



República de Cuba

Ministerio de Educación Superior
Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa
“Dr. Antonio Núñez Jiménez”
Facultad de Metalurgia - Electromecánica
Departamento Ingeniería Mecánica

Trabajo de Diploma

En opción al título de

Ingeniero Mecánico

Título: Adaptación de la caja de velocidad de internacional, al motor chino modelo Yun CHai del ómnibus Girón V.

Autor: Dainis Enrrique Leyva Legrá

Tutores: M.Sc. Rodney Martínez Rojas
M.Sc. Dayanis Alcántara Borges

“Año 54 de la Revolución”

Moa, Julio 2012



Declaración de Autoridad:

Yo: Dainis Enrique Leyva Legrá

Autor de este trabajo de diploma, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa Dr. Antonio Nuñez Jiménez, el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

Dainis Enrique Leyva Legrá

M.Sc. Dayanis Alcántara

M.Sc. Rodney Martínez Rojas



Pensamientos

Por el poder de erguirse, se mide a los hombres.

José Martí Pérez

El sol no espera a que se le suplique para derramar su luz y su calor. Imita y has todo el bien que puedas sin esperar a que se te implore.

Epicteto



Agradecimientos

A todos mis profesores por los conocimientos transmitidos durante el desempeño de mi carrera.

A mis tutores por confiar en mí en la realización de este trabajo el, M.Sc. Rodney Martínez Rojas y la M.Sc. Dayanis Alcántara Borges.

A mis familiares que me apoyaron en los momentos de mi vida en que más lo necesitaba, de forma muy especial a Yanisey, Ines Maria, Enrique.

A mis amigos que siempre creyeron en mi.

A los que de una forma u otra me apoyaron y ayudaron en la realización de este trabajo, en específico a Yamelis.

A la revolución, por darme la oportunidad de convertirme en profesional.

A todos

Muchas Gracias.



Dedicatoria

Quiero dedicar este trabajo a mis familiares.

A mis padres: Enrique Leyva Pérez y Inés María Legrá Azahares.

A mis hijos: Enrique Jesús Leyva Silot y Dayana Irma Cutiño Silot.

A mis hermanos: Henry Leyva Legrá y Arioldis Legrá Azahares.

A mí querida y estimada esposa: Yanisey Silot Urgelles.

A todos mis amigos de forma general que confiaron mi.

A nuestra revolución, por las posibilidades que me ofrece.



Resumen

Se elabora la metodología para el diseño y tecnología de fabricación del acoplamiento entre el motor Yun Chai y la caja de cambios internacional, que ha de ser empleado en el funcionamiento del ómnibus Girón V de la base de transporte municipal de Moa. En el trabajo se realiza la proposición del material a emplear y la simulación del acoplamiento en el software COSMOSDesignSTAR. Teniendo en cuenta los costos financieros, se realiza un análisis metodológico de la vía más económica para implementar en un método de nueva aplicación. Por último se analiza las incidencias negativas que introduce en el ambiente los efectos nocivos de emanación de gases, polvos y grasas productos del desarrollo automovilístico.



Abstract

It is prepared the methodology for designing and manufacturing technology of coupling between the Yun Chai motor and the international gearbox, to be employed in Giron V bus operation of Moa transport base. In this paper it is done the proposition of the material to use and the coupling simulation in the COSMOSDesignStar software. Taking into consideration the financial costs, it is made a methodological analysis of the most economical route to implement in a new application method. Finally, it is analyzed the negative impact that introduces on the environment the harmful effects of emission of gases, dust and grease due to the automobile product development.

**ÍNDICE**

Contenido	Págs.
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1 MARCO TEÓRICO. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS	
1.1 Introducción	5
1.2 Trabajos precedentes	5
1.3 Característica del parque vehicular de la base de Ómnibus de Moa	6
1.4 Características de los Motores de Combustión Interna	7
1.4.1 Principio de funcionamiento de los motores de combustión interna	7
1.4.2 Clasificación de los motores de combustión interna	9
1.4.3 Ventajas y desventajas de los motores diesel	10
1.5 Características de la caja de velocidad (modelo internacional)	11
1.5.1 Descripción	13
1.5.2 Clasificación de las cajas de cambio	14
1.5.3 Caja de velocidad mecánica o manuales	14
1.5.3.1 Servicio de las cajas mecánicas	16
1.5.3.2 Cómo usar el embrague	16
1.5.4 Constitución de la caja de velocidad	16
1.5.4.1 Árbol de transmisión	18
1.6 Transmisiones mecánicas	18
1.7 El método de los elementos finitos en la ingeniería práctica	19
1.8 Conclusiones del capítulo 1	21
CAPÍTULO 2 MATERIALES Y MÉTODOS	
2.1 Introducción	22
2.2 Método para el diseño del acoplamiento	22
2.3 Propuesta del material a emplear en el acoplamiento	22
2.4 Metodología de cálculo para la resistencia de los tornillos	23
2.4.1 Análisis de las fuerzas transversales	24



2.4.2	Cálculo de la fuerza normal necesaria entre los elementos a unir	25
2.4.3	Análisis de las fuerzas longitudinales	25
2.4.4	Cálculo de la fuerza de tracción máxima que tendrán que soportar los tornillos	27
2.4.5	Determinación del esfuerzo de tracción admisible	27
2.4.6	Cálculo de la fuerza de apriete de los tornillos	27
2.5	Análisis cinemático y dinámico	28
2.5.1	Cálculo cinemático	29
2.5.1.1	Velocidad del árbol del motor	29
2.5.1.2	Velocidad angular del embrague	30
2.5.1.3	Velocidad de salida de la caja de cambio para ambas velocidades	30
2.5.1.4	Velocidad angular de la barra de transmisión en la entrada del diferencial	30
2.5.1.5	Velocidad angular de salida del diferencial	31
2.5.1.6	Velocidad angular de la rueda motriz	31
2.5.1.7	Velocidad tangencial	31
2.5.1.8	Relación de transmisión total	32
2.5.2	Cálculo dinámico	32
2.5.2.1	Momento del motor	32
2.5.2.2	Potencia en el embrague	32
2.5.2.3	Momento del embrague	33
2.5.2.4	Potencia en la barra de transmisión	33
2.5.2.5	Momento en la barra de transmisión	33
2.5.2.6	Potencia de salida del diferencial	34
2.5.2.7	Momento que desarrolla el diferencial	34
2.6	Metodología de cálculo para la tecnología de fabricación del acoplamiento	34
2.6.1	Proceso de corte en el pantógrafo Challenger	34
2.6.2	Elaboración mecánica del acoplamiento en el torno 1M63	35
2.6.3	Proceso de maquinado en la Taladradora 2 H 125	38



2.6.4	Clasificación de los gastos de tiempo de trabajo	41
2.7	Metodología de cálculo por el Método de Elementos Finitos (MEF)	43
2.7.1	Condiciones y parámetros establecidos	44
2.8	Conclusiones del capítulo 2	45
CAPÍTULO 3 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS		
3.1	Introducción	46
3.2	Parámetros establecidos para el diseño del acoplamiento	46
3.3	Análisis de la resistencia de los tornillos	46
3.4	Análisis cinemático y dinámico	47
3.5	Análisis de la tecnología de fabricación del acoplamiento	50
3.5.1	Resultados del corte en el pantógrafo Challenger	50
3.5.2	Análisis de la metodología de cálculos empleada en el torno 1M63	50
3.5.3	Análisis de la metodología de cálculos empleada en la taladradora 2H125	52
3.5.4	Análisis de los gastos de tiempo de trabajo	53
3.6	Análisis de la simulación por el Método de Elementos Finitos (MEF)	55
3.7	Valoración Económica	58
3.8	Valoración del impacto medio ambiental	59
3.9	Conclusiones del capítulo 3	61
	Conclusiones Generales	62
	Recomendaciones	63
	Referencias bibliográficas	64
	Anexos

INTRODUCCIÓN

En nuestro país hoy en día constituye algo fundamental el desarrollo de tecnologías que permitan más ahorro de recursos, menos gasto de energía y menos contaminación atmosférica. El incremento de la eficiencia con el uso racional de los recursos que poseemos nos lleva a la búsqueda de productos más competitivos, para sustituir viejos y costosos esquemas tecnológicos.

Una de las principales preocupaciones del trabajo del hombre ha sido por la pérdida de potencia en las máquinas y el desgaste de las de las piezas en movimiento relativo. Pero hoy, en la actualidad, la investigación de estos fenómenos por su complejidad multifactorial tiene gran vigencia.

Existen dos causas principales causantes de las reparaciones de motores: 1) Mantenimiento y contaminación, y 2) Lubricación. Si logramos controlar la contaminación, realizar un correcto mantenimiento y utilizar un lubricante de alta calidad, estaremos en condiciones de evitar reparaciones por largos periodos en los diferentes tipos de vehículos de carretera (pasajeros o transporte pesado).

El automóvil como vehículo de transporte, debe de satisfacer las necesidades de su destino y las propias de su funcionamiento, de donde se deriva una diversidad de órganos especializados, cuyo conjunto constituye el rasgo característico de cada caso, por lo que se refiere al modo de tracción.

La industria de Construcción de Máquinas emplea metales para la fabricación de más del 80 % de sus componentes; un por ciento muy elevado de esas piezas son de hierro gris, pues esto, entre otras cosas, disminuye considerablemente los costos de producción. El milenio que vivimos continuará siendo la época del hierro, a pesar del impetuoso avance que experimenta el empleo de novedosos materiales soviéticos en las diferentes industrias.

El desgaste es uno de los fenómenos más importantes para la industria en el ámbito mundial, debido a que se pierden miles de millones de dólares. El tiempo de vida útil y confiabilidad de muchos productos manufacturados están determinados por su resistencia a la fricción y al desgaste, o sea, por las propiedades tribológicas del par o pares mecánicos en contacto y su movimiento relativo, por el cual el sistema debe ser diseñadas de tal forma que se pueda obtener un alto rendimiento. Hoy en día, la

tribología se reconoce como una fuente para economizar recursos financieros, materias prima y materiales energéticos recomendándose la estimulación para las investigaciones en fricción, lubricación y desgaste.

Dado por las críticas condiciones económicas que atraviesa el país, es evidente la necesidad de estudiar determinados métodos que tengan utilidad práctica en la recuperación de piezas con esas características.

La difícil situación económica de los últimos años ha gravitado sobre la explotación y mejora de los medios de transporte, no obstante, en tanto la capacidad para aprender y extraer experiencias de las dificultades es también consustancial a nuestro proceso, la idea de la recuperación lejos de debilitarse se ha reforzado porque hemos adquirido mayor conciencia y nuevas habilidades para desarrollar instrumentos y acciones que permitan alcanzar el desarrollo del transporte.

Situación Problemática

El ómnibus Girón V de la base de transporte del municipio de Moa ha sido retirado de circulación por que su motor y transmisión han presentado problema de desgaste y de rotura, la caja de velocidad por los años de servicios actualmente no funciona, por lo que hay que realizar una sustitución de todos sus componentes. Durante el proceso de trabajo del vehículo, el estado técnico varía como consecuencia del desgaste que aumentan las holguras entre las piezas, uniones, afloje de los elementos de sujeción, desajuste de los instrumentos y mecanismos, se incrementa el gasto de aceites, grasa, combustibles y de otros materiales de explotación.

La necesidad de recuperación del estado técnico del ómnibus Girón V se hace imprescindible por parte del personal que labora en dicha entidad, al adaptar la caja de velocidad del tipo internacional, al motor chino Yun CHai modelo YC6108Q – 330A del ómnibus Girón V.

Problema

Desconocimiento del comportamiento de una caja de velocidad del tipo internacional en un motor Yun CHai en el ómnibus de pasajeros Girón V.

Objeto de la investigación

Sistema de transmisión del ómnibus Girón V de la base de transporte del municipio de Moa.

Hipótesis

Si se realiza la adaptación de una caja de velocidad del tipo internacional en el motor Yun CHai de un ómnibus Girón V para el transporte de pasajeros, se podrá restablecer satisfactoriamente la transmisión del mismo e incorporarlo al parque de transportación de la base de transporte del municipio de Moa.

Objetivo del trabajo

Proponer la adaptación de la caja de velocidad internacional en el motor Yun CHai del ómnibus de pasajero Girón V.

Objetivos específicos

1. Diagnosticar el estado y los parámetros técnicos de la transmisión del ómnibus Girón V.
2. Establecer el procedimiento para evaluar la adaptación de la caja de velocidad internacional en el motor chino Yun CHai.
3. Realizar el cálculo de la transmisión para la comprobación del ajuste de los parámetros técnicos en correspondencia con los parámetros técnicos nominales del motor Yun CHai.

Tareas del trabajo

1. Establecimiento del estado del arte y sistematización de los conocimientos y teorías relacionadas con el objeto de estudio.
2. Diagnosticar el estado técnico del sistema de transmisión del ómnibus marca Girón V.
3. Selección y evaluación de la factibilidad de la transmisión para la sustitución de la transmisión de diseño.
4. Presentar la adaptación del sistema de transmisión como es (caja de velocidad y motor) en el ómnibus Girón V.



5. Realizar la simulación por el método de Elementos Finitos, el análisis de los resultados, y fundamentación de las pruebas de eficiencia mecánica y capacidad de carga.

CAPÍTULO 1

CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

1.1. Introducción

Este trabajo tiene la finalidad de realizar el estudio para la adaptación de la caja de velocidad del tipo internacional, en el motor Chino modelo Yun Chai del ómnibus Girón V. Tradicionalmente los mecánicos recomiendan una reparación total de los motores y cajas de velocidad basado en los años de servicio, los kilómetros recorridos, la quema de aceite o la falta de fuerza, pero no es una manera técnica de determinar la necesidad de una reparación.

Objetivo del capítulo

Establecer un análisis bibliográfico que permita dar una información detallada acerca del estado actual relacionado con los mecanismos de transmisión, caja de cambios y motor, así como características relacionadas con la transmisión del ómnibus Girón V.

1.2. Trabajos precedentes

En el trabajo realizado por Acosta (2009), se realiza el cambio de la caja de velocidad de un vehículo marca Mitsubishi por la caja de velocidad del ARO 10 modelo 240, en el mismo se establece un procedimiento de cálculo para obtener una correcta adaptación en la relación de transmisión entre ambos elementos a partir de los parámetros técnicos nominales del ARO.

Según Góngora (2009), en su trabajo realiza el proceso de recuperación del motor de combustión interna del vehículo ARO 10 modelo 240 del ISMM, para lo que se realizó la sustitución del mismo por un motor de combustión interna del tipo Mitsubishi. Para esto se establece un procedimiento para el arme y desarme del motor teniendo en cuenta los parámetros en holguras de cada uno de los elementos, y el cálculo de maquinado en la elaboración de las camisas para el funcionamiento del motor.

En el trabajo realizado por Castillo (2010), plantea el cambio de un motor de combustión interna marca Volvo, por el motor de combustión interna del ómnibus Fiat. Para esto realiza el arme y desarme del motor teniendo en cuenta los parámetros en holgura de cada uno de los elementos y a través de los cálculos determina la elaboración de la polea de distribución y el acortamiento de la barra de transmisión para el buen acomodo del motor.

Durán (2010), en su trabajo plantea la adaptación de una caja de velocidad marca Fiat en un motor Volvo. Para lo mismo establece una metodología de cálculo considerando todos los elementos que intervienen, desde la salida del motor hasta el rendimiento de la transmisión y teniendo en cuenta todos los parámetros técnicos nominales para la adecuada adaptación de la caja de velocidad.

En el desarrollo de la investigación se consultaron diferentes estudios que ya se habían efectuados anteriormente, la revisión bibliográfica estuvo dirigida al objeto de estudio del presente trabajo. Con la realización de la búsqueda bibliográfica, se puede determinar que no se ha realizado ninguna publicación con las características de diseño de un acoplamiento para la adaptación de una caja de velocidad modelo internacional a un motor de combustión interna marca Yun Chai.

1.3. Característica del parque vehicular de la base de Ómnibus de Moa

Durante el periodo especial se produjo un considerable deterioro del parque vehicular de la base de Ómnibus de Moa generando grandes pérdidas económicas, esto exigió gran esfuerzo por parte de los trabajadores a la búsqueda de nuevas soluciones y de esta forma contribuir a disminuir gastos en la economía del país por conceptos de importaciones.

En la actualidad, se realizan enormes esfuerzos por reanimar de forma integral el transporte de carga y pasajeros en los diferentes sectores estatales del país, cuestión esta a la que no está ajeno la base de Transporte de Moa, donde se vienen aplicando alternativas de solución para reincorporar a la explotación algunos equipos de su parque automotor y en específico de transporte de personal.

La Base de Transporte de Moa actualmente cuenta con veintinueve vehículos que revelan un alto grado de envejecimiento, con una disponibilidad técnica promedio del 69 % del total del parque, donde la mayoría de estos equipos tienen unos cuantos años de explotación, encontrándose nueve vehículos parado a largo plazo, por la no disponibilidad de las piezas, agregados e insumos de estos automóviles, específicamente lo relacionado con la caja de cambio o velocidad, los motores de combustión interna y la transmisión hacia las ruedas motrices o diferenciales.

Sin duda esto constituye un reto para el personal que labora en el taller automotor, que con limitaciones de recursos, condiciones mínimas de seguridad para el desarrollo del

desempeño, y con un alto sentido de pertenencia, incondicionalidad revolucionaria, austera profesionalidad, desarrollo integral al múltiple oficio logra una sostenibilidad del parque automotor que asegura los procesos sustantivos de la vida de las personas que utilizan estos servicios.

1.4. Características de los Motores de Combustión Interna

Un MCI (motor de combustión interna) es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química producida por un combustible que arde dentro de una cámara de combustión. Una de las características clave de los motores de combustión interna es que en cada ciclo se aspira aire fresco, luego se adiciona el combustible y se quema en el interior del motor. Luego los gases quemados son expulsados del sistema y se debe aspirar nueva mezcla o aire, por lo tanto se trata de un ciclo abierto.

Según Casado (2002), es básicamente una máquina que mezcla oxígeno con combustible gasificado. Una vez mezclados íntimamente y confinados en un espacio denominado cámara de combustión, los gases son encendidos para quemarse (combustión). Debido a su diseño, el motor, utiliza el calor generado por la combustión, como energía para producir el movimiento giratorio que conocemos.

