UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA.

CARRERA: INGENIERIA MECANICA AUTOMOTRIZ.

TESIS PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE: INGENIERO MECANICO AUTOMOTRIZ.

TEMA: "ESTUDIO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE DIRECCION ASISTIDA PARA UN VEHICULO LADA MODELO NIVA 2121 MOTOR 1600 C.C. 4x4".

AUTORES:

Rubén Darío Palacios Abad.

Stalin Eduardo Palacios Abad.

DIRECTOR:

Ing. Paúl Narváez

Cuenca-Ecuador

2012

Los conceptos desarrollados, análisis realizados y las conclusiones del presente trabajo, son de exclusiva responsabilidad de los autores

_____

Rubén Darío Palacios Abad

AUTOR

_____

Stalin Eduardo Palacios Abad

AUTOR

Yo, Ing. Paúl Narváez certifico que bajo mi dirección el proyecto de tesis fue realizado por los señores:

Rubén Darío Palacios Abad

Stalin Eduardo Palacios Abad.

_____

Ing. Paúl Narváez

DIRECTOR DE TESIS

Agradecimiento

Un agradecimiento al cuerpo docente y administrativo de la Universidad Politécnica Salesiana, por propiciar la formación académica espiritual y humana en la carrera Ing. Mecánica Automotriz, al Ing. Fabricio Espinoza Director de la carrera Mecánica Automotriz por sus esfuerzos constantes por mejorar y conseguir una excelencia en nuestra formación académica, al Ing. Paul Narváez por ser nuestra guía tanto profesional como humanamente y prestar sus servicios a nuestra causa como Director de Tesis, y todos quienes directa como indirectamente hicieron posible la consecución de esta meta

Dedicatoria

Este logro en nuestra vida, va dedicado directamente a nuestros padres, Sr. Bolívar Palacios y Dr. Gladys Abad, quienes por medio de su constancia y gracias a sus principios inculcados nos han enseñado a luchar por nuestros ideales y no doblegarnos ante las adversidades, a ser personas nobles y orgullosas de nuestros principios para ellos dedicamos este logro como prueba de que sus esfuerzos no han sido en vano y han tenido un protagonismo en la formación de profesionales con calidad humana. A nuestra familia y todos quienes estuvieron a nuestro lado a lo largo de este camino universitario gracias finalmente una persona es solo una gran colección de retazos que todos quienes formaron parte de su vida han dejado adherido a él.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

1.-ESTUDIO DE LOS SISTEMAS DE DIRECCION 14

1.1.-SISTEMA DE DIRECCION 14

1.1.1.-GENERALIDADES 14

1.1.2.-CLASIFICACIÒN 15

1.2.-DIRECCIÓN MECÁNICA 16

1.2.1.-GENERALIDADES 16

1.2.2.-DIRECCIÓN MECÁNICA POR PIÑÓN Y CREMALLERA 16

1.2.3.-DIRECCIÓN MECÁNICA POR SIN FIN Y RODILLO 17

1.2.4.-DIRECCIÓN MECÁNICA POR SIN FIN Y TUERCA CON HILERA DE BOLAS 18

1.3.-DIRECCION ASISTIDA 19

1.3.1.-GENERALIDADES 19

1.3.2.-DIRECCION ASISTIDA HIDRAULICAMENTE 20

1.3.3.-DIRECCION ASISTIDA HIDRAULICAMENTE TIPO COAXIAL 22

1.3.4.-DIRECCIÓN HIDRÁULICA DE ASISTENCIA EN LA CAJA DE DIRECCIÓN 25

1.4.-DIRECCIÓN HIDRÁULICA DE ASISTENCIA VARIABLE 30

1.4.1.-GENERALIDADES 30

1.4.2.- CONSTITUCION 31

1.4.3.-FUNCIONAMIENTO 32

1.5.-DIRECCION DE ASISTENCIA ELECTRONICA 32

1.5.1.-CARACTERISTICAS 32

1.5.2FUNCIONAMIENTO GENERAL 34

1.5.3.-FUNCIONAMIENTO ESPECÍFICO 35

2.-ANÁLISIS DEL SISTEMA DIRECCIÓN ORIGINAL DEL VEHÍCULO 38

2.1.-ESTRUCTURA GENERAL DE LA DIRECCIÓN. 38

2.1.1.-ESTRUCTURA DE LA COLUMNA DE LA DIRECCIÓN 40

2.1.2.- LA CAJA DE LA DIRECCIÓN. 41

2.1.3.-LAS RUEDAS Y NEUMÁTICOS. 43

2.2.-ESTUDIO CINEMATICO 44

2.2.1ANÁLISIS DE POSICIÓN. 44

2.3.-ESTUDIO DINAMICO 55

2.3.1.-CALCULO DE LAS FUERZAS F1 Y F3 56

3.-ANALISIS Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCION ASISTIDA MAS APTO PARA EL VEHÍCULO LADA NIVA 2121 MOTOR 1600 C.C. 61

3.1.-ELECCIÒN DEL SISTEMA 61

3.1.1.-ANALISIS DE PARAMETROS 62

3.2.-ANALISIS DE SUS ELEMENTOS 64

3.2.1.-PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRAULICO 64

3.2.2.-ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÀULICO: 64

3.3.-ELEMENTOS REQUERIDOS, DATOS DEL VEHÍCULO, ESFUERZOS REQUERIDOS 67

3.3.1.-ELEMENTOS DIRECCIÒN HIDRÀULICA 67

3.3.2.-DATOS DEL VEHÍCULO 68

3.3.3.-ESFUERZOS REQUERIDOS PARA LA NUEVA DIRECCIÒN 68

3.3.4.-ESTUDIO DINÀMICO MECANISMO INICIAL 68

3.3.5.-CALCULO DE ESFUERZOS 69

3.3.6.-RESULTADOS OBTENIDOS 73

3.3.7.-CALCULO DE ESFUERZOS PARA LA NUEVA DIRECCION 74

3.3.8.-DIMENSIONES EN LOS NUEVOS ELEMENTOS 79

4.-IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE DIRECCION ASISTIDA 80

4.1.-ACOPLAMIENTO DE LA NUEVA CAJA DE DIRECCION HIDRAULICA 80

4.2.-ELEMENTOS Y PASOS PARA LA FIJACIÓN Y UBICACIÓN DE LA CAJA DE LA DIRECCION CHEVROLET LUV 2.2 C.C. EN EL VEHÍCULO LADA NIVA 1600 C.C. 83

4.2.1.-DISEÑO DE LA BASE DE FIJACION 83

4.2.2.-CALCULOS DE ESFUERZOS SOBRE LA BASE 84

4.2.3.-CONSTRUCCIÓN DE LA BASE 89

4.2.4.-FIJACIÓN DE LA BASE. 90

4.2.5.-CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS PERNOS PARA LOS PUNTOS DE FIJACIÓN. 91

4.2.6.-ADAPTACIÓN DEL BRAZO PITMAN ANTIGUO A LA NUEVA CAJA DE DIRECCIÓN. 95

4.3.-IMPLEMENTACION DE LA BOMBA DE PRESION 97

4.3.1.-AJUSTE DE LAS REVOLUCIONES DE TRABAJO PARA LA BOMBA DE PRESIÓN 98

4.3.2.-UBICACIÓN DE LA BOMBA DE PRESIÓN 99

4.3.3.-ELECCION BANDA DE TRANSMISION 102

4.4.-ANALISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 105

4.4.1.-CONCLUSIONES..... 106

4.4.2.- RECOMENDACIONES..... 107

BIBLIOGRAFÍA..... 108

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ángulo de viraje en la dirección 14

Figura 2, Sistema de dirección, tipo piñón y cremallera 16

Figura 3, caja de dirección, dirección mecánica tipo sin fin y rodillo 17

Figura 4, caja de dirección, de sistema de dirección tipo piñón y cremallera 18

Figura 5, Sistema de dirección mecánica por sin fin y tuerca con hilera de bolas 19

Figura 6, Elementos de la dirección hidráulica 20

Figura 7, elementos del circuito de asistencia hidráulica coaxial 22

Figura 8, funcionamiento de asistencia hidráulica coaxial en reposo 23

Figura 9, funcionamiento de asistencia con giro del volante izquierda 24

Figura 10, funcionamiento de asistencia con giro del volante derecha 25

Figura: 11, Elementos y Constitución, Asistencia hidráulica en la caja de dirección 26

Figura 12, bomba de paletas con regulador de caudal 26

Figura 13, regulador de caudal, asistencia hidráulica 27

Figura 14, funcionamiento en reposo de la válvula rotativa 28

Figura 15, funcionamiento de válvula rotativa 29

Figura 16, funcionamiento de la válvula rotativa sobre la caja de dirección hidráulica 30

Figura 17, elementos de dirección hidráulica de asistencia variable 32

Figura 18, Dirección de asistencia electrónica 33

Figura 19, Funcionamiento de asistencia electrónica 34

Figura 20, funcionamiento asistencia electrónica con vehículo parado 35

Figura 21, funcionamiento de asistencia electrónica con maniobras en ciudad 36

Figura 22, funcionamiento asistencia electrónica en maniobras a altas velocidades 37

Figura 23, estructura y disposición de los elementos de la dirección original. 39

Figura 24, estructura y disposición de los elementos de la columna de la dirección original. 40

Figura 25, caja de dirección mecánica tipo sin fin y rodillo. 41

Figura 26, estructura y disposición de la caja de dirección mecánica. 42

Figura 27, Brazo pitman determinado como barra a. 44

Figura 28, determinación de los cuatro eslabones para el análisis de posición. 45

Figura 29, ubicación de los ejes coordenados “x” y “y” 45

Figura 30, posición y dimensiones de la “barra a” en su posición inicial 46

Figura 31, ubicación de los ejes trasladados para el sistema de cuatro barras 47

Figura 32, ubicación de los ejes coordenados “x” y “y” para el lado derecho de la tarantería. 48

Figura 33, planteamiento básico de un mecanismo de 4 barras. 49

Figura 34 reconocimiento de los ángulos mínimo y máximo de giro de la barra a para el lado izquierdo de la tirantearía. 51

Figura 35, reconocimiento de los ángulos mínimo y máximo de giro de la barra a para el lado derecho de la tarantería. 51

Figura 36, mecanismo de barras lado izquierdo del vehículo. 52

Figura 37, mecanismo de barras lado derecho del vehículo. 52

Figura 38, posición del mecanismo de barras lado derecho de la tarantería con el volante girado a la derecha 53

Figura 39, posición del mecanismo de barras lado izquierdo de la tarantería con el volante girado a la derecha 53

Figura 40, posición del mecanismo de barras lado derecho de la tarantería con el volante girado a la izquierda. 54

Figura 41, posición del mecanismo de barras lado izquierdo de la tarantería con el volante girado a la izquierda. 54

Figura 42, Planteamiento fuerza (F) volante de dirección 55

Figura 43, planteamiento de la fuerza (F1) barra a 55

Figura 44, planteamiento de fuerza de salida (F3i, F3d), barra c 56

Figura 45, movimiento máximo y mínimo del brazo pitman 57

Figura 46, relación entre la fuerza de entrada en el volante y la fuerza salida que actúa sobre la mangueta del lado izquierdo. 58

Figura 47, relación entre la fuerza de entrada en el volante y la fuerza salida que actúa sobre la mangueta del lado derecho. 58

Figura 48, relación entre la fuerza de entrada en el volante y la fuerza total salida que actúa sobre ambas manguetas. 59

Figura 49, relación entre la fuerza que sale del brazo pitman y la fuerza total salida que actúa sobre ambas manguetas. 59

Figura 50, Esquema de funcionamiento básico 64

Figura 51 Esquema de funcionamiento básico, bomba de paletas 65

Figura 52, Esquema de funcionamiento básico, regulador de caudal 66

Figura 53, Esquema de funcionamiento básico 67

Figura 54, Elementos requeridos por un sistema hidráulico 67

Figura 55, Comportamiento dinámico de los elementos del sistema de dirección 68

Figura 56, esfuerzo realizado sobre volante de dirección 70

Figura 57, par de salida de la caja de dirección. 70

Figura 58, distancia efectiva del brazo pitman 71

Figura 59, comportamiento dinámico del neumático 72

Figura 60, Vista en sección de la caja de dirección hidráulica empleada 75

Figura 61, embolo de caja de dirección (asistencia) 75

Figura 62, comparación de nuevos elementos 80

Figura 63, ampliación de la cavidad para la caja de dirección 81

Figura 64, ubicación caja de dirección – compacto 82

Figura 65, ubicación cuña metálica 82

Figura 66, ELEMENTOS DE SUJECCION PARA LA NUEVA CAJA 83

Figura 67, esfuerzos sobre la base 84

Figura 68, casos de esfuerzos sobre la base de fijación 85

Figura 69, calculo diagramas esfuerzos cortantes y momentos flectores 86

Figura 70, Base de sujeción 89

Figura 71, Base de sujeción para la caja de dirección 89

Figura 72, diferentes puntos de fijación en caja de dirección 90

Figura 73, ubicación de la chapa metálica 91

Figura 74, chapa metálica de sujeción 91

Figura 75, distancias de torque sobre la caja de dirección 92

Figura 76, pernos de sujeción al compacto del vehículo 93

Figura 77, diferencia de brazo pitman 95

Figura 78, mecanizado en el pitman 96

Figura 79, implementación del brazo pitman 96

Figura 80, bomba de presión y sus elementos de sujeción 97

Figura 81, adaptación de una nueva polea sobre la bomba 98

Figura 82, ubicación de la bomba dentro del compartimiento motor 99

Figura 83, corredera para la bomba de presión 100

Figura 84, soporte para sujeción de la bomba de presión 101

Figura 85, brazo de sujeción bomba 102

Figura 86, arreglo de poleas y banda para la nueva dirección 103

Figura 87, ángulo de contacto polea de cigüeñal 104

Figura 88, contacto en polea alternador 104

Figura 89, contacto polea de bomba de presión 105

INDI CE DE TABLAS

Tabla 1, tabla de fuerzas y torques en diferentes condiciones de terreno 60

Tabla 2, datos del vehículo 62

Tabla 3, Esfuerzos en diferentes condiciones de terreno..... 71

Tabla 4, relación esfuerzo de asistencia aportado en función del área de trabajo y presiones aportadas 77

Tabla 5, Tabla de rangos de presiones disponibles en el mercado 79

Tabla 6, tabla de fuerzas y torques en diferentes condiciones de terreno 92

Tabla 7, marcado de pernos de acero grado SAE 94

Tabla 8, precarga para diferentes tipos de pernos 95

Tabla 9, esfuerzos en la nueva dirección 106

CAPITULO I: ESTUDIO DE LOS DIFERENTES TIPOS DE DIRECCIONES ASISTIDA: HIDRÁULICA, ELECTRO-HIDRAULICA, ELECTRÓNICA.

1.-ESTUDIO DE LOS SISTEMAS DE DIRECCION

1.1.-SISTEMA DE DIRECCION

1.1.1.-GENERALIDADES

Para cubrir las necesidades de maniobras y guiado del vehículo automóvil es necesario implementar un sistema que se encargue de guiar los neumáticos delanteros de manera que puedan describir las trayectorias curvas necesarias para las diferentes maniobras.

El giro que puede describir cada automóvil viene ligado a los siguientes parámetros, **b** batalla del vehículo, **a** ancho de vía, estos dos nos brindan la media tanto para el ángulo de viraje de la rueda exterior **Ave**, como el ángulo de viraje para la rueda interior **Avi**, dado que los radios descritos por cada una de las ruedas son distintos y considerando que el radio de giro **R**, mínimo que permiten la curva más cerrada a menudo es igual a dos veces la batalla de cada vehículo, vamos a obtener una relación trigonométrica que nos permita describir el ángulo de viraje máximo para cada rueda, interior **A** y exterior **C**, característico de cada vehículo automóvil como se observa en la figura inferior.

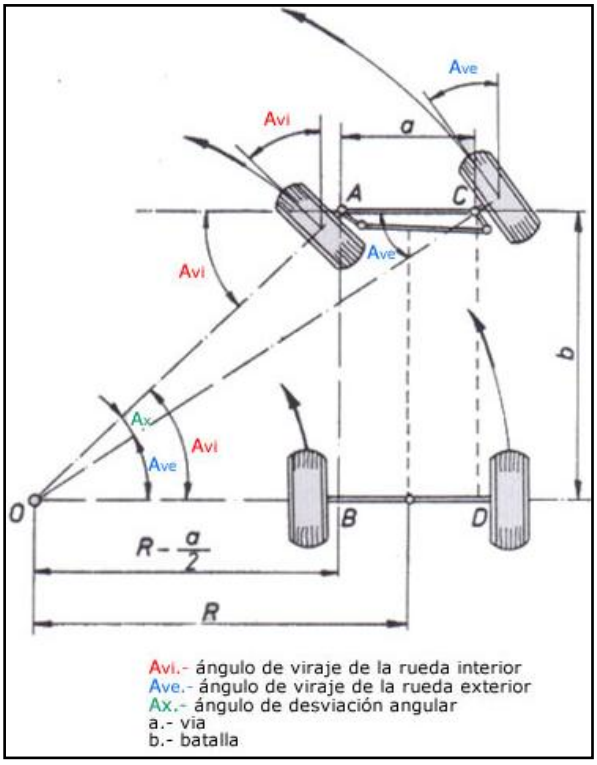


Figura 1. Ángulo de viraje en la dirección
Fuente: articulo pdf, Sistema de Dirección, MECANICA VIRTUAL

Ahora es necesario que nuestro sistema de dirección cumpla con los siguientes requerimientos:

– Suavidad: la fuerza necesaria para el giro del volante no deberá ser excesiva.

– Precisión: debe presentar una respuesta rápida para evitar obstáculos.

– Comodidad: amortiguar las fuerzas que actúan sobre las ruedas, pero cuidando que el conductor no pierda la sensación de contacto con el camino.

– Seguridad: ocasionar la menor cantidad de daños posibles al conductor en caso de colisión.

1.1.2.-CLASIFICACIÒN

Finalmente se puede clasificar los diferentes sistemas de dirección de la siguiente manera:

- Dirección mecánica
    - Dirección mecánica por piñón y cremallera
    - Dirección mecánica por sin fin y rodillo
    - Dirección mecánica por sin fin y dedo
    - Dirección mecánica por sin fin y tuerca
    - Dirección mecánica por sin fin y sector dentado
- Dirección asistida
    - Dirección asistida hidráulicamente
        - Dirección hidráulica de asistencia en la caja de dirección
        - Dirección hidráulica de asistencia coaxial
        - dirección hidráulica de asistencia variable
    - Dirección asistida electrónicamente

CAPITULO I: ESTUDIO DE LOS DIFERENTES TIPOS DE DIRECCIONES ASISTIDA: HIDRÁULICA, ELECTRO-HIDRAULICA, ELECTRÓNICA.

1.2.-DIRECCIÓN MECÁNICA

1.2.1.-GENERALIDADES

La dirección mecánica como su nombre lo indica es la que únicamente usa el esfuerzo aportado por el conductor sobre el volante de la dirección, para realizar el guiado de las ruedas directrices en el vehículo, este sistema usa diferentes tipos de relación de transmisión para reducir el esfuerzo del conductor sobre el volante de dirección, de piñón y cremallera, o caja de dirección con sus diferentes variantes como: sin fin y rodillo, sin fin y tuerca, sin fin y dedo, sinfín y sector dentado etc., siendo el valor de la relación de transmisión diferente para cada vehículo.

1.2.2.-DIRECCIÓN MECÁNICA POR PIÑÓN Y CREMALLERA

1.2.2.1.-Constitución y Funcionamiento

Este tipo de dirección mecánica realiza la reducción de esfuerzo por medio de un piñón **2** y una cremallera **1**, que es la encargada de transmitir el movimiento horizontal hasta los terminales de la mangueta **6** y **7** disminuyendo los elementos de tirantearía, de esta manera la desmultiplicación de esfuerzo aplicado por el conductor en el volante **4** es transmitida hasta el piñón de ataque **2** por medio de la columna de dirección **3,** y esta dependerá de la relación que presente este tipo de arreglo de piñones. **Figura 2.**

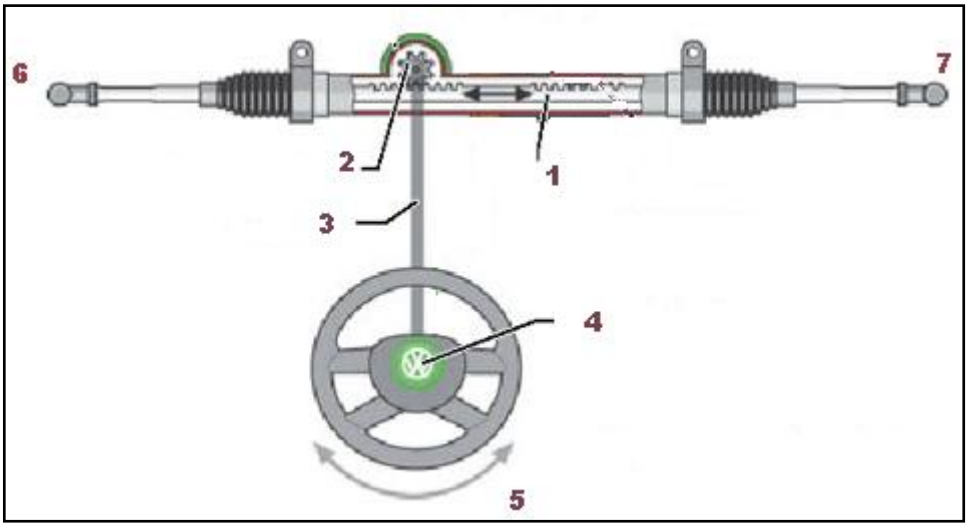


Figura 2, Sistema de dirección, tipo piñón y cremallera
Fuente: documento HTML, dirección electrónica, MECANICA VIRTUAL

1.2.3.-DIRECCIÓN MECÁNICA POR SIN FIN Y RODILLO

1.2.3.1.-Constitución y funcionamiento

De igual manera el esfuerzo entra por medio del volante de dirección **1** y es transmitido hasta el conjunto de piñones tipo sin fin y rodillo o caja de dirección, que se aprecia en la **figura 3**, este esfuerzo es transmitido por medio del arreglo de la columna de la dirección **2,** hasta la caja de dirección **3,** misma que se encarga de igual manera de la desmultiplicación del esfuerzo empleado por el conductor para guiar el vehículo, por medio de su relación de transmisión el esfuerzo resultante es entregado hacia el conjunto de tirantearía: barra de dirección **6**, terminales **5** y **8**, y mangueta **4**; Por medio del brazo pitman **7,** como puede observarse aquí juega un papel importante la tirantearía del sistema **6,7,8,5,4** y nuevamente la disminución de esfuerzo para el conductor dependerá de la relación de transmisión del conjunto de piñones en la caja de dirección **figura 4**.

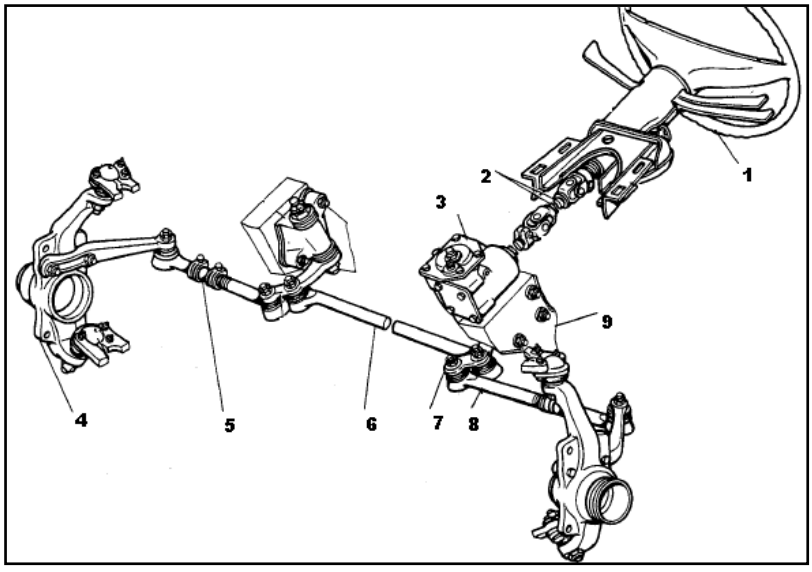


Figura 3, caja de dirección, dirección mecánica tipo sin fin y rodillo
Fuente: manual de Servicio LADA NIVA 1.6, SISTEMA DE DIRECIÒN, Sección V, Pág. 115

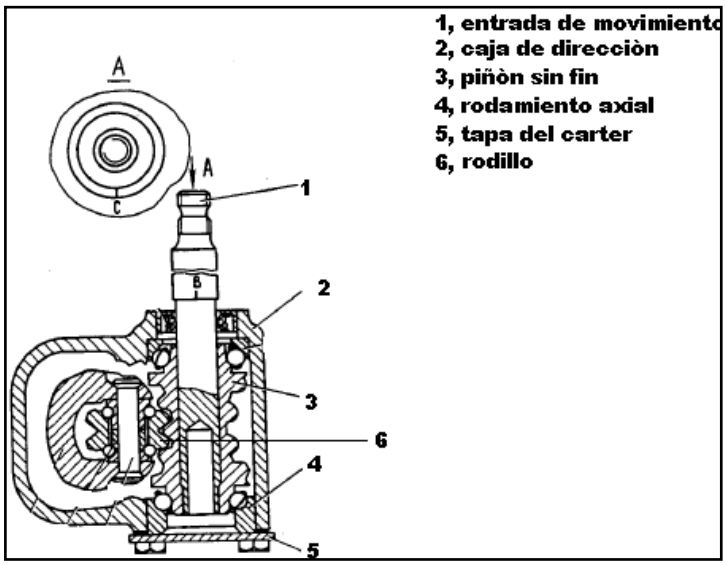


Figura 4, caja de dirección, de sistema de dirección tipo piñón y cremallera
Fuente: manual de Servicio LADA NIVA 1.6, SISTEMA DE DIRECIÒN, Sección V, Pág. 115

1.2.4.-DIRECCIÓN MECÁNICA POR SIN FIN Y TUERCA CON HILERA DE BOLAS

1.2.4.1.-Constitución y Funcionamiento

Como se observa en la **figura 5**, este tipo de dirección usa el mismo principio que la dirección de tipo sin fin y rodillo pero en este caso el movimiento que entra por la columna de dirección **2**, se transmite al eje de biela de mando **6**, por medio de una tuerca de dirección **4** y el segmento de dirección **1**, la tuerca que va montada sobre el tornillo de dirección **4**, mediante unas pistas fabricadas en su interior y unos canales tarados sobre el tornillo de dirección crean las hileras dentro de las cuales van alojadas unas bolas de acero que re circulan por medio de los tubos de retorno **3**, de esta manera el esfuerzo realizado sobre la columna de dirección se transmite de el tornillo de dirección hacia la tuerca por medio de las bolas, y del tornillo de dirección hacia la biela de mando por medio del segmento de dirección.

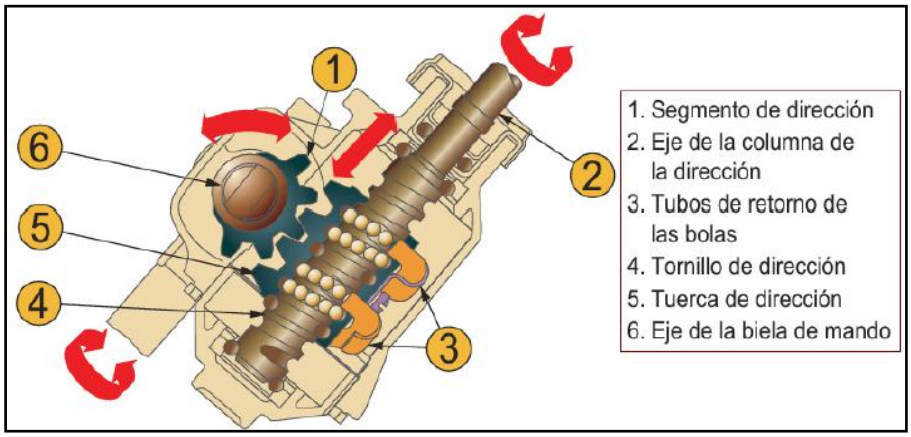


Figura 5, Sistema de dirección mecánica por sin fin y tuerca con hilera de bolas
Fuente: documento HTML, tipos de dirección, RINCON DEL VAGO

De la misma manera el esfuerzo realizado por el conductor en la maniobra queda directamente vinculado a la relación de transmisión usada en el arreglo de piñones **6** y **5** dentro de la caja de dirección (**figura 5**).

1.3.-DIRECCION ASISTIDA

1.3.1.-GENERALIDADES

El creciente avance en tecnología y seguridad dentro del vehículo ha llevado al uso de neumáticos con mayor sección de contacto o mayor ancho en su banda de rodadura, o el uso de presiones de inflado menores, lo que nos lleva a la aparición de asistencia en el sistema de dirección para evitar que como resultado las maniobras en el vehículo sean más difíciles es decir la fuerza empleada en el volante para dirigir las ruedas directrices aumente considerablemente, esto es mucho mas perceptible en vehículos con sistemas de dirección mecánicas como las analizadas con anterioridad, y mucho más con el vehículo parado es decir en maniobras de parqueo, perdiendo uno de los requerimientos principales en la dirección como es la suavidad.

Como no interesa sobrepasar de manera excesiva un cierto límite de desmultiplicación, dado que tendríamos como consecuencia una gran pérdida de sensibilidad y precisión de la dirección, en los vehículos se recurre a la asistencia de la dirección, que proporciona una gran ayuda al conductor en la realización de las maniobras y, al mismo tiempo, permite una menor desmultiplicación, ganando al mismo tiempo sensibilidad en el manejo y poder aplicar volantes de radio más pequeño para ganar precisión.

Como ya se indicó con anterioridad el tipo de asistencia en mención puede ser de tipo hidráulica o electrónico o una mixtura que corresponde a la de tipo variable las cuales se estudiaran a continuación.

1.3.2.-DIRECCION ASISTIDA HIDRAULICAMENTE

1.3.2.1.-Generalidades

Básicamente el funcionamiento del circuito de la asistencia hidráulica se puede mostrar mediante la disposición de los elementos principales como se muestra en la **figura 6**:

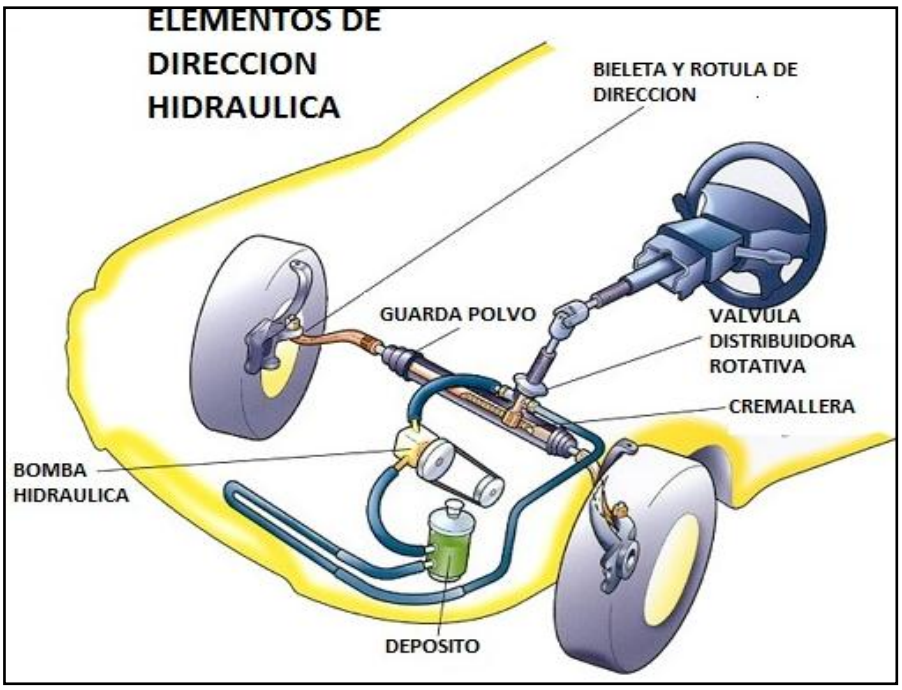


Figura 6, Elementos de la dirección hidráulica
Fuente: documento HTML, dirección asistida, MECANICA VIRTUAL

Como se observa en la **figura 6** el volante de la dirección acciona un piñón de ataque, que a su vez mueve una cremallera, como en una dirección normal de tipo **piñón y cremallera** ; Pero unido a esta cremallera se encuentra un pistón alojado en el interior de un cilindro de manera que a una u otra de las caras puede llegar el fluido a presión desde una válvula distribuidora, que a su vez lo recibe de una bomba de desplazamiento positivo, la cual es la encargada de generar la alta presión en el circuito y se mantiene dentro de unos límites de presión por medio de una válvula de descarga.

