

# Sistema de transmisión TCP (transmisión por coronas cónicas paralelas)

## TCP transmission system (transmission by parallel conical rings)

Verdur, Gustavo \*; Mercuri, Luis

Universidad Nacional de San Luis. Facultad de Ingeniería y Ciencias Agropecuarias,  
Departamento de Ingeniería, Área de Mecánica, Argentina.

\*gaverdur@unsl.edu.ar

### Resumen

*El presente trabajo de desarrolla dentro del proyecto de investigación PROIPRO 14-3023, su objetivo es aportar un nuevo desarrollo al campo de las cajas de transmisión, que siempre ha ido de la mano del desarrollo de los motores de combustión, y del respectivo aumento de su eficiencia. Este proceso, ha requerido que las mismas puedan estar a la altura de esos rendimientos, posibilitando la entrega de potencia en sus valores máximos. El proyecto consiste en el diseño y desarrollo de una caja de cambios, original, de múltiples etapas de velocidad combinadas, que pueda ser controlada electrónicamente de forma sencilla. La misma usa engranajes cónicos espirales, y es capaz de trabajar con ejes alineados coaxialmente, pretendiendo ser un desarrollo que pueda superar en prestaciones a otras similares, en cuanto a compacidad espacial, ruido, y operatividad general. Fundamentalmente su ventaja principal consistiría, en que permite que el motor de accionamiento opere dentro del rango de mayor eficiencia de entrega potencia, brindando un número muy superior de escalonamientos de marcha, respecto de las cajas convencionales.*

**Palabras clave:** transmisión-engranaje-cónico.

### Abstract

*This work is developed in the context of the PROIPRO 14-3023 research project, Its objective is to bring a new development to the field of transmission boxes, whose evolution, has always gone hand in hand with the development of combustion engines and the respective increase in their efficiency. This process has required that they be able to live up to these performances, enabling the delivery of power at its maximum values. The project consists of the design and development of a gearbox, with multiple combined speed stages, that can be easily controlled electronically. It uses spiral bevel gears, and can work with coaxially aligned axes, aiming to be a development that can surpass the performance of other similar ones, in terms of spatial compactness, noise, and general operability. Fundamentally, its main advantage would be that it allows the drive motor to operate within the range of greatest power delivery efficiency, providing a much higher number of gear steps, compared to conventional gearboxes.*

**Keywords:** transmission-gear-bevel

### 1 Introducción

Antecedentes:

Se cree que **Leonardo Da Vinci** construyó lo que pudo ser la primera caja de cambios del mundo, inventando un cambio de velocidad compuesto por dos piezas: una cilíndrica y otra cónica. Así mediante una serie de engranajes, convertía el mecanismo en un cambio de velocidades. Mucho tiempo después, y juntamente con el avance de la era industrial y el avance de la industria

automotriz y aeronáutica, se desarrollan sistemas muy eficientes como el de **Fred Lanchester**, en el año de 1889, trabajando con "engranajes epicíclicos", para ponerlos en práctica en un automóvil.

Al cabo de cierto tiempo, la idea de **Fred Lanchester**, fue aceptada y probada por otros grandes de la industria automotriz, como el propio **Henry Ford**. La automotriz americana utilizó la idea de la caja de Fred en su famoso modelo T, el cual tenía dos cambios o dos velocidades y la marcha atrás o el retroceso. Sin embargo, hubo otro hombre

a quien realmente le intereso el tema, y finalmente lo adecuó a los vehículos, **Walter G. Wilson** quien desarrolló una caja de cambios epicíclica con palanca preselección, que se movía manualmente, y que variaba las marchas al oprimir un pedal. Luego de esto **Wilson**, construyó una caja de cambios de tres velocidades hacia adelante y retroceso.

Hubo también otras soluciones, entre ellas combinar el método mecánico con el hidráulico. **Hermann Föttinger**, quien trabajaba en la empresa **Vulcan**, desarrollo en 1905 una caja de cambios de anillos huecos de sección semicircular, dentro de los cuales, el fluido circula a modo de sacacorchos, en un movimiento espiral. Sin embargo, estos embragues hidráulicos solo se utilizaron a nivel industrial especialmente en maquinarias pesadas que eran de difícil arranque.

Para el año de 1926 **Harold Sinclair** empezó a trabajar en cajas de cambios a los autobuses, con la intención de hacer más cómodo y placentero el viaje de los pasajeros. La empresa **Daimler**, que se dedicaba a la construcción de automóviles y autobuses se interesó en el trabajo de Sinclair y empezaron a combinar los conocimientos de Wilson con el dispositivo hidráulico de **Föttinger**, y esto dio como resultado la creación del vehículo **Daimler Double Six**, un carro dotado de una caja de cambios con preselección y embrague hidráulico para poder transmitir la tracción.

Con el pasar del tiempo, se llegó a nuevos descubrimientos. **Allan Coates** propuso en el año 1924 una caja rector que funcionaba como dispositivo multiplicador o convertidor de par, y como acoplamiento hidráulico.

