Capítulo 3.- ESTADO DEL ARTE

3.1. Sistemas mecánicos de elevación, inclinación y volteo

Con relación a los mecanismos articulados requeridos para el accionamiento de las máquinas agrícolas citadas, a continuación se presenta un análisis crítico de aquellos mecanismos que se han considerado más interesantes una vez estudiada la documentación técnica, las patentes en vigor y las soluciones técnicas aplicadas en maquinaria móvil actualmente comercializadas, en particular, máquinas agrícolas.

En la tabla 3.1 se han referido estos mecanismos estudiados, indicando su procedencia.

Nº orden mecanismos	*Nº de patentes*	*Marca comercial*
Mecanismo - 1	U.S. 3.070.244	
Mecanismo - 2	U.S. 5.533.856	John Deere
Mecanismo - 3		John Deere
Mecanismo - 4	U.S. 6.116.847	Caterpillar
Mecanismo - 5	U.S. 4.768.917	VME
Mecanismo - 6	U.S. 3.966.070	Allis Chalmer
Mecanismo - 7		Bobcat - 1
Mecanismo - 8		Bobcat - 2
Mecanismo - 9	U.S. 5.609.464	CASE

Tabla 3.1 – Mecanismos analizados

A. Mecanismo nº 1

H. Lull, Le Grand (1962) propone un mecanismo en una máquina cargadora que destaca por:

- Su versatilidad en cuanto a la función de auto nivelación,
- Su capacidad de elevar cargas a una gran altura (recoger la carga al nivel del suelo, elevarla a una determinada cota y depositarla en el lugar deseado),
- Y su capacidad para regular la trayectoria del elemento terminal, en este caso, a una trayectoria vertical, manteniendo la carga o manipularla encima de la zona de tracción de las ruedas del vehículo, y con flexibilidad para manejar, por ejemplo volteo, con el elemento terminal (apero) diferentes tipos de materiales, en particular, productos granulares (arena, granos, gravilla, etc.).

El mecanismo está formado por un total de 10 barras articuladas formando un mecanismo cerrado de 3 grados de libertad que quedan gobernados por 3 actuadores lineales A, B y C, tal como se muestra en la figura 3.1.

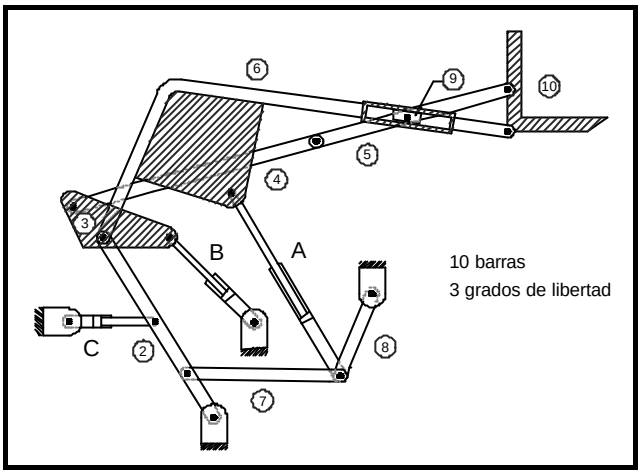

Figura 3.1 – Mecanismo nº 1

El actuador lineal (A) gobierna el movimiento de elevación del elemento terminal, el actuador (B) gobierna el movimiento de inclinación / volteo y el actuador (C) gobierna el movimiento de acercamiento a la zona de carga o descarga.

Cuando los actuadores (B) y (C) se encuentran bloqueados en una posición determinada, el actuador (A) de elevación gobierna las barras 1, 4, 5, 6, 9 y 10 ya que el resto de las barras estarán inmovilizadas formando parte de la bancada tal como se muestra en el esquema siguiente (figura 3.2).

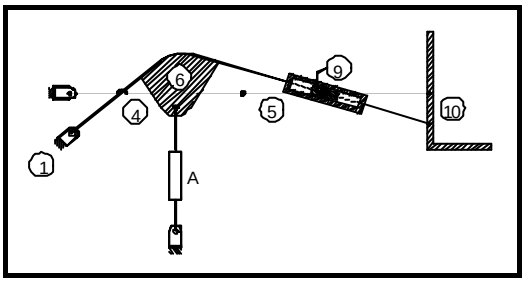

Figura 3.2 – Mecanismo bloqueando los actuadores B y C

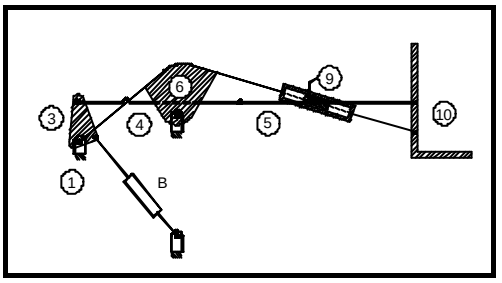

Figura 3.3 – Mecanismo bloqueando los actuadores A y C

Cuando actúa el actuador (B) manteniendo bloqueados los actuadores (A) y (C), el mecanismo móvil que gobierna el actuador (B) es el formado por las barras 1, 3, 4, 5, 9 y 10 cuyo esquema se muestra en la figura 3.3 (la barra 6 está articulada a bancada).

Un movimiento en el actuador (B) hace que el elemento terminal se incline hacia delante o hacia atrás con movimiento de rotación pura a través de la

transmisión de movimiento desde el sólido 3 hasta la corredera 9 que está obligada a trasladarse en la ranura practicada en el sólido fijo 6.

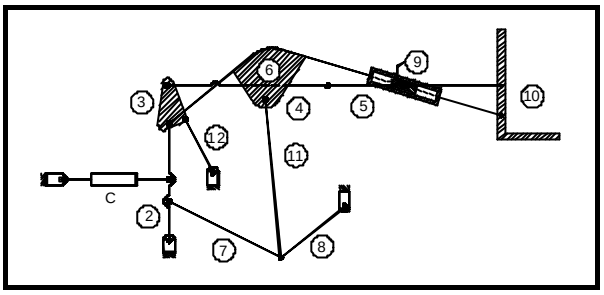

Figura 3.4 – Mecanismo bloqueando los actuadores A y B

El actuador (C) tiene por misión posicionar el elemento terminal 10 acercándolo o alejándolo de la zona de carga o descarga. Con los actuadores (A) y (B) bloqueados, se obtiene un nuevo mecanismo formado por 12 barras, todas móviles, salvo la bancada, todas ellas gobernadas por el actuador (C), tal como se muestra en el esquema de la figura 3.4.

En este mecanismo, habida cuenta que el movimiento individual de cada actuador no da las prestaciones deseadas, se requiere la complicidad de los otros actuadores, por ejemplo, cuando se acciona el actuador (C) y se mantienen bloqueados los otros dos actuadores, (A) y (B), con el fin de acercar el elemento terminal a la zona de carga, se observa que este ha experimentado una traslación (movimiento deseado) y un giro (movimiento no deseado). Este último movimiento debe ser corregido. Esto se puede hacer a través del Actuador (B) que controla el ángulo de giro del elemento terminal 10.

B. ***Mecanismo nº 2***

Friesen (1996) presenta un mecanismo para una máquina cargadora frontal que:

- Garantiza la función de auto nivelación, habida cuenta que parten de un mecanismo articulado de doble paralelogramo
- Permite manejar el elemento terminal con independencia de su posición con respecto al suelo y además el ángulo de giro es el máximo posible para todas las posiciones.

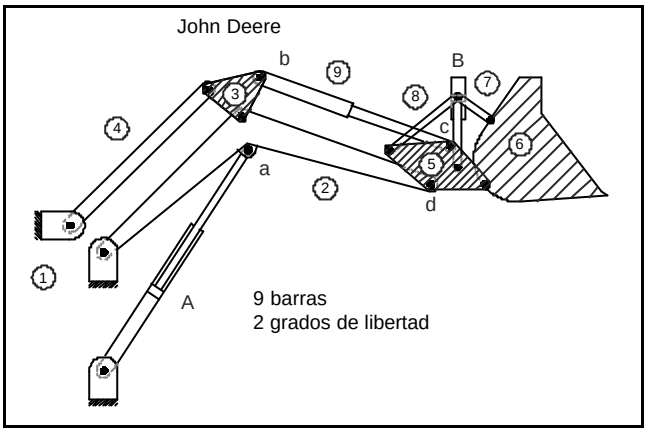

Figura 3.5 – Mecanismo nº 2

Tal como se puede ver en la figura 3.5, se trata de un mecanismo cerrado formado por 9 barras articuladas y dos grados de libertad gobernados por dos actuadores lineales (A) y (B).

El actuador (A) articulado al brazo 2 gobierna el movimiento de elevación a través de los paralelogramos articulados por las barras [1, 2, 3 y 4] y [2, 3, 5 y 9].

El actuador (B) gobierna el giro del elemento terminal 6 ya que este actuador gobierna el cuadrilátero articulado 5, 6, 7 y 8.

C. ***Mecanismo nº 3***

Tal como se muestra en la figura 3.6, se trata del mecanismo de una pala cargadora formado por 7 barras articuladas formando un mecanismo cerrado con dos grados de libertad representados por los actuadores (A) (movimiento de elevación) y (B) (movimiento de inclinación / volteo). Cada uno de estos actuadores gobierna una parte del mecanismo. El actuador (A) gobierna el cuadrilátero articulado 1, 2, 3 y 4 y el actuador (B) gobierna el otro cuadrilátero articulado 2, 5, 6 y 7.

Cuando el actuador de inclinación / volteo (B) se encuentra bloqueado en una posición determinada, en estos momentos actuará como barra fija (barra 8) como se muestra en la figura 3.7 y el mecanismo resultante es un mecanismo de un grado de libertad gobernado por el actuador de elevación (A) en donde la inclinación del elemento terminal 5 no se mantiene constante. La inclinación depende únicamente de la disposición de los nudos en el mecanismo articulado.

