



UNIVERSIDAD
CIENFUEGOS
Carlos Rafael Rodríguez

Facultad de Ingeniería Mecánica

Colectivo de Mecánica Aplicada

**Análisis de la falla del árbol de
transmisión (cardán) de la Patana
(Constructora I)**

Autor: Leodán Roberto Leiva Villavicencio

Tutores: Dr. Rafael Antonio Goytisoló Espinosa
M.Sc. Yabiel Pérez Gómez

Junio 2014

“Año 56 de la Revolución”

Pensamiento

“...no hay tareas imposibles, sino hombres incapaces...”

Fidel Castro Ruz.

Dedicatoria

A mi madre, hija, familia y seres queridos.

Agradecimientos

El hecho de que esta investigación llegara a buen término ha sido el resultado del apoyo de muchos compañeros que no escatimaron horas de trabajo y que siempre brindaron su contribución personal cuando se requirió la misma.”

A mi tutor Rafael Antonio Goytisoló Espinosa y Yabiel Pérez Gómez por arriesgarse, creer en mí y acompañarme durante todo este tiempo con tanta profesionalidad.

A mi familia por su apoyo en cada momento y etapa de la tesis;

A mis compañeros de estudio, por su inestimable y siempre oportuno apoyo;

A la revolución por darme la oportunidad de estudiar un nivel superior.

A mis profesores, porque contribuyeron al crecimiento de una cultura en mí; como ser humano y profesional;

Reciban pues el mayor agradecimiento a todos.

Muchas Gracias

Resumen

Resumen

El presente trabajo se realiza un estudio documental sobre las transmisiones por cardán, en el cual se exponen las principales fallas de las crucetas, barras de transmisión y diferenciales. Se realiza una profunda investigación de las metodologías de cálculo existentes para determinar las posibles fallas de transmisión por cardán. Se evalúan las cualidades de la barra de transmisión en el software inventor de diseño en condiciones normales de explotación, Constadetre capítulos: un primer capítulo donde se realiza un estudio documental de los diferentes distintos tipos de motores diesel y las diferentes tipos de transmisiones. En el capítulo dos se describe la teoría general del cálculo de transmisión por cardán y finalmente en el tercer capítulo se desarrolla la metodología del cálculo de la transmisión, comprobado la misma por el Software Inventor 2011 arrojando resultados satisfactorios.

Palabras claves.

Transmisión, cardán, crucetas, diferencial.

ABSTRACT

The present work a desk study on universal joint transmissions, in which the main flaws of the spreaders, and differential transmission bars are exposed is performed. A thorough investigation of the existing calculation methodologies is performed to determine the possible failures of shaft drive. First chapter where a documentary study of different types of diesel engines and the different types of transmissions is performed: the qualities of the drive bar in design software inventor in normal operation, has three chapters are evaluated. In chapter two the general theory of calculating shaft drive is described and finally in the third chapter the methodology of calculation of transmission is developed, tested it by throwing Inventor 2011 Software satisfactory results.

Keywords

Transmission, driveshaft, spreaders,differential.

Indice

ÍNDICE

INTRODUCCION	1
Capítulo I. Característica del motor Mercedes-Benz OM 366 LA y clasificaciones de las Transmisiones por cardán.	3
1.1. El motor Diesel.	3
1.3 Ventajas y desventajas de los motores Diesel.	7
1.4 Características específicas del Motor Mercedes-Benz 366 LA.	8
1.5. Transmisiones por cardán. Clasificación.	9
1.6. Características de los diversos sistemas de transmisión.	10
1.6.2. Ventajas e inconvenientes de las juntas cardán.	12
1.6.3. Engranaje hipoides.	12
1.7. Transmisiones.	13
1.7.1. Tracción permanente en vehículos de altas prestaciones.	13
1.8. Diferentes tipos de juntas homocinéticas utilizadas en los automóviles.	15
1.8.1. Junta homocinética Glaenger-Spicer.	15
1.8.3. Junta homocinética Bendix-Weiss.	18
1.9. Tipos de diferenciales autoblocantes	20
1.10. Conclusiones parciales.	21
Capítulo II. Metodología de cálculo de transmisiones.	22
2.1. Cálculo de transmisiones por cardán.	22
2.2. Clasificación.	23
2.3. Esquema de funcionamiento y cinemática de la unión cardán.	25
2.4. Análisis de las construcciones.	30
2.4.1. Unión flexible.	30
2.4.2. Unión Cardán.	31
2.5. Uniones homocinéticas.	32
2.5.1. Uniones cardán dobles.	33
2.5.2. Uniones dobles levas.	33
2.6. Uniones de bolas.	34
2.7. Conclusiones parciales.	37
Capítulo III. Cálculo de transmisión por cardán.	38

3.1. Determinación de las cargas de cálculo.....	38
3.2 Cálculo de la unión cardán.....	40
3.4 . Materiales de los distintos elementos de la unión	44
3.4.1. Crucetas.....	44
3.4.2. Horquillas.....	44
3.5. Cálculo de los árboles.....	45
3.5.1. Determinación de la velocidad crítica.....	45
3.6. Cálculos de resistencia del árbol.....	48
3.7. Apoyos intermedios de los árboles de la transmisión.....	49
3.7.1. Balanceo de la transmisión cardán.....	51
3.8. Cálculo de las cargas en el cardán del ZIL-131.....	52
3.8.1. La fuerzas resultantes Q, P, T que actúa sobre la cruceta.....	53
3.8.2. Tensión de flexión en la sección A-A.....	53
3.8.3. Tensiones cortantes.....	54
3.8.4. Cálculo de la flexión y torsión en la horquilla de la unión.....	54
3.8.5. Carga permisible.....	55
3.8.6. Determinación de la velocidad crítica.....	55
3.8.7. Relación de transmisión.....	56
3.8.8. Cálculo de resistencia del árbol.....	56
3.8.9. Rigidez del árbol por el ángulo de torsión.....	56
3.9. Cálculo de las cargas en el cardán del Kamaz3.....	57
3.9.1. La fuerzas resultantes Q, P, T que actúa sobre la cruceta.....	57
3.9.2. Tensión de flexión en la sección A-A.....	57
3.9.1. Tensiones cortantes.....	58
3.9.2. Cálculo de la flexión y torsión en la horquilla de la unión.....	58
3.9.3. Carga permisible.....	58
3.9.4. Determinación de la velocidad crítica.....	59
3.9.4. Relación de transmisión.....	60
3.9.5. Cálculo de resistencia del árbol.....	60
3.9.6. Rigidez del árbol por el ángulo de torsión.....	60

3.10. Comparación de los resultados de la transmisión por cardán en el software Inventor (diseño).	60
3.11. Conclusiones parciales.....	63
Recomendaciones.....	66
Bibliografía.	68
Anexos	72

INTRODUCCION

La empresa Navegación Caribe dedicada a la acción de navegación y reparación de las flotas de pescas en Cienfuegos, constituye una gran importancia para el desarrollo de la pesca y transporte marítimo de la provincia y región central, han adquirido motores Mercedes Benz de modelo 366 LA de la misma firma, con el objetivo de remotorizar los navíos de transporte personal y marítimo, en este caso se encuentra la embarcación Constructora 1 (Patana) que pertenece al ministerio de transporte (MITRANS), esta da viajes de Cienfuegos a pasacaballos y castillo de Jagua, fue remotorizada la cual durante la explotación se produce una avería provocando la falla de la transmisión por cardán, como se muestra en la figura 1, provocando la rotura del navío, esto ocasionó una parada prolongada en la transportación del personal de un lugar a otro. Causando más gasto de combustible en la transportación por carretera, dejando incomunicado el Cayo Carena, esta le suministraba agua y víveres.



Fig.1. Barra de transmisión de transmisión por cardán.

Esta situación motivó la realización de una investigación para esclarecer las causas de esta avería, que constituyen el **Objeto de Estudio** del presente **Trabajo de Diploma**, ya que de la investigación previa realizada se plantea la siguiente **Situación Problemática**: La falla de los cojinetes de agujas de la transmisión por cardán de la patana, se piensa que haya ocurrido por un problema de vibración y compensación de la barra de transmisión, hasta provocar roturas

continuas. Para poder realizar un análisis de las condiciones de la transmisión se requiere conocer las fuerzas existentes sobre estos elementos. Estas fuerzas están compuestas por momentos de torsión y frecuencias de rotación, Para poder calcular estas fuerzas se requiere realizar el cálculo de la transmisión. Para darle solución a esta situación problemática se propone la siguiente.

Hipótesis:

La necesidad de aplicar una metodología para el cálculo de transmisión por cardán para comprobar dicha transmisión.

Objetivo General:

Realizar la metodología y cálculo de transmisión por cardán, comprobar su resistencia y verificar los mismos en el software profesional Inventor de diseño.

Como **Objetivos Específicos** se plantean:

Profundizar en las características generales de los motores Diesel y y clasificaciones de las Transmisiones por cardán.

1. Búsqueda bibliográfica de las características generales de los motores diesel y clasificaciones de las transmisiones por cardán.
2. Describir la metodología general existente en la literatura especializada para el cálculo de transmisión por cardán.
3. Aplicar la metodología de cálculo de transmisión por cardán como caso particular a la transmisión que falla.
4. Comparar las variantes propuestas de transmisión por cardán.

“Estructura de la Tesis.”

Con vistas a alcanzar los objetivos planteados para la investigación el trabajo se encuentra estructurado en tres capítulos, conclusiones generales, recomendaciones, bibliografía y anexos.

Capítulo I: Un estudio documental de los motores de cuatro tiempos diesel y clasificaciones de las transmisiones en general.

Capítulo II Metodología general de la metodología de cálculo de transmisión por cardán

Capítulo III Cálculo de transmisión por cardán y comprobación del mismo.

Capítulo 1

Capítulo I. Característica del motor Mercedes-Benz OM 366 LA y clasificaciones de las Transmisiones por cardán.

1.1. El motor Diesel.

El motor Diesel es un motor térmico de combustión interna alternativo en el cual el encendido del combustible se logra por la temperatura elevada que produce la compresión del aire en el interior del cilindro, según el principio del ciclo Diesel. También llamado motor de combustión interna, a diferencia del motor de explosión interna comúnmente conocido como motor de gasolina. Fue inventado y patentado por Rudolf Diesel en 1892, del cual deriva su nombre. Fue diseñado inicialmente y presentado en la feria internacional de 1900 en París como el primer motor para "biocombustible", como aceite puro de palma o de coco. Diesel también reivindicó en su patente el uso de polvo de carbón como combustible, aunque no se utiliza por lo abrasivo que es.

El motor Diesel existe tanto en el ciclo de 4 tiempos (4T - aplicaciones de vehículos terrestres por carretera como automóviles, camiones y autobuses) como de 2 tiempos (2T - grandes motores de tracción ferroviaria y de propulsión naval). El motor Diesel de 4T está formado básicamente de las mismas piezas que un motor de gasolina, algunas de las cuales son:

- Aro de pistón
- Bloque
- Culata
- Cigüeñal
- Volante
- Pistón
- Árbol de levas
- Válvulas
- Cáster

Mientras que las siguientes son características específicas del motor Diesel:

- Bomba inyectora
- Ductos
- Inyectores

- Bomba de transferencia
- Toberas

1.2 Funcionamiento de un motor Diesel.

Un motor Diesel funciona mediante la ignición (encendido) del combustible al ser inyectado muy pulverizado y con alta presión en una cámara (o precámara, en el caso de inyección indirecta) de combustión. Por cámara de combustión se entiende el volumen cerrado encima del pistón cuando se comienza la inyección de combustible, esto es, cuando el pistón está llegando al punto muerto superior en la carrera de compresión. En esta cámara ha sido confinado todo el aire que entró al cilindro durante la admisión en forma comprimida y por lo tanto muy caliente. Aquí es donde el inyector suministra el combustible. En los motores Diesel juega un papel fundamental en el comportamiento y rendimiento del motor la forma y posición de la cámara de combustión.

En la práctica las cámaras de combustión pueden separarse en dos grupos, cada una de las cuales puede subdividirse en diferentes tipos:

- **Cámaras separadas, cámaras divididas o inyección indirecta.**
 - Celda de energía
 - Precámara
- **Cámaras de inyección directa.**
 - Inyección directa
 - Cámara MAN o cámara M

En la Figura 1.1 se muestra un esquema de una cámara de inyección directa con el pistón en la carrera de fuerza. En este caso el aerosol de combustible pulverizado se inyecta directamente sobre la cabeza del pistón, donde se ha practicado una oquedad de forma especial para producir turbulencia en el aire. En esta oquedad es donde se acumula casi todo el aire del cilindro cuando el pistón está en el punto muerto superior, por tal razón es común denominarla como cámara de combustión, aunque en realidad la verdadera cámara de combustión es todo el volumen cerrado sobre el pistón.

En el dibujo se ha representado el motor cuando ya el pistón está en la carrera de fuerza; en el punto muerto superior, el pistón está muy cerca de la superficie

inferior de la culata o tapa y prácticamente el aire está dentro del hueco del pistón. En este caso el incremento de presión se produce sobre el pistón, por lo que este recibe toda la fuerza generada por los gases, esto hace que sea un motor de funcionamiento brusco y ruidoso.

Como la cámara de combustión solo tiene una pequeña superficie refrigerada por agua (superficie de la culata) la pérdida de calor del aire comprimido es poca y estos motores tienen una gran facilidad de arranque en frío y son muy eficientes.

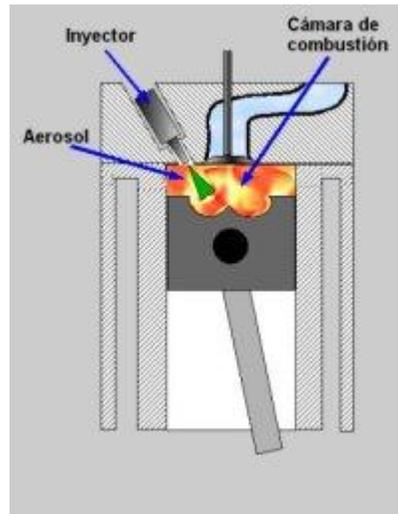


Figura 1.1 Motor con cámara de inyección directa

En el caso de la cámara de combustión separada como la que se muestra en la Figura 2, la oquedad donde se acumula el aire en la carrera de compresión se ha practicado en la masa metálica de la culata, y la comunicación entre el volumen sobre el pistón y esta cámara es un pasaje relativamente estrecho. Este pasaje estrecho hace que el aire en la carrera de compresión, circule a alta velocidad hacia la cámara en un flujo muy turbulento que favorece la formación de la mezcla del aire y el combustible una vez comenzada la inyección.

Los gases a elevada presión producto de la combustión también tienen que pasar por este pasaje estrecho, por lo que van a parar a la cabeza del pistón con cierta gradualidad, que hace que las presiones máximas que tiene que soportar el mecanismo pistón-biela-manivela nos sean tal elevadas como en el caso de la inyección directa.

Estos motores son en general de un funcionamiento más silencioso y elástico que los de inyección directa, pero el aumento del área de transferencia de calor

(debido a la cámara) al agua de enfriamiento produce pérdidas y la eficiencia es menor así como se dificulta el arranque en frío.

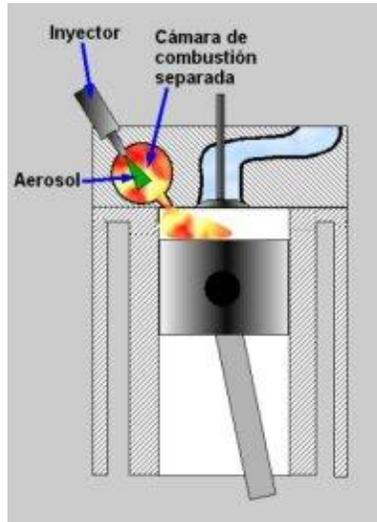


Figura 1.2 Motor con cámara de combustión separada.

La temperatura que inicia la combustión procede de la elevación de la presión que se produce en el segundo tiempo del motor, la compresión. El combustible se inyecta en la parte superior de la cámara de combustión a gran presión desde unos orificios muy pequeños que presenta el inyector de forma que se atomiza y se mezcla con el aire a alta temperatura y presión (entre 700 y 900 °C) Como resultado, la mezcla se inflama muy rápidamente. Esta combustión ocasiona que el gas contenido en la cámara se expanda, impulsando el pistón hacia abajo.

La Figura 1.3 muestra de manera esquemática como se monta el inyector en el motor Diesel. Este dispositivo encargado de producir el aerosol de combustible dentro de la cámara de combustión, es un conjunto de piezas dentro de un cuerpo de acero que atraviesa en cuerpo metálico de motor y penetra hasta el interior de la cámara de combustión. Por el extremo externo se acopla el conducto de alta presión procedente de la bomba de inyección.

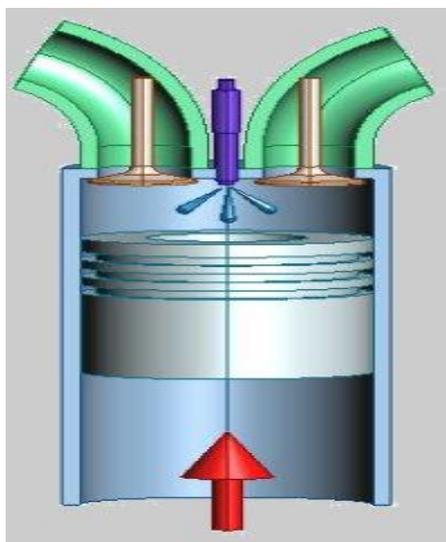


Figura 1.3 Posición del inyector en un motor Diesel.

Esta expansión, al revés de lo que ocurre con el motor de gasolina, se hace a presión constante ya que continúa durante la carrera de trabajo o de expansión. La biela transmite este movimiento al cigüeñal, al que hace girar, transformando el movimiento lineal del pistón en un movimiento de rotación.

Para que se produzca el auto inflamación es necesario alcanzar la temperatura de inflamación espontánea del gasóleo. En frío es necesario pre-calentar el gasóleo o emplear combustibles más pesados que los empleados en el motor de gasolina, empleándose la fracción de destilación del petróleo fluctuando entre los 220°C y 350 C, que recibe la denominación de gasóleo o gasoil en Inglés.

1.3 Ventajas y desventajas de los motores Diesel.

La principal ventaja de los motores Diesel, comparados con los motores a gasolina, es su bajo consumo de combustible. Debido a la constante ganancia de mercado de los motores diesel en turismos desde la década de 1990 (en muchos países europeos ya supera la mitad), el precio del combustible ha superado a la gasolina debido al aumento de la demanda. Este hecho ha generado quejas de los consumidores de gasóleo, como es el caso de 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 las de 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 sección de un diesel 2T, con las válvulas de escape y el compresor mecánico para las lumbreras de admisión.

1.4 Características específicas del Motor Mercedes-Benz 366 LA.

El mercedes Benz OM 366 LA es un motor Diesel de cuatro tiempos, de seis cilindros, con cámara de combustión única, con preparación volumétrica de la mezcla, con relación de compresión: $\varepsilon = 16$, que emplea combustible Diesel Tipo L con índice de cetano 45, sin sobrealimentación del aire. En la Figura 1.4 se muestra una vista general del mismo.



