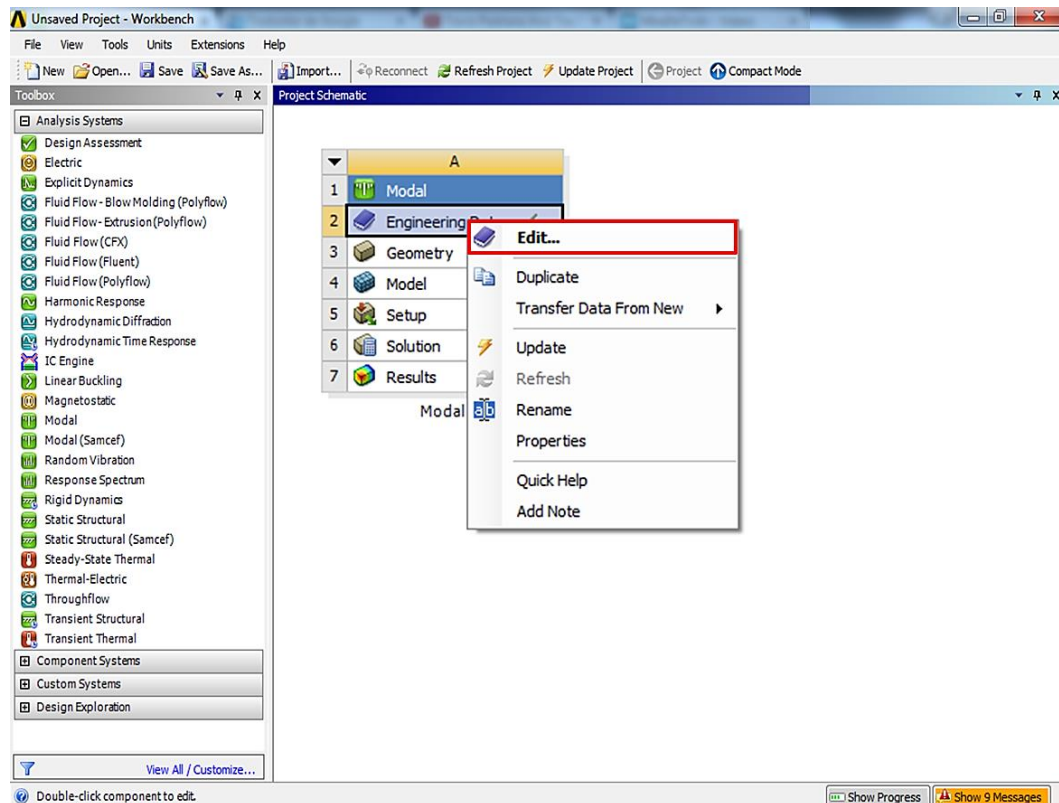


**Figura C-3.** Esquema de proyecto.



**Paso 2:** Una vez cargada la plantilla se puede actualizar los datos del material haciendo Click derecho sobre la célula Engineering Data, este a su vez despliega un menú contextual como se observa en la figura C-4, se hace Click en “Edit” la cual abre una nueva interfaz de edición de los materiales donde puede crear su propio material a utilizar en el análisis.

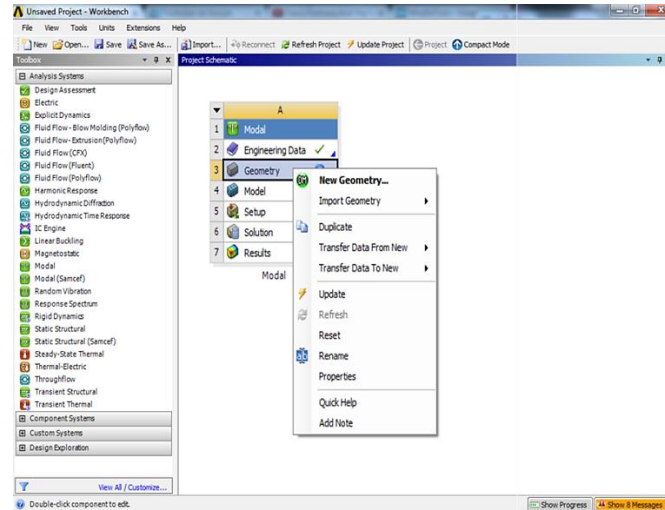
**Figura C-4.** Configuración de los datos ingenieriles



**Paso 3:** una vez cargada la plantilla Modal debe agregarse una geometría, para esto se cuenta con 2 opciones, se hace Click derecho sobre la célula de geometría desplegando un menú contextual que muestra la opción de crear una nueva geometría a través del Design Modeler o importar una nueva geometría desde un formato de CAD externo como se observa en la figura C-5. Para este tutorial se ha importado una geometría previamente creada en SolidWorks con la

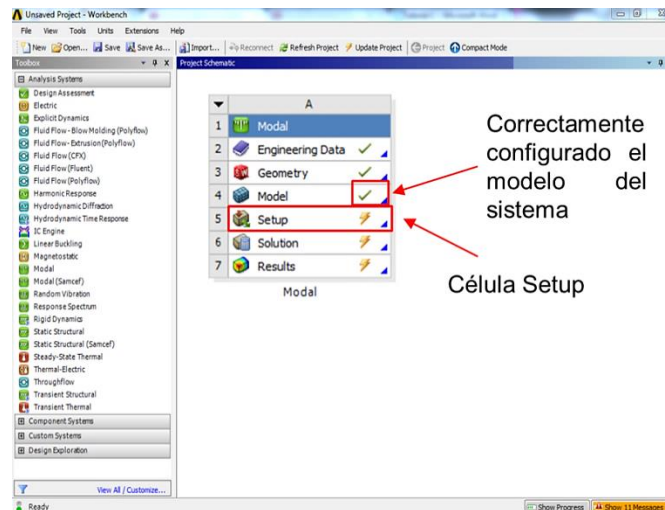
cual se realizara un análisis modal, es importante entender los conceptos básicos que rigen las soluciones.

**Figura C-5.** Configuración de geometría



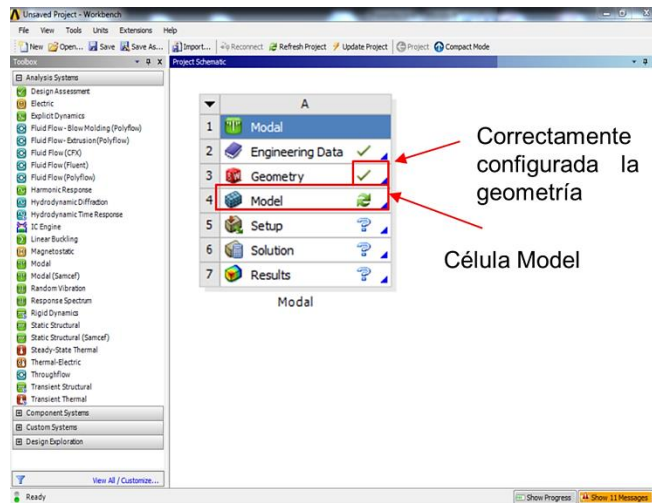
**Paso 4.** Habiendo agregado la geometría, debe aparecer un indicador en la célula de Geometry mostrando que está correctamente configurada y se procede a hacer un modelo del sistema en el cual se crea un mallado y se asigna el material en la célula Model como se observa en la figura C-6.

**Figura C-6.** Configuración del modelo de proyecto



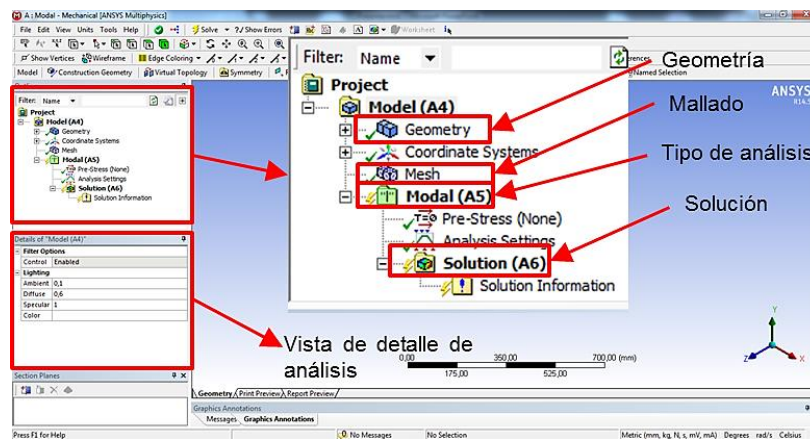
**Paso 5.** Luego de haber realizado un modelo del sistema, debe aparecer el indicador en la célula de Model indicando que está correctamente configurado y se procede a acceder a Mechanical (módulo de simulación mecánica) haciendo doble Click en la célula Setup; la cual abre una ventana nueva para poder asignar las condiciones de contorno, como se observa en las figuras C-7 y C-8.

**Figura C-7.** Acceso al módulo de simulación mecánica



En la figura C-8 se observa el árbol esquemático que muestra de forma ordenada los pasos para resolver el proyecto desde los datos de entrada hasta la solución.

**Figura C-8.** Módulo de simulación mecánica



**Paso 6.** Lo siguiente es definir el número de nodos a encontrar, esto significa el número de valores propios que encontrara en la vibración libre, de igual manera se puede definir el límite de búsqueda en la frecuencia si es deseado, este permite seleccionar un rango mínimo y un máximo de frecuencia sobre la cual va buscar los modos o solucionara la forma de vibración de modelo. Como se observa en la figura C-8.

**Figura C-8.** Configuración del análisis

Configuración del análisis

Numero de modos a encontrar

Limite de rango a encontrar

Rango mínimo

Rango máximo

Options	
Max Modes to Find	6
Limit Search to Range	Yes
Range Minimum	0, Hz
Range Maximum	1, e+008 Hz

Solver Controls	
Damped	No
Solver Type	Program Controlled

Rotordynamics Controls	

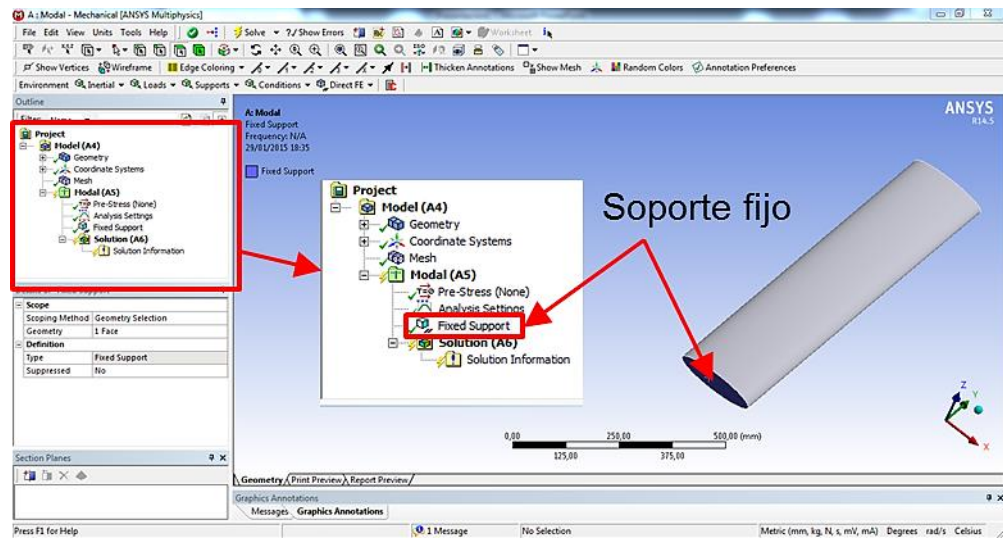
Output Controls	

Analysis Data Management	

**Paso 7.** Luego de haber configurado los parámetros del análisis se debe configurar las condiciones de contorno, en este caso se debe definir los soportes a

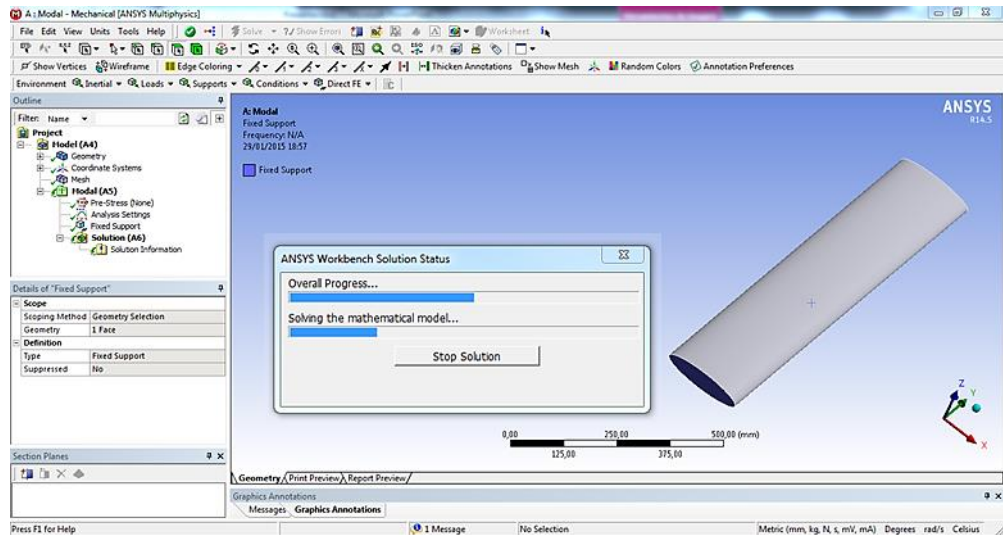
la pieza a analizar. Para este caso se utilizó un soporte fijo en la base de la columna que permitirá conocer la manera en que vibra el cuerpo. Como se muestra en la figura C-9.

**Figura C-9.** Condiciones de contorno



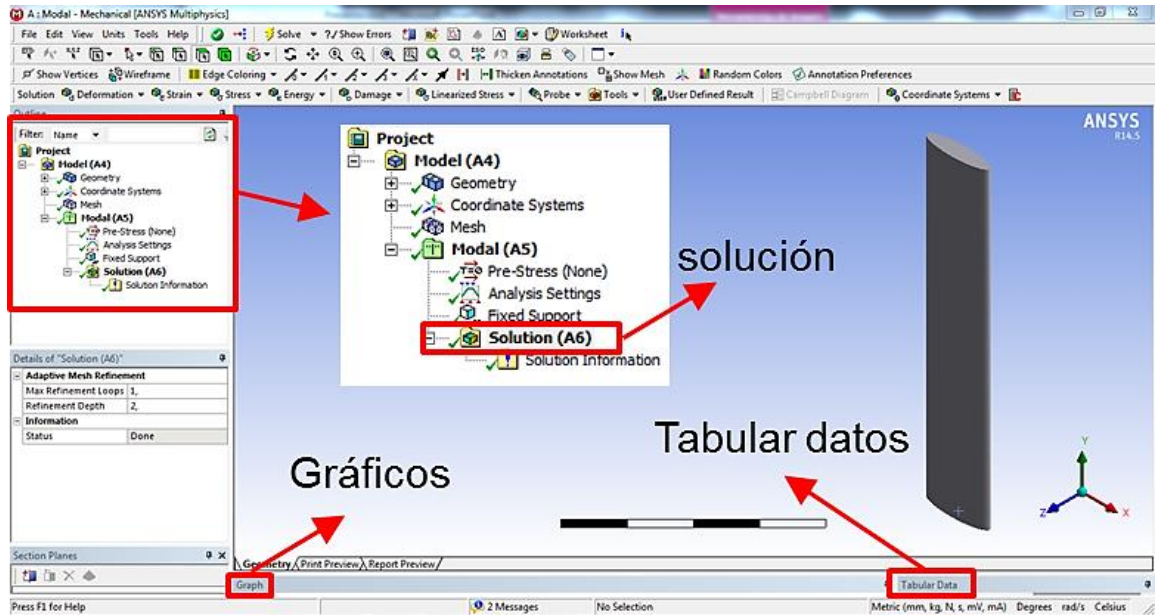
**Paso 8.** Por último debe solucionarse la ecuación.

**Figura C-10.** Solución del modelo matemático

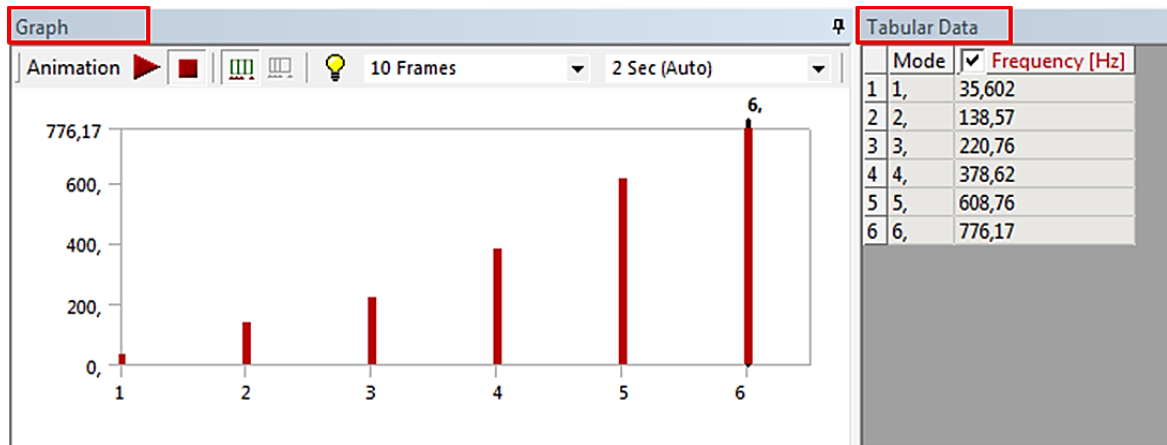


Habiendo obtenido la solución se debe estudiar los resultados modales para ello se da Click en la ficha Solution (solución) y luego en Tabular Data (tabular datos) o en Graph (gráficos) y se encuentra una tabla o una gráfica similar a la de la figura C-11 donde cada modo tiene una frecuencia asignada en Hertz como se muestra en la figura C-12.

**Figura C-11.** Visualización de la solución obtenida



**Figura C-12.** Gráficos de frecuencias asignadas en Hertz



Para poder visualizar la deformación total de cada modo de vibración, se debe seleccionar todas las columnas del Graph (gráfico) y hacer Click derecho sobre la misma seleccionando la opción Create Mode Shape Results (crear resultado en forma de modo) como se observa en la figura C-13 esto generara una lista de deformación total correspondiente a cada modo que acabamos de crear y por último se debe solucionar.

Para visualizar como se deformara la pieza basta con hacer Click sobre la pestaña de deformación total que aparece al lado izquierdo de la pantalla y este mostrara la forma en que se deforma cada modo en función de la frecuencia como se muestra en la figura C-14.

**Figura C-13.** Generar lista deformación total

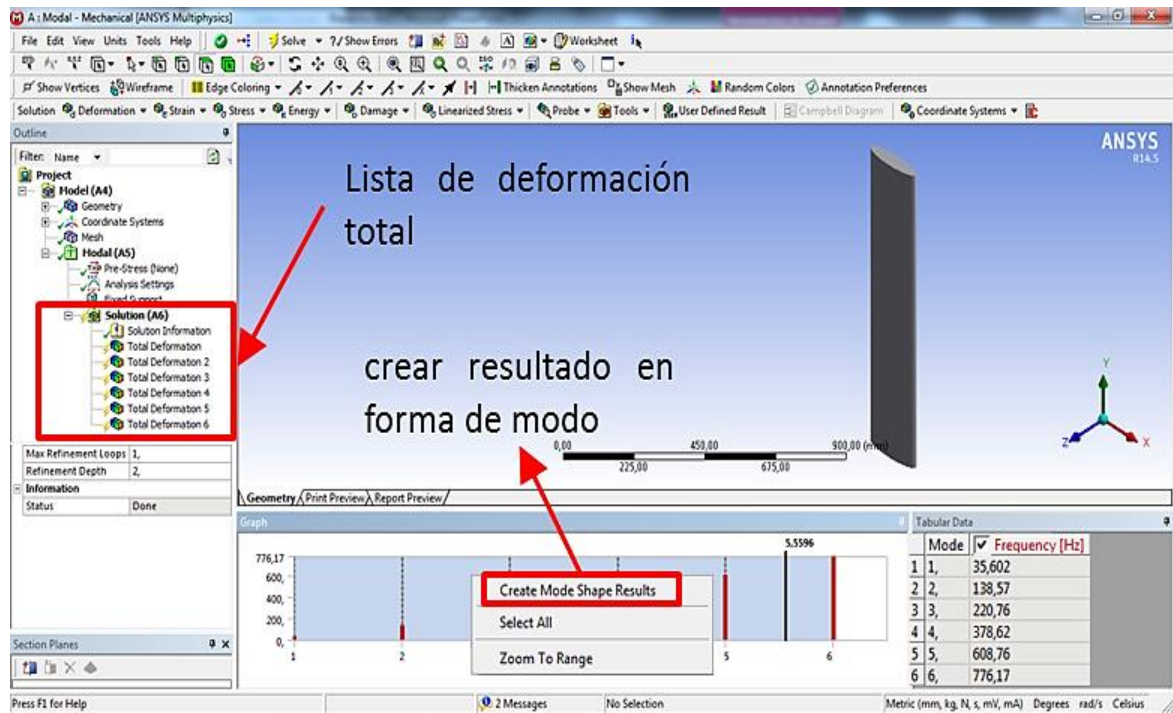
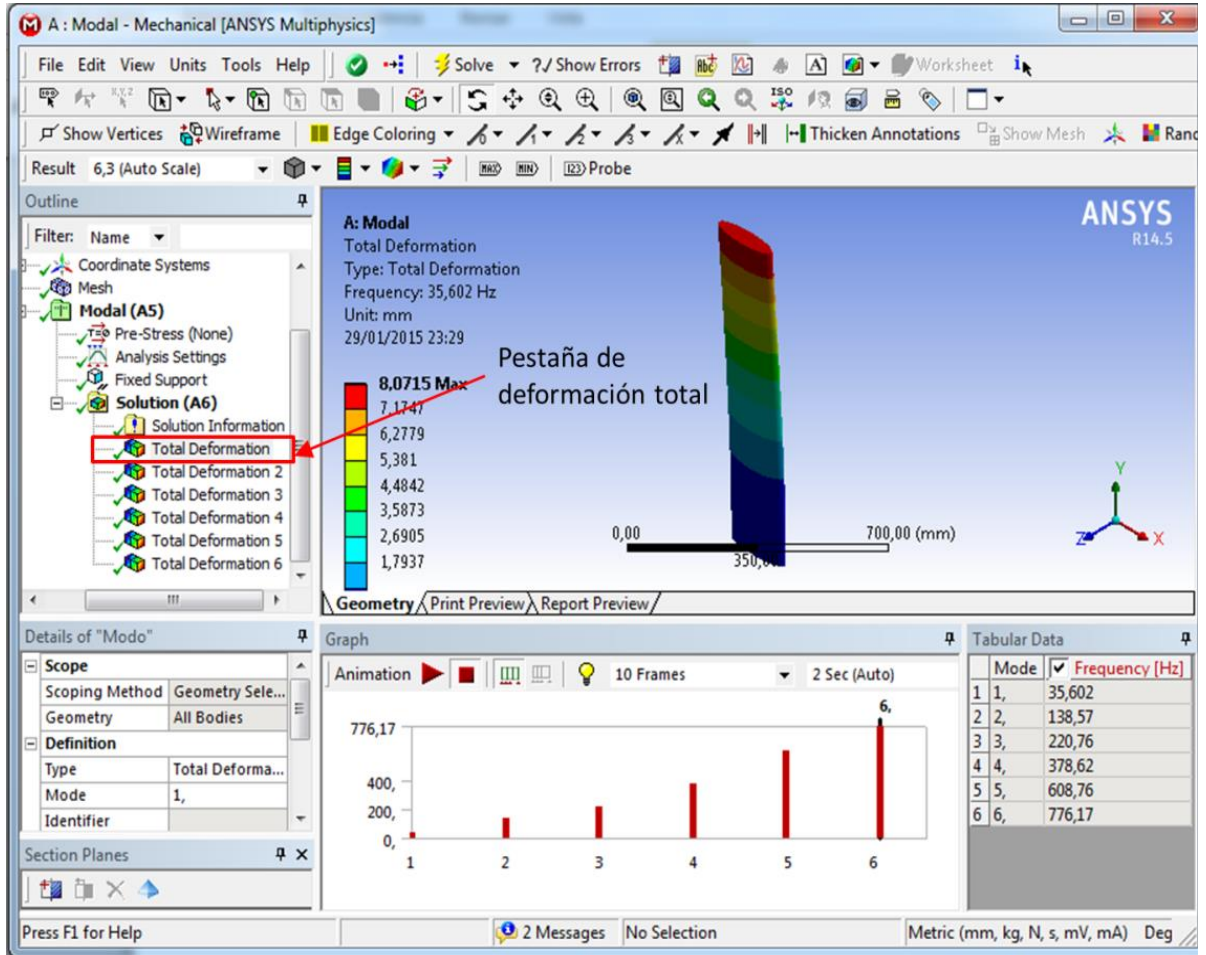


Figura C-14. Deformación total en función de la frecuencia



## ANEXO D-1



LA SUSCRITA SUBDIRECTORA DEL CENTRO INDUSTRIAL DE MANTENIMIENTO INTEGRAL

HACE CONSTAR

Que el señor EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY identificado con cedula de ciudadanía No 91.525.331 de Bucaramanga, participo en el proyecto Formula SENA ECO en la fase II Diseño y Optimización y en la fase III Optimización, como Diseñador Mecánica de la Escudería FORSSA Oriente, cumpliendo satisfactoriamente con los objetivos.

Se expide a solicitud del interesado, a los trece (13) días del mes de febrero de 2015.

