

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CAJAS DE VELOCIDADES,
MECÁNICAS, DE AUTOMÓVILES PARA CESVI COLOMBIA

BRAYAN RICARDO LADINO VALBUENA
OSCAR ALEJANDRO MARTÍNEZ RODRÍGUEZ

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2.017

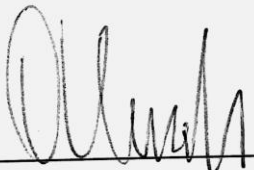
DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CAJAS DE VELOCIDADES,
MECÁNICAS, DE AUTOMÓVILES PARA CESVI COLOMBIA

BRAYAN RICARDO LADINO VALBUENA
OSCAR ALEJANDRO MARTÍNEZ RODRÍGUEZ


Proyecto Integral de Grado para optar el título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2.017


Nota de aceptación:



Presidente del jurado
Ing. Álvaro Romero Suárez



Jurado 1
Ing. Ricardo Lopez



Jurado 2
Ing. Scherazada Calderón

Bogotá D.C., Septiembre de 2.017

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio César Fuentes Arismendi

Director Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza V.

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo de docentes no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden exclusivamente a los autores.

Este proyecto es dedicado primordialmente a Dios por darme la oportunidad de estudiar y avanzar en mis proyectos, a mi Padre Javier Ladino por guiarme y enfocarme desde pequeño en mi profesión enseñándome a ser un emprendedor y a tener disciplina en la vida , a mi Madre Lucero Valbuena por apoyarme en cada momento, por sus buenos consejos y por inculcarme grandes valores, a mis hermanos por su apoyo incondicional, por qué me han enseñado que la motivación, la actitud y la aptitud es la base fundamental para la construcción de un buen proyecto de vida.

Brayan Ricardo Ladino Valbuena

Dedico este proyecto primero que todo a Dios, por ser lo más grande que tengo en la vida, ser mi camino y a diario llenarme de fuerza para continuar con cada una de las metas que he trazado para mí. A mi familia, en especial a mi Madre Susana Rodríguez por ser el motor de mi vida, el causal de mis esfuerzos y el ejemplo de la lucha incansable por un futuro próspero; a mi Padre Luis Alejandro Martínez por ser mi modelo a seguir y demostrarme que lo que se quiere se puede. A mis abuelos maternos, los seres que más he amado en el mundo y los responsables de la persona que soy; a mi tía Sulay y mi prima Nana por el apoyo incondicional en cada una de mis decisiones y el inmenso cariño que me han ofrecido siempre.

Oscar Alejandro Martínez Rodríguez

En primera instancia queremos agradecer a Dios por permitirnos cumplir con éxito los logros propuestos y necesarios para optar el título de Ingenieros Mecánicos.

En segunda instancia gracias a nuestros padres por darnos la oportunidad de cursar una carrera universitaria, tener acceso al conocimiento y a tantas comodidades que a diario contribuyen a que seamos mejores seres humanos, llenos de valores y con enormes capacidades.

En tercera instancia agradecemos a los docentes, orientadores y a la empresa Cesvi Colombia por permitirnos la realización de este proyecto y guiarnos en ésta, gracias por su enorme contribución a nuestro conocimiento, perfil profesional y voto de confianza.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	15
1. GENERALIDADES DE LA EMPRESA	17
1.1 MISIÓN	17
1.2 VISIÓN	17
1.3 ORGANIGRAMA	18
1.4 CESVIREPUESTOS	19
1.5 DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL	19
2. PARÁMETROS DE VERIFICACIÓN FUNCIONAL	21
2.1 GENERALIDADES DE LA CAJA DE VELOCIDADES MECÁNICA	21
2.1.1 Par motor y potencia	21
2.1.2 Elasticidad del motor	22
2.1.3 Velocidad de régimen	22
2.1.4 Desmultiplicación en la caja de cambios	22
2.2 PROCEDIMIENTOS PARA LA VERIFICACIÓN DE FUNCIONAMIENTO	22
2.2.1 Nivel de aceite	23
2.2.2 Par motor	25
2.2.3 Relación de transmisión	26
2.3 DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN LA CAJA MECÁNICA DE VELOCIDADES	27
3. SELECCIÓN DEL EMBRAGUE	31
3.1 EMBRAGUE	31
3.1.1 Acoplamiento mecánico	31
3.1.2 Acoplamiento neumático o hidráulico	34
3.1.3 Acoplamiento eléctrico	34
3.1.4 Acoplamiento automático	34
4. TIPOS DE CAJAS A ENSAYAR	36
5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	38
5.1 CRITERIOS DE EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	38
5.1.1 Alternativa 1	39
5.1.2 Alternativa 2	40
5.2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	41
5.2.1 Definición de los criterios de evaluación	43
5.3 SELECCIÓN DE PERFIL ESTRUCTURAL	44
5.3.1 Análisis del soporte del motor	46
5.3.2 Análisis de viga crítica	50
5.4 SOLDADURA	62
5.5 DISEÑO DE LA PLACA DE ORIFICIO	66
5.5.1 Diseño placa 1	66

5.5.2 Diseño placa 2	69
5.6 CÁLCULO DE UNIONES CON PERNOS	72
5.6.1 Tornillos a tensión	72
5.6.2 Tornillos que sujetan el soporte de orificios de la estructura	72
5.6.3 Calculo de pernos sometidos a esfuerzo cortante simple y a momento	80
5.7 DISEÑO DEL ACOUPLE	83
5.8 ELEMENTOS DE SELECCIÓN	89
6. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	92
6.1 RESTRICCIONES	92
6.2 DISTRIBUCIÓN DE CARGAS	93
6.3 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	93
6.3.1 Resultado de desplazamiento	93
6.3.2 Resultado de los esfuerzos	94
6.4 SIMULACION DEL SOPORTE	95
6.4.1 Cargas y restricciones	96
6.4.2 Resultado de desplazamiento	96
6.4.3 Análisis del esfuerzo para el soporte	97
6.4.4 Cambio de espesor	97
7. SISTEMAS DE CONTROL	99
7.1 SENSOR DE REVOLUCIONES	99
7.2 CAPTADOR DE RUIDO	100
8. MANUALES	102
8.1 MANUAL DE OPERACIÓN	102
8.1.1 Desembalaje e instalación	102
8.1.2 Familiarizacion con el banco de pruebas	102
8.1.3 Procedimietos para la prueba de una caja de velocidades	102
8.2 MANUAL DE SEGURIDAD Y SALUD OCUPACIONAL	106
8.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO	107
9. CONCLUSIONES	110
10. RECOMENDACIONES	111
BIBLIOGRAFÍA	112
ANEXOS	113

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Diagnóstico de fallas en cajas mecánicas	28
Cuadro 2. Cajas de velocidades	37
Cuadro 3. Estructura (Alternativa 1)	40
Cuadro 4. Estructura (Alternativa 2)	41
Cuadro 5. Asignación de ponderación	43
Cuadro6. Ponderación de criterios	43
Cuadro 7. Ponderación lineal	43
Cuadro 8. Cálculo método scoring para cada alternativa	44
Cuadro 9. Ubicación de los pernos en el plano, placa 1 (cm)	68
Cuadro 10. Ubicación de los pernos en el plano, placa 2 (cm)	71
Cuadro 11. Especificaciones del eje de entrada	84
Cuadro12. Especificaciones del eje principal (mm)	86
Cuadro 13. Dimensiones aproximadas de las cajas (cm)	87
Cuadro14. Acoples	88
Cuadro15. Longitud de estrías unidades en milímetros	88
Cuadro 16. Especificaciones de cada auto	90
Cuadro17. Torque evaluado	90
Cuadro18. Cargas en la viga	92
Cuadro19. Características del material	92

LISTA DE IMÁGENES

	pág.
Imagen 1. Nivel de aceite	24
Imagen 2. Verificación del aceite	24
Imagen 3. Tacómetro manual electrónico digital	27
Imagen 4. Posición del embrague	31
Imagen 5. Componentes del embrague diafragma	32
Imagen 6. Componentes del embrague muelles	33
Imagen 7. Componentes del embrague de discos múltiples	34
Imagen 8. Caja mecánica	36
Imagen 9. Cajas evaluadas	37
Imagen 10. Componentes del banco	39
Imagen 11. Alternativa 1	39
Imagen 12. Placa de orificios (caracterización de las cajas)	40
Imagen 13. Alternativa 2	41
Imagen 14. Vigas que soportan el motor	44
Imagen 15. Análisis de la viga carga distribuida	45
Imagen 16. Análisis de la viga carga puntual	45
Imagen 17. Cortes en la viga	46
Imagen 18. Deflexión de la viga	46
Imagen 19. Diagrama Fuerza Cortante y Momento Flector	47
Imagen 20. Propiedades mecánicas A500	48
Imagen 21. Perfiles	50
Imagen 22. Viga seleccionada para el análisis	51
Imagen 23. Dimensiones de la placa de orificio	52
Imagen 24. Dimensiones soporte	54
Imagen 25. Diagrama de cargas	56
Imagen 26. Diagrama de carga puntual	56
Imagen 27. Deflección de viga estructural	56
Imagen 28. Diagrama Fuerza Cortante	57
Imagen 29. Diagrama de momento flector	57
Imagen 30. Restricciones de elementos cargados axialmente	59
Imagen 31. Soldadura	62
Imagen 32. Esfuerzo cortante y esfuerzo sobre soldadura	65
Imagen 33. Tamaño mínimo para cordón	66
Imagen 34. Chevrolet Aveo	66
Imagen 35. Chevrolet N200	66
Imagen 36. Kia Eko	67
Imagen 37. Hyundai Tucson	67
Imagen 38. Hyundai Accent	67
Imagen 39. Kia Rio Sedan	67
Imagen 40. Kia Rio	69
Imagen 41. Placa 1 ubicación pernos	69
Imagen 42. Placa 1 diseño final	69

Imagen 43. Hyundai i25	69
Imagen 44. Chevrolet Spark	69
Imagen 45. Renault Duster	69
Imagen 46. Daewoo Lanos	70
Imagen 47. Nissan Versa	70
Imagen 48. Chevrolet Sail	70
Imagen49. Chevrolet Spark GT	70
Imagen 50. Placa 2 ubicación pernos	71
Imagen 51. Placa 2 diseño final	72
Imagen 52. Sujeción de los pernos superiores	72
Imagen 53. Grados SAE de aceros para sujetadores	73
Imagen 54. Dimensiones de roscas estándar americanas	73
Imagen 55. Tornillo a tensión	74
Imagen 56. Sujeción de los pernos inferiores soporte estructura	79
Imagen 57. Pernos sometidos a cortante simple y momento	81
Imagen 58. Nomenclatura eje estriado	83
Imagen 59. Dimensiones caja de velocidades	87
Imagen 60. Restricciones	92
Imagen 61. Carga puntual vigas	93
Imagen 62. Desplazamiento nodal	94
Imagen 63. Esfuerzo elemental	94
Imagen 64. Zona de esfuerzo máximo	95
Imagen 65. Carga y restricciones	95
Imagen 66. Desplazamiento del soporte	96
Imagen 67. Esfuerzo elemental soporte	96
Imagen 68. Desplazamiento del soporte de 2 cm	97
Imagen 69. Esfuerzo elemental soporte de 2 cm	98
Imagen 70. Sensor de revoluciones	99
Imagen 71. Osciloscopio digital	100
Imagen 72. Banco	102
Imagen 73. Placa1	102
Imagen 74. Placa2	103
Imagen 75. Pernos sujeción al soporte	104
Imagen 76. Caja sujeta	104
Imagen 77. Soporte motor y acople entre ejes	105
Imagen 78. Variador	105
Imange 79. Variador y palanca	106

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Propiedades del acero ASTM A500	115
Anexo B. Perfil estructural colmena	117
Anexo C. Propiedades del acero ASTM A36	119
Anexo D. Soporte móvil ajustable para el motor	121
Anexo E. Selección de ruedas	123
Anexo F. Catálogo Motor Siemens	125
Anexo G. Catálogo variador de frecuencia Allen Bradley	127
Anexo H. Planos	129

RESUMEN

En este proyecto se realizó el diseño de un Banco de pruebas para cajas de velocidades, mecánicas, de automóviles para la empresa Cesvi Colombia, con el propósito de poder realizar un test de funcionamiento a dichas cajas y evidenciar el estado en el que se encuentran, ya que al llegar a las instalaciones de la compañía se desconoce por completo su rendimiento y/o estado funcional; así mismo, se buscó poder ofrecer al cliente una garantía de funcionamiento de estos componentes de automóvil y así generar un ingreso adicional a la compañía.

Inicialmente se priorizó en las variables, características y necesidades de la empresa y se realizaron estudios preliminares para identificar las posibles soluciones a la problemática. Con la información recolectada, se plantearon alternativas de diseño que permitieron desarrollar la mejor entre ellas con respecto a funcionalidad, eficiencia y requerimiento de diseño, logrando así la satisfacción de la empresa y contemplando todo aspecto de funcionalidad del banco de pruebas.

Se llevó a cabo una simulación mediante elementos finitos con el fin de identificar el comportamiento de diferentes elementos de la estructura. Éste se realizó mediante el software NX 9.0 y los resultados fueron interpretados de forma analítica.

A través del estudio de materiales, dimensiones y funciones a realizar por parte del banco de pruebas y los mecanismos de control, se procedió al diseño, realización de manuales y planos detallados de fabricación, ensamble y montaje, mantenimiento, y normas básicas de seguridad y operación.

Palabras claves: Diseño, Banco de Pruebas, Caja de Velocidades

INTRODUCCIÓN

En este proyecto la *importancia* de diseñar un banco de pruebas para cajas de velocidades mecánicas, de automóviles, radica en la posibilidad de realizar un test de funcionamiento de dicho componente y de esta forma brindar una garantía de desempeño, funcionabilidad e identificación de posibles averías.

El *origen* de la solución se da debido a la imposibilidad por parte de la empresa de verificar el funcionamiento de las cajas de velocidades de los automóviles que llegan a sus instalaciones; generando así una pérdida de recursos debido a que actualmente dichas cajas de velocidades son puestas a la venta sin algún tipo de garantía de funcionamiento y por ende a precios inferiores.

Para solucionar dicha problemática se traza un *objetivo* general que es “Diseñar un banco de pruebas para cajas de velocidades, mecánicas, de automóviles para CESVI COLOMBIA”. Para ello se establecieron los siguientes objetivos específicos;

- ◇ Evaluar las variables que intervienen en el funcionamiento de una caja mecánica de cambio de velocidades de un automóvil
- ◇ Establecer los procedimientos a realizar para la verificación del estado de una caja de cambios mecánica
- ◇ Evaluar y definir el sistema de conexión (embrague), automático entre la unidad motriz y la caja de velocidades
- ◇ Definir los tipos de cajas de velocidades para probar en éste banco
- ◇ Diseñar la estructura de soporte de todos los componentes del banco y de la caja
- ◇ Evaluar mediante MEF el comportamiento de la estructura diseñada
- ◇ Definir los equipos de control que se deben instalar en el banco
- ◇ Realizar los planos de ubicación, fabricación de componentes, ensamble y montaje del banco de pruebas
- ◇ Realizar los manuales de operación del banco de pruebas

El *alcance* de este proyecto se realiza únicamente hasta el diseño de un banco de pruebas de caja de velocidades, y la simulación de dicho banco con el fin

comprobar su comportamiento de esfuerzos y el sometimiento de las diferentes cargas presentes.

Las *limitaciones* del proyecto se trazan básicamente en especificaciones de diseño, teniendo en cuenta que se probarán cajas de cambios de automóviles de hasta 3.000 cm³, 6 marchas, transmisión únicamente manual y en un rango de peso (caja mecánica) entre 50-100 kg; en cuanto a la implementación del proyecto, quedará a cargo de la empresa si así decide hacerlo.

La *metodología* empleada para la realización del proyecto involucra que a partir de un planteamiento de alternativas de diseño se seleccione la más óptima, que cumpla con los objetivos y supla las necesidades presentes, llevar al diseño detallado dicha alternativa y verificar mediante software especializado el diseño y comportamiento del mismo ante esfuerzos.

El *significado* en el campo de autopartes y la comercialización, será diseñar un banco de pruebas de cajas de velocidades, mecánicas que logre satisfacer la problemática actual que impide conocer el funcionamiento y estimación de correctos parámetros de las cajas de velocidades que llegan a las instalaciones de la empresa; para la seccional de Cevirepuestos será de gran importancia puesto que podrá ofrecer al cliente completa garantía en el funcionamiento de dicho componente de automóvil y desarrollar así un mayor nivel de confiabilidad en cuanto a la industria de la comercialización de autopartes.

La *aplicación* se verá reflejada en las operaciones de pruebas de funcionamiento de cajas de velocidades mecánicas, de automóviles, puesto que se buscará la satisfacción de las necesidades y la solución de una problemática actual que irá dirigida a la empresa y a su completo rendimiento como comercializadora de autopartes.

1. GENERALIDADES DE LA EMPRESA

Cesvi Colombia fue fundada el 22 de Noviembre de 1.999 y está constituido por diez de las compañías aseguradoras más importante del país y Cesvimap, empresa del grupo asegurador español Mapfre.

[El Centro de Experimentación y Seguridad Vial Cesvi Colombia S.A. es una compañía de vanguardia, que mediante la investigación y experimentación en el área automotriz desde hace 18 años desarrolla productos y servicios, enfocados en las necesidades de la industria automotriz de Colombia y el continente.

Gracias a su importante trayectoria en la investigación de la cadena de valor del automóvil, Cesvi Colombia S.A. ha sido reconocida como Centro de Investigación y Experimentación por parte de Colciencias. En el ámbito internacional hacemos parte del RCAR, un organismo cuyo objetivo es reducir los costos humanos y económicos de las pérdidas de vehículos de motor.

Adicionalmente, Cesvi Colombia cuenta con la certificación ISO 9001.2008 en todos sus procesos, lo que nos compromete con la gestión integral y aplicación de mejores prácticas administrativas y de servicio]¹.

1.1 MISIÓN

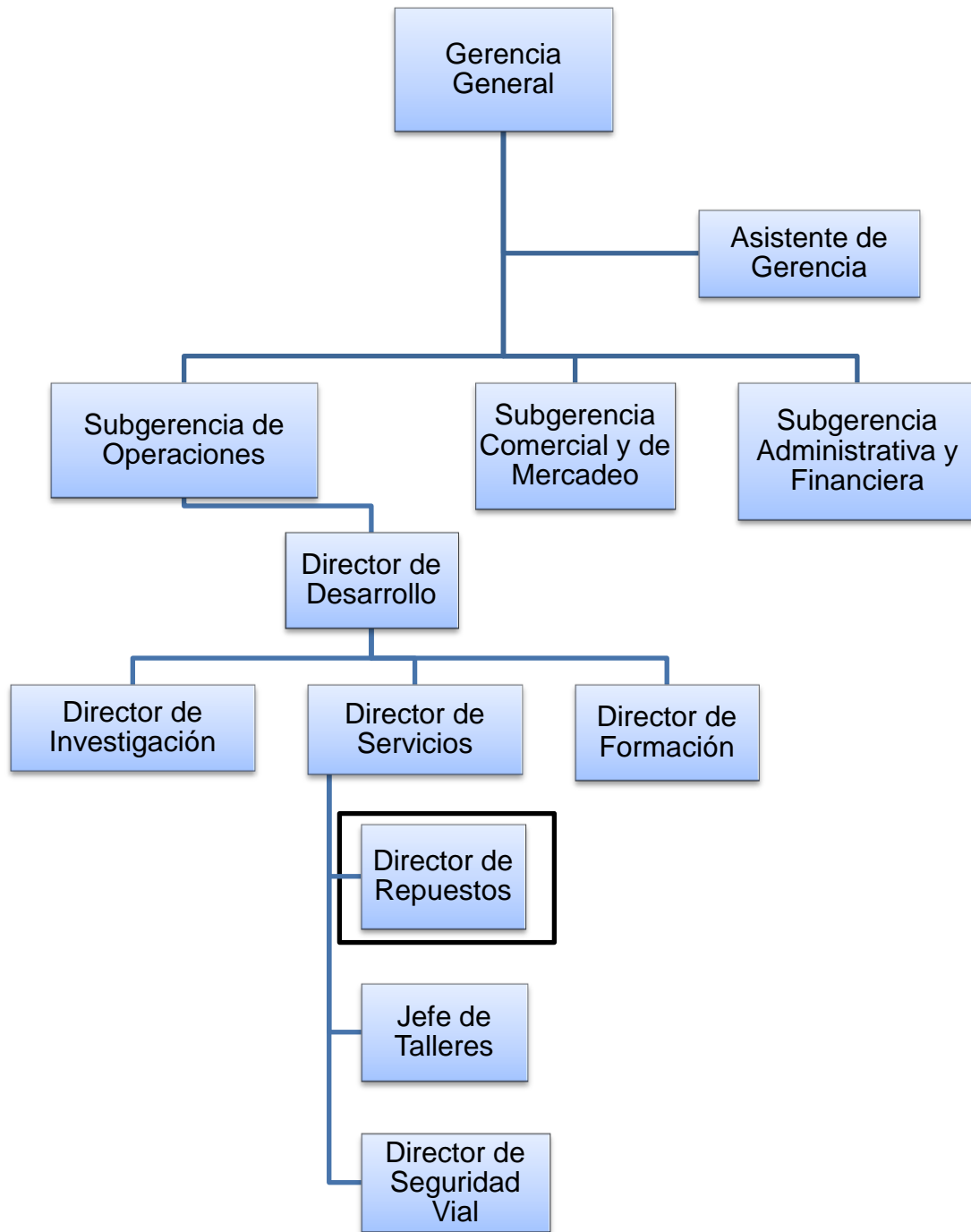
“Investigar y experimentar con el propósito de construir soluciones de mejora para los sectores asegurador, reparador y de la seguridad vial”.

1.2 VISIÓN

“En 2.017 ser líder y reconocida socialmente, generando soluciones integrales, competitivas y rentables para los sectores asegurador, reparador y de la seguridad vial.”

¹ Cesvi Colombia, Mision y visión [En línea] [consultado el 3 Noviembre de 2.016]. Disponible en <<http://www.cesvicolombia.com/cesvi/#no-sotros>>

1.3 ORGANIGRAMA



1.4 CESVIREPUESTOS

[Somos el único centro de tratamiento de vehículos fuera de uso en Colombia, el cual está dedicado a la recuperación de vehículos siniestrados para la comercialización de repuestos usados en buen estado y a un precio competitivo, asegurando la protección del medio ambiente. Vigilados y supervisados por la Superintendencia de Industria y Comercio]².

1.5 DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL

Actualmente, la empresa Cesvi Colombia al recibir en sus instalaciones los diferentes automóviles que están en fuera de uso por algún siniestro, los ponen a disposición del área de Cevirepuestos para que realicen la operación de desarme, que consiste básicamente en desarmar por completo el automóvil y desmontar sus componentes, para luego verificar cuáles de esos elementos se encuentran en buen estado para su posterior comercialización en la industria de las autopartes como repuestos funcionales.

Dentro de los componentes de un automóvil, se encuentran las cajas de velocidades, elementos importantes en la transmisión de un automóvil y con un bajo índice de afectación al momento de un siniestro.

La utilización de la caja de velocidades de los automóviles que llegan a las instalaciones de Cesvi Colombia, actualmente no es muy rentable para la compañía, puesto que al momento de ser desmontada se procede a retirar los líquidos que ella contiene, para ponerlos a disposición de una entidad que se encargue de ellos de forma adecuada y los componentes mecánicos de la caja se ponen en venta o muchas veces, también se ponen a cargo de entidades especializadas en el manejo de estos residuos, teniendo en cuenta el tratamiento ambiental que deben tener dichos elementos.

La disposición que actualmente la compañía da a las cajas de velocidades, no le permite generar mayores recursos y tampoco el correcto aprovechamiento de dicho componente en la industria de las autopartes y en el mercado de los repuestos, sector en el que quiere llegar a ser líder. Éste inconveniente se presenta al no poder comprobar el funcionamiento de las cajas de velocidades desmontadas, no cuentan con un dispositivo que les permita conocer si dichas cajas funcionan y por ende, es muy complicado poder ofrecerle al cliente una garantía de funcionamiento adecuada y lograr crear una confiabilidad en dicha transacción.

² Cesvi Colombia. Mision y visión [En línea] [consultado el 3 Noviembre de 2.016]. Disponible en <<http://www.cesvicolombia.com/cesvi/#no-sotros>>

Actualmente, las investigaciones de los bancos de pruebas para cajas, se enfocan directamente a las cajas de velocidades automáticas por su alto desempeño y avance tecnológico, las empresas de automóviles establecen un protocolo de análisis por medio de galgas estequiometrias a las cajas, todo montado en un soporte donde se procede con la inspección de la caja en estado estático, la información brindada por cada empresa fabricante de vehículos se corrobora al realizar el análisis de longitud de cada pieza que la compone y comprobando el estado de rodamientos, selectores, engranes y ejes.

El análisis dinámico de una caja, empresas como Técnicas en Transmisiones Automáticas S.L se enfoca en el estado de la caja donde se verifica el correcto funcionamiento de la pieza, esta empresa solo se dedica a la creación y comercialización de bancos de pruebas para cajas de velocidades automáticas.

La empresa Inter-Matic del grupo ASYSUM realiza la inspección de cajas mecánicas, automáticas y de convertidores par, ejecutando tareas de verificación de; comprobación del cable, comprobación modular, presiones hidráulicas y niveles de aceite.

Marcas como Masson Marine examinan las cajas por medio de un banco donde son sometidas a un diagnóstico de velocidades, tanto máxima como mínima, con el fin de comparar su potencial y por medio de sensores de temperatura, presión y vibración se completa el procedimiento.

Por lo tanto uno, de los requerimientos a estudiar para la realización del proyecto es la relación de transmisión para cada caja mecánica independientemente de la marca que sea, otro parámetro a analizar es el número de revoluciones por minuto que va a entregar en cada marcha y su torque correspondiente.

2. PARÁMETROS DE VERIFICACIÓN FUNCIONAL

2.1 GENERALIDADES DE LA CAJA DE VELOCIDADES MECÁNICA

La caja de velocidades es el elemento de transmisión, que se intercala entre el motor y el resto de los elementos de transmisión en un vehículo, para modificar el número de revoluciones en las ruedas, e invertir el sentido de giro cuando lo requieran las necesidades de circulación.

Para que el funcionamiento de este componente de automóvil se pueda desarrollar de forma correcta, se necesita del clutch o embrague, elemento controlado por medio de un pedal que sirve para separar al motor de la transmisión y que modula la transferencia de fuerza entre los dos subsistemas.

Cuando el pedal no se presiona, el torque del motor pasa a la transmisión; si por el contrario se presiona por completo, entonces se realiza una desconexión, con el fin de que no pase la potencia del motor a la transmisión.

A pesar de la gran variedad de modelos de cajas, prácticamente todas están constituidas por una carcasa de aleación ligera, que aloja los diferentes ejes, engranajes, sistemas de mando, dispositivos de salida y el acoplamiento del motor.

2.1.1 Par motor y potencia. [El valor del par motor depende, de la fuerza expansiva de la combustión, puesto que está determinado por el valor de la fuerza de expansión de los gases multiplicado por la distancia entre el eje de la biela y el del cigüeñal, independientemente del número de revoluciones, si bien al disponer de un mayor par, también se podrá realizar un mayor trabajo por unidad de tiempo]³.

El producto de par por el número de revoluciones representa la potencia.

Por tanto, para aumentar la potencia es preciso aumentar, o bien el par, o la velocidad de rotación del motor; es también factible mantener la potencia aumentando el valor del par y disminuyendo las revoluciones, esto se consigue a través del cambio de velocidades.

A partir del par máximo, el valor de este disminuye a pesar de aumentar el número de revoluciones, pero el valor de la potencia aumenta hasta un determinado valor a partir del cual disminuye.

Para que aproveche al máximo el rendimiento del motor, es preciso que su giro se realice entre los valores comprendidos de par máximo y potencia máxima.

³ Albrodpulf1. Análisis-técnico-par-motor-torque [En línea] [consultado el 28 Noviembre de 2.016]. Disponible en < <https://albrodpulf1.wordpress.com/2014/04/14/analisis-par-motor-torque/>>

2.1.2 Elasticidad del motor. [Capacidad para que un motor mueva un automóvil con facilidad sin tener que recurrir a la caja de cambios o un multiplicador de par. Un motor es elástico cuando su par aumenta al disminuir el régimen de rotación, ya que al encontrar el motor una resistencia, su velocidad disminuye y a la vez aumenta su par]⁴.

Por ello, es preciso que la relación entre par máximo y potencia máxima sea lo más amplio posible, así, un motor elástico requiere un número de velocidades menor.

2.1.3 Velocidad de régimen. Es el régimen del motor comprendido entre el máximo par y la máxima potencia, franja en la cual el rendimiento del motor se aprovecha al máximo.

Cuando el vehículo sube una cuesta su velocidad tiende a disminuir, si disminuye su velocidad también lo hace la potencia desarrollada por el motor, con lo que el vehículo tiende a pararse; debe disponer entonces de un mecanismo que permita girar al motor a la velocidad de régimen, sin que ello signifique necesariamente un aumento de velocidad del vehículo, ya que lo que se pretende es aprovechar al máximo la energía desarrollada por el motor. Disponemos para ello del cambio de velocidades.

2.1.4 Desmultiplicación en la caja de cambios. Los valores de desmultiplicación en la caja de velocidades se dan en función del eje de entrada y el eje de salida; es decir, las vueltas que da el primero por cada vuelta que se produce en el secundario, que será el cociente de dividir el número de dientes de los piñones utilizados en cada velocidad como conducidos, entre número de dientes de los engranajes utilizados como conductores.

2.2 PROCEDIMIENTOS PARA LA VERIFICACIÓN DE FUNCIONAMIENTO

En el marco del estudio de las cajas de velocidades mecánicas de automóviles, las variables que se tienen en cuenta y el correcto estudio de su comportamiento, se puede proceder a realizar un esquema de procedimientos que garantice una correcta verificación del funcionamiento de una caja de velocidades.

Teniendo en cuenta que se desarrolla el diseño de un banco de pruebas y se descarta por completo verificar criterios de reparabilidad, mediante la apertura de la caja de velocidades.

⁴ Universidad tecnológica de ecuador. Elasticidad del motor [En línea] [consultado el 1 Diciembre de 2.016]. Disponible en <<https://es.scribd.com/presentation/243885795/INDICE-DE-ELASTICIDAD-CHRISTIAN-BARRAGAN-7TE-pptx>>

Puesto que dicha actividad no se va a desarrollar, se implementan una serie de procedimientos que garanticen y logren de forma correcta cumplir con el objetivo de realizar un test de funcionamiento correcto o no de la caja de velocidades, teniendo en cuenta las variables a medir y el comportamiento de ellas como criterios de evaluación del funcionamiento.

Dentro de los requerimientos de funcionabilidad de una caja de velocidades, que se garantizan y deben estar presentes en todo momento, se mencionan los procedimientos que se desarrollarán luego de haber desmontado la caja de velocidades del automóvil y haber realizado el montaje de la misma en el banco de pruebas.

2.2.1 Nivel de aceite. [Para disminuir en la medida de lo posible los desgastes en los engranajes, rodamientos y elementos en movimiento del interior de la caja, motivados por rozamiento y esfuerzos a que están sometidos los diferentes elementos internos, la caja contiene un elemento lubricante, aceite para transmisiones, en un determinado nivel.

Este aceite, tiene una consistencia adecuada para soportar las elevadas cargas y temperaturas que se producen en el interior de la caja de cambios.