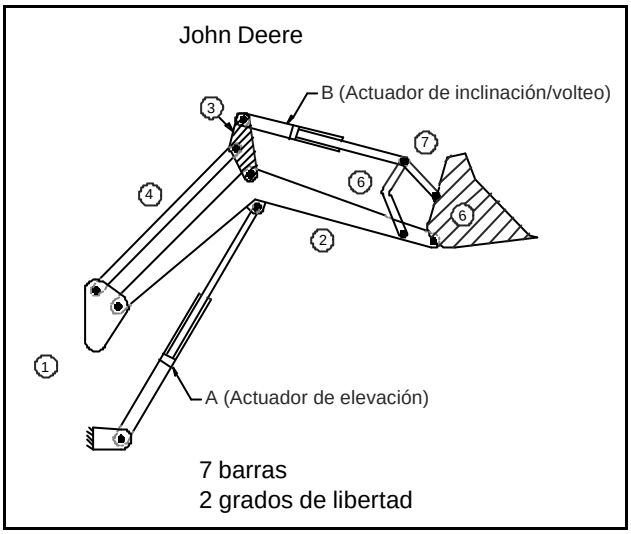

Figura 3.6 – Mecanismo nº 3

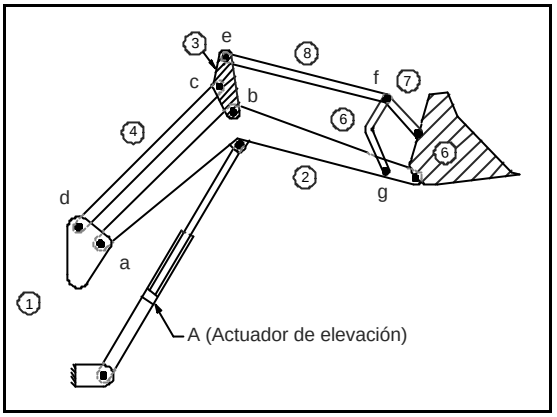

Figura nº 3.7 – El actuador de inclinación / volteo actuando como una barra

Si comparamos este **mecanismo nº 3** con el **mecanismo nº 2** en el supuesto que debamos disponer de un ángulo de inclinación de unos 40º en la posición más baja y 60º en la posición más elevada y de un ángulo de vaciado o volteo de unos 90º en la pala y, además, que el conjunto del mecanismo quede bien recogido y muy cerca del frontal del tractor cuando está fuera de servicio, nos damos cuenta que: el actuador de inclinación / volteo en el **mecanismo nº 3** forma parte del propio mecanismo, y por consiguiente, se sacrifica el concepto de doble paralelogramo característico del **mecanismo nº 2** que le confiere unas buenas prestaciones de auto nivelación y una independencia en el movimiento del elemento terminal, tal es el caso de la pala cargadora John Deere mostrada en la figura 3.8 formada por un primer cuadrilátero articulado a, b, c, d, un segundo cuadrilátero articulado b, e, f, g donde una de sus barras es de longitud variable (actuador ef), y un tercer cuadrilátero articulado f, g, h, i para el giro de la pala.

Con esta geometría de articulación y con el actuador de inclinación / volteo retraído al máximo y, por tanto, un ángulo de inclinación máximo posible (unos 40º en la posición baja), el elemento terminal (pala, cazo) se encuentra en posición casi horizontal, faltándole unos 20º para conseguir la horizontalidad. En esta posición y con la pala llena de material granular (tierra, granos, etc.), el operario manipula el mando el actuador de elevación para llevar la carga a la altura máxima, tal como se muestra en la figura 3.9. Durante esta operación y debido a la geometría de sus barras, la pala llegaría a la altura máxima perfectamente nivelada, es decir, gana unos 20º durante el trayecto para situarse en posición horizontal.

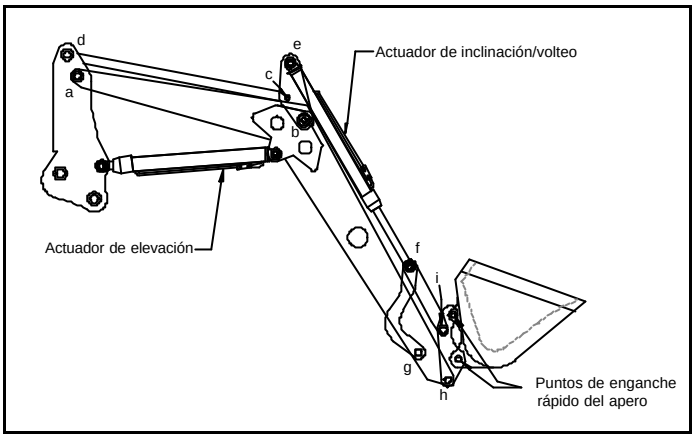

Figura 3.8 – Pala cargadora John Deere con el brazo de elevación en su posición más baja

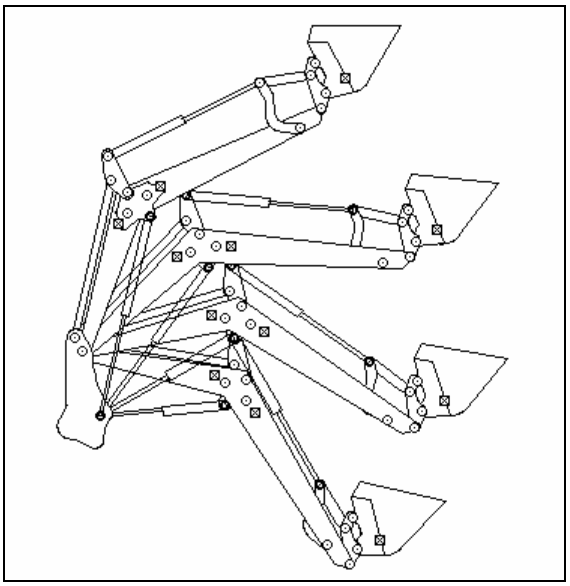

Figura 3.9 – Movimiento de la pala con el vástago del cilindro inclinación / volteo completamente retraído

Una vez llegada la carga a su destino, el actuador de inclinación / volteo se encargará del vaciado de la misma soltando el vástago a su longitud máxima, lo cual garantiza un giro total de 150º (60º de inclinación y 90º de volteo), tal como se muestra en las figuras 3.10 y 3.11.

Como resumen, se puede deducir que el movimiento de giro del elemento terminal impone una geometría muy definida, que dificulta la función de auto nivelación, habida cuenta que el comportamiento del conjunto de los tres cuadriláteros es un comportamiento no lineal, como se demostrará en el capítulo siguiente.

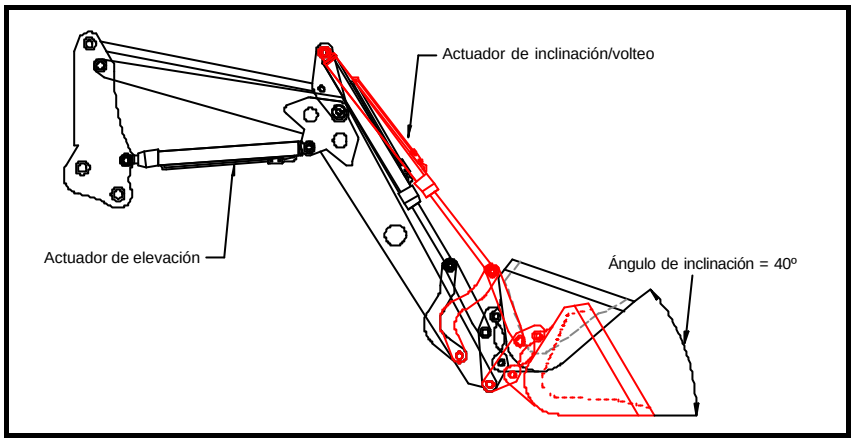

Figura 3.10 - – Máximo ángulo de inclinación que corresponde a longitud mínima del vástago del cilindro de inclinación / volteo (posición mas baja del brazo de elevación)

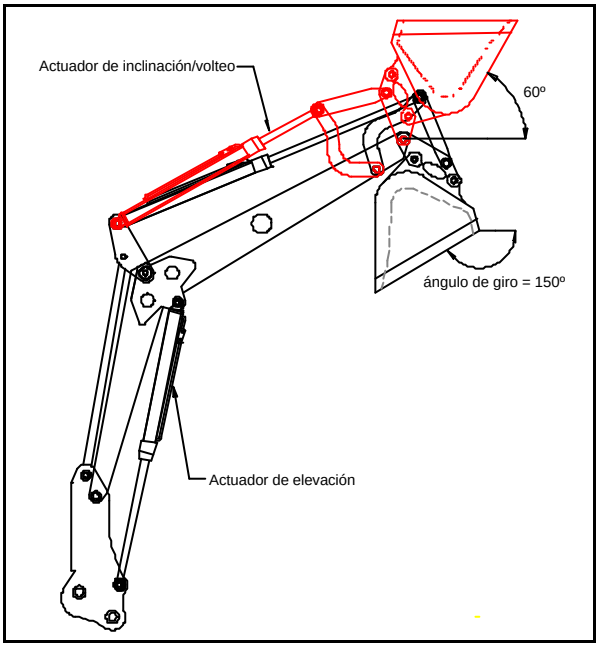

Figura 3.11 - Volteo de la carga que corresponde a longitud máxima del vástago del cilindro de inclinación / volteo (posición más alta del brazo de elevación)

D. ***Mecanismo nº 4***

Al igual que los mecanismos anteriores, se trata de un mecanismo articulado que incorpora una pala cargadora frontal, con similares prestaciones, pero que destaca además por:

- Una disposición geométrica optimizada sobre la base de conseguir una mejor visibilidad del elemento terminal desde el puesto de conducción.

El mecanismo propuesto por Mark y otros (2000) de la figura 3.12 se trata de un mecanismo cerrado de 7 barras articuladas y dos grados de libertad gobernados por los dos actuadores (A) y (B).

El actuador (A) gobierna el movimiento de elevación, por tanto, gobierna el cuadrilátero articulada 1, 2, 3 y 4.

El actuador (B) gobierna el segundo movimiento que es el de inclinación / volteo del elemento terminal 5. Por tanto, este actuador gobierna el cuadrilátero articulada 4, 5, 6 y 7.