  
CLAUDIA CELINA MARIA ARIZA

  
Vo.Bo. Luis Orlando Torres Clavijo, Instructor CIMI

*Eliana B.*

Ministerio de Trabajo  
**SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE**  
**Dirección General /Regional Santander/Centro Industrial de Mantenimiento Integral**  
**Km 7 Via Palenque - Rincon de Giron (Giron, Santander) – PBX (57 1)6468036**  
www.sena.edu.co - Línea gratuita nacional: 01 8000 9 10 270

GD-F-011 V01

## ANEXO D-2




LA SUSCRITA SUBDIRECTORA DEL CENTRO INDUSTRIAL DE MANTENIMIENTO INTEGRAL

HACE CONSTAR

Que el señor JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA identificado con cedula de ciudadanía No 1.099.205.130 de Barbosa (S/der), participo en el proyecto Formula SENA ECO en la fase I Diseño y Construcción, en la fase II Diseño y Optimización y en la fase III Optimización, como Diseñador Mecánica de la Escudería FORSSA Oriente, cumpliendo satisfactoriamente con los objetivos.

Se expide a solicitud del interesado, a los trece (13) días del mes de febrero de 2015.

  
CLAUDIA CELINA MARIA ARIZA

  
Vo.Bo/ Luis Orlando Torres Clavijo, Instructor CIMI

*Eliana B.*

Ministerio de Trabajo  
**SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE**  
**Dirección General /Regional Santander/Centro Industrial de Mantenimiento Integral**  
**Km 7 Vía Palenque - Rincon de Giron (Giron, Santander) – PBX (57 1)6468036**  
www.sena.edu.co - Línea gratuita nacional: 01 8000 9 10 270

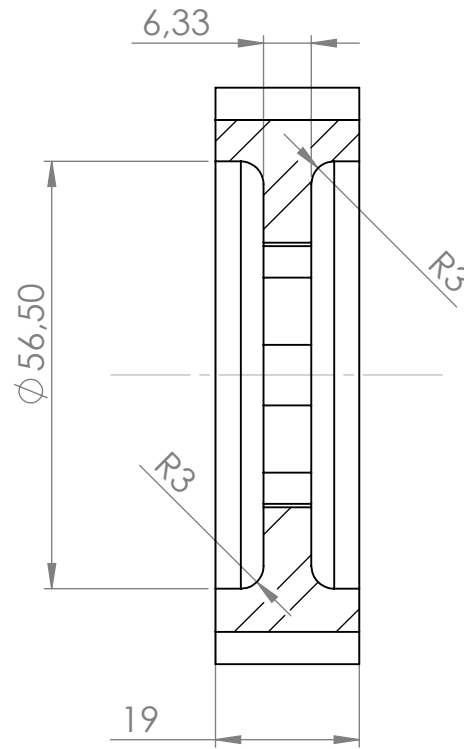
GD-F-011 V01

## **ANEXO E**

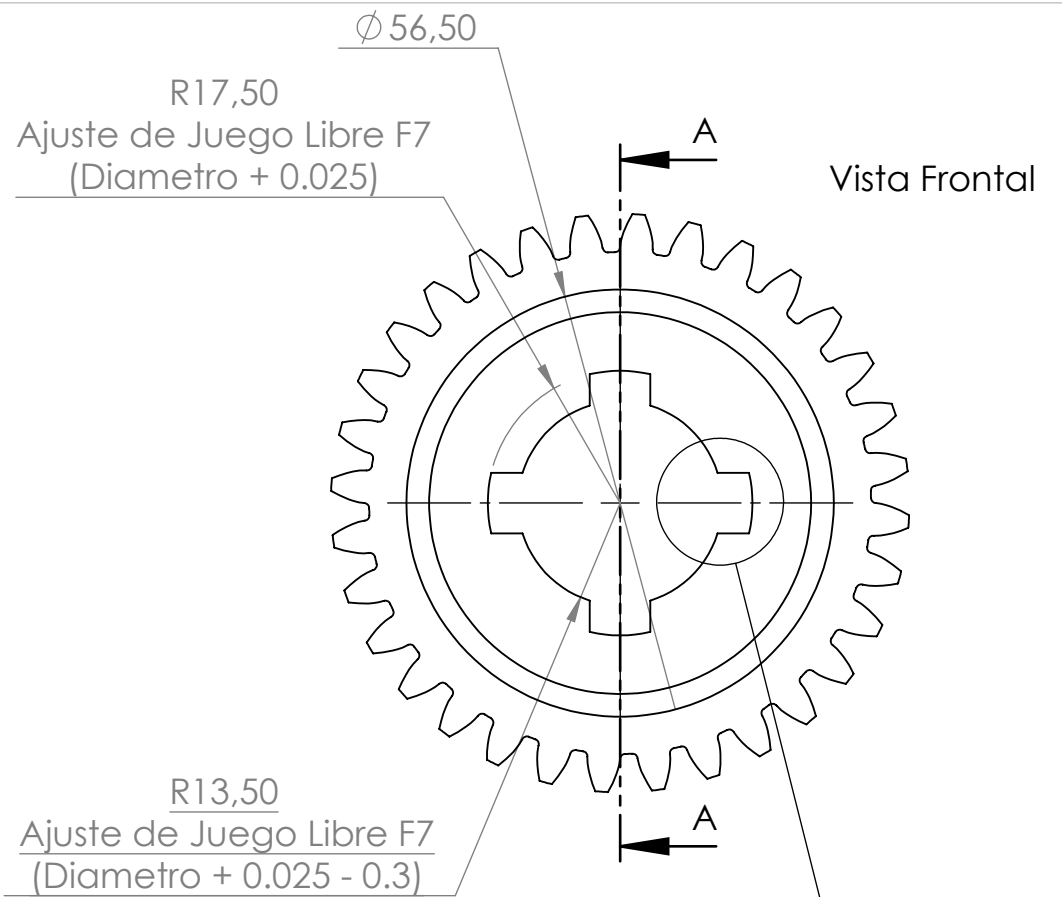
PLANOS: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN VEHICULO DE CARRERAS TIPO MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco

Cantidad: 1  
 Redondeo fillos y aristas = 3 mm

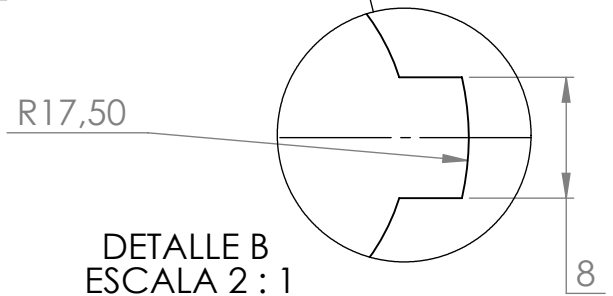
MODULO = 2,25  
 NUMERO DE DIENTES = 32  
 DIA. EXTERIOR = 76,5 + 0.3  
 DIA. PRIMITIVO = 72  
 DIA. INTERNO = 66,375



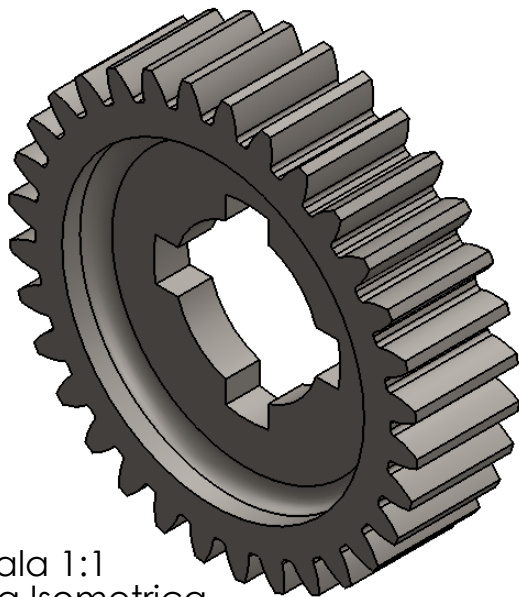
SECCIÓN A-A




Vista Frontal



DETALLE B  
 ESCALA 2 : 1



Escala 1:1  
 Vista Isometrica

<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b> ENGRANAJE A RELACION 3,8	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA	<b>MATERIAL:</b> ACERO AISI 8620	<b>PLANO No.</b> 1	<b>A4</b>	
	<b>PESO:</b> 321.80 gramos	<b>FECHA.</b> 13/09/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
		<b>ESCALA:</b> 1 : 1	<b>Medidas en milímetros</b>	

Cantidad: 1  
 Redondeo fillos y aristas = 3 mm

MODULO = 2,25  
 NUMERO DE DIENTES = 70  
 DIA. EXTERIOR = 162 + 0.3  
 DIA. PRIMITIVO = 157,5  
 DIA. INTERNO = 151,875

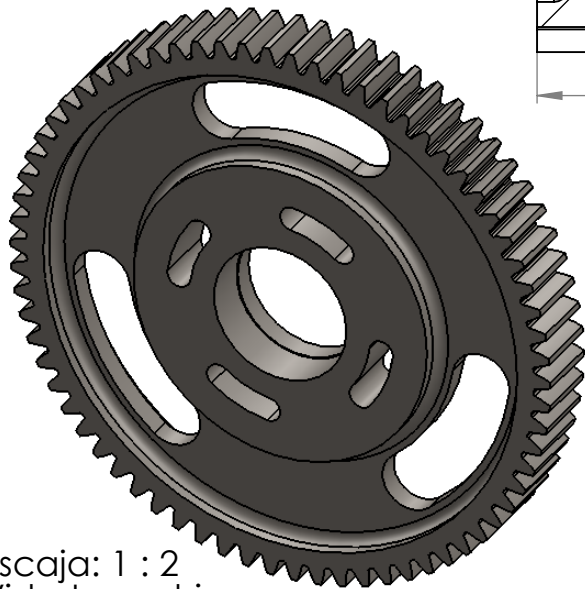
$\phi 39,70$   
 Ajuste de Juego Libre F7  
 Diametro + 0.025 - 0.3

$\phi 39$   
 Ajuste de Juego Libre F7  
 Diametro + 0.025 - 0.3

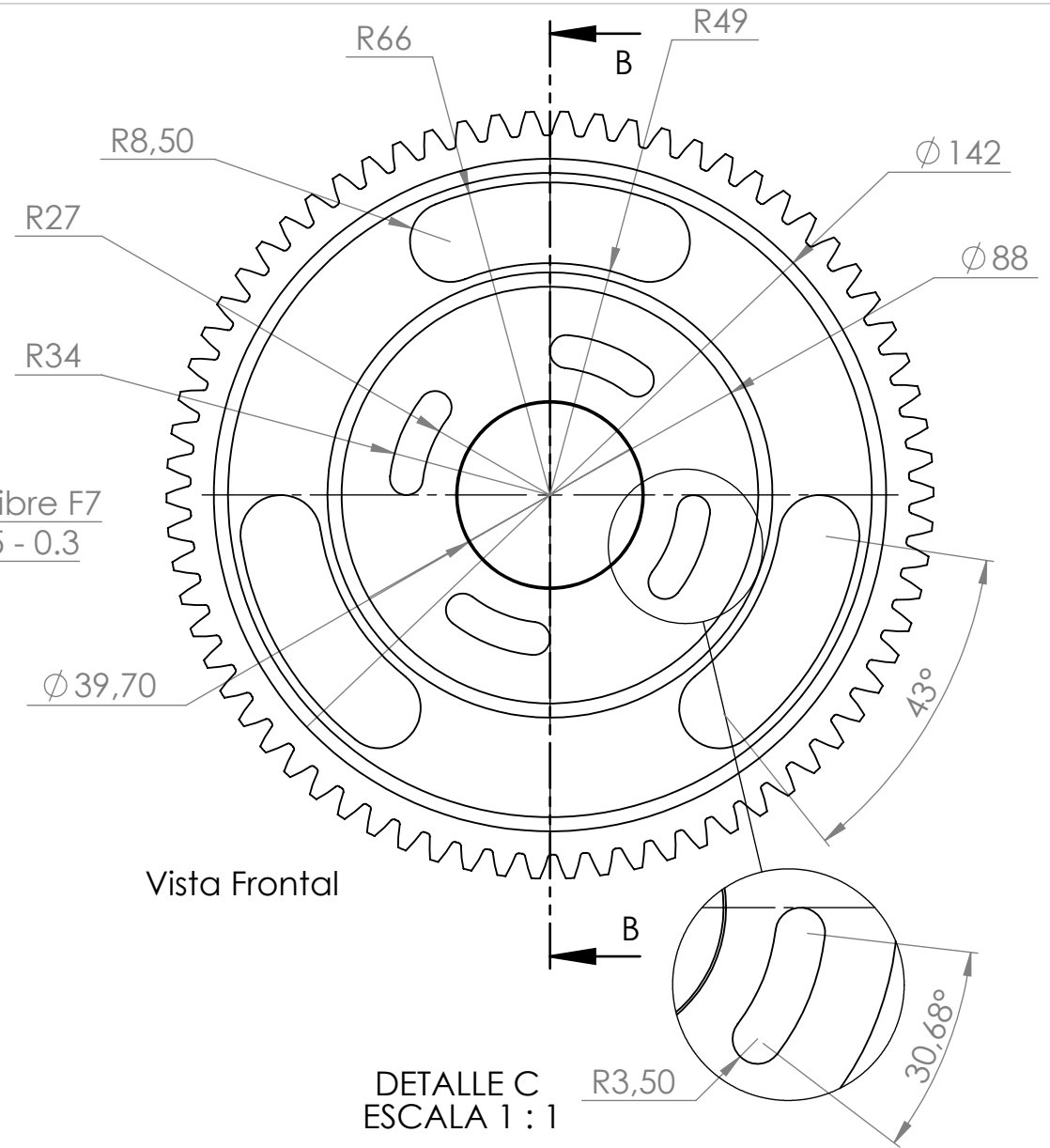
12,80

19

SECCIÓN B-B  
 ESCALA 1 : 1.5



Escaja: 1 : 2  
 Vista Isometrica



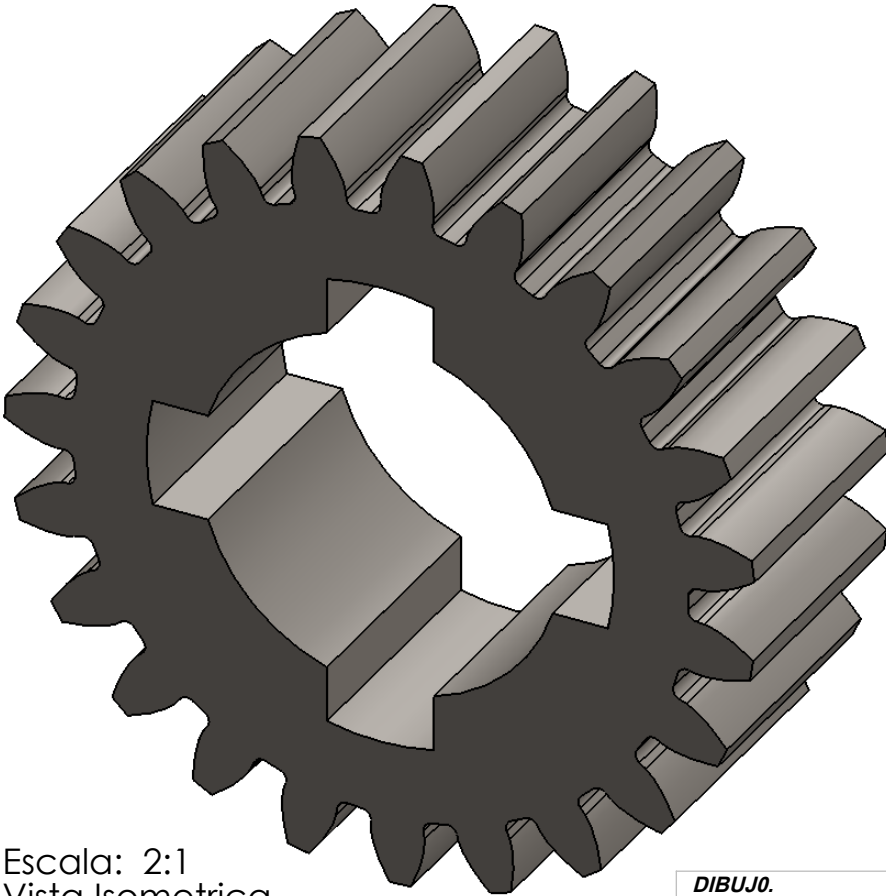
Vista Frontal

DETALLE C  
 ESCALA 1 : 1

<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA:</b>	<b>TÍTULO:</b> ENGRANAJE B RELACION 3,8	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		<b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 8620		<b>PLANO No.</b> 2
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA		<b>PESO:</b> 1507.86 gramos		<b>A4</b>
				<b>FECHA:</b> 13/09/2014
				<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez
				<b>ESCALA:</b> 1 : 1.5
				<b>Medidas en milímetros</b>

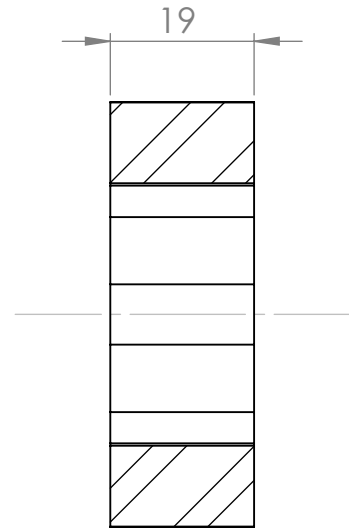
Cantidad: 1  
 Redondeo filos y aristas = 3 mm

MODULO = 2,25  
 NUMERO DE DIENTES = 24  
 DIA. EXTERIOR =  $56,25 + 0.3$   
 DIA. PRIMITIVO =  $51,75$   
 DIA. INTERNO =  $46,125$

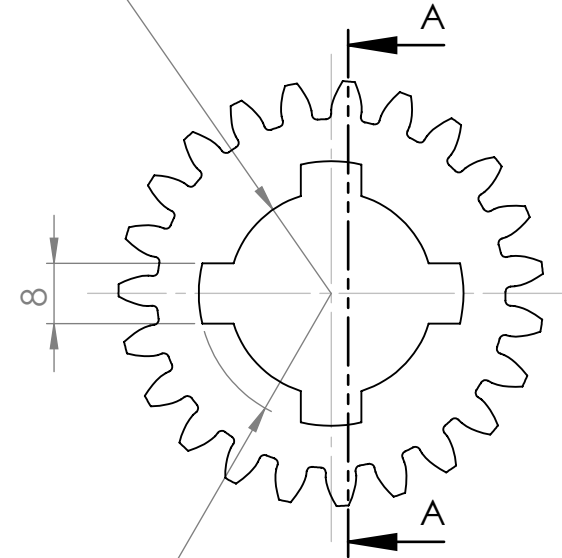


Escala: 2:1  
 Vista Isometrica

R13,50  
 Ajuste de Juego Libre F7  
 (Diametro + 0.025 - 0.3)





SECCIÓN A-A



Vista frontal

R17,50  
 Ajuste de Juego Libre F7  
 (Diametro + 0.025 )

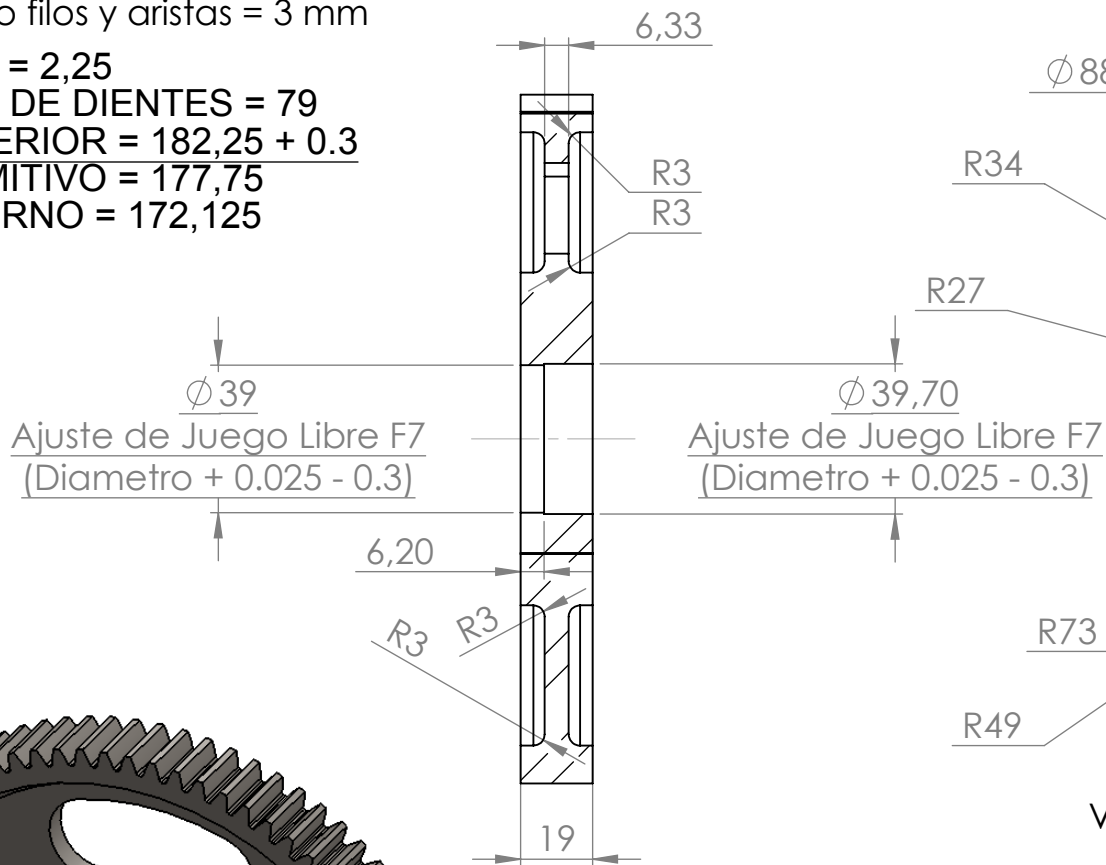
<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b> ENGRANAJE C RELACION 5	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA	 <b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 8620	<b>PLANO No.</b> 3	<b>A4</b>	
		<b>FECHA.</b> 15/09/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
<b>PESO:</b> 203.37 gramos		<b>ESCALA:</b> 1 : 1	<b>Medidas en milímetros</b>	

Cantidad: 1  
 Redondeo fillos y aristas = 3 mm

MODULO = 2,25  
 NUMERO DE DIENTES = 79  
 DIA. EXTERIOR = 182,25 + 0.3  
 DIA. PRIMITIVO = 177,75  
 DIA. INTERNO = 172,125




Vista Isometrica



SECCIÓN A-A

Vista Frontal

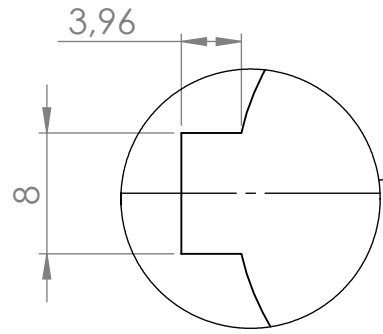
DETALLE B  
 ESCALA 1 : 1

<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b> ENGRANAJE D RELACION 5	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA	<b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 8620	<b>PLANO No.</b> 4	<b>A4</b>	
	<b>PESO:</b> 1783.25 gramos	<b>FECHA.</b> 15/09/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
		<b>ESCALA:</b> 1 : 2	<b>Medidas en milímetros</b>	

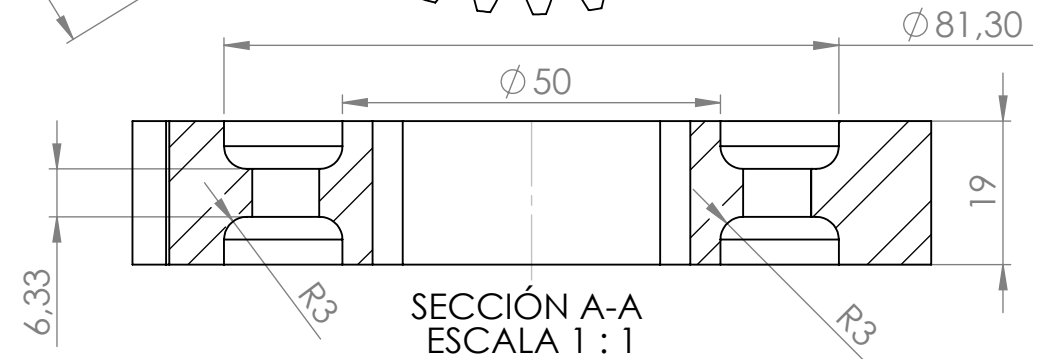
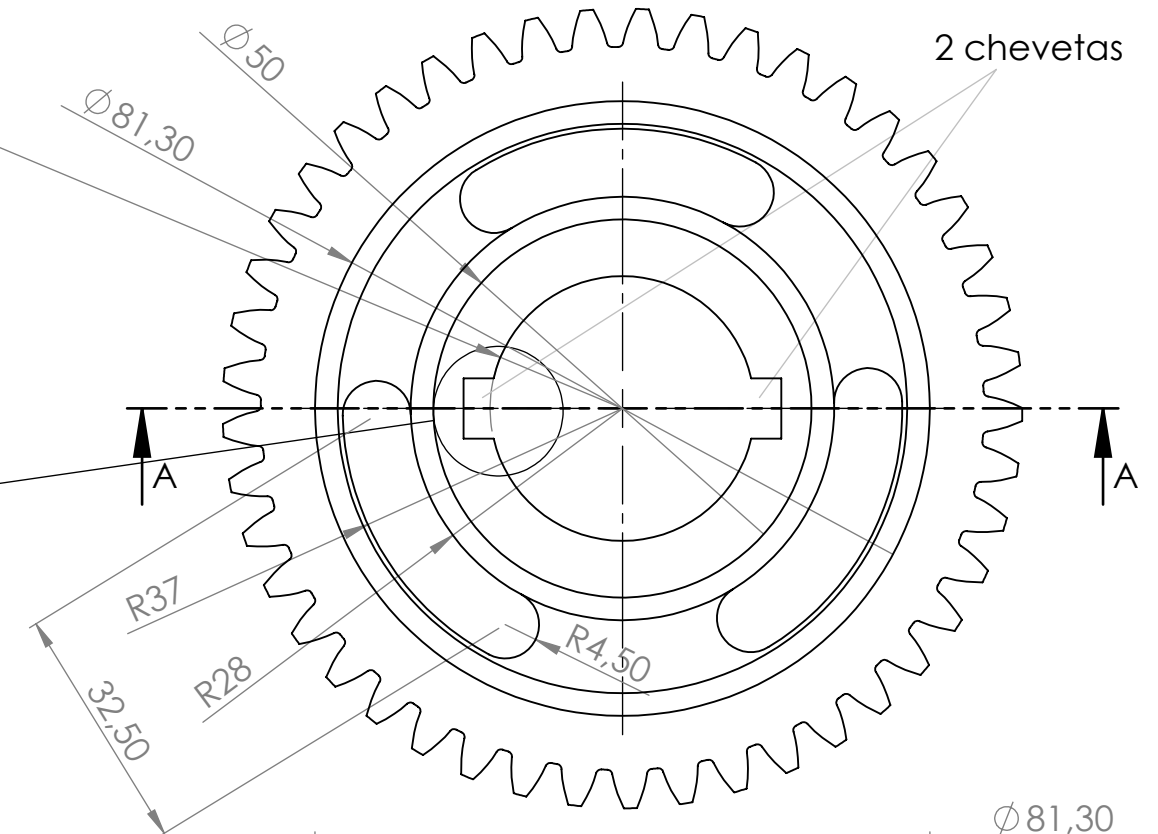
Modulo : 2.25  
 Dia. Exterior: 105.8  
 Dia. Primitivo: 101.3  
 Dia. Interior: 95.625  
 Numero de Dientes: 45