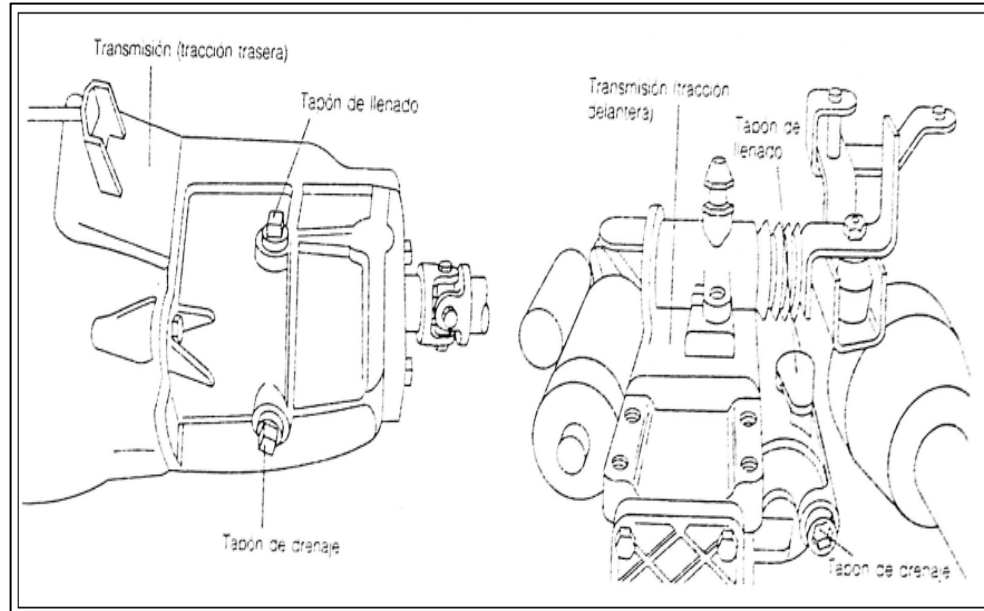
La estanqueidad de la caja se consigue mediante juntas en las uniones de la carcasa y por retenes en los ejes de entrada y salida; la ventilación interna, con el fin de evitar presiones internas que podrían comprometer la estanqueidad de la caja, se consigue mediante aireadores o respiradores situados fuera del alcance de la proyección del aceite]⁵.

Al costado del cuerpo de la transmisión se ubica una varilla indicadora del nivel de aceite que contiene unas referencias que establece el nivel del fluido hidráulico ya sea alto, medio o bajo, el procedimiento de lectura se debe realizar con la varilla medidora totalmente seca para obtener una buena interpretación de nivel del aceite.

Cuando no hay presencia del fluido hidráulico en la caja, las piezas se someten a un contacto metal-metal provocando el aumento de la fricción, la elevación de la temperatura y la abrasión, generando un daño prematuro de la caja.

⁵ Fundacion universitaria los libertadores. Nivel del aceite-estanqueidad [En línea] [consultado el 10 Diciembre de 2.016]. Disponible en <<http://repository.libertadores.edu.co/bitstream/handle/11371/315/DiazOvalleDanielSebastian.pdf?sequence=2&isAllowed=y>>

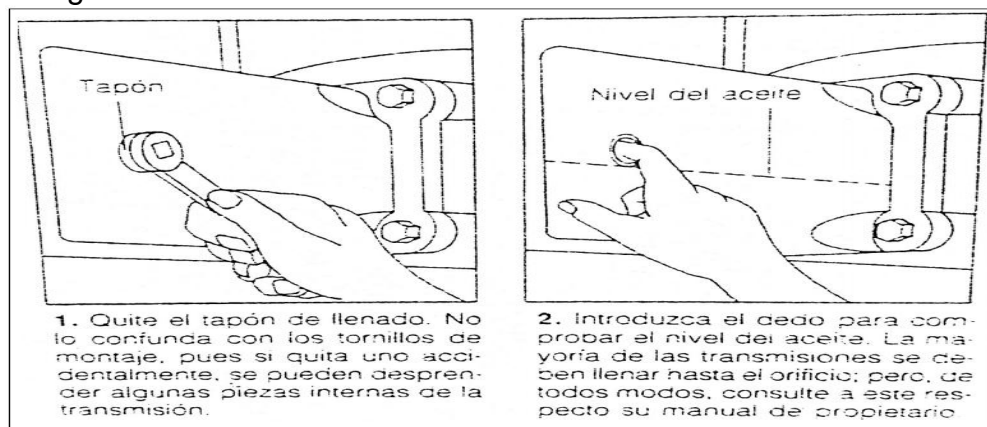
Imagen 1. Nivel de aceite



Fuente: SENA; "Mecánica de patio"; Ed. Bogotá: Sena; 1992

La verificación de ésta variable es importante, puesto que de existir bajo nivel de aceite o no existir se aumentaría el desgaste de los componentes de la caja de velocidad y por ende, el funcionamiento de dicho mecanismo sería menos eficiente debido a la fricción metal-metal y la cantidad tan elevada de cargas que tendrían que soportar los elementos; si por el contrario el nivel es óptimo, se podrá proceder con los demás procedimientos y se garantizaría que con respecto al aceite de transmisión no habría algún tipo de avería como posibles fugas.

Imagen 2. Verificación del aceite



Fuente: SENA; "Mecánica de patio"; Ed. Bogotá: Sena; 1992

2.2.2 Par motor. [Se realiza una fuerza de impulsión en las ruedas del automóvil originada por el par motor y las revoluciones de este que son transmitidas a las ruedas, esta fuerza de impulsión es capaz de vencer la resistencia del vehículo al movimiento, debido a este principio la potencia transmitida en todo momento deberá ser igual al par resistente en las ruedas y la velocidad de estas.

Si no se dispusiera de la caja de velocidades, el número de revoluciones del motor se transmitiría íntegramente a las ruedas, con lo que el par desarrollado por el motor debería ser igual al par resistente en las ruedas; así pues, tanto habría que aumentar la potencia del motor, en cualquier circunstancia de marcha, como lo hiciera el par resistente, contando para ello con un motor de una potencia tal, que fuerza capaz de adsorber los diferentes regímenes de carga que se originan.

Ya que no se dispone de motores que cubran la anterior circunstancia, se dispone en los vehículos de las cajas de velocidades, con el fin de obtener el par de motor necesario en las diferentes condiciones de marcha aumentando el par de salida en detrimento del número de revoluciones de las ruedas. De esta forma, dentro de las condiciones normales, se logra mantener la potencia desarrollada por el motor, pues actúa como transformador de velocidad y convertidor mecánico de par.

Teniendo en cuenta lo anterior y aun cuando la misma caja de velocidades es considerada como un convertidor de par, se dispone dentro del proceso de verificación del funcionamiento de las cajas de velocidades mecánicas en el banco de pruebas, de un convertidor de par que básicamente y dentro del marco de funcionamiento del banco busca dar al sistema las revoluciones necesarias o requeridas según la caja de velocidades que se haya dispuesto en el banco.

Esto debido a que en el banco de pruebas se podrá disponer de un cierto número de cajas de velocidades, cajas que se encuentran dentro de un rango de varios parámetros mencionados anteriormente, debido a que la fuente de energía o motor que proveerá la potencia al sistema, marcha a unas revoluciones mayores o menores, según corresponda, a las que la caja que se encuentra montada en el banco desarrolla su funcionamiento se hace necesario realizar una conversión de par que logre entregar lo requerido para la correcta implementación de la prueba.

Dicho esto, el procedimiento es identificar mediante ficha técnica de la cual dispone la empresa las revoluciones que requiere la caja de velocidades que se dispondrá en el banco de pruebas, así, mediante relación de velocidades se podrá medir el par motor de entrada y salida y verificar que todo se encuentre bien en cuanto al funcionamiento de la caja]⁶.

⁶ Curso de mecánica. Par-motor. [En línea]. [consultado el 10 Diciembre de 2.016]. Disponible en <<https://es.scribd.com/document/113249474/Curso-de-Mecanica-Primera-Parte-Suspencion-1-22022012>>

Cabe mencionar que los diferentes requerimientos de cada una de las cajas están parametrizados por las diferentes marcas.

2.2.3 Relación de transmisión. El par desarrollado por el motor es inversamente proporcional al número de revoluciones de este, asimismo, el par resistente de las ruedas lo es al número de revoluciones de estas.

Por tanto, el número de revoluciones del motor sobre el número de revoluciones en las ruedas, será la desmultiplicación que ha de aplicarse en la caja de cambios para obtener el par necesario en las ruedas, que está en función del diámetro o del número de dientes de los elementos engranados entre sí.

En las cajas de velocidades mecánicas se produce una desmultiplicación de velocidad con el consiguiente aumento de par, para lo que se establece una relación de transmisión para cada velocidad.

En la mayoría de automóviles actuales, estas relaciones están en torno a;

- ◇ Primera Velocidad: de 3 a 3,6:1
- ◇ Segunda Velocidad: de 1,9 a 2,1:1
- ◇ Tercera Velocidad: 1,2 a 1,4:1
- ◇ Cuarta Velocidad: de 0,9 a 1,05:1
- ◇ Quinta Velocidad: de 0,75 a 0,85:1
- ◇ Marcha atrás: de 3,2 a 3,8:1

Las tres primeras velocidades son claramente una desmultiplicación, con lo que se consigue una mayor transmisión de par que el suministrado por el motor en detrimento de la velocidad.

La cuarta velocidad se aproxima a una relación de 1:1 es decir una transmisión directa de par giro.

La quinta velocidad es una multiplicación, es decir, se produce un mayor giro a la salida que el que se tiene a la entrada de la caja de velocidades; encuentra su razón de ser en el hecho de que en una circulación por terreno llano y con el vehículo a elevada velocidad, la potencia necesaria para vencer la resistencia de la marcha no se requiere que sea muy elevada, con lo que puede disminuir el régimen de giro del motor y conseguir un menor consumo de combustible en estas condiciones de utilización.

La marcha atrás es más reducida incluso que la primera velocidad ya que su utilización no ha de implicar desplazamientos rápidos o violentos.

De esta manera y mediante una comparación entre la toma de datos del funcionamiento de la caja de cambios en el banco de pruebas y los parámetros de la marca fabricante, se puede determinar el correcto o no funcionamiento de la caja de cambios y saber la disposición a darle.

Para la medición de las revoluciones por minuto que se realiza en el eje de salida de la caja, se utilizarán dispositivos especiales para la medición de estas variables.

Imagen 3. Tacómetro manual electrónico digital



Fuente: M Grupo Beret Marcas Lideres

Realizados los procedimientos mencionados, medición del nivel de aceite, identificación del par motor requerido, disposición de dicho dato por medio del convertidor de par y la medición de las revoluciones por minuto del eje de salida, con el fin de hacer la comparación mediante las relaciones de transmisión por cada fabricante, se puede evidenciar si la caja de velocidades presenta un correcto funcionamiento; teniendo en cuenta factores como el modelo del automóvil, el tiempo de funcionamiento de la caja y la evaluación de posibles daños exteriores de la caja debido al siniestro.

2.3 DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN LA CAJA MECÁNICA DE VELOCIDADES

Al realizar un correcto y completo protocolo de acciones diagnósticas del funcionamiento de la caja mecánica de velocidades, es posible identificar las fallas más comunes que suelen presentar estos dispositivos y sus diferentes componentes; cabe recalcar que en la mayoría de los casos, hablando de siniestros automovilísticos, es muy difícil que la caja de velocidades sufra algún

tipo de daño exceptuando cuando el choque o siniestro es demasiado fuerte o impacta de forma directa la zona donde se encuentra la caja de velocidades.

Cuando se presenta una situación con estas características, la caja no funciona y el aprovechamiento de sus componentes puede ser nulo o muy bajo; es por ello que el diagnóstico de fallas se basa en siniestros de bajo impacto, medio o alto teniendo en cuenta que la zona en la que se encuentra ubicada y soportada la caja de velocidades es de muy difícil acceso, por lo cual se encuentra de cierta forma protegida.

A continuación se referencian algunas de las fallas más comunes y las posibles causas de ellas, esto con el fin de generar un plan de reparabilidad y una trazabilidad del funcionamiento de la caja de velocidades;

Cuadro 1. Diagnóstico de fallas en cajas mecánicas

SINTOMAS	CAUSAS
Ruido en la caja en posición neutral	<ul style="list-style-type: none"> • Desalineamiento del juego de la palanca de cambios • Excesivo juego entre dientes • Dientes partidos • Aceite de poca viscosidad • Juego longitudinal anormal en el eje secundario • Desalineamiento entre la caja y el motor • Desgaste en el piñón del eje o en el árbol secundario • Desgaste en el engranaje de marcha atrás • Contraje abollado o partido
Ruido de engranajes en segunda o tercera velocidades	<ul style="list-style-type: none"> • Partido o gastado el cojinete trasero del eje principal • Engranajes desplazables muy gastados • Juego longitudinal excesivo del eje principal • Engranajes del velocímetro muy gastados
Se salen las velocidades	<ul style="list-style-type: none"> • Engranajes muy gastados • Piezas de retenciones gastadas o rotas. • Cojinetes de la caja muy gastados • Estrías del eje principal muy gastadas • Juego longitudinal excesivo del eje principal o del secundario • Ajuste inadecuado de la articulación de cambio de velocidades • Escotadura de mando de las horquillas

Cuadro 1. (Continuación)

SINTOMAS	CAUSAS
Se salen las velocidades	<ul style="list-style-type: none"> • Escotadura de mando de las horquillas o levas desgastada o torcida • Desajuste o desgaste de las barras de mando
Cambios ruidosos o difíciles	<ul style="list-style-type: none"> • Sincronizadores dañados o desgastados • El embrague del motor no desembraga bien • Estrías del eje principal dañadas o con rebordes • Ajuste inadecuado de la articulación de cambios
Ruidos en primera y segunda velocidades por excesivo juego	<ul style="list-style-type: none"> • Desgaste en las arandelas de ajuste del árbol intermediario • Rodamiento trasero del eje principal del árbol secundario mal instalado o gastado
Ruidos en primera y marcha atrás solamente	<ul style="list-style-type: none"> • Piñón desplazable de marcha atrás y primera dañado o desgastado
Ruidos en marcha atrás	<ul style="list-style-type: none"> • Piñones intermediarios de marcha atrás dañados • Rodamiento del piñón intermediario de marcha atrás dañado o desgastado
Se salta la directa	<ul style="list-style-type: none"> • Sujeción de la carcasa de la caja en el embrague floja • Interferencia del motor o del embrague con las barras de mando de la caja de velocidades • Desajuste o desgaste de las barras de mando • Rodamiento piloto del embrague desgastado o roto • Retén del rodamiento del árbol primario flojo o roto • Suciedad entre las superficies de asiento de la carcasa del embrague y de la caja de velocidades • Piezas de retención gastadas o rotas.
Excesivo juego en todas las velocidades	<ul style="list-style-type: none"> • Cojinetes del árbol intermediario gastados • Excesivo juego axial del árbol intermediario
Escapes de lubricante en la caja de velocidades	<ul style="list-style-type: none"> • Demasiado lubricante en la caja de velocidades

Cuadro 1. (Continuación)

SINTOMAS	CAUSAS
Escapes de lubricante en la caja de velocidades	<ul style="list-style-type: none"> • Retenedor del rodamiento del árbol o eje primario flojo o roto • Retenedor del lubricante del rodamiento del árbol primario roto o dañado • Retén del rodamiento flojo o junta dañada • Faltan tapones de la caja o pernos de la tapa, o están flojos • Contraeje del árbol intermediario flojo

Fuente: SENA; “Mecánica de patio”; Ed. Bogotá: Sena; 1992

Debido que el banco de prueba que se va a diseñar tendrá como objetivo sólo verificar el funcionamiento de la caja de cambios, los diferentes síntomas y causas de las fallas mencionadas y la detección de los mismos están basadas en la experiencia del operario, de esta forma, se garantiza que con el banco se busca transmitir potencia a la caja de velocidades para evidenciar que presenta un comportamiento mecánico óptimo en cuanto al movimiento de sus componentes.

El funcionamiento correcto de una caja de velocidades puede evidenciarse (sin tener en cuenta datos de eficiencia de la misma o trazabilidad de su comportamiento) entonces, mediante la percepción por parte de quien conduce u opera la caja de ruidos extraños y rumorosidad, dificultad y dureza en la selección de las diferentes marchas, desengranaje de las velocidades o evidencia de pérdidas de aceite.

Basado en el anterior cuadro es posible realizar un diagnóstico del funcionamiento de la caja de velocidades y verificar si sufrió algún daño en sus componentes. El rendimiento de la misma puede ser evidenciado cuando se realice el montaje en un vehículo, aunque mediante el banco de prueba y la ficha técnica de la caja de velocidades que contenga la relación de transmisión de cada una de las marchas se podrá determinar también si la salida de la caja de velocidades se comporta de forma correcta y/o en parámetros normales.

3. SELECCIÓN DEL EMBRAGUE

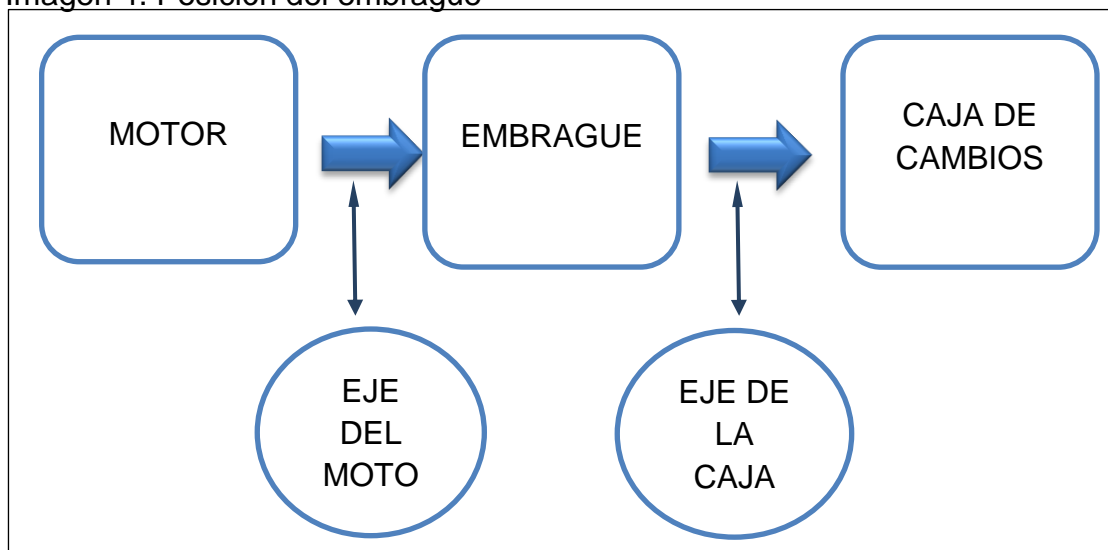
3.1 EMBRAGUE

Es un sistema mecánico de acople temporal el cual permite la conexión y la desconexión de dos ejes coaxiales, este elemento ubicado entre el volante motor permite en un automóvil transmitir el torque generado por el motor a la caja de cambios, mediante su accionamiento que se realiza con el pie sobre el pedal donde desacopla tanto el eje del motor como el de la caja, permitiendo realizar el cambio de marcha y la decisión del conductor al soltar la palanca de acción se genera el acoplamiento del sistema a los dos ejes. Existen varios tipos de acoplamiento.

3.1.1 Acoplamiento mecánico. Para el accionamiento del embrague se dispone de un pedal o barra que puede ser únicamente por mando mecánico o hidráulico.

En el sistema mecánico se realiza con una guaya o barra de metal, la cual al pisar o mover el pedal hala de una horquilla que se ubica en el otro extremo donde se desplaza el tope del embrague, y se presiona sobre el diafragma o muelles generando así el desplazamiento del plato de presión y libera el disco de fricción que usualmente se encuentra en contacto permanente para la transmisión de movimiento, con la descripción anterior se genera el estado de desacople donde no se transmite ningún movimiento par.

Imagen 4. Posición del embrague

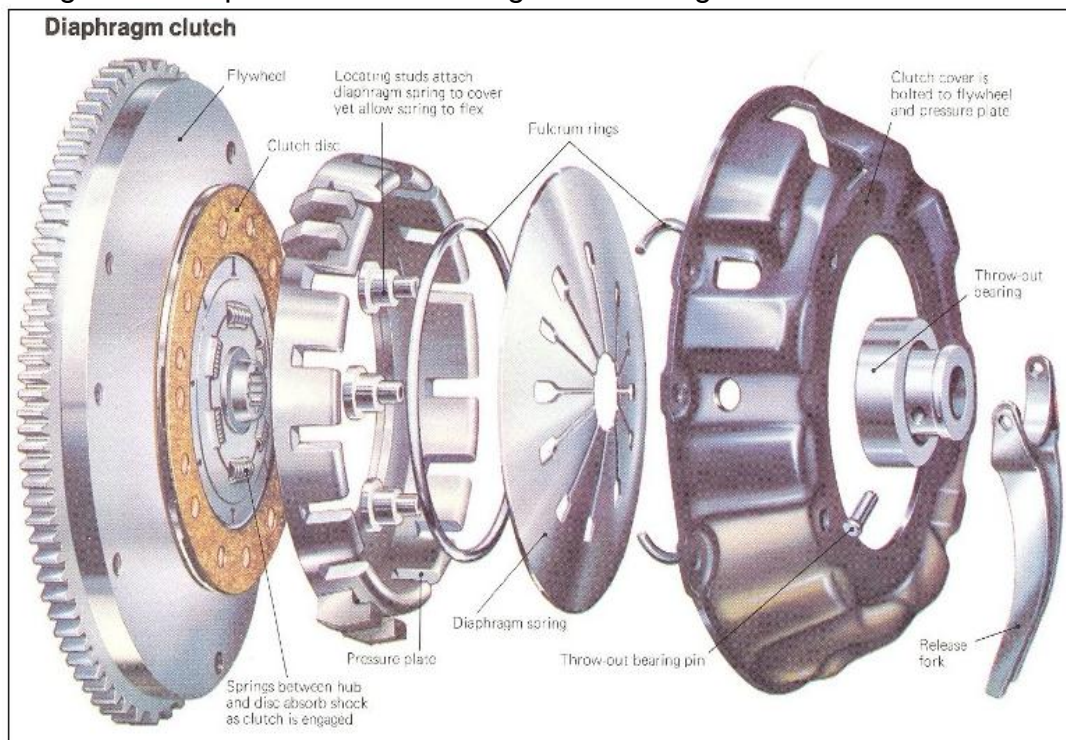


Fuente: http://www.arpem.com/tecnica/embraguell/embraguell_p.html

Los embragues de tipo mecánico se caracterizan por el contacto de dos superficies rugosas, donde la fricción actúa como medio de transmisión de movimiento y se divide tres tipos;

◇ Embrague de diafragma: [es uno de los más utilizados en la industria automotriz gracias a su comportamiento y funcionamiento, consta de un disco el cual se desprenden unas láminas que están fabricadas con determinado material para aprovechar su elasticidad y generar presión para mantener en contacto el plato y el disco del embrague, todo con el fin de que el embrague no patine con el eje del motor y brinde un cambio de marcha suave ya que gracias a las características de los materiales brindan una buena elasticidad para absorber los cambios de revoluciones para no generar vibraciones y movimientos bruscos al realizar el cambio de marcha]⁷.

Imagen 5. Componentes del embrague de diafragma



Fuente: <http://www.netbug.net/blogmichael/page/2/>

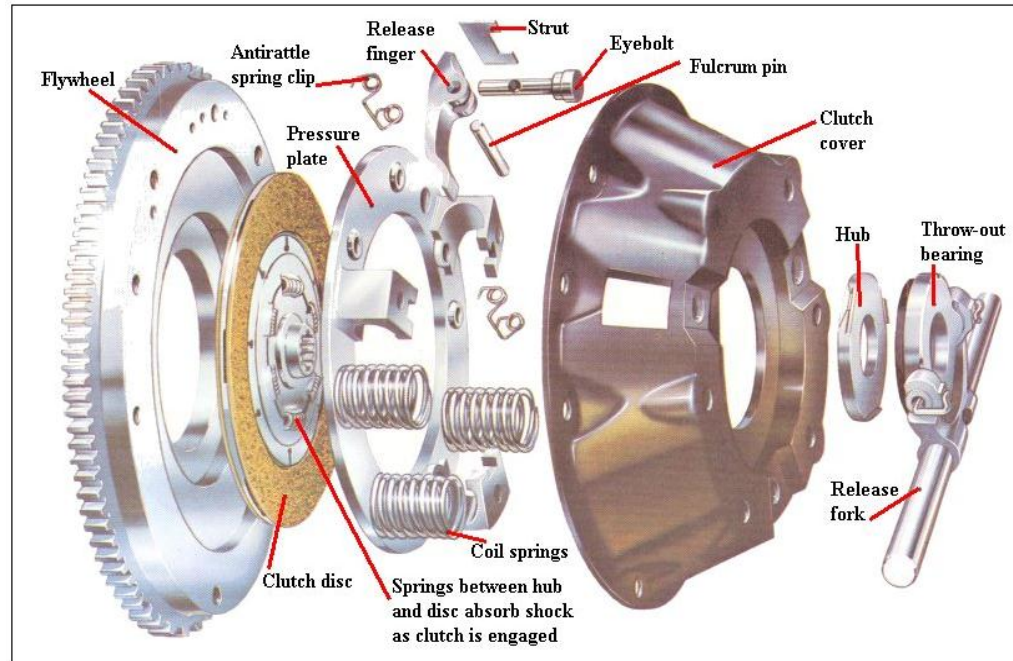
◇ Embrague de muelles helicoidales: la presión se realiza en los muelles que se encuentran distribuidos sobre el plato opresor, la distribución de los muelles sobre el plato está a determinada distancia con el fin de obtener una fuerza de distribución uniforme sobre el plato de presión, desconectando al volante de inercia que siempre está girando con el motor, dicho movimiento se ejecuta al realizar el movimiento de la palanca donde los resortes cumplen con su funcionamiento de ejercer la fuerza sobre la campana donde se realiza el desacople entre la caja y el motor, para llevar a cabo el cambio de marcha, al

⁷ Aficionados a la mecánica. Embrague de diafragma. [En línea]. [consultado el 10 Diciembre de 2.016]. Disponible en < <http://www.aficionadosalamecanica.net/hazlo-embrague.htm>>

soltar la palanca de accionamiento de embrague los muelles retornan a su estado original conectando el eje de salida del motor con la caja mecánica.

Este tipo de embrague fue el más utilizado en los automóviles antiguos por su buen comportamiento, en la actualidad son sustituidos por los embragues de diafragma elástico de acero que brinda un mejor funcionamiento ya que sustituye a los muelles.

Imagen 6. Componentes del embrague de muelles



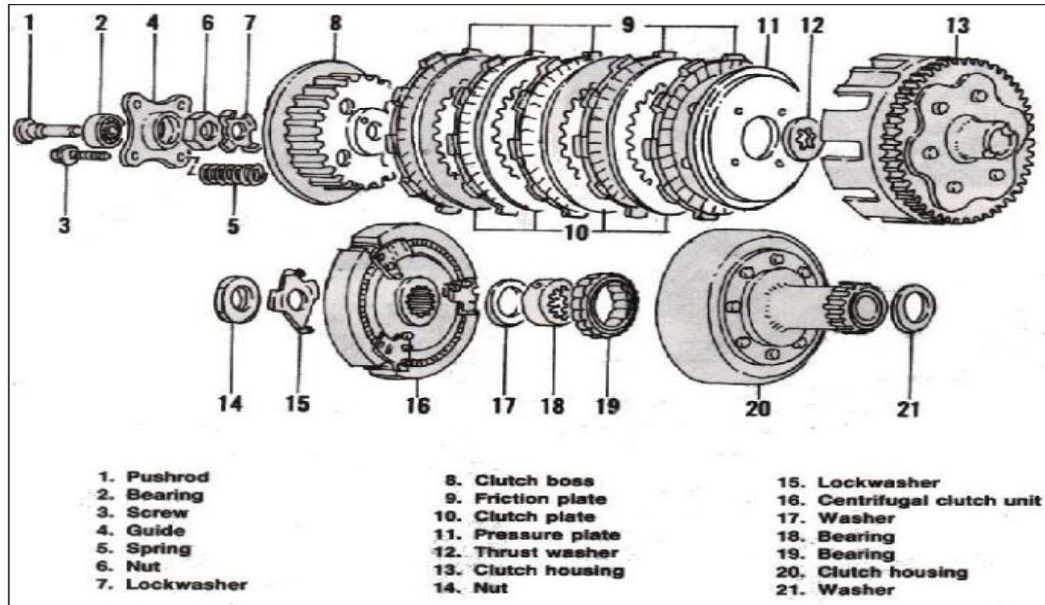
Fuente: <http://repairman.mihanblog.com/page/5>

◇ Embrague de discos múltiples: se utiliza generalmente en los automóviles de caja automática y en las motos, está compuesto por el volante de inercia que gira con el eje del motor y el embrague el cual gira a una velocidad menor.

El embrague está constituido por unos discos, los cuales llevan una pestaña que está en la periferia, el diseño de la pestaña es utilizada con el fin de unirse con la carcasa que gira con el motor, en la parte interior lleva unos separadores que no giran con el eje del motor, van conectados al eje de la caja de cambios.

Al realizar el accionamiento se genera una fuerza que vence la fuerza que tiene los muelles de esta manera se separan los discos conductores y conducidos, generando que no se transmita potencia al cambio, este sistema trabaja en un baño de aceite para reducir el coeficiente de fricción y evitar el sobrecalentamiento, este mecanismo trabaja con altas presiones.

Imagen 7. Componentes del embrague de discos múltiples



Fuente: <http://only-carz.com/yamaha/gallery/7/default.htm>

3.1.2 Acoplamiento neumático e hidráulico. Es el tipo de accionamiento realizado por un fluido donde se dispone de una tubería de determinadas dimensiones y de un pistón, el cual genera el empuje ante la reacción al oprimir el pedal, generando un movimiento en la horquilla donde se transmite el movimiento al cojinete de accionamiento oprimiendo las uñetas o difragma que están generando un acople al extremo del eje, dejando al sistema en estado de desembragado, de igual forma que el accionamiento mecánico al volver a su estado de reposo, el sistema permite el movimiento continuo de los ejes hasta que el conductor decida realizar un cambio de marcha.

3.1.3 Acoplamiento eléctrico. Su principal característica es que no usa un mecanismo de palanca para generar el movimiento, el funcionamiento es comandado por un sistema electrónico mediante señales recibidas y la computadora las dirige al receptor para realizar la actividad.

3.1.4 Acoplamiento automático. El tipo de acoplamiento automático funciona con unos contrapesos que están ubicados en los extremos del volante donde se activan por medio de la fuerza centrífuga generada por el motor al aumentar su régimen, la fuerza centrífuga actúa sobre los contrapesos donde se genera un desplazamiento hacia la periferia, generando una fuerza en el plato de presión hacia el acoplamiento.

Se toma la decisión de no utilizar un disco de embrague para acoplar y desacoplar la transmisión de potencia del eje motor al eje principal de la caja de velocidades a

raíz del número de cajas a probar y la configuración de las estrías del correspondiente eje.

Referenciando esto, se fundamenta la transmisión, el acople y desacople de las diferentes marchas de la caja de velocidades, en el empleo de una regulación o variación de velocidad en el motor; es decir, que las revoluciones del motor van a ser reguladas con el fin de buscar una reducción de ellas en la caja al momento de posicionar la siguiente marcha.

Siendo así, se descarta por completo la utilización de un embrague dentro del sistema del proceso de la prueba del funcionamiento de las diferentes cajas.

El cambio de marcha se realiza bajo las condiciones de diseño del motor por el cual se tiene en cuenta la potencia y el torque que entregado, ya que dependiendo la curva de potencia, torque y velocidad (rpm) se analiza las prestaciones del motor bajo estas referencias, las revoluciones deben ser las adecuadas para obtener el correcto funcionamiento del sistema para alcanzar la potencia y el torque. Por ende para el funcionamiento del banco se realiza con la máxima prestación del motor eléctrico ya que trabaja con un torque constante y una velocidad variable donde la máxima velocidad es de 3600rpm, el cambio de marchas se realiza disminuyendo las revoluciones por minuto.