Ahora se describen algunas de las ventajas y principales inconvenientes que presenta este tipo de asistencia.

1.3.2.2.-Ventajas de la asistencia hidráulica

- Debido a la fuerza de asistencia reducen el esfuerzo en el volante, por lo que nos da una mayor suavidad en las maniobras.
- Nos brinda una mayor precisión en maniobras dado que su asistencia permite usar una desmultiplicación menor en el conjunto de piñones de la dirección mecánica consiguiendo una relación más directa entre giro del volante y giro de las ruedas
- Nos brindan una mejor seguridad dado que este tipo de asistencia amortigua de manera instantánea las irregularidades que pueda presentar el terreno evitando la pérdida de control por parte del conductor.
- Permite realizar maniobras cortas en espacios reducidos con mayor eficacia y a grandes velocidades la velocidad de retorno de las ruedas, al final del viraje, es normal.
- Si por algún motivo el circuito de asistencia hidráulico falla y deja de prestar servicio, aun se puede contar con el sistema de dirección mecánico al cual presta asistencia.

1.3.2.3.-Inconvenientes

- Respecto a la dirección mecánica un simple inconveniente es el costo, tanto en mantenimiento como en adaptación.
- De igual manera el consumo de potencia de la bomba para la asistencia se traduce en un aumento en consumo de combustible por parte del motor aunque este sea mínimo.

Finalmente la asistencia hidráulica se pude realizar directamente sobre la cremallera a la cual llamamos asistencia hidráulica coaxial o sobre el sin fin de la caja de dirección del tipo tornillo sin fin y sector dentado, y cuyos funcionamientos se detallan a continuación:

1.3.3.-DIRECCION ASISTIDA HIDRAULICAMENTE TIPO COAXIAL

1.3.3.1.-Constitución

Como se observa en la **figura 7** el circuito de asistencia guía la fuerza hidráulica generada por el cilindro actuador, hacia la **cremallera**, para luego ser dirigida hacia las manguetas de los neumáticos.

La fuerza de asistencia generada depende tanto del área del **cilindro actuador** como de la presión generada por la **bomba**, así como la velocidad de reacción para la asistencia, del mayor o menor caudal suministrado por parte de la **válvula distribuidora rotativa** la cual actúa proporcionalmente al esfuerzo generado por el conductor a través del volante, finalmente todo circuito hidráulico requiere de un **depósito** y dependiendo o no del diseño se incluye o no un **acumulador de presión.**

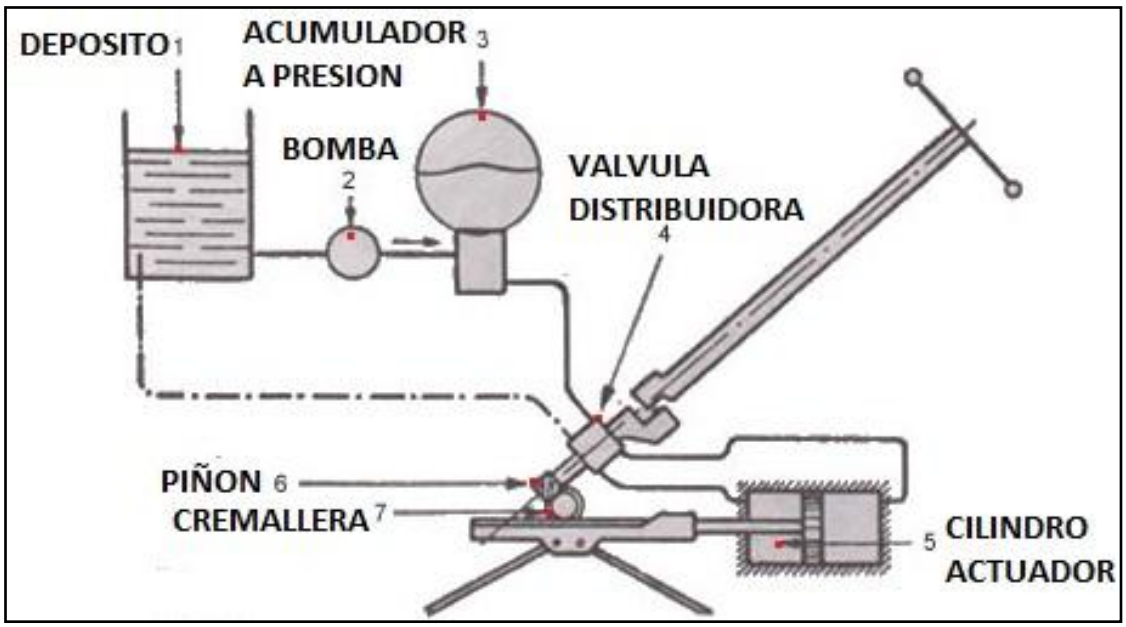


Figura 7, elementos del circuito de asistencia hidráulica coaxial
Fuente: documento HTML, SISTEMA DE DIRECCION, dirección asistida, MECANICA VIRTUAL

1.3.3.2.-Funcionamiento

Cuando el vehículo circula en una trayectoria de línea recta, la válvula rotativa se encuentra en reposo por lo que las salidas de caudal están abiertas hacia ambos lados del pistón desde la caja de dirección, de esta manera el paso del fluido es libre por lo que no existe presión de trabajo y la asistencia es nula y las bieletas se mantienen en posición neutra tal y como lo muestra la **figura inferior**

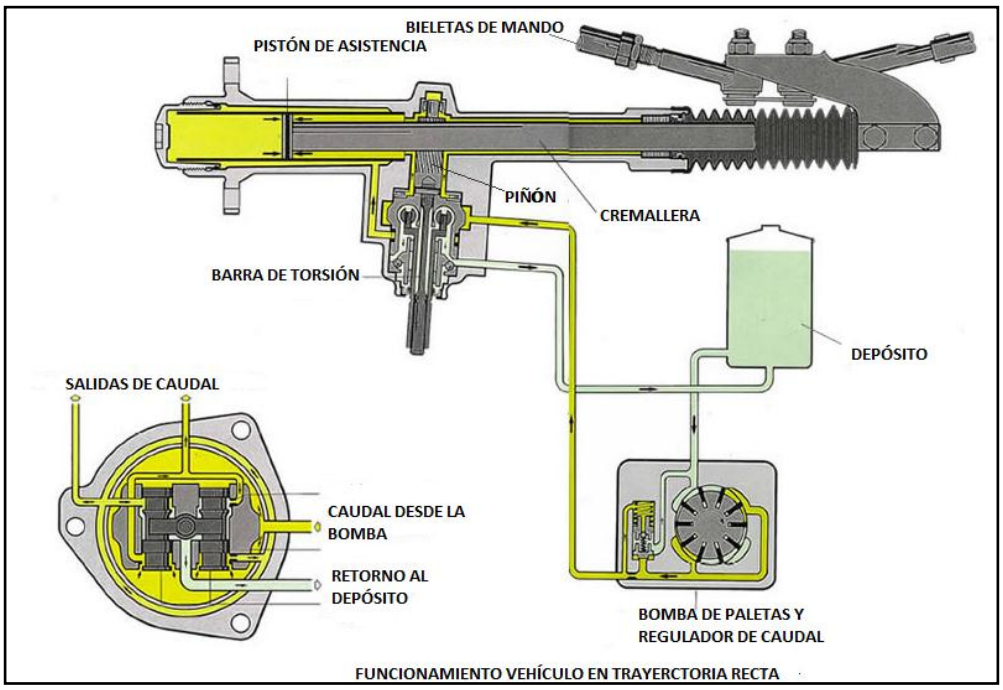


Figura 8, funcionamiento de asistencia hidráulica coaxial en reposo
Fuente: documento HTML, dirección asistida, MECANICA VIRTUAL

En caso de girar la dirección en un sentido, el volante de la dirección actúa directamente sobre la válvula distribuidora rotativa la cual la cual, por medio de sus émbolos ajusta la salida de caudal hacia uno de las caras del pistón de asistencia, de tal manera que se crea una resistencia entre el pistón y la bomba de paletas, aumentando la presión y produciendo la asistencia en la dirección del giro del volante, al mismo tiempo que el fluido ubicado del otro lado de la cámara es enviado hacia el deposito, por medio del conducto de retorno de la caja de dirección, por la apertura que brindan los émbolos de la válvula distribuidora ver **figura 9**.

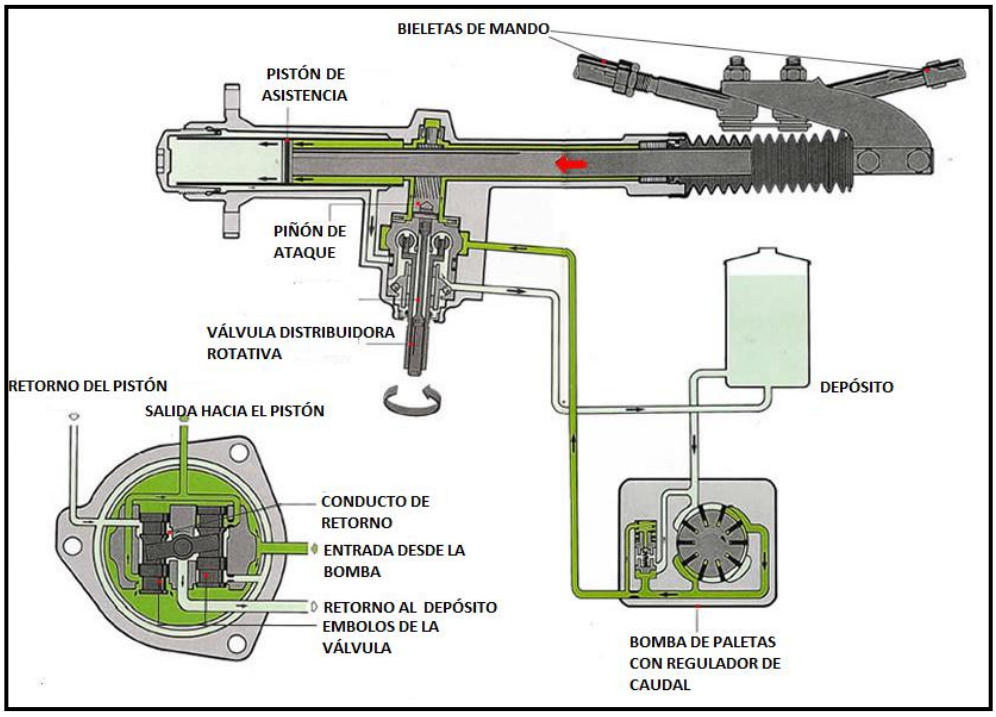


Figura 9, funcionamiento de asistencia con giro del volante izquierda
Fuente: documento HTML, dirección asistida, MECANICA VIRTUAL

Con el guiado del vehículo hacia el sentido contrario, de la misma manera la válvula distribuidora orienta nuevamente los émbolos de manera que el libre paso del caudal se da ahora en la otra cara del pistón, aumentando la presión en la bomba y con ello la asistencia, obligando al retorno del fluido en la otra cámara del pistón por medio de la válvula de retorno hacia el depósito, el retorno automático de las ruedas a posición neutral de igual manera viene regido por la sensibilidad en este caso de la válvula distribuidora, al dejar de ejercer esfuerzo en ella por medio del volante de la dirección cortando con ello el libre paso de caudal desde la bomba hacia las cámaras del pistón de asistencia con lo que el vehículo retorna a posición inicial de línea recta **ver fig. 10**.

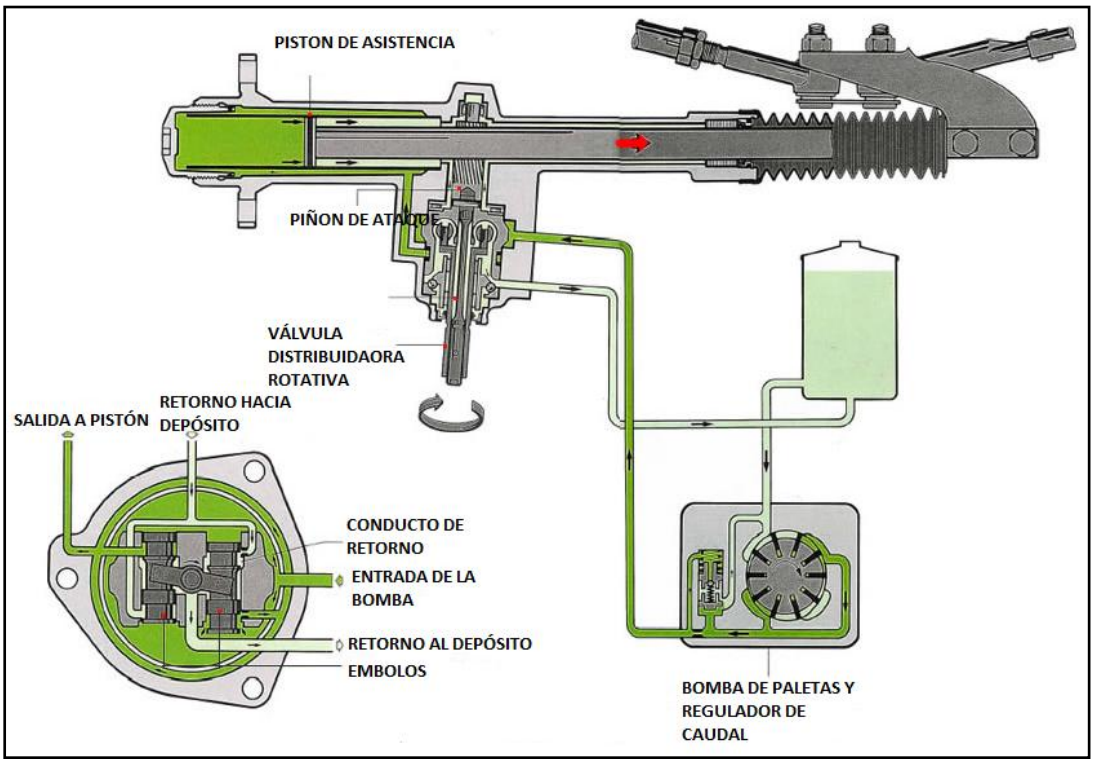


Figura 10, funcionamiento de asistencia con giro del volante derecha
Fuente: documento HTML, dirección asistida, MECANICA VIRTUAL

1.3.4.-DIRECCIÓN HIDRÁULICA DE ASISTENCIA EN LA CAJA DE DIRECCIÓN

1.3.4.1.-Constitución

El circuito hidráulico está constituido, ver **figura 11**, por una bomba de presión (**2**) accionada por el motor del vehículo y cuya misión es enviar aceite a presión al dispositivo de mando (**1**) de la servodirección. El aceite es aspirado de un depósito (**3**) que lleva incorporado un filtro para la limpieza del aceite. La conducción del aceite a presión entre los tres elementos se realiza a través de las tuberías flexibles del tipo de alta presión.

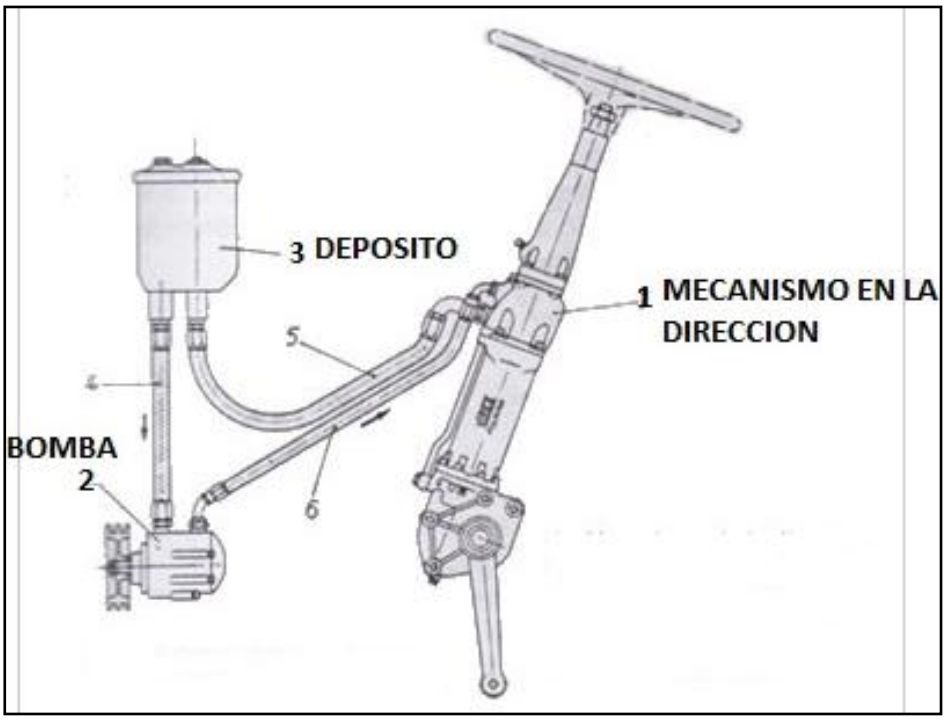


Figura: 11, Elementos y Constitución, Asistencia hidráulica en la caja de dirección
Fuente: documento HTML, dirección asistida, MECANICA VIRTUAL

1.3.4.2.-Funcionamiento

La presión del circuito está dada por la bomba **fig.12**, tipo de bomba empleado en estas servodirecciones es el de tipo de paletas que proporciona un caudal progresivo de aceite hasta alcanzar las presiones características de cada bomba, luego se mantienen prácticamente constantes tanto caudal como presión a cualquier régimen de funcionamiento por medio de unos limitadores de caudal y presión situados en el interior de la misma según su diseño.

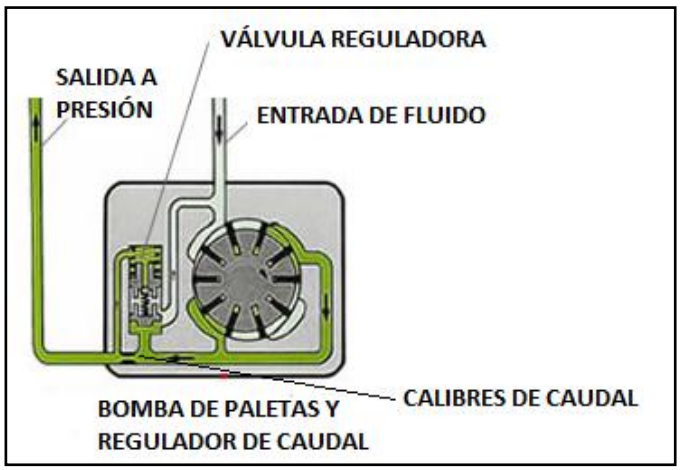


Figura 12, bomba de paletas con regulador de caudal
Fuente: documento HTML, dirección asistida, MECANICA VIRTUAL

La presión elevada por la bomba es controlada por el limitador o regulador de caudal **fig.13**, este está formado por una válvula de pistón (1) y un resorte tarado (2), intercalados entre la salida de la cámara de presión y el difusor de la bomba; hace retornar el caudal sobrante al circuito de entrada. El limitador de presión está formado por una válvula de asiento cónico o una esfera (3) y un resorte tarado (4), que comunica la salida de aceite con la parte anterior del difusor. El accionamiento de la bomba se efectúa por una polea y correas trapeciales acopladas a la transmisión del motor.

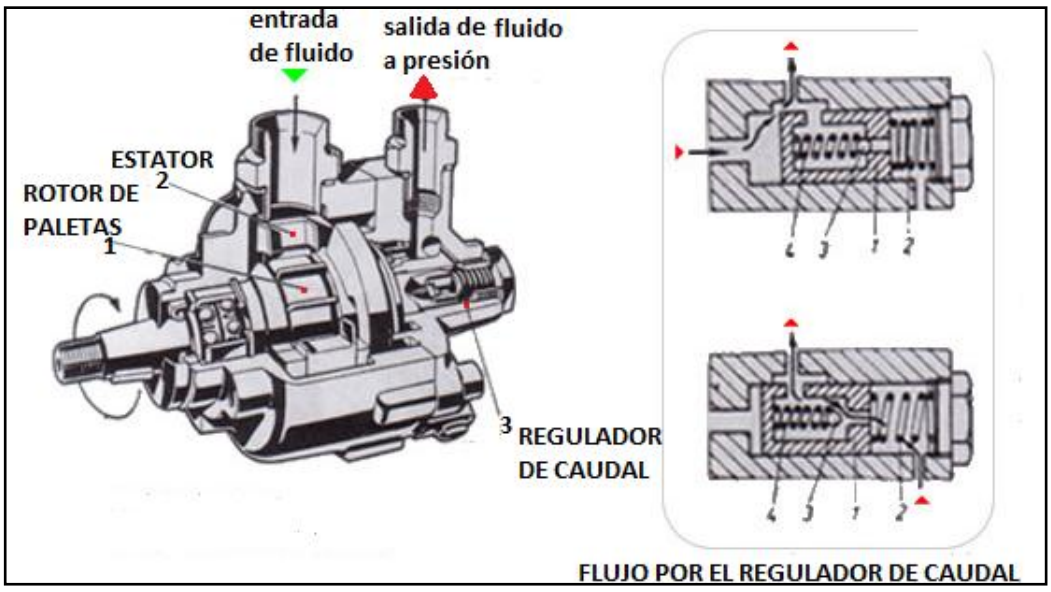


Figura 13, regulador de caudal, asistencia hidráulica
Fuente: documento HTML, dirección asistida, MECANICA VIRTUAL

La mayoría de las direcciones están provistas de dos válvulas de descarga una a cada lado del pistón. Dependiendo del sentido de giro, una u otra válvula se abrirá justo antes de que contacten los topes de rueda, reglados según las especificaciones del fabricante. Con la válvula abierta se reduce la presión en la dirección y disminuye así el calor que se genera en la bomba.

Estas válvulas evitan también sobrecargas en el varillaje de la dirección. En cuanto a su reglaje se hace automáticamente con respecto a los topes de la rueda, al montar la dirección por primera vez en el vehículo y con el primer giro completo a derecha y posteriormente a izqda.

Ahora como se observa en la **figura 14**, entre la caja de dirección y la columna de la dirección en este caso, se ubica la válvula rotativa cuya misión es la de orientar el

fluido a presión proveniente de la bomba de paletas, hacia cada una de las cámaras para la asistencia dependiendo del giro del volante de la dirección, y de el esfuerzo que este reciba limitando o no el caudal suministrado.

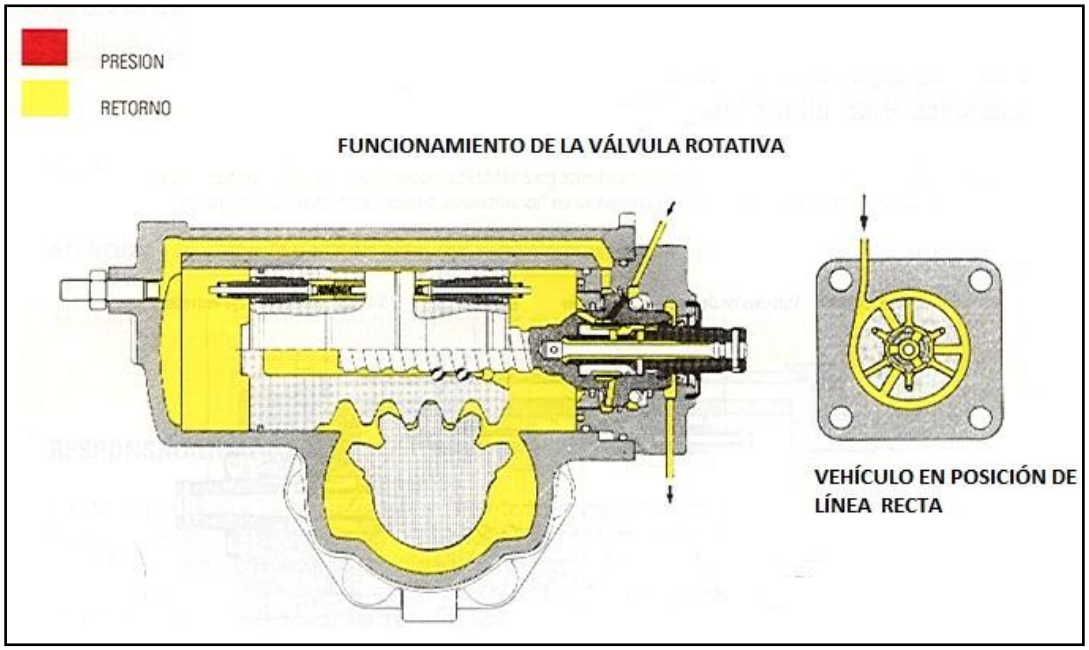


Figura 14, funcionamiento en reposo de la válvula rotativa
Fuente: documento pdf, Transportes: Direcciones asistidas, ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES, UNIVERSIDAD DE NAVARRA

Como se observa en la **figura 14**, cuando el vehículo se desplaza en línea recta es decir no existe torque sobre la barra de torsión de la válvula distribuidora rotativa, la misma permanece en reposo y el caudal a presión que viene desde la bomba se recircula libremente de vuelta hacia el deposito sin oponer ninguna resistencia a su paso por lo que no existe aumento de presión a la salida de la bomba dada su condición de bomba de desplazamiento positivo.

Como vemos en la **figura 15**, Con el giro hacia derecha del conductor dependiendo de la fuerza que este aplique sobre el volante, este vencerá la resistencia en la barra de torsión y abrirá en mayor o menor medida los pasos en la válvula distribuidora rotativa, regulando así el caudal a presión que se envía hacia una de las caras del embolo de actuación realizando así la asistencia a la dirección. El mayor o menor caudal está directamente relacionado con la mayor o menor fuerza aplicada en el volante por medio de la torsión de la barra de la válvula distribuidora, a mayor esfuerzo en el volante mayor torsión de la barra con lo cual se da la mayor apertura de la válvula de descarga, mientras que a menor esfuerzo la torsión de la barra es mínima al igual que la apertura de la válvula de descarga con lo cual el caudal también lo es , con esto se consigue que a grandes esfuerzos la velocidad de reacción de la asistencia sea la máxima y con menores esfuerzos la reacción de la asistencia sea moderada.

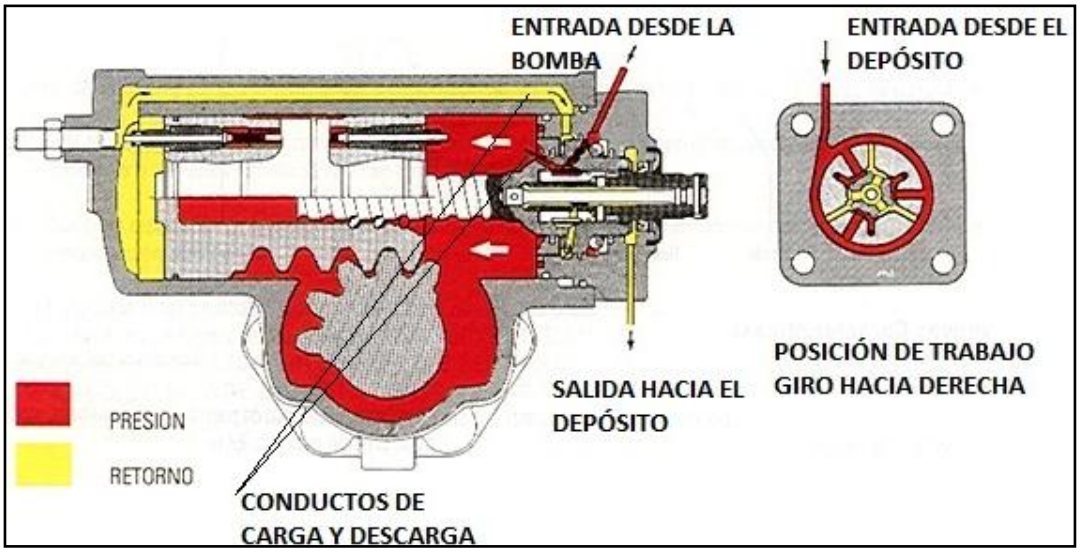


Figura 15, funcionamiento de válvula rotativa
Fuente: documento pdf, Transportes: Direcciones asistidas, ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES, UNIVERSIDAD DE NAVARRA

Como muestra la **figura 16** con el giro del vehículo hacia el otro sentido ahora la torsión permite comunicar el caudal a presión con el conducto de carga de la otra cara del pistón con lo cual la asistencia se realza hacia el sentido contrario.

El retorno a la posición de línea recta y de reposo de la válvula distribuidora una vez realizada la maniobra se realiza de igual forma que con una dirección solo mecánica dado que una vez que el esfuerzo en el volante cesa la torsión en la barra termina y las válvulas de cargan se cierran dando paso directo del caudal proveniente de la bomba al depósito y nuevamente a la bomba sin oponer resistencia y por tanto sin elevar la presión de trabajo de esta manera el fluido es desalojado de la cámara del pistón hasta llegar a la posición de línea recta del vehículo.

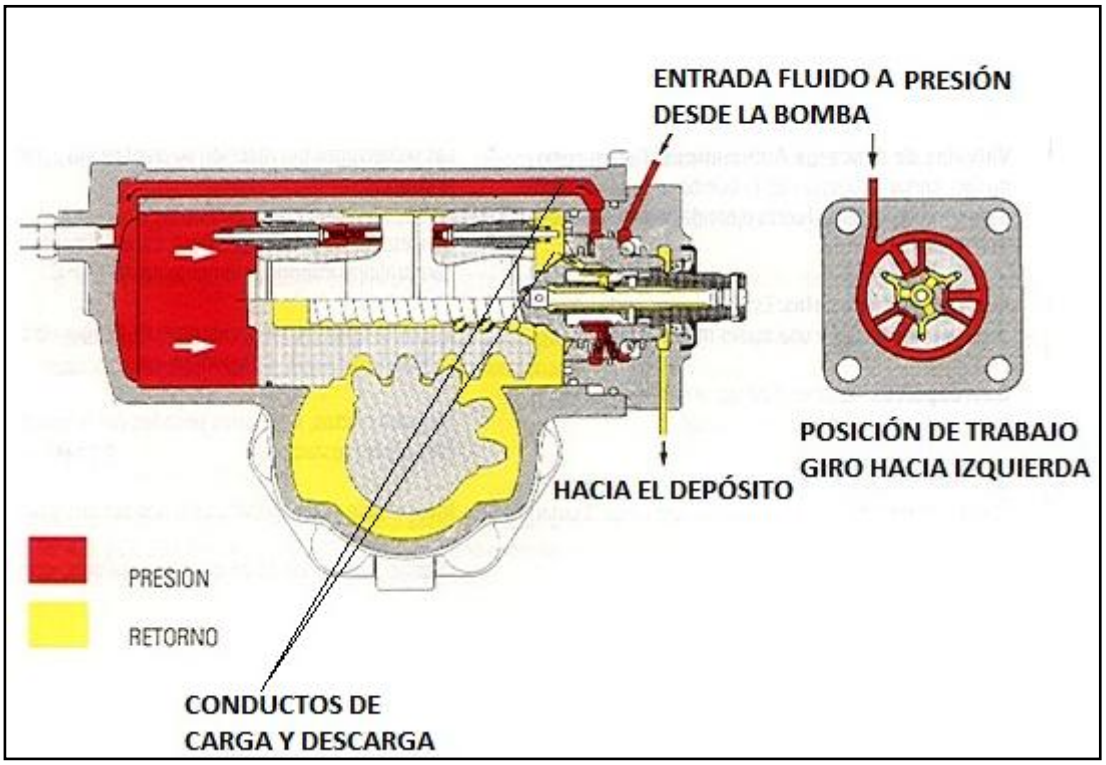


Figura 16, funcionamiento de la válvula rotativa sobre la caja de dirección hidráulica
Fuente: documento pdf, Transportes: Direcciones asistidas, ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES, UNIVERSIDAD DE NAVARRA

1.4.-DIRECCIÓN HIDRÁULICA DE ASISTENCIA VARIABLE

1.4.1.-GENERALIDADES

Es evidente que hasta ahora no sé a tomado en cuenta el hecho de la relación inversamente proporcional que existe entre la velocidad del vehículo y el esfuerzo en el volante para guiar las ruedas, es decir a mayores velocidades del vehículo el esfuerzo de guiado es más reducido, esto sumado a la asistencia brindada crea un problema de insensibilidad y con ello falta de precisión en el vehículo (una dirección

demasiado suave e insensible) hasta ahora este problema ha sido absorbido por la rigidez que pueda presentar la barra de torsión en la válvula distribuidora rotativa; Sin embargo dada las mayores velocidades de punta en los vehículos es necesario implementar el sistema de asistencia variable que permite adaptar la tasa de asistencia a la velocidad del vehículo, o lo que es lo mismo varia el esfuerzo que hay que hacer sobre el volante dependiendo de la velocidad del vehículo y del valor de fricción, esfuerzo rueda-suelo. Haciendo variar el esfuerzo que hay que hacer en el volante según la velocidad, en este sistema la asistencia se da tomando los siguientes parámetros:

– Vehículo automóvil en maniobras cortas de estacionamiento y vehículo parado.

