

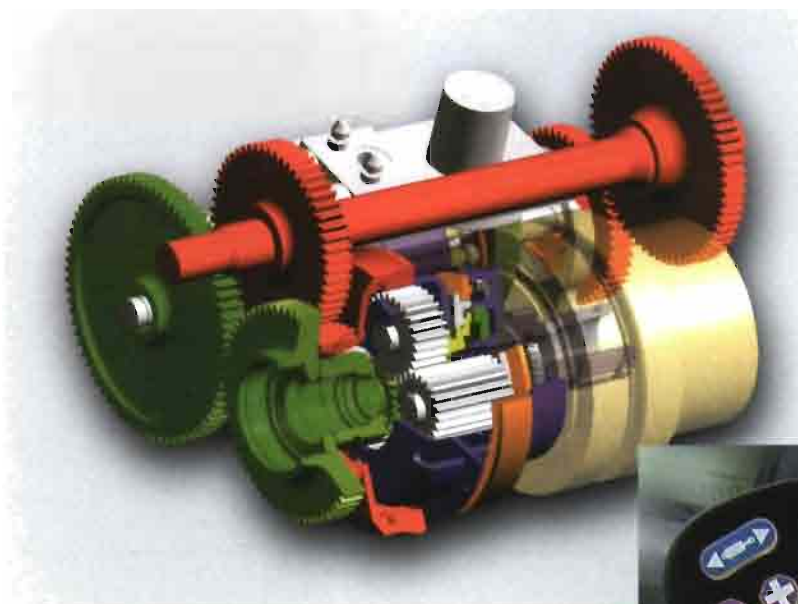
LAS TRANSMISIONES

El secreto de las cajas sin escalones (CVT)

Este segundo artículo dedicado específicamente a las transmisiones incluye una alternativa moderna que busca, de forma automática, el aprovechamiento de la potencia del motor minimizando el consumo de combustible. Es el concepto CVT (Continuously Variable Transmission), conocido en España como transmisión de variación continua de la velocidad.

La mejora de la productividad en los tractores modernos es en gran parte consecuencia de la evolución de las transmisiones. Con motores de reserva de par limitada, como los que se utilizaron en los comienzos de la mecanización, la aparición de los cambios en carga permitió mantener la capacidad de trabajo, aunque se modificaran las resistencias opuestas durante la labor, haciendo funcionar el motor, en cada momento, en condiciones de mínimo consumo para la potencia utilizada.

La introducción en el mundo agrícola de los motores de potencia constante, primero en los grandes tractores, y luego en potencias medias, hace



posible trabajar sin perder potencia con el motor funcionando en un intervalo amplio de velocidades de giro; también se reduce el régimen de par máximo, aumentando su intervalo de velocidades de utilización. A esto se unen las transmisiones más o menos automatizadas, en competencia con las transmisiones sin escalones, conocidas como CVT. Pasemos revista a las diferentes alternativas disponibles destacando sus ventajas e inconvenientes

LA RESERVA DE PAR Y EL ESCALONAMIENTO DEL CAMBIO

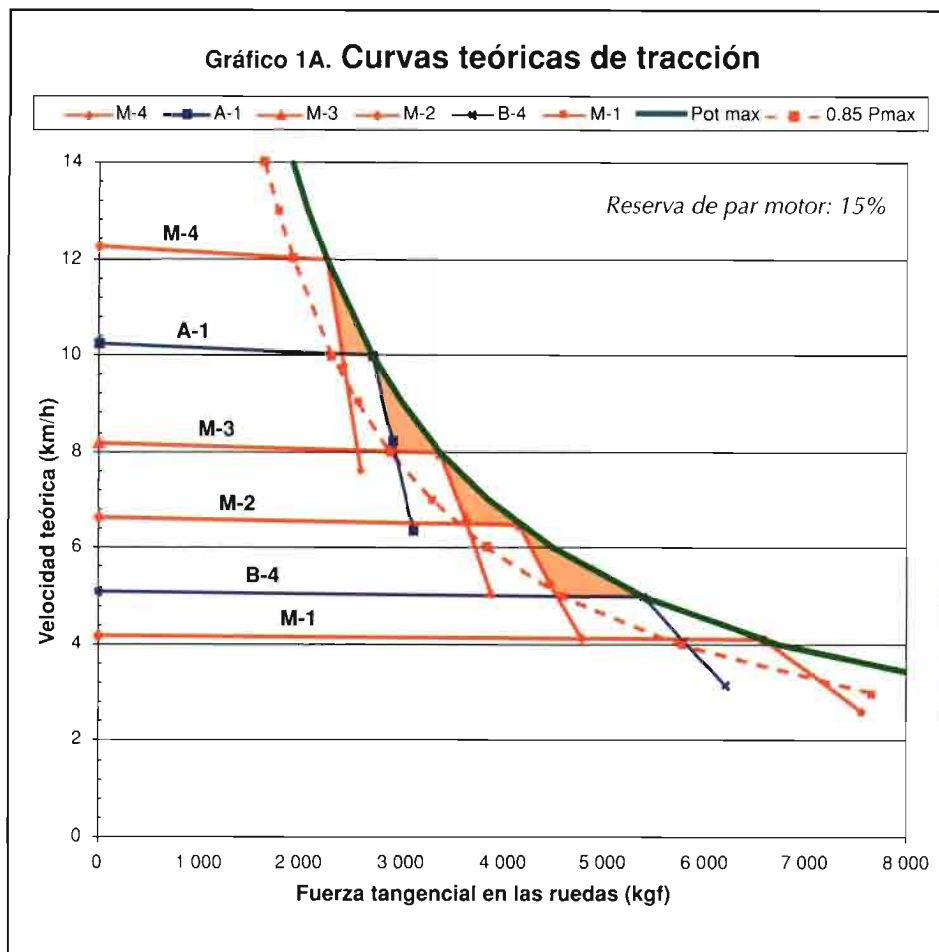
Antes de pasar a analizar conceptualmente los cambios en carga, conviene repasar la influencia de las curvas características del motor en la

mejora de la capacidad de tracción, sin que sea necesario cambiar de marcha.

