



PETITORIO



01 50561 0

SUPERINTENDENCIA Y DE REGISTRO

Indicación: 01058561 (2.000.000)

Folios: 79

Fecha (CC): 2001-07-18 15:16 23

Trámite: 122 PATENTES D 1 REGISTRO/ 111 PRESENTE

Dependencia: 2223 DIVISIÓN DE LAS NUEVAS CLASIFICACIONES

FORMULARIO UNICO DE SOLICITUD DE PATENTE
2000-3

1

SOLICITUD DE

☒

Patente de Invencion

☐

Patente de Modelo de Utilidad

2

SOLICITANTE
(71)Nombre SCHLUMBERGER TECHNOLOGY
BV

Dirección Parkstraat 83-89

Teléfono

Fax

E-mail

Domicilio La Haya, Holanda

IDENTIFICACION

CC ☐ NIT ☐CE ☐ Otro ☐

Número _____

3

REPRESENTANTE
O APODERADO
(74)

Nombre GERMAN CASTILLO GRAU

Dirección Carrera 13 No 37-43 Piso 12

Teléfono 285 7480 Fax 28 9287

E-mail info@castillograu.com

IDENTIFICACION

CC ☒ NIT ☐CE ☐ OTRO ☐

Número 17 017 671 TP 2 978

4

INVENTOR(ES)
(72)

Nombre Raymond V Nold, III

Dirección 6324 Westchester

Teléfono

Fax

E-mail

Domicilio Sugar Land, Texas, E U A

IDENTIFICACION

CC ☐ NIT ☐CE ☐ OTRO ☐

Número _____

5

Título (54)

SISTEMA DE TRANSMISION HIDROSTATICA DE DIFERENCIAL

6

Clasificación Internacional (51)

B60K 17/35 / F 16 H 48/26

7

Prioridad

SI

☒

NO

☐

(33) País de Origen

E U A

(32) Fecha

Julio 28, 2000

(31) Número de Solicitud

09/828,095

8

Para publicar a partir de la fecha de la presente solicitud a los

6 meses

☐

12 meses

☐

18 meses

☒

Otro

☐

9

Comprobante de pago N°

14463

Fecha

Instrucciones para el diligenciamiento del presente formulario, ver reverso de esta página

2

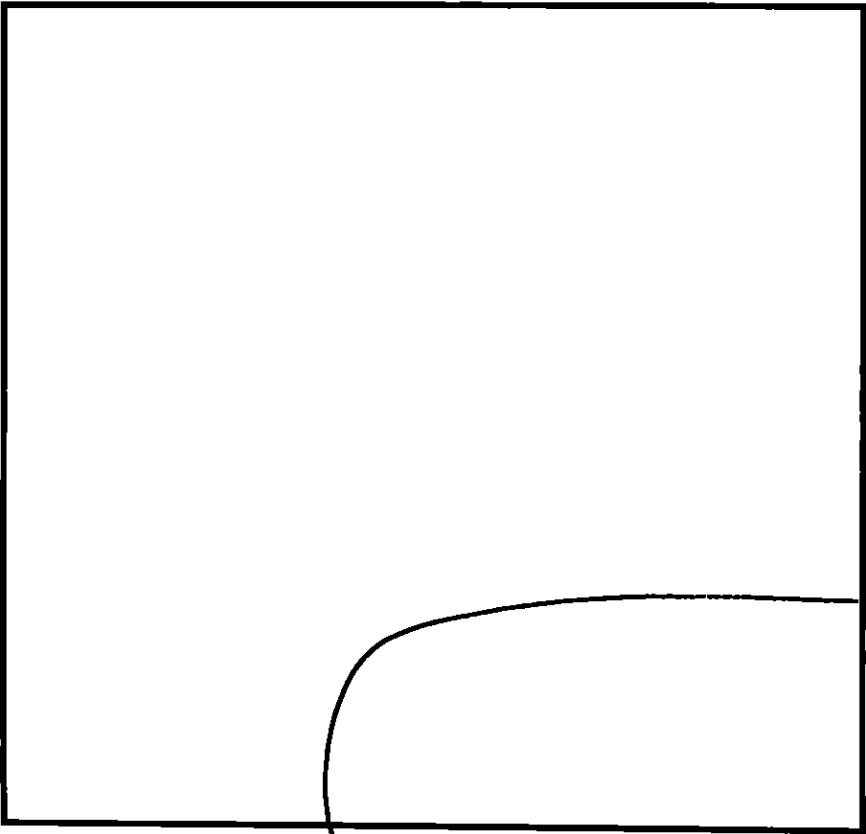
10

ANEXOS

- ☒ Comprobante de pago de la tasa de presentación de la solicitud
- ☐ Comprobante de pago de la tasa por concepto de excedente de palabras en la publicación
- ☒ Comprobante de pago por reivindicación de prioridad
- ☒ Certificado de existencia y representación legal cuando el solicitante sea persona jurídica
- ☒ Poderes si fuere el caso
- ☒ Copia certificada de la primera solicitud si se reivindica prioridad
- ☐ Traducción simple de la primera solicitud, si se reivindica prioridad
- ☒ Documento de cesión del inventor al solicitante o a su causante
- ☒ Descripción de la invención
- ☒ Una o más reivindicaciones
- ☐ Dibujos y/o planos necesarios
- ☐ De ser el caso, copia del contrato de acceso
- ☐ De ser el caso documento que acredite la licencia o autorización de uso de conocimientos tradicionales de las comunidades indígenas
- ☐ De ser el caso, certificado de depósito del material biológico
- ☐ Arte final 12 x 12

11

FIGURA CARACTERISTICA



12

NOMBRE GERMAN CASTILLO GRAU

FIRMA G-C 17047-871 de Bogotá TF No 2978 del C S J

Instrucciones para la presentación de los anexos, ver reverso de esta página



3

Industria y Comercio

SUPERINTENDENCIA

Industria y Comercio
 Radicación: 01656561
 Fecha (Acto): 2031-07 18 15 18.23
 Trámite: C32 PATENTES D 1 REGISTRAR 411 PRESENTAR
 Dependencia: 2328 DIVISION DE LEYES CIRCULAR

MIT 00017.430 2

RECIBO DE AL DE C A 4,113
 TOL 2 10 DE 2001

COMERCIALIZACION

RECEPCIONANTE	TIPO PAGO	BANCO	CUENTA	Nº PAGO	FECHA PGO	V- PAGO
CARTELO GRUPO Y ASOCIADOS COMERCIALIZACION	BANCO COMERCIAL	450 00110 0	5576112	18/07/2001	1,239,000 00	

CONCEPTOS

CONCEPTO	TOTAL CONCEPTO
1. PAGOS DE OBLIGACIONES	351,500 00
2. TRAMITES DE SOL DE PATENTE DE IN	351,500 00
TOTAL	703,000 00

CONCEPTO DE CUENTA Y DE CREDITO DE CREDITO

RECIBO DE AL DE C A 4,113

RECIBO DE AL DE C A 4,113

Carrera 13 No 27-00 Pisos 5 7 y 10
 Conmutador 382 0840
 Fax 350 5220
 E-mail info@sic.gov.co
 www.sic.gov.co
 Bogotá D.C. Colombia



4

Industria y Comercio

SUPERINTENDENCIA

SUPERINTENDENCIA Y COMERCIO

Radicación : 01054561 0000363

Folios: 79

Fecha (VCD): 2021 07-16 15:18:23

Tramite: 6.2 PATENTES D 1 4619780/ 411 PRESENTAC

Dependencia: 2320 DIVISION DE REGISTRO DE PATENTES

VIT 01054561 2

RECIBO OFICIAL DE CATE
CATE
01 01,100
01 10 10 DE 2001

CONSISTENCIA

CONCEPTO	TIPO PAGO	BANCO	CUENTA	Nº PAGO	FECHA PAGO	VALOR PAGO
CARTELLA DE CATE Y ASOCIACIONES COMERCIALES		CAJA DE PAGO	000 00110 0	0000112	10/07/2001	1,230 000 00

RECEPCION

CANT. RECEPCION	CONCEPTO	TOTAL RECEPCION
1 000 000 00	000 00110 0	100,000 00
	TOTAL	100,000 00

CATE 01 10 10 DE 2001

RECIBO DE CATE 01 10 10 DE 2001

RECIBO DE CATE 01 10 10 DE 2001

Carrera 13 No 27-00 Pisos 5 7 y 10
Conmutador 382 0840
Fax 350 5220
E-mail info@sic.gov.co
www.sic.gov.co
Bogotá D C Colombia

5-4

SISTEMA DE TRANSMISION HIDROSTATICA DE DIFERENCIAL

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

1 Campo de la Invención

La invención se relaciona con sistemas de transmisión hidrostática y el uso de dicho sistema de transmisión hidrostática para el accionamiento de un cabrestante

2 Arte Previo

El sondeo de pozos involucra el registro de los datos relacionados con una o más características de las formaciones subterráneas penetradas por un agujero de perforación. Muchos tipos de registros de pozos son registrados por los instrumentos barrenos abajo apropiados colocados en un alojamiento de nominado una sonda. En el sondeo de pozos con transporte por cable, la sonda es descendida en el agujero de perforación por medio de un cable eléctrico armado enrollado en el tambor de un cabrestante. Las mediciones son realizadas conforme la sonda pasa las diversas formaciones y las señales de los datos son transmitidas a través del cable hacia un sistema de adquisición en la superficie de la tierra. De manera general, la sonda puede ser descendida rápidamente en el agujero de perforación y recuperada rápidamente del agujero de perforación cuando no está adquiriendo datos. Sin embargo, la física y el diseño de algunos instrumentos de sondeo de pozos requieren que la sonda sea movida de manera precisa dentro del agujero de perforación, usualmente a baja velocidad, mientras se adquieren los datos. Se utiliza un sistema de accionamiento para accionar el tambor del cabrestante de modo tal que el cable al cual la sonda está unida puede ser arriada o

6

recuperada a las velocidades deseadas. Típicamente, el sistema de accionamiento incluye una fuente de fuerza motriz, tal como un motor de combustión interna, y, un sistema de transmisión hidrostática para transmitir potencia desde la fuente de fuerza motriz hacia el tambor del cabrestante.

Los sistemas de transmisión hidrostática convencionales incluyen una bomba hidráulica, usualmente una bomba hidráulica de desplazamiento variable, y un motor hidráulico, usualmente un motor hidráulico de desplazamiento variable. La bomba hidráulica transfiere potencia desde la fuente de fuerza motriz hacia el motor hidráulico, y el motor hidráulico a su vez aplica un par de torsión al tambor del cabrestante. En operación, la fuente de fuerza motriz es típicamente establecida para operar a una velocidad predeterminada a través de una válvula de estrangulación del motor o similar. La velocidad del tambor del cabrestante es entonces regulada mediante el control de los desplazamientos de uno de los elementos hidráulicos del sistema de transmisión hidrostática. Los sistemas de transmisión hidrostática convencionales, no obstante, tienden a volverse inestables cuando la tasa de flujo de la bomba hidráulica y la velocidad de rotación del motor hidráulico se reducen para adecuarse a velocidades de tambor muy bajas. Dicha inestabilidad puede afectar la calidad de las mediciones realizadas por el instrumento de sondeo así como degradar el desempeño de servicio del sistema de transmisión hidrostática. Como resultado, las velocidades de sondeo han estado típicamente limitadas al rango estable del sistema de transmisión hidrostática.

Se han propuesto diversas soluciones para superar la inestabilidad del sistema de transmisión hidrostática a bajas velocidades. Por ejemplo la Patente E U A No 5 355 675 otorgada

a Mayhugh et al revela un sistema de transmisión de energía giratoria hidrostática cerrado estable que puede ser utilizado para transmitir potencia desde un motor hacia un cabrestante. El sistema de transmisión de energía giratoria hidrostática revelado en la patente '675 de Mayhugh et al tiene un amplio rango de control de velocidad dinámico e incluye un motor hidrostático, una bomba hidráulica de desplazamiento variable, y, un dispositivo de control de dos posiciones. El sistema de transmisión puede operar en una de dos modalidades: modalidad normal y modalidad de control de velocidad de regulación precisa. En la modalidad normal, el dispositivo de control de dos posiciones interconecta la bomba con el motor a través de un primer circuito, y, la operación de la velocidad del motor es una función del desplazamiento de la bomba. En la modalidad de control de velocidad de regulación precisa, el dispositivo de control de dos posiciones deshabilita la configuración del primer circuito e interconecta la bomba con el motor a través de un segundo circuito. En esta modalidad, la velocidad del motor es una función de la tasa de flujo a través de una válvula de control de flujo proporcional corriente abajo del motor.

RESUMEN DE LA INVENCION

Un aspecto de la invención es un sistema de transmisión hidrostática para accionar un elemento giratorio, que incluye un diferencial que tiene una salida acoplada de manera giratoria con el elemento giratorio. El sistema de transmisión hidrostática incluye además un primer mecanismo de accionamiento hidrostático acoplado de manera operativa a una primera entrada del diferencial y un segundo mecanismo de accionamiento hidrostático

acoplado de manera operativa a una segunda entrada del diferencial. La salida del primer mecanismo de accionamiento hidrostático es giratoria en una primera dirección seleccionada y a una primera velocidad seleccionada, la salida del segundo mecanismo de accionamiento hidrostático es giratoria en una segunda dirección seleccionada y a una segunda velocidad seleccionada. Una dirección y velocidad rotacionales de la salida del diferencial está relacionada con la suma algebraica de las direcciones y velocidades giratorias de las salidas de los dos mecanismos de accionamiento hidrostático.

Otro aspecto de la invención es un método para accionar un elemento giratorio que incluye el control de un primer mecanismo de accionamiento hidrostático para hacer girar una primera entrada de un diferencial a una velocidad seleccionada en una primera dirección, y el control de un segundo mecanismo de accionamiento hidrostático para hacer girar una segunda entrada de un diferencial a una segunda velocidad seleccionada y en una segunda dirección seleccionada. Las direcciones y las velocidades primera y segunda son seleccionadas para proveer una dirección de rotación y velocidad de salida seleccionadas para el diferencial, y en consecuencia, el elemento giratorio, que está acoplado de manera giratoria con la salida del diferencial.

Otro aspecto de la invención, en un sistema de cabrestante que comprende un tambor soportado de manera giratoria, un diferencial que tiene una salida acoplada al tambor soportado de manera giratoria, un primer mecanismo de accionamiento hidrostático que tiene una salida acoplada a una primera entrada del diferencial, y, un segundo mecanismo de accionamiento hidrostático que tiene una salida acoplada a una segunda entrada del diferencial. La salida del primer mecanismo de accionamiento

hidrostático es giratoria en una primera dirección seleccionada, la salida del segundo mecanismo de accionamiento hidrostático es giratoria en una segunda dirección seleccionada, y una velocidad rotacional de la salida del diferencial están relacionadas con la suma algebraica de las direcciones y velocidades giratorias de la salida de los mecanismos de accionamiento hidrostático

Otros aspectos y ventajas de la invención serán evidentes a partir de la siguiente descripción y las reivindicaciones anexas

BREVE DESCRIPCION DE LOS DIBUJOS

La Figura 1 es un diagrama de bloques de un sistema de cabrestante

La Figura 2 es un diagrama de circuitos de un sistema de transmisión hidrostática de acuerdo con una configuración de la invención

La Figura 3 y 4 muestran ejemplos de los gráficos de control utilizados para controlar el sistema de transmisión hidrostática mostrado en la Figura 2

La Figura 5 es un diagrama de circuitos de un sistema de transmisión hidrostática de acuerdo con otra configuración de la invención

La Figura 6 muestra un ejemplo de un gráfico de control para el sistema de transmisión hidrostática mostrado en la Figura 5

La Figura 7 es un diagrama de circuitos de un sistema de transmisión hidrostática de acuerdo con otra configuración de la invención

La Figura 8 muestra un ejemplo de un gráfico de control para el sistema de transmisión hidrostática mostrado en la Figura 7

DESCRIPCION DETALLADA DE LA INVENCION

Se describirán ahora varias configuraciones de la invención con referencia a las figuras que la acompañan. La Figura 1 es un diagrama de bloques de un sistema de cabrestante 2 que incluye un cabrestante 4 que tiene un tambor del cabrestante soportado de manera giratoria 5, una consola de control del operador 6, una fuente de energía motriz 8, por ejemplo, un motor diesel, y un sistema de transmisión hidrostática 10. El cabrestante 4 es utilizado para mover una carga 12. En el sondeo de pozos, la carga 12 podría ser una sonda, por ejemplo. La carga 12 podría estar enganchada al extremo de un cable 13 que está enrollado en el tambor del cabrestante 5. Cuando el tambor del cabrestante 5 es girado, el cable 13 es ya sea extendido o recuperado, dependiendo de la dirección de rotación del tambor del cabrestante 5. La velocidad a la cual el tambor del cabrestante 5 gira se puede controlar desde la consola de control del operador 6. El sistema de transmisión hidrostática 10 libera potencia desde la fuente de fuerza motriz 8 hacia el tambor del cabrestante 5 en respuesta a las señales de control desde la consola de control del operador 6 para accionar el tambor del cabrestante 5 en la dirección seleccionada a la velocidad seleccionada.

