



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 362 238**

51 Int. Cl.:
B60K 23/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **07705516 .8**

96 Fecha de presentación : **02.02.2007**

97 Número de publicación de la solicitud: **1979189**

97 Fecha de publicación de la solicitud: **15.10.2008**

54 Título: **Control de tracción y desviación lateral con estabilidad mejorada, utilizando un diferencial controlado electrónicamente con deslizamiento limitado.**

30 Prioridad: **03.02.2006 US 765046 P**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
30.06.2011

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
30.06.2011

73 Titular/es: **Eaton Corporation**
Eaton Center, 1111 Superior Avenue
Cleveland, Ohio 44114-2584, US

72 Inventor/es: **Piyabongkarn, Damrongrit;**
Lew, Jae, Y.;
Grogg, John, A. y
Kyle, Robert, J.

74 Agente: **Isern Jara, Jorge**

ES 2 362 238 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Control de tracción y desviación lateral con estabilidad mejorada, utilizando un diferencial controlado electrónicamente con deslizamiento limitado.

5

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

La presente invención se refiere a un sistema y procedimiento para el control activo de la estabilidad de un vehículo utilizando diferenciales electrónicamente controlados, con deslizamiento limitado, para favorecer la dinámica lateral del vehículo conservando el movimiento longitudinal.

10

Los sistemas de frenado antibloqueo (ABS) han pasado a ser una parte integral de los modernos vehículos para pasajeros y pueden ser utilizados para mejorar la tracción y la estabilidad del vehículo. Los sistemas típicos de control y tracción basados en la intervención de los frenos tienen la desventaja de disipar una cantidad de energía aproximadamente igual a la consumida en la acción sobre la rueda con mayor rozamiento. Por ejemplo, cuando un vehículo intenta acelerar o subir sobre una superficie con rozamiento bajo-alto, es decir, de rozamiento partido (split- μ), frecuentemente pierde energía en el sistema de frenado al disipar la misma cantidad de energía que aplica a la rueda con alto rozamiento. Por lo tanto, el par de frenado limita el par de impulsión en la rueda con rozamiento elevado y frecuentemente es insuficiente para desplazar el vehículo, por ejemplo, en una situación de ascenso de una pendiente.

15

20

Para superar esta limitación, se pueden aplicar a las ruedas motrices control de tracción con utilización de diferenciales de deslizamiento limitado controlados electrónicamente (ELSD) a las ruedas motrices, de manera que el vehículo puede mantener el movimiento longitudinal enviando un par de tracción más elevado a la rueda con mayor rozamiento. Los diferenciales completamente bloqueados consiguen la mejor tracción longitudinal posible pero, sobre superficies deslizantes o de rozamiento partido (split- μ), la dinámica lateral del vehículo se puede degradar y desviar de la dirección deseada por el conductor. Realmente, el par de tracción forzado debe ser controlado de manera adecuada para impedir movimientos de desviación lateral no deseados y la eventual degradación de la dinámica lateral del vehículo.

25

30

A velocidades relativamente elevadas, se pueden aplicar sistemas de control de estabilidad de la desviación lateral para impedir que el vehículo pierda el control. La mayor parte de sistemas de control de estabilidad para vehículos conocidos en el mercado se basan en el frenado. Los sistemas de control de estabilidad basados en el frenado utilizan equipos ABS para aplicar fuerzas de frenado individuales sobre las ruedas a efectos de corregir la dinámica de la desviación lateral del vehículo. No obstante, los sistemas basados en el frenado adolecen de la limitación de que el rendimiento del vehículo en cuanto a velocidad se deteriora y entra en conflicto con las acciones del conductor. Para superar la limitación del control de estabilidad basado en el frenado, puede ser más ventajosa la utilización de un control de estabilidad por distribución de par activo en condiciones de aceleración próximas al límite de estabilidad del vehículo.

35

40

En las dos últimas décadas se ha observado un crecimiento significativo en la aplicación de sistemas de tracción a las cuatro ruedas (4WD) en vehículos para pasajeros. La tecnología de diferencial de deslizamiento limitado (LSD) se está utilizando ya en muchos modelos de producción. Los ELSD se utilizan ampliamente y se encuentran a disposición en el mercado del automóvil, y se conoce que tienen capacidad de añadir amortiguación en sentido lateral al vehículo además de su mayor rendimiento en cuanto a tracción.

45

En el documento EP-A-1 616 743 se ha dado a conocer un sistema de control para un vehículo que tiene unas primeras y unas segundas ruedas, comprendiendo un diferencial adaptado para distribuir par entre las primeras y segundas ruedas y un controlador de tracción de estabilidad mejorada para controlar el funcionamiento del diferencial en un primer estado de accionamiento del vehículo, de acuerdo, como mínimo, con un parámetro operativo del vehículo indicativo de las condiciones de funcionamiento con baja tracción y para controlar adicionalmente la actuación del diferencial en un segundo estado de accionamiento del vehículo durante el estado de accionamiento con baja tracción, de acuerdo con la diferencia entre la tasa de desviación lateral real del vehículo y una tasa de desviación lateral del vehículo como objetivo predeterminado.

50

55

En el documento EP-B-1 334 000 se ha dado a conocer un sistema de control para un vehículo en el que se detecta el deslizamiento en la tracción de las ruedas motrices y se compara, como mínimo, a un valor de deslizamiento umbral. La potencia de propulsión se reduce si el deslizamiento motriz supera el valor de deslizamiento umbral. Se forma una integral de deslizamiento entre las ruedas motrices y no motrices y se determina el, como mínimo, un valor de deslizamiento umbral de manera continua de acuerdo con la integral de deslizamiento.

60

BREVE RESUMEN DE LA INVENCION

La presente invención consiste en un sistema de control para vehículos que tienen unas primeras y unas segundas ruedas, tal como se define en la reivindicación 1.

65

Se da a conocer un sistema de control para un vehículo que tiene primeras y segundas ruedas, que comprende un diferencial adaptado para distribuir par entre las primeras y segundas ruedas, y un controlador de tracción para controlar el funcionamiento del diferencial desde el arranque del vehículo hasta una velocidad predeterminada del mismo. El controlador de tracción está configurado para poner al diferencial en un primer estado de accionamiento del vehículo, de acuerdo, como mínimo, a un parámetro operativo del vehículo que indica un estado de accionamiento de baja tracción, y para controlar que el accionamiento del diferencial en un segundo estado de accionamiento del vehículo durante el estado de accionamiento de baja tracción, de acuerdo con la diferencia entre la tasa de desviación lateral real del vehículo y una tasa de desviación lateral real del vehículo en forma de objetivo predeterminado. El sistema de control comprende también un controlador de estabilidad para controlar el accionamiento del diferencial en el límite de velocidad predeterminado o por encima del mismo.

Una realización de la presente invención comprende un método para el control activo de la estabilidad utilizando los ELSD para mejorar la dinámica lateral del vehículo conservando el movimiento longitudinal. Otra realización de la presente invención comprende un sistema de control que proporciona un aumento de la estabilidad del control de tracción. El control de tracción con estabilidad mejorada ha sido evaluado en las condiciones de arranque con gas a fondo en línea recta sobre una superficie de hielo/asfalto de rozamiento partido (split- μ). Los datos experimentales muestran una mejora significativa de la estabilidad en la modalidad operativa de control de la tracción.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La figura 1 es una configuración a título de ejemplo de la línea de transmisión de un vehículo que comprende diferenciales de deslizamiento limitado controlados electrónicamente;

La figura 2 es una vista en sección de un diferencial de deslizamiento limitado controlado electrónicamente, a título de ejemplo;

La figura 3 es un gráfico del tiempo de respuesta del embrague para el diferencial de deslizamiento limitado controlado electrónicamente, a título de ejemplo, de la figura 2;

La figura 4 es un modelo dinámico de un eje de un vehículo que comprende un diferencial de deslizamiento limitado controlado electrónicamente;

La figura 5 es un modelo dinámico de un embrague diferencial con deslizamiento limitado controlado electrónicamente;

La figura 6 es un diagrama esquemático de un sistema de control según una realización de la presente invención;

La figura 7 es un gráfico que muestra el efecto de bloqueo de un diferencial de deslizamiento limitado controlado electrónicamente en las ruedas posteriores de un eje de un vehículo;

La figura 8 es un gráfico de la tasa de desviación lateral de un vehículo para una maniobra de cambio en una doble vía de circulación en un vehículo que comprende un sistema de control, de acuerdo con una realización de la presente invención;

La figura 9 es un gráfico de par en el embrague para un diferencial de deslizamiento limitado controlado electrónicamente, que corresponde al gráfico de la figura 8;

La figura 10 es una vista compuesta de un desplazamiento animado de un vehículo que corresponde al gráfico de la figura 8;

Las figuras 11-13 muestran resultados de pruebas, en formato gráfico, del comportamiento de un vehículo durante el arranque, utilizando un sistema de control según una realización de la presente invención;

Las figuras 14-22 muestran resultados de pruebas, en formato gráfico, del comportamiento de un vehículo durante una maniobra de cambio de ruta ("slalom") a velocidad relativamente alta, utilizando un sistema de control según una realización de la presente invención; y

Las figuras 23 y 24 muestran resultados de pruebas, en formato gráfico, del comportamiento de un vehículo durante una maniobra de dirección senoidal, de bucle abierto, sobre una superficie de una vía de circulación nevada, utilizando un sistema de control de acuerdo con una realización de la presente invención.

DESCRIPCIÓN DETALLADA

La presente invención se describirá del modo siguiente. En primer lugar, se presentará una configuración de la línea de transmisión de un vehículo a título de ejemplo, utilizando un diferencial de deslizamiento limitado controlado

electrónicamente. En segundo lugar, se analiza el modelado de un diferencial de deslizamiento limitado. En tercer lugar, se describe un sistema de control de estabilidad para el control tanto de la tracción como de la desviación lateral. Finalmente, se ilustrarán mediante simulación y resultados experimentales la eficacia del sistema de control para controlar la estabilidad de un vehículo durante el arranque y funcionamiento a velocidad relativamente alta.

Haciendo referencia a la figura 1 se muestra una configuración 20 de línea de transmisión propuesta, que no está destinada a ser limitativa. La línea de transmisión 20 comprende un diferencial de deslizamiento limitado controlado electrónicamente (ELSD) 22a, 22b montado, como mínimo, uno de los ejes delantero 24 y posterior 26. El ELSD 22 puede ser utilizado para transferir par entre las ruedas de la izquierda y de la derecha 28, 30. En una realización, la magnitud de par distribuido entre las ruedas de la izquierda y de la derecha 28, 30 por el ELSD 22 es determinada por el acoplamiento de un embrague (no mostrado), tal como se comprende en esta técnica, que puede ser implementado, por ejemplo, por un sistema hidráulico o electromagnético. Los ELSD a título de ejemplo a utilizar en una línea de transmisión 20 se describen en los documentos EP 1574737A y EP1739328A (Art, 54 (3) EPC como técnica anterior).

Tal como se ha mostrado en la figura 2, y a modo de referencia con respecto a los documentos antes mencionados, un ELSD utilizado en los ejes delantero y trasero 24, 26 consigue su funcionalidad de deslizamiento limitado en virtud de un embrague húmedo 30 de fricción por placas múltiples, controlado activamente dispuesto entre un primer engranaje lateral cónico 32 y el cuerpo 34 del diferencial. El acoplamiento del embrague 30 limita el deslizamiento entre el engranaje lateral 32 y el cuerpo 34 del diferencial y, al proceder de este modo, limita el deslizamiento entre un par de ejes de salida (no mostrados) conectados en cada una de las ruedas 28, 30. Esta función de limitación del deslizamiento tiene como resultado la capacidad de conseguir transferir un par entre los ejes de salida, cuya magnitud será menor o igual que el par del embrague. Las características a título de ejemplo, tales como un nivel de par de bloqueo relativamente alto, capacidad térmica, duración y funcionamiento sin ruidos definen este diseño de embrague. El movimiento de rotación entre el cuerpo 34 del diferencial y un cuerpo secundario 38 acciona una bomba "gerotor" 40 que desplaza aceite desde un cárter de eje a un paso de descarga en comunicación directa tanto con un émbolo 42 de accionamiento del embrague como con una válvula de solenoide de regulación 44 accionada a presión. Cuando la válvula 44 es desactivada, el aceite fluye libremente por la válvula 44 con el resultado de una presión hidráulica reducida o inexistente contra el pistón 42 de accionamiento del embrague. Cuando la válvula 44 es activada, el flujo de aceite es restringido por la válvula 44 creando presión hidráulica contra el pistón de accionamiento 42 para el acoplamiento del embrague 30, de acuerdo con un nivel proporcional al de la presión hidráulica.