En el gráfico 1 se puede observar el diagrama de fuerza de tracción-velocidad teórica de avance para un tractor de 100 CV de potencia a 2 200 rev/min de régimen nominal, con una caja de cambios de tipo básico. Estas curvas características se obtienen con el motor funcionando a régimen nominal y cada uno de los puntos de las mismas relacionan la velocidad teórica del tractor (sin patinamiento) con el esfuerzo que aplican las ruedas al suelo.

Marcadas en rojo se encuentran las cuatro curvas características obte-

Gráfico 1A. Curvas teóricas de tracción



sin escalones, al aprovechamiento de la potencia total que proporciona el motor, suponiendo que no se han producido pérdidas en la transmisión del movimiento entre el motor y las ruedas. Asimismo, en el caso de que se utilice menos del 85% de la potencia disponible en el motor (línea de puntos), nunca se llegaría a solicitar prestaciones situadas en la zona sombreada de gráfico 1A.

Cambiando este motor por otro con la misma potencia a régimen nominal (100 CV a 2 200 rev/min), con par máximo a 1 400 rev/min y 30% de reserva de par, en el gráfico 1B se presentan los resultados. La zona no aprovechable (sombreada) se ha reducido considerablemente, tendiendo a desaparecer, por lo que con un cambio con abundantes escalones, siempre que se pueda pasar de uno a otro escalón sin interrumpir el trabajo, se podría conseguir el aprovechamiento máximo de la potencia disponible en el motor; para esto se desarrollan los cambios en carga.

nidas con la palanca del grupo de marchas en posición media, y en azul se representan las dos marchas correspondientes a la más corta del grupo largo y la más larga del grupo corto, que se solapan con las correspondientes a la posición media para aumentar las relaciones disponibles en el intervalo de velocidades que se necesitan para los trabajos de campo. En resumen, seis relaciones en el intervalo de 4 y 12 km/h de velocidad teórica de avance del tractor.

En el gráfico 1A se considera el caso de que el par máximo se obtiene a 1 400 rev/min y la reserva de par en este motor es del 15%, por lo que hay una zona del diagrama (sombreada) a la que no se puede acceder, marcada entre cada una de las curvas características correspondientes a cada relación del cambio y la de potencia máxima teóricamente disponible.

De esta figura se puede deducir que reduciendo el tamaño de los 'escalones' del cambio la zona no aprovechable se reduce (sombreada), llegando, para el caso de un cambio