4. TIPOS DE CAJAS A ENSAYAR

Dentro de la delimitación del proyecto para el diseño de un banco de pruebas para cajas mecánicas de velocidades de automóviles, se determina un peso para las cajas entre 50 y 100 kg, como dato base para los cálculos estructurales del banco y lograr realizar una delimitación del proyecto.

Basados en el stock de cajas de velocidades mecánicas con las que cuenta actualmente la empresa Cesvi Colombia, se realiza una base de datos de las diferentes cajas de velocidades que se van a probar, datos que se utilizan para los cálculos correspondientes de unidades estructurales y de funcionamiento del banco.

Imagen 8. Caja mecánica



Basados en las mediciones realizadas en la empresa a las cajas se tuvo en cuenta el número de dientes y con un instrumento de medición se realiza la toma de datos del diámetro exterior de cada eje. En el cuadro 2 hace referencia a las cajas que se evaluaron.

Cuadro 2. Cajas de velocidades

Marca	Caja
Nissan	Versa
Chevrolet	N200
Chevrolet	Aveo
Daewoo	Lanos
Renault	Duster
Hyundai	i 25
Chevrolet	Spark
Hyundai	Tucson
Kia	Rio
Kia	Eko
Chevrolet	Spark GT
Chevrolet	Sail
Kia	Rio Seddan
Hyundai	Accent

Imagen 9. Cajas evaluadas



5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

En este capítulo se abordan los parámetros, requerimientos propuestos por la empresa y el diseño tanto conceptual como funcional de cada una de las alternativas para el desarrollo del banco.

5.1 CRITERIOS DE EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

En el diseño del banco de pruebas para cajas mecánicas se tuvo en cuenta el inventario de cajas mecánicas que la empresa Cesvi tiene en el área de Cesvirepuestos.

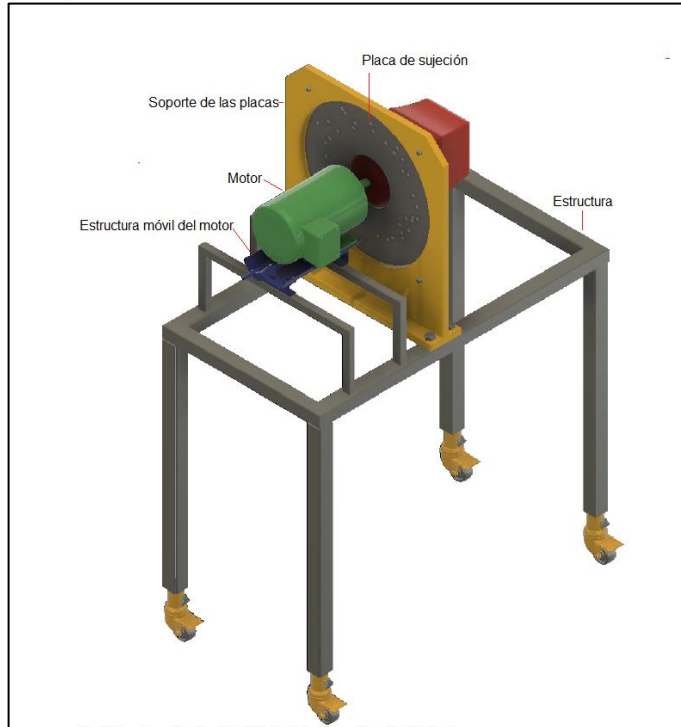
Para la realización de la prueba de la caja mecánica en el banco, se estudiaron detalladamente los componentes y el funcionamiento de la caja, con el fin de obtener el correcto funcionamiento del banco; los elementos que componen el banco son;

- ◇ Placa de sujeción
- ◇ Estructura
- ◇ Soporte de las placas
- ◇ Acople para el eje motor y eje principal de la caja
- ◇ Motor
- ◇ Estructura móvil del motor

El análisis de las diferentes alternativas de diseño se basará en el plato que sujetará la carcasa (geometría de la unión a través de pernos) y la sujeción del mismo en la estructura del banco.

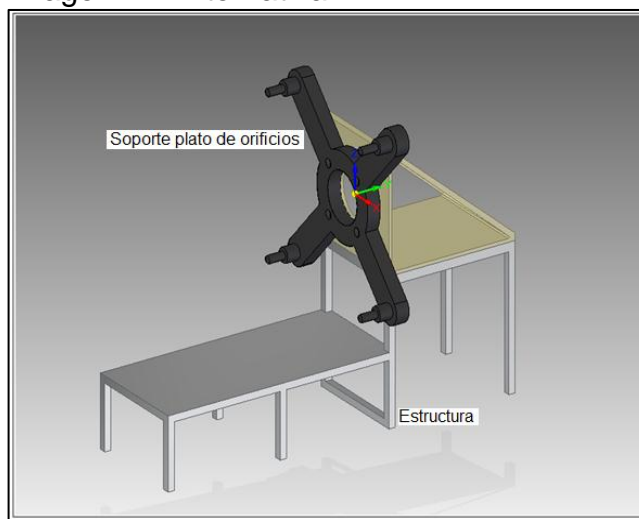
La ilustración de todos los componentes está en la imagen 10.

Imagen 10. Componentes del banco



5.1.1 Alternativa 1. La estructura del banco se plantea con el detalle de generar un elemento que soporte todas las cargas a la que está expuesta, el primer diseño se puede observar en la imagen 11, el cual contiene una estructura con un soporte de brazos que se encarga de sujetar la placa de orificios, la cual contiene la geometría de las cajas, a la carcasa del motor por medio de pernos.

Imagen 11. Alternativa 1



El acople entre eje del motor y eje principal va conectado por un cubo de fijación para el eje estriado de la caja el cual se une con un acople brida. La estructura móvil del motor cumple con la función de permitir movimiento horizontal, con el fin de generar una alineación entre ejes y poder ajustar los tornillos entre acoples. El banco utiliza como elemento de potencia un motor eléctrico, el cual por medio de un regulador de corriente, permite la variación de velocidad del motor, con el fin de realizar el cambio de marchas.

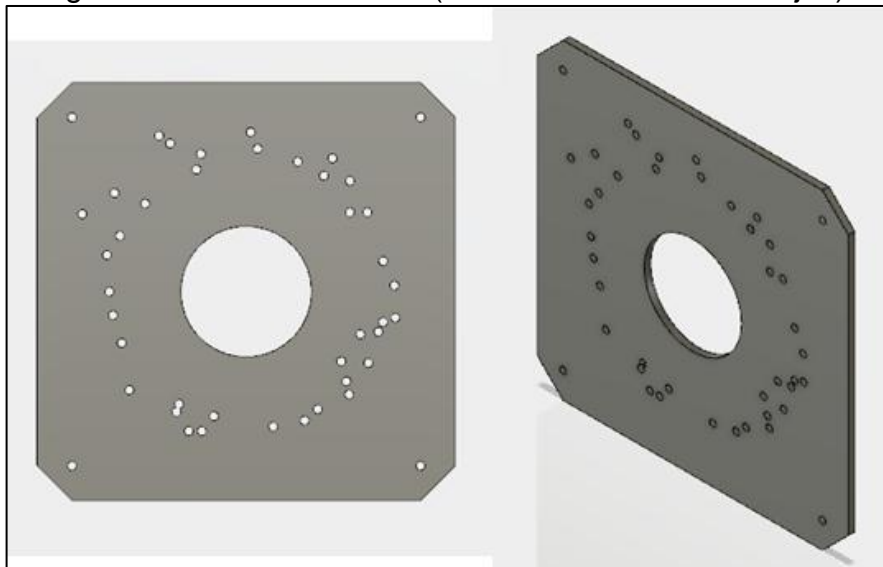
A continuación se detallan los parámetros de comparación entre las alternativas;

Cuadro 3. Estructura (Alternativa 1)

PARÁMETRO	CALIFICACIÓN
Instalación y montaje	Compleja
Aprovechamiento del espacio	Demanda bastante espacio
Soporte de sujeción	Araña que demanda más material y peso

5.1.2 Alternativa 2. El diseño de la estructura cumpliendo todos los objetivos se plantea teniendo en cuenta que la sujeción de la caja de cambios se realiza mediante una placa que contiene la geometría de la carcasa y presenta unos orificios que se ajustan perfectamente a los puntos de unión de ella; esta placa se une por medio de pernos a un soporte que a través de este mismo tipo de unión se sujeta a la estructura del banco de prueba. La placa donde se sujeta la caja de cambios se ilustra en la Imagen 12 y conserva las características referenciadas anteriormente.

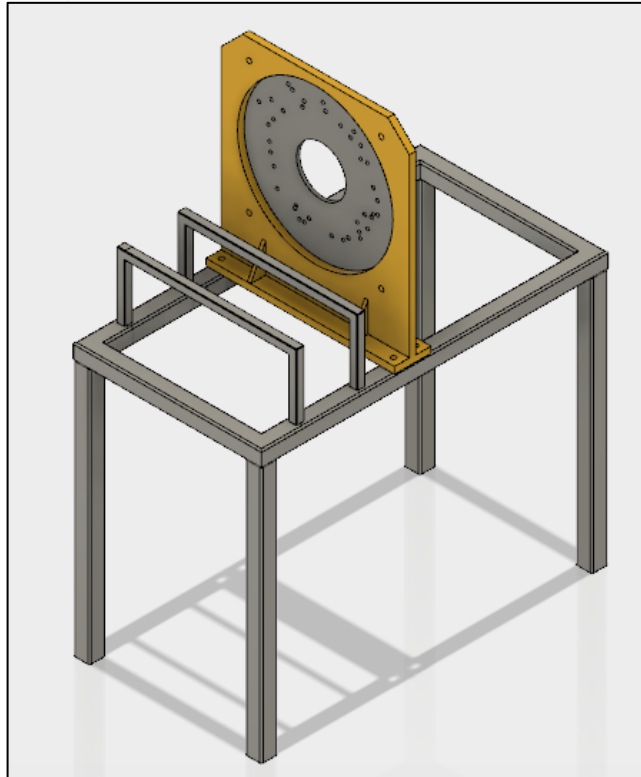
Imagen 12. Placa de orificios (caracterización de las cajas)



Cuadro 4. Estructura (Alternativa 2)

PARÁMETRO	CALIFICACIÓN
Instalación y montaje	Fácil de instalar
Aprovechamiento del espacio	Diseño de dimensiones pequeñas
Soporte de sujeción	Plato con placas que facilitan la prueba de las cajas

Imagen 13. Alternativa 2



5.2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Para la evaluación de las diferentes alternativas de diseño se tuvieron en cuenta los requerimientos funcionales de la máquina, los requerimientos por parte de la empresa y los factores determinantes que fundamenten el correcto desempeño del banco.

La evaluación de alternativas se realiza mediante el método de Ponderación Lineal Scoring, el cual permite la orientación de toma de decisiones basándose en unos criterios dados.

Para realizar el cálculo por medio del método Scoring se utiliza la siguiente fórmula;

$$S_j = \sum_i W_i r_{ij}$$

Dónde:

r_{ij} = rating de la alternativa j en función del criterio i

W_i = ponderación para cada Criterio i.

S_j = Score para la alternativa j.

Las etapas o pasos del método Scoring son las siguientes;

- ◇ Identificar el objetivo general del problema
- ◇ Establecer las alternativas de solución
- ◇ Determinar los criterios a evaluar
- ◇ Asignar una ponderación para cada uno de los criterios de evaluación
- ◇ Determinar el nivel de satisfacción de cada criterio
- ◇ Realizar el cálculo de evaluación de cada una de las alternativas
- ◇ Seleccionar el resultado más alto

Identificación del problema; la sujeción de la caja de cambio de velocidades en la estructura.

Identificación de las alternativas de diseño; como se mencionó anteriormente, se baso el diseño en 2 alternativas:

- ◇ Plato con orificios y araña de sujeción a la estructura móvil del motor
- ◇ Plato con orificios y sujeción en la estructura del banco

Criterios de evaluación; cada una de las alternativas debe cumplir con los siguientes criterios;

- ◇ Bajo costo de fabricación
- ◇ Dimensiones pequeñas
- ◇ Materiales resistentes de adquisición comercial

5.2.1 Definición de los criterios de evaluación;

- ◇ El banco de prueba debe tener un bajo costo de fabricación ya que la geometría no es tan compleja, garantizando la durabilidad de los componentes
- ◇ El banco de prueba debe soportar el peso de todas las cajas y la estructura móvil debe garantizar el acoplamiento y la alineación entre el eje del motor y la caja de cambios
- ◇ Debe garantizar la fabricación del banco mediante materiales comerciales para fines de reemplazo de componentes y fácil mantenimiento

Asignación de ponderación para cada uno de los criterios: en este método se realiza una evaluación de los requerimientos en el que la calificación será de 1 a 5 como se muestra en la siguiente tabla;

Cuadro 5. Asignación de ponderación

Criterio	Ponderación
Muy poco importante	1
Poco importante	2
Importancia media	3
Algo importante	4
Muy importante	5

Cuadro 6. Ponderación de criterios

Criterio	Ponderación
1. Bajo costo de fabricación	5
2. Dimensiones pequeñas	4
3. Materiales comerciales	5

Se establece cuanto satisface cada alternativa cada uno de los criterios y se asigna una calificación de 1 a 9 puntos, en donde 1 será extra bajo y 9 muy alto;

Cuadro 7. Ponderación lineal

Criterio	Ponderación
Extra bajo	1
Muy bajo	2
Bajo	3
Poco bajo	4
Medio	5
Poco alto	6
Alto	7
Muy alto	8
Extra alto	9

Definiendo la ponderación para cada una de las alternativas e identificando el nivel de satisfacción para cada una de ellas, es posible mediante el cálculo del método Scoring evidenciar los siguientes resultados;

Cuadro 8. Cálculo método scoring para cada alternativa

Criterios	Ponderación W_i	Alternativa 1 R_{i1}	Alternativa 2 r_{i1}
Bajo costo de fabricación	5	6	8
Dimensiones pequeñas	4	5	8
Materiales comerciales	5	5	7
Total		75	107

Mediante el método de Scoring se evidencia que la alternativa con mayor puntuación es la Alternativa 2, que basa su diseño en la sujeción del plato en la estructura del banco.

5.3 SELECCIÓN DE PERFIL ESTRUCTURAL

Para la selección del perfil estructural se realiza un análisis de cargas y esfuerzos al elemento considerado crítico.

5.3.1 Análisis del soporte del motor. Las dos vigas que soportan el motor, son elementos críticos de la estructura. De igual forma, la placa, soporte y caja de velocidades (sujeta) ejercen una acción generando esfuerzos en la estructura, por tanto, las dos vigas que soportan dicho peso (carga) son también elementos críticos dentro del diseño estructural del banco de pruebas, por lo cual, se realiza el análisis de cargas correspondiente.

Para el análisis del soporte del motor se tiene en cuenta la masa del mismo que es de 20 Kg, al ser dos vigas iguales, se divide en partes iguales y por tanto el análisis de la viga y cálculos correspondientes se realizan con una masa de 10 Kg.

Imagen 14. Vigas que soportan el motor

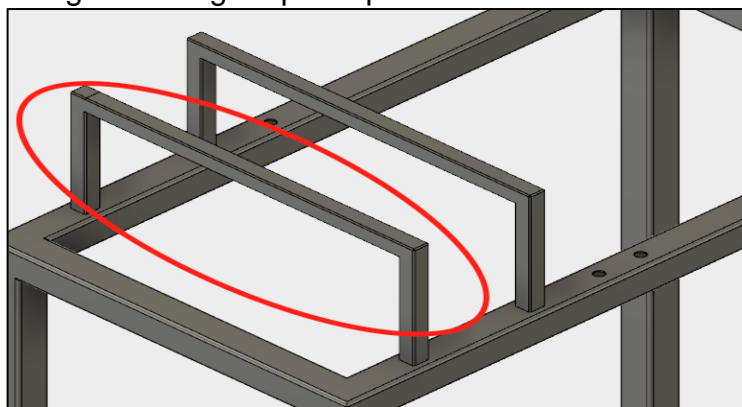


Imagen 15. Análisis de la viga carga distribuida

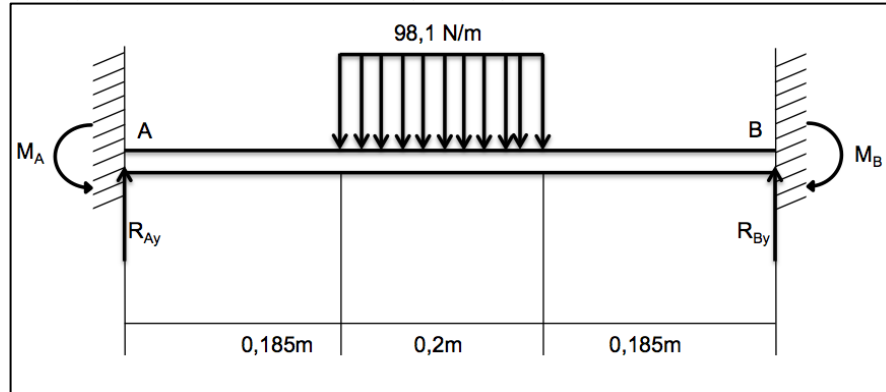
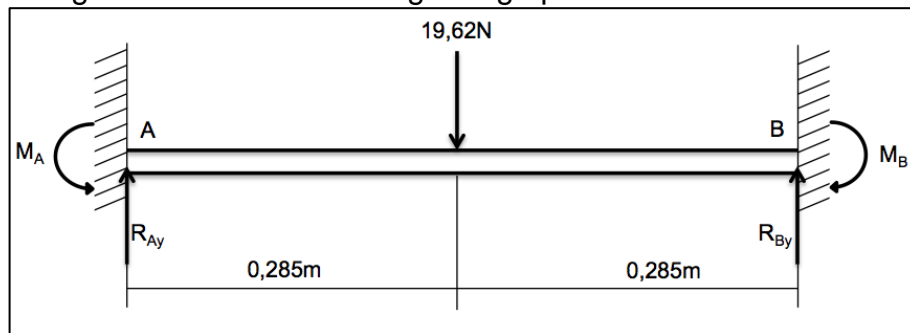


Imagen 16. Análisis de la viga carga puntual



Al ser una viga simétrica, las reacciones serán iguales en ambos apoyos empotrados;

$$M_A = M_B$$

$$R_{Ay} = R_{By}$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

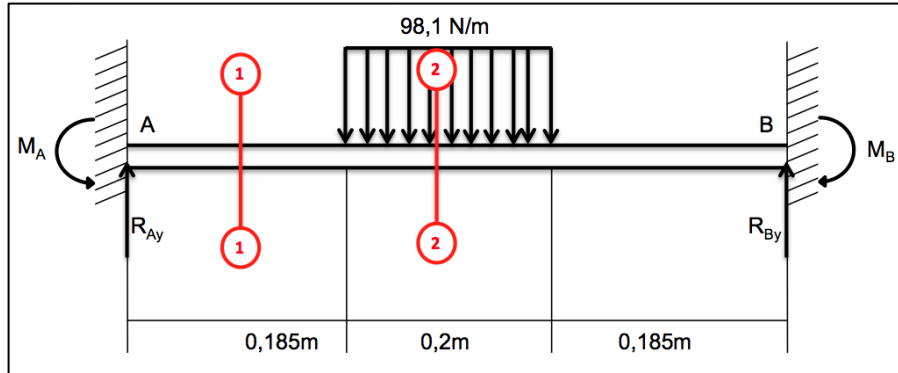
$$-19,62 \text{ N} + 2R_{Ay} = 0$$

$$R_{Ay} = 9,81 \text{ N}$$

$$R_{By} = 9,81 \text{ N}$$

Como se trata de una viga estáticamente indeterminada, se dispone del método de doble integración para el desarrollo de dicho estudio.

Imagen 17. Cortes en la viga



Para realizar el análisis de la viga, se hacen 2 cortes, los cuales servirán como herramienta para generar las ecuaciones que darán los datos de solución al momento flector y a la fuerza cortante.

Tramo 1-1: ($0 \leq X \leq 0,185$)

$$EIY'' = 9,81 X - M_A$$

$$EIY' = 4,905 X^2 - M_A X + C_1$$

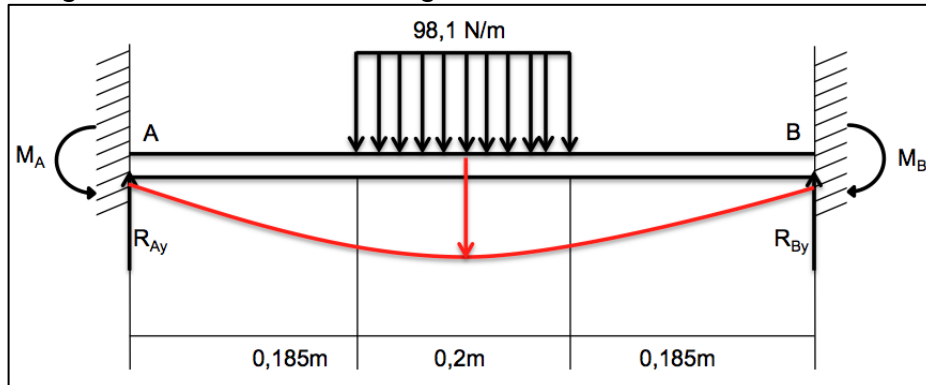
$$EIY = 1,635X^3 - \frac{M_A X^2}{2} + C_1 X + C_2$$

Para el análisis del tramo 1-1 se tienen en cuenta las siguientes condiciones iniciales, tomadas de la gráfica de deflexión de la viga Imagen 18:

◇ Sí $X = 0 \rightarrow \theta = 0$. Entonces $C_1 = 0$

◇ Sí $X = 0 \rightarrow \gamma = 0$. Entonces $C_2 = 0$

Imagen 18. Deflexión de la viga



Tramo 2-2: ($0,45 \leq X \leq 0,55$)

$$EIY'' = 9,81 X - M_A - \frac{98,1 N(X - 0,185)^2}{2}$$

$$EIY' = 4,905 X^2 - M_B X - \frac{98,1 N (X - 0,185)^3}{6} + C_3$$

$$EIY = 1,635 X^3 - \frac{M_B X^2}{2} - \frac{98,1 N (X - 0,185)^4}{24} + C_3 X + C_4$$

Para el análisis del tramo 2-2 se tiene en cuenta que cuando $X=0,285\text{m}$, dy/dx es máximo.

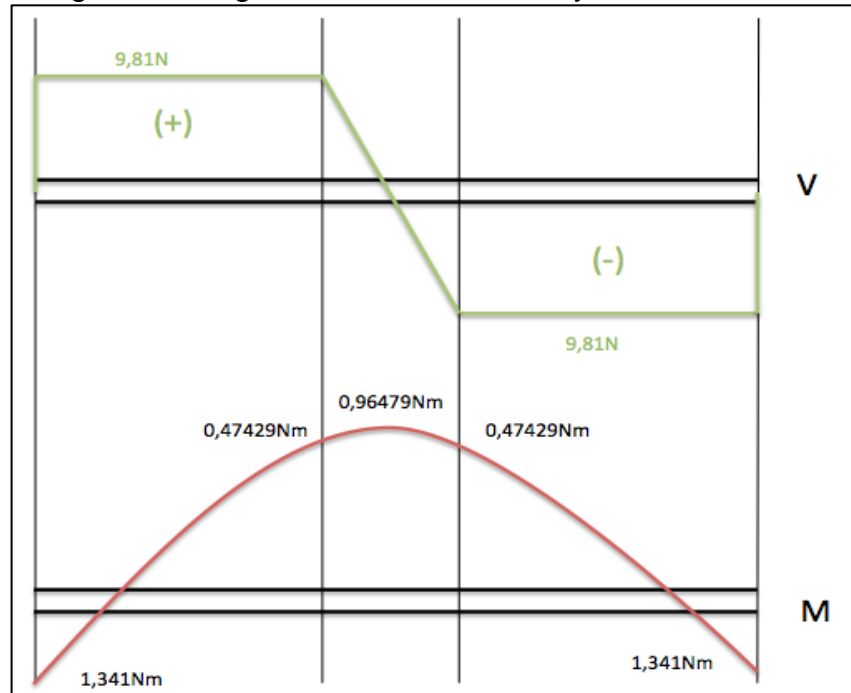
Para hallar el valor del momento entonces se reemplaza $X=0,285\text{m}$ en la correspondiente ecuación quedando;

$$4,905(0,285)^2 - M(0,285) - \frac{98,1 N (0,285 - 0,185)^3}{6} = 0$$

$$M(0,285) = 0,382$$

$$M = 1,341 \text{ Nm}$$

Imagen 19. Diagrama Fuerza Cortante y Momento Flector



Se selecciona un acero estructural A500 como se muestra en el anexo A, debido a que es un material muy utilizado en la industria y cumple con los requerimientos estructurales deseados.

El acero A500 seleccionado es Grado C y tiene un esfuerzo de falla de 320MPa.

Imagen 20. Propiedades mecánicas A500

CORRELACION DE LAS NMX Y ASTM DE ACEROS ESTRUCTURALES					
Nomenclatura		F _y ⁽³⁾		F _u ⁽⁴⁾	
NMX (1)	ASTM (2)	MPa	Kg/cm ²	MPa	Kg/cm ²
B-254	A 36	250	2,530	400 a 550	4,080 a 5,620
	A 529	345	3,515	485	4,950
		380	3,880	485	4,950
B-282	A 242	320	3,235	460	4,710
		345	3,515	485	4,920
		290	2,950	414	4,220
B-284	A 572	345	3,515	450	4,570
		414	4,220	515	5,270
		450	4,570	550	5,620
	A 992	345	3,515	450 a 620	4,570 a 6,330
B-177	A 53	240	2,460	414	4,220
B-199	A 500 (5)	320	3,235	430	4,360
B-200	A 501	250	2,530	400	4,080
	A 588 (6)	345	3,515	483	4,920
	A 709	250	2,550	400	4,080
		345	3,515	450	4,590
		485	4,950	585	5,965
		690	7,036	585	7,750
		620	6,322	690	7,040
	A 913 (7)	345 a 483	3,515 a 4,920	448 a 620	4,570 a 6,330

Fuente; <https://www.gerdau.com>

Partiendo de la condición de esfuerzos, se busca determinar el módulo de sección requerido, el cual será de importancia para la selección del perfil estructural; para efectos de dicho cálculo se determina un factor de seguridad de 2.

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{falla}}{F.S}$$

Donde;

σ_p =Esfuerzo permisible

σ_{falla} =Esfuerzo de falla (Resistencia a la fluencia)

F.S =Factor de seguridad

Remplazando valores;

$$\sigma_p = \frac{320 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_p = 160 \text{ MPa}$$

El módulo de sección requerido será;

$$S_{req} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_p}$$

Donde;

S_{req} =Módulo de sección requerido

$M_{m\acute{a}x}$ =Momento máximo

σ_p =Esfuerzo permisible

Remplazando valores;

$$S_{req} = \frac{1,3406 \text{ N.m}}{1,61 \times 10^8 \text{ Pa}}$$

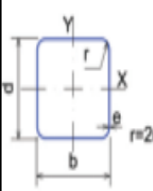
$$S_{req} = 8,33 \times 10^{-8} \text{ m}^3$$

$$S_{req} = 0,0833 \text{ cm}^3$$

El perfil que cumple con los requerimientos calculados y evaluados en sus propiedades estadísticas corresponde a tamaño de perfil 25mm x 25mm.

El módulo de sección del perfil seleccionado es igual a $0,93 \text{ cm}^3$, por lo tanto se cumple la condición $S \geq S_{req}$.

Imagen 21. Perfiles



PERFIL CUADRADO														
CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN							PROPIEDADES ESTADÍSTICAS							
TAMAÑO PERFIL		REAL		ESPESOR DE PARED e mm	PESO		ÁREA cm ²	FLEXIÓN			TORSIÓN		UNIDAD DE EMPAQUE	
TAMAÑO NOMINAL	PULG.	MM	d mm		b mm	NEGRO (kg/m)		GALV. (kg/m)	MOMENTO INERCIA I _x = I _y cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO S _x = S _y cm ³	RADIO DE GIRO r _x = r _y cm	MÓDULO PLÁSTICO Z _x = Z _y cm ³		MOMENTO INERCIA J cm ⁴
1 X 1	25 X 25	25,00	25,00	1,50	1,06	1,23	1,35	1,22	0,97	0,95	1,17	2,03	1,48	36
	25 X 25	25,00	25,00	2,00	1,30	1,50	1,75	1,40	1,10	0,90	1,47	2,50	1,82	
1 1/2 X 1 1/2	40 X 40	40,00	40,00	1,50	1,77	1,90	2,25	5,49	2,75	1,56	3,22	8,77	4,13	25
	40 X 40	40,00	40,00	2,00	2,31	2,49	2,94	6,94	3,47	1,54	4,13	11,36	5,25	
	40 X 40	40,00	40,00	2,50	2,82	2,98	3,59	8,22	4,11	1,51	4,97	13,79	6,25	
2 X 2	50 X 50	50,00	50,00	1,50	2,24	2,53	2,85	11,07	4,43	1,97	5,15	17,45	6,66	25
	50 X 50	50,00	50,00	2,00	2,93	3,31	3,73	14,15	5,66	1,95	6,66	22,73	8,53	
	50 X 50	50,00	50,00	2,50	3,60	3,97	4,59	16,94	6,78	1,92	8,07	27,75	10,26	
	50 X 50	50,00	50,00	3,00	4,25	4,62	5,41	19,47	7,79	1,90	9,39	32,53	11,84	
2 1/3 X 2 1/3	60 X 60	60,00	60,00	1,50	2,71	2,94	3,45	19,52	6,51	2,38	7,53	30,53	9,78	25
	60 X 60	60,00	60,00	2,00	3,56	3,86	4,54	25,14	8,38	2,35	9,79	39,91	12,61	
	60 X 60	60,00	60,00	2,50	4,39	4,63	5,59	30,34	10,11	2,33	11,93	48,92	15,26	
	60 X 60	60,00	60,00	3,00	5,19	-	6,61	35,13	11,71	2,31	13,95	57,57	17,73	
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70,00	70,00	1,50	3,18	3,54	4,05	31,46	8,99	2,79	10,36	48,89	13,50	16
	70 X 70	70,00	70,00	2,00	4,19	4,65	5,34	40,73	11,64	2,76	13,52	64,10	17,50	
	70 X 70	70,00	70,00	2,50	5,17	5,59	6,59	49,41	14,12	2,74	16,54	78,79	21,27	
	70 X 70	70,00	70,00	3,00	6,13	6,62	7,81	57,53	16,44	2,71	19,42	92,98	24,82	
3 X 3	75 X 75	75,00	75,00	3,00	6,60	-	8,41	71,62	19,10	2,92	22,49	115,14	28,81	16
	75 X 75	75,00	75,00	4,00	8,59	-	10,95	90,19	24,05	2,87	28,76	148,83	36,48	
	75 X 75	75,00	75,00	6,00	12,27	-	15,63	120,16	32,04	2,77	39,58	209,99	49,43	
3 1/2 X 3 1/2	90 X 90	90,00	90,00	2,00	5,45	6,01	6,94	88,86	19,75	3,58	22,78	138,32	29,66	9
	90 X 90	90,00	90,00	2,50	6,74	7,23	8,59	108,55	24,12	3,56	28,00	170,65	36,27	

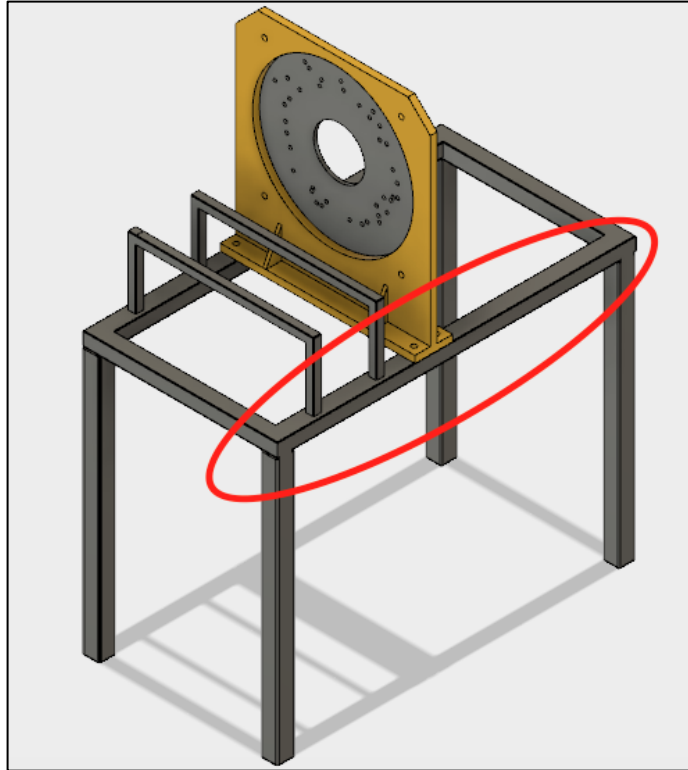
Fuente: <http://tuboscolmena.com/colmena/wpcontent/uploads/2015/02/Estructural.pdf>

5.3.2 Análisis de viga estructural. Para efectos de cálculos y de analizar el caso crítico de la viga, la caja seleccionada es la más pesada que corresponde a una masa de 100 Kg.