En 1927 nuevamente, **Föttinger** diseñó una caja de cambios muy avanzada que no tuvo competidores y se utilizó en muchos de los modelos de la época. Más adelante, al finalizar la década de los años 30, el gigante General Motors dio un paso adelante al idear un sistema de "cambio rápido", introducido en el modelo **Oldsmobile** en 1938, y algún tiempo después en los modelos Buick y Cadillac.

En 1940 llegó el primer cambio **Hydromatic-Automatic**, instalado en los **Oldsmobile**. Esta caja tenía acoplamiento hidráulico, sin convertidor de par y 4 velocidades. En los años siguientes este sistema se siguió utilizando y sus variaciones fueron escasas. Luego de la segunda guerra mundial la demanda de vehículos más potentes obligó a cambiar a mayor eficacia y menos tecnología. La línea de tiempo de estos avances podría resumirse en Fig. 1.

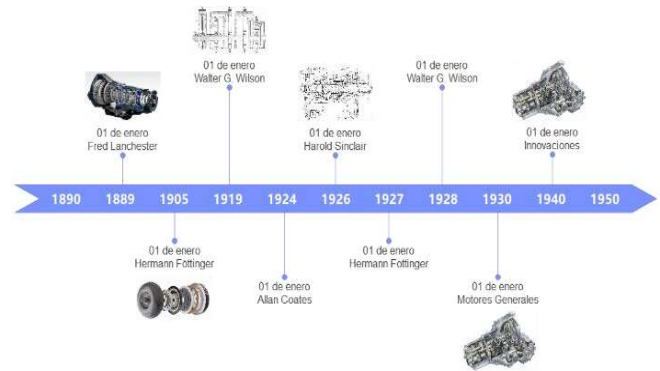


Fig. 1 Evolución de los diferentes sistemas

En nuestra actualidad, las cajas que ya evolucionaron considerablemente dejaron de ser solamente mecánicas, para pasar a un nivel dominado por la tecnología automotriz. Los avances de la electrónica, y la aparición de la Mecatrónica, han conseguido importantes mejoras, y ahora se puede contar con cajas automáticas y secuenciales que permiten realizar fácilmente múltiples cambios sin tanto esfuerzo y a gran velocidad.

Estudios preliminares realizados por el equipo de investigación del **PROIPRO 14-3023**, sobre esta innovadora configuración de engranajes cónicos, permiten prever resultados que alientan la factibilidad constructiva, y cimientan la posibilidad de que los mismos, se materialicen en prototipos virtuales y modelos físicos operativos, susceptibles de ser sometidos a ensayos y mediciones comparables. Proporcionando así, en el futuro, una alternativa más a la variedad de sistemas mecatrónicos usados en la actualidad en la transmisión de potencia, no solo para uso automotriz, sino en general para usos industriales.

## 2 Marco teórico e Hipótesis de trabajo.

El marco teórico se inscribe en la Teoría de máquinas, en particular la Teoría General de los Mecanismos, y específicamente en la Cinemática y Dinámica de sistemas de transmisión de potencia mecánica. El diseño de los engranajes se ajusta a las normativas AGMA

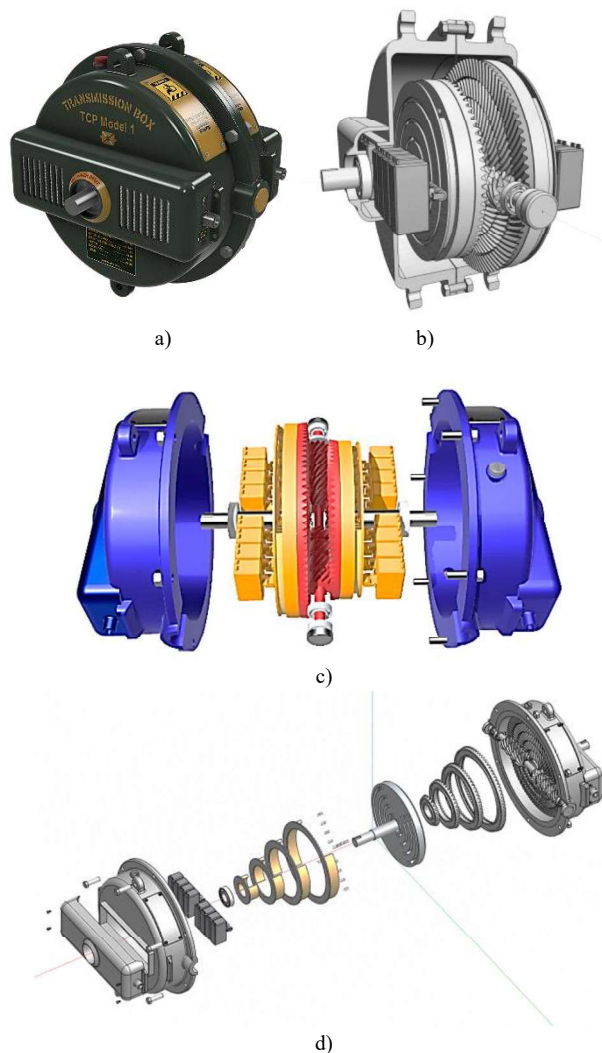
La hipótesis de trabajo parte de la premisa de que aún es posible mejorar los sistemas actuales de transmisión de velocidades, bajando la relación peso-potencia, aumentando la compacidad espacial y aprovechando al máximo el punto de mayor eficiencia del motor.

