



Conceptual Design of a Transmission for a Farmer

Daniel Marroquin Olvera and Mario Emigdio Rodriguez Castillo

EasyChair preprints are intended for rapid dissemination of research results and are integrated with the rest of EasyChair.

October 18, 2021

Diseño conceptual de una transmisión para agricultor

Daniel Marroquin Olvera
Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo
Instituto tecnológico de pachuca
ingdanielmarroquin@hotmail.com

Resumen—Este proyecto describe el concepto de una transmisión manual de dos velocidades para el uso agrícola, con ello se proyecta un diseño que reemplaza, la utilización del tractor en las actividades que se realizan de manera estacionaria. Esto se logra con un arreglo de reducción de engranes en una transmisión que proporciona la potencia de un motor de combustión interna a la maquinaria agrícola a través del acoplamiento similar a la de una toma de fuerza (TDF) de un tractor tipo 1,2 y 3 en la molienda de forraje y su mezcla final como alimento balanceado, el cual se produce para el ganado ovino, bovino, porcino, caprino, equino y avícola por mencionar los más destacables en la producción de carne para consumo humano.

Palabras Clave —Transmisión, Agricultura, Engranes.

Abstract—This project describes the concept developed of a two-gear manual transmission intended for agricultural use, the main objective of this project is to replace the use of a tractor in activities that are carried out stationary. This will be achieved with a speed reduction in the power transmission from an internal combustion engine to the agricultural machine through a coupling similar to a power take-off (PTO) of a type 1,2 and 3 tractors in the grinding fodder in its mixture in the production of meat for human consumption.

Keywords— Transmission, Agriculture, Gear.

I. INTRODUCCIÓN

Una toma de fuerza (TDF) es una caja de cambios que se acopla a la abertura de una transmisión o motor la cual tiene como objetivo proporcionar potencia del motor a los elementos auxiliares en aplicaciones infinitas.

En los inicios de las tomas de fuerza eran instaladas por primera vez en un tractor por International Harvester Company (sus siglas son las siguientes IHC) en 1918 y comercializadas en 1920. Esto le dio a IHC tres formas de entregar energía útil: barra de tiro, bandas y TDF [1].

Uno de los accionamientos rotacionales y de potencia de la maquinaria agrícola como son los molinos y revolventes de alimento para ganado, se da mediante una toma de fuerza (TDF) del tractor. La ubicación más común para el eje de la TDF es en la parte trasera del tractor. La dirección de rotación, velocidad angular, ubicación aproximada, y las dimensiones exactas del eje de la TDF fueron estandarizadas por la Sociedad Americana de Ingenieros Agrícolas (ASAE) en 1926 para que se pudieran intercambiar equipos de diferentes fabricantes [2]. Dado el

crecimiento en las prestaciones de la maquinaria agrícola encaminadas a una mayor producción y eficiencia.

La introducción de la TDF fue clave para aumentar la productividad en la agricultura, en la Fig. 1 se muestran las primeras aplicaciones formales que se dieron a través de bandas que eran impulsadas por una polea plana [1].



Figura 1.— Tractor que acciona una maquina trilladora de correa de la década de 1920 [1].

Una TDF con salida posterior al tractor en forma de un eje estriado permitió transmitir potencia al movimiento desde el tractor a un implemento agrícola, como es el caso de la sembradora o una empacadora, que podría trabajar en una tierra de cultivo mientras son arrastradas por el tractor en movimiento tal como se ilustra en al Fig. 2 [1].



Figura 2.— Proceso de empacado de pastura.

El régimen de giro se normalizo a 540 r.p.m. con una tolerancia ± 10 a esta le correspondía un diámetro de la toma de fuerza de 35mm y 6 acanaladuras o estrías. Posteriormente se estableció una nueva velocidad de giro para tractores más potentes que constaba de 1000 r.p.m. con un diámetro de 35mm y 21 acanaladuras. Mas tarde y debido al aumento de potencia de los tractores se desarrolló una toma de fuerza de 45mm de diámetro con 20 acanaladuras y una velocidad angular de 1000 r.p.m.