Con el fin de hallar el peso del plato de sujeción de las cajas de velocidades, se realiza el siguiente cálculo, teniendo en cuenta que dicho elemento se fabricará en el Acero A36, que tiene una densidad de $7860 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$.

A continuación se presenta el elemento que se estudia para la selección, basados en las dimensiones de la placa y del soporte que se encuentran en anexos se realiza el cálculo del volumen y posteriormente la masa.

Imagen 22. Viga seleccionada para el análisis



$$A_{to} = A_{pl} - A_{ci} - A_e - A_{ps} - A_{pc}$$

Dónde;

A_{pl} =Área placa

A_{ci} =Área círculo interior

A_e =Área de las esquinas

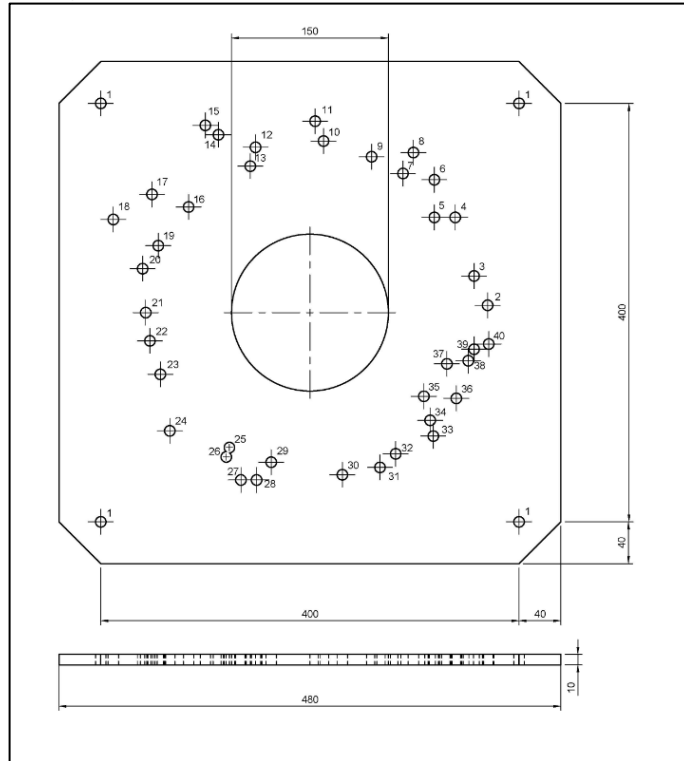
A_t =Área total placa orificios

A_{ps} =Área pernos sujeción

A_{pc} =Área pernos cajas

En la imagen 23 se pueden observar las dimensiones de la placa.

Imagen 23. Dimensiones de la placa de orificio



Remplazando valores;

$$A_t = (0,48 \text{ m} \times 0,48 \text{ m}) - \pi(0,075 \text{ m})^2 - \left(\frac{0,04 \text{ m} \times 0,04 \text{ m}}{2}\right) \times 4 - \pi \times (0,0075 \text{ m})^2 \times 4 - (\pi \times (0,005 \text{ m})^2) \times 42 = 0,21 \text{ m}^2$$

Por parámetros de diseño se realiza el cálculo del volumen de la placa teniendo en cuenta un espesor de 0,01m;

$$V_{\text{placa}} = A_t \times e$$

Dónde;

A_t = Área total

e = Espesor

V_{placa} = Volúmen de la placa

Remplazando valores;

$$V_{\text{placa}} = 0,21 \text{ m}^2 \times 0,01 \text{ m} = 2,1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Se calcula la masa de la placa teniendo el volumen y empleando la densidad del acero seleccionado;

$$m = \rho \times V$$

Dónde;

ρ =Densidad del material

m =Masa placa

V =Volúmen placa

Remplazando valores;

$$m_{pl} = 7.860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2,1 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 16,5 \text{ kg}$$

5.3.1 Soporte. Para hallar la masa del soporte previamente diseñado se tienen en cuenta las dimensiones de los 4 pernos mencionados anteriormente que se comparten con el plato, el agujero que permite la sujeción de la caja y las nervaduras estructurales que se implementaron para disminuir esfuerzos. Cabe mencionar que el espesor del soporte y las nervaduras es de 0,02m valor el cual fue analizado por medio de elementos finitos, ver pagina 98.

$$A_s = A_{pl} - A_{ci} - A_e - A_{ps}$$

Dónde;

A_{pl} =Área placa

A_{ci} =Área circulo interior

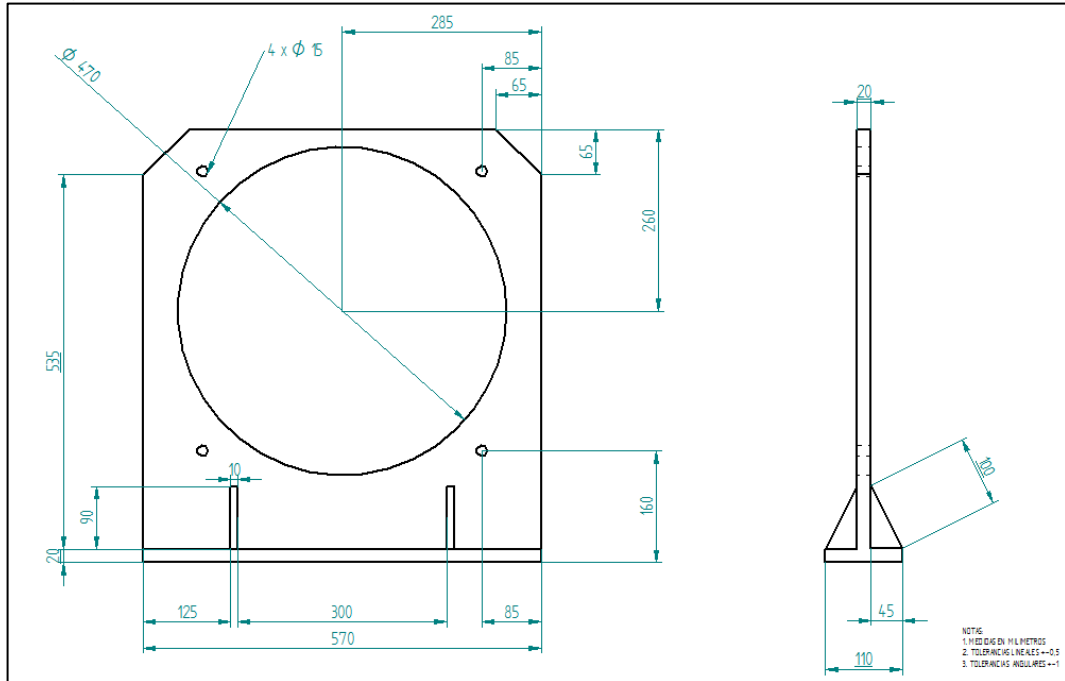
A_e =Área de las esquinas

A_s =Área soporte

A_{ps} =Área pernos sujeción

En la imagen 24 se observan las dimensiones del soporte.

Imagen 24. Dimensiones soporte



Remplazando valores;

$$A_s = (0,57 \text{ m} \times 0,6 \text{ m}) - \pi(0,235 \text{ m})^2 - \left(\frac{0,06 \text{ m} \times 0,065 \text{ m}}{2}\right) \times 2 - \pi \times (0,0075 \text{ m})^2 \times 4$$

$$A_s = 0,16 \text{ m}^2$$

Ahora se procede a realizar el cálculo de la placa inferior;

$$A_{pi} = A_r + A_t - A_{ps}$$

Donde;

A_{pi} = Área placa inferior

A_r = Área rectángulo

A_t = Área triángulos conectan al soporte

A_{ps} = Área pernos de sujeción

Remplazando valores;

$$A_{pi} = (0,570 \text{ m} \times 0,11 \text{ m}) + \left(\frac{0,09 \text{ m} \times 0,01 \text{ m}}{2}\right) - \pi \times (0,0075 \text{ m})^2 \times 4 = 0,062 \text{ m}^2$$

Se procede a sumar las áreas para hallar el área total del soporte, el volumen y la masa del soporte;

$$A_{ts} = A_s + A_{pi}$$

Donde;

A_{ts} =Área total soporte

A_s =Área soporte

A_{pi} = Área placa inferior

Remplazando valores;

$$A_{ts} = 0,16 \text{ m}^2 + 0,062 \text{ m}^2 = 0,22 \text{ m}^2$$

$$V = 0,22 \text{ m}^2 \times 0,02 \text{ m} = 0,0044 \text{ m}^3$$

$$m_s = 7.860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,0044 \text{ m}^3 = 35 \text{ kg}$$

Se calcula la carga total sobre la viga;

$$C_t = (m_{pl} + m_s + m_c) \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Donde;

C_t =Carga total

m_{pl} =Masa placa

m_s =Masa soporte

m_c =Masa caja

Remplazando valores;

$$C_t = (16,5 \text{ kg} + 35 \text{ kg} + 100 \text{ kg}) \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1.486 \text{ N}$$

Se evidencia entonces mediante cálculos que la fuerza que actúa sobre las vigas (2) es de 1.486 N para efectos del análisis de la viga y teniendo en cuenta que son iguales, se hará con una carga de 743N;

Imagen 25. Diagrama de cargas

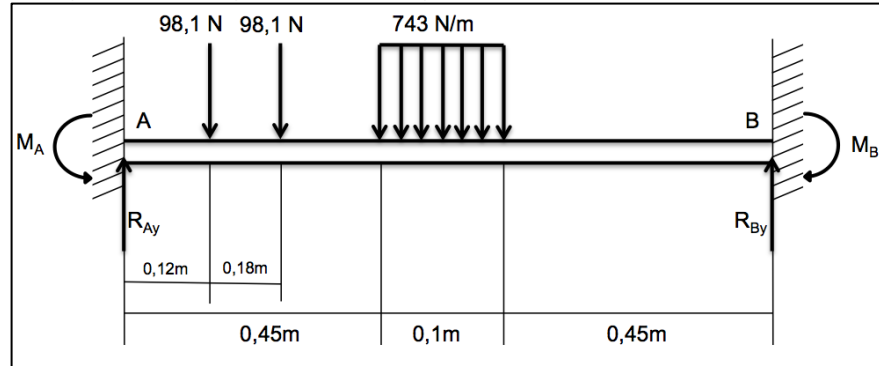
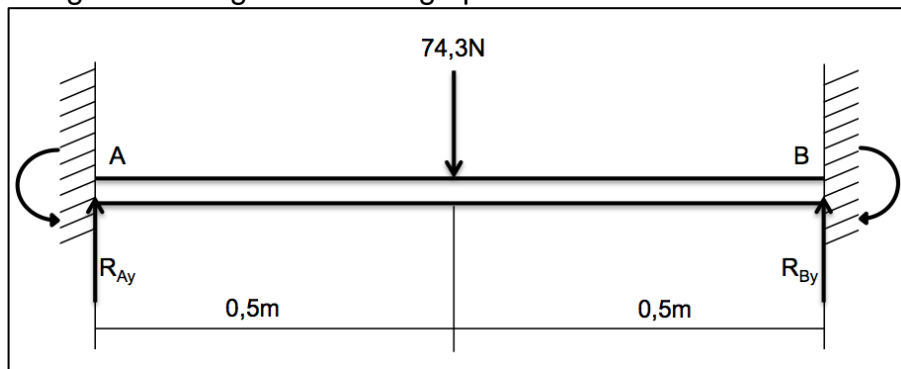


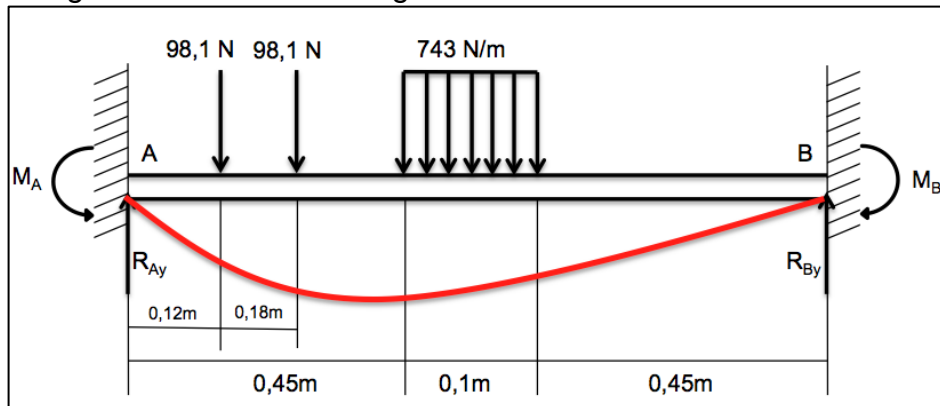
Imagen 26. Diagrama de carga puntual



Las reacciones presentes en el análisis de la viga y teniendo en cuenta que se trata de una viga estáticamente indeterminada, son los siguientes:

$$\begin{aligned}
 R_{Ay} &= 208,26 \text{ N} \\
 R_{By} &= 62,238 \text{ N} \\
 M_A &= 32,793 \text{ N} \\
 M_B &= 16,680 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Imagen 27. Deflexión de viga estructural



Teniendo en cuenta los valores de las reacciones y momentos, se trazan las gráficas de Fuerza Cortante y Momento flector;

Imagen 28. Diagrama Fuerza Cortante

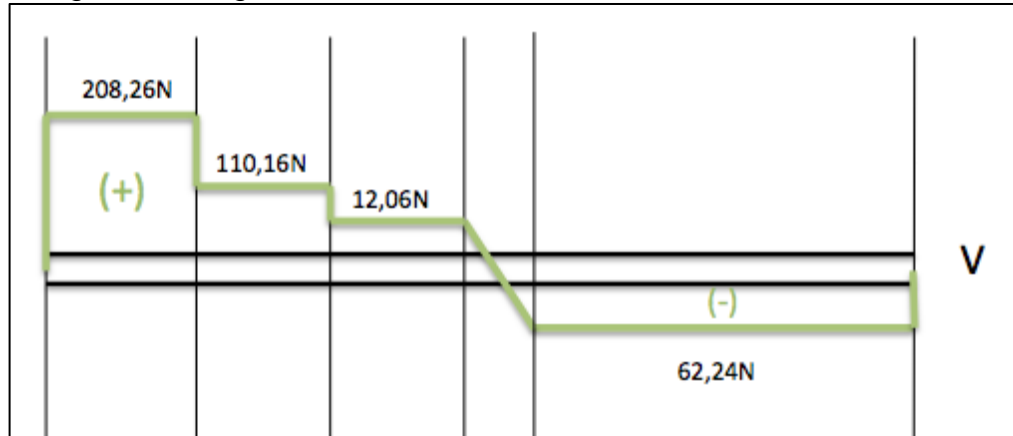
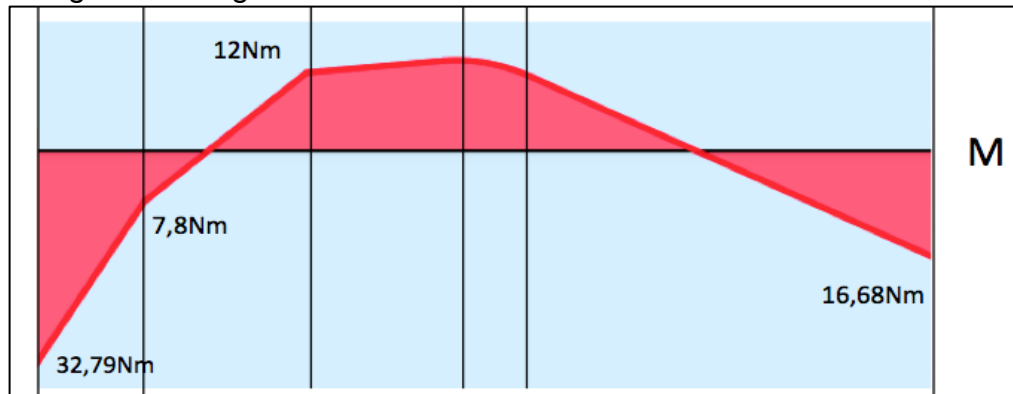


Imagen 29. Diagrama de momento flector



Momento Máximo: 32,79 Nm

Basados en los resultados se realiza el cálculo de módulo de sección, para verificar si el perfil ya seleccionado servirá para la modificación del soporte fijo del motor, esto con el fin de garantizar el buen comportamiento de los diferentes elementos que componen el banco de prueba.

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{falla}}{F.S}$$

Donde;

σ_p =Esfuerzo permisible

σ_{falla} =Esfuerzo de falla (Resistencia a la fluencia)

F.S =Factor de seguridad

Remplazando valores;

$$\sigma_p = \frac{320 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_p = 160 \text{ MPa}$$

El módulo de sección requerido será;

$$S_{\text{req}} = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_p}$$

Donde;

S_{req} =Módulo de sección requerido

$M_{\text{máx}}$ =Momento máximo

σ_p =Esfuerzo permisible

Remplazando valores;

$$S_{\text{req}} = \frac{32,79 \text{ N. m}}{1,61 \times 10^8 \text{ Pa}}$$

$$S_{\text{req}} = 2,03 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$S_{\text{req}} = 0,2 \text{ cm}^3$$

El módulo de sección del perfil seleccionado es igual a $0,93 \text{ cm}^3$, por lo tanto se cumple la condición $S \geq S_{\text{req}}$.

Se concluye que el perfil seleccionado cumple con los requerimientos de diseño.

5.3.3 Chequeo por esbeltez. Vigas y columnas tendrán el mismo perfil, sin embargo se realiza un chequeo por esbeltez.

En la Imagen 30 se evidencian los tipos de restricciones que pueden presentar los elementos cargados axialmente a compresión, así como los valores aproximados del factor de longitud efectiva, K.

Imagen 30. Restricciones de elementos cargados axialmente

Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo						
	<p> Rotación y traslación impedidas Rotación libre y traslación impedida Rotación impedida y traslación libre Rotación y traslación libres </p>					

Fuente: McCormac. (2.002). Introducción a los miembros cargados axialmente a compresión. En diseño de estructuras de acero (pag.141). México: Alfaomega.

Ya que se conoce el tamaño de perfil y su longitud (planteada en el diseño) se realiza el chequeo por esbeltez.

$$\frac{KL}{r}$$

Donde;

K =Longitud efectiva

L =Longitud de la columna

r =Radio de giro

La longitud efectiva K seleccionada es de 0,5; ya que se considera que la columna se encuentra empotrada en ambos extremos; la longitud de columna que se selecciona y con la cual se realizan los cálculos es de 825mm, medida basada en la altura de una mesa de tamaño normal y teniendo en cuenta también la ergonomía del operario; el radio de giro del perfil seleccionado (25mmx25mm) es de 0,95cm y al realizar los cálculos completos de esbeltez y constante de columna se evidencia que la diferencia entre ambos valores es demasiada por lo cual se decide cambiar el perfil a uno de 50mmx50mm cuyo radio de giro corresponde a 1,97cm y con este se realizan los cálculos.

$$\text{Esbeltez} = \frac{0,5 * 82,5\text{cm}}{1,97\text{cm}} = 20,94$$

Ahora se calcula la relación de esbeltez transición para compararla con la relación de esbeltez real y verificar cuál de ellas es mayor, para entonces determinar si la columna es corta o larga y utilizar el método de análisis adecuado. Basados en el libro de Mott Robert. Diseño de elementos de máquinas y herramientas, se realiza el siguiente procedimiento.

$$C_c = 4,71 \sqrt{\frac{E}{S_y}}$$

Donde;

C_c = Constante de columna

E = Módulo de elasticidad del material (200MPa)

S_y = Esfuerzo de fluencia

Remplazando valores;

$$C_c = 4,71 \sqrt{\frac{200\text{Mpa}}{320\text{MPa}}}$$

$$C_c = 3,72$$

Comparación de relación de esbeltez transición (constante de columna) con la relación de esbeltez real.

$$20,94 \geq 3,7$$

Como la relación de esbeltez real es mayor que la constante de columna, se trabaja como una columna corta y se tienen en cuenta las siguientes condiciones:

Relación de esbeltez⁸;

$$\text{a) Si } \frac{KL}{r} \leq 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \left(\text{o } \frac{F_y}{F_e} \leq 2,25 \right)$$

⁸ CMM. Barras comprimidas. Relación de Esbeltez. [En línea]. [Consultado el 15 de Enero 2.017] Disponible en <www1.frm.utn.edu.ar/metlicas/.../CMM_Barras%20Comprimidas_FK_09.pdf>

$$F_{cr} = \left[0,658 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y$$

$$\text{b) Si } \frac{KL}{r} > 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \left(\text{o } \frac{F_y}{F_e} \leq 2,25 \right)$$

$$F_{cr} = 0,887 F_e$$

Donde;

F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico –esfuerzo de Euler-.

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r} \right)^2}$$

$$F_e = 4,79 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de pandeo por flexión de una columna F_{cr} ;

$$P_n = F_e A_g$$

Donde;

P_n = Resistencia nominal

A_g = Área transversal

Remplazando valores;

$$P_n = 4,8 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * (0,05\text{m} * 0,05\text{m})$$

$$P_n = 12.000 \text{ N}$$

Conociendo la resistencia nominal, se puede calcular el factor de seguridad:

$$F.S = \frac{P_n}{P}$$

Donde;

P_n = Resistencia nominal

P = Fuerza aplicada sobre la viga (Sumatoria de fuerza sobre la viga)

$$F.S = \frac{12.000N}{270.5N}$$

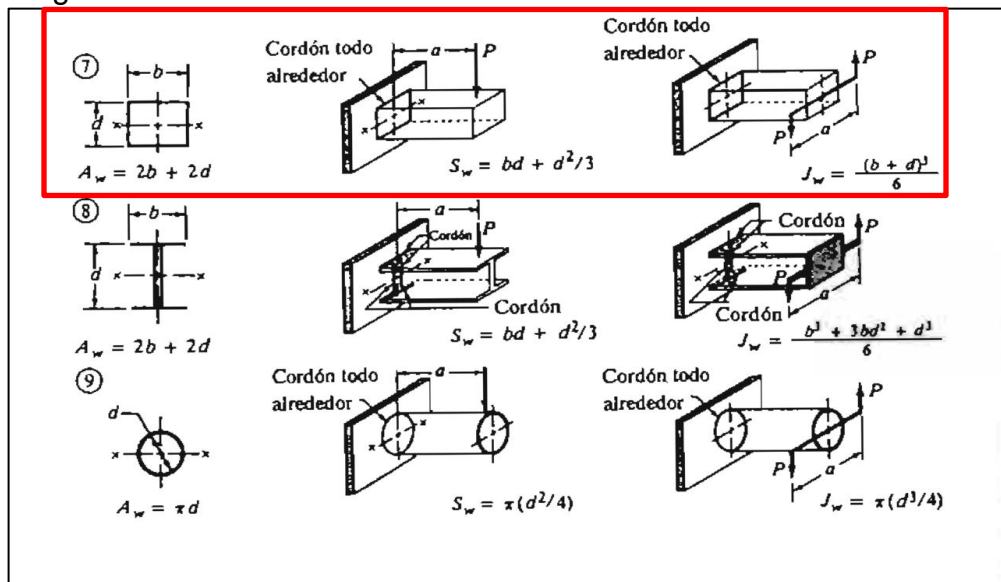
$$F.S = 44,4$$

El factor de seguridad que se obtuvo fue de 44,4; esto permite evidenciar que la columna no sufrirá pandeo ni fallará por las cargas que actúan sobre ella.

5.4 SOLDADURA

Las vigas y columnas que componen la estructura del banco de prueba, así como las nervaduras que ayudan a minimizar los esfuerzos que recaen en el soporte del plato y la sujeción, estarán sujetos mediante uniones soldadas; para ello se realiza el cálculo de dichas soldaduras que recaerán sobre los extremos de cada una de las vigas.

Imagen 31. Soldadura



Fuente: Fuente: Robert L Norton. (2006). Diseño de Maquinas. México: Pearson Educación

Como primera medida, se calcula el factor de geometría basado en la selección del cordón referenciado anteriormente:

$$A_w = 2b + 2d$$

Donde;

A_w =Factor geométrico

$b = d$ =Dimensiones del perfil seleccionado (50 mm)

Remplazando valores;

$$A_w = 2(50\text{mm}) + 2(50\text{mm})$$

$$A_w = 200\text{mm}$$

$$J_w = \frac{(b + d)^3}{6}$$

Donde;

J_w =Pulgadas de soldadura

$b = d$ =Dimensiones del perfil seleccionado (50 mm)

Remplazando valores;

$$J_w = \frac{(50\text{mm} + 50\text{mm})^3}{6}$$

$$J_w = 166.666,67 \text{ mm}^3$$

$$x = \frac{b^2}{2b + d}$$

$$x = \frac{50 \text{ mm}^2}{2 * 50 \text{ mm} + 50 \text{ mm}}$$

$$x = 16,7 \text{ mm}$$

Una vez calculados los factores de geometría, se procede a calcular la fuerza cortante y el esfuerzo de torsión al que estará sometida la soldadura.

$$V = m * g$$

Donde;

V = Peso

m = Masa caja, soporte y placa (Ver página 55)

g =Gravedad

Remplazando valores;

$$V = 151,5 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1.486,22 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza cortante vertical:

$$f_w = \frac{V}{A_w}$$

Donde;

f_w = Fuerza cortante vertical

$$f_w = \frac{1486,22 \text{ N}}{200 \text{ mm}} = 7,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Cálculo del momento de Torsión:

$$T = V * [8 + (b - x)]$$

Donde;

T= Momento de torsión

b =Dimencion del perfil

Remplazando valores;

$$T = 1.486,22 \text{ N} * [8 + (50 \text{ mm} - 16,7 \text{ mm})] = 61.380,9 \text{ N. mm}$$

Cálculo de la fuerza de torsión:

$$f_t = \frac{T \cdot C_h}{J_w}$$

Donde;

f_t =Fuerza de torsión

C_h = Centro

$$C_h = b - x = 33,33 \text{ mm}$$

$$f_t = \frac{61.380,9 \text{ N. mm} * 33,33 \text{ mm}}{166.666,67 \text{ mm}^3}$$

$$f_t = 12,27 \text{ N/mm}$$

La fuerza total que tendrá la soldadura será:

$$f_T = f_w + f_t$$

Remplazando valores;

$$f_T = 7,43 \frac{N}{mm} + 12,27 \frac{N}{mm} = 19,8 \frac{N}{mm}$$

La longitud necesaria será igual a:

$$W = \frac{f_T}{\text{Fuerza admisible del electrodo}}$$

Imagen 32. Esfuerzo cortante y esfuerzo sobre soldadura

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
Estructuras de edificios			
A36, A441	E60	13 600 psi	9600 Lb/pulg
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 Lb/pulg
Estructura de puentes			
A36, A441	E60	12 400 psi	8800 Lb/pulg
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 Lb/pulg

Fuente: Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación.

$$W = \frac{19,8 \frac{N}{mm}}{1681,22 \frac{N}{mm}}$$

$$W = 0,012 \text{ mm}$$

Una vez calculada la longitud necesaria para realizar la soldadura, se normaliza de acuerdo al espesor de la placa teniendo en cuenta la siguiente tabla:

Imagen 33. Tamaño mínimo para cordón

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
≤0,5	0,1875
>0,5-0,75	0,25
>0,75-1,5	0,3125
>1,5-2,25	0,375
>2,25-6	0,5
>6	0,625

Fuente: Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación.

5.5 DISEÑO DE LA PLACA DE ORIFICIO

5.5.1 Diseño placa 1. Para el diseño de la placa de orificios se tuvo en cuenta la geometría de cada una de las carcasas de las cajas de velocidades, se realiza un croquis de los agujeros de la carcasa con ayuda de una hoja de papel periódico ubicando el eje principal con el fin de mantener el mismo centro y así conocer la exacta ubicación de cada uno de los pernos de sujeción, como se muestra en las siguientes imágenes;

Imagen 34. Chevrolet Aveo

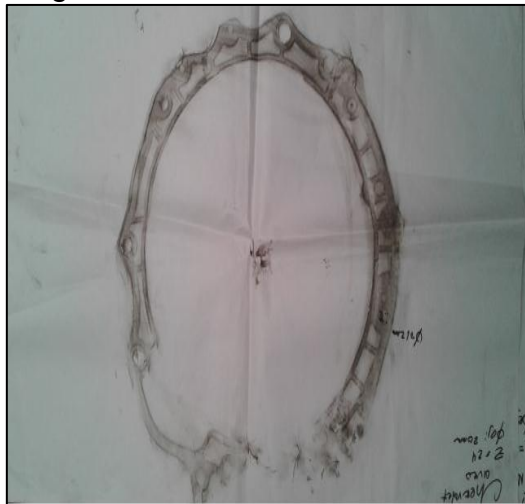


Imagen 35. Chevrolet N200



Imagen 36. Kia Eko

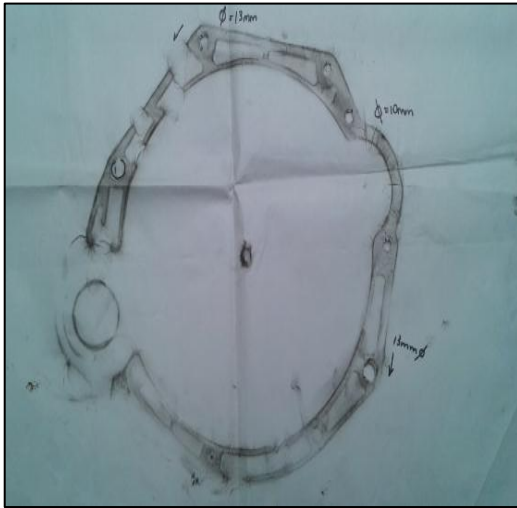


Imagen 37. Hyundai Tucson

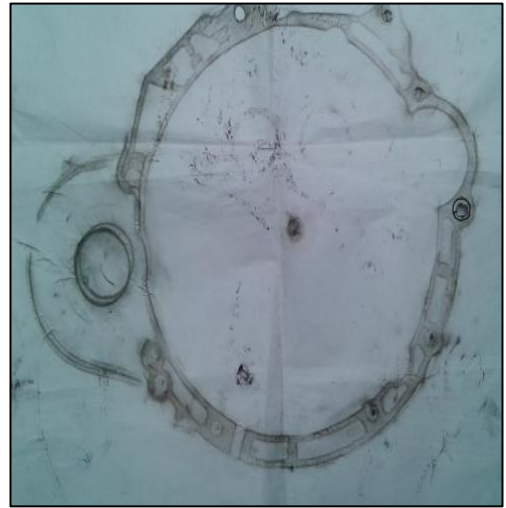


Imagen 38. Hundai Accent

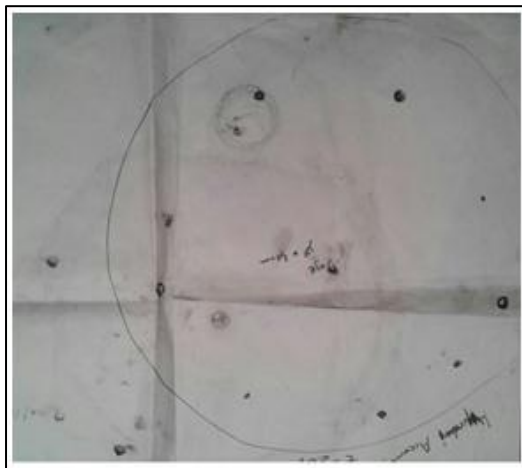
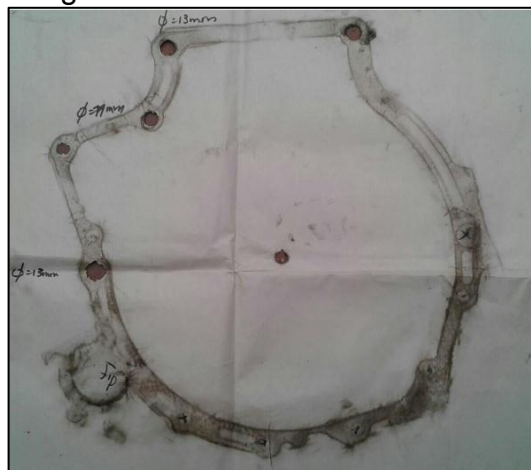


Imagen 39. Kia Rio Sedan



Imagen 40. Kia Rio



Basados en la caracterización de la geometría realizada con el papel periódico y en la ubicación del centro de cada perno, se definió un plano el cual contiene toda la información de las 14 cajas utilizadas.