### 3 Metodología y Desarrollo

La metodología es 1, el modelado virtual usando C.A.E, y simulación asistida, 2-El modelado matemático, y 3 el prototipado 3D, el desarrollo sigue estos pasos:

#### 3.1 construcción de modelos preliminares virtuales y descripción del funcionamiento.

Luego de evaluar varios diseños preliminares se alcanza el modelo más aproximado al definitivo, eligiéndose una configuración de 4 coronas y reversa, aunque aún faltan ajustar algunas variables dimensionales, el mismo se muestra en las -Fig. 2a, 2b, 2c y 2d.- (YouTube: @proyectocajatecp video N°1).

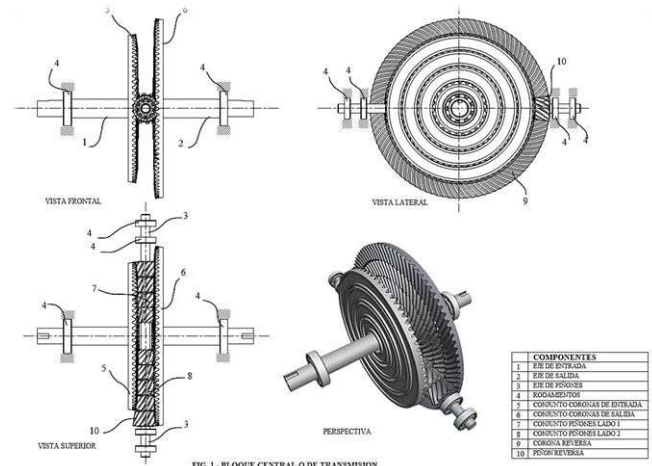


**Fig. 2** Modelo 1 **a.** Aspecto exterior, **b.** Vista interior de la caja TCP, **c.** Bloques principales, **d.** Vista explotada de las partes principales

En las mismas se observa el aspecto general exterior e interior, donde se pueden diferenciar, según su función, tres bloques principales, -Fig.2c-, en rojo, el bloque central o de transmisión, en amarillo, el bloque secundario o de acoplamiento, y en azul, el bloque terciario o estructural.

Para entender el correcto funcionamiento del mecanismo es fundamental tener en cuenta que, los piñones solidarios a los árboles de piñones se mueven sincrónicamente con su eje correspondiente, pudiendo estar conectados a las coronas que estuvieran enclavadas por los embragues, por ambos lados. Las coronas que no estuvieran enclavadas girarán en vacío sobre las jaulas de rodamientos intermedios, sin transmitir potencia y manteniéndose en movimiento hasta que sean conectadas por los respectivos embragues. (YouTube: @proyectocajatecp video N°3).

El alma de la transmisión está en el mecanismo del bloque, central, -Fig. 3-, en el mismo se ubican dos conjuntos de coronas cónicas, las de entrada (5) y las de salida (6), que se posicionan enfrentadas a espejo, en el caso mostrado los conjuntos de coronas de entrada son de 4 coronas, y los de salida de 5 coronas (porque incluye la de reversa), pero en otros diseños, podrían usarse más cantidad, o menos, según demande la aplicación de la transmisión. Cada corona se encuentra vinculada con su “reflejada” por un par de piñones cónicos, de un lado y del otro de la corona, los cuales se encuentran engranados de manera permanente a la misma.



**Fig. 3** Componentes principales del bloque central

Así se forman dos grupos de 4 piñones cada uno- los del lado 1 (7), montados en solidario con el eje de piñones (3), y los del lado 2 (8), unidos entre sí, pero que pueden girar independientemente sobre el eje de piñones. Estos dos grupos de piñones cónicos hacen de puentes entre los conjuntos enfrentados de coronas cónicas, y transmiten la rotación entre la entrada y la salida, con una relación de velocidad que depende de cuáles de las coronas se encuentren en un determinado instante temporalment

vinculadas al eje de entrada y de salida respectivamente. Se recuerda que el conjunto de 5 coronas de salida (6), presenta una corona extra más externa (9) con respecto al conjunto de 4 coronas del conjunto de entrada (5), lo mismo sucede con el grupo de piñones del lado 2 (8) que presenta un piñón extra más externo (10) respecto del conjunto de 4 piñones del lado 1 (7), esta corona y piñón extra forman parte del conjunto de marcha reversa que tendrá una relación de velocidad acorde a cuál sea la corona vinculada al eje entrada (1). En Figura 2 se observan en vista explotada las partes integrantes del bloque central o de transmisión bien diferenciadas, se han obviado los rodamientos intermedios para una mejor claridad en la representación, ya que las coronas entre sí llevan rodamientos de agujas. En la -Fig. 4- se puede apreciar en vista explotada la relación funcional entre las partes del bloque central.