La Figura 2 muestra un diagrama de circuitos hidráulicos para el sistema de transmisión hidrostática 10 de acuerdo con una configuración de la invención. El sistema de transmisión hidrostática 10 incluye dos circuitos de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado 14, 15. El circuito de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado 14 incluye una bomba hidráulica 16 y un motor hidráulico 18. El circuito de

10,
11

accionamiento hidrostático de ciclo cerrado 15 en este ejemplo también incluye una bomba hidráulica 20 y un motor hidráulico 22 Se conocen en la técnica varios tipos de bombas hidráulicas Ver, por ejemplo, Sullivan, James A , *Fluid Power Theory and Applications*, Prentice- Hall, Inc (1988) Las bombas hidráulicas 16, 20 pueden ser del tipo de desplazamiento positivo Las bombas hidráulicas de desplazamiento positivo transfieren un volumen substancialmente constante de fluido por cada ciclo de operación De manera más preferible, las bombas hidráulicas 16, 20 son bombas de "desplazamiento variable" Una bomba de desplazamiento variable es una en la cual el volumen de desplazamiento por ciclo de la operación de la bomba puede ser ajustado Se conocen en la técnica varios tipos de bombas de desplazamiento variable Un diseño común utiliza una placa oscilante para ajustar la tasa volumétrica de flujo de la bomba La tasa volumétrica de flujo es ajustada cambiando el ángulo de la placa oscilante, ya sea de forma mecánica o mediante la acción de un pistón que acciona una horquilla, por ejemplo

El ajuste de los mecanismos internos, por ejemplo, las placas oscilantes (no mostradas), que controlan las tasas volumétricas de flujo de las bombas hidráulicas 16, 20 son controladas en esta configuración por medio de los controles de desplazamiento que se pueden accionar de forma electrónica 24, 26, las que en esta configuración, por ejemplo, son solenoides de desplazamiento De manera preferible, las bombas hidráulicas 16, 20 incluyen medios para controlar su flujo de salida en cualquier dirección, es decir, medios para invertir los puestos de succión y descarga de la bomba Las válvulas de inversión (no mostradas) también pueden ser utilizadas para cambiar la dirección de flujo

de cualquiera o ambas bombas 16, 20 Los motores hidráulicos 18, 22 reciben el fluido presurizado de las bombas hidráulicas 16, 20 y convierten la energía en el fluido presurizado en el movimiento de giro de los ejes impulsores de salida del motor 28, 30, respectivamente Los motores hidráulicos 18, 22 hacen girar los respectivos ejes impulsores de salida 28, 30 en cualquier dirección, es decir, hacia adelante o en reversa, dependiendo de la dirección del flujo de fluido a través del motor Los motores hidráulicos están disponibles como unidades de desplazamiento fijo o variable de modo tal que la variación de velocidad con la rotación en cualquier dirección es posible incluso con una tasa volumétrica de flujo fija a través del motor Se conocen en la técnica varios diseños de motores hidráulicos Ver, por ejemplo, Sullivan, James A , *Fluid Power Theory and Applications*, supra

Los ejes impulsores de salida 28, 30 de los motores hidráulicos 18, 22 están acoplados a respectivas entradas de un diferencial 32 En una configuración, el diferencial 32 comprende los engranajes cónicos 34 - 40 Los ejes 28 y 30 están acoplados a los engranajes cónicos de entrada 34 y 38, respectivamente El diferencial 32 también incluye los engranajes cónicos 42 y 44 Los engranajes 42 y 44 también pueden ser engranajes hipoidales Por lo tanto, la forma de los engranajes no tiene la intención de limitar la invención Un portador 46 está acoplado al engranaje cónico 42 y está acoplado a los engranajes cónicos 36 y 40 El movimiento giratorio de los ejes impulsores de salida del motor 28 y 30 es transmitido a los engranajes cónicos 36 y 40 mediante los engranajes cónicos de entrada del diferencial 34 y 38 El movimiento giratorio de los engranajes cónicos 36 y 40 es a su vez transmitido al engranaje cónico 42 a través del portador 46

Finalmente, el movimiento del engranaje cónico 42 es transmitido al engranaje cónico 44. Un eje impulsor de salida 48 está acoplado al engranaje cónico 44 y para girar con el engranaje cónico 44. El eje impulsor de salida 48 transmite el par de torsión necesario para hacer girar el tambor del cabrestante 5 (mostrado en la Figura 1). La velocidad del eje impulsor de salida 48 está determinada por la configuración de los engranajes en el diferencial 32 y la velocidad y la dirección de rotación de los ejes impulsores de salida del motor 28, 30. La velocidad del eje impulsor de salida del diferencial 48 puede ser controlada seleccionando de manera apropiada la velocidad y dirección de rotación de cada uno de los ejes impulsores de salida del motor 28, 30. El diferencial 32 podría ser configurado de manera diferente del que se muestra en los dibujos, como es bien conocido en la técnica. Por ejemplo, el diferencial 32 podría consistir de un tren de engranajes planetarios u otros tipos de engranajes. Por lo tanto, la forma del diferencial mostrado en la Figura 2 no tiene la intención de limitar el alcance de la invención.

El diferencial 32 puede operar, para propósitos de explicar su velocidad de salida, en una "modalidad de diferencia" o una "modalidad de sumatoria". En la consola de control del operador 6, un operador puede utilizar un selector de modalidad 50 para seleccionar la modalidad. La selección de la modalidad en un ejemplo consiste de la selección de la dirección de rotación de cada uno de los motores hidráulicos 18, 22. Como será además explicado, la velocidad y dirección de rotación de cada uno de los motores depende de la velocidad de rotación deseada para el tambor del cabrestante (5 en la Figura 1). Basado en la modalidad seleccionada, el operador puede entonces utilizar un dispositivo

de control 52, por ejemplo, un controlador de palanca de mando, para controlar la operación de las bombas hidráulicas 16, 20 El dispositivo de control 52 envía una señal a los controles de desplazamiento electrónico 24, 26, que entonces controlan los mecanismos internos en las bombas hidráulicas 16, 20, respectivamente, de modo tal que la cantidad deseada de fluido es bombeada hacia afuera de las bombas hidráulicas 16, 20 El fluido presurizado es bombeado hacia afuera de las bombas hidráulicas 16, 20 fluye a través de los conductos 54, 56, respectivamente, hacia los motores hidráulicos 18, 22, proporcionando de esta forma la energía a los motores hidráulicos 18, 22 Los motores hidráulicos 18, 22 convierten la energía del fluido presurizado en el movimiento giratorio de los ejes impulsores de salida del motor 28, 30, como se explicó anteriormente El fluido bombeado a los motores hidráulicos 18, 22 retorna a los múltiples de admisión de las bombas hidráulicas 16, 20 a través de los conductos 58, 60, respectivamente

La dirección y la velocidad de rotación del eje impulsor de salida del diferencial 48 están relacionadas con la suma algebraica de las velocidades proporcionales de los ejes impulsores de salida del motor 28, 30 El término proporcional es utilizado debido a que la velocidad del eje impulsor de salida del diferencial 48 depende de la configuración del engranaje, por ejemplo, la cantidad de dientes de los engranajes 32 - 38 que transmiten el movimiento de los ejes impulsores de entrada 28, 30 al eje impulsor de salida 48 Si los ejes impulsores de salida del motor 28 y 30 están girando para hacer girar sus engranajes de entrada del diferencial asociados en la misma dirección, la velocidad del eje impulsor de salida del diferencial 48 estará relacionada con la suma de las velocidades de los ejes impulsores

16
15

de salida del motor 28 y 30. De otro lado, si los ejes impulsores de salida del motor 28 y 30 están girando en direcciones opuestas, la velocidad del eje impulsor de salida del diferencial 48 estará relacionada con la diferencia entre las velocidades de los ejes impulsores de entrada 28 y 30. Desde el punto de vista algebraico, se puede asignar de forma arbitraria un signo (positivo o negativo) a la velocidad de rotación de cada uno de los ejes impulsores de salida del motor con el fin de describir en que dirección está siendo girado el engranaje de entrada del diferencial asociado. Las Figuras 3 y 4 muestran ejemplos de los gráficos de control que enseñan las velocidades individuales de los circuitos de accionamiento hidrostático 14, 15, es decir, las velocidades de los ejes impulsores de salida del motor 28, 30, en la modalidad de diferencia y sumatoria, respectivamente, para alcanzar una variabilidad substancialmente infinita de la velocidad del eje impulsor de salida del diferencial 48, desde velocidad de plena marcha descendente (desenrollando el cable del tambor del cabrestante), a través de e incluyendo cero, hasta velocidad de plena marcha ascendente (enrollando el cable en el tambor del cabrestante).

El gráfico de control mostrado en la Figura 3 es para la modalidad de diferencia. Para el ejemplo mostrado en la Figura 3, el sistema de transmisión es preparado de modo tal que la carga 12 (mostrada en la Figura 1) enganchada al cable 13 (mostrado en la Figura 1) en el tambor del cabrestante 5 (mostrado en la Figura 1) viaja en la dirección ascendente (hacia fuera de una perforación de pozo) cuando la rotación del eje impulsor de salida del motor 28 (mostrado en la Figura 2) es en el sentido de las agujas del reloj, y viaja en la dirección descendente (hacia dentro de la perforación de pozo) cuando la rotación del eje

6
16

impulsor de salida del motor 28 (mostrado en la Figura 2) es en el sentido contrario a las agujas del reloj. En la Figura 3, las curvas 28a, 28b representan las velocidades del eje impulsor de salida del motor 28 (mostrado en la Figura 2), las curvas 30a, 30b representan las velocidades del eje impulsor de salida del motor 30, y las curvas 48a, 48b representan las velocidades del eje impulsor de salida del diferencial 48 (mostrado en la Figura 2). La curva de velocidad 48a es la resultante de las curvas de velocidad 28a y 30a, y la curva de velocidad 48b es la resultante de las curvas de velocidad 28b y 30b. En la zona diferencial 66, el eje impulsor de salida del motor 28 (mostrado en la Figura 2) gira en la dirección contraria a las agujas del reloj, como se muestra por la porción de la curva 28a dentro de la zona diferencial 66, y el eje impulsor de salida del motor 30 (mostrado en la Figura 2) gira en la dirección de las agujas del reloj, conforme se muestra por la porción de la curva 30a dentro de la zona diferencial 66. De manera similar, en la zona diferencial 68, el eje impulsor de salida del motor 28 (mostrado en la Figura 2) gira en la dirección contraria a las agujas del reloj, como se muestra por la porción de la curva 28b dentro de la zona diferencial 68, y el eje impulsor de salida del motor 30 (mostrado en la Figura 2) gira en la dirección contraria a las agujas del reloj, conforme se muestra por la porción de la curva 30b. En las zonas diferenciales 66, 68, la velocidad 48a, 48b del eje impulsor de salida del diferencial 48 (mostrado en la Figura 2) está determinada por la diferencia entre la velocidad 28a, 28b del eje impulsor de salida del motor 28 (mostrado en la Figura 2) y la velocidad 30a, 30b del eje impulsor de salida del motor 30 (mostrado en la Figura 2), respectivamente.

El gráfico de control mostrado en la Figura 4 es para la

modalidad de sumatoria En la modalidad de sumatoria, los ejes impulsores de salida del motor 28 y 30 (mostrados en la Figura 2), ambos, hacen girar sus respectivos engranajes de entrada del diferencial en la misma dirección, sin tomar en cuenta la dirección que la carga 12 (mostrada en la Figura 1) está recorriendo En este ejemplo, el sistema de transmisión es ajustado de modo tal que la carga 12 (mostrada en la Figura 1) viaja en la dirección ascendente cuando la rotación del eje impulsor de salida del motor 28 (mostrado en la Figura 2) y la rotación del eje impulsor de salida del motor 30 (mostrado en la Figura 2) están ambas en el sentido de las agujas del reloj La carga 12 (mostrada en la Figura 1) viaja en la dirección descendente cuando la rotación del eje impulsor de salida del motor 28 y la rotación del eje impulsor de salida del motor 30 están en el sentido contrario a las agujas del reloj En la Figura 4, las curvas 28a, 28b representan las velocidades del eje impulsor de salida del motor 28 (mostrado en la Figura 2), las curvas 30a, 30b representan las velocidades del eje impulsor de salida del motor 30 (mostrado en la Figura 2), y las curvas 48a, 48b representan las velocidades del eje impulsor de salida del diferencial 48 (mostrado en la Figura 2) La curva de velocidad 48a es la resultante de las curvas de velocidad 28a y 30a, y la curva de velocidad 48b es la resultante de las curvas de velocidad 28b y 30b En la modalidad de sumatoria, la velocidad 48a, 48b del eje impulsor de salida del diferencial 48 (mostrado en la Figura 2) está determinada por la suma de las velocidades 28a, 28b del eje impulsor de salida del motor 28 y las velocidades 30a, 30b del eje impulsor de salida del motor 30 (mostrado en la Figura 2), respectivamente La modalidad de sumatoria generalmente no prevé una velocidad cero en el eje

impulsor de salida del diferencial 48 (mostrado en la Figura 2), a menos que los ejes impulsores de salida del motor 28 y 30 (mostrados en la Figura 2), ambos, tengan velocidades cero, es decir, los motores hidráulicos 18, 22 (mostrados en la Figura 2) estén desactivados. Cuando se desea obtener velocidades muy bajas o la velocidad cero, la modalidad de diferencia es la modalidad de operación más apropiada. Haciendo referencia a la Figura 2, debe observarse que el dispositivo de control 52 es utilizado para controlar la dirección en la cual se hacen girar los ejes impulsores de salida del motor 28, 30. El dispositivo de control 52 envía las señales a las bombas hidráulicas 16, para invertir la dirección del flujo. Esta inversión en la dirección del flujo es comunicada a los motores hidráulicos 18, 22. De manera alternativa, como se expresó líneas arriba, la dirección de flujo a través de cada uno de los motores 18, 22 pueden ser seleccionados utilizando una válvula de inversión (no mostrada).

El sistema de transmisión hidrostática descrito líneas arriba provee ciertas ventajas sobre los sistemas de accionamiento hidrostáticos del arte previo, de manera especial cuando se utilizan en el sondeo de pozos transportado por cable. Una ventaja es que el sistema de transmisión permite que la velocidad del tambor del cabrestante 5 (mostrado en la Figura 1) sea controlada de manera precisa, de manera particular a muy bajas velocidades, mediante la operación del sistema de transmisión en la modalidad de diferencia. Cuando la sonda de exploración está adquiriendo datos, sin embargo, utilizando la modalidad de diferencia hace posible mover la sonda a muy bajas velocidades, incluso a velocidad cero, mientras se están operando los motores 18, 22 (mostrados en la Figura 2) por encima de sus límites de velocidad estable mínima individuales. Debido a que

los motores 18, 22 (mostrados en la Figura 2) pueden ser operados por encima de sus límites de velocidad estable mínima individuales a la vez que logran una salida del diferencial muy baja (y en consecuencia del tambor del cabrestante), se puede evitar una región de inestabilidad de los sistemas de transmisión hidráulica de accionamiento de cabrestante. Cuando la sonda de exploración no está adquiriendo datos, por ejemplo, el sistema de transmisión puede ser operado en la modalidad de sumatoria de modo tal que la sonda de exploración puede ser descendida en la perforación de pozo o recuperada de la perforación de pozo muy rápidamente.

