

58-A

300617



UNIVERSIDAD LA SALLE.

Lejm-

ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

**DISEÑO Y FABRICACION DE UNA TRANSMISION DE EN-
GRANES PARA SER UTILIZADA POR UN VEHICULO
MONOPLAZA PROTOTIPO PARA PRUEBAS EN
CAMPO TRAVIESA**

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

(AREA MECANICA)

P R E S E N T A N

CARLOS TORRES GARCIA VILLALOBOS

JUAN ANTONIO RODRIGUEZ VAZQUEZ

DIRECTOR DE TESIS: M. EN. I. EZEQUIEL EDUARDO RUIZ MUÑOZ

MEXICO, D. F.

1993

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Indice

INTRODUCCION -----	1
I HISTORIA DE LAS TRANSMISIONES -----	4
II APLICACION Y CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO ----	31
III CALCULO DE TRACCION, DINAMICA Y CINEMATICA ---- DEL VEHICULO	35
IV CALCULO DE ENGRANES -----	59
V CALCULO DE LAS FLECHAS -----	79
VI SELECCION DE RODAMIENTOS -----	111
VII SELECCION DEL EMBRAGUE -----	139
VIII LUBRICACION DE LA TRANSMISION -----	152
APENDICE	
CONCLUSIONES	
BIBLIOGRAFIA	

INTRODUCCION

El presente trabajo de tesis se desarrolla a partir de el interés particular de los que lo elaboran. Este es parte de el proyecto terminal de la carrera de ingeniería mecánica en la Universidad La Salle, que consiste en el diseño y fabricación de un vehiculo de todo terreno Minibaja que se lleva a competir a los Estados Unidos de América en un evento del mismo nombre que organiza la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE).

El diseño comprende todos los componentes del vehiculo pero el más importante es la transmisión ya que al restringirse la capacidad del motor (Briggs Straton de 8 Hp.) para que todos los participantes compitan con las mismas oportunidades, el óptimo aprovechamiento de la potencia entregada por el motor es el factor más relevante de estos vehiculos.

En este trabajo de tesis se desarrolla el diseño de la transmisión de este vehiculo tomándose como el primer paso en el diseño de todo el vehiculo partiéndose de las necesidades que este implica en cuanto a relaciones de reducción, velocidad final deseada, ángulo de pendiente que se desea superar, y en general los cálculos de tracción del vehiculo.

La transmisión desarrollada en esta tesis es inovativa para este tipo de vehiculos ya que usa engranes en su totalidad y cuenta con 4 cambios y embrague, lo usual en estos vehiculos es usar transmisiones de cadena o bandas y convertidores de par.

Como se dijo la transmisión cuenta con 4 marchas hacia adelante y un embrague de plato seco, de actuación hidráulica lo cual mejora su funcionamiento reduciendo posibles fallas como en los sistemas de varillaje y cables.

La transmisión se compone por una caja de cambios que contiene engranes sincronizados sumergidos en aceite. Todos los engranes son helicoidales.

La relación final se logra por dos flechas disminuyendo así las dimensiones de la transmisión al usar engranes de menor diámetro, dando mayor altura libre al vehículo.

Las ventajas de esta transmisión sobre una convencional de convertidor de par son:

El uso de engranes en su totalidad le da a la transmisión mucha mayor durabilidad y confiabilidad ya que al estar aislados de el medio exterior disminuye su deterioro por partículas externas.

Se logra un cambio de la relación deseada para cada situación de manejo.

Las pérdidas se reducen casi totalmente teniendo solo pérdidas mecánicas en los engranes evitando las pérdidas por fricción que se generan en sistemas de bandas.

Otra ventaja de esta transmisión respecto a la de convertidor de par es en la evaluación de diseño mecánico que dará mayor puntuación.

Además de la aplicación de esta transmisión en la competencia mencionada permitirá a este tipo de vehículos aumentar su vida útil debido a la alta durabilidad que brindan los engranes.

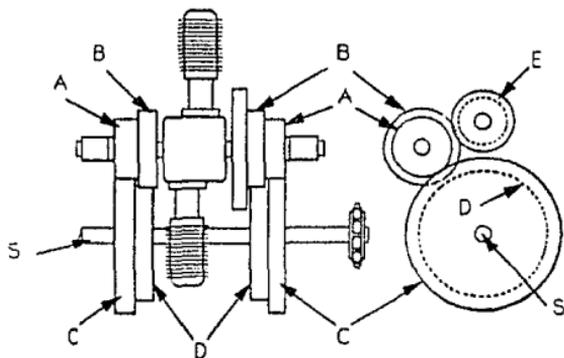
Así con este trabajo de tesis se pretende desarrollar una transmisión que brinde ventajas al vehículo que la use sobre los demás vehículos con transmisión de convertidor de par y que además brinde una mejora que pueda ser adoptada en los próximos vehículos que se construyan.

CAPITULO I

HISTORIA DE LAS TRANSMISIONES

Primeros desarrollos

A principios de este siglo era difícil fabricar engranes que fueran silenciosos y durables, especialmente para la relativamente alta velocidad que se experimenta en la práctica automotriz. Por otro lado, la necesidad de cambiar la relación de reducción en una transmisión engranada sin llevar al vehículo a alto total requería anular el movimiento relativo de los engranes en rotación y el acoplamiento de ellos con diferentes velocidades superficiales. Estos retos promovieron la iniciativa de los fabricantes automotrices para desarrollar una variedad de sistemas de transmisión sin engranes, incluyendo la transmisión de la potencia de un elemento a otro por medio de fricción en lugar del desplazamiento positivo de los dientes engranados.

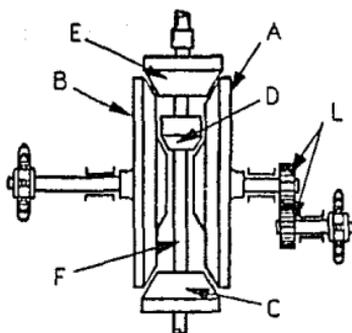


La transmisión de polea de fricción fue uno de los primeros intentos y como se puede ver en la figura consiste en dos discos de diferentes tamaños (A y B) en cada lado del cigüeñal del motor correspondiendo con sus discos complementarios (C y D) montados en una flecha auxiliar.

Los discos conductores estaban comúnmente recubiertos con papel mientras los discos conducidos se recubrían con aluminio. Los discos conducidos se desplazaban axialmente sobre la flecha auxiliar hasta que los otros discos los condujeran. La reversa se lograba utilizando una polea adicional (E) la cual podía ponerse en contacto con ambas poleas, conductora y conducida, de baja velocidad.

El arreglo anterior transmitía la potencia a las ruedas traseras directamente de la flecha de las poleas conducidas, por medio de cadenas y catarinas montadas en ambos lados de la flecha de salida. La flecha auxiliar estaba dividida en dos partes entre los dos juegos de poleas conducidas y las relaciones de reducción eran idénticas. No se contaba con diferencial en este vehículo, pues la inevitable pérdida por desplazamiento en los discos conductor y conducido, al igual que entre las ruedas y los caminos de tierra, permitían suficiente velocidad relativa entre las ruedas derecha e izquierda.

Otro arreglo similar en el cual tampoco se necesitaba diferencial se muestra en la siguiente figura. La flecha motriz que carga las poleas C, D y E se movía axialmente para acoplar las poleas conducidas A y B.



Los engranes rectos L se utilizaban para invertir el movimiento y así las dos catarinas giraban hacia la misma dirección. Las poleas D y E proporcionaban movimiento hacia adelante en alta y baja velocidad mientras que la polea C se utilizaba para la reversa.

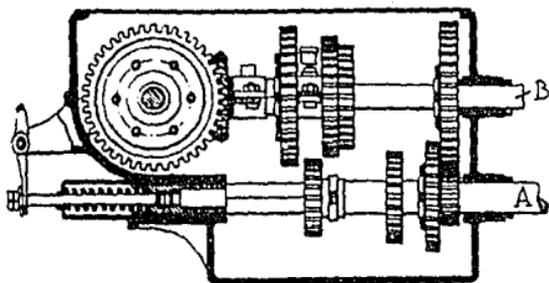
La transmisión por banda fue uno de los primeros tipos de transmisión automotriz, también llamada en inglés "Belt Change Gear" cuya primera aplicación automotriz se le atribuye a Karl Benz. Consiste en una flecha de la salida del motor que corre paralela a una flecha secundaria. Comúnmente se utilizaban 3 poleas de diámetros distintos en la flecha del motor, con sus correspondientes pares en la flecha secundaria. La polea más pequeña en la flecha del motor se conectaba a la polea más grande en la flecha secundaria por medio de una banda de cuero floja. La siguiente polea más pequeña del motor se conectaba de igual manera a la siguiente polea más grande de la flecha secundaria y así consecutivamente.

Poleas intermedias podían ser accionadas por el conductor para tensar cada banda. Así tensando la polea más pequeña resultaba el acoplamiento de la primera velocidad y así con las demás. Las bandas actuaban como embrague además de ser parte integrante del mecanismo de cambios. En las descripciones de este tipo de transmisiones no existe nada acerca de un mecanismo de reversa lo que pudiera ser logrado con un par de engranes o una banda torcida.

Transmisión de engranes

La primera innovación satisfactoria en una transmisión específicamente enfocada a resolver algunas de las limitaciones del motor de gasolina fue la transmisión progresiva de deslizamiento de engranes patentada en 1891 por Emile Levassor, ingeniero de la compañía francesa Panhard & Levassor. Consistía en dos flechas paralelas montadas sobre baleros. La flecha primaria que estaba conectada al embrague tenía tres engranes. Otros tres engranes estaban montados en la flecha secundaria. Por medio de una leva conectada a un extremo de la flecha primaria, el conductor podía cambiar la posición axial de la flecha primaria y poner en contacto a los engranes en cuestión.

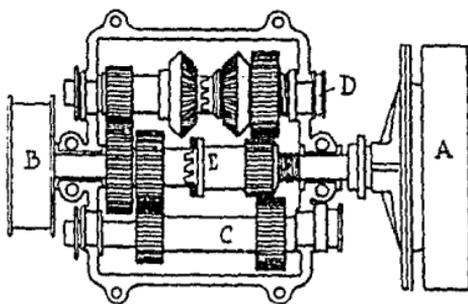
A partir de la posición neutral, cada engrane debía ser acoplado en secuencia. Era imposible, por ejemplo, cambiar a tercera directamente desde neutral. Es por eso que el nombre con el que se conocía a esta transmisión era el de transmisión progresiva. Levassor dijo acerca de su transmisión: "Es brutal, pero funciona".



Los principales problemas de esta transmisión eran el ruido, el desgaste y la innecesaria pérdida de potencia en la velocidad más alta. Un problema mayor de la transmisión de Levassor era el crujir de los engranes cuando el conductor intentaba cambiar de un engrane a otro. Debido a que la transmisión de la potencia se realizaba a través de un par de engranes todo el tiempo, el ruido y las ineficiencias asociadas con la transmisión de potencia a través de un par de engranes estaban siempre presentes. Esto se intensificaba con el uso de engranes de corte recto y las deficientes posibilidades de fabricar dientes de engranes en esa época.

Una solución comercialmente viable al choque de los engranes en las transmisiones de dos ejes paralelos no fue encontrada hasta finales de la década de los 20's cuando Cadillac introdujo la transmisión sin choque de Earl Thompson llamada en ese tiempo en inglés "Synchromesh transmission".

Mejoras a algunas de las dificultades del diseño de Levassor fueron desarrolladas por Louis Renault. El dividió la flecha primaria en dos partes. La primera parte estaba conectada por medio de un embrague al motor, y se conoció como flecha de entrada. La segunda parte de la flecha primaria estaba conectada a las ruedas motrices, y se le llamó flecha de salida. En la velocidad más alta la potencia se transmitía directamente de la flecha de entrada a la de salida por medio de estrias. Debido a que en marcha directa no transmitía por medio de engranes, eliminaba el ruido de los engranes, la ineficiencia y el desgaste del diseño de Levassor, pero solo en tercera velocidad. Renault patentó la caja de engranes directa en 1899.

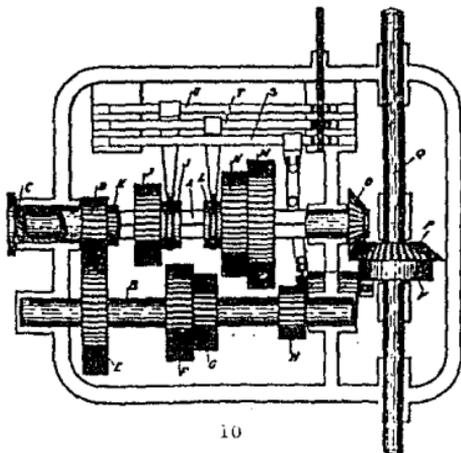


Además de la marcha directa la transmisión de Renault incorporó una forma única para cambiar los engranes. Todos los engranes estaban rigidamente acoplados a sus flechas. El acoplamiento de los engranes correspondientes era logrado acercando

o alejando las flechas secundarias de la flecha primaria. Esta transmisión se volvió obsoleta a principios de este siglo.

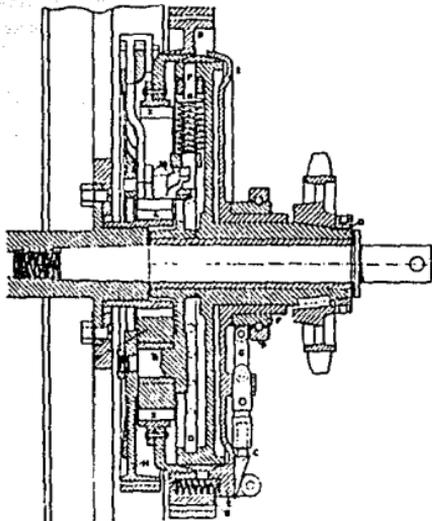
Incluir una cuarta velocidad a la transmisión de Levassor hubiera producido una transmisión extremadamente larga, la cual además de ser difícil de montar en un automóvil, hubiera tenido altos niveles de ruido y una corta vida ya que las flechas tan largas se hubieran flexionado con las altas cargas de los dientes, provocando mala alineación entre los engranes y rodamientos.

Wilhelm Maybach de la Daimler Motor Company resolvió este problema colocando dos diferentes juegos de engranes en la misma flecha. Cada juego de engranes estaba estriado a la flecha, de hecho la flecha tenía una sección cuadrada y los centros de los engranes eran perforaciones cuadradas que se introducían en la flecha. Esto permitía que los engranes se deslizaran para acoplarlos con su correspondiente en la flecha secundaria. Esto permitía que se pudiera seleccionar cualquier engrane desde la posición neutra! lo que le dio el nombre de transmisión selectiva.



Maybach aplicó el principio selectivo en una transmisión indirecta. Después se aplicó a una transmisión directa.

Duryea utilizó un juego de engranes planetarios de corte recto, con transmisión directa a través de una cadena en 1897. Con este simple arreglo planetario, se lograba marcha directa, baja velocidad y reversa.



Esta fue la primera aplicación tal de los engranes planetarios, aunque Lanchester había incorporado engranes planetarios en autos experimentales desde 1895, pero no los aplicó comercialmente hasta 1900.

La popularidad de las transmisiones planetarias al principio, fue debido a que eran más silenciosas que las de engranes deslizantes. Esto se lograba en dos maneras: la primera era que evitaba el choque de los engranes al cambiar y la segunda era que en una transmisión planetaria la carga se reparte en más dientes

por lo que es más silenciosa. Sin embargo existía todavía algo de ruido pues los dientes seguían siendo de corte recto.

La dificultad para producir una transmisión de ese tipo de tres velocidades, era la limitación técnica de ese tiempo. El motor tenía que estar engranado para aumentar la relación final de reducción lo que limitaba la velocidad tope.

Para 1909, 24 modelos de autos de los 292 realizados en ese año usaron un sistema planetario de engranes. Para 1913 Ford era el único. En 1909, las transmisiones selectivas de tres velocidades estaban en el 61% de los modelos mientras que las selectivas de 4 estaban en el 17% de ellos. Por muchos años Ford fue el único partidario de las transmisiones planetarias en los Estados Unidos. El modelo "T" utilizó una transmisión planetaria hasta que el modelo fue descontinuado por Ford en 1927.

El problema del embrague

Al principio, el acoplamiento suave y confiable con un material de fricción y mecanismo de operación razonablemente durables eran las metas primordiales de diseño. El esfuerzo del pedal tenía que ser tolerable, aunque usualmente era grande para vencer las grandes fuerzas de los resortes necesarias para transmitir el torque de los motores cada vez más potentes.

Los primeros embragues eran bandas que se expandían o se apretaban contra un tambor de metal por medio de un collar deslizante. Difierían de los embragues modernos por ser normalmente desacoplados. Se descontinuaron rápidamente en 1915.

Por muchos años se utilizó el embrague cónico en la mayoría de los autos y los camiones de los Estados Unidos. En este tipo de embragues se utilizaban conos de 15 grados de inclinación cubiertos originalmente con piel y posteriormente con asbestos. Corcho también fue usado a veces.

Alrededor de 1910, se introdujo el embrague de múltiples discos secos y por 1915 el de un solo disco.

El embrague cónico fue desplazado parcialmente por el embrague húmedo de múltiples discos. Este tenía discos de acero y bronce alternados entre sí. Cada tercer disco estaba acoplado a la flecha de entrada mientras que los discos alternados estaban acoplados a la flecha de salida.

Fueron desplazados después por los embragues de multidiscos secos al mejorar los materiales de fricción. El número de discos disminuyó con el mejoramiento del coeficiente de fricción pero aún así tenía demasiada inercia. Para principios de los años 30's este tipo de embragues habían desaparecido por completo en los automóviles de cambios manuales. Las transmisiones automáticas modernas, sin embargo, hacen un amplio uso de los embragues de discos múltiples húmedos.

El embrague de un solo disco apareció por primera vez en 1910. Gradualmente los méritos de este embrague se empezaron a conocer y para 1930, 81% de los autos de pasajeros estaban equipados con uno.

Al principio utilizaban discos metálicos sin recubrimientos de fricción pero poco a poco se empezaron a desarrollar asbestos y otros materiales de fricción para realizar los cambios más suavemente.

Los descubrimientos acerca de los embragues entre 1915 y 1930 continuaron reduciendo el esfuerzo para completar un cambio de velocidad.

Localización de la caja de cambios

Durante la primera década y media del siglo veinte los ingenieros debatían acerca de la mejor localización de la caja de transmisión. Algunos pensaban que esta debería ir en el eje trasero ya que menos ruido entraría en la cabina de pasajeros. Sin embargo, las desventajas de dicha localización incluían la transmisión directa de los golpes del camino sobre la caja de transmisión y la necesidad de varillaje largo para realizar los cambios.

La localización en el eje trasero nunca fue popular alcanzando su máximo en el año de 1912 con 78 automóviles, o 21% del número total de los fabricados ese año.

La localización central fue utilizada ampliamente en los primeros años, siendo que para 1910 se encontraba en 75% de todos los modelos. Entre las ventajas se incluía la contribución al balance del peso del vehículo y baleros menos cargados debido a la utilización de juntas universales antes de la transmisión.

Pero 1914 fue el año en que cambió radicalmente la localización de las cajas de engranes. Ya se sabía entonces de las ventajas de tamaño y costo del acoplamiento de la caja de cambios al motor. Además eliminaba el material necesario para montar rodamientos flechas etc. La tendencia de entonces hacia la construcción unitaria daba paso a la construcción, sujeción y montura menos compleja de los embragues.

Desde 1911, cuando la unidad de construcción Motor-transmisión se utilizaba únicamente en 42 vehiculos, duplicó sus seguidores en dos años y para 1921, 88% de los modelos estaban diseñados así.

Autos de tracción delantera

Mientras la mayoría de los ingenieros trabajaban con los problemas de conectar el motor a ruedas no dirigibles, algunos intrépidos tomaron el reto adicional de transmitir la potencia a través de las ruedas frontales dirigidas.

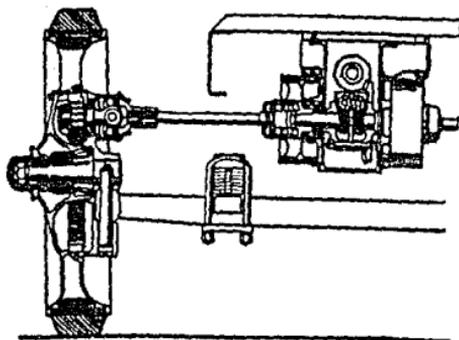
De hecho, desde un punto de vista general, llevar la tracción a las ruedas delanteras tenía mucho sentido para los pioneros automotrices. ¿ No todos los carruajes eran jalados por caballos ?. También sabemos que el primer vehiculo autopropulsado fue de tracción delantera. En 1769, Nicolas Cugnot construyo un automóvil militar de tracción delantera. Su motor de vapor movía la única rueda delantera dirigida.

Los pioneros en los autos de pasajeros de tracción delantera parecen ser los ingenieros de las compañías Riancey y Latil en Francia y John Walter Christie en los Estados Unidos. Poco queda

escrito de los autos de Latil y Riancey, aunque por lo menos se sabe que un Latil fue construido antes del cambio de siglo. Latil produjo camiones de tracción delantera por lo menos hasta 1920. Tracción en las ruedas delanteras fue usada en un vehículo turismo Spyker de 40 Hp; producido por los hermanos Spijker en Trmpenburg, Holanda. Un prototipo 1903 Spiker es considerado como el primer vehículo de tracción en las cuatro ruedas, utilizando un arreglo similar al 4X4 utilizado por las camionetas Pick up modernas. Fue también el primero en utilizar frenos en las cuatro ruedas.

El crédito de llevar la tracción delantera a la comunidad automotriz se le ha dado generalmente a John Walter Christie. Su primer intento público de auto de tracción delantera, tenía un motor transversal montado directamente entre las ruedas delanteras. No tenía transmisión. En vez de ella, tenía conectadas a ambos lados del árbol cigüeñal dos flechas cortas unidas por medio de juntas universales comunes. Cada flecha contaba, además, con un embrague independiente a la salida del motor. La diferencia de velocidad de ambas ruedas al entrar en curvas, era generalmente imperceptible debido a que las llantas podían deslizarse sobre los caminos de tierra de ese entonces. Sin embargo, si el conductor necesitara maniobrabilidad extra, simplemente podía desembragar la flecha de adentro de la curva.

Para mejorar la aceleración e incluir una reversa Walter Christie le añadió a su diseño una flecha secundaria que corría paralela al cigüeñal del motor, y tenía una velocidad angular de $1/2$ la velocidad del motor.



El ímpetu del trabajo de Christie era su creencia de que la tracción trasera ejercía demasiados esfuerzos sobre las ruedas delanteras, y era el responsable de muchas de las fallas de las ruedas de ese entonces. Como las ruedas traseras siempre empujaban hacia enfrente, Christie decía que las ruedas delanteras estaban sujetas a fuerzas laterales excesivas al ser giradas. En el caso extremo, por ejemplo, si las ruedas delanteras estuvieran giradas 90 grados el auto no se movería. En cambio cuando las delanteras eran las tractoras, no existiría dicha fuerza, pensaba Christie. La principal dificultad de los modelos anteriores, era que las juntas universales de tipo gancho producen una variación periódica de la velocidad de salida a menos que las flechas que conecta tengan el mismo ángulo, lo cual para dos ruedas delanteras dirigidas es imposible.

Sin embargo, las aplicaciones de la tracción delantera y tracción en las cuatro ruedas en los camiones fueron más satisfactorias. Aunque las dificultades mecánicas permanecieron,

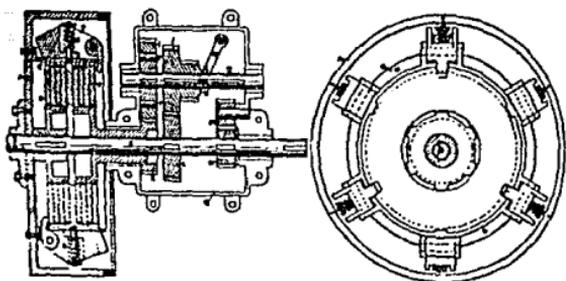
las velocidades eran mucho menores y los engranes y juntas podían fabricarse mucho más robustos. De hecho la velocidad de los camiones era alrededor de 20 mph. Este tipo de transporte tuvo mucha popularidad en la primera guerra mundial, para transporte de caballos y como ambulancias, ya que como no tenían ejes ni mecanismos de transmisión en la parte trasera, los heridos y los caballos podían ser cargados con facilidad debido a que el piso de vehículo podía estar muy cerca del suelo.

Algunos fabricantes inventaron múltiples soluciones para mitigar el problema de la fluctuación de las velocidades en las ruedas delanteras. Un sistema por ejemplo, localizó la flecha del motor por encima del centro del eje delantero imaginario, y la reducción final se daba terminando la flecha de transmisión con un piñón que se acoplaba con un engrane concéntrico a la masa de la rueda.

Las primeras automáticas

El desarrollo de las transmisiones de fricción fue paralelo a la invención y comercialización de la primera transmisión automática, construida por los hermanos Sturtevant, de Boston Massachusetts en 1904. Los Sturtevant le hicieron gran número de modificaciones antes de que fuera descontinuada en 1908. Inicialmente, poseía embrague de pesos centrifugos de dos discos. Un embrague era usado para alta velocidad y el otro para baja. Los pesos centrifugos acoplaban los embragues en secuencia con el

aumento de las revoluciones del motor. Cuando el embrague de alta estaba completamente acoplado, el de baja se desacoplaba con un embrague de un solo sentido.



Una de las principales desventajas de la Sturtevant era la inestabilidad de mantener el engrane de alta en velocidades del vehículo más bajas. Se hubiera desacoplado la transmisión por completo cuando el frenado con motor mas se necesitara. Una deficiencia relacionada era la falta de rangos de velocidades traslapados entre las velocidades de alta y de baja. Cuando la transmisión cambiaba a alta automáticamente, pero al entrar el engrane de alta, éste bajaría la velocidad del motor produciendo una tendencia del embrague a desacoplarse de nuevo.

Mientras los hermanos Sturtevant se ganaban la precedencia en el desarrollo de la transmisión automotriz norteamericana, un par de europeos experimentaban también con cambios automáticos de velocidad pero utilizando diferentes conceptos.

En 1897 un inventor francés, Johabert L. H. Maugras, inventó un dispositivo de variación continua e infinita, basado en el principio de la división del torque. Un porcentaje del torque era transmitido a través de un arreglo de engranes fijo, mientras que el restante se transmitía a través de poleas friccionantes. Dos elementos de corona piñón estaban conectados a los dos partes de la transmisión, para combinar la potencia de ambos trenes. Las poleas de fricción cambiaban su relación con presión de aire con un servo sistema de aire, controlado variablemente por una válvula desde un gobernador que sensaba la velocidad del motor. El concepto de Maugras, sin embargo, era demasiado complicado, para la tecnología de entonces, elevar el diseño a "hardware".

El segundo inventor francés Leander Megy, desarrolló una serie de trenes de engranes acoplados constantemente y que eran libres de girar en sus propias flechas. Embragues individuales de fricción que giraban con las flechas eran acoplados y desacoplados por un mecanismo que era movido por el motor. El mecanismo de cambio estaba controlado automáticamente por un gobernador, o podía ser operado manualmente. Las unidades de Megy nunca fueron producidas en las cantidades que fueron las Sturtevant, pero fue uno de los primeros arreglos de cambio automático.

El siguiente adelanto en las automáticas, fue el resultado de una apuesta de el Capitán F.W. Stanley, de que podía fabricar un automóvil de cambios automáticos que mejorara el desempeño de los Sturtevant en menos de seis meses. Aunque no fue completamente preciso, ya que terminó el aparato en nueve meses aproximadamente,

la transmisión de Stanley tenía un mecanismo de control mejorado. Utilizaba un gobernador para controlar el mecanismo de deslizamiento de los engranes y abrir y cerrar el embrague principal en el momento adecuado.

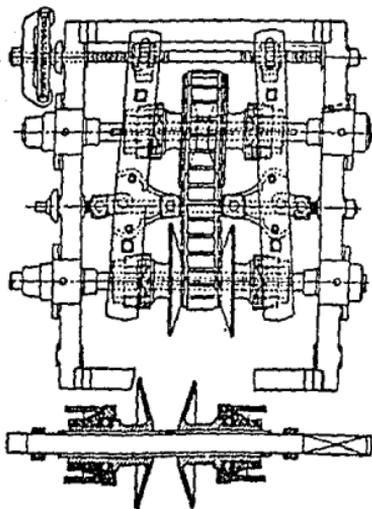
La transmisión de Stanley probó ser muy cara y compleja para ser puesta en producción.

Mientras los inventores continuaban desarrollando conceptos avanzados, muchos de los cuales pertenecen a la tecnología moderna de cajas automáticas, la producción de engranes deslizantes también mejoró. Entre las innovaciones se encuentran preselectores, materiales para engranes mejorados, tratamientos térmicos, diseño general y mejoras en el embrague.