La optimización del sistema hidráulico es un componente de diseño esencial de un ELSD y en el núcleo de esta optimización se encuentra el diseño apropiado de la bomba y el control de las válvulas. La bomba "gerotor" 40 del diseño de ELSD a título de ejemplo mostrado en la figura 2 es accionada con un elevado grado de eficiencia hidráulica requerido para conseguir un excelente control de tracción a baja velocidad (por ejemplo, menos de 32 kilómetros por hora (kph)), mientras que no se castiga indebidamente la eficacia mecánica a velocidades del vehículo más elevadas (por ejemplo, superiores aproximadamente a 113 kph). Las mediciones de economía de combustible a velocidad de carretera obtenidas de un vehículo de pruebas que incorporan un diseño ELSD del tipo anteriormente descrito no mostraron una reducción medible en la economía de combustible. De manera similar, las pruebas en banco de laboratorio del diferencial a título de ejemplo mostrado en la FIGURA 2, mostraron una pérdida de potencia aproximadamente de 0,11 kW a aproximadamente 113 kph debido a las pérdidas mecánicas de la bomba 40.

Con independencia de la construcción mecánica de cualquier ELSD 22, el tiempo de respuesta del embrague debe ser suficiente para garantizar la efectividad del sistema de control de estabilidad. El diseño del ELSD mostrado en la figura 2 requiere una corriente eléctrica mínima para desarrollar un par máximo rápidamente, por ejemplo 2000 Nm de par utilizando 2,67 Amps (32W) de corriente eléctrica, particularmente en comparación con otros sistemas que utilizan accionadores de tiempo electromagnético o basados en un motor eléctrico. Se requiere una aplicación y eliminación relativamente rápida del par diferencial de transferencia tanto para el control del par en la línea de transmisión para el control dinámico del vehículo (tal como se describe), y también para compatibilidad con muchos sistemas de intervención dinámica del vehículo basados en el sistema de frenado. La figura 3 muestra un gráfico de la aplicación y eliminación de la transferencia de par escalonada llevada a cabo con un ELSD, a título de ejemplo, que se describe. Tal como se ha mostrado, tanto el tiempo de acoplamiento como el de desacoplamiento son menores de 50 ms para un vehículo que se desplaza aproximadamente 64 kph.

Haciendo referencia a las figuras 4 y 5 se describirá un modelo dinámico de un ELSD para la evaluación de un sistema de control de vehículo. El modelo se basa en las características dinámicas del embrague y se centra en las condiciones de embrague en el bloqueo y desbloqueo o deslizamiento, incluyendo las condiciones de transición del acoplamiento del embrague entre la situación de desbloqueo/deslizamiento y la situación de bloqueo.

Un ELSD tiene en general los mismos componentes que un diferencial abierto, excepto un embrague que proporciona una ruta adicional para la transferencia de par. Haciendo referencia a la figura 4, T_{in} es el par transferido al eje posterior de propulsión, T_{diff} es el par transferido con intermedio de los engranajes del diferencial y T_{CT} es el

par transferido mediante el embrague. T_{CT} no es necesariamente el mismo que el nivel de par del embrague aplicado controlado por la unidad de control electrónico del vehículo (ECU) u otro controlador, dependiendo de las situaciones de bloqueo, desbloqueo o deslizamiento. Suponiendo que la eficacia de la transmisión del par es del 100%, la proporción de engranajes del diferencial desde el eje de propulsión al diferencial es 1, y el diferencial tiene poca o ninguna masa de inercia, por lo que:

$$T_{in} = T_{CT} + T_{diff} \quad (1)$$

Dado que el par es transferido a través de los engranajes T_{diff} del diferencial igualmente distribuido al eje de la izquierda y de la derecha, el par neto a la inercia de la izquierda y a la inercia de la derecha se pueden expresar por:

$$T_L = T_{CT} + \frac{T_{diff}}{2} \quad (2)$$

$$T_R = \frac{T_{diff}}{2} \quad (3)$$

Haciendo referencia a la figura 5, el embrague puede ser modelado en forma de elemento de torsión de tipo resorte-amortiguador, de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$T_{CT} = c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega \cdot dt \quad (4)$$

en la que c es el coeficiente de amortiguación del embrague, k es el coeficiente de resorte del embrague y $\Delta\omega = \omega_{diff} - \omega_L$ que representa la diferencia de velocidad entre el diferencial y el eje de la izquierda.

El embrague puede ser modelado además en estado de bloqueo. T_{CT_max} representa el par del embrague aplicado a las placas del embrague y controlado por el controlador del vehículo. No obstante, dependiendo de la situación de bloqueo, el par del embrague real transferido no es necesariamente el mismo que el nivel de par del embrague aplicado. En realidad, el par del embrague transferido puede ser limitado por T_{CT_max} del modo siguiente:

$$T_{CT} = \underset{T_{CT_max}}{sat} \left\{ c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega \cdot dt \right\} \quad (5)$$

Las condiciones de bloqueo para el diferencial de deslizamiento limitado son modeladas del modo siguiente. Su transición del estado de bloqueo al estado de desbloqueo/deslizamiento tiene lugar cuando:

$$c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega \cdot dt = T_{CT_max}$$

El modelado para este estado se puede deducir de las ecuaciones (2) y (3) en la forma:

$$T_L = \frac{T_{in} + T_{CT_max} \cdot \text{sgn}(\Delta\omega)}{2} \quad (6)$$

$$T_R = \frac{T_{in} - T_{CT_max} \cdot \text{sgn}(\Delta\omega)}{2} \quad (7)$$

La transición desde el estado de desbloqueo/deslizamiento al estado de bloqueo ocurre cuando:

$$c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega \cdot dt < T_{CT_max}$$

Este modelo representa la situación en la que el par del embrague aplicado es superior a la diferencia de par entre las placas del embrague y, de acuerdo con ello, describe la dinámica de bloqueo del embrague.

De las ecuaciones (1) y (4) se calcula T_{diff} del modo siguiente:

$$T_{diff} = T_{in} - T_{CT} = T_{in} - (c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega \cdot dt) \quad (8)$$

Entonces:

$$T_L = T_{CT} + \frac{T_{diff}}{2} = \frac{T_{in} + (c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega dt)}{2} \quad (9)$$

$$T_R = \frac{T_{diff}}{2} = \frac{T_{in} - (c \cdot \Delta\omega + \int k \cdot \Delta\omega dt)}{2} \quad (10)$$

Sacando la derivada de las ecuaciones anteriores se consigue:

$$\dot{T}_L = \frac{1}{2} (\dot{T}_{in} + c \cdot \Delta\dot{\omega} + k \cdot \Delta\omega) \quad (11)$$

$$\dot{T}_R = \frac{1}{2} (\dot{T}_{in} - c \cdot \Delta\dot{\omega} - k \cdot \Delta\omega) \quad (12)$$

en las que $\Delta\dot{\omega} = \dot{\omega}_{diff} - \dot{\omega}_L$.

Las ecuaciones dinámicas de los ejes posterior izquierdo y posterior derecho se derivan del modo siguiente:

$$I_L \dot{\omega}_L = T_L - r_{eff} F_L \quad (13)$$

$$I_R \dot{\omega}_R = T_R - r_{eff} F_R \quad (14)$$

Además, de acuerdo con los principios físicos del diferencial, la velocidad diferencial se determina del modo siguiente:

$$\omega_{diff} (= \omega_{in}) = \frac{\omega_L + \omega_R}{2};$$

o

$$\dot{\omega}_{diff} = \frac{\dot{\omega}_L + \dot{\omega}_R}{2} \quad (15)$$

Sustituyendo las ecuaciones (13) y (14) en (15), se obtiene:

$$\Delta\dot{\omega} = -\frac{T_L - r_{eff} F_L}{2I_L} + \frac{T_R - r_{eff} F_R}{2I_R} \quad (16)$$

teniendo en cuenta que $2\Delta\dot{\omega} = 2(\dot{\omega}_{diff} - \dot{\omega}_L) = \dot{\omega}_L - \dot{\omega}_R$.

Utilizando las condiciones de transición anteriores se puede implementar la dinámica de los dispositivos que transfieren el par en software de simulación, tal como Matlab/Simulink. El modelado a tiempo discreto de ambos dispositivos se resume a continuación.

Cuando se cambia de estado de bloqueo a estado de desbloqueo/deslizamiento, se cumple:

$$T_L(n) = \frac{T_{in}(n) + T_{CT_max}(n) \cdot \text{sgn}(\Delta\omega(n))}{2} \quad (17)$$

$$T_R(n) = \frac{T_{in}(n) - T_{CT_max}(n) \cdot \text{sgn}(\Delta\omega(n))}{2} \quad (18)$$

Cuando se cambia de estado de desbloqueo/deslizamiento al estado de bloqueo, se cumple:

$$T_L(n+1) = T_L(n) + \frac{T_{in}(n+1)}{2} - \frac{T_{in}(n)}{2} + \frac{k \cdot \delta t}{2} \cdot \Delta\omega(n) + \frac{c \cdot \delta t}{2} \cdot \Delta\dot{\omega}(n) \quad (19)$$

$$T_R(n+1) = T_R(n) + \frac{T_{in}(n+1)}{2} - \frac{T_{in}(n)}{2} - \frac{k \cdot \delta t}{2} \cdot \Delta\omega(n) - \frac{c \cdot \delta t}{2} \cdot \Delta\dot{\omega}(n) \quad (20)$$

Si bien la distribución de par a través del ELSD se puede utilizar para cambiar las fuerzas de tracción del vehículo en las ruedas, como consecuencia la respuesta a la desviación lateral dinámica de los vehículos se modifica. La aplicación o acoplamiento del embrague 30 se puede ajustar para afinar la dinámica de la desviación lateral del vehículo de la forma deseada para las condiciones de conducción específicas.

Haciendo referencia a la figura 6 se describirá un sistema de control de vehículo 50 incluyendo un método para la mejora de la estabilidad del vehículo utilizado para transferir par de acuerdo con una realización de la presente invención. En una realización, el sistema de control 50 comprende dos controladores primarios: un controlador de tracción de estabilidad mejorada 52 y un controlador de amortiguación de la desviación lateral 54. Se puede utilizar un controlador de supervisión 56 para seleccionar las acciones de control de acuerdo con uno o varios parámetros operativos del vehículo, tales como velocidad del vehículo determinada por la información del sensor del vehículo recibida desde uno o varios sensores del vehículo 58. A velocidades del vehículo relativamente bajas se aplica un algoritmo de control de tracción de estabilidad mejorada para mejorar la estabilidad del vehículo mientras se encuentra activado el control de tracción. A velocidades relativamente altas del vehículo, el control de tracción de estabilidad mejorada es desconectado, y solamente se encuentra activo el control de amortiguación de la desviación lateral. El controlador de tracción 52 y el controlador de amortiguación 54 de la desviación lateral pueden estar dispuestos en comunicación por una unidad de control separada o pueden estar contenidos en la misma, tal como la unidad de control electrónico del vehículo (ECU), que se hace integral dentro de la ECU del vehículo o entre sí, o forman un componente que no es de hardware (por ejemplo, software) de la ECU del vehículo u otro controlador del vehículo.