Figura 1.4 Vista General del Motor Mercedes Benz OM 366

La embarcación (patana) tiene una transmisión por cardán como se muestra en la fig. 1.2 esquema de la transmisión, (1) motor, (2) reductor, (3) transmisión por cardán, (4) pedestales de rodamiento fijo, (5) eje de la propela.

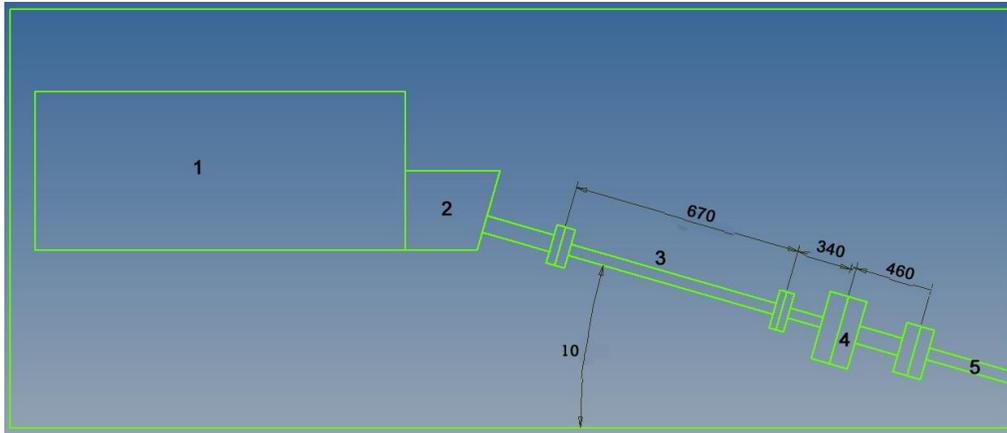


Fig.1.2. Esquema de transmisión.

1.5. Transmisiones por cardán. Clasificación.

La transmisión por cardán sirve para transmitir el momento torsional entre árboles, los ejes de los cuales no se encuentran sobre una misma recta: generalmente los ejes de los árboles se cruzan bajo un ángulo γ cuyo valor no es constante. En los automóviles con transmisión mecánica o hidráulica, mediante la transmisión por cardán se efectúa el suministro del momento de la caja de velocidades o de la caja de transferencia a los puentes propulsores (Benítez. F, 1987) La transmisión por cardán se usa también al transmitir el momento a las ruedas propulsoras y dirigidas, así como a varios mecanismos del automóvil (cabestrantes, equipos auxiliares, etc.). La transmisión por cardán debe satisfacer a los requerimientos siguientes:

- 1) Garantizar la transmisión del momento desde el árbol motriz al conducido con un número n de revoluciones por minuto y unos ángulos γ entre los ejes de los árboles, que tienen lugar en toda la banda de regímenes de explotación.
- 2) Las cargas de vibración y el ruido durante el trabajo de la transmisión por cardán deben ser bajas, no deben existir los fenómenos de resonancia en la zona de las velocidades de explotación;
- 3) El rendimiento de la transmisión por cardán debe ser alto, incluso con unos ángulos γ considerables.

Las clasificaciones de las transmisiones por cardán están reunidas en la Tabla 1.1

Tabla 1.1. Clasificación de las transmisiones por cardán.

Clasificación	Características de las transmisiones
Destinación	<p>Para transmitir el momento desde una caja de velocidad o de transferencia a los puentes propulsores (el ángulo máximo entre los ejes de los árboles cardánicos $\gamma_{\text{máx}} = 15+20^\circ$).</p> <p>Para transmitir el momento a las ruedas propulsoras con suspensiones independientes ($\gamma_{\text{máx}} = 20^\circ$); a las ruedas propulsoras y dirigidas ($\gamma_{\text{máx}} = 30+40^\circ$)</p> <p>Para transmitir el momento a los grupos instalados sobre el bastidor y que tienen pequeños desplazamientos relativos ($\gamma_{\text{máx}} = 3+5^\circ$)</p> <p>Para transmitir el momento a los mecanismos auxiliares de poco uso ($\gamma_{\text{máx}} = 15+20^\circ$)</p>
Cantidad de articulaciones cardán	<p>Aislados (simples), con una articulación cardán.</p> <p>Dobles, con dos articulaciones cardán.</p> <p>De articulaciones múltiples.</p>
Construcción	<p>Juntas cardánicas simples (asincrónicas):</p> <ul style="list-style-type: none"> rígidas flexibles <p>Juntas cardánicas homocinéticas:</p> <ul style="list-style-type: none"> dobles simples de leva de disco de bola con palanca separadora, etc.

1.6. Características de los diversos sistemas de transmisión.

Dependiendo de la ubicación del grupo motor propulsor en el vehículo, los sistemas de transmisión del movimiento a las ruedas son diferentes.

Encontrándonos con dos grupos:

Vehículos con motor y tracción delanteros, o con motor y propulsión traseros, en donde el secundario de la caja de velocidad termina en un piñón cónico, que da movimiento a una corona, que a su vez lo transmite directamente a las ruedas por medio de sendos ejes de transmisión, emplazados transversalmente en el vehículo.

En los vehículos con motor delantero y propulsión trasera, el movimiento se transmite desde la caja de velocidades al par cónico de reducción (emplazado en el puente trasero) por mediación de un eje hueco llamado árbol de transmisión, que está emplazado en sentido longitudinal al vehículo. Este sistema de transmisión está constituido por: una caja de velocidades, árbol de transmisión y puente trasero. El movimiento procedente de la caja de velocidades es cambiado de sentido en 90° y es reducido al mismo tiempo en el par cónico emplazado en el puente trasero. En su extremo posterior, el árbol de transmisión termina en la junta cardán que transmite el movimiento al eje de entrada del puente trasero. De este último lo toman las ruedas por medio de palieres que pasan por el interior de los tubos.

Esta última disposición es la considerada como convencional y fue muy utilizada hasta hace unos años, en que fue sustituida casi por completo en los vehículos modernos, por un sistema de tracción delantera. (Jovas. M.S, Maslov.G.S, 1985).

1.6.1. Acoplamiento deslizado de la transmisión.

Debido al movimiento vertical del puente trasero, el cual altera constantemente la longitud del árbol de transmisión, se hace necesaria la posibilidad de aumentar o disminuir esta longitud, adaptándola a la requerida en cada caso en función de los movimientos del puente trasero. Esto se consigue con un acoplamiento deslizado, que se coloca del lado de la salida de la caja de velocidades, como se muestra en (3) y en (9) de la figura. En el caso de árbol partido, se dispone además de un cojinete (10) en el extremo posterior del árbol intermedio. En la fig.1.3 se muestra un árbol de transmisión cuyo acoplamiento deslizado (9) permite las variaciones de longitud. Este dispositivo está formado por un manguito estriado interiormente con el que ensambla la punta estriada del árbol de transmisión (5). El manguito (9) se une en este caso al eje (1) de salida de la caja de cambios por medio de la junta elástica (2), fijada en (3) y en (7) al eje de salida y al manguito deslizado, respectivamente. En su extremo posterior, el árbol de transmisión termina en la junta cardán (10) que transmite el movimiento al eje de entrada (13) del puente trasero.

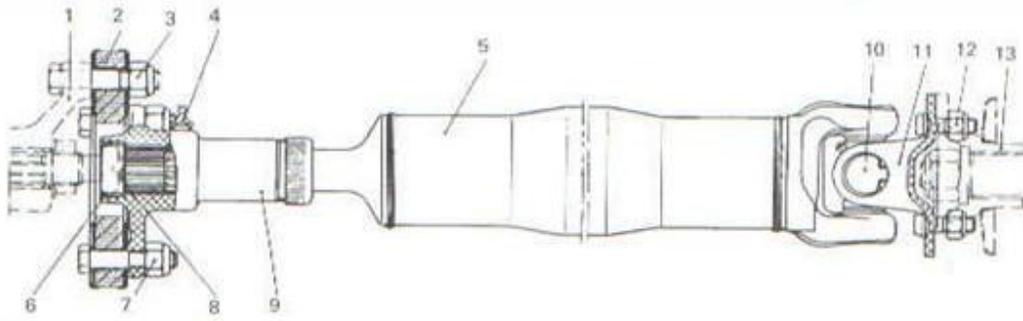


Fig.1.3. Acoplamiento deslizado de la transmisión.

1.6.2. Ventajas e inconvenientes de las juntas cardán.

Ventajas:

La principal ventaja de la junta cardán es la de poder transmitir elevados esfuerzos de rotación.

Inconvenientes:

El principal inconveniente, es que cuando los ejes unidos por la junta giran desalineados, el de salida se adelanta y retrasa periódicamente respecto al de entrada, en función de la disposición que ocupan entre sí. Como consecuencia de ello, los engranajes de la caja de cambios y el puente trasero quedan sometidos a variaciones de su velocidad angular y, por lo tanto, a esfuerzos alternos que aumentan su fatiga. Cuanto mayor sea el ángulo formado por los ejes unidos a la junta, mayores será la fluctuación de la velocidad angular de los ejes de salida, por cuya causa las juntas cardán sólo son utilizables para desviaciones angulares máximas de 15° .

Para compensar las variaciones periódicas de la velocidad angular debidas a la presencia de la junta cardán, se disponen de éstas, una a cada extremo del árbol de transmisión, de manera que sean compensados los adelantos y retrasos del árbol conducido en la segunda junta cardán. (Heinz. H, 2002).

El acoplamiento de estas dos juntas cardán se denomina acoplamiento homocinético o junta homocinética.

1.6.3. Engranaje hipoide.

Tanto el piñón cónico como la corona disponen de un dentado helicoidal, atacando el primero a la segunda un poco por debajo de su centro (Fig. 1.4). Esta disposición recibe el nombre de engranaje hipoide.

Presenta la ventaja de que resulta más adecuada a las carrocerías de piso bajo que se utilizan en los vehículos actuales, ganando en estabilidad del mismo. Por otra parte, con esta disposición existe un mayor número de dientes de piñón en contacto con la corona aumentando su diámetro con respecto a ella, lo que supone una mayor robustez.

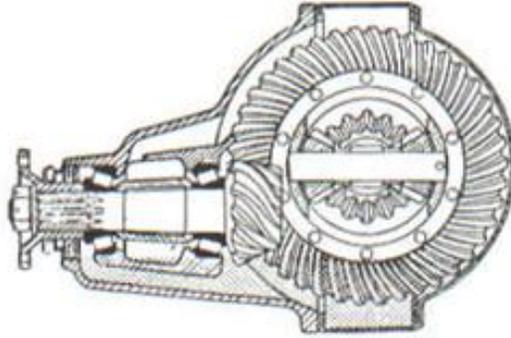


Fig.1.4. Engranaje hipoidal del conjunto piñón-corona.

1.7. Transmisiones.

Existen otros tipos de diferenciales centrales, otros diferenciales centrales son el: Ferguson o viscoacoplador, el embrague multidisco o Haldex y el diferencial Torsen que se puede situar también como central.

Si quieres saber más sobre diferenciales centrales y tracción a las 4 ruedas visita la sección de diferenciales autoblocantes.

1.7.1. Tracción permanente en vehículos de altas prestaciones.

La tracción 4x4 en vehículos de altas prestaciones, se utiliza principalmente para poder transmitir toda la potencia que desarrolla el motor a las 4 ruedas, buscando siempre las máximas prestaciones del vehículo, así como la seguridad. Estas características se consiguen con la ayuda de una buena gestión electrónica. El embrague multidisco Haldex es uno de los sistemas que gestionado electrónicamente permite la tracción permanente del vehículo .fig. 1.5.

Semiárboles para vehículos con tracción delantera (palieres).

Los vehículos con motor y tracción delanteras deben utilizar para transmitir el movimiento de la caja de cambios (diferencial) a las ruedas, un sistema de transmisión con unas juntas que permitan tanto el movimiento oscilante de la

suspensión como el movimiento de orientación de las ruedas, ya que estas ruedas además de ser motrices son directrices.

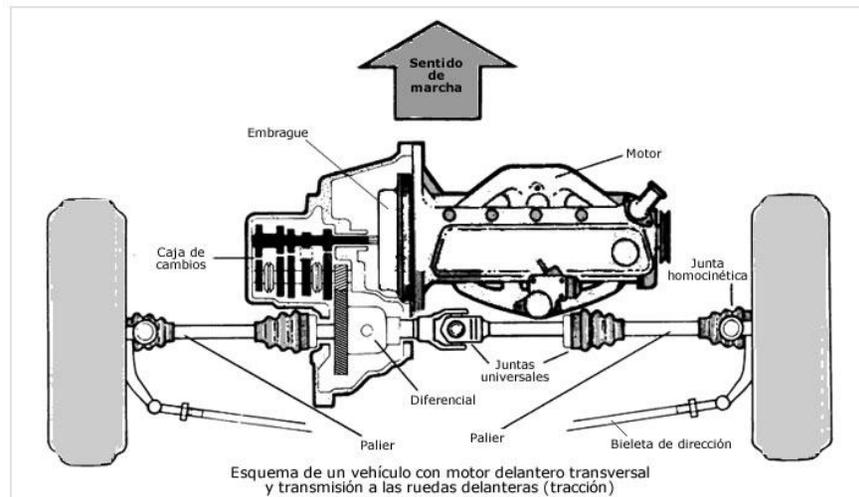


Fig.1.5. Esquema de un vehículo transmisión delantera.

Para este tipo de transmisiones no puede utilizarse juntas cardán, pues como ya se ha comentado anteriormente, las velocidades de los dos árboles unidos a este tipo de juntas, cuando están formando un cierto ángulo, no son iguales en todo momento. La velocidad de giro que reciben de la caja de cambios es regular, pero a la salida de la junta, en cada vuelta aumenta dos veces y disminuye otras dos, lo que significa un giro de impulsos cuando el ángulo formado por los dos árboles es grande, como ocurre cuando el vehículo toma una curva. En una tracción delantera hay que tener presente que el árbol intermedio alcanza fácilmente ángulos del orden de 20° con el árbol de salida del diferencial como consecuencia de los desplazamientos de la suspensión. Por otra parte, el árbol conducido, que ataca a la rueda motriz y directriz, alcanza ángulos de unos 40° con el árbol intermedio como consecuencia del giro de orientación de las ruedas.

Para evitar los inconvenientes de las juntas cardán en transmisiones delanteras se utilizan juntas homocinéticas de las que existen varios diseños:

1.8. Diferentes tipos de juntas homocinéticas utilizadas en los automóviles.

Uno de estos tipos de juntas es la constituida por dos juntas cardán (Fig. 1.6), donde el giro alterado por una de ellas es rectificado por la otra, transmitiéndose así una rotación uniforme a las ruedas cualquiera que sea su orientación.



Fig.1.6. Junta homocinética cardán.

En el otro extremo de la transmisión (generalmente del lado de unión a la caja de cambios), suele disponerse una junta deslizante trípode, que permite las variaciones de longitud de la transmisión que se producen con los movimientos oscilantes y de orientación de las ruedas.

1.8.1. Junta homocinética Glaencer-Spicer.

Consiste en dos juntas cardán unidas por una pieza de doble horquilla, de forma que el giro alterado por una de ellas es rectificado por la otra, transmitiéndose así un movimiento uniforme a las ruedas (Fig. 1.7). Esta junta se puede decir que se compone de dos juntas cardán simples que se acoplan entre sí mediante un árbol muy corto. Además posee un dispositivo de centrado constituido por una rótula y una pequeña esfera, de manera que pueden deslizarse a lo largo del árbol conducido.



Fig.1.7. Junta homocinética -Fue Tipo Gladeencer-Spicer.

En el otro extremo del palier, o sea en la unión al diferencial, se acopla otra junta cardán deslizante, o bien en este lado del palier se dispone de una junta deslizante del tipo Glaencer (fig. 1.8). Esta junta está constituida por un trípode (1) donde se acoplan los rodillos (2) alojados en las ranuras cilíndricas del manguito (3) donde pueden deslizarse. En el interior del trípode (1) donde se acoplan los rodillos (2) alojados en las ranuras cilíndricas del manguito (3) donde pueden deslizarse. En el interior del trípode (1) se aloja el palier (6) y, en el casquillo (3), el planetario (7), resultando una junta homocinética deslizante. El casquillo (4) y el guardapolvos (5) sirven de tapa y cierre del conjunto.

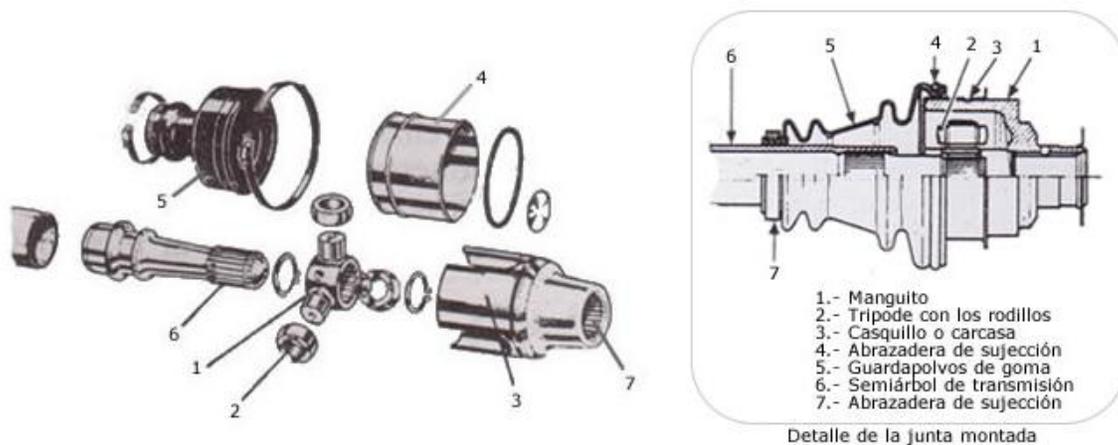


Fig.1.8. Despiece de junta trípode deslizante (tipo Glaencer).

Esta junta es de engrase permanente y se caracteriza por su reducido volumen. Tiene un rendimiento muy elevado y muy poca resistencia al deslizamiento, la junta trípode deslizante Glaencer se comporta homocinéticamente bajo cualquier ángulo, con una gran capacidad para la transmisión de pares y un elevado rendimiento mecánico. A esta junta se le denomina G. I (interior) pues siempre se coloca en el lado del diferencial.

En los vehículos con tracción delantera se suele acompañar la junta anterior con una junta homocinética Glaenzer-Spicer (G. E, por utilizarse en el lado rueda) o con una junta homocinética de bolas denominada Rzeppa.

1.8.2. Junta homocinética Rzeppa.

La junta del tipo Rzeppa o más conocida por "junta homocinética de bolas" es la más utilizada hoy en día. Esta junta suele utilizarse combinada con la Glaenzer trípode deslizante (ver figura 1.9), esta última montada en el lado caja de cambios y junta Rzeppa en lado rueda, pues trabaja perfectamente bajo condiciones de gran angularidad. Esta junta debido a su complejidad constructiva no se ha impuesto su utilización hasta no hace muchos años.