Cantidad: 1  
 Vista frontal

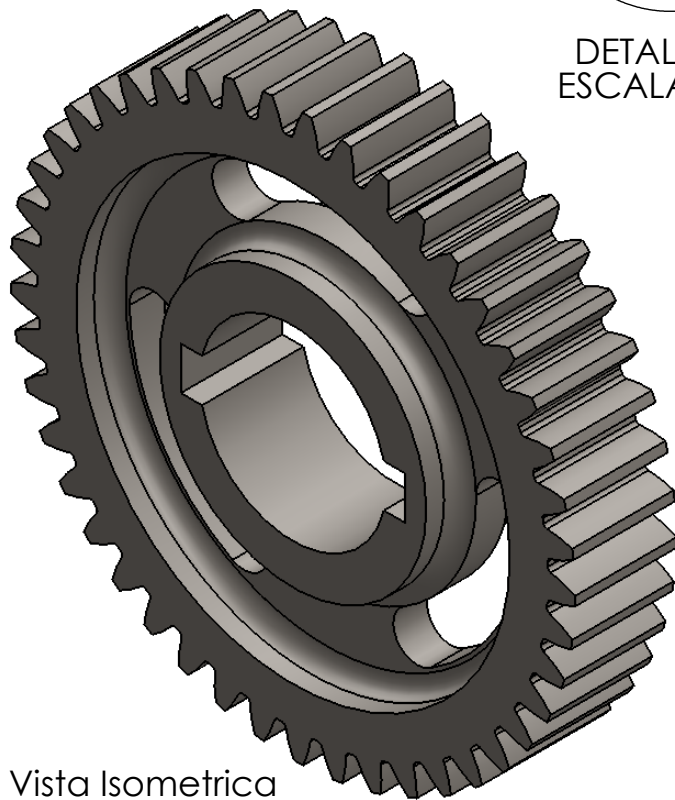
R17,50  
 Ajuste de Juego Libre M7  
 (Diámetro + 0.000mm)



DETALLE B  
 ESCALA 2 : 1



SECCIÓN A-A  
 ESCALA 1 : 1

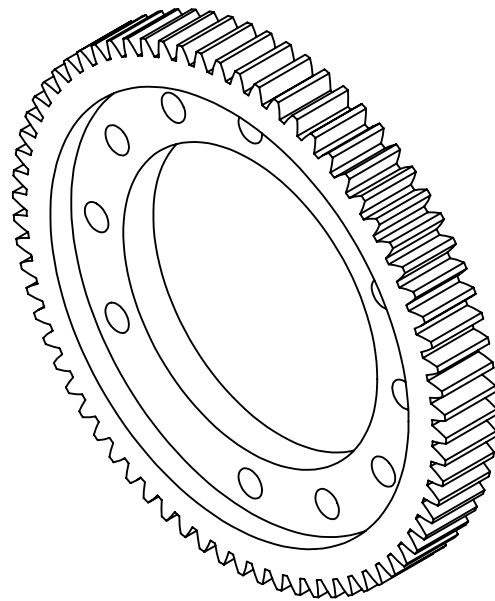


Vista Isometrica

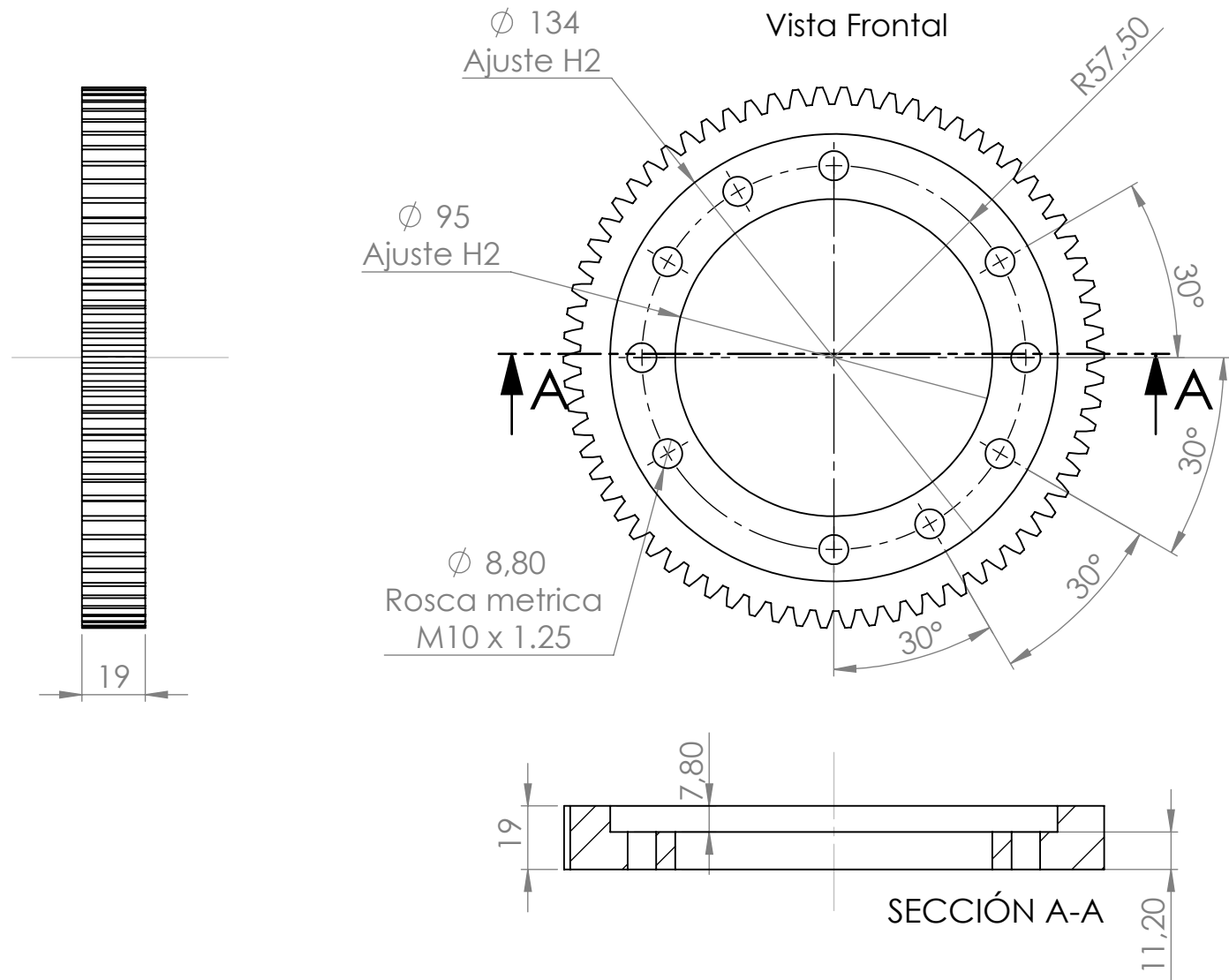
<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b>  Engranaje E	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y ANALISIS DE UNA RELACION DE DOS VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA	<b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 4340	<b>PLANO No.</b> 5	<b>A4</b>	
	<b>PESO:</b> 744.16 Gramos	<b>FECHA.</b> 13/6/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
		<b>ESCALA:</b> 1 : 1	<b>Medidas en milímetros</b>	

Modulo : 2.25  
 Dia. Exterior: 162  
 Dia. Primitivo: 157.5  
 Dia. Interior: 151.875  
 Numero de Dientes: 70

Cantidad: 1

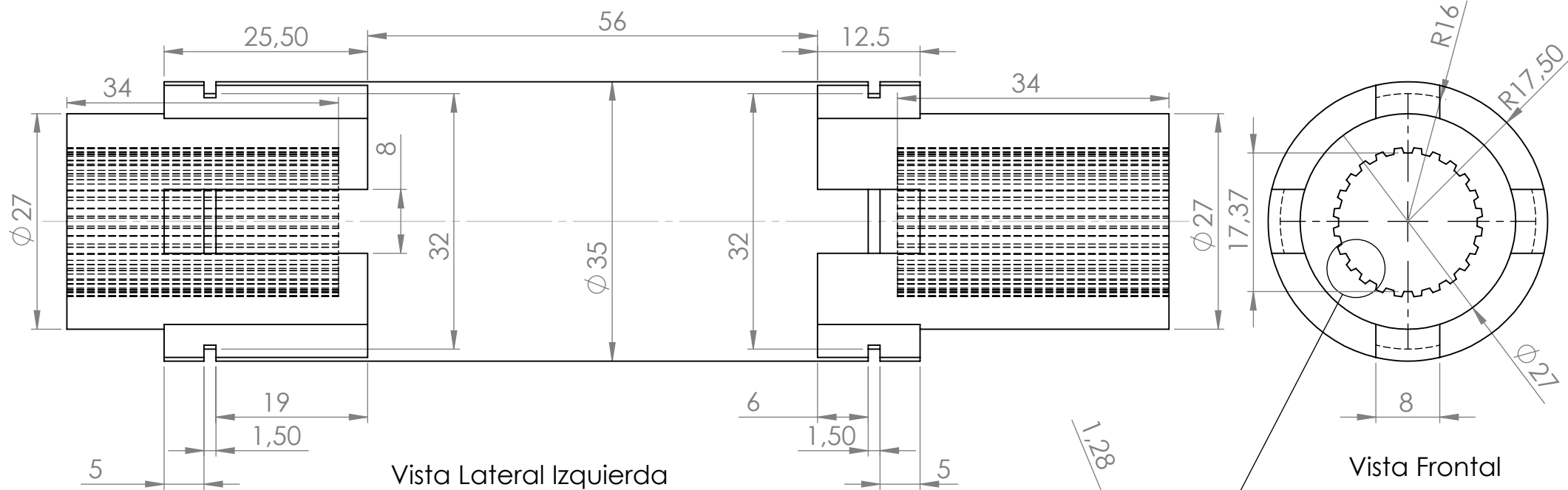


Escala 1: 2  
 Vista Isometrica



Redondear bordes en 0.5 mm

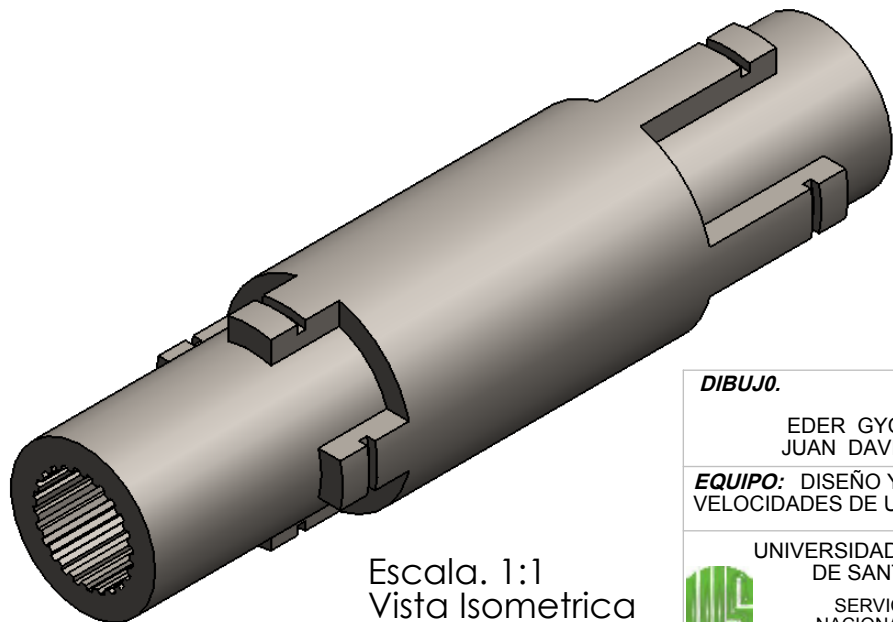
<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>		<b>TÍTULO:</b> ENGRANAJE PARA DIFERENCIAL	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y ANALISIS DE UNA RELACION DE DOS VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco					
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		<b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 8620		<b>PLANO No.</b> 6	
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA		<b>PESO:</b> 1790 gramos		<b>FECHA.</b> 13/6/2014	
				<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
				<b>ESCALA:</b> 1 : 2	
				<b>Medidas en milímetros</b>	
				<b>A4</b>	



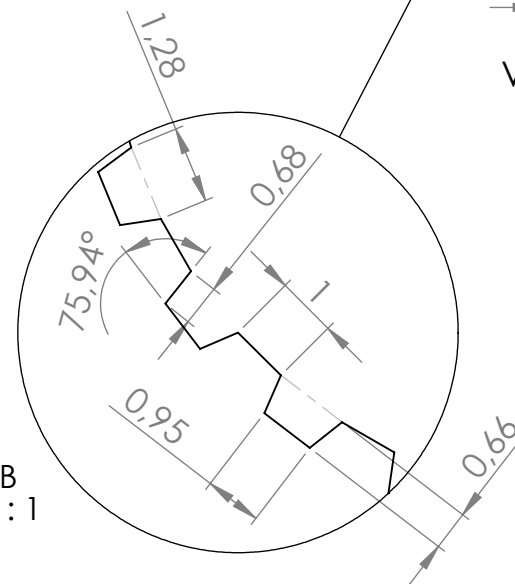
Vista Lateral Izquierda

Vista Frontal

Cantidad de piezas: 1  
Redondeos de aristas de 0.5 mm



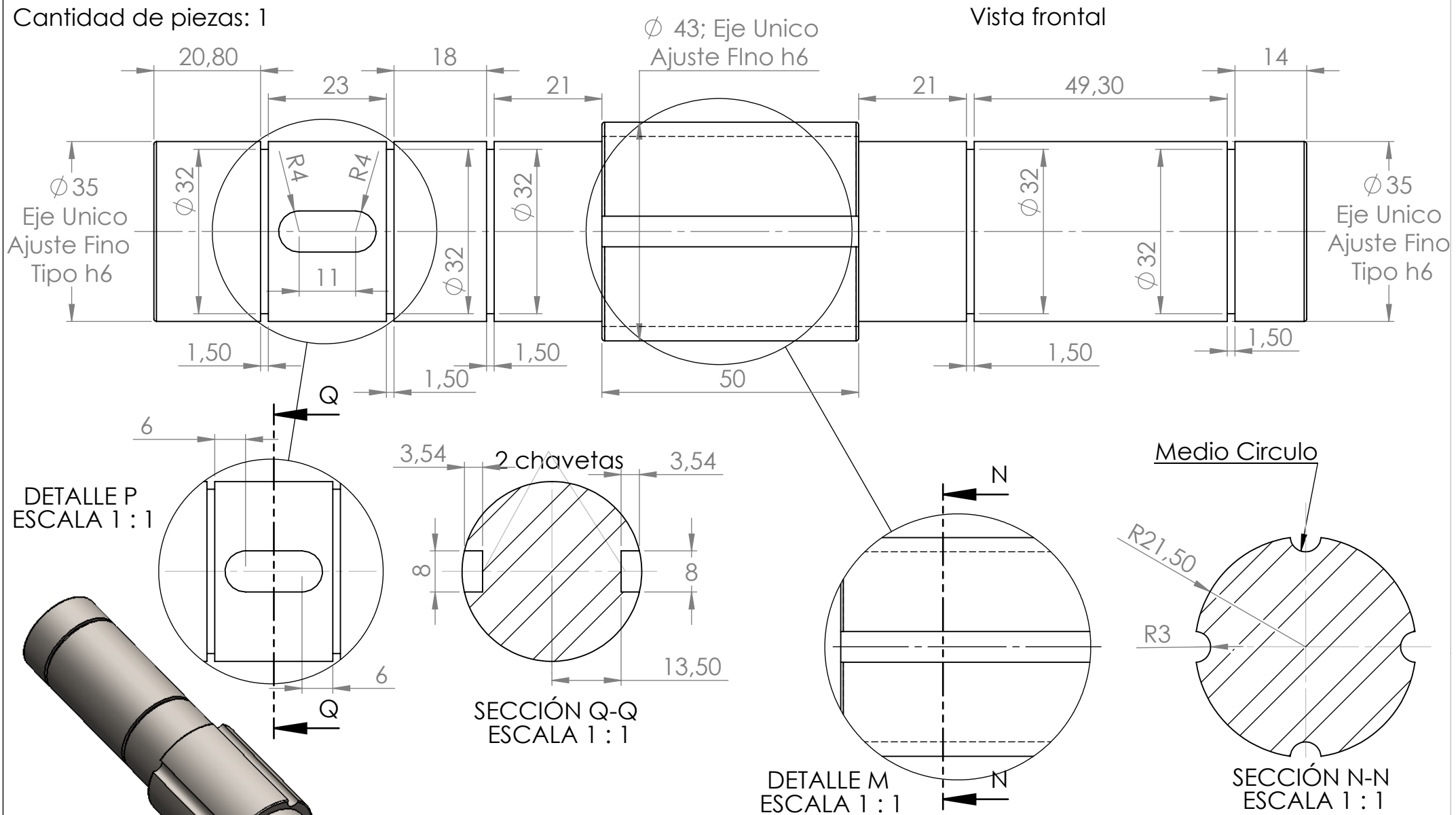
Escala. 1:1  
Vista Isometrica



DETALLE B  
ESCALA 8 : 1

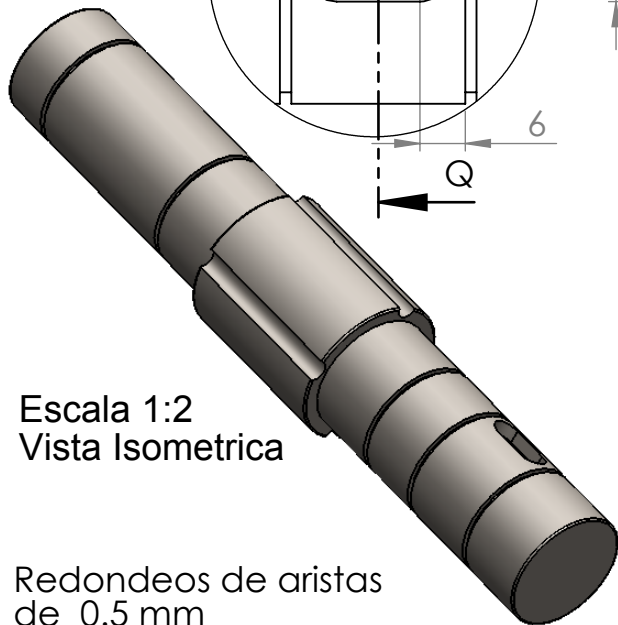
<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA	<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b>  EJE CONDUCTOR	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco		<b>PLANO No.</b> 7	<b>A4</b>
<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	<b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 4340	<b>FECHA.</b> 22/9/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez
<b>SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA</b>	<b>PESO:</b> 89331.76 Gramos	<b>ESCALA:</b> 1 : 0.7	<b>Medidas en milímetros</b>

Cantidad de piezas: 1



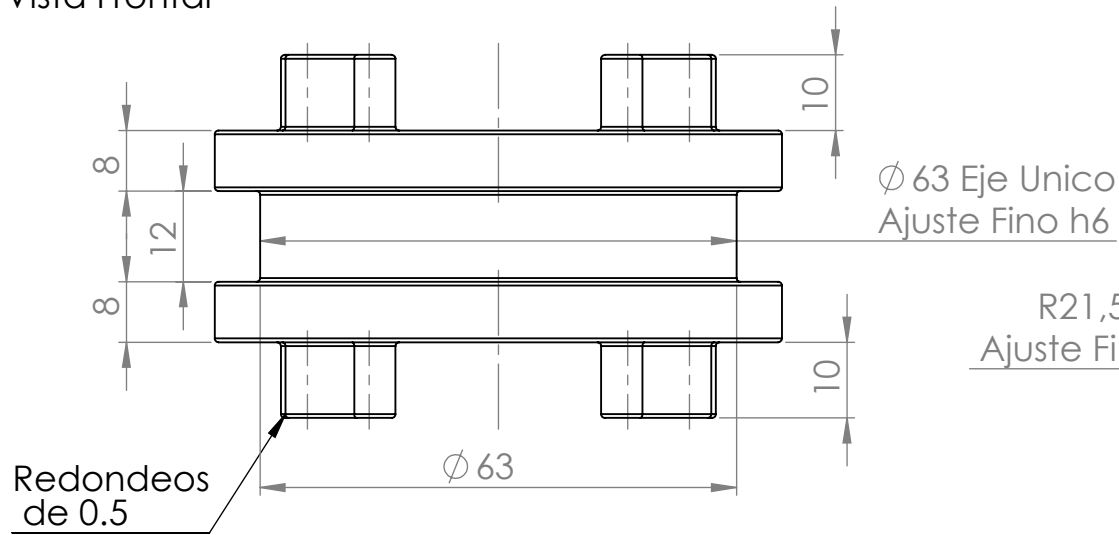
Escala 1:2  
Vista Isometrica

Redondeos de aristas de 0.5 mm

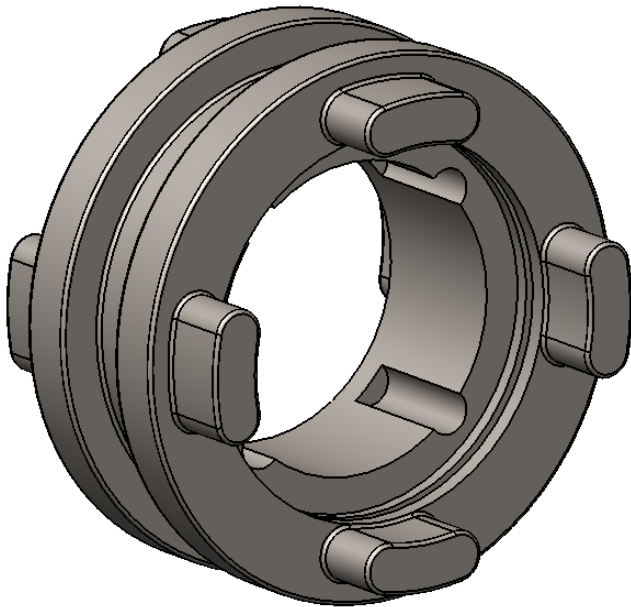


<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA	<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b> Eje Conducido	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco		<b>PLANO No.</b> 8	<b>A4</b>
<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	<b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 4340	<b>FECHA.</b> 22/9/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez
<b>SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA</b>	<b>PESO:</b> 1893.25 Gramos	<b>ESCALA:</b> 1 : 1	<b>Medidas en milímetros</b>

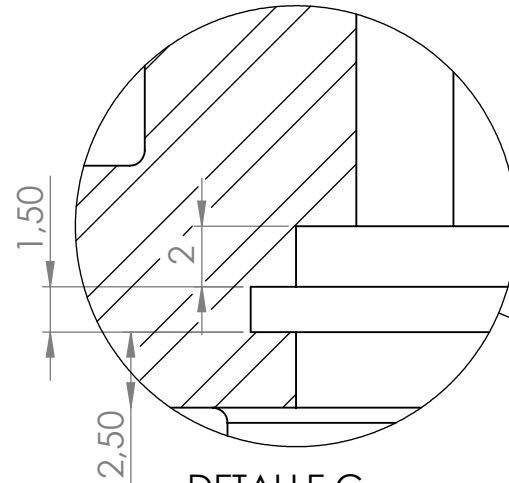
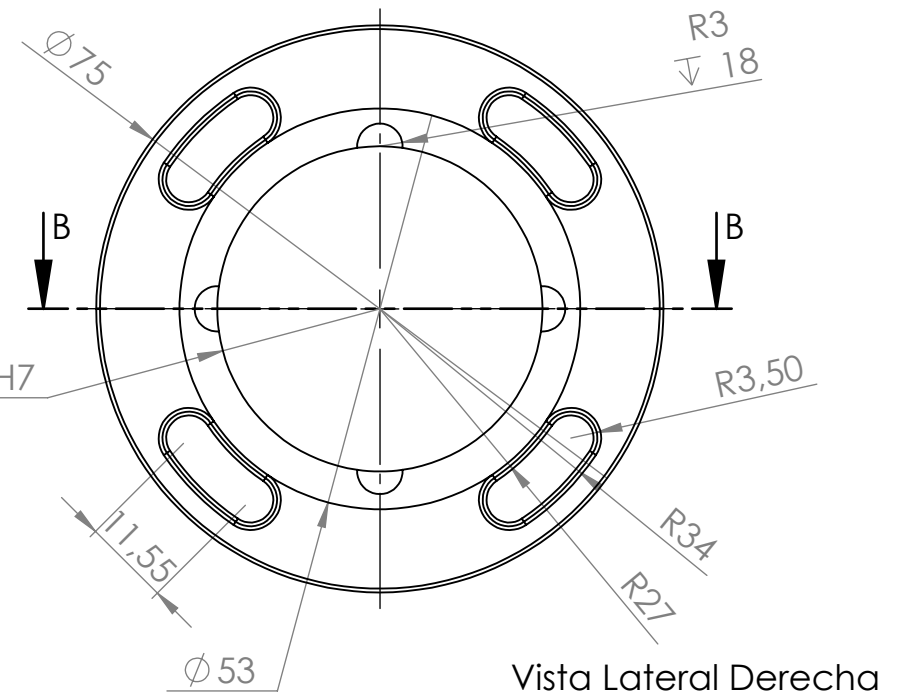
Vista Frontal