Transmisiones continuamente variables (CVT)

En aquellos tiempos se reconocía a la transmisión de fricción como el único modo práctico para cambiar de velocidad, en el que la variación de velocidad más alta a la más baja era posible. Hasta los ingenieros automotrices de entonces reconocían que era más deseable tener un rango infinito de relaciones de reducción que una selección limitada de relaciones de engranes fijas

Una forma de transmisión por banda como lo muestra la figura, ofrecía una selección infinita de relaciones.



Estos dispositivos utilizaban una banda de sección triangular que corría entre dos poleas de radio variable. En este arreglo únicamente la mitad de cada polea estaba fijo a la flecha. Las otras partes de cada polea eran libres para deslizarse a lo largo de la flecha ya que estaban estriadas a la misma. La distancia entre las mitades determinaba el diámetro al cual la banda debería correr.

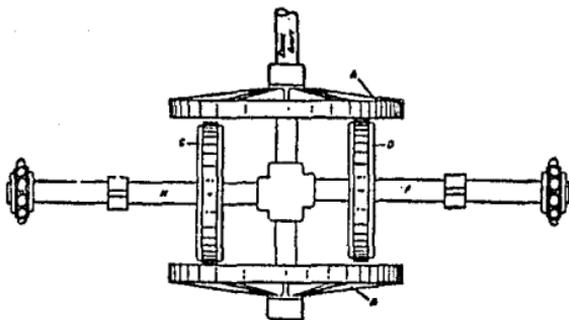
Sin embargo en los primeros días de los automotores, las limitantes en los materiales hacían imprácticas las transmisiones por banda. El coeficiente de fricción de los materiales con que se fabricaban las bandas no eran buenos por lo que limitaba las fuerzas que podían transmitirse, y por lo mismo, la potencia de los vehículos que estaban equipados así. En uso diario, los cambios de humedad y temperatura hacían que las bandas se alargaran y contrajeran demasiado, lo que hacía necesario que se tuvieran que ajustar frecuentemente.

Así como la tecnología del corte de engranajes mejoró, las transmisiones engranadas se volvieron más silenciosas y eficientes, negando las ventajas de la tracción por medio de bandas. Daimler Benz abandonó la tracción por bandas en 1903, dejando al productor francés Fouillard como único productor de vehículos movidos por bandas. Para 1911, la tracción por bandas era prácticamente obsoleta para el uso automotriz.

Tracción por fricción directa

En 1909 se pensaba que la transmisión del disco de fricción, sin duda tenía un gran futuro ya que sobrepasaba todas las dificultades que implicaba el uso de engranes deslizantes o cambios de engranes planetarios.

Las figuras siguientes son ejemplos de varios arreglos de tales transmisiones.



Mover el disco conducido sobre la cara del disco conductor, cambiaba la relación desde la máxima reducción al centro del disco conductor hasta la mínima reducción en la parte exterior del disco. La reversa se lograba llevando el disco conducido del otro lado del centro del disco conductor.

Pero en el arreglo anterior el torque es dividido en dos partes iguales ya que el disco conducido se conecta a dos catarinas por medio de una flecha rígida. En la figura siguiente se muestra un dispositivo divisor de torque, en el que se utilizan dos discos motrices y dos discos movidos. Aunque ambos discos conducidos giran en la misma dirección, las flechas son independientes y giran descentradas una de la otra.

El desgaste que era inherente a la operación, o el que el conductor forzaba al intentar poner la transmisión en neutral (el disco conducido al centro del disco conductor) tarde o temprano acababa por destruir el material friccionante.

Sin embargo, gran número de fabricantes adoptaron este tipo de transmisión, y mientras los procesos de fabricación de engranes mejoraban, esta fue la transmisión automotriz más silenciosa y eficiente. Todos los trece modelos 1909 de los Estados Unidos tenían una transmisión de fricción de una u otra manera.

Muchos otros tipos de transmisiones fueron experimentados en las primeras décadas de este siglo. Algunas nunca pasaron la etapa de modelo a escala y otras se hicieron en producción de corto tiempo. Todas ellas ampliaron el conocimiento de lo que era y lo que no era practico. Todas ellas intentaban dar flexibilidad al

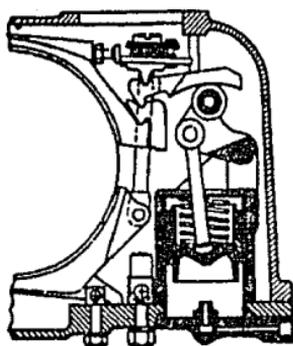
todavía limitado motor de gasolina. La mayoría además trataba de liberar al conductor de la onerosa tarea de cambiar engranes.

Los intentos para desarrollar medios para cambiar los engranes automáticamente, coincidieron con el deseo de cambiar relaciones de engranes en respuesta directa a un cambio en las condiciones del camino o a la demanda del conductor de mayor torque.

El preselector

Uno de los avances más importantes antes de 1920 fue la introducción de cambiadores de engranes preseleccionados. Con estos dispositivos, el conductor movía una palanca en la posición correspondiente al engrane de velocidad que requeriría próximamente. Cuando el cambio en torque era necesitado, el conductor sacaría el acelerador, apretaría el pedal del embrague u operaría algún otro dispositivo para llevar a cabo el cambio por medios ya fuera mecánicos, hidráulicos, eléctricos o neumáticos.

La caja de engranes de preselector de Wilson es quizás la transmisión de este tipo más conocida y de más larga vida. Fue diseñada por el Mayor W.G. Wilson, ingeniero responsable de los tanques en la primera guerra mundial. Esta transmisión preseleccionada utilizaba engranajes planetarios brindando cuatro velocidades hacia adelante y una reversa. Bandas de freno cargadas por resortes eran utilizadas para controlar los engranajes planetarios.



La operación de la transmisión de Wilson era completamente mecánica y está bien descrita en SAE Transactions de 1935 como sigue:

Moviendo una palanca de cambios a través de un cuadrante de la columna de dirección, el conductor selecciona una flecha en la caja. El cambio de engrane no se lleva a cabo hasta que el pedal del embrague es accionado y liberado utilizando el pie izquierdo. Esto causa que una barra de transporte oscile en contra de la carga de un resorte. El freno previamente en uso es así soltado.

Aunque la unidad de Wilson tiene sus orígenes en 1898 y fue producida para ser usada en un automóvil Wilson-Pilcher, no iba a obtener popularidad hasta los años 30, cuando Armstrong-Siddeley la introdujo en 1929.

En 1917 la mayoría de las fábricas estaban investigando en sustitutos electromagnéticos e hidráulicos para la transmisión de engranes. Mientras con conceptos nuevos, se producían algunos imitadores, la transmisión de engranes continuaba mejorando. Las transmisiones eléctricas e hidráulicas, con castigos en el peso y en el precio, no podían competir.

Dispositivos de arrancado

Algunos inventores se enfocaron únicamente a la eliminación de la necesidad de ayuda del conductor durante el arrancado. Muchos dispositivos que permitieron al vehículo ir desde cero hasta la velocidad de un hombre caminando, con la primera velocidad fueron desarrollados. Un artículo de 1922 de la revista "Automotive Industries" reportó que la compañía Flexo Drive Corporation había inventado un dispositivo de arranque, que podía ser instalado en la parte de atrás de una transmisión convencional, entre la transmisión y la flecha propulsora. Esta era básicamente un embrague centrífugo de discos húmedos, y solamente requería una extensión de la flecha principal hacia afuera de la caja de transmisión. Además el conductor podía elegir entre utilizar o no el dispositivo.

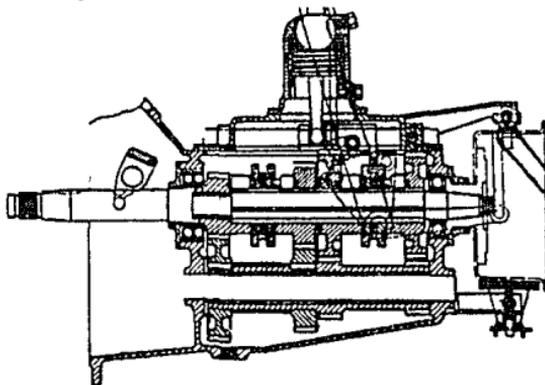
Empezando a finales de la década de los 20, los embragues automáticos aparecieron, generalmente en combinación con mecanismos de cambio preselectores o automáticos. Una de sus principales ventajas era que el torque se podía transmitir gradualmente

reduciendo el impacto de acoplamiento.

Probablemente uno de los primeros embragues automáticos que se metió en una línea de producción automotriz fue desarrollada por National Automobile Gesellschaft, en Berlín cerca de 1928. Este era un embrague centrífugo el cual tenía tres masas centrífugas en el plato de presión. Cuando la fuerza centrífuga se incrementaba debido al aumento de la velocidad del motor, el soporte de estas masas se apretaba contra los otros platos de fricción haciendo que se embragara.

En este tipo de embragues automáticos, la fuerza centrífuga de los contrapesos vencía gradualmente la presión de los resortes del embrague.

Uno de los primeros diseños de la transmisión de engranaje constante fue el de W.A. McCarrel a principios de los 20's. La transmisión de engranajes helicoidales tenía collares que se cambiaban sobre embragues de bolas integradamente formados a los lados de cada engrane.



Cuando un engrane no estaba transmitiendo la fuerza centrífuga aventaba las bolas hacia afuera de su carcasa y no transmitía pero cuando se pasaba el collarín sobre el embrague entonces transmitía.

Aunque las cajas de engranaje continuo eran mas silenciosas, su peso y costo no las dejaban competir.

Sincronización

Los modelos 1928 de Cadillac y La Salle fueron los primeros coches de producción en masa que ofrecieron una caja de cambios sincronizados.

Estos automóviles utilizaban una tecnología desarrollada por Earl Thompson que era comercialmente viable y se convirtió en modelo de las posteriores. Thompson que había sido compañero de cuarto de Rube Goldberg, se había intrigado con los cambios sin choque desde que era un estudiante. El desarrolló un método para cambiar sincronizado, durante un cambio completo, por sí solo. Después de desarrollar el diseño y el prototipo, se lo mostró a varios hombres de la industria, incluyendo a Walter P. Chrysler y su ingeniero Fred Zeder. No fue tomado en cuenta por ellos y otros porque Thompson no tenia datos acerca de durabilidad. En ese tiempo Thompson mostró su tecnología a Lawrence Fisher gerente general de Cadillac. Cadillac compró la tecnología de Thompson en 1924 y retuvo al inventor como consultor. En 1928 Thompson fue hecho Asistente Jefe de ingenieros en Cadillac.

Los cambios sincronizados fueron adaptados a las transmisiones

de engranaje continuo y al principio solamente en las dos velocidades altas. No fue hasta 1960 cuando se incluyó sincronización a la primera y reversa.

La transmisión sincronizada era como una transmisión en la que los engranes de la flecha principal eran acoplados por medio de estriados, o embragues positivos. En vez de que los engranes estuvieran montados con estriados a la flecha, éstos eran libres de rodar sobre bujes de bronce. Se añadió un embrague de fricción cónico de bronce que era parte del engrane a acoplar. La parte hembra del embrague cónico formaba parte del collar de deslizamiento. El movimiento del collar en contra del engrane a ser acoplado ponía en contacto ambas partes, hembra y macho, al igual que en un embrague cónico. La fricción entre las superficies cónicas igualaba la velocidad del engrane y de la flecha. cuando la sincronización de la velocidad se llevaba a cabo, los miembros estriados eran puestos en contacto y así se conectaba la flecha con el engrane.

CAPITULO II

APLICACION Y CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO

Aplicación de la Transmisión

El presente trabajo tiene como finalidad realizar los trabajos de diseño y cálculo para desarrollar una transmisión de engranes, la cual será utilizada en un vehículo prototipo.

El desempeño del vehículo en las pruebas en las que ha de ser sometido, depende de los sistemas que lo conforman. Es decir de la transmisión, el motor, la dirección, los frenos etc. además de otros factores generales como pueden ser el peso, el tamaño y la aerodinámica.

Los trabajos de diseño de cada uno de los diferentes sistemas de un vehículo no se deben analizar aisladamente, ya que aunque a primera vista parezcan ser independientes tienen grandes interrelaciones unos con otros. Es cierto también que usualmente el diseño de cada uno de estos sistemas se realiza por separado ya que la solución de todos los problemas normales de trabajo se volvería muy compleja. Es por eso que cuando se ha de iniciar el diseño de un vehículo se debe plantear un modelo de vehículo y definir ciertos parámetros. Estos parámetros les llamaremos criterios generales y son acerca de magnitudes y especificaciones.

Modelo de Vehículo

Es importante determinar el tipo de vehículo que se pretende fabricar además del uso que se le va a dar, ya que eso determinará las velocidades, el torque, la adaptabilidad del motor, el tipo de carrocería, neumáticos, etc.

El tipo de vehículo que utilizará la transmisión que fundamenta el presente trabajo será un automóvil tubular monoplace de campo travesía de cuatro ruedas para ser utilizado por un entusiasta no profesional de fin de semana.

Como el vehículo es para ser adquirido por una persona entusiasta no profesional debe ser un vehículo tipo familiar divertido y fácil de conducir, seguro, gran traficabilidad y dirigibilidad, fácil de transportar, debe ser capaz de circular en caminos de tierra, piedras, lodo, arena, pendientes pronunciadas y en completa ausencia de ellos.

Criterios Generales y Parámetros de Diseño

Uno de los primeros parámetros que hay que definir es la velocidad tope del vehículo. Debido a que el auto debe ser divertido pero seguro hemos elegido un rango de velocidades en el que la velocidad tope no sea mayor a 60 Km/h asegurando la integridad física del conductor, y no menor a 40 Km/h para que sea divertido de conducir.

Debido a que debe ser de fácil transportación y de gran

dirigibilidad las dimensiones máximas serán: 1.5m de ancho total incluyendo llantas, 2.0 m de largo total incluyendo llantas.

Por experiencia sabemos que un vehículo que utilice para su estructura tubo de acero de 1 pulg. con un mínimo de 0.083 pulg. de espesor de pared como lo indican las normas SAE, con las dimensiones anteriores, llantas con rines de aluminio, armado con todos sus aditamentos incluyendo motor y transmisión, pesa aproximadamente 180 Kg. La única carga que ha de soportar es el peso del propio conductor el cual se estima en 70 kg. Con los datos anteriores determinamos el peso de diseño del vehículo incluyendo conductor, el cual es igual a 250 kg.

Basándonos en datos experimentales sabemos que un vehículo que pretenda ir a la velocidad antes mencionada pesando un cuarto de tonelada utilizará un motor de 8 Hp aproximadamente. Con el fin de simplificar la tarea de adquisición y adaptación del motor a todo el conjunto, utilizaremos un motor Briggs & Stratton de 8 Hp.

Se utilizarán llantas para terracería tamaño R-10 con diámetro exterior de 22 pulg. y 11 pulg. de ancho.

La transmisión que se va a diseñar es una transmisión estándar de engranes cilíndricos con cuatro velocidades hacia adelante (sin reversa) acoplada al motor mediante un embrague de fricción, compuesta de dos árboles principales y sincronizadores para cada velocidad. Esta transmisión no tendrá diferencial debido a que el automóvil está destinado a caminar en arenas y en caminos lodosos. En vez de éste la relación final será obtenida utilizando engranajes cilíndricos acoplados rigidamente a la flecha tractora.

El efecto del diferencial durante las vueltas, se reemplazará con un mecanismo estabilizador en la suspensión, permitiendo al auto virar sin dificultad.

CAPITULO III

CALCULO DE TRACCION, DINAMICA Y CINEMATICA DEL VEHICULO

Determinación de los Momentos de Impulsión Aplicados a las Ruedas Motrices

El par motor que es desarrollado por el motor del automóvil ha de ser transmitido a las ruedas motrices mediante lo que comúnmente se denomina transmisión. Siendo la frecuencia de rotación de las ruedas motrices considerablemente menor que la del árbol cigüeñal del motor, el par aplicado a las ruedas motrices es mayor que el par desarrollado por el motor.

En adelante el par motor aplicado a las ruedas motrices lo denominaremos momento de impulsión M_{imp} que está definido por la siguiente ecuación:

$$M_{imp} = M_m i_{tr} \eta_{tr}$$

La expresión i_{tr} se denomina relación total de reducción y el rendimiento mecánico de la transmisión está dado por η_{tr} .

El motor Briggs & Stratton que será utilizado, tiene un regulador de frecuencia de rotación, y es por eso que para juzgar cómo y por qué causas varia el par motor se analizarán las características de operación y regulación del motor.

Al trabajar en vacío el motor desarrolla el máximo número de revoluciones n_{vac} , pero al surgir una carga externa aumenta la

alimentación de combustible a los cilindros aumentando el par motor y la potencia efectiva al mismo tiempo que la frecuencia de rotación disminuye.

La potencia máxima reglamentada que el motor desarrolla con el gobernador se denominará N_n mientras que la potencia efectiva alcanza su valor máximo en $N_{e_{max}}$. A la potencia N_n le corresponde el par motor nominal (calculado) M_n y la frecuencia de rotación nominal (calculada) n_n . La diferencia $n_{vac} - n_n$ depende del grado de irregularidad del gobernador.

En la siguiente tabla están graficadas la potencia efectiva N_e y el par motor M_n como curvas inclinadas, para un motor a gasolina en condición de mariposa completamente abierta (W.O.T.).

El aumento de las resistencias exteriores acarrea el motor a trabajar en sobrecarga y se acompaña de una disminución de la frecuencia de rotación del árbol cigueñal.

El funcionamiento del motor durante las sobrecargas transcurre sin la participación del gobernador por lo cual los sectores de la curva a la izquierda del punto N_n serán llamados de sobrecargas, durante las cuales el par motor M_m aumenta, primeramente, debido principalmente a que al disminuir la frecuencia de rotación se mejora el llenado de los cilindros con mezcla inflamable, lo que permitirá satisfacer la demanda de torque. Al alcanzar la frecuencia de rotación el valor n_0 el par motor alcanza su máximo valor. En lo sucesivo al disminuir la frecuencia de rotación disminuye también el par motor a causa del empeoramiento de las condiciones de combustión. Por otro lado la curva de potencia efectiva desciende constantemente a medida que disminuye la frecuencia de rotación.

Los sectores de la gráfica colocados a la izquierda del punto n_0 en donde el par motor tiene su máximo valor se deben considerar inaptos para el trabajo ya que la marcha del motor es inestable y

con una sobrecarga adicional puede calarse. Es por eso que a medida que aumenta la carga durante la marcha de un automóvil y disminuyen las revoluciones del motor es preciso que al llegar al punto de máximo torque se cambie a un engrane de relación mayor con la cual aumentarán las revoluciones del motor y el torque, lo que evitará que el motor se apague.

Es posible que en algunos momentos de operación, las resistencias externas no sean suficientes para mantener al motor cargado con plenitud, trabajando éste en el régimen de velocidad nominal. En estos casos es racional la disminución de la frecuencia de rotación del árbol cigüeñal embragando en la transmisión un escalón más elevado para conservar la velocidad de marcha requerida.

Este es el primer parámetro de diseño que utilizaremos para el cálculo de la transmisión, es decir, que las relaciones de reducción se deben determinar de tal manera que las relaciones entre ellas no exceda la relación:

$$\frac{n_n}{n_o}$$

Las características de gobernación o de regulación, son elaboradas en función de la frecuencia de rotación, no son cómodas para operar ya que las ramas de regulación de las curvas están dispuestas en un sector muy pequeño del eje de las abcisas lo que dificulta el análisis de la carga del motor.

En nuestro caso particular, el vehículo será impulsado por un motor Briggs & Stratton de 8 Hp el cual estará gobernado a 4000 rpm, con máximo par motor a 2400 rpm, por lo que la máxima relación entre los cambios de velocidades de la transmisión será:

$$\frac{n_n}{n_o} = \frac{4000}{2400} = 1.66$$

Se debe notar que mientras aumenta la frecuencia de rotación nominal n_n la relación entre velocidades será mayor lo que hace que los cambios sean más espaciados.

Estos problemas no se presentan en el diseño de una transmisión para un vehículo similar que utilice convertidor de par, ya que éstos convertidores a medida que disminuyen las revoluciones del motor van aumentando paulatinamente el torque lo que proporciona una marcha más estable. La desventaja de los anteriores consiste en que la eficiencia disminuye hasta el 0.80, mientras que en una transmisión por engranajes puede tenerse hasta 0.99.

Una de las características propias del motor que afectan las cualidades dinámicas del vehículo es el aumento del par motor a medida que disminuye la frecuencia de rotación durante las sobrecargas, ya que esto eleva la adaptación del motor al trabajo en régimen variable de carga.

La relación:

$$K_{res} = \frac{M_{m\max} - M_m}{M_m}$$

se denomina coeficiente de reserva del par motor y la relación:

$$K_{ad} = \frac{M_{m\max}}{M_m}$$

coeficiente de adaptación del motor según el par motor.

Este coeficiente de adaptación en los motores para gasolina, fluctúa usualmente entre 1.08 y 1.15 mientras que para el motor en cuestión es de $K_{ad} = 1.74/1.61 = 1.0807$.

El segundo factor que influye en el momento de impulsión es la relación de velocidades de transmisión lo cual será tratado más adelante en la dinámica de tracción del automóvil.

El último factor que determina el momento de impulsión es el rendimiento mecánico de la transmisión η_{tr} . Su valor depende del número de pares de engranajes que se encuentren engranados, el tipo de engranajes y el método de su acoplamiento, el tipo la estructura y la cantidad de apoyos en que giran las flechas, la cantidad y tipo de los retenes o estoperos, la cantidad, viscosidad y el nivel de aceite que se emplea, la velocidad periférica de los engranajes entre otros factores.

Parte de las pérdidas depende del valor de los pares transmitidos mientras que parte de las pérdidas restantes dependen de la velocidad de rotación de las piezas de transmisión que a una

velocidad prefijada y a una temperatura estable del aceite conservan aproximadamente un valor constante independientemente de que trabaje con carga o en vacío.

Es por eso que el rendimiento de la transmisión se divide en:

$$\eta_{tr} = \eta_{vac} \eta_{car}$$

donde η_{vac} es el rendimiento que tiene que ver con las pérdidas con la marcha en vacío y η_{car} tiene en cuenta las pérdidas durante la transmisión de carga.

Como supusimos anteriormente las pérdidas en la marcha en vacío son constantes así que se podrán definir como 1 menos la relación entre el par de resistencia reducido al árbol primario M_{vac} entre el par motor nominal del motor M_m .

$$\eta_{vac} = 1 - \frac{M_{vac}}{M_m} = 1 - \xi \frac{M_n}{M_m}$$

La letra xi ξ es el factor que determina qué parte del par motor nominal compone el par M_{vac} . Los valores de ξ varían entre 0.03 y 0.05 si el aceite está suficientemente caliente. Por lo tanto las pérdidas por marcha en vacío serán para nuestro caso:

$$\eta_{vac} = 1 - \frac{0.04 (41 \text{ lbpie})}{M_m} = 1 - \frac{0.16}{M_m}$$

En esta última ecuación el valor del rendimiento mecánico en vacío varía de acuerdo a la variación del par aplicado a la transmisión del motor, obteniendo su máximo valor cuando el par es

máximo.

$$\eta_{vac} = 1 - \frac{0.16 \text{ lbpie}}{14 \text{ lbpie}} = 0.988$$

Pero el valor será mínimo cuando el par motor sea 11 lb pie

$$\eta_{vac} = 1 - \frac{0.16 \text{ lbpie}}{11 \text{ lbpie}} = 0.984$$

Es importante anotar que durante la operación del motor, el par motor tendrá el valor mínimo de 11 lb pie.

La parte complementaria de las pérdidas que tienen lugar en la transmisión son aproximadamente proporcionales a la carga actuante. Entre éstas, las pérdidas en el acoplamiento de los engranajes ocupan un lugar principal y es por eso que el valor de η_{car} puede calcularse con suficiente aproximación por la fórmula:

$$\eta_{car} = \eta_1^{n_1} \eta_2^{n_2}$$

En la fórmula anterior están separados el rendimiento en los pares de engranes cilíndricos η_1 y el rendimiento de los pares cónicos ya que generalmente los engranajes cónicos tienen más pérdidas que los rectos, y los números n_1 y n_2 son el número de pares de engranes correspondientes.

Los valores de η_1 y η_2 son constantes, y en la actualidad estos toman los valores de $\eta_1 = 0.985$ a 0.99 y $\eta_2 = 0.975$ a 0.98 .

La transmisión en cuestión tiene dos árboles con engranajes cónicos, lo que nos da un par cónico y el acoplamiento al motor y

al tren final de transmisión serán por engranajes rectos lo que nos da dos pares de engranes rectos. Para calcular el valor de la eficiencia de la transmisión debida al trabajo con carga utilizaremos los valores máximos para las dos constantes:

$$\eta_{car} = 0.99^2 \times 0.98^1 = 0.96$$

Multiplicando este valor por el de las pérdidas en vacío tenemos la eficiencia total de la transmisión:

$$\eta_{tr} = 0.988 \times 0.96 = 0.948$$

Es importante señalar la diferencia que existe entre el momento de impulsión en marcha estable y en marcha inestable, ya sea acelerada o retardada.

El cálculo del valor del momento de impulsión durante la marcha inestable debe realizarse teniendo en cuenta los momentos de inercia de las piezas que intervienen en la transmisión del giro del cigüeñal a los órganos motrices incluyendo a ambos. Durante la rotación retardada del cigüeñal como consecuencia del momento de inercia de las piezas motrices, el par motor transmitido del motor al embrague tiene en este caso valor negativo. Cuanto mayor es el retardo angular del cigüeñal tanto más considerable es la magnitud del momento de inercia, y si el acoplamiento de la flecha primaria de la transmisión con el motor se realizara a través de un acoplamiento rígido, la magnitud de éste podría crecer ilimitadamente lo que provocaría roturas y deformaciones inadmisibles en las piezas del motor y la transmisión. Es por esta

razón que en los automóviles este acoplamiento es mediante un embrague de fricción. Para una transmisión fiable del par motor el momento de fricción calculado del embrague, es decir el momento con el cual el embrague resbala se debe tomar con cierto margen en relación con el par motor máximo. La relación de los momentos anteriores se denomina factor de seguridad del embrague y se tratará en el capítulo Cálculo del Embrague.

Escribamos entonces la ecuación del balance de tracción tomando en cuenta la fuerza de resistencia a la rodadura de las ruedas motrices y la conducidas P_r , las fuerzas de resistencia debidas a la inercia P_a , la resistencia debida a la pendiente que será la componente del peso del vehículo G en el eje vertical, la resistencia del viento P_w y la resistencia debida a un remolque P_{gan} .

$$P_{tg} = P_f + P_a + G \operatorname{Sen} \gamma + P_w + P_{gan}$$

donde P_{tg} es la fuerza tangencial de impulsión y γ el ángulo de la pendiente.

Calcularemos ahora cada uno de estos parámetros.

La fuerza tangencial de impulsión se calcula dividiendo el momento de impulsión entre el radio de rodadura del neumático. El valor máximo aceptable de la fuerza tangencial de impulsión para un vehículo no depende únicamente de la cualidades del motor y transmisión, sino también de la adherencia de los neumáticos con el camino. No debe permitirse que el valor de la fuerza tangencial de impulsión según el motor P_{tg} sobrepase el valor de la fuerza

tangencial de tracción según las condiciones de adherencia con el camino P_ϕ . Este último valor se determina con la siguiente fórmula que es similar a la que se utiliza en mecánica para calcular la fuerza de fricción entre dos superficies.

$$P_\phi = \phi P_N$$

P_N es la fuerza normal del camino sobre las ruedas motrices y ϕ es el coeficiente de adherencia en los neumáticos, el cual depende de las condiciones del camino (ver Apéndice).