La junta Rzeppa consta de seis bolas que se alojan en una jaula especial o caja de bolas (7). A su vez, las bolas son solidarias del árbol conductor y del conducido; este acoplamiento se produce debido a que las bolas también se alojan en unas gargantas tóricas, que están espaciadas uniformemente a lo largo de dos piezas interior y exterior. La pieza exterior (3), en forma de campana, está unida al árbol conducido, en el lado rueda. La pieza interior (8) es el núcleo del eje conductor, eje que, a su vez, se une a la junta homocinética que sale de la caja de cambios.

La disposición de las bolas y las gargantas hace que sean dos bolas las que transmiten el par, mientras que las otras cuatro aseguran el plano bisector. Tras una pequeña rotación, otras dos bolas son las que pasan a transmitir el par, mientras que las dos bolas que acaban de trabajar pasan al lado bisector. Una de las ventajas de la junta Rzeppa es su larga vida, superior generalmente a la del automóvil (esto es en teoría, porque en la práctica vemos muchos automóviles tirados en la carretera debido a la pérdida de la grasa que está en el interior del guardapolvos y que provoca una avería en la junta homocinética).

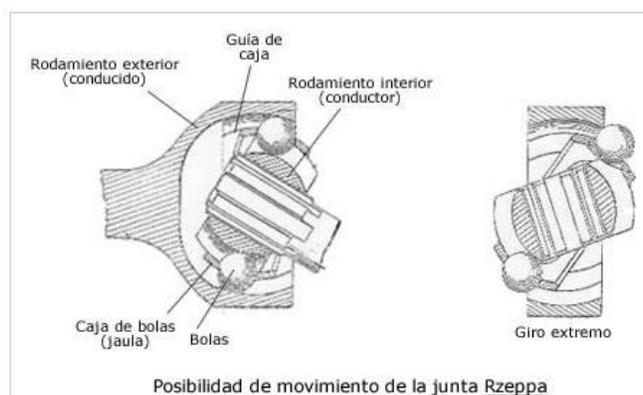


Fig. 1.9. Junta homocinética del tipo Rzeppa

Vemos que la junta homocinética Rzeppa es uno de los componentes mecánicos del automóvil más complejos y que juega un papel muy destacado dentro de su funcionamiento, controlando tanto la tracción como la dirección de las ruedas, de ahí la gran precisión necesaria en el proceso de fabricación de la misma.

Una de las ventajas de la junta Rzeppa es su larga vida, superior generalmente a la del automóvil (esto es en teoría, porque en la práctica vemos muchos automóviles tirados en la carretera debido a la pérdida de la grasa que está en el interior del guardapolvos y que provoca una avería en la junta homocinética). Los fabricantes de automóviles no aplican un mantenimiento preventivo de este elemento, simplemente se aconseja a los profesionales de la reparación (mecánicos) que realicen una inspección visual del guardapolvos del palier, cosa que no sirve para mucho, porque el guardapolvos a partir de un número de km o un determinado tiempo de utilización del vehículo, se rasga, se rompe porque el guardapolvos es de goma y este material tiende a endurecerse perdiendo sus propiedades elásticas por lo que llega un momento en que se rompe, dejando salir la grasa consistente que lubrica la junta, por lo que esta se deteriora rápidamente ocasionando una avería grave en la transmisión. Para evitar este inconveniente sería recomendable cambiar el guardapolvo del palier entre los 100.000 o 150.000 km, con esto evitaríamos una avería grave en el vehículo que en la mayor parte de las veces nos deja tirado en la carretera.

1.8.3. Junta homocinética Bendix-Weiss.

Los árboles de entrada y salida incorporan unas horquillas que se acoplan a dos piezas centrales, que hacen el efecto del árbol intermedio de las juntas. Estas dos piezas centrales, que denominaremos "nueces" por su enorme parecido con este alimento. Las nueces son macho y hembra, y se acoplan entre sí de manera que los elementos que transmiten el movimiento están siempre en el plano bisector. Los ángulos a los que puede trabajar esta junta son importantes; no obstante, cuando alcanzan valores del orden de 45° no permiten la transmisión de pares de elevado valor. La angularidad de la junta viene limitada por la geometría y la resistencia; en esas condiciones surgen movimientos relativos entre las piezas

que dan lugar a rozamientos intensos que producen incrementos de temperatura. Ello limitara la vida de la junta, por lo que los pares a transmitir bajo ángulos (ver figura 1.20) fuertes tienen que ser más bajos que los que podría transmitir con los árboles conductor y conducido en prolongación uno del otro.



Fig.1.20. Junta homocinética Bendix-Weiss

Junta homocinética Bendix-Weiss: Esta junta como la Rzeppa utiliza bolas que proporcionan los puntos de contacto propulsores, en esta no hay jaula que controle las bolas, las cuales van perfectamente ajustadas en sus pistas entre las dos mitades del acoplamiento. Las cuatro bolas deslizantes son fijadas por una bola interior taladrada que gira sobre un pasador alojado en el semieje exterior. El plano de los puntos de contacto se mantiene en la bisectriz del ángulo de los dos semiejes, pero la posición de las bolas se consigue por el "roce del rodamiento" entre las cuatro bolas y sus pistas.

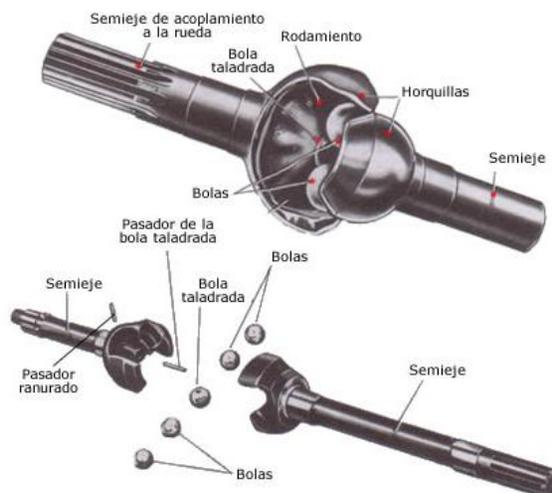


Fig.1.21. Vista detallada (Junta homocinética Bendix-Weiss).

1.9. Tipos de diferenciales autobloqueantes

1. Diferenciales de deslizamiento limitado (viscoso o Ferguson y autoblocantes mecánicos)
2. Diferenciales torsen
3. Diferenciales de deslizamiento controlado (embragues multidisco)

Diferenciales de deslizamiento limitado (LSD Limited Slip Differential).

Diferenciales autobloqueantes mecánicos

Estos diferenciales se suelen montar en vehículos de tracción trasera, de gran potencia, ya que son susceptibles de perder adherencia durante aceleraciones fuertes en una de las ruedas, siendo necesario el enclavamiento de este a determinado valor, para evitar un deslizamiento excesivo que generaría un sobreviraje.

Mediante la adopción de este, se mejora la transmisión de esfuerzo, a la vez que evita un patinaje continuo de la rueda con menos adherencia y sus consecuencias para la estabilidad.

De entre los diversos tipos de diferenciales autoblocantes que existen (por conos de fricción, por discos de fricción, por acople lateral estriado), sin duda el más utilizado y posiblemente el más eficaz es el Thotnton Powr-Lok, llamado también "de discos de fricción". En este diferencial se cruzan uno sobre otro, pero constituyendo dos piezas independientes, a diferencia de los diferenciales corrientes, donde forman una pieza única con cuatro brazos. Los extremos de ambos ejes en la zona de acoplamiento en la caja de satélites van tallados con dos planos formando una "V". Los alojamientos para cada eje en la caja del diferencial están sobredimensionados, de modo que el eje entre con una considerable holgura. Estos alojamientos presentan además dos rampas talladas formando también una "V" de idéntico ángulo que la existente en los ejes.

Los piñones satélites planetarios son análogos a los de un diferencial convencional. Cada piñón planetario se acopla sobre sendos bujes estriados, que a su vez encajan sobre cada una de las dos mitades de la caja diferencial. Entre cada mitad de la caja y el buje estriado correspondiente existe un embrague compuesto por discos de fricción y arandelas elásticas de acero, o bien (como es

el caso del conjunto que aparece en la secuencia fotográfica inferior de montaje y desmontaje) pequeños muelles helicoidales alojados en las carcasas.

1.10. Conclusiones parciales.

1. Se han caracterizado a través del estudio de la bibliografía las características y parámetros generales de los motores Diesel.
2. Se investigó y recopiló en la literatura especializada información necesaria de los diferentes tipos de transmisiones y su clasificación.

Capítulo 2

Capítulo II. Metodología de cálculo de transmisiones.

2.1. Cálculo de transmisiones por cardán.

La transmisión universal o cardánica es un elemento constructivo diseñado para la transmisión del flujo de potencias entre dos agregados de la transmisión del automóvil cuyos ejes no coinciden o no son paralelos.

En la transmisión universal entre tres elementos principales; la unión cardán 1, Figura 2.1, o rótula, los árboles de la transmisión 2 y los apoyos 3. A veces en la transmisión cardán se instalan amortiguadores de vibración torsionales.

Las condiciones de trabajo en la transmisión universal están determinadas principalmente por los ángulos 1 y 2 entre los árboles.

Mientras mayores son los ángulos más difíciles son las condiciones de trabajo de la transmisión. El valor de estos ángulos para diferentes transmisiones puede variar bastante. Por ejemplo, la transmisión universal que une dos agregados que están uno a continuación del otro en el bastidor o cuerpo del automóvil (motor, caja de velocidad, etc.) tienen ángulos no mayores de 5° . Estos ángulos son el resultado de la inexactitud en el montaje de los agregados y las deformaciones en el bastidor o cuerpo durante el movimiento del automóvil. La transmisión universal que lleva el movimiento a los elementos no suspendidos (puentes motrices, o ruedas motrices en el caso de suspensión independiente) tiene un ángulo variable entre los árboles que llega a 20° .

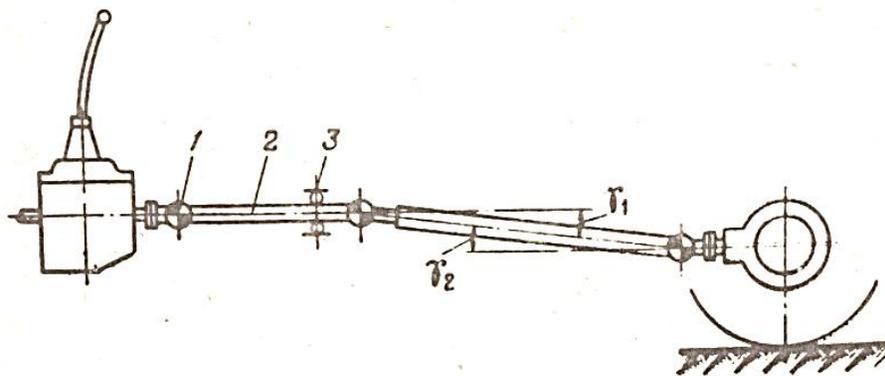


Fig. 2.1. Elementos de la transmisión universal.

El trabajo de las transmisiones universales que tienen ángulos variables está acompañado de la variación de la distancia entre los agregados. Esto debe tenerse en cuenta utilizando uniones estriadas móviles en los lugares necesarios.

Los requisitos generales para las transmisiones universales son las siguientes:

1. Debe asegurar una transmisión sincronizada de la velocidad angular entre los agregados que se unen
2. Debe tener una alta eficiencia lo cual se garantiza con poca fricción en las uniones
3. Debido a la rotación no uniforme de los árboles (en transmisiones no homocinéticas) y el desbalance de los elementos de la transmisión, pueden aparecer cargas no dinámicas. Estas cargas deben ser mínimas y el número crítico de revoluciones debe ser superior a las máximas revoluciones del árbol de transmisión.
4. La transmisión debe ser silenciosa y con un gran período de servicio.

La Figura 2.2 muestra cuatro sistemas de transmisión para camiones en los cuales puede apreciarse la deposición y cantidad de elementos que componen la transmisión cardán para cada caso.

En la Figura 2.3 puede verse la transmisión universal usada en el caso de suspensión independiente para automóviles ligeros. Las características de este tipo de unión las veremos más adelante

2.2. Clasificación.

Un análisis de la cinemática de las uniones universales nos permiten clasificar estas en dos grupos de acuerdo a la relación de la velocidades angulares entre el árbol conductor y el conducido.

Las uniones en que las velocidades de los árboles son iguales se conocen como uniones homocinéticas o sincrónicas. En el caso contrario las uniones universales se conocen como uniones asincrónicas.

Las uniones asincrónicas se utilizan en la transmisión de la potencia a las ruedas delanteras.

Las uniones asincrónicas son las más antiguas y fueron utilizadas por Heoke y Cardán en las formas más rudimentarias. De este último las uniones asincrónicas formadas por horquillas y crucetas llevan su nombre. Sin embargo estas uniones en su forma actual fueron desarrolladas por la firma Spicer.

Además de los tipos anteriores en camiones de gran capacidad se utilizan uniones rígidas dentadas. En vehículos ligeros se utilizan también uniones flexibles formadas por elementos elásticos.

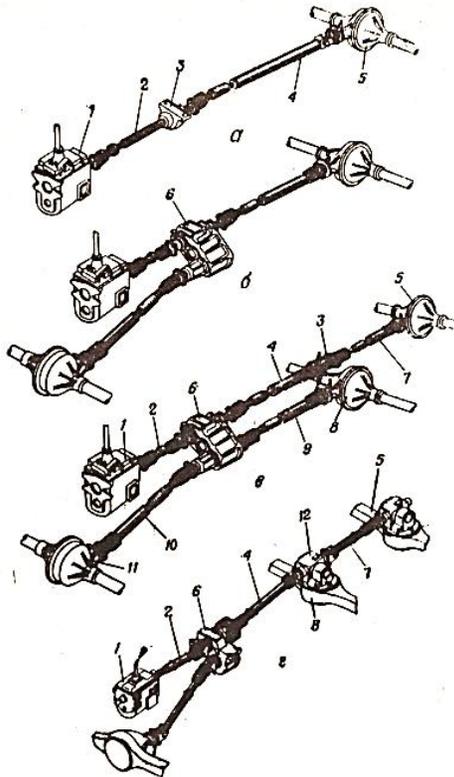


Fig. 2.2 Sistemas de transmisión de cuatros automóviles diferentes.

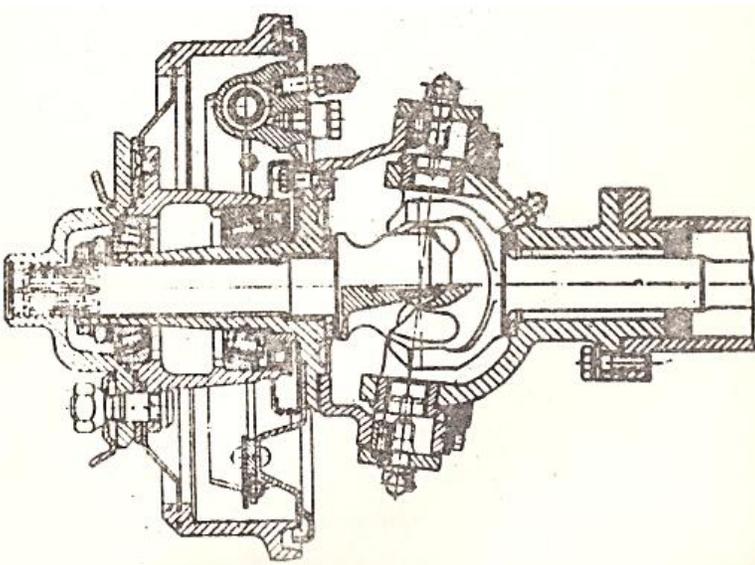


Fig. 2.3 Sección de una unión universal

2.3. Esquema de funcionamiento y cinemática de la unión cardán.

La Figura 2.4 muestra un esquema de la unión cardán. La unión consiste de una horquilla conductora 1 y conducida 2, colocada en un plano perpendicular con relación a la horquilla 1, y la cruceta K. Los extremos de las horquillas se unen con la cruceta. Los ejes de rotación de los árboles de los tenedores se colocan uno con otro a un ángulo γ .

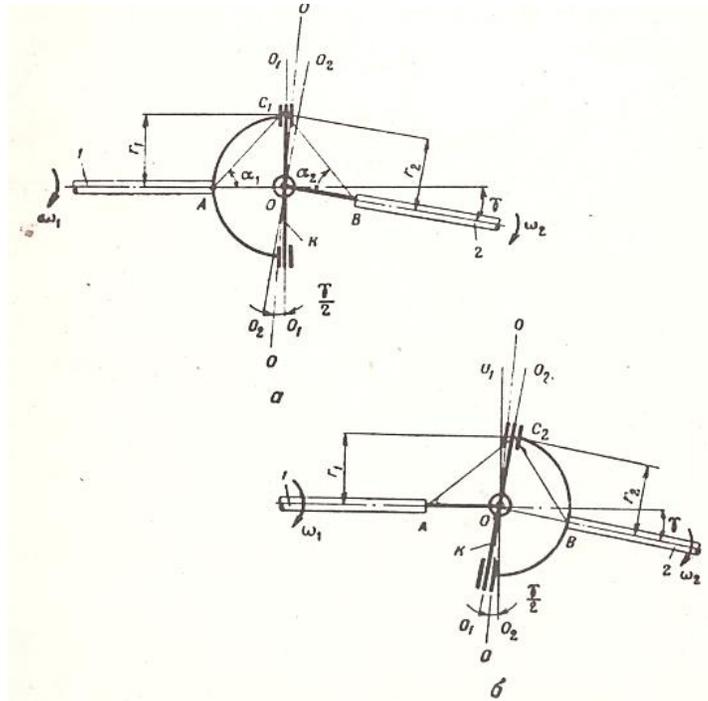


Fig. 2.4 Esquema de la unión cardán.

Del esquema se determina la velocidad V_c del punto C_1 por las fórmulas:

$$V_c = w_1 r_1 = w_2 r_2 \quad (2.1)$$

Donde r_1 y r_2 son los radios del punto C_1 respecto a los ejes de los árboles de las horquillas 1 y 2, y w_1 y w_2 son las velocidades angulares de las horquillas conductora 1 y conducida 2.

$$r_1 = AC_1 \sin \alpha_1 \quad (2.2)$$

$$r_2 = BC_1 \sin \alpha_2 \quad (2.3)$$

Donde AC_1 y BC_1 son segmentos que unen al punto C_1 con los extremos A y B de los árboles; α_1 y α_2 ángulos entre los segmentos y los ejes de los árboles de la horquilla.

De la ecuación (a) se desprende que las velocidades angulares w_1 y w_2 serán iguales para $r_1=r_2$ o sea para

$$AC_1 \sin \alpha_1 = BC_1 \sin \alpha_2 \quad (2.4)$$

Ya que $AO = BO$, para la solución de la condición $w_1=w_2$ es necesario que el punto C_1 descansa en la bisectriz OO del ángulo entre los ejes y además que al rotar los árboles y cambiar el ángulo γ entre ellos se mantenga en el mismo plano de la bisectriz.