Los sistemas de control de tracción que utilizan diferenciales bloqueables por completo, controlados de manera activa, consiguen en general la mejor aceleración longitudinal posible del vehículo pero degradan la dinámica lateral del vehículo en condiciones de rozamiento partido (split-μ). Más particularmente, si bien un sistema de control de tracción convencional con diferencial controlado puede ser capaz de controlar el embrague del diferencial en tiempo real, basándose en la realimentación de información de deslizamiento de las ruedas, el sistema puede crear inestabilidad de desviación lateral debido a un exceso de aplicación del embrague.

El sistema de control de la estabilidad del vehículo según una realización de la presente invención, supera esta limitación proporcionando un controlador para el control de la tracción con estabilidad mejorada además del controlador de tracción activo normal. En el controlador de tracción de estabilidad mejorada 52 se determina si la tasa de desviación lateral real del vehículo supera una tasa de desviación lateral deseada predeterminada del modo siguiente:

$$\Delta r = r - r_{des} \quad (21)$$

en la que r es la tasa real de desviación lateral, y r_{des} es la tasa de desviación deseada:

$$r_{des} = \frac{V_x}{L \left(1 + \frac{K_{us} V_x^2}{gL} \right)} \delta \quad (22)$$

en la que V_x es la velocidad longitudinal del vehículo, δ es el ángulo de dirección, L es la base de las ruedas del vehículo, K_{us} es el gradiente de subviraje.

Siempre que la tasa real de desviación lateral del vehículo supera una tasa de desviación lateral deseada predeterminada, el embrague del diferencial es desacoplado de forma proporcional a la diferencia entre las tasas de desviación lateral real y deseada, permitiendo que el conductor del vehículo pueda girar el vehículo hacia atrás sobre la vía. El control de tracción de estabilidad mejorada es implementando al modificar el par original o normal aplicado en el diferencial de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$u = u_{\text{tracción}} \cdot \left(\frac{a - |sat_{\pm a}| \text{banda muerta}_{\pm th} (\Delta r)}{a} \right) \quad (23)$$

5 en la que u es el par diferencial aplicado; $u_{\text{tracción}}$ es la señal de control de tracción original; “banda muerta” (“deadband”) es una función de umbral para la diferencia de tasa de desviación lateral que se puede ajustar basándose en la habilidad del conductor en controlar un vehículo; sat es una función de saturación dispuesta en $[-a, +a]$; y a es un valor de rango de error que es un parámetro de diseño.

Además de mejorar la estabilidad en el funcionamiento de un vehículo en línea recta con tracción baja, el sistema de control de estabilidad del vehículo puede contribuir también a incrementar la estabilidad mientras el vehículo se desplaza en una curva. Cuando la función de control de tracción con estabilidad mejorada se ha completado, el ELSD puede ser utilizado todavía para forzar al par del eje motriz entre las ruedas de la izquierda y de la derecha del vehículo. Si el par del embrague del diferencial es aplicado mientras el vehículo se encuentra girando, el dispositivo transfiere solamente par de impulsión desde la rueda exterior a la rueda interior, generando, por lo tanto, un momento de desviación lateral en dirección opuesta al giro e incrementando la tendencia al subviraje del vehículo. Este fenómeno se puede explicar al considerar las ecuaciones (19) y (20). La velocidad de la rueda externa es normalmente mayor que la velocidad de la rueda interna cuando se efectúa el giro. La aplicación del embrague del diferencial intentará llevar las velocidades tanto de la rueda exterior como de la rueda interior al mismo valor. La velocidad de la rueda exterior y la aceleración se reducirán junto con el par de impulsión y viceversa, mientras que el par de impulsión en la rueda interna se incrementará. Por esta razón, la estrategia de control se basa en el principio de que el bloqueo del ELSD induce un comportamiento de subviraje más elevado.

20 El controlador de desviación lateral 54 bloquea los diferenciales para incrementar la amortiguación de la desviación lateral cuando la tasa real de desviación lateral es superior a una tasa deseada predeterminada. Tal como se ha descrito en lo anterior, la tasa de desviación lateral deseada se puede determinar basándose en la velocidad del vehículo y al ángulo de las ruedas de dirección. La tasa de desviación lateral real se puede comparar entonces con la tasa de desviación lateral deseada en tiempo real. Si la tasa de desviación lateral real es menor que la tasa de desviación deseada, los diferenciales no se acoplan, puesto que al incrementar el par de bloqueo en los diferenciales frontal y posterior se incrementa la amortiguación de la desviación lateral reduciendo por lo tanto, dicha desviación lateral. La comparación de la desviación lateral no puede ser activa cuando la aceleración lateral es inferior a 0,03 g y la variación de tasa de desviación lateral entre las tasas de desviación real y deseada es menor del 3%. El par aplicado en el diferencial a aplicar por el controlador de amortiguación 54 de la desviación lateral se puede determinar de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$u = \left(K_p + \frac{K_i}{s} \right) \cdot pos_{\text{banda muerta}_{\pm th}} ((r - r_{\text{des}}) \cdot sign(r)) \quad (24)$$

35 en la que u es el par aplicado al diferencial, banda muerta (“deadband”) es la función de umbral para la diferencia de tasa de desviación lateral que se puede ajustar basándose en la sensibilidad del sistema de control, K_p y K_i son, respectivamente, ganancia proporcional y ganancia integral, y pos es una función de valor positivo. El controlador 54 de amortiguación de la desviación lateral acopla el ELSD siempre que existe una tasa de desviación lateral excesiva en condiciones de μ constante.

40 Se generó un modelo dinámico de sistema de control 50 en un entorno Matlab/Simulink. Un modelo de vehículo completo desarrollado por CarSim fue utilizado y modificado para incluir los ELSD, a título de ejemplo, descritos anteriormente de manera que se puede llevar a cabo una co-simulación. La figura 7 muestra la validación del modelo desarrollado. Cuando se aplicó un elevado par en el embrague para una maniobra de giro, las velocidades de la rueda izquierda y de la rueda derecha resultaron sustancialmente similares dentro del tiempo de acoplamiento.

45 Para evaluar el comportamiento del sistema de control propuesto 50 operando bajo el control del controlador 54 de amortiguación de desviación lateral, se simuló una maniobra de cambio de vía de circulación doble normalizada para validar los efectos del control de desviación lateral propuesto en la dinámica del vehículo. Esta maniobra fue llevada a cabo para evaluar el comportamiento de la amortiguación de la desviación lateral en modalidad de impulsión de las ruedas posteriores. Todas las condiciones fueron ajustadas a la misma velocidad de 100 km/h sobre una vía relativamente deslizante ($\mu = 0,6$).

55 La figura 8 muestra la comparación de un vehículo con y sin control de amortiguación de desviación lateral. El vehículo con control de amortiguación de desviación lateral tiene un comportamiento y estabilidad superiores en comparación del vehículo sin control de amortiguación de desviación lateral que resultó, eventualmente, inestable. La figura 9 indica los niveles correspondientes de par en el embrague que se utilizaron para controlar los dispositivos de transferencia de par. El embrague ELSD fue activado solamente cuando el vehículo sobreviró. Finalmente, la figura 10 muestra una vista de un desplazamiento con animación en CarSim.

Se llevó a cabo una prueba de vehículo en un Ford F-150 modificado, dotado del diferencial Eaton Corporation's EGerodisc™ tanto en el eje delantero como en el eje posterior, y un Chevrolet Silverado modificado, dotado del diferencial Eaton Corporation's EGerodisc II™ tomadas en el eje posterior. Para obtener resultados de prueba objetivos, los vehículos fueron instrumentados para registrar los parámetros operativos relevantes. Se utilizó un MicroAutoBox de dSPACE para desarrollar un controlador en tiempo real para los vehículos proporcionando un entorno de formación de prototipos rápido en Matlab/Simulink. El controlador fue diseñado como unidad a incorporar en el vehículo, similar a una ECU del vehículo y el tiempo de muestreo se ajustó a 10 ms. Se utilizó software experimental ControlDesk de dSPACE para gestionar, monitorizar y registrar los datos experimentales a través de una modalidad de interfaz de usuario gráfico (GUI).

Un sistema de navegación de vehículos en tiempo real, RT3000, de Oxford Technical Solutions se utilizó también para la prueba. El RT3000 es un sistema completo de navegación inercial de seis ejes con GPS combinado. Las salidas de GPS fueron conectadas al MicroAutoBox con intermedio de la comunicación CAN del vehículo a una tasa de baudios de 0,5 Mbits/segundo. La información de sensor utilizada en la prueba de estabilidad incluyó sensores de velocidad de las ruedas, un sensor de ángulo de dirección y señales RT3000 (por ejemplo, velocidad del vehículo, X global, Y global, aceleración lateral, aceleración longitudinal, ángulo de deslizamiento de la carrocería y tasa de desviación lateral).

La prueba de control de tracción con estabilidad mejorada fue llevada a cabo utilizando un arranque del vehículo a todo gas en línea recta en situación de rozamiento partido (split- μ), en seco y con superficie helada. El ángulo de dirección de las ruedas se dispuso en cero durante la prueba (por ejemplo, en bucle abierto) para validación objetiva. El error de desviación lateral en la función de banda muerta ("deadband") en la ecuación (23) se ajustó en $\pm 0,5$ grados/segundo. El valor del rango de error, a , se ajustó en 0,5 grados/segundo para esta prueba. Tal como se ha mostrado en las figuras 11-13 los datos experimentales demostraron una mejora significativa en la estabilidad del vehículo durante el arranque del vehículo en la modalidad de control de tracción con estabilidad mejorada. El vehículo giró con rapidez hacia la parte helada de la superficie de la vía de circulación cuando funcionó, utilizando solamente en control de tracción normal. Con el control de tracción con estabilidad mejorada, la dinámica de desviación lateral del vehículo era estable y el vehículo mantuvo una dirección sustancialmente recta. La desviación lateral mínima no deseada fue conseguida con un umbral de banda muerta ("deadband") bajo, pero el vehículo arrancó más lentamente. No obstante, la banda muerta ("deadband") puede ser ajustada basándose en la habilidad del conductor.

Por encima de una velocidad predeterminada del vehículo, determinada por sensores del vehículo tales como sensores de velocidad de las ruedas, el controlador de amortiguación de la desviación lateral se activa. Las maniobras de cambio de dirección ("slalom") pueden crear en particular, una situación inestable para el vehículo. El comportamiento de sobreviraje se puede observar en una maniobra de cambio de dirección en una superficie con μ bajo; por lo tanto, se seleccionó una maniobra de cambio de dirección ("slalom") para evaluar el control activo de desviación lateral. La ruta utilizó siete conos en línea recta con una separación de unos 100 pies en una superficie nevada. A continuación, un conductor condujo el vehículo hasta una velocidad de 50 km/h aproximadamente, antes de entrar en la ruta de cambio de dirección ("slalom").

Haciendo referencia a las figuras 14-24, los resultados experimentales muestran que el control activo del diferencial del vehículo mejora la dinámica del vehículo durante las maniobras de slalom. No obstante, si el vehículo no es conducido hasta el límite de la conducción es difícil distinguir la diferencia entre los sistemas con y sin control de desviación lateral, tal como se ha mostrado en la figura 14. Se observará que la habilidad del conductor tiene una influencia significativa en el comportamiento cuando el vehículo no es conducido al límite de la conducción.

Las figuras 14-22 muestran resultados de prueba para la maniobra de slalom cuando se alcanzó el límite de conducción con y sin control de velocidad constante utilizando el controlador 54 de amortiguación de desviación lateral. El vehículo con el controlador 54 de amortiguación de la desviación lateral mantuvo su dirección siguiendo la tasa de desviación lateral deseada mientras que el vehículo sin el controlador 54 de amortiguación de la desviación lateral perdió su estabilidad y giró hacia fuera de la ruta de circulación. La comparación de la velocidad longitudinal del vehículo se ha mostrado también en las figuras 16 y 20. El vehículo sin el controlador 54 de amortiguación de desviación lateral muestra un comportamiento adverso de la velocidad debido al giro del vehículo. Utilizando el controlador 54 de amortiguación de la desviación lateral, se acopló el diferencial cuando se detectó comportamiento de sobreviraje para añadirse a la amortiguación de desviación lateral, lo cual facilitó al conductor el mantenimiento de la ruta deseada para el vehículo.