Cuando el actuador de elevación se encuentra bloqueado en una posición determinada, quedará bloqueado el mecanismo del cuadrilátero articulado formado por 1, 2, 3 y 4, dejando únicamente como barras móviles 5, 6 y 7 que se gobiernan simultáneamente a través del actuador (B).

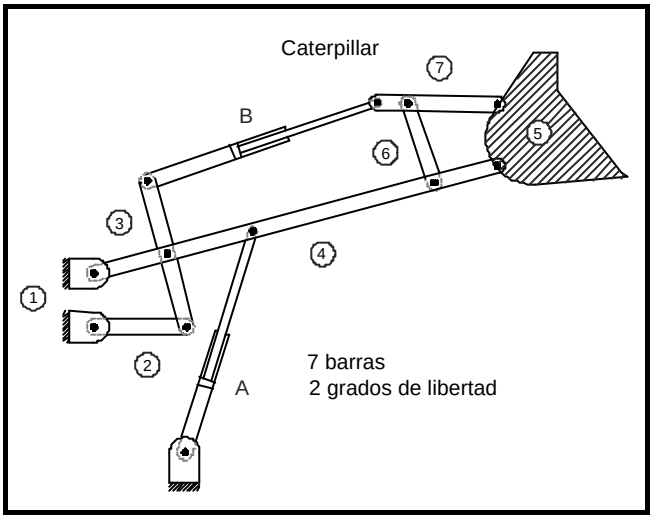

Figura 3.12 – Mecanismo nº 4

Por el contrario, cuando el actuador de inclinación / volteo (B) se encuentra bloqueado en una posición determinada, el actuador de elevación (A) que gobierna la barra de elevación 4 permite un movimiento relativo entre todas las barras móviles de todo el mecanismo. Es decir, no queda bloqueada ninguna de sus barras.

En resumen, este mecanismo es análogo al mecanismo nº 3 en cuanto a funcionalidad, con pequeñas modificaciones geométricas inducidas por una mayor visibilidad y rigidez.

E. Mecanismo nº 5

Garman (1988) presenta un mecanismo que mantiene los objetivos de funcionalidad que los mecanismos descritos anteriormente pero es un mecanismo de topología más simple.

En la figura 3.13 se puede ver que es un mecanismo abierto de 5 barras (con un bucle cerrado formado por las barras 2, 3, 4 y 5).

Tiene dos grados de libertad gobernados por dos actuadores (A) y (B). El actuador (A) gobierna el movimiento de elevación a través de la barra 2.

El movimiento de inclinación del elemento terminal 3 lo gobierna el actuador (B) articulado en el extremo de la barra 5.

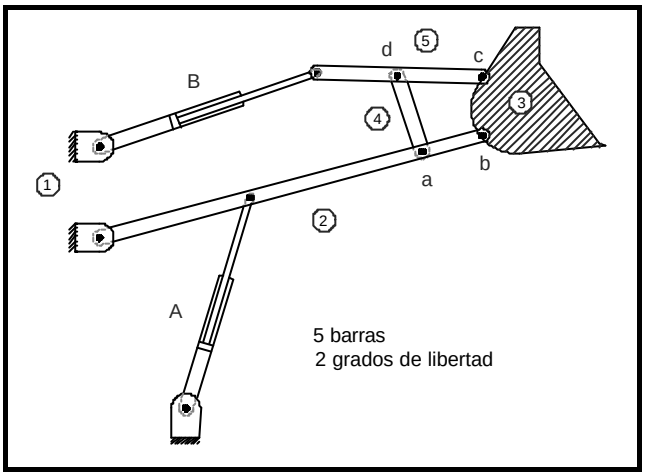

Figura 3.13- Mecanismo nº 5

Cuando el actuador de inclinación / volteo (B) se encuentra bloqueado en una posición determinada, el mecanismo resultante sería el de 6 barras articuladas conocido por **"Mecanismo de Steephenson"** cuya configuración cinemática es (4, 7, 2) ya que se dispondría de 4 barras binarias, 2 barras ternarias y 7 pares inferiores de revolución. Con esta situación, es decir, con el actuador (B) bloqueado, un movimiento en el actuador de elevación (A) provocaría un movimiento relativo entre todas sus barras afectando, por tanto, a la inclinación del elemento terminal 3.

Cuando el actuador de elevación (A) se encuentre bloqueado en una posición cualesquiera, esto provoca un bloqueo de la barra 2 de elevación y el actuador (B) transmite el movimiento al elemento terminal a través del cuadrilátero articulado 2, 3, 4, 5 mediante sus articulaciones a, b, c y d.

F. Mecanismo nº 6

En el mecanismo de Barth (1976) de la figura 3.14 podemos ver que es un mecanismo formado por 5 barras articuladas formando un mecanismo de dos grados de libertad. Es un mecanismo abierto con un bucle cerrado. La diferencia con el **mecanismo nº 5** es solo matizable en la conexión del actuador de inclinación / volteo que en vez de articularlo a la barra 5, se ha conectado a la barra 4.

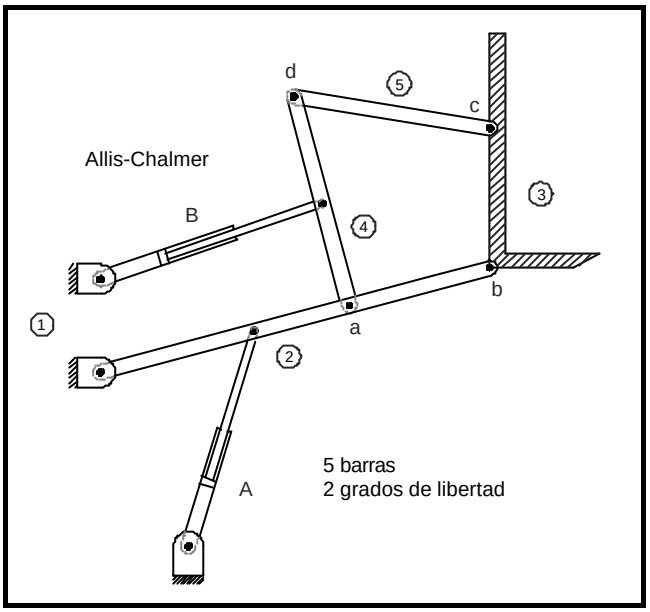

Figura 3.14 – Mecanismo n 6

Con el actuador de inclinación / volteo (B) bloqueado, el mecanismo resultante es ahora el conocido por **"Mecanismo de Watt"** que tiene la misma configuración cinemática que el **mecanismo nº 5**, es decir (4, 7, 2) ya que son mecanismos isomorfos. Al moverse el actuador de elevación (A), ocurre lo mismo que el mecanismo mencionado provocando movimiento relativo entre todas sus barras.

Cuando el actuador de elevación (A) se bloquea, queda bloqueada la barra de elevación 2 y el actuador de inclinación / volteo (B) transmite el movimiento al elemento terminal 3 a través del cuadrilátero articulado 2, 3, 4 y 5 de forma análoga al caso del mecanismo con el que se establece la comparación.

G. *Mecanismo nº 7*

Viendo la figura 3.15 se puede ver que este mecanismo está formado por 5 barras articuladas en cadena abierta con un bucle cerrado 2, 3, 4, y 5 y dos grados de libertad.

Sin embargo, en este caso, el actuador de inclinación / volteo (B) está articulado por ambos extremos a barras móviles, por tanto, cuando este actuador de inclinación / volteo se encuentra bloqueado en una posición cualesquiera, los nudos a, b y c forman un triangulo lo cual quiere decir que todo el mecanismo resultante giraría alrededor de O_2 como un sólido rígido accionado por el actuador de elevación (A), todo ello como barra articulada simple.

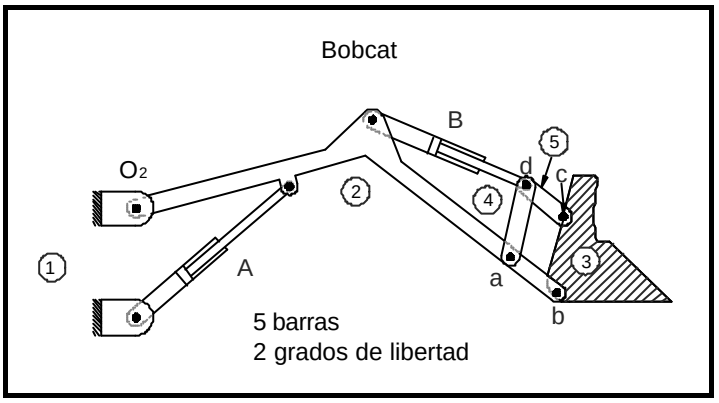

Figura 3.15 – Mecanismo nº 7

Con el actuador de elevación (A) bloqueado en una posición cualesquiera, el movimiento del elemento terminal 3 es análogo al mecanismo nº 6 y el movimiento de inclinación / volteo le llega a través del cuadrilátero articulado 2, 3, 4 y 5 de transmisión de movimiento mediante las articulaciones en a, b, c y d.

H. *Mecanismo nº 8*

Es un mecanismo abierto de 5 barras y con dos grados de libertad, con un bucle cerrado formado por las barras 1, 2, 3 y 4 a modo de cuadrilátero articulado.

A diferencia de todos los mecanismos análogos a este, como por ejemplo los mecanismos nº 5, nº 6 y nº7, podemos ver en la figura 3.16, que el actuador de elevación (A) es el que gobierna el bucle cerrado del cuadrilátero articulado ya que este actuador está articulado a la barra flotante 3.

El actuador de inclinación / volteo (B) gobierna directamente al elemento terminal 5. Por consiguiente, en este mecanismo y respecto a los mecanismos análogos a éste, hay una inversión total en cuanto a la forma de conseguir los movimientos de elevación y de inclinación / volteo.