Por último, se ha normalizado un tipo de TDF para potencias de 456 H.P. que también gira a 1000 r.p.m. pero tienen un eje de 57mm y 18 estrías, los arreglos para el uso de esta toma de fuera son muy pesados y difíciles de acoplar. Esta información se ilustra en la Tabla 1 [3].

TABLA 1 – TIPOS DE TOMA DE FUERZA ISO 500-1 2014[4].

Tipos de TDF	1	2	3	4
Sentido de giro	Horario visto desde la parte posterior del tractor			
Régimen de giro, r.p.m.	540	1000	1000	1000
Diámetro nominal, mm	35	35	45	57
Número de acanaladuras	6	21	20	18
Potencia máxima H.P.	64	123	248	456

Así mismo para este diseño conceptual se seleccionaron los tipos de TDF 1,2 y 3 de los tractores para llevar a cabo el diseño conceptual de la transmisión, que conecta a un motor de combustión interna a la maquinaria agrícola estacionaria como las revolventoras de alimento y los molinos de martillos con los que se trituran las semillas y otros forrajes para producir alimento balanceado para el ganado bovino, ovino, caprino y porcino entre otros. que son la base de la alimentación del ser humano.

En este orden de ideas se puede citar un antecedente en el año 2005 del cual se tiene registro una patente por el inventor Daniel, Jeffrey K. con dos sistemas de transmisión entre un tractor y las diferentes máquinas agrícolas. Las cuales ayudan a linear el eje cardan para un ángulo óptimo entre la maquinaria agrícola y el tractor entre otras funciones principales en varios planos cartesianos [5].

II. METODOLOGÍA/DESARROLLO

Para el desarrollo del diseño conceptual se selecciona la metodología que hace referencia al libro del autor Croos el cual integra los aspectos de procedimiento del diseño con los aspectos estructurales de los problemas. En Fig. 4 se pueden observar, como se integran, y se desarrolla el método mediante la secuencia en el sentido contrario a las manecillas del reloj, partiendo de la parte superior izquierda y las flechas muestran

la relación conmutativa entre el problema y la solución sin dejar a un lado los problemas primarios y secundarios en este proyecto solo se utilizan 6 de las 7 etapas ya que la última se considera para productos existentes que se busca hacer una mejora [6].

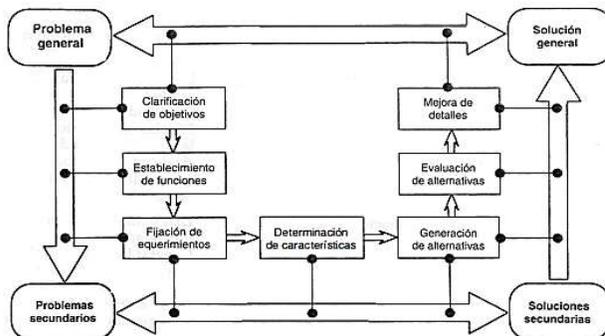


Figura 4.- Siete etapas del proceso de diseño colocadas dentro del modelo simétrico de problema/solución[6].

En la primera etapa tenemos como desarrollo la clasificación de los objetivos de nuestro diseño en un orden jerárquico como se ilustra en la figura 5 que centraliza como objetivo principal el diseño de una transmisión agrícola utilizando herramientas CAD. hasta el desarrollo de cada uno de sus funciones principales a cubrir.

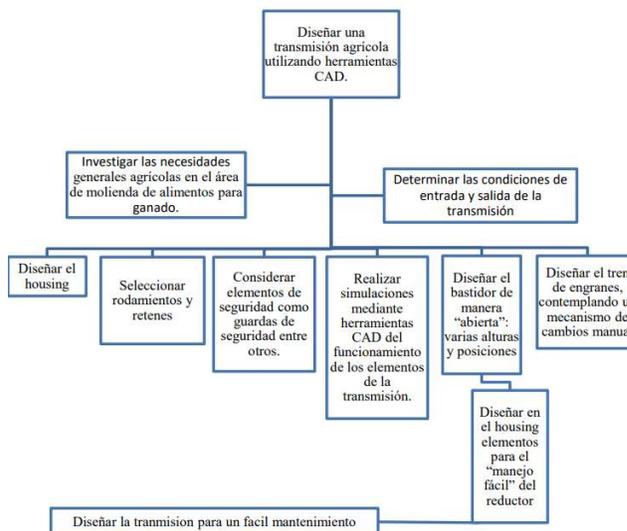


Figura 5.- Jerarquía de objetivos del diseño una transmisión agrícola utilizando herramientas CAD.