Entre los parámetros que caracterizan los MCI, se encuentran los que caracterizan el ciclo real (parámetros indicados) y los que caracterizan el trabajo del motor (parámetros efectivos). Las características indicadas se obtienen del diagrama indicado de los motores, estas son las que redacta el fabricante en las especificaciones técnicas nominales para las que deberá trabajar el motor en condiciones normales y mientras que los parámetros efectivos son los mismos que los indicados pero después de considerar todas las pérdidas mecánicas que ocurren en el trabajo de los motores.

1.4.1. Principio de funcionamiento de los motores de combustión interna

El motor de combustión interna es un conjunto de piezas que trabajan de forma coordinada para transformar la energía química del combustible, mediante un ciclo térmico de trabajo, en energía mecánica en forma de movimiento de rotación del árbol cigüeñal. El ciclo térmico de trabajo se realiza en el grupo cilindro-pistón, pertenecientes al mecanismo pistón – biela – manivela (Figura 1.1).

En este mecanismo se distinguen la carrera del pistón (s), el punto muerto superior (PMS), el punto muerto inferior (PMI), el volumen del cilindro (V_h) y el volumen de la cámara de compresión (V_c). Por carrera del pistón, se entiende al desplazamiento que realiza el pistón cuando se mueve desde el PMS al PMI (o viceversa) y el volumen de la cámara de combustión, es el volumen que delimita el pistón en su posición de PMS dentro del cilindro.

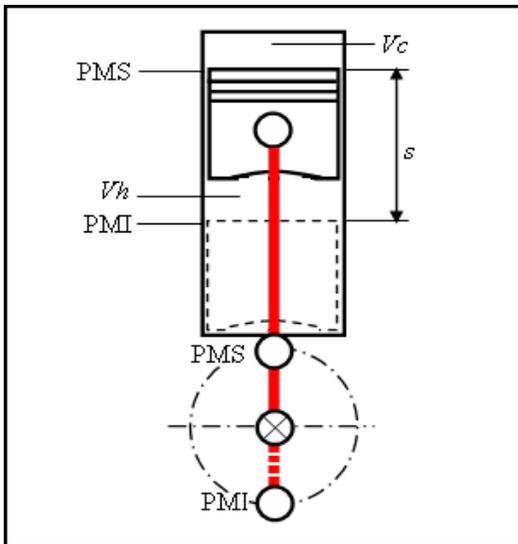


Figura 1.1 Mecanismo pistón – biela – manivela.

Para explicar de forma breve el funcionamiento de un motor de combustión interna de cuatro tiempos de encendido por chispa que emplea un carburador. Este motor, para controlar el flujo de gases, utiliza un mecanismo de válvulas que abren y cierran las lumbreras de admisión y de escape. Los procesos que ocurren en el cilindro del motor pueden ser divididos en cuatro tiempos o carreras. La carrera se refiere al movimiento del pistón desde una posición límite a la otra, por tanto, una carrera es el movimiento del pistón desde PMS a PMI o desde PMI a PMS. Cuando el ciclo completo de los procesos que ocurren en el cilindro requiere cuatro carreras (o dos revoluciones del cigüeñal), el motor se llama motor de cuatro carreras o motor de cuatro ciclos (motor de cuatro tiempos). Los cuatro tiempos son: admisión, compresión, explosión y escape (Figura 1.2), Celis (2010).

- **Primer tiempo Admisión:** el pistón baja en el momento en que la válvula de admisión se abre, permitiendo el ingreso de la mezcla aire/diesel.

- **Segundo tiempo Compresión:** el pistón sube comprimiendo la mezcla aire/diesel, las dos válvulas están cerradas.
- **Tercer tiempo Explosión:** El pistón llega al máximo de su recorrido TDC, la bujía entrega la chispa, se produce la explosión y el pistón es impulsado hacia abajo.
- **Cuarto tiempo Escape:** El pistón sube nuevamente, pero esta vez la válvula de escape se encuentra abierta permitiendo la salida de los gases quemados.

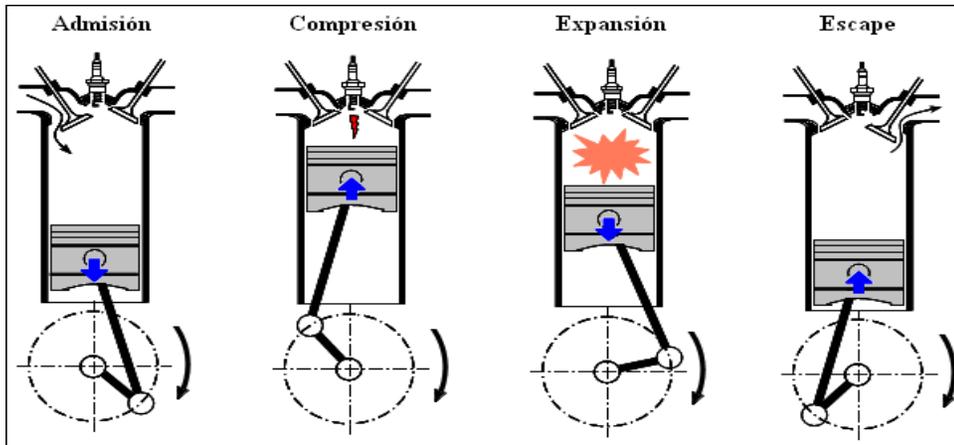


Figura 1.2 Ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos con encendido por chispa.

1.4.2. Clasificación de los motores de combustión interna

Los motores de combustión interna se pueden clasificar de diferentes formas algunas de ellas es por su utilización que se clasifican en estacionarios que son los empleados en las centrales eléctricas de pequeña y mediana potencia, para accionar equipos de bombeo en la agricultura, transportadores, etc y los de transporte que son los utilizados en automóviles, tractores, aviones, barcos y locomotoras.

Se clasifican también por el tipo de combustible que consumen donde se encuentran los de combustible líquido ligero (gasolina, benceno, keroseno y alcohol), los de combustible líquido pesado (mazut, aceite solar, aceite diesel y gas – oil), de combustible gaseoso (gas de gasógeno, gas natural y otros) y los de combustible mixto el combustible principal es un gas, pero para la puesta en marcha se utiliza un combustible líquido.

También se puede clasificar por la manera de transformar la energía térmica en mecánica que serían los de émbolo o alternativos (la combustión y la transformación se producen en el cilindro), están los de turbina de gas (la combustión se realiza en una

cámara de combustión especial y la transformación ocurre en las paletas del rotor de la turbina de gas), los combinados la combustión se realiza en un motor de émbolo, que es a la vez generador de gas, y la transformación ocurre parcialmente en el cilindro del motor de émbolo y parcialmente en las paletas del rotor de una turbina de gas (motor de pistones libres, motores alternativos con turbina de gases de escape y otros).

Los motores de combustión interna por el procedimiento de refrigeración se clasifican en refrigeración por líquido y en refrigeración por aire. Otra forma es por su estructura que serían los motores de émbolo, que por la disposición de los cilindros son (verticales en línea, horizontales en línea, en "V", en estrella y con cilindros opuestos), y los motores rotatorios de émbolo.

Una de las formas más notables de clasificar los motores de combustión interna es por el procedimiento de encendido. Estos se clasifican en motores de encendido por chispa (la mezcla combustible se inflama por medio de una chispa eléctrica), en motores de encendido por compresión (Diesel), los motores de precombustión el encendido de la mezcla por medio de chispa se produce en una cámara de combustión especial (antecámara) de pequeño volumen y después continúa la combustión en el cilindro, y en los motores de encendido del combustible gaseoso por una pequeña porción de aceite diesel que se inflama por compresión (proceso líquido - gaseoso).

1.4.3. Ventajas y desventajas de los motores diesel

La principal ventaja de los motores Diesel, comparados con los motores a gasolina, estriba en su menor consumo de combustible. Debido a la constante ganancia de mercado de los motores diesel en turismos desde los años 1990 (en muchos países europeos ya supera la mitad), el precio del combustible ha superado a la gasolina debido al aumento de la demanda (aunque en países como España sigue siendo inferior al de la gasolina). Este hecho ha generado grandes problemas a los tradicionales consumidores de gasóleo, como transportistas, agricultores o pescadores. En automoción, las desventajas iniciales de estos motores (principalmente precio, costos de mantenimiento y prestaciones) se están reduciendo debido a mejoras como la inyección electrónica y el turbocompresor. No obstante, la adopción de la precámara para los motores de automoción, con la que se consiguen prestaciones semejantes a

los motores de gasolina, presenta el inconveniente de incrementar el consumo, con lo que la principal ventaja de estos motores prácticamente desaparece.

Actualmente se está utilizando el sistema *common-rail* en los vehículos automotores pequeños. Este sistema brinda una gran ventaja, ya que se consigue un menor consumo de combustible, mejores prestaciones del motor, menor ruido (característico de los motores diesel) y una menor emisión de gases contaminantes.

1.5. Características de la caja de velocidad (modelo internacional)

Debido a la naturaleza del motor de combustión interna de producir potencia utilizable sobre un alcance de velocidad relativamente pequeño, todo automóvil o camión está equipado con una transmisión. La transmisión contiene varios conjuntos de engranajes que ofrecen relaciones variables entre los engranajes activados por el motor y los engranajes que activan al eje de mando o eje de tracción. De modo que eligiendo la apropiada relación de engranaje, se puede operar el motor a su velocidad más potente y eficiente.

El motor de combustión interna alternativo, al revés de lo que ocurre con la máquina de vapor o el motor eléctrico, necesita un régimen de giro suficiente (entre un 30 % y un 40 % de las rev/min máximas) para proporcionar la capacidad de iniciar el movimiento del vehículo y mantenerlo luego. Aún así, hay que reducir las revoluciones del motor en una medida suficiente para tener el par suficiente; es decir si el par requerido en las ruedas es 10 veces el que proporciona el motor, hay que reducir 10 veces el régimen. Esto se logra mediante las diferentes relaciones de desmultiplicación obtenidas en el cambio, más la del grupo de salida en el diferencial. El sistema de transmisión proporciona las diferentes relaciones de engranes o engranajes, de tal forma que la misma velocidad de giro del cigüeñal puede convertirse en distintas velocidades de giro en las ruedas. El resultado en la ruedas de tracción es la disminución de velocidad de giro con respecto al motor, y el aumento en la misma medida del par motor. En función de esto, si la velocidad de giro (velocidad angular) transmitida a las ruedas es menor, el par motor aumenta, suponiendo que el motor entrega una potencia constante.

La caja de cambios tiene pues la misión de reducir el número de revoluciones del motor, según el par necesario en cada instante. Además de invertir el sentido de giro en las ruedas, cuando las necesidades de la marcha así lo requieren. Va acoplada al volante

de inercia del motor, del cual recibe movimiento a través del embrague, en transmisiones manuales; o a través del convertidor de par, en transmisiones automáticas. Acoplado a ella va el resto del sistema de transmisión.

En los vehículos, la caja de cambios o caja de velocidades (suele ser llamada sólo caja) es el elemento encargado de obtener en las ruedas el par motor suficiente para poner en movimiento el vehículo desde parado, y una vez en marcha obtener un par suficiente en ellas para poder vencer las resistencias al avance, fundamentalmente las resistencias aerodinámicas, de rodadura y de pendiente. En la figura 1.3 se puede observar una caja de cambio acoplada al motor.

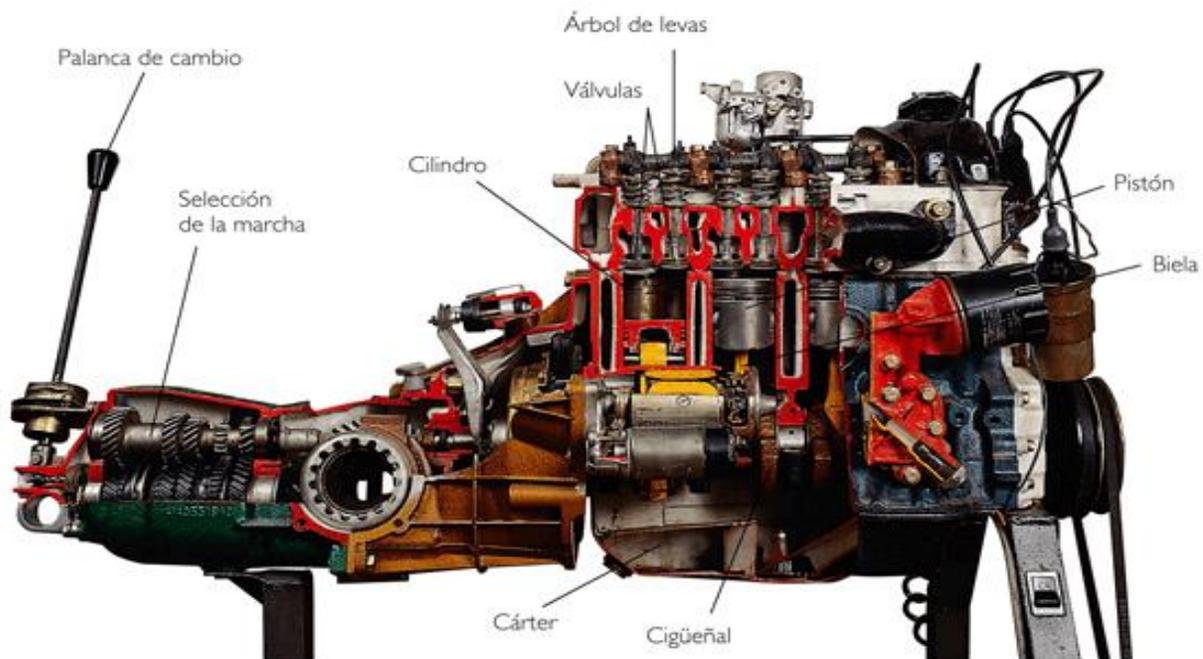


Figura 1.3 Transmisión del movimiento desde el motor a las ruedas.

En un vehículo con cambio automático no es necesario mover una palanca para cambiar de marcha, cuando el motor alcanza un número determinado de revoluciones. Además, para conseguir que el automóvil permanezca quieto con el motor en marcha (algo muy común en muchas ciudades con graves problemas de tráfico), el motor debe estar desconectado de la caja de cambios (punto muerto).

Arias (1999) y Casado (2002) plantean que una transmisión manual es una caja de cambios que no puede alterar la relación de cambio por sí sola, sino que el conductor debe hacerlo. Por lo tanto, se diferencia de una transmisión automática en que ésta sí puede cambiar de marcha.

Antiguamente, un automóvil con caja de cambios automática solía tener peores prestaciones y consumos que uno con caja de cambios manual. En la actualidad, algunos tipos de cajas de cambios automáticos han logrado valores de consumo destacados, sin embargo las cajas automáticas con convertidor de par no superan la velocidad del pasaje de cambios de una caja mecánica manual.

A lo largo de la década de los 1980, los modelos de automóviles pasaron a incorporar cajas manuales de cinco cambios en la década de los 1990, sólo los automóviles de bajo costo o del segmento A tenían cajas de cuatro marchas. En la última década, los modelos de alta gama, en particular aquellos con motor diésel, pasaron a incorporar una sexta marcha, para poder circular en autopista con el motor a bajo régimen, y por lo tanto con consumos menores.

Los camiones pesados y tractocamiones son los mayores usuarios de este tipo de transmisión debido a su eficiencia de arranque para cargar o arrastrar un peso a determinada velocidad, acompañado de apoyos como lo son un motor eléctrico junto a un convertidor de par denominado Dual, así como un freno motor que puede evitar un daño a la transmisión a la hora de una parada brusca.

En autobuses interurbanos esta transmisión es usada en relación igualitaria a los camiones, aunque en algunos autobuses urbanos todavía se pueden ver transmisiones manuales de tipo Sincronizado las cuales no requieren de un dispositivo de dual, conservando la misma manera de engranar las relaciones de velocidad similares a las de un auto común, algunos modelos de autobuses deben usar el dispositivo dual debido a la cobertura de rutas con topografía difícil, así mismo otros debido al diseño del motor y transmisión pueden prescindir de usar el dispositivo de dual.

1.5.1. Descripción

La caja de velocidad, el eje trasero y el motor, están combinados en la parte posterior del vehículo, el eje trasero es del tipo de medio eje oscilante. La caja de la transmisión asentada sobre cojines de hule está sujeta al bastidor en tres puntos, incorpora la caja de velocidades y el diferencial.

La caja de la transmisión está hecha de una aleación ligera y consta de dos partes, es importante que cuando haga falta que se reemplacen piezas, no se cambien únicamente una mitad de la caja de transmisión. Las mitades están acopladas en pares

con tolerancias mínimas y, por consecuencia, deberán reemplazarse en pares. La caja de velocidades cuenta con cuatro velocidades hacia delante y con una reversa, la cual esta provista de un tope. La sincronización se obtiene con los engranes helicoidales de 2ª, 3ª, y 4ª, mismos que se encuentran en acoplamiento constante para asegurar un funcionamiento silencioso. La varilla de cambios que van en el túnel del bastidor, conecta la caja de velocidades con la palanca de cambios, la cual se encuentra sobre el túnel, a un lado del asiento del conductor, los cambios a primera y a reversa se efectúan por medio de engranes deslizantes, Celis (2011).

1.5.2. Clasificación de las cajas de cambio

Existen varios tipos de cajas de cambios y diversas maneras de clasificarlas. Hasta el momento en que no se habían desarrollado sistemas de control electrónico la distinción era mucho más sencilla e intuitiva ya que describía su construcción y funcionamiento. En tanto que se han desarrollado sistemas de control electrónico para cajas se da la paradoja que existen cajas manuales con posibilidad de accionamiento automatizado (por ejemplo Alfa Romeo) y cajas automáticas con posibilidad de intervención manual.

En general, pueden clasificarse como:

1. Cajas de cambios manuales: Son aquellas donde la etapa de reducción de velocidad y aumento de torque se realiza por el conductor manualmente, al mismo tiempo que utiliza un embrague mecánico de fricción, para desconectar momentáneamente el motor de la caja de cambios.
2. Cajas de cambio semiautomáticas: Se refiere a algunas cajas de cambios donde estos se realizan manualmente, sin necesidad de operar el embrague que es de tipo hidráulico.
3. Cajas de cambios automáticas: Son aquellas cajas de cambios que funcionan de manera completamente automática, y donde el conductor no realiza operación alguna.