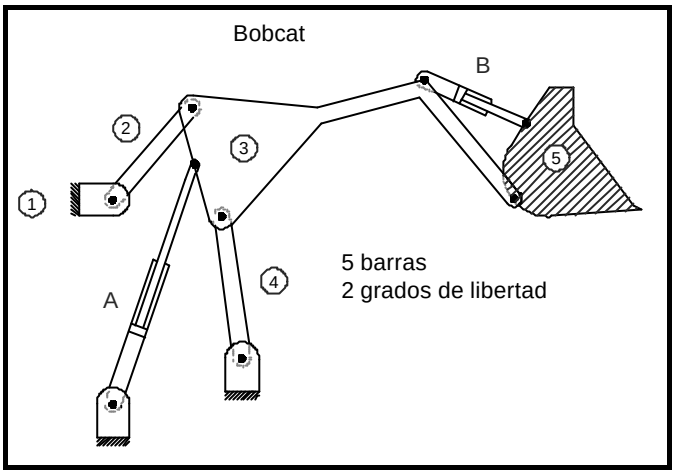

Figura 3.16 – Mecanismo nº 8

Así pues, en este mecanismo, la elevación gobernada por el actuador (A) se consigue con el movimiento de un cuadrilátero articulado y el movimiento de inclinación / volteo del elemento terminal es directo a través del actuador (B). En cambio, en los mecanismos análogos mencionados antes, se realiza al contrario, el movimiento de elevación es directo y el de inclinación / volteo se consigue a través de la transmisión por un cuadrilátero articulado.

I. *Mecanismo nº 9*

Moffitt (1997) presenta un mecanismo que forma parte de un conjunto de soluciones constructivas en donde se desea priorizar el control de la trayectoria (vertical) del elemento terminal y dotar a la máquina de un mayor alcance en altura ya que el actuador de elevación está articulado entre dos barras móviles.

Observando la figura 3.17 podemos ver que es un mecanismo muy similar al del **mecanismo nº 8** ya que tiene 5 barras articuladas en mecanismo abierto y dos grados de libertad gobernados por los actuadores de elevación (A) y el de inclinación / volteo del elemento terminal (B).

Tanto el **mecanismo nº 9** como el **mecanismo nº 8**, el actuador de elevación (A) actúa sobre el cuadrilátero articulado 1, 2, 3 y 4. La diferencia estriba en que en

el mecanismo, el actuador de elevación (A) está articulado por ambos extremos a sendas barras móviles. En cambio en el mecanismo nº 8 uno de los extremos del actuador (A) se articula a bancada.

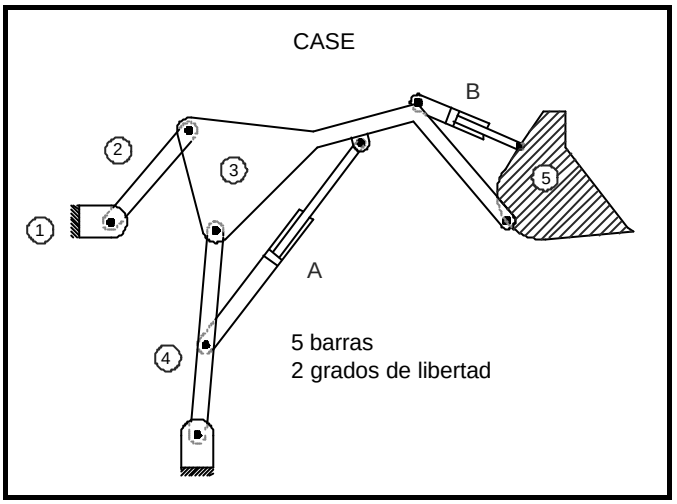

Figura 3.17 – Mecanismo nº 9

El movimiento del actuador (A), altera la longitud efectiva del mecanismo de elevación formado por las barras 1, 2, 3 y 4 de modo que el movimiento del elemento terminal describa una trayectoria vertical cuasi lineal, en al menos la mitad de su recorrido, lo que facilita la operación de elevación y descarga.

A la vista de lo mencionado cabe colegir que en los mecanismos nº 2, 3, 4, 5, 6 y 7 se dan prioridad a la función de auto nivelación y al movimiento de giro, lo que conlleva a mecanismos de cómo mínimo de dos grados de libertad. Mientras que en los mecanismos n º 1, 8 y 9 se daban prioridad a la trayectoria vertical del elemento terminal para no interferir con el vehículo receptor de la carga (camión, vagón, etc.), lo cual obliga a utilizar dos grados de libertad.

En todos los casos estudiados se recurre utilizar un número importante de barras articuladas, y dos o más grados de libertad.

La funcionalidad exigida a estos mecanismos requiere forzosamente la sincronización de movimientos y esto sólo es posible:

a. Mediante la disposición de paralelogramos articulados, que rigidizan o eliminan otras funcionalidades
b. Mediante la disposición de varios cuadriláteros articulados que a pesar de la no linealidad, puede satisfacer (dentro de unos límites aceptados) las prestaciones deseadas para una máquina determinada.

c. Mediante mecanismos abiertos simples (péndulos dobles), accionados con actuadores oleohidráulicos. En este caso, es requisito fundamental la sincronización oleohidráulica entre de ambos actuadores (figura 3.18).

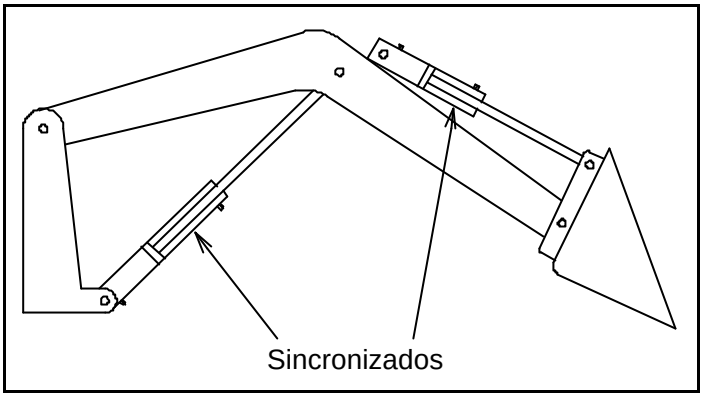

Figura 3.18 – Mecanismo con dos actuadores

A continuación, en el apartado siguiente se analizan los sistemas de sincronización de movimientos mediante actuadores oleohidráulicos.

3.2. Sistemas oleohidráulicos para la sincronización de movimientos

Con el objetivo de concretar la exposición de este apartado, se considera necesario desarrollar su contenido sobre la base de una aplicación que requiera un elevado nivel de sincronización. Para ello se ha elegido el caso de una pala cargadora frontal y, en particular, los movimientos de elevación del brazo y el movimiento de inclinación y volteo de la pala.

Para la citada aplicación, es práctica común disponer de dos cilindros lineales y dos válvulas de control direccional. Un cilindro y una válvula para manipular el movimiento de inclinación / volteo del apero (p.e. pala cargadora) y un segundo cilindro y una válvula para manipular el movimiento de elevación (p.e. brazo o mecanismo de elevación del conjunto). Ambos sistemas normalmente se accionan de forma independiente. Sin embargo, cuando la pala cargadora se utiliza, por ejemplo, para manipular materiales granulares, es necesario que el operador de la pala cargadora accione simultáneamente ambas válvulas de forma coordinada, con una válvula controla la nivelación de la pala para no verter el producto cargado, y con la otra palanca, controla el movimiento de subida o bajada. Esta operación no es difícil pero requiere una estricta atención del operador y, en consecuencia, provoca cansancio y falta de precisión.

La posibilidad que ofrece la oleohidráulica para incorporar una función de coordinación / sincronización ha sido considerada desde hace tiempo. En los últimos años, se han aportado varias soluciones con más o menos éxito.

El objetivo de este apartado es comentar aquellas soluciones que constituyen nuestro conocimiento sobre el tema y comentar sus ventajas e inconvenientes.

Partimos de que la combinación de las válvulas de control direccional puede materializarse de dos maneras posibles: conexión en serie y conexión en paralelo (figura 3.19)

En la conexión en paralelo (figura 3.19a), la entrada y salida de la válvulas de control direccional están conectadas en paralelo, gracias a unos colectores de entrada y salida comunes. Este montaje permite el funcionamiento individual de cada cilindro, así como el funcionamiento simultáneo de los cilindros. Es práctica común instalar una válvula antirretorno aguas arriba de las válvulas, para aislar los cilindros de las perturbaciones del conjunto.

La conexión en serie (figura 3.19b) permite igualmente el funcionamiento individual de cada cilindro, así como el funcionamiento simultáneo de los cilindros. Sin embargo, se debe notar que la velocidad del primer cilindro solo depende del caudal impulsado por la bomba, por el contrario las velocidades de los demás cilindros, dependen del caudal de salida de los cilindros que les preceden. Las presiones de trabajo se obtienen sumando las respectivas presiones de trabajo de cada uno de los cilindros. Es fácil deducir que este montaje implica un más alto nivel de presión de impulsión.

Con relación a la función de auto-nivelación y antes de prever una solución oleohidráulica, cabe considerar que la solución convencional consistía en configurar un cuadrilátero articulado como mecanismo brazo de elevación (Parquet - 1975) y accionar el sistema mediante un solo cilindro y su correspondiente válvula de control direccional para manipular el movimiento de elevación. Evidentemente esta solución hace al sistema rígido y voluminoso.