La fuerza de resistencia a la rodadura de las llantas impulsoras y conducidas es proporcional a la carga que aprieta las ruedas al camino. La relación de la fuerza P_r a dicha carga se denomina coeficiente de resistencia a la rodadura y se obtiene experimentalmente dependiendo de las condiciones del terreno y de los neumáticos. Estos coeficientes se pueden encontrar en el apéndice. El valor de la fuerza P_r se calcula mediante la siguiente fórmula y será máximo cuando el valor de γ sea cero y mínimo para el valor de pendiente máximo que en caso de nuestro particular será de 45° .

$$P_r = fGC \cos \gamma$$

Pero como el valor de la resistencia debida a la subida también depende del ángulo de inclinación, se acostumbra utilizar una sola variable para las dos resistencias para simplificar el cálculo: Resistencia de rodadura y resistencia de ascenso P_r

(Resistencia del camino). Esta variable se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$P_{\Psi} = G(f \cos \gamma + \text{Sen} \gamma)$$

De la fórmula anterior se deduce el coeficiente de resistencia del camino ψ y es igual a:

$$\Psi = (f \cos \gamma + \text{Sen} \gamma)$$

El peso estimado del automóvil en cuestión será de 250 Kg por lo que la resistencia del camino para la máxima pendiente a vencer será:

$$P_{\Psi} = 250 \text{Kg} (0.05 \cos 45 + \text{Sen} 45) = 185 \text{kg}$$

Se debe aclarar que el valor es muy alto debido a que la inclinación es muy pronunciada. Mientras menos inclinación deba superar el vehículo, la resistencia debida a la subida disminuye pero la resistencia a la rodadura aumenta. Cuando la pendiente es cero el valor de la resistencia debida al camino es entonces:

$$P_{\Psi} = 250 \text{Kg} (0.05 \cos 0) = 12.5 \text{Kg}$$

Las fuerzas de resistencia debidas a inercia se pueden reducir a una resultante que llamaremos P_i que es directamente proporcional a la inercia del vehículo, dependiendo también de un coeficiente que toma en cuenta las masas giratorias δ_{gir} , y se calcula con la siguiente expresión:

$$P_{\alpha} = \delta_{gir} \frac{G}{g} \alpha$$

El coeficiente que toma en cuenta las masas giratorias refleja la influencia que se ejerce en el proceso de la marcha irregular de avance del vehículo por sus masas giratorias y su valor depende de la magnitud de los momentos de inercia de las masas giratorias (tales como el volante, el árbol cigüeñal, los engranajes y árboles de la transmisión y las ruedas) , de la relación de reducción y del rendimiento de la transmisión, del peso del vehículo y del radio de rodadura de las ruedas. De las piezas giratorias juegan el papel más importante el volante del motor y las ruedas. Las piezas giratorias restantes pueden no tenerse en cuenta sin incurrir en errores graves.

La determinación precisa del coeficiente δ_{gir} es muy complicada y es por esta razón que usualmente se lleva a cabo por la vía experimental. Para cálculos aproximados en la teoría de los automóviles se utiliza la siguiente fórmula empírica:

$$\delta_{gir} = 1.04 + 0.05 i_c^2$$

El primer término de la fórmula toma en cuenta la influencia de las ruedas y las piezas de la transmisión directamente ligadas a ellas mientras que el segundo término toma en cuenta las piezas giratorias del motor y las piezas restantes de la transmisión.

Es importante notar la influencia que ejerce sobre el valor del coeficiente la relación de reducción ya que su valor en la

fórmula se eleva al cuadrado. Mientras menor es el número de marcha mayor será el valor del coeficiente.

El coeficiente crece considerablemente al aumentar las medidas de los neumáticos utilizados ya que los momentos de inercia de los mismos aumenta. Este criterio se debe tomar en cuenta en la selección de los neumáticos ya que los valores de la aceleración dependerán directamente del valor de δ_{qir} , como lo veremos en la siguiente sección.

La teoría no permite el cálculo completo de la resistencia del viento (P_w) debido al desprendimiento de la capa límite del cuerpo sumergido, es por eso que no existe una teoría satisfactoria para determinar las fuerzas sobre un cuerpo cualquiera sumergido en una corriente a un número de Reynolds arbitrario. Normalmente se utiliza la experimentación para tratar esos flujos externos. Existen miles de trabajos experimentales acerca de flujos externos, pero no es el propósito del presente trabajo dar una amplia descripción de los mismos, sino que para el cálculo de la resistencia del viento ejercida sobre el automotor utilizaremos una de las fórmulas empíricas desarrolladas. No obstante daremos una breve descripción de la teoría de cálculo.

Quando un cuerpo de forma arbitraria se sumerge en una corriente de fluido dada, el fluido ejercerá sobre él fuerzas y momentos. La fuerza sobre el cuerpo en dirección del eje paralelo a la corriente se llama resistencia y el momento alrededor de este eje se llama momento de balanceo. La segunda componente es la que normalmente equilibra al peso, cuando se trata de objetos voladores

pero en el caso de los automóviles deportivos, es la que los mantiene adheridos al pavimento, se denomina sustentación y es perpendicular a la resistencia. Su momento se denomina guiñada. La fuerza ejercida en el eje restante se denomina fuerza lateral y no proporciona pérdida ni ganancia y su momento se denomina de cabeceo.

Si el cuerpo sumergido es simétrico respecto del plano formado por los ejes de la resistencia y la sustentación, los momentos de la guiñada y el balanceo desaparecen así como la fuerza lateral. Pero si el cuerpo es además simétrico respecto de los ejes de la resistencia y la fuerza lateral, el cálculo se simplifica a la resistencia. Debido a que el vehículo a calcular no tiene formas aerodinámicas podemos considerar que cumple con la última condición.

La resistencia P_w tiene principalmente dos componentes: la fricción y la diferencia de presiones entre la parte frontal (altas presiones) y la parte posterior donde la corriente está desprendida (bajas presiones). La resistencia de fricción es muy reducida cuando el espesor del cuerpo en la dirección de la resistencia es cero, como se considera el caso del automóvil de nuestro caso.

La resistencia de presión depende del área frontal F , de las propiedades aerodinámicas que se evalúan con base en un coeficiente de aerodinámico k_w y de la velocidad del vehículo V . La fórmula que expresa lo anterior es la siguiente:

$$P_w = \frac{k_w F V^2}{13}$$

donde la velocidad está dada en Km/hr y la fuerza en Kgf. Los valores del coeficiente k_w varían en amplios límites desde 0.05 a 0.06 para camiones hasta 0.015 a 0.02 para autos. En nuestro caso utilizaremos el valor 0.06 ya que el vehículo casi no tiene propiedades aerodinámicas. El área frontal es 1.11 m por 0.70 m lo que nos da 0.77 m². La velocidad máxima a desarrollar es 60 km/hr por lo que la resistencia del viento será:

$$P_w = \frac{(0.06) (0.77 \text{ m}^2) (60 \text{ km/hr})^2}{13} = 12.79 \text{ kg}$$

Con esto podemos escribir el balance de tracción final para el automóvil sin remolque:

$$P_{tg} = P_{\psi} + \delta_{GIR} \frac{G}{g} \alpha + P_w$$

Aceleración del Automóvil

Por la naturaleza de su trabajo, los autbmóviles deben cambiar permanentemente la velocidad, por lo que la cualidad dinámica más importante del automóvil es su capacidad de aceleración. Las variables que caracterizan la capacidad de aceleración son:

- 1) el valor de las aceleraciones α del automóvil en el proceso

de aceleración.

2) la durabilidad de la aceleración t_{ac} , es decir, el tiempo durante el cual la velocidad del automóvil aumenta.

3) la distancia de aceleración S_{ac} , que recorre el automóvil al acelerarse.

Observando el anterior balance de tracción se puede notar que $P_{tg} - P_w$ es la fuerza de tracción necesaria para vencer todas las resistencias exteriores al movimiento del automóvil excepto la fuerza del viento. Como se ve, es proporcional al peso del vehículo, por lo cual la relación:

$$\frac{P_{tg} - P_w}{G}$$

caracteriza la reserva de la fuerza de tracción que recae por unidad de peso del automóvil y se utiliza como indicador de sus cualidades dinámicas. La relación anterior se llama factor dinámico y se denomina con la letra D. Al igual que en la fuerza tangencial de tracción, se debe tomar en cuenta la adherencia de los neumáticos. El factor dinámico de adherencia D_ϕ será el máximo valor que deberá tomar el factor dinámico D y se calcula con la siguiente ecuación:

$$D_\phi = \frac{P_\phi - P_w}{G}$$

En el cálculo de la fuerza P_ϕ la fuerza normal que el camino ejerce sobre las ruedas es igual al peso G multiplicado por un

factor de carga de las ruedas traseras λ_r , que tiene en cuenta la repartición del peso sobre estas ruedas.

Teniendo en consideración que nuestro proyecto es de tracción trasera y que la mayor parte del peso se encuentra repartido en la parte trasera debido a la colocación del motor y la transmisión, y como el vehículo generalmente debe arrancar en un plano inclinado consideramos $\lambda_r=0.9$; además de que a bajas velocidades la resistencia del viento es despreciable, tenemos:

$$D_\varphi = \varphi \lambda_r = (0.7) (0.9) = 0.63$$

A lo largo del análisis teórico del proceso de aceleración del automóvil no tomaremos en cuenta el tiempo inicial durante el que transcurre la nivelación de velocidades angulares del cigüeñal del motor y el árbol primario de la transmisión mientras resbala el embrague, ya que es comparativamente menor y no ejerce una influencia sustancial en el tiempo total de la aceleración.

Además el análisis se debe llevar a cabo en condición de mariposa completamente abierta, se supone que el conductor acoplado el embrague aprieta instantáneamente el acelerador hasta el tope.

Con esta suposición las aceleraciones del automóvil serán las mayores, y su valor se determina con la fórmula siguiente:

$$\alpha = g \frac{D - \psi}{\delta_{gir}}$$

De la fórmula anterior se deduce que la aceleración depende de

dos cosas: el exceso de factor dinámico D-E y del coeficiente que toma en cuenta las masas giratorias. Esto quiere decir que con el aumento del factor dinámico la aceleración crece, y con el aumento del coeficiente que toma en cuenta las masas giratorias disminuye. Cuanto menor sea el número de marcha tanto mayor es el valor del exceso de factor dinámico pero al mismo tiempo el coeficiente δ_{gir} crece de modo proporcional al cuadrado de la relación de transmisión. En algunos casos los valores de las aceleraciones del automóvil con la primera marcha pueden resultar ser menores que con la segunda a causa del brusco aumento del coeficiente δ_{gir} .

Cálculo de tracción del automóvil

Las condiciones en las que el vehículo ha de trabajar son muy diversas incluyendo pendientes pronunciadas, caminos lodosos, arenosos, pedregosos y ausencia de ellos. Esto determina las altas exigencias de traficabilidad y sus cualidades dinámicas y de tracción.

Una de las tareas fundamentales del cálculo de la tracción es la elección de la potencia del motor para el automóvil que se proyecta. La potencia del motor debe ser suficiente para asegurar la marcha a velocidad máxima en las condiciones prefijadas del camino. Pero como sucede en el caso particular de este trabajo que el valor de la potencia del motor es un parámetro de diseño que no se puede modificar, obtendremos la velocidad máxima con un peso y un coeficiente reducido de las resistencias del camino prefijados.

La fórmula para determinar ese valor es la siguiente:

$$N_n = \frac{(\Psi G + P_w) V}{273.6 \eta_{tr}}$$

La potencia será dada en Hp, G y P_w en Kg y la velocidad en Km/hr. El coeficiente Ψ lo calcularemos para una pendiente de 3' y para un coeficiente de resistencia a la rodadura de 0.05 que se lee de tablas (ver apéndice). Esto se determina de esa manera ya que en los caminos que ha de transitar el coeficiente de rodadura es máximo y los caminos son inclinados generalmente.

Para las condiciones prefijadas del camino, obtenemos el coeficiente de resistencia del camino:

$$\Psi = f \cos \gamma + S \sin \gamma = 0.05 \cos 3 + S \sin 3 = 0.102$$

La potencia del motor son 8 Hp, que convertimos a 5965.6 watts, y a 608.11 Kg m/s por tener congruencia de unidades (ver apéndice para tablas de conversión).

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{N_n \eta_{tr}}{\Psi G + P_w} = \frac{(608.1)(0.948)}{(0.102)(250) + 12.79} = 54.2 \text{ Km/h}$$

Este cálculo quiere decir que la velocidad máxima que puede desarrollar el vehículo con las condiciones anteriores es de 54.2 Km/h, la cual cumple con nuestras expectativas y pasa a ser un nuevo parámetro de diseño.

Para la elección de las velocidades del automóvil determinaremos primeramente la relación de reducción de la

transmisión principal. Si en la marcha directa el automóvil debe desarrollar la velocidad máxima la relación de reducción se calcula simplemente dividiendo la máxima velocidad angular del motor entre la velocidad angular requerida en las ruedas traseras determinada por la velocidad máxima del vehículo.

$$i_o = \frac{0.377 r_r n_n}{V_{m\acute{a}x}} = \frac{0.377 (0.279) (4000)}{54.2} = 7.76$$

En los automóviles de elevada traficabilidad la relación de reducción de la transmisión principal se establece un 10 a 20% mayor que en los modelos básicos de empleo general para aumentar el valor del factor dinámico. Por estas consideraciones resulta racional la elevación de las relaciones de reducción en el diseño de esta transmisión, y por lo tanto $i_o = (7.76)(1.2) = 9.31$.

Durante los cálculos de tracción se debe determinar el valor máximo del factor dinámico con la primera velocidad, es decir con la relación más alta. Este se obtiene partiendo de las posibilidades de adherencia del automóvil. Para utilizar plenamente las cualidades de adherencia del automóvil, el factor dinámico máximo debe ser igual al factor dinámico de adherencia D_o que como ya lo calculamos sabemos que es 0.61.

Seguidamente determinaremos la relación de reducción del primer escalón de la caja de cambios de relación. Partiendo de la condición de obtener el valor máximo del factor dinámico del automóvil calculamos:

$$i_{c1} = \frac{1.2 D_{m\acute{a}x} Gr_r}{M_n i_o \eta_{tr}} = \frac{(1.2) (0.63) (250) (0.279)}{(1.74) (9.312) (0.948)}$$

$$i_{c1} = 3.43$$

La estructura de la serie de velocidades se elige partiendo del objetivo de asegurar la máxima intensidad de aceleración. Con este propósito, las relaciones de reducción deben ser calculadas de tal forma que la aceleración con cada marcha comience con las mismas velocidades angulares del motor y termine en las mismas frecuencias. La observación de esta regla da la posibilidad de utilizar la misma potencia media del motor para todas las aceleraciones.

Otra característica de la estructura de cambios es que la frecuencia de rotación con la que comienza una velocidad sea igual a la frecuencia con la que termina la marcha anterior, por lo que la razón entre las relaciones se calcula mediante la siguiente progresión geométrica:

$$q = (z-1) \sqrt{\frac{i_{c1}}{i_{c2}}}$$

en donde z es el número de velocidades e i_{c2} la relación superior. En el caso particular cuando la relación superior es directa:

$$q = z - 1 \sqrt{i_{c1}} = 3 \sqrt{3.43} = 1.508$$

En realidad al cambiar las velocidades, el movimiento del automóvil transcurre por inercia durante cierto tiempo y la velocidad del vehículo disminuye. Cuanto mayor es la velocidad mayor es esta reducción por ello al corregir definitivamente las relaciones de reducción se recomienda apartarse un poco del cálculo con la progresión geométrica y disminuir la correlación entre las relaciones de reducción a medida que se pasa a las marchas superiores. Así tenemos que $q_1=1.53$, $q_2=1.50$ y $q_3=1.49$.

	1	2	3	4
i_c	3.43	2.24	1.49	1.0
i_t	31.8	20.8	13.9	9.3

Cálculo Cinemático

Mediante el cálculo de tracción obtuvimos las relaciones de reducción para obtener las velocidades requeridas por el automóvil.

La distribución de la relación de reducción de la transmisión en cada uno de sus elementos depende del esquema cinemático de la transmisión y de los mecanismos de reducción que se utilizan. Con el propósito de reducir las cargas en las piezas de transmisión es

racional la elevación de las relaciones de reducción de los elementos finales. Esto se hace con el fin de evitar fallas por desgaste y fatiga en los elementos finos de la transmisión.

La relación de reducción de la transmisión principal del automóvil es igual a la relación total de la transmisión al trabajar con la velocidad directa. Usualmente si se utiliza la relación de reducción de 1 en la cuarta velocidad la relación total requerida se obtiene utilizando un par de engranes cónicos o hipoide. Después de establecer la distribución de la relación de reducción total de la transmisión, al establecer los valores definitivos de las razones de reducción en los escalones de las diferentes velocidades de la caja de cambios, se debe elegir el número de dientes de los engranes de la caja.

CAPITULO IV

CALCULO DE ENGRANES

Cálculo Cinemático

Mediante el cálculo de tracción obtuvimos las relaciones de reducción para obtener las velocidades requeridas por el automóvil.

La distribución de la relación de reducción de la transmisión en cada uno de sus elementos depende del esquema cinemático de la transmisión y de los mecanismos de reducción que se utilizan. Con el propósito de reducir las cargas en las piezas de transmisión es racional la elevación de las relaciones de reducción de los elementos finales. Esto se hace con el fin de evitar fallas por desgaste y fatiga en los elementos delicados de la transmisión.

La relación de reducción de la transmisión principal del automóvil es igual a la relación total de la transmisión al trabajar con la velocidad directa. Si se utiliza la relación de reducción de 1:1 en la cuarta velocidad, usualmente la relación total requerida se obtiene utilizando un par de engranes cónicos o hipoide. En el caso de este diseño la relación final será dada mediante dos pares de engranes cilindricos.

Después de establecer la distribución de la relación de reducción total de la transmisión, al establecer los valores definitivos de las razones de reducción en los escalones de las diferentes velocidades de la caja de cambios, se debe elegir el

número de dientes de los engranes de la caja.

Debido a que las medidas de los cortadores de engranes que se encuentran a nuestra disposición inmediata se encuentran en sistema inglés de unidades todo el cálculo de los engranes se realizará en este mismo sistema. (Ver apéndice para cambio de sistema de unidades).

Las especificaciones de diseño de la caja de cambios exigen tener dos árboles de engranajes. En este tipo de transmisiones (como se ve en la figura), la suma del número de dientes de todos los pares de engranajes debe ser constante, siempre que se tenga paso diametral igual en todos los engranes. Esto es, que para una distancia entre centros dada, la suma de los dientes del piñón y el engrane para la primera velocidad sea igual al de la segunda y las otras.

La distancia entre centros se elige partiendo de las condiciones geométricas de las demás piezas de la transmisión, como pueden ser los diámetros de las flechas, sincronizadores y elementos finales de transmisión. En este caso lo que determina esa distancia es el diámetro de los sincronizadores que se han elegido para ser utilizados, el cual es 3.5 pulgadas tomando en cuenta el espacio necesario para el varillaje. Como la flecha a la salida es de 3/4 de pulgada la distancia mínima entre centros que debemos tener es 2.125 pulg., pero es racional tener un margen de espacio entre los mecanismos por lo tanto escogeremos 2.3 pulg.

El número de la suma de dientes de los engranajes se determina a partir de la fórmula:

|

$$\Sigma_z = 2APd$$

donde A es la distancia entre centros y Pd es el paso diametral.

Utilizaremos engranajes helicoidales para reducir el ruido y aumentar la vida útil de las piezas, aunque tendremos que utilizar baleros cónicos para soportar la carga axial. Cuando se utilizan este tipo de engranajes se debe sustituir el paso diametral por el paso diametral normal Pd_N en la última fórmula.

El paso diametral significa el número de dientes que tiene un engrane por unidad de diámetro de paso del mismo. El concepto de paso diametral normal es similar pero tomando en cuenta que al inclinar los dientes un ángulo ϕ , cabrán más dientes en el mismo diámetro de paso y es por eso que el paso diametral normal está afectado por el ángulo de inclinación de los dientes como se ve en la siguiente fórmula:

$$Pd_N = \frac{Pd}{\cos\phi} = Pd(\sec\phi)$$

Calcularemos entonces el número de la suma de dientes de los juegos de engranes de nuestra caja de cambios utilizando $Pd=10$, ya que la experiencia nos indica que es un tamaño de diente adecuado. Así mismo daremos 15° de inclinación de los dientes.

$$Pd_N = \frac{Pd}{\cos\phi} = \frac{10}{\cos 15^\circ} = 10.35$$

$$\Sigma Z = 2APd_N = 2(2.3)(10.35) = 47.6$$

Como el número de dientes debe ser un número entero, ajustaremos la distancia A para 47 dientes.

$$A = \frac{\Sigma Z}{2Pd_N} = \frac{47}{2(10.35)} = 2.27 \text{ pulg}$$

Para obtener los números de dientes de los piñones y los engranes se utilizan las siguientes fórmulas:

$$Z_p = \frac{\Sigma Z}{1 + i_c}$$

$$Z_e = \Sigma Z \frac{i_c}{1 + i_c}$$

En las ecuaciones anteriores i_c es la relación de reducción de cada una de las velocidades de la caja de cambios.

Cuando los valores de los números de dientes del piñon y engrane no sean números enteros, los valores se aproximan de tal manera que la relación quede lo más parecido, posible a la deseada, y la distancia entre centros no se modificará.

Para la primera velocidad tenemos relacion de reducción igual a 3.43 por lo que:

$$Z_{p1} = \frac{47}{1 + 3.43} = 10.60 \approx 11 \text{ dientes}$$

$$Z_{e1} = 47 \frac{3.43}{1+3.43} = 36.39 \approx 36 \text{dientes}$$

con lo que la nueva relación de reducción es 3.27 en vez de 3.43.

Utilizando la relación de 2.24 obtendremos los valores para la segunda velocidad:

$$Z_{p2} = \frac{47}{1+2.24} = 14.50 \approx 14 \text{dientes}$$

$$Z_{e2} = 47 \frac{2.24}{1+2.24} = 32.49 \approx 33 \text{dientes}$$

con lo que la relación aumenta a 2.35.

De igual forma para tercera y cuarta con sus relaciones respectivas:

$$Z_{p3} = \frac{47}{1+1.49} = 18.87 \approx 19 \text{dientes}$$

$$Z_{e3} = 47 \frac{1.49}{1+1.49} = 28.12 \approx 28 \text{dientes}$$

$$Z_{p4} = \frac{47}{1+1} = 23.5 \approx 23 \text{dientes}$$

$$Z_{e4} = \frac{47}{1+1} = 23.5 \approx 24 \text{ dientes}$$

En la tabla siguiente están las nuevas relaciones y los números de dientes de los pares de engranes para cada velocidad.

	1a	2a	3a	4a
i_{caja}	3.27	2.35	1.47	1.04
i_{trans}	30.41	21.85	13.67	9.71
Piñón	11	14	19	23
Engrane	36	33	28	24

A partir de estos valores y sabiendo que todos los engranes son de paso diametral 10 y tienen un ángulo de hélice de 15 grados, podemos obtener los valores de los diámetros exterior, de paso y de raíz.

El diámetro de paso se obtiene dividiendo el número de dientes entre el paso diametral normal ($10/\cos 15 = 10.35$). Los diámetros exterior y de raíz se calculan a partir de éste sumándole el valor del adendum y restándole el valor del dedendum respectivamente.

El valor del adendum y el dedendum, que sumados constituyen la altura total del diente, son función lineal del paso diametral y son valores constantes independientemente del número de dientes. La altura total del diente es $2.25/P_d$, correspondiéndole $1.25/P_d$ al adendum y $1/P_d$ al dedendum.

Ahora calculamos estos valores para todos los engranes y los

escribimos en la tabla siguiente.

Z	11d	14d	19d	23d	24d	28d	33d	36d
D_{ext}	1.31	1.6	2.08	2.47	2.56	2.95	3.43	3.72
D_p	1.06	1.35	1.83	2.22	2.31	2.51	3.18	3.47
D_{ra}	0.86	1.15	1.63	2.02	2.11	2.50	2.98	3.27

Cálculo de los engranes de la caja de cambios

Esta parte del capítulo tiene como finalidad obtener los espesores de los engranes de la transmisión partiendo de un paso diametral definido pero teniendo la opción de ser modificado ya que es tarea del diseñador optimizar los recursos para obtener los resultados deseados.

En ausencia de fricción y considerando al diente como una viga en cantiléver podemos observar que el esfuerzo es máximo cuando un diente soporta toda la carga en su extremo superior o punta. Sin embargo, si los dientes son geoméricamente exactos, en la transmisión de la fuerza o potencia, participa otro diente cuando la parte superior del primero está en contacto. Por lo tanto durante la transmisión, el punto de aplicación de la fuerza se desplaza al centro del diente aproximadamente. Esta fuerza se descompone en dos: una fuerza normal que cruza el centro del engrane, que produce un esfuerzo de compresión uniforme sobre cualquier sección del diente, y una componente tangente al círculo

de paso (F_s), que produce un esfuerzo flector en el diente. Este último esfuerzo produce flexión en un lado del diente y compresión en el otro lado. El primero se resta del esfuerzo de compresión uniforme produciendo un esfuerzo neto menor en ese punto, mientras que el segundo se suma al esfuerzo de compresión uniforme obteniéndose un esfuerzo mayor en ese punto. Pero como el esfuerzo uniforme de compresión es pequeño comparado con el esfuerzo de flexión, su efecto sobre la resistencia del diente se suele omitir en los cálculos.

La fuerza F_s , actuando sobre el diente con un brazo de palanca determinado produce un momento flector. Igualando éste al módulo de sección del diente multiplicado por el esfuerzo máximo de trabajo del material, Wilfred Lewis en 1893 obtuvo una ecuación para el cálculo de los engranes en función del llamado factor de forma de Lewis Y que depende de la forma que tenga el diente. La ecuación de Lewis que se encuentra escrita abajo tiene en cuenta además el paso diametral P_d que en el caso de ser engranes helicoidales será P_{d_n} , y el ancho del diente b .

$$F_s = \frac{sbY}{Pd}$$

Puesto que hay un ángulo entrante en los fondos de los dientes donde el perfil se une a la parte inferior de los mismos, existe allí una concentración de esfuerzos, fenómeno que no se tiene en cuenta en la ecuación original de Lewis. Como la carga que actúa sobre el diente se aplica intermitentemente es de esperar que si existe alguna falla ésta será por fatiga, y es por eso que se utiliza el esfuerzo máximo permisible a la fatiga.

Utilizando un coeficiente de reducción de resistencia K_f , la ecuación de Lewis se convierte en:

$$F_s = \frac{sbY}{K_f Pd}$$

Buckingham enuncia que si se supone que la carga actúa en la punta del diente, esto es tan previsor que no es necesario coeficiente alguno de reducción de resistencia K_f , cuando se elige el valor de Y para la carga aplicada cerca de la parte central del diente, debe ser incluido K_f .

El valor de K_f debe estar entre los límites de 1.4 a 2 para esas condiciones.

Cuando los dos engranajes son del mismo material el diente del piñón es el más débil.

En general el esfuerzo de cálculo se elige de acuerdo a la experiencia, y la elección depende en parte del grado de

concordancia entre el análisis de esfuerzos y los hechos reales, y de la condición de carga admitida o supuesta. Generalmente se utiliza el límite de fatiga como esfuerzo de cálculo, el cual corresponde a la máxima carga previsible, o sea a la llamada carga dinámica. Buckingham propone que para obtener el valor del límite a la fatiga s_n , sea la tercera parte del límite máximo s_u , que se puede conseguir en tablas para diferentes materiales en sus estados más comerciales (ver apéndice).

Para determinar el esfuerzo de trabajo es importante determinar el material a ser utilizado. Para tallar engranes se utilizan materiales de todas clases. El hierro gris y el acero forjado son los más económicos pero deben ser empleados únicamente cuando sea adaptable a las circunstancias, debido a que su resistencia al desgaste es baja. El acero moldeado debe ser sometido a recocido para evitar una deformación excesiva. Los aceros moldeados como los forjados deben ser tratados para aumentar sus propiedades mecánicas. El temple en aceite se utiliza con mayor frecuencia que en agua debido a que no es tan enérgico como en agua y da lugar a menor deformación. También debido a la menor deformación se prefieren los aceros de aleación cuando los dientes han de ser tratados térmicamente. Naturalmente se puede tratar la masa de material en bruto antes de cortar los dientes, teniendo en cuenta que a determinada dureza se vuelve complicado el maquinado.

Cuando el tratamiento de toda la masa no produce superficies suficientemente duras para resistir la resistencia a la fatiga de superficie, es necesario efectuar un tratamiento térmico especial

como lo es el cianurado para los aceros de contenido medio de carbono. Hasta cierto punto, mientras más alto es el contenido de carbono mayor será el endurecimiento superficial. Se dice hasta cierto punto debido a que la solución de carbono en hierro se satura aproximadamente al 4%, y en adelante se vuelve poroso y frágil debido a la formación de grafito.

Los engranajes de automóvil, que no están sometidos a trabajo continuo con plena potencia, fueron antiguamente templados en toda su masa. La adición de la cianuración redujo significativamente las averías por desgaste. La vida de los dientes cementados mejora con la profundidad de la capa superficial, quizás hasta 2 mm de espesor. Una regla práctica para el espesor de la corteza es 0.1 de la altura total del diente. Las aleaciones adecuadas para la cementación son: 5120, 4118, 8620, 8720, 4720, 4620, 4320 y 4820.

Utilizaremos acero aleado 8620 cementado pues datos experimentales mostraron que dientes de este material cementados hasta 0.89 mm funciono 75000 hrs. sin picarse y si se rectifican los dientes previamente funcionaria 150000 hrs sin averias.