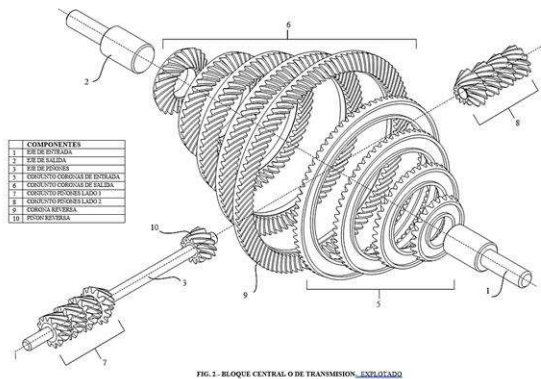


Fig. 4 Vista explotada de bloque central

El bloque secundario, o bloque de acoplamiento, -Fig. 5-, es el sistema que acoplará individualmente cada par de coronas de entrada y salida, a los ejes respectivos. Este bloque se compone de dos discos o volantes de acople, uno de entrada (16) y otro de salida (13), se encuentran unidos permanentemente a los ejes de entrada y de salida respectivamente, y giran solidariamente con los ejes, estos volantes poseen unas ranuras por donde se deslizan

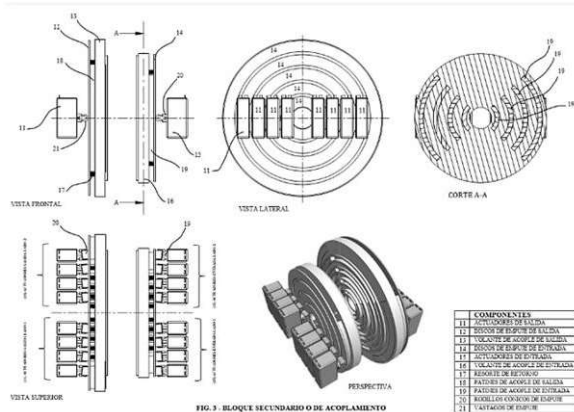


Fig. 5 Componentes principales de Bloque secundario

axialmente los patines de acople de entrada (19) y de salida (18), que realizarán el acople transitorio de la corona seleccionada y el eje, dicho contacto puede ser del tipo mecánico (anillos sincronizadores), de fricción (acoplamiento rozante) o magnético (acoplamiento magnético por histéresis, polvos magnéticos o electroimanes), vinculando entonces una corona seleccionada al volante y por lo tanto al eje correspondiente.

En función de la corona que se seleccione a la entrada, y a la salida, se producirá un determinado “cambio” de velocidad, ya sea reducción, multiplicación, reversa, o directa. Los patines de acople, a su vez, se vinculan en solidario con los discos de empuje de entrada (14) y de salida (12), los cuales recibirán, a través de los vástagos (19) y rodillos cónicos (20), el empuje de los actuadores de accionamiento de entrada (15) y de salida (14). El tema de los actuadores aún no está completamente definido, al ser elementos comerciales y pueden ser del tipo electromagnético, hidráulico o neumático, y a su vez, pueden estar comandados por un microcontrolador que procesará las señales de los sensores de torque y velocidad, y los accionará consecuentemente. También pueden recibir una señal manual emitida por un pulsador a modo de las cajas secuenciales. En definitiva, el sistema puede ser automático o manual, y similar a los sistemas de selección usados en otras cajas automáticas.

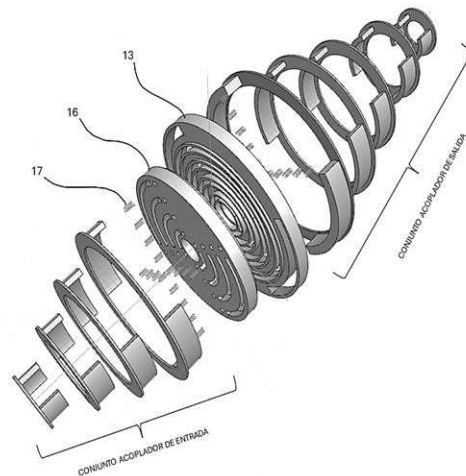


Fig. 6 Vista explotada de bloque secundario sin actuadores

En la -Fig.6- se muestra una vista en explosión del bloque secundario, en donde se puede apreciar mejor la relación funcional entre los componentes, donde se obviaron los actuadores para simplicidad de la imagen

El tercer bloque, es de soporte y cubierta, - Fig. 7-, comprende los alojamientos de rodamientos de apoyo de los ejes, el bastidor o carcasa, donde se encuentran montados y



soportados los elementos de los bloques anteriores. Este bloque prácticamente será muy similar estructuralmente a los sistemas de cobertura de una gran cantidad de modelos de cajas de transmisión.