Al realizar este croquis se observó que los agujeros quedaban muy compactos y al tener una geometría con bastantes agujeros la placa empezaría a presentar rupturas por la alta concentración de esfuerzos.

Se determina realizar el diseño de dos placas de orificios, con el fin de garantizar la prueba de las 14 cajas analizadas, en el cuadro 9 se observan las distancias de cada agujero.

Dichas placas cuentan con su respectiva ficha técnica, donde se referencian las cajas que pueden ser sujetadas en ella para la realización de la prueba, esto implica para la empresa que en el momento que lleguen nuevas referencias o tipos de cajas se pueda simplemente caracterizar los agujeros de sujeción y fabricar una placa que sirva para probar dicha caja.

Cuadro 9. Ubicación de los pernos en el plano, placa 1 (cms)

MARCA	SERIE	PERNO 1		PERNO 2		PERNO 3		PERNO 4		PERNO 5		PERNO 6	
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Kia	Rio	15,7	3,5	-10	17,9	-18,8	8,9	-8	-13,8	6,7	-14,8	6,3	19,8
Kia	Rio sedan	13,9	9,1	5,9	14,9	1,3	16,4	-15,1	11,3	-15,7	-3,5	3,1	-15,5
Hyundai	Tucson	17	0,7	9,9	15,3	-5,2	15,8	-13,4	-11,3	8,2	-13,5	14	-8,2
Kia	Eko	-5,2	15,8	14	-8,2	8,9	13,3	-14,5	6,4	-3,7	-14,3	11,5	10,3
Chevrolet	N200	11,9	9,1	-5,7	14	-15,3	-2,7	-7,7	-12,9	10,9	-8	13,1	-4,9
Chevrolet	aveo	11,9	12,7	0,5	18,3	-8,75	17	-5,1	-16	11,8	-11,8	17,1	-3
Hyundai	Accent	11,6	10,1	-16	4,2	-14,3	-5,9	-6,6	-16	15,2	4,6	15,5	-5

Imagen 41. Placa 1 ubicacion pernos

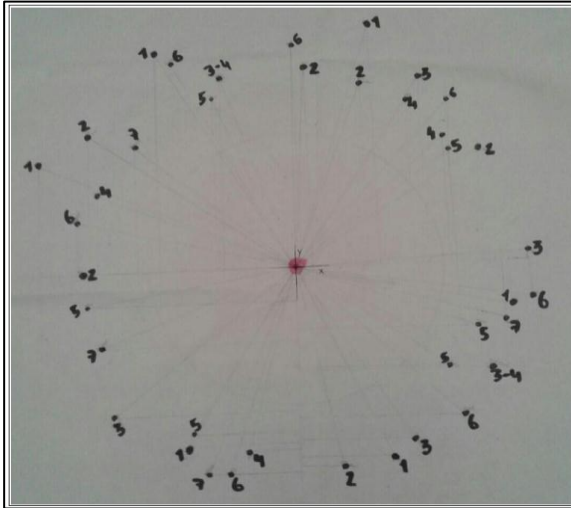
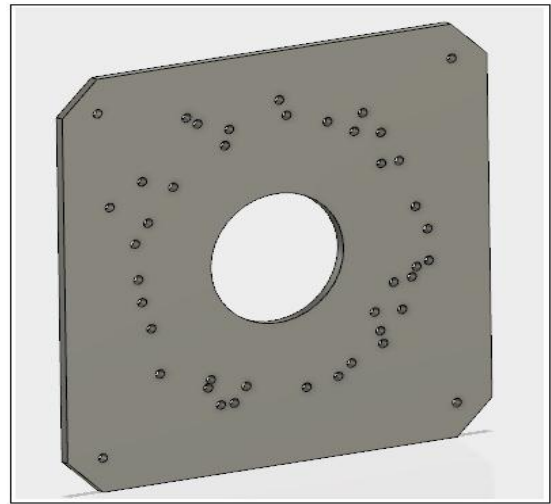


Imagen 42. Placa 1 diseño final



5.5.2 Diseño placa 2. Se observa desde la imagen 43;

Imagen 43. Hyundai i25

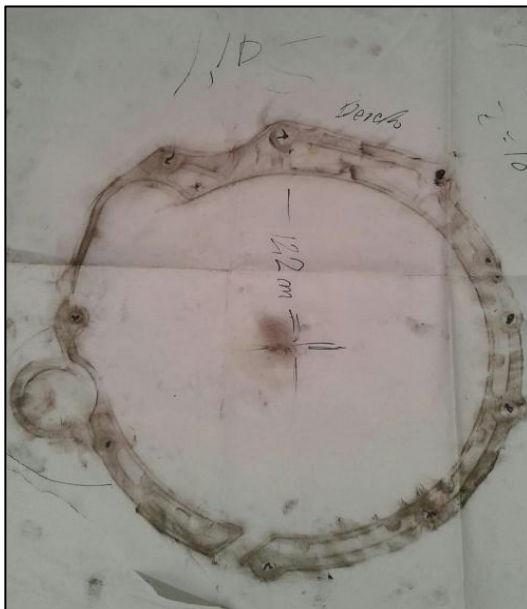


Imagen 44. Chevrolet Spark

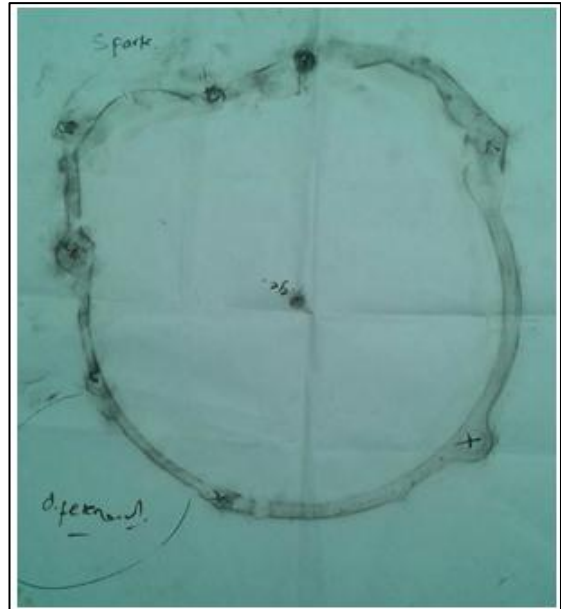


Imagen 45. Renault Duster

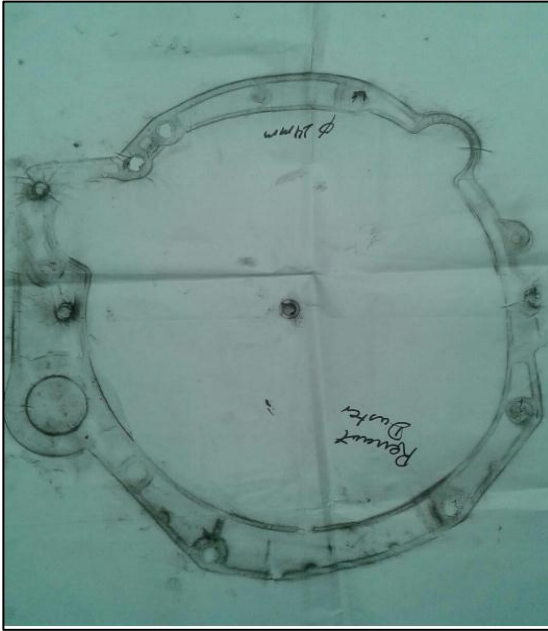


Imagen 46. Daewoo Lanos



Imagen 47. Nissan Versa

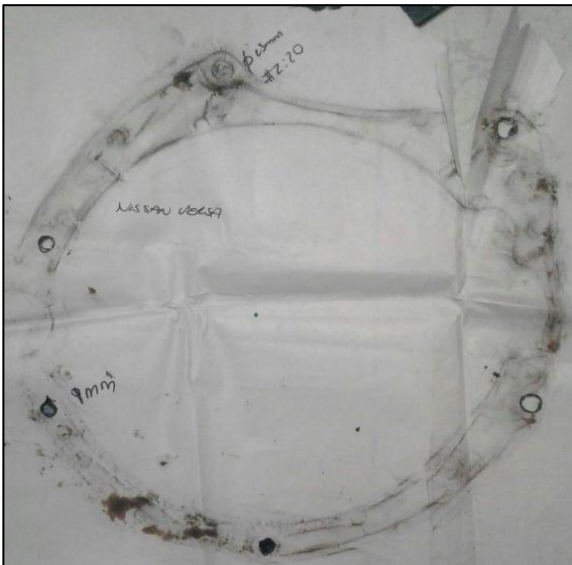


Imagen 48. Chevrolet Sail

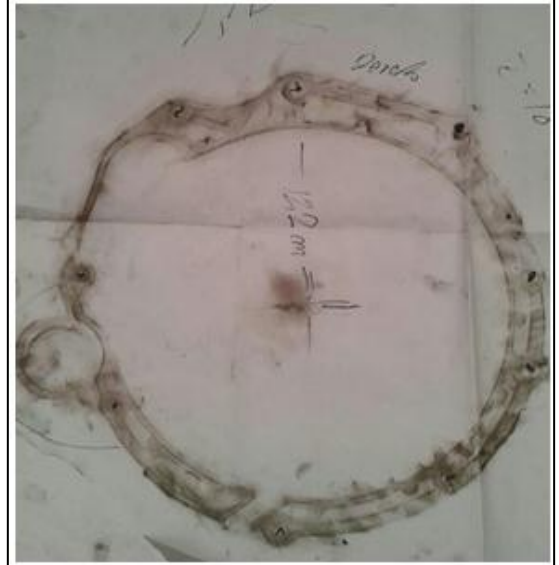
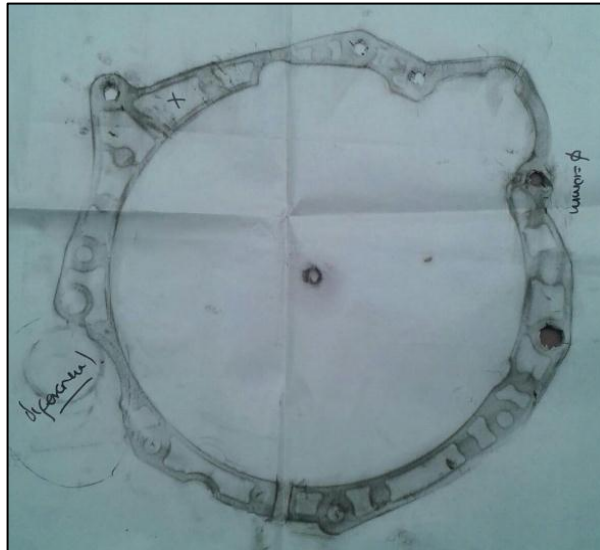


Imagen 49. Chevrolet Spark GT



Cuadro 10. Ubicación de los pernos en el plano, placa 2 (cms)

MARCA	SERIE	PERNO 1		PERNO 2		PERNO 3		PERNO 4		PERNO 5		PERNO 6	
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Chevrolet	Sail	11,8	12,4	-7,6	15,3	-15,9	6	-17,5	-2,9	-8	-14,4	15,5	-8,8
Chevrolet	Spark	-9,9	10,2	-13,3	-9	3,5	-14,5	13	-13,6	5	-10	13,2	-7,2
Renault	Duster	17,8	0,8	5,3	16,35	-18,4	9,7	-16,2	-0,15	-5,9	-18,3	11,4	-15,2
Daewoo	Lanos	17,3	3,7	-6,4	16,5	-10,4	-15,8	-2,5	-16,8	10,5	-12,6	17,2	-3
Nissan	Versa	17,9	14,8	-2,7	19,5	-10,5	13,8	-15,1	-7,7	19,6	-7,35	0,5	-18,8
Chevrolet	Spark GT	12,7	10,2	1,2	15,7	-13,7	12,5	-4,3	-13,2	6	-12,6	10,3	-9,2
Hyundai	I 25	-13,7	12,5	6,82	13,5	-10,7	-11,7	1,6	-16	15,4	-4,1	11,8	-3,

Imagen 50. Placa 2 ubicaion pernos

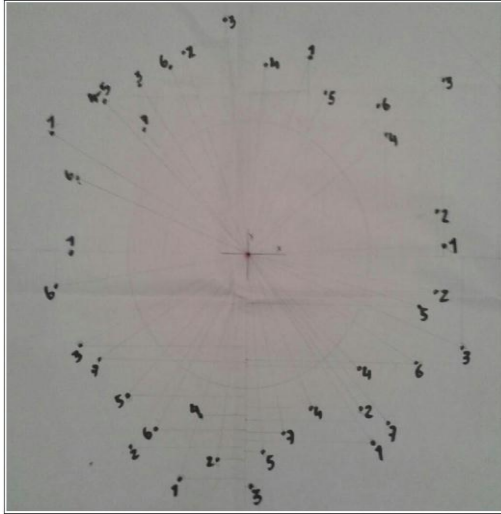
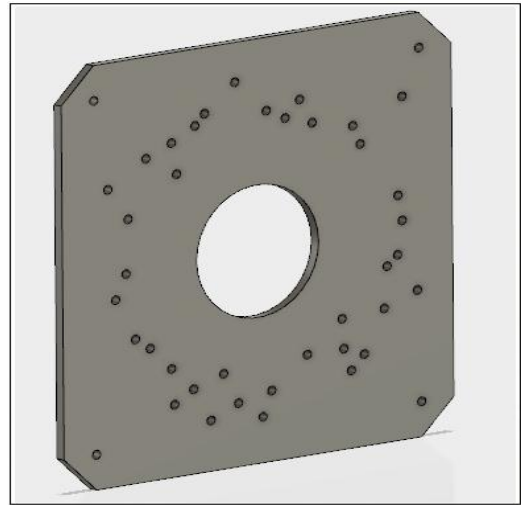


Imagen 51. Placa 2 diseño final

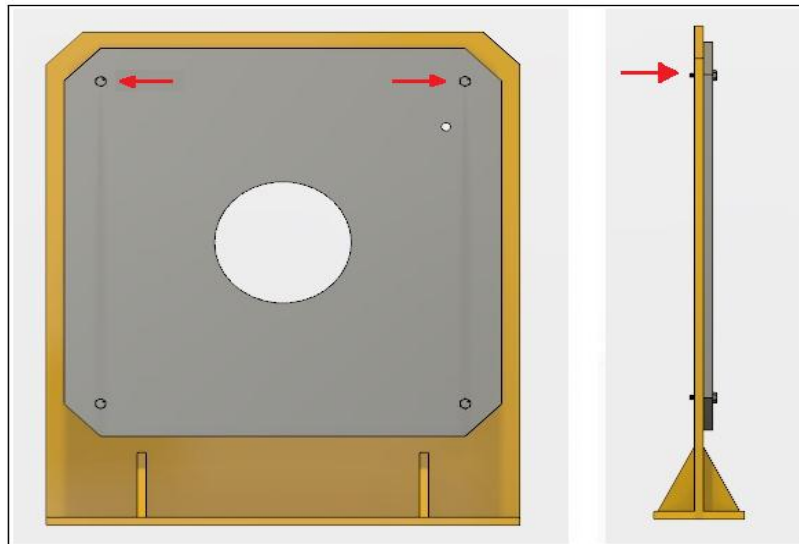


5.6 CÁLCULO DE UNIONES CON PERNOS

Para el cálculo de pernos se determina en qué situación está cada perno, debido al peso que genera la caja.

5.6.1 Tornillos a tensión. Debido al análisis se identifican los pernos que se encuentran sometidos a tensión en la imagen 52, allí se presenta la sujeción del soporte y el plato de orificios que es el encargado de contener la caja.

Imagen 52. Sujeción de los pernos superiores



La carga total que deberán soportar los pernos es de 100 kg, la cual se dividirá en el número de pernos superiores, los cuales se encuentran sometidos a tensión, cortante y momento.




$$\text{Carga por tornillo} = \frac{100 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} = 490 \text{ N} = 110,16 \text{ lb}$$

La longitud de la sujeción es de 3 cm que es el espesor del soporte y de la placa, tendrá un espacio de 1in, para la selección del perno, las especificaciones y resistencias que se van a evaluar se utiliza la tabla de la imagen 53.

Se escogen tornillos de grado 4 SAE de diámetro 9/16 in, con una resistencia de prueba mínima de 65 ksi, límite de influencia de 100 ksi y una resistencia a la tensión de 115 ksi.

Imagen 53. Grados SAE de aceros para sujetadores

TABLA 18-1 Grados SAE de aceros para sujetadores

Grado número	Tamaños de perno (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Marcas en la cabeza
1	1/4 - 1½	60	36	33	Ninguna
2	1/4 - 3/4	74	57	55	Ninguna
	> 3/4 - 1½	60	36	33	
4	1/4 - 1½	115	100	65	Ninguna
5	1/4 - 1	120	92	85	
	> 1 - 1½	105	81	74	
7	1/4 - 1½	133	115	105	
8	1/4 - 1½	150	130	120	

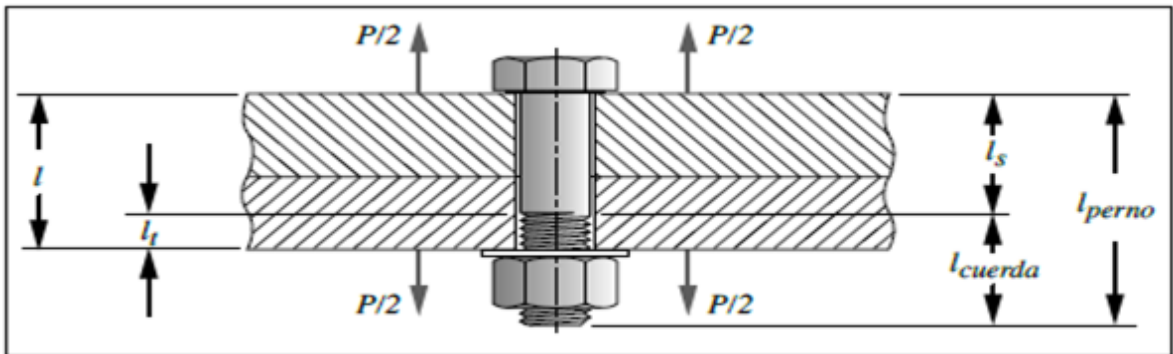
Fuente: Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación.

Imagen 54. Dimensiones de roscas estándar americanas

A. Tamaños numerados					
Tamaño	Diámetro mayor básico (pulg)	Roscas gruesas: UNC		Roscas finas: UNF	
		Roscas por pulg	Área de esfuerzo de tensión (pulg ²)	Roscas por pulg	Área de esfuerzo de tensión (pulg ²)
0	0.0600			80	0.001 80
1	0.0730	64	0.00263	72	0.002 78
2	0.0860	56	0.00370	64	0.003 94
3	0.0990	48	0.00487	56	0.005 23
4	0.1120	40	0.00604	48	0.006 61
5	0.1250	40	0.00796	44	0.008 30
6	0.1380	32	0.00909	40	0.010 15
8	0.1640	32	0.0140	36	0.014 74
10	0.1900	24	0.0175	32	0.0200
12	0.2160	24	0.0242	28	0.0258
B. Tamaños fraccionarios					
1/4	0.2500	20	0.0318	28	0.0364
5/16	0.3125	18	0.0524	24	0.0580
3/8	0.3750	16	0.0775	24	0.0878
7/16	0.4375	14	0.1063	20	0.1187
1/2	0.5000	12	0.1410	20	0.1600
9/16	0.5625	12	0.182	18	0.203
5/8	0.6250	11	0.226	18	0.256
3/4	0.7500	10	0.334	16	0.373
7/8	0.8750	9	0.462	14	0.509
1	1.000	8	0.606	12	0.663
1¼	1.125	7	0.763	12	0.856
1½	1.250	7	0.969	12	1.073
1¾	1.375	6	1.155	12	1.315
1½	1.500	6	1.405	12	1.581
1¾	1.750	5	1.90		
2	2.000	4½	2.50		

Fuente: Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación.

Imagen 55. Tornillo a tensión



Fuente: Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación.

El área de esfuerzo de tensión es de $0,182 \text{ in}^2$ teniendo en cuenta la información de la imagen 51, basados en la longitud de la sujeción se considera la longitud del tornillo la cual es de $1,8 \text{ in}$

$$f_i = 0,9 \times S_p \times A_t$$

Dónde;

f_i = Precarga

S_p = Resistencia de prueba mínima

A_t = Área de esfuerzo a tensión

Remplazando valores;

$$f_i = 0,9 \times 65.000 \text{ pis} \times 0,182 \text{ in}^2 = 10.647 \text{ lb}$$

Se determina la longitud roscada;

$$l_{rosca} = 2 d + 0,25$$

Dónde;

l_{rosca} = Longitud roscada

d = Diámetro tentativo del perno

Remplazando valores;

$$l_{rosca} = 2 \times (0,56 \text{ in}) + 0,25 = 1,375 \text{ in}$$

Se calcula la longitud del vástago;

$$l_s = l - l_{\text{rosca}}$$

Dónde;

l_s = Longitud del vástago

l = Longitud del perno

l_{rosca} = Longitud roscada

Remplazando valores;

$$l_s = 1,8 \text{ in} - 1,375 \text{ in} = 0,43 \text{ in}$$

Determinando la longitud en la zona de sujeción;

$$l_t = l - l_s$$

Dónde;

l_t = Longitud en la zona de sujeción

l = Longitud de zona de sujeción

Remplazando valores;

$$l_t = 1,1811 \text{ in} - 0,43 \text{ in} = 0,75 \text{ in}$$

Se procede a hallar la rigidez del perno;

$$\frac{1}{K_b} = \frac{l_t}{A_t \times E} + \frac{l_s}{A_b \times E}$$

Dónde;

$\frac{1}{K_b}$ = Rigidez del perno

A_t = Área del esfuerzo a tensión

l_s = Longitud del vástago

l_t = Longitud en la zona de sujeción

A_b = Área de diámetro mayor

E = Módulo elástico del material A36

Remplazando valores;

$$K_b = \frac{0,7561 \text{ in}}{0,182 \text{ in}^2 \times 30 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} + \frac{0,425 \text{ in}}{\pi (0,56 \text{ in})^2 \times 30 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} = 5.115.421,35 \text{ kPsi}$$

Determinando la rigidez del perno se encuentra la rigidez del material;

$$K_m = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \times \frac{E}{l}$$

Dónde;

K_m =Rigidez del material

D =Diámetro de la sujeción

E =Módulo elástico

l =Longitud de zona de sujeción

d =Diámetro mayor

Remplazando valores;

$$K_m = \frac{\pi ((1\text{in})^2 - (0,56\text{in})^2)}{4} \times \frac{30 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}}{1,18 \text{ in}} = 13.637.148,4 \text{ kPsi}$$

Encontrando la rigidez del material se determina el factor rigidez;

$$C = \frac{k_b}{K_m + k_b}$$

Dónde;

K_m =Rigidez del material

C =Factor rigidez

K_m =Rigidez del material

Remplazando valores;

$$C = \frac{5.115.421,35 \frac{\text{klb}}{\text{in}}}{13.637.148,4 \frac{\text{klb}}{\text{in}} + 5.115.421,35 \frac{\text{klb}}{\text{in}}} = 0,27$$

Hallando el factor de rigidez se procede a calcular la carga en proporción de la carga aplicada para el perno;

$$P_b = C \times P$$

Dónde;

P_b =Carga en proporción de la carga aplicada para el perno

C =Factor rigidez

P =Carga a soportar
Remplazando valores;

$$P_b = 0,27 \times 101,16 \text{ lb} = 30 \text{ lb}$$

Se halla la carga en proporción de la carga aplicada para el material;

$$P_m = (1 - C) \times P$$

Dónde;

P_m = Carga en proporción de la aplicada para el material
C =Factor rigidez
P =Carga a soportar

Remplazando valores;

$$P_m = (1 - 0,2728) \times 110 \text{ lb} = 80 \text{ lb}$$

Determinado la carga para el material se procede a calcular carga resultante para el material;

$$F_b = F_i + P_b$$

Dónde;

F_i =Precarga
 P_b = Carga en proporción de la aplicada para el perno
 F_b =Carga resultante para el perno

Remplazando valores;

$$F_b = 10.647 \text{ lb} + 30 \text{ lb} = 10.677 \text{ lb}$$

Se halla la carga resultante para el material;

$$F_m = F_i - P_m$$

Dónde;

F_m =Carga resultante para el material
 F_i =Precarga
 P_m = Carga en proporción de la aplicada para el material

Remplazando valores;

$$F_m = 10.647 \text{ lb} - 80 \text{ lb} = 10.567 \text{ lb}$$

Se calcula el esfuerzo admisible del perno;

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t}$$

Dónde;

σ_b =Esfuerzo admisible del perno

F_b =Carga resultante para el perno

A_t =Área del esfuerzo a tensión

Remplazando valores;

$$\sigma_b = \frac{10.677 \text{ lb}}{0,182 \text{ in}^2} = 58.664,87 \text{ psi}$$

Se halla el factor de seguridad

$$N_y = \frac{s_y}{\sigma_b}$$

Dónde;

N_y =Factor de seguridad

s_y =Límite de fluencia del material del perno grado 4

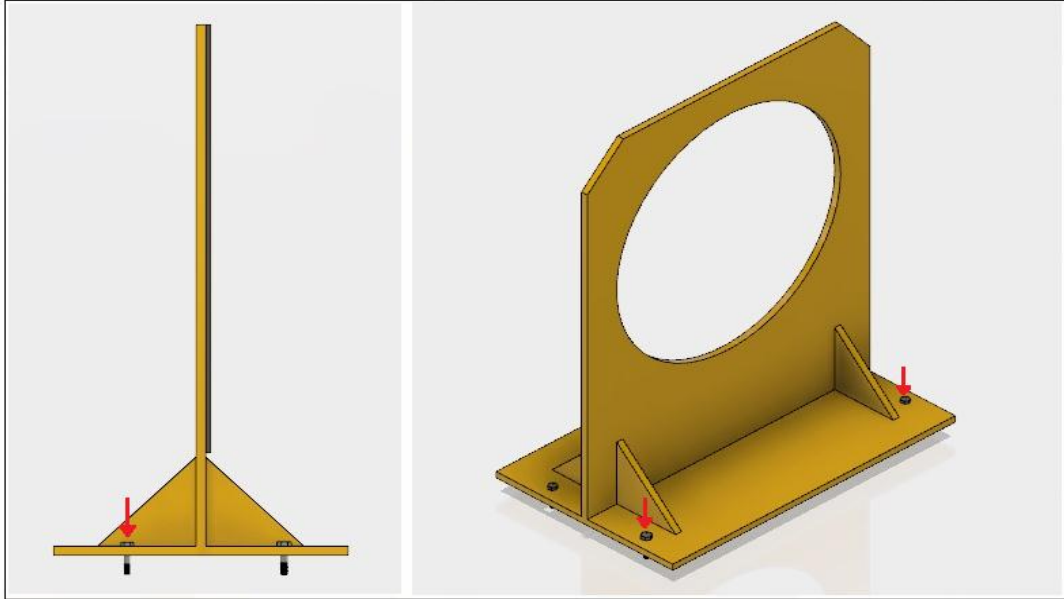
σ_b =Esfuerzo admisible del material

Remplazando valores;

$$N_y = \frac{115.000 \text{ psi}}{58.664,87 \text{ psi}} = 2$$

5.6.2 Tornillos que sujetan el soporte de orificios y la estructura. Debido al análisis detallado de cada perno, se encuentran a tensión los que unen el soporte del plato de orificios y la estructura del banco como se ilustra en la imagen 56 donde el peso de la caja y la distancia a la que se encuentra genera un momento en los pernos.

Imagen 56. Sujeción de los pernos inferiores soporte estructura



Para la realización de este cálculo se utilizarán tornillos de grado 4 SAE de diámetro 7/16 in, con una resistencia de prueba mínima de 65 ksi, límite de fluencia de 100 ksi y una resistencia a la tensión de 115 ksi, para el tornillo escogido el área de tensión de esfuerzo se define según la imagen 54, la unión de sujeción tiene un espesor de 2,63 in, un espacio de 1 in, y una longitud de perno de 2,76 in.

$$\text{Carga por tornillo} = \frac{100 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} = 490 \text{ N} = 110 \text{ lb}$$

$$f_i = 0,9 \times 65.000 \text{ pis} \times 0,182 \text{ in}^2 = 10.647 \text{ lb}$$

$$l_{\text{rosca}} = 2 \times (0,56 \text{ in}) + 0,25 = 1,376 \text{ in}$$

$$l_s = 3.15 \text{ in} - 1,125 \text{ in} = 1,78 \text{ in}$$

$$l_t = 2,76 \text{ in} - 1,775 \text{ in} = 0,99 \text{ in}$$

$$K_b = \frac{0,985 \text{ in}}{0,182 \text{ in}^2 \times 30 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} + \frac{1,635 \text{ in}}{\pi (0,56 \text{ in})^2 \times 30 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} = 2.389.526,6 \text{ kPsi}$$

$$K_m = \frac{\pi ((1\text{in})^2 - (0,56\text{in})^2)}{4} \times \frac{30 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}}{2,76 \text{ in}} = 5.835.810 \text{ kPsi}$$

$$C = \frac{2.389.526,6 \frac{\text{lb}}{\text{in}}}{5.835.810,12 \frac{\text{lb}}{\text{in}} + 2.389.526,6 \frac{\text{lb}}{\text{in}}} = 0,29$$

$$P_b = 0,29 \times 110 \text{ lb} = 31,96 \text{ lb}$$

$$P_m = (1 - 0,29) \times 110 \text{ lb} = 78,04 \text{ lb}$$

$$F_b = 10.647 \text{ lb} + 31,96 \text{ lb} = 10.678,96 \text{ lb}$$

$$F_m = 10.647 \text{ lb} - 31,96 \text{ lb} = 10.568,96 \text{ lb}$$

$$\sigma_b = \frac{10.678,96 \text{ lb}}{0,182 \text{ in}^2} = 58.675,58 \text{ psi}$$

$$N_y = \frac{115.000 \text{ psi}}{58.675,58 \text{ psi}} = 2$$

5.6.3 Cálculo de pernos sometidos a esfuerzo cortante simple y a momento. En la imagen 57 se muestran los pernos que están sometidos a cortante simple y el momento que es generado por el peso que ejerce la caja sobre los pernos.