Gráfico 1B. Curvas teóricas de tracción

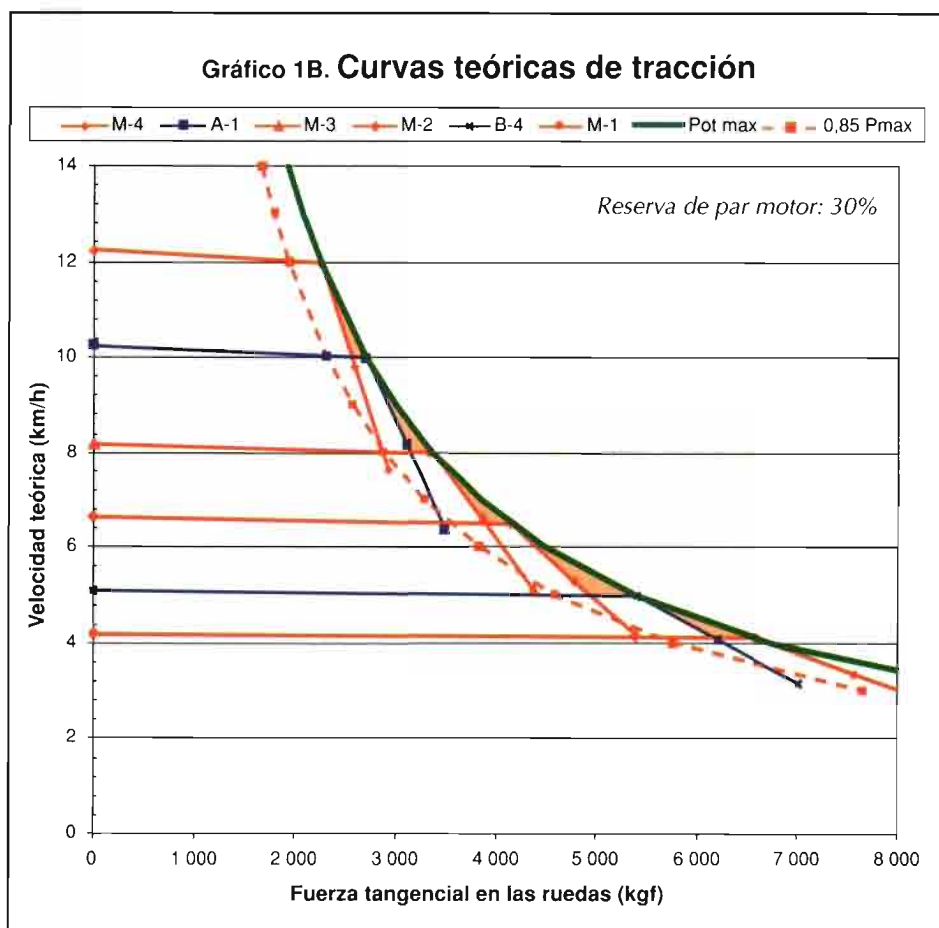
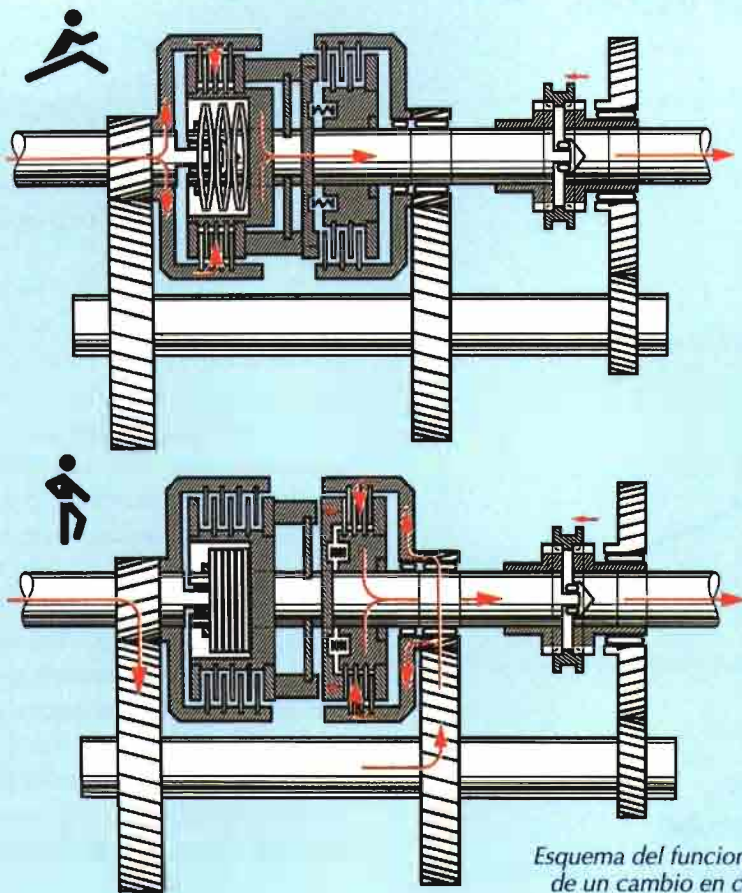


Fig. 1. Cambio en carga



Esquema del funcionamiento de un cambio en carga con tren de engranaje abierto (Deutz-Powermatic):

- Arriba: velocidad directa.
- Debajo: velocidad reducida.

EL CAMBIO EN CARGA

La utilización de marchas sincronizadas en parte de la transmisión ha sido una alternativa interesante en el tractor 'europeo', ya que mucho de su trabajo está vinculado a operaciones de transporte, pero la sincronización no resuelve el problema del cambio de marchas en las operaciones de campo, puesto que la inercia del conjunto tractor apesto no es suficiente para mantener la velocidad de avance mientras se pasa de una marcha a otra.

Como alternativa se ofrece el cambio en carga, diseñado específicamente para pasar de una marcha a otra sin interrumpir la transmisión de la potencia entre el motor y las ruedas. En primeros tractores que utilizan el sistema, para conseguirlo se recurre a una pequeña caja de cambios, situada por delante de la caja principal, inmediatamente detrás del embrague. De

esta manera, la transmisión de la potencia se consigue con los ejes a una velocidad de giro elevada, con lo que los pares transmitidos son relativamente pequeños, lo cual permite utilizar mecanismos más ligeros y evitar averías.

En los sistemas básicos más tradicionales, como los conocidos por *Hi-Lo* de John Deere, o *Dual-Power* de Ford, controlados con una palanca en el lado izquierdo del volante, o mediante pedales en las proximidades de la columna de la dirección, el eje de entrada se alinea con el de salida, de manera que en la posición 'directa' la salida se realiza al mismo régimen de giro que la entrada y en la 'reducida' se desvía el movimiento al eje intermediario, que lo devuelve al secundario con una reducción de la velocidad de giro. En resumen, una pequeña caja de cambios con dos relaciones, y con la posibilidad de pasar de una a la otra