– Vehículo automóvil con maniobras a velocidades elevadas sugeridas por el diseñador

1.4.2.- CONSTITUCION

Los elementos clásicos son:

– Pistón de asistencia de doble efecto coaxial o integrado en la caja de dirección.

– Depósito.

– Bomba de desplazamiento positivo y regulador de presión (caudal).

– Válvula distribuidora rotativa.

– Cañerías.

A estos se une el comando o pilotaje electrónico del circuito hidráulico compuesto por Los nuevos elementos:

– Actuador constituido por un regulador de caudal cuya apertura esta comandada por un motor eléctrico paso a paso

– Procesador compuesto por una memoria programable adaptada a la variación de caudal en función de la velocidad del vehículo,

– Sensores, uno mecánico y otro electrónico que informaran constantemente del estado de velocidad y carga del vehículo automóvil.

Elementos para el funcionamiento **figura 17**

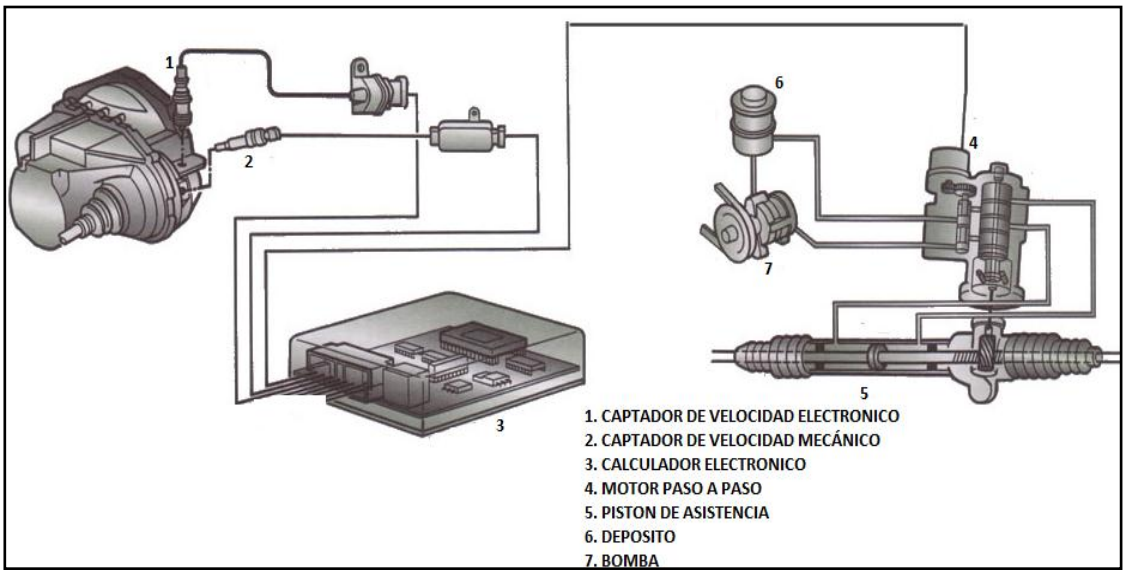


Figura 17, elementos de dirección hidráulica de asistencia variable
Fuente: documento HTML, sistema de dirección, servodirección hidráulica de asistencia variable, MECANICA VIRTUAL

1.4.3.-FUNCIONAMIENTO

Cuando el vehículo en marcha aumenta su velocidad inmediatamente es medido por los captadores mecánico y electrónico los cuales envían la señal al calculador electrónico mismo que procesa la información y envía una señal de control hacia el motor de paso a paso el cual está encargado de por medio de sus paso, regular el caudal que entra hacia la válvula distribuidora rotativa y de recircularlo de regreso hacia el depósito, con ello regula la presión de asistencia que pueda llegar hacia el pistón de asistencia en función de la velocidad que lleve el vehículo, precisada por el calculador electrónico

Cuando el vehículo circula por debajo de velocidades donde se hace necesario el trabajo del calculador electrónico la dirección actúa como una dirección hidráulica clásica bajo el mando único de la válvula distribuidora rotativa y especialmente de la barra de torsión para controlar el caudal

1.5.-DIRECCION DE ASISTENCIA ELECTRONICA

1.5.1.-CARACTERISTICAS

– Se suprimen los componentes hidráulicos, como la bomba de aceite para servo-asistencia, cañerías y depósitos de aceite.

– Reducción del espacio requerido, los componentes de servo-asistencia van instalados y actúan directamente en la caja de la dirección.

– Reducción del consumo energético. A diferencia de la dirección hidráulica, que requiere un caudal volumétrico permanente, la dirección asistida electromecánica solamente consume energía cuando realmente se mueve la dirección. Con esta absorción de potencia en función de las necesidades se reduce también el consumo de combustible

– Estar limitado en su aplicación a todos los vehículos debido al peso de los diferentes vehículos y al tamaño y sección de sus neumáticos por lo que mayor es el esfuerzo que tiene que desarrollar el sistema de dirección, cuanto mayor sea la asistencia a generar por la dirección, mayor tendrá que ser el tamaño del motor.

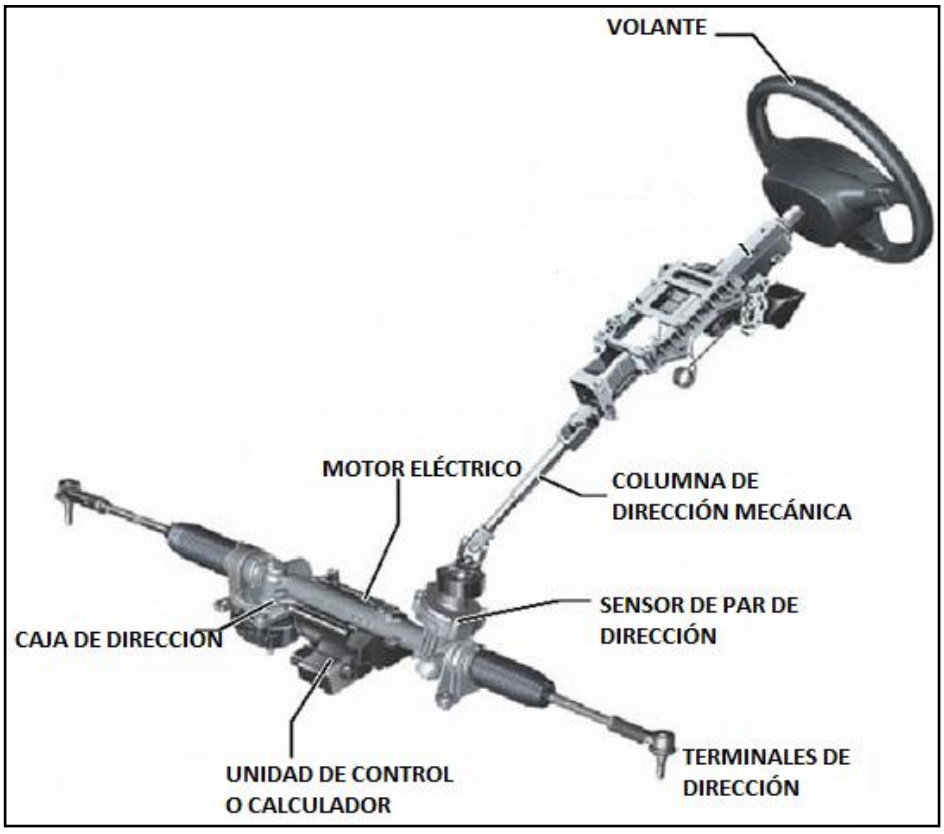


Figura 18, Dirección de asistencia electrónica
Fuente: documento HTML, SISTEMAS DE DIRECCION, MECANICA VIRTUAL

1.5.2FUNCIONAMIENTO GENERAL

Como observamos en la figura inferior el sistema está compuesto por los elementos tradicionales de la dirección mecánica a los cuales se ha sumado los elementos de control y censo de tal manera que se mide el par de accionamiento sobre el piñón de dirección y se informa a la unidad de control de igual manera ocurre con el ángulo momentáneo en que se encuentra la dirección, de esta manera la unidad de control transmite menor o mayor intensidad de corriente al motor eléctrico mismo que a su salida transmite su asistencia a través de la cremallera de la dirección en mayor o menor cantidad como lo determine la unidad de control, esta unidad de control además trabaja en conjunto con la velocidad de circulación del vehículo así como la velocidad de giro sobre el volante. Quedando así los mecanismos mecánicos y eléctricos trabajando en paralelo de manera que si deja de funcionar la asistencia electrónica el vehículo puede seguir siendo guiado por el mecanismo de dirección mecánica

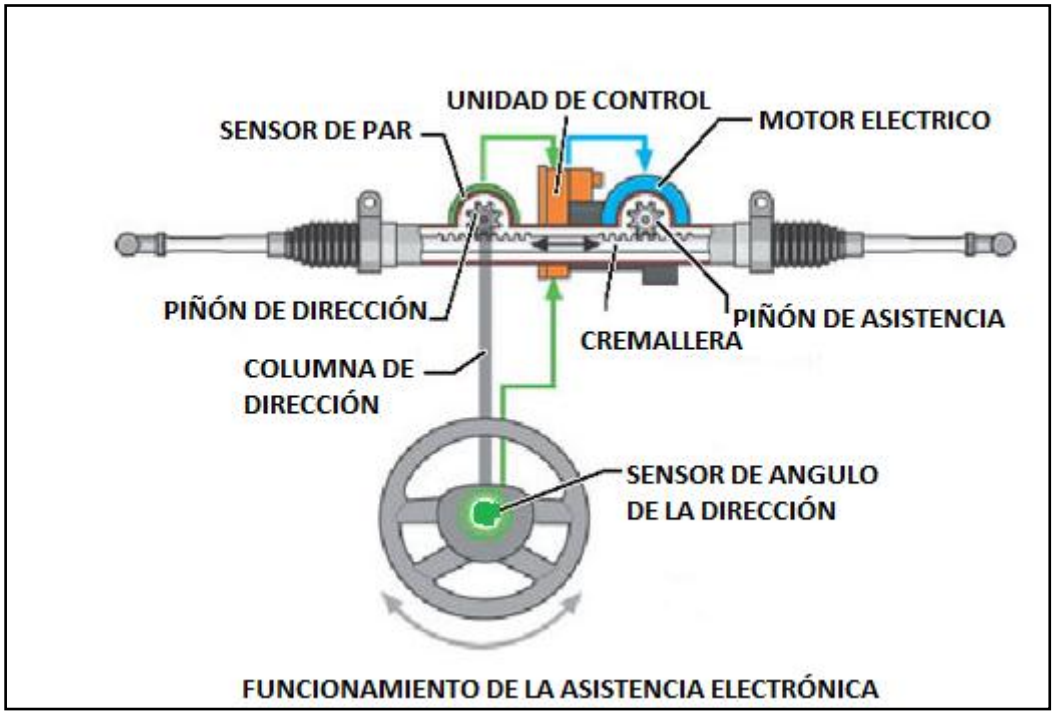


Figura 19, Funcionamiento de asistencia electrónica
Fuente: documento HTML, SISTEMAS DE DIRECCION, MECANICA VIRTUAL

1.5.3.-FUNCIONAMIENTO ESPECÍFICO

1.5.3.1.-Maniobras de paqueo

El vehículo se encuentra parado, la dirección se gira totalmente, la fuerza aplicada sobre el volante es máxima, esto produce que el sensor de par sobre la dirección capte la fuerza aplicada sobre la misma, de igual forma lo hace el sensor de giro sobre el volante y finalmente, la velocidad de 0 km / h brinda los datos necesarios entregados al calculador electrónico el mismo que basado en las curvas ingresadas en su memoria según su diseño, provee al motor eléctrico del máximo par disponible para la asistencia en la maniobra, de esta manera el par o esfuerzo aportado por el sistema de dirección es el máximo para este caso.

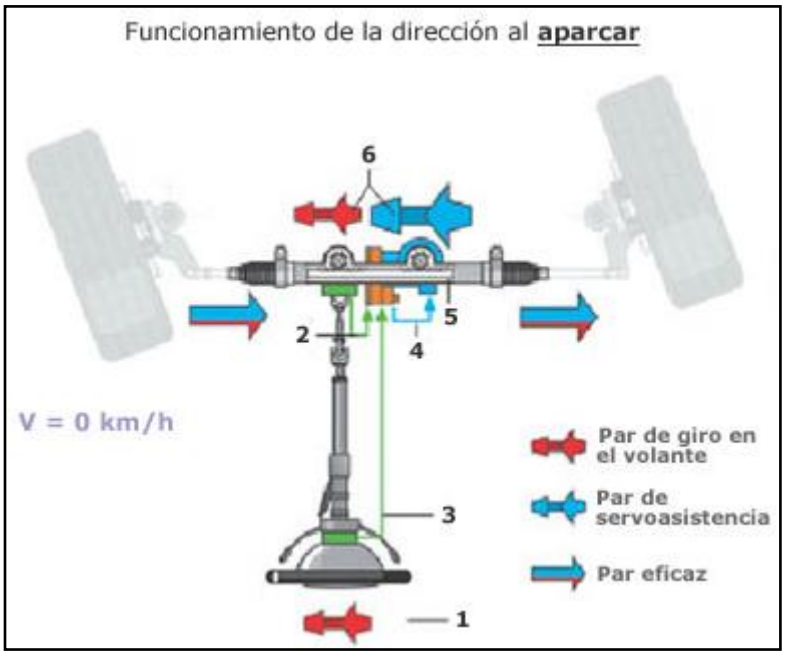


Figura 20, funcionamiento asistencia electrónica con vehículo parado
Fuente: documento HTML, SISTEMAS DE DIRECCION, MECANICA VIRTUAL

1.5.3.2.-Funcionamiento de la dirección circulando en ciudad

Para las maniobras dentro de la ciudad el conductor ejerce sobre el volante de la dirección esfuerzos moderados así como giros con ángulos moderados, esto se mide por medio de los sensores, y se entrega al calculador electrónico al mismo tiempo con la velocidad del vehículo promedio en la ciudad de 50 km/h aproximadamente, y con ayuda de los mapas programados en la memoria del calculador este mide el par necesario que puede aportar el motor eléctrico para esta situación.

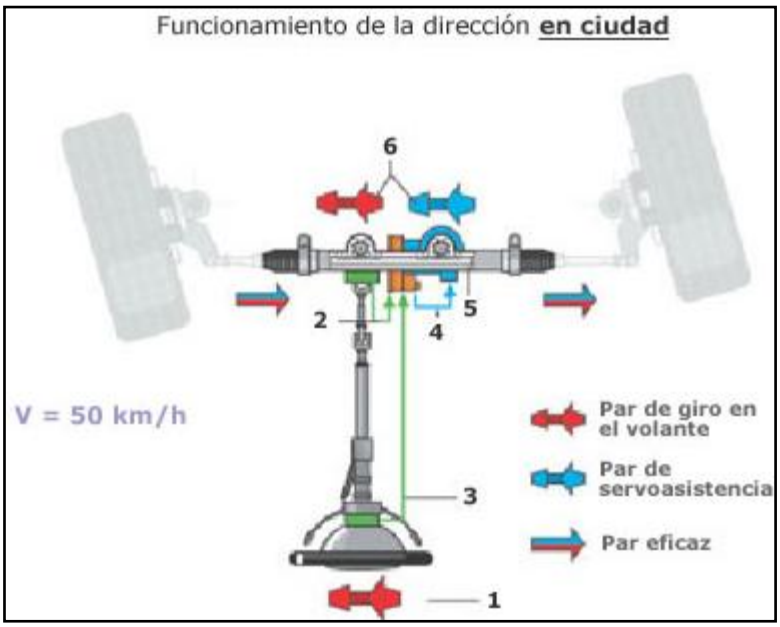


Figura 21, funcionamiento de asistencia electrónica con maniobras en ciudad
Fuente: documento HTML, SISTEMAS DE DIRECCION, MECANICA VIRTUAL

1.5.3.3.-Funcionamiento de la dirección circulando en autopista

En este caso, las velocidades del vehículo están próximas a los 100 km / h, y las maniobras presentas esfuerzos mínimos con ángulos sobre el volante muy pequeños estos datos sumados a las curvas a 100 km/h dan la pauta al calculador electrónico para aportar un esfuerzo mínimo por parte del motor eléctrico y si es necesario o no dicho aporte dependiendo del diseño de la dirección.

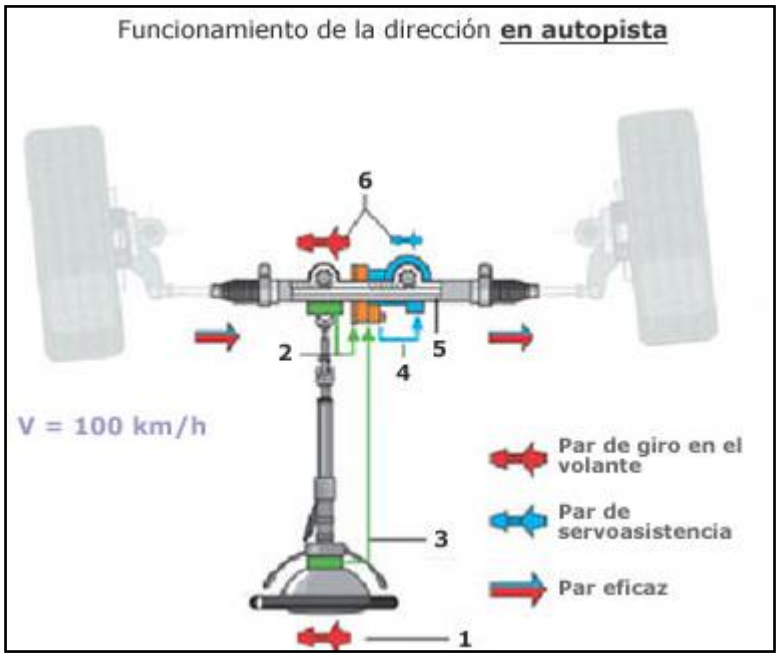


Figura 22, funcionamiento asistencia electrónica en maniobras a altas velocidades
Fuente: documento HTML, SISTEMAS DE DIRECCION, MECANICA VIRTUAL

CAPITULO II: ANÁLISIS DEL SISTEMA ORIGINAL DEL VEHÍCULO ANTES DE LA ELECCIÓN DEL SISTEMA A IMPLEMENTAR.

2.-ANÁLISIS DEL SISTEMA DIRECCIÓN ORIGINAL DEL VEHÍCULO

2.1.-ESTRUCTURA GENERAL DE LA DIRECCIÓN.

DIRECCION

1. Barra lateral
2. Palanca de dirección
3. Barra media
4. Palanca de avance
5. Acoplamiento de dirección
6. Rótula inferior de suspensión
7. Leva di dirección
8. Rótula superior de suspensión
9. Cojinete de eje de dirección superior
10. Soporte de fijación de eje de dirección
11. Eje superior de dirección
12. Soporte de palanca de avance
13. Languero derecho de carrocería
14. Anillo de contacto inferior
15. Portaanillo de contacto inferior
16. Portainterruptor de señal
17. Anillo de contacto superior
18. Muelle de interruptor de claxón
19. Interruptor de claxón
20. Embellecedor de tapa interruptor de claxón
21. Hilo
22. Arandela superior
23. Empaquetadura
24. Casquillo de eje palanca de avance
25. Arandela inferior
26. Tapón de horificio para vaciar aceite
27. Casquete de dirección
28. Carter de mecanismo de dirección
29. Empaquetadura de eje de dirección
30. Eje intermedio de dirección
31. Placa de fijación de la parte delantera de soporte
32. Parte superior de embellecedor
33. Palanca de conexión de lava/limpia cristales
34. Volante de dirección
35. Palanca de luz de dirección
36. Palanca de luz de faros
37. Parte inferior de embellecedor
38. Tornillo apriete de horquilla de rótula de cardán
39. Languero izquierdo del piso de carrocería
40. Tapa inferior del carter de mecanismo de dirección
41. Juntas de dirección
42. Eje de rodillo del árbol de palanca de dirección
43. Arandela de tope de rodillo
44. Rodillo
45. Placa de tornillo de regulación
46. Arandela de fijación
47. Tornillo de regulación
48. Contradado
49. Tapa superior del carter de mecanismo de dirección
52. Arbol de tornillo sin fin
53. Retén de tornillo sin fin
54. Casquillo de árbol de palanca de dirección
55. Retén de arbol de palanca de dirección
56. Arbol de palanca de dirección
57. Guardapolvos de rótula
58. Inserción de rótula
59. Rótula
60. Muelle de inserción

CAPITULO II: ANÁLISIS DEL SISTEMA ORIGINAL DEL VEHÍCULO ANTES DE LA ELECCIÓN DEL SISTEMA A IMPLEMENTAR.

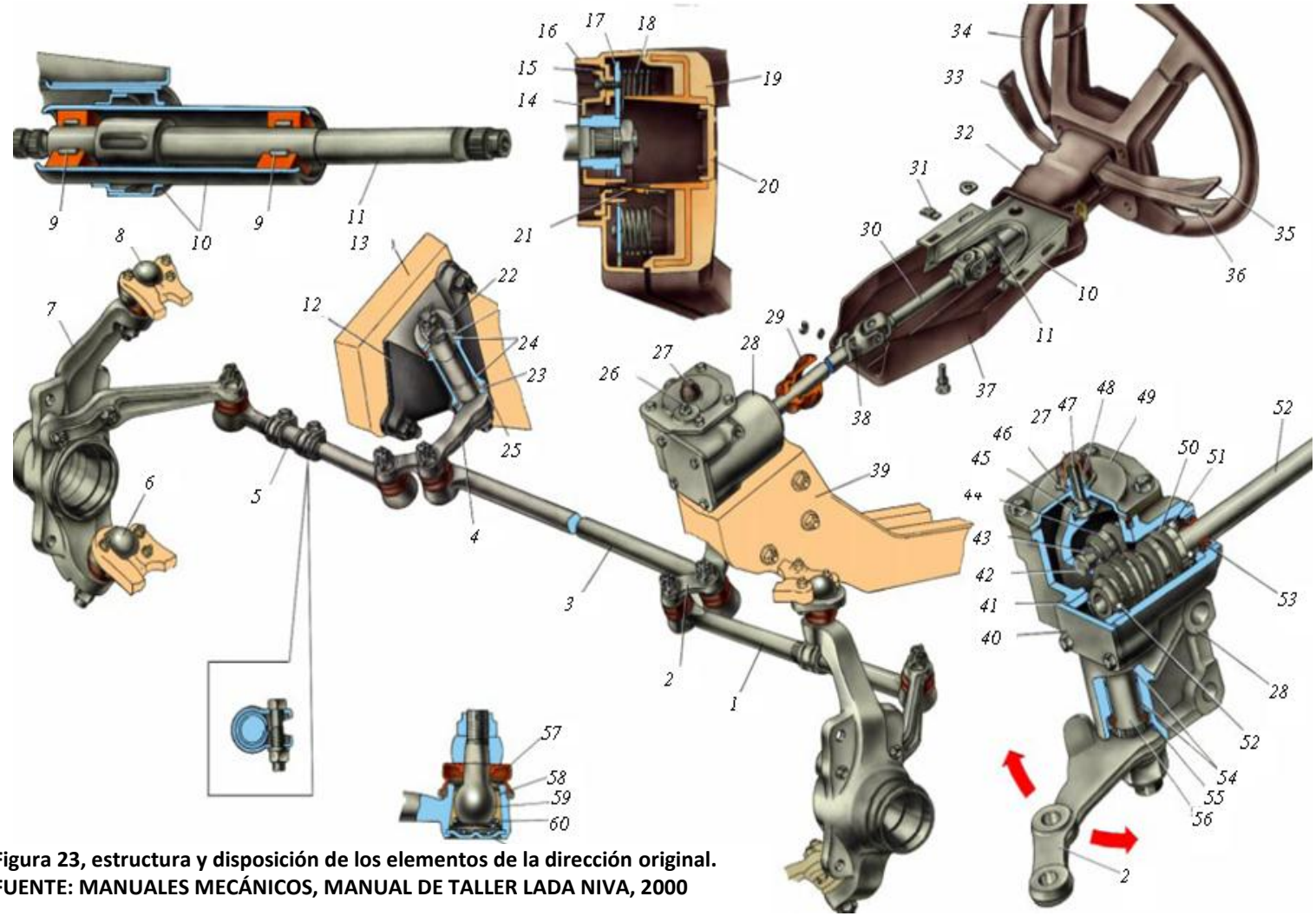


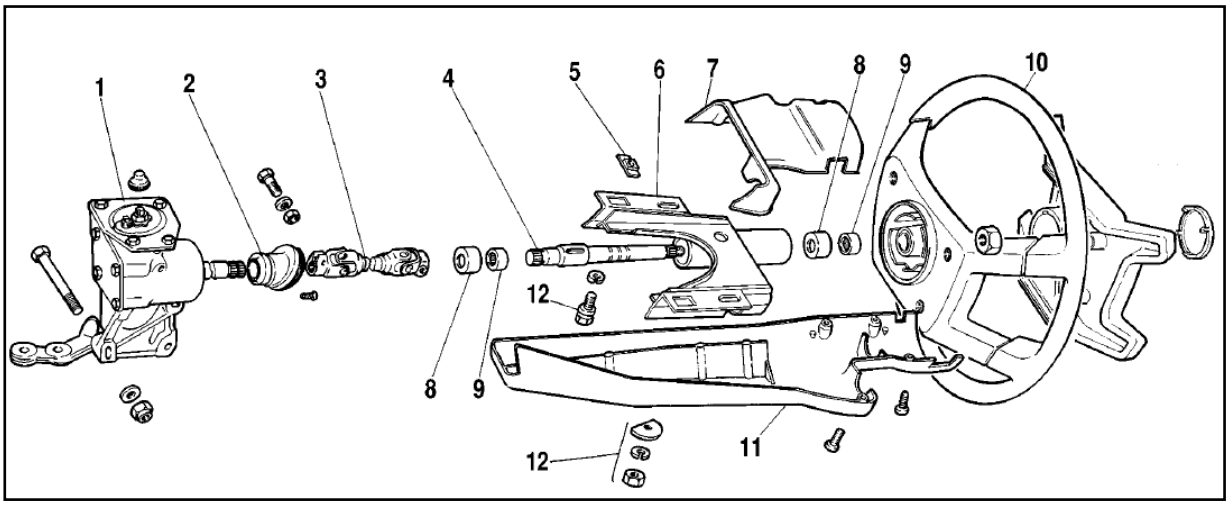
Figura 23, estructura y disposición de los elementos de la dirección original.
FUENTE: MANUALES MECÁNICOS, MANUAL DE TALLER LADA NIVA, 2000

Tienen una parte central y partes laterales reajustables. Las piezas en que están divididas las barras van unidas entre sí, pero por medio de uniones que les permite moverse en todas direcciones al flexionar las ruedas (terminales de dirección), de esta manera, las barras de acoplamiento partidas pueden seguir todos los movimientos elásticos de las ruedas.

Para transformar el giro del volante de la dirección en el movimiento a un lado u otro del brazo de mando, se emplea el mecanismo contenido en la caja de la dirección, que al mismo tiempo efectúa una desmultiplicación del giro recibido, para permitir al conductor orientar las ruedas con un pequeño esfuerzo realizado en el volante de la dirección que se llama relación de desmultiplicación, la que existe entre los ángulos de giro.

El esfuerzo necesario para girar el volante de la dirección, colocando las ruedas en una plancha lisa. Esto es de 245 N (25 kgf).

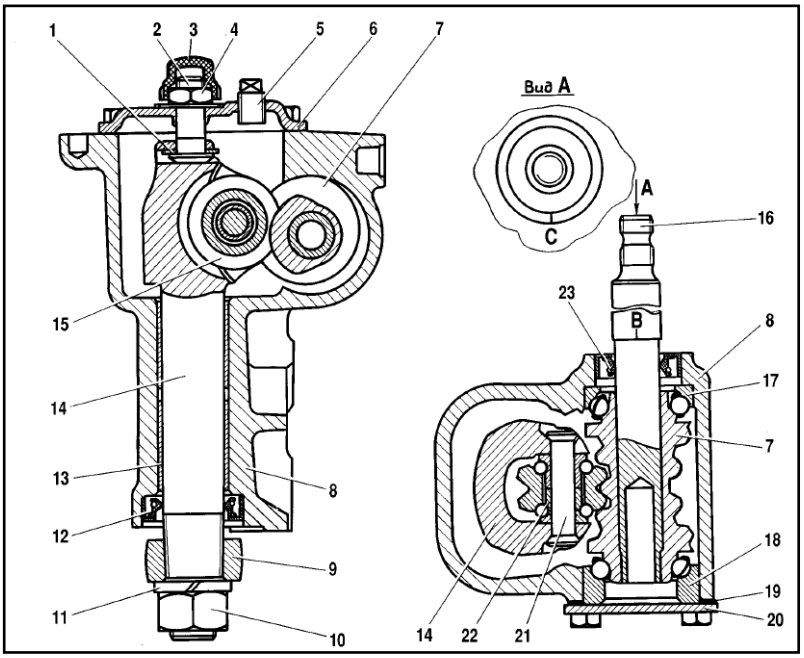
2.1.1.-ESTRUCTURA DE LA COLUMNA DE LA DIRECCIÓN



1- Cárter del mecanismo de la dirección; 2- empaquetadura del árbol; 3-arbol intermedio; 4- árbol superior; 5- placa de fijación de la parte delantera del soporte; 6- soporte; 7- parte superior de la cubierta de revestimiento; 8- casquillo del cojinete; 9- cojinete de agujas; 10- volante de la dirección; 11 - parte inferior de la cubierta de revestimiento; 12- pieza de sujeción del soporte del árbol de la dirección.

Figura 24, estructura y disposición de los elementos de la columna de la dirección original.
FUENTE: MANUALES MECÁNICOS, MANUAL DE TALLER LADA NIVA, 2000

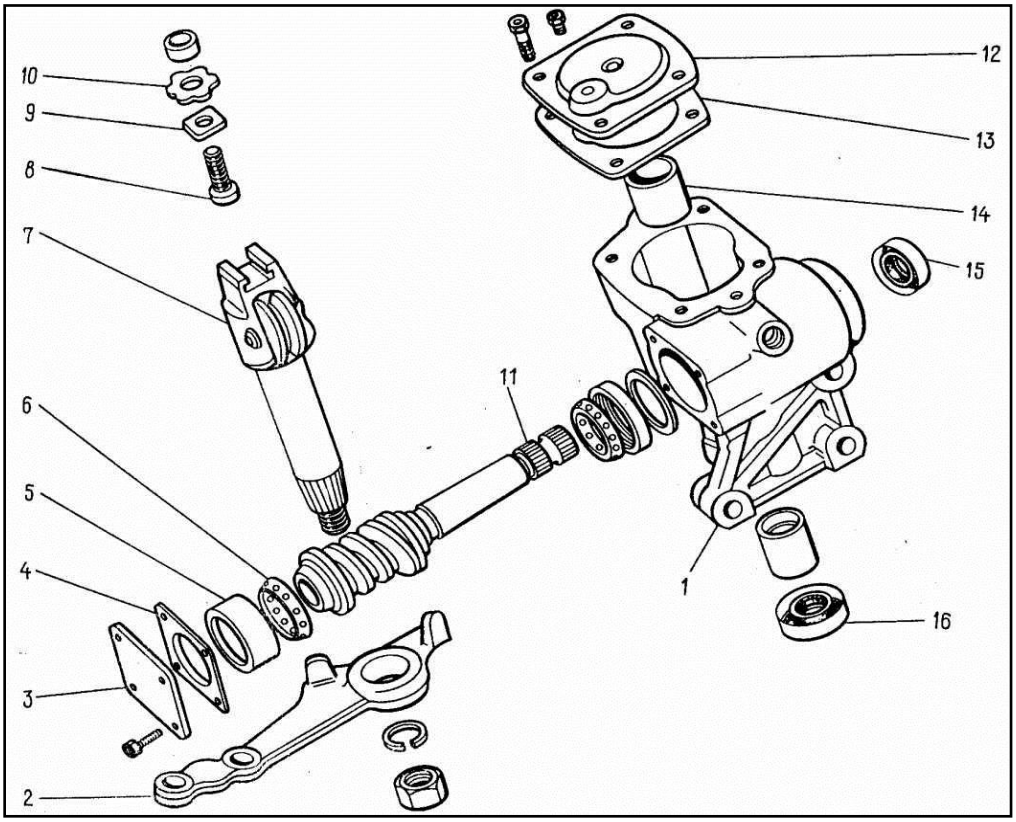
2.1.2.- LA CAJA DE LA DIRECCIÓN.