Cantidad de piezas: 1  
Redondeo de aristas de 0.5 mm

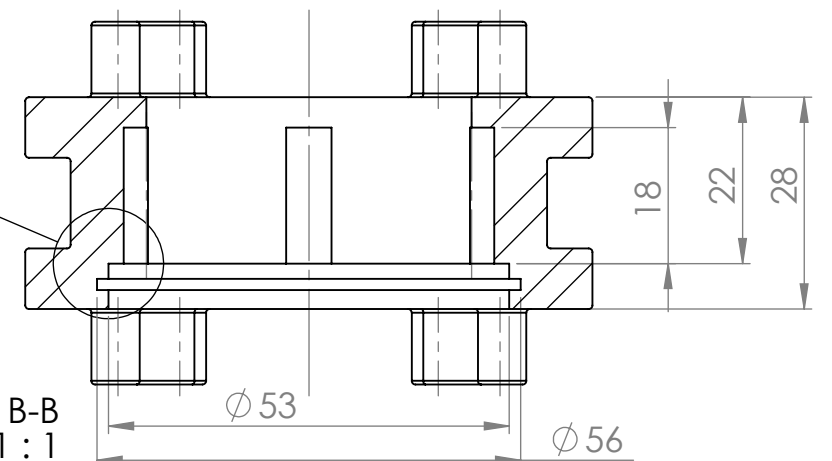



Vista Isometrica



DETALLE C  
ESCALA 4 : 1

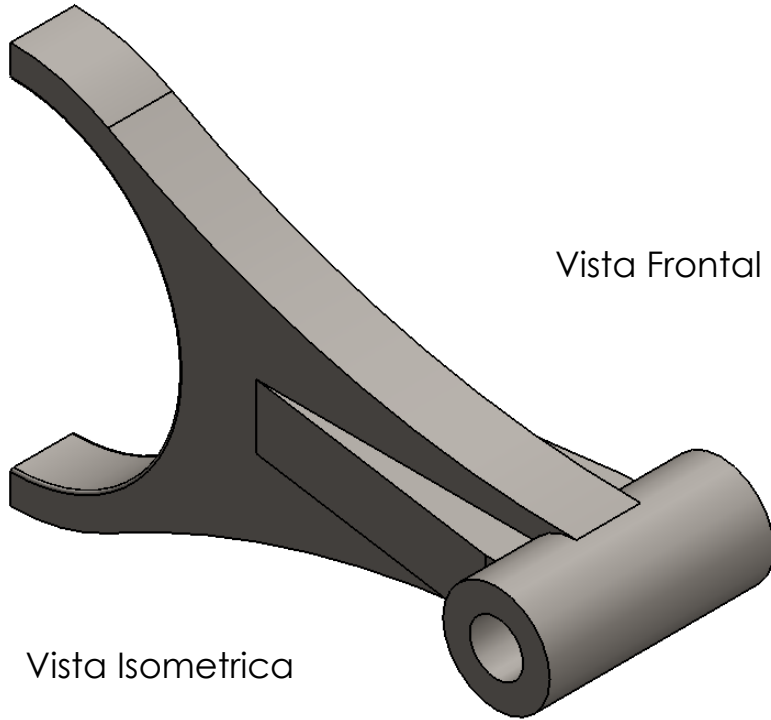
SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 1



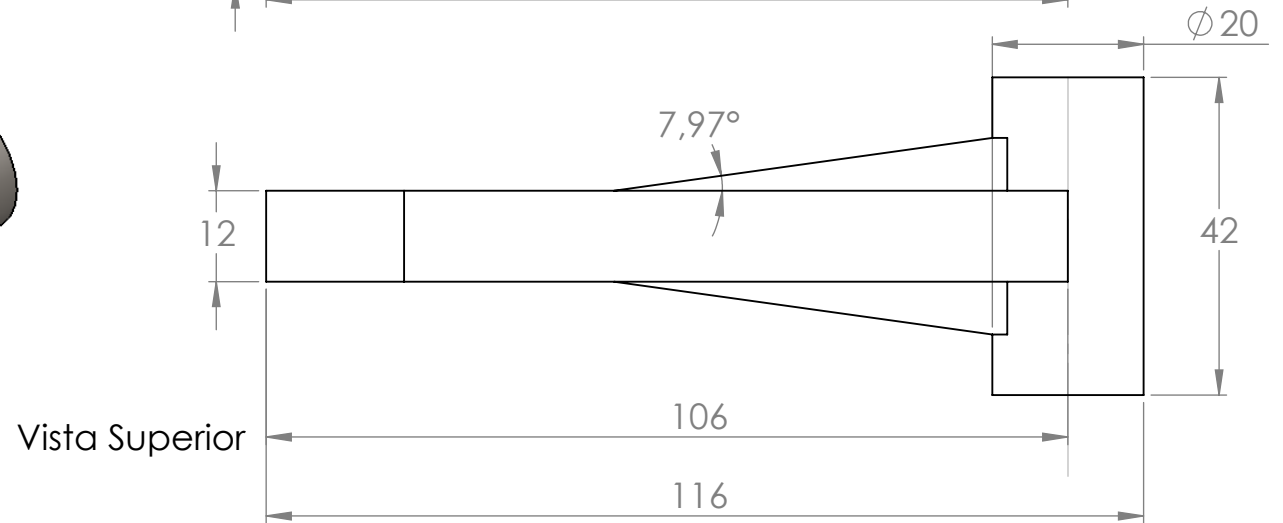
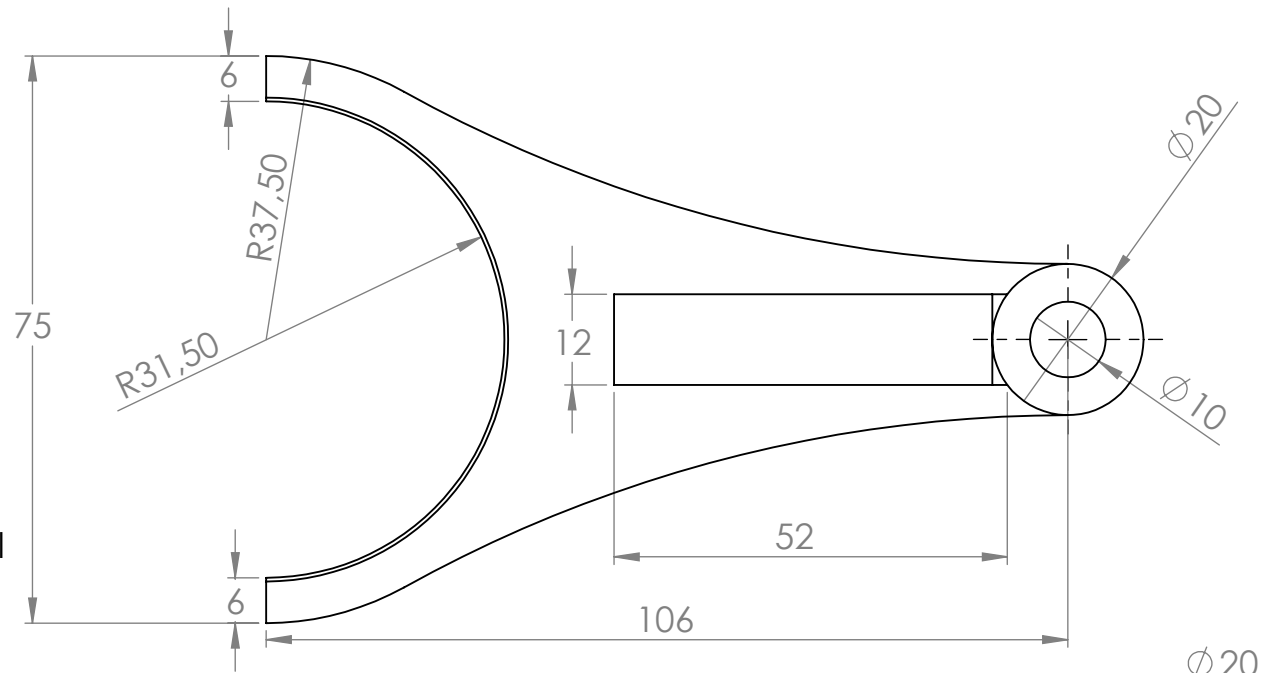
<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>		<b>TÍTULO:</b> Cuerpo de Sincronizador	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCIONA DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco					
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		<b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 4340		<b>PLANO No.</b> 9	
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA		<b>PESO:</b> 557.58 Gramos		<b>FECHA.</b> 22/9/2014	
				<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
				<b>ESCALA:</b> 1 : 1	
				<b>Medidas en milímetros</b>	
				<b>A4</b>	

Redondeos en bordes de 0.5 mm

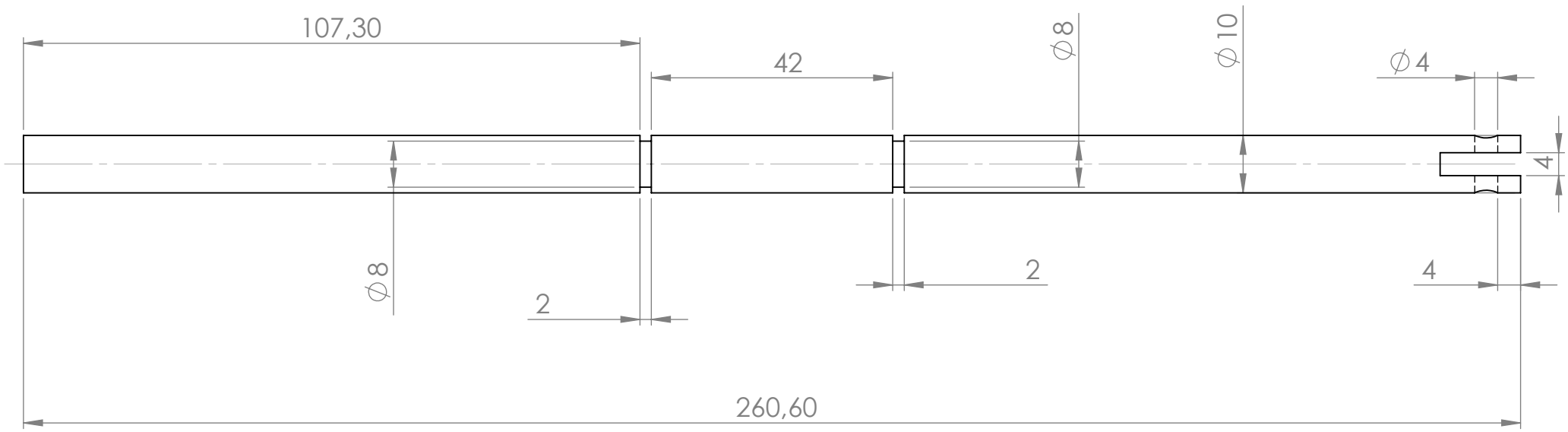
Cantidad de piezas: 1



Vista Frontal

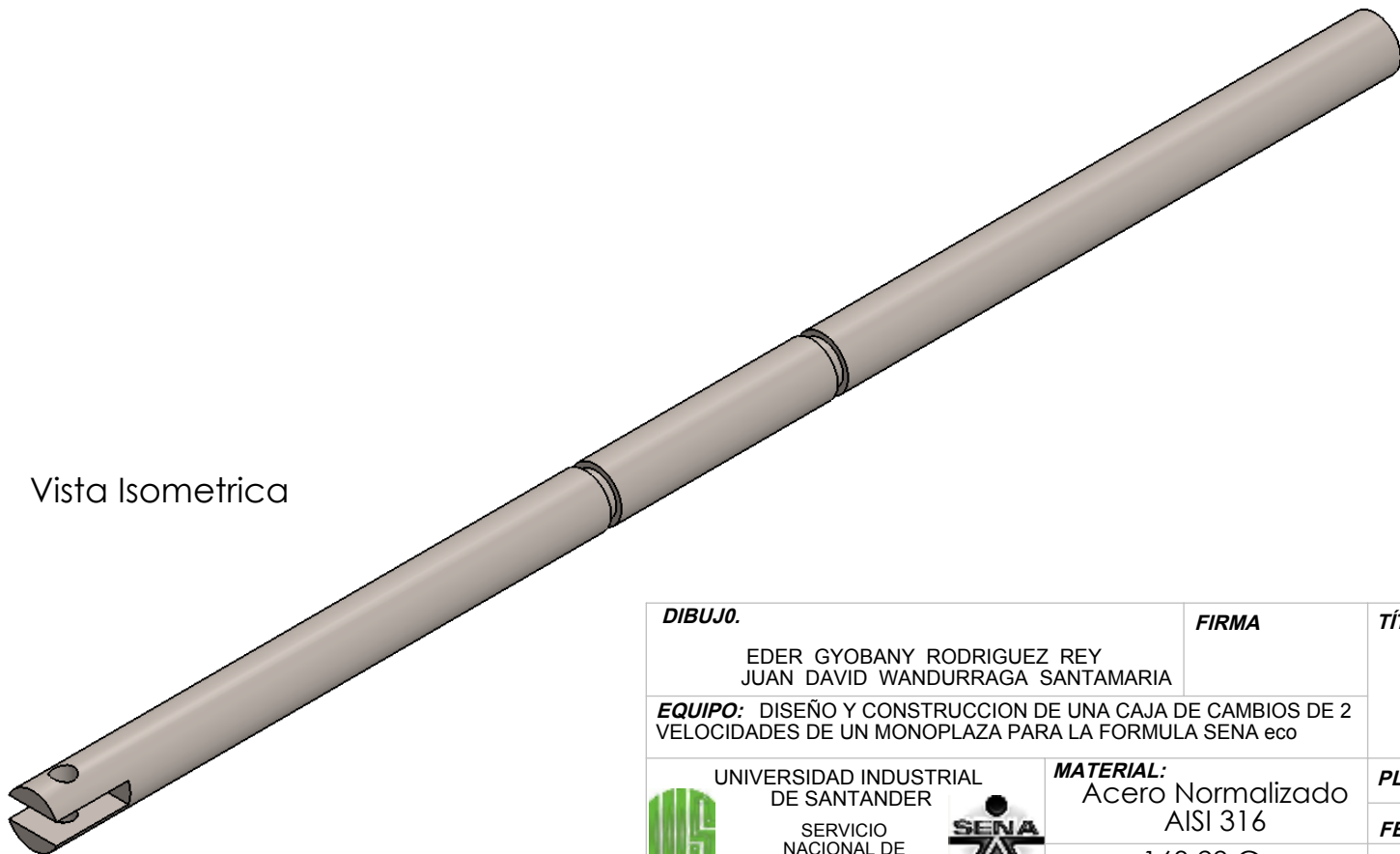


<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>		<b>TÍTULO:</b> BRAZO PARA EL SINCRONIZADOR	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco					
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		<b>MATERIAL:</b> Duraluminio		<b>PLANO No.</b> 10	
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA		<b>PESO:</b> 99.08 Gramos		<b>FECHA:</b> 22/9/2014	
				<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
				<b>ESCALA:</b> 1 : 1	
<b>Medidas en milímetros</b>					





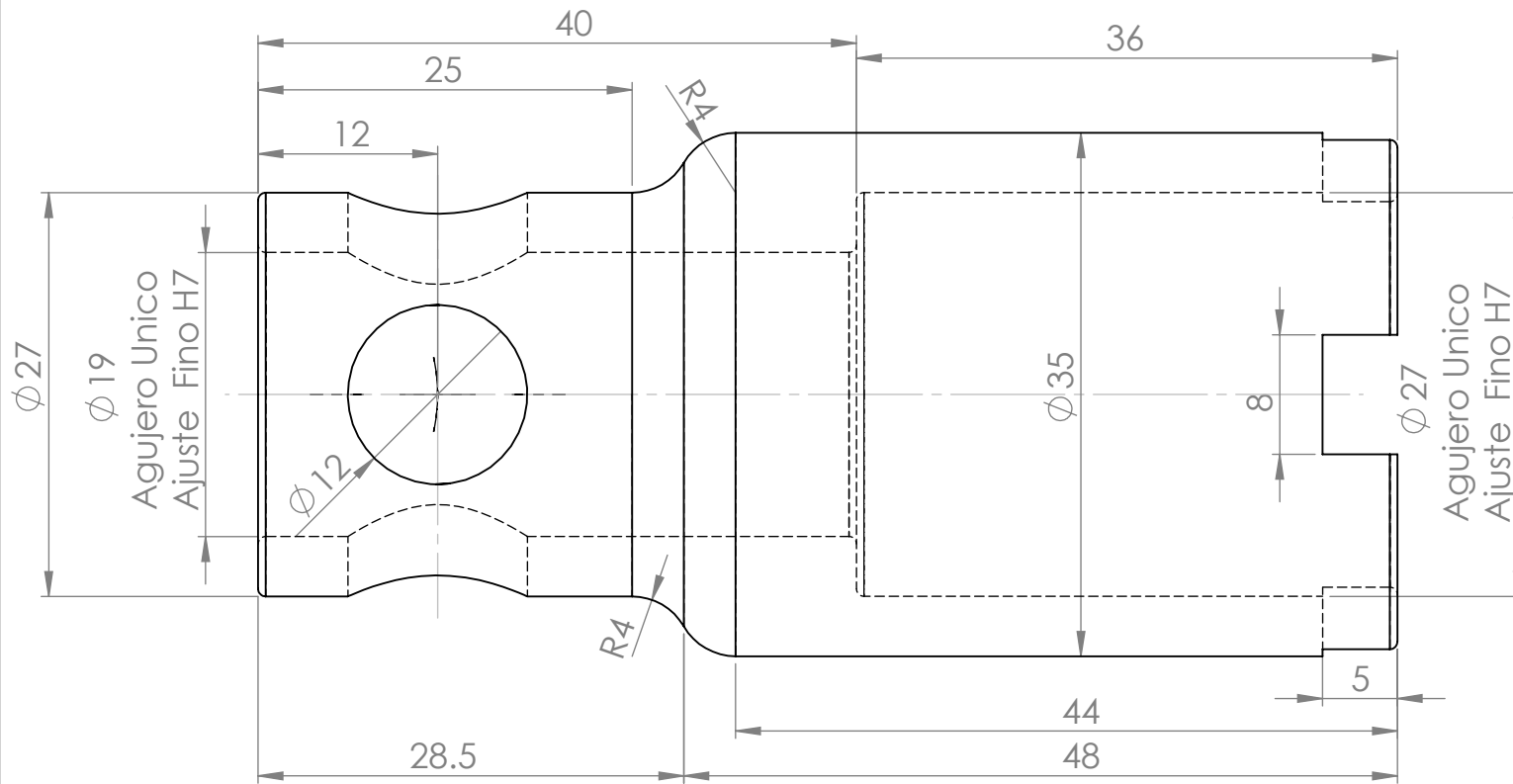
Vista lateral derecha

Vista Isometrica

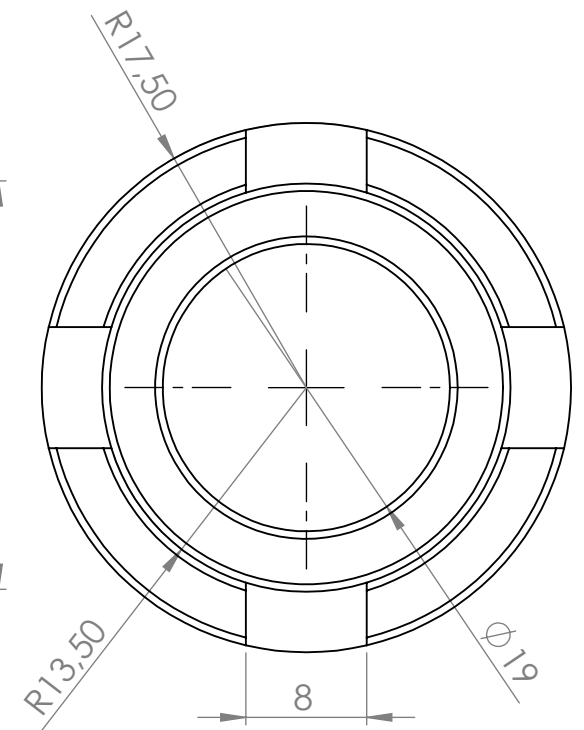


Cantidad de piezas: 1

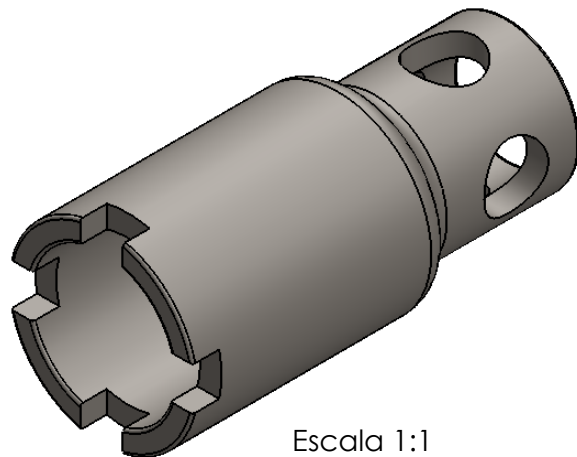
<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b> Barra guia del brazo del sincronizador	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA	 <b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 316	<b>PLANO No.</b> 11		<b>A4</b>
		<b>FECHA.</b> 22/9/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
<b>PESO:</b> 163.29 Gramos		<b>ESCALA:</b> 1 : 1	<b>Medidas en milímetros</b>	



Vista Lateral Izquierda




Vista Frontal

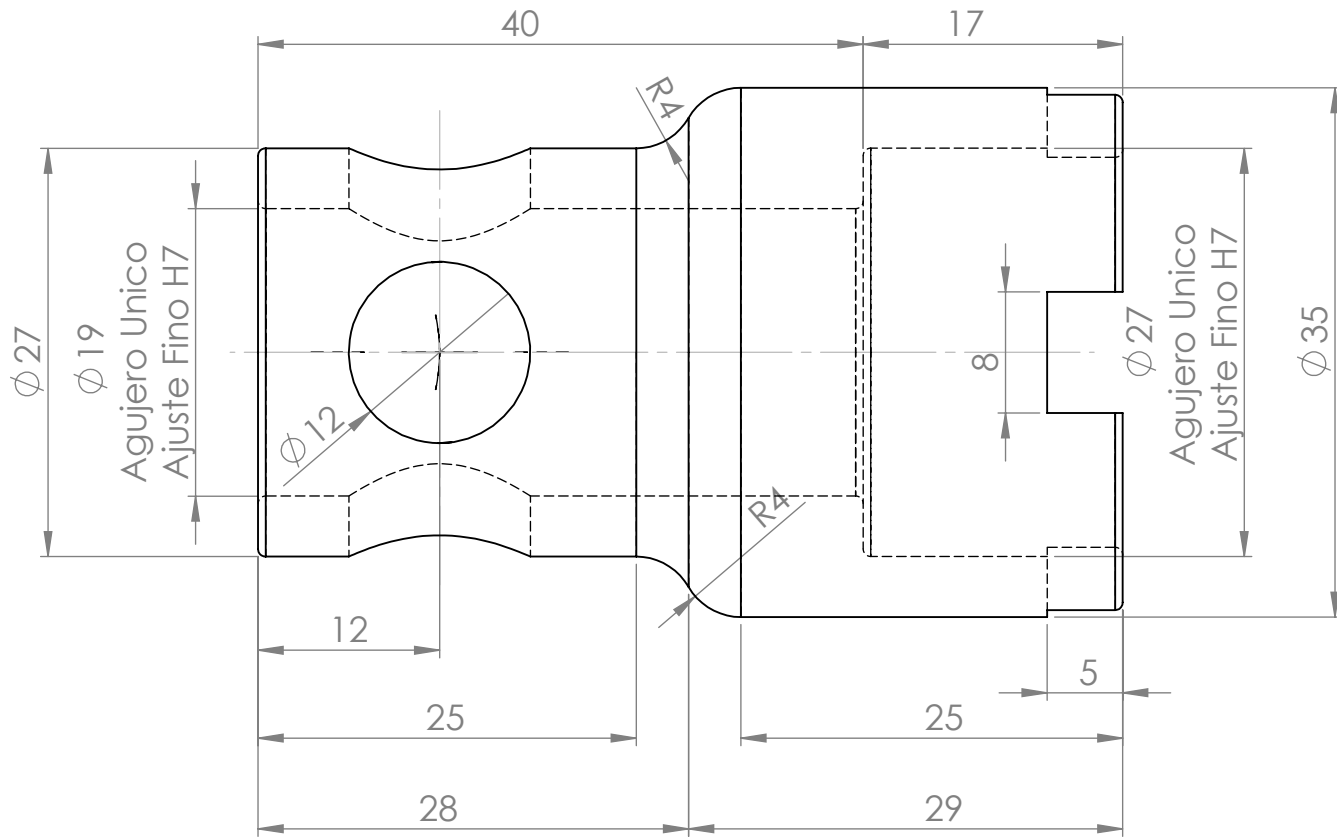


Escala 1:1  
Vista Isometrica

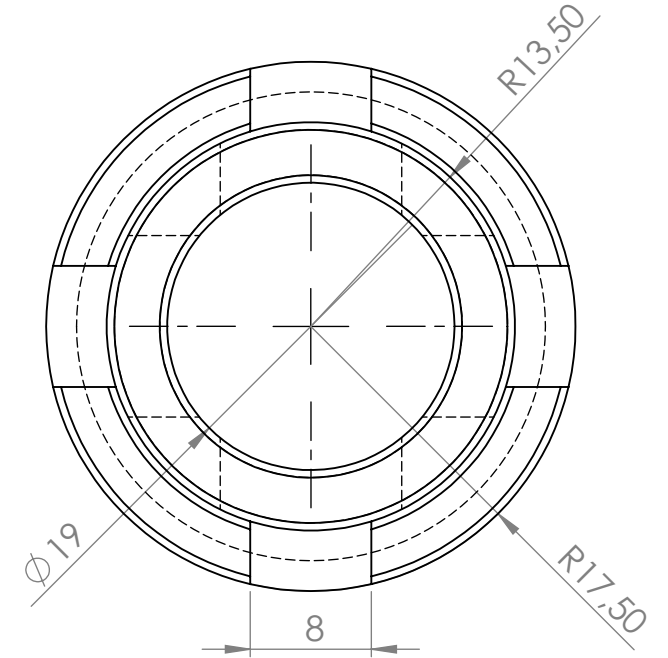
Redondeos bordes y aristas: 0.5 mm

Cantidad de piezas: 1

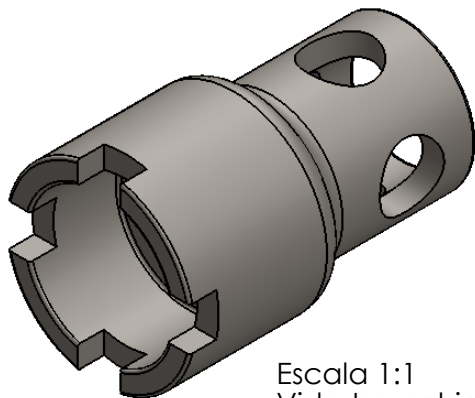
<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b> Buje Refuerzo Derecho Para Eje Motriz	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA	<b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 4340		<b>PLANO No.</b> 12	<b>A4</b>
	<b>PESO:</b> 216.4 Gramos		<b>FECHA.</b> 22/9/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez
			<b>ESCALA:</b> 2 : 1	<b>Medidas en milímetros</b>