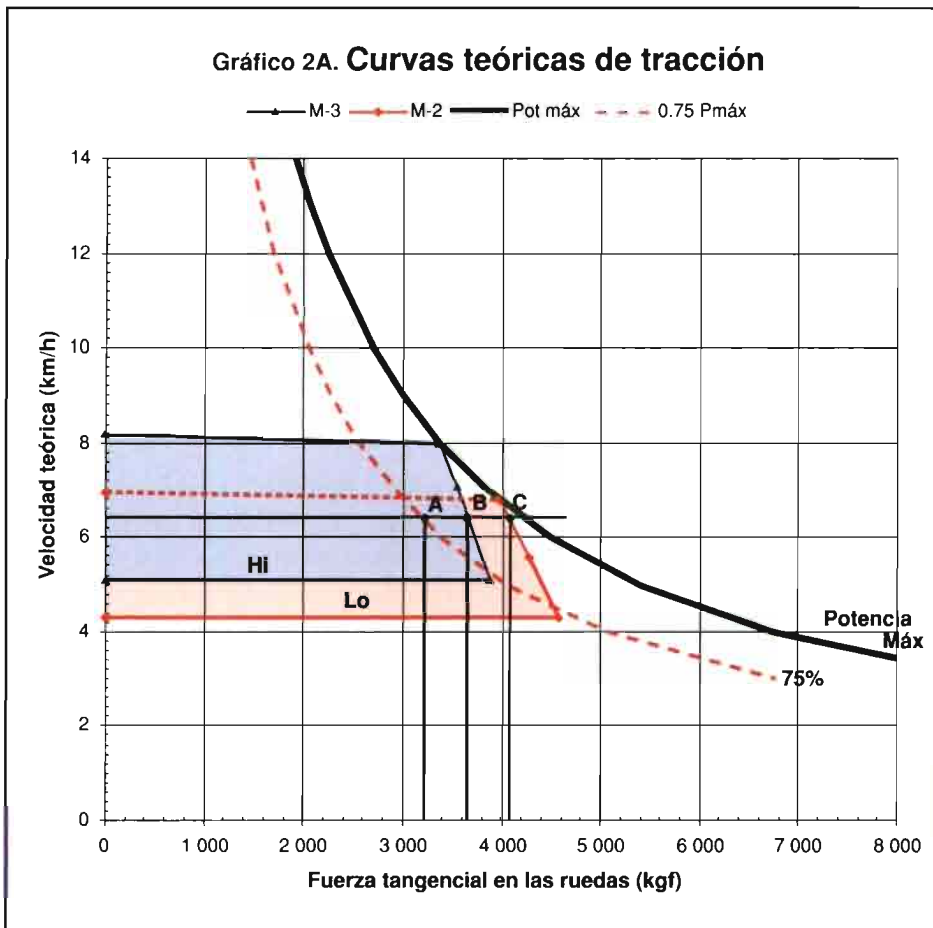
sin interrumpir la transmisión de la potencia del motor a las ruedas.

Experimentalmente se demuestra (motores diesel con regulador utilizados en los tractores) que si, entre dos marchas consecutivas, hay un escalonamiento tal que el incremento de par en las ruedas alcanza el 30%, una de ellas puede resultar una demasiado 'larga' y la otra demasiado 'corta' para la aplicación deseada; con escalones que incrementen más del 25 % de par en las ruedas, pasar de una relación a otra resulta difícil, lo que indica que el escalón es demasiado grande. Por el contrario, escalonamientos que producen variaciones de par en las ruedas inferiores al 18% pueden dar lugar a relaciones del cambio prácticamente iguales. Esto es lo que hace que se tome, para estos escalones, valores entre el 20 y el 22% de incremento de par en las ruedas.

Llevado esto a términos de variaciones de velocidad, puede expresarse diciendo que dos marchas consecutivas, entre las que se puede realizar el cambio, se encuentran adecuadamente escalonadas si el cociente entre la velocidad que se puede conseguir con la más corta (a régimen nominal de motor) y la más larga debe estar comprendido entre 0.80 y 0.85. Los cocientes mayores de 0.85 indican velocidades (relaciones del cambio) muy similares; los cocientes menores de 0.75 (más del 30% de incremento de capacidad de tracción) crean dificultades para pasar de una a otra velocidad.

En el gráfico 2 se representan las zonas de trabajo (fuerza-velocidad teórica en las ruedas, con el motor funcionando entre el régimen nominal y el de par máximo) para un tractor de 100 CV de potencia nominal, a 2 200 rev/min, con par máximo a 1 400 rev/min y 15% de reserva de par, para dos relaciones del cambio cuyo cociente de velocidades es de 0.85, que se ha considerado como valor aceptable para establecer entre ambas un sistema de cambio en carga. Suponiendo que se trabaja a 6.4 km/h de velocidad teórica y que la fuerza tangencial en las ruedas, derivada del esfuerzo ne-

Gráfico 2A. Curvas teóricas de tracción



ejemplo de esto fue la caja *Select-O-Speed* de Ford. Sin embrago, el coste de fabricación ha limitado la difusión de estos sistemas, que, por otra parte, no cubrían una necesidad real del usuario, ya que los cambios en carga sólo se necesitan en las marchas de campo; para las de transporte basta con la sincronización.

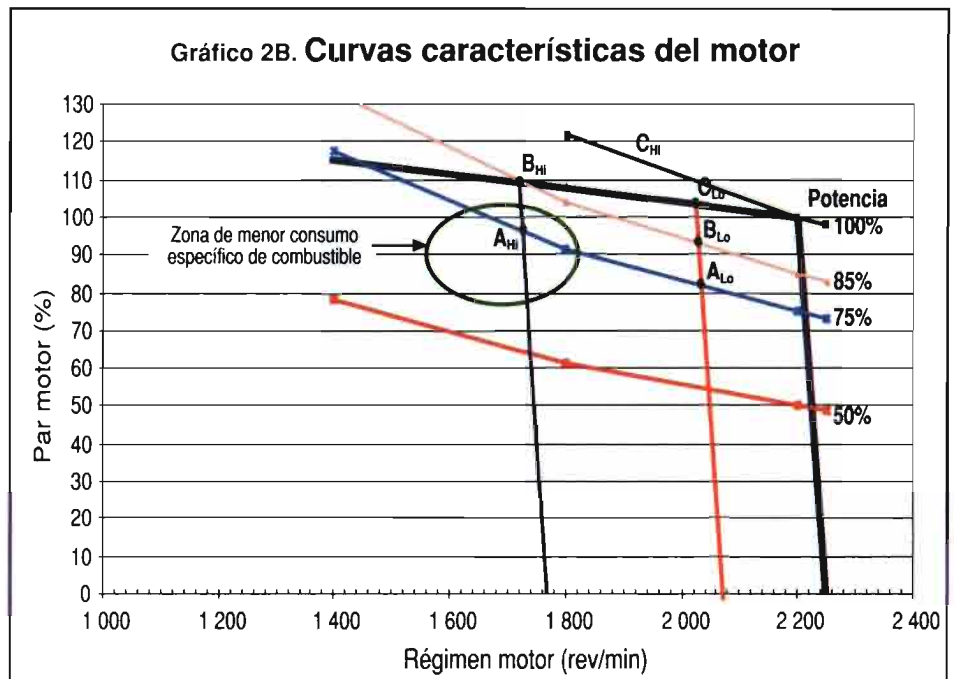
Con la evolución de la tecnología hidráulica, en paralelo con la electrónica de control, estas cajas se automatizan, de manera que la velocidad y el régimen de funcionamiento del motor se seleccionan, sin intervención del conductor, para mantener constante la velocidad establecida para el transporte (control de crucero), pero también, y de manera progresiva, en trabajos de tracción en campo, utilizando como referencia, bien la caída de vueltas en el motor, o el par transmitido a la salida del cigüeñal.