1- Placa del tornillo de regulación; 2- tornillo de regulación del árbol del brazo de mando; 3-cubierta 4- tuerca del tornillo de regulación; 5- tapón del agujero para cargar el aceite; 6- tapa; 7- sinfín; 8- cárter; 9- brazo de mando; 10- tuerca de sujeción del brazo de mando en el árbol; 11-arandela elástica; 12- retén; 13- casquillo de bronce; 14 - árbol del brazo de mando; 15- rodillo del árbol del brazo de mando; 16- árbol del sinfín; 17- cojinete de bolas superior; 12- cojinete de bolas inferior; 19- juntas de regulación; 20- tapa inferior del cojinete del sinfín; 21- eje del rodillo; 22- cojinete de

Agujas; 23- retén del árbol del sinfín; B, C - referencias.

Figura 25, caja de dirección mecánica tipo sin fin y rodillo.
Fuente: Manuales Mecánicos, Manual de taller Lada Niva, 2000



1- cárter; 2- brazo de mando; 3 - tapa inferior del cárter; 4 - ,juntas de regulación; 5- anillo exterior del cojinete del árbol del sinfín; 6- jaula con bolas; 7- árbol del brazo de mando; 8 - tornillo de regulación; 9- placa de regulación; 10- arandela de retención; 11 - árbol del sinfín; 12- tapa superior del cárter; 13 junta de empaquetadura; 14- casquillo del árbol de mando; 15- retén del árbol del sinfín; 16 retén del árbol del brazo de mando.

Figura 26, estructura y disposición de la caja de dirección mecánica.
Fuente: Manuales Mecánicos, Manual de taller Lada Niva, 2000.

Un tornillo sin fin recibe el movimiento desde el volante y lo transmite a un segmento de dirección o sector dentado, el sector dentado va unido por su centro al eje del sector, y este eje a su vez está unido en su otro extremo al brazo de dirección o brazo Pitman, el cual transmite el movimiento al resto del varillaje de la dirección. En este tipo de caja, el tornillo sin fin no es cilíndrico, sino que hacia el centro del tornillo el diámetro se reduce, con la finalidad de que al girar el volante, el rodillo de dirección accionado por el tornillo sin fin, pueda realizar su movimiento oscilante.

El momento de roce del árbol del sinfín, se deberá encontrar dentro de los límites de 19,6-49 N.cm (2-5 kgf.cm).

2.1.3.-LAS RUEDAS Y NEUMÁTICOS.

Las ruedas constituyen el punto de apoyo de un automóvil sobre el suelo, realizando la misión de:

- Soportar el peso del vehículo y su carga.
- Soportar los golpes de la suspensión producidos en la marcha, particularmente en terreno accidentado.
- Permitir la trasmisión de los esfuerzos motores o los de frenado.
- Contribuir a mejorar la eficacia de la suspensión.
- Asegurar la dirección el vehículo, manteniéndolo en su trayectoria.
- Contribuir a la estabilidad.

Los neumáticos son unos anillos hinchables que se colocan alrededor de la rueda, manteniendo un cojín de aire. Su misión es la de proporcionar una buena superficie de contacto con el suelo y un elevado coeficiente de adherencia, al mismo tiempo que absorben las pequeñas desigualdades del terreno, lo que constituye una ayuda al sistema de suspensión y representa una mayor comodidad para los pasajeros. Los neumáticos presentas algunas características, tales como:

- Elevada adherencia sobre el suelo seco y mojado, tanto longitudinalmente como transversal.
- Baja resistencia a la rodadura.
- Capacidad para resistir los esfuerzos dinámicos exteriores.
- Resistencia a la fatiga, al desgaste, a la formación de grietas, etc.
- Bajo nivel de ruidos y de generación de vibraciones.
- Adecuada flexibilidad radial, circunferencial y transversal.

Los neumáticos usados para el vehículo modelo Lada Niva 2121 motor 1600 c.c. 4x4 son 235/70/R15, por lo tanto las ruedas son de diámetro de 16 pulgadas, posee 5 puntos de sujeción por medio de perno y tuerca.

2.2.-ESTUDIO CINEMATICO

2.2.1ANÁLISIS DE POSICIÓN.

Para el análisis de posición empezamos por designar las longitudes de las barras con las letras a, b, c y d respectivamente según el **grafico 27 y 28**:

a=longitud brazo Pitman o palanca de la dirección.

b= longitud barra lateral.

c=longitud leva de dirección.

d=longitud del eslabón fijo creado para la realización de los cálculos.

De igual manera dichas longitudes crean las barras descritas en la figura 28, estas barras se eslabonan para crear el mecanismo de cuatro barras que será de nuestro interés a continuación.

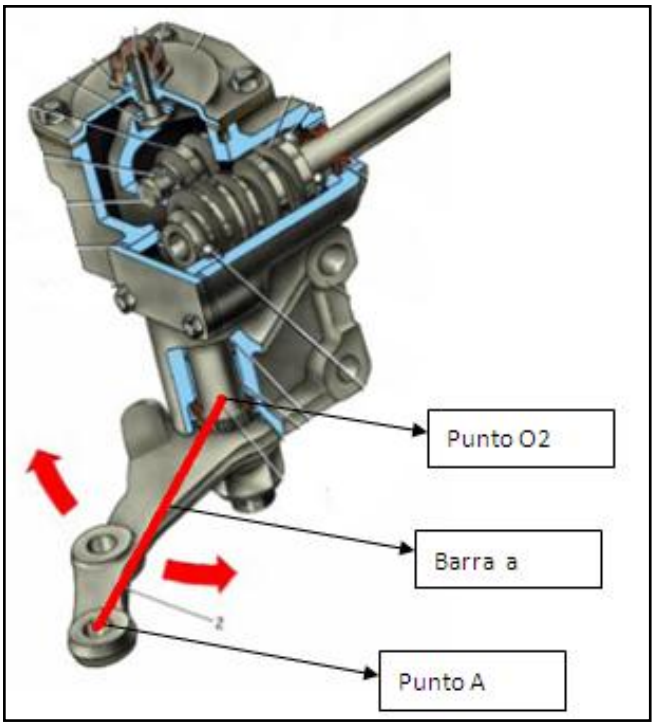


Figura 27, Brazo pitman determinado como barra a.
FUENTE: MANUALES MECÁNICOS, MANUAL DE TALLER LADA NIVA, 2000

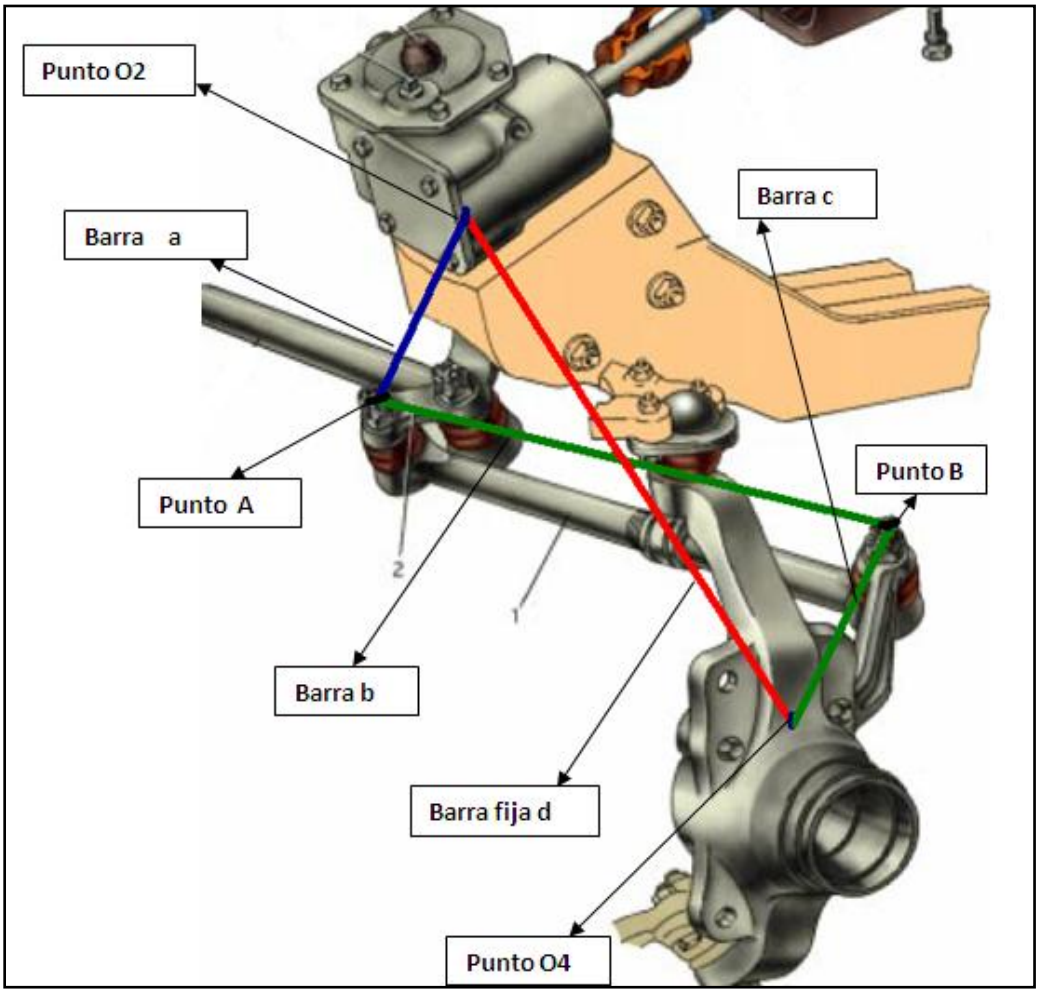


Figura 28, determinación de los cuatro eslabones para el análisis de posición.
FUENTE: MANUALES MECÁNICOS, MANUAL DE TALLER LADA NIVA, 2000

La traslación de ejes es necesaria para que el análisis sea más simple. Para ello El eje **x** original se extiende a lo largo del vehículo y el eje y al través del mismo, como se establece en la él grafico (fig.29).

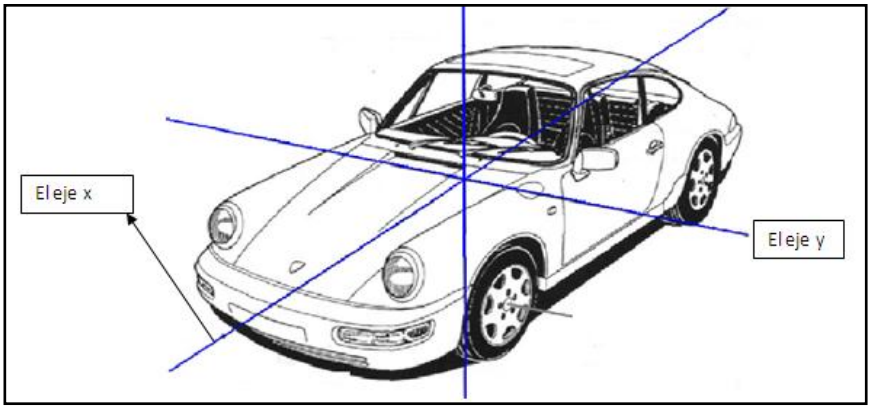


Figura 29, ubicación de los ejes coordenados "x" y "y"
FUENTE: LOS AUTORES.

Para el análisis debemos rotar los ejes, para que el eje rotado X sea paralelo a la barra **d** determinado anteriormente. Dado que en el análisis de posición de un eslabonamiento de cuatro barras es necesario conocer la posición y longitud de la barra **a**, entonces es necesario encontrar la posición con los ejes trasladados como tenemos en la **figura 30**.

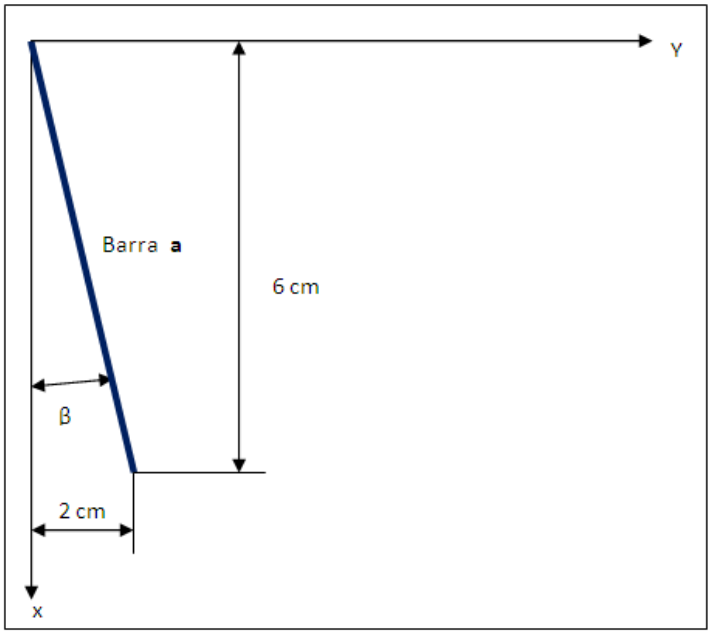


Figura 30, posición y dimensiones de la "barra a" en su posición inicial
Fuente: Los autores

A partir de los datos obtenidos del propio vehículo, podemos identificar el ángulo β de la forma siguiente:

$$\beta = arcseno\left(\frac{2}{16}\right) = 7{,}18°$$

Como podemos observar en la figura a continuación (fig. 31), el ángulo λ es el que da la posición con respecto a al eje trasladado **X** de la barra **a.** mientras que la barra **d** se encuentra sobre el eje trasladado **X,** como se indicó por conveniencia para nuestros cálculos **figura 31.**

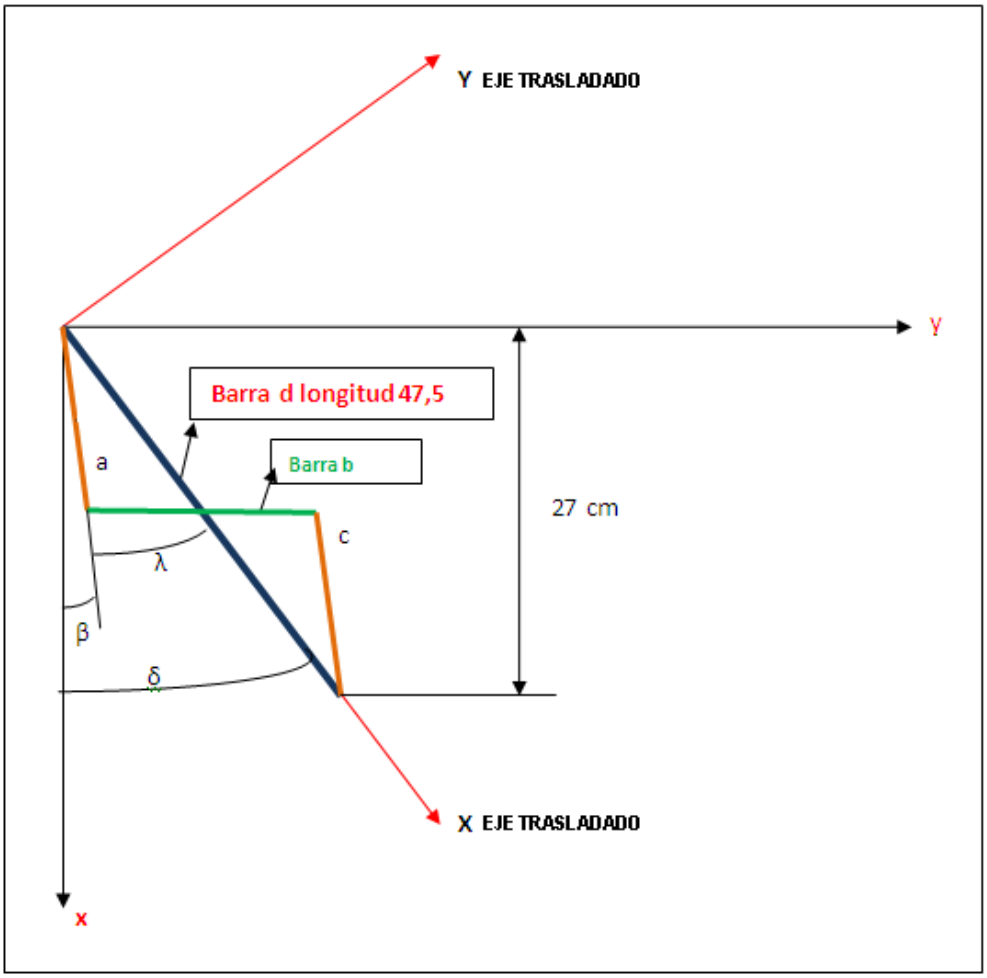


Figura 31, ubicación de los ejes trasladados para el sistema de cuatro barras
FUENTE: LOS AUTORES.

El ángulo λ se puede obtener a partir de la diferencia entre los ángulos δ y β, para ello tenemos que encontrar los valores del ángulo δ.

$$\delta = arcseno\left(\frac{27}{47,5}\right) = 53,36°$$

$$\lambda = \delta - \beta = 48,18°$$

Los valores usados para encontrar el ángulo δ, son característicos del vehículo dado que la barra d se considera como fija y no cambiaran en ningún momento **figura 31.**

Una vez encontrado el valor de λ, lo establecemos para el lado izquierdo como:

$$\lambda = -48,18°$$

Porque para este lado del vehículo este ángulo es negativo con respecto al eje rotado x, como se puede observar en la gráfica figura 31.

Para el análisis en el lado derecho de la dirección $\lambda = 48{,}18°$, este valor se lo toma por existir simetría en la tirantearía de la dirección como se puede ver en la gráfica **figura 32.**

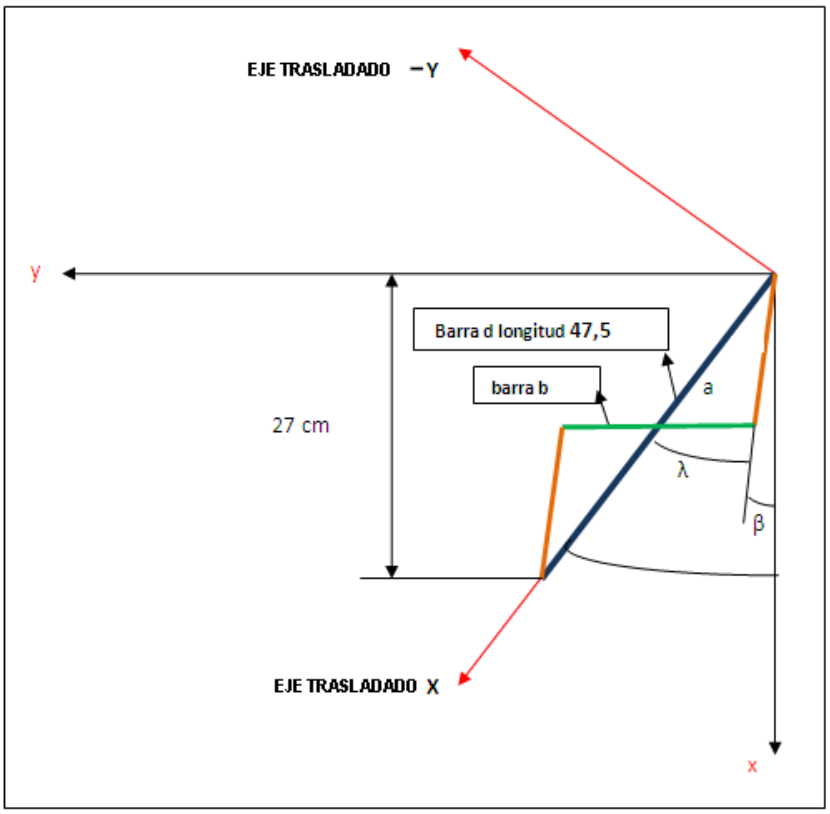


Figura 32, ubicación de los ejes coordenados "x" y "y" para el lado derecho de la tarantería.
FUENTE: LOS AUTORES

Como se observa en la **figura 33** notamos que $\lambda = \theta 2$ para el uso en los posteriores análisis deposición. Los datos hasta ahora trabajados se consideran con el mecanismo en posición inicial es decir con los neumáticos orientando al vehículo en trayectoria recta.

Para estos cálculos nos basamos en el análisis algebraico de posición de eslabonamientos de un mecanismo de 4 barras, para lo cual el planteamiento básico del mecanismo el mismo que está representado en el siguiente esquema (fig. 33), como observamos se descompone el mecanismo sobre los nuevos ejes trasladados "**X**" y "**Y**" de igual manera se plantean los nodos o puntos de eslabonamientos "O2",

"A", "B", "O4", así como se define los respectivos ángulos de eslabón motriz "barra **a**" **θ2** y el de salida "barra **b**" **θ4** con las consiguientes formulas:

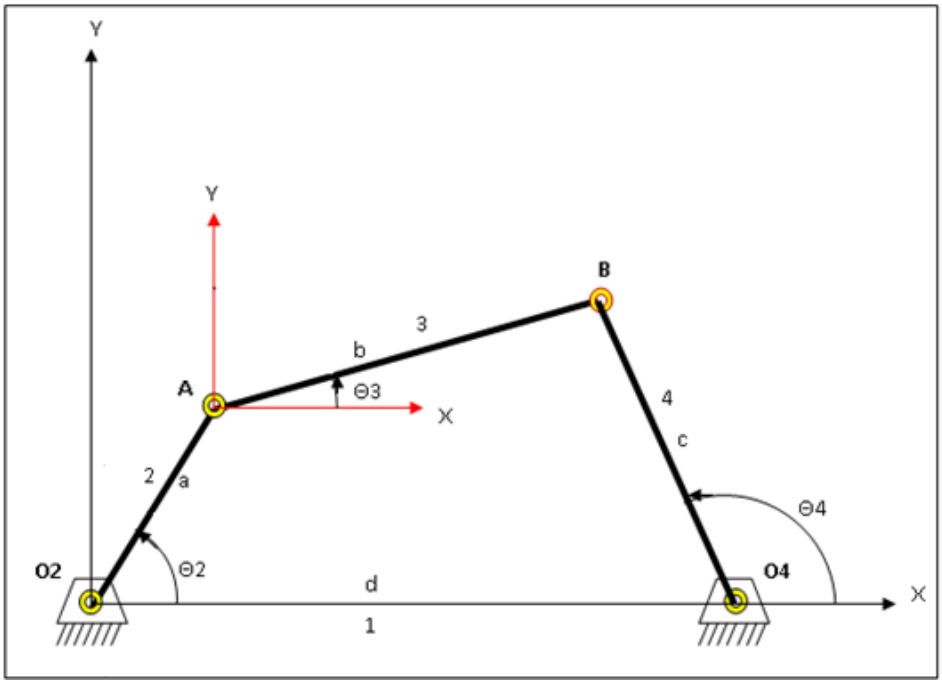


Figura 33, planteamiento básico de un mecanismo de 4 barras.
FUENTE: LOS AUTORES.

$$A_x = a\cos\theta_2$$

$$A_y = a\,sen\theta_2$$

$$B_x = S - \frac{2A_yB_y}{2(A_x - d)}$$

$$B_y = \frac{-Q \pm \sqrt{Q^2 - 4PR}}{2P}$$

Dónde:

$$P = \frac{{A_y}^2}{(A_x - d)^2} + 1$$

$$Q = \frac{2A_y(d - S)}{A_x - d} + 1$$

$$R = (d - S)^2 - c^2$$

$$S = \frac{a^2 - b^2 + c^2 - d^2}{2(A_x - d)}$$

P, Q, R y S serán remplazadas en las ecuaciones anteriores.

A partir de estas fórmulas analizaremos las posiciones variando el ángulo θ_2 del brazo Pitman o motriz que en este caso es la barra a. Para ello nos ayudaremos del programa Excel, con lo cual introduciremos las formulas, datos y valores de θ_2 en los límites reales que nos permite la caja de la dirección.

Angulo mínimo y máximo de movimiento de la barra de la dirección.

Para ello tomamos valores reales característicos del vehículo, girando la dirección hasta su ángulo máximo tanto a izquierdas como a derechas y tomando las medidas encontramos los valores del ángulo ω para luego encontrar los valores θ2 como se muestra a continuación fig. 34

$$\omega = arcsen\left(\frac{3}{10}\right)$$

$$\omega = 17{,}46$$

Lado izquierdo:

$$\theta 2min = \lambda - 17{,}46 = -65{,}64$$

$$\theta 2max = \lambda + 17{,}46 = -30{,}64$$

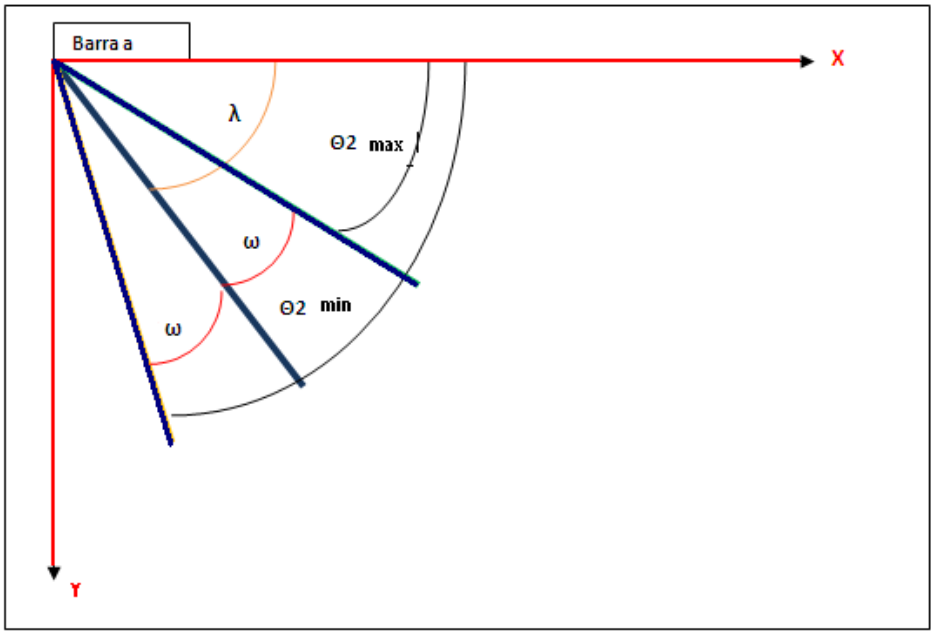


Figura 34 reconocimiento de los ángulos mínimo y máximo de giro de la barra a para el lado izquierdo de la tirantearía.
FUENTE: LOS AUTORES.

Y de igual manera para el Lado derecho por existir simetría:

$$\theta 2min = \lambda - 17{,}46 = 30{,}64 \qquad \theta 2max = \lambda + 17{,}46 = +65{,}64$$

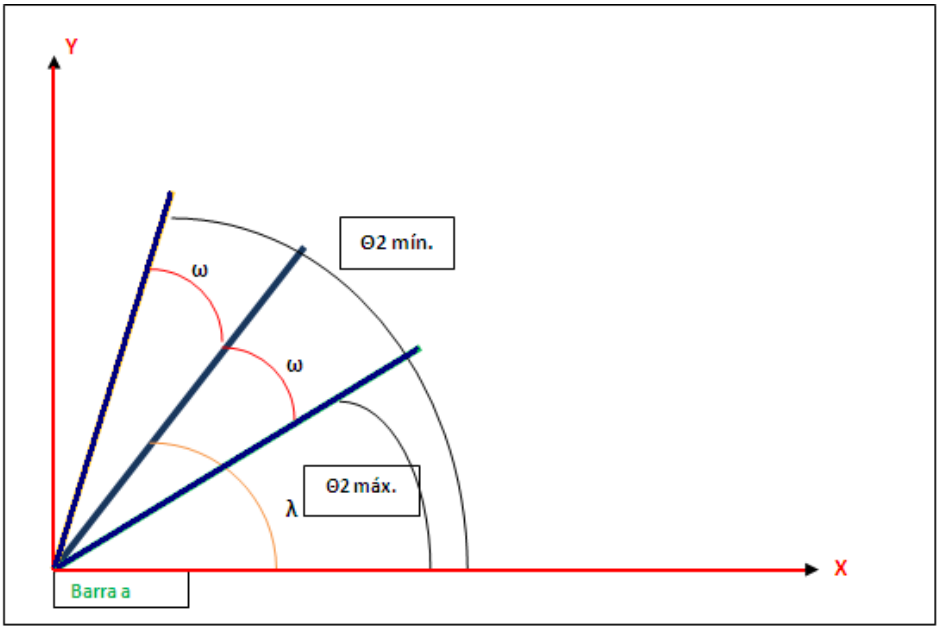


Figura 35, reconocimiento de los ángulos mínimo y máximo de giro de la barra a para el lado derecho de la tarantería.
FUENTE: LOS AUTORES.