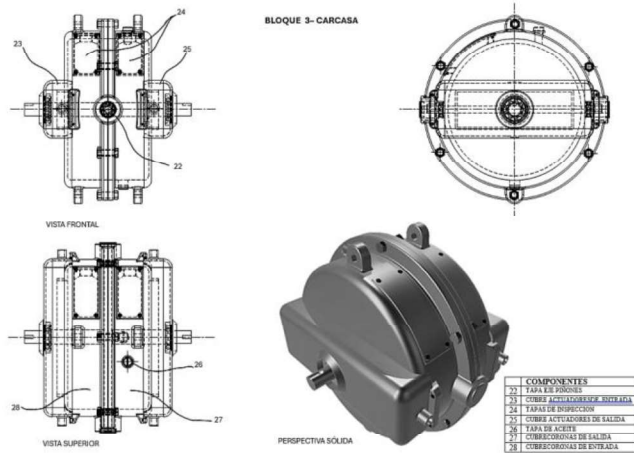


Fig. 7 Componentes principales del bloque terciario

En todos los dibujos se mostraron los componentes más importantes que hacen a la función principal del mecanismo en particular, y del sistema en general, se han obviado por una cuestión de simplicidad muchos elementos accesorios, retenes, sellos, rodamientos intermedios, etc., que no hacen a la parte funcional del mismo.

### 3.2 Modelo matemático

El modelo matemático básicamente busca la relación entre la entrada y la salida del mecanismo, y para su análisis se recurre a las siguientes simplificaciones: 1) usar un solo juego del árbol de piñones, debido a que los demás son redundantes, y solo están para reforzar resistencia, 2) descartar la presencia del par de reversa, el cual se tendrá en cuenta al final, como una combinación más. 3) obviar el modelo matemático de la cinemática del engrane, que se puede consultar en cualquier libro de engranajes con normativas AGMA.

Entonces llamando:

**NCE:** número de coronas de entrada

**NP:** número de piñones

**NCS:** número de coronas de salida

Y siendo que:

$$NCE=NP=NCS$$

Y por análisis combinatorio, el número de salidas de transmisión posibles  $N_S$  será:

$$N_S = N_{CE}^2 - (N_{CE} - 1) \quad (1)$$

Donde el primer término representa la cantidad de posibilidades de transmisión totales y el segundo término elimina la cantidad de transmisiones directas redundantes, dejando solamente una de ellas.

De lo anterior se deduce que, utilizando un juego de 4 coronas, será:

$$NCE=4$$

por lo que, en este caso, el número de salidas posibles será:

$$N_s=4^2 - (4-1) = 16 - 3 = 13$$

O sea, que el número total de posibilidades de transmisión para 4 pares de coronas será de 16, pero al eliminar tres "Directas" redundantes, quedan 13 combinaciones efectivas. Si a eso se le suma la Reversa que agrega 4 combinaciones más de marcha reversa, tendríamos 17 salidas posibles (YouTube: @proyectocajtcp video N°4). También suele suceder que algunas relaciones queden muy próximas en valores de reducción o multiplicación, y puedan descartarse; en el caso de cuatro coronas se descartan dos, como se ve en la Fig.9 (se pueden descartar las posiciones N°7 y la N°14), quedando entonces, 11 efectivas, más 4 de reversa, lo cual da 15 salidas efectivas.

En la Fig. 8, se indican las posibilidades de transmisión y sus relaciones correspondientes.

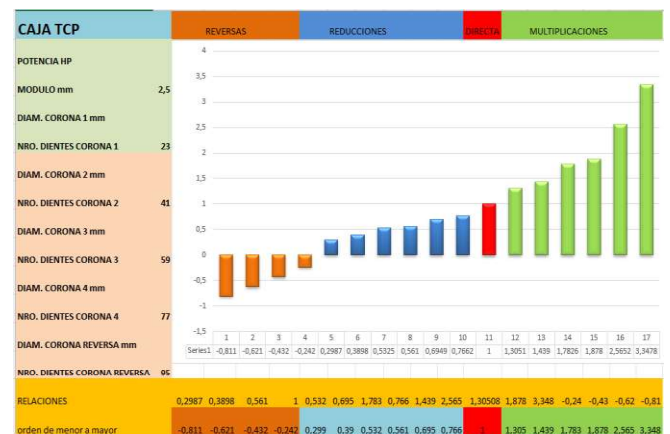


Fig. 8 Planilla de cálculo con el modelo matemático y gráfica de relaciones entre la entrada y la salida

Y en Fig. 9 se pueden observar gráficamente los caminos cinemáticos de cada combinación