La mejora de la gestión electrónica de estos sistemas los convierte en una alternativa a las transmisiones

cesario para arrastrar el apero, es de 3 200 kg-fuerza, se podrá utilizar la marcha alta (*Hi*) con el motor a 1 760 rev/min y la corta (*Lo*) con el motor a 2 071 rev/min (punto A del Gráfico 2A, que se corresponden con los puntos A_{Hi} y A_{Lo} del Gráfico 2B). Utilizando la marcha larga, el consumo específico del motor será menor, lo que permite ahorrar combustible (Figura 2B); si el esfuerzo de tracción aumenta hasta superar el punto B, se tendría que utilizar el cambio en carga para pasar a la relación baja (*Lo*), ya que si esto no se hace se perdería velocidad de avance. Al cambiar a la marcha baja habría que aumentar el régimen del motor hasta 2 071 rev/min, lo que asegura que se mantienen los 6.4 km/h, y esto serviría siempre que la demanda de tracción no obligue a alcanzar el punto C. Cuando disminuye el esfuerzo de tracción se actuaría en sentido inverso.

Progresivamente, el sistema de cambio en carga ha evolucionado, pasando sucesivamente a aumentar el número de relaciones bajo carga, con

Gráfico 2B. Curvas características del motor



3 ó 4 posiciones, que multiplican por este número las relaciones que ofrece las cajas situadas a continuación.

La utilización de los engranajes planetarios, en parte o en la totalidad de la caja, ha permitido llegar a diseños en los que todas las marchas admiten cambio en carga; el primer

continuas, aunque la complejidad técnica de las cajas aumenta. La eficiencia de las transmisiones mecánicas en comparación con los sistemas hidrostáticos, le da ciertas oportunidades a las cajas mecánicas automáticas y semiautomáticas, siempre que por el número de engranajes que utilizan, no