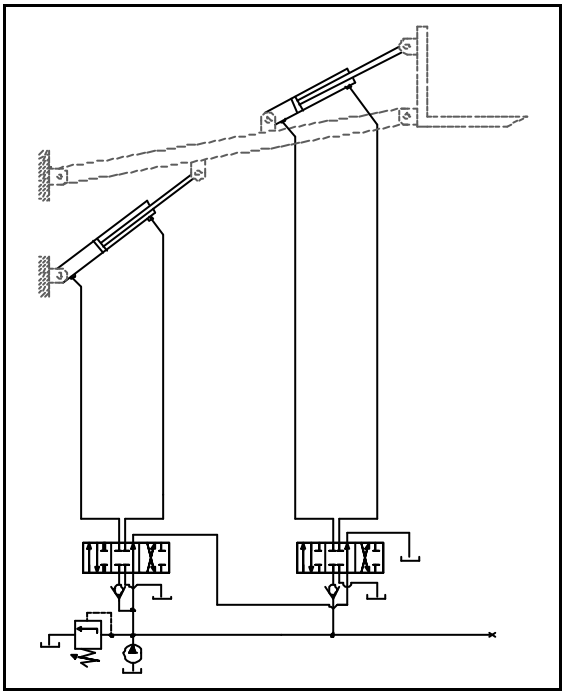

Figura 3.19a - Montaje de válvulas de control direccional en paralelo

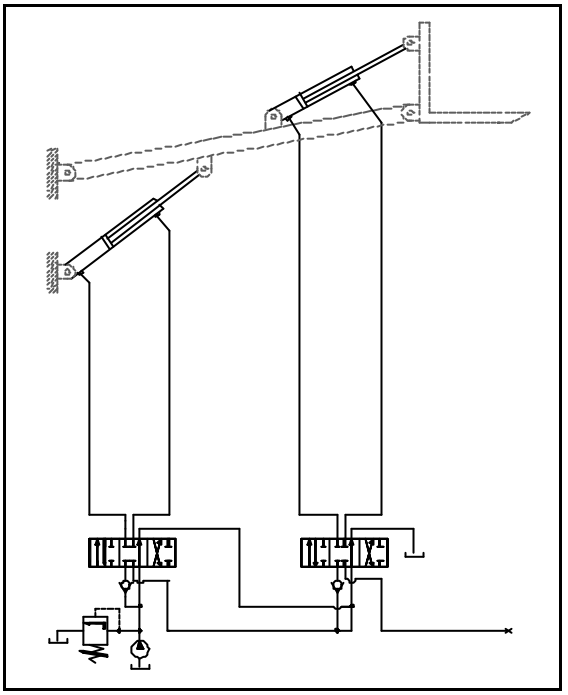

Figura 3.19b – Montaje de válvulas de control direccional en serie

Stacey (1966) presenta una solución sencilla, totalmente oleohidráulica. En ella, el fluido desplazado por el actuador de elevación es directamente inyectado al actuador de inclinación / volteo (concepto de cilindros conectados en serie). El operador solo acciona la válvula de control direccional correspondiente al movimiento de elevación. La solución oleohidráulica esquematizada en la figura 3.20

impone una fuerte restricción con relación a los tamaños de los cilindros implicados. El caudal de aceite desplazado por el cilindro de elevación, lado vástago, al ser inyectado en el cilindro de inclinación / volteo, lado pistón, desplazará a éste una distancia prefijada de acuerdo con la relación de secciones efectivas de ambos cilindros. Para cumplir con la función de auto-nivelación, el diseñador del sistema oleohidráulico se ve forzado a sobredimensionar el cilindro que acciona la pala.

Habida cuenta que el cilindro oleohidráulico tiene cámaras de volúmenes diferentes debido a la presencia del vástago, la nivelación de la pala es solo posible en uno de los movimientos, la subida o la bajada del cilindro de elevación.

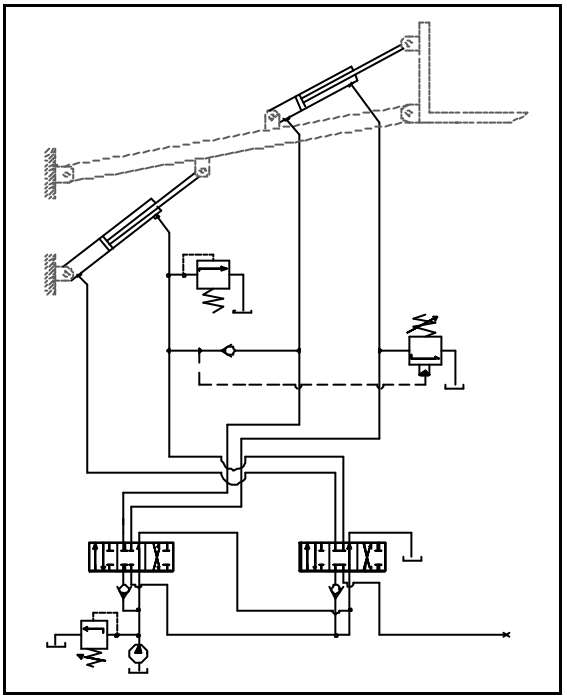

Figura 3.20 - Diseño oleohidráulico propuesto por Stacey (1966)

Graber (1971) propone un diseño (figura 3.21) en el cual el sistema de control oleohidráulico inyecta al cilindro de inclinación / volteo solamente una parte del caudal de aceite desplazado por el cilindro de elevación, esto da una gran flexibilidad en el pre-dimensionado de los cilindros de elevación e inclinación / volteo. Esta función se consigue con la ayuda de una válvula divisora lineal simétrica.

La función de auto-nivelación se puede aplicar al movimiento de subida o al de bajada del brazo de elevación, pero no ambas en el mismo sistema de control.

Si se desea disponer de la función de auto-nivelación en los movimientos de subida (figura 3.21a) y bajada (3.21b), Graber propone combinar la solución de

Stacey para el movimiento de subida y el empleo de un divisor de caudal para el movimiento de bajada.

Por otra parte, se ha constatado que, en ciertas condiciones de funcionamiento y como consecuencia de que la sección efectiva del cilindro de elevación, lado pistón, es usualmente más grande que la sección efectiva del cilindro de volteo, lado vástago, la presión en el cilindro de elevación, lado pistón, es muy baja comparada con la presión requerida en el cilindro de inclinación / volteo, lado vástago, para mover correctamente la pala cuando esta cargada.

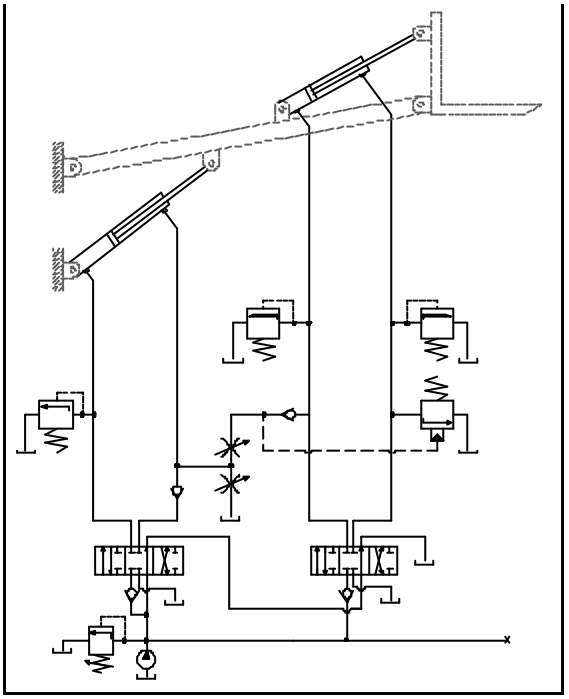

Figura 3.21a - Diseño oleohidráulico de Graber para el movimiento de subida

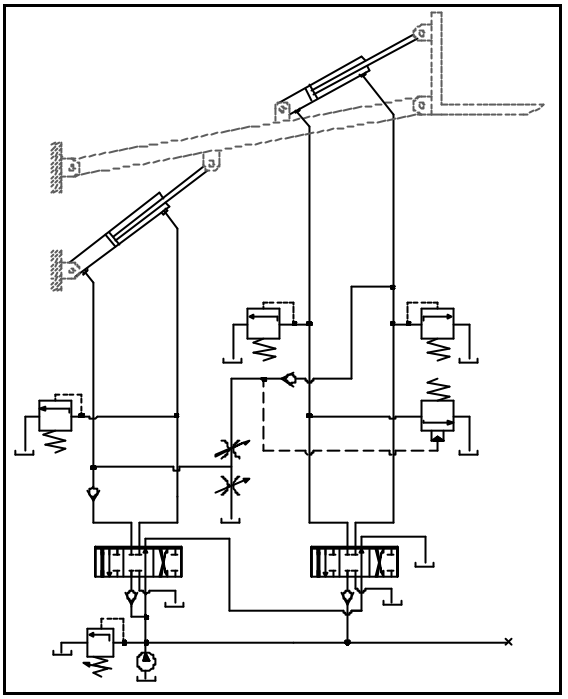

Figura 3.21b - Diseño oleohidráulico de Graber para el movimiento de bajada

Esta solución es solo factible si se utiliza un sistema con válvulas de control direccional conectadas en paralelo, habida cuenta que en el sistema oleohidráulico de auto-nivelación de la pala, la válvula divisora de caudal esta dispuesta para desviar una parte del caudal a tanque. En el caso de válvulas conectadas en serie, el caudal desviado a tanque no estaría disponible y no se podría alimentar al cilindro de inclinación / volteo.

Seaberg (1974) para implementar la función de auto-nivelación utiliza un circuito oleohidráulico auxiliar. Tal como se puede ver en el esquema de la figura 3.22, el motor oleohidráulico conectado entre el cilindro de elevación, lado vástago, y la válvula de control direccional, hace girar una bomba reversible que a su vez

impulsa un caudal de aceite más pequeño hacia el cilindro de inclinación / volteo, lado pistón.

Diel y otros (1985-1988) proponen un diseño adaptable a un montaje en serie presentado en el esquema de la figura 3.23. Al igual que Graber, utiliza una válvula divisora de caudal. El caudal de aceite a la salida del cilindro de elevación es subdividido en dos partes, una parte es dirigida al cilindro de inclinación / volteo, mientras que el resto de caudal retorna a la válvula del circuito de elevación.

Este caudal de retorno estará disponible, para cuando el operador desee pasar por encima de la función de sincronización, es decir, para mover voluntariamente el cilindro de inclinación / volteo mientras el cilindro de elevación se está moviendo.