1.5.3. Caja de velocidad mecánica o manuales

Tradicionalmente se denominan cajas mecánicas a aquellas que se componen de elementos estructurales y funcionales, rodamientos, etc. de tipo mecánico. En este tipo de cajas de cambio, la selección de las diferentes velocidades se realiza mediante mando mecánico, aunque éste puede estar automatizado. Los elementos sometidos a

rozamiento ejes, engranajes, sincronizadores, o selectores están lubricados mediante baño de aceite (específico para engranajes) en el cárter aislados del exterior mediante juntas que garantizan la estanqueidad. Los acoplamientos en el interior se realizan mediante mecanismos compuestos de balancines y ejes guiados por cojinetes.

El accionamiento de los mecanismos internos desde el exterior de la caja y que debería accionar un eventual conductor se realizan mediante cables flexibles no alargables o varillas rígidas. Las distintas velocidades de que consta la caja están sincronizadas. Esto quiere decir que disponen de mecanismos de sincronización que permiten igualar las velocidades de los distintos ejes de que consta la caja durante el cambio de una a otra. La conexión cinemática entre el motor y la caja de cambios se realiza mediante el embrague.

Este sistema sirve para transmitir la fuerza o caballaje del motor a las ruedas, lo que permite un desplazamiento controlado. A diferencia de la caja automática, la manual ofrece mayor libertad al conductor, por lo que debe saber utilizarse y no olvidar su mantenimiento. La caja manual o mecánica es casi siempre más eficiente que su equivalente automática y, por tanto, ahorra combustible. Por eso es más común verla en Europa, donde el combustible es más caro.

Aquí, en nuestro país, por tradición los autos están equipados con cajas manuales, aunque recientemente la caja automática ha ganado terreno, en parte también porque se ha vuelto más eficiente. Las cajas de transmisión continuo-variable, una tercera alternativa, son aún muy raras en el mercado mundial.

Para que pueda funcionar la caja mecánica, también conocida como estándar, necesita del clutch o embrague, 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 se presiona por completo se desconecta, para que no pase la fuerza del motor a la transmisión. Más allá del embrague la transmisión se vale de varios diferenciales, los cuales son seleccionados por el conductor, para convertir la fuerza del motor en un toque útil y así poder mover al vehículo, Aguilera (2012).

1.5.4. Servicio de las cajas mecánicas

El lubricante se encarga de que el funcionamiento sea suave y que el desgaste de las partes de la caja sea mínimo. Recuerde que el calor generado por el uso, la presión interna y la fricción con lentitud desgastan el lubricante. Además, pequeños restos metálicos, desprendidos de las piezas, se mezclan con el fluido, el cual también puede contaminarse con agua y por eso debe renovarse cada cierto tiempo. El recambio se realiza de acuerdo a las especificaciones del fabricante del auto o de la caja. Sin embargo, es práctica común renovar el lubricante de caja cada seis meses.

Por otra parte, el lubricante debe ser el especificado en las instrucciones de mantenimiento del fabricante. Un aceite más delgado no será efectivo y uno más grueso podría causar que las piezas no funcionen de forma adecuada. Cualquier servicio que requiera la caja debe ser realizado por un taller calificado, porque no es un sistema fácil de reparar. Su buen funcionamiento es importante para la marcha del auto y si llega a fallar, porque está mal ensamblado, podría causar serios daños a otras partes del auto, incluso al motor mismo, Aguilera (2012).

1.5.3.1. Cómo usar el embrague

Cuando maneje presione el embrague o clutch sólo cuando realice los cambios de velocidades. No lo haga mientras espera un cambio de luz del semáforo, ni cuando espere en un embotellamiento de tránsito. En esos casos coloque la palanca de marcha en neutro y sólo presione el pedal de freno si es necesario. No force el pedal para lograr aceleraciones bruscas, de esa manera desgastará el embrague y otras partes del auto, antes de tiempo. Revise la altura del pedal de embrague con regularidad. Si está muy bajo es probable que necesite graduación. Si ése fuera el caso acuda a su taller de confianza. Tenga en cuenta que algunos embragues no pueden graduarse, en cuyo caso será necesario su recambio. No se arriesgue a realizar composturas parciales, si no puede graduarse el sistema, aunque le aseguren lo contrario, Aguilera (2012).

1.5.5. Constitución de la caja de velocidad

El eje intermediario de una caja de cambios manual. De izquierda a derecha consta de las siguientes partes: nervado para la corona de engrane con el primario, apoyo de rodamiento, piñones de engrane. El dentado recto corresponde a la marcha atrás.

La caja de cambios está constituida por una serie de ruedas dentadas dispuestas en tres árboles.

- **Árbol primario.** Recibe el movimiento a la misma velocidad de giro que el motor. Habitualmente lleva un único piñón conductor en las cajas longitudinales para tracción trasera o delantera. En las transversales lleva varios piñones conductores. Gira en el mismo sentido que el motor.
- **Árbol intermedio o intermediario.** Es el árbol opuesto o contraeje. Consta de un piñón corona conducida que engrana con el árbol primario, y de varios piñones (habitualmente tallados en el mismo árbol) que pueden engranar con el árbol secundario en función de la marcha seleccionada. Gira en el sentido opuesto al motor.

En las cajas transversales este eje no existe.

- **Árbol secundario.** Consta de varios engranajes conducidos que están montados sueltos en el árbol, pero que se pueden hacer solidarios con el mismo mediante un sistema de desplazables. Gira en el mismo sentido que el motor (cambios longitudinales), y en sentido inverso en las cajas transversales. En otros tipos de cambio, especialmente motocicletas y automóviles y camiones antiguos, los piñones se desplazan enteros sobre el eje.

La posición axial de cada rueda es controlada por unas horquillas accionadas desde la palanca de cambios y determina qué pareja de piñones engranan entre el secundario y el intermediario o entre primario y secundario según sea cambio longitudinal o transversal. Cuando se utilizan sincronizadores, el acoplamiento tangencial puede liberarse en función de la posición axial de estos y las ruedas dentadas no tienen libertad de movimiento axial. En las cajas transversales, la reducción o desmultiplicación final del eje secundario/corona del diferencial invierte de nuevo en el giro, con lo que la corona gira en el mismo sentido que el motor.

Eje de marcha atrás: Lleva un piñón que se interpone entre los árboles intermediario y secundario (longitudinal) o primario y secundario (transversal) para invertir el sentido de giro habitual del árbol secundario. En el engranaje de marcha atrás, normalmente se utiliza un dentado recto, en lugar de un dentado helicoidal, más sencillo de fabricar.

Todos los árboles se apoyan, por medio de cojinetes, axiales, en la carcasa de la caja de cambios, que suele ser de fundición gris, (ya en desuso) aluminio o magnesio y sirve

de alojamiento a los engranajes, dispositivos de accionamiento y en algunos casos el diferencial, así como de recipiente para el aceite de engrase.

En varios vehículos como algunos camiones, vehículos agrícolas o automóvil todoterreno, se dispone de dos cajas de cambios acopladas en serie, mayoritariamente mediante un embrague intermedio. En la primera caja de cambios se disponen pocas relaciones de cambio hacia delante, normalmente 2, (directa y reductora); y una marcha hacia atrás, utilizando el eje de marcha atrás para invertir el sentido de rotación.

La lubricación puede realizarse mediante uno de los siguientes sistemas:

Por barboteo, mixto, a presión, a presión total, por cárter seco.

1.5.4.1 Árbol de transmisión

La misión del árbol de transmisión, es la de transmitir el movimiento giratorio desde el secundario de la caja de velocidades al diferencial, situado en el puente motriz. Se utiliza, lógicamente, en el caso de motor delantero y propulsión. Está constituido por una pieza alargada y cilíndrica, que va unida por uno de los extremos al secundario de la caja de cambios, y por el otro al piñón del grupo cónico. Es un eje articulado ya que debe permitir el esfuerzo y el movimiento de torsión con las oscilaciones de la suspensión. Se fabrica en acero con alto coeficiente de elasticidad para compensar los esfuerzos mencionados anteriormente y para las oscilaciones. En cada extremo del árbol de transmisión se colocan juntas universales.

Las juntas universales permiten la subida y bajada de la rueda por flexión de la ballesta. El puente trasero describe un arco determinado por la longitud de las ballestas desde su punto fijo. El árbol de transmisión se desplaza según un arco diferente, por lo que su longitud ha de modificarse, para compensar la diferencia. Esto se consigue con un acoplamiento deslizante que permitan variaciones en la longitud del árbol de transmisión y distintas posiciones angulares.

1.6. Transmisiones mecánicas

Según Shigle (1983) y Reshetov (1987), se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Son parte fundamental de los elementos u órganos de una máquina, muchas

veces clasificados como uno de los dos subgrupos fundamentales de estos elementos de transmisión y elementos de sujeción.

En la gran mayoría de los casos, estas transmisiones se realizan a través de elementos rotantes, ya que la transmisión de energía por rotación ocupa mucho menos espacio que aquella por traslación. Una transmisión mecánica es una forma de intercambiar energía mecánica distinta a las transmisiones neumáticas o hidráulicas, ya que para ejercer su función emplea el movimiento de cuerpos sólidos, como lo son los engranajes y las correas de transmisión.

Típicamente, la transmisión cambia la velocidad de rotación de un eje de entrada, lo que resulta en una velocidad de salida diferente. En la vida diaria se asocian habitualmente las transmisiones con los automóviles. Sin embargo, las transmisiones se emplean en una gran variedad de aplicaciones, algunas de ellas estacionarias. Las transmisiones primitivas comprenden, por ejemplo, reductores y engranajes en ángulo recto en molinos de viento o agua y máquinas de vapor, especialmente para tareas de bombeo, molienda o elevación.

En general, las transmisiones reducen una rotación inadecuada, de alta velocidad y bajo par motor, del eje de salida del impulsor primario a una velocidad más baja con par de giro más alto, o a la inversa. Muchos sistemas, como las transmisiones empleadas en los automóviles, incluyen la capacidad de seleccionar alguna de varias relaciones diferentes. En estos casos, la mayoría de las relaciones (llamadas usualmente "marchas" o "cambios") se emplean para reducir la velocidad de salida del motor e incrementar el par de giro; sin embargo, las relaciones más altas pueden ser sobremarchas que aumentan la velocidad de salida. También se emplean transmisiones en equipamiento naval, agrícola, industrial, de construcciones y de minería.

1.7. El método de los elementos finitos en la ingeniería práctica

Se trata de un método general para la solución de problemas de contorno gobernados por ecuaciones diferenciales ordinarias o parciales. En esencia se trata de una técnica que sustituye el problema diferencial por otro algebraico, aproximadamente equivalente, para el cual se conocen técnicas generales de resolución. Para ello hace uso de la "discretización" o subdivisión de una región sobre la cual están definidas las ecuaciones en formas geométricas simples denominadas elementos finitos. Las propiedades

materiales y relaciones gobernantes en estos elementos se expresan en función de los valores desconocidos en las "esquinas" de los elementos o nodos (ver Figura 1.4).

Una de las ventajas de este método es su facilidad de implementación en un programa computacional, que a su vez es una condición básica para su utilización ya que para el tratamiento de un problema en particular debe efectuarse un número muy elevado de operaciones para resolver sistemas algebraicos del orden de cientos o miles de ecuaciones. No obstante, esta cantidad no es una limitación con las computadoras estándar de hoy. Las ideas básicas de este método se originaron en avances en el análisis estructural de la industria aeronáutica en la década del '50. En la década del '60 el método fue generalizado para la solución aproximada de problemas de análisis de tensión, flujo de fluidos y transferencia de calor. El primer libro sobre elementos finitos fue publicado en 1967 por Zienkiewicz y Cheung. En la década del '70 el método fue extendido al análisis de problemas no lineales de la mecánica del continuo. Hoy el método permite resolver prácticamente cualquier situación física que pueda formularse mediante un sistema de ecuaciones diferenciales.

En sus principios el método de los elementos finitos no llegó masivamente a la práctica de la ingeniería debido a la no disponibilidad de computadoras en los estudios de ingeniería y por el otro al requisito de conocimientos profundos no solamente de la técnica y de los modelos matemáticos pertinentes sino también de programación computacional. Actualmente, la situación es completamente diferente, ya que las modernas computadoras personales soportan sin inconvenientes poderosos programas de propósito general de fácil utilización.

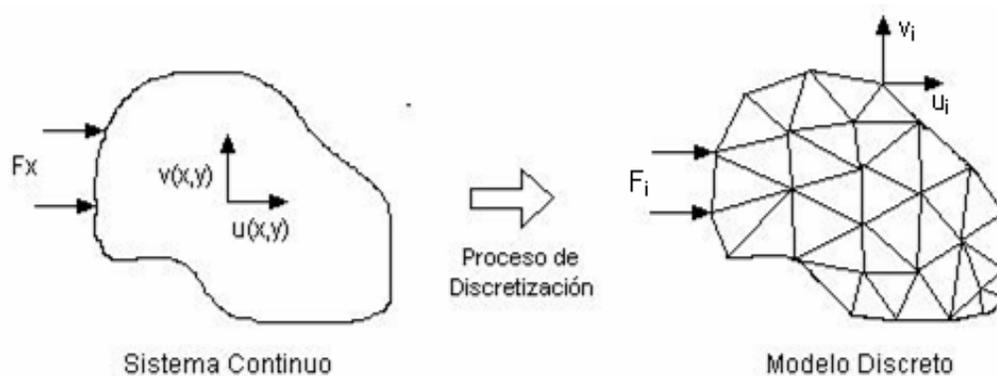


Figura 1.4 Discretización o subdivisión de una región



El proceso de análisis de un problema físico mediante elementos finitos se muestra en la figura 1.4. La geometría puede ser definida por el analista o creada a partir de algún programa CAD. El segundo paso consiste en definir el modelo matemático a resolver. Este es el paso fundamental donde se especifica el tipo de ecuaciones a determinar, las condiciones de borde, propiedades materiales, y otros detalles acerca del método en sí mismo. Una vez efectuada dicha definición el programa resuelve automáticamente las ecuaciones pertinentes y provee los resultados en una forma apropiada para el analista.

1.8. Conclusiones del capítulo 1

- Se establece los fundamentos teóricos sobre la temática y objeto de estudio que permitirán la realización de los objetivos planteados en la investigación.

CAPÍTULO 2

CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Introducción

Se denomina accionamiento a la acción y efecto de poner en funcionamiento una máquina, mecanismo o parte de él, donde este puede transmitir un movimiento. El accionamiento se compone de un convertidor primario que hace compatibles al motor primario y la fuente de energía, en donde el motor primario genera la potencia mecánica que le da movimiento a todo el equipo, y está también la transmisión de fuerza que hace compatibles al motor primario y la máquina receptora.

Objetivo del capítulo

Establecer los métodos y procedimientos de diseño para la adaptación de la caja de velocidad internacional en el motor Yun CHai.

2.2. Método para el diseño del acoplamiento

Los acoplamientos de bridas atornillados en sentido transversal es el tipo principal de ajustes fijos rígidos. En los extremos de las piezas a unir se montan dos semiacoplamientos con bridas que se aprietan por tornillos de sujeción. Las construcciones con tornillos de sujeción, colocados sin huelgos, transmiten grandes momentos y por eso, son preferibles a otras. Estos acoplamientos pueden soportar carga por choque.

Para el diseño de los acoplamientos de brida se tienen en cuenta los datos normalizados que aparecen en el "Atlas de diseño de Elementos de Máquinas", estos datos aparecen en la tabla de "Dimensiones de los Acoplamientos", en la hoja 141 del atlas (Acoplamientos de Bidas). Los datos de diseño que se tomaron para la realización del trabajo fueron los de la designación 6 estos son los que más se corresponden con las condiciones en la cual la pieza trabajará.

2.3. Propuesta del material a emplear en el acoplamiento

El material que se propone utilizar para la fabricación del acoplamiento es el AISI 1045, el mismo es un acero de medio contenido de carbono, se utiliza para la elaboración de ejes, semiejes, cigüeñales así como en una amplia gama de elementos de máquinas, además, por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de

maquinarias, posee buena templabilidad, maquinabilidad, tiene buena resistencia al desgaste y adecuadas propiedades mecánicas, físicas y químicas.

La tabla 2.1, extraída del Databook 1988 y editada por la American Society for Metals, muestra la designación adoptada por la AISI y SAE, las cuales a su vez, coinciden con el sistema de numeración Unified Numbering System – UNS, de la American Society for Testing Materials – ASTM y la SAE, establece la composición química del acero AISI 1045.

Tabla 2.1 Composición química del acero AISI 1045.

C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo
0,46 %	0,65 %	0,25 %	0,40 %	0,40 %	0,10 %

2.4. Metodología de cálculo para la resistencia de los tornillos

En la unión que se desea realizar en el acoplamiento de brida, se utilizaran tornillos M16 con juegos y conociendo que los mismos serán construidos de acero 35, podemos determinar la resistencia de los tornillos. Los cálculos se van a realizar para los cuatros tornillos del motor de combustión interna modelo Yun Chai.

La metodología propuesta para el cálculo de la resistencia de los tornillos, según Aneiros (1983) y Dobrovolsky (1976) se establece a continuación. Los datos para la realización de esta metodología aparecen en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Datos para el cálculo de resistencia de los tornillos.

Nombre de las variables	Variable	Valores
Fuerza que se le aplica	P (kgf)	520
Largo de los tornillos	l (mm)	30
Ancho de un tornillo a otro	a (mm)	230
Coefficiente de rozamiento	f (adimensional)	0,12
Número de tornillos	z (adimensional)	4
Margen de cohesión	S (adimensional)	1,2 a 1,5
Coefficiente de esfuerzo estático	Γ_{st} (kgf / cm ²)	3500

Fuentes: Catalogo de las características técnicas del motor y los libros Aneiros (1983) y Dobrovolsky (1976).

Se procederá inicialmente a determinar el valor de la fuerza residual necesaria, para lo cual resulta indispensable la realización de un análisis previo de las fuerzas

2.4.2. Cálculo de la fuerza normal necesaria entre los elementos a unir

Para que no exista la posibilidad del desplazamiento relativo entre los elementos unidos por los tornillos, tiene que cumplirse que la fuerza de fricción entre los mismos sea mayor que la fuerza transversal resultante. Por lo tanto y considerando un margen de seguridad de un 20 %, se puede plantear que:

$$N = \frac{1,2 \cdot R_T}{f} \quad (2.2)$$

Donde:

N : Fuerza normal necesaria; kgf

f : Coeficiente de rozamiento.