En las uniones con velocidades angulares diferentes al girar el árbol en 90° , Figura 2.4 b) la cruceta se inclina en un ángulo γ con respecto a la última posición. El punto C_2 no descansa en la bisectriz OO y por esto la unión con crucetas no puede garantizar la igualdad de las velocidades angulares de rotación de los árboles conductor 1 y conducida 2 de la transmisión.

Establezcamos la dependencia entre las velocidades w_1 y w_2 , Figura 2.5. El punto de unión m de la cruceta unida con la horquilla conductora rota en plano $O1$ (en el dibujo este plano se muestra rayando verticalmente) y en el punto C que une la cruceta con la horquilla conducida gira en el plano $O2$ (en el plano con rayado horizontal). Ambos planos forman entre ellos un ángulo γ .

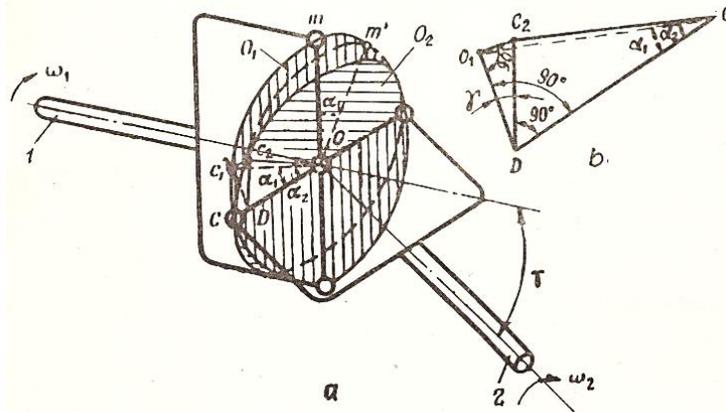


Fig. 2.5 Cinemática de la unión cardán

Si el árbol conductor 1 gira un ángulo α_1 y la unión m toma la posición m' entonces el árbol conducido 2 en este mismo instante girará en un ángulo α_2 y la unión C tomará la posición C_2 . Coloquemos en el sector Cm el arco CC_1 igual a mm' y unamos el punto C_2 y C_1 con el centro de la cruceta O . Obtendremos la pirámide C_1C_2CO con la base esférica C_1C_2C . El arco C_1mm' y C_1m son iguales y forman un

cuarto de circunferencia, lo cual se deduce de la construcción de la unión cardán. Los ángulos $m'C_1C_2$ y C_1C_2m' de la base del triángulo esférico equilátero son rectos. El ángulo C_2C_1C es también recto. Por tanto el plano C_1C_2O es perpendicular al plano O_1 .

Pasemos al plano C_1C_2D perpendicular a la línea OC y al plano O_1 . Obtendremos la pirámide C_1C_2DO con vértice O , Figura 2.5. De los triángulos rectángulos C_1DO , C_2DO y C_2C_1D tenemos:

$$\tan \alpha_1 = \frac{C_1D}{OD} \quad (2.5)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_2D}{OD} \quad (2.6)$$

$$\cos \gamma = \frac{C_1D}{C_2D} \quad (2.7)$$

Dividiendo las primeras os expresiones obtendremos:

$$\tan \alpha_1 = \tan \alpha_2 \cos \gamma \quad (2.8)$$

Diferenciando esta igualdad para un valor constante de γ :

$$\frac{w_1 dt}{\cos^2 \alpha_1} = \frac{w_2 dt}{\cos^2 \alpha_2} \cos \gamma \quad (2.9)$$

Expresemos el ángulos α_2 través de los ángulos α_2 y γ . De trigonometría:

$$\cos^2 \alpha_2 = \frac{1}{\tan^2 \alpha_2 + 1} \quad (2.10)$$

Despejando de (2.8):

$$\tan^2 \alpha_2 = \frac{\tan^2 \alpha_1}{\cos^2 \gamma} \quad (2.11)$$

Sustituyendo en la expresión (2.10) $\cos^2 \alpha_2$ obtenemos:

$$w_2 = w_1 \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha_1 \cos^2 \gamma} \quad (2.12)$$

Después de transformar podemos representar la relación de transmisión $i_{12} = \frac{w_1}{w_2}$

de la siguiente forma:

$$i_{12} = (1 + \sin^2 \alpha \tan^2 \gamma) \cos \gamma \quad (2.13)$$

Aquí α_1 la cambiamos por α . Es posible ver de esta expresión que $W_2 \neq W_1$. La diferencia depende del ángulo entre los árboles y el ángulo de giro α_1 del árbol del conductor. El valor máximo de la velocidad W_2 se alcanza para α_1 igual a $0, TT, 2TT$, Figura 2.6.

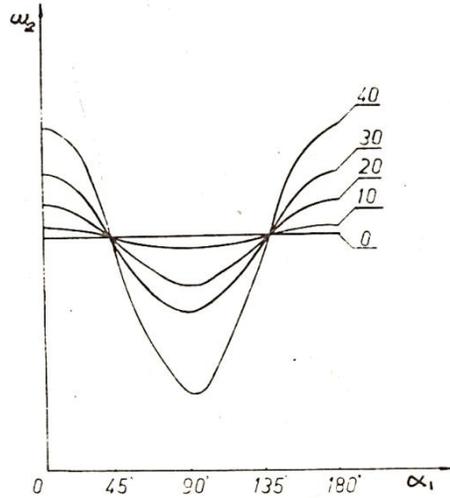


Fig. 2.6 Variación de la velocidad del árbol conducido.

$$w_{2max} = \frac{w_1}{\cos \gamma} \quad (2.14)$$

El valor mínimo de la velocidad w_2 se obtiene para $\alpha_1 = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}$

$$w_{2min} = w_1 \cos \gamma \quad (2.15)$$

La desigualdad de la rotación del árbol conducido se puede representar a través del coeficiente de desigualdad o no uniformidad:

$$K = \frac{w_{2max} - w_{2min}}{w_1} = \frac{1}{\cos \gamma} - \cos \gamma$$

$$K = \frac{1 - \cos^2 \gamma}{\cos \gamma} \quad (2.16)$$

La variación del coeficiente de desigualdad en dependencia del ángulo γ entre los árboles de muestra en el gráfico de la figura 2.7.

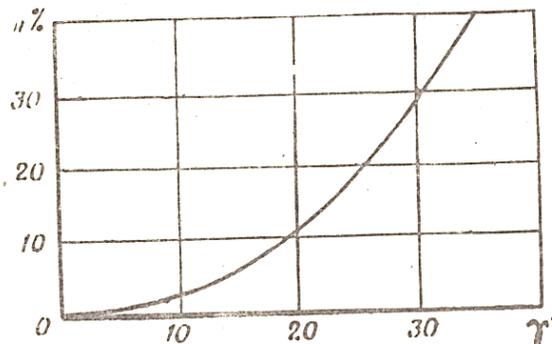


Fig. 2.7. Variación del coeficiente de desigualdad en dependencia del ángulo.

En él se pueden apreciar, que para ángulos pequeños $\gamma = 5^\circ - 8^\circ$ el coeficiente de desigualdad tiene un valor pequeño (para $\gamma = 10^\circ$, $K=3\%$) y por esto para estos ángulos podría utilizarse una unión cardán. Para disminuir γ a veces los agregados (frecuentemente el motor) se colocan inclinados con respecto al bastidor. La desigualdad de la rotación produce la torsión de los árboles debido a la acción de las fuerzas de inercia y además aumentan las cargas en ellos. La desigualdad puede eliminarse si se utilizan en el sistema de transmisión dos uniones cardán, figura 5.8 a). En la figura considerando que el árbol B rota con la velocidad mínima podemos escribir ($\alpha_A = 90^\circ$)

$$w_{B_{min}} = w_A \cos \gamma \quad (2.17)$$

Y para el árbol C según la figura se cumplirá ($\alpha_B = 0^\circ$)

$$w_C = \frac{w_{B_{min}}}{\cos \gamma_2} \quad (2.18)$$

Entonces

$$w_C = w_A \frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_2} \quad (2.19)$$

Si el árbol A gira uniformemente, para $\gamma_1 = \gamma_2$, $w_C = w_A$. De esta manera para ángulos γ_1 y γ_2 iguales al árbol conducido girará uniformemente (debe cumplirse además que las horquillas del árbol intermedio se encuentren en el mismo plano).

Se ha observado en la práctica que las transmisiones cardán mal instaladas tienen un plazo de servicios, a menudo, 10 veces que las bien instaladas. En los casos de que la transmisión se componga de 4 uniones (Zil 131, Ural 375) la condición de uniformidad, figura 2.8 b) se consigue para

$$\gamma_1 = \gamma_2$$

$$\gamma_3 = \gamma_4$$

Y las horquillas de los árboles intermedios están en un mismo plano.

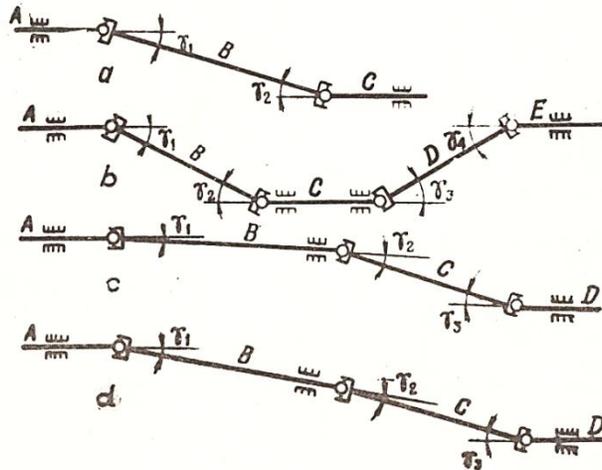


Fig. 2.8 Esquema de la composición de las barras de transmisión.

En el caso de una transmisión con tres uniones cardán y apoyos intermedios, figura 5.8 c) y d) (Zil 130, Gaz 53, etc.) la condición será si se cumple:

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos \gamma_3$$

2.4. Análisis de las construcciones.

2.4.1. Unión flexible.

En las transmisiones universales de los automóviles ligeros se utilizan uniones flexibles que pueden ser de discos o con manguitos de goma. La unión con discos está formada por dos crucetas 1 y 3 unidas a los árboles, figura 2.9. La unión se ensambla de tal forma que los brazos se instalan en los espacios entre los brazos del otro y con ayuda de tornillos y tuercas se unen a los discos 2, preparados de tela encauchada.

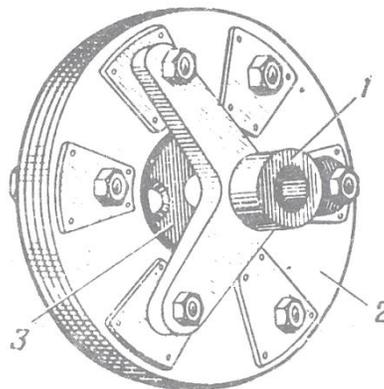


Fig. 2.9 Unión flexible por discos, armada.

Las uniones flexibles permiten el desplazamiento axial de los árboles. Por esto es este tipo de transmisión no existen las uniones estriadas de compensación, lo cual

aumenta la fiabilidad del trabajo de la transmisión. Además, las uniones flexibles disminuyen las cargas dinámicas y son más baratas de producir y de explotar. Su desventaja principal consiste en la calidad necesaria de los elementos elásticos.

2.4.2. Unión Cardán.

La unión cardán (o Hooke) constan de dos horquillas 1, figura 2.10, la cruceta 2, el apoyo 14 para el muñón de la cruceta y los sellos de los apoyos.

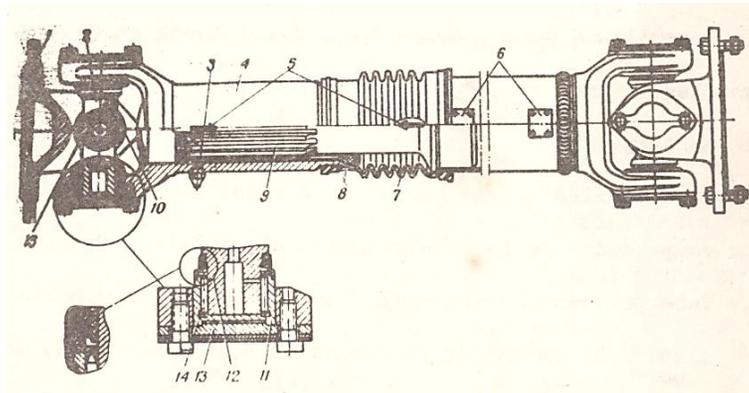


Fig. 2.10 Unión cardán.

La horquilla en dependencia de los métodos de sujeción a los árboles contiguos puede tener bridas o casquillos. Las bridas se unen con otros árboles y el casquillo se introduce en el extremo del árbol cardán soldándose.

Los apoyos para los muñones pueden ser rodamientos de agujas o de bolas, casquillos de acero o de goma.

Los rodamientos de aguja aseguran que la construcción sea compacta, tenga una eficiencia elevada, fiabilidad y durabilidad en el trabajo.

En la figura 2.10 los rodamientos de agujas se han instalado en el dado 11 el cual se fija a la horquilla con la brida 13 asegurándose así que no existen movimientos relativos entre el vaso y la horquilla. Este tipo de fijación se usa en camiones de capacidad de carga media y alta. El engrase de los rodamientos se efectúa a través de la copilla 10, los orificios dentro de la horquilla y barrenos en los laterales. El sellaje es por medio del prensaestopas 12. La grasa vieja se elimina a través de la válvula 15 de la cruceta.

En la horquilla 4 y el extremo 9 del árbol hueco se colocan generalmente flechas indicadoras. Para el balanceo de los cardanes se sueldan las planchitas 6.

El extremo estriado de la horquilla 4 y del árbol hueco 9 es un elemento compensador de los movimientos. Al sellaje y engrase de esta unión debe prestársele especial atención ya que un aumento en la fricción lleva a la aparición de cargas axiales grandes que deterioran la transmisión en su conjunto. Las uniones estriadas se engrasan solo durante el ensamble o solo a través de una copilla especial 3 durante la explotación. Para que la grasa no se salga se tiene un prensaestopas de fieltro 8 y un anillo de goma y además una cubierta corrugada 7. Como muestra la práctica este tipo de cubiertas aumenta considerablemente a fiabilidad de la unión estriada.

En los cardanes de los automóviles ligeros y camiones de pequeña capacidad de carga, el dado de los rodamientos de agujas se fija por medio de un anillo elástico, el cual se instala por fuera como se muestra en la figura 2.11, o dentro de la horquilla. La colocación por fuera facilita el ensamble pero aumenta las dimensiones.

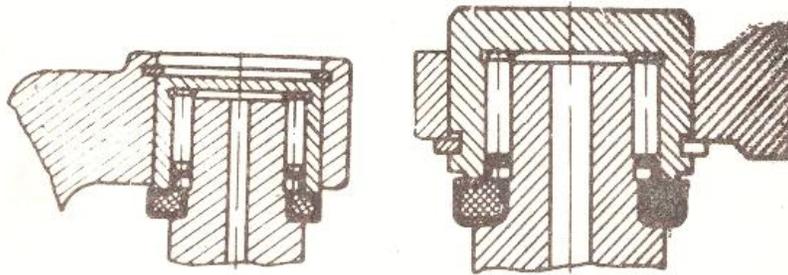


Fig. 2.11. Instalación del dado de los rodamientos de aguja de automóviles ligeros y camiones de pequeña capacidad de carga.

2.5. Uniones homocinéticas.

Las uniones homocinéticas se utilizan para la transmisión del flujo de potencia a las ruedas que son dirigidas, asegurándose una rotación uniforme de las ruedas para ángulos γ grandes ($30^\circ - 40^\circ$) entre los árboles. Existe variedad en el diseño de éste tipo de unión y se utiliza en camiones con tracción en las ruedas delanteras, en camiones con suspensión trasera independiente o en automóviles ligeros con tracción en las ruedas delanteras o traseras y motor delantero o trasero respectivamente y suspensión independiente.

Veamos ahora algunos tipos de uniones.

2.5.1. Uniones cardán dobles.

Consiste en una transmisión cardán en la cual la longitud del árbol intermedio se reduce prácticamente a cero y las crucetas se colocan en el mismo plano tratando de que se cumpla la igualdad entre los ángulos de los arboles $\gamma_1 = \gamma_2$. La figura 5.12 muestra este tipo de unión utilizada en el camión Maz, pudiéndose ver en ella la cruceta 3 y los árboles 1 y 4 con orejas. Los muñones 2 unen los árboles con las crucetas. Las crucetas se colocan en el cuerpo de la unión 8.

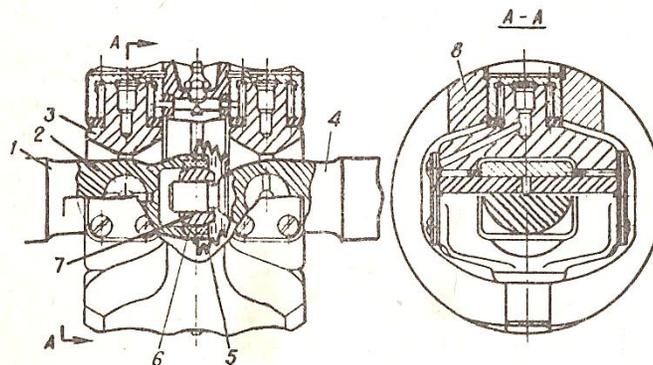


Fig. 5.12 Unión cardán doble utilizada en el camión Maz.

Para garantizar la igualdad de los ángulos γ_1 y γ_2 sirve el elemento centrante. El mismo consiste en un alojamiento esférico 6 colocado en un ensanchamiento del árbol 1 y un manguito esférico 7 colocado el final del árbol 4. La cubierta 5 sirve para proteger de polvo y suciedad el elemento centrante.

Las desventajas de esta unión son su complejidad constructiva, la poca fiabilidad del sellaje del elemento centrante y además que se garantiza totalmente el sincronismo en su trabajo por problemas geométricos.

2.5.2. Uniones dobles levas.

Este tipo ha encontrado mayor utilización en los camiones de capacidad media y grande de carga ya que el tipo visto anteriormente tiene limitaciones en cuanto al momento torsor transmitido debido a los rodamientos de agujas que posee.

En la figura 5.13 se muestra la construcción de la unión en las ruedas motrices del camión Ural 375 y en la figura 5.14 los detalles en la unión. Los semiejes interiores 1 exterior 7 poseen las horquillas 2 y 6 en las cuales se instalan las levas o dados 3 y 5 con ranuras. En estas ranuras entre el disco 4, que transmite el momento torsor través del semieje exterior hasta la rueda motriz.

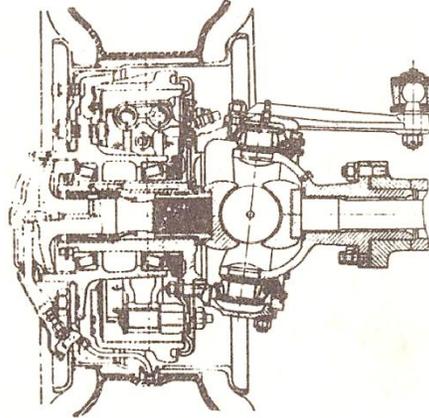


Fig. 5.13 Unión de leva del camión Ural 375.