En la segunda etapa que es el establecimiento de funciones la cual se emplea el método de caja negra que se representa en la figura 6. Como velocidad de entrada se contemplan 1500 R.P.M. y una potencia de 248 H.P.

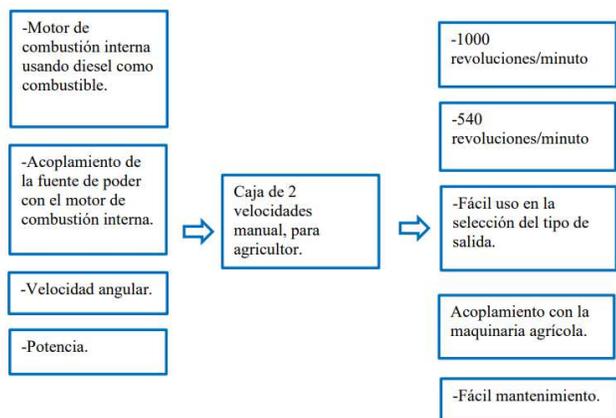


Figura 6. Esquema de caja negra con entradas y salidas para el diseño de una transmisión.

En la etapa número 4 se tiene contemplado la determinación de las características en la cual se va realizar con los requerimientos de la etapa 3 que cumplen con la meta establecida que es la satisfacción del cliente.

En la etapa 5 tenemos la generación de alternativas, en la cual se establecen todas las posibles soluciones potenciales que contribuyen al diseño de la transmisión para agricultor.

Cabe destacar que se toman como alternativas una transmisión de poleas, catarinas y engranes.

Como siguiente etapa al analizar las alternativas generadas, las cuales se seleccionan a la mejor vida útil y seguridad para el usuario final.

III. PROCESO CONCEPTUAL

Desarrollando la metodología antes descrita se selecciona una transmisión por engranes con un sistema de cambios manual que alterna dos trenes de engranes con un sistema clásico de selección de cambios por medios de sincronizadores.

Esta transmisión será acoplada en su entrada de potencia a un motor de combustión interna de acuerdo a la norma SAE 617J con una brida tipo 1, en su salida tendrá dos ejes los cuales estarán normados por la ISO 500-1 2014.

IV. MEMORIA DE CÁLCULO

Se desarrolla el cálculo de 2 trenes de engranes con ejes paralelos, sobre la base de las consideraciones de dos ejes de salida y una entrada.

Después de las consideraciones anteriores como primer punto se calculan cada ancho de cara y diámetro de paso para tener el dimensionamiento principal de los elementos giratorios de la transmisión y con esto calcular la longitud estimada de los ejes de cada tren de engranes.

En este orden de ideas se puede citar la ruta de ecuaciones de desgaste basadas en las normas ANSI/AGMA 2001-D04 para engranes rectos [8,9].

Con el dimensionamiento global de los trenes de engranes de la transmisión se refina el concepto calculando el diámetro del eje de entrada el cual es el más crítico debido a la magnitud de las fuerzas, momentos flexionantes y torsionales que se

ejercen sobre él. Para esta parte del diseño se calcula el diámetro mediante el método de Goodman por fatiga en la ec. (7) se muestra la ecuación para el factor de seguridad la cual se puede despejar la variable del diámetro y obtener las dimensiones de cada y el material al que va ser fabricado en este caso resulto el acero 1050 tratado térmicamente templado y revenido posteriormente.

(1)

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

Una vez obtenidos los diámetros de los ejes contemplando todos los concentrados de esfuerzos como cuñas ranuras para seguros [10] se debe considerar una adecuada selección de rodamientos y retenes

A manera de punto final cabe destacar que se incluye una respiración para contrarrestar la presión interna de los gases del lubricante que se pudieran generar en su funcionamiento real.