Para la realización de este cálculo se utilizarán los tornillos que se analizaron a tensión, grado 4 SAE de diámetro 9/16 in, con una resistencia de prueba mínima de 65 ksi, límite de influencia de 100 ksi y una resistencia a la tensión de 115 ksi.

El área de esfuerzo de tensión es de 0,182 in², basado en la longitud de la sujeción se estima la longitud del tornillo la cual es de 3,15 in la distancia entre cada perno que es de 0,40 m y la longitud del centro de gravedad de la caja más larga que es 0,26m.

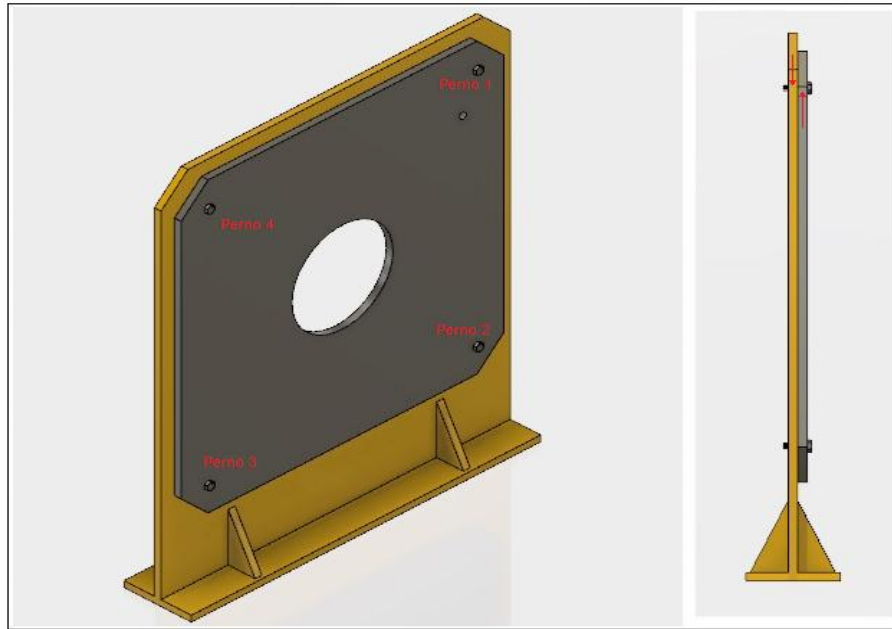
Se halla la carga generada por la caja, que van a estar sometidos los pernos;

$$C_m = 100 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 981 \text{ N}$$

Se calcula el peso de la placa;

$$F_{pl} = 16,20 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 158,99 \text{ N}$$

Imagen 57. Pernos sometidos a cortante simple y momento



Para la realización de cálculos, se empieza determinando el momento que genera la fuerza;

$$M = P \times l$$

Donde;

M = Momento por la carga generada

P = Carga

l = Longitud desde la placa al centro de la caja

Remplazando valores;

$$M = 981 \text{ N} \times 0,26 \text{ m} = 255,06 \text{ Nm}$$

Debido al momento ejercido por la carga se calcula la fuerza;

$$F_m = \frac{M}{l_p}$$

Donde;

F_m = Fuerza ejercida por el momento

l_p = Distancia entre el perno 1 al perno 2 (imagen 57)

Remplazando valores;

$$F_m = \frac{255,06 \text{ Nm}}{0,40 \text{ m}} = 637,65 \text{ N}$$

Determinado la carga en la unión se procede a calcular la carga en cada perno;

$$F_p = \frac{F}{n}$$

Donde;

F_p = Carga para cada perno

F = Carga generada

n = Número de pernos

Remplazando valores;

$$F_p = \frac{981 \text{ N}}{4} = 245,25 \text{ N}$$

Se determina la carga real;

$$F_r = F_m + F_p + F_{pl}$$

Donde;

F_r = Fuerza real

F_{pl} = Fuerza ejercida por el peso de la placa

Remplazando valores;

$$F_r = 637,65 \text{ N} + 245,25 \text{ N} + 158,99 \text{ N} = 1.041,89 \text{ N} = 234,23 \text{ lb}$$

Calculando la fuerza real, se procede a calcular el esfuerzo cortante directo;

$$\tau = \frac{F_r}{A_p}$$

Donde;

τ = Esfuerzo cortante

F_r = Fuerza real

A_p = Área del perno

Remplazando valores;

$$\tau = \frac{234,23 \text{ lb}}{0,1063 \text{ in}^2} = 2.203,48 \text{ psi}$$

Determinado el esfuerzo cortante directo se realiza la comparación;

$$\tau_{\text{cortante}} < S_{\text{ys}}$$

Donde;

τ = Esfuerzo cortante

S_{ys} = Esfuerzo de fluencia del perno

El valor de 100.000 psi es tomado de la imagen 53 tornillo grado 4.

Remplazando valores;

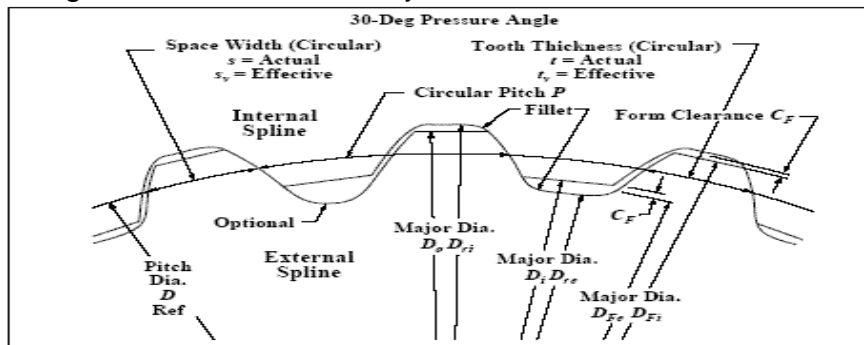
$$2.203,48 \text{ psi} < 100.000 \text{ psi}$$

El esfuerzo cortante es menor que el esfuerzo de fluencia del perno el cual está dentro del rango.

5.7 DISEÑO DEL ACOPLÉ

Ejes estriados. Estos ejes cumplen con la función de transmitir par torsional al elemento que este acoplado, las estrías de los ejes pueden ser rectas o de involuta durante la visita a la empresa se determinó que las estrías para cada eje tienen una involuta de 30°, para el cálculo de las especificaciones de los ejes estriados, basados en libro de diseño de máquinas de Robert Mott se toma las ecuaciones de los engranajes rectos de involuta, la geometría esta descrita en la imagen 58.

Imagen 58. Nomenclatura eje estriado



Fuente: http://www.engineersedge.com/gears/involute_spline_13649.htm
ANSI B92.1-1970

A continuación, se referencian los datos del eje de entrada o eje principal de cada una de las cajas;

Cuadro 11. Especificaciones del eje de entrada

Marca	Caja	Z(dientes)	Diámetro exterior (mm)
Nissan	Versa	18	19
Chevrolet	N200	18	19
Chevrolet	Aveo	24	20
Daewoo	Lanos	22	20
Renault	Duster	20	22
Hyundai	i 25	20	22
Chevrolet	Spark	18	19
Hyundai	Tucson	20	22
Kia	Rio	20	22
Kia	Eko	24	20
Chevrolet	Spark GT	18	19
Chevrolet	Sail	18	19
Kia	Rio Seddan	20	22
Hyundai	Accent	20	22

Basados en los datos iniciales de diámetro exterior de las cajas y los dientes o número de estrías del eje de entrada de cada una de ellas, se procede a realizar un cálculo de diferentes variables a necesitar para el diseño de los acoples necesarios para poder garantizar una unión entre eje de entrada de la caja y eje de la unidad motriz (motor eléctrico de embrague). Así, los datos son calculados y referenciados en el cuadro 12 para su mejor entendimiento;

$$D_e = D_p + (2 \times M)$$

Donde;

D_e = Diámetro exterior
 D_p = Diámetro primitivo
 M = Módulo

$$D_p = M \times Z$$

Donde;

Z = Número de dientes

$$D_e = M \times Z + (2 \times M)$$

$$D_e = M \times (Z + 2)$$

Despejando el modulo;

$$M = \frac{D_e}{(Z + 2)}$$

Remplazando valores;

$$M = \frac{19 \text{ mm}}{(18 + 2)} = 0,95 \text{ mm}$$

A partir del módulo se calcula el diámetro primitivo y el paso circular;

$$P_c = M \times \pi$$

Donde;

P_c = Paso circular

Remplazando valores;

$$P_c = 0,95 \text{ mm} \times \pi = 2,98 \text{ mm}$$

Otros parámetros que se tienen en cuenta son;

$$E = \frac{P_c}{2}$$

E =Espesor del diente

Remplazando valores;

$$E = \frac{2,98 \text{ mm}}{2} = 1,49 \text{ mm}$$

$$A = 2,25 \times M$$

A =Altura del diente

Remplazando valores;

$$A = 2,25 \times 0,95 \text{ mm} = 2,14 \text{ mm}$$

$$D_p = M \times Z$$

D_p =Diámetro primitivo

Remplazando valores;

$$D_p = 0,95 \text{ mm} \times 18 = 17,1 \text{ mm}$$

$$D_i = D_p - 2,50 \times M$$

D_i =Diámetro interior

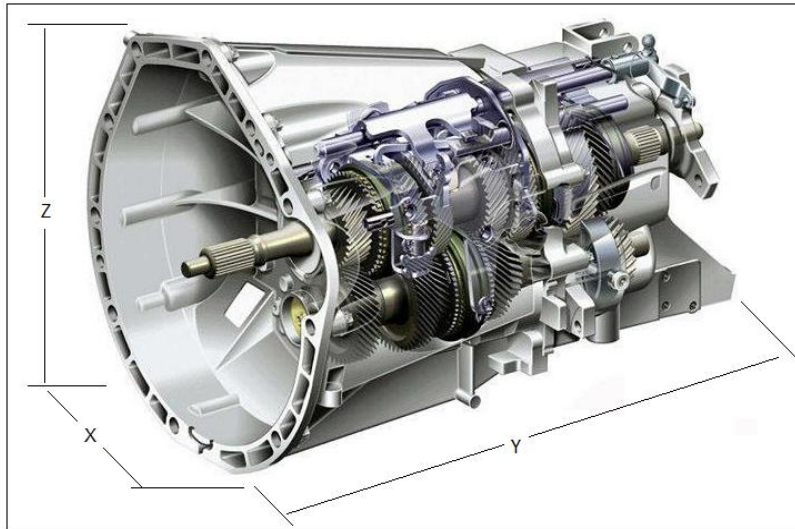
Remplazando valores;

$$D_i = 17,1 \text{ mm} - 2,50 \times 0,95 \text{ mm} = 14,7 \text{ mm}$$

Cuadro 12. Especificaciones del eje principal (mm)

Marca	Referencia	Modulo	Diámetro primitivo	Espesor diente	Altura diente	Paso circular	Diámetro interior
Nissan	Versa	0,95	17,1	1,49	2,14	2,98	14,73
Chevrolet	N200	0,95	17,1	1,49	2,14	2,98	14,73
Chevrolet	Spark	0,95	17,1	1,49	2,14	2,98	14,73
Chevrolet	Spark GT	0,95	17,1	1,49	2,14	2,98	14,73
Chevrolet	Sail	0,95	17,1	1,49	2,14	2,98	14,73
Hyundai	Tucson	1	20	1,57	2,25	3,14	17,5
Kia	Rio	1	20	1,57	2,25	3,14	17,5
Hyundai	Acent	1	20	1,57	2,25	3,14	17,5
Kia	Rio sedan	1	20	1,57	2,25	3,14	17,5
Chevrolet	Aveo	0,77	18,46	1,21	1,73	2,42	16,54
Kia	Eko	0,77	18,46	1,21	1,73	2,42	16,54
Daewoo	Lanos	0,83	18,33	1,31	1,9	2,62	16,25
Renault	Duster	1	20	1,57	2,25	3,14	17,5
Hyundai	I 25	1	20	1,57	2,25	3,14	17,5

Imagen 59. Dimensiones caja de velocidades



Fuente: <http://www.repuestosesteban.com/#/-repuestos>

Cuadro 13. Dimensiones aproximadas de las cajas (cms)

Marca	Caja	X	Y	Z
Nissan	Versa	44	42	41
Chevrolet	N200	36	52	32
Chevrolet	Aveo	58	37	38
Daewoo	Lanos	45	36	34
Renault	Duster	50	40	38
Hyundai	i 25	50	40	35
Chevrolet	Spark	42	34	31
Hyundai	Tucson	46	36	35
Kia	Rio	39	38	38
Kia	Eko	39	36	34
Chevrolet	Spark GT	45	36	38
Chevrolet	Sail	48	40	37
Kia	Rio sedan	47	35	39
Hyundai	Accent	51	38	38

Teniendo en cuenta la información anterior, se evidencia que hay varios ejes cuya geometría de las estrías es igual a la de otros, siendo de diferente marca y referencia; basados en los datos del cuadro 12 y cuadro 13 se especifica que hay cuatro tipos de ejes de los cuales se procede al diseño del acople donde queda distribuido de la siguiente manera por acople.

Cuadro 14. Acoples

Número de Acople	Marca y referencia
Acople 1	Nissan Versa - Chevrolet N200 - Chevrolet Spark - Chevrolet Spark GT - Chevrolet Sail
Acople 2	Chevrolet Aveo -Kia Eko
Acople 3	Daewoo Lanos
Acople 4	Renault Duster -Hyundai i25 - Hyundai Tucson - Hyundai Accent -Kia Rio Seddan -Kia Rio

Se calcula la longitud de las estrías para designar la longitud del acople a diseñar.

$$l_s = 1.25 \times D$$

Donde;

l_s = Longitud de la estría

D = Diámetro primitivo

Cuadro 15. Longitud de estrías unidades en milímetros

	Diámetro primitivo	Longitud de estría
Acople 1	17,1	21,375
Acople 2	17,46	21,825
Acople 3	18,33	22,9125
Acople 4	20	25

Evaluando todas las variables que intervienen en la selección de un acople para la correcta conexión entre eje de motor y eje principal de la caja de velocidades, la empresa CESVI decide que no pretende entrar en proceso de fabricación de dichos elementos por cuestión de fabricación y costo el cual considera, que dicho elemento puede ser reemplazado por el elemento del plato de embrague comercialmente denotado como manzana y cuya disposición es de fácil acceso para ellos.

Cabe resaltar, que la empresa Cesvi Colombia decide que el manejo de dicha conexión se realizará por medio de este elemento indispensable en cada caja de velocidades y el acople entre dicha manzana y el eje del motor correrá también por cuenta de ellos.

Por consiguiente, no se realiza el diseño de los 4 acoples especificados en el cuadro 14 pero se cumplió con el objetivo de elaborar una base de datos con las características necesarias para dicho cálculo.

5.8 ELEMENTOS DE SELECCIÓN

◇ Motor. Con respecto a la selección del motor, la empresa CESVI ha venido realizando pruebas prácticas, para evidenciar qué potencia mínima es necesaria para que el mecanismo de la caja de velocidades entre en funcionamiento.

Es importante tener en cuenta que al realizar el análisis en el banco se cumplan las relaciones de desmultiplicación, multiplicación ya que son normalizadas para marca y serie.

[En los automóviles para la selección del motor hay diferentes variables que se evalúan y se consideran, como lo son;

- ◇ Resistencia a la rodadura
- ◇ Resistencia debida a rozamientos mecánicos
- ◇ Resistencia debida a la pendiente
- ◇ Resistencia del aire
- ◇ Resistencia de inercia

Estas resistencias que se oponen al movimiento son las que la unidad motriz tiene que vencer para permitir el desplazamiento del automóvil y poder obtener una velocidad.

El funcionamiento de la caja será en vacío, sin ningún elemento que realice algún tipo de resistencia al movimiento de todo el sistema de tren de engranajes.

Basados en la resistencia debida a los componentes mecánicos que es el 0,8% de la potencia absorbida de todo el sistema, se procede a investigar las características del motor para cada marca y serie de las cajas evaluadas, con el fin de analizar el torque de aquellos componentes mecánicos]⁹.

En el cuadro 16 se observan las especificaciones del motor de combustión interna para cada caja.

⁹ SENA.Mecánica de patio. Cambio de velocidades Ed. Bogotá: Sena; 1992

Cuadro 16. Especificaciones de cada auto

MARCA	SERIE	POTENCIA(Hp)	TORQUE (lb-ft)	CILINDRAJE (cm ³)
Chevrolet	Sail	102	96	1398
	Spark	65	67	995
	Spark GT	80,5	80	1200
	N200	85	80	1206
	Aveo	103	116	1568
Kia	Rio	121	111	1600
	Rio sedan	121	111	1600
	Eko	69	70	1000
Hyundai	Tucson	152	144	1999
	Accent	137	123	1600
	I 25	100	98	1400
Renault	Duster	105	109	1598
Daewoo	Lanos	74	83	1300
Nissan	Versa	109	105	1600

Cuadro 17. Torque evaluado

MARCA	SERIE	TORQUE (lb-ft)	Torque componentes mecanicos (lb-ft)
Chevrolet	Sail	96	0,77
	Spark	67	0,54
	Spark GT	80	0,64
	N200	80	0,64
	Aveo	116	0,93
Kia	Rio	111	0,89
	Rio sedan	111	0,89
	Eko	70	0,56
Hyundai	Tucson	144	1,15
	Accent	123	0,98
	I 25	98	0,78
Renault	Duster	109	0,87
Daewoo	Lanos	83	0,66
Nissan	Versa	105	0,84

Ya obtenidos los resultados para cada caja se procede a seleccionar la que mas torque requiera, evidenciando que la caja de velocidades de la Hyundai Tucson requiere un torque de 1,15 lb-ft.

Se calcula la potencia del motor para el banco con una velocidad de 3600 rpm ya que esta es la velocidad maxima del motor.

$$P = w \times T$$

Donde;

P = Potencia del motor

T = Torque

w = Revoluciones por minuto

Remplazando valores;

$$1,5 \text{ ft lb} = 1,56 \text{ N m}$$

$$P = \frac{2 \pi}{60} \times 3600 \text{ rpm} \times 1,56 \text{ N m} = 588 \text{ w} = 0,79 \text{ Hp}$$

Basados en los calculos anteriores el motor a seleccionar es de 1,5 HP de potencia para trabajar, con un voltaje de 220V trifásico ya que trabaja con torque de 2,3 lb ft el cual es superior al requerido.

Cabe recalcar que la conexión con el eje principal de la caja se realizará mediante un acople de manzana, que será suministrado también por la misma empresa y por ende no se necesitarán ni poleas ni correas para reducir o multiplicar la velocidad.

6. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

Una vez realizado el diseño de la estructura y de haber seleccionado el material se procede a realizar el análisis por elementos finitos donde se evalúan los elementos críticos del banco.

Cuadro 18. Cargas en las vigas

	Peso (kg)	Fuerza (N)
Placa de orificio	16,15	158,47
Soporte	14,81	145,89
Caja de velocidades	100	981

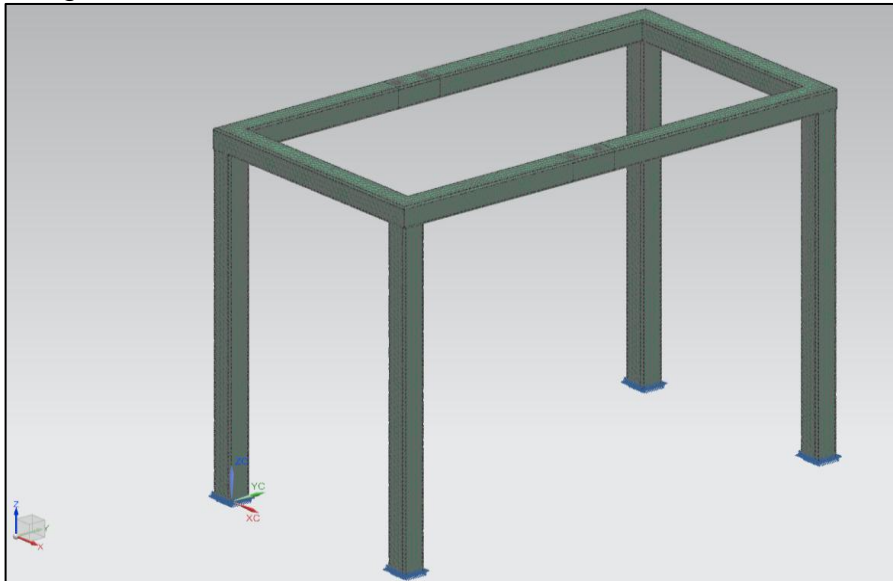
Cuadro 19. Características del material

Material	A 500
Densidad	7.850 /kg/ m ³
Límite de fluencia	345 MPA
Límite de rotura	428 MPA

6.1 RESTRICCIONES

Para proceder con la simulación por elementos finitos se selecciona el tamaño de la malla de 5 mm y se procede a colocar las restricciones en las caras inferiores del perfil de cada soporte como se ilustra en la imagen 60.

Imagen 60. Restricciones

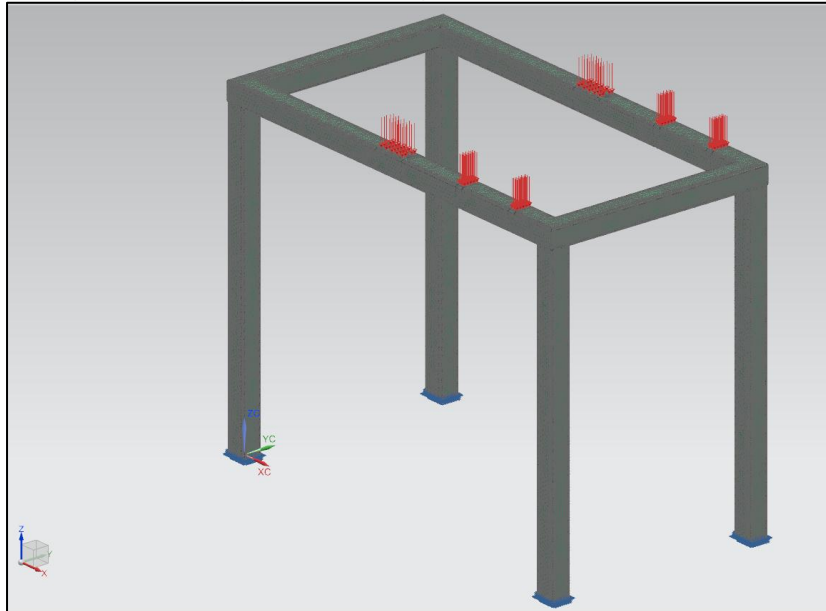


6.2 DISTRIBUCIÓN DE CARGAS

Dado que las vigas laterales soportan el peso de la caja, el peso de la placa y el peso del soporte, se genera una fuerza a la que van a estar sometidas las vigas que tienden a deflectarse, como se ilustra en la imagen 62, donde se evidencia que soporta una carga distribuida.

En la imagen 61 se muestra en detalle la carga puntual sobre la viga.

Imagen 61. Carga puntual vigas



Para el análisis de las vigas, se procede a simular las condiciones de operación que soporta cada viga con una carga de 74,3 N.

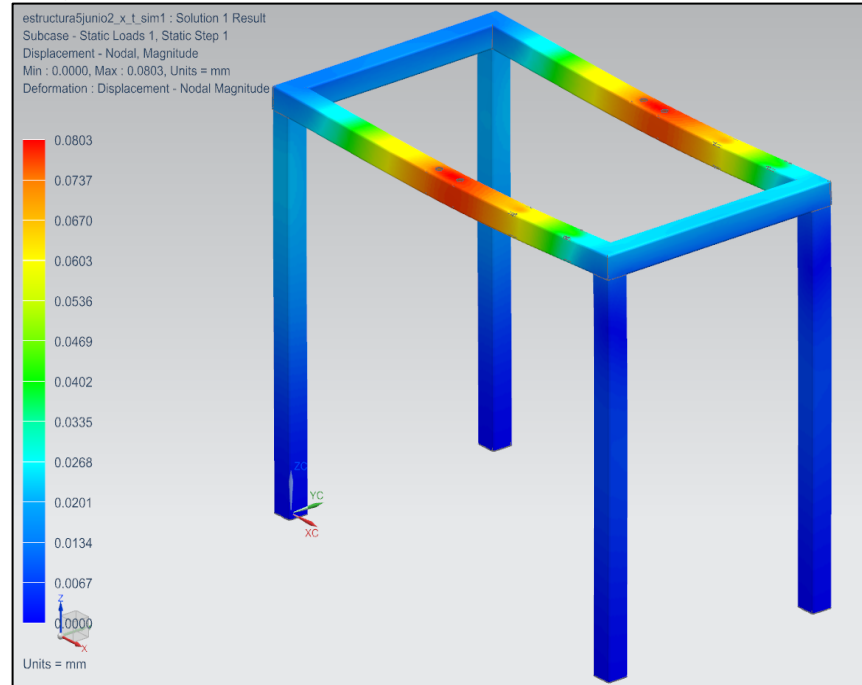
El perfil de la estructura es de 50 mm x 50 mm con un espesor de 2 cm.

6.3 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

Se procede a realizar la simulación obteniendo como resultado.

6.3.1 Resultado de desplazamiento. El elemento analizado presenta un desplazamiento de 0,0803 mm en la zona donde actúan directamente las cargas, en la imagen 62 se puede observar detalladamente como es el comportamiento de la estructura.

Imagen 62. Desplazamiento nodal



6.3.2 Resultado de los esfuerzos. Al realizar la simulación se obtiene un esfuerzo máximo de 27,56 MPa como se ve en la imagen 62 y en la imagen 63 se observa detalladamente en las zonas de acción de carga.

Imagen 63. Esfuerzo elemental

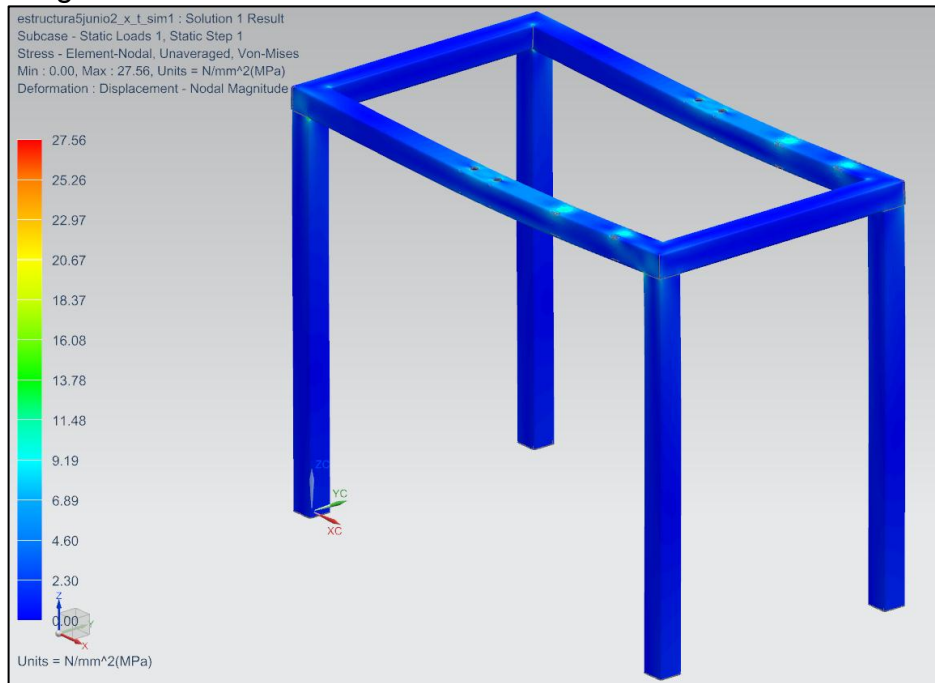
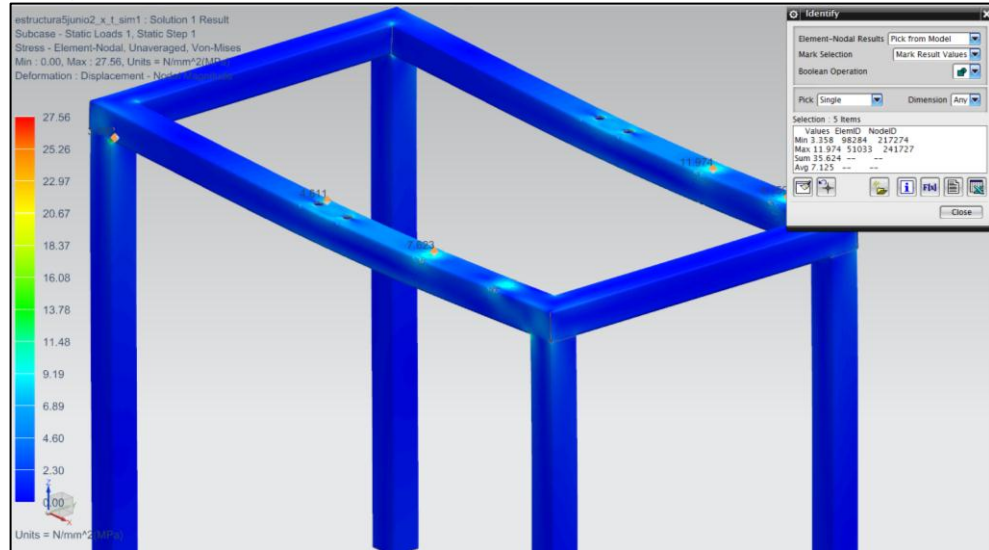


Imagen 64. Zona de esfuerzo máximo

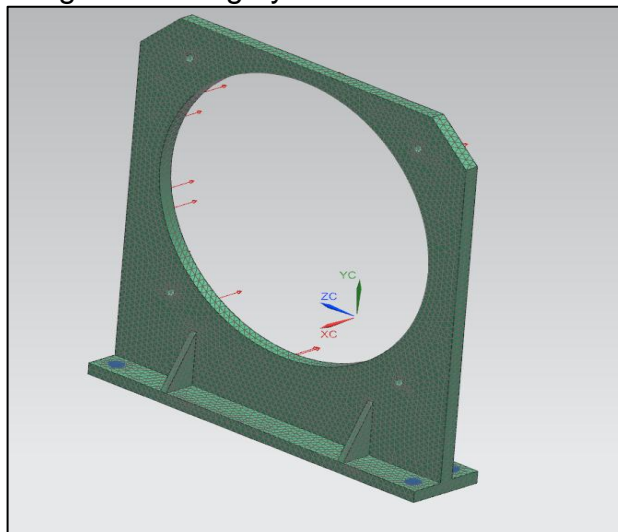


Al realizar la simulación se evidencia un buen comportamiento por parte de la estructura y se logra referenciar que la selección del material fue adecuada; de igual forma, se determina que los esfuerzos de Von Mises no superan el esfuerzo de fluencia y por lo tanto el comportamiento a condiciones de operación es el esperado.

6.4 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL SOPORTE

6.4.1 Cargas y restricciones. A continuación se realiza el análisis del soporte, teniendo en cuenta la carga total de la caja y las restricciones donde están los pernos.

Imagen 65. Carga y restricciones



6.4.2 Resultado de desplazamiento. El análisis se realiza con un acero A36 el cual tiene un límite de fluencia de 250 MPa. Al momento de diseñar la geometría del soporte se estimó un espesor de 1 cm y se realizó el análisis, obteniendo los siguientes resultados que se ilustran en las siguientes imágenes.