Vista Lateral Izquierda



Vista Frontal



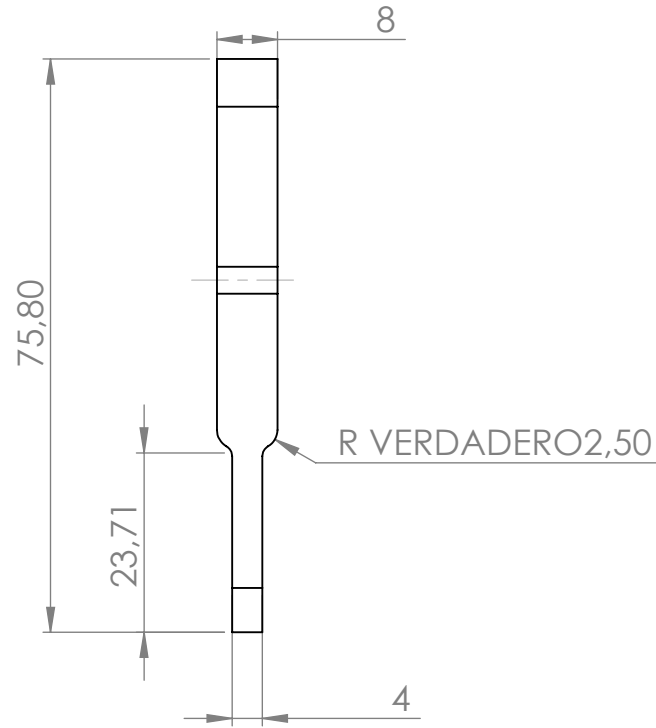
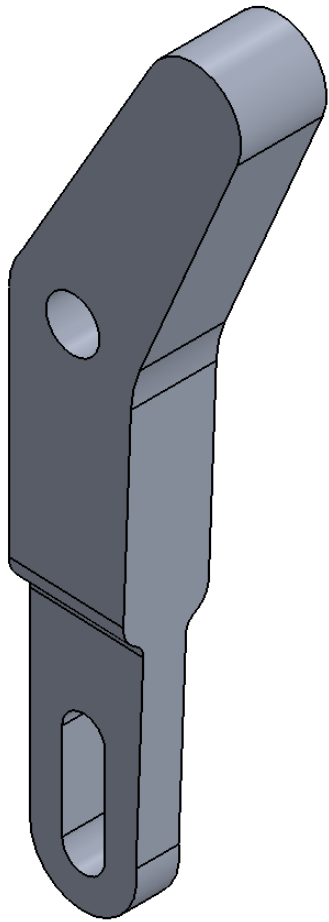
Escala 1:1  
Vista Isometrica

Redondeos de bordes de 0.5 mm

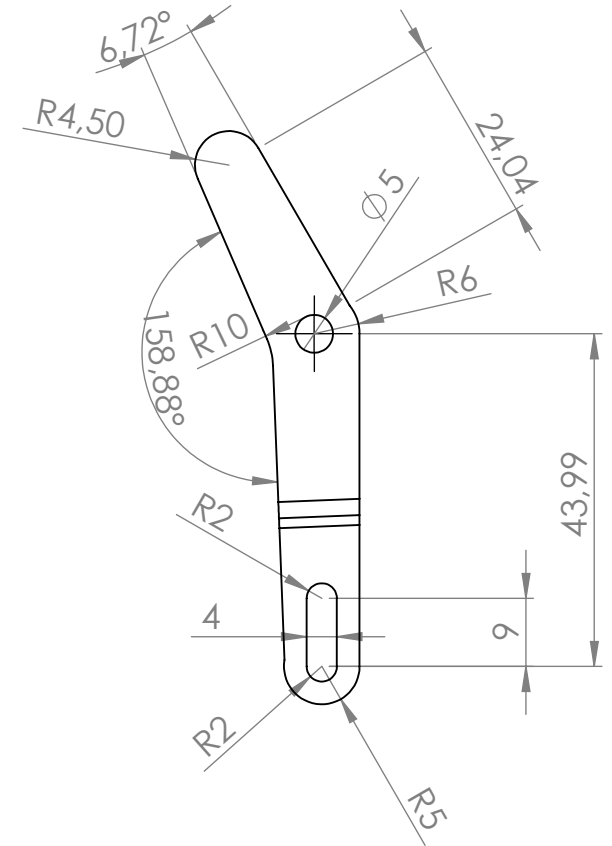
Cantidad de piezas: 1

<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>		<b>TÍTULO:</b> Buje Refuerzo Izquierdo Eje Motriz	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco					
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		<b>MATERIAL:</b> Acero Normalizado AISI 4340		<b>PLANO No.</b> 13	
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA		PESO: 158.29 Gramos		<b>FECHA.</b> 22/9/2014	
				<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
				<b>ESCALA:</b> 2 : 1	
<b>Medidas en milímetros</b>					

Cantidad de piezas: 1



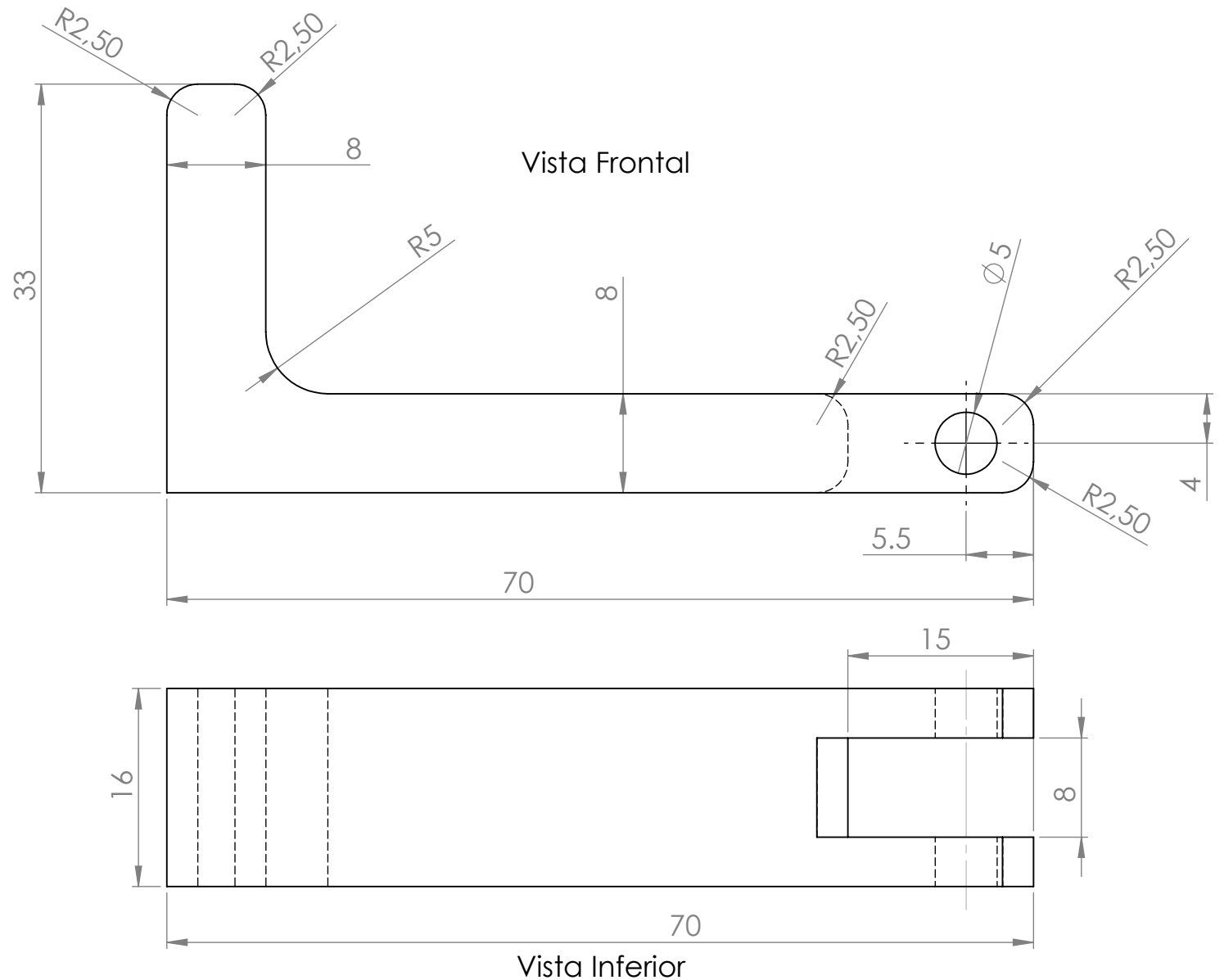
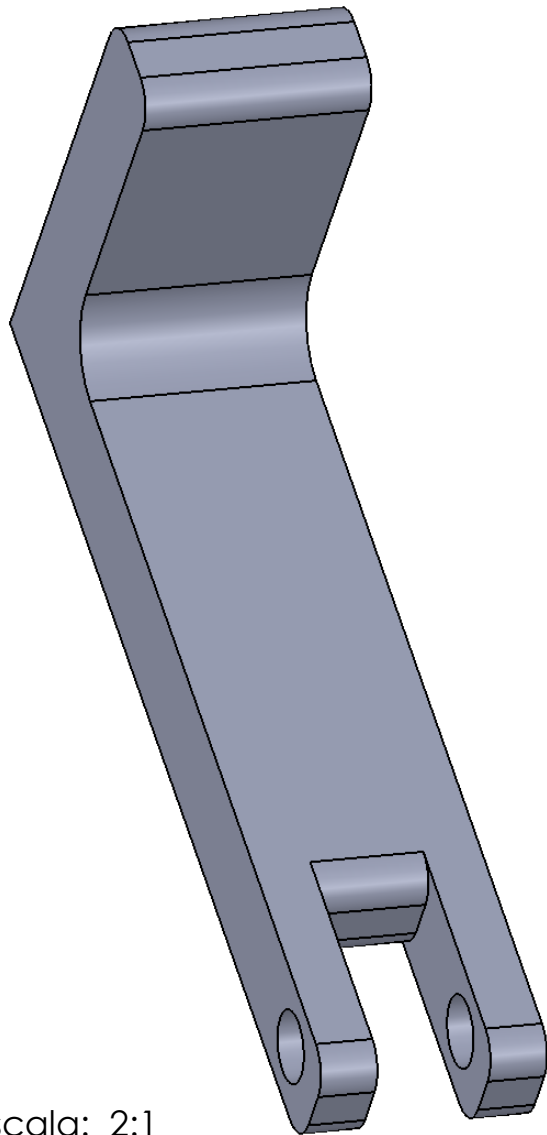
Vista Derecha



Vista Posterior

Escala. 2 : 1  
Vista Isometrica

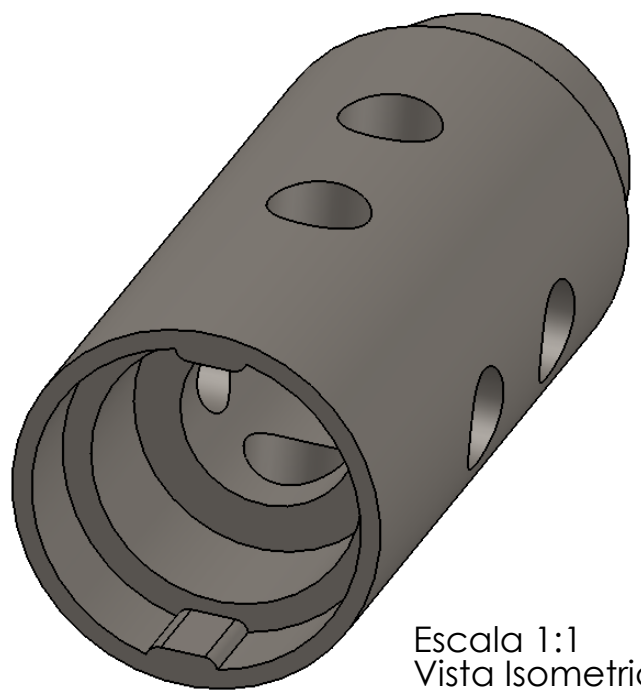
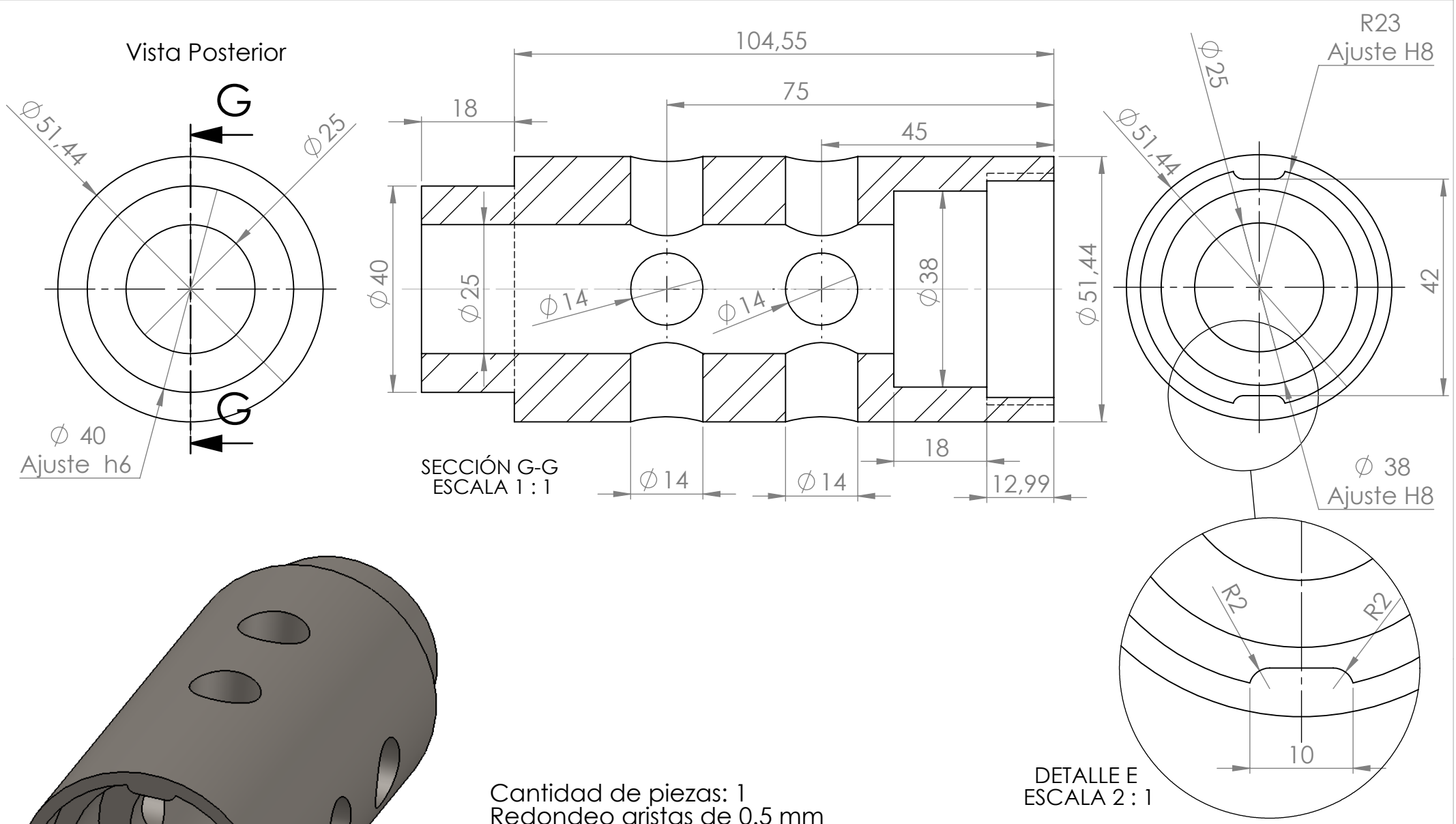
<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b> Brazo Balancin para hacer el cambio	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA	<b>MATERIAL:</b> Duraluminio	<b>PLANO No.</b> 14	<b>A4</b>	
	<b>PESO:</b> 13.83 Gramos	<b>FECHA.</b> 22/9/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
		<b>ESCALA:</b> 1 : 1	<b>Medidas en milímetros</b>	



Escala: 2:1  
Vista Isometrica

Cantidad de piezas: 1

<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b> Soporte de Balancin Para Cambios del sincronizador	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y ANALISIS DE UNA RELACION DE DOS VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA	<b>MATERIAL:</b> Duraluminio	<b>PLANO No.</b> 15	<b>A4</b>	
	<b>PESO:</b> 31.03 Gramos	<b>FECHA.</b> 22/9/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
		<b>ESCALA:</b> 1 : 1	<b>Medidas en milímetros</b>	

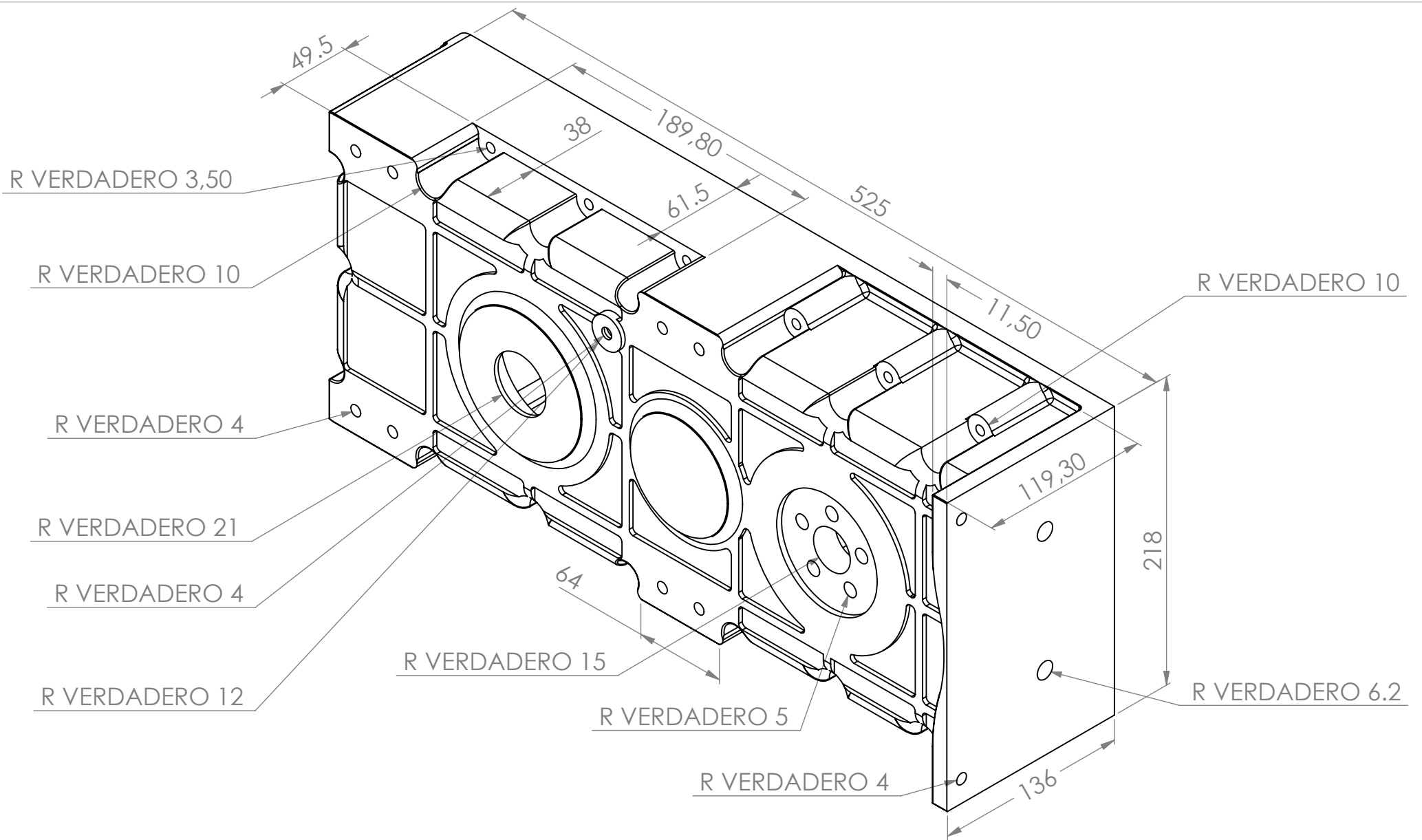


Escala 1:1  
Vista Isometrica

Cantidad de piezas: 1  
Redondeo aristas de 0.5 mm

<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA:</b>	<b>TÍTULO:</b> EXTENSION PARA DIFERENCIAL QDH3K	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y ANALISIS DE UNA RELACION DE DOS VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		<b>MATERIAL:</b> ACERO AISI 4340	<b>PLANO No.</b> 16	<b>A4</b>
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA		<b>PESO:</b> 628 GRAMOS	<b>FECHA:</b> 22/9/2014	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez
			<b>ESCALA:</b> 1:1	<b>Medidas en milímetros</b>

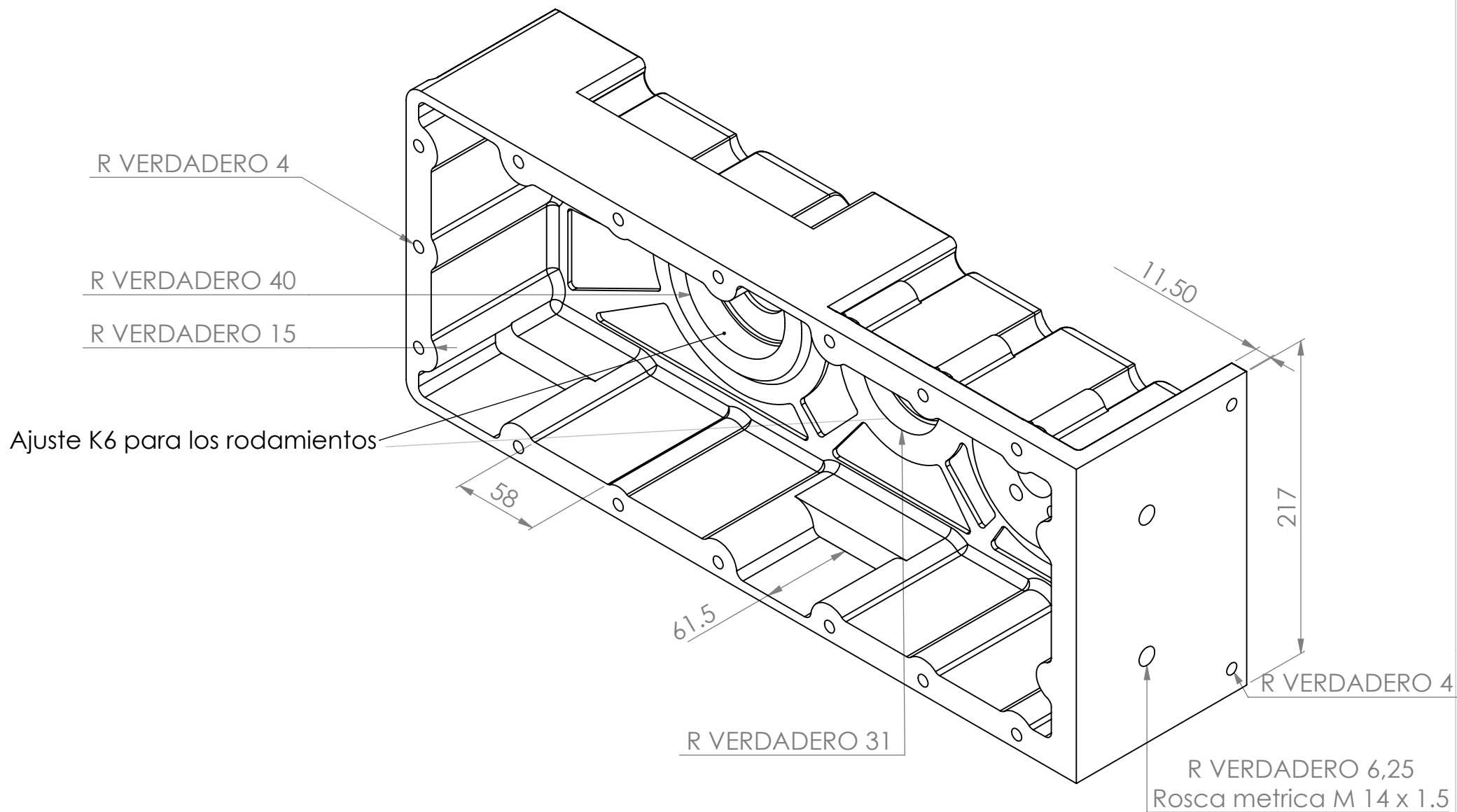






Cantidad de piezas: 1

<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA:</b>		<b>TÍTULO:</b>  CARCAZA DERECHA	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				<b>PLANO No.</b> 17	
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		<b>MATERIAL:</b> Duraluminio		<b>FECHA.</b> 22/9/2014	
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA		<b>PESO:</b> 9739.21 Gramos		<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
				<b>ESCALA:</b> 1 : 3	
<i>Medidas en milímetros</i>					