V. RESULTADOS

Conforme a la ruta de ecuaciones de desgaste antes mencionadas se obtiene la siguiente Tabla 2, que muestra las dimensiones de cada engrane con un módulo de 6 y con un material seleccionado para los engranes en Acero carbonizado y endurecido el cual cubre los requerimientos de esfuerzo por fatiga y flexión a los que está sometido cada engrane en esta primera fase conceptual del diseño de la transmisión. También se reflejan los diámetros de pasos los cuales resultan útiles para complementar la geometría total de cada engrane de la transmisión. Los cuales se muestran en la tabla 2 en su conjunto como tren de engranes.

TABLA 2 – DIMENSIONES DE CADA ENGRANE.

Engranes	Grado del Material (AGMA)	Ancho de cara (in)	Diámetro de paso
Engrane 1	Grado 3	2	5.66
Engrane 2	Grado 3	2	8.50
Engrane 3	Grado 2	2.5	3.77
Engrane 4	Grado 3	2.5	11.1
Engrane 5,6,7 y 8	Grado 3	2.5	5.66

Dadas las dimensiones de los engranes se procede a plasmar el concepto obtenido en 3D con el software Solid Works con un dimensionamiento discreto a los cálculos obtenidos en la Fig. 5a se muestra la vista isométrica de los trenes de engranes junto con los ejes en sus posiciones finales de trabajo. En este sistema se contempla un sistema de sincronizadores para la selección de marchas de acuerdo con los criterios contemplados en la cita [12]. Adicionalmente se menciona que se tuvo que aumentar un juego de engranes más a cada salida para conservar el sentido de giro al cual trabajan las tomas de fuerza y en la Fig. 5b se muestra la vista superior y se ilustra la entrada del sistema a

1500 rpm que serán generadas por el motor de combustión interna y las salidas antes descritas a 540 RPM. y 1000 RPM. Junto con el sistema de cambios que será por sincronizadores esto con la finalidad de mantener la seguridad del operador en todo momento ya que los ejes de salida se deben accionar solo cuando esté conectado con el implemento agrícola que use el agricultor con la finalidad de evitar errores en los acoplamientos y al mismo tiempo no tener piezas móviles en movimiento sin guarda de seguridad para evitar atrapamientos y accidentes graves que pongan en riesgo al operador [13].

En la Fig. 5c se muestra una vista isométrica de la transmisión en la cual cabe destacar que la brida de acoplamiento con el motor de combustión interna esta conforme a la norma SAE 617J [14] y en la figura 5d) se contempla una vista lateral de la transmisión en la cual cabe puntualizar que el proceso de fabricación será por fundición con ello se pretende en este concepto tener una geometría lo más simple posible y que al mismo tiempo se cumpla con un costo bajo de la carcasa de la transmisión. De igual manera es considerado un ángulo de salida en la parte trasera de la transmisión que ayudara para el proceso de fabricación seleccionado.

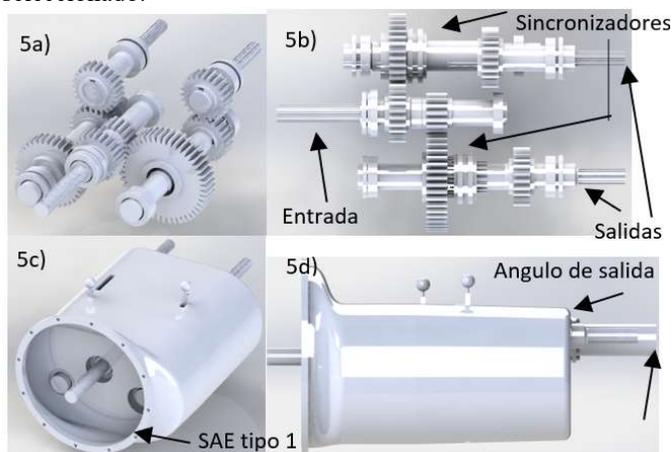


Figure 5 - (a) vista del tren de engrane de la transmisión; (b) vista superior del tren de engranes; (c) vista isométrica; vista lateral