El sistema de transmisión hidrostática mostrado en la Figura 2 ilustra una configuración de un sistema de accionamiento hidrostático de diferencial que puede ser utilizado para dar potencia a un cabrestante. Existen varias otras configuraciones de los engranajes y circuitos de accionamiento hidrostático que pueden ser utilizados en el sistema de transmisión hidrostática de acuerdo con la invención que pueden proveer resultados similares a los descritos líneas arriba. La Figura 5 muestra un diagrama de circuitos para un sistema de transmisión hidrostática de acuerdo con otra configuración de la invención. El sistema de transmisión hidrostática en esta configuración incluye un circuito de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado 82 y un circuito de accionamiento hidrostático de ciclo abierto 84. El circuito de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado 82 incluye una bomba hidráulica 86 y un motor hidráulico 88. El circuito de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado 82 es similar a los circuitos de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado descritos líneas arriba (14, 16 en la Figura 2) de la primera configuración. El circuito de accionamiento hidrostático

14
20

de ciclo abierto 84 incluye una bomba hidráulica 90, una válvula de control direccional 92, y un motor hidráulico 94 que puede ser, por ejemplo, un motor de engranajes. La válvula de control direccional 92 controla la dirección del fluido que fluye desde la bomba hidráulica 90 hacia el motor hidráulico 94. En esta configuración, la bomba hidráulica 90 es de manera preferible una bomba de desplazamiento fijo, por ejemplo, una bomba rotativa de engranajes hidráulica, aunque también se puede utilizar una bomba de desplazamiento variable. La válvula de control direccional 92 recibe las señales de control desde el selector de modalidad 50. La bomba hidráulica 86 recibe las señales de control del dispositivo de control 52. Los ejes impulsores de entrada 87, 91 de las bombas hidráulicas 80, 90, respectivamente, pueden estar acoplados a la fuente de fuerza motriz 8 (mostrada en la Figura 1).

Los ejes impulsores de salida 96, 98 de los motores 88, 94, respectivamente, están acoplados a las entradas de un diferencial 100. En esta configuración, el diferencial 100 incluye los engranajes planetarios 102, 104 que giran alrededor de sus respectivos ejes y alrededor de un engranaje sol 106. El engranaje sol 106 está acoplado al eje 98 del motor 94. La corona dentada 103, está acoplada de manera giratoria por medio del portador 105 al eje impulsor de salida 96 del motor 88. Los engranajes planetarios 102, 104 están acoplados al engranaje cónico 110. El movimiento del engranaje cónico 110 está acoplado al engranaje cónico 108, el que transmite su movimiento al eje impulsor de salida del diferencial 112. El estilo planetario del diferencial permite diferentes relaciones de entrada para el circuito de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado y el circuito de accionamiento hidrostático de ciclo abierto. Esta

disposición compensa las diferencias de presión, par de torsión y desempeño de velocidad entre los dos tipos de mecanismos de accionamiento 82, 84. La Figura 6 muestra un ejemplo de un gráfico de control que describe las velocidades individuales de los circuitos de accionamiento hidrostático 82, 84, es decir, las velocidades de los ejes 96, 98, en la modalidad de diferencia. Las curvas 96a, 96b representan las velocidades del eje impulsor de salida del motor 96, las curvas 98a, 98b representan las velocidades del eje impulsor de salida del motor 98, y las curvas 112a, 112b representan las velocidades del eje impulsor de salida del diferencial 112. La curva de velocidad 112a es la resultante de las curvas de velocidad 96a y 98a, y la curva de velocidad 112b es la resultante de las curvas de velocidad 96b y 98b. La velocidad 98a (98b) del eje impulsor de salida del motor 98 (mostrada en la Figura 5) es mantenida substancialmente constante mientras que la velocidad 96a (96b) del eje impulsor de salida del motor 96 (mostrada en la Figura 5) en esta configuración está ajustada para el control de la velocidad 112a (112b) del eje impulsor de salida 112 (mostrado en la Figura 5). En el gráfico de control mostrado en la Figura 6, los ejes impulsores de salida del motor 96 y 98 (mostrados en la Figura 5) giran en la misma dirección, sin tener en cuenta la dirección en la cual la carga (12 en la Figura 1) está viajando.

La Figura 7 muestra un diagrama de circuitos para un sistema de transmisión hidrostática de acuerdo incluso con otra configuración de la invención. El sistema de transmisión hidrostática en esta configuración incluye un circuito de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado 122 y un circuito de accionamiento hidrostático de ciclo abierto 124. El circuito de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado 122 incluye una bomba

hidráulica 126 y un motor hidráulico 128. El circuito de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado 122 es similar a los circuitos de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado 14, 16 descritos líneas arriba (mostrados en la Figura 2). El circuito de accionamiento hidrostático de ciclo abierto 124 incluye una bomba hidráulica 130, que es de manera preferible una bomba de desplazamiento positivo pero también puede ser una válvula de desplazamiento variable, las válvulas de retención 132-138, una válvula de control 140, y un dispositivo de restricción de flujo variable 142. Las válvulas de retención 132 y 134 permiten el flujo de fluido desde un depósito 144 hacia el puerto de admisión efectivo de la bomba hidráulica 130, pero detienen cualquier flujo desde el puerto de descarga efectiva de la bomba 130 hacia el depósito 144, sin tomar en consideración la dirección de rotación de la bomba 130. Las válvulas de retención 136 y 138 permiten el flujo de fluido desde la bomba hidráulica 130 hacia el conducto 145. Aunque se muestran las válvulas individuales 132 y 134, estas válvulas pueden ser reemplazadas por una válvula de tres vías la que podría permitir la conexión alternativa del puerto de admisión de la bomba hidráulica 130 hacia el depósito 144. El conducto 145 lleva fluido desde el puerto de descarga efectiva de la bomba hidráulica 130 hacia la válvula de control 140. Cuando la válvula de control 140 está abierta, el fluido puede ser bombeado desde la bomba hidráulica 130 hacia el dispositivo de restricción de flujo 142. El dispositivo de restricción de flujo 142 puede ser ajustado con el fin de controlar la tasa a la cual el fluido fluye a través de la válvula de control 140.

El eje de impulsión 148 de la bomba 130 está acoplado a una entrada del diferencial 143, el que puede ser similar al

diferencial 100 (mostrado en la Figura 5), acopla el eje impulsor de salida 146 del motor hidráulico 128 al eje impulsor de entrada 148 de la bomba hidráulica 130. La bomba hidráulica 130 puede ser una bomba de desplazamiento fijo, por ejemplo, una bomba rotativa de engranajes hidráulica, aunque también se podría utilizar una bomba de desplazamiento variable. El movimiento giratorio del eje impulsor de salida del motor 146 acciona la otra entrada del diferencial 143. Cuando la válvula 140 está cerrada, la bomba 130 no puede girar. La rotación del eje 146 se traducirá en la rotación de velocidad proporcional del eje impulsor de salida del diferencial 150. Cuando la válvula 140 está abierta, la bomba girará cuando se aplique una carga al eje impulsor de salida del diferencial 150 y el motor 128 haga girar el otro eje impulsor de entrada del diferencial 146. Debido a que la bomba 130 es descargada a través del dispositivo de restricción variable 142, la velocidad de rotación de la bomba 130 estará determinada en parte por el ajuste del dispositivo de restricción 142. La rotación de la bomba 130 provee una cantidad de "compensación" de velocidad entre las entradas al diferencial 143. Esta compensación de velocidad puede proveer una velocidad de salida del diferencial muy baja o cero, incluso mientras habilita el motor 122 para operar por encima de su velocidad estable mínima. El ajuste del dispositivo de restricción variable 142 puede ser seleccionado para proveer un grado apropiado de "compensación" dependiendo de la carga aplicada a la salida del diferencial y cualquiera velocidad de operación preferida de motor 128. Cuando no se requiere el control de precisión de la velocidad, como se explicó líneas arriba, se puede cerrar la válvula 140.

La Figura 8 muestra un gráfico de control que describe las velocidades de los circuitos de accionamiento hidrostático 122,

124, es decir, las velocidades de los ejes impulsores de entrada 146, 148 en la modalidad de diferencia. Las curvas 146a, 146b representan las velocidades del eje 146 (mostrado en la Figura 7), las curvas 148a, 148b representan las velocidades del eje 148 (mostrado en la Figura 7) y las curvas 150a, 150b representan las velocidades del eje impulsor de salida del diferencial 150 (mostrado en la Figura 7). La curva de velocidad 150a es la resultante de las curvas de velocidad 146a, 148a, y la curva de velocidad 150b es la resultante de las curvas de velocidad 146b y 148b. La velocidad 148a (148b) del eje 148 (mostrado en la Figura 7) es mantenida substancialmente constante mientras que la velocidad 146a (146b) del eje 146 (mostrado en la Figura 7) es ajustada para controlar la velocidad 150a (150b) del eje impulsor de salida del diferencial 150 (mostrado en la Figura 7). De acuerdo con el gráfico de control mostrado en la Figura 8, los ejes 146 y 148 (mostrados en la Figura 7) giran en direcciones opuestas sin tomar en cuenta la dirección en la cual viaja la carga (12 en la Figura 1).

En general, la invención busca aplicar una velocidad selectiva y una dirección seleccionada de rotación a las entradas de un diferencial, la salida del mismo está acoplada para accionar un elemento giratorio. Esta disposición permitirá que los motores o bombas de un sistema de transmisión hidrostática operen por encima de sus velocidades estables mínimas a la vez que permiten el control preciso de la rotación del elemento giratorio a velocidades muy bajas, desacelerando hasta e inclusive cero. Se han descrito varias configuraciones líneas arriba, pero aquellos expertos en la técnica, que tienen el beneficio de esta revelación, apreciarán que se pueden concebir otras realizaciones que no se alejan del espíritu de la invención.

25

conforme se revela en la presente Por lo tanto, el alcance de la invención estará limitado sólo por las reivindicaciones anexas

6
26

REIVINDICACIONES:

Lo que se reivindica es

1 Un sistema de transmisión hidrostática para la aplicación de un par de torsión a un elemento giratorio, que comprende

un diferencial que tiene una salida acoplada de manera giratoria con el elemento giratorio,

un primer mecanismo de accionamiento hidrostático acoplado de manera giratoria a una primera entrada del diferencial,

un segundo mecanismo de accionamiento hidrostático acoplado de manera giratoria a una segunda entrada del diferencial, y

una unidad de control adaptada para proveer una dirección que se puede seleccionar y una velocidad que se puede seleccionar para la rotación de cada uno de los mecanismos de accionamiento hidrostático primero y segundo, una dirección y velocidad rotacionales para la salida del diferencial relacionadas con la suma algebraica de las direcciones y velocidades rotacionales de los mecanismos de accionamiento hidrostático

2 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 1, caracterizado porque el primer mecanismo de accionamiento hidrostático comprende un mecanismo de accionamiento hidrostático de ciclo cerrado

3 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 2, caracterizado porque el segundo mecanismo de accionamiento hidrostático comprende un mecanismo de

accionamiento hidrostático de ciclo cerrado

4 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 3, caracterizado porque el primer mecanismo de accionamiento hidrostático comprende una primera bomba acoplada de manera hidráulica a un primer motor, y el segundo mecanismo de accionamiento hidrostático incluye una segunda bomba acoplada de manera hidráulica a un segundo motor

5 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 4, caracterizado porque la primera bomba y la segunda bomba comprenden bombas de desplazamiento variable

6 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 5, que comprende además un dispositivo para controlar una tasa volumétrica de flujo del fluido transmitido desde las bombas hacia los motores respectivamente conectados

7 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 2, caracterizado porque el segundo mecanismo de accionamiento hidrostático comprende un mecanismo de accionamiento hidrostático de ciclo abierto

8 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 7, caracterizado porque el primer mecanismo de accionamiento hidrostático comprende una primera bomba acoplada de manera hidráulica a un primer motor

9 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 8, caracterizado porque el segundo mecanismo de accionamiento hidrostático comprende una segunda bomba acoplada de manera hidráulica a un segundo motor a través de una válvula de control direccional

10 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 8, caracterizado porque el segundo mecanismo de accionamiento hidrostático comprende una segunda bomba conectada

de manera hidráulica a un depósito de fluido por medio de una válvula, la segunda bomba está acoplada de manera giratoria a la segunda entrada del diferencial

11 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 10, caracterizado porque el segundo mecanismo de accionamiento hidrostático comprende además un conducto para desviar el fluido de la bomba y una válvula de control para permitir de manera selectiva el flujo de fluido a través del conducto

12 El sistema de transmisión hidrostática de la Reivindicación 11, que comprende además un dispositivo de restricción de flujo para ajustar una tasa de flujo de fluido a través del conducto

13 Un método para accionar un elemento giratorio, que comprende

el control de un primer mecanismo de accionamiento hidrostático con el fin de hacer girar su salida en una primera dirección seleccionada y a una primera velocidad seleccionada,

el control de un segundo mecanismo de accionamiento hidrostático con el fin de hacer girar su salida en una segunda dirección seleccionada y a una segunda velocidad seleccionada, las salidas de los mecanismos de accionamiento hidrostático primero y segundo están acoplados a las respectivas entradas de un diferencial, las direcciones y velocidades seleccionadas primeras y segundas son seleccionadas de forma tal que la salida del diferencial acciona el elemento giratorio en una tercera dirección seleccionada y a una tercera velocidad seleccionada de rotación

14 El método de la Reivindicación 13, caracterizado porque la primera dirección seleccionada y la segunda dirección

seleccionada son las mismas en una primera modalidad, así como la primera dirección seleccionada y la segunda dirección seleccionada son opuestas en una segunda modalidad

15 El método de la Reivindicación 13, caracterizado porque la velocidad de uno de los mecanismos de accionamiento hidrostático primero y segundo es mantenida constante mientras que la velocidad del otro de los mecanismos de accionamiento hidrostático primero y segundo es ajustada para controlar la velocidad rotacional del elemento giratorio

16 El método de la Reivindicación 15, caracterizado porque las velocidades seleccionadas primera y segunda están por encima de un umbral de velocidad estable mínima para cada uno de los mecanismos de accionamiento hidrostático primero y segundo

17 El método conforme se define en la Reivindicación 13, caracterizado porque el elemento giratorio comprende un cabrestante que tiene un cable para sondeo de pozos enrollado en el mismo, y, caracterizado porque el accionamiento del elemento giratorio causa una acción seleccionada de la extensión de un cable de sondeo en la perforación de pozo cuando la tercera dirección es correspondientemente seleccionada, la recuperación del cable de sondeo de la perforación de pozo cuando la tercera dirección es correspondientemente seleccionada, y, el mantenimiento de la extensión del cable para sondeo de pozos

SISTEMA DE TRANSMISION HIDROSTATICA DE DIFERENCIAL

COMPENDIO DE LO REVELADO

Un sistema de transmisión hidrostática para accionar un elemento giratorio incluye un diferencial que tiene una salida acoplada con el elemento giratorio, un primer mecanismo de accionamiento hidrostático que tiene una salida acoplada a una primera entrada del diferencial y un segundo mecanismo de accionamiento hidrostático que tiene una salida acoplada a una segunda entrada del diferencial. La salida del primer mecanismo de accionamiento hidrostático es giratoria en una primera dirección seleccionada y a una primera velocidad seleccionada. La salida del segundo mecanismo de accionamiento hidrostático es giratoria en una segunda dirección seleccionada y a una segunda velocidad seleccionada. Una dirección y velocidad rotacionales de la salida del diferencial están relacionadas con la suma algebraica de las direcciones y velocidades rotacionales de las salidas de los mecanismos de accionamiento hidrostático. En una configuración, las velocidades de los mecanismos de accionamiento primero y segundo son mantenidos por encima de un umbral mínimo estable, mientras se opera el mecanismo de accionamiento giratorio a una velocidad muy baja o cero, mediante la selección de la primera dirección para que sea opuesta a la segunda dirección.