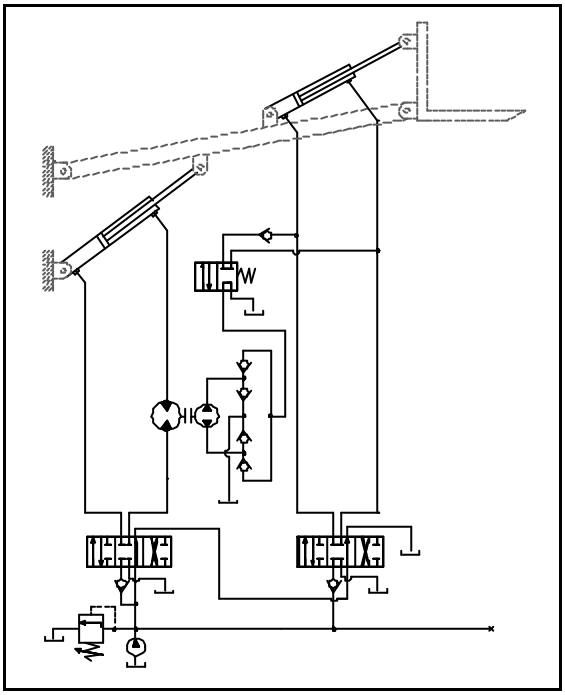

Figura 3.22 – Diseño oleohidráulico propuesto por Seaberg (1974)

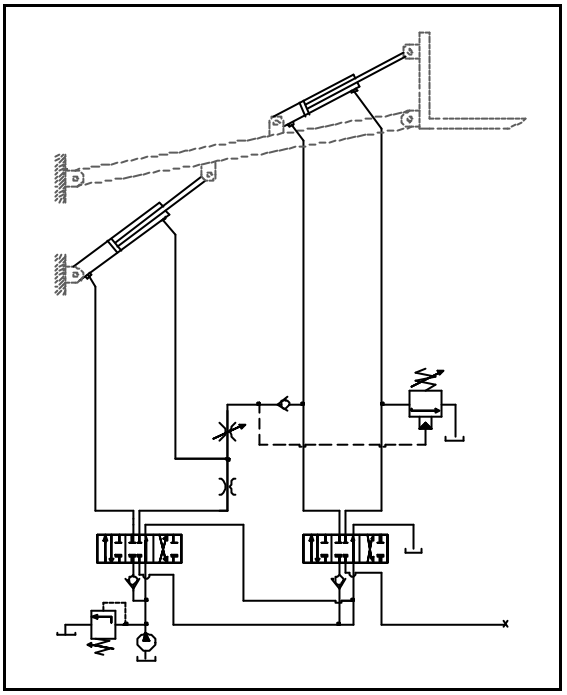

Figura 3.23 – Diseño oleohidráulico propuesto por Diel (1985 – 1988)

Por otra parte, en los sistemas mencionados, la disponibilidad de una válvula de control direccional con una posición de centros abiertos, presenta algunos problemas de control. La posición de centros abiertos, también denominada posición flotante, significa que la válvula mantiene abiertas todas las vías a depósito de tal forma que el cilindro de elevación se puede mover libremente en ambas sentidos.

Calvert (1985) propone un sistema oleohidráulico constituido por dos válvulas de control direccional conectadas en serie y con posición flotante, una para controlar

el cilindro de elevación y otra para controlar el cilindro de inclinación / volteo. Para la auto-nivelación en el movimiento ascendente incorpora una válvula divisora a la salida del cilindro de elevación que dirige una parte del caudal al cilindro de inclinación / volteo y el resto lo devuelve a la válvula de elevación. La válvula divisora de caudal adopta una segunda posición que permite desviar todo el caudal que proviene del cilindro de elevación directamente al deposito cuando la válvula de control de elevación esta en la posición flotante. Esta función viene activada por una línea de pilotaje conectada a la cámara del cilindro de elevación, lado vástago, tal como puede verse en la figura 3.24a. En la figura 3.24b se presenta el esquema de la válvula divisora utilizada por Calvert.

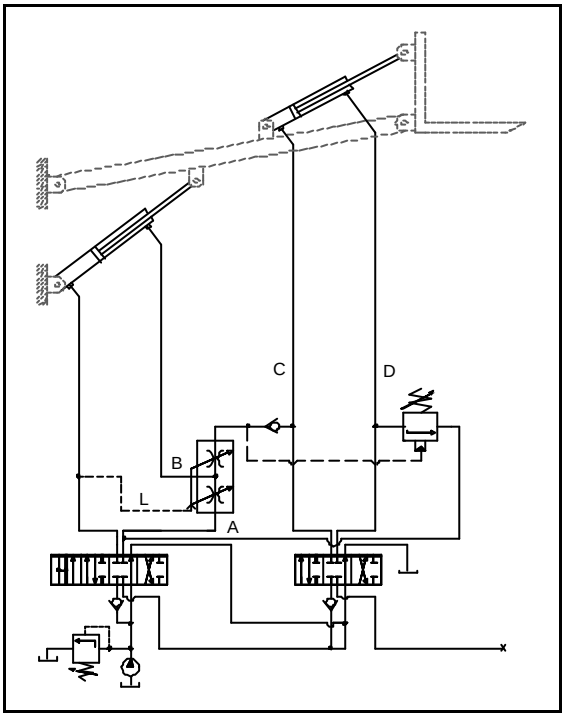

Figura 3.24a – Diseño oleohidráulico propuesto por Calvert (1985)

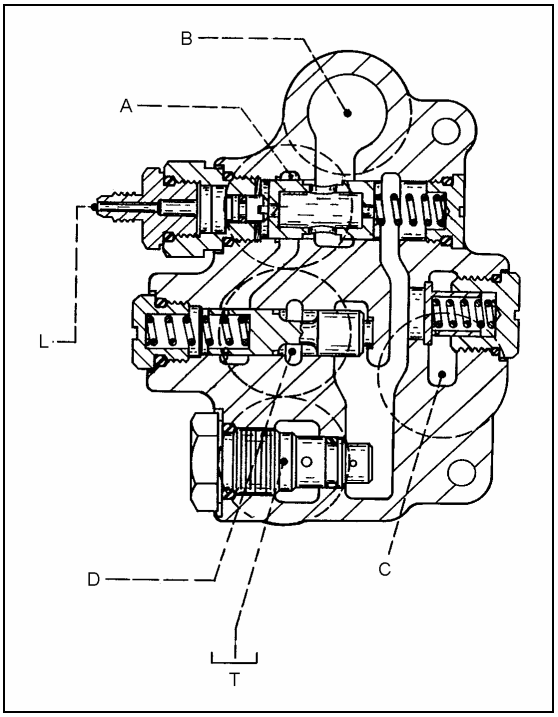

Figura 3.24b – Válvula divisora de caudal utilizada por Calvert

Zongker (1985) propone, para la función de auto-nivelación, una solución similar a las de sus predecesores, con la diferencia de que incorpora una válvula de descarga “unloading” de diseño singular. Esta válvula (figura 3.25b) no solo previene la cavitación, sino que además actúa como elemento de seguridad para evitar presiones elevadas en el cilindro de inclinación / volteo (véase figura 3.25a). En los diseños previos, estas dos funciones requerían dos válvulas individuales.

También incluye un by-pass en el circuito para la bajada del cilindro de elevación que facilita, cuando es necesario, que la presión a la salida de la bomba

pueda evitar la trayectoria del flujo restringido en la válvula divisora de tal forma que el brazo de elevación pueda descender mucho más rápido sin peligro de cavitación.

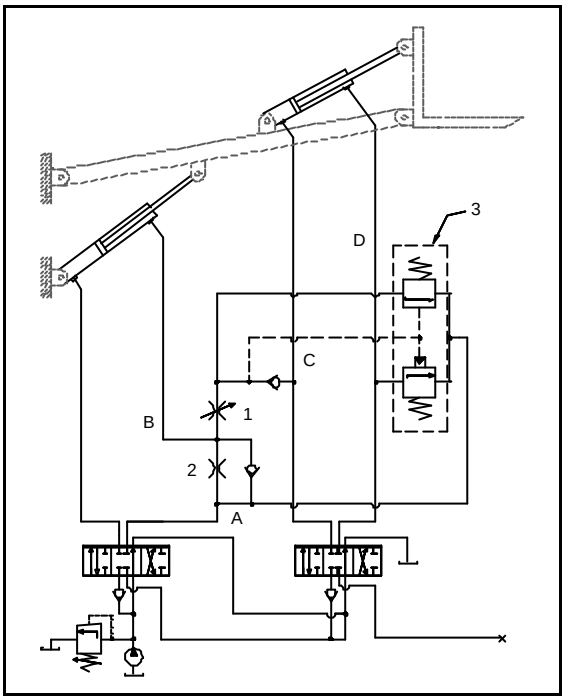

Figura 3.25a – Diseño oleohidráulico propuesto por Zongker (1985)

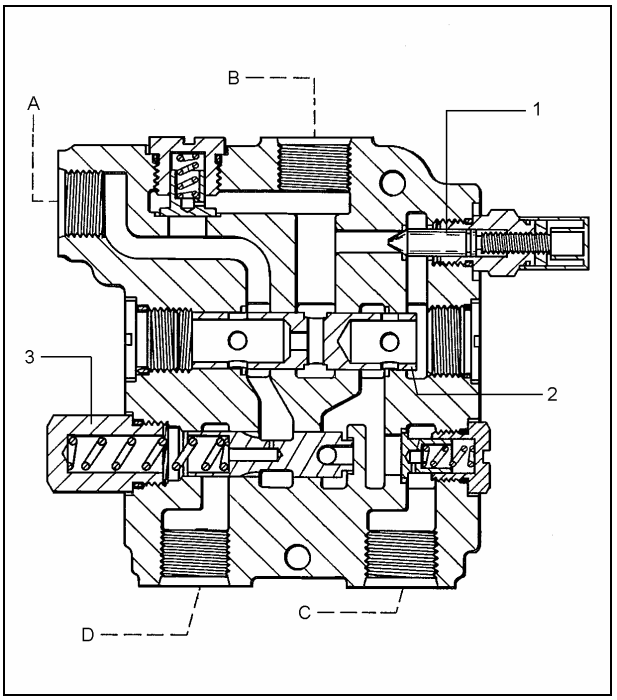

Figura 3.25b – Válvula divisora de caudal utilizada por Zongker

Los diseños de Diel, Calvert y Zongker son aplicables en sistemas en serie y en paralelo, pero no tienen implementadas la función de auto-nivelación durante el movimiento de bajada del cilindro de elevación.