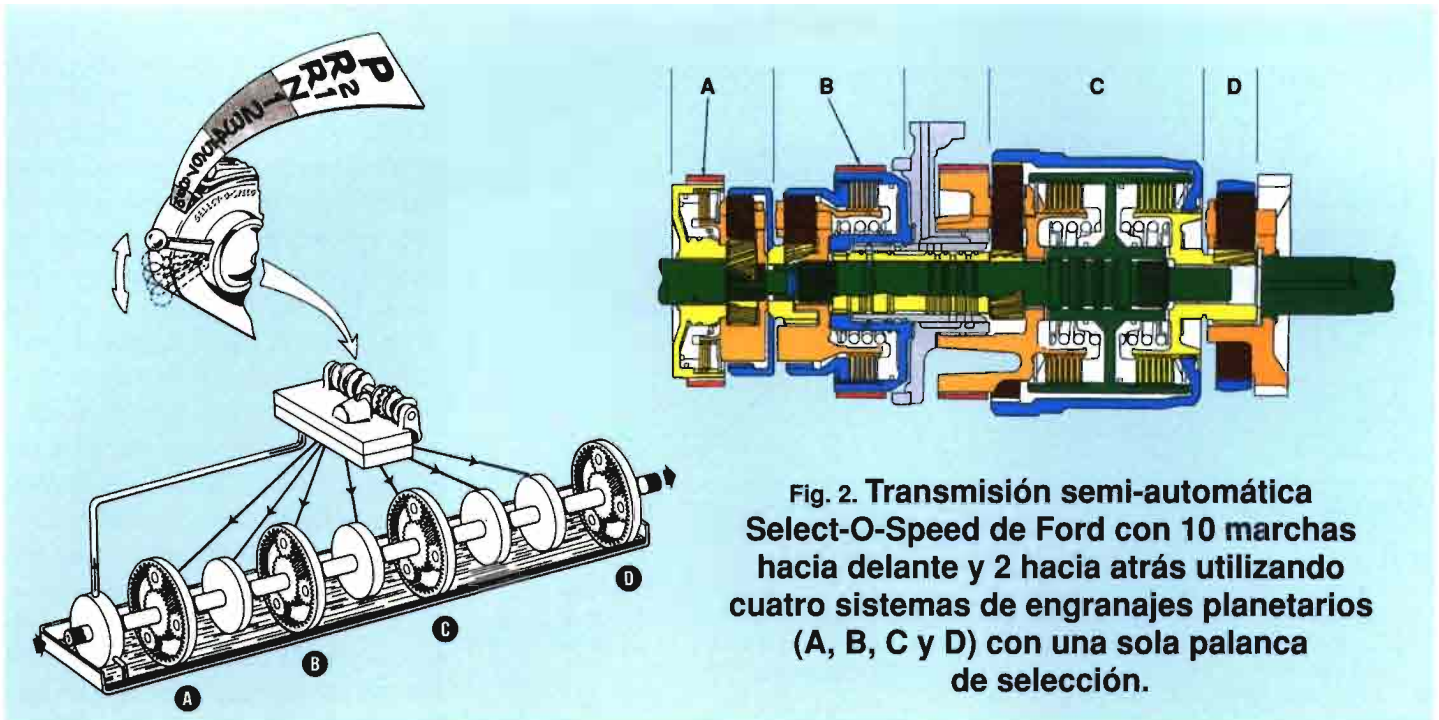


Fig. 2. Transmisión semi-automática Select-O-Speed de Ford con 10 marchas hacia delante y 2 hacia atrás utilizando cuatro sistemas de engranajes planetarios (A, B, C y D) con una sola palanca de selección.

pierdan esta eficiencia. Habrá que esperar algún tiempo para ver quien gana la batalla, pero posiblemente se mantengan como alternativas para elegir en función de las necesidades de los diferentes usuarios.

EL TRACTOR HIDROSTÁTICO

Hace ya más de 25 años que llegaron al mercado los tractores con transmisión hidrostática, como solución para disponer de un cambio continuo y sin escalones. Podía ser la solución perfecta, ya que se simplificaba la transmisión, pero había algunos inconvenientes: la precisión necesaria para la fabricación de los componentes de un sistema hidrostático lo encarece, las tolerancias estrictas eran incompatibles con el ambiente pulverulento que genera el trabajo en el campo, pero, especialmente, la eficiencia en la transmisión resultaba muy baja con respecto a la que se conseguía en las cajas mecánicas convencionales. Además, las pérdidas que se disipan en forma de calor elevan la temperatura de los componentes, lo que puede convertirse en un grave problema para los trabajos en zonas cálidas.

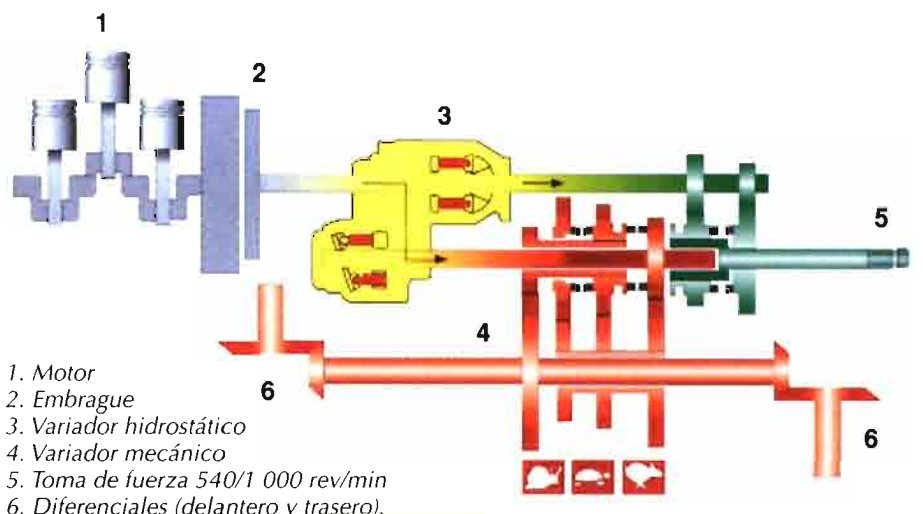
La mejora de la tecnología ha permitido reducir estos inconvenientes, por lo que las transmisiones hidrostáticas forman parte de la oferta comercial de los tractores y máquinas autopropulsadas para la agricultura.

Los pequeños tractores para la jardinería y aplicaciones especiales (servicios urbanos) han encontrado en las transmisiones hidrostáticas lo que necesitaban para sus necesidades. Aunque son menos eficientes, o lo que es lo mismo, se pierde más potencia entre el motor y las ruedas, poder modificar la velocidad de manera continua

facilita notablemente el trabajo con equipos accionados.

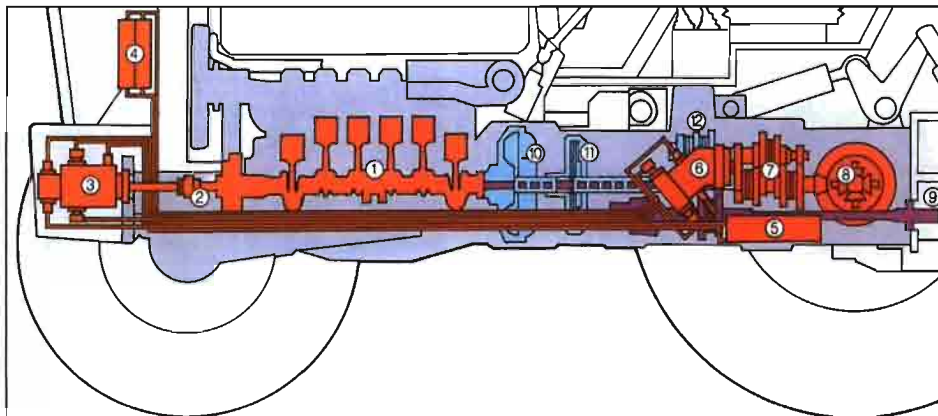
En el otro extremo, han sido algunos tractores forestales, derivados de maquinaria para el movimiento de tierras, los que ofrecen transmisiones hidrostáticas en las altas potencias. Sin embargo el tractor agrícola estándar ha quedado fuera, en parte como consecuencia de la dificultad para conseguir una transmisión hidrostática eficiente en el intervalo de 0 a 40 km/h, sin introducir en serie una caja mecánica con varios escalones.