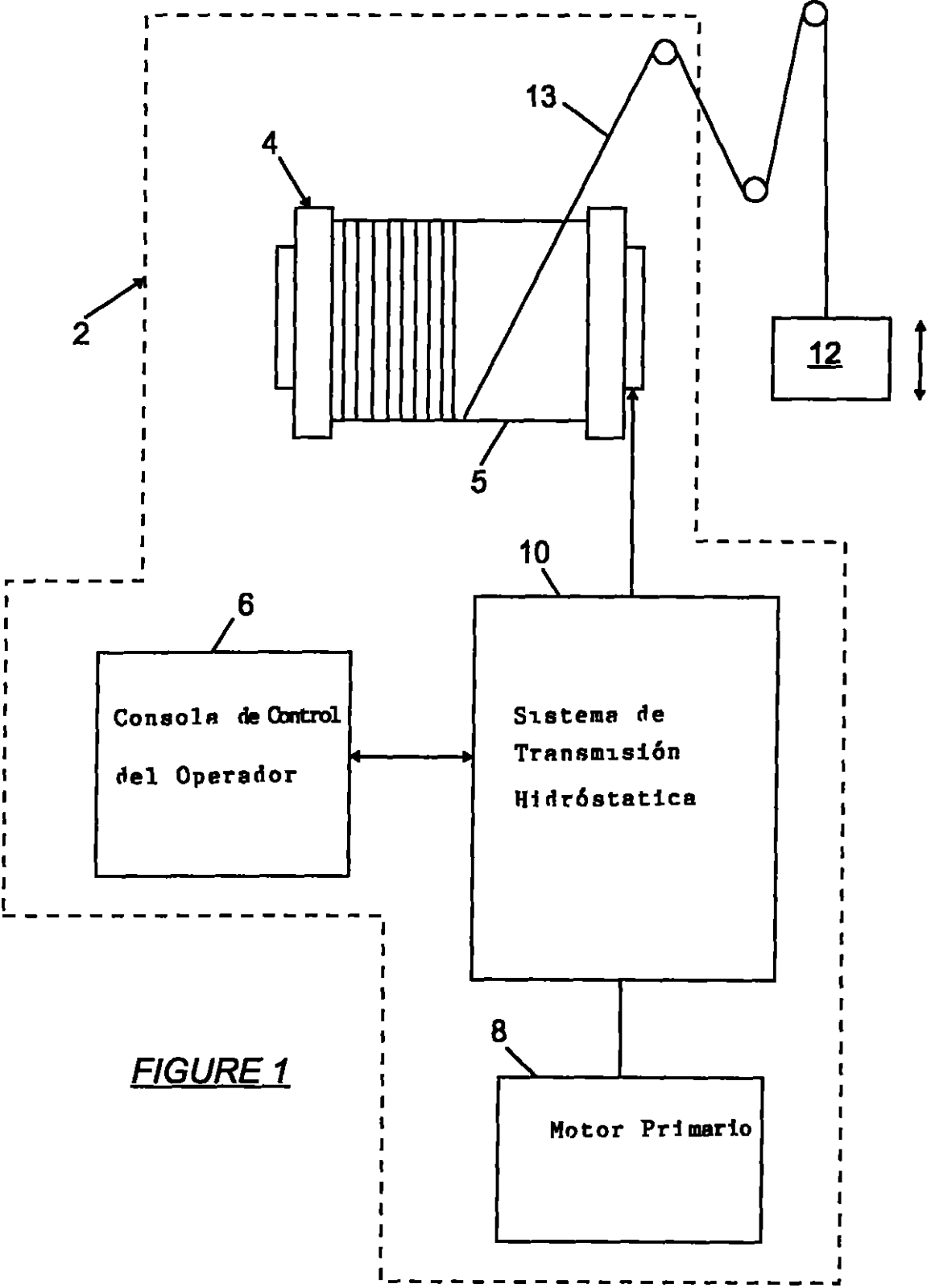
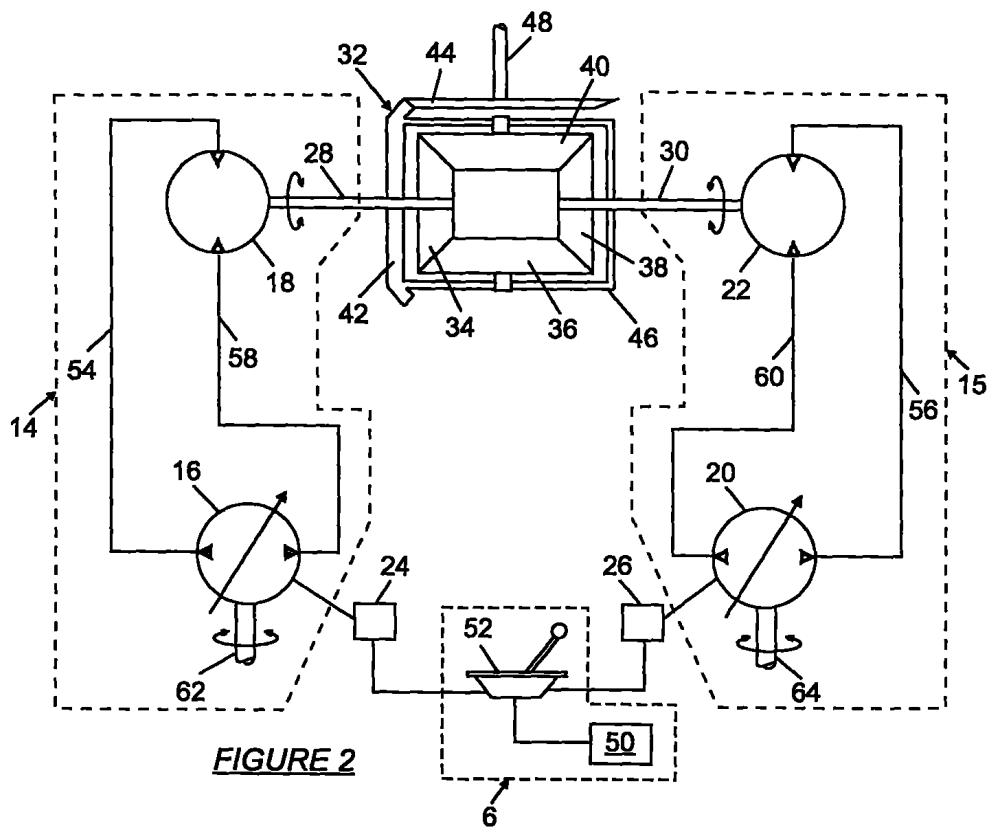


FIGURE 1



2/8

~~32~~

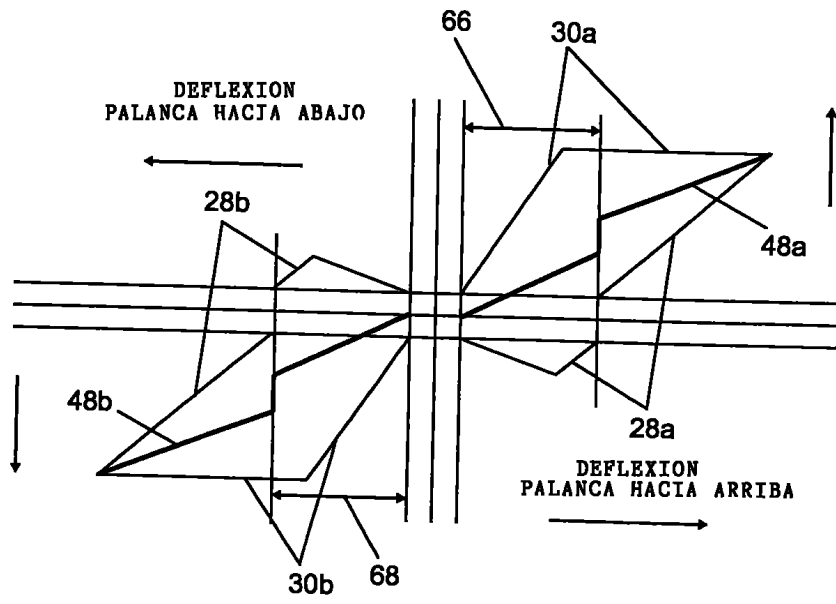


FIGURE 3

3/8

3/8

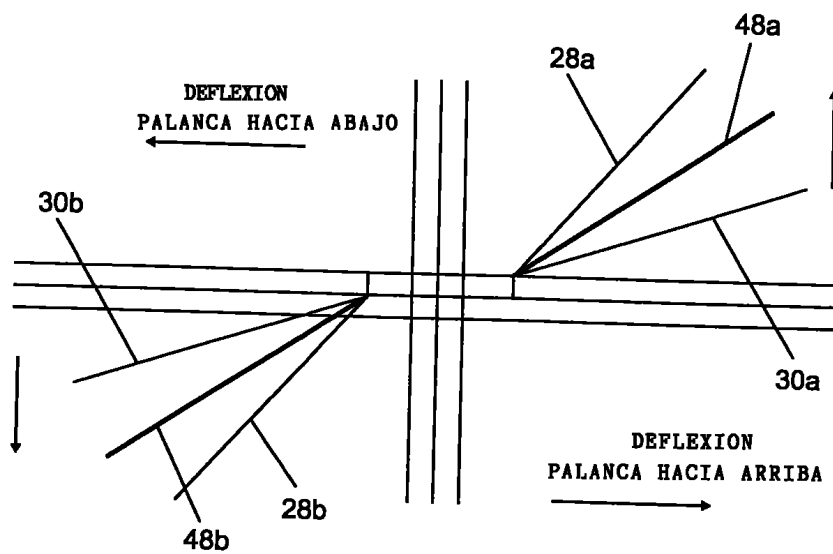
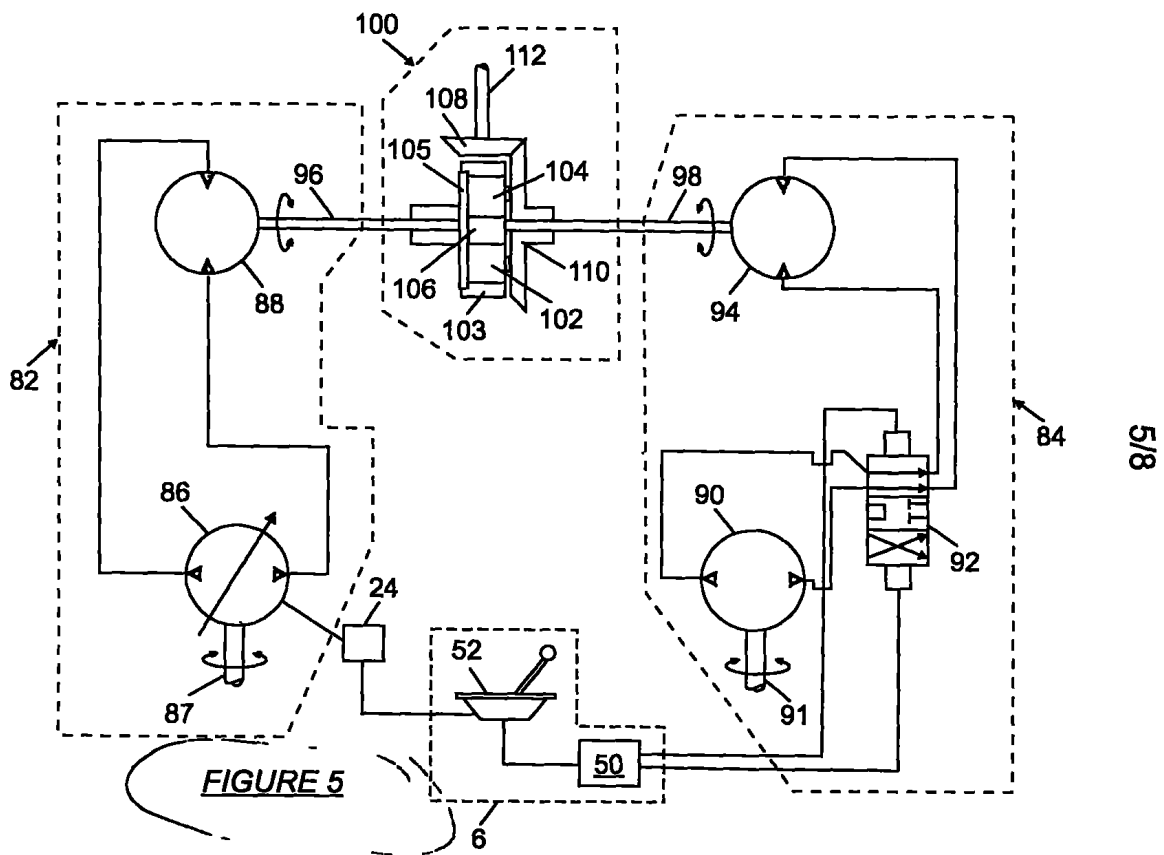


FIGURE 4

4/8

27



5/8

~~35~~

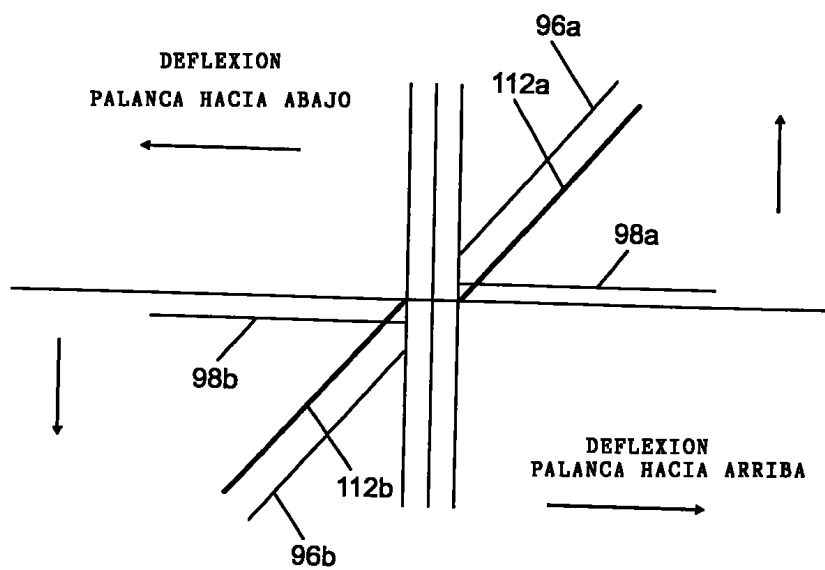
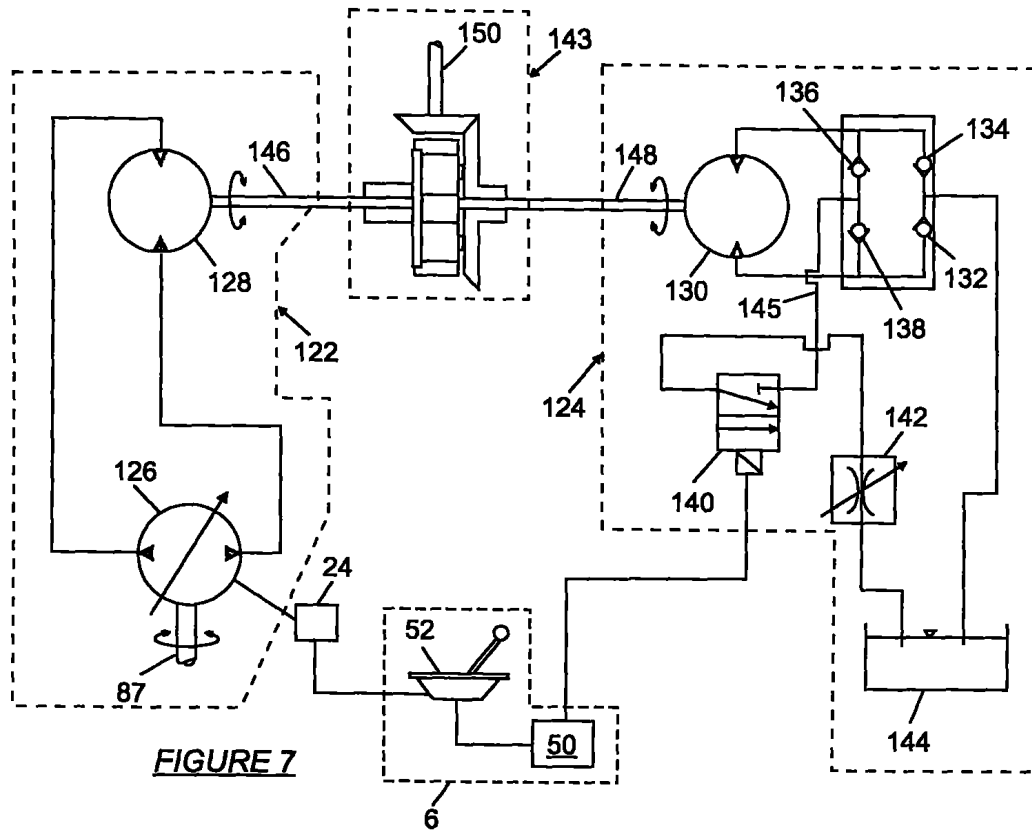