Haciendo referencia a las figuras 23 y 24, se llevó a cabo una maniobra de direccionado en forma senoidal con bucle abierto sobre una superficie nevada para evaluar las características de conducción con el controlador 54 de amortiguación de la desviación lateral. Un conductor condujo el vehículo con un ángulo de dirección en forma senoidal aproximadamente a 0,5 Hz con control de velocidad constante. Los resultados del experimento, mostrados en las figuras 23 y 24 indican que el vehículo se encontró en condiciones de subviraje la mayor parte del tiempo, excepto en el último medio giro hasta el giro de salida, en la que el controlador 54 de amortiguación de desviación lateral corrigió el comportamiento de sobreviraje.

La invención ha sido descrita de modo detallado en la anterior descripción, y se cree que diferentes alteraciones y modificaciones de la invención quedarán evidentes a los técnicos en la materia por la lectura y comprensión de la descripción. Se desea que todas las alteraciones y modificaciones queden incluidas dentro de la invención siempre que se encuentren dentro del alcance de las reivindicaciones adjuntas.

5

REIVINDICACIONES

1. Sistema de control (50) para un vehículo que tiene primeras y segundas ruedas (28, 30) que comprende:

5 un diferencial (22) adaptado para distribuir par entre las primeras y segundas ruedas (28, 30) de un eje;

10 un controlador de tracción con estabilidad mejorada (52) para controlar el funcionamiento del diferencial (22) desde el arranque del vehículo hasta una velocidad del vehículo predeterminada, estando configurado el controlador de tracción (52) para acoplar el diferencial (22) en un primer estado de accionamiento del vehículo de acuerdo con, como mínimo, un parámetro operativo del vehículo indicativo de un estado de accionamiento de baja tracción, y para acoplamiento de control adicional del diferencial (22) en un segundo estado de accionamiento del vehículo durante las condiciones operativas de baja tracción, de acuerdo con la diferencia entre la tasa de desviación lateral real del vehículo y una tasa de desviación lateral predeterminada objetivo del vehículo; y

15 un controlador (54) de estabilidad para controlar el acoplamiento del diferencial (22) a la velocidad predeterminada del vehículo o por encima de ésta;

20 de manera que el controlador de tracción (52) está configurado para el acoplamiento del diferencial (22) de acuerdo con una señal de par aplicado al diferencial deseado que se basa en una señal de par aplicado al diferencial original modificado;

25 de manera que la señal de par aplicado al diferencial deseado, es igual a la señal de par aplicada al diferencial original multiplicada por un modificador, incluyendo el modificador en su numerador la diferencia entre un valor de rango de error y la multiplicación de una función de saturación, una banda muerta ("deadband") y la diferencia entre la tasa de desviación lateral real del vehículo y la tasa de desviación lateral predeterminada objetivo del vehículo, e incluyendo el modificador en su denominador, el valor del rango de error.

30 2. Sistema de control, según la reivindicación 1, en el que el controlador de tracción (52) está configurado para modular el acoplamiento del diferencial (22) durante el estado de accionamiento con baja tracción de acuerdo con la diferencia entre la tasa de desviación lateral real vehículo y la tasa de desviación lateral predeterminada del vehículo.

35 3. Sistema de control, según la reivindicación 1, en el que en el primer estado de accionamiento del vehículo, la tasa de desviación lateral real del vehículo es menor, o sustancialmente igual, que la tasa de desviación lateral objetivo predeterminada del vehículo, y en el segundo estado de accionamiento del vehículo la tasa de desviación lateral real del vehículo es superior que la tasa de desviación lateral predeterminada objetivo del vehículo.

40

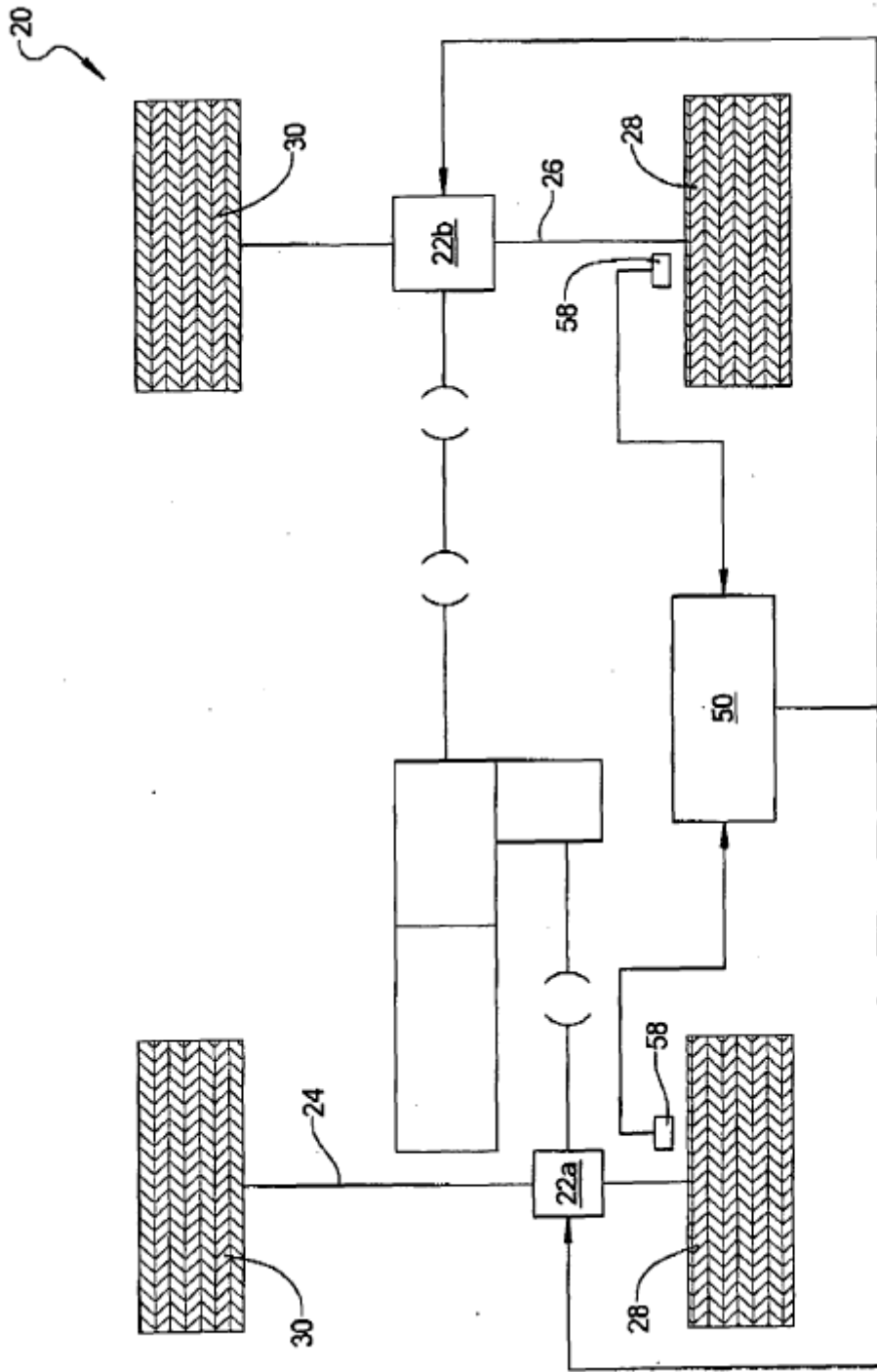
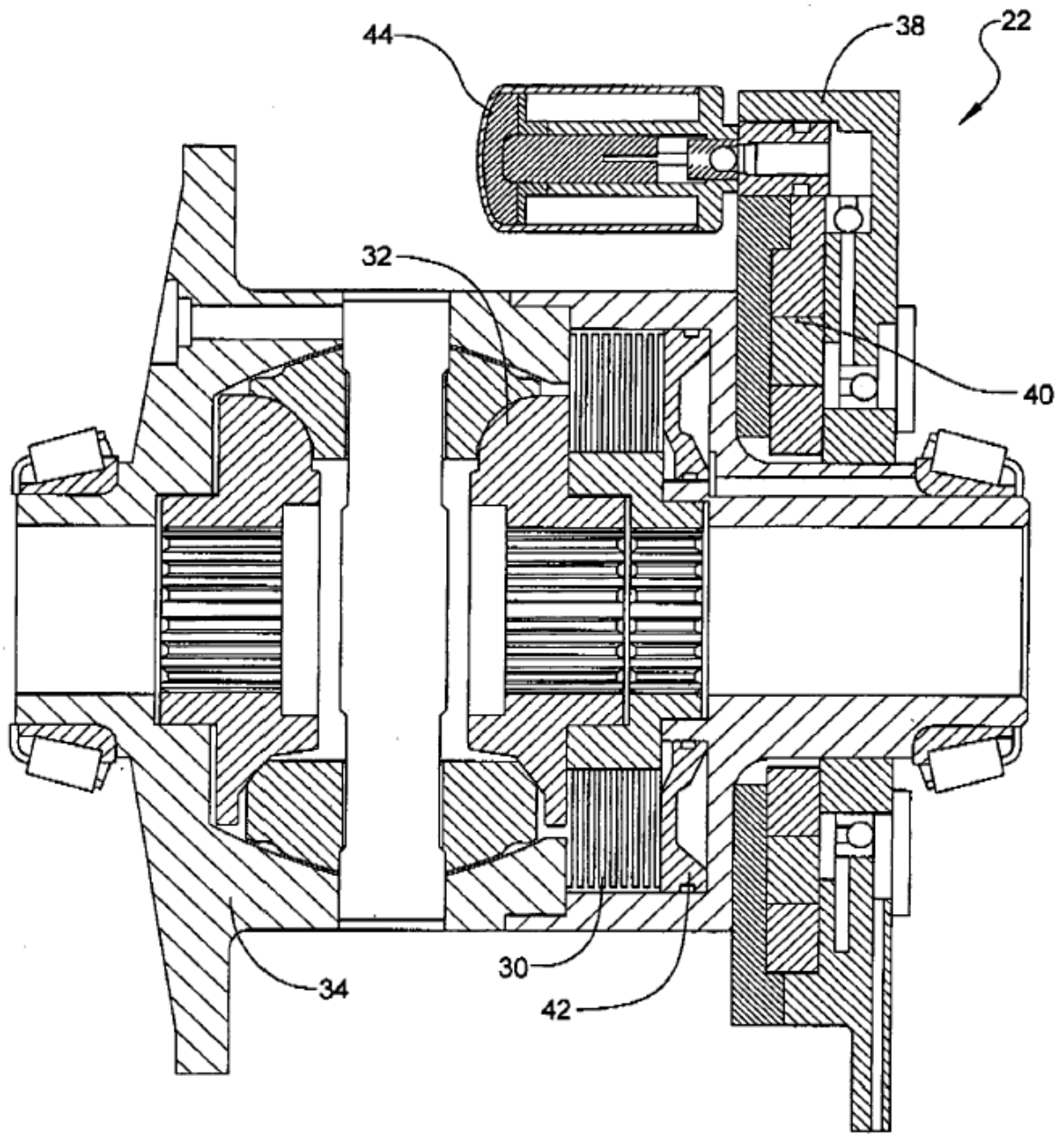