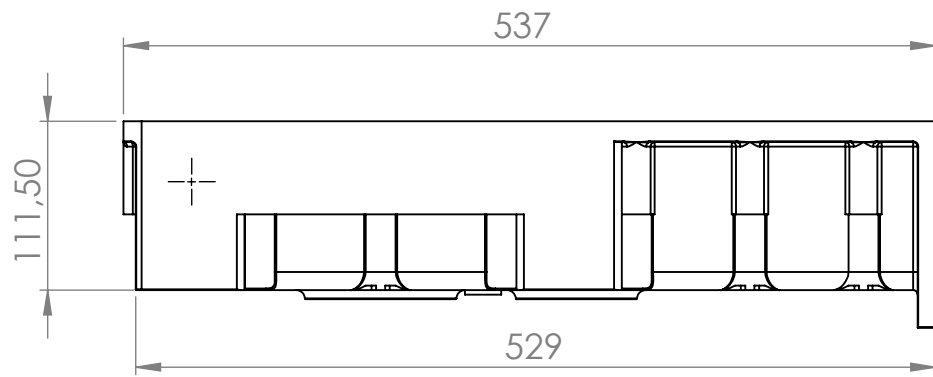
**A4**



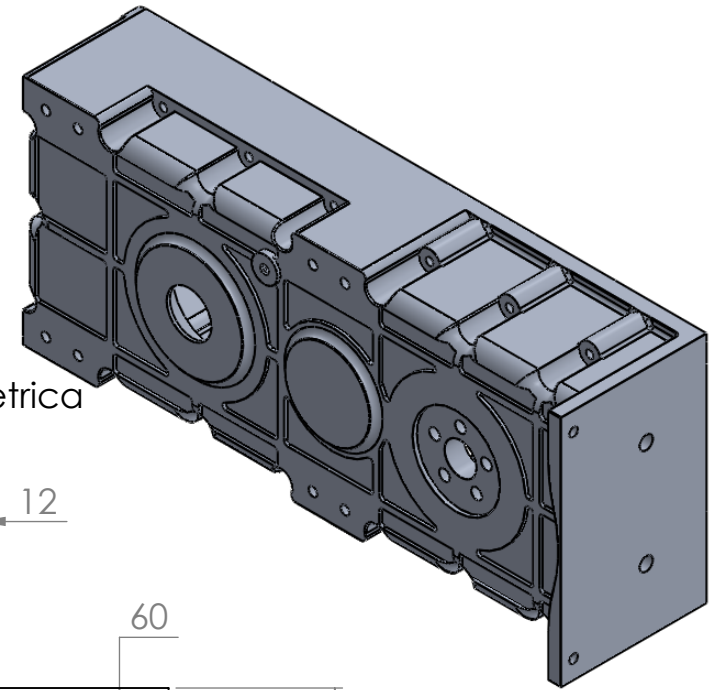
Cantidad de piezas: 1

<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA:</b>		<b>TÍTULO:</b> CARACAZA IZQUIERDA	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco					
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		<b>MATERIAL:</b> Duraluminio		<b>PLANO No.</b> 18	
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA		PESO: 9549.33 Gramos		<b>FECHA.</b> 22/9/2014	
 				<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
				<b>ESCALA:</b> 1:3	
				<b>Medidas en milímetros</b>	

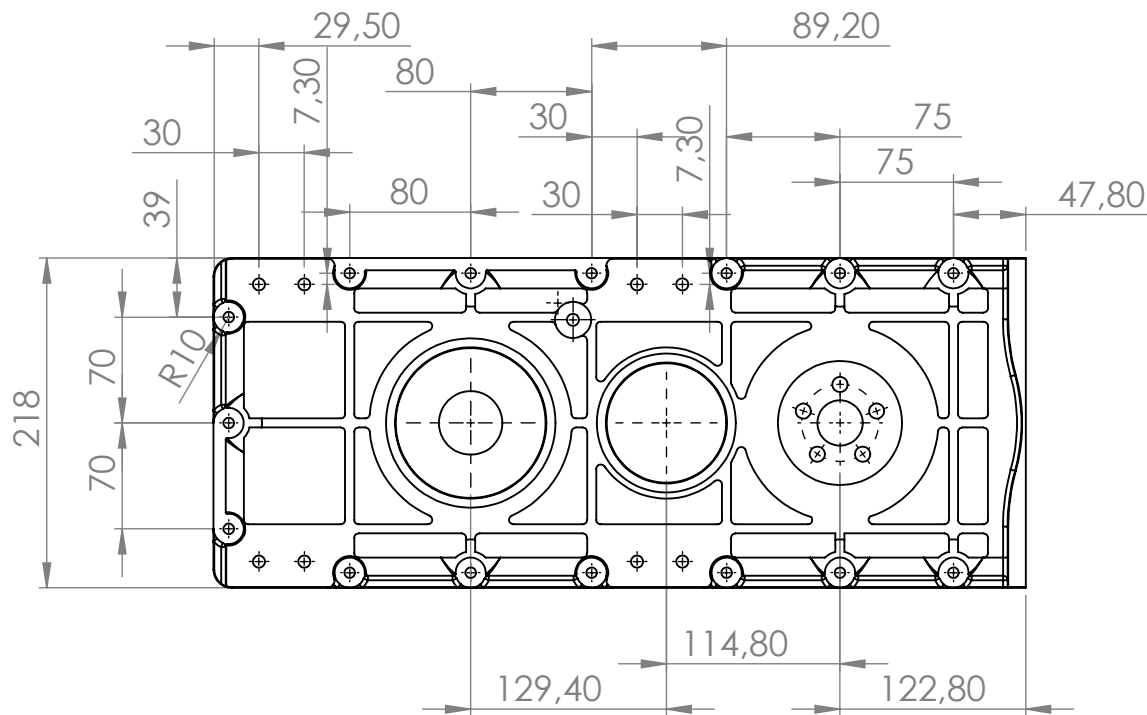
A4



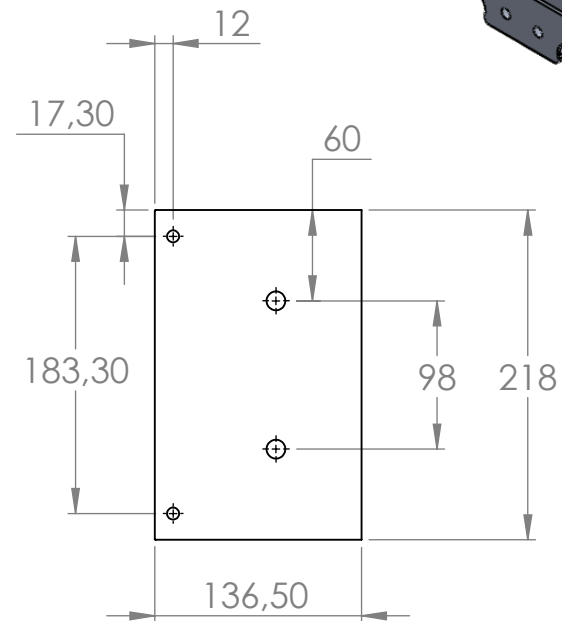
Vista Superior




Vista Isometrica

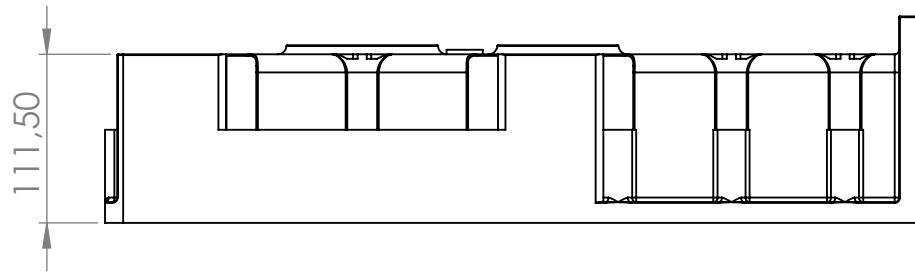


Vista Frontal

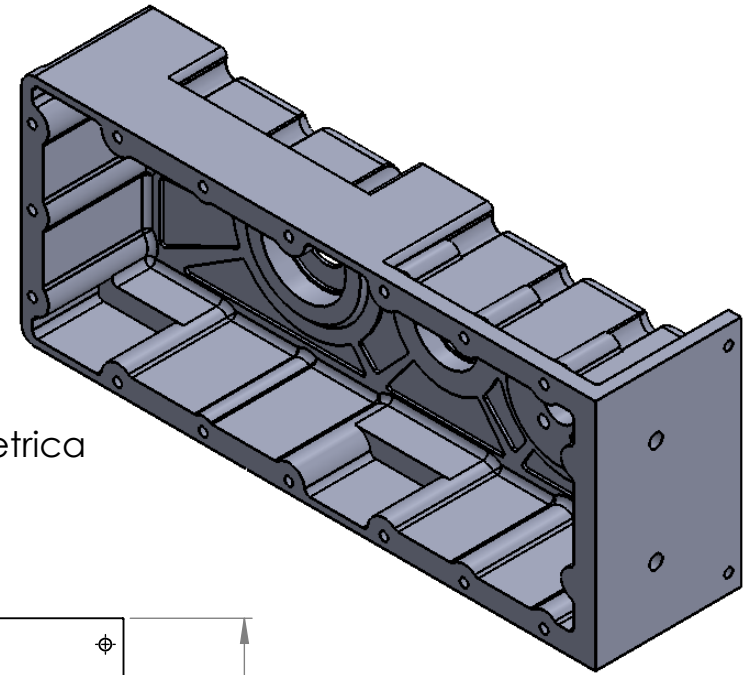


Vista Lateral Derecha

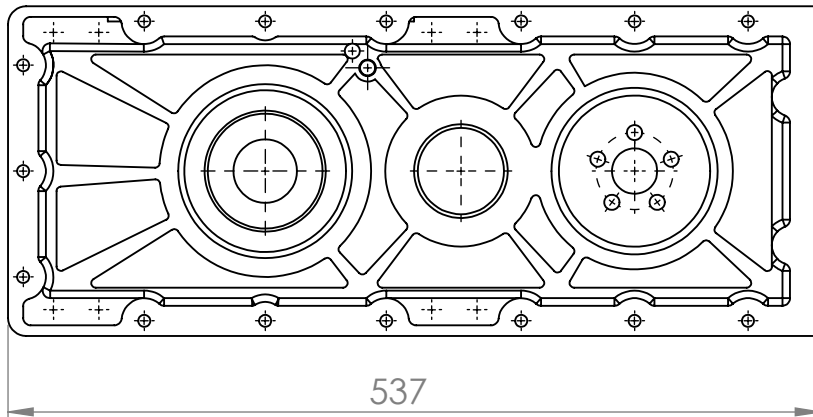
<b>DIBUJO.</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b> Vistas de la carcasa derecha	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA	<b>MATERIAL:</b> NA	<b>PLANO No.</b> 19		<b>A4</b>
	<b>PESO:</b> NA	<b>FECHA.</b> 1/2/2015	<b>APROB.</b>	
		<b>ESCALA:</b> 1 : 5	<b>Medidas en milímetros</b>	



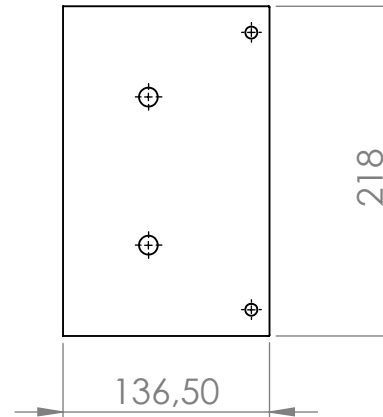
Vista Superior




Vista Isometrica

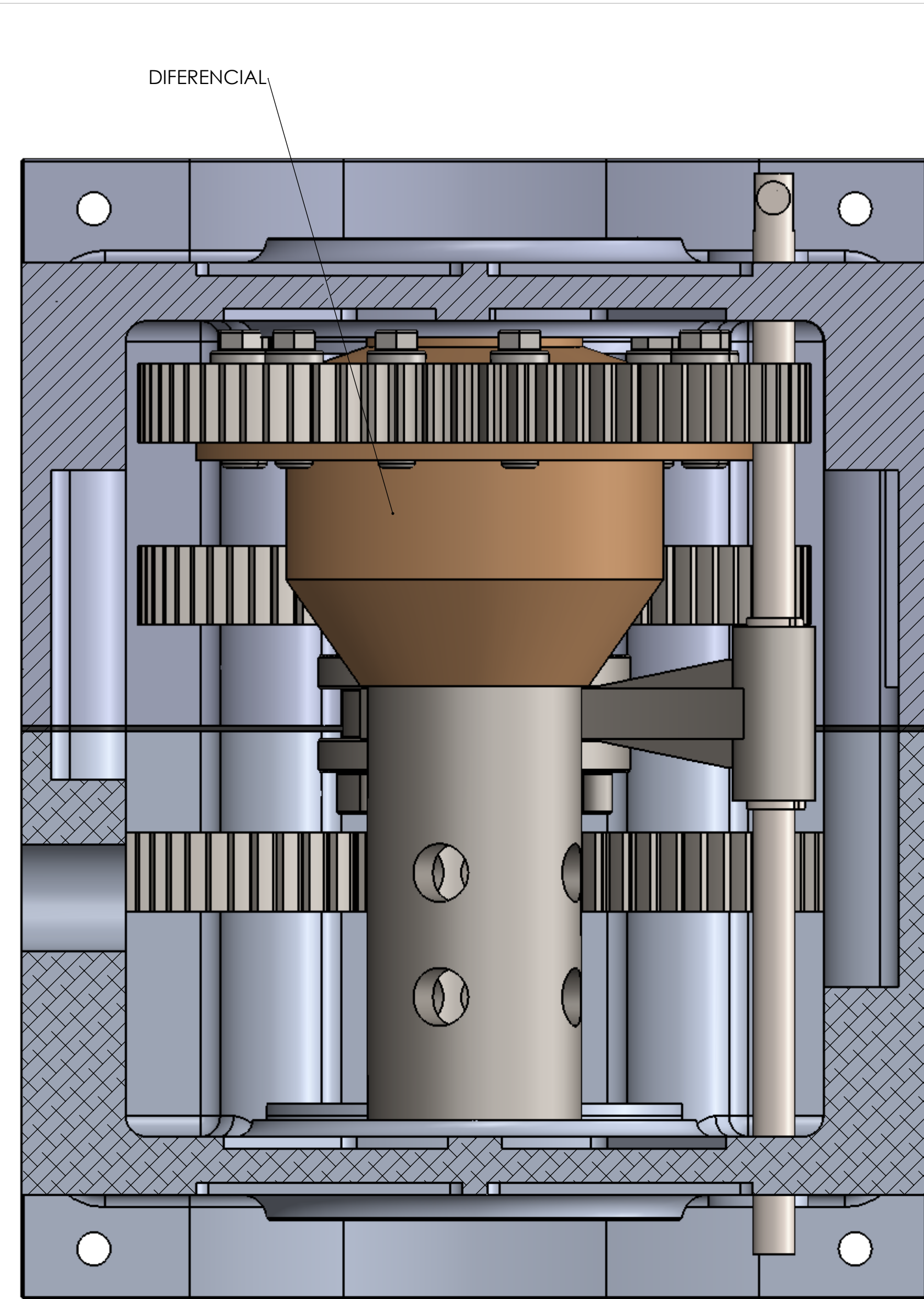


Vista Frontal

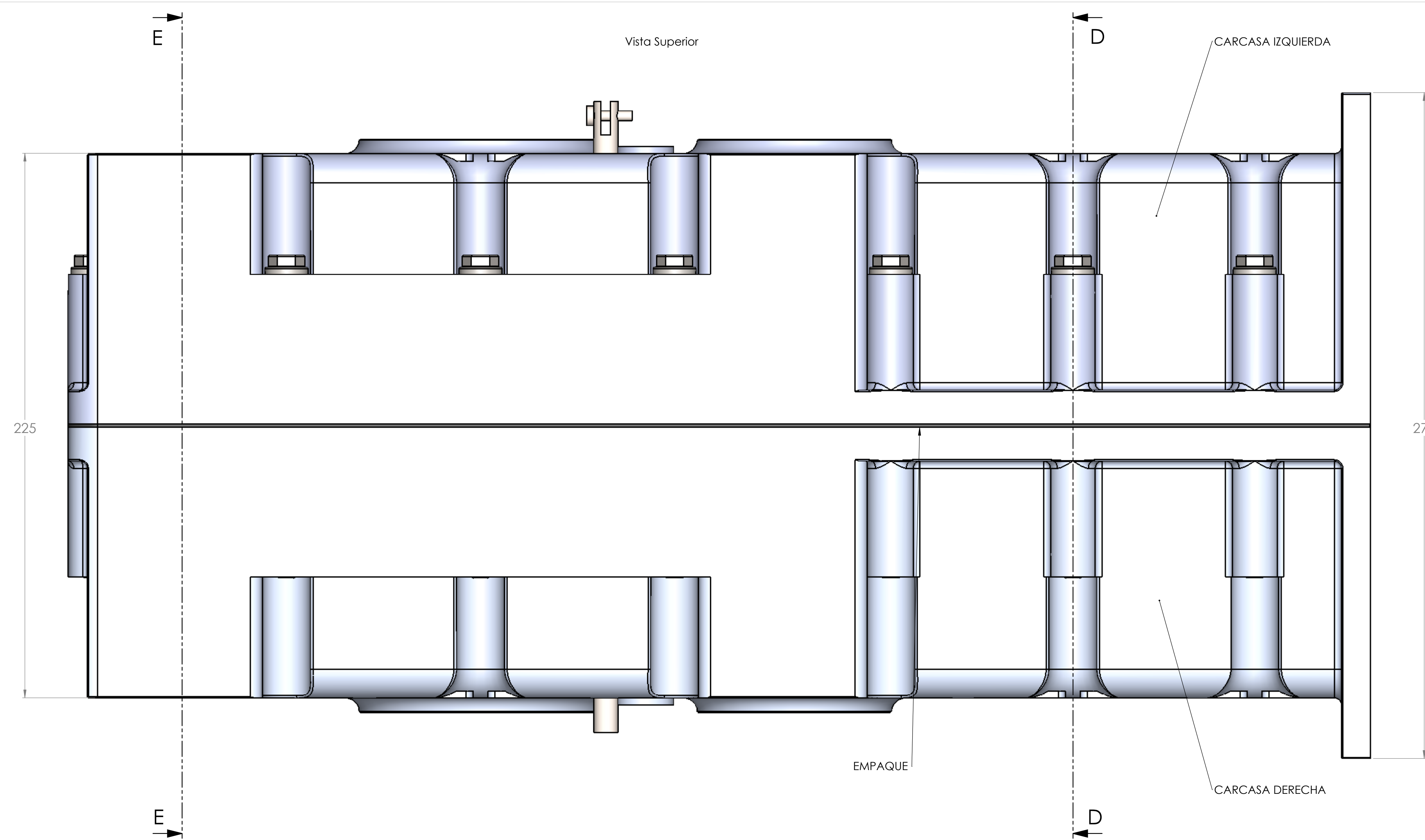


Vista Lateral Derecha

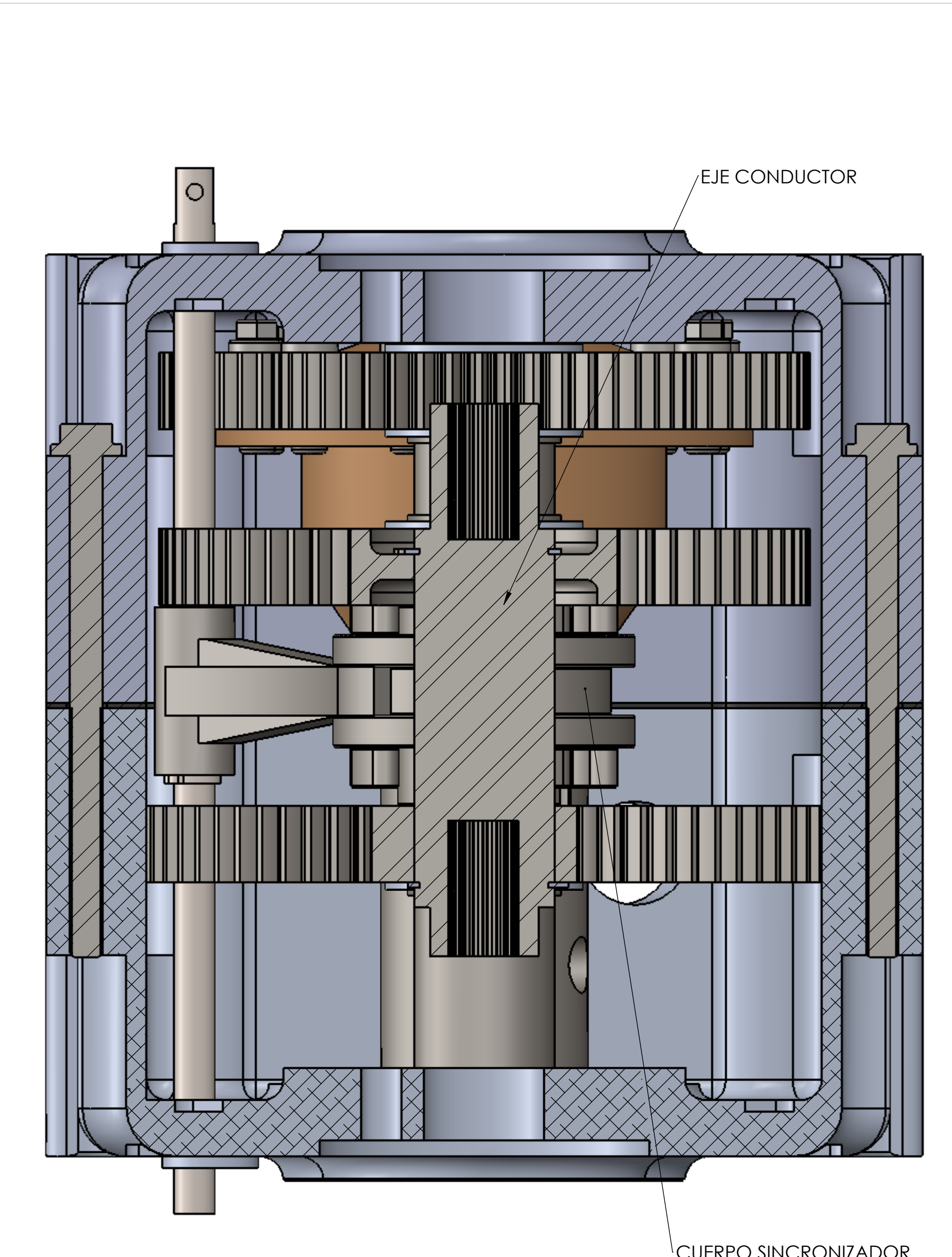
<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA		<b>FIRMA:</b>	<b>TÍTULO:</b> Vistas de la carcasa izquierda	
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco				
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE - SENA	<b>MATERIAL:</b> NA	<b>PLANO No.</b> 20		<b>A4</b>
	<b>PESO:</b> NA	<b>FECHA:</b> 1/2/2015	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez	
		<b>ESCALA:</b> 1 : 5		<b>Medidas en milímetros</b>