Geyler (1995) es el primero en proponer un diseño que tiene un primer circuito oleohidráulico que permite la función de sincronización de la pala durante la subida del brazo y un segundo circuito que permite la función de sincronización de la pala durante el movimiento de la bajada del brazo. El segundo circuito incorpora un divisor de caudal rotativo. Los controles son operativos cuando la válvula de control direccional alimenta fluido bajo presión al pistón de elevación, lado vástago, a las entradas del divisor de caudal tipo motor, y para prevenir el paso de fluido desde el cilindro de elevación, lado vástago, a la entrada del primer divisor de caudal.

Aunque la presión en el cilindro de elevación, lado pistón, es baja durante la bajada del brazo, el divisor de caudal tipo motor es operativo para alimentar fluido al cilindro de inclinación / volteo, lado vástago, a una presión que es substancialmente mayor que la presión que reina en el cilindro de elevación, cámara lado pistón, durante la bajada del brazo, y suficiente para mover la pala.

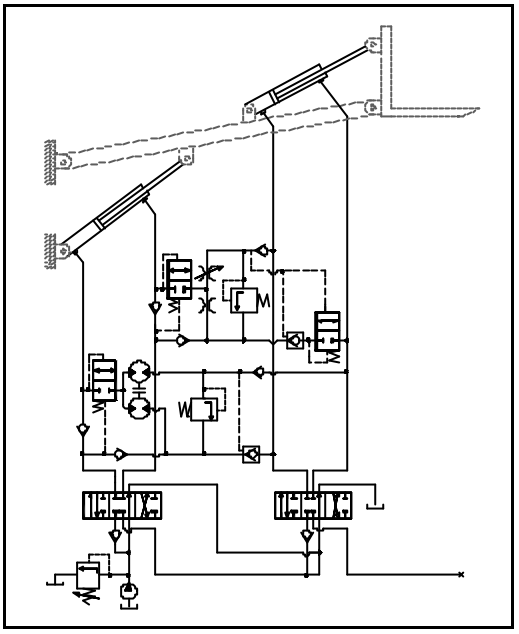

Figura 3.26 – Diseño oleohidráulico propuesto por Geyler (1995)

En este montaje, el divisor rotativo incrementa notablemente el coste de la función de sincronización. Además divide el caudal en dos partes en una relación prefijada y no es ajustable para adaptarse a los tamaños de cilindros utilizados en diferentes vehículos.

En la figura 3.26 se ha esquematizado este diseño para sistemas con válvulas conectadas en serie, pero también es valido para sistemas con válvulas conectadas en paralelo, e incluso con válvulas de control direccional que disponen de posición flotante.

En la figura 3.27a se ha esquematizado la solución propuesta por Casey (1998), se trata de un diseño en el cual se utilizan dos válvulas divisoras de caudal, del tipo corredera (A de la figura 3.27b), para implementar las funciones de sincronización en los movimientos de subida y bajada del brazo. También, permite el movimiento del cilindro de elevación, en los casos en que el cilindro de inclinación / volteo queda bloqueado porque ha llegado a su final de carrera. En la figura 3.26b se esquematiza la función de sincronización.

Faraidoon and Brian (2001) propone un sistema de control que incluye una válvula divisora / mezcladora (véase figura 3.28). Durante el movimiento de subida del brazo la válvula envía una parte del caudal desplazado por el cilindro de elevación, lado vástago, hacia el cilindro de inclinación / volteo, lado pistón; y durante el movimiento de bajada del brazo, la válvula mezcla el caudal de aceite desplazado por el cilindro de inclinación / volteo, lado pistón, en una relación preestablecida con el caudal de aceite que proviene del grupo de alimentación para enviarla al cilindro de elevación, lado vástago. El sistema de control puede desacoplarse de la función de sincronización para poder controlar a voluntad y de forma individual los movimientos del brazo y de la pala.

Altman and Brian (2002) complementan el diseño anterior (Brian -2001), mediante la incorporación de una válvula auxiliar de control de caudal modulada (véase figuras 3.29 y 3.30). Esta válvula permite controlar el caudal de aceite que va

o viene del cilindro de elevación, y esta pilotada para inhibir el descenso del brazo hasta que la presión en el cilindro de inclinación / volteo alcanza un determinado nivel de presión capaz de iniciar el movimiento de la pala

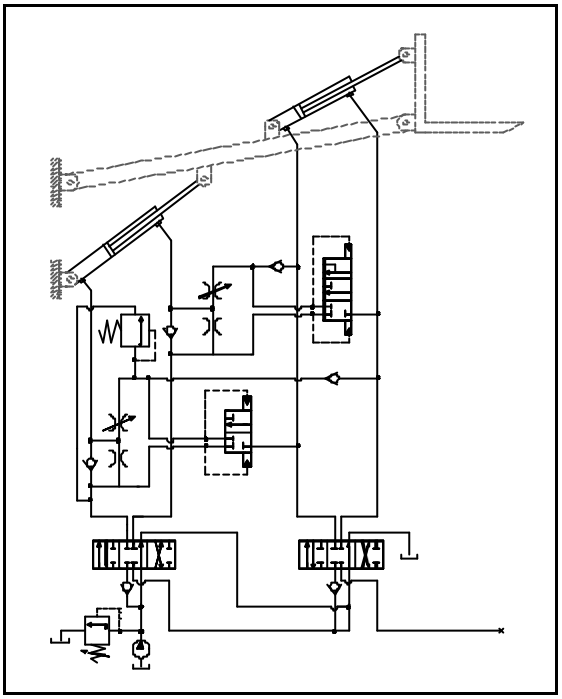

Figura 3.27a – Diseño oleohidráulico propuesto por Casey (1998)

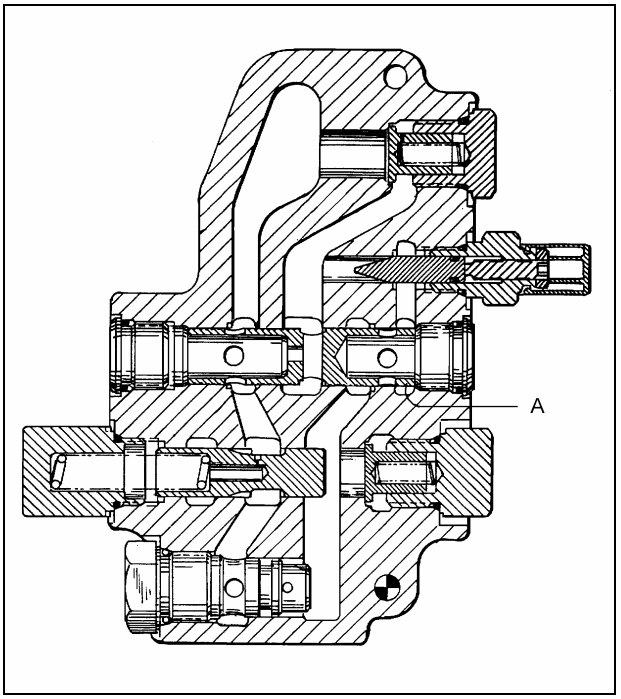

Figura 3.27b – Válvula de sincronización con divisora de caudal tipo corredera

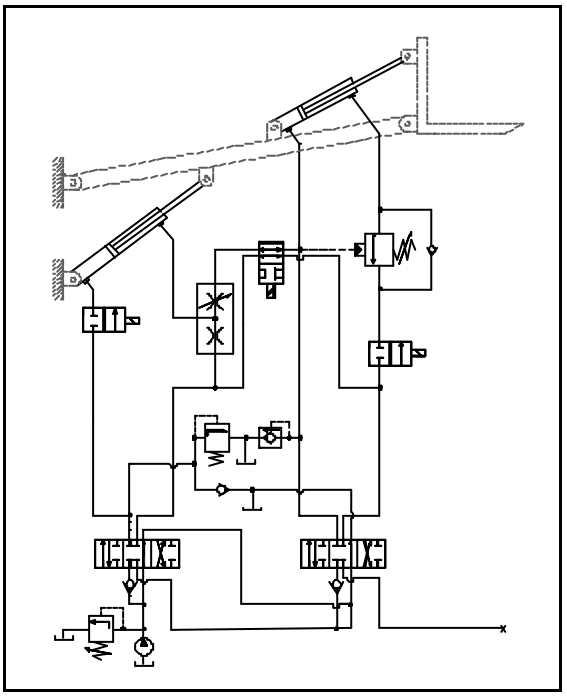

Figura 3.28 – Diseño oleohidráulico propuesto por Faraidoon y Brian (2001)

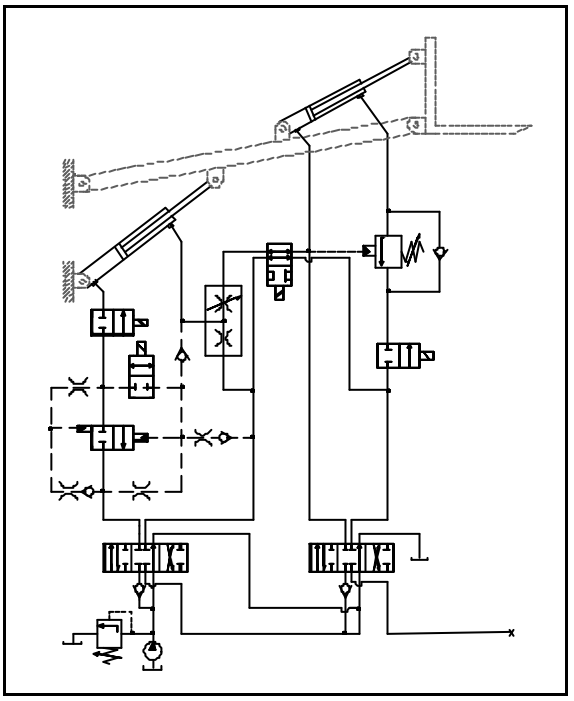

Figura 3.29 – Diseño oleohidráulico propuesto por Altman y Brian (2002)

.