FIG 1



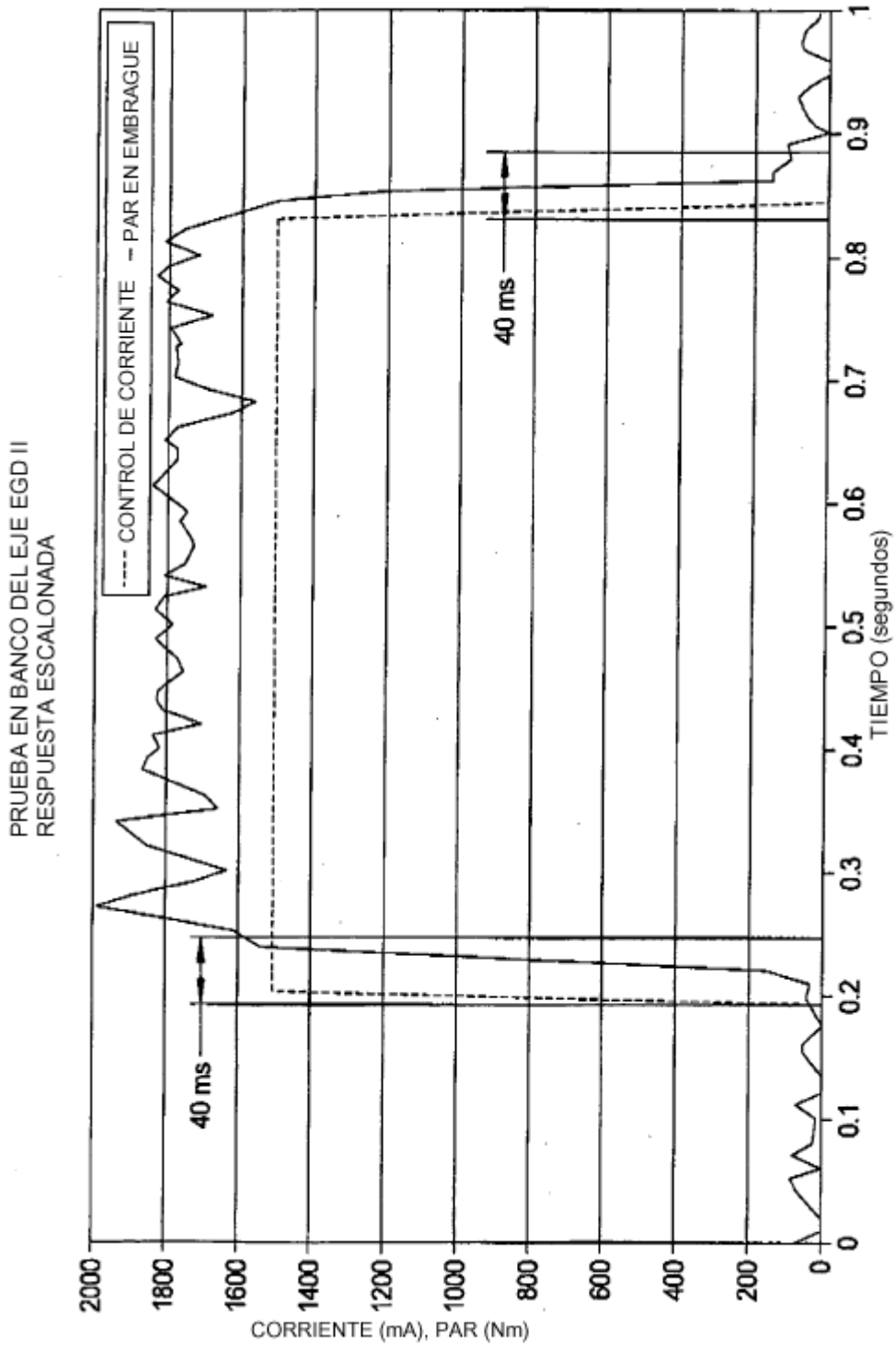
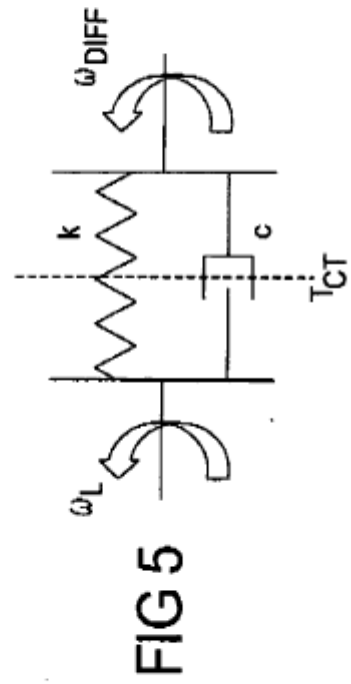
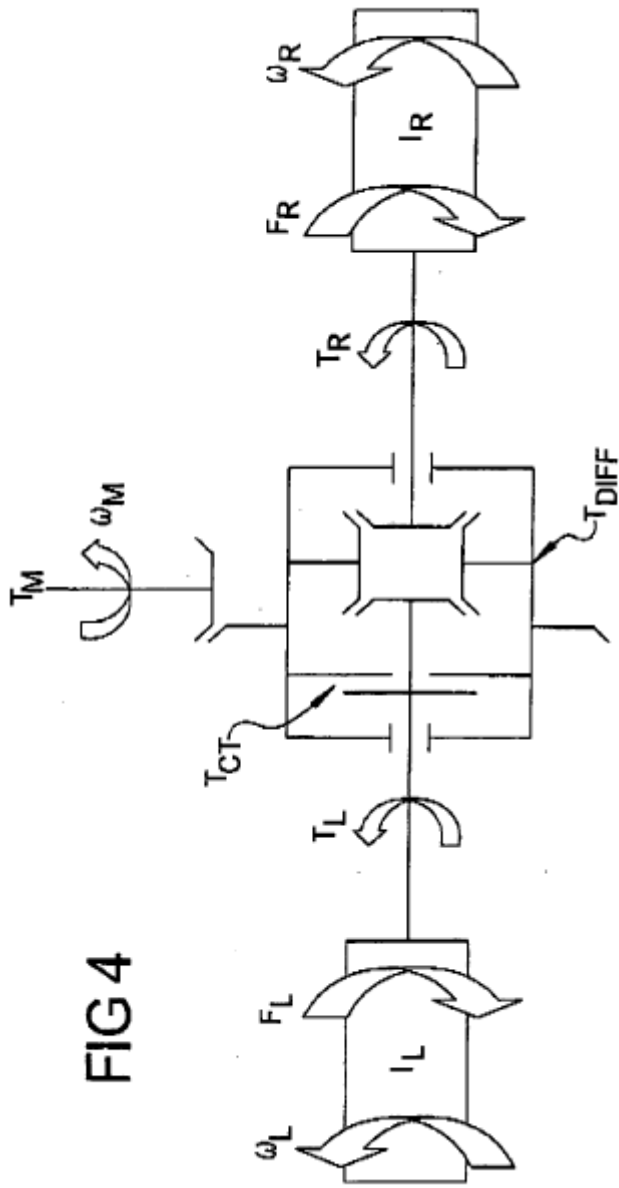


FIG 3



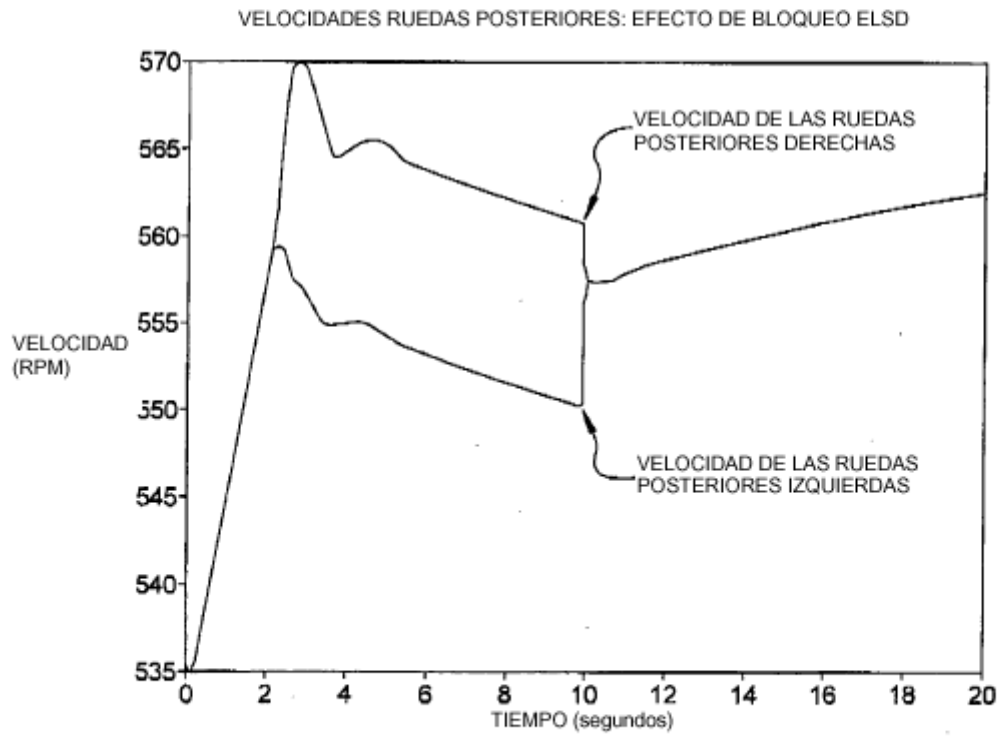
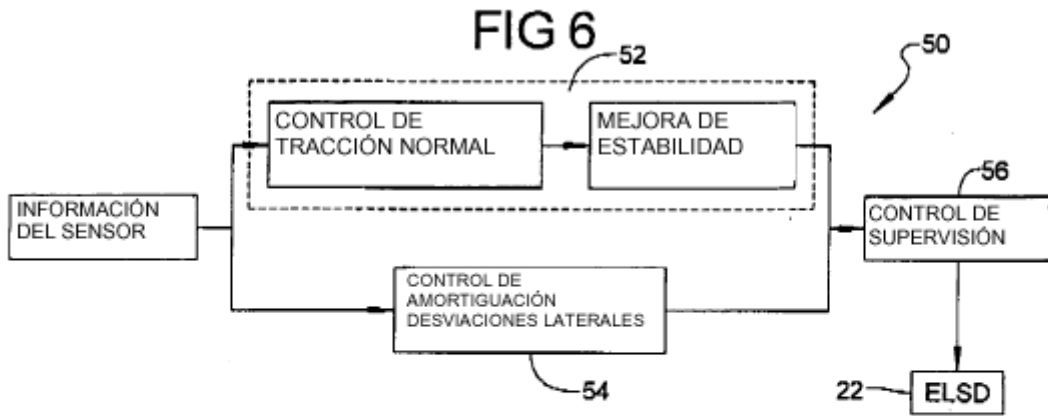