FIGURE 6

8/9

6/8



7/8

8/8

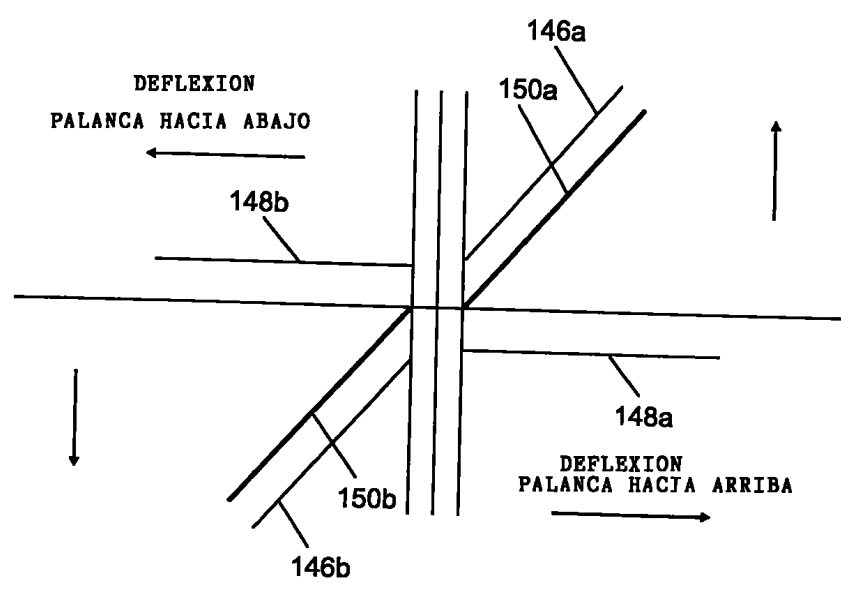


FIGURE 8

8/8

6/8

APOSTILLE*(Convention de La Haye du 5 octobre 1961)*

1 Country *United States of America*

This public document

2 has been signed by H L Jackson

3 acting in the capacity of Certifying Officer

4 bears the seal/stamp of Patent and Trademark Office

Certified

5 at Washington, D C

6 the third of July, 2001

7 by *Assistant Authentication Officer United States Department of State*

8 No 01021631-12

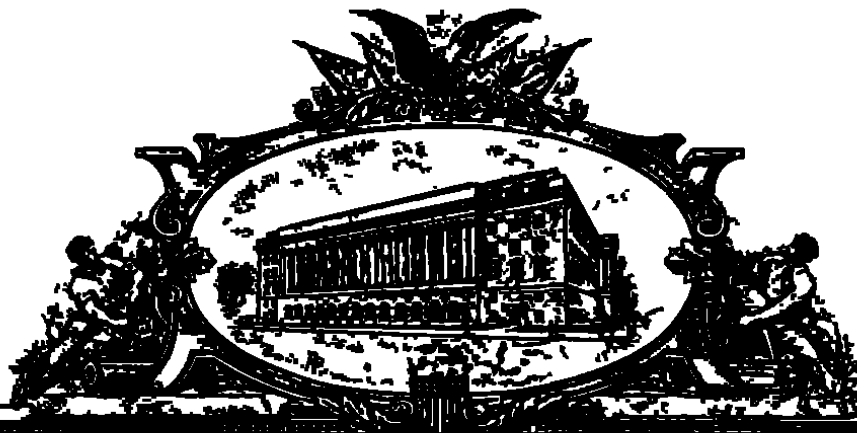
9 Seal/Stamp

10 Signature

Fernesia T Crawford
Fernesia T Crawford

40 *ex*
27

PA 435178



THE UNITED STATES OF AMERICA

TO ALL TO WHOM THESE PRESENTS SHALL COME:

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE

United States Patent and Trademark Office

June 18, 2001

**THIS IS TO CERTIFY THAT ANNEXED HERETO IS A TRUE COPY FROM
THE RECORDS OF THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK
OFFICE OF THOSE PAPERS OF THE BELOW IDENTIFIED PATENT
APPLICATION THAT MET THE REQUIREMENTS TO BE GRANTED A
FILING DATE UNDER 35 USC 111**

APPLICATION NUMBER. 09/626,095

FILING DATE July 26, 2000



**By Authority of the
COMMISSIONER OF PATENTS AND TRADEMARKS**

**H. L. JACKSON
Certifying Officer**



INTERNATIONAL
MONEY ORDER

01 28 01 75 53
919

TravelersExpressMoneyGram

97.9133363
MONEY ORDER

41

IMPORTANT SEE BACK BEFORE CASHING

PAY TO THE
ORDER OF

State Department

*****5000

FIVE DOLLARS ***

00 CENTS *****

PURCHASER, SIGNER FOR DRAWER

PURCHASER, BY SIGNING YOU AGREE TO THE SERVICE CHARGE AND OTHER TERMS ON THE REVERSE SIDE

ADDRESS:

970530263020001

3066202179142069

Payable Through
WF National Bank
South Central
Fairbault, MN

ISSUER/DRAWER:
TRAVELERS EXPRESS COMPANY INC

00919005330977 81333694 90

07/26/00
JCS05 U S PTO

07-27-00

A

42

Schlumberger Oilfield Services

Sugar Land Product Center
Intellectual Property Law & Contracts
200 Gillingham Lane
Sugar Land, Texas 77478
(281) 285-8500

Schlumberger

JCS05 U S PTO
09/626095
07/26/00

Assistant Commissioner for Patents
Box Patent Application
Washington, DC 20231

Docket No. 25 0179
Total Pages = 35

Re: Application of: Raymond V Nold III
For Differential Hydrostatic Transmission System
Full Names of Inventor(s): Raymond V Nold III

- [X] 37 CFR 1.53(b) UTILITY PATENT APPLICATION TRANSMITTAL, or
[] 37 CFR 1.53(b) CONTINUING APPLICATION OF PRIOR APPLICATION
NO. _____
[] Continuation
[] Divisional
[] Continuation-in-part (CIP)

In accordance with 37 CFR 153(b) enclosed are:

- 1 [X] Fee Transmittal Form (Original & Duplicates) = 4 pp.
2 [X] Patent Application Total No. Pages = 21
3a [] Informal Drawings Total No. Pages =
3b [X] Formal Drawings Total No. Pages = 8
4 [X] Oath or Declaration Total No. Pages = 2 (Unsigned includes Power of Attorney)
4a [] Newly Executed (Original or Copy)
4b [] Copy from Prior Application (37 CFR 1.63(d)) for Continuation/Divisional noted above
4c [] Deletion of Inventors (Signed Statement Deleting Inventors Named in Prior Application
37 CFR 1.63(d)(2) and 1.33(b))
5 [] Incorporation by Reference (Usable if 4b is checked) Entire Disclosure of Prior Application, from
which a copy of the oath for declaration is supplied is considered as being part of the disclosure of the
accompanying application and is hereby incorporated by reference thereon
6 [] Amend the specification by inserting before the first line the sentence:
This is a [] continuation [] continuation-in-part [] division of
application serial no. _____ filed _____
7 [] The prior application is assigned to SCHLUMBERGER TECHNOLOGY CORPORATION

Accompanying Application Parts

- 6 [] Assignment Papers (Cover Sheet & duplicates & document(s))=
7 [] 37 CFR 3.73(b) Statement
[] Power of Attorney
8 [X] Information Disclosure Statement (IDS) PTO-1449
[X] Copy of 1 Citation
9 [] Preliminary Amendment
10 [X] Return Receipt Postcard (MPEP 503)
11 [] English Translation Document
12 [] Certified Copy of Priority Document (if Foreign Priority is Claimed)
13 [] Other

09626095.072600

LIMITED RECOURSE:

This Money Order will not be paid if it has been forged, altered, or stolen, and recourse is only against the presenter. This means that persons receiving this money order should accept it only from those known to them and against whom they have effective recourse.

Payee's Endorsement:

For information concerning this Money Order contact: TRAVELERS EXPRESS COMPANY INC., P.O. BOX 8476 MINNEAPOLIS, MN 55480 1-800-642-3530

**DO NOT CASH UNLESS THE
MACHINE PRINTED DOLLARS
LOOK LIKE THIS**

*****1234****

**EXAMPLE ONLY YOUR
DOLLAR AMOUNT MAY DIFFER**

PURCHASER'S AGREEMENT:

You, the purchaser, agree to immediately complete this Money Order by filling in the front of the Money Order signing, and addressing it as the below. The terms of this Money Order bind you, your heirs, or others who receive this Money Order from you.

SERVICE CHARGE:

If this Money Order is not used or cashed (presented for payment) within one year (three years in CA) of the purchase date, there will be a non-refundable service charge where not prohibited by law. The service charge will be deducted from the amount of payment shown on the Money Order. The service charge is thirty-five cents (twenty-five cents in CA) per month from the date of purchase, but not more than \$25.45 (\$21 in CA).

RESTRICTIONS ON USE

The business or person selling this Money Order cannot use it to pay personal or business obligations.

LOAD THIS DIRECTION

43
43

CLAIMS AS FILED				
(1) FOR	(2) NUMBERS FILED	(3) NUMBER EXTRA	(4) RATE	(5) TOTAL
BASIC FEE				\$690
TOTAL CLAIMS	28-20=	8	x\$18	144
INDEPENDENT CLAIMS	3-3=	0	x\$78	
ADDITIONAL FEE FOR FILING ONE OR MORE MULTIPLE DEPENDENT CLAIMS				
\$260				
TOTAL FILING FEE				\$834
RECORDING FEE ☐ SEE ATTACHED PTO 1595				
☒ TO BE SUBMITTED LATER				

Please charge Deposit Account No. 19-0610 for the above written total amount and any additional fees or credit any over-payment to Deposit Account No. 19-0610

Please send all correspondence to the following correspondence address. Office of Patent Counsel, Schlumberger Oilfield Services, P.O. Box 2175 Houston, TX 77252-2175. Our Customer Service No. is 23718.

"EXPRESS MAIL" Mailing Label
Number EE 398633612 US
Date of Deposit: July 26, 2000
I hereby certify that this paper or fee is being deposited with the United States Postal Services
"Express Mail Post Office to Addressee" Service

Pam Rahmatooost
Pam Rahmatooost

Respectfully Submitted,

Signature: [Signature]
Name: Brigitte L. Jeffery
Reg. No. 38,925
Date: July 26, 2000

09626095-072600

44 

DIFFERENTIAL HYDROSTATIC TRANSMISSION SYSTEM

BACKGROUND OF THE INVENTION

1 Field of the Invention

The invention relates to hydrostatic transmission systems and use of such a hydrostatic transmission system in powering a winch.

5

2 Background Art

Well logging involves recording data related to one or more characteristics of subterranean formations penetrated by a borehole. Many types of well logs are recorded by appropriate downhole instruments placed in a housing called a sonde. In wireline-conveyed well logging, the sonde is lowered into the borehole by means of an armored electrical cable wound on the drum of a winch. The measurements are made as the sonde passes the various formations, and data signals are transmitted through the cable to an acquisition system at the earth's surface. Generally, the sonde can be lowered quickly into the borehole and retrieved quickly from the borehole when it is not acquiring data. However, the physics and design of some well logging instruments require that the sonde be moved precisely inside the borehole, usually at a low speed, while acquiring data. A drive system is used to drive the winch drum so that the cable to which the sonde is attached can be payed out or retrieved at desired speeds. Typically, the drive system includes a prime mover, such as an internal combustion engine, and a hydrostatic transmission system for transmitting power from the prime mover to the winch drum.

Conventional hydrostatic transmission systems include a hydraulic pump, usually a variable-displacement hydraulic pump, and a hydraulic motor, usually a variable-displacement hydraulic motor. The hydraulic pump transfers power from the prime mover to the hydraulic motor, and the hydraulic motor in turn applies a

45 

torque to the winch drum. In operation, the prime mover is typically set to operate at a predetermined speed via an engine throttle or the like. The speed of the winch drum is then regulated by controlling the displacements of one of the hydraulic elements of the hydrostatic transmission system. Conventional hydrostatic transmission systems, however, tend to become unstable when the flow rate of the hydraulic pump and the rotational speed of the hydraulic motor are reduced to accommodate very low drum speeds. Such instability may affect the quality of the measurements made by the logging instrument as well as degrade the service performance of the hydrostatic transmission system. As a result, logging speeds have typically been limited to the stable range of the hydrostatic transmission system.

Several solutions have been proposed for overcoming instability of the hydrostatic transmission system at low speeds. For example, US Patent 5,355,675 issued to Mayhugh *et al* discloses a stable closed hydrostatic rotary power transmission system which can be used to transmit power from an engine to a winch. The hydrostatic rotary power transmission system disclosed in the Mayhugh *et al* '675 patent has a wide dynamic speed control range and includes a hydrostatic motor, a variable-displacement hydraulic pump, and a two-position control device. The transmission system may operate in one of two modes: normal mode and fine-speed control mode. In the normal mode, the two-position control device interconnects the pump with the motor through a first circuit, and the operation of the motor speed is a function of the displacement of the pump. In a fine speed control mode, the two-position control device disables the first circuit configuration and interconnects the pump with the motor through a second circuit. In this mode, the motor speed is a function of the flow rate through a proportional-flow valve downstream of the motor.

09626095.072600

46 ~~28~~

June 18, 2001

This is to inform you that the document requested in your order dated 06-08-2001 is a true reproduction of the official office record copy of that document:

09626095 CERTIFIED PATENT APP AS FILED-MAIL 11

☒ The enclosed Patent Application as Filed is a reproduction of the application as originally filed and has been recorded using high quality scanning or microfilm equipment. Copies of page/papers that were not scannable have not been included, nor have pages/papers received after the original filing date. Copies of these pages/papers may be ordered separately Page 3 missing.

☐ The enclosed document is a reproduction of the best available source of the official office record copy of that document.

If you have any questions or need additional information, please contact our Customer Service Department.

Mailing Address

U.S. Patent and Trademark Office
Office of Public Records, Customer Service
Crystal Gateway 4, Suite 300
Washington DC 20231

Delivery Address

U.S. Patent and Trademark Office
Office of Public Records, Customer Service
1213 Jefferson Davis Highway, Suite 300
Arlington VA 22202

For faster processing of new orders, please specify as appropriate.

Box 9 (Copy Sales) for Uncertified copies, or Box 10 for Certified copies of PTO Documents

Voice (703) 308-9726 Fax (703) 308-7048 E-Mail PTCS@USPTO.GOV or Certdiv@USPTO.GOV

Ref:HLJ 426178

47 L
X

differential is related to algebraic sum of the rotational speeds and directions of the output of the hydrostatic drives.

Other aspects and advantages of the invention will be apparent from the following description and the appended claims.

5

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Figure 1 is a block diagram of a winch system.

Figure 2 is a circuit diagram of a hydrostatic transmission system according to one embodiment of the invention

Figures 3 and 4 show examples of control graphs used to control the
10 hydrostatic transmission system shown in Figure 2.

Figure 5 is a circuit diagram of a hydrostatic transmission system according to another embodiment of the invention.

Figure 6 shows an example of a control graph for the hydrostatic transmission system shown in Figure 5

Figure 7 is a circuit diagram of a hydrostatic transmission system according to another embodiment of the invention.
15

Figure 8 shows an example of a control graph for the hydrostatic transmission system shown in Figure 7

DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION

20 Various embodiments of the invention will now be described with reference to the accompanying figures. Figure 1 is a block diagram of a winch system 2 which includes a winch 4 having a rotatably supported winch drum 5, an operator control console 6, a prime mover 8, for example, a diesel engine, and a hydrostatic transmission system 10. The winch 4 is used to move a load 12. In well logging,
25 the load 12 could be a sonde, for example. The load 12 would be attached to the

48 *[Handwritten signature]*

end of a cable 13 that is wound on the winch drum 5. When the winch drum 5 is rotated, the cable 13 is either extended or retrieved, depending on the direction of rotation of the winch drum 5. The speed at which the winch drum 5 rotates is controllable from the operator control console 6. The hydrostatic transmission system 10 delivers power from the prime mover 8 to the winch drum 5 in response to control signals from the operator control console 6 to drive the winch drum 5 in the selected direction and at the selected speed.