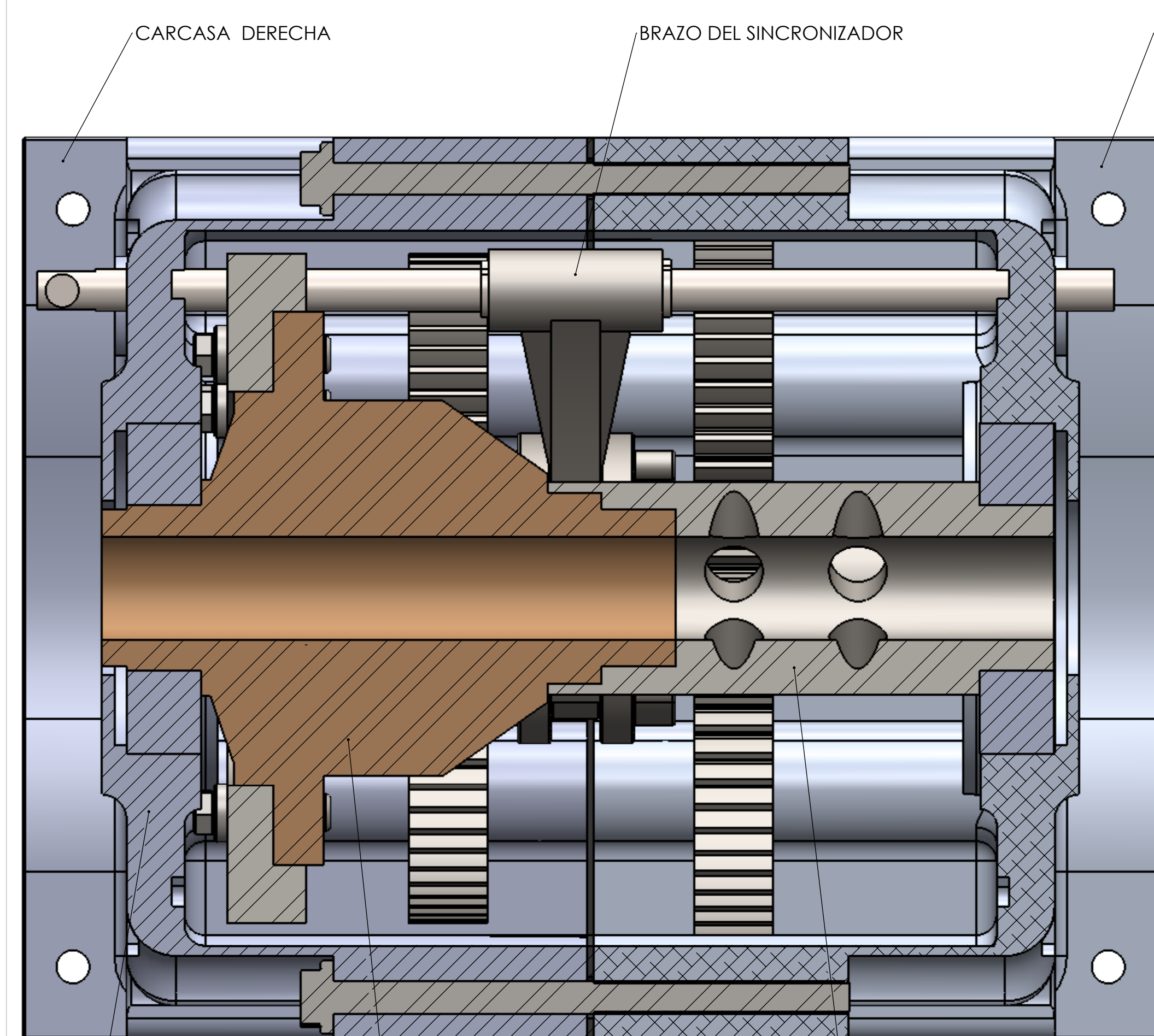
SECCIÓN E-E  
ESCALA 1:1



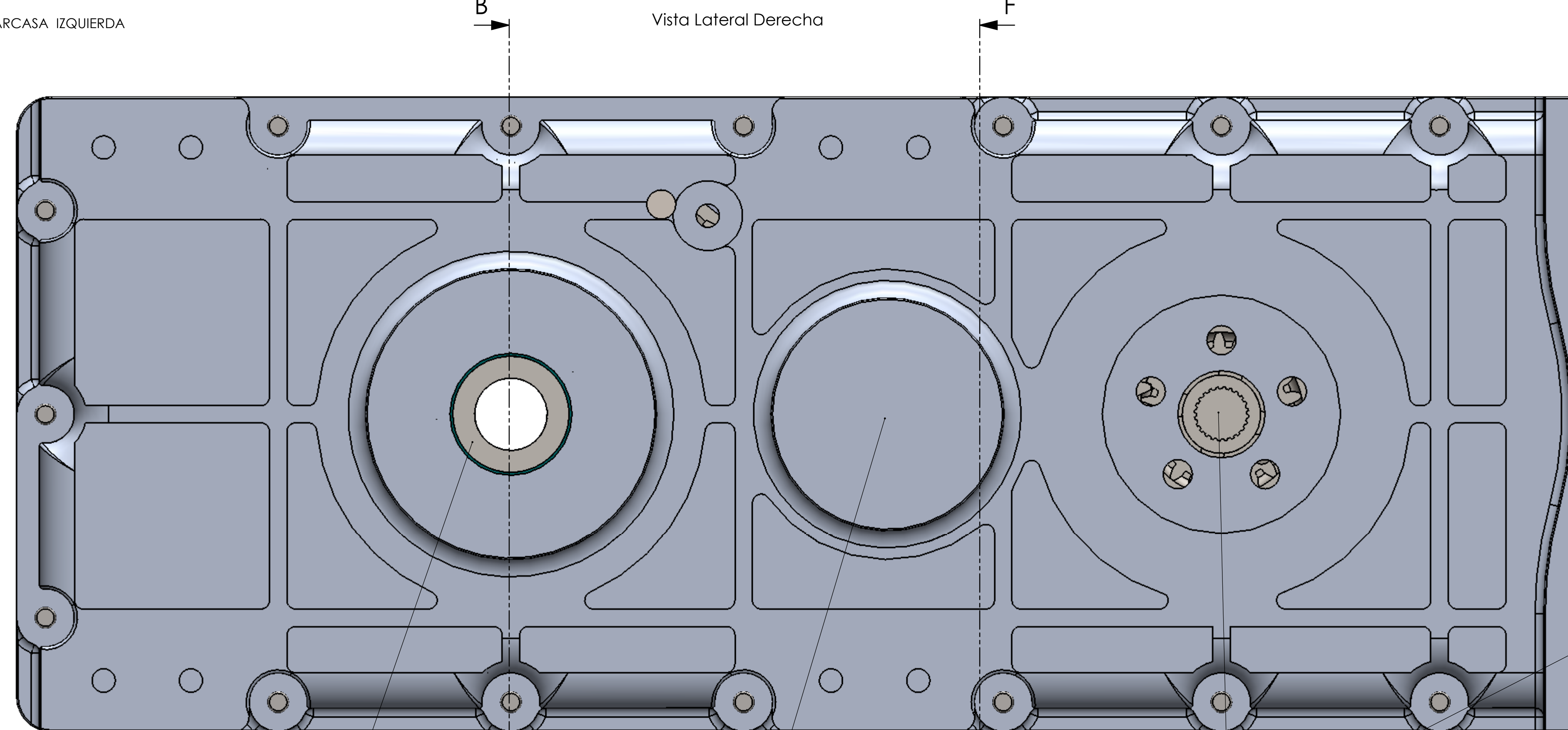
Vista Superior



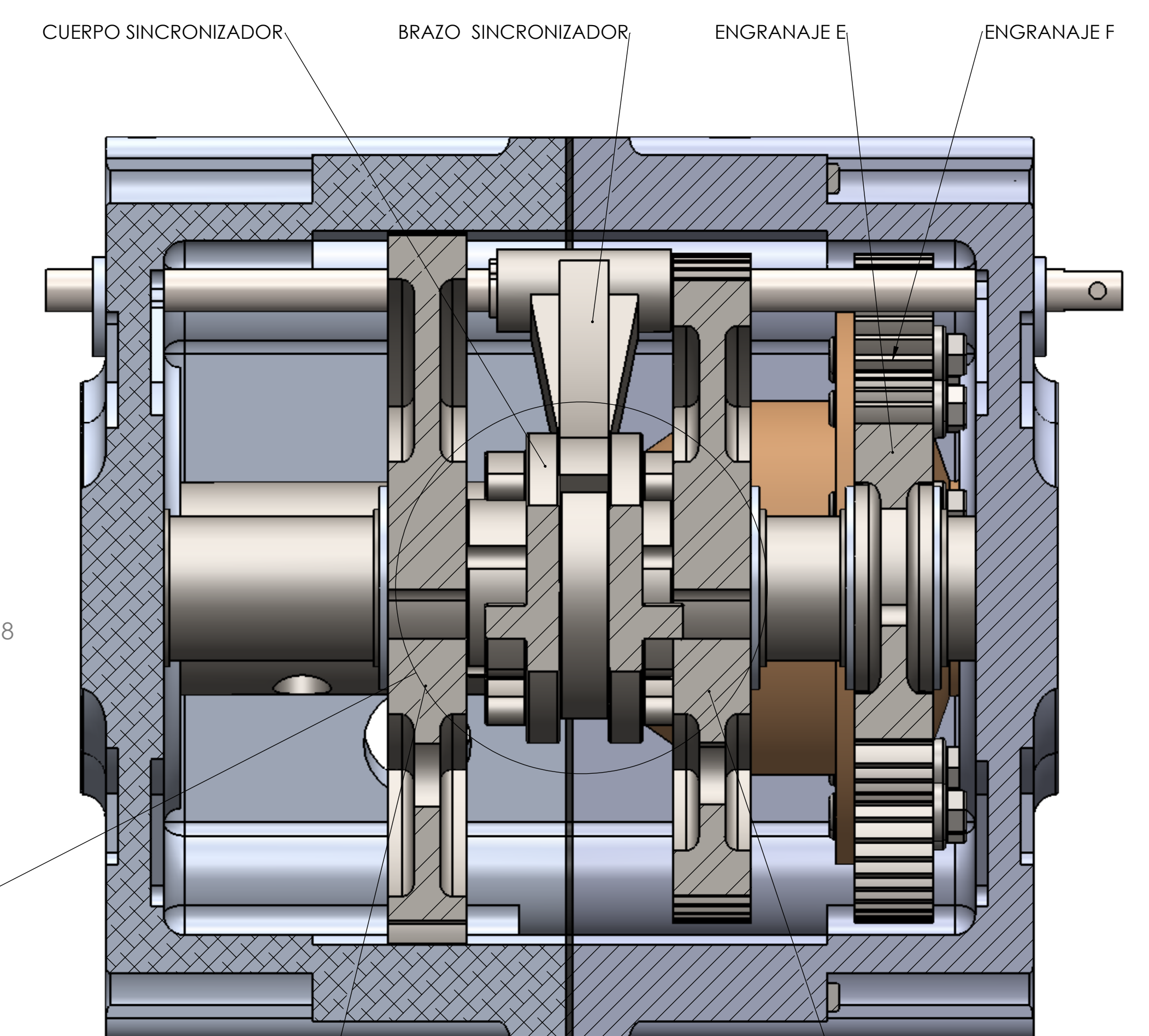
SECCIÓN D-D  
ESCALA 1:1



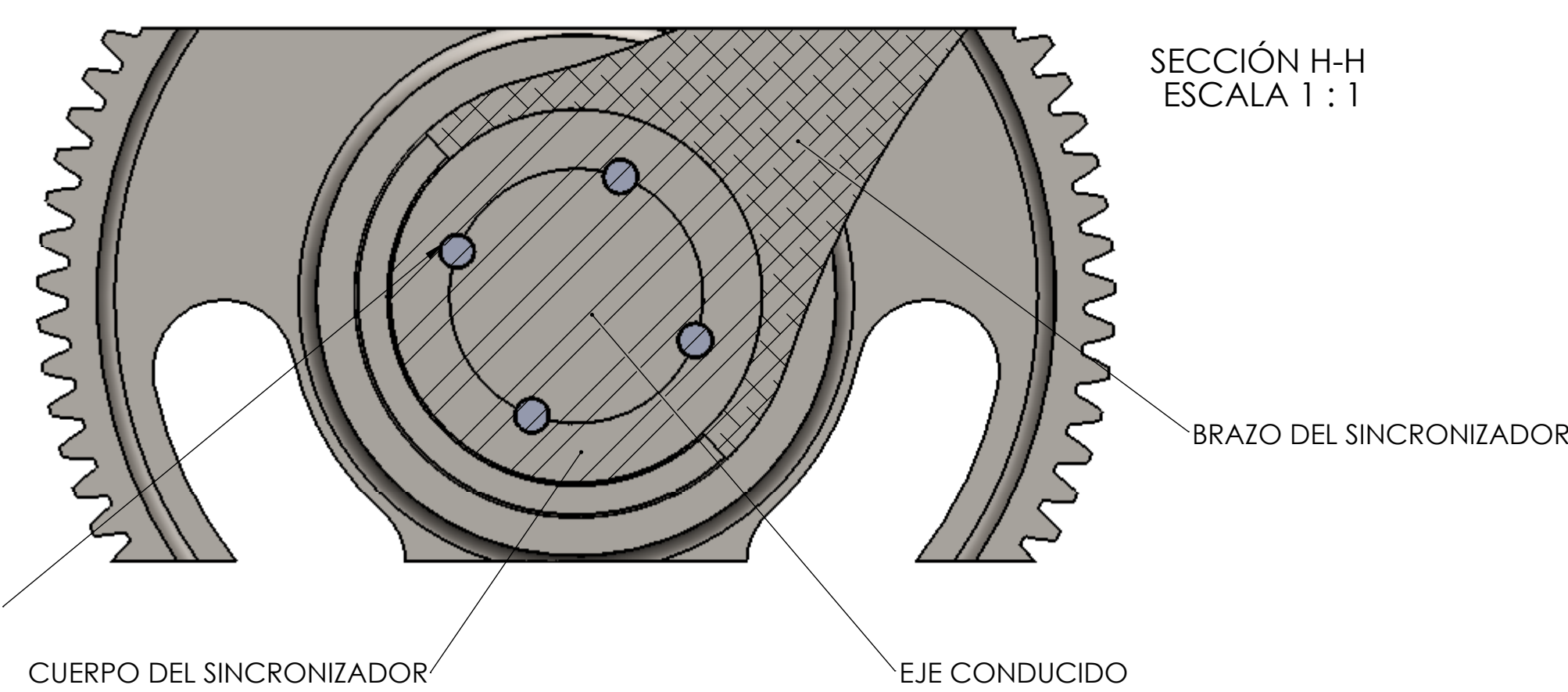
SECCIÓN B-B  
ESCALA 1:1



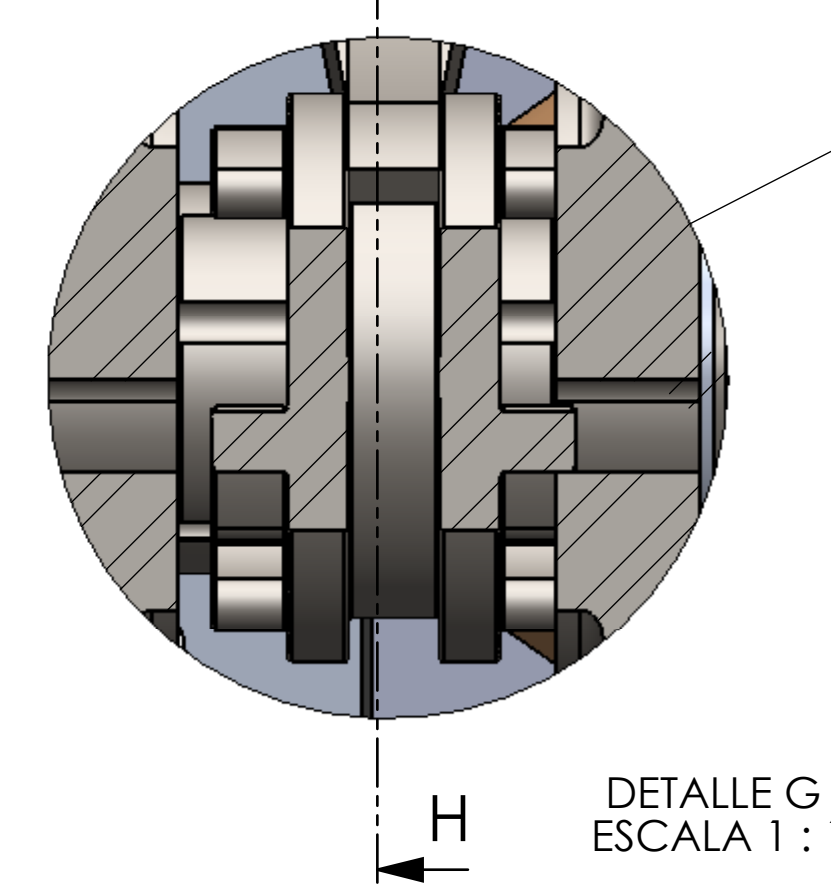
Vista Lateral Derecha




SECCIÓN F-F  
ESCALA 1:1



SECCIÓN H-H  
ESCALA 1:1



DETALLE G  
ESCALA 1:1

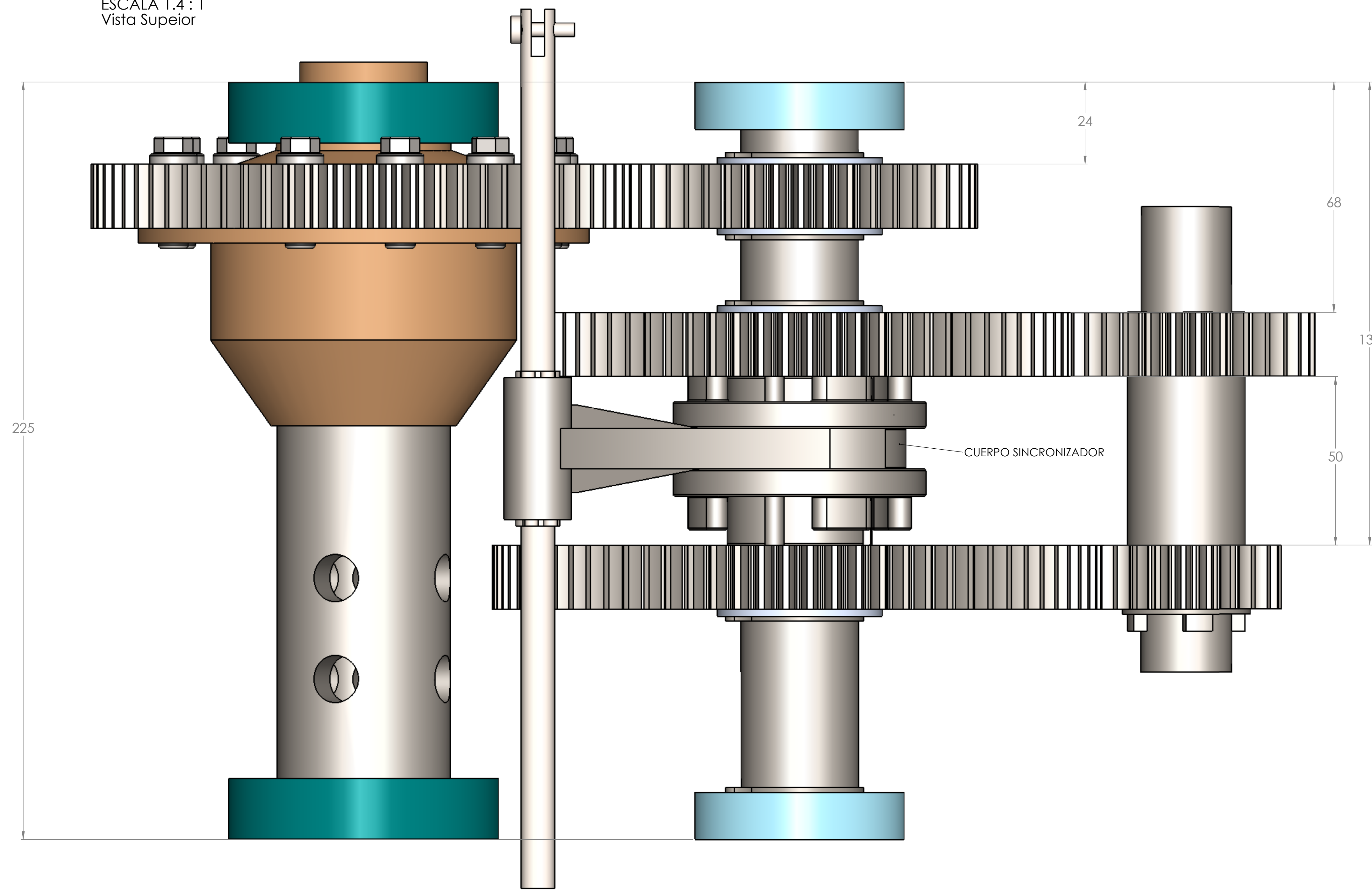
<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA	<b>FIRMA</b>	<b>TÍTULO:</b> VISTA EN CORTE DE LA CAJA DE CAMBIOS
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco	<b>MATERIAL:</b> NA	<b>PLANO No.</b> A0-3
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	<b>PESO:</b> NA	<b>FECHA:</b> 29/1/2015
 SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE SENA		<b>APROB.</b> Ing. Isnarido Gonzalez
		<b>ESCALA:</b> 1:1