Ahora bien, como ya se ha planteado, la menor fuerza que actúa entre los elementos de la unión es la fuerza residual por lo tanto, para que no exista la posibilidad del deslazamiento, tiene que cumplirse que:

$$N = V^1$$

Donde:

V^1 : Fuerza residual; kgf

2.4.3. Análisis de las fuerzas longitudinales

Para realizar este análisis resulta conveniente construir un esquema de las fuerzas longitudinales que actúan sobre los tornillos, trasladando las cargas al centroide de la figura geométrica formada por los mismos, esto es:

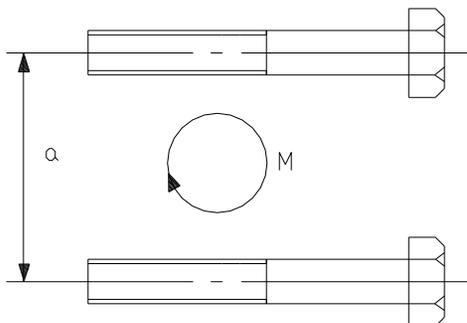


Figura 2.3 Momento flector que actúa en los tonillos.

Este esquema puede ser transformado, sustituyendo el momento por fuerzas que produzcan un efecto similar sobre los tornillos, o sea:

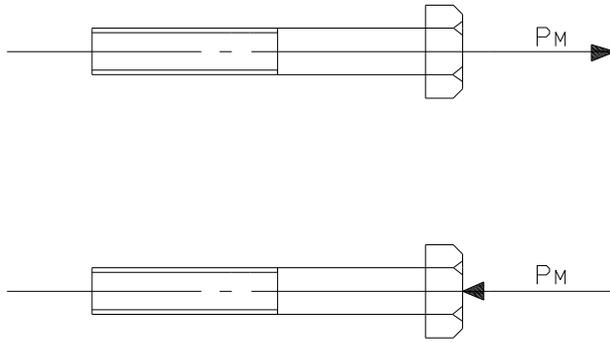


Figura 2.4 El momento flector transformado en fuerzas.

Debe señalarse, que en realidad los tornillos inferiores no resultan comprimidos, ya que la fuerza P_M actúa sobre los elementos unidos por ellos y no a la carga de los mismos, sin embargo, a pesar de sus inexactitudes, el esquema permite determinar con precisión el valor de la resultante de todas las fuerzas que actúan longitudinalmente en los tornillos traccionados, que en definitiva son los que interesan por ser más cargados. Tal como se aprecia en el esquema de cargas, y teniendo en cuenta que existen dos parejas de tornillos, el valor de la resultante de todas las fuerzas que actúan longitudinalmente sobre los tornillos superiores (en este caso solo existe una fuerza), viene dada por:

$$R_L = P_M = \frac{M}{2 \cdot a} \quad (2.3)$$

Donde:

P_M : Momento transformado en fuerza; kgf

M : Momento flector; $kgf \cdot mm$

R_L : Carga longitudinal resultante; kgf

a : Ancho de un tornillo a otro; mm

De donde, según se deduce de la figura 2.4 que se ilustra, el momento flector puede ser calculado según:

$$M = P \cdot l \quad (2.4)$$

Donde:

l : Largo de los tornillos; mm

2.4.4. Cálculo de la fuerza de tracción máxima que tendrán que soportar los tornillos

Debido a la acción de la fuerza P se provocará un momento que, al comprimir los elementos nidos en la zona correspondiente a los tornillos inferiores, disminuirá la carga de tracción que los mismos soportarían, debido a la pretensión inicial. Sin embargo, este momento provocará una tracción adicional en los tornillos superiores, de tal manera que los mismos tendrán que soportar una carga que viene dada por la suma de la fuerza residual y la resultante de todas las fuerzas longitudinales externas, o sea que:

$$P_0 = V^1 + R_L \quad (2.5)$$

Donde:

P_0 : Fuerza de tracción máxima; kgf

2.4.5. Determinación del esfuerzo de tracción admisible

Como se sabe, el esfuerzo de tracción admisible para los tornillos pretensionados depende, no sólo del material, sino también del diámetro del tornillo en cuestión, ya que los diámetros pequeños resultan más sensibles a las sobrecargas en el apriete, tomándose para los mismos, esfuerzos admisibles menores debido a este hecho. Asumiendo que el diámetro exterior de los tornillos será de 16 mm, entonces el esfuerzo admisible a la tracción deberá tomarse igual a:

$$\sigma_t = (0,25 \div 0,4) \cdot \Gamma_{st} \quad (2.6)$$

Donde:

σ_t : Esfuerzo a la tracción admisible; kgf / cm^2

Γ_{st} : Coeficiente de esfuerzo estático; kgf / cm^2

2.4.6. Cálculo de la fuerza de apriete de los tornillos

Al colocar los tornillos estos se calculan por la fuerza de apriete (P_{apr}), que se necesita para transmitir el momento de torsión M por las fuerzas de rozamiento sobre las superficies de contacto de las bridas. Según las formulas de Reshetov (1985).

$$P_{apr} = \frac{2 \cdot M \cdot s}{d_m \cdot z \cdot f} \quad (2.7)$$

Donde:

P_{apr} : Fuerza de apriete de los tornillos; *kgf*

S : Margen de cohesión.

d_m : Diámetro medio de la superficie anular de rozamiento; *mm*

z : Número de tornillos.

Al colocar los tornillos en orificios escariados, el cálculo puede llevarse a cabo, partiendo de la suposición de que todo el momento de torsión es soportado por los tornillos que trabajan al corte.

$$P_c = \frac{2 \cdot M}{z \cdot d_m} \quad (2.8)$$

Donde:

P_c : Fuerza que tiende a cortar un tornillo; *kgf*

2.5. Análisis cinemático y dinámico

El movimiento de las ruedas del automóvil por la superficie es provocado por la aplicación sobre ellas de un torque o por la aplicación de una fuerza en el eje, paralela a la superficie del camino. En el primer caso, las ruedas del automóvil se llaman ruedas motrices y en el segundo caso, ruedas libres. Teniendo en cuenta estas definiciones tomaremos para el caso que se analiza tomaremos el primer caso.

En los automóviles es necesario disponer de un conjunto de mecanismos que transmitan el movimiento proporcionado por el motor hasta las partes móviles (ruedas, ejes). Los automóviles incorporan un sistema de embrague y una caja de cambios para transmitir el movimiento proporcionado por el motor. A estos mecanismos se le realiza el cálculo cinemático y dinámico, los datos para el cálculo aparecen en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Datos para el cálculo cinemático y dinámico.

Nombre de las variables	Variables	Valores
Números de revoluciones por minutos.	n (rev/min)	2800
Relación de transmisión entre el embrague y el motor a la salida.	i_{emb} (adimensional)	1

Relación de transmisión en la caja de cambios, para diferentes velocidades.	i_{ccn} (adimensional)	3,60 (primera) 1,88 (segunda) 1,23 (tercera) 1 (cuarta) 0,82 (quinta) 4,62 (retroceso)
Relación de transmisión del diferencial y la barra de transmisión.	$i_{d.bt}$ (adimensional)	2
Relación de transmisión del diferencial y las revoluciones del motor.	$i_{d.rm}$ (adimensional)	1
Relación de transmisión de la caja de cambios y la barra de transmisión.	$i_{ccb.t}$ (adimensional)	1
Radio de la rueda	r_r (m)	0,435
Potencia del motor	N_m (W)	112000
Rendimiento del embrague	η_{emb} (%)	99
Potencia de la caja de cambio	N_{cc} (W)	67832
Rendimiento de la barra de transmisión	η_{bt} (%)	98
Rendimiento del diferencial	η_d (%)	98

Fuentes: Catalogo de las características técnicas del motor y la caja de velocidad.

2.5.1. Cálculo cinemático

Al diseñar un sistema de transmisión, el ingeniero o el técnico especialista se encargará de que estos cálculos sean los más preciso posible, para el caso que se analiza hay que considerar que la adaptación a realizar se hace sobre la base de dos marcas de carro de diferentes nacionalidades, para ello emplearemos el siguiente sistema de cálculo.

2.5.1.1. Velocidad del árbol del motor

Definiendo el momento angular en el motor se podrá determinar si el movimiento calculado permite adaptarse a las condiciones de trabajo del automóvil, si esta es compatible con el motor, los cálculos realizados son para una velocidad promedio de 2 800 rev/min. Por lo que adoptamos la siguiente ecuación:

$$W_m = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (2.9)$$

Donde:

W_m : Velocidad angular del árbol del cigüeñal del motor; rad/s

n : Números de revoluciones por minutos; rev/min

60: Factor de conversión a segundo.

2.5.1.2. Velocidad angular del embrague

La función del embrague es la que cuando se pisa, desconecta el motor de la caja de cambios. Mientras el embrague está pisado, el motor no proporciona fuerza; si se pisa el acelerador, no se notará un aumento de la velocidad, cuando el embrague se suelta, el motor vuelve a impulsar al automóvil.

$$W_{emb} = \frac{W_m}{i_{emb}} \quad (2.10)$$

Donde:

W_{emb} : Velocidad angular del embrague; rad/s

i_{emb} : Relación de transmisión entre el embrague y el motor a la salida.

2.5.1.3. Velocidad de salida de la caja de cambio para ambas velocidades

Esa relación de transmisión se tiene en cuenta para la primera velocidad, por lo que para cada velocidad existe una relación que hay que determinar.

$$W_{CC_n} = \frac{W_m}{i_{ccn}} \quad (2.11)$$

Donde:

W_{CC_n} : Velocidad angular de salida para cada cambio en la caja; rad/s

i_{ccn} : Relación de transmisión en la caja de cambios para diferentes velocidades.

2.5.1.4. Velocidad angular de la barra de transmisión en la entrada del diferencial

Es la misma velocidad que sale a través del sistema y que permite el movimiento hasta la entrada de la barra de transmisión.

$$W_{bt_n} = \frac{W_{cc}}{i_{cc-bt}} \quad (2.12)$$

Donde:

W_{bt_n} : Velocidad angular de la barra de transmisión; rad/s

i_{ccbt} : Relación de transmisión de la caja de cambios y la barra de transmisión.

2.5.1.5. Velocidad angular de salida del diferencial

Es la velocidad de salida a través de la barra de transmisión, la misma velocidad que sale de la caja y entrega al diferencial.

$$W_{dif_n} = \frac{W_{bt_n}}{i_{d.bt}} \quad (2.13)$$

Donde:

W_{dif_n} : Velocidad angular del diferencial; rad/s

$i_{d.bt}$: Relación de transmisión del diferencial y la barra de transmisión.

2.5.1.6. Velocidad angular de la rueda motriz

Es la velocidad que permite el movimiento desde los muñones del diferencial al sistema de ruedas del automóvil, en otras palabras es la relación que permite el desplazamiento del carro sobre el terreno.

$$W_{r.m_n} = \frac{W_{dif_n}}{i_{d.rm}} \quad (2.14)$$

Donde:

$W_{r.m_n}$: Velocidad angular de la rueda motriz; rad/s

$i_{d.rm}$: Relación de transmisión del diferencial y las revoluciones del motor.

2.5.1.7. Velocidad tangencial

Es aproximadamente igual a la velocidad de traslación del automóvil cuando no hay patinaje.

$$V = W_{r.m} \cdot r_r \quad (2.15)$$

Donde:

V : Velocidad tangencial; m/s

r_r : Radio de la rueda; m

2.5.1.8. Relación de transmisión total

Es la relación total que incluye todas las relaciones de los elementos de transmisión como son: caja de velocidad, barra de transmisión y diferencial.

$$i_t = \frac{W_m}{W_{rm}} \quad (2.16)$$

Donde:

i_t : Relación de transmisión total.

2.5.2. Cálculo dinámico

Se tiene en cuenta para determinar la potencia y el momento torsor que surge desde el motor hasta la rueda motriz. Al analizar la dinámica de las ruedas del automóvil encontramos diferentes casos, atendiendo a las condiciones de rigidez de la rueda y el camino. Teniendo en cuenta que los automóviles, independientemente de su destino, se mueven por vías generalmente pavimentadas, es decir, por caminos relativamente rígidos en comparación con las ruedas de los mismos.

2.5.2.1. Momento del motor

Es el momento necesario que necesita el motor para su puesta en funcionamiento, el momento del motor ve a estar dado en capacidad del torque que entrega a la caja a la salida del movimiento, así como a todos los demás elementos de la transmisión.

$$Mm = \frac{N_m}{W_m} \quad (2.17)$$

Donde:

Mm : Momento del motor; $N \cdot m$

N_m : Potencia del motor; W

2.5.2.2. Potencia en el embrague

Se tiene en cuenta las pérdidas que existe en el embrague y determinar su resistencia a los cambios de velocidades.

$$N_{emb} = N_m \cdot \eta_{emb} \quad (2.18)$$

Donde:

N_{emb} : Potencia del embrague; W

η_{emb} : Rendimiento del embrague; %

2.5.2.3. Momento del embrague

Permite determinar el momento torsor que realiza el embrague, este aprovecha la potencia del motor, se debe tener en cuenta que en todos los sistemas de transmisión siempre existen pérdidas.

$$M_{emb} = \frac{N_{emb}}{W_{emb}} \quad (2.19)$$

Donde:

M_{emb} : Momento del embrague; $N \cdot m$

2.5.2.4. Potencia en la barra de transmisión

Es aquella potencia que se genera desde el motor y que se distribuye a través de la caja de velocidad y de esta a su vez a la barra de transmisión, de donde se genera el momento motriz hacia las ruedas del automóvil.

$$N_{bt} = N_{cc} \cdot \eta_{bt} \quad (2.20)$$

Donde:

N_{bt} : Potencia de la barra de transmisión; W

N_{cc} : Potencia de la caja de cambio; W

η_{bt} : Rendimiento de la barra de transmisión; %

2.5.2.5. Momento en la barra de transmisión

Relación de fuerza que presenta la barra en relación a la salida de movimiento a los otros órganos que generan el movimiento en la transmisión.

$$M_{bt} = \frac{N_{bt}}{W_{bt}} \quad (2.21)$$

Donde:

M_{bt} : Momento en la barra de transmisión; $N \cdot m$

2.5.2.6. Potencia de salida del diferencial

Fuerza entregada por el diferencial a través de los ejes a la rueda motriz, la capacidad de tracción de los automóviles se mide por la cantidad de diferenciales que este tenga.

$$N_d = N_{br} \cdot \eta_d \quad (2.22)$$

Donde:

N_d : Potencia del diferencial; W

η_d : Rendimiento del diferencial; %

2.5.2.7. Momento que desarrolla el diferencial

Potencia necesaria que debe desarrollar el diferencial para entregar movimiento de fuerza a los órganos motrices.

$$M_d = \frac{N_d}{W_d} \quad (2.23)$$

Donde:

M_d : Momento del diferencial; $N \cdot m$

2.6. Metodología de cálculo para la tecnología de fabricación del acoplamiento

Para la elaboración del acoplamiento se utilizará el mecanizado por arranque de virutas, en el mismo se tendrán en cuenta operaciones tales como el corte del semiproducto, torneado y taladrado.

2.6.1. Proceso de corte en el pantógrafo Challenger

Para realizar el corte de la plancha con una longitud 360 mm y un ancho de 300 mm con un espesor de 30 mm se utilizará la máquina Challenger, las características de la misma aparecen en el anexo 1 del trabajo. Para obtener esta plancha el pantógrafo debe de trabajar con los siguientes consumibles, que se utilizan de espesores 25 mm en adelante, estos son:

- Electrodo 20-1021; la boquilla 20-1034; un distribuidor de gas; presión de aire (con presión de aire para refrescar y limpiar); tapa 20-1005 y copa 20-1002.

Para este corte por plasma se debe utilizar un amperaje de 300 A, voltaje 160 V con una velocidad de corte de 25 a 30 pulg/min, además, es recomendable darle una sangría de 5 mm, con entrada y salida de 10 a 15 mm.

2.6.2. Elaboración mecánica del acoplamiento en el torno 1M63

En la elaboración del acoplamiento se utilizará un torno del tipo 1M63. Las cuchillas a emplear serán del tipo SANDVIK, se utilizará abundante refrigeración para evitar el desgaste por fricción de la pieza.

Se prefijará la frecuencia de rotación del husillo y el avance de acuerdo a las características de la máquina, (ver anexo 2).

$$n = 128 \text{ rev/min} \quad S = 0,46 \text{ mm/rev}$$

Avances para el taladrado y retaladrado en el torno 1M63.

$$S = 0,22 \text{ mm/rev} \quad n = 35 \text{ rev/min}$$

Según la geometría de la pieza se colocará en un plato de 4 muelas. A la misma se le realizarán operaciones tales como:

- Refrentado; cilindrado no pasante exterior; taladrado; retaladrado; mandrinado.

Selección de las herramientas de corte

- Para el refrentado se empleará una cuchilla del tipo SANDVIK, de sujeción mecánica, con ángulo de incidencia de $\varphi = 45^{\circ}$, código del vástago PSSN R 16x25 M 12, una plaquita CCMT 09 T3 08-PR, de calidad GC 4025, SANDVIK Coromant KoroKey (1996).
- Para el cilindrado se utilizará una cuchilla del tipo SANDVIK, de sujeción mecánica, con un ángulo de incidencia de $\varphi = 90^{\circ}$, código del vástago PSSN R 16x25 M 12, una plaquita CCMT 09 T3 08-PR, de calidad GC 4025, SANDVIK Coromant KoroKey (1996).
- Para el mandrinado se empleará una cuchilla del tipo SANDVIK, de sujeción mecánica, con un ángulo de incidencia de $\varphi = 60^{\circ}$, código del vástago PSSN R 25x40 M 12, una plaquita CCMT 09 T3 08-WM, de calidad GC 4015, SANDVIK Coromant KoroKey (1996).
- Broca de HSS con diámetro de 20 mm y de 40 mm.