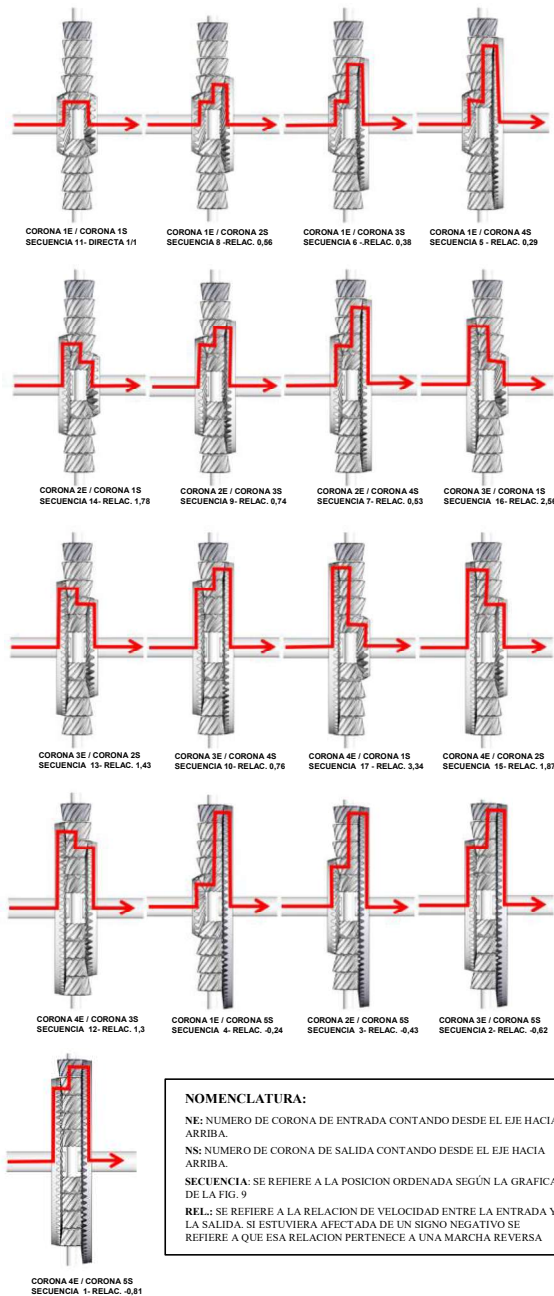


Fig. 9 Esquema simplificado y camino cinemático de las diferentes combinaciones de transmisión

Además, asumido un módulo de engrane y el Nro. de dientes para la corona más chica,  $n_1$ , (que dependerá de la potencia a transmitir y por lo tanto del diámetro del eje de entrada), la secuencia progresiva de números de dientes de las demás coronas podrá obtenerse mediante la siguiente

expresión:

$$n_i = ((n_{i-1} * i) - (5 * (i - 1))) \quad (2)$$

La secuencia de dientes en las coronas para el caso del modelo será 23-41-59-77, (95 la Reversa), para un módulo fijo igual a 2.5 mm (no necesariamente las coronas deben tener el mismo módulo, puede ser diferente mientras el emparejamiento de engranajes sea respetado), esto obliga a ajustar el diámetro de las coronas al valor más próximo que pueda contener un numero entero de dientes, por lo que los saltos de diámetros no son constantes, de acuerdo a esto la secuencia de Diámetros externos en mm, de cada corona, será de : (92.3592), (149.1228), (204.5627), (259.7009)...

Como se puede ver los “saltos” entre diámetros no son iguales, hay una leve diferencia, entre D2 y D1= 56.7636 mm, entre D3 y D2= 55.4399 mm, y entre D4 y D3= 55.1382 mm, lo cual, si bien no es demasiado significativa, hace necesario considerar el ajuste correcto al hacer el diseño de montaje.

La posibilidad de usar cajas en tándem eleva casi exponencialmente el número de combinaciones de cambios útiles, según se puede observar en las Figs.10 y 11, llegando al orden de 54 variaciones de cambios en tándem doble y del orden de unas 500 aprox. en tándem triple.



Fig. 10 Cajas en Tándem doble



Fig. 11 Cajas en Tándem triple

Esto produce un espectro de variaciones mucho mayor con tendencia de crecimiento exponencial (ver la línea azul de la

gráfica 12), y hace que los saltos entre marchas se aproximen y la curva sea más suave, casi similar a una transmisión continua, como se ve en Fig. 12, con la ventaja que, al usar engranajes, se logra mayor capacidad de transmisión de potencia que en esta últimas.