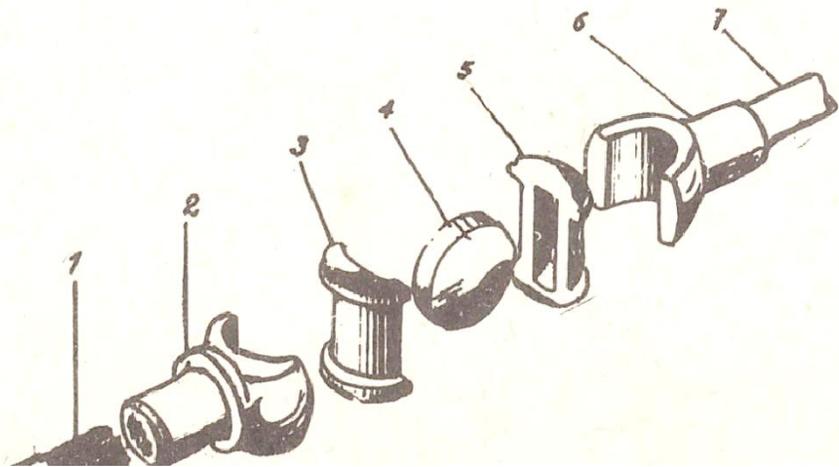


fig. 5.14 unión de leva dl camión Ural 375 despiezada.

En las uniones de este tipo las tensiones de aplastamiento son pequeñas y por esto pueden elaborarse de acero al carbono corriente. Además son más simples constructivamente y tienen menos elementos. Sin embargo la eficiencia de estas transmisiones es menor. Por este motivo estas uniones se colocan en un cárter o en una cubierta especial con buen engrase.

2.6. Uniones de bolas.

Existen dos tipos muy difundidos de estas uniones. Los tipos Weiss y la tipo Rzeppa. El fundamento de estas uniones se basa en las bolas que transmiten el torque se encuentren siempre en el plano perpendicular a la bisectriz del ángulo entre los árboles.

La figura 5.15 muestra la unión tipo Weiss. Los árboles 1 y 5 tienen horquillas en las cuales se han maquinado cuatro alojamientos 2 y 4. Al ensamblarse las

horquillas se colocan en planos perpendiculares y entre ellos se colocan las bolas. Para el centraje de las horquillas, que para la unión dada es muy importante, se coloca en la espiga 8 la bola de centraje 6. La espiga 8, colocada en el orificio de la bola 6 y una de las horquillas se fija con la espiga 7 que se coloca radialmente.

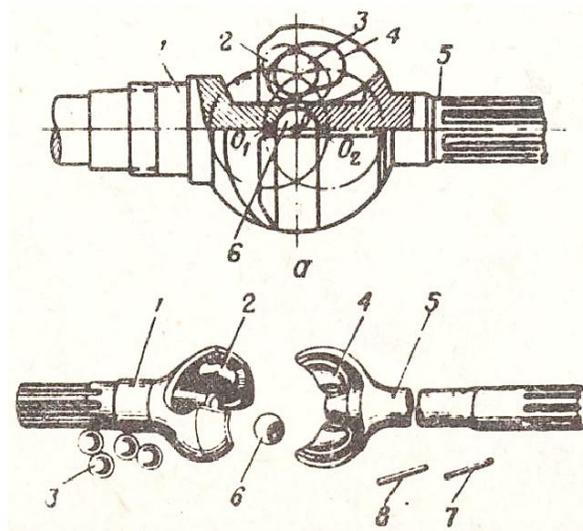


Fig. 5.15 Unión de bolas tipo Weiss.

La línea media de los alojamientos de las bolas forma circunferencias de radios iguales con centros O_1 y O_2 los cuales se hallan a las mismas distancias del centro de la O . El plano de giro de las bolas será siempre perpendicular a la bisectriz del ángulo de inclinación de los árboles.

La figura 5.16 muestra los elementos de la unión de bolas tipo Rzeppa. Esta unión está formada por el vaso 1 que en su interior tiene 6 alojamientos meridionales semiesféricos. Estos alojamientos tienen su parte interior 3 en cuyas estrías se colocan también los árboles. Las bolas 4 se colocan en una de estas superficies con ayuda del elemento separador 2, la copa esférica 5 y la palanca 7.

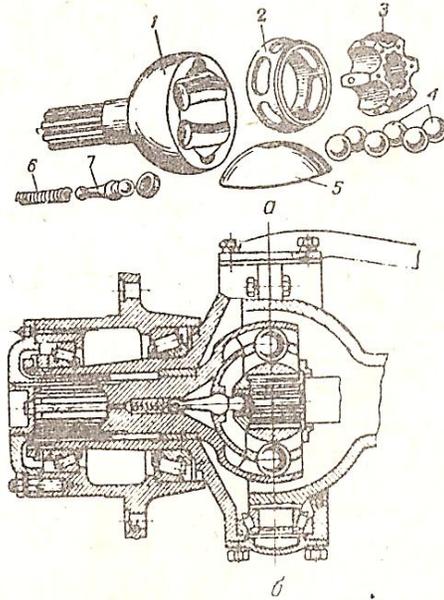


Fig. 5.16 Unión de bolas tipo Rzeppa

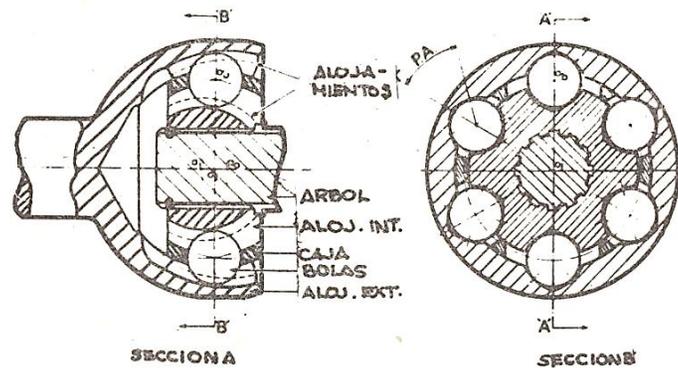


Fig. 5.17 Unión tipo Birfield.

La palanca tiene tres superficies esféricas, las extremas entran en alojamientos de los árboles conductor y conducido de la transmisión y la del medio en el orificio de la copa esférica. La palanca 7 se oprime por medio del muelle 6. Al ocupar los árboles un ángulo relativo, la palanca hace girar el separador y este coloca las bolas en el plano necesario.

Existe actualmente una unión derivada del tipo Rzeppa donde se han hecho algunas innovaciones y se le conoce como tipo Birfield. Esta unión puede apreciarse en la figura 5.17. Los cambios consisten en darle al alojamiento de las bolas un ángulo de convergencia tal que le permita gracias a la fricción colocar las bolas en el plano adecuado. De esta forma se eliminan elementos que disminuyen la fiabilidad de la unión.

2.7. Conclusiones parciales.

1. Se ha estudiado la metodología de cálculo de transmisión por cardán, caracterizado a través del estudio de la bibliografía las ecuaciones fundamentales para el cálculo del cardán, los momentos de inercia y torsión.
2. Se procesaron las ecuaciones anteriores además se explica un ejemplo de esquema de funcionamiento y cinemática de la unión cardán.

Capítulo 3

Capítulo III. Cálculo de transmisión por cardán.

3.1. Determinación de las cargas de cálculo.

El estudio de las cargas que aparecen en las crucetas y horquillas de la unión cardán requiere un análisis vectorial. Consideramos la unión cardán que se muestra en la figura 5.18. Si despreciamos la fricción en la misma no existirán pérdidas de potencia en la unión. Desde el punto de vista vectorial, esto es solo posible cuando el vector momento \vec{M} se encuentra en un plano perpendicular al vector de la velocidad relativa $\vec{w} = \vec{w}_1 - \vec{w}_2$, figura 3.1 a) ya que esta es la condición para hacer nulo un producto escalar. O sea:

$$N = \vec{M} * \vec{w} = 0 \quad (3.1)$$

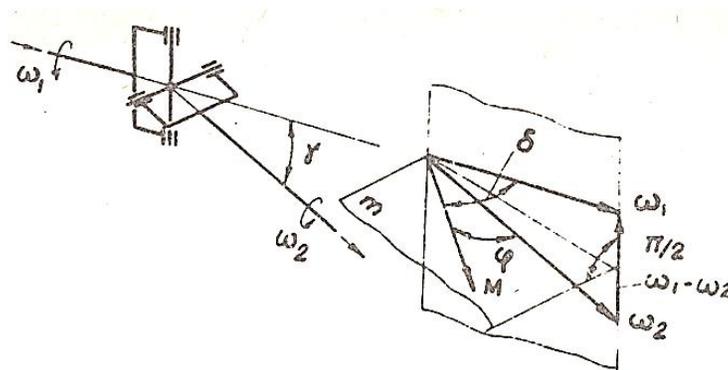


Fig. 3.1. Vectores velocidad y momento torsor en la unión cardán.

De esta forma como muestra la figura 3.2 b) el vector \vec{M} se encuentra sobre el plano m a un ángulo δ de w_1 y φ de w_2

Como el vector \vec{M} , hemos visto que en el caso más general se encuentra situado a un ángulo δ del eje del árbol, si lo dividimos en sus componentes obtendremos una dirigida a lo largo del eje del árbol \vec{M}_1 , figura 5.19 y la otra perpendicular al árbol \vec{M}'_1 .

El momento \vec{M}_1 tiene la misma dirección que \vec{w}_1 y será el torque transmitido. El momento \vec{M}'_1 será un momento flector que no participa en la transmisión del flujo de potencia ya que:

$$N'_1 = \vec{M}'_1 * \vec{w}_1 = 0 \quad (3.2)$$

Por ser \vec{M}'_1 y \vec{w}_1 perpendiculares entre sí.

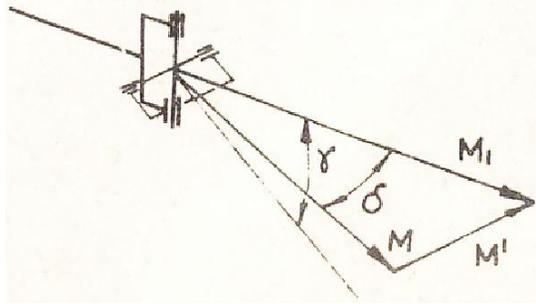


Fig. 3.2. Vector momento y sus componentes en la unión.

Determinemos ahora las relaciones entre los momentos analizando sus magnitudes escalares. De la figura 5.19 a) puede verse que:

$$M'_1 = M_1 \tan \delta \quad (3.3)$$

Se conoce de estudios realizados (que no incluimos en el texto) que:

$$\tan \delta = \sin \alpha \tan \gamma$$

Por tanto:

$$M'_1 = M_1 \sin \alpha \tan \delta \quad (3.4)$$

Además del gráfico:

$$M_1 = \frac{M_1}{\cos \theta}$$

Y haciendo transformaciones trigonométricas

$$M = M_1 \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \tan^2 \gamma} \quad (3.5)$$

Definimos ahora los valores de las fuerzas que actúan en la otra horquilla. De la ecuación del flujo de potencia:

$$M_1 w_1 + M_2 w_2 = 0 \quad (3.6)$$

O sea:

$$M_2 = -i_{12} M_1 \quad (3.7)$$

Sustituyendo i_{12} dado por la ecuación 3.2:

$$M_2 = -M_1 (1 + \sin^2 \alpha \tan^2 \gamma) \cos \gamma \quad (3.8)$$

Y para la componente M'_2 :

$$M'_2 = \sqrt{M^2 - M_2^2} \quad (3.9)$$

Hemos visto los momentos que actúan en la unión cardán simple.

Pasemos ahora al análisis de las fuerzas que actúan sobre la cruceta y las horquillas, figura 3.3. De la figura podemos obtener:

$$P_1 = \frac{M_1}{2R}$$

$$P_2 = \frac{M_2}{2R}$$

$$T_1 = \frac{M'_1}{2R}$$

$$T_2 = \frac{M'_2}{2R} \quad (3.10)$$

La fuerza Q resultante que actúa sobre la cruceta se analizará mediante los dos casos mostrados en la figura 3.3. La posición inicial, cuando los ángulos α y β son iguales a cero (dibujo superior) y para un giro del árbol conductor 1 en 90° (dibujo inferior).

En este caso las fuerzas Q , P y T alcanzan el valor máximo (la fuerza T_2 tiene un máximo para $\alpha_{p_2} = 0^\circ$).

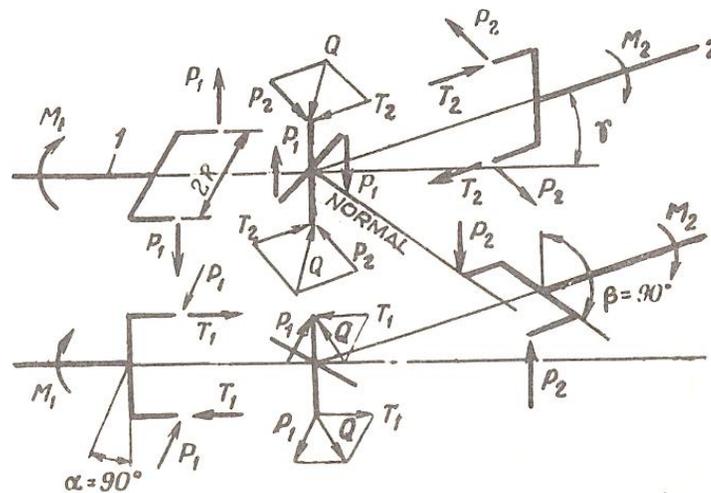


Fig. 3.3. Fuerzas sobre las horquillas y crucetas

$$Q_{max} = \frac{M_1}{2R \cos \gamma} \quad (3.11)$$

$$P_{2max} = \frac{M_1}{2R}$$

$$T_{1max} = \frac{M_1 \tan \gamma}{2R}$$

3.2 Cálculo de la unión cardán.

La transmisión cardán de los automóviles se calcula por el momento estático máximo determinado de la condición de adherencia de las ruedas motrices con la carretera.

El torque sobre el árbol conductor será:

$$M_{\varphi} = M_1 = \frac{\varphi G_r r_r}{i} \quad (3.12)$$

Donde:

φ – coeficiente de adherencia.

G_r - Carga sobre las ruedas.

r_r - radio de la rueda motriz.

i - relación de transmisión desde el árbol conductor de la transmisión cardán hasta la rueda.

Los extremos de la cruceta se calculan a flexión y cortante, figura 3.4.

La tensión de flexión en la sección A-A es igual:

$$\sigma_{fl} = \frac{Q_{max} * l}{2W_{fl}} \quad (3.13)$$

Donde:

Q_{max} - carga máxima sobre el extremo

l - longitud

W_{fl} - momento de resistencia de la sección a flexión.

$$W_{fl} = \frac{\pi d^3}{32} \quad (3.14)$$

Donde:

d - diámetro del extremo

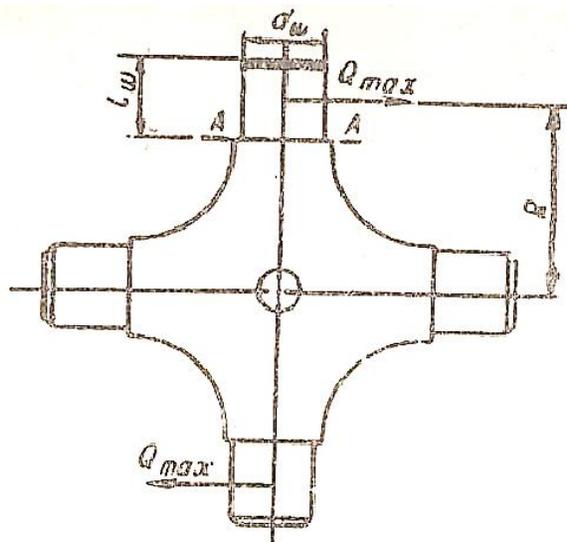


Fig. 3.4. Esquema para el cálculo de la cruceta.

Tensiones cortantes:

$$\tau = \frac{4Q_{max}}{\pi d^2} \quad (3.15)$$

En las construcciones actuales, las tensiones alcanzan:

$$\sigma_{fl} = 2800-3000 \text{KG/cm}^2 \quad \tau_s = 750-90 \text{KG/cm}^2$$

La horquilla de la unión, figura 3.5, bajo la acción de la fuerza Q_{max} sufre flexión y torsión en la sección A-A.

$$\sigma_{fl} = \frac{Q_{max} * C}{W_{fl}} \quad (3.16)$$

$$\tau_T = \frac{Q_{max} * a}{W_T} \quad (3.17)$$

Los momentos de resistencia W_{fl} y W_T dependen de la sección de la pieza. Para sección rectangular:

$$W_{fl} = \frac{bh^2}{6}$$

$$W_T = khb^2 \quad (3.18)$$

El coeficiente K depende de la relación entre los lados h y se puede hallar por la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Valores de coeficiente K para el cálculo a torsión.

h/b	1	1.5	1.75	2	2.5	3	4	10
K	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312

En las construcciones actuales las tensiones alcanzan:

$$\sigma_{fl} = 600-800 \text{KG/cm}^2 \quad \tau_T = 800-1600 \text{KG/cm}^2$$

Los rodamientos de agujas se comprueban para la magnitud de la carga permisible:

$$P_{perm} = 790 \frac{Z * l * d}{\sqrt[3]{n}} \quad (3.19)$$

Donde:

Z - número de agujas

l - longitud de las agujas, cm

d - diámetro de las agujas, cm

n - número de revoluciones por minuto del rodamiento

Donde:

$$n = \frac{n_{max}}{i_l} \tan \gamma \quad (3.20)$$

Siendo:

n_{max} - número de revoluciones por minuto del cigüeñal del motor para torque máximo.

i - relación de transmisión desde el motor hasta la unión, con la marcha menor en la caja.

γ - ángulo entre los árboles cardán.

La magnitud obtenida de P_{perm} debe ser mayor que la carga máxima que actúa sobre el rodamiento.

$$P_{perm} > Q_{max}$$

3.4. Materiales de los distintos elementos de la unión

3.4.1. Crucetas.

Se fabrican de acero 20X para automóviles ligeros y camiones de capacidad media de carga y con una dureza de 57 – 65 HRC obtenidas por cementación

Se utilizan además acero 18XTF cementado. Se le da después temple y revenido hasta una dureza de 60-65 HRC

3.4.2. Horquillas

Las horquillas que van soldadas o a presión en los árboles se elaboran de acero 35 o acero 40 con una dureza de 207 – 255 HB. Las horquillas deslizantes, o sea con uniones estriadas, se elaboran de acero 35X y 30X con temple superficial o de acero de 40 y 45. Las horquillas con bridas se fabrican de acero 35, 40 y 45 con 255 HRC aproximadamente.