Imagen 66. Desplazamiento del soporte

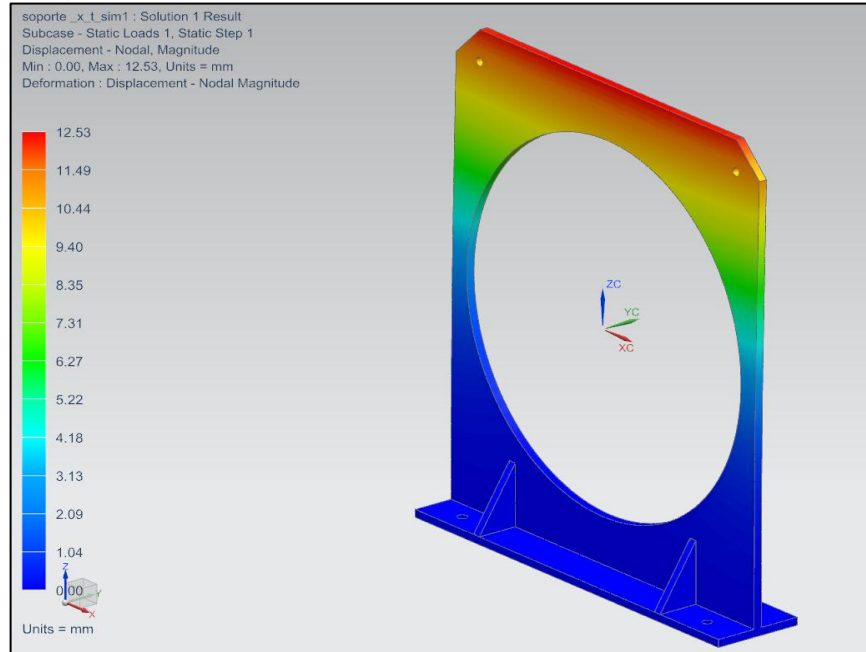
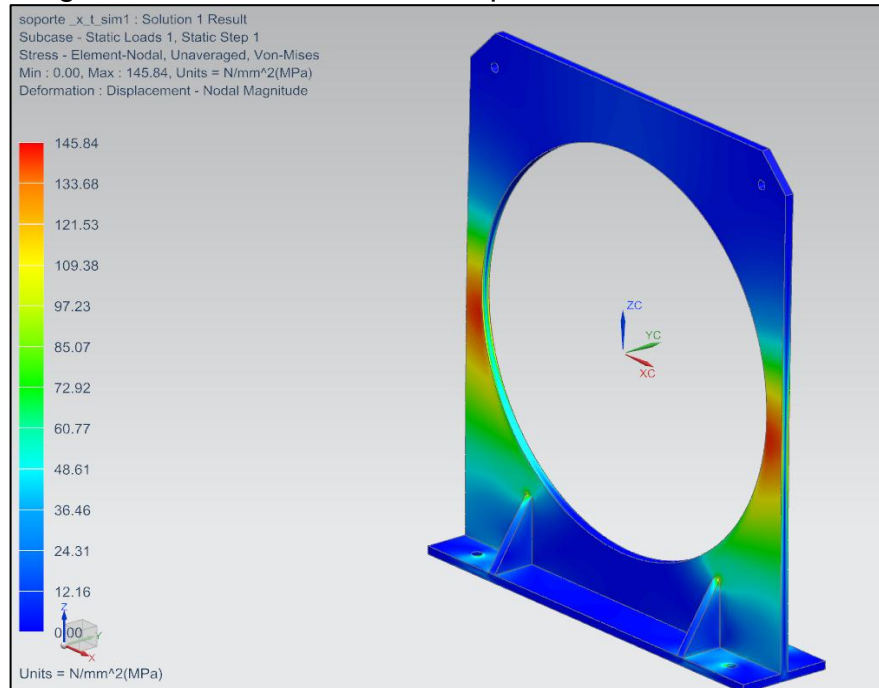


Imagen 67. Esfuerzo elemental soporte



6.4.3 Análisis del esfuerzo para el soporte. Un desplazamiento de 12,53 mm y un esfuerzo de 145,84 MPa basados en las recomendaciones que para estructuras el factor de seguridad debe ser igual o mayor a 2.

$$N_y = \frac{250 \text{ MPa}}{145,84 \text{ Mpa}} = 1,7$$

6.4.4 Cambio de espesor. Debido a que no cumple con la condición, se realiza un cambio en el espesor del soporte de 1 a 2 cm. Los resultados de la simulación se observan en las siguientes imágenes.

Imagen 68. Desplazamiento del soporte de 2 cm

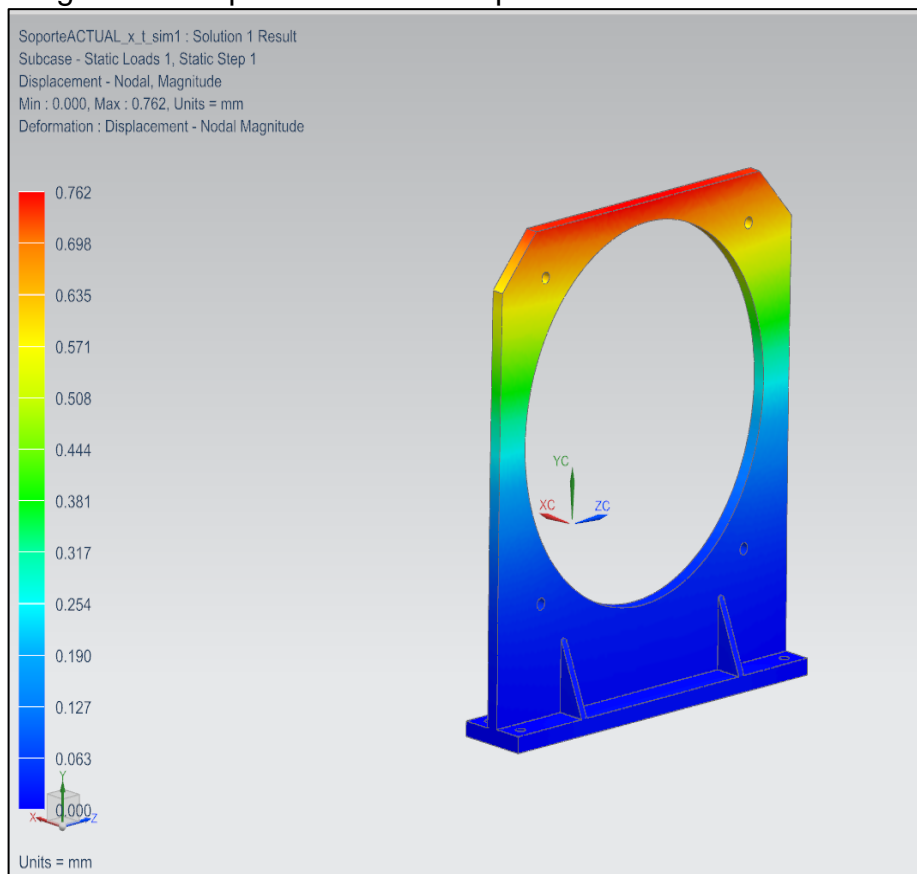
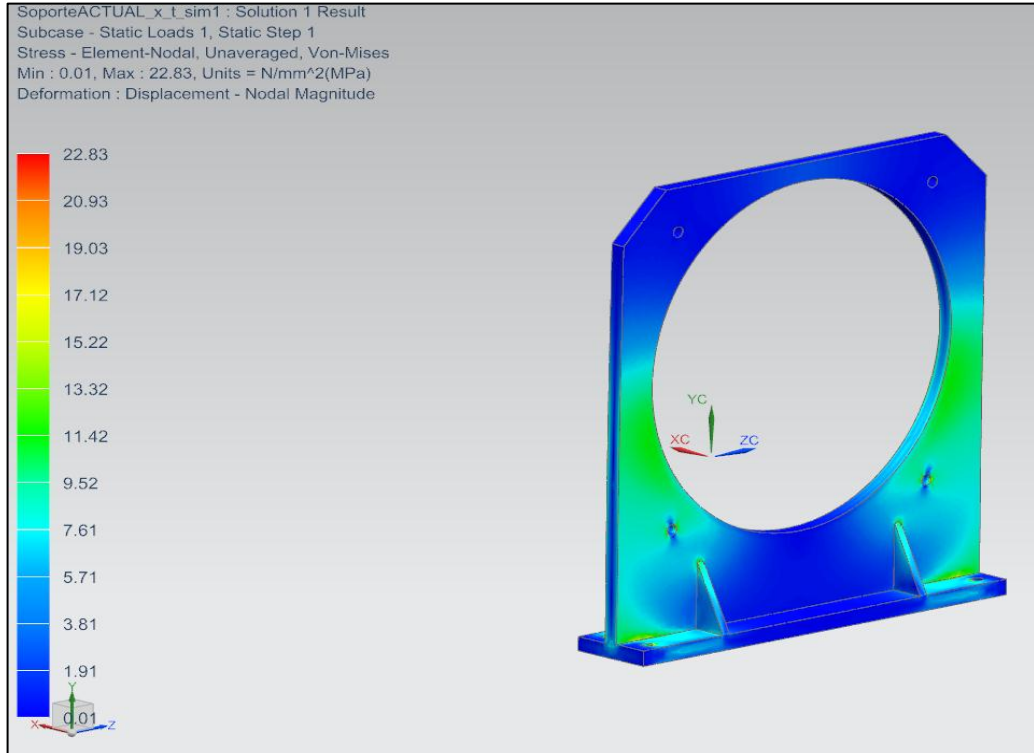


Imagen 69. Esfuerzo elemental soporte de 2 cm



Un desplazamiento de 0,762 mm y un esfuerzo de 22,83 MPa

$$N_y = \frac{250 \text{ MPa}}{22,83 \text{ Mpa}} = 11$$

7. SISTEMAS DE CONTROL

Con el fin de garantizar un correcto análisis y desarrollar un diagnóstico adecuado del funcionamiento de la caja, además de tener en cuenta los parámetros mencionados en el cuadro 1, se implementan en el banco de pruebas diferentes sensores que evaluarán ciertas variables comunes en las cajas de velocidades, con el fin de generar unos resultados que serán tomados y evaluados basados en datos teóricos de cada una de las cajas.

7.1 SENSOR DE REVOLUCIONES

Estos sensores permiten captar las revoluciones de los ejes, ya sea de entrada como de salida de la caja de transmisión, tomando en cuenta las especificaciones técnicas de funcionamiento.

Las comprobaciones que se realizan, están basadas en el principio de desmultiplicación que desarrolla la configuración de los diferentes piñones, en los respectivos ejes de la caja de velocidades; de esta manera, se puede evaluar que dicha desmultiplicación se esté cumpliendo y así evidenciar el funcionamiento de la caja.

Estos sensores son ubicados directamente donde se evalúa la variable, donde su lectura resalte y conforme un valor para realizar un diagnóstico adecuado, por ello se decide ubicar uno en el eje de entrada para la captación del giro del motor eléctrico y el otro en el eje de salida de la caja de velocidades para captar el giro resultante, en cada marcha.

Los sensores a implementar en el banco de prueba son sensores de revoluciones inductivos, el número de revoluciones se calcula mediante el intervalo de tiempo entre las señales del sensor.

Imagen 70. Sensor de revoluciones



Fuente; <https://articulo.mercadolibre.com.ve/MLV>

7.2 CAPTADOR DE RUIDO

Basados en el cuadro 1, se halló que la mayoría de las averías son diagnosticadas por medio de la escucha del mecánico y la asociación de dicho sentido con los sonidos que emite la caja de velocidades, al poner o tratar de poner las diferentes marchas.

Por ello, la finalidad de realizar la instalación de un sensor de ruido es obtener estas señales generadas por la caja de velocidades.

El funcionamiento del sensor se basa en el efecto piezoeléctrico que se produce en ciertos cristales al producirse una deformación mecánica, generando una tensión eléctrica.

La comprobación de los resultados recolectados por el sensor captador de ruido se realiza por medio de un osciloscopio. Este consiste en realizar la conexión de un terminal de prueba en uno de los canales del equipo de diagnóstico, se coloca una pinza grande, en el terminal de pruebas con la moldura negra y un multítester en el terminal de pruebas con la moldura roja.

Se coloca la pinza de lagarto negra en el terminal negativo de la batería y se conecta la sonda al sensor de golpeo con el multítester.

El sensor será ubicado en la carcasa de la caja de cambios para que perciba las vibraciones ocasionadas por los engranajes, generando una señal de corriente continua.

Imagen 71. Osciloscopio digital



Fuente; <https://www.rtelecom.net>

Para la implementación de los sensores anteriormente mencionados, no se hace necesaria una modificación o adición de elementos en la estructura del bando de pruebas, así como tampoco se requiere de modificaciones en el mecanismo de transmisión de potencia o acople entre las partes que intervienen en el análisis de funcionamiento de las cajas de velocidades.

Con la implementación de los anteriores sensores, se busca dar un poco más de confiabilidad al análisis del funcionamiento de la caja y obtener unos datos más específicos; sin embargo, el diagnóstico del funcionamiento de la caja sin la inclusión de estos dos sensores, ya es acertada en cuanto a la necesidad de la empresa por simplemente evidenciar el funcionamiento del mecanismo de la caja de velocidades.

8. MANUALES

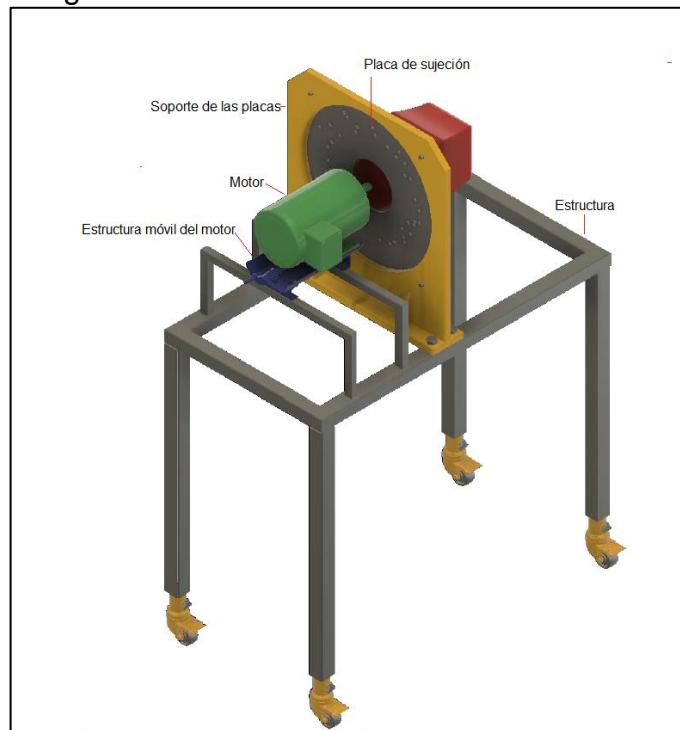
8.1 MANUAL DE OPERACIÓN

8.1.1 Desembalaje e instalación. Selecciona un lugar limpio y con buena iluminación para colocar el banco de prueba.

Disponga de un espacio suficiente a los alrededores del equipo que permita la correcta utilización de elementos como el soporte y el plato de orificios, así como el encendido y apagado del motor.

8.1.2 Familiarización con el banco de pruebas. Los diferentes componentes del banco de prueba se ilustran en la siguiente imagen:

Imagen 72. Banco



8.1.3 Procedimiento para la prueba de una caja de velocidades. Se dispone de una serie de pasos importantes para poner en funcionamiento el banco de pruebas y llevar a cabo el test de funcionamiento del mecanismo de una caja de velocidades.

◇ Seleccione el plato de orificios correspondiente a la caja de velocidades que se vaya a probar.

Imagen 73. Placa 1

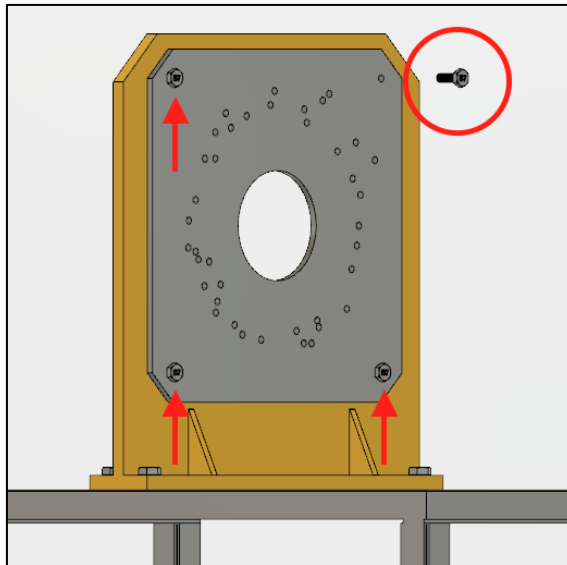
MARCA	SERIE	PERNO 1		PERNO 2		PERNO 3		PERNO 4		PERNO 5		PERNO 6	
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Kia	Rio	15,7	3,5	-10	17,9	-18,8	8,9	-8	-13,8	6,7	-14,8	6,3	19,8
Kia	Rio sedan	13,9	9,1	5,9	14,9	1,3	16,4	-15,1	11,3	-15,7	-3,5	3,1	-15,5
Hyundai	Tucson	17	0,7	9,9	15,3	-5,2	15,8	-13,4	-11,3	8,2	-13,5	14	-8,2
Kia	Eko	-5,2	15,8	14	-8,2	8,9	13,3	-14,5	6,4	-3,7	-14,3	11,5	10,3
Chevrolet	N200	11,9	9,1	-5,7	14	-15,3	-2,7	-7,7	-12,9	10,9	-8	13,1	-4,9
Chevrolet	aveo	11,9	12,7	0,5	18,3	-8,75	17	-5,1	-16	11,8	-11,8	17,1	-3
Hyundai	Accent	11,6	10,1	-16	4,2	-14,3	-5,9	-6,6	-16	15,2	4,6	15,5	-5

Imagen 74.Placa 2

MARCA	SERIE	PERNO 1		PERNO 2		PERNO 3		PERNO 4		PERNO 5		PERNO 6	
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Chevrolet	Sail	11,8	12,4	-7,6	15,3	-15,9	6	-17,5	-2,9	-8	-14,4	15,5	-8,8
Chevrolet	Spark	-9,9	10,2	-13,3	-9	3,5	-14,5	13	-13,6	5	-10	13,2	-7,2
Renault	Duster	17,8	0,8	5,3	16,35	-18,4	9,7	-16,2	-0,15	-5,9	-18,3	11,4	-15,2
Daewoo	Lanos	17,3	3,7	-6,4	16,5	-10,4	-15,8	-2,5	-16,8	10,5	-12,6	17,2	-3
Nissan	Versa	17,9	14,8	-2,7	19,5	-10,5	13,8	-15,1	-7,7	19,6	-7,35	0,5	-18,8
Chevrolet	Spark GT	12,7	10,2	1,2	15,7	-13,7	12,5	-4,3	-13,2	6	-12,6	10,3	-9,2
Hyundai	I 25	-13,7	12,5	6,82	13,5	-10,7	-11,7	1,6	-16	15,4	-4,1	11,8	-3,

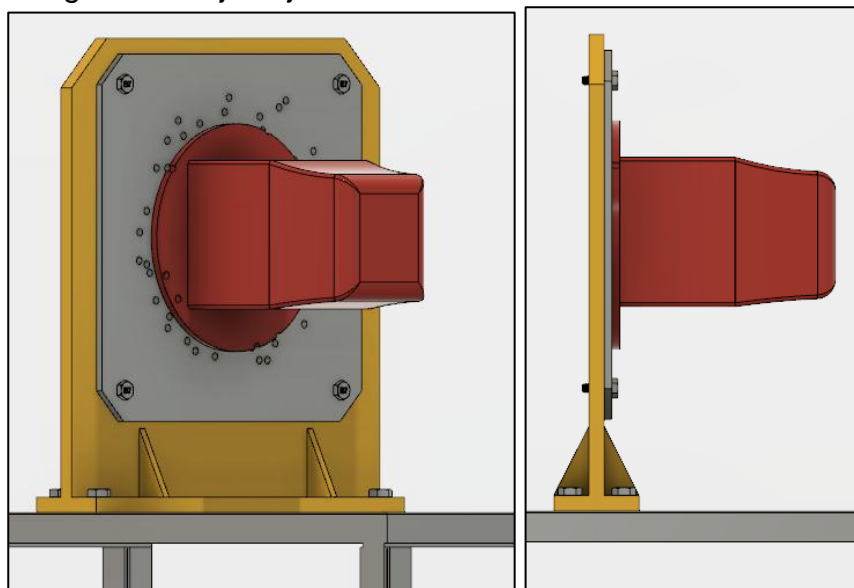
◇ Por medio de los pernos de sujeción, realice una correcta unión de la placa de orificios con el soporte de las placas. Son 4 pernos los que deben ser colocados teniendo en cuenta realizar un correcto y completo ajuste con su respectiva tuerca.

Imagen 75. Pernos sujeción al soporte



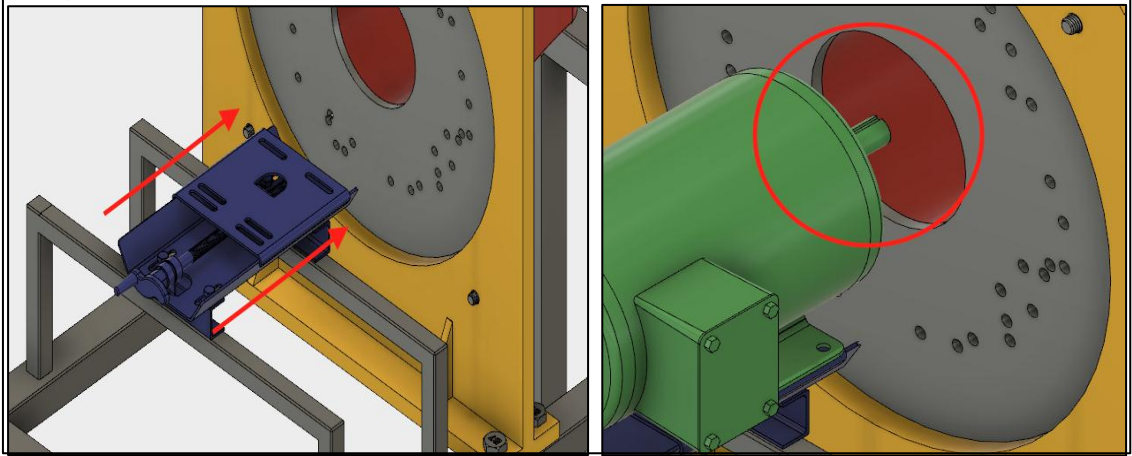
◇ Disponga de la caja de velocidades que se va a probar y sujetela por medio de los pernos de sujeción a la placa anteriormente posicionada. Es importante tener en cuenta que debe ser sujeta por medio de 6 pernos.

Imagen 76. Caja sujeta



◇ Por medio del soporte del motor, acerque el eje del mismo hacia el eje principal o de entrada de la caja de velocidades y realice el acople entre ambos por medio de la manzana.

Imagen 77. Soporte motor y acople entre ejes



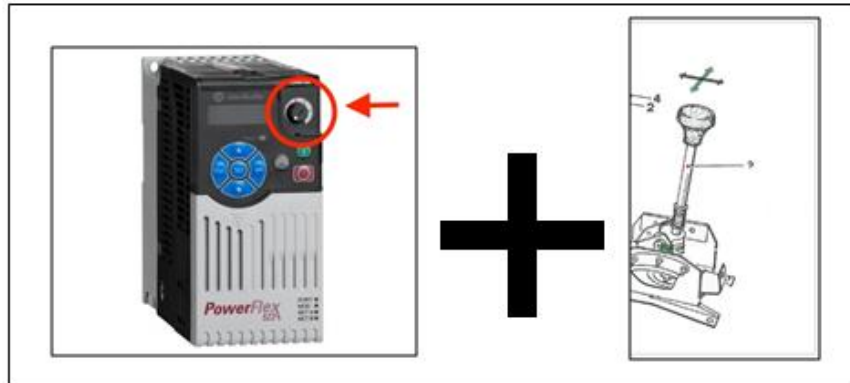
- ◇ Realice la conexión del motor a la corriente y verifique por última vez el ajuste de todos los pernos.
- ◇ Verifique que el potenciómetro del variador de frecuencia se encuentre en el valor mínimo.

Imagen 78. Variador



- ◇ Arranque el motor y poco a poco vaya girando el potenciómetro del variador de frecuencia hacia la derecha con el fin de aumentar la velocidad, las rpm de salida del motor. Conforme aumenten las revoluciones y considere oportuno a experiencia del técnico, introduzca la marcha siguiente de la siguiente manera.

Imagen 79. Variador y palanca



◇ Baje las revoluciones por medio del potenciómetro del variador de frecuencia e inmediatamente introduzca la siguiente o anterior marcha por medio de la palanca según corresponda o desee; realizado esto, vuelva a subir las revoluciones y repita este procedimiento con todas las marchas para realizar la correcta prueba de la caja

◇ Básicamente el variador de velocidad y la acción que causa en el motor funciona como un embrague, lo reemplaza y dicha baja en la velocidad es lo que permite que al momento de introducir la marcha, los piñones no se encuentren transmitiendo a mucha velocidad y puedan engranarse fácilmente

◇ Realizada la prueba, apague el motor y desconecte el mismo de la corriente

◇ Suelte los pernos de sujeción de la caja de velocidades y realice el desmontaje de la misma

8.2 MANUAL DE SEGURIDAD Y SALUD OCUPACIONAL

El siguiente manual establece lo que son las normas de seguridad para evitar cualquier tipo de accidente y las medidas preventivas que deben realizar para prevenir de igual forma los incidentes que puedan presentarse ya sea en el momento de manipulación del equipo como también en el lugar donde se encuentre el mismo.

A continuación, se realiza una descripción del procedimiento de seguridad antes, durante y posterior al funcionamiento del banco de pruebas, sin tener en cuenta si el equipo se encuentra o no en mantenimiento.

◇ Para ingresar a la ubicación del equipo, es necesario contar con los elementos de seguridad personal como son los guantes, botas de seguridad, ropa de trabajo u overol si es posible, gafas de seguridad y protección auditiva

- ◇ Debido a que el equipo no cuenta con guardas de seguridad en la parte motriz del mecanismo (ejes de motor y caja) debido a que se hace necesario realizar el acople cada vez que se cambia de caja, es importante mencionar que dicha labor debe realizar únicamente cuando el dispositivo se encuentre apagado
- ◇ Los paros de emergencia deben encontrarse accionados al momento en que se va a intervenir el equipo. No pueden introducirse ninguna extremidad a una máquina en movimiento
- ◇ En el piso se encuentra demarcada la ruta de seguridad y el área específica de trabajo, es importante que se encuentre tan sólo el operario o un máximo de un (1) acompañante en el área
- ◇ Tener presente el plan de evacuación del lugar y los puntos de encuentro, la ruta de evacuación se encuentra demarcada y referenciada en el lugar
- ◇ Sólo se admite el ingreso a personal autorizado
- ◇ El equipo no debe ser operado sino únicamente por los técnicos autorizados para ello
- ◇ Si van a realizarse trabajos de mantenimiento u obras locativas, deben dejarse los paros de emergencia debidamente asegurados con candado
- ◇ No se puede ingresar al lugar en estado de embriaguez y tampoco está permitido fumar o consumir bebidas alcohólicas en sitio
- ◇ Se debe tener precaución y no dejar ningún tipo de herramienta sobre la estructura del banco pues al presentarse un movimiento puede caer y lesionar al individuo
- ◇ No se permite el uso de elementos audiovisuales o de escucha dentro de sitio pues puede afectar la concentración del operario y causar un accidente
- ◇ Al momento de disponer de las cajas de velocidades es importante asumir una buena postura y no realizar esfuerzos grandes de peso. Si es necesario, se cuenta con un polipasto para facilitar la operación
- ◇ Verificar antes de iniciar los trabajos, que se encuentren los elementos de protección y ayuda ante un riesgo como son extintores, kit de derrames y camilla

8.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

El siguiente manual se realiza con el fin de buscar un correcto funcionamiento del banco de pruebas así como realizar una ruta de mantenimiento que evidencie el cuidado de la máquina e identificar las posibles fallas que marquen una trazabilidad en la disponibilidad del equipo.

El siguiente instructivo describe los procedimientos de inspección y mantenimiento del dispositivo.

La inspección diaria del equipo consiste en una evaluación de las partes estructurales y móviles y el monitoreo de funcionamiento.

El personal que realiza la inspección visual del dispositivo debe estar calificado y contar con la protección personal necesaria.

La inspección visual se debe realizar diariamente, antes y después del inicio de actividades del dispositivo. Dicha inspección inicia con el equipo sin encender y consiste en mirar todas las uniones estructurales y elementos de control del equipo.

El orden de inspección es aleatorio, lo único que no puede cambiar son los elementos a inspeccionar, los cuales sin importar el orden requieren de una correcta revisión visual. A continuación, se relaciona una lista de elementos que requieren inspección visual diaria:

Ruedas de seguridad. (1) Revisar pernos de anclaje de las ruedas y el estado del freno.

Estructura. (2) Pernos de unión, puntos de soldadura y estado en general de las vigas y columnas que configuran la estructura, corrosión o erosión del material.

Soporte. (3) Pernos de sujeción a la estructura, revisar correcta lubricación del mismo y verificar si no se encuentran roscados. Estado del material, corrosión o erosión del mismo.

Placas de orificios. (4) Estado del material, debido a que está sometido a cargas constantemente variables, revisar el estado de los agujeros, a su conformación y a la posible variación en la rosca. Pernos de sujeción.

Motor. (5) Requiere de una inspección visual básica de limpieza. Se recomienda realizar un análisis de vibraciones semestralmente, siempre y cuando el equipo presente un uso moderado, con el fin de llevar un seguimiento detallado del estado y deterioro del equipo con el tiempo.

A continuación, se describen las labores de inspección de mantenimiento preventivo del dispositivo y la frecuencia para realizarlas de forma muy breve:

Inspección visual;

◇ Frecuencia: Diaria

◇ Personal a realizar labor: Una persona

◇ Equipo utilizado: N/A

Inspección visual especializada;

◇ Frecuencia: De seis meses a un año

◇ Personal a realizar labor: Dos personas

◇ Equipo utilizado: Multímetro

Análisis de vibraciones;

◇ Frecuencia; De seis meses a un año

◇ Personal a realiza labor; Dos personas

◇ Equipo utilizado; Analizador de vibraciones

9. CONCLUSIONES

- ◇ Con la implementación del banco de pruebas, se optimiza el proceso de verificación del estado de la caja de velocidades, se comprueba su funcionamiento y se aumenta la garantía por parte de la empresa hacia sus clientes.
- ◇ En el análisis por medio de elementos finitos y simulación del soporte, se obtiene un factor de seguridad de 11, en el elemento crítico del banco, evidenciando el correcto funcionamiento de la estructura.
- ◇ El banco de pruebas podrá ser ubicado en cualquier espacio, ya que no tendrá pernos de anclaje.
- ◇ Se concluye que el diseño desarrollado cumple con las especificaciones y requerimientos planteados por la empresa.

10.RECOMENDACIONES

- ◇ Para realizar la prueba de una caja que no se encuentre en el listado para el cual fue desarrollado el banco, se recomienda diseñar una nueva placa.
- ◇ Al momento de realizar el diseño de una nueva placa, tener en cuenta la selección del acople o el diseño del mismo en caso que no se encuentre en el mercado.
- ◇ La implementación de un polipasto o mecanismo de izaje de la caja de velocidades, es un elemento que permitiría minimizar el esfuerzo por parte del operario del banco de pruebas.

BIBLIOGRAFÍA

AUTO BILD. (En línea). Partes de una caja de cambios. Fecha (15 de mayo del 2017). Disponible en: <http://www.autobild.es/practicos/mecanica-basica-como-funciona-caja-cambios-287971>

COLMENA. (En línea). Perfil estructural tubular. Fecha (30 de mayo de 2017). Disponible en: http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf

ENGINEERS EDGE. (En línea). Nomenclatura para engranes. Fecha (19 de mayo del 2017). Disponible en: http://www.engineersedge.com/gears/involute_spline_13649.htm%20ANSI%20B92.1-1970

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Norma técnica colombiana NTC 4490. Referencias documentales para fuentes de información electrónica. 1998.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Norma técnica colombiana NTC 1486. Documentación presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. 2008. 10 2

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Norma técnica colombiana NTC 5613. Referencias bibliográficas. Contenido, forma y estructura. 2008.