Figure 2 shows an hydraulic circuit diagram for the hydrostatic transmission system 10 according to one embodiment of the invention. The hydrostatic transmission system 10 includes two closed-loop hydrostatic drive circuits 14, 15. Closed-loop hydrostatic drive circuit 14 includes an hydraulic pump 16 and an hydraulic motor 18. Closed-loop hydrostatic drive circuit 15 in this example also includes an hydraulic pump 20 and an hydraulic motor 22. Various types of hydraulic pumps are known in the art. See, for example, Sullivan, James A., *Fluid Power Theory and Applications*, Prentice-Hall, Inc. (1998). The hydraulic pumps 16, 20 may be positive-displacement type. Positive-displacement hydraulic pumps transfer a substantially constant volume of fluid for each cycle of operation. More preferably, the hydraulic pumps 16, 20 are "variable-displacement" pumps. A variable displacement pump is one in which the displacement volume per cycle of the pump's operation can be adjusted. Various types of variable-displacement pumps are known in the art. One common design uses a swash plate to adjust the volumetric flow rate of the pump. The volumetric flow rate is adjusted by changing the angle of the swash plate, either mechanically or by the action of a yoke-actuating piston, for example.

The adjustment of the internal mechanisms, e.g., swash plates (not shown), which control the volumetric flow rates of the hydraulic pumps 16, 20 are controlled in this embodiment by actuatable electronic displacement controls 24,

09626095.072600

49 X

26, which in this embodiment, for example, are displacement solenoids. Preferably, the hydraulic pumps 16, 20 include means for controlling their output flow in either direction, i.e., means for reversing the suction and discharge ports on the pump. Reversing valves (not shown) may also be used to change the flow direction of either or both of the pumps 16, 20. The hydraulic motors 18, 22 receive pressurized fluid from the hydraulic pumps 16, 20 and convert the energy in the pressurized fluid to the turning motion of motor output shafts 28, 30, respectively. The hydraulic motors 18, 22 rotate the respective output shafts 28, 30 in either direction, i.e., forward or reverse, depending on direction of fluid flow through the motor. Hydraulic motors are available as either fixed- or variable-displacement units so that speed variation with rotation in either direction is possible even with a fixed volumetric flow rate through the motor. Various hydraulic motor designs are known in the art. See, for example, Sullivan, James A., *Fluid Power Theory and Applications*, *supra*.

The output shafts 28, 30 of the hydraulic motors 18, 22 are coupled to respective inputs of a differential 32. In one embodiment, the differential 32 comprises bevel gears 34-40. The shafts 28 and 30 are coupled to input bevel gears 34 and 38, respectively. The differential 32 also includes bevel gears 42 and 44. Gears 42 and 44 can also be hypoid gears. Accordingly, the form of the gears is not meant to limit the invention. A carrier 46 is attached to bevel gear 42 and is coupled to bevel gears 36 and 40. The rotary motion of the motor output shafts 28 and 30 is transmitted to bevel gears 36 and 40 by differential input bevel gears 34 and 38. The rotary motion of bevel gears 36 and 40 is in turn transmitted to the bevel gear 42 through the carrier 46. Finally, the motion of bevel gear 42 is transmitted to the bevel gear 44. An output shaft 48 is coupled to the bevel gear 44 so as to turn with the bevel gear 44. The output shaft 48 transmits the torque necessary to rotate the winch drum 5 (shown in Figure 1). The speed of the output

09626095.072600

50 ~~50~~

shaft 48 is determined by the configuration of the gears in the differential 32 and the speed and rotation direction of the motor output shafts 28, 30. The speed of the differential output shaft 48 can be controlled by appropriately selecting the speed and direction of rotation of each of the motor output shafts 28, 30. The differential 32 could be configured differently from what is shown in the drawing, as well known in the art. For example, the differential 32 could consist of a train of planetary gears or other types of gears. Accordingly, the form of the differential shown in Figure 2 is not meant to limit the scope of the invention.

The differential 32 can operate, for purposes of explaining its output speed, in a "differential mode" or a "summation mode". At the operator control console 6, an operator may use a mode selector 50 to select the mode. Selection of the mode in one example consists of selecting the direction of rotation of each of the hydraulic motors 18, 22. As will be further explained, the speed and direction of rotation of each of the motors depends on the desired rotation speed of the winch drum (5 in Figure 1). Based on the selected mode, the operator may then use a control device 52, e.g., a joystick controller, to control the operation of the hydraulic pumps 16, 20. The control device 52 sends a signal to the electronic displacement controls 24, 26, which then control the internal mechanisms in the hydraulic pumps 16, 20, respectively, so that the desired amount of fluid is pumped out of the hydraulic pumps 16, 20. The pressurized fluid pumped out of the hydraulic pumps 16, 20 flows through conduits 54, 56, respectively, to the hydraulic motors 18, 22, thereby providing power to the hydraulic motors 18, 22. The hydraulic motors 18, 22 convert the energy in the pressurized fluid to rotary motion of the motor output shafts 28, 30, as previously explained. The fluid pumped to the hydraulic motors 18, 22 returns to the inlet manifolds of the hydraulic pumps 16, 20 through conduits 58, 60, respectively.

The rotation speed and direction of the differential output shaft 48 is related

09626095-072600

5/ 

to the algebraic sum of the proportional speeds of the motor output shafts 28, 30. The term proportional is used because the speed of the differential output shaft 48 depends on the gear configuration, e.g., the number of teeth on the gears 32-38 which transmit the motion of the input shafts 28, 30 to the output shaft 48. If the motor output shafts 28 and 30 are rotating to turn their associated differential input gears in the same direction, the speed of the differential output shaft 48 will be related to the sum of the speeds of the motor output shafts 28 and 30. On the other hand, if the motor output shafts 28 and 30 are rotating in opposite directions, the speed of the differential output shaft 48 is related to the difference between the speeds of the input shafts 28 and 30. Algebraically, a sign (positive or negative) can be arbitrarily assigned to the rotation speed of each of the motor output shafts to describe which direction the associated differential input gear is being rotated. Figures 3 and 4 show examples of control graphs which show the individual speeds of the hydrostatic drive circuits 14, 15, i.e., the speeds of the motor output shafts 28, 30, in the differential and summation mode, respectively, to achieve substantially infinite variability of the differential output shaft 48 speed, from full speed down (paying out the cable on the winch drum), through and including zero, to full speed up (reeling in the cable onto the winch drum).

The control graph shown in Figure 3 is for the differential mode. For the example shown in Figure 3, the transmission system is set up such that the load 12 (shown in Figure 1) attached to the cable 13 (shown in Figure 1) on the winch drum 5 (shown in Figure 1) travels in the upward direction (out of a wellbore) when the rotation motor output shaft 28 (shown in Figure 2) is clockwise, and travels in the downward direction (into the wellbore) when the rotation of motor output shaft 28 (shown in Figure 2) is counterclockwise. In Figure 3, curves 28a, 28b represent the speeds of motor output shaft 28 (shown in Figure 2), curves 30a, 30b represent the speeds of motor output shaft 30 (shown in Figure 2), and curves

009270-56092960

52 8 7

48a, 48b represent the speeds of the differential output shaft 48 (shown in Figure 2). The speed curve 48a is the resultant of the speed curves 28a and 30a, and the speed curve 48b is the resultant of the speed curves 28b and 30b. In the differential zone 66, motor output shaft 28 (shown in Figure 2) rotates in the counterclockwise direction, as shown by the portion of the curve 28a within the differential zone 66, and motor output shaft 30 (shown in Figure 2) rotates in the clockwise direction, as shown by the portion of the curve 30a within the differential zone 66. Similarly, in the differential zone 68, motor output shaft 28 (shown in Figure 2) rotates in the clockwise direction, as shown by the portion of the curve 28b within the differential zone 68, and the motor output shaft 30 (shown in Figure 2) rotates in the counterclockwise direction, as shown by the portion of the curve 30b. In the differential zones 66, 68, the speed 48a, 48b of the differential output shaft 48 (shown in Figure 2) is determined by the difference between the speed 28a, 28b of motor output shaft 28 (shown in Figure 2) and the speed 30a, 30b of the motor output shaft 30 (shown in Figure 2), respectively.

The control graph shown in Figure 4 is for the summation mode. In the summation mode, the motor output shafts 28 and 30 (shown in Figure 2) both rotate their respective differential input gears in the same direction, regardless of the direction in which the load 12 (shown in Figure 1) is traveling. In this example, the transmission system is set up such that the load 12 (shown in Figure 1) travels in the upward direction when the rotation of motor output shaft 28 (shown in Figure 2) and the rotation of motor output shaft 30 (shown in Figure 2) are both clockwise. The load 12 (shown in Figure 1) travels in the downward direction when the rotation of motor output shaft 28 and the rotation of the motor output shaft 30 are counterclockwise. In Figure 4, curves 28a, 28b represent the speeds of motor output shaft 28 (shown in Figure 2), curves 30a, 30b represent the speeds of motor output shaft 30 (shown in Figure 2), and curves 48a, 48b

09626095.072600

53
54

represent the speeds of the differential output shaft 48 (shown in Figure 2) The speed curve 48a is the resultant of the speed curves 28a and 30a, and the speed curve 48b is the resultant of the speed curves 28b and 30b In the summation mode, the speed 48a, 48b of the differential output shaft 48 (shown in Figure 2) is determined by the sum of the speed 28a, 28b of motor output shaft 28 and the speed 30a, 30b of motor output shaft 30 (shown in Figure 2), respectively The summation mode does not generally provide for a zero speed at the differential output shaft 48 (shown in Figure 2), unless the motor output shafts 28 and 30 (shown in Figure 2) both have zero speeds, i.e., the hydraulic motors 18, 22 (shown in Figure 2) are turned off. When it is desired to obtain very low speeds or zero speed, the differential mode is the more appropriate mode of operation. Referring to Figure 2, it should be noted that the control device 52 is used to control the direction in which the motor output shafts 28, 30 are rotating. The control device 52 sends signals to the hydraulic pumps 16, to reverse flow direction. This reverse in flow direction is communicated to the hydraulic motors 18, 22 Alternatively, as previously explained, the flow direction through each of the motors 18, 22 can be selected using a reversing valve (not shown).

The hydrostatic transmission system described above provides certain advantages over prior art hydrostatic drive systems, especially when used in wireline-conveyed well logging One advantage is that the transmission system allows the speed of the winch drum 5 (shown in Figure 1) to be precisely controlled, particularly at very low rotation speeds, by operating the transmission system in the differential mode. When the logging sonde is acquiring data, however, using the differential mode makes it possible to move the sonde at very low speeds, even at zero speed, while operating the motors 18, 22 (shown in Figure 2) above their individual minimum stable speed limits Because the motors 18, 22 (shown in Figure 2) can operate above their individual minimum stable

009270-56092960

54
25

speeds limits while achieving very low differential output (and consequently winch drum) speeds, a region of instability of prior art winch drive hydraulic transmission systems can be avoided. When the logging sonde is not acquiring data, for example, the transmission system can operated in the summation mode so
5 that the logging sonde can be lowered into the borehole or retrieved from the borehole very quickly

The hydrostatic transmission system shown in Figure 2 illustrates one embodiment of a differential hydrostatic drive system which can be used to power a winch. There are various other configurations of hydrostatic drive circuits and
10 gearing that can be used in the hydrostatic transmission system according to the invention which will provide similar results to the ones described above. Figure 5 shows a circuit diagram for an hydrostatic transmission system in accordance with another embodiment of the invention. The hydrostatic transmission system in this
15 embodiment includes a closed-loop hydrostatic drive circuit 82 and an open-loop hydrostatic drive circuit 84. The closed-loop hydrostatic drive circuit 82 includes an hydraulic pump 86 and an hydraulic motor 88. The closed-loop hydrostatic drive circuit 82 is similar to the previously described closed-loop hydrostatic drive circuits (14, 16 in Figure 2) of the first embodiment. The open-loop hydrostatic
20 drive circuit 84 includes an hydraulic pump 90, a directional control valve 92, and an hydraulic motor 94 which can be, for example, a gear motor. The directional control valve 92 controls the direction of fluid flowing from the hydraulic pump 90 to the hydraulic motor 94. In this embodiment, the hydraulic pump 90 is preferably a fixed-displacement pump, e.g., a hydraulic gear pump, although a variable-displacement pump can also be used. The directional control valve 92
25 receives control signals from the mode selector 50. The hydraulic pump 86 receives control signals from the control device 52. The input shafts 87, 91 of the hydraulic pumps 80, 90, respectively, may be coupled to the prime mover 8

09626095-072600

55
24

(shown in Figure 1)

The output shafts 96, 98 of the motors 88, 94, respectively, are coupled to the inputs of a differential 100. In this embodiment, the differential 100 includes planetary gears 102, 104 which rotate about their respective axes and about a sun gear 106. The sun gear 106 is coupled to the shaft 98 of the motor 94. Ring gear 103, is rotationally coupled by carrier 105 to the output shaft 96 of motor 88. Planetary gears 102, 104 are coupled to the bevel gear 110. The motion of bevel gear 110 is coupled to bevel gear 108, which transmits its motion to differential output shaft 112. The planetary style differential allows different input ratios for the closed-loop hydrostatic drive circuit and the open-loop hydrostatic drive circuit. This arrangement compensates for the pressure, torque, and speed performance differences between the two types of drives 82, 84. Figure 6 shows an example of a control graph describing the individual speeds of the hydrostatic drive circuits 82, 84, i.e., the speeds of the shafts 96, 98, in differential mode. Curves 96a, 96b represent the speeds of motor output shaft 96, curves 98a, 98b represent the speeds of motor output shaft 98, and curves 112a, 112b represent the speeds of the differential output shaft 112. The speed curve 112a is the resultant of the speed curves 96a and 98a, and the speed curve 112b is the resultant of the speed curves 96b and 98b. The speed 98a (98b) of motor output shaft 98 (shown in Figure 5) is maintained substantially constant while the speed 96a (96b) of motor output shaft 96 (shown in Figure 5) in this embodiment is adjusted to control the speed 112a (112b) of the output shaft 112 (shown in Figure 5). In the control graph shown in Figure 6, the motor output shafts 96 and 98 (shown in Figure 5) rotate in the same direction, regardless of the direction in which the load (12 in Figure 1) is traveling.

Figure 7 shows a circuit diagram for a hydrostatic transmission system in accordance with yet another embodiment of the invention. The hydrostatic

09626095-072600

56
2/7

transmission system in this embodiment includes a closed-loop hydrostatic drive circuit 122 and an open-loop hydrostatic drive circuit 124. The closed-loop hydrostatic drive circuit 122 includes an hydraulic pump 126 and an hydraulic motor 128. The closed-loop hydrostatic drive circuit 122 is similar to the previously described closed-loop hydrostatic drive circuits 14, 16 (shown in Figure 2). The open-loop hydrostatic drive circuit 122 includes an hydraulic pump 130, which is preferably a positive displacement pump but can also be a variable displacement pump, check valves 132-138, a control valve 140, and a variable flow restrictor 142. Check valves 132 and 134 permit fluid flow from a reservoir 144 to the effective intake port of hydraulic pump 130, but stop any flow from the effective discharge port of the pump 130 back to the reservoir 144, irrespective of the direction of rotation of the pump 130. Check valves 136 and 138 permit fluid flow from the hydraulic pump 130 to conduit 145. Although individual valves 132 and 134 are shown, these valves may be replaced by a three-way valve that would permit alternating connection of the intake port of the hydraulic pump 130 to the reservoir 144. The conduit 145 carries fluid from the effective discharge port of hydraulic pump 130 to the control valve 140. When the control valve 140 is open, fluid can be pumped from the hydraulic pump 130 to the flow restrictor 142. The flow restrictor 142 can be adjusted to control the rate at which fluid flows through the control valve 140.

The drive shaft 148 of the pump 130 is coupled to one input of differential 143, which may be similar to the differential 100 (shown in Figure 5), couples the output shaft 146 of the hydraulic motor 128 to the input shaft 148 of the hydraulic pump 130. The hydraulic pump 130 may be a fixed-displacement pump, e.g., a hydraulic gear pump, although a variable-displacement pump could also be used. The rotary motion of the motor output shaft 146 drives the other input of the differential 143. When valve 140 is closed, the pump 130 cannot rotate. Rotation

0 626095-072600

57 

of shaft 146 will translate into proportional speed rotation of the differential output shaft 150. When valve 140 is open, the pump will rotate when a load is applied to differential output shaft 150 and the other differential input (shaft 146) is rotated by motor 128. Because the pump 130 is discharged through the variable restriction 142, the speed of rotation of the pump 130 will be determined in part by the setting on the restriction 142. The rotation of pump 130 provides an amount of speed "offset" between the inputs to the differential 143. This speed offset can provide a very low, or zero differential output speed, even while enabling motor 122 to operate above its minimum stable speed. The setting on variable restriction 142 can be selected to provide an appropriate degree of "offset" depending on the load applied to the differential output and any preferred operating speed of motor 128. When precision speed control is not required, as previously explained, valve 140 can be closed.