El estado del acero que se utilizará es 8620 cementado SQQT 300, lo que significa tratamiento térmico simple en agua y revenido a 300°F. y su resistencia máxima es $s_u = 188000 \text{ lb/in}^2$ por lo que el límite a la fatiga es $s_n = 62000 \text{ lb/in}^2$ (ver apéndice).

Con el fin de obtener uniformidad en la manufactura de las piezas y aprovechando que no existe gran diferencia en los espesores de los engranajes de las diferentes velocidades elegiremos un solo espesor para todos los engranes. Este espesor

será el del engrane más débil.

Como lo mencionamos anteriormente, en dos engranes del mismo material el más débil es el piñón, y es en base a este que se realiza el cálculo de las cargas.

Para esto se admite que la pieza con menor s_y es la más débil. El valor de esfuerzo de resistencia a la fatiga es igual para todos los engranes por lo que el valor de Y es el que definirá cuál es el más débil ya que el valor de Y aumenta con el correspondiente aumento en el número de dientes. Entonces tenemos que el piñón más débil es el de la primera velocidad es decir el de 11 dientes.

La carga transmitida es la fuerza tangencial F_t media en los dientes y se obtiene por la potencia o por el momento torsional aplicado. Aunque la fuerza aplicada varía algo cuando el punto de aplicación se desplaza desde la parte superior hasta el fondo del diente, en el proyecto se utiliza la fuerza nominal actuante en la circunferencia primitiva. Entonces se calcula:

$$F_t = 33000 \frac{HP}{V_m}$$

$$V_m = \pi Dn$$

donde V_m es la velocidad en la circunferencia primitiva la cual se calcula con la velocidad angular en rpm y la distancia en metros, obteniendo la respuesta en libras.

Entonces la velocidad en la circunferencia primitiva depende

de el diámetro de paso del engrane el cual es la relación entre el número de dientes (11) y el paso diametral normal (10.35). Por lo tanto el diámetro de paso es 1.06 pulg. y la velocidad en la circunferencia de paso es:

$$V_m = \pi \left(\frac{1.06}{12} \right) 4000 = 1110.02 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

y la carga tangencial es:

$$F_t = 33000 \frac{8}{1110.02} = 237.83 \text{ lb}$$

Debido a que los perfiles de los dientes no son evolventes perfectas y que la separación entre los dientes no es rigurosamente exacta, que además el árbol y sus soportes se deforman bajo carga y que una carga deforma los dientes aunque inicialmente sean perfectos, la ley de engrane no se cumple rigurosamente y es inevitable que se produzcan aceleraciones locales. El engrane conductor se retarda y las velocidades del engrane conducido aumentan, siendo lo probable que cese el movimiento momentáneamente el contacto entre los dientes. Luego las fuerzas actuantes vuelven a poner los dientes en contacto con un impacto que origina una carga dinámica considerablemente mayor que la carga transmitida. A alta velocidad el fenómeno cambia, el tiempo de engrane es tan corto que no hay mas que un máximo de carga, cualquiera que sea la exactitud inicial de los dientes. Buckingham señala que la carga dinámica se aproxima asintóticamente desde arriba un valor del

doble de la fuerza transmitida, es decir, cuando la velocidad aumenta la carga dinámica pasa por el máximo y luego decrece con velocidad creciente, debido a que el punto se alcanza cuando no ha transcurrido el tiempo suficiente para que los dientes en contacto se separen lo mismo que para velocidades menores.

Para engranes helicoidales la carga dinámica es menor y la ecuación de Buckingham para estos dientes es:

$$F_d = Ft + \frac{0.05 V_m (F_t + Cb \cos^2 \phi) \cos \phi}{0.05 V_m + (F_t + Cb \cos^2 \phi)^{1/2}}$$

donde C es la distancia entre centros y b el ancho de la cara.

Pero como para obtener la carga dinámica es necesario conocer el ancho de cara b que es una incógnita todavía, se utiliza una b propuesta que debe estar dentro de los rangos aceptables. Se puede tomar como correcta esta aproximación ya que la misma ecuación de Buckingham es aproximada y en ella el efecto de esta variable es mínimo. La deducción anterior nos lleva a plantear una metodología de cálculo para facilitar la tarea de proponer un ancho de cara b para calcular la carga dinámica. Los pasos a seguir serán:

1. Calcular la carga dinámica como si fueran engranes rectos
2. Calcular b con la fórmula de Lewis utilizando el valor de carga dinámica calculado en 1.
3. Calcular la carga dinámica para engranes helicoidales utilizando el valor de b calculado en 2.
4. Calcular b con la fórmula de Lewis utilizando el valor de carga dinámica calculado en 3.

Hay que hacer la aclaración de utilizar el paso diametral en 2 y el paso diametral normal en 4.

Calculado así usaremos $b=0.5$ pulg.

$$F_d = 237.83 + \frac{0.05(1110.02)(237.83 + (2.27)(0.5)\cos^2 15)\cos 15}{0.05(1110.02) + (237.83 + (2.27)(0.5)\cos^2 15)^{1/2}}$$

$$F_d = 418.33 \text{ lb}$$

Teniendo el valor del factor dinámico lo sustituimos en la ecuación de Lewis, utilizando $Y=0.276$ para 14 dientes con la carga concentrada en la punta y $K_t=1.48$ ya que debe estar entre 1.2 y 1.7 para carga en la punta, obtenemos el valor real de b :

$$b = \frac{F_d P_d N K_f}{S Y} = \frac{(418.33)(10.35)(1.48)}{(62000)(0.276)} = 0.374 \text{ pulg}$$

Cálculo de engranes de la relación final

La relación final de la transmisión será dada utilizando dos pares de engranajes rectos. Esta relación es de 9.31:1 de lo calculado en Cálculo de tracción.

A reserva de confirmarlo en el Capítulo de Cálculo de flechas se sabe por experiencia que las flechas que soportan los engranajes de la relación final, no serán de diámetro más pequeño de $3/4$ in. Lo anterior sirve para determinar el menor número de dientes que puede tener el piñón.

Utilizando engranajes helicoidales de 15° de $P_d = 10$, tenemos

que para lograr un espacio libre de 0.25 pulg. entre el diámetro raíz y el barreno para la flecha, el diámetro de paso debe ser:

$$D_p = D_{raíz} + \frac{2}{Pd} = (0.75 + 0.50) + \frac{2}{10} = 1.45 \text{ pulg}$$

Para obtener el número mínimo de dientes que ha de tener el piñón se multiplica el diámetro de paso por el paso diametral normal:

$$Z = (D_{paso}) (Pd_N) = (1.45) (10.35) = 15d.$$

Si utilizamos un par de engranajes para obtener la relación final, el piñón tendría 15 dientes y el engrane 140 dientes y un diámetro exterior de 13.77 pulg. lo que excede los límites racionales de diseño, ya que el peso y tamaño del engrane, carcaza, rodamientos y aceites, además del costo de fabricación hacen prohibitiva su utilización.

La utilización entonces de dos relaciones de reducción resulta ser la solución más viable. Para lograr obtener el menor tamaño de engranes posible, se divide la relación final de reducción en dos partes iguales de la siguiente manera:

$$i_n = \sqrt{i_o} = \sqrt{9.31} = 3.051$$

Calculando entonces el número de dientes de los engranes tenemos $45.7 d \approx 46 d$, lo que ya es aceptable, y tendremos dos pares de engranajes iguales de 15 y 46 dientes.

En la siguiente tabla están contenidos los valores calculados de los diámetros de los engranes.

Z	15 d	46 d
D_{ext}	1.69	4.69
D_{paso}	1.44	4.44
D_{raiz}	1.24	4.24

La distancia entre los centros de las flechas se calcula sumando la mitad de los diámetros de paso, así

$$C = \frac{D_{p_p}}{2} + \frac{D_{p_g}}{2} = \frac{1.44}{2} + \frac{4.44}{2} = 2.94 \text{ pulg}$$

El siguiente paso es calcular el ancho de la cara de los engranes. Este cálculo se debe hacer por separado para las dos relaciones ya que mientras más aumenta el torque, el ancho de la cara debe ser mayor para evitar el cascado prematuro de las superficies de los dientes. Esto se deduce de la teoría de Buckingham, en la que la carga dinámica se reduce al aumentar la velocidad, por lo que la carga dinámica mayor se tendrá en la mayor reducción de velocidad, o sea en la última relación.

En ambas reducciones se tomarán los datos embragando la primera velocidad de la caja de cambios, por las mismas consideraciones que en el párrafo anterior.

Debido a que el torque es mayor en los elementos finales de reducción, éstos deben ser más resistentes que los primarios. Esta condición se cumple al elevar las dimensiones de las piezas o mejorando las características de los materiales utilizados. En nuestro caso elegimos utilizar un material más resistente que el que se utilizó para los engranes de la caja de cambios. Emplearemos acero al carbono aleación 8620 SQQT 300 cementado que tiene un esfuerzo máximo a la fatiga de $s_n = 94,000 \text{ lb/in}^2$.

La velocidad angular que entrega la caja de cambios en la primera velocidad se calcula dividiendo la velocidad angular máxima del árbol cigüeñal entre la relación de reducción y tenemos:

$$n = \frac{4000 \text{ rpm}}{3.27} = 1223.24 \text{ rpm}$$

Con esta velocidad calculamos la velocidad lineal en el círculo de paso y la carga tangencial:

$$V_m = \pi D n = \pi \left(\frac{1.06}{12} \right) (1223.24) = 339.45 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

$$F_t = 33000 \frac{\text{Hp}}{V_m} = \frac{33000 (8)}{339.45} = 777.70 \text{ lb}$$

Utilizando la metodología planteada para el cálculo de engranes helicoidales en el inciso anterior, calculamos la carga dinámica y el ancho de la cara b para engranes rectos, tomando en

cuenta el valor del factor de forma Y de la tabla en el apéndice para carga tomada en la punta y utilizando entonces para k_t el valor de 1.4

$$F_{d_{rectos}} = \frac{600 + V_m}{600} F_t = \frac{600 + 339.45}{600} (777.70) = 1217.68 \text{ lb}$$

$$b_{rectos} = \frac{F_d P d k_f}{S Y} = \frac{(1217.68) (10) (1.40)}{(94000) (0.289)} = 0.627 \text{ pulg}$$

Si siguiendo esta metodología calcularemos ahora el valor de la carga dinámica para engranes helicoidales con el valor de la cara b que calculamos arriba:

$$F_d = 777.70 + \frac{(0.05) (339.45) (777.70 + (2.94) (0.427) \cos^2 15) \cos 15}{(0.05) (339.45) + (777.70 + (2.94) (0.627) \cos^2 15)^{1/2}}$$

$$F_d = 1062.35 \text{ lb}$$

Por último calcularemos el ancho de cara definitivo con la ecuación de Lewis:

$$b = \frac{(1062.35) (10.35) (1.40)}{(94000) (0.289)} = 0.56 \text{ pulg}$$

Para la segunda reducción se toman los valores reducidos de velocidad angular $1223.24/3.05 = 401.06 \text{ rpm}$ o $339.45/3.05 = 111.29 \text{ pie/min}$ y de carga tangencial $777.70 \times 3.05 = 2371.98 \text{ lb}$, y se calculan los valores de carga dinámica y ancho del diente para

engranes rectos. Es menester aclarar que se utilizará ahora el factor de forma $\gamma=0.697$ para la carga aplicada cerca del centro por lo que el factor k_f se toma dentro de los límites de 1.4 a 1.7 por lo que tomaremos $k_f=1.4$.

$$F_d = \frac{600 + 111.29}{600} (2371.98) = 2811.94 \text{ lb}$$

$$b = \frac{(2811.94) (10) (1.4)}{(94000) (0.697)} = 0.60 \text{ pulg}$$

Sólo resta calcular la carga dinámica para engranes helicoidales y el ancho de cara b definitivo:

$$F_d = 2371.98 + \frac{(0.05) (111.29) (2371.98 + (2.94) (0.60) \cos^2 15) \cos 15}{(0.05) (111.29) + (2371.98 + (2.94) (0.60) \cos^2 15)^{1/2}}$$

$$F_d = 2607.02 \text{ lb}$$

$$b = \frac{(2607.02) (10.35) (1.40)}{(94000) (0.697)} = 0.570 \text{ pulg}$$

CAPITULO V
CALCULO DE LAS FLECHAS

En el presente capítulo se calcularán los diámetros de las flechas o ejes que soportaran los engranes de la transmisión en la caja de cambios y en la relación final.

El diseño de una flecha consiste primordialmente en la determinación correcta del diámetro, con el fin de satisfacer la resistencia y rigidez cuando la flecha transmita potencia bajo varias condiciones de operación y carga.

Las flechas a usar en la transmisión tratada en esta tesis serán de sección circular sólidas, se fabricarán a partir de material rolado y será torneado al diámetro y geometría deseadas.

El diseño de flechas de materiales dúctiles, basados en su resistencia, se basa en la teoría de corte máximo.

Las siguientes fórmulas están basadas sobre flechas de materiales dúctiles y de sección transversal circular:

La determinación del diámetro de la flecha a calcular se hace a partir de la siguiente ecuación:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \sigma} \sqrt{(k \times Mb)^2 + (k \times Mt)^2} \quad (1)$$

donde:

d = diámetro de la flecha en pulgadas.

σ = esfuerzo de diseño en libras por pulg. cuadrada.

k = factor combinado de choque y fatiga.

M_b = momento flexionante en libras por pulg.

M_t = momento torsional en libras por pulg.

Esfuerzo Máximo Permissible

El esfuerzo permissible se calcula a partir de los esfuerzos último σ_u y de cedencia σ_y del material a usar.

El material a usar para las flechas de esta transmisión es acero aleado al Cromo, Molibdeno SAE 4140 revenido en aceite a 800° F con un esfuerzo último $\sigma_u = 210$ ksi y un esfuerzo de cedencia $\sigma_y = 195$ ksi.

El esfuerzo permissible entonces se calcula usando los siguientes factores:

30% del esfuerzo de cedencia o limite elástico.

$\sigma' =$

18% del esfuerzo último o punto de fluencia.

De estos dos factores se debe escoger el valor menor para determinar el esfuerzo máximo permissible al cual se le aplica un factor de diseño para flechas con cuñero de 0.75.

Así aplicando los factores de seguridad anteriores obtenemos como esfuerzo máximo permissible:

$$(0.3) 195 \text{ ksi} = 58.5 \text{ ksi}$$

$\sigma_s = \sigma' =$

$$(0.18) 210 \text{ ksi} = 37.8 \text{ ksi}$$

Siendo 37.8 ksi el valor mínimo, se le aplica el factor de seguridad por cuñero:

$$\sigma'' = (0.75) 37.8 \text{ ksi} = 28.35 \text{ ksi}$$

* ksi = kilopound square inch $1 \times 10^3 \text{ lb/in}^2$

Por lo tanto tenemos como esfuerzo máximo permisible:

$$\sigma_s = 28,350 \text{ lb/in}^2$$

Factores de Choque y Fatiga

Además de los factores de seguridad aplicados a los valores de esfuerzo para la determinación de el esfuerzo máximo permisible, se aplican factores que consideran el efecto de choque y fatiga que sufren las flechas, estos se aplican a los momentos torsional y flexionante, estos factores combinados se pueden aplicar en uno solo y sus valores van de acuerdo a la aplicación de las flechas de 1.0 a 3.0 .

Para una transmisión de automóvil que se somete a altas cargas y debe tener una larga vida útil se usan valores que comprenden de 2.0 a 3.0 para este caso usaremos un valor de 2.5 que comprende aplicaciones de flechas giratorias con carga súbitamente aplicada y gran choque.

Los momentos flexionantes y torsionantes son los factores principales que intervienen en el diseño de una flecha.

El primer paso en el diseño de flechas es trazar el diagrama de esfuerzos cortantes y el de momentos flexionantes de la flecha cargada o el diagrama de momentos flexionantes combinados si las cargas actúan en la flecha en más de un plano. Del diagrama de

momentos flexionantes se determinan los puntos críticos de esfuerzo flexionante.

El momento torsionante que actúa sobre una flecha puede calcularse por:

$$Mt = \frac{63000 \times P}{n} \quad (2)$$

T = Momento torsional en libras por pulg.

P = Potencia nominal en HP.

n = Velocidad angular en rpm

Primero calcularemos las flechas de la caja de cambios que son dos las cuales denominaremos flecha I que soporta los piñones de las cuatro relaciones y flecha II que soporta los engranes de las cuatro relaciones.

Flecha I

Para la flecha I que soporta cuatro piñones se calculará el momento torsionante de el engrane más crítico que es el de primera por tener mayor torque debido a que es el de menor diámetro, cabe señalar que se calcularon los momentos flexionantes para cada uno de los engranes pero solo se mostrará el cálculo de los engranes críticos o de mayor momento flexionante para todas las flechas que se calculen en este capítulo.

Los datos para esta flecha son:

Potencia Transmitida: 8 Hp

Velocidad angular ω : 4000 rpm

Diámetro de paso del engrane de 1º: 1.06 pulg.

Radio de paso del engrane de 1º: 0.53 pulg.

Así para el piñón de la primera marcha calculamos el momento torsionante con la ecuación 2 :

$$Mt = \frac{63000 (8Hp)}{4000 \text{ rpm}}$$

$$Mt = 126 \text{ lb}$$

La fuerza de flexión en el plano horizontal será:

$$F_I = \frac{126 \text{ lb pulg}}{0.53 \text{ pulg.}}$$

$$F_I = 237.735 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

De aquí hacemos la sumatoria de fuerzas en el plano horizontal para encontrar las reacciones en los apoyos de la flecha, que en este caso son las reacciones en los baleros.

$$\Sigma Fx = Rax + Rbx = 237.735 \text{ lb}$$

La sumatoria de momentos con respecto a el apoyo a es:

$$\Sigma Mxa = 237.735 \text{ lb} (3.2 \text{ plg.}) - Rbx (5.5 \text{ plg.}) = 0$$

$$Rbx = 140.48 \text{ lb.}$$

Por lo tanto tenemos:

$$Rax = 97.254 \text{ lb}$$

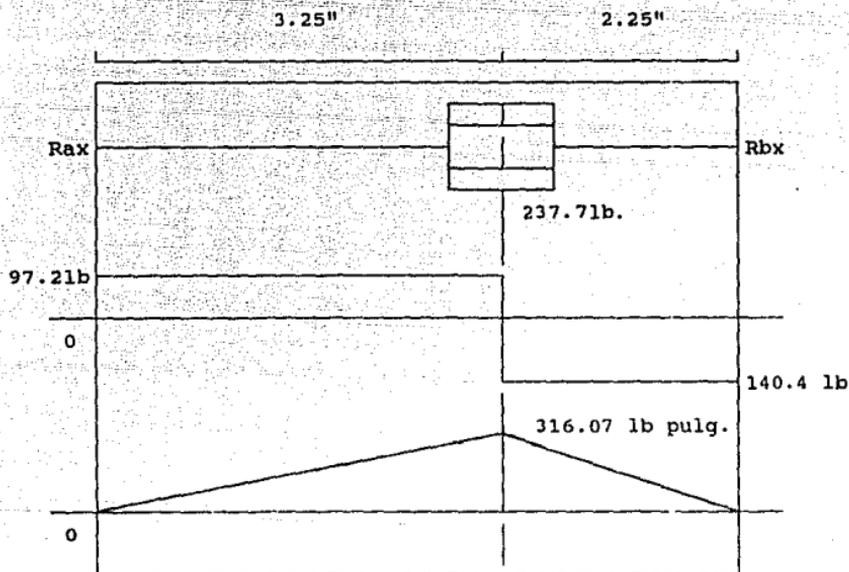
El punto máximo de momento se da en el punto donde el esfuerzo cortante es cero y es en el apoyo del engrane a 3.25 pulg. del apoyo a, por lo tanto el momento flexionante en x es:

$$Mbx = 97.254 \text{ lb} (3.25 \text{ pulg.})$$

$$Mbx = 316.077 \text{ lb} \cdot \text{pulg.}$$

Ahora que se tienen los valores de los momentos torsional y flexionante así como los esfuerzos cortantes, se puede construir el diagrama de esfuerzos cortantes y el de momento flexionante para el plano horizontal.

Diagrama Esfuerzos Cortantes y Momentos Flexionantes
Plano horizontal



Para el plano vertical solo tenemos como carga a la fuerza de separación entre los engranes N ,

La fuerza de separación del engrane (plano vertical) es:

$$N = F \tan \phi \quad (3)$$

Teniendo un ángulo de evolvente en los engranes de $\phi = 14.5^\circ$

Por lo tanto la fuerza de separación en el engrane es de:

$$N1 = 237.735 \text{ lb} \tan 14.5^\circ$$

$$N1 = 61.48 \text{ lb}$$

Así calculando las reacciones en a y b para este plano tenemos:

$$\Sigma Fy = Ray + Rby = 61.48 \text{ lb}$$

La sumatoria de momentos con respecto a el apoyo a es:

$$\Sigma Mya = 61.4 \text{ lb} (3.25 \text{ pulg.}) - Rby (5.5 \text{ pulg.}) = 0$$

$$Rby = 36.329 \text{ lb}$$

Por lo tanto tenemos:

$$Ray = 25.15 \text{ lb}$$

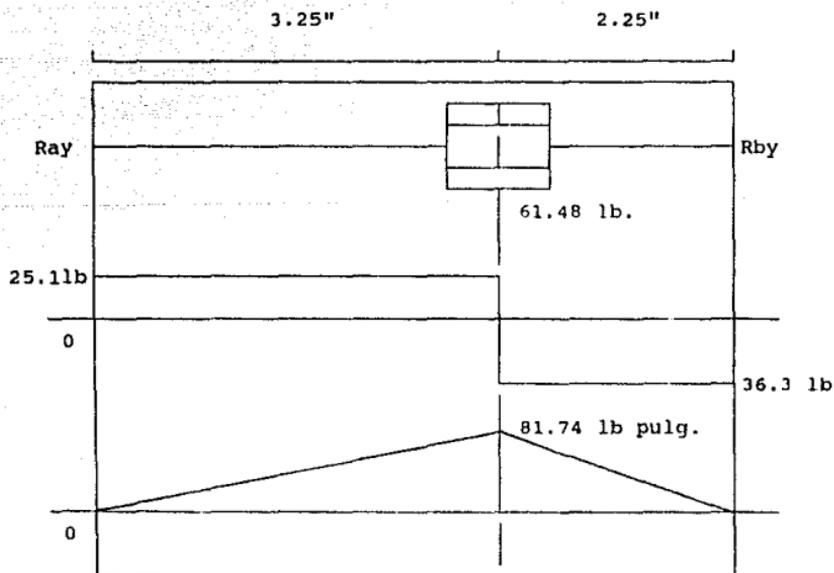
El punto máximo de momento nuevamente se da en el punto donde el esfuerzo cortante es cero, en el apoyo del engrane a 3.25 pulg. del apoyo a, por lo tanto el momento flexionante en y es:

$$Mby = 36.329 \text{ lb} (3.25 \text{ pulg.})$$

$$M_{by} = 81.74 \text{ lb}\cdot\text{pulg.}$$

Ahora con los valores de los momentos torsional y flexionante y los esfuerzos cortantes, se puede construir el diagrama de esfuerzos cortantes y el de momento flexionante para el plano vertical.

Diagrama Esfuerzos Cortantes y Momentos Flexionantes
Plano vertical



Ahora haciendo la suma de las componentes del momento flexionante para los planos horizontal y vertical tenemos:

$$M_{bx} = 316.077 \text{ lb pulg.} \quad M_{by} = 81.74 \text{ lb pulg.}$$

$$M_b = \sqrt{316.077^2 + 81.74^2}$$

$$M_b = 326.475 \text{ lb pulg.}$$

De aquí ya tenemos los valores necesarios para calcular el diámetro de la flecha I por medio de la ecuación 1:

$$\sigma_s = 28,350 \text{ lb/pulg}^2$$

$$M_t = 126 \text{ lb pulg.}$$

$$K = 2.5$$

$$M_b = 326.475 \text{ lb pulg.}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi (28,350)} \sqrt{(2.5 \times 326.4)^2 + (2.5 \times 126)^2}$$

Así el diámetro de la flecha I deberá ser:

$$d = 0.539 \text{ pulg.}$$

Por fines prácticos utilizaremos la medida standard que es de 9/16 de pulgada.

Ahora calcularemos el máximo ángulo de torsión para esta flecha teniendo por especificación permisible para flechas de transmisiones hasta 1' por pie de longitud de la flecha y un módulo de elasticidad torsional para acero de $G = 12 \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2$.

Este ángulo θ se calcula por:

$$\theta = \frac{584 \times M t \times l}{G \times d^4} \quad (4)$$

$$\theta = \frac{584 \times 126 \text{ lb pulg} \times 5.5 \text{ pulg}}{12 \times 10^6 \text{ lb/pulg} \times 0.5625^4 \text{ pulg}}$$

$$\theta = 0.336^\circ / \text{ft}$$

Este cumple con la especificación, por lo que el diámetro de 9/16 de pulgada es suficiente para esta flecha.

Del mismo modo calculamos el diámetro de la flecha II:

Flecha II

Para la flecha II que soporta cuatro engranes se calculará el momento torsionante de el engrane más crítico que es el de salida a la relación final por tener mayor torque debido a su colocación y a que es el de menor diámetro en esta flecha, aquí también se calcularon los momentos flexionantes para cada uno de los engranes pero solo se mostrará el cálculo del engrane crítico o de mayor momento flexionante.

Los datos para la flecha II son:

Potencia Transmitida: 8 Hp

Reducción: 3.27:1

Velocidad angular máxima ω : 1223.24 rpm

Radio de paso del conducido de 1^º: 1.735 pulg.

Radio de paso del engrane de salida: 0.72 pulg.

Así calculamos el momento torsionante entregado al engrane conducido de la primera relación:

$$Mt = F_I \times r_1$$

$$Mt = 237.735 \text{ lb} \times (1.735 \text{ pulg.})$$

$$Mt = 412.47 \text{ lb pulg.}$$

La fuerza de flexión provocada por el engrane de salida será:

$$F_{II} = \frac{412.47 \text{ lb pulg}}{0.72 \text{ pulg.}}$$

$$F_{II} = 572.875 \text{ lb pulg}$$

Ahora hacemos la sumatoria de fuerzas en el plano horizontal para encontrar las reacciones en los apoyos de la flecha.

$$\Sigma F_x = R_{ax} + R_{bx} = 572.875 \text{ lb}$$

La sumatoria de momentos con respecto a el apoyo a es:

$$\Sigma M_{xa} = 572.87 \text{ lb} (.875 \text{ plg.}) - R_{bx} (5.62 \text{ plg.}) = 0$$

$$R_{bx} = 89.113 \text{ lb}$$

Por lo tanto tenemos:

$$R_{ax} = 661.988 \text{ lb}$$

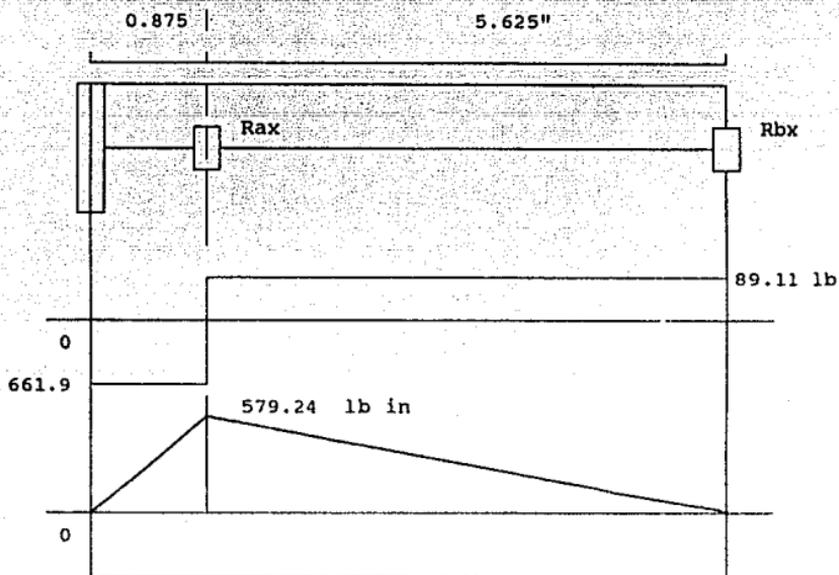
El punto máximo de momento se da en el punto donde el esfuerzo cortante es cero y es en el apoyo del engrane a 0.875 pulg. del apoyo a, por lo tanto el momento flexionante en x es:

$$M_{bx} = 661.988 \text{ lb} (0.875 \text{ pulg})$$

$$M_{bx} = 579.24 \text{ lb pulg.}$$

Ahora con los valores de los momentos torsional y flexionante se construye el diagrama de esfuerzos cortantes y el de momento flexionante para el plano horizontal.