Velocidad de corte

Se define como velocidad de corte, a la velocidad lineal de la periferia de una herramienta acoplada a una máquina herramienta o la velocidad lineal del diámetro mayor que esté en contacto con la herramienta en la pieza que se esté mecanizando en

un torno. Su elección viene determinada por el material de la herramienta, el tipo de material a mecanizar y las características de la máquina. Una alta velocidad de corte permite realizar el mecanizado en menos tiempo, pero acelera el desgaste de la herramienta.

La velocidad de corte se expresa en m/min. La velocidad adecuada de corte depende de varios factores y en ningún caso se debe superar la que aconsejan los fabricantes de las herramientas, Casillas (1987).

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (2.24)$$

Donde:

V_c : Velocidad de corte; m/min

D : Diámetro mecanizado; mm

n : Frecuencia de rotación; rev/min

1 000 : Factor de conversión de metro a milímetro.

Profundidad de corte

Se denomina a la profundidad de corte a la capa arrancada de la superficie de la pieza en una pasada de la herramienta. Generalmente se designa con la letra "t" y se mide en milímetros en sentido perpendicular, Casillas (1987).

$$t = \frac{D - d}{2} \quad (2.25)$$

Donde:

D : Diámetro del semiproducto; mm

d : Diámetro de la pieza; mm

t : Profundidad de corte; mm

Tiempos de maquinado

Es el tiempo invertido por el operario en la ejecución del trabajo, también conocido por tiempo básico o tiempo total de maquinado. Esta fórmula es la misma para todos los tiempos de maquinado en el torno, lo que cambia son los parámetros que se miden.

$$T_{m_{1,2,3,4,5}} = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i \quad (2.26)$$

Se prefijará la frecuencia de rotación del husillo y el avance de acuerdo a las características de la máquina, (ver anexo 3).

$$n = 125 \text{ rev/min} \quad S = 0,22 \text{ mm/rev}$$

Según la geometría de la pieza se colocará en un plato de 4 muelas. A la misma se le realizarán operaciones tales como:

- Taladrado; retaladrado.

Selección de la herramienta de corte

- Broca HSS de diámetro 17,5 mm
- Broca HSS de diámetro 25 mm
- Broca HSS de diámetro 32 mm

Velocidad de corte

Se define como velocidad de corte, a la velocidad lineal de la periferia de una herramienta acoplada a una máquina herramienta o la velocidad lineal del diámetro mayor que esté en contacto con la herramienta en la pieza que se esté mecanizando en una taladradora. Su elección viene determinada por el material de la herramienta, el tipo de material a mecanizar y las características de la máquina. Una alta velocidad de corte permite realizar el mecanizado en menos tiempo, pero acelera el desgaste de la herramienta. La velocidad adecuada de corte depende de varios factores y en ningún caso se debe superar la que aconsejan los fabricantes de las herramientas, Casillas (1987).

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (2.35)$$

Donde:

V_c : Velocidad de corte; m/min

D : Diámetro mecanizado; mm

n : Frecuencia de rotación; rev/min

1 000 : Factor de conversión de metro a milímetro.

975 : Factor de conversión.

Tiempo de maquinado

Es el tiempo invertido por el operario en la ejecución del trabajo, también conocido por tiempo básico o tiempo total de maquinado, Casillas (1987).

$$Tm_T = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i \quad (\text{Para el taladrado y retaladrado}) \quad (2.40)$$

Donde:

Tm_T : Tiempo de maquinado total en la taladradora; min

L : Longitud de la pieza a maquinar; mm

i : Número de pasadas.

n : Frecuencia de rotación; rev/min

S : Avance; mm/rev

$$L = l + l_1 + l_2 \quad (\text{Para el taladrado y retaladrado}) \quad (2.41)$$

$$l_1 = 0,3 \cdot D \quad (\text{taladrado}) \quad (2.42)$$

$$l_1 = 0,61 \cdot t \quad (\text{retaladrado}) \quad (2.43)$$

l : Longitud del agujero a elaborar; mm

l_1 : Longitud de penetración de la herramienta; mm

l_2 : Magnitud de recorrido de la herramienta; mm

D : Es el diámetro de la broca; mm

l_2 : 0,5 - 3 mm (para brocas con diámetros de 2 hasta 60 mm).

2.6.4. Clasificación de los gastos de tiempo de trabajo

El tiempo de trabajo como regla, debe ser tiempo útil completamente normado. Al obrero hay que crearles las mejores condiciones de trabajo que permitan en el transcurso de la jornada utilizar el tiempo económico racional.

En el tiempo total entran todas las categorías de gastos de tiempo de trabajo. Este cálculo se realiza primero para la operación de corte en el pantógrafo y luego el maquinado en el torno y taladradora.

$$Tpu = Tb + Ta + Tpt + Torg + Tdnp + Tpc + Tpct \quad (2.44)$$



Donde:

Tpu: Tiempo por unidad de producción y es la suma de todos los tiempos de las diferentes categorías; min

Tb: Tiempo básico o principal de máquina; min

Ta: Tiempo auxiliar; min

Tpt: Tiempo de procesos tecnológicos; min

Toro: Tiempo organizativo; min

Tdnp: Tiempo de descanso y necesidades personales; min

Tpco: Tiempo por causas organizativas; min

Tpct: Tiempo por causas técnicas; min

Tpu: Es el tiempo por unidad de producción de las normas técnicamente fundamentadas del tiempo necesario para ejecutar la operación tecnológica dada al aplicar los métodos modernos de maquinado, experiencias de los trabajadores de avanzadas con innovadores.

Tb o Tm: Tiempo que se gasta en cambiar las dimensiones, la forma y rugosidad de la pieza y puede ser manual o de máquina.

Tpt: Es el tiempo que se gasta para el cuidado del PDT y otros gastos como buscar herramientas, limpieza de la máquina, llamado también Tspt (tiempo de servicio al P/T).

$$Tpt \text{ ó } Tspt = (0,04 \dots 0,08) Tb \dots \dots \dots (2.45)$$

Ta: Tiempo que se gasta en la colocación de piezas, arranque y parada de la máquina, conexión y desconexión del avance, medición de la pieza.

$$Ta = (0,18 \dots 0,25) Tb \dots \dots \dots (2.46)$$

Torg: Tiempo en el cual se realiza un trabajo productivo dirigido al concepto de una tarea (operación).

$$Torg = Tb + Ta \dots \dots \dots (2.47)$$

Tdnp: Entran las pausas y descanso físico. Este tiempo suele descontarse de la jornada laboral.

$$Tdnp = (0,17 \dots 0,25) Tb, \text{ para una jornada de trabajo de (4 horas) } \dots \dots (2.48)$$

Tiempo por causas organizativas:

$$Tpco = (2 \%) Tb \dots \dots \dots (2.49)$$

Tiempo por causas técnicas:

$$T_{pct} = (1,6 \%) T_b \quad (2.50)$$

Después de hallar el tiempo por unidad de producción en las diferentes operaciones que se realizan para la fabricación del acoplamiento, se suman todos y se determina el tiempo total de fabricación.

2.7. Metodología de cálculo por el Método de Elementos Finitos (MEF)

En lo referido al cálculo estructural, el método de elementos finitos puede ser entendido como una generalización de estructuras al análisis de sistemas continuos. El principio del método consiste en la reducción del problema con infinitos grados de libertad, en un problema finito en el que intervenga un número finito de variables asociadas a ciertos puntos característicos del objeto denominado "nodos".

Las incógnitas dejan de ser funciones matemáticas del problema cuando pasan a ser los valores de dichas funciones en un número infinito de puntos. Así pues, en el MEF se supone que el comportamiento mecánico de cada parte o elemento en los que se subdivide el objeto, queda definido por un número finito de parámetros (grados de libertad) asociados a los puntos que en dicho momento se unen al resto de los elementos de su entorno (nodos).

Para establecer el comportamiento en el interior de cada elemento se supone que dentro del mismo, todo queda perfectamente definido a partir de lo que sucede en los nodos a través de una adecuada función de interpolación elaborada por el COSMOSDesignSTAR.

En el caso específico del análisis tenso-deformacional de elementos sometidos a la acción de cargas estáticas, el método permite la determinación de los componentes de los nodos por el efecto de una sollicitación estática y, en una segunda fase, la determinación del estado deformacional en ciertos puntos característicos. Este tipo de análisis permite acotar la deformación del objeto de estudio y localizar zonas altamente sollicitadas o zonas de baja sollicitación.

Esta presentación aproximada de la realidad en forma de un modelo numérico permite la resolución del problema, donde los coeficientes se calculan automáticamente por el ordenador a partir de la geometría y propiedades físicas de cada elemento. Sin

embargo queda en manos del usuario decir hasta que punto la discretización utilizada en el modelo representa adecuadamente el modelo de la estructura.

2.7.1 Condiciones y parámetros establecidos

Como principio inicial para el análisis, el acoplamiento se considera como un sistema discreto. Teniendo en cuenta sus características de diseño (las dimensiones de la sección varían de manera suave, continua y proporcionalmente en el sentido longitudinal), los mismos se pueden considerar como vigas empotradas de igual resistencia a la flexión.

El cálculo se realiza empleando el Método de los Elementos Finitos (MEF) con ayuda del paquete de software COSMOSDesignSTAR disponible con Licencia Educacional en el Departamento de Mecánica Aplicada y Análisis Experimental de Tensiones de la Facultad de Ingeniería de la Universidad. Se plantearon como condiciones y parámetros iniciales para el cálculo los siguientes:

a) Condiciones de carga:

Los cálculos se realizan para la condición del máximo de carga, considerando la establecida por el peso total del motor de combustión interna según el diseño original: 520 kg. Teniendo en cuenta que los esfuerzos transmitidos, en el acoplamiento no ocurren con velocidades de rotación, las fuerzas de resistencia al arrastre de la carga se pueden considerar como cargas estáticas. La carga originada por el peso se considera uniformemente distribuida en toda la longitud actuando en el plano vertical (p_v) y la carga originada por la resistencia al arrastre, también se considera uniformemente distribuida, pero actuando en el plano horizontal (p_h), como se ilustra en el esquema de la figura 2.5.

b) Características de diseño:

Como condición indispensable para ejecutar las operaciones de simulación y cálculo, se requiere poseer el diseño del elemento en AutoCAD. El software interactúa directamente con el diseño preestablecido e interpreta las dimensiones necesarias para realizar los cálculos con los datos iniciales introducidos, elaborar y registrar la base de datos y tomar las decisiones a partir de los criterios de resistencia de materiales.

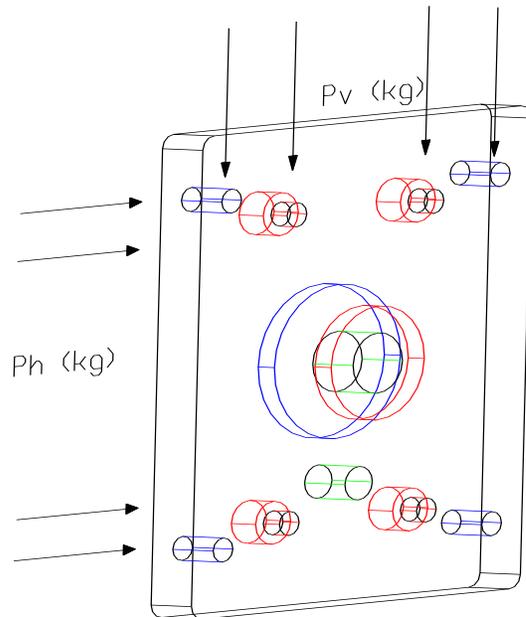


Figura 2.5 Esquema de análisis para el cálculo del acoplamiento con carga uniformemente distribuida.

2.8. Conclusiones del capítulo 2

- Se estableció la composición química del material que se recomienda utilizar en la fabricación del acoplamiento.
- Se establecieron las metodologías de cálculos necesarias, basadas en las bibliografías consultadas, para determinar los parámetros de diseño y tecnología de fabricación del acoplamiento.

CAPÍTULO 3

CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1. Introducción

En este capítulo se exponen los resultados emanados del trabajo, a partir de las expresiones matemáticas que describen las metodologías de cálculo, empleadas para determinar los parámetros de diseño, simulaciones y fabricación del acoplamiento en las máquinas herramientas convencionales, lo que fue la base para la realización del trabajo. Se realiza una valoración económica a partir de un análisis de ahorro, así como el impacto medioambiental en el que incurren las máquinas herramientas convencionales utilizadas y los automóviles.

Objetivo del capítulo

Realizar la estimación crítica de los resultados obtenidos a partir del trabajo realizado y con ello, explicar los fundamentos científicos que dan solución al problema planteado.

3.2. Parámetros establecidos para el diseño del acoplamiento

Para determinar las dimensiones que debe de tener el acoplamiento de brida, se tomaron en cuenta los datos que aparecen normalizados en la tabla de "Dimensiones de los acoplamientos", que se encuentra en la hoja 141 del "Atlas de diseño de Elementos de Máquinas", ver el anexo 4. Los datos que más se corresponden a la pieza se pueden ver a continuación en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Dimensiones del acoplamiento de bridas

Dimensiones del acoplamiento en (mm)							
Designación acoplamiento	Mt _{máx} (kg*m)	D ₁	D ₂	D ₃	b	Tornillos	Peso (kg)
M # 6	450	85	115	45	28	M16	42,8

3.3. Análisis de la resistencia de los tornillos

El análisis de resistencia en el acoplamiento está dirigido a los tornillos, porque estos son los que principalmente tiende a romperse en estos tipos de uniones. Dado que se utilizaron tornillos M16 tanto para la caja de cambios, como para el motor, se realizaron los cálculos teniendo en cuenta los datos del motor, porque son los tornillos que

soportaran más cargas y por lo tanto, los de mayor peligro a la rotura. Ver el anexo 5 para el cálculo de los tornillos. En la tabla 3.2 se muestran los resultados de la metodología aplicada en el capítulo 2 para el cálculo de resistencia de los tornillos, según Aneiros (1983) y Dobrovolsky (1976).

Tabla 3.2 Resultados de los cálculos de resistencia de los tornillos.

Nombre de las variables	Variables	Según la ecuación	Resultados
Carga transversal resultante	$R_T (kgf)$	2.1	130
Fuerza normal necesaria	$N (kgf)$	2.2	$1,3 \times 10^3$
Carga longitudinal resultante	$R_L (kgf)$	2.3	33,91
Momento flector	$M (kgf \cdot mm)$	2.4	$1,56 \times 10^4$
Fuerza de tracción máxima	$P_0 (kgf)$	2.5	$1,334 \times 10^3$
Esfuerzo a la tracción admisible	$\bar{\sigma}_L (kgf / cm^2)$	2.6	$1,4 \times 10^3$
Fuerza de apriete de los tornillos	$P_{apr} (kgf)$	2.7	360,63
Fuerza que tiende a cortar un tornillo	$P_c (kgf)$	2.8	33,29

Como se puede valorar, en los resultados de resistencia obtenidos en la tabla 3.2, los valores de fuerza de tracción máxima y de apriete que se le aplica a cada tornillo, está comprendido en el rango asumido, comparando estos valores, con el del esfuerzo a la tracción admisible del material que se utilizó en los tornillos. El resultado logrado de la fuerza que tiende a cortar un tornillo, me permite determinar que los mismos resistirán la fuerza que se le aplica.

3.4. Análisis cinemático y dinámico

En la tabla 3.3 se muestran los resultados de los cálculos cinemático y dinámico del accionamiento (ver anexo 6), de la fuerza de fricción provocada por la superficie de la carretera sobre el movimiento de las ruedas del automóvil y la tensión normal a torsión. Los cálculos que se establecieron en el desarrollo de la presente metodología es valida sin considerar cargas en el ómnibus.

Tabla 3.3 Resultados del cálculo cinemático y dinámico.

Nombre de las variables	Variables	Según la ecuación	Resultados
Velocidad angular del árbol del cigüeñal del motor	W_m (rad/s)	2.9	293,22
Velocidad angular del embrague	W_{emb} (rad/s)	2.10	293,22
Velocidad angular de salida para cada cambio en la caja	W_{CC_n} (rad/s)	2.11	81,45 (primera) 155,97 (segunda) 238,39 (tercera) 293,22 (cuarta) 357,58 (quinta) 63,47 (retroceso)
Velocidad angular de la barra de transmisión	W_{bt_n} (rad/s)	2.12	81,45 (primera) 155,97 (segunda) 238,39 (tercera) 293,22 (cuarta) 357,58 (quinta) 63,47 (retroceso)
Velocidad angular del diferencial	W_{dif_n} (rad/s)	2.13	40,72 (primera) 77,98 (segunda) 119,19 (tercera) 146,61 (cuarta) 178,79 (quinta) 31,73 (retroceso)
Velocidad angular de la rueda motriz	W_{rm_n} (rad/s)	2.14	40,72 (primera) 77,98 (segunda) 119,19 (tercera) 146,61 (cuarta) 178,79 (quinta) 31,73 (retroceso)
Velocidad tangencial	V_n (m/s)	2.15	17,72 (primera) 33,92 (segunda) 51,85 (tercera) 63,77 (cuarta) 77,77 (quinta) 13,80 (retroceso)
Relación de transmisión total	i_t (adimensional)	2.16	7,2 (primera) 3,76 (segunda) 2,46 (tercera) 2 (cuarta) 1,64 (quinta) 9,24 (retroceso)
Momento del motor	Mm ($N \cdot m$)	2.17	381,97
Potencia del embrague	N_{emb} (W)	2.18	$1,109 \times 10^5$

Momento del embrague	$M_{emb} (N \cdot m)$	2.19	378,15
Potencia de la barra de transmisión	$N_{bt} (W)$	2.20	$6,648 \times 10^4$
Momento en la barra de transmisión	$M_{bt} (N \cdot m)$	2.21	816,16 (primera) 426,22 (segunda) 278,86 (tercera) 226,71 (cuarta) 185,9 (quinta) 1047 (retroceso)
Potencia del diferencial	$N_d (W)$	2.22	$6,515 \times 10^4$
Momento del diferencial	$M_d (N \cdot m)$	2.23	$1,6 \times 10^3$ (primera) 835,39 (segunda) 546,56 (tercera) 444,35 (cuarta) 364,37 (quinta) 2053 (retroceso)

En una valoración de los principales resultados obtenidos en la tabla 3.3, se pudiera decir, que el valor de la velocidad angular, en el árbol del motor, se entiende como la rapidez para la cual se obtiene la potencia máxima. Mientras mayor sea la velocidad angular, el motor tendrá menores dimensiones y al mismo tiempo será más ligero. Para el ómnibus Girón V, esta velocidad es admisible en las condiciones de adaptación según el motor seleccionado.