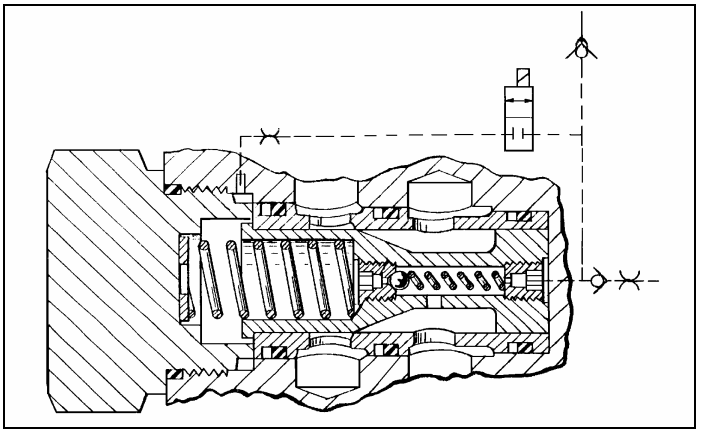

Figura 3.30 – Válvula de control de caudal modulada

3.3. Resumen del estado del arte

No cabe duda que controlar el movimiento del elemento terminal (apero agrícola) y disponer de la máxima flexibilidad exige tener tres mandos, en función del número de grados de libertad del mecanismo (figura 3.31). Estos movimientos son independientes entre sí, y por tanto, no sincronizados y sin control. En accionamiento implica disponer de tres mandos accionados de forma simultánea o secuencial según se requiera y además exigen mucha habilidad y concentración por parte del operario, ya que un pequeño error humano en el accionamiento puede ocasionar el volcado de la carga antes de llegar a su destino.

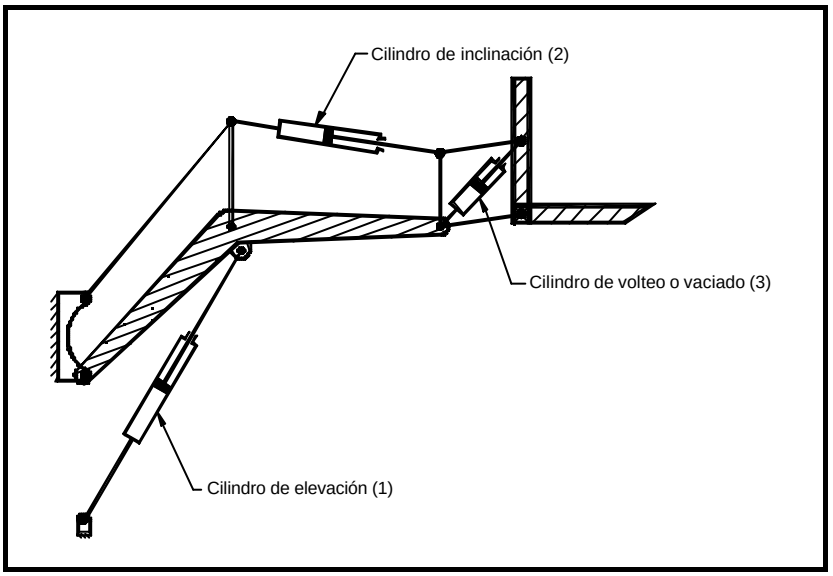

Figura 3.31 – Esquema de un mecanismo de elevación con tres cilindros

Para simplificar esta maniobrabilidad se proponen distintas alternativas.

1 Eliminar uno de los actuadores. Esta solución plantea dos soluciones:

1A. Eliminar el cilindro 3 y mantener los cilindros 1 y 2 con lo cual el cilindro 2 debe hacer la función de inclinación y volteo.

1B. Eliminar el cilindro 2 quedando: el cilindro 1 para elevación y el cilindro 3 para la inclinación y el volteo.

Estas soluciones son limitativas. Por ejemplo, para una determinada aplicación que se pueda concretar en la subida y bajada de una carga mantenida siempre en posición horizontal respecto al suelo y posterior descarga con una geometría definida en el inciso 1A, el ángulo de giro viene limitado por la carrera

efectiva del vástago del cilindro 2. Y además, como la carrera debe compensar la inclinación y realizar el volteo, puede suceder que la compensación de la inclinación requiera una porción importante de la carrera del vástago, y la porción restante no sea suficiente para alcanzar el ángulo de volteo requerido (este comportamiento no es aceptable desde el punto de vista operativo de la máquina)

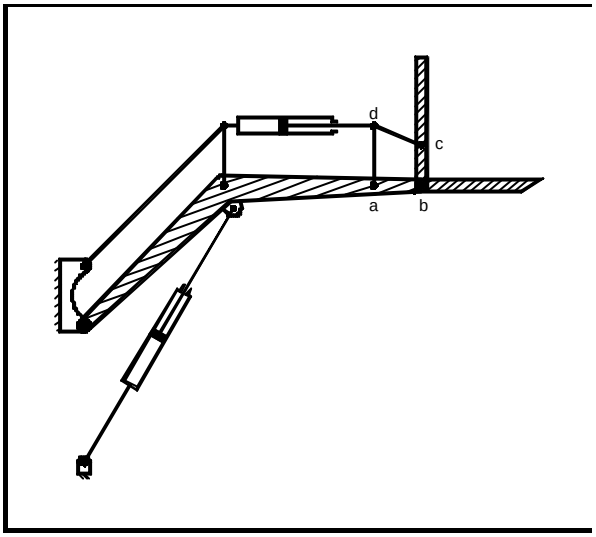

Figura 3.32 – Mecanismo de doble paralelogramo

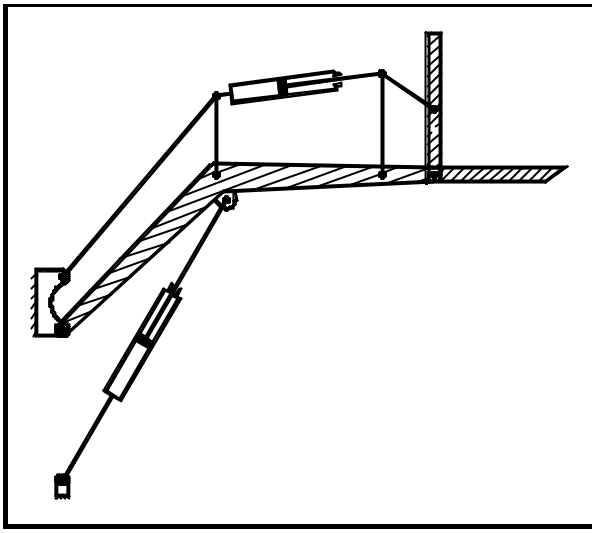

Figura 3.33 – Mecanismo convergente-divergente

Para evitar el problema antes mencionado y disponer de un ángulo de giro suficientemente grande (que suele ser de unos 90º para el vaciado y 40º para la inclinación), resulta necesario disponer de un cuadrilátero articulado adicional como el cuadrilátero (abcd) mostrado en la figura 3.32, donde la apero quedará solidaria al lado más corto (bc). De esta forma, un pequeño ángulo dado al lado (ad) transfiere un ángulo mucho más grande al lado (ab) del cuadrilátero articulado donde la apero es solidaria a este lado.

Esta disposición geométrica ya no mantiene la inclinación del apero independiente de la carrera del vástago del cilindro de elevación tal como ocurría antes. Por tanto, el doble **paralelogramo** debe modificar su geometría en el sentido de transformarlo en un doble cuadrilátero, ambos divergentes hacia el lado del apero, que compensen las desviaciones del ángulo de inclinación originadas por el cuadrilátero articulado convergente acoplado al apero tal como se muestra en la figura 3.33.

En cualquier caso, las prestaciones del sistema, aunque pueden ser aceptables en algunas aplicaciones, no dejan de ser un sistema muy rígido en cuanto a funcionalidad.

2. Aplicar la sincronización oleohidráulica fundamentada en la aplicación de válvulas divisoras de caudal tal como se muestra en las figuras 3.34a y 3.34b. Se considera que la solución propuesta por Casey (1998) es la que goza de un mayor potencial de aplicabilidad en la maquinaria agrícola. Entre las ventajas que avalan nuestra decisión, cabe destacar:

– Es una solución compacta y muy flexible, habida cuenta que incorpora dos válvulas divisoras de caudal del tipo corredera, ajustables a voluntad.
– Permite implementar la función de auto nivelación en ambos movimientos de subida y bajada de brazo.
– Se adapta a cualquier sistema oleohidráulico equipado con válvulas de control direccional conectadas en serie y en paralelo.

Con esta propuesta, mantenemos la flexibilidad y funcionalidad, con sólo dos mandos, ya que la flexibilidad se consigue gracias a la regulación de las divisoras de caudal.

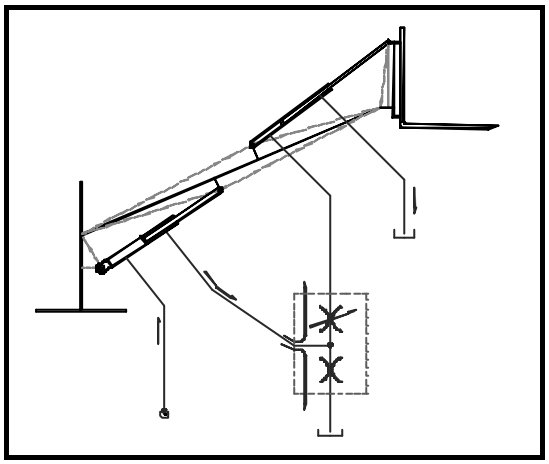

Figura 3.34a – Posición de la divisora para subir

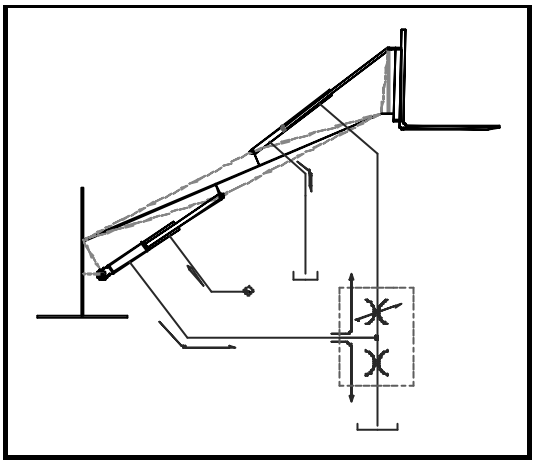

Figura 3.34b – Posición de la divisora para bajar