Diagrama Esfuerzos Cortantes y Momentos Flexionantes
Plano horizontal



Para el plano vertical solo tenemos como carga a la fuerza de separación entre los engranes N

La fuerza de separación del engrane (plano vertical) es:

$$N = F \tan \phi \quad (3)$$

Teniendo un ángulo de evolvente en los engranes de $\phi = 14.5^\circ$

Por lo tanto la fuerza de separación en el engrane es de:

$$N = 572.875 \times \tan 14.5 = 148.155 \text{ lb}$$

Así calculando las reacciones en a y b para este plano tenemos:

$$\Sigma Fy = Ray + Rby = 148.155 \text{ lb}$$

La sumatoria de momentos con respecto a el apoyo a es:

$$\Sigma Mya = 148.1 \text{ lb} (.875 \text{ plg.}) - Rby (5.62 \text{ plg.}) = 0$$

$$Rby = 23.046 \text{ lb}$$

Por tanto tenemos:

$$Ray = 171.201 \text{ lb}$$

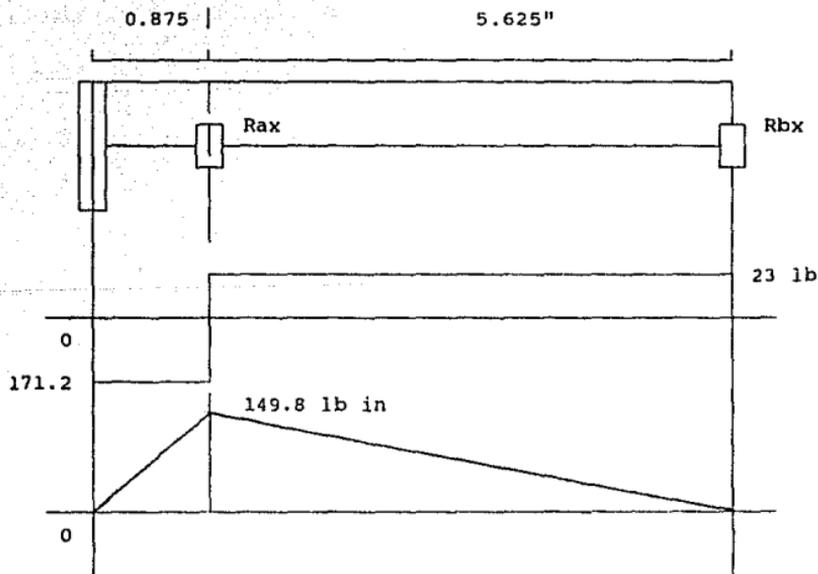
El punto máximo de momento nuevamente se da en el punto donde el esfuerzo cortante es cero, en el apoyo del engrane a 0.875 pulg. del apoyo a, por lo tanto el momento flexionante en y es:

$$Mby = 171.201 \text{ lb} (0.875 \text{ pulg.})$$

$$Mby = 149.8 \text{ lb pulg.}$$

Ahora con los valores de los momentos torsional y flexionante y los esfuerzos cortantes, se puede construir el diagrama de esfuerzos cortantes y el de momento flexionante para el plano vertical.

Diagrama Esfuerzos Cortantes y Momentos Flexionantes
Plano Vertical



Ahora haciendo la suma de las componentes del momento flexionante para los planos horizontal y vertical tenemos:

$$Mbx = 416.798 \text{ lb pulg.} \quad Mby = 111.679 \text{ lb pulg.}$$

$$Mb = \sqrt{579.24^2 + 149.8^2}$$

$$Mb = 598.296 \text{ lb pulg.}$$

De aquí ya tenemos los valores necesarios para calcular el diámetro de la flecha II por medio de la ecuación 1:

$$\sigma_s = 28,350 \text{ lb/pulg}^2$$

$$Mt = 412.47 \text{ lb pulg.}$$

$$K = 2.5$$

$$Mb = 598.296 \text{ lb pulg.}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi (28,350)} \sqrt{(2.5 \times 598.296)^2 + (2.5 \times 412.47)^2}$$

Así el diámetro de la flecha II deberá ser:

$$d = 0.688 \text{ pulg.}$$

De la misma manera por razones prácticas la medida que usaremos es de 3/4 de pulgada.

Ahora calcularemos el máximo ángulo de torsión para esta flecha :

$$G = 12 \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2.$$

Este ángulo θ se calcula por:

$$\theta = \frac{584 \times M t \times l}{G \times d^4} \quad (4)$$

$$\theta = \frac{584 \times 412.47 \text{ lb pulg} \times 5.625 \text{ pulg}}{12 \times 10^6 \times 0.75^4 \text{ pulg}}$$

$$\theta = 0.356 / ft$$

Este cumple con la especificación, por lo que el diámetro de esta flecha será de 3/4" (0.75").

Flecha III

Ahora calcularemos las flechas de la relación final

Para la flecha III que soporta dos engranes se calculará el momento torsionante de el engrane mas critico que es el de salida por tener mayor torque debido a que es el de menor diámetro en esta flecha.

Los datos para la flecha III son:

Potencia Transmitida: 8 Hp

Radio de paso del engrane conducido: 2.22 pulg.

Radio de paso del engrane de salida: 0.72 pulg.

Calculando el momento torsionante :

$$F_{II} = 572.875 \text{ lb}$$

$$Mt = F_{II} \times r_3$$

$$Mt = 572.875 \text{ lb} \times (2.22 \text{ pulg.})$$

$$Mt = 1260.325 \text{ lb pulg.}$$

La fuerza de flexión será:

$$F_3 = \frac{1260.325 \text{ lb pulg}}{0.72 \text{ pulg.}}$$

$$F_{III} = 1750.4 \text{ lb pulg}$$

Ahora hacemos la sumatoria de fuerzas en el plano horizontal para encontrar las reacciones en los apoyos de la flecha.

$$\Sigma F_x = R_{ax} + R_{bx} = 1750.4 \text{ lb}$$

La sumatoria de momentos con respecto a el apoyo a es:

$$\Sigma M_{xa} = 1750.4 \text{ lb} (.875 \text{ plg.}) - R_{bx} (2.25 \text{ plg.}) = 0$$

Por lo tanto tenemos:

$$R_{bx} = 680.73 \text{ lb}$$

$$R_{ax} = 1069.71 \text{ lb}$$

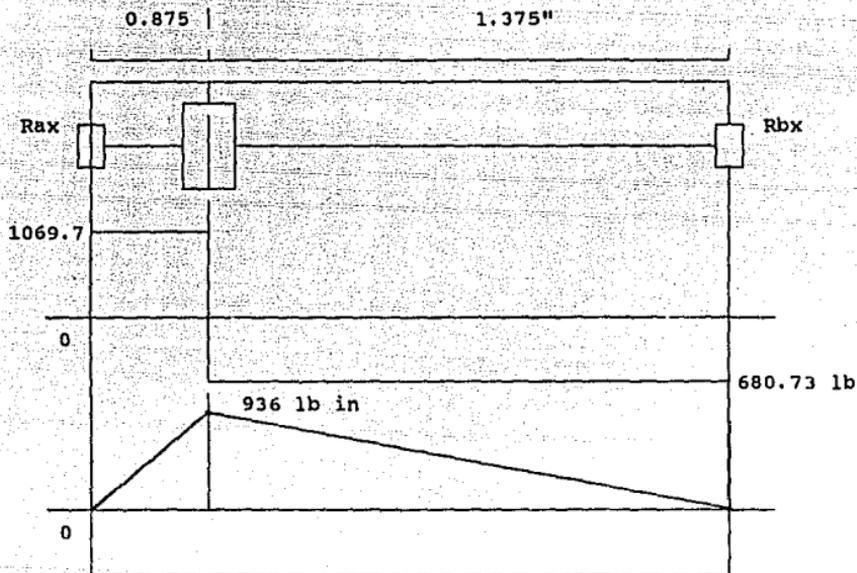
El punto máximo de momento se da en el punto donde el esfuerzo cortante es cero y es en el apoyo del engrane a 0.875 pulg. del apoyo a, por lo tanto el momento flexionante en x es:

$$M_{bx} = 680.73 \text{ lb} (1.375 \text{ pulg})$$

$$M_{bx} = 936 \text{ lb pulg.}$$

Ahora con los valores de los momentos torsional y flexionante se construye el diagrama de esfuerzos cortantes y el de momento flexionante para el plano horizontal.

Diagrama Esfuerzos Cortantes y Momentos Flexionantes
Plano horizontal



Para el plano vertical solo tenemos como carga a la fuerza de separación entre los engranes N

La fuerza de separación del engrane (plano vertical) es:

$$N = F \tan \phi \quad (3)$$

Teniendo un ángulo de evolvente en los engranes de $\phi = 14.5^\circ$

Por lo tanto la fuerza de separación en el engrane es de:

$$N = 1750 \times \tan 14.5 = 452.58 \text{ lb}$$

Así calculando las reacciones en a y b para este plano tenemos:

$$\Sigma F_y = R_{ay} + R_{by} = 452.58 \text{ lb}$$

La sumatoria de momentos con respecto a el apoyo a es:

$$\Sigma M_{ya} = 452.5 \text{ lb} (.87 \text{ plg.}) - R_{by} (2.2 \text{ plg.}) = 0$$

$$R_{by} = 176 \text{ lb}$$

Por tanto tenemos:

$$R_{ay} = 276.576 \text{ lb}$$

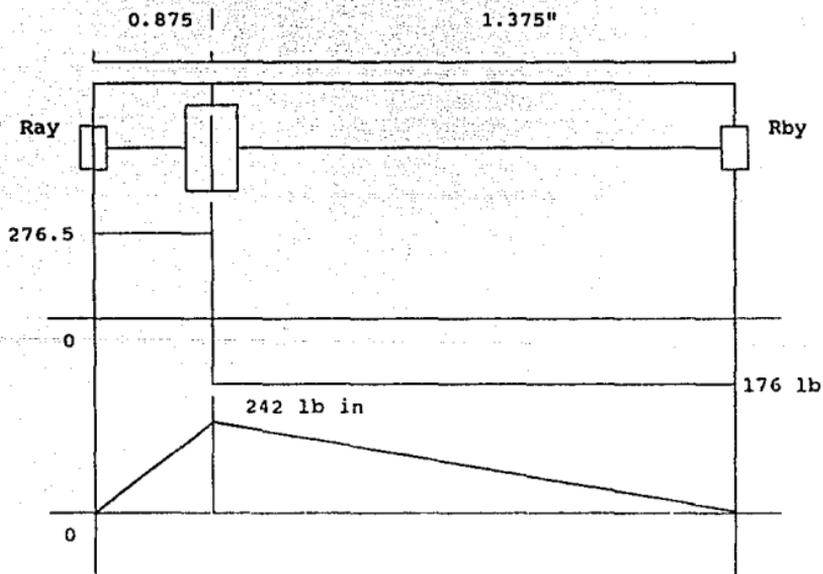
El punto máximo de momento se da en el punto donde el esfuerzo cortante es cero, en el apoyo del engrane a 0.875 pulg. del apoyo a, por lo tanto el momento flexionante en y es:

$$M_{by} = 276.576 \text{ lb} (0.875 \text{ pulg.})$$

$$M_{by} = 242 \text{ lb pulg.}$$

Ahora con los valores de los momentos torsional y flexionante y los esfuerzos cortantes, se puede construir el diagrama de esfuerzos cortantes y el de momento flexionante para el plano vertical.

Diagrama Esfuerzos Cortantes y Momentos Flexionantes
Plano Vertical



Ahora haciendo la suma de las componentes del momento flexionante para los planos horizontal y vertical tenemos:

$$M_{bx} = 936 \text{ lb pulg.} \quad M_{by} = 242 \text{ lb pulg.}$$

$$M_b = \sqrt{936^2 + 242^2}$$

$$M_b = 966.778 \text{ lb pulg.}$$

De aquí ya tenemos los valores necesarios para calcular el diámetro de la flecha III por medio de la ecuación 1:

$$\sigma_s = 28,350 \text{ lb/pulg}^2$$

$$M_t = 1260.325 \text{ lb pulg.}$$

$$K = 2.5$$

$$M_b = 966.778 \text{ lb pulg.}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi (28,350)} \sqrt{(2.5 \times 966.7)^2 + (2.5 \times 1260.3)^2}$$

Así el diámetro de la flecha III deberá ser:

$$d = 0.89 \text{ pulg.}$$

Se tomará como diámetro de esta flecha 1 pulgada.

Ahora calcularemos el máximo ángulo de torsión para esta flecha :

$$G = 12 \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2.$$

Este ángulo θ se calcula por:

$$\theta = \frac{584 \times M t \times l}{G \times d^4} \quad (4)$$

$$\theta = \frac{584 \times 1260.325 \text{ lb pulg} \times 2.25 \text{ pulg}}{12 \times 10^6 \times 1^4 \text{ pulg}}$$

$$\theta = 0.138^\circ / \text{ft}$$

Este cumple con la especificación, por lo que el diámetro de esta flecha será de 1 pulgada.

Flecha IV

Por último calcularemos el diámetro de la flecha de salida a los elementos de tracción.

Los datos para la flecha IV son:

Potencia Transmitida: 8 Hp

Radio de paso del engrane de salida: 2.22 pulg.

Ahora calculamos el momento torsionante :

$$Mt = F_4 \times r_4$$

$$Mt = 1750.45 \text{ lb} \times (2.22 \text{ pulg.})$$

$$Mt = 3885.99 \text{ lb pulg.}$$

La fuerza de flexión será:

$$F_{IV} = F_{III}$$

$$F_{IV} = 1750.45 \text{ lb pulg}$$

Ahora hacemos la sumatoria de fuerzas en el plano horizontal para encontrar las reacciones en los apoyos de la flecha.

$$\Sigma F_x = R_{ax} + R_{bx} = 1750.45 \text{ lb}$$

La sumatoria de momentos con respecto a el apoyo a es:

$$\Sigma M_{xa} = 1750.4 \text{ lb} (.875 \text{ plg.}) - R_{bx} (2.25 \text{ plg.}) = 0$$

$$R_{bx} = 680.73 \text{ lb}$$

Por lo tanto tenemos:

$$R_{ax} = 1069.71 \text{ lb}$$

El punto máximo de momento se da en el punto donde el esfuerzo cortante es cero y es en el apoyo del engrane a 0.875 pulg. del apoyo a, por lo tanto el momento flexionante en x es:

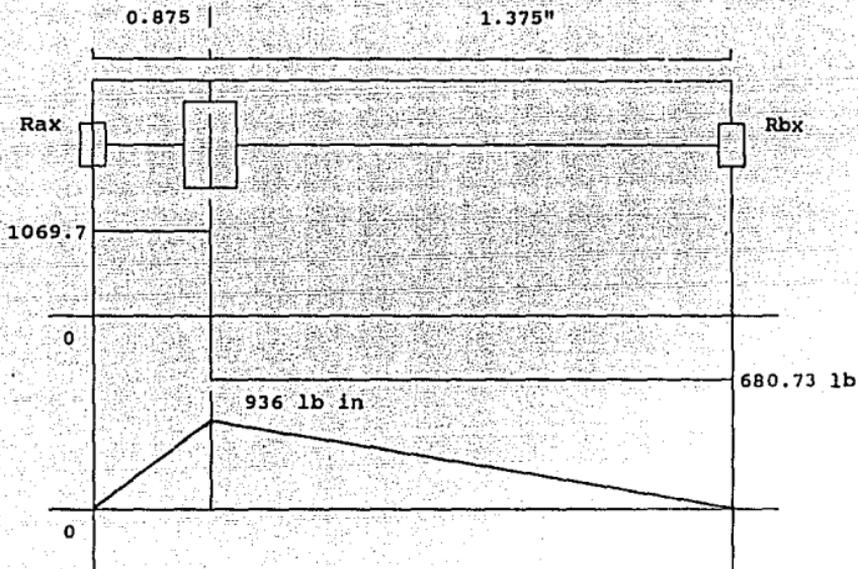
$$M_{bx} = 1069.71 \text{ lb} (0.875 \text{ pulg.})$$

$$M_{bx} = 936 \text{ lb pulg.}$$

Ahora con los valores de los momentos torsional y flexionante se construye el diagrama de esfuerzos cortantes y el de momento flexionante para el plano horizontal.

Diagrama Esfuerzos Cortantes y Momentos Flexionantes

Plano horizontal



Para el plano vertical solo tenemos como carga a la fuerza de separación entre los engranes N

La fuerza de separación del engrane (plano vertical) es:

$$N = F \tan \phi \quad (3)$$

Teniendo un ángulo de evolvente en los engranes de $\phi = 14.5^\circ$

Por lo tanto la fuerza de separación en el engrane es de:

$$N = 1750.4 \times \tan 14.5 = 3885.99 \text{ lb}$$

Así calculando las reacciones en a y b para este plano tenemos:

$$\Sigma F_y = R_{ay} + R_{by} = 452.58 \text{ lb}$$

La sumatoria de momentos con respecto a el apoyo a es:

$$\Sigma M_{ya} = 452.5 \text{ lb} (.87 \text{ plg.}) - R_{by} (2.2 \text{ plg.}) = 0$$

$$R_{by} = 176 \text{ lb}$$

Por tanto tenemos:

$$R_{ay} = 276.57 \text{ lb}$$

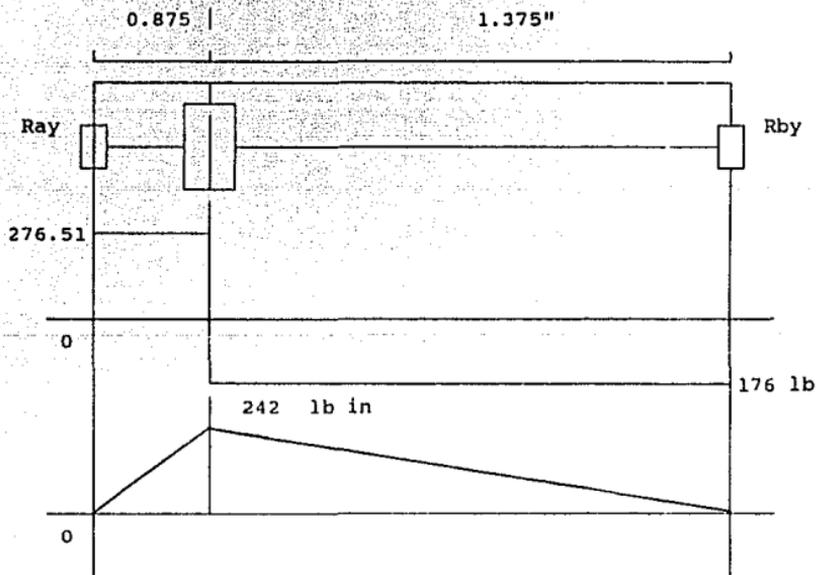
El punto máximo de momento se da en el punto donde el esfuerzo cortante es cero, en el apoyo del engrane a 0.875 pulg. del apoyo a, por lo tanto el momento flexionante en y es:

$$M_{by} = 276.57 \text{ lb} (0.875 \text{ pulg.})$$

$$M_{by} = 242 \text{ lb pulg.}$$

Ahora con los valores de los momentos torsional y flexionante y los esfuerzos cortantes, se puede construir el diagrama de esfuerzos cortantes y el de momento flexionante para el plano vertical.

Diagrama Esfuerzos Cortantes y Momentos Flexionantes
Plano Vertical



Ahora haciendo la suma de las componentes del momento flexionante para los planos horizontal y vertical tenemos:

$$M_{bx} = 936 \text{ lb pulg.} \quad M_{by} = 242 \text{ lb pulg.}$$

$$M_b = \sqrt{936^2 + 242^2}$$

$$M_b = 966.778 \text{ lb pulg.}$$

De aquí ya tenemos los valores necesarios para calcular el diámetro de la flecha IV por medio de la ecuación 1:

$$\sigma_s = 28,350 \text{ lb/pulg}^2$$

$$M_t = 3885.99 \text{ lb pulg.}$$

$$K = 2.5$$

$$M_b = 966.778 \text{ lb pulg.}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi (28,350)} \sqrt{(2.5 \times 966.8)^2 + (2.5 \times 3885.9)^2}$$

Así el diámetro de la flecha IV deberá ser:

$$d = 1.216 \text{ pulg.}$$

Ahora calcularemos el máximo ángulo de torsión para esta flecha :

$$G = 12 \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2.$$

Este ángulo θ se calcula por:

$$\theta = \frac{584 \times M t \times l}{G \times d^4} \quad (4)$$

$$\theta = \frac{584 \times 3885.9 \text{ lb pulg} \times 2.25 \text{ pulg}}{12 \times 10^6 \times 1.25^4 \text{ pulg}}$$

$$\theta = 0.174^\circ / \text{ft}$$

Este cumple con la especificación, por lo que el diametro de la flecha IV será de 1/4 pulgadas.

TABLA DE MEDIDAS DE LOS EJES DE TRANSMISION

Eje	Diámetro
Eje I caja de cambios	9/16"
Eje II caja de cambios	3/4"
Eje I relacion final	1"
Eje II relacion final	1 1/4"

CAPITULO VI

SELECCION DE RODAMIENTOS

Cojinetes o Rodamientos

Los cojinetes de contacto rodante se proyectan para soportar y ubicar partes rotatorias. Transfieren las cargas entre los miembros rotatorios y estacionarios y permiten la rotación relativamente libre con un mínimo de fricción.

Constan de elementos rodantes (bolas o rodillos) entre un anillo interior y otro exterior, poseen jaulas para mantener espacio entre los elementos rodantes.

Anillos

Los anillos internos y externos de un cojinete de contacto rodante están contruidos de aceros especiales para esta aplicación (SAE 52100) con una dureza entre 60 y 67 Rockwell C. El canal de rodadura del elemento rodante está rectificado exactamente con un acabado muy fino (16 μ pulg o menos) dentro de los anillos. Los anillos se fabrican para propósitos especiales en materiales como acero inoxidable, cerámica y plástico. Estos materiales se usan en casos en que la corrosión es un problema.

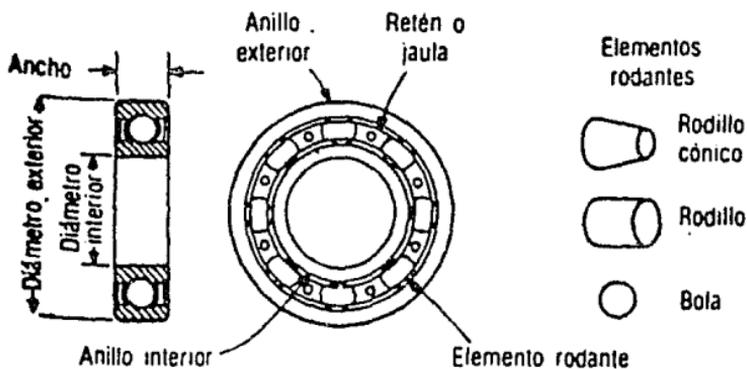
Elementos Rodantes

Los elementos rodantes, bolas o rodillos se fabrican normalmente del mismo material que los anillos y tienen el mismo microacabado. Otros materiales son usados en la fabricación de

elementos rodantes , como el acero inoxidable, cerámica, monel y plásticos para eliminar problemas debidos a la corrosión.

Jaulas

Las jaulas, llamadas también separadores o retenes, se usan para proveer espacios entre los elementos rodantes. Las jaulas se proporcionan en una amplia variedad de materiales y construcciones. Las jaulas de acero prensado, de remaches o remachadas, son muy comunes. Las jaulas sólidas maquinadas se usan donde se requieren mayores resistencias o altas velocidades. Se fabrican de bronce o de materiales de tipo plástico sintético. A altas velocidades el tipo sintético trabaja más silenciosamente y con mínima fricción. Los cojinetes sin jaula se denominan complemento pleno.



Terminología del cojinete de contacto rodante.

Una amplia variedad de cojinetes de contacto rodante se fabrican normalmente para dimensiones dentro de la norma (diámetro interno, diámetro externo, ancho) y las tolerancias que la AFBMA (Anti-Friction Bearing Manufacturers Association).

Todos los fabricantes de cojinetes siguen estas normas, lo que permite la intercambiabilidad, el ANSI ha adoptado estas normas en su mayor parte y las ha incluido en sus normas 3.4, 3.7 a 3.10, 3.12, 3.14 3.16.

La selección del tipo de cojinete de contacto rodante depende de muchos factores, como es evidente por los diversos tipos disponibles. Además cada tipo básico de cojinete se proporciona en varias "series" de norma. Aunque el diámetro interior es el mismo, el diámetro exterior, el ancho y el tamaño de elemento rodante son progresivamente más grandes. Así debido a la gran variación de la capacidad para soportar cargas para un tamaño determinado de eje, existe considerable flexibilidad para seleccionar los cojinetes intercambiables en tamaño de norma.

En la transmisión objeto del presente estudio se utilizaran cojinetes del tipo de rodillos cónicos debido a su alta capacidad para soportar cargas radiales y axiales debidas a la precarga generada por los engranes helicoidales.

Parámetros de Selección de Cojinetes

La selección del tipo de cojinete de elementos rodantes depende de muchos factores, como la carga, velocidad, sensibilidad al desalineamiento, limitaciones de espacio y necesidad de la ubicación precisa del eje, sin embargo para determinar si se debe usar un cojinete de bolas o de rodillos se emplea el siguiente criterio:

- Los cojinetes de bolas funcionan sobre el contacto teórico de puntos. Así son más adecuados para velocidades más altas y cargas más ligeras que los cojinetes de rodillos.
- Los cojinetes de rodillos son, en general, más costosos, excepto en los tamaños mayores. Puesto que funcionan teóricamente sobre contacto de líneas, soportaran cargas más grandes, que incluyen las de choque, pero están limitados respecto de la velocidad.

Duración de los Cojinetes

Es esencial conocer con exactitud la capacidad para soportar carga y la duración esperada para seleccionar en forma apropiada el tipo de cojinete a emplear. Los cojinetes que están sujetos a millones de aplicaciones de esfuerzos fallan debido a la fatiga. De hecho, la fatiga es la única causa de la falla, si el cojinete es

apropiadamente lubricado, montado y sellado contra suciedad y se mantiene en esta condición. Por esto, la vida de un cojinete individual está definida como el número total de revoluciones o de horas de trabajo con una velocidad constante especificada con la que el cojinete trabaja antes de que muestre la primera evidencia de fatiga.

Vida Nominal L_{10}

Es el número de revoluciones o de horas con una velocidad constante especificada que el 90% de un grupo de cojinetes aparentemente idénticos completará o excederá antes que revele la primera evidencia de fatiga; es decir, 10 de 100 cojinetes fallaran antes de la vida nominal o mínima.

Se llama Capacidad de Carga Básica a la carga radial que un cojinete puede resistir por un millón de revoluciones del anillo interior. Su valor depende del tipo, geometría, exactitud de fabricación y material del cojinete.

Se han desarrollado fórmulas de norma para predecir la vida nominal y tabulada de un cojinete en cualesquiera condiciones especificadas. Estas fórmulas se basan en relaciones exponenciales de la carga respecto de la duración que se han establecido por investigación y ensayos extensos.

Vida nominal:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^K \times 10^6 \quad (1)$$

en donde:

L_{10} = vida nominal, revoluciones

* C = capacidad de carga básica, lb

P = carga radial equivalente, lb

K = constante, 3 para cojinetes de bolas, 10/3 para cojinetes de rodillos.

* La capacidad de carga puede ser básica C , o estática C_0 . esta última solo se usa para calcular si existirá deformación permanente de los elementos rodantes.

Para convertir a horas de duración (L_{10}), esta fórmula se vuelve:

$$L_{10} = \frac{16700}{N} \left(\frac{C}{P} \right)^K \quad (190)$$

en donde N = velocidad de rotación, r/min

Carga Equivalente

Existen dos tipos de carga equivalente a considerar: la carga radial equivalente que se considera para cojinetes que trabajan con alguna velocidad finita, y la carga estática equivalente que es considerada en cojinetes que soportan una alta carga estática.

Carga radial equivalente

$$P = XR + YT \quad (191)$$

en donde:

P= carga radial equivalente, lb

R= carga radial, lb

T= carga axial de empuje, lb

X y Y= factores radial y de empuje (tabla 1)

Los factores empíricos X y Y de la ecuación anterior dependen de la geometría, de las cargas y del tipo de cojinete, debe usarse el par de valores que den la mayor carga equivalente.