Disposición para ángulos del brazo Pitman θ_2, en las posiciones más relevantes:

- Para la posición con la dirección con las ruedas rectas:

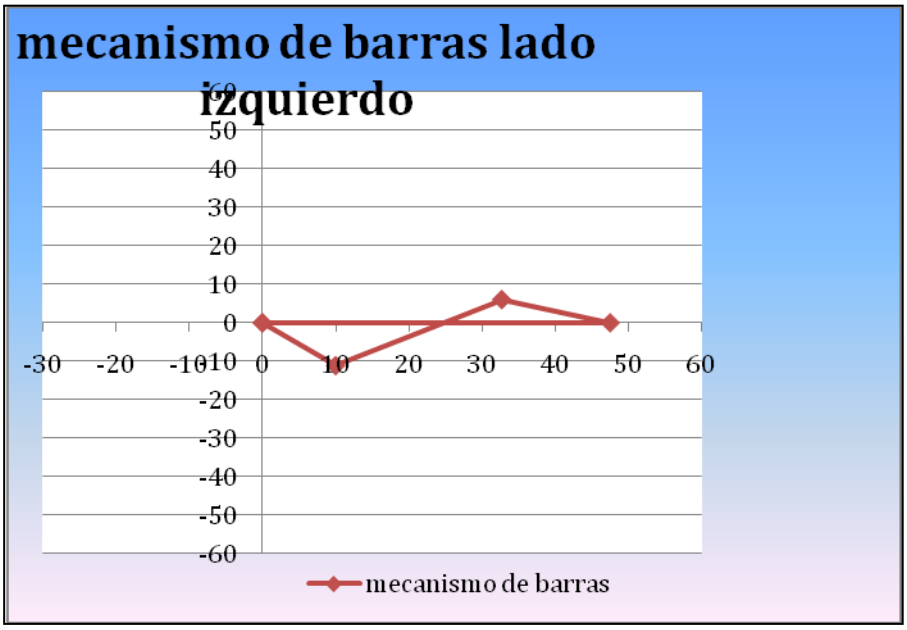


Figura 36, mecanismo de barras lado izquierdo del vehículo.
Fuente: Los autores

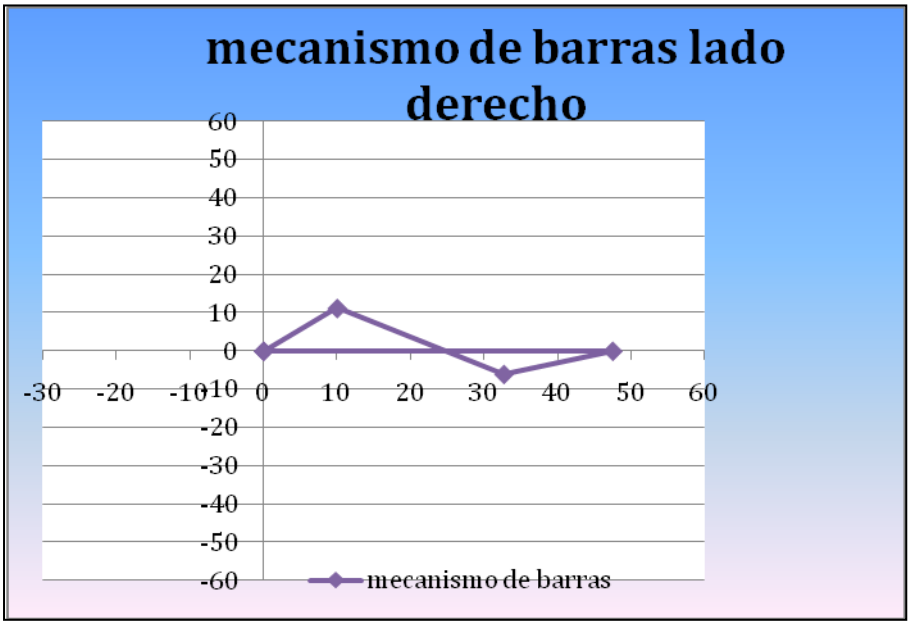


Figura 37, mecanismo de barras lado derecho del vehículo.
Fuente: Los autores

- Posición girando el volante a la derecha θ2=-30,72 :

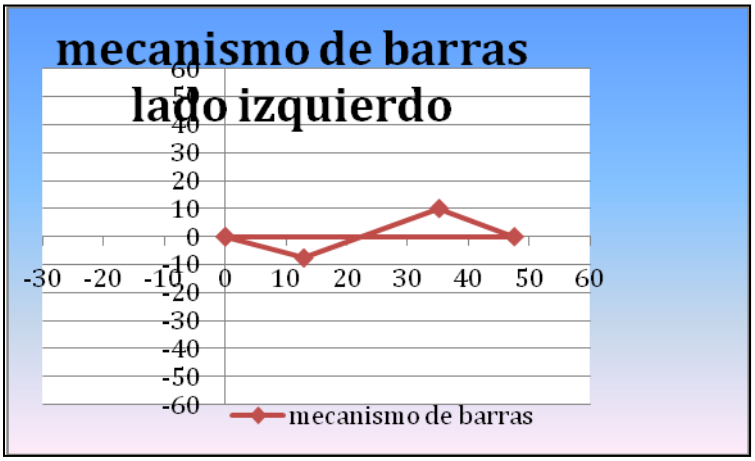


Figura 38, posición del mecanismo de barras lado derecho de la tarantería con el volante girado a la derecha.
Fuente: Los autores

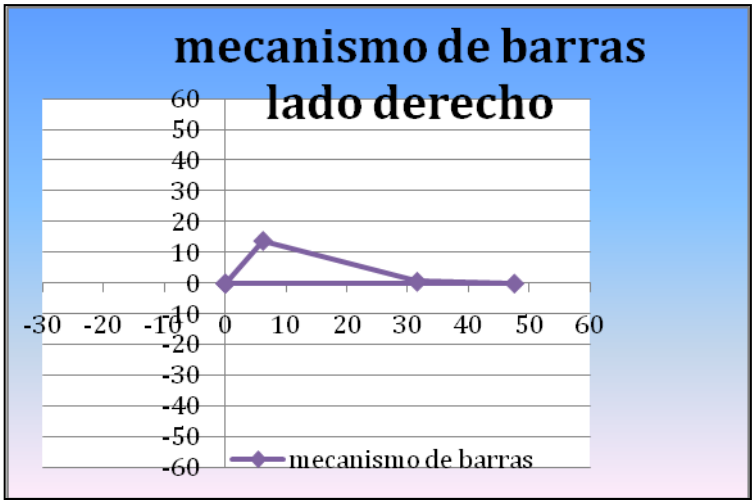


Figura 39, posición del mecanismo de barras lado izquierdo de la tarantería con el volante girado a la derecha.
Fuente: Los autores

(Los valores están en cm)

Posición girando el volante a la izquierda del volante θ2=-65,64:

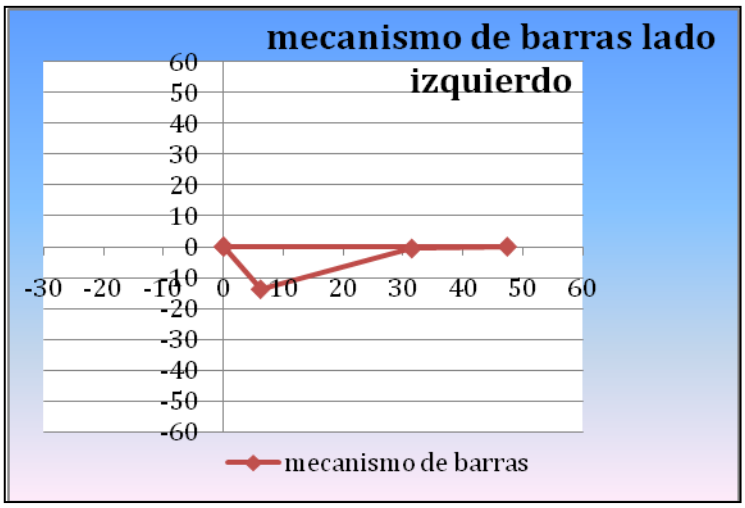


Figura 40, posición del mecanismo de barras lado derecho de la tarantería con el volante girado a la izquierda.
Fuente: Los autores

(Los valores están en cm)

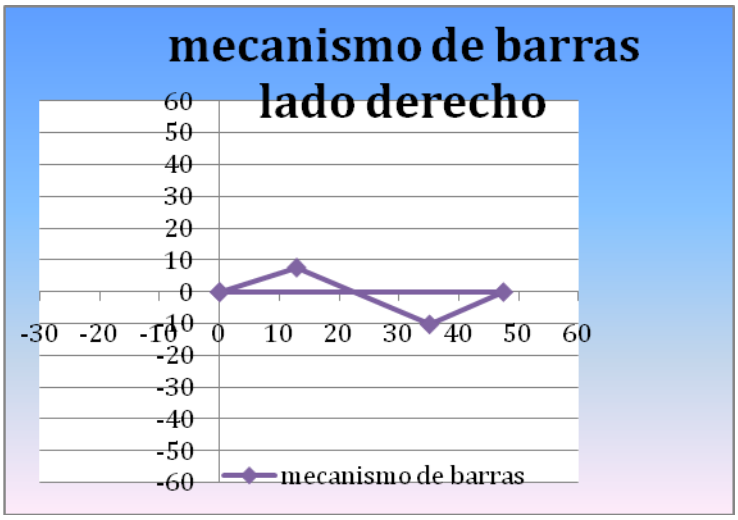


Figura 41, posición del mecanismo de barras lado izquierdo de la tarantería con el volante girado a la izquierda.
Fuente: Los autores

2.3.-ESTUDIO DINAMICO

Una vez concluido el estudio cinemático calcularemos la relación que existe entre las fuerzas de entrada en el volante y las de salida en la mangueta usando nuevamente el mecanismo de eslabonamiento de cuatro barras ya usado, para ello plantearemos las nuevas fuerzas existentes en el mismo **fig. 42, 43, 44**.

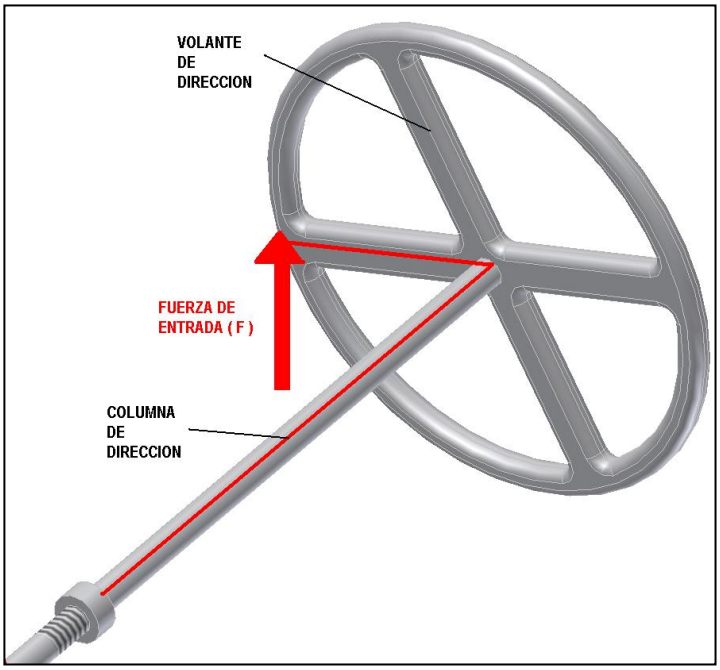


Figura 42, Planteamiento fuerza (F) volante de dirección
Fuente, los autores

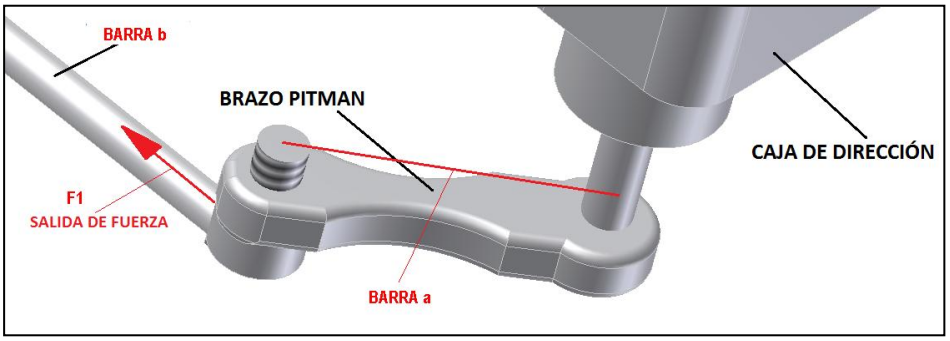


Figura 43, planteamiento de la fuerza (F1) barra a
Fuente, los autores

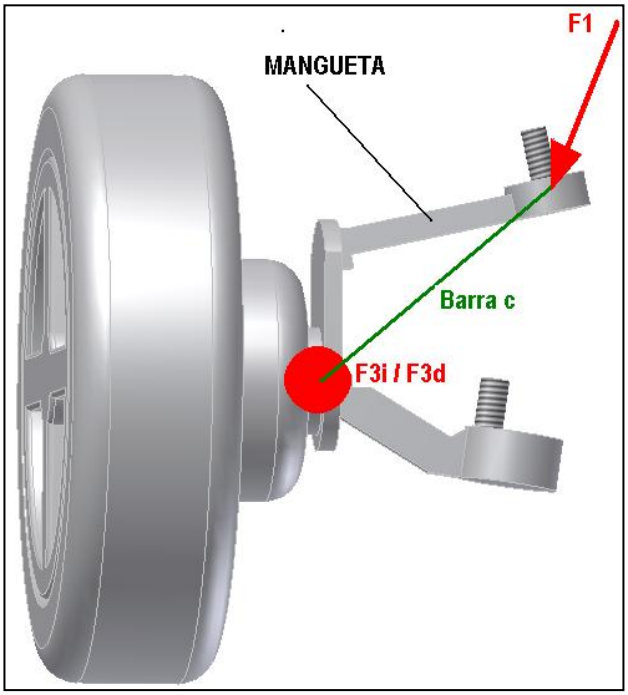


Figura 44, planteamiento de fuerza de salida (F3i, F3d), barra c
Fuente, los autores

2.3.1.-CALCULO DE LAS FUERZAS F1 Y F3

Datos:

Giro del volante = 900°.

Giro de la barra de dirección= 35°.

Relación de transferencia= R.

Fuerza en el volante F=25 kg.

Radio del volante r=20cm

Longitud de la barra de la dirección a= 15 cm.

Fuerza en la barra de la dirección F1.

Torque o momento de entrada en la caja T

Torque o momento de salida de la caja Ts

$$T = F \times r = 25Kg \times 20cm = 500Kg * cm$$

$$R = \frac{641}{35} = 18{,}32$$

$$Ts = T \times R = 500Kg * cm \times 18{,}32 = 9160\ Kg * cm$$

$$F1 = \frac{Ts}{a} = \frac{9160\ Kg * cm}{15\ cm} = 610{,}67\ Kg$$

La fuerza F3i y F3d se calculara a partir de las siguientes formulas:

$$\propto_1 = 360^\circ - \theta_2$$

$$\propto_2 = 90^\circ - \propto_1$$

$$\propto_2 = 90^\circ - 360^\circ + \theta_2$$

$$\propto = \propto_2 - \theta_3$$

$$\propto = 90^\circ - 360^\circ + \theta_2 - \theta_3$$

$$F_2 = F_1 \cos \propto$$

$$\emptyset_1 = \theta_4 - 90^\circ$$

$$\emptyset = \theta_3 - \emptyset_1$$

$$\emptyset = \theta_3 - \theta_4 - 90^\circ$$

$$F_3 = F_2 \cos \emptyset$$

$$F_3 = F_1 \cos \propto \cos \emptyset$$

$$T_3 = F_3 * c.$$

Donde F3i corresponde al lado izquierdo y F3d corresponde al lado derecho, estas fuerzas actúan sobre la leva de la dirección y su suma es igual a F3.

$$F3 = F3i + F3d$$

Ahora se estudiara el comportamiento dinámico durante todo el rango de recorrido de la barra "**a**" o barra de entra de movimiento del mecanismo de cuatro barras planteado con anterioridad (brazo pitman), partiendo desde su ángulo θ2min y θ2 máx.

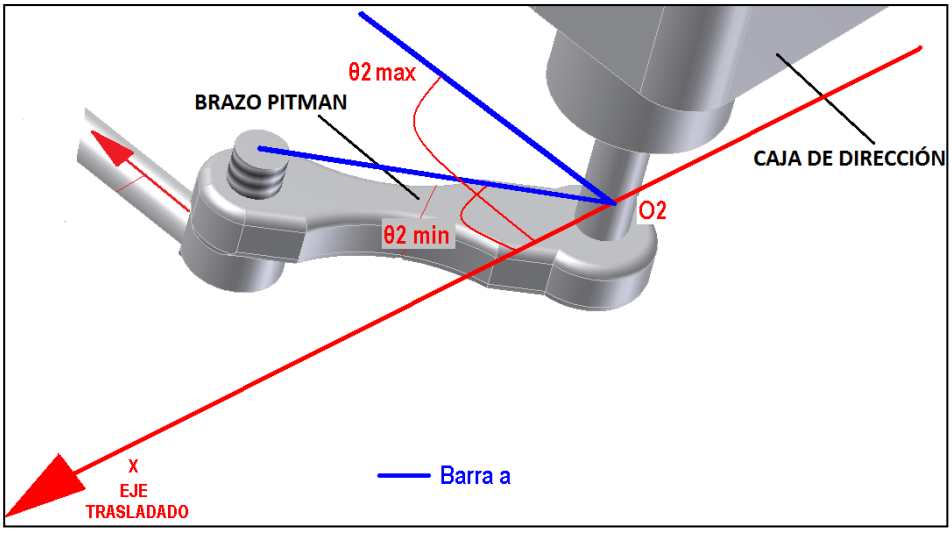


Figura 45, movimiento máximo y mínimo del brazo pitman
Fuente: los autores

Se introducen las formulas en el programa de computadora y obtenemos la curva F/F3 del lado derecho y del lado izquierdo:

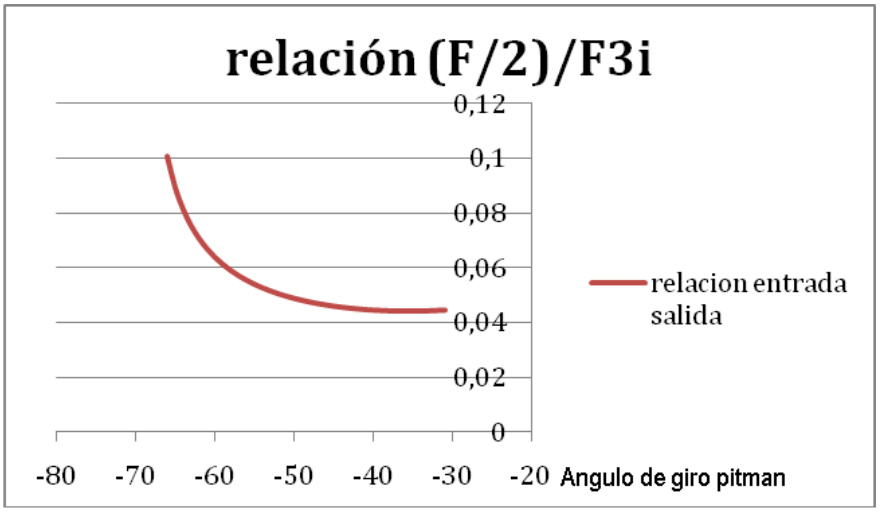


Figura 46, relación entre la fuerza de entrada en el volante y la fuerza salida que actúa sobre la mangueta del lado izquierdo.
FUENTE: LOS AUTORES

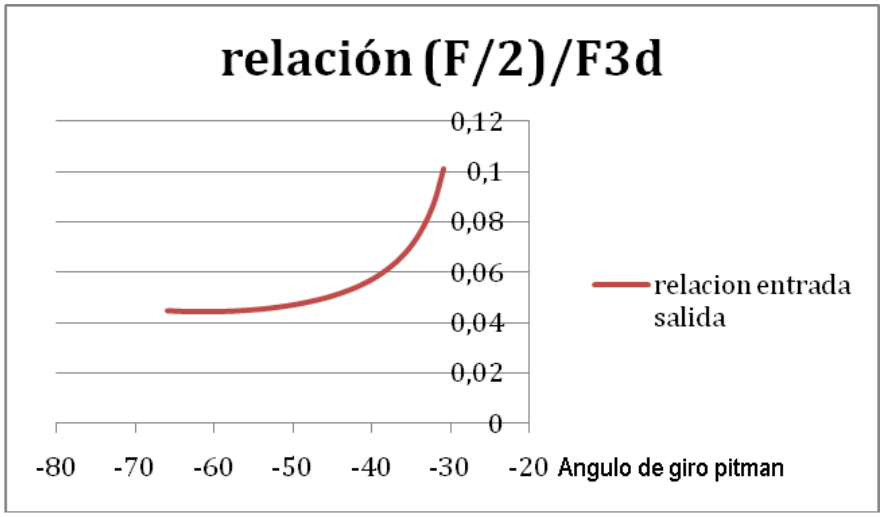


Figura 47, relación entre la fuerza de entrada en el volante y la fuerza salida que actúa sobre la mangueta del lado derecho.
FUENTE: LOS AUTORES

Estas curvas nos permiten encontrar la fuerza F3i y F3d a un cierto ángulo de la palanca de la dirección, con lo que podemos saber cuál es la fuerza en la leva de la dirección de cada lado.

A partir de la suma de F3d y F3i podemos conocer la fuerza F3, con lo que sabemos la fuerza que actúa sobre las dos levas de la dirección con ello podemos obtener la relación F/F3 y F1/F3:

Curva de relación entre F/F3:

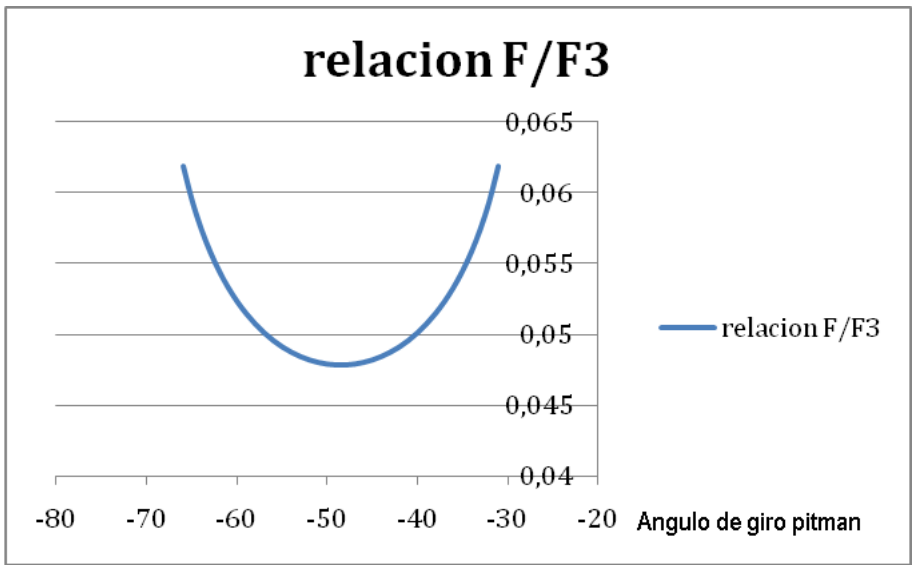


Figura 48, relación entre la fuerza de entrada en el volante y la fuerza total salida que actúa sobre ambas manguetas.
FUENTE: LOS AUTORES

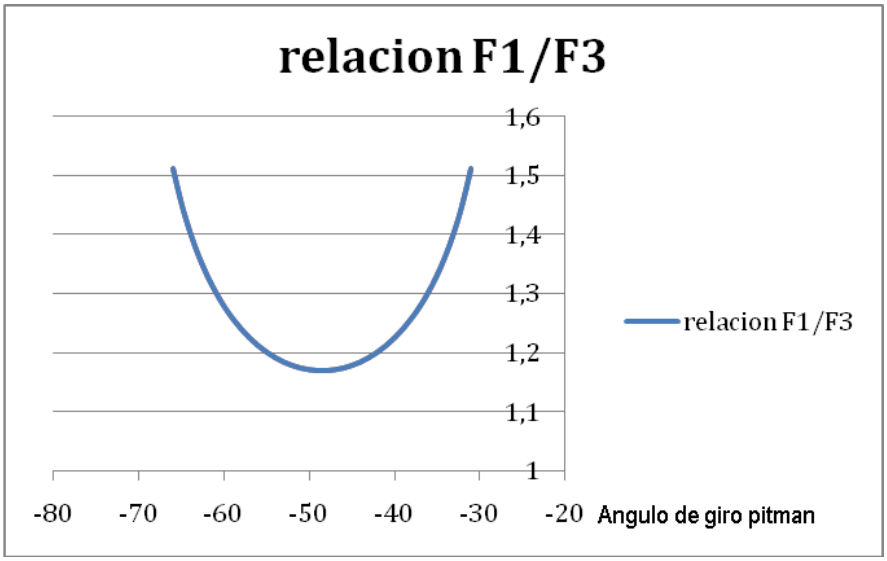


Figura 49, relación entre la fuerza que sale del brazo pitman y la fuerza total salida que actúa sobre ambas manguetas.
FUENTE: LOS AUTORES

A partir de esta relación podemos identificar los puntos críticos en el cual la fuerza F3 es menor o mayor, y por lo tanto donde aumenta o disminuye la fuerza F que es necesaria para mover el volante.

De la **figura 49** podemos deducir que el punto crítico es cuando los neumáticos están rectos en el punto en que el ángulo del brazo Pitman está entre 48° y 49° esto con los ejes trasladados, entonces en esta posición se debe centrar los análisis posteriores. Y gracias a la relación F1/F3 podemos saber la fuerza F1 al que se somete el brazo Pitman y el torque T1 que genera la fuerza F1, que necesitaremos para la posterior selección de la caja de dirección asistida.

Tabla de las fuerzas F, F1, F3 y torque T, T1, T3 en diferentes condiciones de terreno, con las ruedas rectas y con el vehículo estacionado.

En la posición con las llantas rectas tenemos que la F3i y la F3d son iguales por lo que obtenemos que F3/2= F3i =F3d.

La siguiente tabla nos brinda datos relevantes en el punto crítico para su uso en posteriores análisis:

TERRENO	F *(Kgf) Volante*	T*(Kgf*cm) volante*	F1*(Kgf) Pitman*	T1*(Kgf*cm) Pitman*	F3/2*(Kgf) Mangueta.*
Plancha liza	25	500	610,67	9160	262,85
Asfalto	27	540	659,52	9892,8	283,88
Graba gruesa	30	600	732,8	10992	315,42
Rocoso	32	640	781,65	11724,8	336,45

Tabla 1, tabla de fuerzas y torques en diferentes condiciones de terreno
Fuente los autores

con esto podemos tomar las consideraciones necesarias para el dimensionado en el siguiente capítulo tales como las fuerzas a las que se encuentran sometidas las partes de la tirantearía en la dirección tales como barras laterales barra media, brazo pitman, así como la influencia en el diámetro del volante, la desmultiplicación en la caja de dirección, y el esfuerzo realizado por cada elemento del sistema de dirección y su comportamiento durante todo el rango de giro mediante las gráficas propuestas así como una tabla expresando los resultados dinámicos obtenidos tanto en volante de dirección como brazo pitman y finalmente mangueta

3.-ANALISIS Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCION ASISTIDA MAS APTO PARA EL VEHÍCULO LADA NIVA 2121 MOTOR 1600 C.C.

3.1.-ELECCIÒN DEL SISTEMA

Para la elección del tipo de asistencia que hemos de implementar al sistema de dirección mecánica del tipo sin fin y rodillo, con el que cuenta el vehículo automóvil en cuestión, LADA NIVA 1.600 C.C., hemos de plantear en primer lugar los requerimientos que se ha de mejorar, los que debe cumplir una dirección en general y se conservaran, y las características propias del vehículo en función de las cuales estará condicionada la elección del tipo de asistencia.

Dentro de los requerimientos generales de una dirección, como ya se vio en el capítulo I están:

- Precisión
- Suavidad
- Comodidad
- Seguridad

Según lo analizado en el **capítulo I**, la asistencia nos brindara una mejora relativa tanto en suavidad principalmente como en comodidad, y seguridad.

Sin embargo como ya se estudió la cualidad de la precisión en el sistema de dirección está directamente ligado al número de vueltas que se tenga que dar sobre el volante de dirección para alcanzar el ángulo máximo que puedan llegar a dar las ruedas directrices, es decir de la relación de transmisión que tenga el conjunto de piñones ya sea de la caja de dirección o, del sistema piñón cremallera.

Por lo cual la cualidad de precisión debe permanecer sin alterarse, dado que es una cualidad nata del sistema de dirección mecánica, y el empleo de una asistencia no debe alterarla.

Ahora analizaremos las características de nuestro vehículo automóvil más relevantes para el comportamiento del sistema de dirección (**tabla 2**):

- Peso del vehículo, y la carga sobre ejes
- Superficie de contacto de los neumáticos
- Espacio disponible para la tirantearía
- Velocidades de punta del vehículo

Masa del automóvil
Masa del automóvil sin cargar, ni equipar, y solo un pasajero en Kg. 1070
Masa del automóvil repostado, equipado y con su carga máxima en Kg. 1550
Masa que se transmite a la carretera por neumáticos de las ruedas delanteras:
Masa del automóvil sin cargar, ni equipar, y solo un pasajero 680 kg
Masa del automóvil repostado, equipado y con su carga máxima 750 kg
Velocidad máxima (km/h):
Con carga máxima. 130
Con el conductor y pasajero. 132
Neumáticos usados: 175/80R16

Tabla 2, datos del vehículo
Fuente: Manuales Mecánicos, Manual de taller Lada Niva, 2000

3.1.1.-ANALISIS DE PARAMETROS

La **masa** sobre el eje delantero, el cual es de nuestro interés de estudio así como el peso del vehículo en su totalidad corresponde a 750 y 1550 kg, respectivamente, esto es de importancia para la elección de nuestro tipo de asistencia, dado que la fuerza de asistencia debe ser elevada por el peso del vehículo y en este caso, una asistencia hidráulica nos brindaría un menor consumo de potencia dado, que esta es aportada directamente por el motor a través de la bomba, y en caso de una electrónica la potencia necesaria para la asistencia es solventada por el acumulador del sistema eléctrico a través del motor de asistencia, el cual deberá ser más robusto para maniobras de estacionamiento demandando mayor consumo de energía, por lo que es aconsejable aplicar una asistencia hidráulica.

En cuanto a la **velocidad** como vemos en la **tabla 1**, no es mayor a 132 km/h, y como ya se vio en el **capítulo I**, es importante que a altas velocidades, no se pierda la sensibilidad en la dirección.

La velocidad máxima en conclusión está en los 132 km/h, dado que la velocidad no es excesiva es prescindible descartar una asistencia variable dado que a estas

velocidades no habrá una importante pérdida en la precisión y sensibilidad de la dirección, que no se solucione con una asistencia hidráulica

Los Neumáticos usados: **215/65 R16**, poseen un ancho de huella más amplio, al ancho de neumáticos originales: **175/80R16**, por lo que tenemos una mayor superficie de contacto

Está comprobado que un vehículo presenta mejores prestaciones tanto en seguridad, maniobrabilidad, y confort con el uso de neumáticos de mayor sección, sin embargo el aumento en el área de contacto reporta un mayor esfuerzo en el guiado de los neumáticos por lo que se hace imprescindible el uso de la asistencia en la dirección para conseguir la suavidad y seguridad necesaria y el confort y seguridad brindados por dichos neumáticos.

En cuando a la **tirantearía** es poco lo que se puede hacer sobre esta sin que esto afecte a la geometría de la suspensión delantera además y como ya se comprobó en el **capítulo II** del estudio de la dirección actual en el vehículo la desmultiplicación en esta parte del sistema de dirección es lo más óptima posible, por lo que la asistencia que se brinde tendrá que mantener intacta la tirantearía y más bien nuestros esfuerzos se centraran directamente sobre la fuerza de asistencia a brindar.

En lo referente a la comodidad podemos aumentarla considerablemente no solo con la suavidad que hemos de conseguir si no también con la opción de disminuir notablemente el radio del volante.

En conclusión y según lo analizado tenemos:

- Debido al peso del vehículo, el uso de neumáticos de mayor ancho de huella, y con ello la elevada demanda de fuerza en la asistencia, esta tendrá que ser hidráulica.
- Como la velocidad de punta del vehículo es de 132 km/h, podemos descartar el uso de una asistencia hidráulica variable.
- Dado que la tirantearía tendrá que permanecer intacta por su geometría en el diseño, la asistencia hidráulica tendrá que estar dirigida sobre la caja de dirección sin fin y sector dentado.

- Según se vio la precisión en el volante está relacionado directamente con la relación de transmisión de la caja en nuestro caso por lo que dicha relación se mantendrá lo más aproximada posible.

Por lo cual el sistema de dirección a usar será la misma, mecánica por sin fin y sector dentado, cuya asistencia será hidráulica sobre la caja de dirección.

3.2.-ANALISIS DE SUS ELEMENTOS

3.2.1.-PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRAULICO

Nuestro sistema de asistencia hidráulica se basa en el mismo principio fundamental de todo sistema hidráulico donde la energía mecánica se transforma en energía hidráulica la cual se transmite a través del fluido de trabajo para luego ser aprovechada nuevamente como energía mecánica

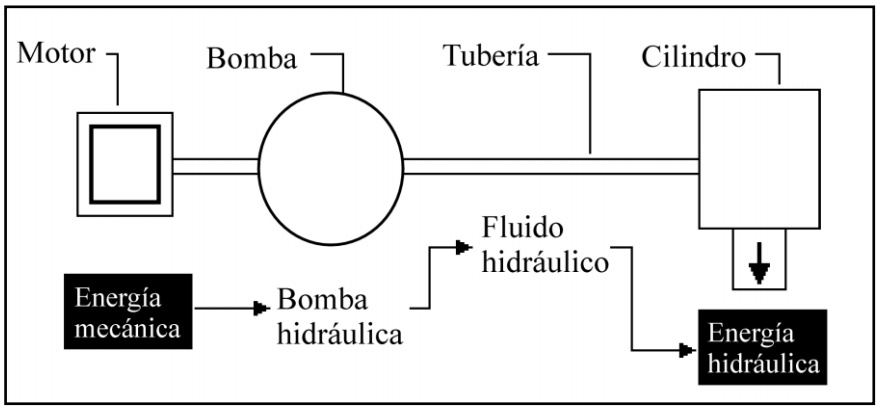


Figura 50, Esquema de funcionamiento básico
Fuente, documento pdf, OLEOHIDRAULICA BASICA Y DISEÑO DE CIRCUITOS, Felipe Roca

3.2.2.-ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÀULICO

Para nuestro sistema de asistencia hidráulico precisaremos de los siguientes elementos, mismos que se dimensionaran más adelante:

- Bomba
- Válvula reguladora de presión
- Deposito
- Válvula distribuidora rotativa

3.2.2.1.-Bomba.- se puede decir que es el corazón de todo circuito hidráulico para nuestro caso usaremos por conveniencia una bomba rotativa de paletas con desplazamiento positivo esto debido a sus características:

- El caudal permanece contante al encontrar obstrucciones a su paso
- La presión aumenta hasta conseguir eliminar dichas obstrucciones
- El tipo de paletas permite un margen más alto de presiones es decir puede trabajar a márgenes más elevados de presión.