FIG 7

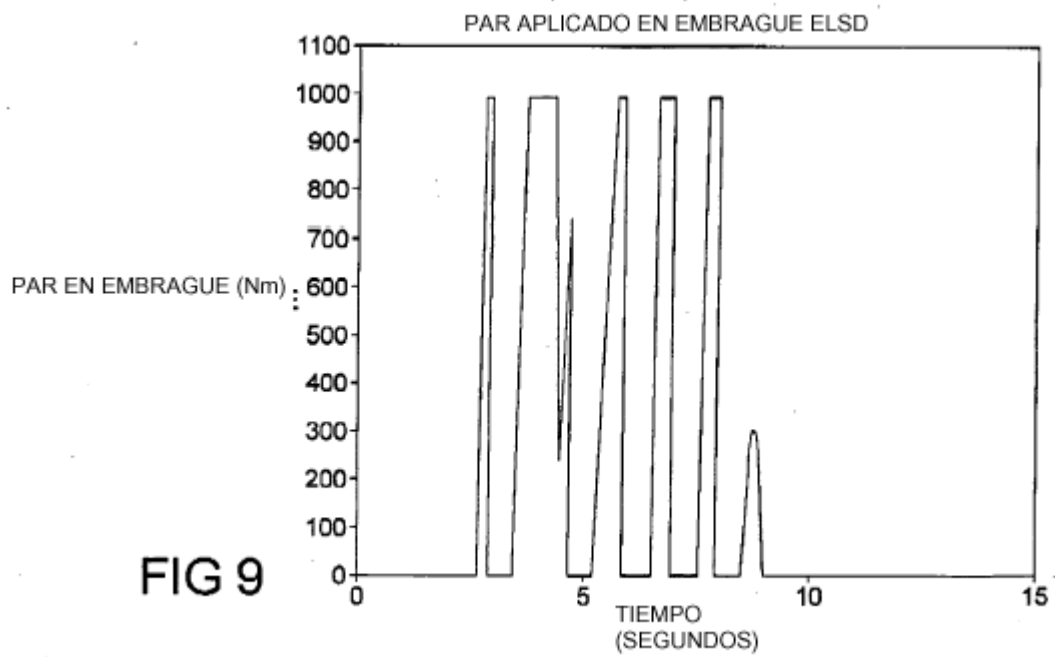
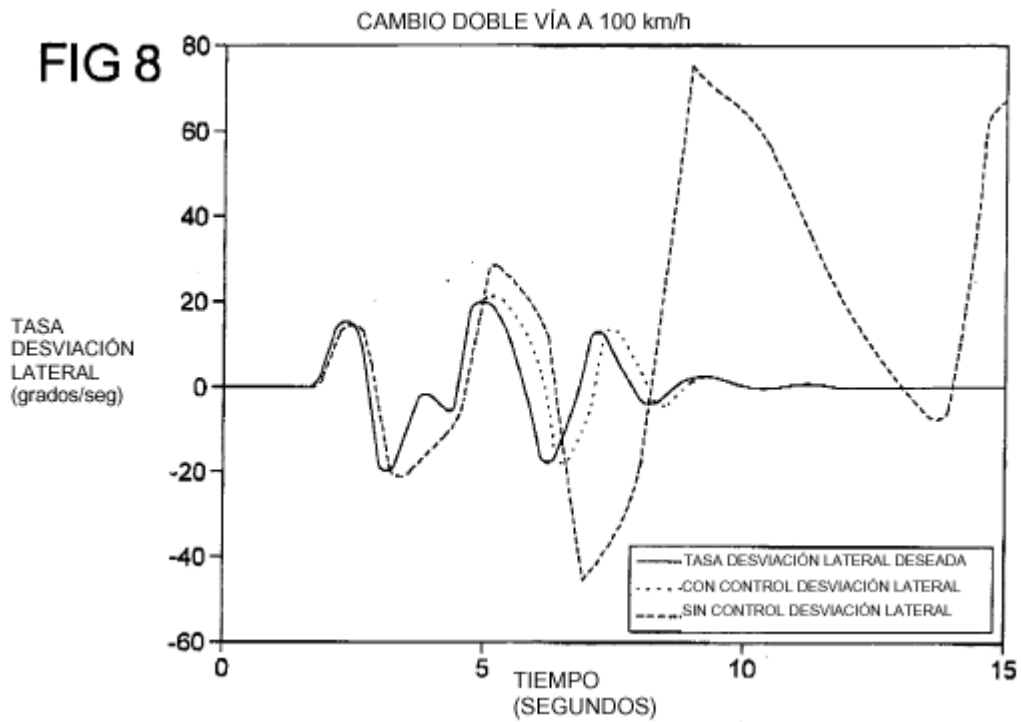


FIG 10

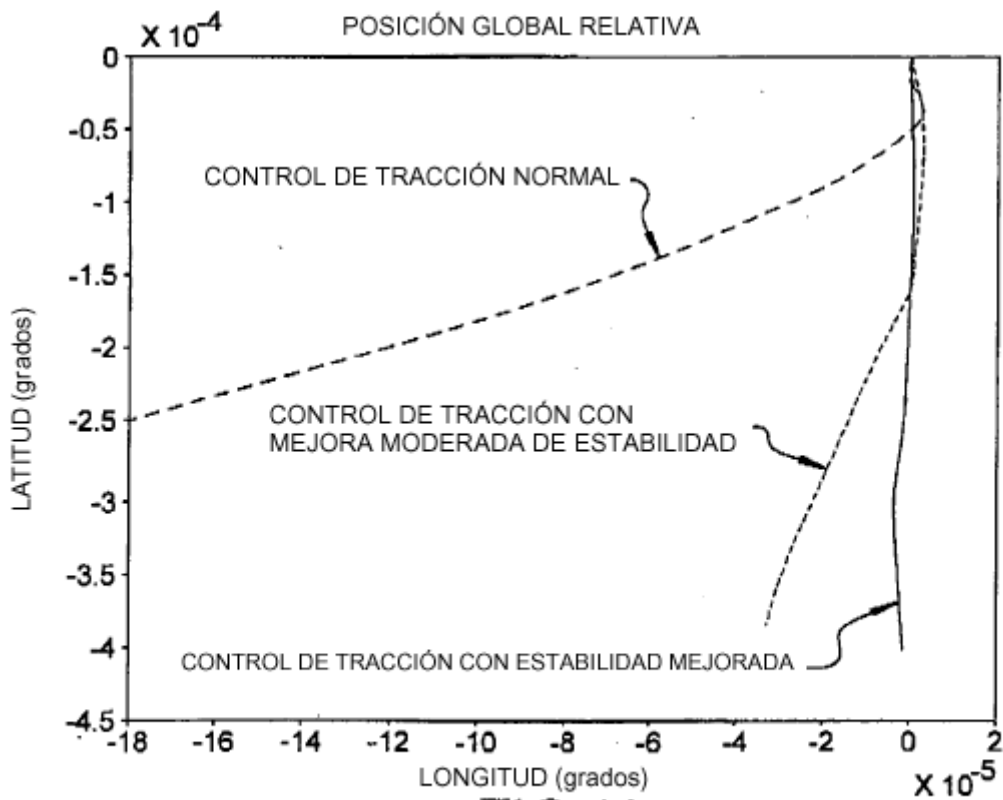
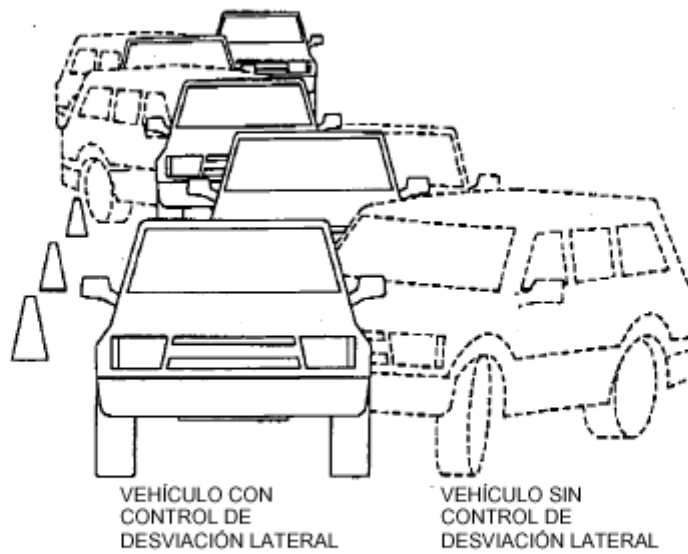


FIG 11

FIG 12

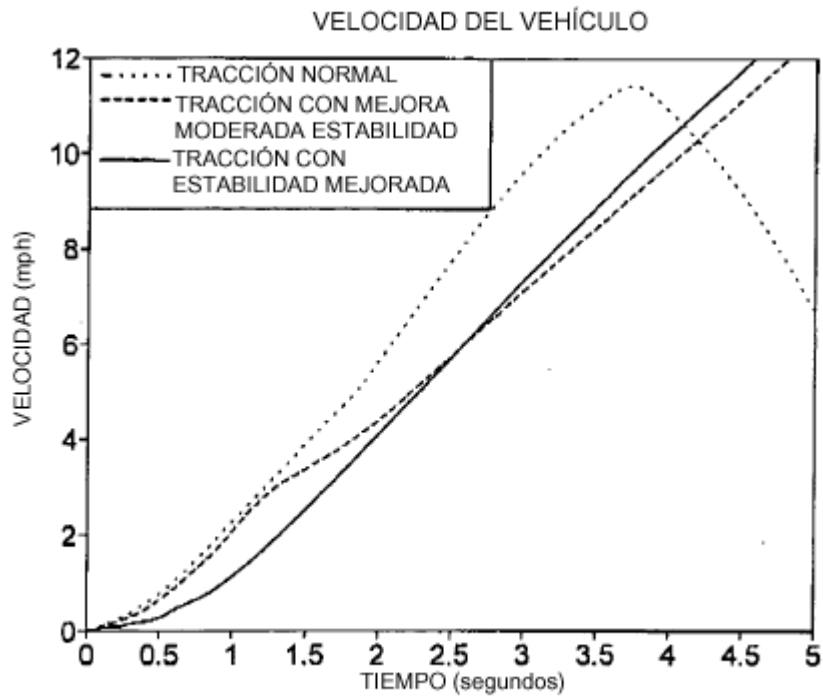
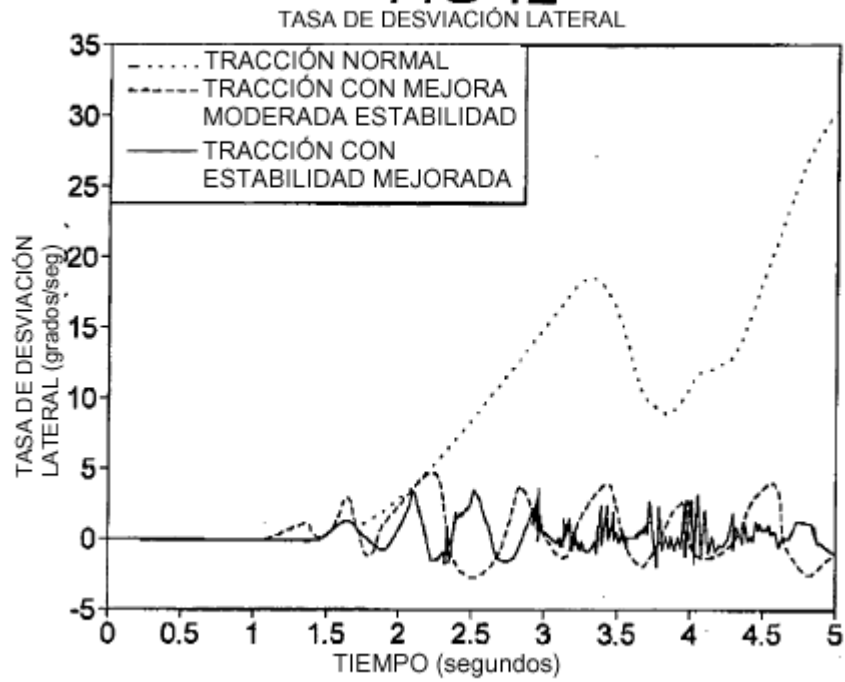