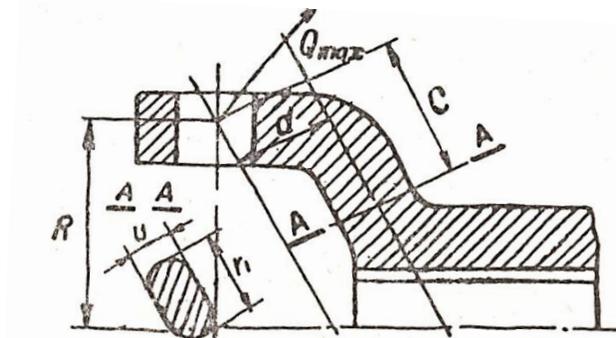


Fig. 3.5. Esquema para el cálculo de la horquilla

3.5. Cálculo de los árboles.

3.5.1. Determinación de la velocidad crítica.

Debido a cierta no uniformidad de la distribución de la masa de los árboles según el diámetro (debido por ejemplo a que el espesor de las paredes en dos secciones distintas no sea totalmente igual) y también debido a cierta curvatura del árbol, durante la rotación de este, aparece una fuerza centrífuga aplicada perpendicularmente al eje longitudinal, figura 3.5. Como el árbol rota con una velocidad angular variable (en uniones no sincrónicas) entonces la magnitud de la fuerza centrífuga variará en cada revolución debido a lo cual aparecen vibraciones longitudinales del árbol.

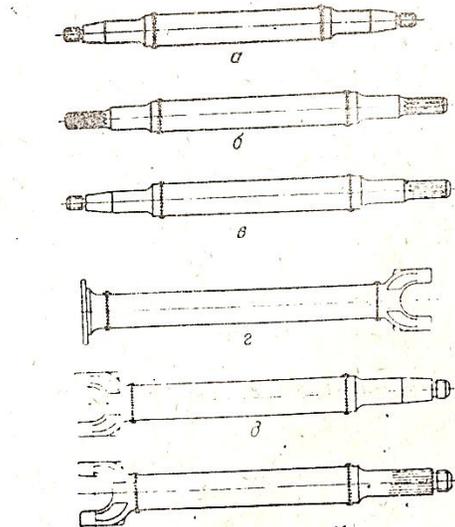


Fig. 3.6. Distintos tipos de árboles

Sobre estas vibraciones influye también el momento flector variable y las holguras en las uniones del árbol con las juntas.

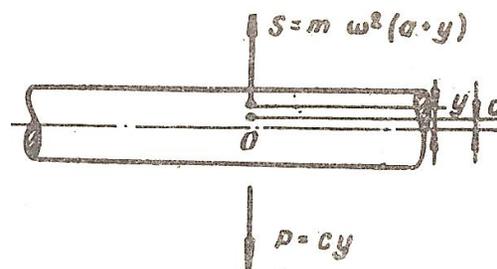


Fig. 3.7. Esquema del árbol de la transmisión.

Supongamos que el centro de masa coincide con el punto O que tiene una excentricidad "a". Entonces la fuerza centrífuga será:

$$S = mw^2(a + y) \quad (3.21)$$

Donde:

m - masa del árbol

y - flecha del árbol bajo la acción de la fuerza centrífuga.

La fuerza centrífuga S se equilibra con la fuerza elástica:

$$P = cy \quad (3.22)$$

Donde:

c – rigidez longitudinal del árbol.

Entonces:

$$S = P$$

$$mw^2(a + y) = cy \quad (3.23)$$

De donde:

$$y = \frac{mw^2a}{c - mw^2} \quad (3.24)$$

Si consideramos el número crítico de revoluciones como las revoluciones para las cuales se destruye el árbol, o sea:

$$y \rightarrow \infty$$

Obtenemos:

$$c - mw^2 = 0 \quad (3.25)$$

De donde:

$$w_{cr} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3.26)$$

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3.27)$$

Para árboles de sección tubular:

$$m = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} * l * \frac{\gamma}{g} \quad (3.28)$$

Donde:

D y d – diámetros exteriores o interiores de la sección en cm.

l - longitud del árbol, en cm.

γ - peso específico del metal (para el acero 0.0078 kgf/cm²)

$$C = K * \frac{EI}{l^3} = K * \frac{EI(D^4 - d^4)}{64 * l^3} \quad (3.29)$$

Donde:

K – coeficiente de proporcionalidad dependiente del carácter de la carga y el método de fijación del árbol.

Después de sustituir los valores de c y m obtenemos para árboles tubulares:

$$N_{CR} = 12 * 10^6 \frac{\sqrt{(D^2+d^2)}}{l^2} \quad (3.30)$$

Para árboles macizos:

$$N_{CR} = 12 * 10^6 \frac{D}{l^2} \quad (3.31)$$

Para árboles tubulares soportados por apoyos:

$$N_{CR} = 27,5 * 10^6 \frac{\sqrt{(D^2+d^2)}}{l^2} \quad (3.32)$$

Para árboles macizos soportados por apoyos:

$$N_{CR} = 27.5 * 10^6 \frac{D}{l^2} \quad (3.33)$$

Puede apreciarse que el número crítico de revoluciones del árbol tubular es mayor que para el macizo del mismo diámetro. La longitud del árbol que se encuentra libre se toma como la distancia entre los centros de las uniones cardán, y para las soportadas tomamos las distancias entre los rodamientos de los apoyos.

Si el árbol tiene distintas secciones en la longitud analizada (tubular, circular maciza, estriada) para el cálculo del número crítico de revoluciones es necesario llevarlo a un diámetro de cálculo equivalente. En la figura 3.6 por ejemplo se muestra un árbol que consta de una parte maciza de diámetro d_1 y una longitud l_1 y una parte tubular con diámetro D y d y longitud l_{tub} . Reduzcamos la parte tubular a un árbol macizo en el cual $d_e = d_1$. Para esto la longitud del árbol con el nuevo diámetro debe ser menor. Como base de la equivalencia se toma la igualdad en el número crítico de revoluciones de los árboles real y el equivalente.

$$N_{CR} = 12 * 10^6 \frac{\sqrt{(D^2+d^2)}}{l_{tub}^2} = 12 * 10^6 \frac{d_e}{l_0} \quad (3.34)$$

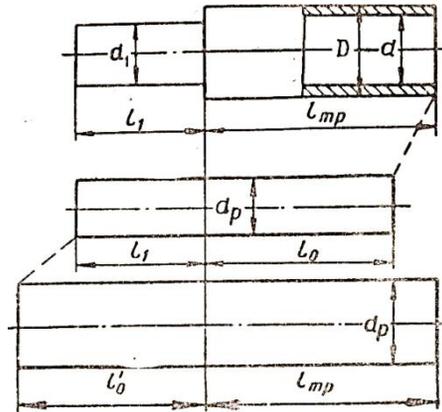


Fig. 3.8. Esquema para determinar el diámetro equivalente de un árbol.

De donde:

$$l_0 = l_{tub} \sqrt{\frac{d_e}{\sqrt{D^2 + d^2}}} \quad (3.35)$$

Y finalmente los parámetros del árbol equivalente serán:

$$l_o = l_1 + l_0 d_r = d_1 \quad (3.36)$$

De una forma análoga se puede llevar la parte maciza a tubular.

El número crítico de revoluciones del árbol cardán obtenido por cálculo, se iguala a las revoluciones máximas posibles del árbol.

La experiencia en explotación muestra que para que exista un trabajo satisfactorio de la transmisión debe tenerse una relación:

$$\frac{N_{CR}}{N_{max}} = 1.2 - 2.0 \quad (3.37)$$

La magnitud mínima del coeficiente de seguridad para el número crítico de revoluciones puede permitirse con un balance cuidadoso del árbol cardán, una gran exactitud de elaboración de las uniones estriadas y holguras mínimas en las uniones.

3.6. Cálculos de resistencia del árbol.

El árbol de la transmisión se calcula por los momentos resultantes a torsión y flexión. Conociendo el momento transmitido por el árbol se determinan los esfuerzos cortantes:

$$\tau = \frac{M}{w_T} \leq [\tau] \quad (3.38)$$

Donde:

w_T - momento de resistencia del árbol a torsión.

Para el árbol macizo:

$$w_T = \frac{\pi * D^3}{16} \quad (3.39)$$

Para el árbol tubular:

$$w_T = \frac{\pi}{16} * \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (3.40)$$

Donde D y d son los diámetros exteriores e interiores del árbol.

La tensión permisible de torsión de los árboles cardán:

$$[\tau] = 1000 \text{ kgf/cm}^2$$

Para los árboles macizos de las ruedas dirigidas motrices si están hechos de acero 40X:

$$[\tau] = 3000 - 4000 \text{ kgf/cm}^2$$

A rigidez el árbol se calcula por el ángulo de torsión:

$$\theta = \frac{M * l}{I_T * G} * \frac{180^0}{TT} \quad (3.41)$$

Donde:

l - longitud del árbol, en cm.

I_T - momento de inercia polar de la sección.

G - 8.10^5 kgf/cm^2

Para el árbol macizo:

$$I_T = \frac{\pi * d^4}{32} \quad (3.42)$$

Para el árbol tubular:

$$I_T = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{32} \quad (3.43)$$

En las construcciones actuales $\theta \leq 9^0$. Los extremos estriados de los árboles se calculan a torsión por el diámetro menor de las ranuras. Las ranuras como de costumbre se calculan a cortante y aplastamiento.

3.7. Apoyos intermedios de los árboles de la transmisión.

Los apoyos intermedios de las transmisiones universales se instalan por distintas causas, por ejemplo, cuando el árbol es muy largo y su número crítico de revoluciones es máximo, y el aumento del diámetro del árbol no es permisible o no es deseable. En los automóviles de dos puentes motrices, el apoyo intermedio se

coloca en el bastidor. En el caso de tres o cuatro puentes motrices, en uno de los puentes o dentro del cárter del puente.

La particularidad del trabajo de la transmisión universal determina el uso de apoyos autoalineantes.

En los automóviles modernos los rodamientos radiales de bolas se instalan en anillos de goma los cuales garantizan la autoalineación debido a las propiedades elásticas de la goma. La figura 3.9 muestra un apoyo intermedio del árbol cardán con un rodamiento de bolas. El rodamiento 1 tiene su anillo interior colocado en el árbol 2, y el exterior en el anillo de goma 3 la cual se instala en el soporte 4.

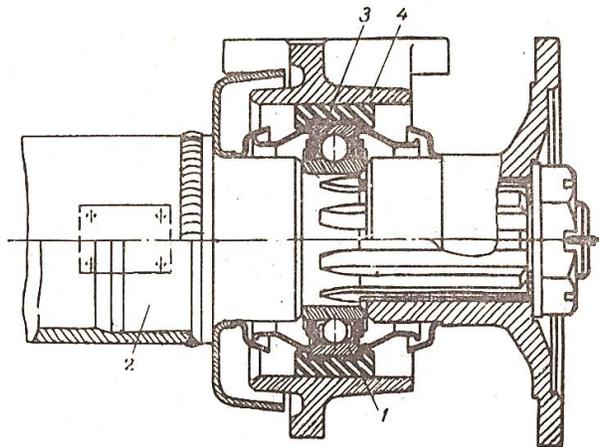


Fig. 3.9. Apoyo intermedio de una transmisión.

El anillo de goma tiene una pretensión para aumentar su rigidez. El apoyo está cerrado a la entrada de polvo por medio de un sello laberíntico. Los apoyos intermedios de la transmisión cardán de los automóviles de tres ejes por las condiciones de distribución de los elementos se colocan con dos rodamientos y un árbol intermedio el cual se instala en un cárter especial, figura 3.10, o se utiliza el cárter del puente motriz u otro agregado. Este tipo de apoyo absorbe las cargas axiales, por esto a menudo se le instalan cojinetes de rodillos cónicos.

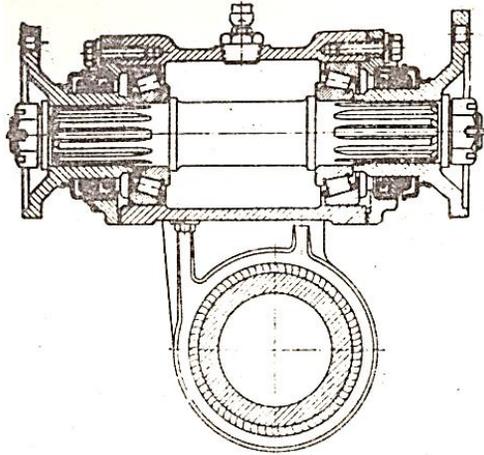


Fig. 3.10. Apoyo intermedio de dos rodamientos.

Es necesario observar un sellaje adecuado de los apoyos intermedios ya que como regla general se instalan en lugares abiertos (bajo la carrocería, en el cárter del puente motriz, etc.). Los rodamientos de los apoyos intermedios o se escogen por sus dimensiones constructivas o se calculan análogamente a los rodamientos de otros agregados del automóvil.

Materiales.

La parte central tubular de los árboles de las transmisiones cardán se elaboran a menudo de acero de bajo carbono 15 y 20 soldados a tope con los terminales.

Los terminales o extremos estriados de los árboles se fabrican de acero 40X en el caso de los ranurados con una dureza entre 207 -255 HB.

Los soportes de apoyo para los árboles se fabrican de los siguientes materiales: АЛ 4 , КЧ 35 – 10 aceros 08KP (láminas) y 20 (láminas).

3.7.1. Balanceo de la transmisión cardán.

El balanceo es un paso importante para garantizar el funcionamiento correcto de la transmisión. El mismo se lleva a cabo en máquinas conocidas como balanceadoras. El desbalance permisible será de:

- Para automóviles de capacidad de carga pequeña y media: 15 – 20 gf-cm.
- Para árboles de automóviles de gran capacidad de carga (mayor de 5 Tons.) hasta 100 gf – cm.

3.8. Cálculo de las cargas en el cardán del ZIL-131.

En la tabla 3.2 se muestran los datos del cardán Zil-131 y Kamaz3 para los cual se calcula el cardán y se comparan entre sí (estos cardanes son los que se usan mayormente en estos tipos de camiones o carros, se les llama así para identificarlos). En el fig. 3.13 se ve la transmisión que fallo, esta trabaja en la embarcación (patana).(Ver anexos 4. Fotos de la transmisión)

Tabla 3.2. Datos del cardán. (mm)

Marca	R	d	lc	b	h	a	c	z	La	da	k	lo	li	L _{tub}	di	D	de
Zil 131	100/2	27	26	25	55	15	42	31	21.5	3	0.246	222	52	288	71	76	62
Kamaz3	147/2	33.5	25	30	60	15	42	38	24	3	0.250	215	268	288	73	78	60

Fuente: elaboración propia.

R-radio para el cálculo de las fuerzas sobre las crucetas

D-diámetro del cojinete

Lc-longitud del cojinete

b y h –lados de la horquilla

a,c esquema para el cálculo de horquillas

z-número de agujas

la- longitud de las agujas

Da-diámetro de las agujas

K-coeficiente de la tabla 5.1

L_{tub}, di, D-longitud y diámetro tubular del árbol

De-diámetro macizo del árbol

Cálculo del momento

$$N = \vec{M} * \vec{w} \quad (3.1)$$

$$\vec{M} = 9\,550 * \frac{N}{n}$$

$$\vec{M} = 9\,550 * \frac{155}{2\,600}$$

$$\vec{M} = 5\,609.32 \text{ Nm} = 508.05 \text{ kgfm}^2$$

Por razones trigonométrica

$$M = M_1 \sqrt{1 + \sin^2 \alpha * \tan^2 \gamma} \quad (3.5)$$

Despejando:

$$M_1 = \frac{M}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha * \tan^2 \gamma}}$$

$$M_1 = \frac{508.05}{\sqrt{1 + \sin^2 80^\circ * \tan^2 10^\circ}}$$

$$M_1 = 500.91 \text{ kgf m} = 4\,903.25 \text{ Nm}$$

3.8.1. La fuerzas resultantes Q, P, T que actúa sobre la cruceta.

$$Q_{MAX} = \frac{M_1}{2R \cos \gamma}$$

$$Q_{MAX} = \frac{4903.25}{0.1 * \cos 10^\circ}$$

$$Q_{MAX} = 48\,287.58 \text{ N} = 4\,923.96 \text{ kgf}$$

$$P_{2MAX} = \frac{M_1}{2R}$$

$$P_{2MAX} = \frac{4\,903.25}{0.1}$$

$$P_{2MAX} = 49\,032.5 \text{ N} = 4\,999 \text{ kgf}$$

$$T_{1MAX} = \frac{M_1 \tan \gamma}{2R}$$

$$T_{1MAX} = \frac{4903.25 * \tan 10^\circ}{0.1}$$

$$T_{1MAX} = 8\,645.75 \text{ N} = 881.62 \text{ kgf} \quad (3.11)$$

3.8.2. Tensión de flexión en la sección A-A.

$$\sigma_{fl} = \frac{Q_{MAX} l}{2W_{fl}} \quad (3.13)$$

Donde:

$$W_{fl} = \frac{\pi d^3}{32} \quad (3.14)$$

$$W_{fl} = \frac{\pi 0.027^3}{32}$$

$$W_{fl} = 0.000001932 \text{ m}^3$$

Entonces.

$$\sigma_{fl} = \frac{48287.58 * 0.026}{2 * 0.000001932}$$

$$\sigma_{fl} = 324\,916\,428 \text{ N/m}^2 = 3\,313.23 \text{ kgf/cm}^2$$

3.8.3. Tensiones cortantes.

$$\tau = \frac{4Q_{MAX}}{\pi d^2} \quad (3.15)$$

$$\tau = \frac{4 * 48\,287.58}{\pi * 0.027^2}$$

$$\tau = 84\,336\,977.2 \text{ N/m}^2 = 859.99 \text{ kgf/cm}^2$$

3.8.4. Cálculo de la flexión y torsión en la horquilla de la unión.

$$\sigma_{fl} = \frac{Q_{MAX} C}{W_{fl}} \quad (3.16)$$

Donde:

$$W_{fl} = \frac{b * h^2}{6} \quad (3.18)$$

$$W_{fl} = \frac{b * h^2}{6}$$

$$W_{fl} = \frac{25 * 55^2}{6}$$

$$W_{fl} = 12\,604 \text{ cm}^3$$

Entonces:

$$\sigma_{fl} = \frac{48287.58 * 0.04}{0.0000126}$$

$$\sigma_{fl} = 153\,293\,904.8 \text{ N/m}^2 = 1\,781.58 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_T = \frac{Q_{max} a}{W_T} \quad (3.17)$$

Donde:

$$W_T = k h b^2 \quad (3.18)$$

$$W_T = 0.250 * 0.055 * 0.025^2$$

$$W_T = 0.0000085 \text{ m}^3$$

Entonces:

$$\tau_T = \frac{48\,287.58 * 0.015}{0.0000085}$$

$$\tau_T = 85\,213\,376.47 \text{ N/m}^2 = 868.93 \text{ kgf/cm}^2$$

3.8.5. Carga permisible.

$$P_{perm} = 790 \frac{Zld}{\sqrt[3]{n}} \quad (3.19)$$

Donde:

$$n = \frac{n_{max}}{i_1} \tan \gamma \quad (3.20)$$

$$n = \frac{2600}{0.999} \tan 10^\circ$$

$$n = 458.9$$

Entonces:

$$P_{perm} = 790 \frac{31 * 2.15 * 0.3}{\sqrt[3]{458.9}}$$

$$P_{perm} = 2047 \text{ kgf}$$

$$P_{perm} > Q_{MAX}$$

$$2047 \text{ kgf} < 5894 \text{ kgf}$$

Nota: El cojinete de agujas falla.