Figure 8 shows a control graph which describes the speeds of the hydrostatic drive circuits 122, 124, *i.e.*, the speeds of the input shafts 146, 148, in the differential mode. Curves 146a, 146b represent the speeds of shaft 146 (shown in Figure 7) curves 148a, 148b represent the speeds of shaft 148 (shown in Figure 7) and curves 150a, 150b represent the speeds of the differential output shaft 150 (shown in Figure 7). The speed curve 150a is the resultant of the speed curves 146a and 148a, and the speed curve 150b is the resultant of the speed curves 146b and 148b. The speed 148a (148b) of shaft 148 (shown in Figure 7) is maintained substantially constant while the speed 146a (146b) of shaft 146 (shown in Figure 7) is adjusted to control the speed 150a (150b) of the differential output shaft 150 (shown in Figure 7). According to the control graph shown in Figure 8, the shafts 146 and 148 (shown in Figure 7) rotate in opposite directions, regardless of the direction in which the load (12 in Figure 1) is traveling.

In general, the invention seeks to apply a selective speed and selected

09626095-072600

58 

direction of rotation to the inputs of a differential, the output of which is coupled to drive a rotatable member. This arrangement will allow the motors or pumps of an hydrostatic transmission system to operate above their minimum stable speeds while allowing precise control of the rotation of the rotatable member at very low speeds, down to and including zero. Various embodiments have been described above, but those skilled in the art, having the benefit of this disclosure, will appreciate that other embodiments can be devised which do not depart from the spirit of the invention as disclosed herein. Accordingly, the scope of the invention shall be limited only by the attached claims.

CLAIMS

What is claimed is

- 1 1 A hydrostatic transmission system for applying a torque to a rotatable
2 member, comprising:
3 a differential having an output rotatably coupled with the rotatable member,
4 a first hydrostatic drive rotatably coupled to a first input of the differential,
5 a second hydrostatic drive rotatably coupled to a second input of the
6 differential, and
7 a control unit adapted to provide a selectable speed and selectable direction
8 of rotation of each of the first and second hydrostatic drives, a rotational speed and
9 direction of the output of the differential related to the algebraic sum of the
10 rotational speeds and directions of the hydrostatic drives.
- 1 2 The hydrostatic transmission system of claim 1, wherein the first
2 hydrostatic drive comprises a closed-loop hydrostatic drive.
- 1 3 The hydrostatic transmission system of claim 2, wherein the second
2 hydrostatic drive comprises a closed-loop hydrostatic drive.
- 1 4 The hydrostatic transmission system of claim 3, wherein the first
2 hydrostatic drive comprises a first pump hydraulically coupled to a first motor,
3 and the second hydrostatic drive includes a second pump hydraulically coupled to
4 a second motor
- 1 5 The hydrostatic transmission system of claim 4, wherein the first pump and
2 second pump comprise variable-displacement pumps.

60 *sf*

1 6 The hydrostatic transmission system of claim 5, further comprising a device
2 for controlling a volumetric flow rate of fluid transmitted from the pumps to the
3 respectively connected motors

1 7 The hydrostatic transmission system of claim 2, wherein the second
2 hydrostatic drive comprises an open-loop hydrostatic drive.

1 8 The hydrostatic transmission system of claim 7, wherein the first
2 hydrostatic drive comprises a first pump hydraulically coupled to a first motor

1 9 The hydrostatic transmission system of claim 8, wherein the second
2 hydrostatic drive comprises a second pump hydraulically coupled to a second
3 motor through a directional control valve.

1 10 The hydrostatic transmission system of claim 8, wherein the second
2 hydrostatic drive comprises a second pump hydraulically connected to a fluid
3 reservoir by a valve, the second pump rotatably coupled to the second input of the
4 differential.

1 11 The hydrostatic transmission system of claim 10, wherein the second
2 hydrostatic drive further comprises a conduit for diverting fluid from the pump
3 and a control valve for selectively permitting fluid flow through the conduit.

1 12 The hydrostatic transmission system of claim 11, further comprising a flow
2 restrictor for adjusting a fluid flow rate through the conduit.

61 8x
5

1 13 A method for driving a rotatable member, comprising:
2 controlling a first hydrostatic drive to rotate its output in a first selected
3 direction and at a first selected speed,
4 controlling a second hydrostatic drive to rotate its output in a second
5 selected direction and at a second selected speed, the outputs of the first and
6 second hydrostatic drives coupled to respective inputs of a differential, the first
7 and second selected speeds and directions selected such that the output of the
8 differential drives the rotatable member at a third selected speed and direction of
9 rotation

1 14 The method of claim 13, wherein the first selected direction and the second
2 selected direction are the same in a first mode, and the first selected direction and
3 the second selected direction are opposite in a second mode.

1 15 The method of claim 13, wherein the speed of one of the first and second
2 hydrostatic drives is maintained constant while the speed of the other one of the
3 first and second hydrostatic drives is adjusted to control the rotational speed of the
4 rotatable member

1 16 The method of claim 15 wherein the first and second selected speeds are
2 above a minimum stable speed threshold for each of the first and second
3 hydrostatic drives

1 17 The method as defined in claim 13 wherein the rotatable member comprises
2 a winch having a well logging cable wound thereon, and wherein driving the
3 rotatable member causes one selected from extending a logging cable into when
4 the third direction is correspondingly selected, retracting the logging cable from

62 ~~8~~

5 the wellbore when the third direction is correspondingly selected, and maintaining
6 the extension of the well logging cable.

1 18 A winch system, comprising.
2 a rotatably supported winch drum,
3 a differential having an output rotatably coupled to the drum,
4 a first hydrostatic drive having an output coupled to a first input of the
5 differential,
6 a second hydrostatic drive having an output coupled to a second input of
7 the differential, and
8 a control unit adapted to provide a selectable speed and direction of rotation
9 of each of the first and second hydrostatic drives, a rotational speed and direction
10 of the winch drum related to the algebraic sum of the rotational speeds and
11 directions of the hydrostatic drives.

1 19 The winch system of claim 16, wherein the first hydrostatic drive comprises
2 a closed-loop hydrostatic drive.

1 20 The winch system of claim 17, wherein the second hydrostatic drive
2 comprises a closed-loop hydrostatic drive

1 21 The winch system of claim 18, wherein the first hydrostatic drive comprises
2 a first pump hydraulically coupled to a first motor, and the second hydrostatic
3 drive includes a second pump hydraulically coupled to a second motor

1 22. The winch system of claim 19, wherein the first pump and second pump
2 comprise variable-displacement pumps

63 ~~6~~

1 23 The winch system of claim 20, further comprising a device for controlling
2 the volumetric flow rate of fluids transmitted from the pumps to the motors

1 24 The winch system of claim 17, wherein the second hydrostatic drive
2 comprises an open-loop hydrostatic drive.

1 25 The winch system of claim 22, wherein the second hydrostatic drive
2 comprises a second pump hydraulically coupled to a second motor through a
3 directional control valve.

1 26 The winch system of claim 22, wherein the second hydrostatic drive
2 comprises a second pump hydraulically connected to a fluid reservoir by a valve,
3 the second pump rotatably coupled to the second input of the differential

1 27 The winch system of claim 24, wherein the second hydrostatic drive further
2 comprises a conduit for diverting fluid from the pump and a control valve for
3 selectively permitting fluid flow through the conduit.

1 28 The hydrostatic transmission system of claim 25, further comprising a flow
2 restrictor for adjusting a fluid flow rate through the conduit.

64 A
6

DIFFERENTIAL HYDROSTATIC TRANSMISSION SYSTEM

ABSTRACT

A hydrostatic transmission system for driving a rotatable member includes a differential having an output coupled with the rotatable member, a first hydrostatic drive having an output coupled to a first input of the differential, and a
5 second hydrostatic drive having an output coupled to a second input of the differential. The output of the first hydrostatic drive is rotatable in a first selected direction and at a first selected speed. The output of the second hydrostatic drive is rotatable in a second selected direction and at a second selected speed. A rotational speed and direction of the output of the differential is related to the
10 algebraic sum of the rotational speeds and directions of the outputs of the hydrostatic drives. In one embodiment, the speeds of the first and second drives are maintained above a minimum stable threshold, while operating the rotatable drive at very low or zero speed, by selecting the first direction to be opposite the second direction.

09-028.015001.20000626.01.doc

09626095-072600

65 26

DECLARATION FOR PATENT APPLICATION AND POWER OF ATTORNEY

As a below named inventor, I hereby declare that:

My residence, post office address and citizenship are as stated below next to my name, and

I believe I am the original, first and sole inventor (if only one name is listed below) or an original, first and joint inventor (if plural names are listed below) of the subject matter which is claimed and for which a patent is sought on the invention entitled

Differential Hydrostatic Transmission System

the specification of which

[X] is attached hereto

[] was filed on _____

as Application Serial Number _____

or PCT International Application Number _____

and was amended on (if applicable) _____

I hereby state that I have reviewed and understand the contents of the above identified specification, including the claims, as amended by any amendment referred to above.

I acknowledge the duty to disclose information which is material to the examination of this application in accordance with Title 37, Code of Federal Regulations, Section 1.56(a)

I hereby claim foreign priority benefits under Title 35, United States Code, Section 119 of any foreign application(s) for patent or inventor's certificate, or 365(a) of any PCT International application which designated at least one country other than the United States of America listed below and have also identified below any foreign application for patent or inventor's certificate or of any PCT International application having a filing date before that of the application on which priority is claimed

Prior Foreign Application(s)
Priority Claimed

_____ YES [] NO (Number) (Country)	/	/	/	[]
	D/	M/	YR FILED	
_____ YES [] NO (Number) (Country)	/	/	/	[]
	D/	M/	YR FILED	
_____ YES [] NO (Number) (Country)	/	/	/	[]
	D/	M/	YR FILED	

09626095-072600

66 ~~67~~

I hereby claim the benefit under Title 35, United States Code, Section 119(a) of any United States provisional application(s) listed below

Application No. _____	Filing Date _____
Application No _____	Filing Date _____

I hereby claim the benefit under Title 35, United States Code, Section 120 of any United States application(s), or 385(c) of any PCT International application designating the United States of America, listed below and, insofar as the subject matter of each of the claims of this application is not disclosed in the prior United States or PCT International application in the manner provided by the first paragraph of Title 35, United States Code, Section 112, I acknowledge the duty to disclose information which is material to patentability as defined in Title 37, Code of Federal Regulations, Section 1.56 which occurred between the filing date of the prior application and the national or PCT International filing date of this application:

Application Serial No _____	Filing Date _____	Status-patented, pending, abandoned _____
Application Serial No _____	Filing Date _____	Status-patented, pending, abandoned _____

As a named inventor, I hereby appoint the following attorney(s) and/or agents(s) to prosecute this application and transact all business in the Patent and Trademark Office connected therewith

J J Ryberg, #31,134 Brigitte L Jeffery, #38,925; Steven L Christian, #38,108 and Victor H Segura, #44,329 I hereby request that all correspondence, notices, official letters and other communication be directed to Schlumberger Technology Corporation, ATTN IP Counsel, P O BOX 2175, Houston, Texas 77252-2175; and that all telephone calls be directed to Brigitte L Jeffery, at (281) 285 7097, Schlumberger Oilfield Services, P O BOX 2175, Houston, Texas 77252-2175 Our Customer Service No. is 23718

I hereby declare that all statements made herein of my own knowledge are true and that all statements made on information and belief are believed to be true, and further that these statements were made with the knowledge that willful false statements and the like so made are punishable by fine or imprisonment, or both, under Section 1001 of Title 18 of the United States Code and that such willful false statements may jeopardize the validity of the application or any patent issued thereon

SOLE OR FIRST INVENTOR

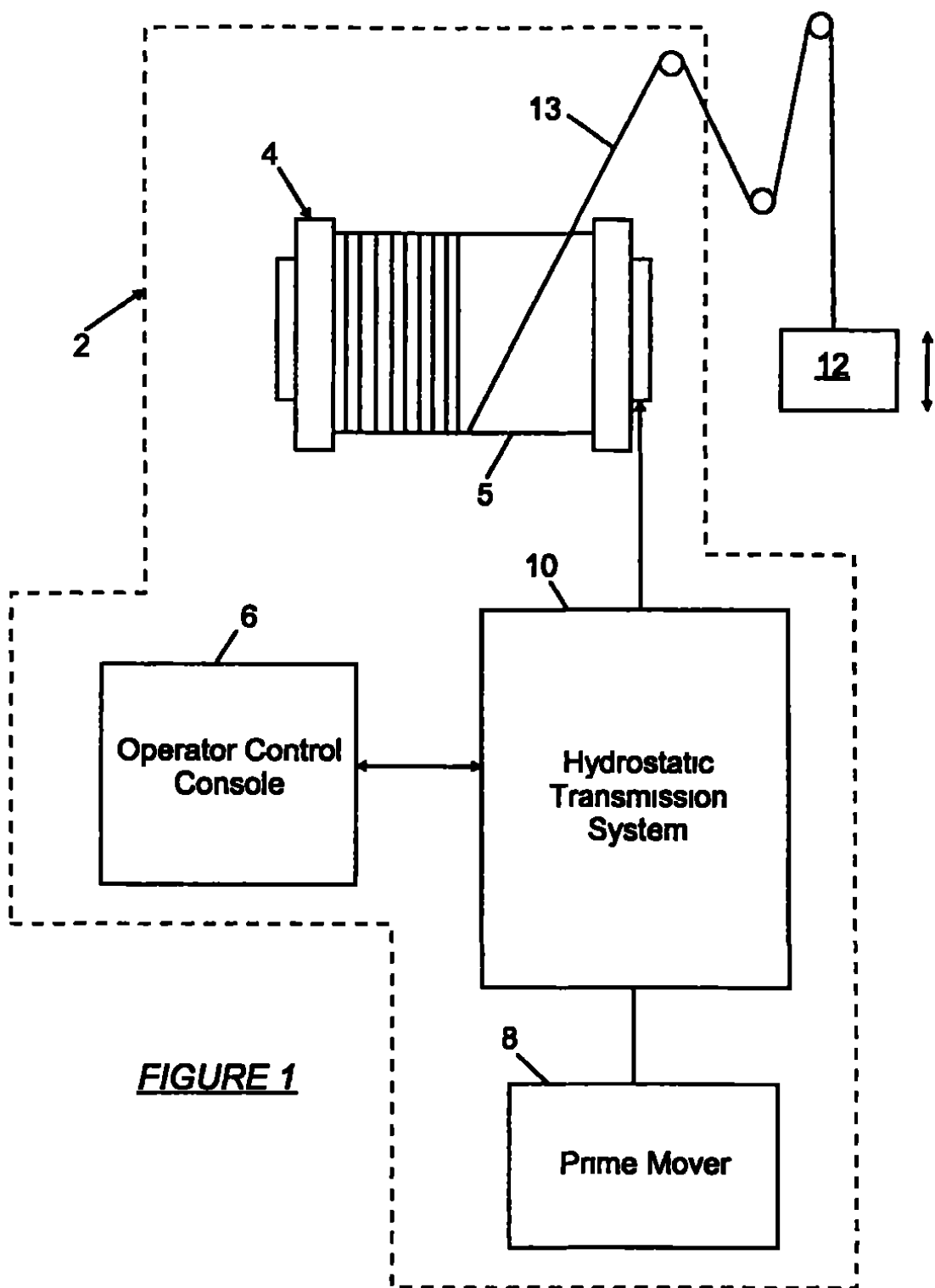
Signature _____ Date _____

Full Name	Raymond V Nold III
Residence:	1804 Southeastern Trail, Round Rock, Texas 78664 USA
Citizenship	USA
P O Address	1804 Southeastern Trail, Round Rock, Texas 78664 USA