FIG 13

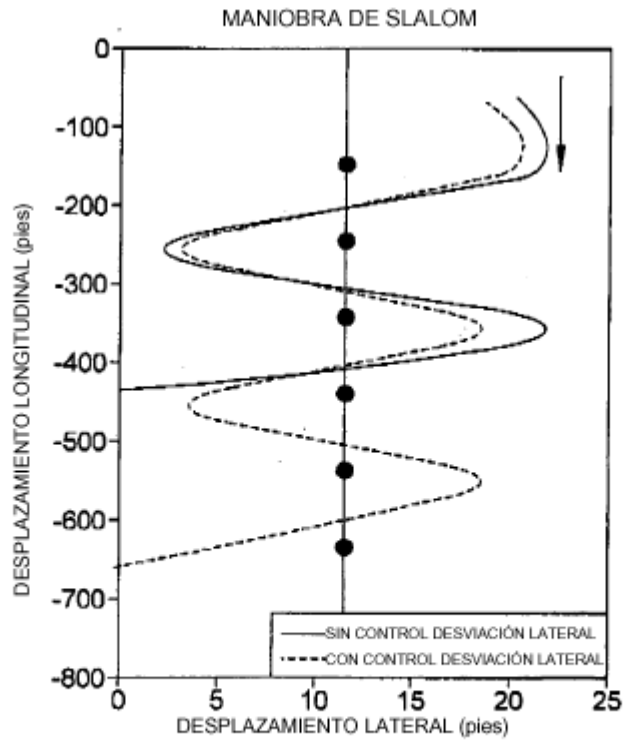
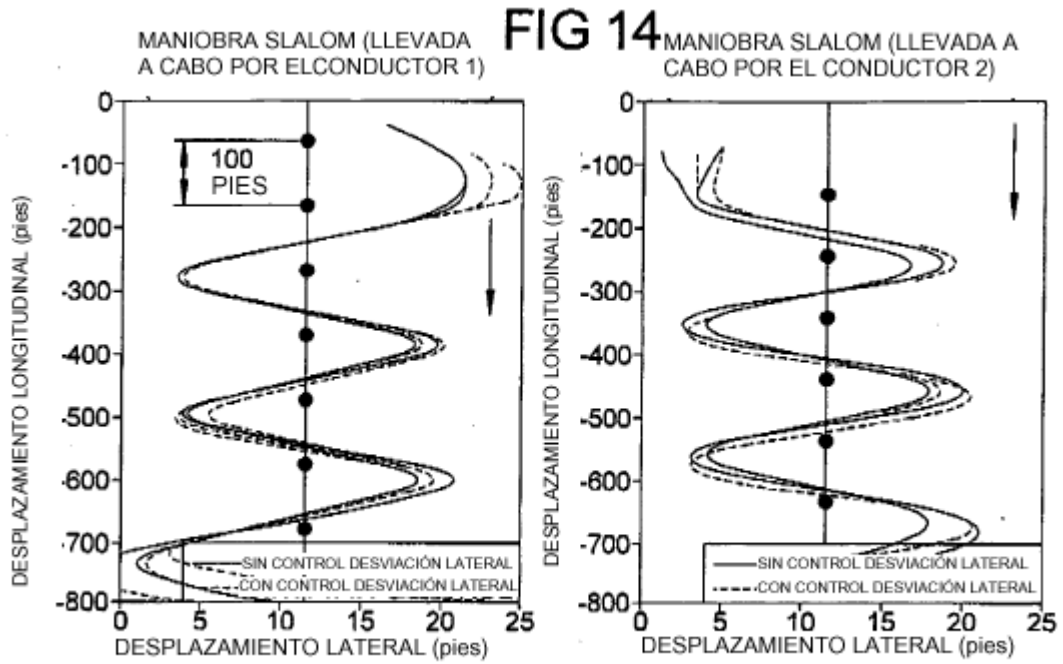
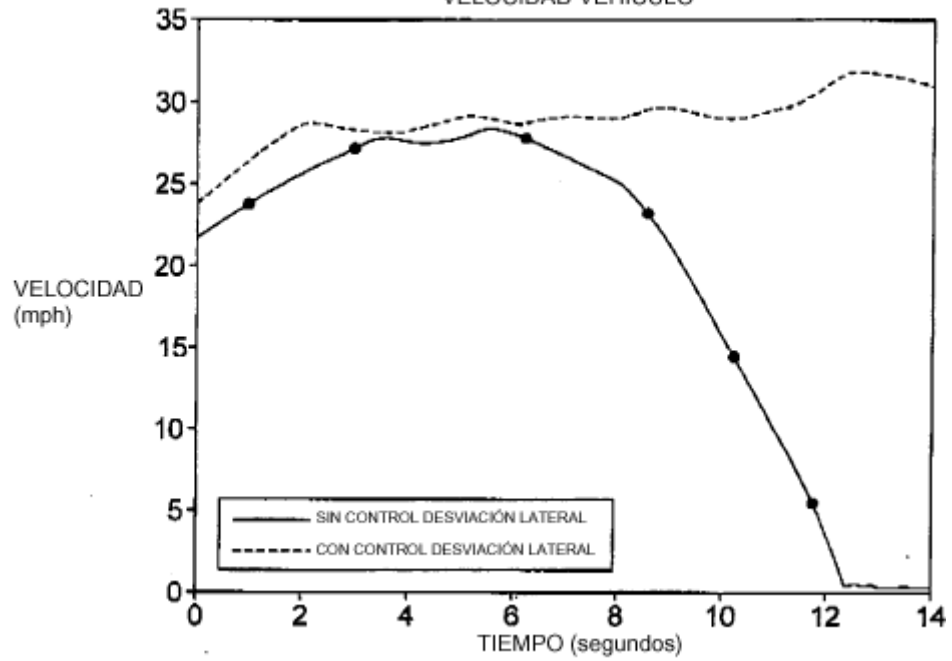


FIG 15

FIG 16
VELOCIDAD VEHÍCULO



SOBREVIRAJE CONDUCE A
RESPUESTA INESTABLE

COMPARACIÓN TASA DESVIACIÓN LATERAL

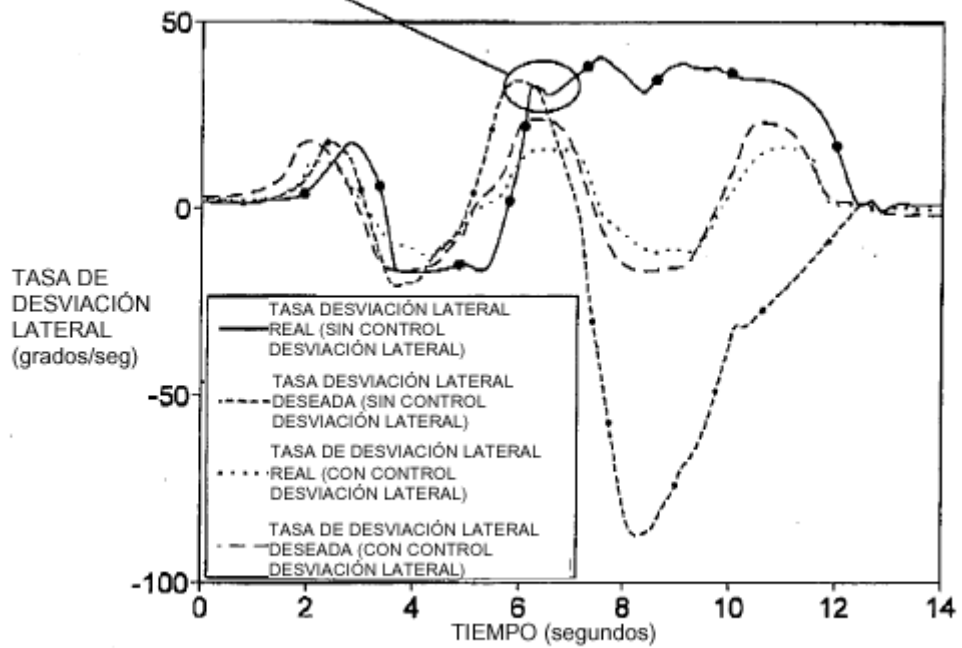


FIG 17

FIG 18

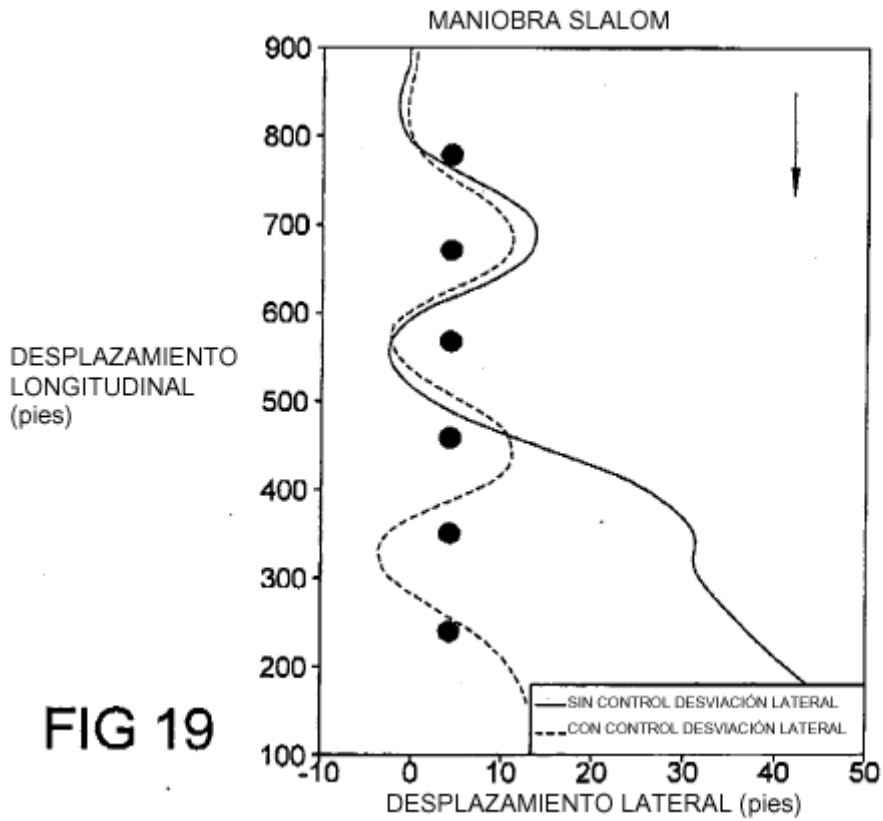
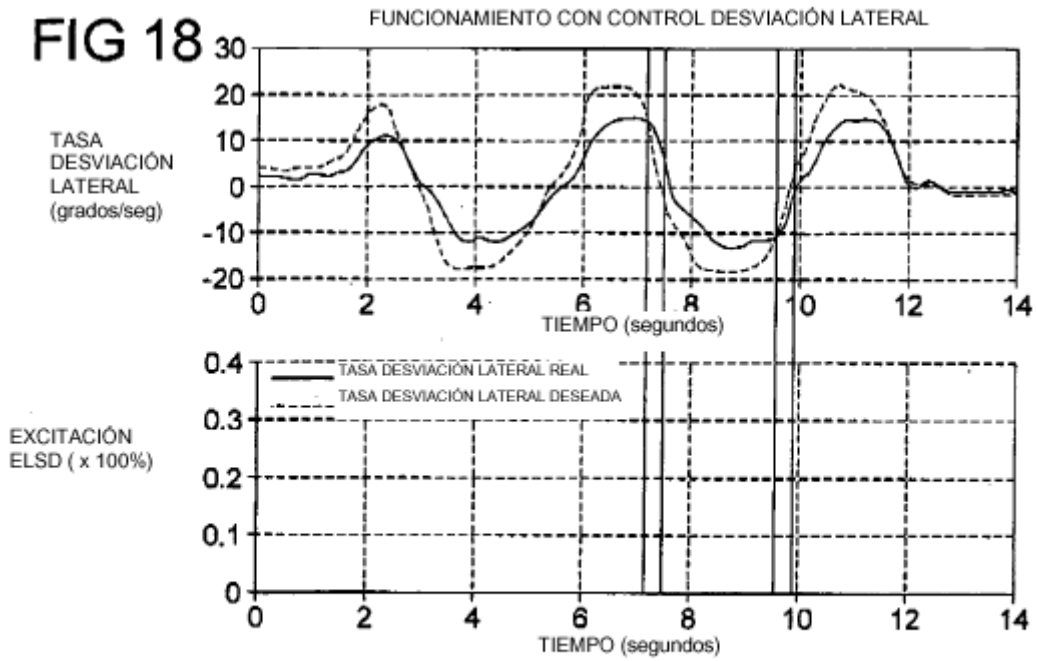
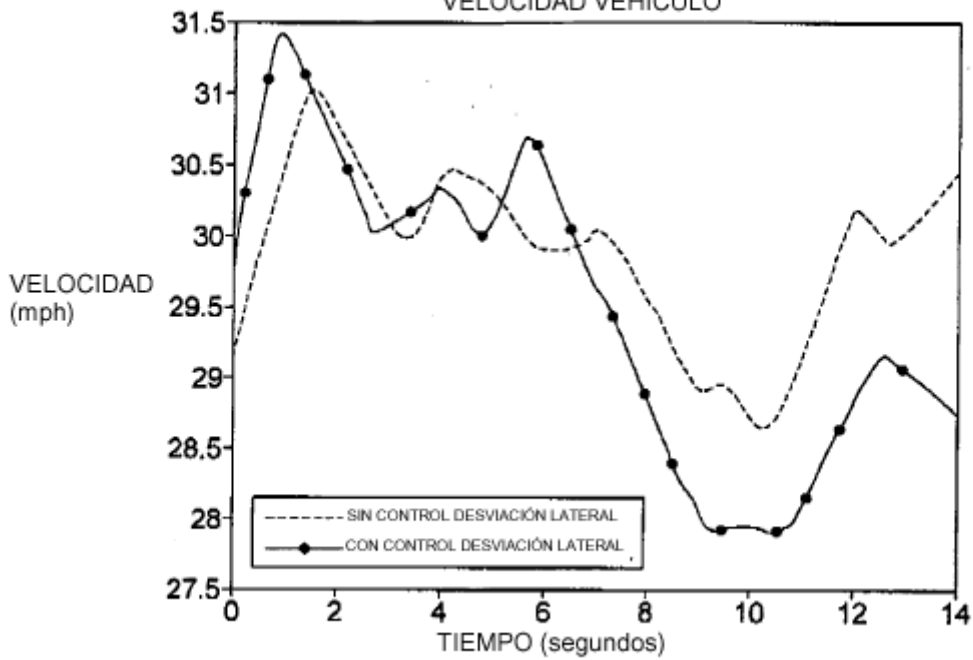