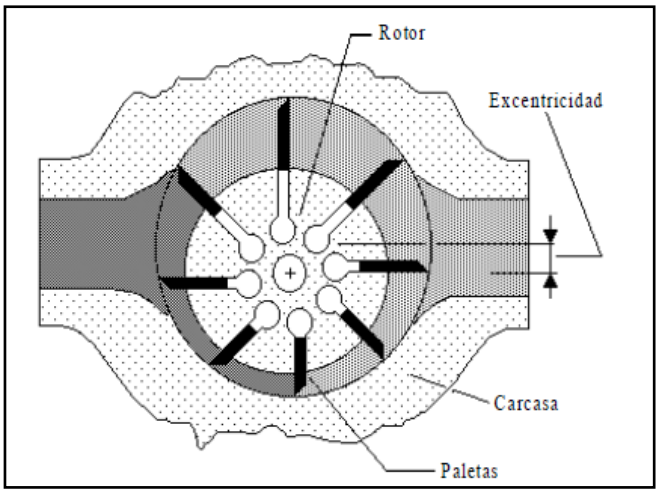


Figura 51 Esquema de funcionamiento básico, bomba de paletas Fuente, documento pdf, OLEOHIDRAULICA BASICA Y DISEÑO DE CIRCUITOS, Felipe Roca

3.2.2.2.-Limitador o regulador de caudal.- necesario para asegurar la integridad de las partes del sistema dado que la bomba es de desplazamiento positivo mientras exista un bloqueo de caudal esta seguirá trabajando aumentando la presión hasta eliminar el obstáculo o hasta que el motor deje de trabajar o los elementos internos de la bomba se rompan por el gran esfuerzo, por otro lado la fuerza de asistencia no debe excederse, dado que podría perderse sensibilidad en el volante de modo que la máxima fuerza de asistencia puede también regularse mediante esta válvula bidireccional de tipo directa

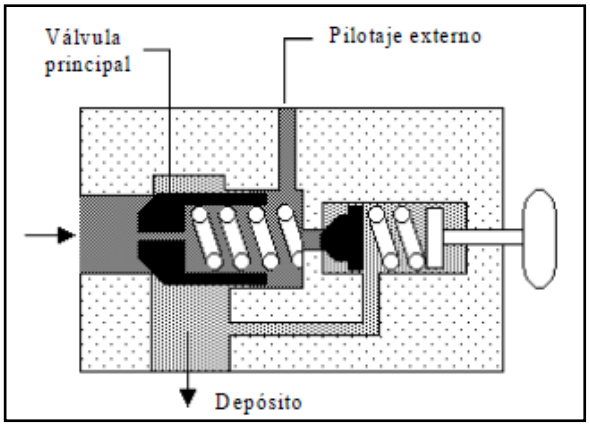


Figura 52, Esquema de funcionamiento básico, regulador de caudal Fuente, documento pdf, OLEOHIDRAULICA BASICA Y DISEÑO DE CIRCUITOS, Felipe Roca

3.2.2.3.-Depósito.- entre las características principales que debe poseer el depósito tenemos:

A) Disponer de suficiente superficie para que el fluido caliente pueda, por convención, transferir su temperatura al ambiente que le rodea.

B) Almacenar un volumen de fluido relativamente grande, suficiente para que la velocidad de circulación de éste a su través sea tan baja que permita que los contaminantes de gran tamaño se sedimenten; además, debe permitir el almacenamiento de todo el fluido contenido en el interior del circuito, y que puede pasar al depósito durante una operación de mantenimiento.

C) Disponer de una cámara de aire que facilite la eliminación del aire disuelto en el fluido.'

3.2.2.4.-Válvula distribuidora rotativa.- como su nombre lo indica es la encargada de direccionar el caudal dependiendo de los requerimientos solicitados en el volante, en este caso dicha forma de direccionar el caudal se realiza mediante el giro de la corredera cerrando y abriendo los pasos del fluido.

El comando de dicha corredera puede ser manual, eléctrico o servo hidráulico, para nuestro caso será de forma manual a través de la columna de dirección y el volante.

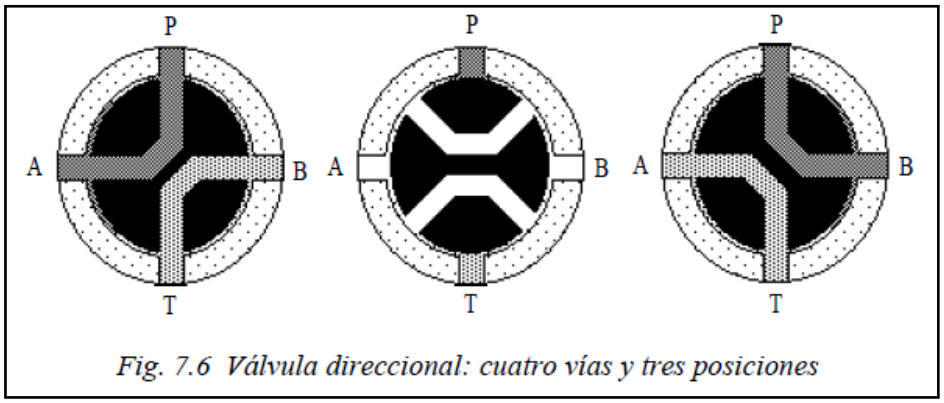


Fig. 7.6 Válvula direccional: cuatro vías y tres posiciones

Figura 53, Esquema de funcionamiento básico
Fuente, documento pdf, OLEOHIDRAULICA BASICA Y DISEÑO DE CIRCUITOS, Felipe Roca

3.3.-ELEMENTOS REQUERIDOS, DATOS DEL VEHÍCULO, ESFUERZOS REQUERIDOS

3.3.1.-ELEMENTOS DIRECCIÒN HIDRÀULICA

- Bomba
- Caja de dirección
- Deposito

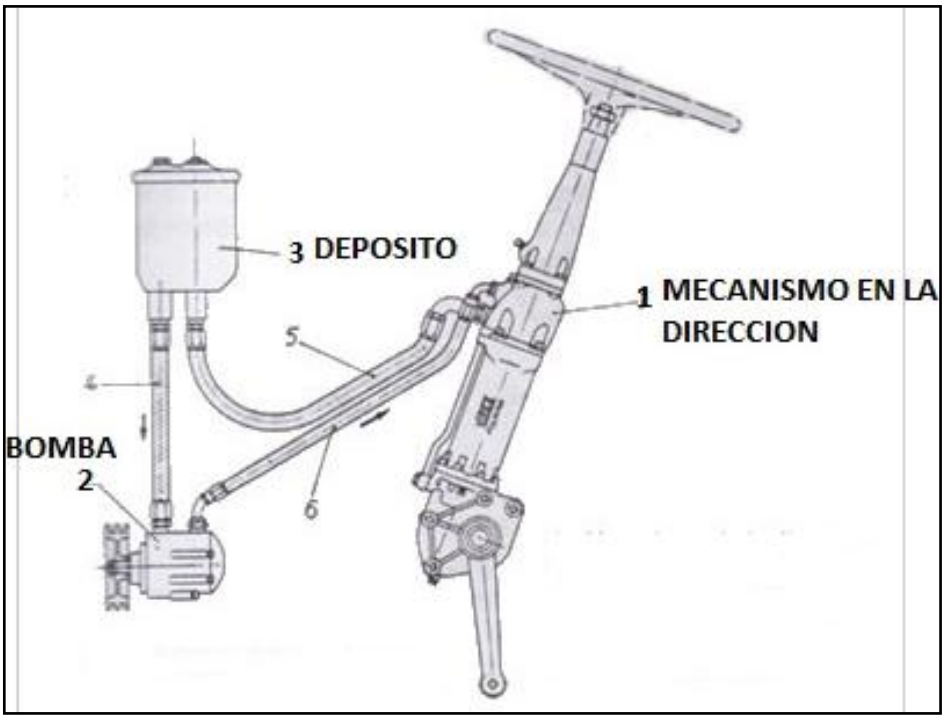


Figura 54, Elementos requeridos por un sistema hidráulico
Fuente: documento HTML, dirección asistida, MECANICA VIRTUAL

3.3.2.-DATOS DEL VEHÍCULO

- Peso eje delantero carga máxima : 7357.5 N
- Peso eje delantero sin equipar : 6670.8 N
- Desmultiplicación de fuerza en la tirantearía: 1: 1
- Diámetro del volante de dirección : 40 cm
- Esfuerzo máximo en el volante : 245.25 N (plancha lisa)
- Desmultiplicación caja de dirección original: 1: 18.32
- Tipo de neumáticos utilizados: Radiales 215/65 R16

3.3.3.-ESFUERZOS REQUERIDOS PARA LA NUEVA DIRECCIÒN

- Esfuerzo sobre el volante con vehículo parado: 6 N*m (asfalto)
- Esfuerzo a velocidades superiores a 80 km/h: 3 N*m (asfalto)

3.3.4.-ESTUDIO DINÀMICO MECANISMO INICIAL

El mecanismo posee cuatro tipos de desmultiplicaciones a través de los elementos de la **figura 55**, estos elementos comprenden el sistema de dirección hasta llegar a la mangueta o pivote de la rueda:

- Volante de dirección
- Caja de dirección
- Brazo pitman
- Tirantearía

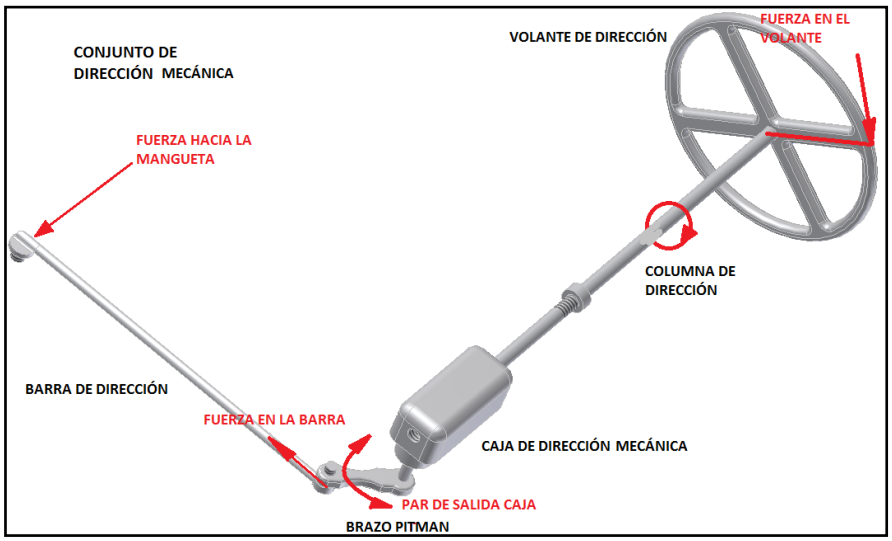


Figura 55, Comportamiento dinámico de los elementos del sistema de dirección
Fuente: los autores

Volante de dirección

Elemento que puede presentar variación en su desmultiplicación por medio del diámetro para por medio de esta llegar a los esfuerzos buscados

Caja de dirección

La caja de dirección original es del tipo mecánica de tornillo sin fin y rodillo, es claro que para nuestro fin esta se deberá desechar y cambiar por una del mismo mecanismo pero diseñada para la asistencia hidráulica y que su desmultiplicación sea igual a la original para cumplir con la condición de precisión al volante planteada al inicio del presente capitulo, y no perder sensibilidad, dicha desmultiplicación debe ser próxima a 1: 18.32 que es la de la caja de dirección original.

Brazo pitman

El brazo pitman se conservara y adaptara a la caja de dirección por cuestión de implementación hacia la tirantearía siendo la distancia efectiva para el cálculo de momentos de 15 cm (cap. II) hasta las barras de dirección por lo que este valor permanecerá invariable

Tirantearía

La tirantearía de igual manera se conserva tanto brazos como terminales y pivotes dando el estudio de mecanismo de la misma una desmultiplicación no mayor a 1: 1.1669 (cap. II) en estados momentáneos

3.3.5.-CALCULO DE ESFUERZOS

3.3.5.1.-Desmultiplicación mecánica total

Esta se puede calcular tomando todos los valores de desmultiplicación mecánica del sistema hasta llegar a la mangueta:

La primera asistencia se da por el radio del volante de la dirección, obteniéndose un par de entrada hacia la caja de dirección:

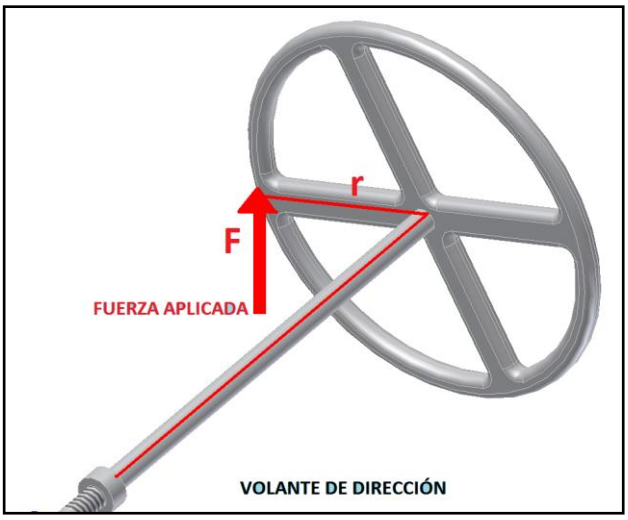


Figura 56, esfuerzo realizado sobre volante de dirección
Fuente; los autores

$$P = F * r$$

$$P = par\ de\ entrada\ hacia\ caja$$

$$F = esfuerzo\ en\ el\ volante$$

$$r = radio\ del\ volante$$

La segunda asistencia se da en la **caja de dirección figura 57** por medio del sin fin y rodillo y a la salida de esta el par se convierte en fuerza por medio de la distancia efectiva (d) **figura 58** "palanca" del brazo pitman (15 cm cap. II) obteniendo la tercera asistencia.

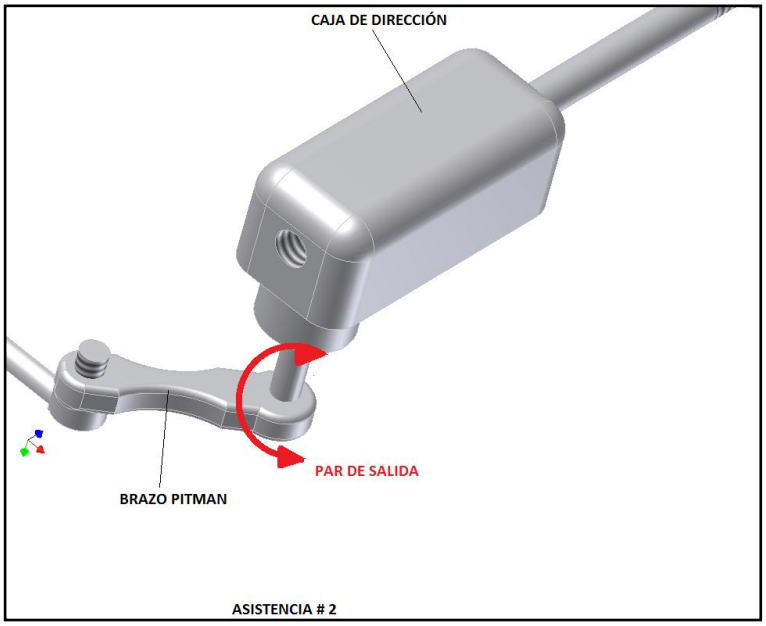


Figura 57, par de salida de la caja de dirección.
Fuente: los autores

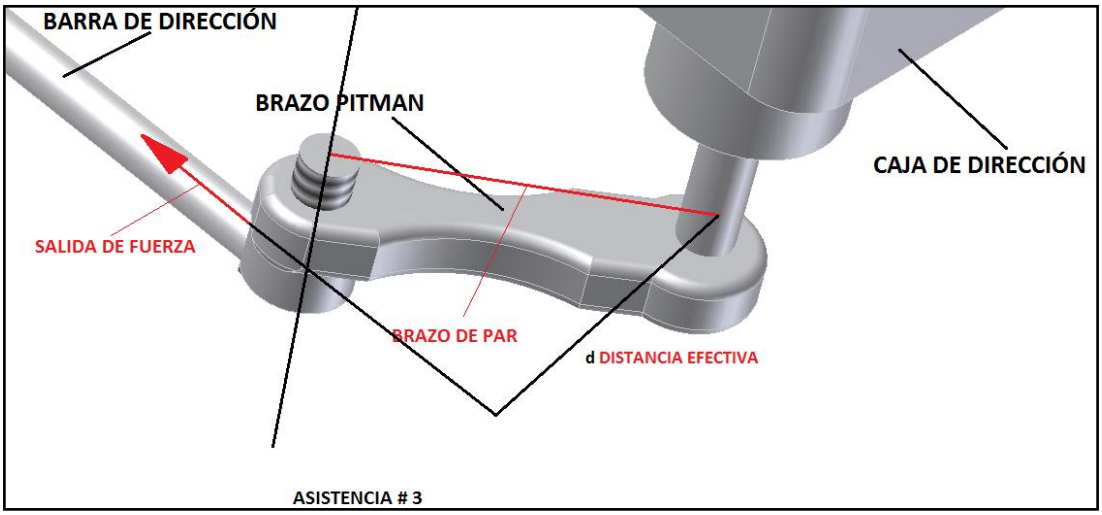


Figura 58, distancia efectiva del brazo pitman
Fuente los autores

$$Pc = (F * r) * (Rt)$$

Fm = Pc / d

$Pc = par\ salida\ de\ la\ caja$

$Fm = fuerza\ en\ la\ mangueta$

$d = distancia\ efectiva\ del\ pitman$

$Rt = relaciòn\ de\ transmiciòn\ en\ la\ caja$

Ahora consideraremos los datos obtenidos en la práctica, el torque que se ejerce sobre el volante y la resistencia al giro que presenta el neumático (tabla cap. II)

Tabla de datos para distintos tipos de terreno: Todos los datos se hicieron con el vehículo sin ningún tipo de carga (masa seca sin repostar ni equipar) mas el peso del conductor 680 kg, (datos del fabricante)

TERRENO	F *(Kgf)* *Volante*	T*(Kgf*cm)* *Volante*	F1*(Kgf)* *Pitman*	T1*(Kgf*cm)* *Pitman*	F3/2*(Kgf)* *Mangueta.*
Plancha liza	25	500	610,67	9160	262,85
Asfalto	27	540	659,52	9892,8	283,88
Graba gruesa	30	600	732,8	10992	315,42
Rocoso	32	640	781,65	11724,8	336,45

Tabla 3, Esfuerzos en diferentes condiciones de terreno
Fuente: los autores

Entonces tenemos que para asfalto seco la fuerza necesaria producida por el sistema de dirección para el guiado del vehículo es de 25-27 kg-fuerza (245.25-264.87 N), fuerza de resistencia del neumático. A la fuerza aplicada en la mangueta se opone otra de semejante magnitud en sentido contrario al giro sobre el eje normal dicha magnitud se genera debido a la fuerza del peso soportado sobre el eje delantero del vehículo, dicho peso genera una fuerza de reacción, fuerza normal (F NORMAL) misma que actúa sobre la superficie de contacto (asfalto seco) con su respectivo coeficiente de fricción (asfalto - neumático) **figura inferior** , de esta manera la fuerza de oposición queda directamente relacionada tanto al peso del vehículo como a la superficie de contacto.

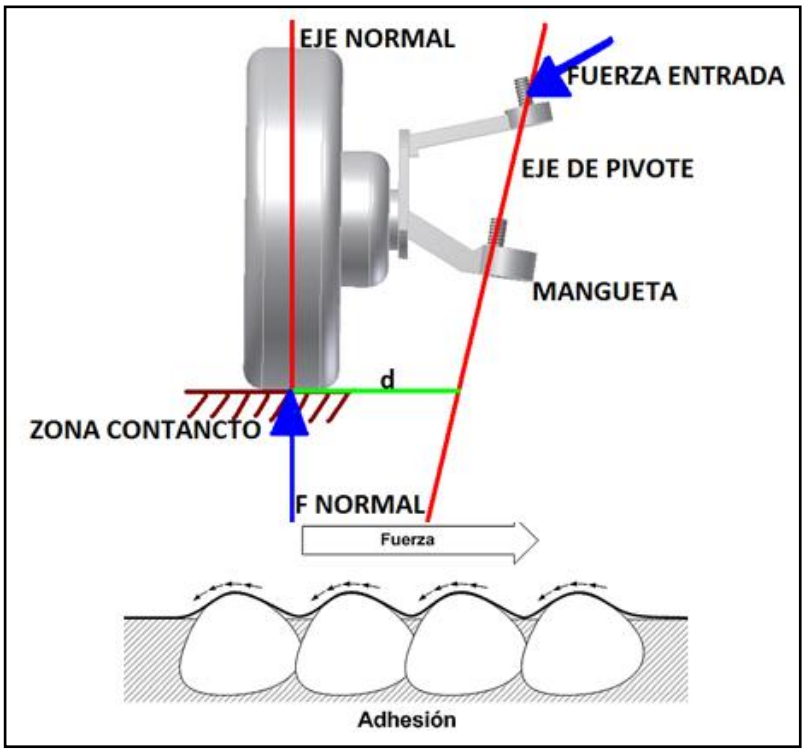


Figura 59, comportamiento dinámico del neumático
Fuente los autores

$$Pd = md(kg) * g(\frac{m}{s^2})$$

$Pd = peso\ soportado\ en\ el\ eje\ delantero$

$md = masa\ sobre\ eje\ delantero$

$g = gravedad$

$fuerza\ de\ fricciòn = Ff = Pd * \mu(coeficiente\ de\ fricciòn\ estatica\ asfalto\ neumatico)$

3.3.6.-RESULTADOS OBTENIDOS

Ahora procedemos a la comprobación y obtención de datos para los casos necesarios:

Esfuerzo en el volante con el vehículo parado, masa delantera sin equipar ni ripostar (680 kg) datos fabricante.

ASISTENCIAN # 1 VOLANTE DIRECCIÓN		
RADIO VOLANTE	20	cm
FUERZA ENTRADA	264,87	N
PAR DE SALIDA	52,974	N*m

ASISTENCIA # 2 CAJA DE DIRECCION		
NUMERO DIENTES SINFÍN		
RODILLO		
RELACION DE TRANS.	18,32	adimens.
PAR SALIDA de CAJA	969,95394	N*m

ASISTENCIA # 3 TIRANTERIA PITMAN			
RELACION TIRANTERIA	1	adim.	1.16
PAR ENTRADA	969,95394	Nm	
d EFECTIVA PITMAN	15	cm	
F. SALIDA A MANGUETA	6466.3596	N	**SIN ASIST.**

Y calculamos el esfuerzo a vencer en los neumáticos con una masa sin equipar de 680 kg:

DATOS PARA EL CALCULO DE ESFUERZOS			
carga sobre eje delantero	680	Kg	**Masa repostada máx. Sobre el vehículo**
u neumático calzada	0,98	adimens.	**coeficiente de fricción neumático calzada**
fuerza necesaria	6537,384	N	**fuerza necesaria en llantas**
peso eje delantero	6670,8	N	**peso sobre el eje delantero del vehículo**

Y para una masa máxima en el tren delantero del vehículo de 750 kg.

DATOS PARA EL CALCULO DE ESFUERZOS			
carga sobre eje delantero	750	kg	**masa repostada máx. Sobre el vehículo**
u neumático calzada	0,98	adimens.	**coeficiente de fricción neumático calzada**
fuerza necesaria	7210,35	N	**fuerza necesaria en llantas**
peso eje delantero	7357,5	N	**peso sobre el eje delantero del vehículo**

3.3.7.-CALCULO DE ESFUERZOS PARA LA NUEVA DIRECCION

Para el esfuerzo con **vehículo parado y Peso mínimo** 680 Kg y cumpliendo con los esfuerzos nuevos planteados (6 N*m) tenemos una fuerza de entrada en el volante de:

ASISTENCIAN # 1 VOLANTE DIRECCIÓN		
RADIO VOLANTE	20	Cm
FUERZA ENTRADA	30	N
PAR DE SALIDA	6	N*m

Ahora tendremos que tomar en cuenta, para la elección de la nueva caja de dirección los siguientes aspectos:

- Su geometría deberá ser lo más semejante posible dada su disposición dentro del compartimiento motor
- Su desmultiplicación deberá estar próxima a la de la caja mecánica para no perder la cualidad de precisión al volante
- El mecanismo de desmultiplicación mecánica deberá ser similar

Dadas las características a reunir, se ha optado por escoger la caja de dirección con asistencia hidráulica de la camioneta CHEVROLET LUV DMAX, la cual cuenta con las siguientes características:

Caja de dirección hidráulica CHEVROLET LUV 2.2, tipo sinfín y sector dentado

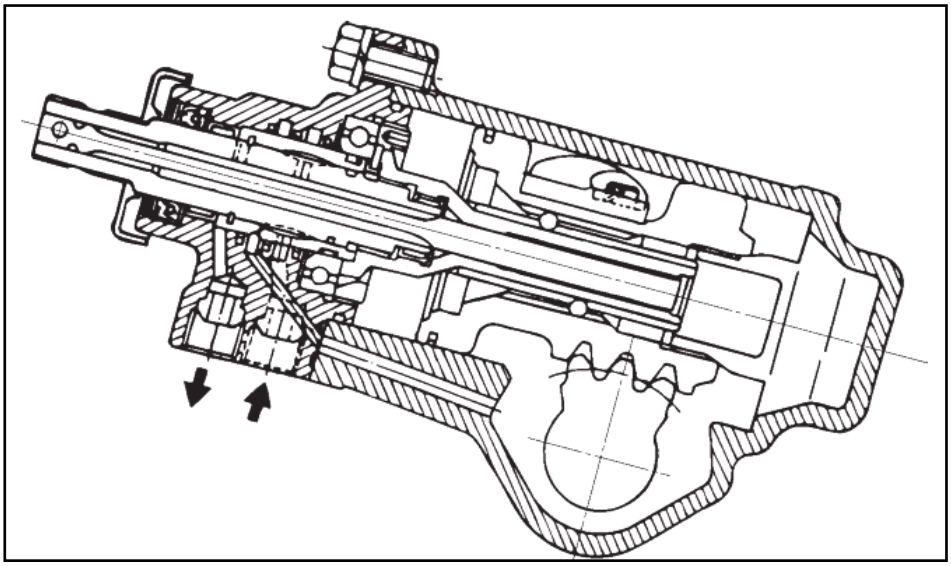


Figura 60, Vista en sección de la caja de dirección hidráulica empleada
Fuente: Documento Pdf, WORKSHOP MANUAL 2000, TROOPER, RODEO, AMIGO.

Como se observa en la figura inferior el pistón de asistencia tiene varias superficies o áreas donde actúa la presión de la bomba en ambos lados de este, la sumatoria de estas superficies nos brindan el área total de trabajo del pistón

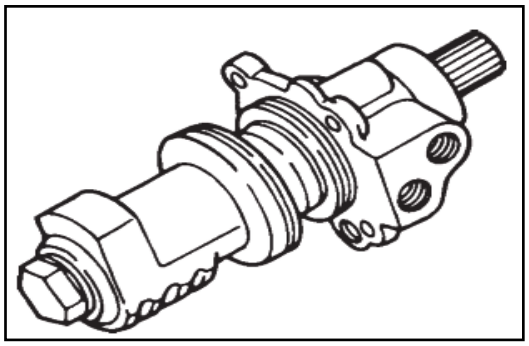


Figura 61, embolo de caja de dirección (asistencia)
Fuente: Documento Pdf, WORKSHOP MANUAL 2000, TROOPER, RODEO, AMIGO.

Entonces ahora podemos calcular las presiones necesarias en la bomba hidráulica para cubrir nuestros requerimientos:

La asistencia mecánica por parte de la nueva caja quedara:

ASISTENCIA # 2 CAJA DE DIRECCION		
NUMERO DIENTES SINFÍN		
DIENTES EN SECTOR		
RELACION	16	adimens.
PAR SALIDA	96	N*m
FUERZA SIN ASIST.	640	N

Para nuestra nueva caja de dirección el torque de salida en la misma, se sumara al esfuerzo de asistencia brindado por la bomba hidráulica:

Para este paso es necesario contar con el área de la caja de dirección, donde actuara la presión, procedente de la bomba así como la presión de la bomba con la que trabajaremos para ello se ha creado el siguiente cuadro **tabla 4**, donde se introduce diferentes curvas para los rangos de presiones disponibles en el mercado, de tal manera que obtenemos el esfuerzo de asistencia en función del área de trabajo para diferentes presiones de la bomba.

Entonces según vemos en la **tabla 4**, tomando los valores máximos a vencer en el vehículo ya calculados con anterioridad para máxima y mínima carga del vehículo notamos que es posible trabajar con una presión que se encuentra entre los 6,15 y 6,9 Mpa, para un área de 9,6 cm^2, y una relación de transmisión de 1: 16 para alcanzar los valores buscados.

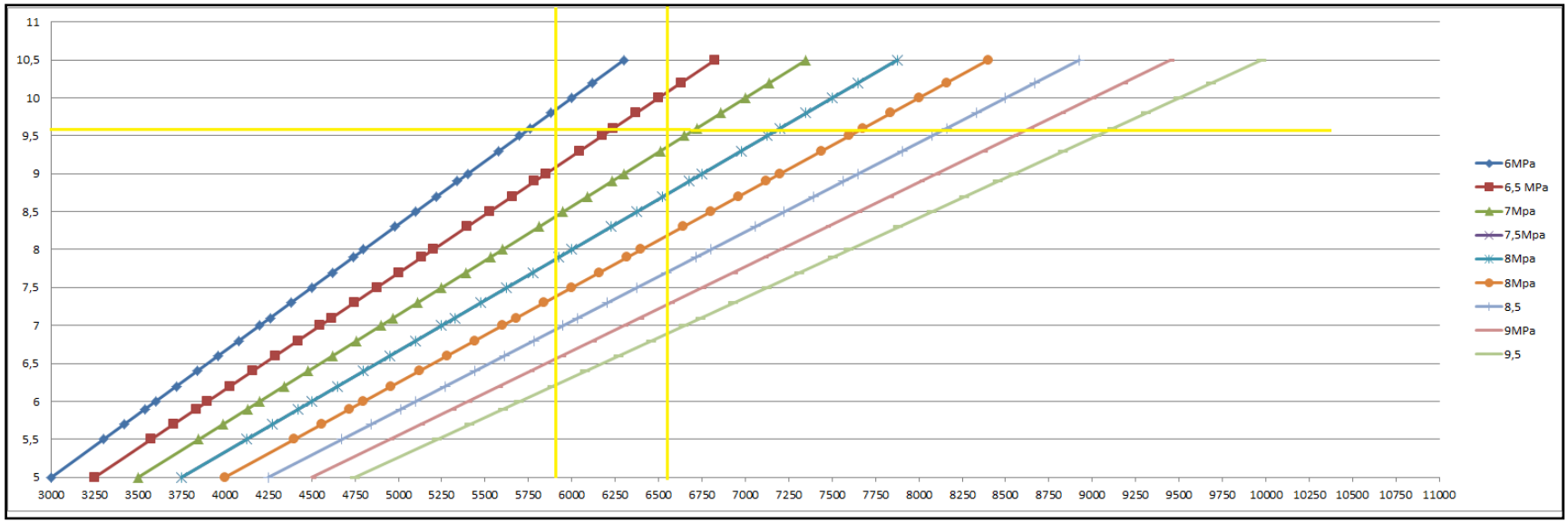


Tabla 4, relación esfuerzo de asistencia aportado en función del área de trabajo y presiones aportadas
Fuente los autores

CAPITULO III: ANÁLISIS Y SELLECION DEL SISTEMA DE DIRECCION ASISTIDA MAS APTO PARA EL VEHICULO LADA NIVA 2121 MOTOR 1600 C.C. 4X4.