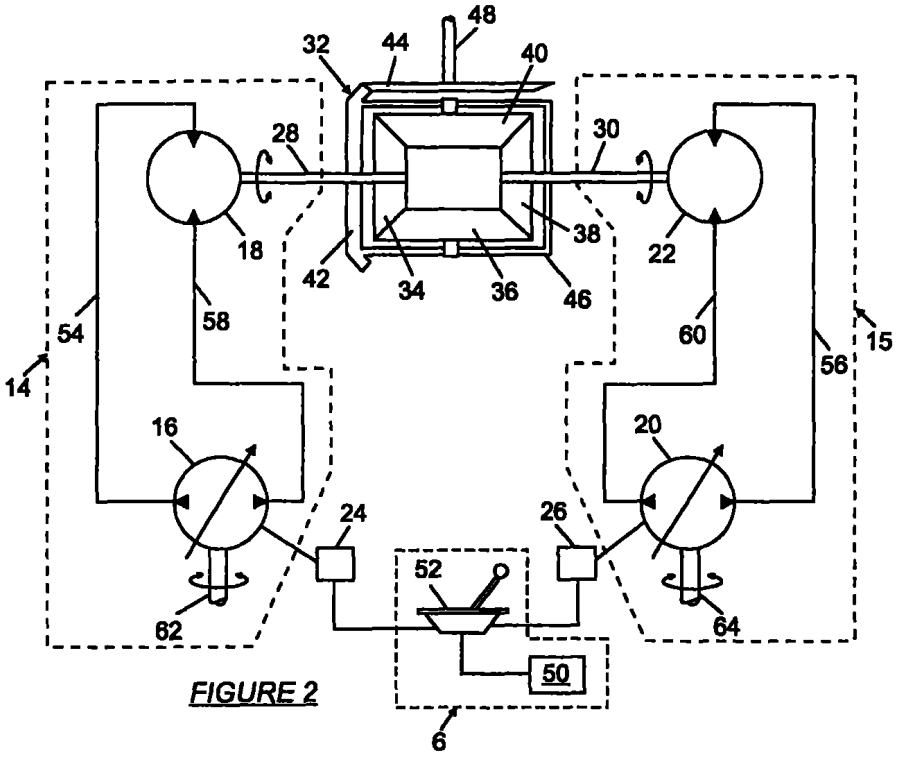
0 626095-072600

67
A

1/8



09626095.072600



2/8

68

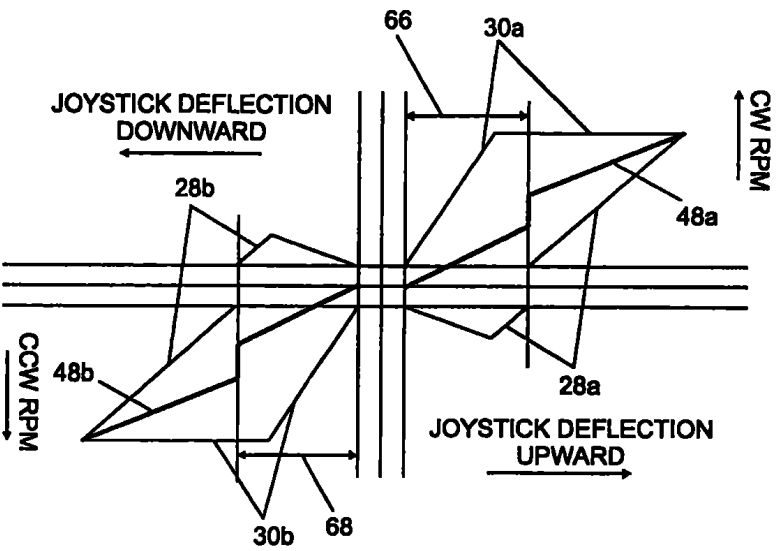


FIGURE 3

3/8



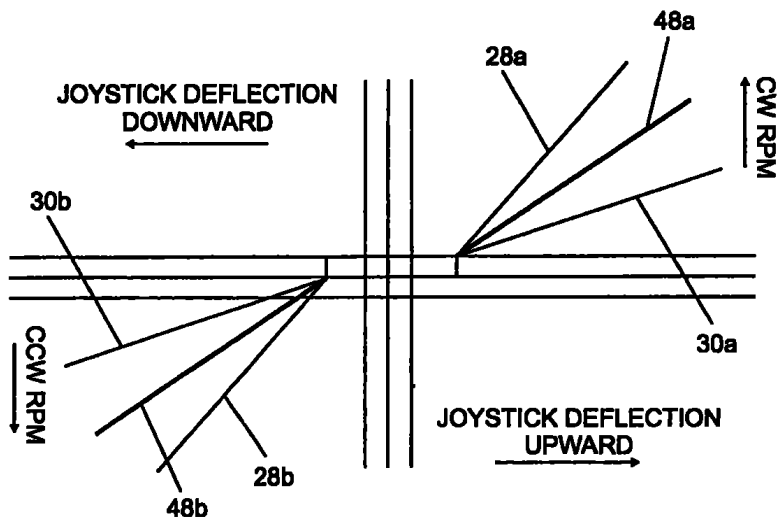
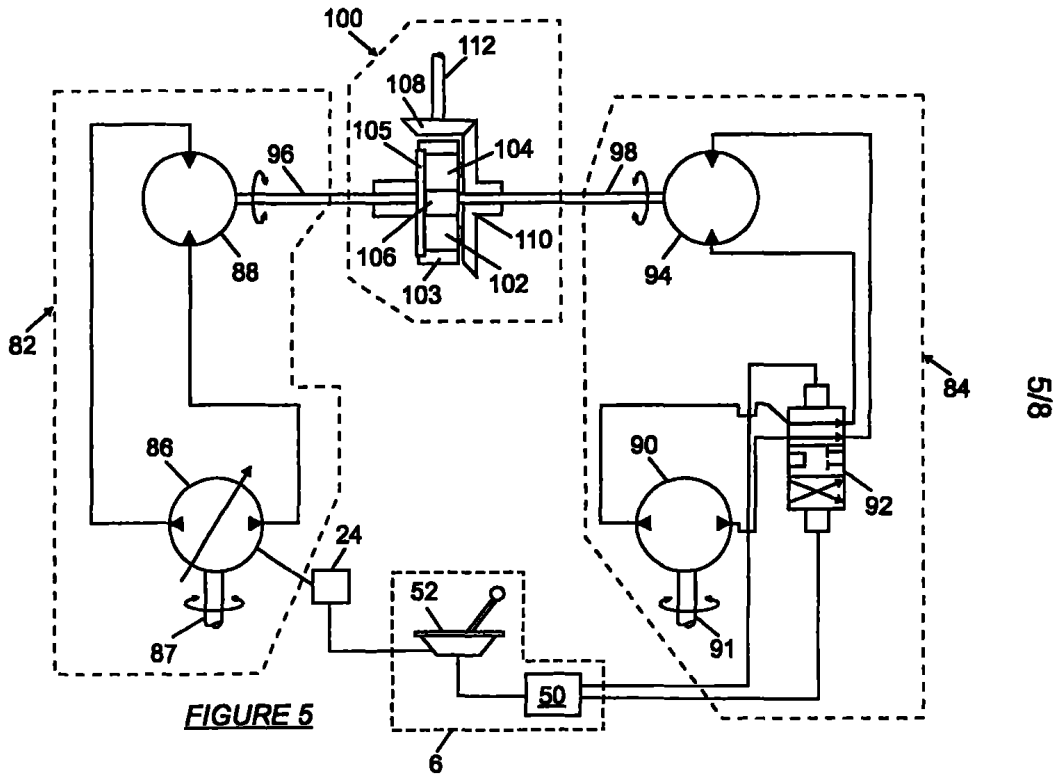


FIGURE 4

4/8

82



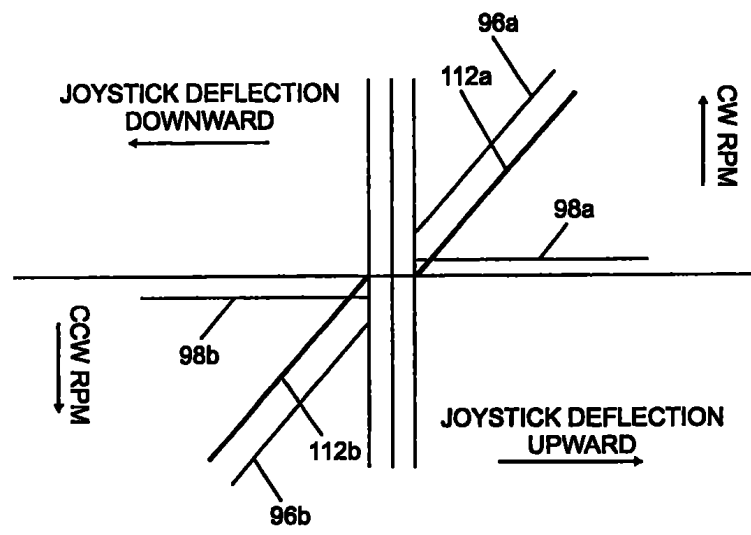
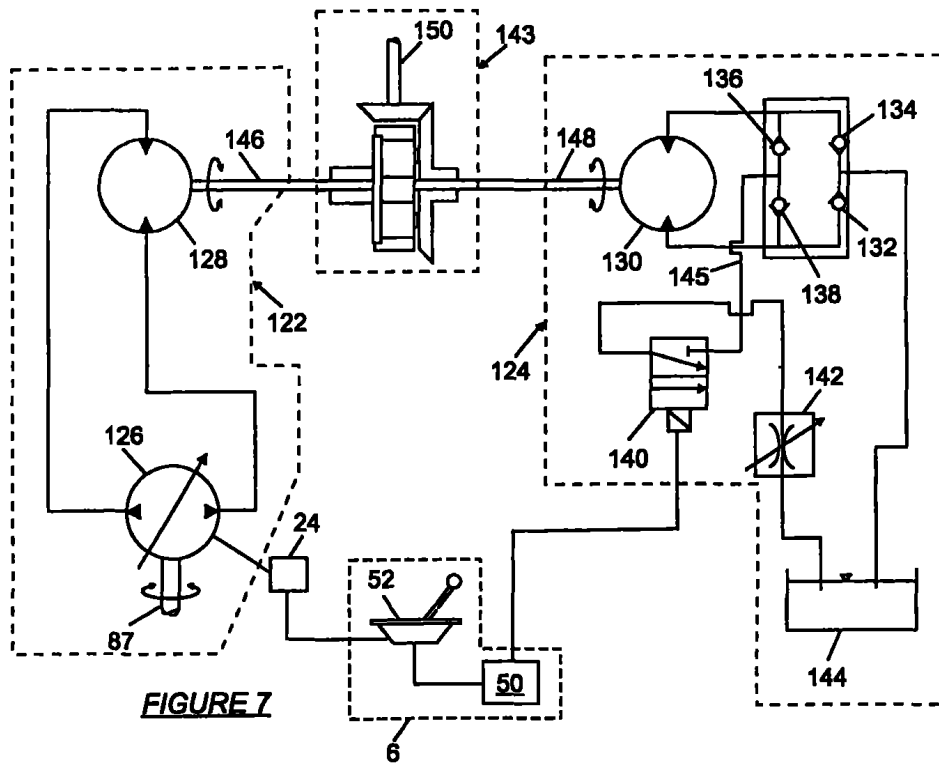


FIGURE 6



718

✗

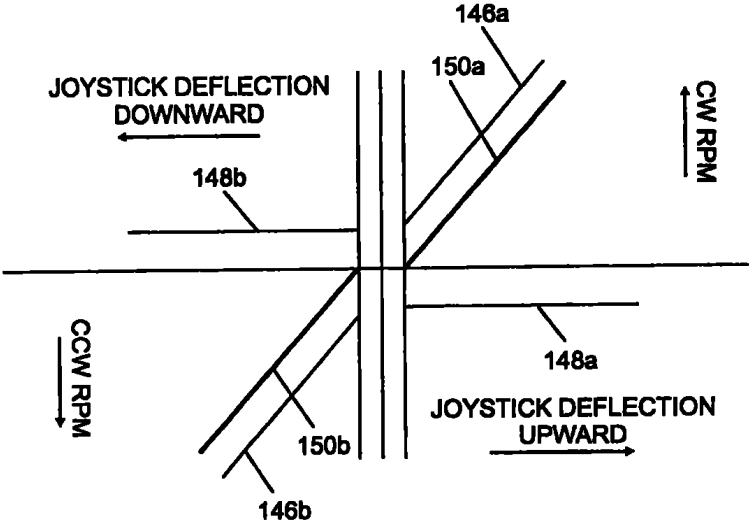


FIGURE 8

[Handwritten signature]



75-11

The State of Texas

Secretary of State

APOSTILLE

(Convention de La Haye du 5 Octobre 1961)

1 Country United States of America

This public document
2 has been signed by

PAMELA N RAHMATDOOST

3 acting in the capacity of

Notary Public, State of Texas

4. and bears the seal/stamp of

PAMELA N RAHMATDOOST, Notary Public,
State of Texas, Commission Expires 01-05-02

CERTIFIED

5 at Austin, Texas

6 on July 2, 2001

7 by the Secretary of State of Texas

8. Certificate No. N-256865

9 Seal

10 Signature



Henry Cuellar

Henry Cuellar
Secretary of State

ST/VA

76
L
RINVENTION ASSIGNMENT

The undersigned Raymond V Nold III

Domiciled in Sugar Land, Texas U S A

Hereby appoint(s) Dr GERMAN CASTILLO GRAU, and/or Dr ADRIANA CASTILLO GIBSON and/or Dr LUIS FELIPE CASTILLO GIBSON, domiciled in Bogota, Colombia, with offices at Carrera 13 No 37 - 43, 12th Floor in Bogota, as attorney with ample and sufficient power, including that of receiving notifications and appointing judicial and extra-judicial attorneys, to apply for and obtain from the Colombian offices and authorities the Patent of Invention for **DIFFERENTIAL HYDROSTATIC TRANSMISSION SYSTEM** to be issued in the name of **SCHLUMBERGER TECHNOLOGY B V** domiciled in The Hague, The Netherlands to whom assignment has been made of all rights and titles on said invention/creation without any restriction whatsoever

Given and signed in

Sugar Land, Texas USA

Inventor(s)



Raymond V Nold III

County of

Fort Bend

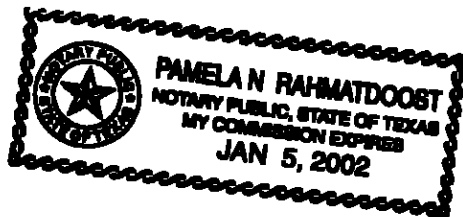
State of

Texas

Subscribed and sworn to before me this 29th day of June, 2001

Pam Rahmatdoost
Notary Public

SEAL



2020
Bogotá, D C

Doctor
GERMAN CASTILLO GRAU
apoderado de la sociedad solicitante

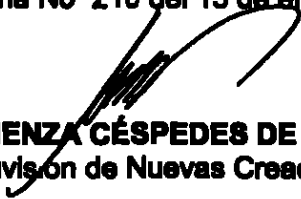
REFERENCIA	Radicación No	01- 58561
	Trámite	002
	Evento	1.1
	Actuación	430
	Oficio No	2421
	Folios	001

Como resultado del examen de forma, realizado con fundamento en el artículo 38 de la Decisión 486 de la Comisión de la Comunidad Andina, se le comunica que

- Debe allegar traducción del documento en que consta la cesión del derecho a la patente otorgado por el inventor al solicitante o a su causante (art. 28-k, Dec 486/2000), y por lo menos traducción del capítulo reivindicatorio de la solicitud de la cual se quiera reivindicar prioridad
- Debe allegar el poder otorgado al abogado que aparece en la solicitud como apoderado

En cumplimiento del artículo 39 de la Decisión 486 de la Comisión de la Comunidad Andina, se le requiere para que dentro del término de dos (2) meses siguientes a la fecha de notificación del presente oficio, complete los requisitos anteriormente enunciados. En caso de no dar cumplimiento al presente requerimiento, la solicitud se considerará abandonada y perderá su prelación.

Notifíquese el presente oficio conforme a lo dispuesto en el artículo 8 de la Resolución Reglamentaria No. 210 del 15 de enero del 2001.


ALIX CARMENZA CÉSPEDES DE VERGEL
Jefe de la División de Nuevas Creaciones

El anterior requerimiento fue notificado por fijación en lista de fecha

30 Aso 2001

202032

Carrera 13 No. 27-00 Pisos 5, 7 y 10
Conmutador 382 0840
Fax 382 2695
E-mail Info@slc.gov.co
Bogotá D.C. Colombia