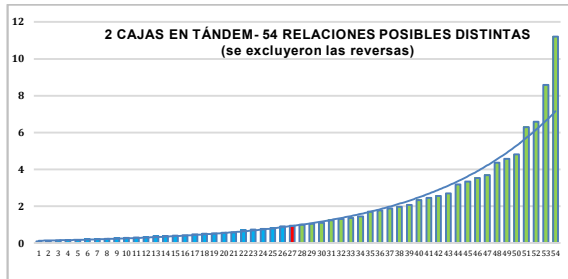


Fig. 12 Gráfica de relaciones para tándem doble, n=54

### 3.3 Cálculo y diseño de engranajes

Entre otros, uno de los desafíos del proyecto, fue primero modelizar y luego fabricar impresas en 3D, las coronas cónicas y los piñones cónicos, con trayectorias de dientes espirales (Norton,pag.785)-(Mvszka, pag.285)-(M. F. Spotts, T. S. Shoup,pag.596). Se ensayaron varios métodos clásicos que se basaban en levantar los perfiles de dibujos 2D, pero la acción de engrane corona-piñón era imperfecta, presentando errores de ensamblaje e interferencia. A partir de allí se comenzó a investigar aplicaciones 3D más específicas con la temática, que además incluían el cálculo por resistencia. Entre esas aplicaciones CAE, se encuentran Mitcalc, Inventor, Fusion360, AutoCad, etc. Luego de evaluar exhaustivamente los sistemas mencionados, se optó por el uso del paquete de cálculo y modelización Kisoft, Fig. 14 (Kisoft, pag.235), y Fig.15 a), 15 b), 15 c), 15 d), 15 e), utilizando como validación de cálculo de datos básicos, el paquete Mitcalc (Mitcalc,pag.98). Dado que el módulo de los engranes se fijó en 2.5, y que en general este puede ser variable entre grupo y grupo de engranajes, se prefirió unificar, por una cuestión de proporciones adaptadas a los recursos de impresión 3D. Recordemos que los diámetros exteriores de las coronas deben estar modulados a esa variable por lo que, en la medida de lo posible, se aproximaron a los diámetros teóricos, manteniéndose diferencias del orden del mm. que no generaron problemas dimensionales significativos. El posterior ensamblado y construcción de los modelos virtuales se realizó en Shapr3D, y las animaciones en Fusion 360, ya que se considera que estas aplicaciones eran las más funcionales a los requerimientos de diseño general. Para validar la precisión del trazado de los dientes, se utilizó un par corona-piñón (Mabie, D.B. 2012), se lo importó desde Visual Nastran, y se realizó la simulación con un motor en la corona, se habilitó la opción “collide” o “choque” en los dientes de corona y piñón, pudiendo observarse que el movimiento se transmitía al piñón por

contacto puro, fluidamente y sin errores. Se optó por este procedimiento, ya que este modo de operación suele ser particularmente sensible a imperfecciones del modelo, poniendo en evidencia rápidamente, problemas de forma - ver Fig.16.

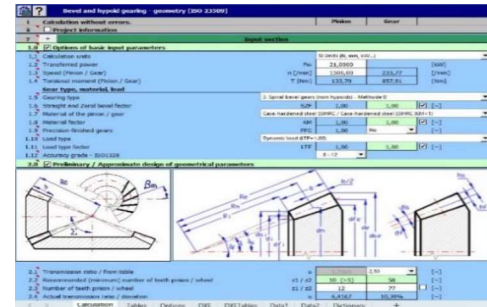


Fig. 13 Diseño de engranajes cónicos por Mitcalc

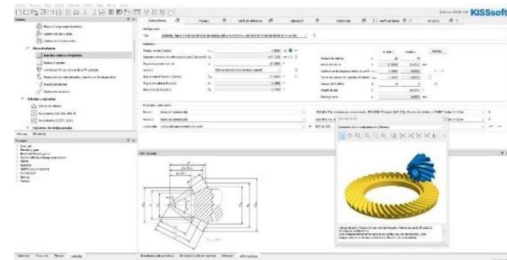


Fig. 14 Diseño de engranajes cónicos por Kisoft

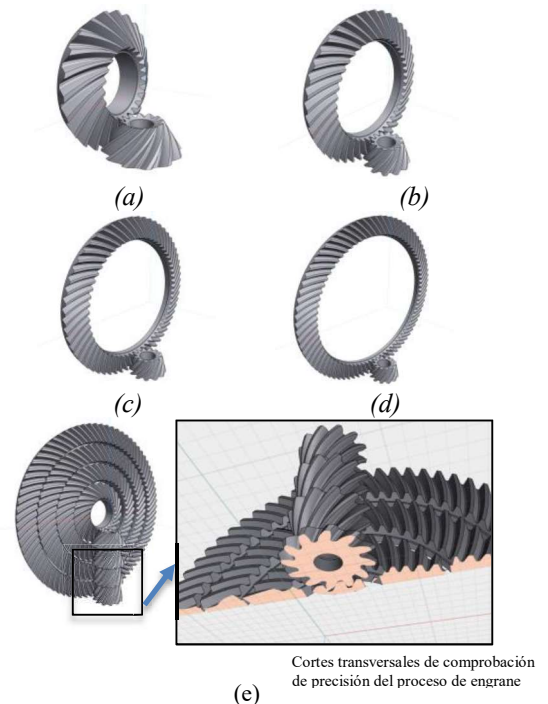
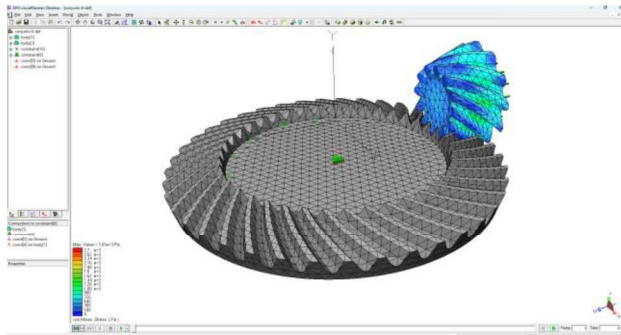