La velocidad del embrague es igual a la velocidad del motor, ya que la relación de transmisión existente es 1. Al analizar las seis salidas de las velocidades de la caja de cambios, se puede apreciar que en la medida que disminuye el número de dientes se incrementan las velocidades, entre la primera y el retroceso existe pequeña diferencia de fuerza, esto demuestra además que esta adaptación le permitirá al ómnibus Girón V ganar tanto en velocidad como en fuerza.

Como se aprecia los valores obtenidos de velocidad angular de la barra de transmisión son iguales que los de velocidad de la caja, ya que estos valores de transmisión son directamente proporcionales en la entrega del movimiento. Como se observa en los resultados, hay pérdida de la velocidad angular debido a que la relación de transmisión es 2, el diferencial a la entrada pierde la mitad de la velocidad angular que tenía a la salida de la barra de transmisión. La velocidad angular de la rueda motriz, es la relación de la fuerza tractiva que es la componente de la reacción del camino, paralela al mismo y que actúa en la rueda motriz.

Si la velocidad de giro (velocidad angular) transmitida a las ruedas es menor, el par motor aumenta, suponiendo que el motor entrega una potencia constante, el momento del motor que se obtuvo en los cálculos, es el necesario para su puesta en funcionamiento. En el resultado de la potencia de embrague ocurre una pequeña disminución, la cual significa que el motor pierde al entregar al embrague 0,1kW.

La potencia de la barra de transmisión y el diferencial para la mayoría de los vehículos la transmiten dos de sus ruedas, como es el caso del ómnibus Girón V, el valor alcanzado en los cálculos realizados es aceptable, comparándolo con la potencia de caja de velocidad y el motor.

3.5. Análisis de la tecnología de fabricación del acoplamiento

En la elaboración del acoplamiento se utilizará, el mecanizado por arranque de virutas, en el mismo se tuvieron en cuenta las operaciones de corte del semiproducto, torneado y taladrado.

3.5.1. Resultados del corte en el pantógrafo Challenger

Como resultado del corte realizado en el pantógrafo Challenger, con los parámetros establecidos, se obtuvo una plancha con el espesor de 30 mm, longitud 360 mm y un ancho de 300 mm. La plancha obtenida con las dimensiones antes mencionadas será maquinada en el torno y luego en la taladradora. La operación de corte en el pantógrafo Challenger por ser una pieza pequeña toma un tiempo de 4 minutos.

3.5.2. Análisis de la metodología de cálculos empleada en el torno 1M63

En el torno 1M63 se realizaron varias operaciones, donde se prefijaron algunos valores teniendo en cuenta las características de la máquina y el material. Los valores prefijados para la operación de devaste y mecanizado medio fueron de $n = 128$ rev/min y $S = 0,46$ mm/rev. En el torno también se realiza la operación de taladrado y retaladrado, en esta operación se prefija reduciendo la frecuencia de rotación a un 25 %, los valores prefijados fueron $n = 35$ rev/min y $S = 0,22$ mm/rev. Los cálculos de estas operaciones aparecen en el anexo 7 y los resultados de la tabla 3.4.

Tabla 3.4 Resultados de los cálculos en el torno.

Nombre de las variables	Variables	Según la ecuación	Resultados
Velocidad de corte	V_c (m/min)	2.24	188,44
Profundidad de corte para el refrentado	t (mm)	2.28	234,31
Profundidad de corte en el cilindrado no pasante	t (mm)	2.25	191,81
Profundidad de corte para el taladrado	t (mm)	2.28	10
Profundidad de corte en el retaladrado	t (mm)	2.29	10
Profundidad de corte para el mandrilado pasante	t (mm)	2.28	2,5
Profundidad de corte en el mandrilado no pasante	t (mm)	2.25	35
Longitud de la pieza a maquinar en el refrentado	L (mm)	2.27	470,61
Longitud de la pieza a maquinar en el taladrado	L (mm)	2.32	35
Longitud de la pieza a maquinar en el retaladrado	L (mm)	2.32	36,1
Longitud de la pieza a maquinar en el mandrinado pasante	L (mm)	2.33	34,25
Longitud de penetración de la herramienta en el taladrado	l_{1r} (mm)	2.30	6
Longitud de penetración de la herramienta en el retaladrado	l_{1r} (mm)	2.31	6,1
Tiempo de maquinado para el refrentado	Tm_1 (min)	2.26	15,99
Tiempo de maquinado para el cilindro no pasante	Tm_2 (min)	2.26	6,52
Tiempo de maquinado para el Taladrado y retaladrado	Tm_3 (min)	2.26	9,24
Tiempo de maquinado para el mandrilado pasante	Tm_4 (min)	2.26	0,58
Tiempo de maquinado para el mandrilado no pasante	Tm_5 (min)	2.26	1,22
Tiempo total del torno	Tm_{TT} (min)	2.34	33,55

La velocidad de corte obtenida permite establecer un período de vida más prolongado de la herramienta y el ahorro de recursos materiales. Los valores de profundidad de corte logrados permiten realizar las operaciones con un buen mecanizado, además daña poco por el calor la parte cortante de las cuchillas, si se tiene en cuenta el precio

de estas. Estos tiempos de maquinados obtenidos son los consumidos para la elaboración del acoplamiento en las distintas operaciones que se realizan en el torno (refrentado, cilindrado exterior no pasante, taladrado, retaladrado, y mandrilado).

3.5.3. Análisis de la metodología de cálculos empleada en la taladradora 2H125

En la tabla 3.5 aparecen los resultados de los cálculos de los regímenes de corte para la taladradora, a partir de la metodología propuesta en el capítulo 2, ver anexo 8. En esta operación se prefijaron los valores de $n = 125$ rev/min y $S = 0,22$ mm/rev, donde se tomaron en cuenta las características de la máquina y el material.

Tabla 3.5 Resultados de los cálculos en la taladradora.

Nombre de las variables	Variables	Según la ecuación	Resultados
Velocidad de corte	V_c (m/min)	2.35	6,87
Profundidad de corte del taladrado con la broca de 17,5 mm	t_t (mm)	2.36	8,75
Profundidad de corte del taladrado con la broca de 25 mm	t_t (mm)	2.36	12,5
Profundidad de corte del retaladrado con la broca de 32 mm	t_r (mm)	2.37	7,25
Momento torsor	M_{tor} ($kgf \cdot mm$)	2.38	$1,06 \times 10^4$
Potencia de corte	N_c (W)	2.39	$1,35 \times 10^3$
Longitud de la pieza a taladrar con broca de 17,5 mm	L (mm)	2.41	34,25
Longitud de la pieza a retaladrar con broca de 32 mm	L (mm)	2.41	16,42
Longitud de penetración de la herramienta para el taladrado con broca de 17,5 mm	l_{1t} (mm)	2.42	5,25
Longitud de penetración de la herramienta para el taladrado con broca de 25 mm	l_{1t} (mm)	2.42	7,5
Longitud de penetración de la herramienta para el retaladrado con broca de 32 mm	l_{1r} (mm)	2.43	7,5
Tiempo de maquinado total en la taladradora	T_{m_T} (min)	2.40	13,72

En los resultados logrados de la tabla 3.5, la velocidad de corte obtenida permite establecer un régimen de trabajo estable, prolongando el período de vida útil de la herramienta y ahorró de recursos materiales. Los valores obtenidos de profundidad de corte para las diferentes brocas permiten realizar las operaciones de taladrado y

retaladrado con un buen acabado, además daña poco por el calor la parte cortante de la broca.

Los valor obtenido del momento torsor permite conocer como se comportara la pieza durante el proceso de fabricación. Este es el que debera utilizar la taladradora para el maquinado de la pieza, que depende del diámetro de la broca y la fuerza axial que se le aplica.

La potencia de corte obtenida permite establecer un período de vida más prolongado de la herramienta y ahorrar recursos materiales. El resultado del tiempo de maquinado es el que se maneja de forma directa en la realización de los agujeros, esto es sin tener en cuenta el que requiere el operario para sus necesidades.

3.5.4. Análisis de los gastos de tiempo de trabajo

Los gastos de tiempos de trabajo que se muestran en la tabla 3.6; 3.7; 3.8, se realizaron teniendo en cuenta la misma metodología para las tres máquinas en la que se trabajó.

Tabla 3.6 Resultados de los gastos de tiempo de trabajo en el pantógrafo.

Nombre de las variables	Variables	Según la ecuación	Resultados en el pantógrafo
Tiempo por unidad de producción y es la suma de todos los tiempos de las diferentes categorías	Tpu(min)	2.44	10,9
Tiempo básico o principal de máquina	Tb(min)	ninguna	4
Tiempo de procesos tecnológicos	Tpt(min)	2.45	0,24
Tiempo auxiliar	Ta(min)	2.46	0,84
Tiempo organizativo	Torg(min)	2.47	4,84
Tiempo de descanso y necesidades personales	Tdnp(min)	2.48	0,84
Tiempo por causas organizativas	Tpco(min)	2.49	0,08
Tiempo por causas técnicas	Tpct(min)	2.50	0,064

En la tabla 3.6 aparecen los diferentes resultados de gastos de tiempo del operario, de donde, el tiempo total que se utiliza en la realización del corte en el pantógrafo es de 10,9 min. Aquí están ya sumados todos los tiempos que debe utilizar el operador para sus necesidades.

Tabla 3.7 Resultados de los gastos de tiempo de trabajo en el torno.

Nombre de las variables	Variables	Según la ecuación	Resultados en el torno
Tiempo por unidad de producción y es la suma de todos los tiempos de las diferentes categorías	Tpu(min)	2.44	91,46
Tiempo básico o principal de máquina	Tb(min)	2.34	33,55
Tiempo de procesos tecnológicos	Tpt(min)	2.45	2,01
Tiempo auxiliar	Ta(min)	2.46	7,05
Tiempo organizativo	Torg(min)	2.47	40,6
Tiempo de descanso y necesidades personales	Tdnp(min)	2.48	7,05
Tiempo por causas organizativas	Tpco(min)	2.49	0,67
Tiempo por causas técnicas	Tpct(min)	2.50	0,54

En la tabla 3.7 aparecen los resultados de gastos de tiempo del operario en el torno. El tiempo total que se utiliza en las diferentes operaciones que se realizan en el torno es de 91,46 min, aquí en este valor están ya sumados todos los tiempos que debe utilizar el operador para sus necesidades.

Tabla 3.8 Resultados de los gastos de tiempo de trabajo en la taladradora.

Nombre de las variables	Variables	Según la ecuación	Resultados en la taladradora
Tiempo por unidad de producción y es la suma de todos los tiempos de las diferentes categorías	Tpu(min)	2.44	37,40
Tiempo básico o principal de máquina	Tb(min)	2.40	13,72
Tiempo de procesos tecnológicos	Tpt(min)	2.45	0,82
Tiempo auxiliar	Ta(min)	2.46	2,88
Tiempo organizativo	Torg(min)	2.47	16,60
Tiempo de descanso y necesidades personales	Tdnp(min)	2.48	2,88
Tiempo por causas organizativas	Tpco(min)	2.49	0,27
Tiempo por causas técnicas	Tpct(min)	2.50	0,22

En la tabla 3.8 aparecen los resultados de gastos de tiempo del operador de la taladradora. El tiempo total que se utiliza en las operaciones de taladrado y retaladrado que se realizan en la misma es de 37,40 min, aquí están ya sumados todos los tiempos que debe utilizar el operador para sus necesidades.

Con los resultados obtenidos de las tres tablas anteriores, correspondiente al tiempo por unidad de producción, se suman todos y se determina el tiempo total de fabricación de la pieza que es de 139,76 min.

3.6. Análisis de la simulación por el Método de Elementos Finitos (MEF)

Se analizó el acoplamiento en el software COSMOSDesignSTAR, donde se generaron un total 54 817 nodos y 33 950 elementos y sus correspondientes archivos de almacenamiento de datos que incluyen los resultados de los cálculos de esfuerzos que actúan sobre el elemento y los ficheros gráficos del comportamiento tenso-deformacional del mismo.

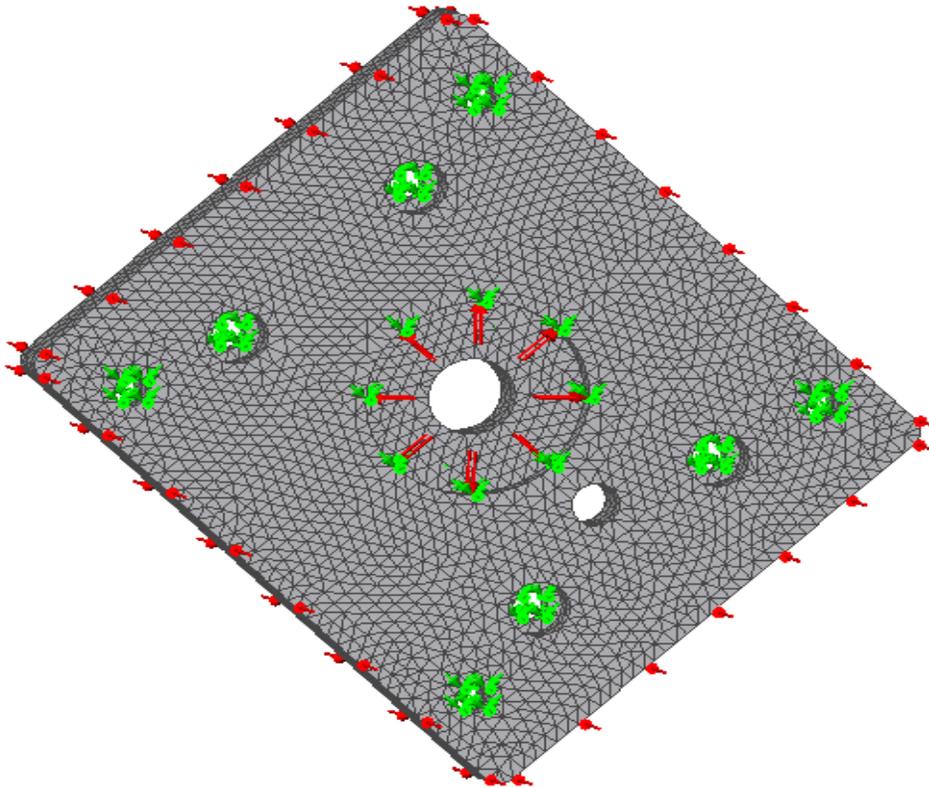


Figura 3.1 Mallado del acoplamiento

En la figura 3.1 se muestra el mallado del acoplamiento simulado, distinguiéndose las fuerzas aplicadas y restricciones en las zonas donde tienen mayor apoyo.

Las principales restricciones encontradas fueron las de no exceder el límite del frente de onda que ofrece COSMOSDesignSTAR. Este método de solución se utiliza para resolver sistemas de ecuaciones y encontrar los valores nodales de la estructura en su

fase de solución. La división de todo el elemento en sub-elementos pudo evitar exceder el límite del frente de onda.

DIBUJO DEL ACOPLA-acople :: Static Nodal Stress
Units : N/m² Deformation Scale : 1 : 1

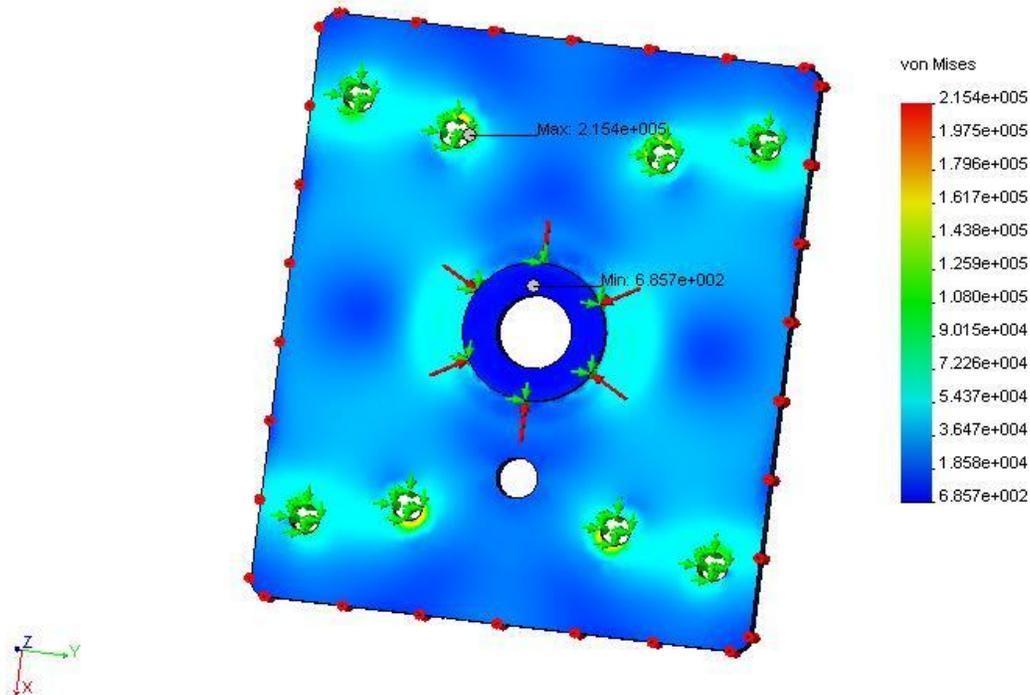


Figura 3.2 Tensión estática en los nodos

En la figura 3.2 aparecen los resultados de la simulación de la tensión nodal estática. Como se observa, los valores máximos de esfuerzos se localizan en la zona del empotramiento, correspondiéndose la misma con la sección más peligrosa del acoplamiento. Las fuerzas normales originadas por la resistencia de la carga durante el movimiento y el peso de los elementos originan una tensión estática máxima en los nodos de $2,154 \times 10^5$ N/m². La fuerza de tensión máxima que soporta el material del acoplamiento es de $4,58 \times 10^8$ N/m², por lo que puedo determinar que la pieza resiste la tensión aplicada en los nodos.