Fig. 3. Esquema de la transmisión hidrostática-mecánica en el tractor Antonio Carraro



1. Motor
2. Embrague
3. Variador hidrostático
4. Variador mecánico
5. Toma de fuerza 540/1 000 rev/min
6. Diferenciales (delantero y trasero).

Fig. 4. Transmisión mecánica-hidroestática 'Duospeed' (Fendt)



- | | |
|---|---|
| 1. Motor | 7. Transmisión mecánica (reductora) |
| 2. Acoplamiento de bomba | 8. Diferencial |
| 3. Bomba de caudal variable para la transmisión hidroestática | 9. Toma de fuerza |
| 4. Radiador de aceite | 10. Turbo embrague (hidrodinámico) |
| 5. Depósito de aceite de la transmisión hidroestática | 11. Embrague mecánico por fricción |
| 6. Motor hidráulico | 12. Transmisión mecánica (caja de velocidades con inversor) |

Fue en la década de los '80 cuando Fendt ofrece una alternativa en la que se combinan una transmisión mecánica con una hidroestática, aunque puestas en paralelo y para trabajar de manera independiente. Con la transmisión *Duospeed* se ofrecen dos alternativas, una caja mecánica para trabajos pesados del tipo convencional para tractores, y una transmisión hidroestática (bomba de caudal variable y motor hidráulico), de manera que, si se selecciona el camino 'hidroestático', el motor puede funcionar al régimen aconsejado para trabajos a la toma de fuerza, mientras la velocidad de avance se controla modificando el caudal impulsado por la bomba hidráulica.

La experiencia de Fendt con la transmisión *Duospeed* parece que le sirvió de base para el desarrollo del *Vario*, con un cambio sustancial del concepto, ya que las ramas hidroestática y mecánica trabajan en paralelo y de manera simultánea. Se puede decir que han desarrollado una transmisión hidroestática de alta eficiencia para velocidades lentas, que no podría extenderse a todo el intervalo necesario de velocidades del tractor agrícola (hasta 50 km/h), por lo que la complementan con la progresiva actuación de una transmisión mecánica de planetario divisor.

LAS TRANSMISIONES CON DIVISIÓN DE POTENCIA

Puede parecer que nos encontramos con una tecnología nueva; sin embargo, los primeros estudios teóricos de las transmisiones con división de potencia se presentan a finales de la década de los '60, con sus variantes de planetario sumador y planetario divisor, aunque en estos momentos no se considera que pueden tener aplicaciones prácticas en los tractores agrícolas.

Sin embargo, en los años '70, para los bulldózer utilizados en movimientos de tierra, se ofrece una variante que permitía la división de la potencia, aunque en el lugar de la transmisión hidroestática se utiliza una transmisión hidrodinámica, un convertidor de par, que permite mejorar el apoyo cuando el tractor trabajaba como 'empujador' traíllas.

Se puede considerar esta transmisión con 'divisor de par' el antecedente más cercano a la transmisión *Vario* de Fendt. Posteriormente, la mayoría de los grandes grupos industriales lo han seguido, aunque apoyándose en la opción de 'planetario' sumador.

Cuando se analiza la oferta comercial de transmisiones sin esca-

nes tipo CVT, se observa que los fabricantes van por dos caminos diferentes, y que resulta difícil que cambien de opción de fabricación. Parece que Fendt ha basado su producto en el desarrollo de una transmisión hidroestática robusta, muy eficiente y con capacidad para transmitir una gran potencia. El resto ha preferido, a partir de una transmisión mecánica experimentada, tipo 'cambio en carga múltiple', introducir un sistema hidroestático para transmitir menos potencia, capaz de eliminar, mediante controles electrohidráulicos, los escalones de la caja mecánica. Esto significa que, aunque en apariencia son sistemas iguales, conceptualmente en nada se parecen; es difícil establecer cual de las dos opciones es tecnológicamente mejor, ya que si bien la primera de ellas es la conceptualmente más sencilla, la otra puede aprovechar con más eficiencia, al menos en determinados puntos de funcionamiento, la potencia disponible en el motor.

LAS ESTRATEGIAS DE GESTIÓN

Los secretos de las transmisiones CVT son las que se conocen como 'estrategias de gestión', o formas de la que actúan de manera combinada el motor con la transmisión.

Es frecuente que en los informes que se publican con los resultados de los ensayos realizados en determinadas situaciones de trabajo, siempre se destaca el bajo consumo de combustible que se obtiene con las transmisiones CVT. Sin embargo, es lógico pensar que en una rama de transmisión hidroestática las pérdidas de potencia son más elevadas, por lo que debe de haber algo que las compense. Esto se consigue haciendo funcionar el motor en unas condiciones óptimas, en lo que se conoce como punto de mínimo consumo, muy próximo al régimen de par máximo, pero sin que la carga se eleve por encima del par nominal para que las mayores tensiones generadas no acorten la vida útil del motor. Incluso se pueden utilizar motores espe-

cíficamente diseñados para funcionar con estas cajas, que no serían los apropiados para tractores con cajas convencionales.