3.8.6. Determinación de la velocidad crítica.

Para árboles macizos:

$$n_{cr} = 12 * 10^6 \frac{D}{l^2} \quad (3.31)$$

Donde:

$$l = l_1 + l_0 d_r = d_1 \quad (3.36)$$

Siendo:

$$l_0 = l_{tub} \sqrt{\frac{d_e}{\sqrt{D^2 + d^2}}} \quad (3.35)$$

$$l_0 = 288 \sqrt{\frac{62}{\sqrt{76^2 + 71^2}}}$$

$$l_0 = 222 \text{ mm}$$

Entonces:

$$l = 52 + 222$$

$$d_r = 62 \text{ mm}$$

$$l = 274 \text{ mm}$$

Digo:

$$n_{cr} = 12 * 10^6 \frac{62}{274^2}$$

$$n_{cr} = 9\ 910$$

3.8.7. Relación de transmisión.

$$\frac{n_{cr}}{n_{max}} = \frac{9910}{2600} = 3.81 \quad (3.37)$$

3.8.8. Cálculo de resistencia del árbol.

$$\tau = \frac{M}{W_T} \leq [\tau] \quad (3.38)$$

Para árbol macizo:

$$W_T = \frac{\pi D^3}{16} \quad (3.39)$$

$$W_T = \frac{\pi 6.2^3}{16}$$

$$W_T = 46.79 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo:

$$\tau = \frac{4903.25}{0.0000468} \leq [\tau]$$

$$\tau = 104770299.1 \text{ N/m}^2 = 1068.35 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau \leq [\tau]$$

$$1\ 068.35 \text{ kg/cm}^2 > 1\ 000 \text{ kg/cm}^2$$

3.8.9. Rigidez del árbol por el ángulo de torsión.

$$\theta = \frac{M l}{I_T G} * \frac{180^0}{\pi} \quad (3.41)$$

Para árbol macizo:

$$I_T = \frac{\pi d^4}{32} \quad (3.42)$$

$$I_T = \frac{\pi 0.062^4}{32}$$

$$I_T = 1.45 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

Sustituyendo

$$\theta = \frac{49\ 999.23 * 0.274}{1.45 * 10^{-6} * 8 * 10^{10}} * \frac{180^0}{\pi}$$

$$\theta = 6.6^{\circ}$$

3.9. Cálculo de las cargas en el cardán del Kamaz3.

En la tabla 3.2 se muestran los datos del cardán Kamaz3.

$$N = \vec{M} * \vec{w} \quad (3.1)$$

$$M_1 = 4\,903.25 \text{ N m} \quad (3.5)$$

3.9.1. La fuerzas resultantes Q, P, T que actúa sobre la cruceta.

$$Q_{MAX} = \frac{M_1}{2R \cos \gamma}$$

$$Q_{MAX} = \frac{4903.25}{0.147 * \cos 10^{\circ}}$$

$$Q_{MAX} = 33\,870.0 \text{ N} = 3\,453.79 \text{ kgf}$$

$$P_{2MAX} = \frac{M_1}{2R}$$

$$P_{2MAX} = \frac{4\,903.25}{0.147}$$

$$P_{2MAX} = 33\,355.44 \text{ N} = 3\,401.3 \text{ kgf}$$

$$T_{1MAX} = \frac{M_1 \tan \gamma}{2R}$$

$$T_{1MAX} = \frac{4\,903.25 * \tan 10^{\circ}}{0.147}$$

$$T_{1MAX} = 5\,881.46 \text{ N} = 599.74 \text{ kgf} \quad (3.11)$$

3.9.2. Tensión de flexión en la sección A-A.

$$\sigma_{fl} = \frac{Q_{MAX} l}{2W_{fl}} \quad (3.13)$$

Donde:

$$W_{fl} = \frac{\pi d^3}{32} \quad (3.14)$$

$$W_{fl} = \frac{\pi 0.0335^3}{32}$$

$$W_{fl} = 0.00329 \text{ m}^3$$

Entonces.

$$\sigma_{fl} = \frac{33870 * 0.025}{2 * 0.00329}$$

$$\sigma_{fl} = 128\,685.41 \text{ N/m}^2 = 1.3122 \text{ kgf/cm}^2$$

3.9.1. Tensiones cortantes.

$$\tau = \frac{4Q_{MAX}}{\pi d^2} \quad (3.15)$$

$$\tau = \frac{4 * 33\ 870}{\pi * 0.0335^2}$$

$$\tau = 38\ 426\ 931\ N/m^2 = 391.84\ kgf/cm^2$$

3.9.2. Cálculo de la flexión y torsión en la horquilla de la unión.

$$\sigma_{fl} = \frac{Q_{MAX} C}{W_{fl}} \quad (3.16)$$

Donde:

$$W_{fl} = \frac{b * h^2}{6}$$

$$W_{fl} = \frac{b * h^2}{6}$$

$$W_{fl} = \frac{0.030 * 0.060^2}{6}$$

$$W_{fl} = 0.000018\ m^3$$

Entonces:

$$\sigma_{fl} = \frac{33\ 870 * 0.042}{0.000018}$$

$$\sigma_{fl} = 79\ 030\ 000\ N/m^2 = 805\ kgf/cm^2$$

$$\tau_T = \frac{Q_{max} a}{W_T} \quad (3.17)$$

Donde:

$$W_T = khb^2 \quad (3.18)$$

$$W_T = 0.246 * 0.060 * 0.030^2$$

$$W_T = 0.000013\ m^3$$

Entonces:

$$\tau_T = \frac{33\ 870 * 0.015}{0.000013}$$

$$\tau_T = 39\ 080\ 769.23\ N/m^2 = 398.51\ kgf/cm^2$$

3.9.3. Carga permisible.

$$P_{perm} = 790 \frac{Zld}{\sqrt[3]{n}} \quad (3.19)$$

Donde:

$$n = \frac{n_{max}}{i_1} \tan \gamma \quad (3.20)$$

$$n = \frac{2\,600}{0.99} \tan 10^\circ$$

$$n = 463.08$$

Entonces:

$$P_{perm} = 790 \frac{38 * 2.4 * 0.3}{\sqrt[3]{463.08}}$$

$$P_{perm} = 2\,793.77 \text{kgf}$$

$$P_{perm} > Q_{MAX}$$

$$2\,793.77 \text{kgf} < 3\,453.79 \text{kgf}$$

Nota: el cojinete de agujas falla a picadura, por las vibraciones del motor lo cual ocasiona un desgaste progresivo por ser $P_{perm} < Q_{MAX}$.

3.9.4. Determinación de la velocidad crítica.

Para árboles macizos.

$$n_{cr} = 12 * 10^6 \frac{D}{l^2} \quad (3.31)$$

Donde:

$$l = l_1 + l_0 d_r = d_1 \quad (3.36)$$

Siendo:

$$l_0 = l_{tub} \sqrt{\frac{d_e}{\sqrt{D^2 + d^2}}} \quad (3.35)$$

$$l_0 = 288 \sqrt{\frac{60}{\sqrt{73^2 + 78^2}}}$$

$$l_0 = 215 \text{mm}$$

Entonces:

$$l = 52 + 215$$

$$d_r = 60 \text{mm}$$

$$l = 268 \text{mm}$$

Digo:

$$n_{cr} = 12 * 10^6 \frac{60}{268^2}$$

$$n_{cr} = 10\,025$$

3.9.4. Relación de transmisión.

$$\frac{n_{cr}}{n_{max}} = \frac{10025}{2600} = 3.85 \quad (3.37)$$

3.9.5. Cálculo de resistencia del árbol.

$$\tau = \frac{M}{W_T} \leq [\tau] \quad (3.38)$$

Para árbol macizo:

$$W_T = \frac{\pi D^3}{16} \quad (3.39)$$

$$W_T = \frac{\pi 6.0^3}{16}$$

$$W_T = 42.41 \text{ cm}^3 = 4.241 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

Sustituyendo:

$$\tau = \frac{4\ 903.25}{0.00004241} \leq [\tau]$$

$$\tau = 115\ 615\ 420.9 \text{ N/m}^2 = 1\ 178.94 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau \leq [\tau]$$

$$1\ 178 \text{ kgf/cm}^2 > 1\ 000 \text{ kgf/cm}^2$$

3.9.6. Rigidez del árbol por el ángulo de torsión.

$$\theta = \frac{M l}{I_T G} * \frac{180^0}{\pi} \quad (3.41)$$

Para árbol macizo:

$$I_T = \frac{\pi d^4}{32} \quad (3.42)$$

$$I_T = \frac{\pi 0.06^4}{32}$$

$$I_T = 1.272 * 10^{-6} \text{ m}$$

Sustituyendo

$$\theta = \frac{49\ 999.23 * 0.268}{1.272 * 10^{-6} * 8 * 10^{10}} * \frac{180}{\pi}$$

$$\theta = 7.5^0$$

3.10. Comparación de los resultados de la transmisión por cardán en el software Inventor (diseño).

La transmisión por cardán con el plano (Ver anexo 1, 2 y 3), se diseñó y comprobó en el software Inventor, con el objetivo de simular lo que pasa en condiciones

reales de trabajo, primero se hace un comparación con los datos obtenidos en los cálculos por la metodología y se llevan al software ver la figura 3.11. Resumen de los resultados (software Inventor). Estos resultados en condiciones normales fallan al igual que los cálculos ya realizados, el cojinete de aguja es uno de los mas que sufre en la transmisión, lo que se puede apreciar con más detalles en la figuras 3.13. Tenciones de Von Misses, 3.12 Factor de seguridad y 3.13. Desplazamiento en el eje z.

E Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	212438 mm ³	
Mass	1,66764 kg	
Von Mises Stress	0,00503239 MPa	791,171 MPa
1st Principal Stress	-119,358 MPa	591,125 MPa
3rd Principal Stress	-701,374 MPa	119,068 MPa
Displacement	0 mm	0,336053 mm
Safety Factor	0,315987 ul	15 ul
Stress XX	-492,668 MPa	550,31 MPa
Stress XY	-223,648 MPa	335,932 MPa
Stress XZ	-260,471 MPa	153,589 MPa
Stress YY	-653,989 MPa	503,871 MPa
Stress YZ	-311,573 MPa	284,396 MPa
Stress ZZ	-317,24 MPa	396,925 MPa
X Displacement	-0,221334 mm	0,276829 mm
Y Displacement	-0,00235257 mm	0,333994 mm
Z Displacement	-0,00513769 mm	0,00551419 mm
Equivalent Strain	0,0000000220919 ul	0,00336289 ul
1st Principal Strain	0,000000012002 ul	0,00315347 ul
3rd Principal Strain	-0,00353958 ul	-0,0000000103125 ul
Strain XX	-0,00219844 ul	0,00248071 ul
Strain XY	-0,00141826 ul	0,0021303 ul
Strain XZ	-0,00165177 ul	0,000973981 ul
Strain YY	-0,00321373 ul	0,0024806 ul
Strain YZ	-0,00197583 ul	0,00180349 ul
Strain ZZ	-0,0020444 ul	0,00242885 ul
Contact Pressure	0 MPa	2095,31 MPa
Contact Pressure X	-1123,68 MPa	994,02 MPa
Contact Pressure Y	-1826,57 MPa	167,322 MPa
Contact Pressure Z	-897,733 MPa	1066,48 MPa

Fig. 3.11. Resumen de los resultados (software Inventor).

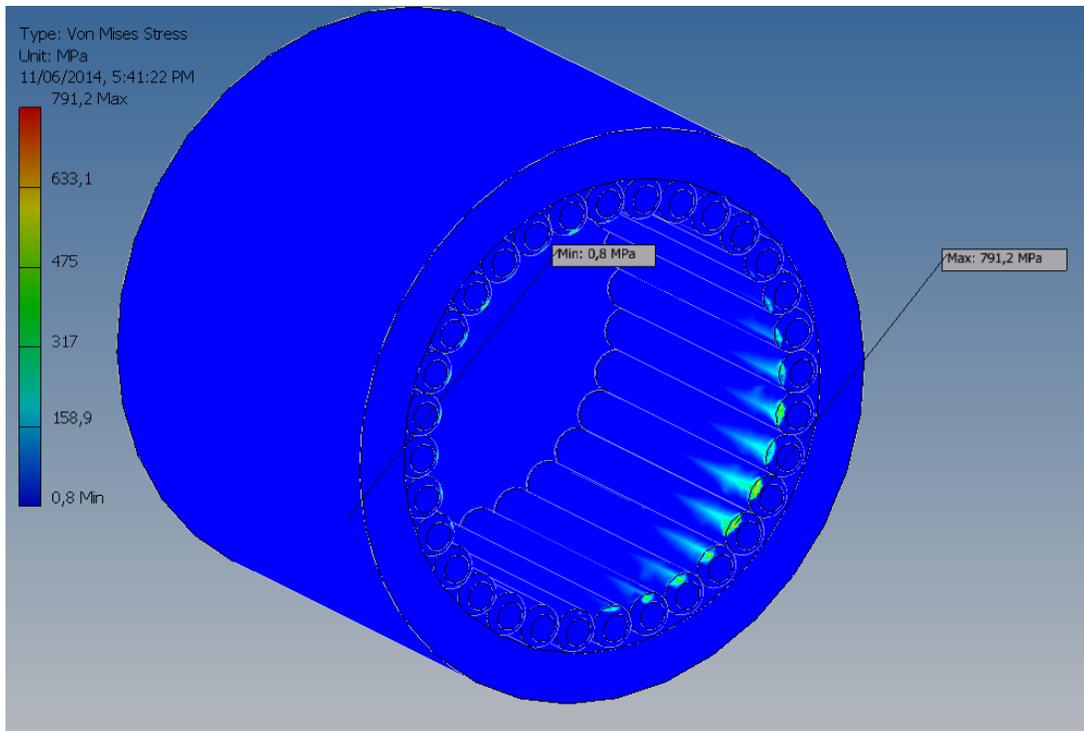


Fig.3.12.Tensiones de Von Misses.

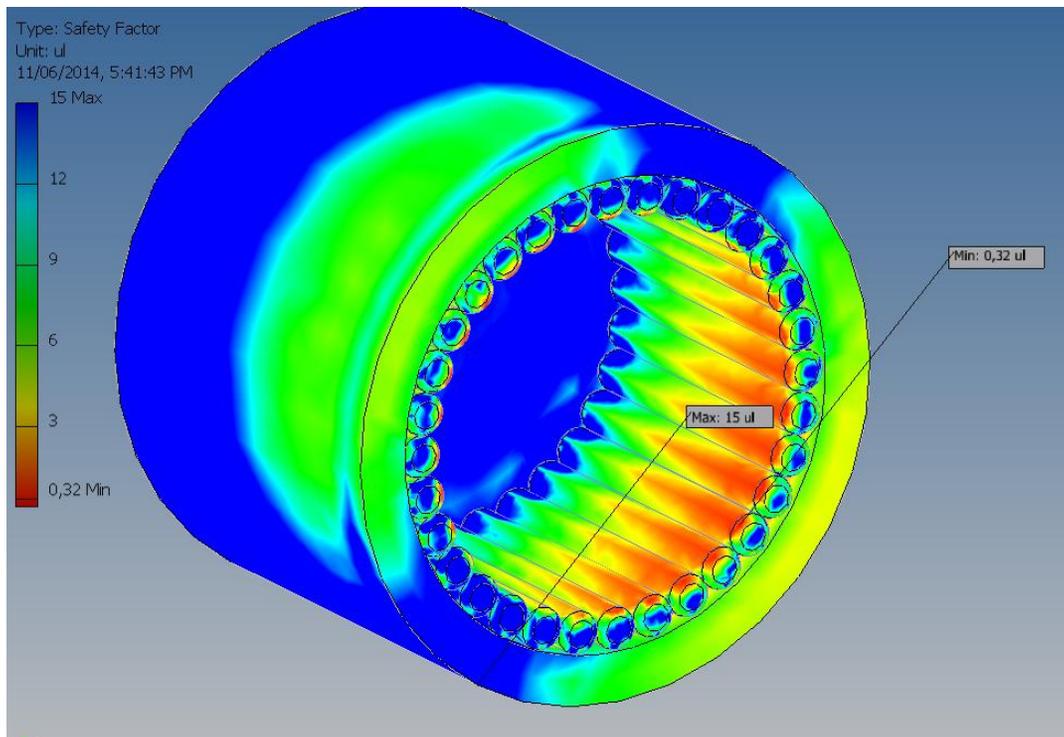


Fig. 3.13. Factor de seguridad.

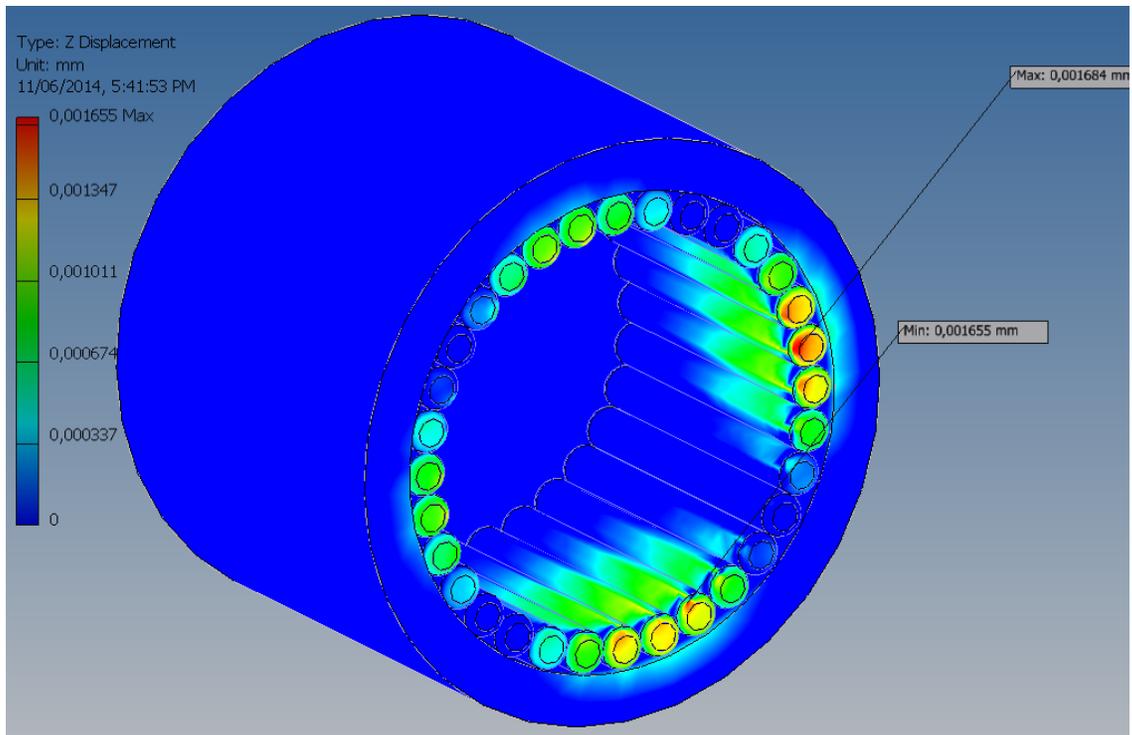


Fig.3.13.Desplazamiento en el eje z.