DIBUJO DEL ACOPLA-acople :: Static Strain
Deformation Scale 1 : 1

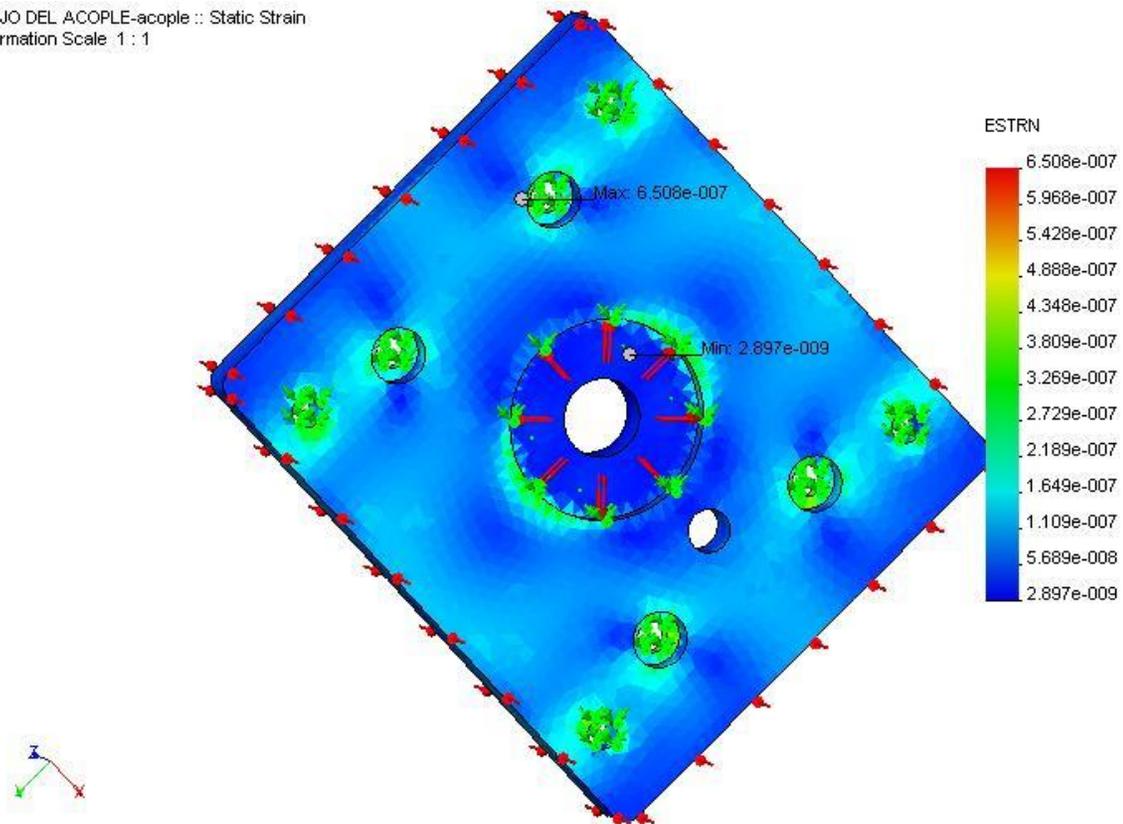


Figura 3.3 Tensión estática

Conocido el valor de las tensiones de trabajo, se procedió a la realización de las simulaciones y ensayos. En la figura 3.3 aparece la distribución de las tensiones estáticas reportada por COSMOSDesignSTAR para la zona más peligrosa del acoplamiento. El valor de la tensión estática máximo alcanzada por las fuerzas aplicadas al acoplamiento es de $6,508 \times 10^7 \text{ N/m}^2$, en comparación con la fuerza máxima que llega el material del acoplamiento $6,21 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, se comprueba que el mismo resiste.

Como ya se ha conocido el valor de las tensiones de trabajo en el acoplamiento, ahora en la figura 3.4 aparecen los valores del desplazamiento estático. Las fuerzas aplicadas al acoplamiento determinan un resultado de desplazamiento máximo de $8,842 \times 10^5 \text{ mm}$ en la zona más peligrosa del mismo.

DIBUJO DEL ACOPLA-acople :: Static Displacement
 Units : mm Deformation Scale 1 : 1

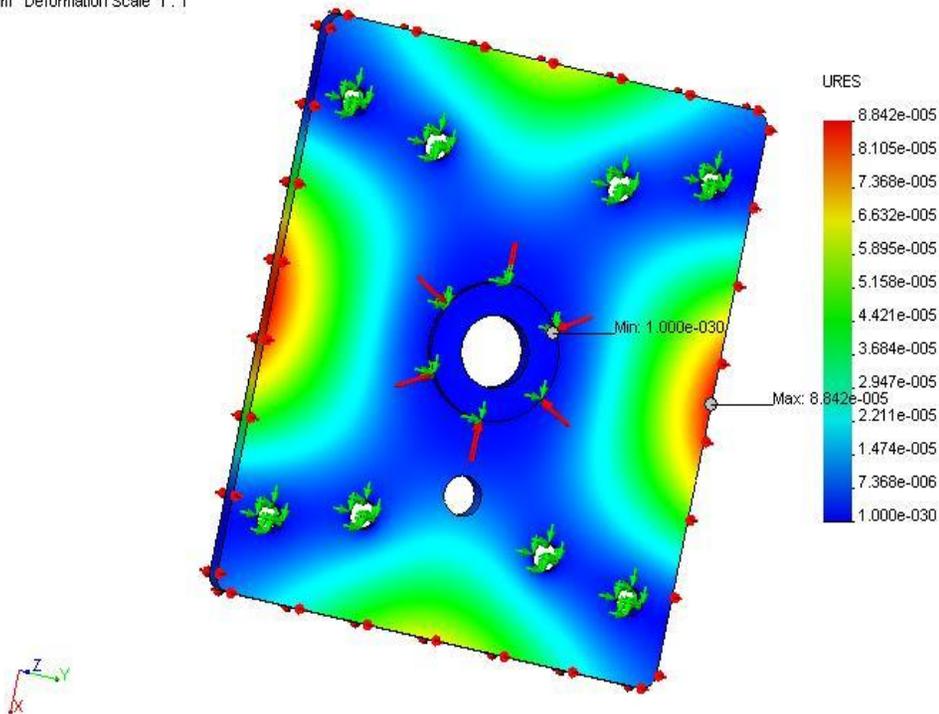


Figura 3.4 Desplazamiento estático

3.7. Valoración Económica

El parque automotor de la base de transporte de ómnibus del municipio de Moa presenta un nivel de envejecimiento pronunciado, que sin duda encárese la actividad de mantenimiento y reparación. Por lo que la situación económica y financiera del centro no permite tener un aseguramiento de piezas de repuesto que permita la planificación del desarrollo de reparaciones del transporte. En la toma de decisión para la fabricación de un acoplamiento, en vista de la recuperación del ómnibus Girón V de este parque de transporte, se evaluaron las siguientes variantes, que aparecen en la tabla 3.9.

Tabla 3.9 Costo de fabricación del acoplamiento

COSTO DE FABRICACIÓN DE LA PIEZA			
Tipo de material	Costo de material (\$/kg)	Peso del semiproducto (kg)	Precio (\$)
Acero AISI 1045	1,25	42,8	53,5
Operario	Tarifa(\$/h)	Tiempo efectivo(h)	Costo(\$)
Cortador	2,47	0,18	0,44
Tornero A	2,64	1,52	4,01

Taladrador A	2,54	0,62	1,57
Salario Básico (Sb) = Suma de los costos = \$ 6,02			
Salario complementario Sc = (Sb*0,1) = \$ 0,6			
Aporte a la seguridad social Ss = (Sc+Sb)*0,09 = \$ 0,6			
Gasto de Energía			
Máquinas	Tiempo de trabajo (h)	Consumo de la máquina (kW/h)	Tarifa de cobro (\$/kW)
Pantógrafo	0,07	20,5	0,04
Torno	0,56	13	0,04
Taladradora	0,23	10	0,04
Costos Energía			
Costo de energía consumida (\$)		Costo Energía Eléctrica (\$)	
Pantógrafo	$C_{\text{pantógrafo}} = 0,07 * 20,5 * 0,04$ $C_{\text{pantógrafo}} = 0,057$	$C_e = C_{\text{pantógrafo}} + C_{\text{torno}} + C_{\text{taladradora}}$ $C_e = 0,44$	
Torno	$C_{\text{torno}} = 0,56 * 13 * 0,04$ $C_{\text{torno}} = 0,29$	Costo Total $C_t = P_M + S_b + S_c + S_s + C_e = \$$ 61,16	
Taladradora	$C_{\text{taladradora}} = 0,23 * 10 * 0,04$ $C_{\text{taladradora}} = 0,092$		

Costo total de materiales: \$ 53,5

Costo por operario: \$ 6,02

Salario complementario: \$ 0,6

Aporte a la seguridad social: \$ 0,6

Costo de la energía eléctrica: \$ 0,44

Costo total de fabricación: \$ 61,16

El costo de fabricación total de la pieza es de 61,16 CUP, equivalente al mismo valor en CUC, porque en las empresas se evalúa de CUP a CUC al uno por uno.

3.8. Valoración del impacto medio ambiental

El transporte automotor es una de las principales fuentes emisoras de gases contaminantes provenientes de la combustión de los motores, que provoca un doble efecto dañino, pues mientras algunos de los componentes gaseosos afectan la salud humana (CO, NOx y HC), otros conllevan al incremento de los gases de efecto invernadero (CO₂, CH₄ y N₂O), incidentes en el cambio climático que afecta a la tierra.

Los MCI son potenciales contaminadores del medio ambiente, entre los efectos más relevantes se mencionan los siguientes:

El **Dióxido de Carbono** y demás partículas nocivas emitidas por los tubos de escape de los vehículos con motor de combustión contribuyen en gran manera, al ser tan elevado su número. Contribuye al Efecto Invernadero, a la Lluvia Ácida y la capa de Ozono.

Efecto Invernadero: La quema de combustibles fósiles aumenta la cantidad de Dióxido de Carbono en la atmósfera, que atrapa calor extra. Si continua así subirá la temperatura de la tierra ocasionando muchos problemas.

Lluvia Ácida: Causada principalmente por el nitrógeno despedido por los tubos de escape. Cuando esta contaminación se mezcla con el vapor de agua y el oxígeno de la atmósfera, se producen ácido nítrico y sulfúrico. Esta mezcla cae con la lluvia incrementando la acidez de lagos, ríos y sustrato en general, incluyendo plantas y animales.

Actualmente, los países y regiones geográficas con mayor desarrollo y los que están en vías de ello, establecen normativas para el control de las emisiones de gases de los vehículos automotores, que abarcan desde los aspectos relacionados con el diseño y construcción hasta los vinculados con la explotación de los mismos. Está demostrado que el problema de la contaminación ambiental crece cada día, con un efecto directo sobre la salud humana.

En cuanto a Cuba, el parque automotor a pesar de que se está modernizando, se caracteriza por proceder de diferentes zonas geográficas y por tener un variado conjunto de técnicas de fabricación, lo que unido al envejecimiento técnico ocasionado por el prolongado período de explotación, posee tecnologías de baja eficiencia energética que promueve altos niveles de emisiones de gases de combustión.

Esta situación impide la elaboración de regulaciones y normas de emisión con carácter general, pues mientras las empresas transportistas estatales y propietarios particulares que dispongan de vehículos modernos apenas tienen que realizar esfuerzos para cumplirlas, los que poseen medios con tecnologías atrasadas no podrán lograrlo, a no ser mediante el manejo de determinadas inversiones que no siempre el país está en condiciones de enfrentar.

Debido a lo anterior es que se hace necesaria la elaboración de regulaciones y normas de emisión que, además de considerar las categorías del vehículo atendiendo al peso y potencia, consideren las particularidades tecnológicas y desgastes técnicos de estos, así como las posibilidades económicas del país para alcanzar determinados niveles de eficiencia energética y ambiental.

3.9. Conclusiones del capítulo 3

- Se establecieron los resultados de las metodologías de cálculo para determinar la condición de resistencia de los tornillos, la relación de transmisión, simulación y la tecnología de fabricación del acoplamiento, estando en los parámetros establecidos para el diseño de fabricación.
- Se estableció el análisis económico teniendo en cuenta la fabricación de la pieza y la valoración impacto ambiental, que a pesar de las ventajas que representa el transporte, para la transportación de personas y otras actividades, presenta como desventaja ambiental la emisión de gases contaminantes de la atmósfera.

Conclusiones Generales

- ❖ En el trabajo se selecciona el material AISI 1045 a utilizar en el acoplamiento, que por poseer buenas propiedades mecánicas, físicas y químicas, es uno de los mejores materiales para la fabricación de este tipo de acoplamiento.
- ❖ Al realizar la metodología para el cálculo de resistencia de los tornillos, el análisis dinámico y cinemático de la transmisión, se pudo comprobar con los resultados obtenidos que la adaptación del motor Yun Chai a la caja de cambios modelo internacional del ómnibus Girón V resistirá las nuevas condiciones de trabajo.
- ❖ En la metodología utilizada para la tecnología de fabricación, se determinó el tiempo por unidad de producción que se necesita para la realización de la pieza, el cual fue de 139,76 min.
- ❖ En la simulación realizada por el método de elementos finitos, con el software COSMOSDesignSTAR, se pudo comprobar que el acoplamiento resiste las condiciones para la que debe de trabajar entre el motor Yun Chai y la caja de velocidad internacional.
- ❖ Al efectuar el proceso de adaptación del motor Yun Chai en la caja de velocidad internacional se establece que es una variante técnicamente económica y factible, ya que incurre en un gasto de fabricación del acoplamiento entre ellos de \$ 61,16.



Recomendaciones

- ❖ Comprobar el acoplamiento obtenido, para así conocer su eficiencia y calidad en la práctica.
- ❖ Para la fabricación de la pieza, es recomendable seguir todas las instrucciones y pasos de la respectiva tecnología de maquinado.
- ❖ Chequear sistemáticamente el sistema de la nueva adaptación en el ómnibus considerando que el peso del motor y la caja de velocidad, incrementan el peso en la suspensión en correspondencia con su diseño original.

BIBLIOGRAFÍAS

Referencias bibliográficas

1. Acosta, H.A., *Sistema de Transmisión del ARO "10" Modelo 240*. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico. ISMM, 2009.
2. Aguilera, L., *La caja de cambios mecánica*, Extraído el 9 de mayo, 2012, de <http://www.mundoyomotor.com/0004/200411516643.htm>.
3. Allen, W. A. *Conozca su automóvil*, México 1965.
4. Aneiros, J.M., *Problemas de Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pueblo y Educación, 1983.
5. Arias, M., *Manual de automóviles*, 34 ed. Madrid 1999.
6. *Cajas de cambios*, Extraído el 9 de mayo, 2012, de http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios.
7. Casado, E y García J, J. *Fundamentos Tecnológicos del Automóvil*. Madrid, España, Thomson/Paraninfo, 2002.
8. Casillas, A., *Cálculo de taller*. 5ª Edición, Madrid, España 1982.
9. Castillo, J., *Adaptación de un motor marca Volvo al ómnibus Fiat del ISMMM*. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico. ISMM, 2010.
10. Celis, E., *Caja de cambios mecánica o manual*, Extraído el 9 de mayo, 2012, de <http://www.sabelotodo.org/automovil/cajamanual.html>.
11. Celis, E., *Caja de velocidades manual*, Extraído el 9 de mayo, 2012, de <http://automecanico.com/auto2003/transma.html>.
12. Celis, E., *Cajas de velocidades o cambios*, Extraído el 7 de mayo, 2012, de <http://www.sabelotodo.org/automovil/cajacambios.html>.
13. Celis, E., *Motor de cuatros tiempos*, Extraído el 10 de mayo, 2012, de <http://automecanico.com/auto2002/motor4.html>.
14. Coromant Korokey. *Guía de aplicación de herramientas*, 1996.
15. Dobrovolski, V., Zablonki, K., *Elementos de Máquinas*, Editorial MIR. Moscú. URSS, Tercera Edición, 1980.
16. Durán, Y., *Adaptación de una caja de velocidad en el ómnibus Fiat del ISMMM*. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico. ISMM, 2010.
17. Fernández, Alcántara, Rodríguez, *Proceso de Maquinado con arranque de Virutas*. Folleto de máquinas herramientas, ISMM, 2007.



18. Ferrer, E., Piloto, N. *Teoría del corte de los metales*. La Habana, Editorial Pueblo y Educación, 1983.
19. Góngora, V.I, *Recuperación del motor del ARO "10" Modelo 240*. Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico. ISMM, 2009.
20. López, E., *Ciclos reales en los motores de combustión interna*. Holguín, 2006.
21. López, E., *Procesos en los motores de combustión interna*. Holguín, 2009.
22. Ministerio de Educación Superior, *Atlas de diseño de Elementos de Máquinas*, Segunda Parte. Editorial Pueblo y Educación, 1976.
23. Reshetov. *Elementos de Máquinas*. Pueblo y Educación, 1983.
24. Shigle. *Diseño de elementos de máquinas*. Pueblo y Educación, 1983.
25. Software Auto CAD 2000.
26. Software COSMOS Design STAR.
27. Software Mathcad 13 profesional.

Anexos

Anexo 1

Características del pantógrafo Challenger

La máquina de corte por plasma Challenger tiene entre sus características técnicas una mesa de trabajo de longitud 8 000 mm y de ancho 3 000 mm, con un espesor de corte oxiacetilénico de 100 mm y un espesor de corte con plasma en acero de 30 mm, en aluminio de 25 mm. El pantógrafo cuenta con una velocidad de corte de 4 000 mm con una desviación del trabajo de +/- 0,5 y una cantidad de antorcha de Oxicorte de 2 y de Plasma 1. Esta máquina trabaja con corriente 110 V. Tiene una bomba de recirculación de agua, 2 máquinas Merlín que entregan 150 A cada una y la primera ayuda a la otra con la corriente, cuenta con un control remoto de amperaje, que es el encargado del control de los amperes con que trabajara el Challenger.

Anexo 2

Caracterización del torno 1M63

Los trabajos de torneado se realizaron en el torno 1M63, en el mismo se puede realizar varias de las operaciones, presenta las mejores cualidades del sistema de mando, en el cual está centralizado todas las operaciones de trabajo y auxiliares.