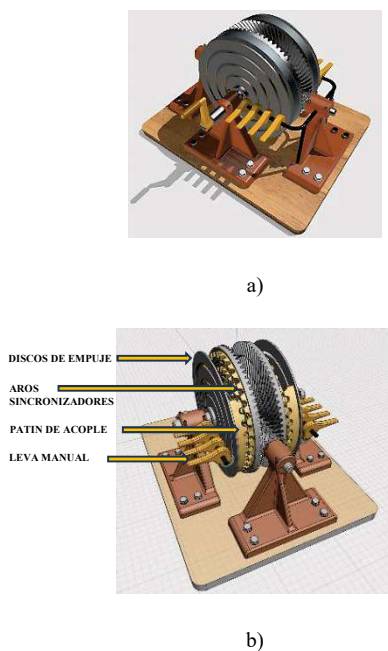
Fig. 15 Diseño de pares cónicos de piñón-corona por Kisoft a. par 1, b. par 2, c. par 3, d. Par 4, e. precisión de contacto



**Fig. 16** Comprobación dinámica de pares cónicos de piñón-corona por medio de MSC Nastran

#### 4 Resultados

Este proyecto cuenta con un año de antigüedad, y en poco tiempo se ha podido alcanzar resultados interesantes. Actualmente, ya definido tanto el diseño preliminar, como el modelo virtual, y con una patente en trámite, se encuentra en etapa de construcción, en principio por fabricación aditiva, con un prototipo de accionamiento manual mediante levas, con acoplamiento mecánico, especialmente para fines didácticos, divulgativos, y de observación de posibles dificultades funcionales. El modelo 3d del mismo puede apreciarse en las Fig. 17 (a), (b).



**Fig. 17** Modelo del prototipo de accionamiento manual  
a. Vista Isométrica, b. componentes principales



**Fig. 18** Primeras piezas del prototipo manual impresas en PLA

#### 5 Conclusiones

El abordaje de una temática tan compleja como la creación de un nuevo sistema de transmisión, con un enfoque centrado disciplinariamente dentro de la Mecatrónica, se convierte en un desafío considerable, sobre todo, si se tiene en cuenta la escasez de recursos de financiamiento para construir prototipos, no obstante, al menos desde la ingeniería concurrente y de simulación, es posible refinar los diseños lo suficiente, sin necesidad de construir demasiados prototipos, y con un costo accesible.

La ingeniería de control y los sistemas de acoplamiento serán motivos de la próxima etapa del proyecto, y tal vez implique otro año o más de dedicación.

Hasta el momento, los resultados han sido alentadores y justifican ampliamente continuar investigando el desarrollo. Como resultado indirecto, hay que mencionar que los avances en conocimientos específicos que surgen a consecuencia de la demanda del proyecto impactan en la formación de recursos humanos, y se trasladan a las cátedras involucradas en forma de capital de recursos educativos.

#### Referencias:

- Canal Youtube: [@proyectocajatcp](https://www.youtube.com/@proyectocajatcp) ( videos N°1, N°2, N°4)  
Norton R. L. (2011). Diseño de Máquinas.  
Mvszka, D.B. (2012). Máquinas y mecanismos.  
M. F. Spotts, T. S. Shoup, (1999). Elementos de Máquinas.  
KISSsoft Release 2020 - User Manual.  
Mitalc 2.0 - (2003-2023) -User manual

**Recibido:** 10 de mayo de 2024

**Aceptado:** 15 de septiembre de 2024

**Verdur, Gustavo** : Ing. Electromecánico. Universidad Nacional de San Luis. Facultad de Ingeniería y Ciencias Agropecuarias.

<https://orcid.org/0009-0004-3575-4192>

**Mercuri, Luis** : Ing. Electromecánico. Universidad Nacional de San Luis. Facultad de Ingeniería y Ciencias Agropecuarias. Correo electrónico: [lmercuri@unsl.edu.ar](mailto:lmercuri@unsl.edu.ar)

<https://orcid.org/0009-0008-3846-1159>