VI. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Dado el desarrollo conceptual de la transmisión se hace puntual enfatizar que se deben tomar en cuenta los resultados obtenidos solo para obtener un dimensionamiento general de los componentes de la transmisión para tener un arreglo general en 3D que se pueda afinar más adelante en la ingeniería de detalle cuando se agreguen más elementos mecánicos en la parte de refinamiento del diseño final junto con los análisis analíticos y numéricos de esfuerzos y deformaciones que serán necesarios para asegurar la funcionalidad del antes del prototipo físico.

Con respecto a lo anterior el dimensionamiento del arreglo cumple lo establecido en las funciones que se tienen como objetivo, que es sustituir al tractor en los procesos estacionarios

disminuyendo costos de producción de alimento balanceado para los agricultores

VII. CONCLUSIONES

El desarrollo CAD en SolidWorks del concepto de una transmisión de dos velocidades manual, para agricultor entrega como resultado la validación de la geometría del conjunto sin la necesidad de tener un prototipo de manera física, al mismo tiempo brinda la posibilidad de integrar el diseño de los modelos mecánicos del proyecto permitiendo anticipar las posibles interferencias o errores de montaje, generando un menor número de prototipos gracias a la posibilidad de configurar y probar el sistema simulando en un entorno lo más cercano a la realidad antes de fabricarlo. De esta forma se evitan errores costosos y ahorro de tiempo en la etapa del prototipo ya que se puede disminuir los errores de diseño que impactan en las líneas de producción de ensamble final.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo financiero para la Realización de este trabajo al Gobierno de México por parte del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) y al Tecnológico Nacional de México campus Pachuca.

REFERENCIAS

- [1] [1] K. J. Stoss, J. Sobotzik, B. Shi, E. R. Kreis “Tractor Power for Implement Operation—Mechanical, Hydraulic, and Electrical: An Overview”. Agricultural Equipment Technology Conference,
- [2] [2] A.K. Srivastava, C.E. Goering, R.P. Rohrbach, and D.R. Buckmaster Bernal, Engineering Principles of Agricultural Machines. 2nd edition. USA: Peg McCann 2006 Kansas City, Missouri, USA. 28-30 January 2013.
- [3] [3] F.N. Márquez Fernández, mfl805_2 manejo y mantenimiento de equipos de preparación del suelo. Edición 5.0. España: E-learning S.L.
- [4] [4] Agricultural tractors rear-mounted power take-off types 1, 2, 3 and 4 Part 1: General specifications, safety requirements, dimensions for master shield and clearance zone ISO 500-1 2014,2014.
- [5] [5] D. Jeffrey K. “Caja de engranes divisor giratorio de tres vías para sistema de transmisión agrícola”, patente WO2005/07/0157 A2, agosto, 2005.
- [6] [6] D. Jeffrey K. “Caja de engranes divisor giratorio de tres vías para sistema de transmisión agrícola”, patente WO2005/07/0157 A2, agosto, 2005.
- [7] [7] N. Croos, Métodos de diseño estrategias para el diseño de productos, segunda reimpresión, México, editorial LIMUSA SA DE CV 2002
- [8] [8] R. G. Budynas. y J. Keith Nisbett Diseño en ingeniería mecánica de shigley. México: McGraw-Hill, 2008.
- [9] [9]ANSI/AGMA, “American Gear Manufacturers Association ANSI/AGMA 2001-D04,” Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, Alexandria, 2004.
- [10] D. Pilkey Peterson’s stress concentration factors second edition, Canada, library of congress
- [11] Catalogo No.457010 SKF Seal Handbook, SKF Elgin, IL
- [12] Socin, R., & Walters, L. Manual Transmission Synchronizers. SAE Transactions, 77, 31-65. Paper 680005-680246 1968.
- [13] J. Ortiz TACTORES, Técnicas, y Seguridad 2da edición, Madrid-México, ediciones Mondiprensa,2012
- [14] Engine flywheel housing and mating transmission housing flanges, SAE 6117J ,1992