Tabla 1. Factores Radial y de Empuje

Tipo de cojinete	X ₁	Y ₁	X ₂	Y ₂
Una hilera de bolas	1.0	0.0	0.56	1.40
Dos hileras de bolas	1.0	0.75	0.63	1.25
Rodillo esférico	1.0	0.0	1.0	0.0
Rodillo cilíndrico	1.0	2.5	0.67	3.7

Carga estática equivalente:

Esta se compara directamente con la capacidad de carga estática C_o . Si P_o es mayor que C_o ocurrirá deformación permanente del elemento rodante.

$$P_o = X_o R + Y_o T \quad (192)$$

en donde:

P_o = carga estática equivalente

X_o = factor radial (tabla 2)

Y_o = factor de empuje (tabla 2)

R = carga radial, lb

T = carga (axial) de empuje, lb

Tabla 2. Factores Radial y de Empuje

Tipo de Cojinete	X_o	Y_o
Una hilera de bolas	0.6	0.5
Dos hileras de bolas	0.6	0.5
Rodillo esférico	1.0	2.9
Rodillo cilíndrico	1.0	0.0

Capacidad Requerida

La capacidad de carga básica C es muy útil en la selección del tipo y del tamaño del cojinete, esta se calcula de la siguiente manera:

$$C_r = \frac{P (L_{10} N)^{1/K}}{Z} \quad (193)$$

En donde:

C_r = capacidad requerida, lb

L_{10} = vida nominal, h

P = carga radial equivalente, lb

K = constante, 3 para cojinetes de bolas, 10/3 para cojinetes de rodillos.

Z = constante, 25.6 para cojinetes de bolas, 18.5 para cojinetes de rodillos.

N = velocidad de rotación, r/min.

Limites de Velocidad

Para determinar los límites de velocidad en los cojinetes bolas y rodillos se combinan muchos factores como son: tamaño del cojinete, rotación de los anillos interno y externo, sellos en contacto, juegos y tolerancias radiales, cargas de trabajo, tipo y material de la jaula, temperatura y tipo de lubricación. Para el establecimiento de los límites de velocidad puede usarse una función llamada dn , esta asocia directamente el tamaño la velocidad

y la lubricación del cojinete. Se calcula multiplicando el diámetro interior en milímetros (mm) por la velocidad en r/min.

$$dn = \text{diámetro interior (mm)} \times \text{velocidad (r/min)}$$

Tabla de límites de velocidad

Tipo de cojinete	Series	Máximo valor dn	
		pulg	Aceite
Una hilera de bolas	100 - 400	200,000	300,000
Doble hilera de bolas	200 , 300	160,000	220,000
Rodillo cilíndrico	200 , 300	150,000	200,000
Rodillo esférico	22200	120,000	170,000

Cuando los valores dn señalados en la tabla son excedidos, se acorta la vida del cojinete.

Fricción

Una de las ventajas de los cojinetes de contacto rodante es su baja fricción. El coeficiente de fricción varía apreciablemente con el tipo de cojinete, carga, velocidad, lubricación y elemento de sello. Los siguientes coeficientes aproximados pueden utilizarse para cálculos para condiciones normales y lubricación favorable.

Cojinetes de bolas de una hilera 0.0015

Cojinetes de rodillos..... 0.0018

Determinación de Tamaño, Duración y Tipo de Cojinete

En el análisis de un sistema de cojinetes deben considerarse básicamente tres características: tamaño, tipo y duración del cojinete. Para esto deben conocerse la carga radial, carga de empuje y velocidad.

A continuación se realizará la selección de los cojinetes empleados para la transmisión diseñada en esta tesis.

Los cálculos serán realizados en base de las tablas de manuales de rodamientos en general y de un fabricante en especial, debido a que a pesar de la estandarización de rodamientos se deben seguir los parámetros de diseño que cada fabricante señala.

En este caso se utilizará el Bearing Manual y el Catálogo General de rodamientos SKF.

Selección del tipo de cojinete

Para la transmisión objeto de esta tesis se emplearán cojinetes de rodillos cónicos debido a que estos son los adecuados para soportar cargas axiales debido a la precarga de los ejes y las cargas generadas por los engranes helicoidales (ambas en sentido axial).

Selección del tamaño de cojinete

Flecha I

Los datos para esta flecha son:

Diámetro aloj. rodamiento: Diam. interno rodamiento= 0.5 pulg.

n: 4000 rpm

1 - Vida Deseada para el Diseño

Uso Intermitente: 500 a 1,000 hrs.

vida L_{10} Mínima: 1,000 hrs.

2 - Carga Radial Equivalente P

$$P = XR + YT$$

Calculamos las cargas radial R y axial T a partir de los valores obtenidos en el capítulo de flechas para las reacciones en los apoyos de la flecha I:

$$R = \sqrt{140.48^2 lb + 36.3^2 lb}$$

$$R = 145 lb$$

$$T = 237.735 \tan 15^\circ$$

$$T = 63.7 lb$$

De tablas de factor de carga radial para rodamientos de rodillos :

$$X = 1.0 \quad y \quad 0.67$$

$$Y = 2.5 \quad y \quad 3.7$$

Aquí se debe calcular con ambas parejas de valores tomando en cuenta para cálculos posteriores el mayor:

$$P = XR + YT$$

$$P = 1 (145) + 2.5 (63.7)$$

$$P = 304.25 \text{ lb}$$

$$P = 0.67 (145) + 3.7 (63.7)$$

$$P = 256.4 \text{ lb}$$

4 - Carga Estática Equivalente

De Tablas del Bearing Manual:

Para cojinete de rodillos de diámetro interno: 12 mm.

$$C_0 = 1350 \text{ lb}$$

$$C = 2540 \text{ lb}$$

$$X_0 = 1.0$$

$$Y_0 = 0$$

$$P_0 = X_0 R + Y_0 T$$

$$P_0 = 1 (145 \text{ lb})$$

$$P_0 = 145 \text{ lb}$$

Comparando el valor P_0 con el valor de C :

$$P_0 = 145 \text{ lb} < C_0 = 1350 \text{ lb}$$

Por lo que si cumple

5 - Vida Nominal

De tablas para rodamientos de rodillos $K=10/3$

$$L_{10} = \frac{16700}{N} \left(\frac{C}{P} \right)^K$$

$$L_{10} = \left(\frac{16700}{4000 \text{ rpm}} \right) \left(\frac{2540 \text{ lb}}{304.25 \text{ lb}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 4927.95 \text{ hr.}$$

6 - Capacidad Requerida

De tablas para rodillos: $K=10/3$ $Z=18.5$

$$C_r = \frac{P (L_{10} N)^{1/K}}{Z}$$

Comparando C_r con el valor de tablas C:

$$C_r = \frac{304.25 \text{ lb} (4927.95 \text{ hr} \times 4000 \text{ rpm})^{\frac{3}{10}}}{18.5}$$

$$C_r = 2537.914 \text{ lb}$$

$$C_r = 2537.914 \text{ lb} < 2540 \text{ lb}$$

Por lo tanto este rodamiento si soportará la carga a que se someterá.

7 - Limite de velocidad: De la ecuación (6) se revisa que el limite de velocidad no sea rebasado.

$$d_n = \phi_i n$$

$$d_n = 0.5'' (4000 \text{ rpm})$$

$$d_n = 2000 \text{ rpm}$$

De tabla de velocidades del Bearing Manual:

Para baleros lubricados con aceite: $dn < 170,000 \text{ rpm}$

$$2000 < 170000$$

Por lo tanto está dentro de especificación.

Para la flecha I se usarán baleros de diámetro interno de media pulgada (0.5").

Al final de este capítulo se muestra una tabla con los datos de los baleros a usar para cada flecha.

Flecha II

Los datos para esta flecha son:

Diámetro aloj. rodamiento: Diam. interno rodamiento= 15 mm

Reducción crítica: 1.043:1

n: 3835 rpm

1 - Vida Deseada para el Diseño

Uso Intermitente: 500 a 1,000 hrs.

vida L_{10} Mínima: 1,000 hrs.

2 - Carga Radial Equivalente P

$$P = XR + YT$$

Calculamos las cargas radial R y axial T a partir de los valores obtenidos en el capítulo de flechas para las reacciones en los apoyos de la flecha II:

$$R = \sqrt{661.99^2 lb + 171.2^2 lb}$$

$$R = 683.769 lb$$

$$T = 572.875 \tan 15^\circ$$

$$T = 153.5 \text{ lb}$$

De tablas SKF de carga radial para rodamientos de rodillos cónicos de diámetro interno de 15mm :

$$T/R: 110.453 \text{ lb} / 683.769 \text{ lb} = 0.161$$

$$e = 0.28$$

$$X = 1.0$$

$$Y = 0$$

$$P = 1 (683.769)$$

$$P = 683.769 \text{ lb}$$

4 - Carga Estática Equivalente

De Tablas SKF:

Para cojinete de rodillos cónicos de diámetro interno: 15 mm.

$$C_0 = 2848.114 \text{ lb}$$

$$C = 4328.236 \text{ lb}$$

$$Y_0 = 0$$

$$P_0 = 0.5R + Y_0 T$$

$$P_0 = 0.5 (683.769 \text{ lb}) + 1.1 (153.5 \text{ lb})$$

$$P_0 = 510.7 \text{ lb}$$

Comparando P_0 con el valor de C:

$$P_0 = 510.7 \text{ lb} < C_0 = 2848.114 \text{ lb}$$

Por lo que si cumple

5 - Vida Nominal

De tablas para rodamientos de rodillos $K = 10/3$

$$L_{10} = \frac{1 \times 10^6}{60N} \left(\frac{C}{P} \right)^K$$

$$L_{10} = \frac{1 \times 10^6}{60 \times 3835 \text{ rpm}} \left(\frac{4328.236 \text{ lb}}{683.769 \text{ lb}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 2039 \text{ hr.}$$

6 - Capacidad Requerida

De tablas para rodillos: $K = 10/3$ $Z = 18.5$

$$C_r = \frac{P (L_{10} N)^{1/K}}{Z}$$

$$C_r = \frac{683.769 \text{ lb}(6060.9 \text{ hr} \times 3835 \text{ rpm})^{\frac{3}{10}}}{18.5}$$

$$C_r = 4322 \text{ lb}$$

Comparando C_r con el valor de tablas C:

$$C_r = 4322 \text{ lb} < 4328 \text{ lb}$$

Por lo tanto este rodamiento sí soportará la carga a que se someterá.

7 - Límite de velocidad: De la tabla SKF de límites de velocidad se revisa que los límites no sean rebasados:

Para baleros lubricados con aceite: $dn < 13,000 \text{ rpm}$

$$n_{II}: 3835 \text{ rpm} < 9000 \text{ rpm}$$

Por lo tanto está dentro de especificación.

Para la flecha II se usarán baleros de diámetro interno de 15mm.

Al final de este capítulo se muestra una tabla con los datos de los baleros a usar para cada flecha.

Flecha III

Los datos para esta flecha son:

Diámetro aloj. rodamiento: Diam. interno rodamiento= 22 mm

Reducción : 3.06:1

n: 1253.267 rpm

1 - Vida Deseada para el Diseño

Uso Intermitente: 500 a 1,000 hrs.

vida L_{10} Mínima: 1,000 hrs.

2 - Carga Radial Equivalente P

$$P = XR + YT$$

Calculamos las cargas radial R y axial T a partir de los valores obtenidos en el capítulo de flechas para las reacciones en los apoyos de la flecha III:

$$R = \sqrt{1069.7^2 lb + 276.5^2 lb}$$

$$R = 1104.85 lb$$

$$T = 1750.4 \tan 15^\circ$$

$$T = 468.911 \text{ lb}$$

De tablas SKF de carga radial para rodamientos de rodillos cónicos de diámetro interno de 22 mm:

$$T/R: 1104.85 \text{ lb} / 468.911 \text{ lb} = 0.424$$

$$e = 0.4$$

$$X = 0.4$$

$$Y = 1.5$$

$$P = 0.4 (1104.85) + 1.5 (468.911)$$

$$P = 1145.3 \text{ lb}$$

4 - Carga Estática Equivalente

De Tablas SKF:

Para cojinete de rodillos cónicos de diámetro interno: 22 mm.

$$C_0 = 3655.45 \text{ lb} \quad C = 4844 \text{ lb}$$

$$Y_0 = 0.8$$

$$P_0 = 0.5 R + Y_0 T$$

$$P_0 = 0.5 (1104.85 \text{ lb}) + 0.8 (468.911 \text{ lb})$$

$$P_0 = 927.553 \text{ lb}$$

Comparando P_0 con el valor de C :

$$P_0 = 1145.3 \text{ lb} < R = 1104.85 < C_0 = 3655.45$$

Por lo que sí cumple

5 - Vida Nominal

De tablas para rodamientos de rodillos $K = 10/3$

$$L_{10} = \frac{1 \times 10^6}{60N} \left(\frac{C}{P} \right)^K$$

$$L_{10} = \frac{1 \times 10^6}{60 \times 1253.267 \text{ rpm}} \left(\frac{4844 \text{ lb}}{1145.3 \text{ lb}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 1627.12 \text{ hr.}$$

6 - Capacidad Requerida

De tablas para rodillos: $K = 10/3$ $Z = 18.5$

$$C_r = \frac{P (L_{10} N)^{1/K}}{Z}$$

Comparando C_r con el valor de tablas C :

Por lo tanto este rodamiento si soportará la carga a que se

$$C_r = \frac{1145.3 \text{ lb} (1627.12 \text{ hr} \times 1253.267 \text{ rpm})^{\frac{1}{3}}}{18.5}$$

$$C_r = 4841.74 \text{ lb}$$

$$C_r = 4841.74 \text{ lb} < 4844 \text{ lb}$$

someterá.

7 - Límite de velocidad: De la tabla SKF de límites de velocidad se revisa que los límites no sean rebasados:

Para baleros lubricados con aceite: $dn < 11,000 \text{ rpm}$

$$n_{III}: 1253.267 \text{ rpm} < 11,000 \text{ rpm}$$

Por lo tanto está dentro de especificación.

Para la flecha III se usarán baleros de diámetro interno de 22 mm.

Al final de este capítulo se muestra una tabla con los datos de los baleros a usar para cada flecha.

Flecha IV

Los datos para esta flecha son:

Diámetro aloj. rodamiento: Diam. interno rodamiento= 25 mm

Reducción : 3.06:1

n: 406.904 rpm

1 - Vida Deseada para el Diseño

Uso Intermitente: 500 a 1,000 hrs.

vida L_{10} Mínima: 1,000 hrs.

2 - Carga Radial Equivalente P

$$P = XR + YT$$

Calculamos las cargas radial R y axial T a partir de los valores obtenidos en el capítulo de flechas para las reacciones en los apoyos de la flecha IV:

$$R = \sqrt{1069.71^2 lb + 276.5^2 lb}$$

$$R = 1104.85 lb$$

$$T = 1750.4 \tan 15^\circ$$

$$T = 468.911 lb$$

De tablas SKF de carga radial para rodamientos de rodillos cónicos de diámetro interno de 25 mm:

$$T/R: 468.911 \text{ lb} / 1104.851 \text{ lb} = 0.424$$

$$e = 0.43$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = 1 (1104.851)$$

$$P = 1104.851 \text{ lb}$$

4 - Carga Estática Equivalente

De Tablas SKF:

Para cojinete de rodillos cónicos de diámetro interno: 25 mm.

$$C_0 = 4103.925 \text{ lb}$$

$$C = 5202.854 \text{ lb}$$

$$Y_0 = 0.8$$

$$P_0 = 0.5R + Y_0T$$

$$P_0 = 0.5 (1104.851 \text{ lb}) + 0.8 (468.911 \text{ lb})$$

$$P_0 = 927.554 \text{ lb}$$

Comparando P_0 con el valor de C :

$$P_0 = 927.554 \text{ lb} < R = 1104.85 \text{ lb} < C_0 = 4103.$$

Por lo tanto si cumple

5 - Vida Nominal

De tablas para rodamientos de rodillos $K= 10/3$

$$L_{10} = \frac{1 \times 10^6}{60N} \left(\frac{C}{P} \right)^K$$

$$L_{10} = \frac{1 \times 10^6}{60 \times 406.904 \text{ rpm}} \left(\frac{5202.854 \text{ lb}}{1104.851 \text{ lb}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 7,169.412 \text{ hr.}$$

6 - Capacidad Requerida

De tablas para rodillos: $K= 10/3$ $Z= 18.5$

$$C_r = \frac{P (L_{10} N)^{1/K}}{Z}$$

$$C_r = \frac{1104.851 \text{ lb} (7169.412 \text{ hr} \times 406.904 \text{ rpm})}{18.5}$$

$$C_r = 5195.467 \text{ lb}$$

Comparando C_r con el valor de tablas C:

$$C_r = 5195.467 \text{ lb} < 5202.854 \text{ lb}$$

Por lo tanto este rodamiento sí soportará la carga a que se someterá.

7 - Límite de velocidad: De la tabla SKF de límites de velocidad se revisa que los límites no sean rebasados:

Para baleros lubricados con aceite: $dn < 11,000 \text{ rpm}$

$$n_{IV}: 406.904 \text{ rpm} < 11,000 \text{ rpm}$$

Por lo tanto está dentro de especificación.

Para la flecha IV se usarán baleros de diámetro interno de 25 mm.

Tabla de Baleros Seleccionados

Flecha	Cantidad	Diámetro Interno	Diámetro Externo	Ancho	Marca Serie
I	2	0.5"	1.5"	0.5313"	Timken TS00050
II	2	15 mm.	42 mm.	14.25 mm	SKF CT30302
III	2	22 mm.	44 mm.	15 mm.	SKF CT320/22X
IV	2	25 mm.	47 mm.	15 mm.	SKF CT32005X

Los baleros serán insertados a presión en las flechas en diámetros menores a los de las flechas.

La lubricación de los baleros será por prelubricación de grasa en su instalación y por salpique de aceite de la transmisión.

CAPITULO VII

SELECCION DEL EMBRAGUE

Embragues de fricción

El embrague de fricción consiste en un plato sólido de presión comúnmente llamado plato opresor, un plato conducido al cual es remachado un recubrimiento de material friccionante y otra superficie de fricción que usualmente está formada por el volante de inercia del motor. El plato opresor y el volante de inercia están unidos entre sí por medio de tornillos, de tal manera que giran con la misma velocidad angular. El plato conducido está acoplado a la flecha primaria de la transmisión por medio de estrías. A su vez la flecha primaria de la transmisión se apoya en el árbol cigüeñal con un cojinete o balero de agujas para que las dos flechas estén concéntricas.

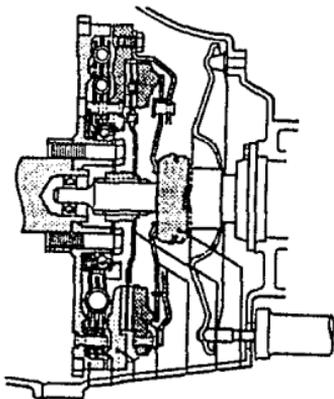
El plato opresor, el volante y el plato conducido son apretados entre sí por medio de un resorte de diafragma; en este estado está embragado y la transmisión de potencia se efectúa. Cuando se desembraga por ejemplo para cambiar de velocidad, la fuerza en el resorte de diafragma del plato opresor es liberada por medio de actuadores hidráulicos o mecánicos. Esto se logra a través de un balero que empuja al resorte de diafragma.

El esfuerzo de presión en los embragues de fricción de contacto permanente se puede crear también por una serie de

resortes helicoidales cilindricos dispuestos por un circulo de radio R_0 directamente sobre las superficies de rozamiento.

Selección de las dimensiones principales de las piezas del embrague

En calidad de embragues principales en automotores se utilizan fundamentalmente embragues de fricción de contacto permanente, de discos, secos, de uno o dos discos conducidos, en dependencia con el valor del par motor que desarrolla el motor.



El propósito principal del cálculo reside en la elección del número y dimensiones de las superficies de fricción del embrague.

Como lo mencionamos anteriormente, si el acoplamiento de la flecha primaria de la transmisión con el cigüeñal se realizara a través de un acoplamiento rígido, la magnitud del momento de

inercia podría crecer ilimitadamente lo que acarrearía roturas y deformaciones en las piezas del motor y la transmisión. Por lo anterior los en los automóviles de transmisión directa este acoplamiento se logra mediante un embrague de fricción. Para una transmisión fiable del par motor el momento de fricción calculado del embrague, es decir el momento con el cual el embrague resbala se debe tomar con cierto margen en relación con el par motor máximo. La relación de los momentos anteriores se denomina coeficiente de reserva del embrague principal y lo escribiremos con la letra β .

Para calcular este coeficiente simplemente se divide el momento del embrague calculado entre el momento nominal del motor

$$\beta = \frac{M_{emb}}{M_n}$$

Usualmente esta relación, para tractores está entre 2.0 y 3.0, para camiones entre 1.8 y 2.5 y para los automóviles turismo es generalmente menor que esos valores.

Al elegir los valores de M_{emb} se recomiendan los valores anteriores del coeficiente de reserva del embrague principal.

El momento calculado de rozamiento M_{emb} del embrague puede ser calculado por la siguiente ecuación

$$M_{emb} = \mu Q R_o i_{roz}$$

Donde μ es el coeficiente de fricción de cálculo, Q es el esfuerzo de presión entre los discos, R_o es el radio medio de

rozamiento e i_{roz} es el número de superficies de fricción.

El valor de μ se calcula experimentalmente y es particular para dos superficies entre sí. Es decir que los materiales tienen diferente valor de coeficiente de fricción al interactuar con diferentes materiales. Por lo mismo el valor de μ se define para los materiales que están en contacto. Este coeficiente se define como la tangente del ángulo al cual un material comienza a resbalar sobre otro, si se inclinan las piezas.

Muchos factores influyen en el coeficiente de rozamiento μ y, en el proceso de funcionamiento del embrague, éste puede variar en límites bastante considerables, en dependencia de la velocidad relativa de resbalamiento de los discos, del estado y la temperatura de las superficies de fricción, etc. Particularmente, el coeficiente de rozamiento disminuye al penetrar aceite en las superficies de fricción. En los cálculos se admite aproximadamente que el coeficiente de rozamiento sólo depende del material de las superficies de fricción. Hay que considerar también que en un par de superficies de fricción los materiales no son iguales para ambas superficies, por ejemplo en el volante de inercia hierro-asbesto y en el plato opresor es acero-asbesto, por lo que se debe considerar el coeficiente menor para no incurrir en errores que provoquen resbalamiento.

En los embragues principales se utilizan elementos de fricción remachados a los discos, y se fabrican de diversos materiales, principalmente a base de asbesto. Para estos materiales se adopta un coeficiente de rozamiento de cálculo de $\mu=0.3$.

Actualmente se utilizan también materiales metálico-cerámicos, fabricados de polvo de dispersión microgranular de cobre o hierro y componentes no metálicos, los que elevan las propiedades fisicomecánicas y de fricción de dichos materiales.

Con suficiente aproximación se puede adoptar que

$$R_o = 0.5 (R_1 + R_2)$$

siendo R_1 y R_2 los radios exterior e interior de las superficies de fricción de el plato conducido respectivamente. La dimensión del radio exterior de las superficies de rozamiento R_1 se impone por el diámetro del volante del motor. Generalmente el radio interior $R_2 = (0.6 \text{ a } 0.7) R_1$.

El número de pares de superficies de rozamiento es $i_{roz} = m+n-1$ siendo m el número de discos conductores y n el número de discos conducidos.

Si se supone que el esfuerzo de apriete Q actúa uniformemente sobre toda la superficie de rozamiento de los discos con una presión específica q , entonces

$$Q = q 2\pi R_o b$$

siendo $b = R_1 - R_2$ el ancho de las superficies de rozamiento.

El valor de la presión específica permitida oscila entre 2 y 3 Kg/cm^2 .

Sustituyendo este valor de Q en la ecuación del momento del embrague obtenemos

$$M_{emb} = \mu Q 2 \pi R_o^2 b i_{roz}$$

Quedan en esta ecuación dos variables a determinar las cuales son R_o y b , la cual depende también de R_o , por lo que se puede reducir términos tomando las relaciones anteriores y obtenemos la ecuación particular de nuestro trabajo

$$R_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{emb}}{(0.2167) \mu Q 2 \pi i_{roz}}}$$

Calculamos ahora el momento del embrague utilizando $\beta=2$

$$M_{emb} = \beta M_n = 2 (1.74) (100) = 348 \text{ kg}\cdot\text{cm}$$

$$M_{emb} = 3.48 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

Para calcular las dimensiones sustituimos los valores en la fórmula de R_1 y tenemos

$$R_1 = \sqrt[3]{\frac{348}{(0.3) (2) (2\pi) (0.2167)}} = 7.52 \text{ cm}$$

$$R_2 = 0.7 R_1 = 5.26 \text{ cm}$$

Análisis de las condiciones de Trabajo

A medida que se desgastan las superficies de rozamiento del embrague, la largura del trabajo de los resortes o muelles de presión se acrecienta hasta el valor Δf del desgaste total. Con una curva lineal de los resortes, su deformación axial, estando acoplado el embrague, se reduce $(f_0 + \Delta f)/f_0$ veces en comparación con la magnitud inicial f_0 y por esta razón, el coeficiente de reserva del embrague disminuye. Según los datos existentes, el desgaste total Δf es igual a 1.5 mm, con lo que el coeficiente de reserva del embrague se reduce 15 a 30% dependiendo del embrague.

En algunos embragues los resortes o muelles se disponen en dispositivos regulables que permiten ajustar la carrera de éstos conforme se desgastan los elementos friccionantes, y de esta manera restablecer la reserva del embrague.

El factor principal que determina el desgaste de las superficies de fricción del embrague, es su resbalamiento relativo, que tiene lugar cada vez que se acopla el embrague. El trabajo de resbalamiento se convierte en calor y a consecuencia de esto las pastas friccionantes trabajan con temperatura elevada. La resistencia al desgaste al elevarse la temperatura se disminuye, y cuando la temperatura excede los límites permitidos para el material de fricción dado, las pastas pierden su capacidad de trabajo. El periodo de servicio del embrague depende de la intensidad de su trabajo cada vez que se acopla, la frecuencia de

los acoplamientos y, en gran medida, de la pericia del conductor.

Para los embragues de fricción de automóviles, el régimen de trabajo más intensivo es el arranque del conjunto partiendo del reposo cuando, al final del primer periodo de aceleración la velocidad angular de rotación del cigüeñal se reduce hasta la magnitud mínima permitida, limitada por la posibilidad de que el motor se apague.

Determinemos el valor del trabajo de rozamiento de embrague en las condiciones anteriores. Para excluir la influencia en los resultados obtenidos de una magnitud tan indefinida como la duración del proceso del acoplamiento de embrague, convendremos en considerar que el embrague se acopla instantáneamente y que el momento de rozamiento se mantiene durante todo el periodo de aceleración constante igual al valor calculado.

El valor del trabajo de resbalamiento se calcula por la fórmula

$$L = \frac{M_{emb} \omega \tau_1}{2}$$

siendo ω la velocidad angular del motor antes del acoplamiento y τ_1 la duración del primer periodo de aceleración. Este valor depende del valor de la aceleración el cual a su vez es directamente proporcional a la reserva de factor dinámico e inversamente proporcional al coeficiente que toma en cuenta las masas giratorias. La reserva de factor dinámico aumenta conforme aumenta

la relación de reducción, y el coeficiente que toma en cuenta las masas giratorias disminuye con la velocidad, por lo que se debe calcular la aceleración para cada una de las relaciones de reducción.

Debido a que la fuerza del viento interviene también en la fórmula de factor dinámico será lo primero que calcularemos

$$Pw_1 = 1.53 \text{ Kg}$$

$$Pw_2 = 3.28 \text{ Kg}$$

$$Pw_3 = 6.26 \text{ Kg}$$

$$Pw_4 = 12.79 \text{ Kg}$$

La fuerza tangencial de impulsión depende de la relación de reducción por lo que se calcula para todas las relaciones

$$Ptg_1 = 178.27 \text{ Kg}$$

$$Ptg_2 = 128.09 \text{ Kg}$$

$$Ptg_3 = 80.13 \text{ Kg}$$

$$Ptg_4 = 56.92 \text{ Kg}$$

Con lo anterior y utilizando el peso del coche se puede calcular el factor dinámico así como el coeficiente que toma en cuenta las masas giratorias para cada una de las marchas

$D_1 = 0.70$	$\delta_1 = 47.27$
$D_2 = 0.49$	$\delta_2 = 24.91$
$D_3 = 0.29$	$\delta_3 = 10.38$
$D_4 = 0.17$	$\delta_4 = 5.75$

Calculamos entonces los valores de la aceleración utilizando el coeficiente reducido de las resistencias debidas al camino $\psi=0.102$

$$a_1 = 0.124 \text{ m/s}^2$$

$$a_2 = 0.152 \text{ m/s}^2$$

$$a_3 = 0.177 \text{ m/s}^2$$

$$a_4 = 0.116 \text{ m/s}^2$$

La duración de la aceleración puede ser representada en forma de la integral de los intervalos de tiempo elementales dt , en el transcurso de cada uno de ellos la velocidad del automóvil recibe sucesivamente un incremento infinitamente pequeño dv .

La solución de dicha ecuación se dificulta por no haber una dependencia analítica entre a y v , al igual que para el cálculo de la distancia recorrida no existe una dependencia entre v y t . Por esto se acostumbra utilizar el método aproximado. Este método utiliza las fórmulas sencillas de cinemática de partículas para determinar los valores de la duración y la distancia recorrida para los diferentes periodos de aceleración.