De manera que se puede afirmar que falla el cojinete de aguja de la transmisión por cardán, se comprobó ambas variantes y el resultado fue similar. Ya que esta transmisión no está diseñada para el torque del motor y la relación de transmisión que tiene la embarcación (Patana).

3.11. Conclusiones parciales.

1. Se comprueba el cálculo de la unión cardanica a torsion, flexión y cortante dando como resultado que falla el cojinete de agujas, ademas se comparó las dos variantes de cardán (Zil -131 y Kamaz3). Y ningunas de estas variantes resiste.
2. Se comprobó los resultados en el software Inventor, con el objetivo de simular lo que pasa en condiciones reales de trabajo, arrojando resultados satisfactorios.

Conclusiones

Conclusiones Generales

1. Se caracterizó a través del estudio de la bibliografía las características y parámetros generales de los motores Diesel. Se investigó y recopiló en la literatura especializada información necesaria de los diferentes tipos de transmisiones y clasificaciones.
2. Se revisó la metodología de cálculo de transmisión por cardán, caracterizado a través del estudio de la bibliografía, las ecuaciones fundamentales para el cálculo del cardán, los momentos de inercia y torsión, se confeccionó un esquema de funcionamiento y cinemática de la unión cardán.
3. El cálculo de la unión por cardan se comprobó a torsión, flexión y cortante dando como resultado que falla el cojinete de agujas, además se comparó las dos variantes de cardán (Zil -131 y Kamaz3) y ninguna de estas variantes resisten los cojinetes.
4. Se comprobó los resultados calculados por la metodología en el software Inventor, con el objetivo de simular lo que pasa en condiciones reales de trabajo, arrojando como resultado la falla de los cojinetes.

Recomendaciones

Recomendaciones.

1. Proponer un cardán que resista las condiciones de trabajo al cual está sometido actualmente y calcularlo por esta metodología.
2. Seguir la metodología de cálculo por cardán descrita en la bibliografía consultada y llevar a cabo investigaciones futuras tesis de maestría o de grado.
3. Cambiar el reductor caja de traspaso, porque la relación de transmisión es casi directa.
4. Poner al motor calzos de goma, para evitar las altas vibraciones existentes en la transmisión
5. Balancear la barra de cardán con equipos especializados, dedicados a este tipo de trabajo y un personal calificado.

Bibliografía

Bibliografía.

Benítez Cárdenas. F (1975). *Construcción y cálculo del automóvil* (Primera edición.). La

Habana: Gente nueva.

Choy Pérez, R & Alexxehev. I, (1984). *Elementos de construcción y cálculo de los motores*

de combustión interna. (Vol. Tomo II). Dpto. de ediciones.

Dobrovolski, V., (1970). *Elementos de Máquinas*, Moscú: MIR.

Dubejkoskij, E. N. (1985). *Resistencia de los Materiales.* Moscú. Editorial Nauka.

Feodosiev, V.I. (1986). *Resistencia de los Materiales.* Moscú. Editorial Nauka..

Fernández Leyva, G., (1983). *Resistencia de Materiales*, La Habana: Pueblo y Educación.

Fernández, L.G. (1985). *Resistencia de los materiales.* Habana. Editorial Pueblo y Educación.

Fitzgerald F. (1996). *Mecánica de Materiales.* México: Editorial Alfa omega S.A. de C.V.

Fogiel M. *Problem solver in Strength of Materials and Mechanics of Solids.* New Jersey: Editorial REA, 1988.—1140 p.

Galambos, T.V. (1988). *Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures*, John Wiley & Sons, Inc., New York,

Goytisoló R. (1973). *Diseño de elementos de Máquinas.* Las Villas: Editado por el Dpto. Mecánica Teórica y Aplicada. UCLV.

- Goytisoló, R., (2005). *Análisis y solución de la Avería del molino de Planta de Plástico Mixto de Cienfuegos*, Cienfuegos.
- Guliáev A. P. (1990). *Metalografía*, Editorial MIR MOSCU.
- Hernández Herrera, H. (2000). *Análisis de la estabilidad de cilindros hidráulicos telescópicos de varias etapas en posición vertical*. Trabajo de Diploma. Ing. Víctor G. Gómez Rodríguez. Tutor.
- Hoblit, F.M. (1951). *Buckling load of a stepped column*. Journal of the Aeronautical Sciences, Vol 18 February, pp. 124 – 126 and 138
- Hugot, E., (1974). *Manual para Ingenieros Azucareros*, México: Continental.
- Igor Aelxeev, & Fernández, E. (1975). *Elemento de construcción y cálculo de motores de combustión interna*. (Vol. Tomo III). La Habana: Pueblo y educación.
- Iusilievich, G., (1988). *Elementos de Máquinas*, Moscú: Mashinostroenie.
- Ivanov, M., (1991). *Elementos de Máquinas*, Moscú: Vischaya Schkola.
- Jovaj, M.S. & Maslov, G., 1987. *Motores de Automóvil*, La Habana: Pueblo y Educación.
- M.S jovas, & G:S. Máslov. (1985). *Motores de automóviles*. Pueblo y educación.
- Pareto, (1980). *Formulario de Mecánica*, Barcelona: CEAC S.A.
- Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.K. (1989). *Manual de Resistencia de Materiales*. Moscú: Editorial MIR,

Reshetov, D., (1985). *Elementos de Máquinas*, La Habana: Pueblo y Educación.

Shigley, J., (2001). *Diseño en Ingeniería Mecánica*, México: McGraw Hill Interamericana.

Shigley, J.E y Mischkie, C., (2001). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México: Editorial McGraw Hill Interamericana.

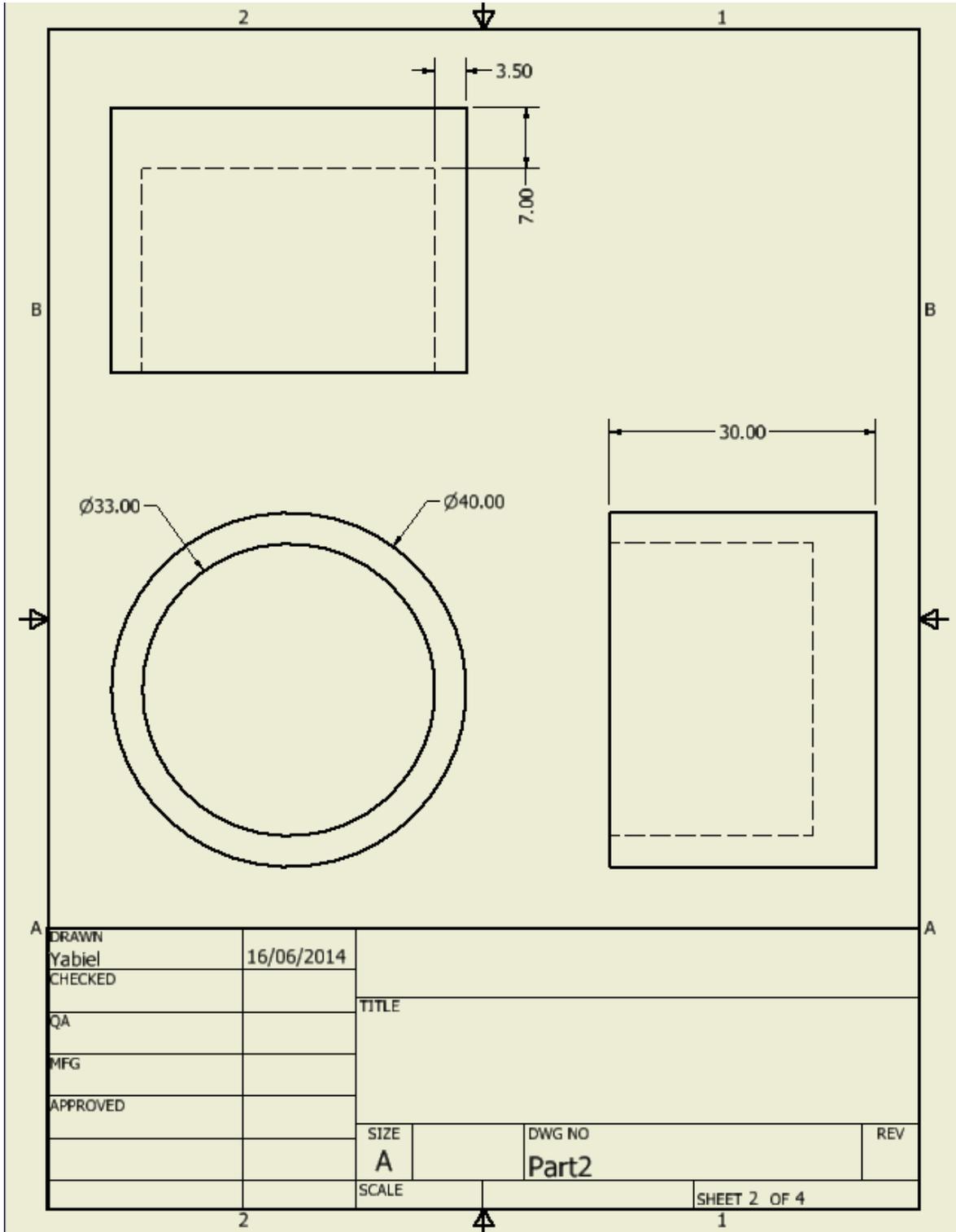
Stiopin, P., (1985). *Resistencia de Materiales*, Moscú: MIR.

Troshenko, V., (1987). *Resistencia a la fatiga de los metales y aleaciones*, Moscú: Kiev: Naukova Dumka.

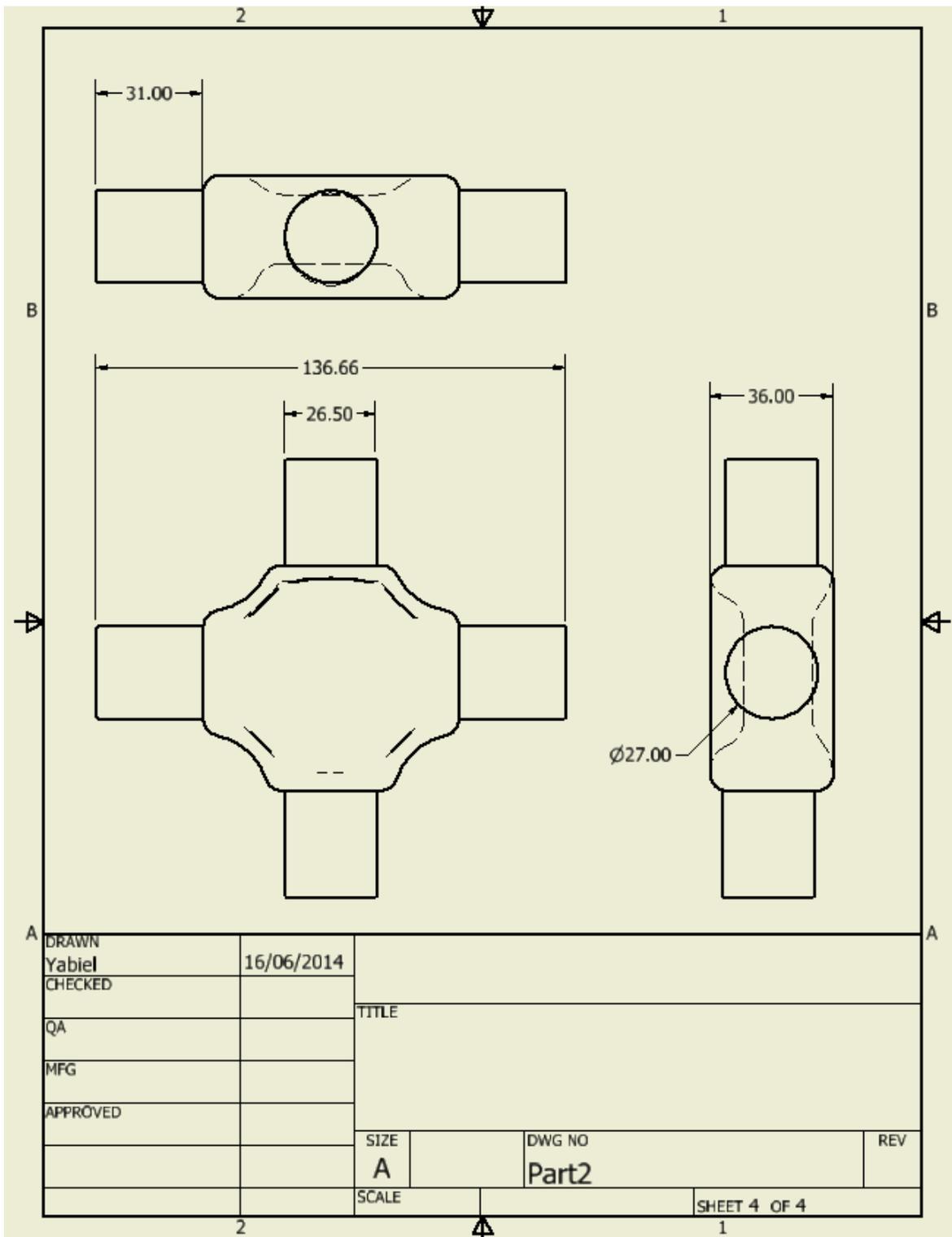
Anexos

Anexos

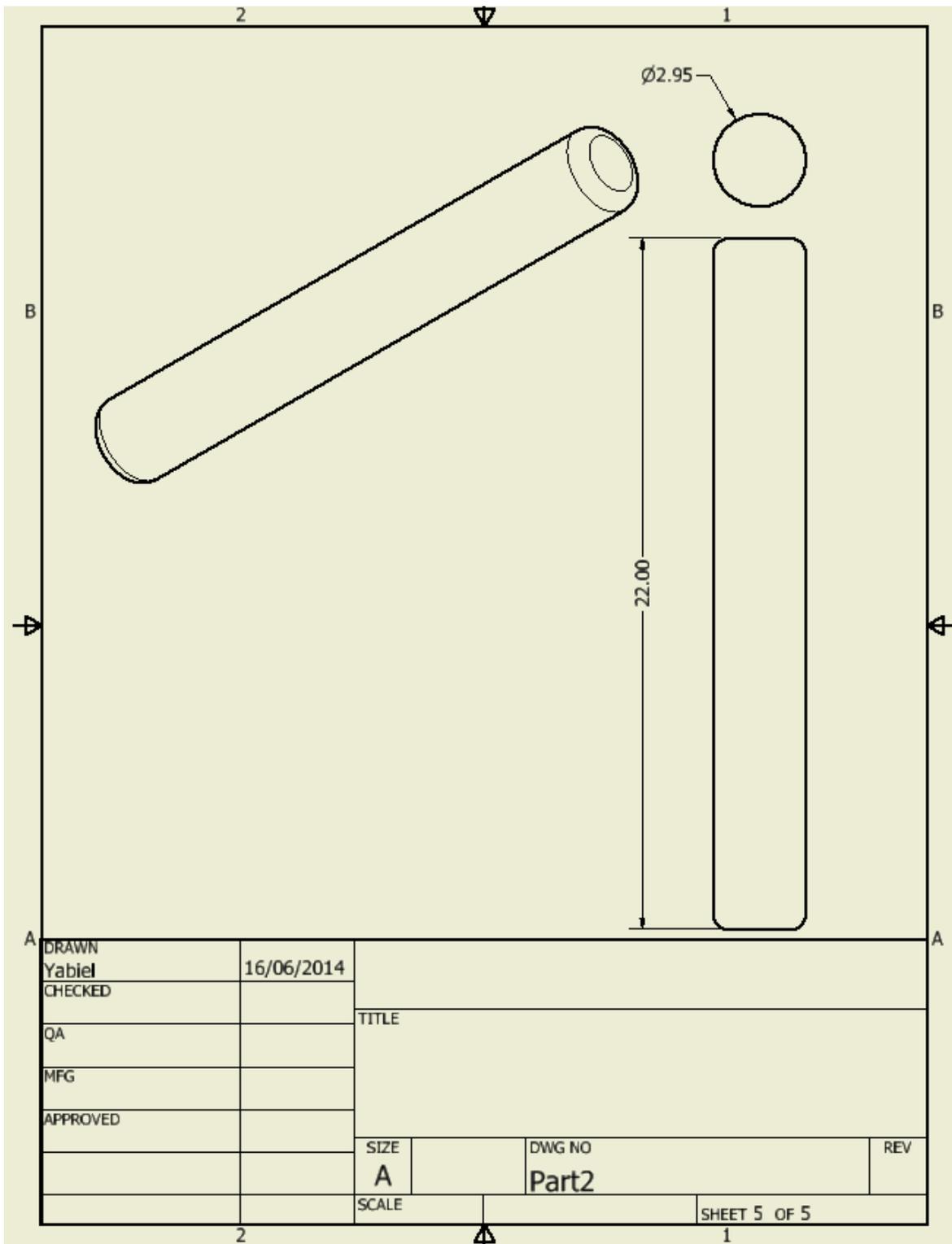
Anexo 1. Plano de dado de agujas.



Anexo 2. Cruceta.



Anexo 3. Agujas.



Anexo 4.



Fig 2. Vista de la patana.



Fig. 3. Falla del cardán

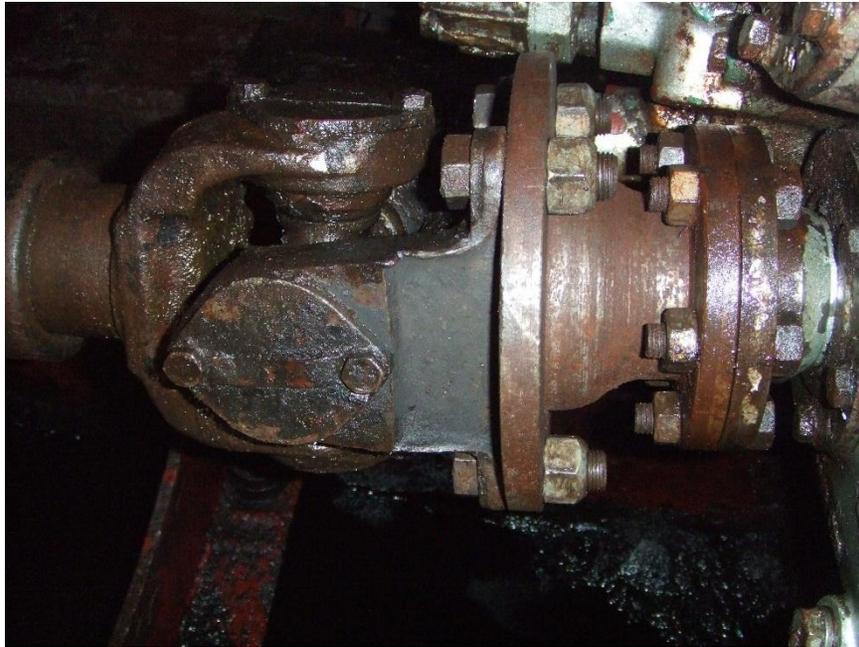


Fig. 4. Unión del cardán.