FIG 19

FIG 20

VELOCIDAD VEHÍCULO



SOBREVIRAJE CONDUCE A RESPUESTA INESTABLE

COMPARACIÓN TASA DESVIACIÓN LATERAL

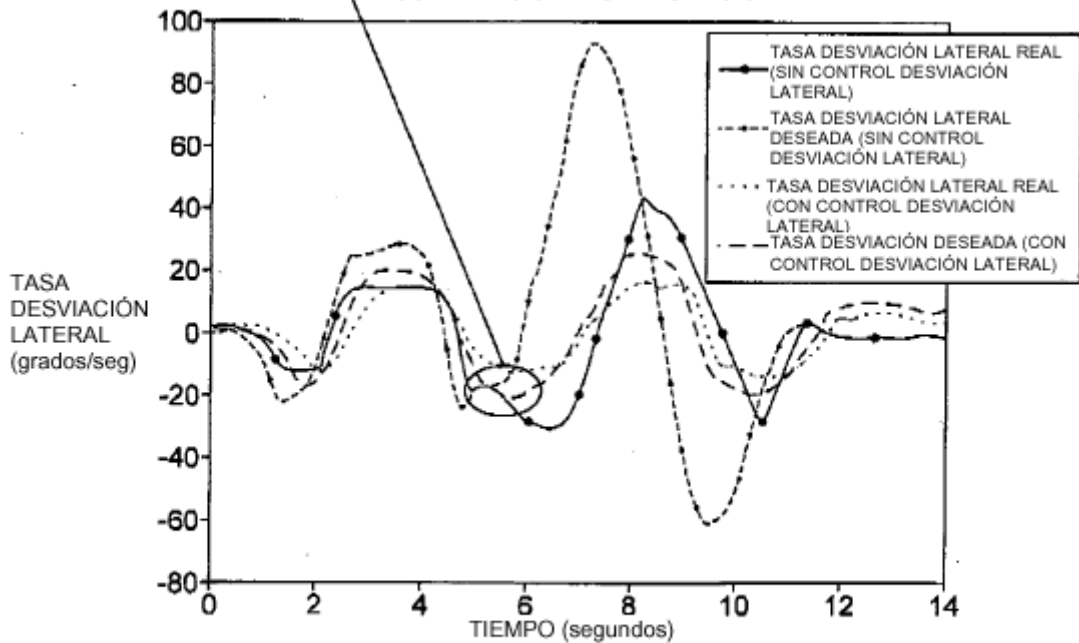


FIG 21

FIG 22

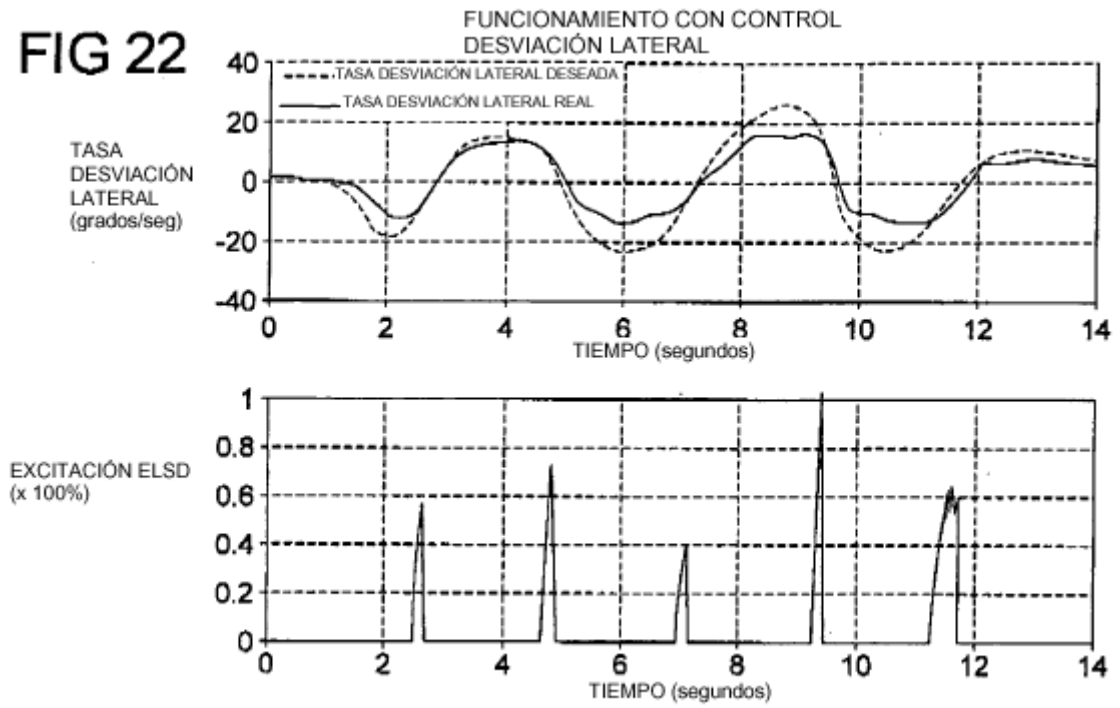
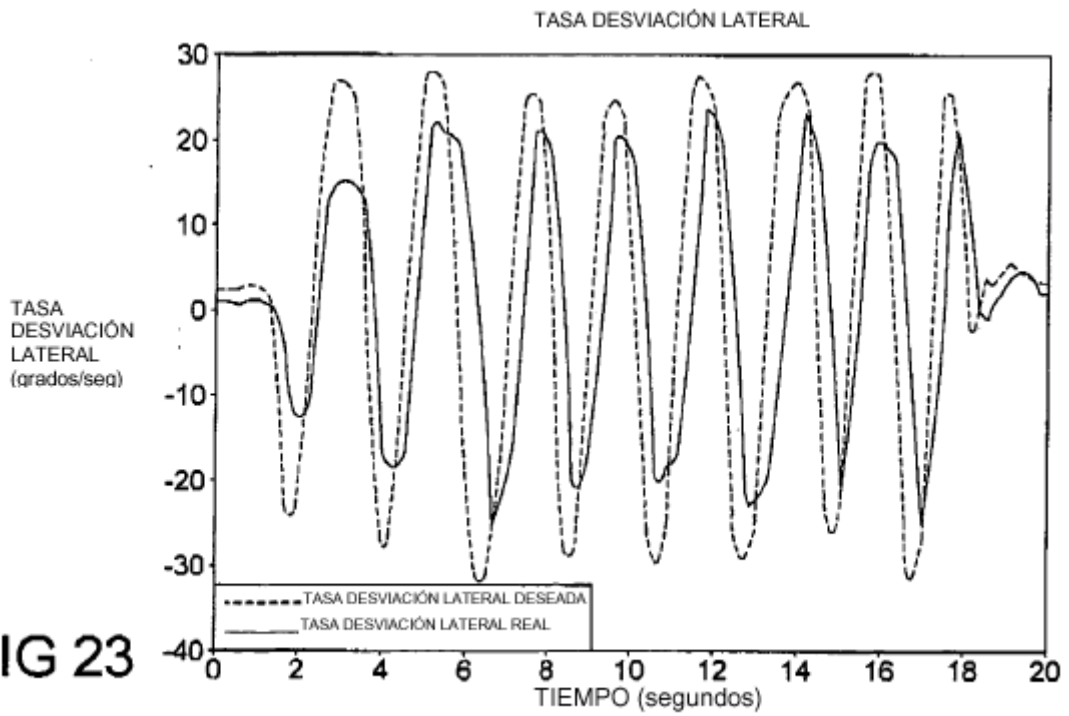


FIG 23



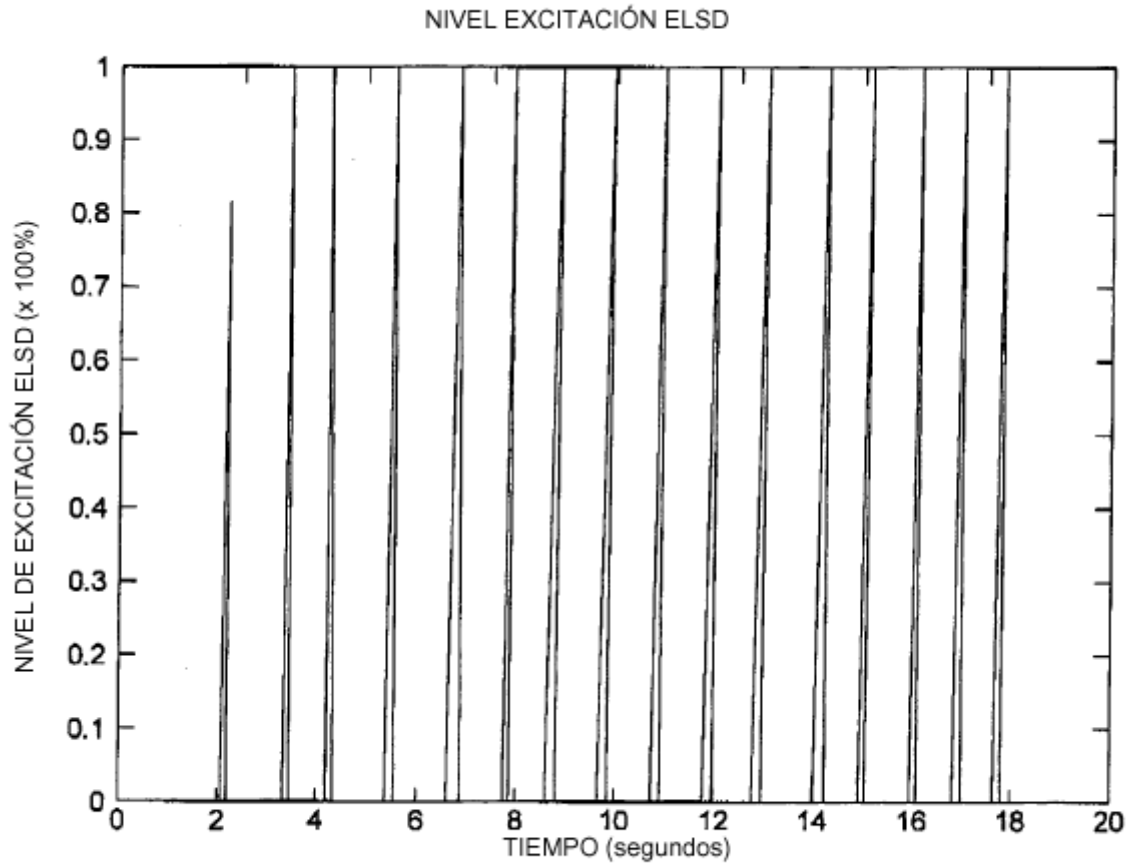


FIG 24