Para el tiempo se tiene

$$t = \frac{V_f - V_0}{a}$$

y la distancia recorrida se calcula tomando un promedio de velocidades multiplicadas por el tiempo del intervalo

$$s = (V_f - V_0) t$$

Así obtenemos los valores antes mencionados en sus intervalos de aceleración correspondientes

$t_1 = 30 \text{ s}$	$s_1 = 115.2 \text{ m}$
$t_2 = 9.8 \text{ s}$	$s_2 = 14.7 \text{ m}$
$t_3 = 18.07 \text{ s}$	$s_3 = 57.82 \text{ m}$
$t_4 = 30.68 \text{ s}$	$s_4 = 104.9 \text{ m}$

con lo que podemos deducir también el tiempo final de aceleración para alcanzar la velocidad máxima 43 Km/hr en 87.95 s.

Solamente resta obtener el valor de la velocidad angular del motor a la hora de embragar. Esta velocidad depende en gran parte de las condiciones del camino y de los hábitos del conductor a la hora de conducir. Si el automóvil está estacionado en una pendiente, por ejemplo, el conductor deberá acelerar más que en el caso de que el automóvil estuviera en un plano horizontal. Se puede

considerar cualquier valor entre la velocidad angular mínima permitida por el motor antes de apagarse y la velocidad angular nominal o máxima para este tipo de motores. Tomaremos pues este valor considerando que el conductor acelera un poco antes de comenzar a sacar el pedal del embrague con lo que el motor llega a 1400 rpm. Cuando el conductor comienza a desembragar la demanda de torque obliga al motor a reducir su velocidad de rotación con lo que llega al valor mínimo de revoluciones permitidas cuando el automóvil comienza a caminar.

Una vez obtenidos los valores anteriores, estamos listos para calcular el valor del trabajo de resbalamiento en el embrague principal, utilizando la fórmula mencionada anteriormente.

$$L = \frac{(3.48 \text{Kgm}) (1400 \text{rpm}) (0.5 \text{min})}{2} = 1218 \text{Kgm}$$

La evaluación comparativa de diferentes embragues se lleva a cabo por medio de el trabajo específico de resbalamiento L_{esp} , cuya magnitud se calcula por medio de la siguiente fórmula

$$L_{esp} = \frac{L}{F i_{roz}}$$

En este caso particular solamente utilizamos un par de superficies de rozamiento por lo que i_{roz} tendrá valor de 1.

El área de un par de superficies de fricción se calcula por fórmulas geométricas sencillas de área utilizando los radios r_1 y r_2 , y obtenemos el area $F=225.78 \text{ cm}^2$.

Finalmente encontramos el valor de L_{esp} .

$$L_{esp} = \frac{1218 \text{ Kgm}}{225.78 \text{ cm}^2} = 5.39 \frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2}$$

Se conoce por experiencia que los valores permitidos para L_{esp} deben ser menores o iguales a 6 kgm/cm^2 , lo que confirma que el embrague seleccionado trabajará correctamente, es decir, sin resbalar durante el trabajo normal, pero sabiendo que si la sobrecarga excede el valor de la reserva del embrague, éste patinará protegiendo así las piezas del motor y la transmisión.

Una gran influencia en el periodo de servicio del embrague ejerce la frecuencia de su acoplamiento. Si circulando un automóvil por buenas carreteras fuera de la ciudad recae generalmente entre 20 a 50 desembragues, para un tráfico urbano intenso para el mismo recorrido, el embrague se debe desacoplar varios cientos de veces.

Todo ello acarrea la elevación de la tensión térmica de los embragues. Por estas razones, en las nuevas estructuras se presta especial atención al enfriamiento intensivo de las superficies de rozamiento de los embragues así como también la protección contra el calentamiento de los muelles de presión, ya que al calentarse los resortes pierden el brio, es decir sus propiedades de restricción a la fuerza.

CAPITULO VIII

LUBRICACION DE LA TRANSMISION

La transmisión de potencia realizada por cualquier medio origina desgaste en los mecanismos, para el caso de los sistemas de transmisión de engranes el desgaste es un factor muy importante para su funcionamiento correcto y vida.

El desgaste que se origina por la fricción entre dos superficies es debido a sus imperfecciones que causan interferencia en el deslizamiento entre ambas y tendencia a soldarse entre sí, desprendiéndose partículas de las superficies en contacto originándose así calor y desgaste.

La forma de reducir al mínimo el desgaste y generación de calor debido al deslizamiento entre superficies es mediante lubricación.

La palabra lubricar viene del latín *lubrificare* que significa separar, así para reducir el desgaste entre dos superficies en deslizamiento se interpone una película de lubricante (separador) entre ambas superficies, para el caso de maquinaria se emplean como lubricantes fluidos (grasas y aceites).

Para la lubricación de la transmisión que es objeto de esta tesis es necesario enfocar la lubricación en dos componentes:

- Lubricación de engranes.
- Lubricación de rodamientos.

Lubricación de engranes:

La transmisión descrita en este estudio funciona a través de engranes helicoidales. La forma de los dientes de los engranes helicoidales hace que en el engrane, un componente de la fuerza transmitida produzca un empuje o deslizamiento axial entre los mismos, cuya magnitud varía del 10 al 15 % de la fuerza que ellos transmiten, de acuerdo al ángulo de la hélice, siendo este último factor el que limita su aplicación, a pesar de que los cojinetes de rodillos cónicos pueden soportar grandes cargas axiales.

En los engranes rectos, la potencia transmitida actúa en forma brusca en cada diente, la duración del engrane es corta en comparación con los helicoidales pues el contacto entre dientes se realiza a lo largo de una sola línea.

En los engranes helicoidales se reemplaza una línea de contacto por muchas, con lo que se obtiene marcha silenciosa y repartición uniforme de la carga que varía desde un valor cercano a cero hasta llegar a un máximo y después disminuir nuevamente a cero. La duración de un engrane puede mejorarse en base al ángulo

de inclinación de sus dientes.

Desgaste de Engranés

El desgaste normal de engranes se produce por el resbalamiento y rotación entre los dientes y es el que origina el asentado inicial logrando un mejor funcionamiento de las transmisiones. Un tipo de desgaste anormal en los engranes es el picado que provoca faltantes de material en la superficie de los dientes que al ir aumentando origina que dicha superficie se torne irregular provocando un mayor desgaste y fricción. La abrasión es otra forma anormal de desgaste que daña la superficie de los dientes a nivel general rápidamente y es provocada por la presencia de materia extraña entre los engranes o dispersa en el lubricante. En general el desgaste de los engranes debido a una insuficiente lubricación se convierte en un mal progresivo para los trenes de engranes ya que al desprenderse partículas de los engranes estas son atrapadas entre los dientes en contacto generando abrasión y picaduras terminando rápidamente con los engranes.

Ventajas de una Lubricación Adecuada

La lubricación adecuada en un sistema de engranes reduce al mínimo el desgaste y las pérdidas en el sistema debido a la fricción así como el ruido generado por su operación.

Teoría de Lubricación de Engranajes

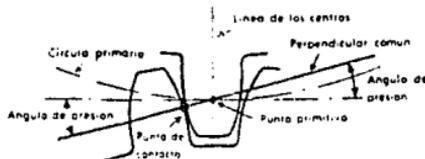
Entre las superficies en contacto de los dientes de un engrane existen tres tipos de movimiento:

Rodamiento, deslizamiento, o una combinación de ambos.

A pesar de que los perfiles de los dientes se proyectan para obtener una máxima aproximación al movimiento de rodamiento para obtener un mayor rendimiento, la mayor parte del movimiento es de tipo deslizante. Basándose en este último, se puede desarrollar una teoría de lubricación por cuña de aceite entre los dientes, ya que el deslizamiento favorece la formación de dicha cuña.

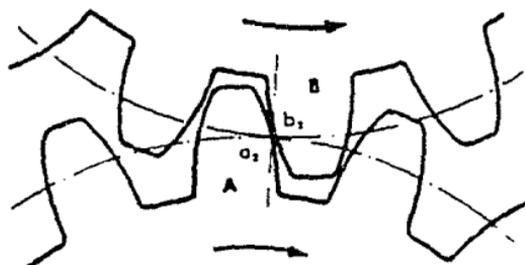
Estos dos factores deben ser necesariamente balanceados en el diseño de los perfiles para, para lograr junto con un buen rendimiento una máxima resistencia al desgaste.

Para ejemplificar la manera en que se lubrican los dientes de un engrane supondremos la situación de dos ruedas que giran y deslizan una sobre otra. Si estas ruedas tienen el mismo diámetro y sus ejes velocidades iguales, o si sus diámetros son diferentes pero ambas tienen la misma velocidad tangencial, no existiría sobre ellas deslizamiento.



Si se lubrica el punto en donde ambas hacen contacto, el lubricante debido a su adhesividad, formará una fina película sobre la superficie de las ruedas, que en razón de la viscosidad del lubricante tenderá a separar las ruedas.

El rodamiento es nulo cuando el engrane comienza a girar, y aumenta gradualmente hasta alcanzar su máximo a la altura de el círculo primitivo disminuyendo hasta llegar a cero conforme se desplaza hacia la punta de los dientes. El ejemplo considerado ocurre cuando el punto de engrane lleva al círculo primitivo. Este es el lugar donde comúnmente ocurren algunas fallas, por ser la lubricación limitada; en este lugar la dirección del movimiento se invierte, lo que hace más difícil aún la permanencia de la película de lubricante.



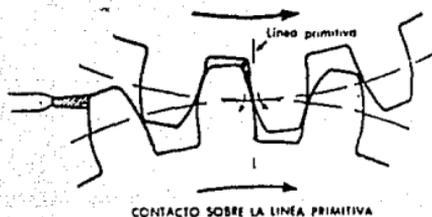
ENGRANAJE DE LOS DIENTES

Si ahora suponemos que la velocidad de una de las ruedas del ejemplo es diferente, el suministro de lubricante será el mismo que en el caso anterior. Ahora existe una combinación de rodamiento y deslizamiento; este último aumentaría en función de la diferencia entre las velocidades tangenciales de ambas ruedas.

El lubricante suministrado no solo se adherirá en forma de fina película a la cara de las ruedas, sino que será introducido en forma de cuña, con la velocidad de la rueda más veloz. En este caso, aún con un suministro menor de lubricante, las cantidades de este que serán forzadas al pasar por el huelgo entre las dos superficies en contacto, serán mayores. De esto se concluye que en tales condiciones, la lubricación será más segura y efectiva.

Lo que se ha mencionado para ambas ruedas de fricción puede aplicarse perfectamente a lo que ocurre entre dos dientes durante el periodo de engrane. Debido a las diferentes curvaturas de las partes de los dientes que entran en contacto, el movimiento es una combinación de rodamiento y deslizamiento. El deslizamiento es máximo al comienzo para disminuir y al llegar al círculo primitivo el punto de contacto desaparece.

De igual manera la lubricación es de máxima eficiencia al comenzar el engrane para llegar a condiciones limitadas al llegar al círculo primitivo.



FORMACION DE LA CUÑA DE ACEITE

La formación de una buena película lubricante depende de los siguientes factores:

- Perfiles de los dientes.
- Carga que transmiten.
- Velocidad a la que funcionan.

Perfiles de los Dientes

Algunos dientes tienen sus perfiles más planos que otros, es decir con menor curvatura, en estos la formación de la formación de la cuña de lubricante es favorecida.

Mientras mas plano sea el perfil de los dientes de un engrane, estos soportaran mayores cargas debido a que quedan, distribuidas sobre una superficie mas extensa, es decir, la presión sobre los dientes disminuye ($P = F/A$). La película de aceite entre las superficies de los dientes en contacto soporta cargas más leves, con lo que disminuyen las posibilidades de que ésta se rompa.

Teóricamente el contacto de los dientes, se realiza a lo largo de una línea transversal. En la práctica y debido a la deformación elástica la línea se convierte en un área de ancho variable.

En los engranes rectos, helicoidales y cónicos el deslizamiento se produce en dirección radial alejándose de los ejes, lo cual favorece la formación de la cuña lubricante.

En los engranes espirales y de tornillo sinfín, se suma a este tipo de deslizamiento otro de tipo lateral producido por el movimiento de rotación del eje motor. La combinación de estos movimientos da como resultado una línea de contacto oblicua y un gran deslizamiento.

Cargas que Transmiten

Las cargas que transmiten los engranes tienen relación directa con la formación de una buena película lubricante, ya que aquellas tienden a desalojarla de las superficies en contacto.

Cuanto mayor sea la carga mayor será esta tendencia, resultando por lo tanto que la viscosidad y la resistencia de la película del lubricante son dos factores que determinan la carga que se puede transmitir.

Es importante no exponerse a posibles roturas de la película debido al uso de lubricantes líquidos de viscosidad excesiva, ya que ello implicaría una pérdida innecesaria de fuerza. Las

variaciones en la carga producen elevaciones en la temperatura que deben ser soportadas por el lubricante.

Es por lo tanto indispensable que para la lubricación de engranes que transmiten cargas variables se usen aceites de alto índice de viscosidad, para asegurar uniformidad en la viscosidad.

Los aceites que no tienen la capacidad de mantener viscosidad uniforme , se adelgazan al aumentar la carga y se espesan al disminuir, disminuyendo la protección contra desgaste del engrane.

Velocidad de Funcionamiento

La velocidad es otro factor a considerar en la lubricación de los engranes, esta determina el tiempo de duración del contacto entre dientes, que a bajas velocidades es apreciable presentándose así la oportunidad para la separación de la película lubricante y el consiguiente desgaste.

Las altas velocidades presentan como inconveniente para la lubricación el aumento de la fuerza centrífuga que arroja el aceite de los dientes permitiendo el contacto metal a metal.

La fuerza centrífuga aumenta en proporción al cuadrado de la velocidad tangencial, así que para pequeños aumentos de velocidad se tienen variaciones apreciables en la fuerza centrífuga. Es aquí en donde entra la importancia de otra característica de los

lubricantes, la adhesividad que hace que el lubricante permanezca en contacto con el engrane.

Aplicación de Lubricante

Para la aplicación de lubricantes a cajas de engranes se utilizan muchos métodos como son inmersión, por gravedad, lubricación central, neblina, etc.

La transmisión objeto de este estudio será lubricada por el método de inmersión, en estos sistemas la distribución de aceite se realiza por medio de uno o más engranes que sumergidos en él lo levantan y salpican a los puntos que necesitan lubricación (puntos de contacto entre los dientes y cojinetes de los ejes).

El nivel de aceite correcto, depende del tipo de engranes y su velocidad. Para los engranes rectos y helicoidales el nivel de aceite debe sobrepasar apenas el círculo base para así salpicar el aceite a su máxima distancia generando las menores pérdidas de potencia por agitación e incremento de la temperatura.

Es importante mencionar que para la transmisión de la que es objeto esta tesis debido a que el montaje de los trenes será de forma vertical, no es suficiente con que el tren de engranes inferior toque el nivel de aceite pues solo lubricaría a este y no lo haría con los que se encuentran por arriba de este, es por esto que en esta transmisión se usará un sistema de salpicado de lubricante que levante el aceite y lo distribuya por toda la carcasa de tal forma que mantenga mojados los trenes de engranes superiores todo el tiempo.

Lubricación de Rodamientos

Los rodamientos que tendrá la transmisión son de tipo cónico de rodillos por ser los únicos capaces de absorber la carga axial de diseño para la transmisión.

Los rodamientos deben estar cubiertos con grasa lubricante que se les aplica de origen o cada vez que se desarme la transmisión con fines de mantenimiento; sin embargo requieren lubricación constante y esta será provista por el salpicado de aceite de los engranes en movimiento.

La relubricación de los rodamientos depende del tipo de rodamiento usado, de su tamaño, de la velocidad de giro, de la temperatura de operación y de la grasa usada.

El periodo de relubricación se relaciona con la vida útil de la grasa y se calcula de la siguiente manera:

$$tf = K \frac{14 \times 10^6}{n \sqrt{d}} - d$$

donde:

tf= vida útil de la grasa o intervalo de relubricación (hrs).

K= factor del rodamiento.

n= velocidad (rpm).

d= diámetro interior del rodamiento(mm.).

La cantidad de grasa requerida para relubricación se obtiene de :

$$G = 0.00504 D B$$

donde:

G= peso de la grasa en gramos.

D= diámetro externo del rodamiento (mm.)

B= ancho del rodamiento(mm.)

Lubricantes para Sistemas de Inmersión

Los aceites para sistemas de inmersión están sujetos a un servicio más severo que los usados para sistemas de circulación ya que su enfriamiento es menor por no tener movimiento.

El aceite en los sistemas de inmersión está sujeto a trabajo constante y tiene poca oportunidad para enfriarse o para librarse del agua, cieno y los residuos que se puedan acumularse.

Es por esto que para estos sistemas deben usarse aceites de alta calidad y refinación, con demulsificantes y que resistan la oxidación.

A causa de que su temperatura de funcionamiento es alta (hasta 70°C) su viscosidad debe ser alta.

Lubricantes Para Transmisiones de Engranés

Los aceites usados para la lubricación de transmisiones deben ser derivados de petróleo de tipo parafínico de origen mineral con índices de viscosidad entre 30 y 60 (El índice de viscosidad de un lubricante se define como la variación de la viscosidad en función a la variación en la temperatura $\Delta V/\Delta T$)

Aditivos para Aceites de Transmisiones

Un aditivo es definido como un material que imparte o mejora una propiedad deseada al lubricante.

Antioxidante

Aumenta la vida del aceite evitando el ataque por oxígeno, previene o controla la formación de lodos, barnices y compuestos corrosivos, resultado de la oxidación del aceite. Evita polimerización del aceite que resulta en aumentos de viscosidad y puede llegar a la solidificación. Descompone los peróxidos inhibiendo así la formación de radicales libres.

Inhibidores de Corrosión

Protegen cojinetes, engranes y flechas contra el ataque químico de los ácidos orgánicos que se forman en los aceites producto de su oxidación. Este aditivo forma una película protectora sobre los metales que permanece aún después de desaparecer el lubricante.

Inhibidores de Desgaste

Reducen el desgaste rápido bajo condiciones de lubricación en el límite, el contacto metal con metal causa del desgaste se puede evitar formando una superficie metálica por adsorción física o por reacción química, estos aditivos forman una película en las superficies a lubricar manteniéndose aun después de desaparecer el

lubricante.

Detergentes

Mantiene limpia la superficie lubricada al suspender los insolubles en el aceite.

Dispersantes

Previenen y retardan la formación de lodos y depósitos en condiciones de operación a bajas temperaturas, mantienen los insolubles en suspensión. Los dispersantes tienen una fuerte afinidad por partículas ajenas y las rodean con moléculas solubles en aceite manteniendo los lodos sin aglomerarse o depositarse.

Agentes Alcalinos

Neutralizan los ácidos presentes en el aceite que pueden provenir de oxidación del propio aceite o de contaminación.

Inhibidor de Herrumbre

Previene la formación de herrumbre en las superficies metálicas, actuando en la fase líquida (cuando la maquinaria está detenida) o en la fase vapor sobre el aceite.

Depresor de Punto de Ecurrimiento

Disminuye la temperatura de escurrimiento o punto de congelación de los aceites parafinicos.

Mejorador de Índice de Viscosidad

Disminuye la relación de cambio de viscosidad con la temperatura.

Agentes de Aceitosidad

Estos son llamados también modificadores de fricción, y son agentes que incrementan la lubricidad de un aceite. Son compuestos que forman puentes de Hidrógeno entre sí y con las superficies metálicas, formando así largas cadenas que forman películas de aceite resistentes manteniendo separadas las superficies y disminuyendo la fricción entre ellas.

Agentes de Extrema Presión

Este es un aditivo indispensable para transmisiones de engranes. Bajo condiciones de extrema presión la película lubricante escurre, este tipo de aditivos reacciona químicamente con la superficie metálica formando compuestos lubricantes de gran resistencia a la presión, evitando fricción y desgaste.

Estos aditivos se adhieren al metal soldándose a él y soportando el desgaste en lugar del metal.

Inhibidores de Espuma

Estos aditivos previenen la formación de espuma estable, aseguran el colapso rápido de las burbujas de aire previniendo de tal forma la oxidación excesiva del aceite y problemas en los equipos por falta de lubricación. Estos reducen la tensión

superficial de las burbujas de aire causando la formación de grandes burbujas fáciles de romper, son generalmente insolubles en aceite.

Agentes de Adhesividad

Bajo condiciones de lubricación a película delgada es necesario evitar que el lubricante escurra de la superficie lubricada, este aditivo incrementa la adhesividad del lubricante por estar constituido de productos de gran peso molecular, son cadenas que forman "hilo" en el aceite fomentando su retención en las superficies a lubricar.

Factores para una Lubricación Adecuada de la Transmisión

Elementos a lubricar

a) Engranés

* Tipo de engrane: helicoidal

b) Cojinete

* Tipo de cojinete: Cónico de rodillos

Condiciones de Diseño

a) Dimensiones

* Diámetro engranes

b) Material

* Acero SAE 8620

c) Terminado

* Maquinados

d) Tratamiento

- * Templado y Revenido
- * Cementado Superficial

Lubricante

a) Aceite

- * Parafinico derivado de petróleo
- * Aditivos (mencionados anteriormente)

Requerimientos del Lubricante

a) Viscosidad

Esta es una de las características más importantes en el lubricante y tenemos que para las transmisiones se encuentran clasificados en una escala realizada por la AGMA (American Gear Manufacturing Association) en grados que van en valor de viscosidad del lubricante ascendente del 1 al 7, que equivalen a viscosidades de 36.1 a 440 centistokes @ 40° C existe otra escala que es la usada para transmisiones automotrices, la escala SAE de engranes que clasifica a los aceites en grados ascendentes de viscosidad desde el 75W hasta el 140, que equivalen a valores de viscosidad desde 20 hasta 807.5 centistokes @ 40° C.

El aceite usado en la transmisión será de 85W para dar buena protección y reducir las pérdidas por viscosidad en la transmisión.

b) Aditivos

Para una transmisión de engranes es necesario que el aceite posea los aditivos mencionados anteriormente.

Método de Aplicación

El lubricante será aplicado a la transmisión por medio de salpicado de aceite por el movimiento de los engranes que abastecerá de aceite a los engranes y a los cojinetes también.

Mantenimiento

El aceite de la transmisión debe ser cambiado para asegurar que se encuentre totalmente libre de partículas ajenas que dañarían los componentes de la transmisión.

El aceite en una nueva transmisión debe ser drenado tras las primeras cuatro horas de operación, operarse con un aceite delgado por unos minutos para lavarla y colocar aceite nuevo.

Después de el período de asentamiento el aceite debe ser reemplazado a intervalos de 500 horas de trabajo para asegurar las propiedades del aceite estén en operación.

Conclusiones

La aplicación de una transmisión de engranes es muy variada además de la aplicación que se le pretende dar en el caso particular de esta tesis y el diseño de esta implica un estudio detallado de el tren de impulsión para un vehículo ya que se debe diseñar en base a las necesidades específicas del vehículo al que impulsará siendo la más importante el motor en cuanto a sus curvas de potencia y torque, debe considerarse también el terreno en el que se moverá el vehículo, la pendiente máxima a superar, la masa del vehículo, las dimensiones de las ruedas etc.

Con esta tesis se concluye después de la construcción y pruebas funcionales a que se ha sometido la transmisión objeto, que la potencia puede ser utilizada mucho más efectivamente reduciendo las pérdidas en la transmisión y brindando la posibilidad de el cambio de marcha para cada condición de manejo a que se someta el vehículo mejorando la respuesta de este.

Durante las pruebas que se efectuaron con el vehículo que usó esta transmisión se notó una notable mejora en el torque entregado ya que comparándolo con los vehículos con transmisión de convertidor de par logró superar pendientes más inclinadas y ascendiendo mucho más en las pruebas de ascenso de colina.

Se consiguió con el una grán economía de combustible haciendo posible el suprimir una parada a pits durante la carrera de resistencia.

Se obtuvo una gran puntuación en la evaluación de diseño mecánico e inovaciones.

Cabe mencionar que el vehiculo que usó esta transmisión (carro # 2) obtuvo el sexto lugar en la competencia Minibaja SAE West que tuvo lugar del 23 al 25 de Abril de 1992 en EL Paso Texas, en la que compitieron 52 vehiculos de 37 Universidades de Estados Unidos y México.

Durante el desarrollo de este estudio de tesis se pudo apreciar un panorama muy amplio sobre el diseño y la manufactura de trenes de impulsión para cualquier vehiculo.

Al término de este trabajo puede concluirse que la transmisión diseñada y construida es un proyecto que se desarrolló satisfactoriamente y que brinda muchas ventajas al vehiculo que la usa.

BIBLIOGRAFIA

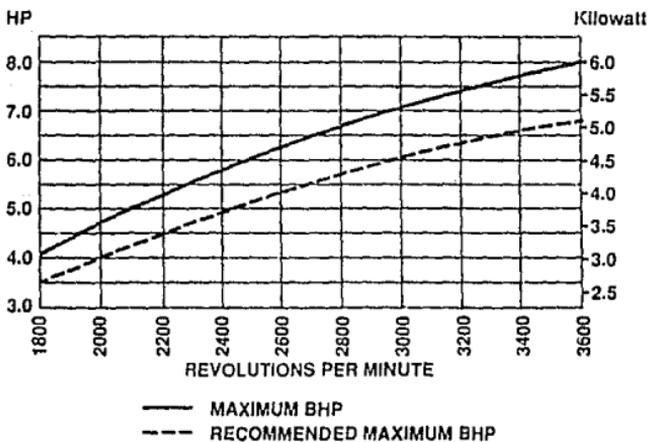
- 1) Bearing Manual
Bearing Manual Inc.
Bradview Ill.
1981
- 2) Bosch, Robert
Automotive Handbook
SAE 1986
Second edition
- 3) Chudakov
Fundamentos de teoria y cálculo de tractores
y automóviles
Ed. Mir Moscú
- 4) Esso
Manual de lubricacion
1989
- 5) Faires, Vigil
Diseño de elementos de máquinas
UTEHA
1a Edición

- 6) Gott, G. Philip
Changing Gears: The development of the
automotive transmission
SAE
- 7) Marks
Manual del ingeniero mecánico
Mc Graw Hill
8va. Edición
- 8) Mobil
Manual de lubricación de Rodamientos
1972
- 9) Newton, K./ Steeds, W./ Garret, T.K.
The Motor Vehicle
Butterworths
Eleventh edition
- 10) SKF
Catálogo general SKF
Kungsbacka, Suecia
- 11) White, Frank
Fundamentos de mecánica de fluidos
Mc Graw Hill

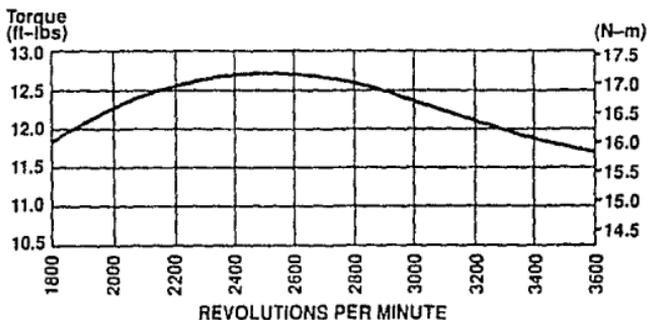
APENDICE

Performance Data

Power Curve



Torque Curve



**PROPIEDADES TÍPICAS DE ACERO EN DIVERSOS
TAMAÑOS Y ESTADOS (1, 2)**

(a) Tornado. (b) 10 %. (c) Inconsistente, de diferentes factorías.