MOTT, Robert L. Diseño de elementos finitos. 4ta Edición. (En línea). Fecha (5 de marzo del 2016). Disponible en: http://www.susferri.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_Disenio_Elementos_Maquinas.pdf

MICHAEL'S AUSTIN HEALEY BLOG. (En línea). Clutch. Fecha (30 mayo del 2017). Disponible en: <http://www.netbug.net/blogmichael/>

MC.CORMAC. Diseño de estructuras en acero. (2011). México. Alfaomega

NORMAS TECNICAS PARA DIBUJO TECNICO. (En línea). Principios generales de presentación y dimensionamiento. Fecha (19 de mayo del 2017). Disponible en: [file:///C:/Users/ISABEL%20CRISTINA/Downloads/Clase%203_Presentacion%20y%20dimencionamiento%20\(2\).pdf](file:///C:/Users/ISABEL%20CRISTINA/Downloads/Clase%203_Presentacion%20y%20dimencionamiento%20(2).pdf)

Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación

REPUESTOS ESTEBAN S.R.L. (En línea). Sincronizadores y cajas mecánicas.

Fecha (19 de mayo del 2017). Disponible en:
<http://www.repuestosesteban.com/#!/-repuestos>

WORLD ENCYCLOPEDIA OF CARS. (En línea). Embrague de discos. Fecha (19 de mayo del 2017). Disponible en: <http://only-carz.com/yamaha/gallery/7/default.htm>

ANEXOS

ANEXO A
PROPIEDADES DEL ACERO ASTM A500

Los PERFILES ESTRUCTURALES TUBULARES marca COLMENA, en geometría redonda, cuadrada o rectangular, son una alternativa industrial, diseñada para construir sistemas estructurales metálicos de alta resistencia, de una manera rápida y sencilla. Se pueden emplear como columnas, vigas, viguetas simples, en combinación con otros elementos de nuestra línea estructural y/o en conjunto con cualquier otra alternativa del mercado.

➤ ACABADO

Los perfiles se entregan en acero negro; **en caso de que se requieran galvanizados se debe consultar con el distribuidor.**

➤ IDENTIFICACIÓN

Los perfiles se fabrican con el logotipo COLMENA estampado o marcado con esténcil y la leyenda "COLMENA COLOMBIA ASTM A-500 C Esp. ____ mm ____"

➤ DIMENSIONES Y TOLERANCIAS

Los perfiles tubulares se fabrican de acuerdo a la norma ASTM A-500 con las dimensiones reales indicadas en las tablas, y se comercializan según las dimensiones nominales de común manejo. La longitud normal de fabricación es de 6.00 m, **en caso de requerirse otras longitudes se debe consultar con el distribuidor.**

TOLENCIAS EN LONGITUD

Perfil 6.7m y menores: **+ 12.7mm / - 6.4mm**

Perfil de 6.7m hasta 13.5m: **+ 19mm / - 6.4mm**

TOLENCIAS EN LONGITUD

Perfiles redondos 0<1.00" (48.3mm) **+/- 10%**

0>2.000" (50.8mm) **+/- 0.75%**

Tolerancias en espesor del material +/- 10%

Cuadratura en cuadrados y rectangulares: **+/- 2°**

Radio de esquinas: **2 veces el espesor E.**

Rectitud para tubulares medido al centro: **2.08 mm/m**

VARIACIONES PERMISIBLES EN LAS DIMENSIONES PLANAS SEGÚN ASTM A-500 (Cuadrados y rectangulares)

DIMENSIÓN PLANA ESPECIFICADA		VARIACIÓN PERMISIBLE	
PULG.	MM	PULG.	MM
2 1/2	63,5 o inferior	0,020	0,51
2 1/2 - 3 1/2	63,5 - 88,9	0,025	0,64
3 1/2 - 5 1/2	88,9 - 139,7	0,030	0,76
Mayor de 5 1/2	139,7	0,01 veces la longitud medida	

➤ PRUEBAS

Torsión: **Según norma ASTM A-500 - NTC 4526**

Aplastamiento: **Según norma ASTM A-500**

Abocardado: **Según norma NTC-103**

Espesor de capa: **Según norma ASTM A-53 (para tubos galvanizados)**

➤ IDENTIFICACIÓN

Los perfiles se fabrican con acero laminado en caliente (H.R.) de bajo contenido de carbono, alta soldabilidad y ductibilidad, según normas AISI/SAE 1015, JISG 3132, SPHT 4, ó cualquier otro acero equivalente con los siguientes contenidos máximos en su composición química:

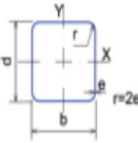
ELEMENTO	% máx.
Carbono	0.27% máx
Manganeso	1.40 % máx
Fósforo	0.045% máx
Azufre	0.045% máx

PROPIEDADES MECÁNICAS REQUERIDAS POR ASTM A-500 GRADO C		
ESFUERZOS	REDONDOS	CUADRADOS Y RECTANGULARES
Fluencia Fy	3,241 kg/cm ²	3,522 kg/cm ²
Último Fu	4,348 kg/cm ²	4,368 kg/cm ²
Elongación en 2"	21%	21%

El esfuerzo mínimo de fluencia del acero es de 3.241 kg/cm² (46.000 psi), para tubos redondos y 3500 kg/cm² (50.000psi) para tubos cuadrados y rectangulares.. La relación entre esfuerzo último y esfuerzo de fluencia está entre 1.25 y 1.3 satisfaciendo la relación mínima recomendada para formado en frío de 1.2.

ANEXO B
PERFIL ESTRUCTURAL COLMENA

LOS PERFILES TUBILARES COLMENA CUMPLEN CON LA NORMA ASTM A 500 GRADO C
 ESFUERZO DE FLUENCIA $F_y = 3.220 \text{ Kg/cm}^2$ (46.000 PSI) (322MPa)
 * LOS TUBOS EN ESPESOR 1.5 MM SE SUMINISTRAN EN GRADO B ESFUERZO DE FLUENCIA $F_y = 2.953 \text{ kg}$
NOTA: LOS TUBOS GALVANIZADOS SE FABRICAN SOBRE PEDIDO



PERFIL CUADRADO													
CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN							PROPIEDADES ESTADÍSTICAS						
TAMAÑO PERFIL			ESPESOR DE PARED e	PESO		ÁREA cm^2	FLEXIÓN			TORSIÓN		UNIDAD DE EMPAQUE	
TAMAÑO NOMINAL	REAL			NEGRO Kg/m	GALV. Kg/m		MOMENTO INERCIA $I_x = I_y \text{ cm}^4$	MÓDULO ELÁSTICO $S_x = S_y \text{ cm}^3$	RADIO DE GIRO $r_x = r_y \text{ cm}$	MÓDULO PLÁSTICO $Z_x = Z_y \text{ cm}^3$	MOMENTO INERCIA $J \text{ cm}^4$		MÓDULO ELÁSTICO $C \text{ cm}^3$
PULG.	MM	d mm	b mm	e mm									
1 X 1	25 X 25	25,00	25,00	1,50	1,06	1,23	1,35	1,22	0,97	0,95	1,17	2,03	1,48
	25 X 25	25,00	25,00	2,00	1,36	1,60	1,73	1,48	1,19	0,93	1,47	2,58	1,82
	25 X 25	25,00	25,00	2,50	1,64	1,90	2,09	1,69	1,35	0,90	1,71	3,07	2,11
1 1/4 X 1 1/4	40 X 40	40,00	40,00	1,50	1,77	1,90	2,25	5,49	2,75	1,56	3,22	8,77	4,13
	40 X 40	40,00	40,00	2,00	2,31	2,49	2,94	6,94	3,47	1,54	4,13	11,36	5,25
	40 X 40	40,00	40,00	2,50	2,82	2,98	3,59	8,22	4,11	1,51	4,97	13,79	6,25
2 X 2	50 X 50	50,00	50,00	1,50	2,24	2,33	2,85	11,07	4,49	1,87	5,19	17,45	6,65
	50 X 50	50,00	50,00	2,00	2,93	3,31	3,73	14,15	5,66	1,95	6,66	22,73	8,53
	50 X 50	50,00	50,00	2,50	3,60	3,97	4,59	16,94	6,78	1,92	8,07	27,75	10,26
2 1/3 X 2 1/3	60 X 60	60,00	60,00	1,50	2,71	2,94	3,45	19,52	6,51	2,38	7,53	30,53	9,78
	60 X 60	60,00	60,00	2,00	3,56	3,86	4,54	25,14	8,38	2,35	9,79	39,91	12,61
	60 X 60	60,00	60,00	2,50	4,39	4,63	5,59	30,34	10,11	2,33	11,93	48,92	15,26
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70,00	70,00	1,50	3,18	3,54	4,05	31,46	8,99	2,79	10,36	48,89	13,50
	70 X 70	70,00	70,00	2,00	4,19	4,65	5,34	40,73	11,64	2,76	13,52	64,10	17,50
	70 X 70	70,00	70,00	2,50	5,17	5,59	6,59	49,41	14,12	2,74	16,54	78,79	21,27
3 X 3	75 X 75	75,00	75,00	1,50	3,61	4,03	4,63	51,53	12,44	2,71	15,42	92,98	24,82
	75 X 75	75,00	75,00	2,00	4,80	5,31	6,01	63,86	16,16	2,82	19,10	115,14	30,81
	75 X 75	75,00	75,00	2,50	6,00	6,60	7,50	78,75	20,45	2,87	23,76	148,83	39,48
3 1/2 X 3 1/2	90 X 90	90,00	90,00	1,50	4,54	5,01	5,69	69,86	18,75	3,58	22,78	138,32	37,66
	90 X 90	90,00	90,00	2,00	6,00	6,60	7,50	90,00	24,12	3,56	28,00	170,65	48,27
	90 X 90	90,00	90,00	2,50	7,44	8,16	9,36	110,25	29,25	3,53	33,04	202,14	59,25
4 X 4	100 X 100	100,00	100,00	2,00	6,07	6,74	7,74	123,01	24,60	3,99	28,30	190,75	50,94
	100 X 100	100,00	100,00	2,50	7,53	8,31	9,59	150,63	30,13	3,96	34,86	235,64	62,27
	100 X 100	100,00	100,00	3,00	8,96	9,84	11,41	177,05	35,41	3,94	41,21	279,46	73,27
5 X 5	127 X 127	127,00	127,00	4,00	11,73	12,95	14,95	226,35	45,27	3,89	53,30	364,04	93,81
	127 X 127	127,00	127,00	6,00	16,98	18,63	21,63	311,47	62,29	3,79	75,10	521,39	133,90
	127 X 127	127,00	127,00	8,00	22,07	24,31	28,11	374,33	75,68	4,99	88,22	760,77	193,90
5 1/3 X 5 1/3	135 X 135	135,00	135,00	4,00	16,13	17,75	20,55	281,70	56,34	5,32	100,25	617,81	156,65
	135 X 135	135,00	135,00	6,00	21,58	23,58	27,03	363,72	72,74	5,22	143,72	900,14	225,17
	135 X 135	135,00	135,00	8,00	26,40	28,80	33,63	445,91	89,18	5,84	179,88	1.143,64	285,81
7 7/8 X 7 7/8	200 X 200	200,00	200,00	5,00	20,11	22,11	25,11	341,09	68,22	7,93	278,67	1.715,59	428,89
	200 X 200	200,00	200,00	7,00	27,13	29,53	33,93	452,47	90,49	7,83	378,83	2.358,78	589,67
	200 X 200	200,00	200,00	8,00	24,08	26,48	30,88	411,65	82,32	9,82	682,67	4.159,64	1.039,64
10 X 10	250 X 250	250,00	250,00	10,00	25,34	27,74	32,14	432,86	86,57	9,73	832,79	5.162,85	1.290,66
	250 X 250	250,00	250,00	12,00	30,41	33,21	38,01	503,90	100,78	11,77	1.223,86	7.472,90	1.868,66
	250 X 250	250,00	250,00	12,00	30,41	33,21	38,01	503,90	100,78	11,77	1.223,86	7.472,90	1.868,66
12 X 12	300 X 300	300,00	300,00	12,00	30,41	33,21	38,01	503,90	100,78	11,77	1.223,86	7.472,90	1.868,66
	300 X 300	300,00	300,00	12,00	30,41	33,21	38,01	503,90	100,78	11,77	1.223,86	7.472,90	1.868,66

CONSORCIO METALURGICO NACIONAL LTDA



Calle 45A SUR # 60 - 57 - Sevillana, Bogotá D.C. · Tels: (1) 728 0211 - 724 4655 · Fax: (1) 724 0171

www.tuboscolmena.com

ANEXO C

PROPIEDADES DEL ACERO ASTM A36



Acero al carbono estructural de acuerdo al estándar ASME/ASTM A 36/A 36M

Uso:

Este grado se utiliza principalmente pernado, atornillado, o soldados en la construcción de puentes y edificios, y para propósitos estructurales en general.

Composición química acero A36

	Hasta 3/4 in.	Sobre 3/4 in. hasta 1-1/2 in.	Sobre 1-1/2 in. hasta 2-1/2 in.	Sobre 2-1/2 hasta 4 in.	Sobre 4 in.
Carbono	0.25	0.25	0.26	0.27	0.29
Manganeso	--	.80/1.20	.85/1.20	.85/1.20	.85/1.20
Fósforo	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
Azufre	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Silicio	.40 max	.40 max	.15/.40	.15/.40	.15/.40
Cobre min % cuando se especifica de acero de cobre	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20

* Nota: Por cada reducción de 0,01% por debajo del máximo especificado de carbono, un aumento del 0,06% de manganeso por encima de la cantidad máxima prevista será permitido, hasta el máximo de 1,35%.

Propiedades mecánicas acero A36

Resistencia a la tracción:	58,000 - 80,000 psi [400-550 MPa]
Min. Punto de fluencia:	36,000 psi [250 MPa]
Elongación en 8":	20% min
Elongación en 2":	23% min

Podemos suministrar:

Espesor de 6 mm a 150 mm (aunque placas más gruesas pueden ser fabricadas bajo pedido especial)

Ancho: de 1.500 mm a 4.100 mm

ANEXO D

SOPORTE MÓVIL AJUSTABLE PARA EL MOTOR

Adjustable Motor-Mounting Base

Fits NEMA 48 & 56, Hand Crank Adjustment Style



Each

In stock
\$147.40 Each
6104K12

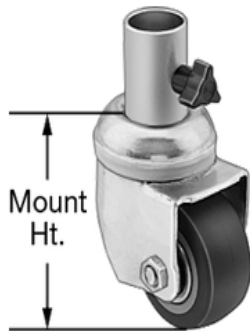
ADD TO ORDER

Fits NEMA Frame	48, 56
For Maximum Motor hp	3
Adjustment Type	Linear
For Use With	Variable-Speed Applications
Mounting Orientation	Any Angle
Maximum Adjustment	5 7/8"
Adjustment Style	Hand Crank
Length	13 1/8"
Width	6 1/4"
Height	3"
Material	Steel
RoHS	Compliant

Increase energy efficiency in belt-driven systems while reducing wear on components—use one of these bases to adjust your motor position to get the proper belt tension.

Bases for variable-speed applications allow movement while operating to compensate for vibration and varying loads. They're often used for automatic belt tensioning with spring-loaded pulleys in variable-speed drive applications.

ANEXO E
SELECCION DE RUEDAS



Each In stock
 \$44.58 Each
 2248T35

ADD TO ORDER

For Tube OD	1 1/4"-1 1/2"
Mount Type	Socket
Wheel	
Diameter	2 1/2"
Width	1 1/4"
Number of	1
Mount Height	3 13/16"
Capacity per Caster	300 lbs.
Wheel/Tread Material	Polyurethane Rubber
Tread Shape	Flat
Nonmarking Wheels	Yes
Wheel Color	Red
Wheel Type	Tread on Core
Wheel Core Material	Polypropylene Plastic
Wheel Bearing	
Type	Ball
Seal Type	Open
Material	Steel
Caster Type	Swivel
Swivel Construction	Kingpin
Swivel Bearing	
Type	Double Ball
Seal Type	Open
Frame	
Fabrication	Stamped
Material	Zinc-Plated Steel
Hardness Rating	Firm
Hardness	Durometer 90A
For Surface Type	Asphalt, Bar Grating, Brick, Concrete, Hardwood, Linoleum, Steel, Tile
For Use With	Grease, Mild Acids, Mild Alkalines, Oil, Solvents
RoHS	Compliant

ANEXO F
CATÁLOGO MOTOR SIEMENS

Datos típicos característicos en 460V
Alta eficiencia, totalmente cerrados con ventilación exterior (TCCVE)
Tipos GP10, JM10, SD10
208-230/460V 60Hz. Diseño NEMA B, 40°C ambiente

HP	Velocidad		Armazón	Corriente (A) 460			kVA/ HP	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión
	sincrona	asincr. plena carga		en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq.	Max.	
0.5	900	870	143T	1.2	1.3	6.3	M	62	69	72.0	0.31	0.41	0.5	3.0	1.50	2.3	Y
0.75	1800	1750	143T	0.8	1.1	10.0	M	77	81	82.5	0.55	0.67	0.75	2.3	3.30	4.3	Y
	1200	1150	145T	0.7	1.2	6.5	J	78.8	80.7	80.0	0.54	0.67	0.75	3.4	1.80	3.0	Y
	900	860	145T	1.5	2.1	9	K	67.0	71.2	72.0	0.39	0.51	0.61	4.5	1.80	2.5	Y
1	3600	3520	143T	0.8	1.4	14	N	75.5	79.0	80.0	0.63	0.74	0.81	1.5	2.40	4.6	Y
	1800	1750	143T	1	1.5	13	M	80.0	82.5	82.5	0.53	0.66	0.76	3.0	2.9	4.1	Y
	1200	1150	145T	0.95	1.6	9	J	79.5	81.0	80.0	0.53	0.66	0.73	4.6	1.9	3.0	Y
	900	870	182T	1.5	2.1	9	J	77.0	80.0	81.5	0.36	0.47	0.56	6.0	2.1	3.9	Y
15	3600	3490	143T	0.9	2	16	L	81.5	83.5	82.5	0.69	0.81	0.85	2.3	2.2	3.8	Y
	1800	1750	145T	1.4	2.2	20	M	82.0	84.0	84.0	0.55	0.69	0.76	4.5	3.4	4.2	Y
	1200	1170	182T	1.4	2.4	15	K	84.0	85.5	85.5	0.52	0.64	0.68	6.7	2.2	4.2	Y
	900	865	184T	2.3	3.0	17	H	78.5	82.0	82.5	0.35	0.47	0.56	9.1	2.2	3.8	Y
2	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	L	82.5	84.5	84.0	0.66	0.78	0.85	3.0	2.3	4.0	Y
	1800	1740	145T	1.8	3.0	25	L	83.0	84.5	84.0	0.54	0.68	0.77	6.0	3.7	4.4	Y
	1200	1170	184T	1.8	3.1	25	K	85.0	87.0	86.5	0.49	0.61	0.70	9.0	2.3	4.0	Y
	900	870	213T	2	3.3	16	H	84.0	84.5	84.0	0.51	0.63	0.68	12.1	1.7	3.4	Y
3	3600	3515	182T	1.5	3.7	32	K	83.0	85.5	85.5	0.67	0.8	0.85	4.5	1.7	3.4	Y
	1800	1750	182T	2	4	32	K	86.5	88.0	87.5	0.59	0.72	0.78	9.0	2.1	3.7	Y
	1200	1170	213T	2.2	4.2	32	K	86.5	87.5	87.5	0.57	0.70	0.76	13.5	2.2	3.6	Y
	900	870	215T	3	4.8	25	H	85.5	86.5	85.5	0.45	0.59	0.68	18.1	2.0	3.1	Y
5	3600	3505	184T	2.3	6.2	46	J	87.0	88.0	87.5	0.72	0.82	0.85	7.5	1.9	4.0	Y
	1800	1735	184T	2.9	6.7	46	J	88.5	88.5	87.5	0.64	0.75	0.79	15.1	1.9	3.2	Y
	1200	1165	215T	3.3	6.8	46	J	88.0	88.5	87.5	0.62	0.74	0.79	22.5	2.0	3.4	Y
	900	875	254T	5.5	8.8	33	F	85.5	87.0	86.5	0.43	0.54	0.62	30.0	1.9	2.0	Y
7.5	3600	3520	213T	3.5	9	63	H	86.5	88.5	88.5	0.75	0.84	0.89	11.2	1.9	3.6	Y
	1800	1750	213T	4.1	9.5	63	H	89.5	90.0	89.5	0.66	0.77	0.82	22.5	2.0	3.4	Y
	1200	1175	254T	5.5	10.5	63	H	88.5	90.0	89.5	0.55	0.68	0.78	33.5	1.6	2.8	Y
	900	875	256T	7.9	13	50	G	87.0	88.0	87.5	0.44	0.55	0.62	45.0	1.9	2.0	Y
10	3600	3515	215T	4	11.5	81	H	90.0	90.5	89.5	0.79	0.86	0.89	14.9	1.9	3.8	Y
	1800	1750	215T	5.7	12.5	81	H	89.5	90.0	89.5	0.66	0.77	0.82	30.0	2.1	3.6	Y
	1200	1175	256T	7	13.5	81	H	89.0	90.0	89.5	0.58	0.69	0.75	44.7	1.7	2.6	Y
15	3600	3530	254T	5.6	18	116	G	88.0	89.5	90.2	0.78	0.85	0.87	22.3	2.1	2.9	Y
	1800	1760	254T	8.8	19	116	G	90.0	91.0	91.0	0.64	0.75	0.81	44.8	2.3	2.6	Y
20	3600	3515	256T	6.5	23.5	145	G	88.5	90.0	90.2	0.81	0.87	0.88	29.9	2.1	2.7	Y
	1800	1755	256T	11	25	145	G	91.5	91.5	91.0	0.66	0.77	0.79	59.8	2.2	2.5	Y

Datos sujetos a cambios sin previo aviso

ANEXO G
CATÁLOGO DE VARIADOR DE FRECUENCIA ALLEN BRADLEY

Conformidad con CE


Consulte el *PowerFlex 40 User Manual* para obtener detalles respecto a cómo cumplir con las directivas sobre bajo voltaje (LV) y sobre compatibilidad electromagnética (EMC).

Especificaciones, fusibles y disyuntores

Características nominales del variador									
Número de catálogo ⁽¹⁾	Clasificaciones de salida		Clasificaciones de entrada			Protección de circuitos de bifurcación			Disipación de potencia IP20 abierto Watts
	kW (HP)	Amps	Rango de voltajes	kVA	Amps	Fusibles	Protectores de Motor 140M	Contactores	
Entrada monofásica 100–120 VCA (±10 %) – Salida trifásica 0–230 V									
22B-V2P3x104	0.4 (0.5)	2.3	90–132	1.15	9.0	15	140M-C2E-C16	100-C12	40
22B-V5P0x104	0.75 (1.0)	5.0	90–132	2.45	20.3	35	140M-D8E-C20	100-C23	60
22B-V6P0x104	1.1 (1.5)	6.0	90–132	3.0	24.0	40	140M-F8E-C32	100-C37	80
Entrada monofásica 200–240 VCA (±10 %)⁽²⁾ – Salida trifásica 0–230 V									
22B-A2P3x104	0.4 (0.5)	2.3	180–264	1.15	6.0	10	140M-C2E-B63	100-C09	40
22B-A5P0x104	0.75 (1.0)	5.0	180–264	2.45	12.0	20	140M-C2E-C16	100-C12	60
22B-A8P0x104	1.5 (2.0)	8.0	180–264	4.0	18.0	30	140M-D8E-C20	100-C23	85
22B-A012x104	2.2 (3.0)	12.0	180–264	5.5	25.0	40	140M-F8E-C32	100-C37	125
Entrada trifásica 200–240 VCA (±10 %) – Salida trifásica 0–230 V									
22B-B2P3x104	0.4 (0.5)	2.3	180–264	1.15	2.5	6	140M-C2E-B40	100-C07	40
22B-B5P0x104	0.75 (1.0)	5.0	180–264	2.45	5.7	10	140M-C2E-C10	100-C09	60
22B-B8P0x104	1.5 (2.0)	8.0	180–264	4.0	9.5	15	140M-C2E-C16	100-C12	85
22B-B012x104	2.2 (3.0)	12.0	180–264	5.5	15.5	25	140M-C2E-C16	100-C23	125
22B-B017x104	3.7 (5.0)	17.5	180–264	8.6	21.0	30	140M-F8E-C25	100-C23	180
22B-B024x104	5.5 (7.5)	24.0	180–264	11.8	26.1	40	140M-F8E-C32	100-C37	235
22B-B033x104	7.5 (10.0)	33.0	180–264	16.3	34.6	60	140M-G8E-C45	100-C60	305
Entrada trifásica 380–480 VCA (±10 %) – Salida trifásica 0–460 V									
22B-D1P4x104	0.4 (0.5)	1.4	342–528	1.4	1.8	3	140M-C2E-B25	100-C07	35
22B-D2P3x104	0.75 (1.0)	2.3	342–528	2.3	3.2	6	140M-C2E-B40	100-C07	50
22B-D4P0x104	1.5 (2.0)	4.0	342–528	4.0	5.7	10	140M-C2E-B63	100-C09	70
22B-D6P0x104	2.2 (3.0)	6.0	342–528	5.9	7.5	15	140M-C2E-C10	100-C09	100
22B-D010x104	4.0 (5.0)	10.5	342–528	10.3	13.0	20	140M-C2E-C16	100-C23	160
22B-D012x104	5.5 (7.5)	12.0	342–528	11.8	14.2	25	140M-D8E-C20	100-C23	175
22B-D017x104	7.5 (10.0)	17.0	342–528	16.8	18.4	30	140M-D8E-C20	100-C23	210
22B-D024x104	11.0 (15.0)	24.0	342–528	23.4	26.0	50	140M-F8E-C32	100-C43	300
Entrada trifásica 460–600 VCA (±10 %) – Salida trifásica 0–575 V									
22B-E1P7x104	0.75 (1.0)	1.7	414–660	2.1	2.3	6	140M-C2E-B25	100-C09	50
22B-E3P0x104	1.5 (2.0)	3.0	414–660	3.65	3.8	6	140M-C2E-B40	100-C09	70
22B-E4P2x104	2.2 (3.0)	4.2	414–660	5.2	5.3	10	140M-C2E-B63	100-C09	100
22B-E6P6x104	4.0 (5.0)	6.6	414–660	8.1	8.3	15	140M-C2E-C10	100-C09	160
22B-E9P9x104	5.5 (7.5)	9.9	414–660	12.1	11.2	20	140M-C2E-C16	100-C16	175
22B-E012x104	7.5 (10.0)	12.2	414–660	14.9	13.7	25	140M-C2E-C16	100-C23	210
22B-E019x104	11.0 (15.0)	19.0	414–660	23.1	24.1	40	140M-D8E-C25	100-C30	300

(1) En los números de catálogo listados, "x" representa el tipo de envoltorio. Las especificaciones son válidas para todos los tipos de envoltorio. Las clasificaciones IP66, NEMA/UL Tipo 4X están disponibles sólo en variadores de estructura B.

(2) 200–240 VCA – Los variadores monofásicos también están disponibles con un filtro EMC integral. El sufijo del catálogo cambia de N104 a N114. La opción de filtro no está disponible para los variadores con clasificación IP66, NEMA/UL Tipo 4X.


	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

**AUTORIZACIÓN PARA PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL
LUMIERES**




Nosotros **BRAYAN RICARDO LADINO VALBUENA Y OSCAR ALEJANDRO MARTÍNEZ RODRÍGUEZ** en calidad de titulares de la obra **DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS DE VELOCIDADES, MECÁNICAS, DE AUTOMÓVILES PARA CESVI COLOMBIA**, elaborada en el año 2016, autorizamos al Sistema de Bibliotecas de la Fundación Universidad América para que incluya una copia, indexe y divulgue en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres, la obra mencionada con el fin de facilitar los procesos de visibilidad e impacto de la misma, conforme a los derechos patrimoniales que nos corresponden y que incluyen: la reproducción, comunicación pública, distribución al público, transformación, en conformidad con la normatividad vigente sobre derechos de autor y derechos conexos (Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1983, Decisión Andina 351 de 1993, entre otras).

Al respecto como Autores manifestamos conocer que:

- La autorización es de carácter no exclusiva y limitada, esto implica que la licencia tiene una vigencia, que no es perpetua y que el autor pueda publicar o difundir su obra en cualquier otro medio, así como llevar a cabo cualquier tipo de acción sobre el documento.
- La autorización tendrá una vigencia de cinco años a partir del momento de la inclusión de la obra en el repositorio, prorrogable indefinidamente por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales del autor y podrá darse por terminada una vez el autor lo manifieste por escrito a la institución, con la salvedad de que la obra es difundida globalmente y cosechada por diferentes buscadores y/o repositorios en Internet, lo que no garantiza que la obra pueda ser retirada de manera inmediata de otros sistemas de información en los que se haya indexado, diferentes al Repositorio Digital Institucional – Lumieres de la Fundación Universidad América.
- La autorización de publicación comprende el formato original de la obra y todos los demás que se requiera, para su publicación en el repositorio. Igualmente, la autorización permite a la institución el cambio de soporte de la obra con fines de preservación (impreso, electrónico, digital, Internet, Intranet, o cualquier otro formato conocido o por conocer).
- La autorización es gratuita y se renuncia a recibir cualquier remuneración por los usos de la obra, de acuerdo con la licencia establecida en esta autorización.
- Al firmar esta autorización, se manifiesta que la obra es original y no existe en ella ninguna violación a los derechos de autor de terceros. En caso de que el trabajo haya sido financiado por terceros, el o los autores asumen la responsabilidad del cumplimiento de los acuerdos establecidos sobre los derechos patrimoniales de la obra.
- Frente a cualquier reclamación por terceros, el o los autores serán los responsables. En ningún caso la responsabilidad será asumida por la Fundación Universidad de América.
- Con la autorización, la Universidad puede difundir la obra en índices, buscadores y otros sistemas de información que favorezcan su visibilidad.

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

Conforme a las condiciones anteriormente expuestas, como autores establecimos las siguientes condiciones de uso de nuestra obra de acuerdo con la licencia Creative Commons que se señala a continuación:

	Atribución- no comercial- sin derivar: permite distribuir, sin fines comerciales, sin obras derivadas, con reconocimiento del autor.	
	Atribución - no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor.	
	Atribución - no comercial - compartir igual: permite distribuir, modificar, crear obras derivadas, sin fines económicos, siempre y cuando las obras derivadas estén licenciadas de la misma forma.	✖

Licencia completa: <http://cc.creativecommons.org/?page=latam>

Siempre y cuando se haga alusión de alguna parte o nota del trabajo, se debe tener en cuenta la correspondiente citación bibliográfica para darle crédito al trabajo y a sus autores.

De igual forma como autores autorizamos la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:


AUTORIZAMOS	SI	NO
La consulta física (sólo en las instalaciones de la Biblioteca) del CD-ROM y/o Impreso	✖	
La reproducción por cualquier formato conocido o por conocer para efectos de preservación		✖

Información Confidencial: este Trabajo de Grado contiene información privilegiada, estratégica o secreta o se ha pedido su confidencialidad por parte del tercero, sobre quien se desarrolló la investigación. En caso afirmativo expresamente indicare (indicaremos), en carta adjunta, tal situación con el fin de que se respete la restricción de acceso.	SI	NO
		✖

Para constancia se firma el presente documento en Bogotá D.C, a los 18 días del mes de AGOSTO del año 2017.

LOS AUTORES:

Autor 1

Nombres	Apellidos
BRAYAN RICARDO	LADINO VALBUENA
Documento de Identificación No	Firma
1.010.218.232	

Autor 2

Nombres	Apellidos
OSCAR ALEJANDRO	MARTÍNEZ RODRÍGUEZ
Documento de Identificación No	Firma
1.073.241.044	