En el gráfico adjunto tienen un ejemplo de estrategia de gestión utilizada por Deutz-Fahr en su modelo Agrotron TTV 1160. En él se puede apreciar, junto con la curva de par motor obtenida en el freno dinámico, los valores calculados correspondientes del par utilizado en una prueba de tracción en pista de hormigón con un carro dinámico, sobre la base de seleccionar 1 400 rev/min de régimen de referencia (ECO 670, según la información proporcionada por el fabricante).

Asimismo se observa que la velocidad teórica (giro de las ruedas) se mantiene constante, de acuerdo con la velocidad fijada en la 'estrategia'. Sin embargo, la relación real de transmisión, que se mantiene constante mientras que aumento de esfuerzo de tracción se puede compensar con el incremento de par motor (mayor combustible inyectado por la bomba controlada por un regulador electrónico), cuando se supera el par nominal se hace más 'corta' y simultáneamente aumenta el régimen del motor para compensarlo, de manera que se mantiene constante la velocidad de avance.

En cada momento el motor funciona en el punto que más conviene para reducir el consumo, pero debe

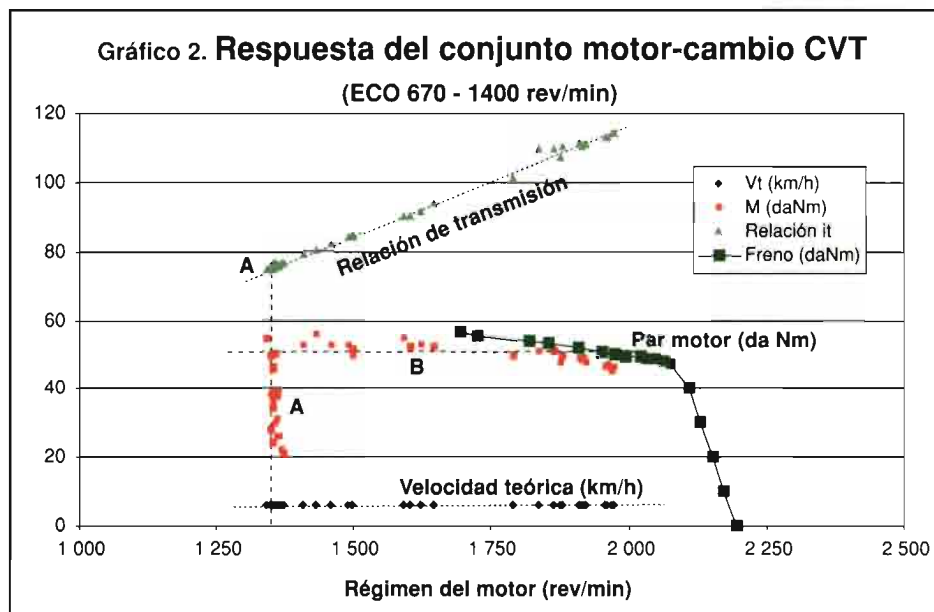
de quedar claro que si lo utilizamos a plena potencia, las ventajas desaparecen, y el tractor, a efectos de consumo, se comporta como un tractor con transmisión normal, o posiblemente algo peor porque las pérdidas en la transmisión pueden ser más elevadas en determinadas velocidades de avance.

LA VELOCIDAD MÁXIMA DEL TRACTOR

Para completar este análisis de las cajas de cambio de los tractores modernos, hay que hacer una referencia a la velocidad máxima que se puede conseguir y la forma en que esto se consigue.

Con la limitación tradicional de 25-30 km/h que se aplica durante muchos años, y teniendo en cuenta la importan-

“**Las estrategias de gestión permiten controlar de manera combinada motor y transmisión**”



cia que en el tractor agrícola tienen los trabajos lentos, se busca una disminución progresiva de la velocidad entre el motor y las ruedas motrices.

La relación de transmisión será la combinación de la que se consigue en la caja de velocidades, en el diferencial y en la reducción final. La primera puede modificarse, mientras que las otras dos se mantienen fijas.

Para conseguir una velocidad de avance de 1.8-2.0 km/h se necesita, en un tractor de ruedas grandes, una relación de transmisión de 400 a 1, o lo que es lo mismo, 400 vueltas de motor por cada vuelta del eje de las ruedas traseras. Para poder circular a 35-40 km/h la relación de transmisión sería solamente de 20 a 1. ¿Cómo se reparte?

En el conjunto que forman el diferencial y las reducciones finales próximas a las ruedas se puede indicar que la reducción total es de 40 a 1, o sea que por cada 40 vueltas del piñón de ataque del diferencial se produce una vuelta del eje de las ruedas. En consecuencia, para conseguir avanzar a 1.8-2.0 km/h la carga de cambio necesitará una reducción complementaria de 10 a 1, con lo que la reducción total de la transmisión será:

$$(10 / 1) \times (40 / 1) = 400 / 1$$

Si analizamos ahora la situación para la relación del cambio más larga nos encontramos con que ya la reducción del diferencial y los engranajes finales es de 40 a 1, y sólo interesa una reducción de 20 a 1, por lo que la caja de cambio debe convertirse en una caja de multiplicación, con relación de 1 a 2:

$$(1 / 2) \times (40 / 1) = 20 / 1$$

En consecuencia la velocidad a la que gira el eje de salida, que coincide con la entrada del diferencial, es doble de la del motor utilizado por el tractor; multiplicar para luego reducir. ¿Están preparados los diferenciales de los tractores para trabajar a un régimen cercano a 5 000 rev/min? Esto sin considerar la perspectiva de los 50 km/h. La cinemática del cambio pone de manifiesto la incongruencia de querer tractores de 'carreras' que también puedan trabajar en las labores lentas y pesadas que exige el campo. ■