VEHICULO PARADO, MASA SIN EQUIPAR PUENTE DELANTERO 680 kg.

ASISTENCIA # 3 ASISTENCIA HIDRAULICA			
PRESIÒN BOMBA		6,15	Mpa
AREA # 1	9,6	cm2	
AREA # 2	9,6	cm2	
FUERZA ASIST.	5904	5904	N
DISTANCIA PITMAN	15	cm	
PAR DE SALIDA	885,6	N*m	
PAR TOTAL DE SALIDA	981,6	N*m	
FUERZA	6544	N	

VEHICULO PARADO, TOTALMENTE EQUIPADO Y RIPOSTADO 750 kg.

ASISTENCIA # 3 ASISTENCIA HIDRAULICA			
PRESIÒN BOMBA	6,15	6,85	Mpa
AREA # 1	9,6	cm2	
AREA # 2	9,6	cm2	
FUERZA ASIST.	6576	6576	N
DISTANCIA PITMAN	15	cm	
PAR DE SALIDA	986,4	N*m	
PAR TOTAL DE SALIDA	1082,4	N*m	
FUERZA	7216	N	

ESFUERZO AISTENCIA BUSCADA	6.576,000
	5.904,000

Finalmente como observamos es necesaria una presión de la bomba mínima de 6.15 Mpa, y máxima de 6,85 Mpa. Para el caso de que la masa del vehículo sea mínima o máxima respectivamente, así que para cubrir las necesidades de un máximo esfuerzo en el volante planteado de 6 N*m en maniobras de parqueo se requieres de la caja ya mencionada y una bomba cuyo rango de presiones este entre los 6.15 y 6,85 Mpa.

Ahora dichos valores exactos para los rangos de la nueva bomba de presión no se encuentran disponibles en el mercado por lo que, los que más se aproximan a los buscados para el área de trabajo de la caja de dirección de hidráulica de la camioneta

CHEVROLET LUV 2.2 de 9.6 cm^2, según la **tabla 4** estará cerca de los 6.5 Mpa, como se puede observar en la **tabla 5** se obtiene los rangos que se aproximan a los requerimientos planteados en condiciones de máximo esfuerzo (vehículo parado). Con y sin carga máxima, en la bomba del HIUNDAY GETZ 1.3

TABLA DE VEHICULOS CONSULTADOS **(rangos reales de presiones)**

MODELO DEL VEHÍCULO	PRESION DE LA BOMBA DE ACEITE
CHEVROLET RODEO	9,3 – 9,8 Mpa
CHEVROLET TROOPER	9,3 – 9,8 Mpa
GRAND VITARA (JB416/JB420)	7,65 – 8,34 Mpa
HIUNDAY GETZ 1.6	8,3 – 8,8 Mpa
HYUNDAY GETZ 1.3	***6,3 - 7,03 Mpa***

Tabla 5, Tabla de rangos de presiones disponibles en el mercado
Fuente: los autores

3.3.8.-DIMENSIONES EN LOS NUEVOS ELEMENTOS

- Bomba hidráulica: 6.3 – 7,03 Mpa
- Caja de dirección hidráulica: 1: 16, sector dentado y tornillo sin fin

4.-IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE DIRECCION ASISTIDA

4.1.-ACOPLAMIENTO DE LA NUEVA CAJA DE DIRECCION HIDRAULICA

Figura 62, comparación de nuevos elementos
Fuente los autores

La nueva caja de dirección como es natural deberá estar emplazada en el mismo lugar que la vieja caja, y de similar orientación especialmente en lo que respecta a su eje de salida y de entrada ya que estos comunicaran los deseos del conductor por medio del volante hacia la palanca de dirección o brazo pitman, debido a que como ya se mencionó la tirantearía permanecerá intacta y no deberá ser alterada su geometría.

Como se observa en la **figura 62**, ambas salidas forman un ángulo de noventa grados que nos es favorable, más las posiciones de los orificios para los puntos de fijación al chasis son diferentes así como el tamaño y la geometría de las mismas, de igual manera sucede con el brazo pitman de cada una de ellas, problemas que solucionaremos a continuación.

Uno de los parámetros es la longitud de la caja y el ancho de la caja, que impiden que se pueda ubicar directamente la caja de la dirección nueva en lugar de la original; Por esto se procedió a realizar la ampliación del orifico en el compacto, por donde se conecta la caja de dirección y la columna de la dirección, con lo cual se logra ingresar 1cm en el habitáculo la caja nueva, con ello logramos hacer que el eje de

salida de la caja nueva se ubique en la posición cercana a la del eje de salida de la caja original **(fig. 63).**

Figura 63, ampliación de la cavidad para la caja de dirección
Fuente los autores

En la **figura 63** se aprecia el ensanchamiento del agujero, y la ubicación de la nueva caja de dirección, con ello resolvemos nuestro primer inconveniente de geometría y dimensiones de nuestra nueva caja de dirección hidráulica

Otro inconveniente de ubicación relacionado a la diferente geometría fue, que para que la nueva caja de dirección acoplara correctamente con el antiguo brazo pitman y a su vez con el eje intermedio de la dirección dicha caja se encontraba en una posición inclinada de 1cm con respecto al refuerzo del compacto **figura 64**, en el que se acopla directamente por los puntos de fijación, para resolver esta inclinación y encontrar un contacto perfecto entre caja y refuerzo de compacto nos ayudamos con una cuña metálica ubicada entre los puntos de apoyo del refuerzo del compacto y la caja de la dirección **figura 65**.

Figura 64, ubicación caja de dirección – compacto
Fuente: los autores

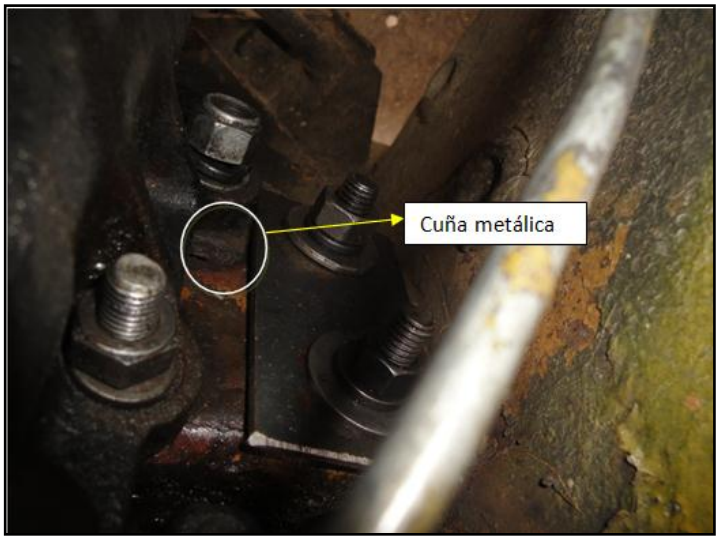


Figura 65, ubicación cuña metálica
Fuente, los autores

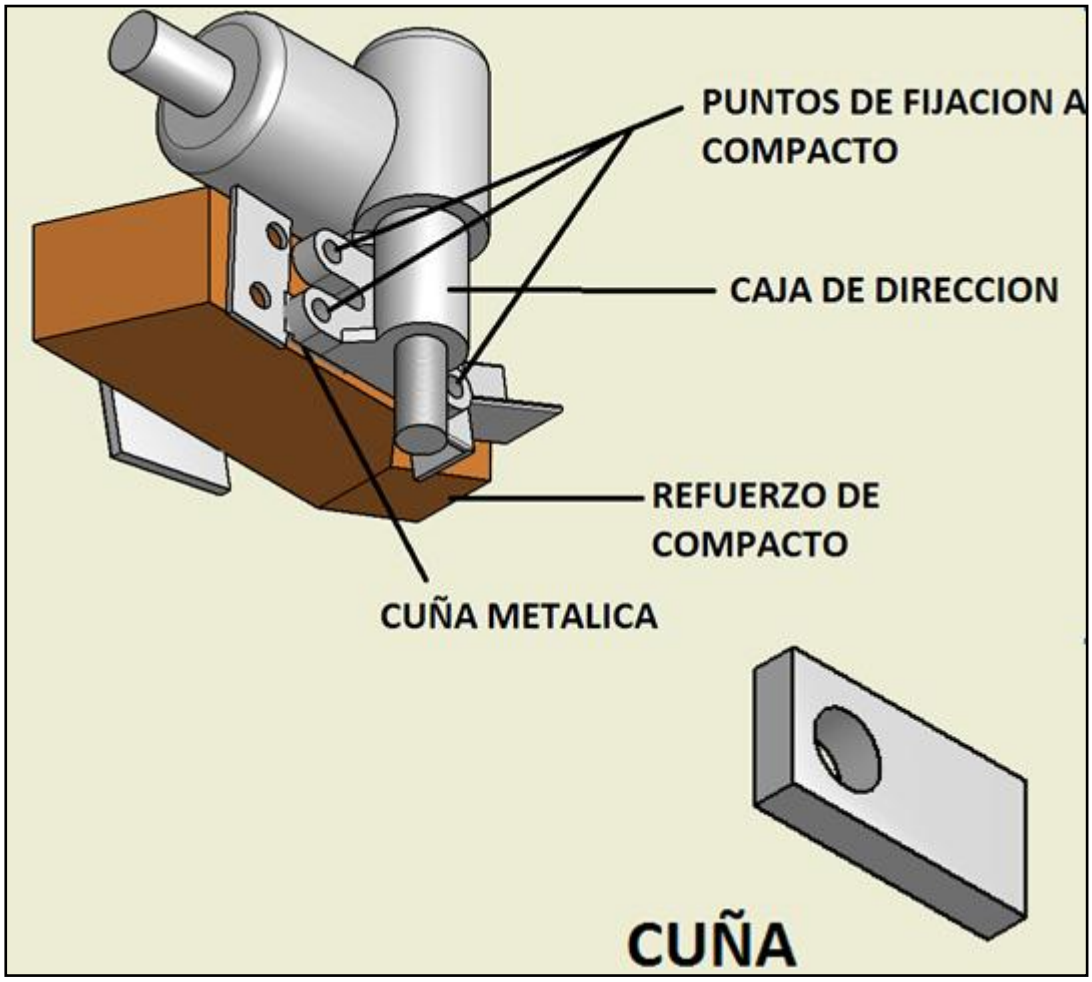


Figura 66, ELEMENTOS DE SUJECCION PARA LA NUEVA CAJA
FUENTE: LOS AUTORES

4.2.-ELEMENTOS Y PASOS PARA LA FIJACIÓN Y UBICACIÓN DE LA CAJA DE LA DIRECCION CHEVROLET LUV 2.2 C.C. EN EL VEHÍCULO LADA NIVA 1600 C.C.

Ya que la selección del lugar de ubicación y posición de la nueva caja de dirección quedo claramente señalada, se procede a su fijación en los pasos que se señalan a continuación:

4.2.1.-DISEÑO DE LA BASE DE FIJACION

Para la fijación adecuada de la nueva caja de dirección requeriremos de cuatro puntos de fijación al compacto, dichos puntos de fijación no coinciden con los puntos de fijación de la caja anterior por lo que procedemos a la creación de una base metálica (**fig.70**) hecha de un perfil de fundición gris cuya ancho de sección y dimensiones se calculan a continuación:

4.2.2.-CALCULOS DE ESFUERZOS SOBRE LA BASE

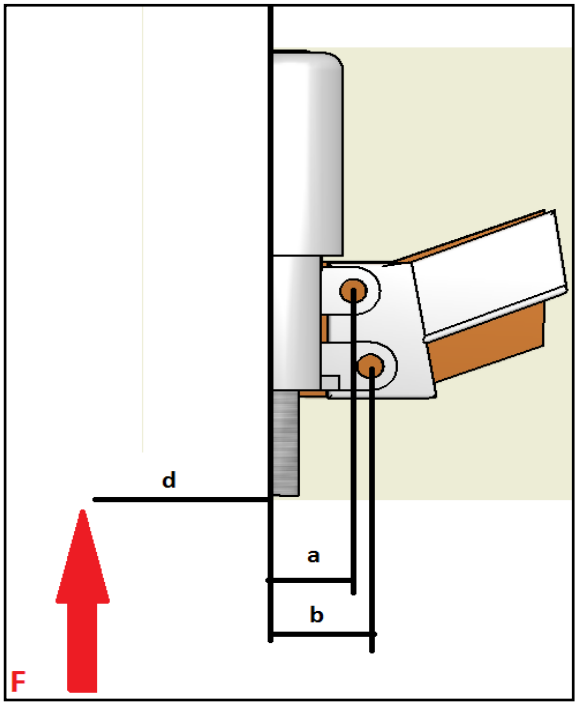


Figura 67, esfuerzos sobre la base
Fuente los autores

Como se observa en la **figura 67** el torque que se genera en la distancia (d) corresponde al torque que recibe el brazo pitman mismo que se distribuye hacia los cuatro puntos de sujeción de la caja de dirección, para el caso de nuestra base de sujeción es de interés saber la magnitud de la fuerza que actuara sobre ella para las peores condiciones, por lo que vemos en la **tabla 3** que el torque ejercido por la dirección en caso de estar sobre terreno rocoso, corresponde a 11724.8 kgf*cm, por lo que cada punto de sujeción deberá responder por:

Fuerza sobre un punto de fijación

(11724,8 Kgf*cm) corresponde al torque en el pitman mismo que se debe igualar a la suma de los cuatro torques en cada punto de apoyo. Por lo que el brazo semejante **(bs)** de los cuatro torques, corresponde a la suma de sus respectivas distancias al eje de simetría, ver (**fig. 67).**

bs = 2a + 2b = 2(4) + 2(5) = 18 cm

Luego tenemos que la suma de los cuatro torques (**Tt**) deberá ser igual al torque generado en el pitman y así tenemos que:

Tt = bs*Ft = 11724,8 Kgf*cm; de donde Ft = 11724/18 = 651,37 Kgf

Como es la suma de los esfuerzos soportados sobre todos los puntos de apoyo tenemos que para cada punto:

F = 651,37/4 = 162,84 kgf = 1597 N

Ahora es de nuestro interés, saber el **máximo momento flector admisible** sobre la base de sujeción.

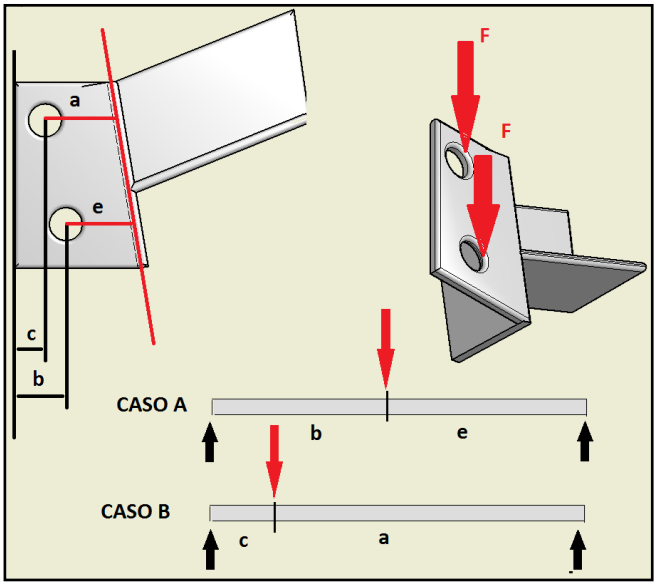


Figura 68, casos de esfuerzos sobre la base de fijación
Fuente: los autores

Iniciamos por dar un factor de seguridad que será de 1,22 luego de esto procedemos a encontrar el momento máximo flector, para nuestra base dicho momento flector **(M)** no deberá ser menor al momento ejercido por la caja sobre la base, finalmente como se observa en la **figura 68**, este procedimiento será el mismo para ambos casos (A, B), el material escogido para la construcción de la base fue la fundición gris con las siguientes características:

Material: Fundición gris 4,5%C, ASTM A – 48

Esfuerzo último a tensión (υ): 170 Mpa "tabla de propiedades de materiales BEER JHONSTON"

Dimensiones del perfil: b = 9 cm, h = 4 mm, c = 2 mm; "c" distancia al eje neutro de deformación **fig.69**

Momento de inercia:

Ver **fig. 69**

$$I = \frac{1}{12}(bxh^3)$$

$$I = \frac{1}{12}(0{,}09mx0{,}004^3m^3)$$

$$I = 4{,}8\ ^{-10}m^4$$

Esfuerzo permisible (β):

$\beta = \gamma / Fs$ "Fs. factor de seguridad"

$\beta = 170MPa\ /1{,}22$

$\beta = 140Mpa$

Con estos datos podremos calcular el **MOMENTO FLECTOR (M)**

$$M = \frac{(Ix\beta)}{c}$$

$$M = \frac{(4{,}8\ ^{-10}m^4x140MPa)}{0{,}002m}$$

$M = 33{,}6\ Nxm$

Luego calculamos los momentos reales que actúan sobre la base para ello planteamos las ecuaciones de esfuerzos cortantes y momentos flectores así como sus diagramas, resolviendo la **fig. 71** y tenemos que:

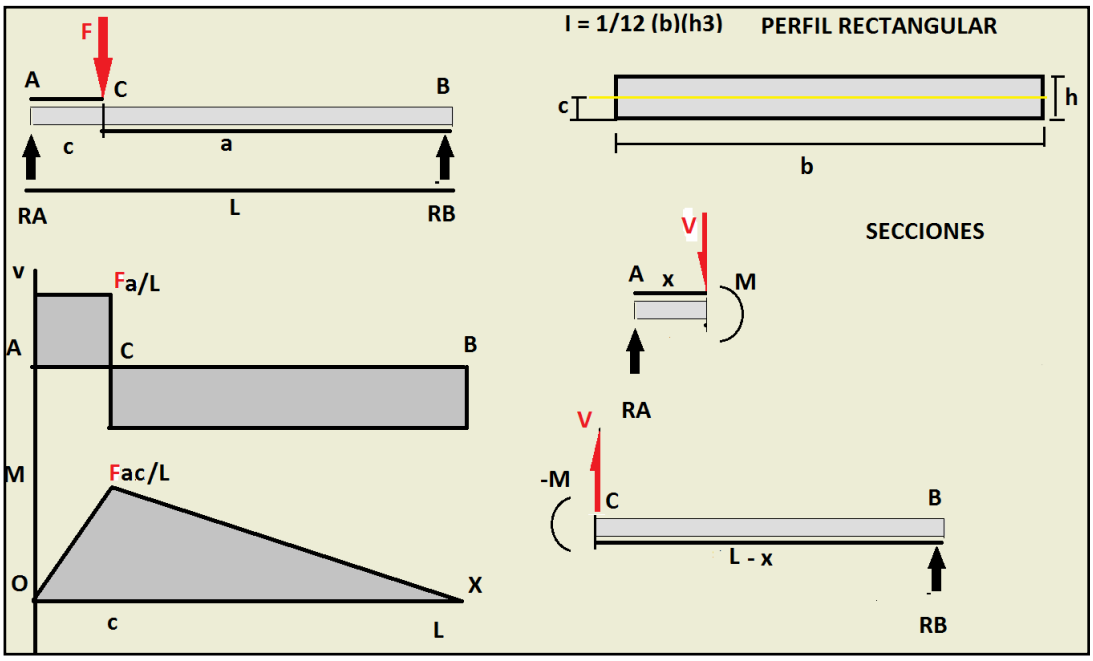


Figura 69, calculo diagramas esfuerzos cortantes y momentos flectores
Fuente los autores

Reacciones

$$\sum Mc = 0$$

$$RA(L) - F(a) = 0$$

$$RA = \frac{F(a)}{L}$$

$$\sum MA = 0$$

$$RB(L) - F(c) = 0$$

$$RB = \frac{F(c)}{L}$$

Para la sección AC **0 < x < c** **fig.71**

$$\sum Fy = 0$$

$$\frac{F(a)}{L} - V = 0$$

$$V = \frac{F(a)}{L}$$

$$\sum Mz = 0$$

$$M - \frac{F(a)}{L}(x) = 0$$

$$M = \frac{F(a)(x)}{L}$$

Para la sección CB **c < x < L** **fig. 71**

$$\sum Fy = 0$$

$$-\frac{F(c)}{L} + V = 0$$

$$V = \frac{F(c)}{L}$$

$$\sum Mz = 0$$

$$\frac{F(c)}{L}(L - x) - M = 0$$

$$M = \frac{F(c)(L-x)}{L}$$

Ahora de las ecuaciones encontradas despejamos las coordenadas que nos brinden el momento flector máximo:

$$M = \frac{F(a)(x)}{L}$$ **Ec. 1**

$$M = \frac{F(c)(L-x)}{L}$$ **Ec. 2** **y** recordando que **L = (c + a)**

Tenemos entonces las coordenadas siguientes:

$$M = \frac{F(a)(c)}{L}$$

$$X = a$$

Luego como el ejercicio fue resuelto literalmente para obtener el valor numérico en ambos casos basta con sustituir las distancias a, c, L, por sus magnitudes reales:

M (para el caso A); a=3cm, c=4cm, L=6cm, F= 1597 N

$$M = \frac{F(a)(c)}{L}$$

Ma = 31,94 N*m

M (para el caso B); b=3,5cm, e=4,5cm, L=7cm, F= 1597 N

$$M = \frac{F(b)(e)}{L}$$

Mb = 35,93 N*m

Finalmente escogemos el máximo momento flector real Mb = 35,93 N*m y comparamos con el máximo momento flector teórico M = 33,84 N*m el cual es menor pero este mínimo error queda compensado por el factor de seguridad de 1,22 que se aplicó para este cálculo.

4.2.3.-CONSTRUCCIÓN DE LA BASE.

Una vez obtenidas las dimensiones de la base se procede a su construcción, mediante un proceso SAV de doblado, dando la forma requerida la cual coincida perfectamente en el refuerzo del compacto donde estará ubicada la nueva caja de dirección **fig. 70 – 71**

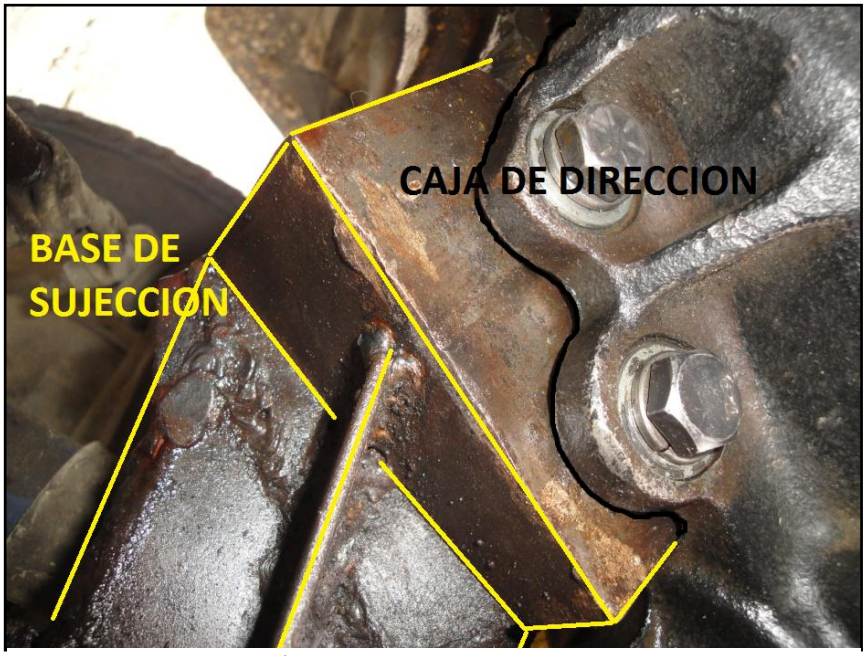


Figura 70, Base de sujeción
Fuente: los autores

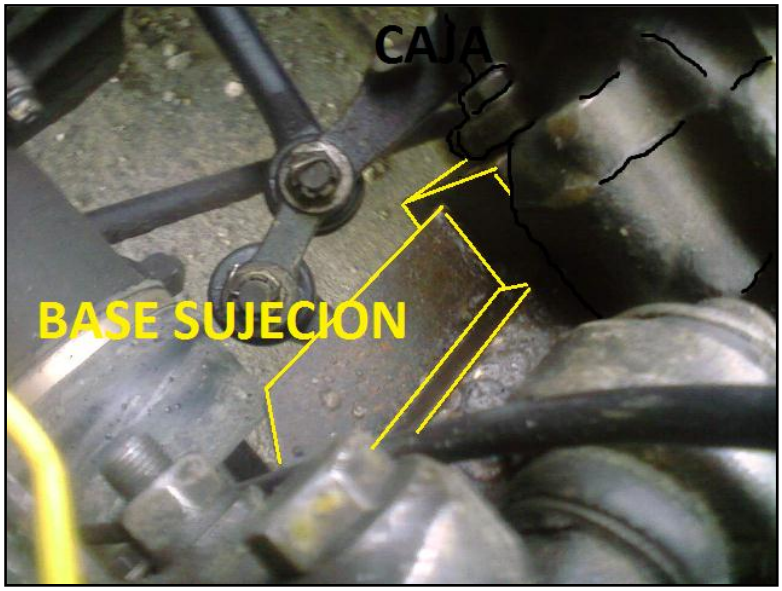


Figura 71, Base de sujeción para la caja de dirección
Fuente: Los autores

Una vez dada la forma correspondiente se procedió a mecanizar los agujeros para los pernos con lo que se fijaran la caja de dirección. Nos ayudaremos de un taladro de pedestal

4.2.4.-FIJACIÓN DE LA BASE.

La fijación de la base se realizó utilizando suelda eléctrica, la soldadura nos permitió realizar la fijación de la base contra el refuerzo del compacto, con lo cual los dos primeros puntos de fijación quedaron unidos al refuerzo del compacto **fig. 70**

Perforaciones en el compacto

Al existir cuatro puntos de fijación de la caja, solo nos quedan dos puntos de fijación aun para asegurar la caja de la dirección; esto se logro a través de perforaciones en el refuerzo del compacto para poder ubicar pernos para los dos puntos de fijación restantes.

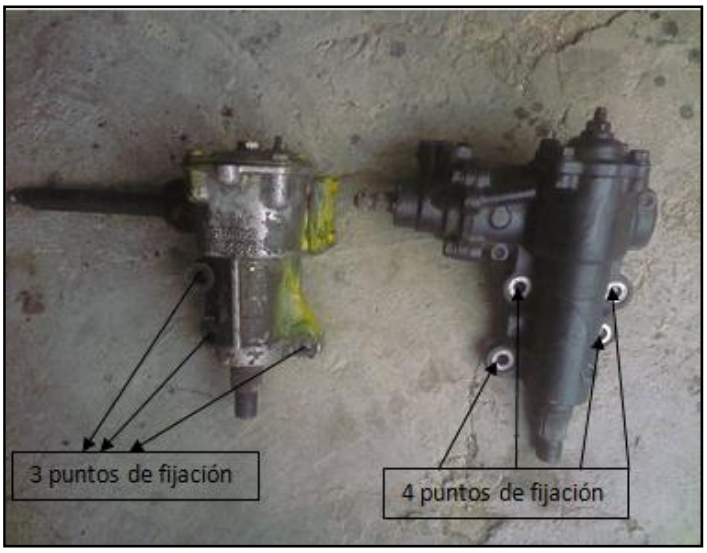


Figura 72, diferentes puntos de fijación en caja de dirección
Fuente; los autores

Las perforaciones se realizaron con el uso de suelda eléctrica; una vez realizadas las perforaciones, fue necesaria la ubicación de una chapa de acero de 10 mm para evitar el movimiento axial de los pernos de fijación y distribuir la carga sobre el refuerzo del compacto con el fin de evitar un debilitamiento excesivo, en caso de que los pernos presenten cierta holgura en el compacto.

Ahora para asegurar la chapa al compacto usaremos los mismos dos puntos de la caja de dirección vieja sobre el compacto **figura 73 - 74.**

Figura 73, ubicación de la chapa metálica
Fuente: los autores

Figura 74, chapa metálica de sujeción
Fuente: los autores

4.2.5.-CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS PERNOS PARA LOS PUNTOS DE FIJACIÓN.

Para los cálculos tomamos en cuenta, que el momento **T1** del eje de salida de la caja de dirección es **11724,8** ***Kgf*cm,*** en el peor de los casos como se ve en la **tabla6**:

TERRENO	F *(Kgf)* *volante*	T*(Kgf*cm)* *Volante*	F1*(Kgf)* *Palanca de la dirección*	T1*(Kgf*cm)* *Palanca de la dirección*	F3/2*(Kgf)* *Leva de la dirección.*
Plancha liza	25	500	610,67	9160	262,85
Asfalto	27	540	659,52	9892,8	283,88
Graba gruesa	30	600	732,8	10992	315,42
Rocoso	32	640	781,65	11724,8	336,45

Tabla 6, tabla de fuerzas y torques en diferentes condiciones de terreno
Fuente: los autores

Como se observa en la **figura 75** la distancia mayor distancia entre los puntos de fijación y el eje de salida corresponde a la distancia **b** la cual es de 5cm, a esta se opone el esfuerzo a vencer en los neumáticos traducido en torque por la distancia efectiva **d** aportada por el pitman, mismo torque que corresponde **T1** para el peor de los casos **(tabla 6)** entonces tenemos:

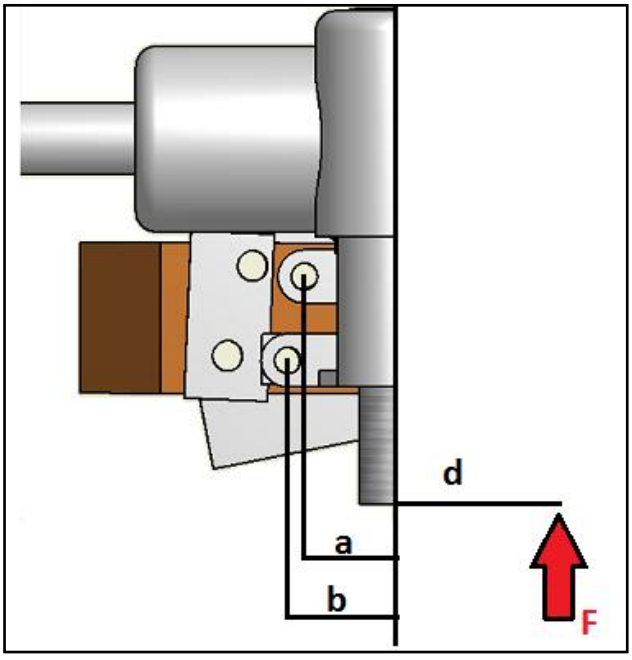


Figura 75, distancias de torque sobre la caja de dirección
Fuente: los autores

Fuerza sobre un punto de fijación = (11724,8 Kgf*cm)/ 4 / 5cm = 586,24 **Kgf**.

Fuerza sobre un punto de fijación = 1289,5 lbf.

Área de la sección transversal = π*(3/16 pulgada)²=0,1104 pulg.²

Esfuerzo a la rotura = 1289,5 lbf./0,1104 pulg.²=11,687 Kpsi.

Los pernos que van ubicados en los puntos de fijación en las perforaciones realizadas en el refuerzo del compacto serán los mismos que sujetaron la caja de la dirección original, ya que esta tenía solamente 3 puntos de apoyo y la nueva posee 4 con lo que quedan los pernos sobredimensionados para la carga que resistirán, y podemos comprobar que son los idóneos ya que son de grado 1 y de 3/8 de pulgada de sección ya que no presentan ninguna marca tenemos:

Figura 76, pernos de sujeción al compacto del vehículo
Fuente los autores

Factor de seguridad = esfuerzo del perno/esfuerzo requerido.

Factor de seguridad = 74 Kpsi. /11,687 Kpsi. = 6.33

Con este factor de seguridad estos pernos están en rango correcto, en el caso de los pernos que fijan la caja con la base adicional que construimos, son de 3/8 de pulgada y grado 8 ya que presentan la marca que lo indica ver **tabla7**

Con ello se ha sobredimensionado los pernos usados por seguridad y evitando futuras molestias ya que tenemos para este caso:

Factor de seguridad = esfuerzo del perno/esfuerzo requerido.