ESFERAS QUE PERMITEN EL DESLIZAMIENTO DEL SINCRONIZADOR LOGRANDO ASI UN MOVIMIENTO SOLIDARIO ENTRE EJES Y ENGRANAJES

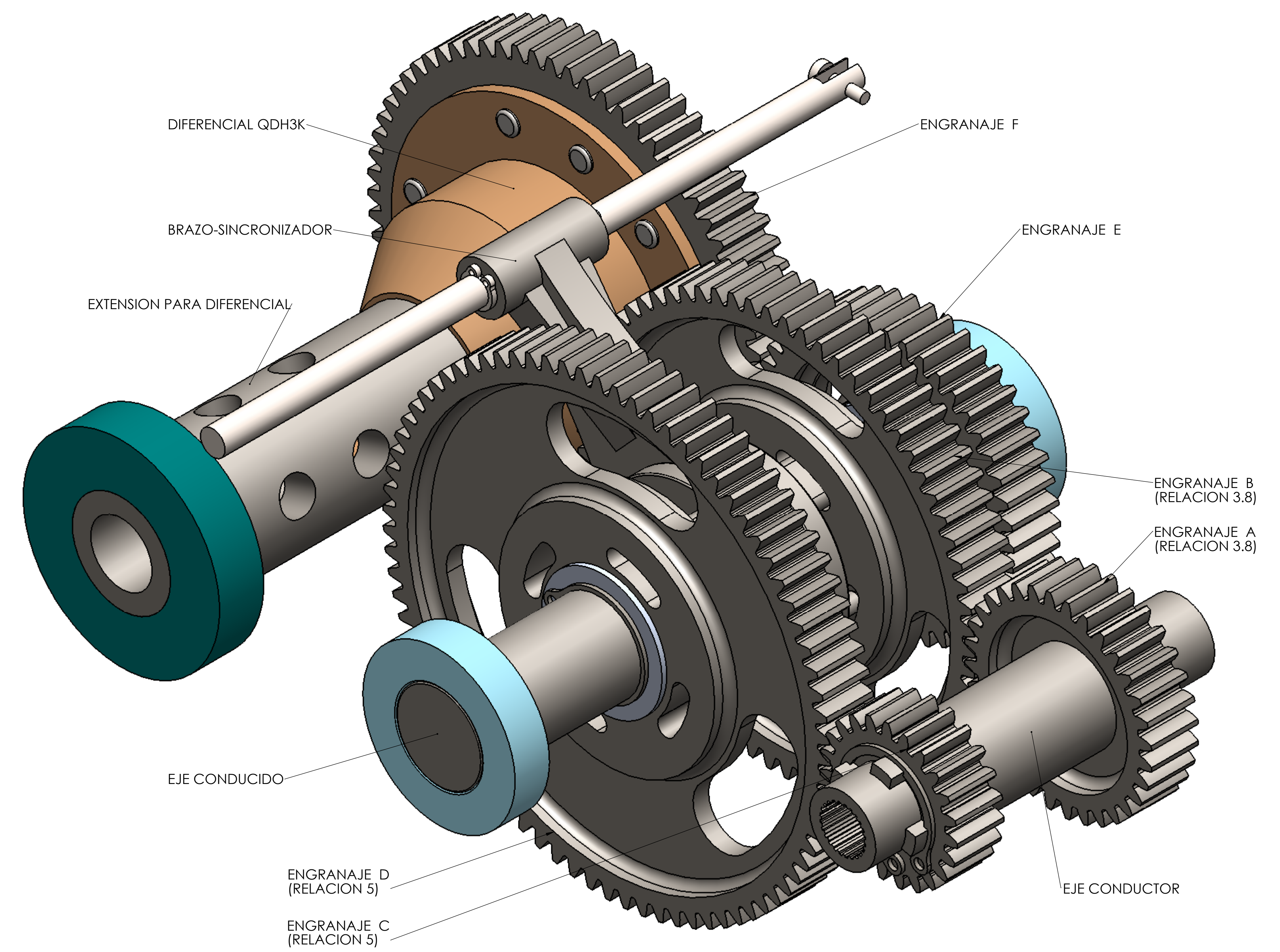
A0

Medidas en milímetros

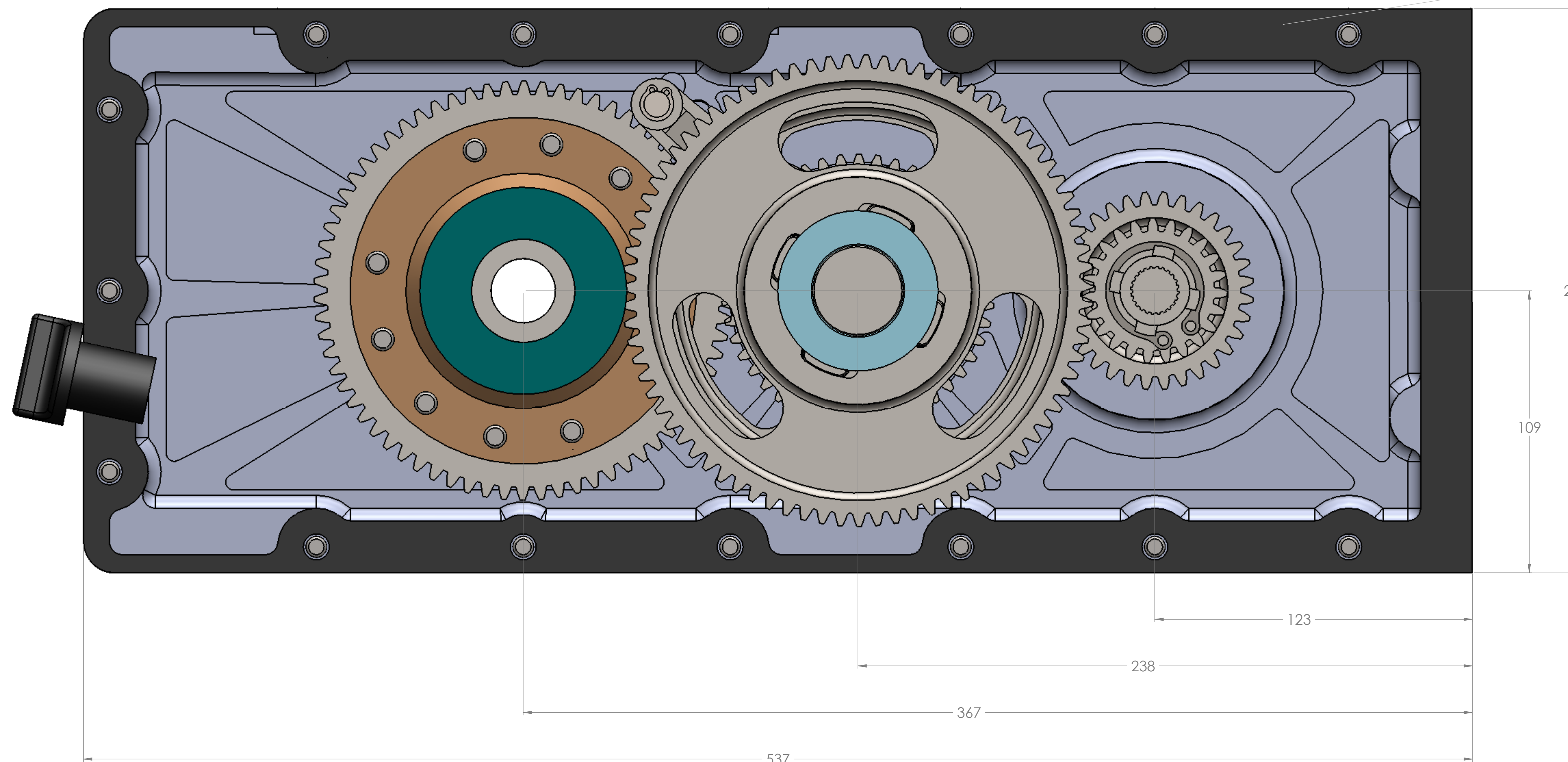
ESCALA 1.4 : 1  
Vista Superior



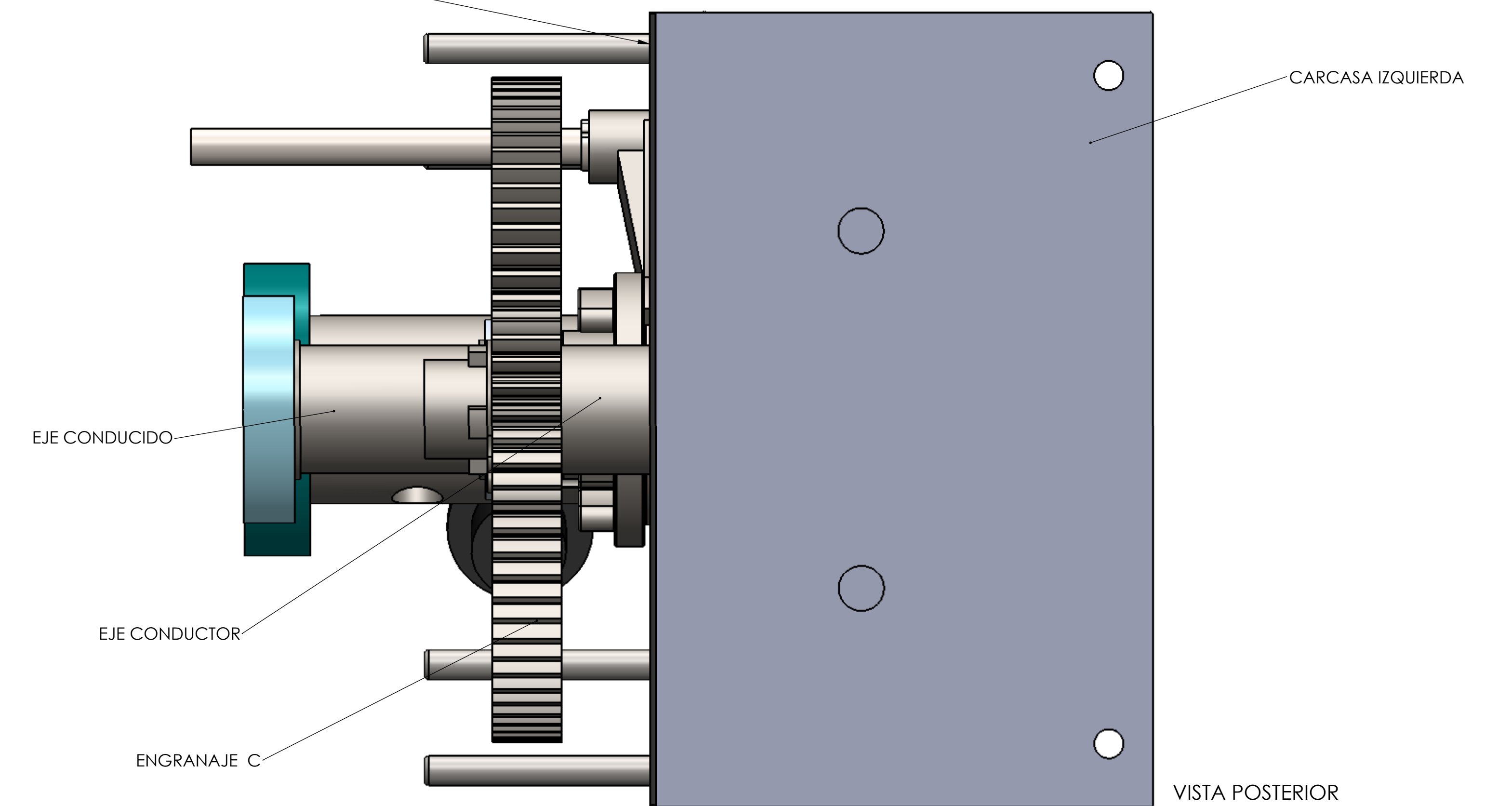
ESCALA 1.4 : 1  
Vista Superior Isometrica



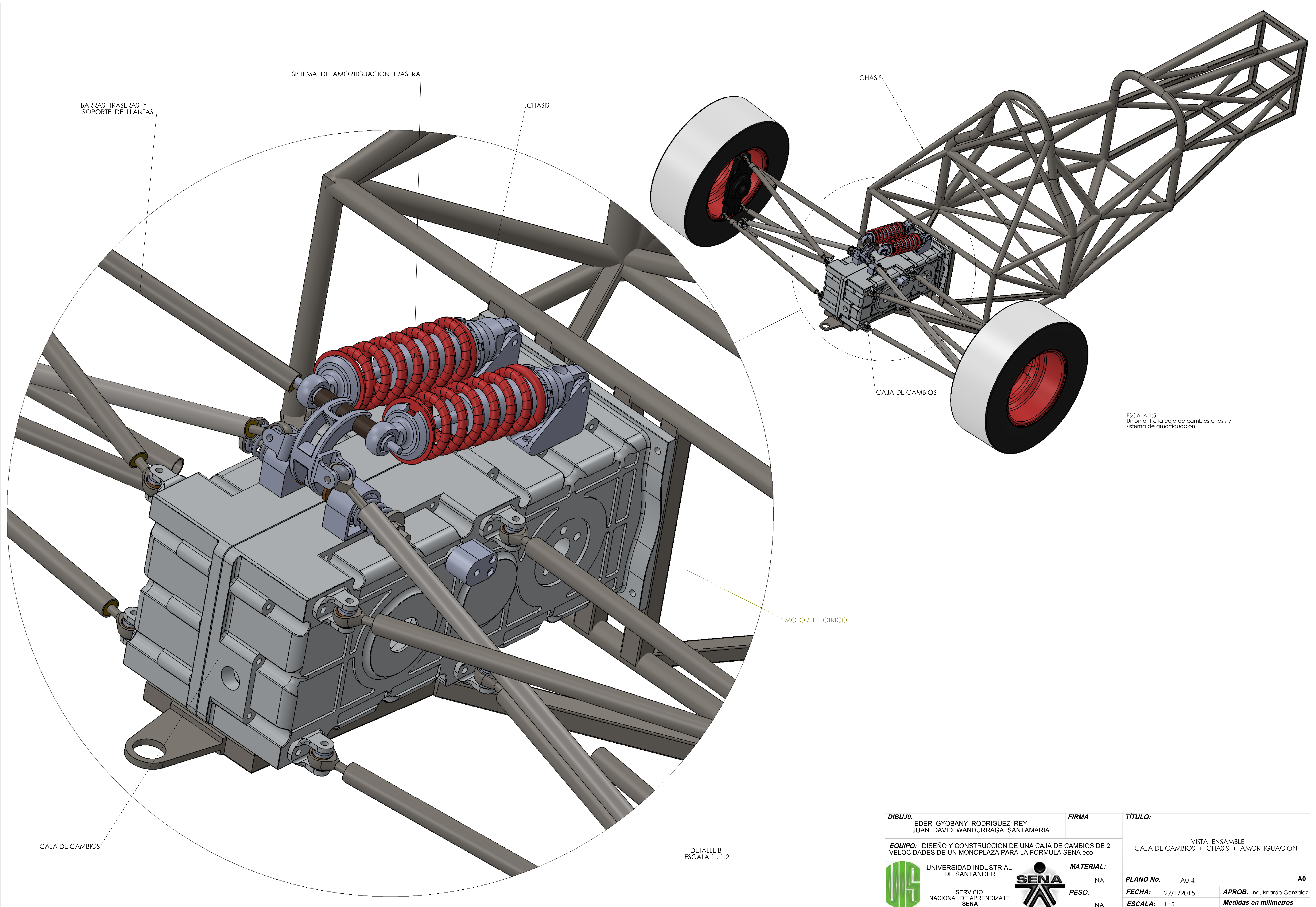
ESCALA 1:1  
Vista Lateral Derecha



EMPAQUE DE UNION ENTRE LAS CARCASAS




<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA	<b>FIRMA</b>	<b>TITULO:</b> VISTA INTERIOR DE LA CAJA DE CAMBIOS
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco		<b>PLANO No.</b> A0-2
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	 <b>SENA</b>	<b>FECHA:</b> 29/11/2015
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE SENA	<b>MATERIAL:</b> N.A.	<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez
	<b>PESO:</b> N.A.	<b>ESCALA:</b> 1,4 : 1

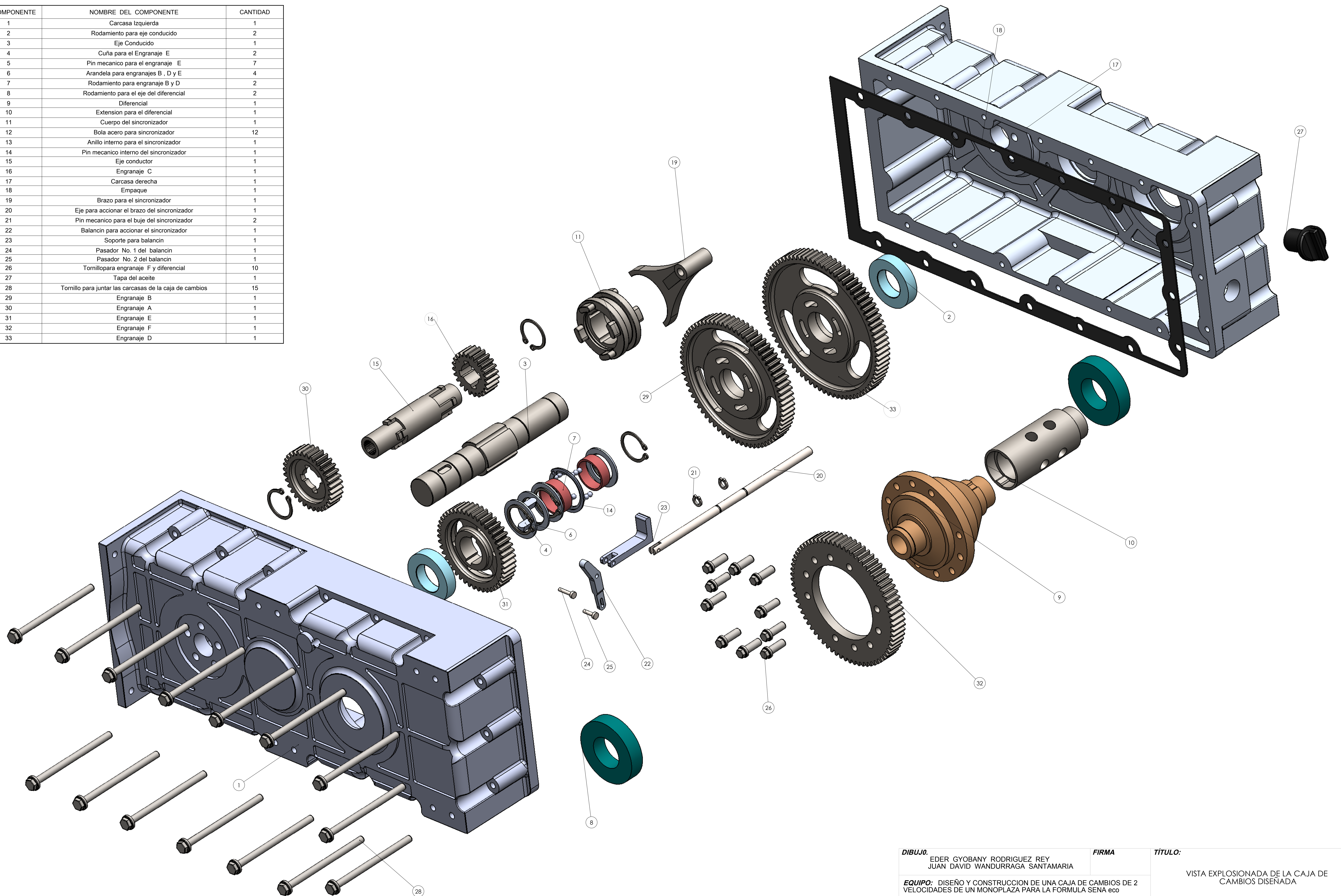



ESCALA 1:5  
 Union entre la caja de cambios, chasis y sistema de amortiguacion

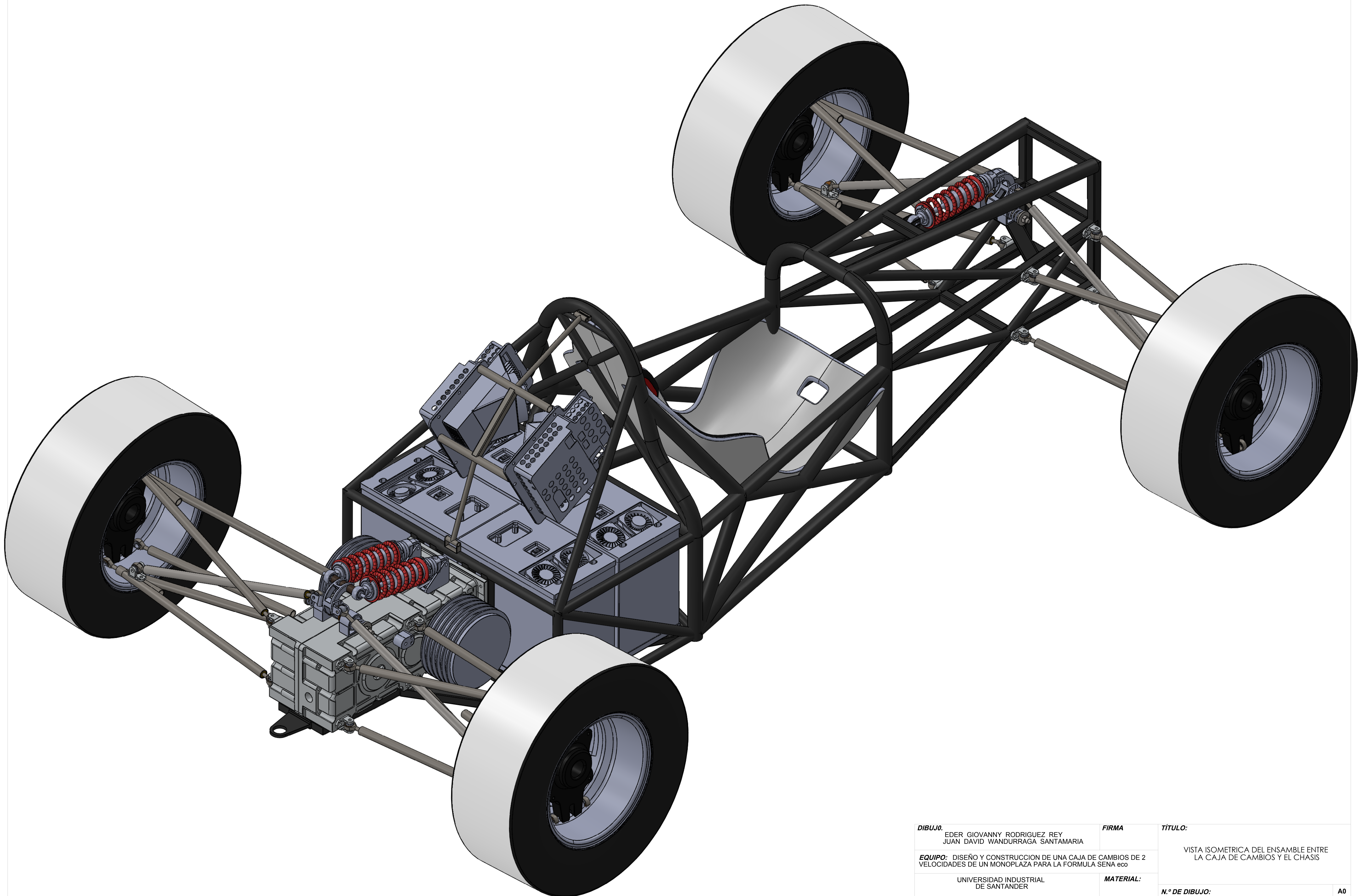
DETALLE B  
 ESCALA 1:1.2

<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA	<b>FIRMA</b>	<b>TITULO:</b> VISTA ENSAMBLE CAJA DE CAMBIOS + CHASIS + AMORTIGUACION
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco	<b>MATERIAL:</b> NA	<b>PLANO No.</b> A0-4 <b>A0</b>
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	 <b>SENA</b>	<b>FECHA:</b> 29/1/2015 <b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE SENA	<b>PESO:</b> NA	<b>ESCALA:</b> 1:5 <b>Medidas en milímetros</b>

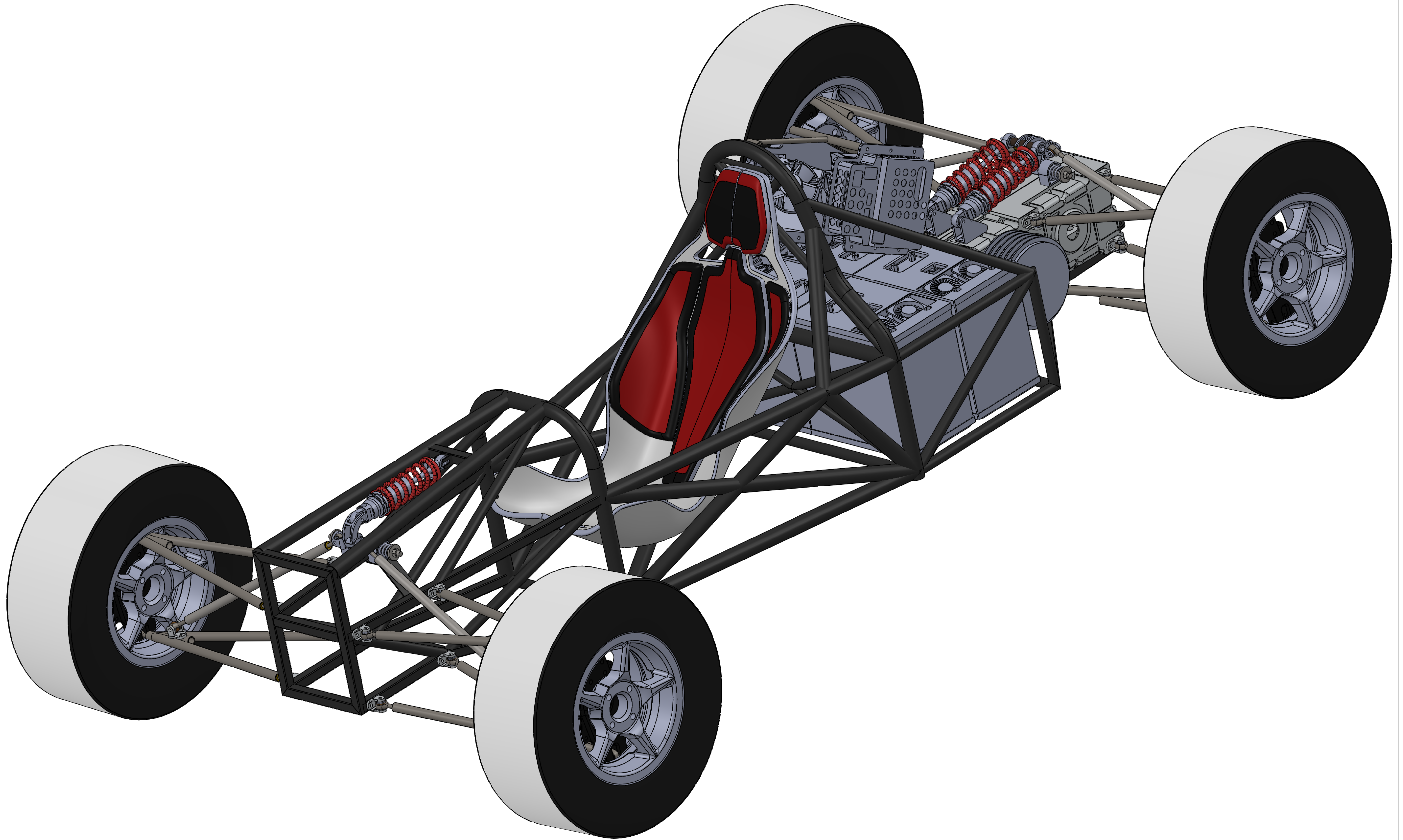
No. COMPONENTE	NOMBRE DEL COMPONENTE	CANTIDAD
1	Carcasa Izquierda	1
2	Rodamiento para eje conducido	2
3	Eje Conducido	1
4	Cuña para el Engranaje E	2
5	Pin mecanico para el engranaje E	7
6	Arandela para engranajes B, D y E	4
7	Rodamiento para engranaje B y D	2
8	Rodamiento para el eje del diferencial	2
9	Diferencial	1
10	Extension para el diferencial	1
11	Cuerpo del sincronizador	1
12	Bola acero para sincronizador	12
13	Anillo interno para el sincronizador	1
14	Pin mecanico interno del sincronizador	1
15	Eje conductor	1
16	Engranaje C	1
17	Carcasa derecha	1
18	Empaque	1
19	Brazo para el sincronizador	1
20	Eje para accionar el brazo del sincronizador	1
21	Pin mecanico para el buje del sincronizador	2
22	Balancin para accionar el sincronizador	1
23	Soporte para balancin	1
24	Pasador No. 1 del balancin	1
25	Pasador No. 2 del balancin	1
26	Tornillo para engranaje F y diferencial	10
27	Tapa del aceite	1
28	Tornillo para juntar las carcasas de la caja de cambios	15
29	Engranaje B	1
30	Engranaje A	1
31	Engranaje E	1
32	Engranaje F	1
33	Engranaje D	1



<b>DIBUJO:</b> EDER GYOBANY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA	<b>FIRMA</b>	<b>TITULO:</b> VISTA EXPLOSIONADA DE LA CAJA DE CAMBIOS DISEÑADA
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco		
 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE SENA	<b>MATERIAL:</b> NA <b>PESO:</b> 28 Kilogramos	<b>PLANO No.</b> A0-1 <b>FECHA:</b> 29/1/2015 <b>ESCALA:</b> 1 : 1.4
		<b>APROB.</b> Ing. Isnardo Gonzalez Medidas en milímetros



<b>DIBUJO:</b> EDER GIOVANNY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA	<b>FIRMA</b>	<b>TITULO:</b> VISTA ISOMETRICA DEL ENSAMBLE ENTRE LA CAJA DE CAMBIOS Y EL CHASIS
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA eco		
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	<b>MATERIAL:</b>	<b>N.º DE DIBUJO:</b> A0
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE SENA	<b>PESO:</b>	<b>FECHA:</b> <b>APROB.</b>
		<b>ESCALA:</b> Medidas en milímetros



<b>DIBUJO:</b> EDER GIOVANNY RODRIGUEZ REY JUAN DAVID WANDURRAGA SANTAMARIA	<b>FIRMA</b>	<b>TITULO:</b> VISTA ISOMETRICA DEL ENSAMBLE ENTRE LA CAJA DE CAMBIOS Y EL CHASIS
<b>EQUIPO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CAJA DE CAMBIOS DE 2 VELOCIDADES DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA <small>eco</small>		
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	<b>MATERIAL:</b>	<b>N.º DE DIBUJO:</b> A0
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE SENA	<b>PESO:</b>	<b>FECHA:</b> <b>APROB.</b>
		<b>ESCALA:</b> <b>Medidas en milímetros</b>