Entre sus características técnicas tiene una distancia entre puntos de 1400 – 1800 mm, altura de los puntos 315 mm, la gama de números de revoluciones en r.p.m es de (10,1; 12,7; 16,3; 20,4; 25,5; 31,9; 40,8; 51; 63; 79,7; 102; 128; 163; 204; 255; 319; 408; 510; 659; 816; 1020; 1275), gama de avance longitudinal en mm/rev es de (0,06; 0,07; 0,083; 0,096; 0,102; 0,109; 0,115; 0,198; 0,21; 0,23; 0,256; 0,305; 0,34; 0,38; 0,4; 0,43; 0,46; 0,51; 0,6; 0,68; 0,77; 0,815; 0,86; 0,94; 1,02; 1,58), gama de avances transversales en mm/rev son iguales a los longitudinales.

La longitud máxima de torneado es de 2520 – 1260 mm, las dimensiones máxima del cuerpo de la cuchilla es 32 x 25 mm, el desplazamiento máximo del husillo de la contrapunta es de 400 mm. Los pasos de roscas que se tallan métricas son de (1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 12; 14; 16; 18; 19; 20; 24; 26; 28; 32; 36; 40; 44; 48; 52; 56; 64; 72; 76; 80; 88; 96; 104; 128; 144; 162). El peso máximo de la

pieza que se instala entre punto es de 800 kg y el peso máximo que se instala en el plato es de 200 kg.

Anexo 3

Caracterización de la taladradora vertical modelo 2 H 125

Diámetro máximo de los orificios que se labran en piezas de acero, 25 mm. Potencia del motor $N_m = 2,8$ kW; rendimiento de la taladradora $\eta = 0,8$. Frecuencia de rotación del husillo(r/m): 45; 63; 90; 125; 180; 250; 355; 500; 710; 1000; 1400; 2000. Avance (mm/rev): 0,1; 0,14; 0,2; 0,38; 0,4; 0,56; 0,8; 1,12; 1,6. Máxima fuerza de corte axial admisible por el mecanismo de avance de la taladradora, $P_{m\acute{a}x} = 900\text{kgf/mm}^2$.

Anexo 4

Dimensiones del acoplamiento en (mm).												
Designación del acoplamiento	$M_{t_{m\acute{a}x}}$ kg*m	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	D	D_1	L	b	l
M # 1	25	18-24	50	40	11	30	40	115	85	40	12	10
M # 2	50	25-32	65	55	13	40	55	140	105	55	15	12
M # 3	100	35-42	80	75	13	60	75	165	130	65	18	12
M # 4	250	45-55	100	90	17	70	90	200	160	80	20	15
M # 5	300	58-70	130	110	17	90	110	230	185	95	24	15
M # 6	450	72-85	155	135	17	110	135	270	220	110	28	15
M # 7	900	90-105	185	155	21	130	155	300	260	135	32	18
M # 8	1700	110-	215	190	25	160	190	350	290	165	35	20

Anexo 6

Cálculo cinemático

Velocidad del aire del motor Velocidad angular del embrague

$$n := 2800$$

$$i_{emb} := 1$$

$$W_m := \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad W_m = 293.215$$

$$W_{emb} := \frac{W_m}{i_{emb}} \quad W_{emb} = 293.215$$

Velocidad de salida de la caja de cambios para ambas velocidades

$$i_{cc1} := 3.60 \quad i_{cc2} := 1.88 \quad i_{cc3} := 1.23 \quad i_{cc4} := 1 \quad i_{cc5} := 0.82 \quad i_{ccret} := 4.62$$

$$W_{cc1} := \frac{W_m}{i_{cc1}}$$

$$W_{cc1} = 81.449$$

$$W_{cc2} := \frac{W_m}{i_{cc2}}$$

$$W_{cc2} = 155.966$$

$$W_{cc3} := \frac{W_m}{i_{cc3}}$$

$$W_{cc3} = 238.386$$

$$W_{cc4} := \frac{W_m}{i_{cc4}}$$

$$W_{cc4} = 293.215$$

$$W_{cc5} := \frac{W_m}{i_{cc5}}$$

$$W_{cc5} = 357.58$$

$$W_{ccret} := \frac{W_m}{i_{ccret}}$$

$$W_{ccret} = 63.467$$

Velocidad angular de la barra de transmisión en la entrada del diferencial

$$i_{cibt} := 1$$

$$W_{bt1} := \frac{W_{cc1}}{i_{cibt}}$$

$$W_{bt1} = 81.449$$

$$W_{bt2} := \frac{W_{cc2}}{i_{cibt}}$$

$$W_{bt2} = 155.966$$

$$W_{bt3} := \frac{W_{cc3}}{i_{cibt}}$$

$$W_{bt3} = 238.386 +$$

$$W_{bt4} := \frac{W_{cc4}}{i_{cibt}}$$

$$W_{bt4} = 293.215$$

$$W_{bt5} := \frac{W_{cc5}}{i_{cibt}}$$

$$W_{bt5} = 357.58$$

$$W_{btret} := \frac{W_{ccret}}{i_{cibt}}$$

$$W_{btret} = 63.467$$

Velocidad angular de salida del diferencial

$$i_{dft} := 2$$

$$W_{dif1} := \frac{W_{bt1}}{i_{dft}}$$

$$W_{dif1} = 40.724$$

$$W_{dif2} := \frac{W_{bt2}}{i_{dft}}$$

$$W_{dif2} = 77.983$$

$$W_{dif3} := \frac{W_{bt3}}{i_{dft}}$$

$$W_{dif3} = 119.193$$



$$W_{dif4} := \frac{W_{bt4}}{i_{dft}} \quad W_{dif5} := \frac{W_{bt5}}{i_{dft}} \quad W_{difret} := \frac{W_{btret}}{i_{dft}}$$

$$W_{dif4} = 146.608 \quad W_{dif5} = 178.79 \quad W_{difret} = 31.733$$

Velocidad angular de la rueda motriz

$$i_{drm} := 1$$

$$W_{rm1} := \frac{W_{dif1}}{i_{drm}} \quad W_{rm2} := \frac{W_{dif2}}{i_{drm}} \quad W_{rm3} := \frac{W_{dif3}}{i_{drm}}$$

$$W_{rm1} = 40.724 \quad W_{rm2} = 77.983 \quad W_{rm3} = 119.193$$

$$W_{rm4} := \frac{W_{dif4}}{i_{drm}} \quad W_{rm5} := \frac{W_{dif5}}{i_{drm}} \quad W_{rmret} := \frac{W_{difret}}{i_{drm}}$$

$$W_{rm4} = 146.608 \quad W_{rm5} = 178.79 \quad W_{rmret} = 31.733$$

Velocidad tangencial $R_r := 0.435$

$$V_1 := W_{rm1} \cdot R_r \quad V_2 := W_{rm2} \cdot R_r \quad V_3 := W_{rm3} \cdot R_r$$

$$V_1 = 17.715 \quad V_2 = 33.923 \quad V_3 = 51.849$$

$$V_4 := W_{rm4} \cdot R_r \quad V_5 := W_{rm5} \cdot R_r \quad V_{ret} := W_{rmret} \cdot R_r$$

$$V_4 = 63.774 \quad V_5 = 77.774 \quad V_{ret} = 13.804$$

Relación de transmisión total

$$i_{t1} := \frac{W_m}{W_{rm1}} \quad i_{t2} := \frac{W_m}{W_{rm2}} \quad i_{t3} := \frac{W_m}{W_{rm3}}$$

$$i_{t1} = 7.2 \quad i_{t2} = 3.76 \quad i_{t3} = 2.46$$

$$i_{t4} := \frac{W_m}{W_{rm4}} \quad i_{t5} := \frac{W_m}{W_{rm5}} \quad i_{tret} := \frac{W_m}{W_{rmret}}$$

$$i_{t4} = 2 \quad i_{t5} = 1.64 \quad i_{tret} = 9.24$$



Cálculos dinámicos

Momento del motor

$$Nm := 112000 \quad Wm := 293.215$$

Potencia en el embrague

$$\eta_{emb} := 0.99$$

$$Mm := \frac{Nm}{Wm} \quad Mm = 381.972$$

$$Nemb := Nm \cdot \eta_{emb}$$

$$Nemb = 1.109 \cdot 10^5$$

Potencia en la barra de transmisión

Momento del embrague

$$\eta_{bt} := 0.98 \quad Ncc := 67832$$

$$Wemb := 293.215$$

$$Nbt := Ncc \cdot \eta_{bt}$$

$$Nbt = 6.648 \cdot 10^4$$

$$Memb := \frac{Nemb}{Wemb}$$

$$Memb = 378.153$$

Momento en la barra de transmisión

$$Wbt1 := 81.449 \quad Wbt2 := 155.966 \quad Wbt3 := 238.386$$

$$Wbt4 := 293.215 \quad Wbt5 := 357.58 \quad Wbtret := 63.467$$

$$Mbt1 := \frac{Nbt}{Wbt1} \quad Mbt2 := \frac{Nbt}{Wbt2} \quad Mbt3 := \frac{Nbt}{Wbt3}$$

$$Mbt1 = 816.159 \quad Mbt2 = 426.217 \quad + \quad Mbt3 = 278.856$$

$$Mbt4 := \frac{Nbt}{Wbt4} \quad Mbt5 := \frac{Nbt}{Wbt5} \quad Mbtret := \frac{Nbt}{Wbtret}$$

$$Mbt4 = 226.712 \quad Mbt5 = 185.903 \quad Mbtret = 1.047 \cdot 10^3$$

Potencia de salida del diferencial

$$\eta_d := 0.98 \quad Nd := Nbt \cdot \eta_d \quad Nd = 6.515 \cdot 10^4$$

Momento que desarrolla el diferencial

$$Wd1 := 40.724 \quad Wd2 := 77.983 \quad Wd3 := 119.193 \quad Wd4 := 146.608$$

$$Wd5 := 178.79 \quad Wdret := 31.733$$

$$Md1 := \frac{Nd}{Wd1} \quad Md2 := \frac{Nd}{Wd2} \quad Md3 := \frac{Nd}{Wd3}$$

$$Md1 = 1.6 \cdot 10^3 \quad Md2 = 835.385 \quad Md3 = 546.558$$

$$Md4 := \frac{Nd}{Wd4} \quad Md5 := \frac{Nd}{Wd5} \quad Mdret := \frac{Nd}{Wdret}$$

$$Md4 = 444.354 \quad Md5 = 364.371 \quad Mdret = 2.053 \cdot 10^3$$

Anexo 7

Cálculos de los regímenes de corte en el torno

Velocidad de corte Profundidad de corte cilindrado no pasante

$$D := 468.61 \quad n := 128 \quad s := 0.46 \quad d := 85 \quad i1 := 48$$

$$Vc := \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad Vc = 188.439 \quad t1 := \frac{D - d}{2} \quad t1 = 191.805$$

Tiempos de maquinado Profundidad de corte refrentado

$$\text{Cilindrado no pasante} \quad t := \frac{D}{2} \quad t = 234.305$$

$$L := 8$$

$$Tm := \frac{L}{n \cdot s} \cdot i1 \quad Tm = 6.522$$

Refrentado $\theta := 45$ $\cot\theta := 1$ +

$$\Delta := 2 \quad i2 := 1 \quad y := t \cdot \cot\theta \quad y = 234.305$$

$$L1 := \frac{D}{2} + y + \Delta \quad L1 = 470.61$$

$$Tmr := \frac{L1}{n \cdot s} \cdot i2 \quad Tmr = 7.993 \quad Tm1 := Tmr \cdot 2 \quad Tm1 = 15.985$$

Tiempo de maquinado para el taladrado y retaladrado

Taladrado $s1 := 0.22$ Retaladrado

$$d2 := 20 \quad l := 28 \quad n1 := 35 \quad D1 := 40 \quad l22 := 2 \quad i2 := 1$$

$$l21 := 1 \quad t2 := \frac{d2}{2} \quad t2 = 10 \quad t3 := \frac{D1 - d2}{2} \quad t3 = 10$$

$$l11 := 0.3 \cdot d2 \quad l11 = 6 \quad l12 := 0.61 \cdot t3 \quad l12 = 6.1$$

$$Lg := l + l11 + l21 \quad Lg1 := l + l12 + l22$$

$$Lg = 35 \quad Lg1 = 36.1$$

$$Tmt := \frac{l + l11 + l21}{n1 \cdot s1} \cdot i2 \quad Tmre := \frac{l + l12 + l22}{n1 \cdot s1} \cdot i2$$

$$Tmt = 4.545$$

$$Tmre = 4.688$$

Mandrilado pasante		Mandrilado no pasante	
$\alpha := 60$		$L_{np} := 8$	$D_{np} := 115$ $d_{np} := 45$
$D_p := 45$ $d_p := 40$	$\cot \alpha := 1.7$	$l_{np} := 9$	$t_{np} := \frac{D_{np} - d_{np}}{2}$
$l_p := 28$ $i_p := 1$			$i_{np} = 35$
$t_p := \frac{D_p - d_p}{2}$	$t_p = 2.5$	$T_{mnp} := \frac{L_{np}}{n \cdot s} \cdot i_{np}$	$T_{mnp} = 1.223$
$L_p := l_p + y_p + \Delta$	$y_p := t_p \cdot \cot \alpha$		
	$y_p = 4.25$		
$L_p = 34.25$			
$T_{mp} := \frac{L_p}{n \cdot s} \cdot i_p$	$T_{mp} = 0.582$		
$T_b := T_m + T_{m1} + T_{mt} + T_{mre} + T_{mp} + T_{mnp}$			
	$T_b = 33.545$		

Anexo 8

Cálculos de los regimenes de corte en la taladradora

$$D1 := 17.5 \quad n := 125 \quad D2 := 25 \quad s := 0.22 \quad D3 := 32 \quad i := 1$$

Velocidad de corte

Profundidad de corte

$$V_{c1} := \frac{\pi \cdot D1 \cdot n}{1000} \quad t1 := \frac{D1}{2} \quad t2 := \frac{D2}{2} \quad t3 := \frac{D3 - D1}{2}$$

$$V_{c1} = 6.872 \quad t1 = 8.75 \quad t2 = 12.5 \quad t3 = 7.25$$

Momento torsor

Potencia de corte

$$P1 := 830 \quad M_{tor1} := 0.73 \cdot P1 \cdot D1$$

$$M_{tor1} = 1.06 \cdot 10^4$$

$$N_{c1} := \frac{M_{tor1} \cdot n}{975}$$

$$N_{c1} = 1.359 \cdot 10^3$$

Tiempo de maquinado Taladrado

$$l := 28 \quad l_{21} := 1 \quad l_{22} := 2 \quad l_3 := 10 \quad l_{23} := 2$$

$$t1 := \frac{D1}{2} \quad t2 := \frac{D2}{2} \quad t3 := \frac{D3 - D1}{2}$$

$$t1 = 8.75 \quad t2 = 12.5 \quad t3 = 7.25$$

$$l_{11} := 0.3 \cdot D1 \quad l_{12} := 0.3 \cdot D2 \quad l_{13} := 0.61 \cdot t3$$

$$l_{11} = 5.25 \quad l_{12} = 7.5 \quad l_{12} = 7.5$$

$$L1 := I + I11 + I21 \quad L2 := I + I12 + I22 \quad L3 := I3 + I13 + I23 \quad \text{r}$$

$$L1 = 34.25$$

$$L2 = 37.5$$

$$L3 = 16.422$$

$$Tm1 := \frac{I + I11 + I21}{n \cdot s} \cdot j \quad Tm2 := \frac{I + I12 + I22}{n \cdot s} \cdot j \quad Tm3 := \frac{I3 + I13 + I23}{n \cdot s} \cdot j$$

$$Tm1 = 1.245$$

$$Tm2 = 1.364$$

$$Tm3 = 0.597$$

$$Tmt := Tm1 \cdot 8$$

$$Tmt = 9.964$$

$$Tmr := Tm3 \cdot 4$$

$$Tmr = 2.389$$

$$Tb := Tmt + Tm2 + Tmr$$

$$Tb = 13.716$$

Anexo 9

Cálculos de los gastos de tiempo de trabajo empleado en los procesos tecnológicos.

$$\text{Torno } Tb := 33.55$$

$$\text{Taladradora } Tb1 := 13.72$$

$$Ta := 0.21 \cdot Tb$$

$$Tpt := 0.06 \cdot Tb$$

$$Ta1 := 0.21 \cdot Tb1$$

$$Tpt1 := 0.06 \cdot Tb1$$

$$Ta = 7.045$$

$$Tpt = 2.013$$

$$Ta1 = 2.881$$

$$Tpt1 = 0.823$$

$$Torg := Tb + Ta$$

$$Tpct := 0.016 \cdot Tb$$

$$Torg1 := Tb1 + Ta1$$

$$Tdnp1 := 0.21 \cdot Tb1$$

$$Torg = 40.595$$

$$Tpct = 0.537$$

$$Torg1 = 16.601$$

$$Tdnp1 = 2.881$$

$$Tdnp := 0.21 \cdot Tb$$

$$Tpco := 0.02 \cdot Tb$$

$$Tpco1 := 0.02 \cdot Tb1$$

$$Tpct1 := 0.016 \cdot Tb1$$

$$Tdnp = 7.045$$

$$Tpco = 0.671$$

$$Tpco1 = 0.274$$

$$Tpct1 = 0.22$$

$$Tpu := Tb + Ta + Tpt + Torg + Ddnp + Tpco + Tpct$$

$$Tpu = 91.457$$

$$Tpu1 := Tb1 + Ta1 + Tpt1 + Torg1 + Ddnp1 + Tpco1 + Tpct1$$

$$Tpu1 = 37.401$$



Pantógrafo $Tb2 := 4$

$Ta2 := 0.21 \cdot Tb2$ $Tpt2 := 0.06 \cdot Tb2$ $Torg2 := Tb2 + Ta2$

$Ta2 = 0.84$ $Tpt2 = 0.24$ $Torg2 = 4.84$

$Tdnp2 := 0.21 \cdot Tb2$ $Tpco2 := 0.02 \cdot Tb2$ $Tpct2 := 0.016 \cdot Tb2$

$Tdnp2 = 0.84$ $Tpco2 = 0.08$ $Tpct2 = 0.064$

$Tpu2 := Tb2 + Ta2 + Tpt2 + Torg2 + Tdnp2 + Tpco2 + Tpct2$

$Tpu2 = 10.904$ +