Factor de seguridad = 150 Kpsi. /11,687 Kpsi. = 12.8

El cálculo se realizó con la ayuda de la **tabla 7,** donde podemos observar las características de dichos pernos:

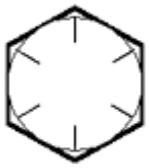
Marcado de pernos de acero grado SAE					
Número de grado SAE	Rango deldiámetro [inch]	Carga deprueba [kpsi]	Esfuerzo deruptura [kpsi]	Material	Marcado de lacabeza
1 2	¼ - 1½ ¼ - ¾ $^{7}/_{8}$- 1½	55 33	74 60	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
5	¼ - 1 $1^{1}/_{8}$ - 1½	85 74	120 105	Acero al carbono, Templado y Revenido	
5.2	¼ - 1	85	120	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
7	¼ - 1½	105	133	Acero al carbono aleado, Templado y Revenido	
8	¼ - 1½	120	150	Acero al carbono aleado, Templado y Revenido	
8.2	¼ - 1	120	150	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	

Tabla 7, marcado de pernos de acero grado SAE
Fuente: http://www.ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/uniones/union1.html

En lo que se refiere al ajuste de los pernos de fijación de la caja de la dirección se procedió al uso de una combinación de arandelas planas y de presión.

Y con ayuda del torquimetro procedemos a dar carga a los pernos según los datos de la **tabla 8** a continuación:

Grado de Dureza	SAE 2	SAE 5	SAE 7	SAE 8
Marcas	Sin Marcas	3 lineas	5 lineas	6 lineas
Material	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono templado	Acero al carbono templado
Capacidad Tensión Mínima	74 libras por pulgada	120 libras por pulgada	133 libras por pulgada	150 libras por pulgada

Tabla 8, precarga para diferentes tipos de pernos
Fuente: http://www.todomotores.cl/mecanica/torque_pernos.htm

4.2.6.-ADAPTACIÓN DEL BRAZO PITMAN ANTIGUO A LA NUEVA CAJA DE DIRECCIÓN.

Como podemos observar en la **figura 77**, hay mucha diferencia entre el brazo Pitman original del vehículo en la parte izquierda y el brazo Pitman de la nueva caja implementada parte derecha.

Figura 77, diferencia de brazo pitman
Fuente: los autores

Debido a que la geometría de la tirantearía queda intacto deberemos adaptar el brazo pitman original al de la nueva caja, y para ello se siguió los siguientes pasos:

4.2.6.1.-Mecanización de la parte estriada del brazo Pitman.

Con el fin de poder fijar el brazo Pitman antiguo con el eje de salida de la caja de dirección nueva, se debió realizar un mecanizado en el brazo Pitman antiguo para que el estriado del mismo coincida perfectamente con el eje estriado de salida de la caja de dirección nueva, la diferencia está en que el diámetro primitivo del pitman nuevo es en 1 mm mayor que el del orificio estriado del brazo Pitman original, **figura 78**.

Figura 78, mecanizado en el pitman
Fuente: los autores

Figura 79, implementación del brazo pitman
Fuente: los autores

El proceso de mecanizado del pitman original se realizó por medio de un proceso CAV (con arranque de viruta) por medio de una cepilladora hasta conseguir el acople perfecto con la caja de dirección

4.3.-IMPLEMENTACION DE LA BOMBA DE PRESION

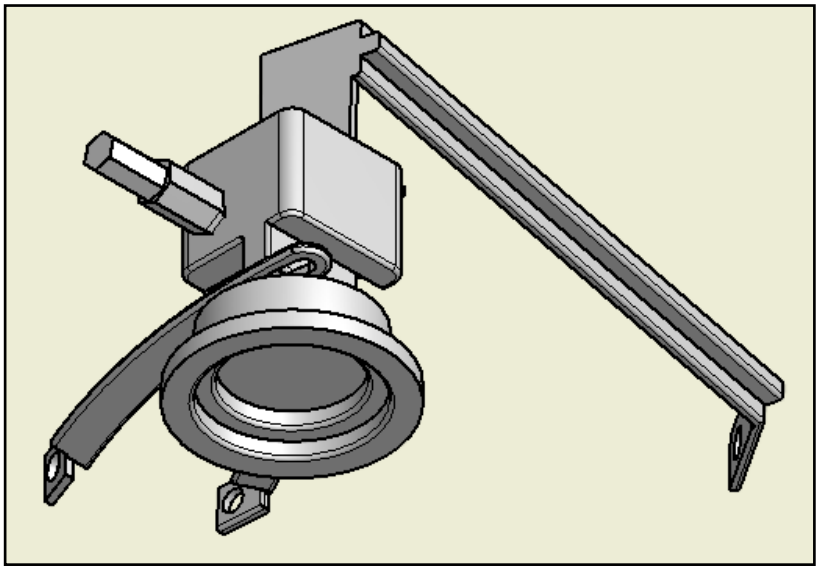


Figura 80, bomba de presión y sus elementos de sujeción
Fuente: los autores

Para la implementación deberemos tener en cuenta los siguientes parámetros:

- Las revoluciones a las que girara la polea de la bomba deberán ser las adecuadas para evitar el trabajo excesivo y el desgaste prematuro de las paletas de la bomba de presión

- Las poleas tanto de cigüeñal, alternador, bomba de agua y bomba de presión deberán permanecer en el mismo plano de simetría

- La potencia transmitida por la banda debe ser adecuada para lo cual debemos tener un ángulo de contacto polea - banda (mínimo 120°) tanto sobre la polea de la bomba de presión como la polea del cigüeñal

- El cuerpo de la bomba no deberá permitir una altura mayor a la del nivel en el depósito de fluido de dirección, así como este fluido deberá ser el idóneo para el funcionamiento correcto del circuito hidráulico del sistema de asistencia

4.3.1.-AJUSTE DE LAS REVOLUCIONES DE TRABAJO PARA LA BOMBA DE PRESIÓN

Como ya se analizó en el capítulo IV, la presión que más se aproximaba a los cálculos teóricos realizados para nuestro caso fue la bomba del vehículo CHEVROLET SPARK, con un diámetro de polea reducido en función al deseado dado que se usara las misma polea de cigüeñal, así como la necesidad de una banda de transmisión de diferente tipo al usado por el vehículo lada niva, por lo que se hace necesario adaptar a nuestra bomba una polea de mayor diámetro y apta para el tipo de banda original, de esta manera aseguramos las revoluciones adecuadas para el desempeño de nuestra bomba.

Figura 81, adaptación de una nueva polea sobre la bomba
Fuente los autores

4.3.1.1.-Calculo de polea y tipo de banda:

HYUNDAY GETZ			*LADA NIVA*		
Ø POLEA CONDUCTORA	*Ø POLEA CONDUCIDA*	*RT*	*Ø POLEA CONDUCTORA*	*Ø POLEA CONDUCIDA*	*RT*
11cm	*9 cm*	*1,22*	*14 cm*	*11,47*	*1,22*

Como observamos para una relación de transmisión de 1,22 entre polea conductora (polea del cigüeñal) y polea conducida (polea que se busca para la bomba de presión), para nuestro vehículo lada niva, el diámetro necesario para la polea de la bomba es de 11,47 cm, y deberá ajustarse al tipo de banda trapezoidal 1 cm de ancho.

Con estos datos encontramos en el mercado una polea con los requerimientos buscados:

CHEVROLET AVEO *Ø 12cm, tipo de banda trapezoidal 1cm de ancho (18D 4A 15600)*

4.3.2.-UBICACIÓN DE LA BOMBA DE PRESIÓN

Para la ubicación de la bomba tendremos que tener en cuenta que la polea se encuentre dentro del mismo plano de simetría con el resto de poleas del sistema para el posterior uso de una misma banda de transmisión, y por otro lado la altura de la entrada de fluido de la bomba debe ser menor a la altura del nivel de fluido en el depósito.

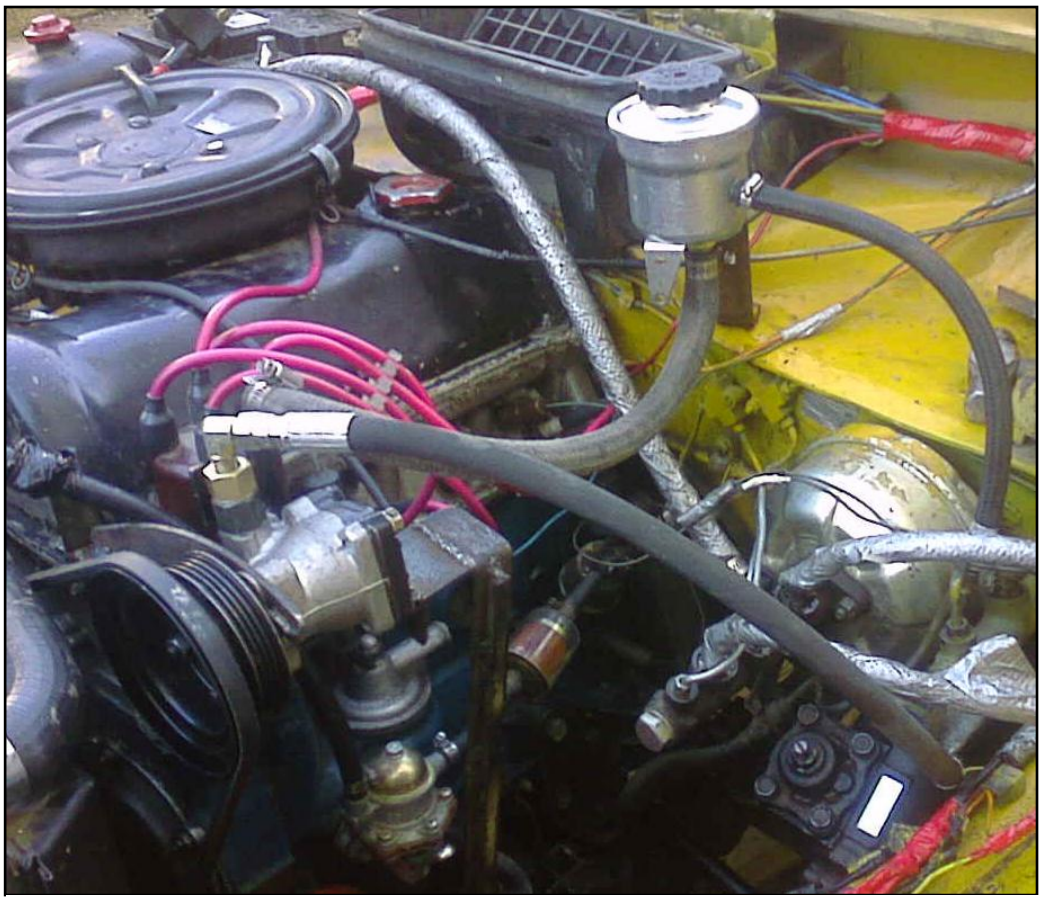


Figura 82, ubicación de la bomba dentro del compartimiento motor
Fuente: los autores

4.3.2.1.-Elementos para la ubicación de la bomba:

Nuestra bomba de presión tiene tres puntos de fijación en su cuerpo por lo tanto usaremos tres elementos para fijar la bomba en la ubicación correcta de manera que cumpla los requerimientos ya planteados.

4.3.2.1.1.-Corredera

Usaremos de igual manera una platina de 4mm de espesor con una corredera en el extremo de fijación al cuerpo de la bomba, esto con el fin de brindar a la bomba un movimiento basculante de rotación para poder de esta manera asegurar el máximo contacto de la banda de transmisión y la polea de la bomba y polea de cigüeña, y por el otro extremo de la corredera se fija a la culata mediante uno de los pernos de la tapa de válvulas

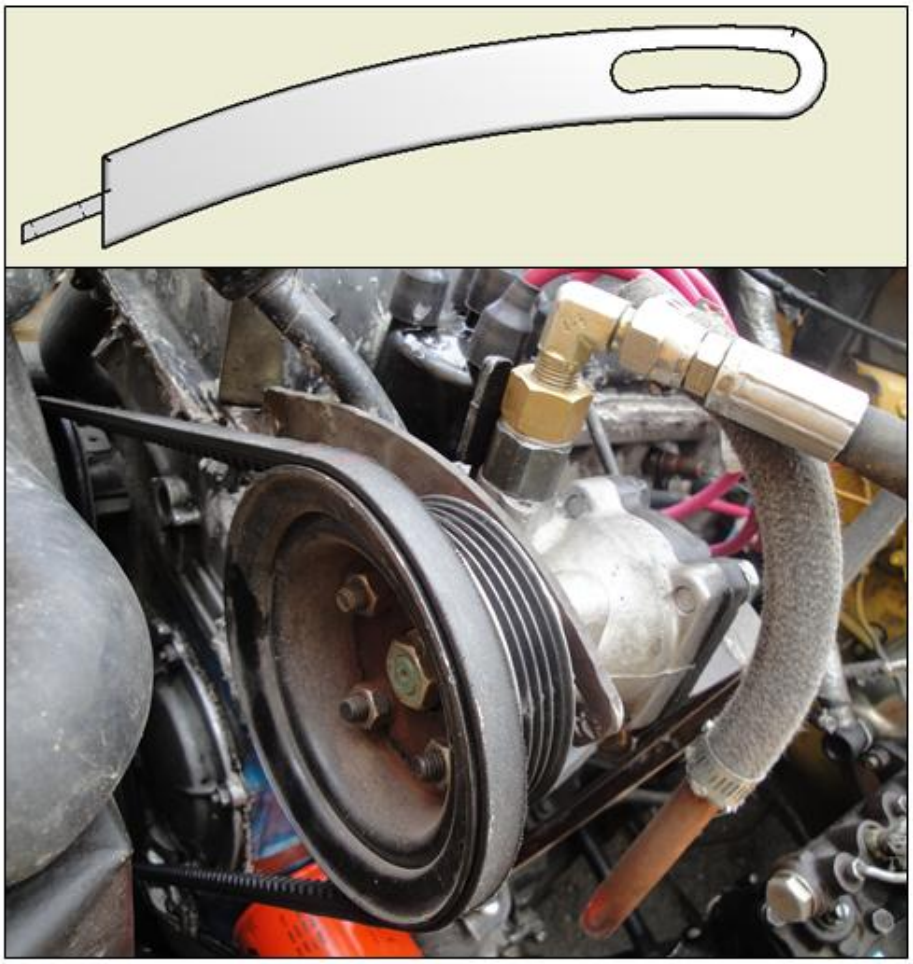


Figura 83, corredera para la bomba de presión
Fuente los autores

4.3.2.1.2.- Soporte

Para darle rigidez a la posición de la bomba usamos un soporte que se apoya sobre la base del motor y el perno pasante que brinda los otros dos puntos restantes de fijación de la bomba y que a su vez realiza el papel de centro de giro para la bomba por medio de la corredera descrita con anterioridad.

El soporte está fabricado de una chapa de 4 mm de espesor y un refuerzo a su largo compuesto por una varilla de perfil cuadrado de acero de 1 cm de lado dispuesto tal como se observa en la **figura 84**

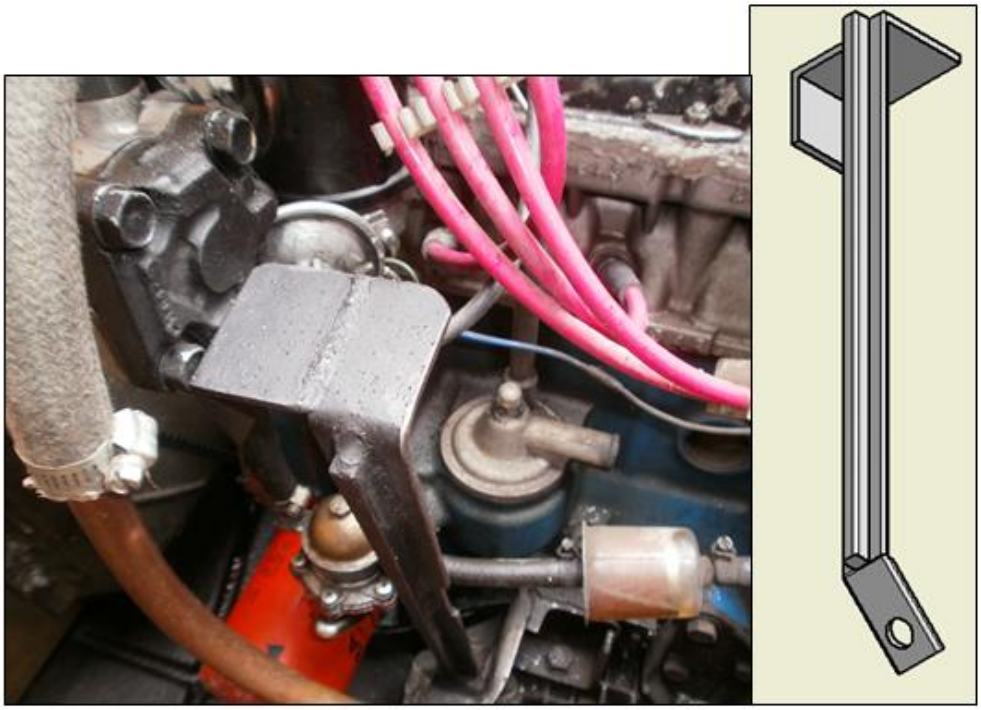


Figura 84, soporte para sujeción de la bomba de presión
Fuente: los autores

4.3.2.1.3.-Brazo

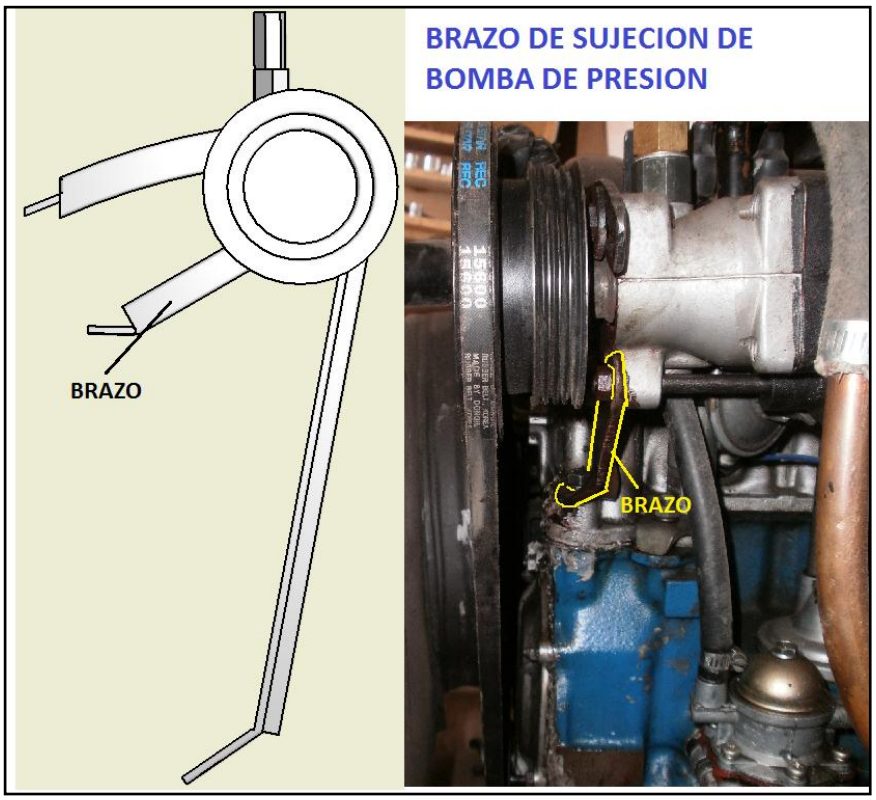


Figura 85, brazo de sujeción bomba
Fuente los autores

Finalmente para asegurar el último punto de sujeción se empleó un brazo metálico que asegura por un extremo con el perno centro de pivote en el cuerpo de la bomba y por el otro extremo a la culata por medio de un perno de sujeción entre la culata y el bloque motor

4.3.3.-ELECCION BANDA DE TRANSMISION

La toma de potencia de la bomba de presión se realizara por medio de una banda de transmisión cuyo diseño y dimensionado se presenta a continuación:

Como ya se dijo la banda de transmisión debe ser de tipo trapezoidal de 1 cm de ancho con características similares a la original pero para nuestro caso deberá ser de mayor diámetro dadas las nuevas características en el arreglo de poleas

4.3.3.1.-Dimensionado de la banda

Como primer paso deberemos determinar si se usara una sola banda o varias bandas que aseguren la transmisión adecuada de potencia para ello iniciaremos por medir los ángulos de contacto posibles entre poleas y banda de transmisión y asegurándonos que sean los adecuados para el caso de una sola banda, este procedimiento se realizara una vez ubicada la bomba de presión y luego por medio de una cuerda pasar por cada una de las poleas del arreglo y medir los ángulos de contacto alcanzado ver **figura 86** y el diámetro final que deberá tener la banda de transmisión, finalmente con ello veremos si se trabajara con una o dos bandas de transmisión.

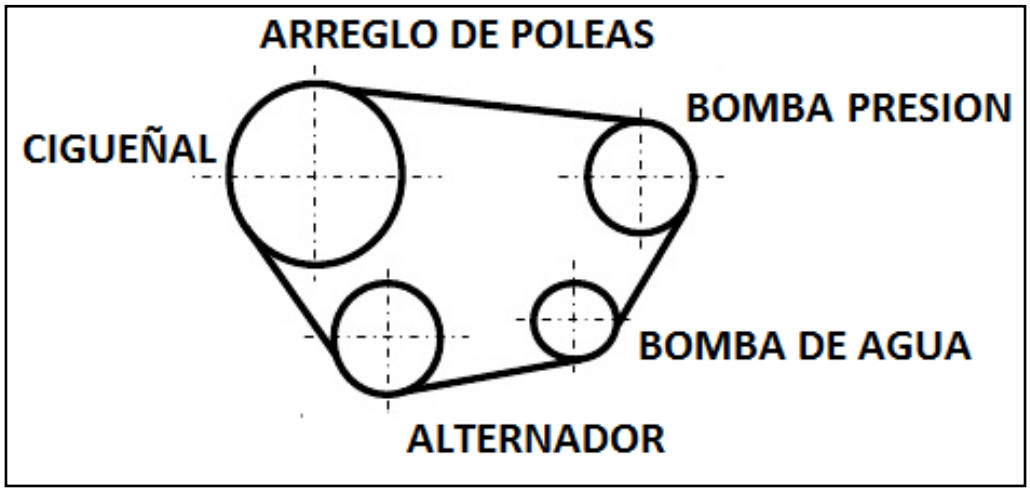


Figura 86, arreglo de poleas y banda para la nueva dirección
Fuente: los autores

Polea del cigüeñal

Ángulo de contacto α: 125° (fig. 87)

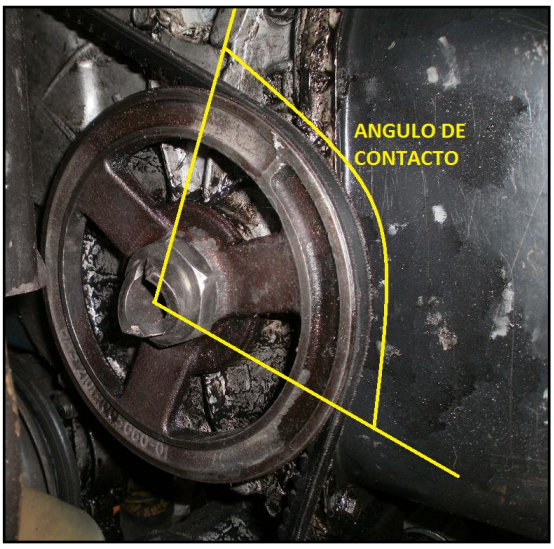


Figura 87, ángulo de contacto polea de cigüeñal
Fuente los autores

Polea alternador

Ángulo de contacto α: 140° (fig. 88)

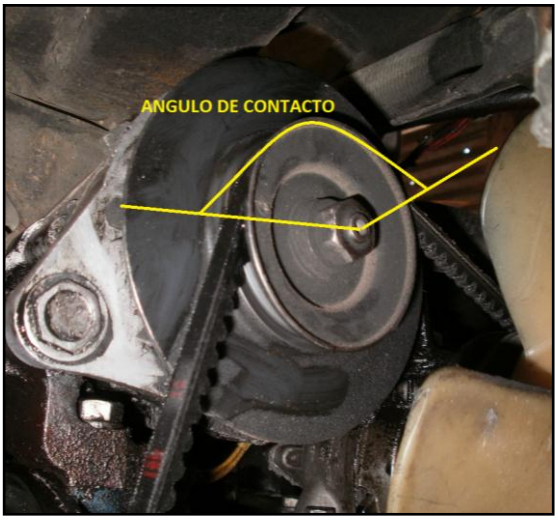


Figura 88, contacto en polea alternador
Fuente: los autores

Polea bomba de presión

Ángulo de contacto α: 165° (fig. 89)

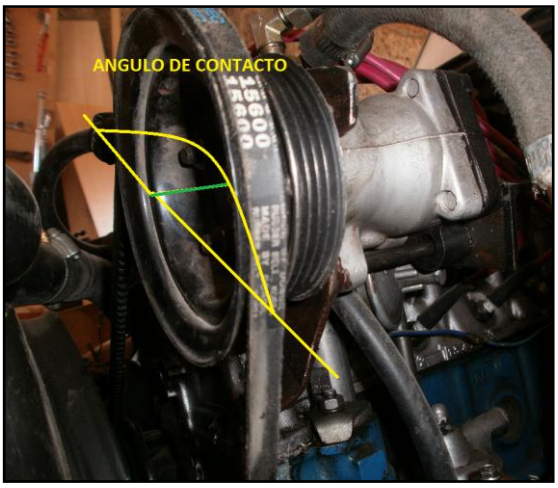


Figura 89, contacto polea de bomba de presión
Fuente: los autores

Ahora comprobamos si el contacto existente es el necesario para el correcto funcionamiento de la banda:

Criterios

Para el correcto funcionamiento del arreglo de poleas y banda es necesario que el ángulo de contacto sea mínimo de 120°, la banda usada será la trapezoidal, por el tipo de poleas usadas, tanto la bomba como el alternador poseen bases de sujeción tipo corredera que permiten el cambio basculante de posición, por lo que tenemos varias alternativas tanto para templar la banda como para crear diferentes tipos de arreglos polea - banda, escogiendo el más adecuado.

Como los contactos son los adecuados procedemos a utilizar una sola banda tipo trapezoidal XL 15600 de 1cm de ancho.

4.4.-ANALISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Finalmente medimos los datos prácticos de esfuerzos sobre el volante del nuevo sistema de dirección asistida implementado.

TERRENO	F *(N)* *volante*	T*(N*m)* *Volante*
Asfalto	**30**	**6**
Graba gruesa	**30**	**6**

Tabla 9, esfuerzos en la nueva dirección
Fuente los autores

4.4.1.-CONCLUSIONES

- Como observamos en la **tabla 9**, el objetivo de un esfuerzo de 6 N*m sobre el volante de la nueva dirección sobre asfalto seco se cumple satisfactoriamente con ello se consigue reducir el esfuerzo sobre el volante, y conseguimos maniobras con mayor suavidad y rapidez.
- Concluimos que la caja de dirección hidráulica que mejor cumple con nuestros requerimientos corresponde a la caja marca IZUSU de la CAMIONETA LUV DMAX 2.2, Con una relación de desmultiplicación de 1:16
- Así también la bomba de presión adecuada en rangos de presión corresponde a la bomba de tipo paletas del vehículo HYUNDAI GETZ, con una presión de 6,3 – 7,03 Mpa
- De igual manera concluimos que fue necesaria la implementación de una sola banda de transmisión tipo trapezoidal XL 15600 de 1cm de ancho.
- Fue necesaria la implementación de una nueva polea sobre la bomba de presión (marca Chevrolet Ø 12 cm) para conseguir las revoluciones necesarias sobre la misma.
- Con la asistencia se consiguió disminuir la desmultiplicación mecánica con lo cual ganamos una relación más directa entre volante y giro del neumático, que nos brinda una mayor precisión en todas las maniobras
- Por la disposición de elementos en el vehículo LADA NIVA 1.6 C.C. la dirección posible acoplable en este caso será la asistida hidráulicamente con asistencia en la caja de dirección, así la tirantearía deberá permanecer intacta en su geometría

- Hemos conseguido aumentar la seguridad en maniobras al volante dado que la asistencia amortigua de manera instantánea grandes irregularidades del terreno evitando perdidas de control sobre el vehículo por parte del conductor
- Con la nueva dirección conseguimos realizar maniobras cortas en espacios reducidos con mayor eficacia.

4.4.2.- RECOMENDACIONES

- Es necesario trabajar con el fluido de transmisión adecuado que evite complicaciones futuras en el sistema de dirección hidráulica
- Al momento de manipular la caja de dirección hidráulica es necesario tener mucha precaución con los sellos y empaques anillos de caucho y seguros así como los calibres de las válvulas y las bolas recirculantes
- De la misma manera es necesario controlar la temperatura del fluido de trabajo de manera que los elementos en la bomba hidráulica no sufran desgastes prematuros

BIBLIOGRAFÍA

DOCUMENTOS DE INTERNET:

- MAINTENANCE MANUAL FOR VAZ 2121 21212 CARS, Recuperado 10 de Octubre 2010.
- **w**ww. nivasgerais4x4.com.br

- RESISTENCIA DE PERNOS, Recuperado 15 Abril del 2011
- www. ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/uniones/union1.html

- TABLA DE TORQUE ESTANDAR, Recuperado 20 Abril 2011
- www.todomotores.cl/mecanica/torque_pernos.htm

- HYUNDAI MANUAL DEL TALLER HYUNDAI ACCENT, recuperado 15 Julio 2010
- http://www.manualesdemecanica.com/manuales/Manuales-de-taller/hyundai-kia/Hyundai-Accent-1995/

- HYUNDAI MANUAL DEL TALLER HYUNDAI GETZ, Recuperado el 20 Marzo del 2011

  http://www.manualesdemecanica.com/manuales/Manuales-de-taller/hyundai-kia/manual-de-taller-hyundai-getz/

- DIRECCIONES ASISTIDAS. UNIVERSIDAD DE NAVARRA Recuperado el 10 Febrero del 2011
- https://www.google.com.ec/webhp?source=search_app#hl=es&sclient=psy-ab&q=DIRECCION+ASISTIDa+PDF+UNIVERSIDAD+DE+NAVARRA&oq=DIRECCION+ASISTIDa+PDF+UNIVERSIDAD+DE+NAVARRA&aq=f&aqi=&aql=&gs_l=serp.3...6.17708.1.18054.36.33.3.0.0.0.358.6952.0j17j14j2.33.0...0.0.A3Jo3yQZV6E&pbx=1&bav=on.2,or.r_gc.r_pw.r_qf.,cf.osb&fp=7fdf8aad8b118454&biw=1366&bih=667

- DIRECCIÓN ASISTIDA ELÉCTRICAMENTE Y SISTEMA ESP, Recuperado 20 Febrero 2011

BIBLIOGRAFIA

- http://es.scribd.com/doc/33932652/Direccion-Asistida-Electrica-y-Control-de-ad
- ISUZU WORKSHOP MANUAL, Recuperado 22 Abril de 2011
- http://www.manualesdemecanica.com/manuales/Manuales-de-taller/chevrolet-daewoo-isuzu/Trooper-rodeo-y-amigo---ingles/
- FUNCIONAMIENTO DE LOS NEUMÁTICOS, Recuperado 21 de Enero de 2011
- http://www.roda-mos.com/images/FUNCIOINAMIENTO%20DEL%20NEUMATICO.pdf

APUNTES DE CLASE

- NARVÁEZ, Paúl, *Sistemas de traslación: apuntes de clase.* UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, Cuenca 2010

LIBROS

- ROCA, Felip, *Oleohidráulica Básica y Diseño de Circuitos*, Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona, 2000
- NORTON, Robert, *Diseño de Maquinaria*, 4ª. Edición. Editorial, Mc Graw Hill, México 2006
- BEER, Ferdinand y RUSELL, Johnston, *Mecánica de Materiales*, 4ª. Edición. Editorial Mc Graw Hill México, 2006