NÚM. AISI	ESTADO	DIÁMETRO DE BARRA		MÁXIMA RESISTENCIA		PUNTO DE FLUENCIA EN TRACCIÓN		ALARG. % EN 5,08 cm (2 pulg)	REDUC- CIÓN ÁREA %	NDB (BHN)	IZOD				
		cm	pulg	kg/cm ²	ksi	kg/cm ²	ksi				S _y	%	%	%	%
C1015	Laminado simple	1,27	½	4288	61	3198	45,5	39	61	126	11,19	81			
	Recocido	2,54	1	3937	56	2952	42	37	69,7	111	11,47	83			
	Normalizado	1,27	½	4429	63	3374	48	38,6	71	126	11,75	85			
	Normalizado	2,54	1	4323	61,5	3304	47	37	69,6	121	11,75	85			
	Normalizado	5,08	2	4218	60	3128	44,5	37,5	69,2	116	11,89	86			
Normalizado	10,16	4	4148	59	2938	41,8	36,5	67,8	116	11,47	83				
C1117	Laminado simple	1,27	½	4963	70,6	3114	44,3	33	63	143	8,29	60			
	Recocido	2,54	1	4359	62	2847	40,5	32,8	58	121	9,54	69			
	Normalizado	1,27	½	4900	69,7	3163	45	34,3	61	143	9,67	70			
	Normalizado	5,08	2	4710	67	2917	41,5	33,5	64,7	137	11,47	83			
	Normalizado	10,16	4	4478	63,7	2460	35	34,3	64,7	126	11,61	84			
C1030	Laminado simple	1,27	½	5624	80	3586	51	32	54	179	7,60	55			
	Recocido	2,54	1	4710	67	3445	49	31	57,9	126	7,05	51			
	Normalizado	1,27	½	5448	77,5	3515	50	32	61,1	156	9,54	69			
	Normalizado	10,16	4	5096	72,5	3304	47	29,7	56,2	137	8,43	61			
	WQT 1000	2,54	1	6187	88	4780	68	28	68,6	179	12,72	92			
C1137	Laminado simple	1,27	½	6538	93	3867	55	26	63	192	8,43	61			
	Recocido	2,54	1	5976	85	3515	50	27	54	174	5,11	37			
	Normalizado	1,27	½	6890	98	4077	58	25	58	201	9,54	69			
	Normalizado	5,08	2	6749	96	3445	49	22	51	197	2,90	21			
	Estirado en frío	2,54	1	7241	103	6538	93	15	56	217					
C1045	Recocido	2,54	1	6327	90	3867	55	27	54	174	4,42(c)	32(c)			
	Normalizado	2,54	1	6960	99	4288	61	25	49	207	6,63(c)	48(c)			
	Lam. en caliente (a)	2,54	1	6116	87	3797	54	27	56	187	7,05(c)	51(c)			
	Estirado en frío (b)	5,08	2	7030	100	5976	85	19	45	235					
	WQT 1000 (538°C)	1,27	½	9140	130	7734	110	16	56	260	10,37(c)	75(c)			
	WQT 1200 (649°C)	1,27	½	7734	110	5905	84	23	61	220					
	WQT 1000 (538°C)	5,08	2	7734	110	4921	70	23	50	205	11,75(c)	85(c)			
	WQT 1200 (649°C)	5,08	2	6890	98	4499	64	26	58	190					
	WQT 1000 (538°C)	10,16	4	6609	94	4148	59	25	49	180	8,57(c)	62(c)			
	WQT 1200 (649°C)	10,16	4	6538	93	3867	55	28	55	186					
C1050	Laminado simple	1,27	½	7170	102	4077	58	18	37	229	3,18	23			
	Recocido	2,54	1	6468	92	3726	53	23,7	40	187	1,66	12			
	Normalizado	1,27	½	7804	111	4359	62	21,5	45	223	2,35	17			
	Normalizado	10,16	4	7030	100	3937	56	21,7	41,6	201	2,76	20			
	Estirado en frío	2,54	1	7945	113	6679	95	12	35	229					
	OQT 1100 (593°C)	1,27	½	8577	122	5695	81	22,8	58	248	3,04	22			
	WQT 1100 (593°C)	1,27	½	8366	119	6187	88	21,7	60	241	7,05	51			
	OQT 1100 (593°C)	5,08	2	7874	112	4780	68	23	55,6	223	2,76	20			
	WQT 1100 (593°C)	5,08	2	8226	117	5518	78,5	23	61	235	3,31	24			
	OQT 1100 (593°C)	10,16	4	7100	101	4112	58,5	25	54,5	207	2,90	21			
	WQT 1100 (593°C)	10,16	4	7874	112	4780	68	23,7	55,5	229	2,07	15			

PROPIEDADES TÍPICAS DE ACEROS TRATADOS
TERMICAMENTE (1-1-4)

Los valores de esta tabla han sido tomados de abacos tales como los de las figuras AF 1-AF 3, para obtener la resistencia o el número Brinell para cualquier otra temperatura de revenido, interpolar con repartición lineal entre los valores dados. La extrapolación para temperaturas en hojas puede dar a veces una estimación razonable, pero no se puede confiar en ella. (a) No interpolar utilizando este valor.

TAMAÑO	REVENIDO A		MÁXIMA RESISTENCIA		PUNTO DE FLUENCIA EN TRACCIÓN		NDB (BHN)	ALARG. EN 5,08 cm (2 pulg)	IZOD		
	cm	pulg	°C	°F	kg/cm ²	ksi			kg/cm ²	ksi	kgm
2,54	1	316	600	8 296	118	6 116	87	240	11	5,53	40
2,54	1	538	1000	7 170	102	5 132	73	200	22	7,88	57
2,54	1	704	1300	5 976	85	4 007	57	170	29	12,85	93
1,27	1/2	427	800	12 373	176	7 874	112	363	11	0,83	6
1,27	1/2	593	1100	10 194	145	6 187	88	293	17	0,83	6
10,16	4	593	1100	9 140	130	4 570	65	262	17	0,69	5
1,27	1/2	371	700	9 491	135	8 085	115	277	12	1,79(a)	13(a)
1,27	1/2	538	1000	7 804	111	6 187	88	229	23	8,43	61
5,08	2	538	1000	7 381	105	4 429	63	217	23	4,28	31
1,27	1/2	316	600	14 760	210	13 710	195	429	13	5,39	39
1,27	1/2	538	1000	9 491	135	8 858	126	277	20	10,64	77
1,27	1/2	704	1300	7 522	107	6 397	91	217	26	15,07	109
10,16	4	538	1000	7 381	105	5 976	85	207	26	12,02	87
1,27	1/2	260	500	18 980	270	16 943	241	534	11	1,10(a)	8(a)
1,27	1/2	427	800	14 760	210	13 710	195	429	15	2,90	21
1,27	1/2	649	1200	9 140	130	8 085	115	277	21	11,47	83
10,16	4	649	1200	7 874	112	5 835	83	229	23	12,02	87
1,27	1/2	427	800	16 029	228	15 110	215	444	10	1,66(a)	12(a)
1,27	1/2	649	1200	11 178	159	9 913	141	331	16	7,32(a)	53(a)
1,27	1/2	427	800	14 760	210	13 710	195	415	11	2,35(a)	17(a)
1,27	1/2	538	1000	11 249	160	10 475	149	321	15	5,39	39
1,27	1/2	649	1200	8 929	127	8 226	117	269	21	8,15	59
1,27	1/2	371	700	17 294	246	15 748	224	495	10	1,24(a)	9(a)
1,27	1/2	538	1000	12 936	184	12 163	173	375	12	4,14	30
1,27	1/2	649	1200	9 983	142	9 210	131	293	18	8,98	65
5,08	2	649	1200	8 507	121	6 608	94	241	21	6,22(a)	45(a)
1,27	1/2	427	800	13 006	185	12 233	174	375	14	8,01	58
1,27	1/2	593	1100	9 632	137	8 788	125	285	20	13,13	95
10,16	4	593	1100	6 749	96	5 062	72	197	25	14,37	104
2,54	1	371	700	15 888	226	14 271	203	455	11	1,93(a)	14(a)
2,54	1	649	1200	9 140	130	7 734	110	262	21	9,26(a)	67(a)
10,16	4	649	1200	8 296	118	6 397	91	235	22		
1,27	1/2	427	800	18 208	259	16 029	228	514	10	1,66	12
1,27	1/2	482	900	15 110	215	13 498	192	429	11	1,79	13
1,27	1/2	649	1200	10 335	147	8 718	124	311	17	4,83(a)	35(a)
2,54	1	371	700	16 662	237	15 045	214	470	11	1,38(a)	10(a)
2,54	1	649	1200	9 843	140	8 437	120	280	19	8,98(a)	65(a)
15,24	6	538	1000	10 616	151	9 210	131	302	16		

PROPIEDADES TÍPICAS DE MATERIALES

(Véanse también ábacos para C1040, 3140, 4340; y tablas AT 8-AT 10, inclusive.)

Para todos los aceros forjados:

Módulo de elasticidad en tracción o compresión, $E = 2\ 109\ 000\ \text{kg/cm}^2$ (o bien $30 \times 10^4\ \text{psi}$). (Para hierro dulce, $E = 1\ 968\ 000\ \text{kg/cm}^2$, o bien $28 \times 10^4\ \text{psi}$.)

Módulo de elasticidad en cizalladura o torsión, $G = 808\ 500\ \text{kg/cm}^2$ (o bien $11,5 \times 10^4\ \text{psi}$). (Para hierro dulce, $G = 703\ 000\ \text{kg/cm}^2$, o bien $10 \times 10^4\ \text{psi}$.)

La resistencia de fluencia en torsión (cizalladura) está comprendida frecuentemente entre $0,5s_u$ y $0,6s_u$. Se emplea $0,6s_u$.

Límite de fatiga de una probeta pulida, flexión invertida, aproximadamente $s_u/2$; tabla AT 10.

Límite de fatiga en torsión invertida, aproximadamente $0,6s_u/2$; véase § 4.7.

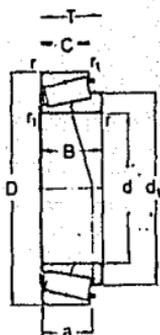
El coeficiente de Poisson es aproximadamente de 0,25 a 0,33. Se emplea 0,3 para el acero.

La densidad es aproximadamente $7,85\ \text{kg/dm}^3$ (o bien $0,284\ \text{lb/pulg}^3$). (Para hierro dulce, $7,75\ \text{kg/dm}^3$, o bien $0,28\ \text{lb/pulg}^3$.)

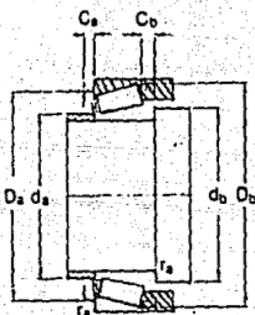
MATERIAL N.º AISI	ESTADO (c)	MAXIMA RESISTENCIA				RESISTENCIA DE FLUENCIA EN TRACCIÓN		ALARGA- MIENTO % EN 5,08 cm (2 pulg.)	REDUC- CIÓN AREA %	NBS (BHN)
		s_u		$s_u(d)$		s_y				
		kg/cm ²	ksi	kg/cm ²	ksi	kg/cm ²	ksi			
Hierro dulce Acero forjado	Laminado simple	3 374(a)	48(a)	2 531	36	1 757(a)	25(a)	35		
C1010(k)	Estirado en frío	4 710	67	3 515	50	3 867	55	25	57	137
C1015(k)	Estirado en frío	5 413	77	4 077	58	4 429	63	25	63	170
C1020	Laminado simple	4 569	65	3 445	49	3 374	48	36	59	143
C1020	Normalizado	4 499	64	3 797*	54*	3 515	50	39	69	131
C1020	Recocido	4 007	57	3 023	43	2 952	42	36,5	66	111
C1020(k)	Estirado en frío	5 483	78	4 077	58	4 640	66	20	59	156
C1022	Laminado simple	5 062	72	3 797	54	3 656	52	35	67	149
C1030	Laminado simple	5 624	80	4 218	60	3 586	51	32	56	179
C1035	Laminado simple	5 976	85	4 499	64	3 867	55	29	58	190
C1045	Laminado simple	6 749	96	5 062	72	4 148	59	22	45	215
C1095	Normalizado	9 913	141	7 381	105	5 624	80	8	16	285
B1113(k)	Acabado en frío	5 835	83	4 359	62	5 062	72	14	40	170
B1113	Laminado simple	4 921	70			3 163	45	25	40	138
C1118	Laminado simple	5 273	75	3 937	56	3 234	46	32	70	149
C1118(k)	Estirado en frío	5 624	80	4 218	60	5 273	75	16	57	180
C1144	OQT 1000 (538° C)	8 296	118	6 187	88	5 835	83	19	46	235
1340	OQT 1200 (649° C)	7 945	113	5 905	84	6 468	92	21	61	229
13B45	OQT 800 (427° C)	13 147	187	9 843	140	12 303	175	16	56	
2317(c)	OQT 1000 (538° C)	7 451	106	5 554	79	4 991	71	27	72	220
2340(e)	OQT 1000 (538° C)	9 632	137	7 241	103	8 437	120	22	60	285
3150	OQT 1000 (538° C)	10 616	151	7 945	113	9 140	130	16	54	300
3250(e)	OQT 1000 (538° C)	11 670	166	8 577	122	10 264	146	16	52	340
4063	OQT 1000 (538° C)	12 655	180	9 491	135	11 249	160	14	43	375
4130	WQT 1100 (593° C)	8 929	127	6 679	95	8 015	114	18	62	260
4130(e)	Estirado en frío	8 577	122	6 398	91	7 381	105	16	45	248
4340(e)	Estirado en frío	8 577	122	6 398	91	7 381	105	15	45	248
4640(e)	OQT 1000 (538° C)	10 686	152	7 311	104	9 140	130	19	56	310
5140(e)	OQT 1000 (538° C)	10 546	150	7 945	113	8 999	128	19	55	300
5140(e)	Estirado en frío	7 381	105	5 554	79	6 187	88	18	52	212
8630	Estirado en frío 10 %	8 085	115	6 046	86	7 030	100	22	53	222
8640	OQT 1000 (538° C)	11 249	160	8 437	120	10 546	150	16	55	330
8760	OQT 800 (427° C)	15 468	220	11 600	165	14 068	200	12	43	429
9255	OQT 1000 (538° C)	12 655	180	9 491	135	11 249	160	15	32	352
9440	OQT 1000 (538° C)	10 686	152	7 311	104	9 491	135	18	61	311
9850	OQT 1100 (593° C)	12 655	180	9 491	135	11 108	158	15	48	360

Rodamientos de rodillos cónicos
d 15-35 mm

SKF



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Massa	Designación
d	D	T	C	C ₀	grasa	aceite		
15	42	14.25	19 300	12 700	9 000	13 000	0.095	30302
17	40	13.25	16 300	11 000	9 000	13 000	0.075	30203
	47	15.25	23 600	16 000	8 500	12 000	0.13	30303
	47	20.25	30 000	21 200	8 000	11 000	0.17	32303
20	42	15	20 800	15 600	8 500	12 000	0.097	32004 X
	47	15.25	23 600	16 600	8 000	11 000	0.12	30204
	52	16.25	29 000	20 000	8 000	11 000	0.17	30304
	52	22.25	37 500	28 500	7 500	10 000	0.23	32304
22	44	15	21 600	16 300	8 000	11 000	0.10	320/22 X
25	47	15	23 200	18 300	8 000	11 000	0.11	32005 X
	52	16.25	26 500	19 300	7 500	10 000	0.15	30205
	52	22	40 500	32 500	6 700	9 000	0.23	33205
	62	18.25	38 000	26 500	6 700	9 000	0.26	30305
	62	18.25	32 500	23 200	5 600	7 500	0.26	31305
62	25.25	51 000	39 000	6 000	8 000	0.36	32305	
28	52	16	27 000	21 600	7 000	9 500	0.15	320/28 X
30	55	17	30 500	24 500	6 700	9 000	0.17	32006 X
	62	17.25	34 500	25 500	6 300	8 500	0.23	30206
	62	21.25	43 000	34 000	6 300	8 500	0.28	32206
	62	25	55 000	45 500	5 600	7 500	0.37	33206
	72	20.75	48 000	34 000	5 600	7 500	0.39	30306
72	20.75	40 500	29 000	5 000	6 700	0.39	31306	
72	28.75	65 500	52 000	5 300	7 000	0.55	32306	
32	58	17	31 500	26 000	6 300	8 500	0.19	320/32 X
35	62	18	36 500	30 500	6 000	8 000	0.22	32007 X
	72	18.25	44 000	32 500	5 300	7 000	0.32	30207
	72	24.25	56 000	45 000	5 300	7 000	0.43	32207
	72	28	72 000	62 000	4 800	6 300	0.56	33207



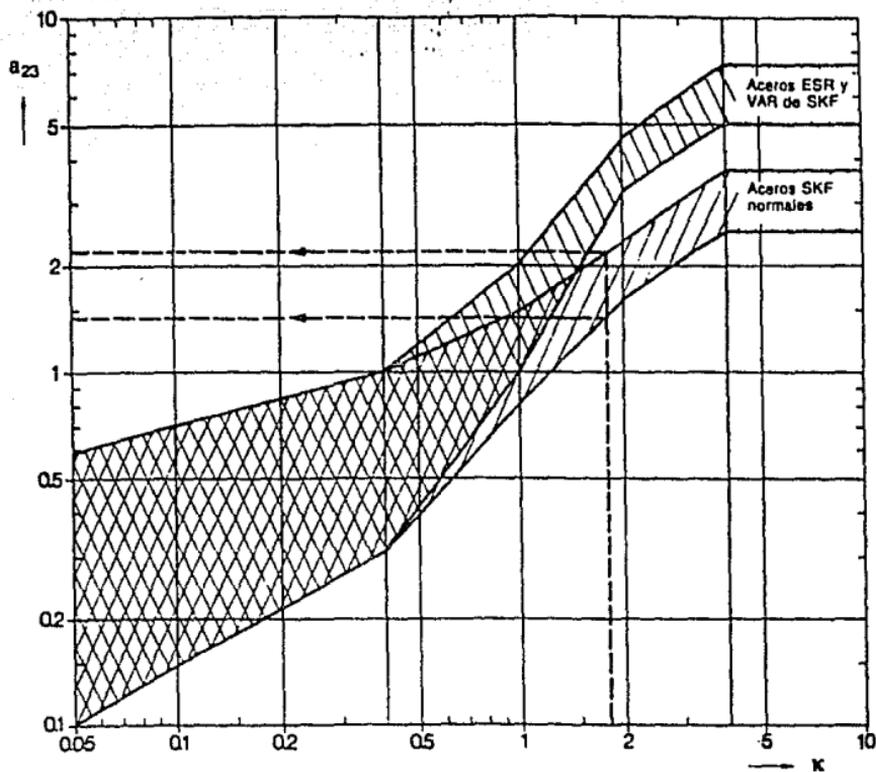
Carga equivalente
 dinámica $P = X F_r + Y F_a$
 estática $P_0 = 0,5 F_r + Y_0 F_a$
 Si $P_0 < F_r$, se toma $P_0 = F_r$

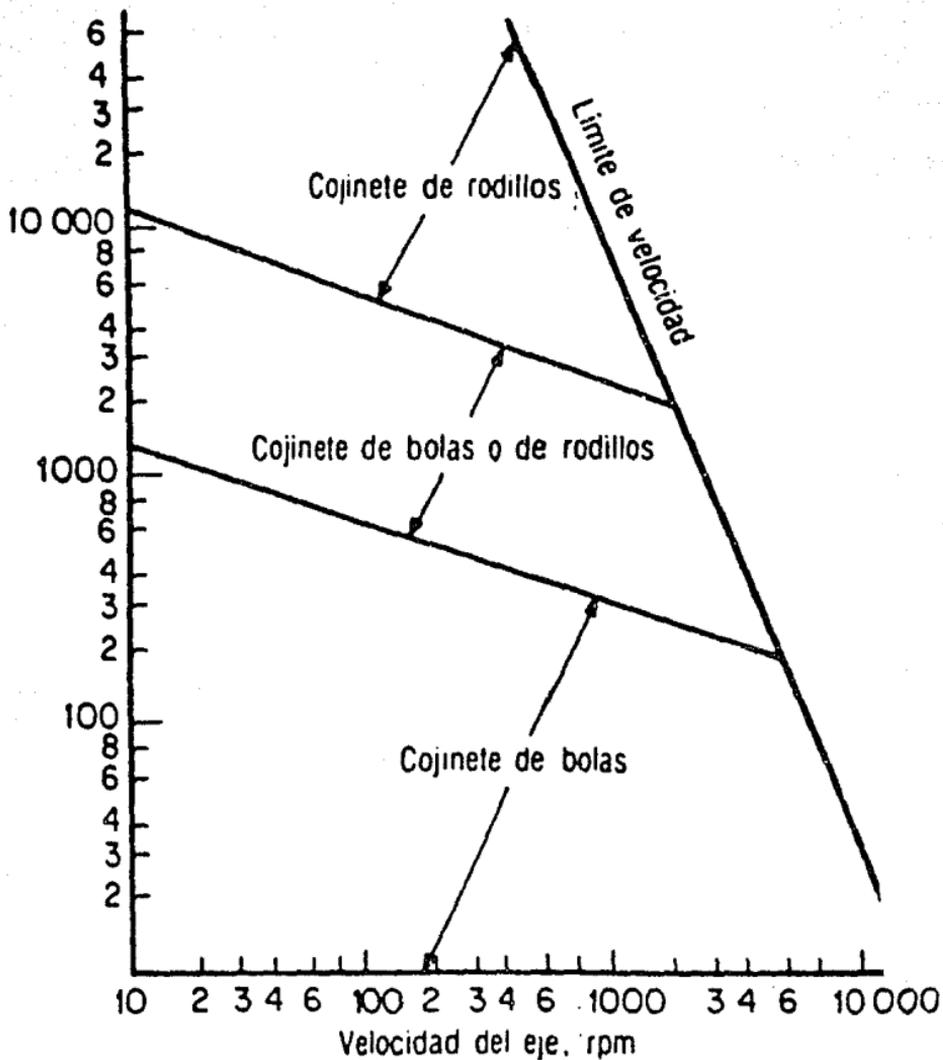
Otras dimensiones				Dimensiones de resacas										Factores de carga							
d	d ₁ min	B	C	r	r ₁	a	d _a máx	d _b min	D _a min	D _a máx	D _b min	C _a min	C _b min	r _a máx	e	F _d /F _r	S _e	F _d /F _r > e	Y	Y ₀	
mm							mm										—				
15	27,3	13	11	1,5	0,5	9	22	21	36	36	38	2	3	1	0,28	1	0	0,4	2,1	1,1	
17	28	12	11	1,5	0,5	10	23	23	34	34	37	2	2	1	0,35	1	0	0,4	1,7	0,9	
	30,4	14	12	1,5	0,5	10	25	23	40	41	42	2	3	1	0,28	1	0	0,4	2,1	1,1	
	31	19	16	1,5	0,5	12	24	23	39	41	43	2	4	1	0,28	1	0	0,4	2,1	1,1	
20	31,1	15	12	1	0,3	10	25	25	36	37	39	3	3	0,6	0,37	1	0	0,4	1,6	0,9	
	33,2	14	12	1,5	0,5	11	27	26	40	41	43	2	3	1	0,35	1	0	0,4	1,7	0,9	
	34,3	15	13	2	0,8	11	28	27	44	45	47	2	3	1	0,30	1	0	0,4	2,0	1,1	
	34,5	21	18	2	0,8	14	27	27	43	45	47	3	4	1	0,30	1	0	0,4	2,0	1,1	
22	33,4	15	11,5	1	0,3	11	27	27	38	39	41	3	3,5	0,6	0,40	1	0	0,4	1,5	0,8	
25	36,5	15	11,5	1	0,3	11	30	30	40	42	44	3	3,5	0,6	0,43	1	0	0,4	1,4	0,8	
	37,4	15	13	1,5	0,5	12	31	31	44	46	48	2	3	1	0,37	1	0	0,4	1,6	0,9	
	38,6	22	18	1,5	0,5	14	30	31	43	46	49	4	4	1	0,35	1	0	0,4	1,7	0,9	
	41,5	17	15	2	0,8	13	34	32	54	55	57	2	3	1	0,30	1	0	0,4	2,0	1,1	
	45,8	17	13	2	0,8	20	34	32	47	55	59	3	5	1	0,83	1	0	0,4	0,72	0,4	
	41,7	24	20	2	0,8	15	33	32	52	55	57	4	5	1	0,30	1	0	0,4	2,0	1,1	
28	40,6	16	12	1,5	0,5	12	33	34	45	46	49	3	4	1	0,43	1	0	0,4	1,4	0,8	
30	43	17	13	1,5	0,5	13	35	36	48	49	52	3	4	1	0,43	1	0	0,4	1,4	0,8	
	44,6	16	14	1,5	0,5	14	37	36	53	56	57	2	3	1	0,37	1	0	0,4	1,6	0,9	
	45,2	20	17	1,5	0,5	15	37	36	52	56	58	3	4	1	0,37	1	0	0,4	1,6	0,9	
	45,8	25	19,5	1,5	0,5	16	36	36	53	56	59	5	5,5	1	0,35	1	0	0,4	1,7	0,9	
	48,4	19	16	2	0,8	15	40	37	62	65	66	3	4,5	1	0,31	1	0	0,4	1,9	1,1	
	52,7	19	14	2	0,8	22	40	37	55	65	68	3	6,5	1	0,83	1	0	0,4	0,72	0,4	
	48,9	27	23	2	0,8	18	39	37	59	65	66	4	5,5	1	0,31	1	0	0,4	1,9	1,1	
32	45,6	17	13	1,5	0,5	14	38	38	50	52	55	3	4	1	0,46	1	0	0,4	1,3	0,7	
35	49,2	18	14	1,5	0,5	15	40	41	54	56	59	4	4	1	0,46	1	0	0,4	1,3	0,7	
	51,8	17	15	2	0,8	15	44	42	62	65	67	3	3	1	0,37	1	0	0,4	1,6	0,9	
	52,4	23	19	2	0,8	17	43	42	61	65	67	3	5	1	0,37	1	0	0,4	1,6	0,9	
	53,4	28	22	2	0,8	18	42	42	61	65	68	5	6	1	0,35	1	0	0,4	1,7	0,9	
	54,5	21	18	2,5	0,8	18	45	44	70	71	74	3	4,5	1,5	0,31	1	0	0,4	1,9	1,1	
	59,6	21	15	2,5	0,8	25	44	44	62	71	76	4	7,5	1,5	0,83	1	0	0,4	0,72	0,4	
	54,8	31	25	2,5	0,8	20	44	44	66	71	74	4	7,5	1,5	0,31	1	0	0,4	1,9	1,1	

Selección del tamaño del rodamiento

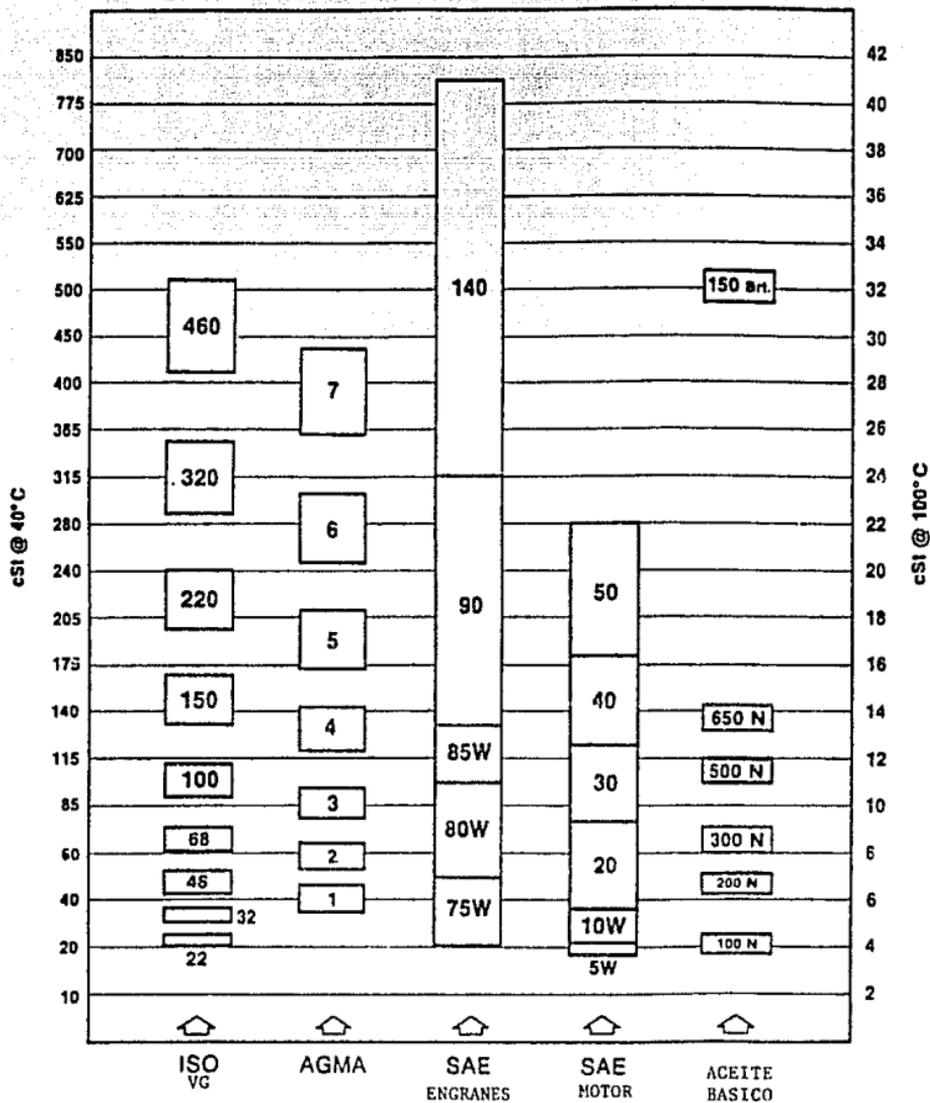
Capacidad de carga y duración

SKF





Guia para la selección de cojinete de bolas o de rodillos.



Lubrizol
an oilfield services company