



LE SYSTEME DE DIRECTION

Pierre DUYSINX

LTAS - Ingénierie des Véhicules Terrestres

Université de Liège

Année académique 2011-2012



Références bibliographiques

- R. Bosch. « Automotive Handbook ». 5th edition. 2002. Society of Automotive Engineers (SAE)
- T. Gillespie. « Fundamentals of vehicle Dynamics », 1992, Society of Automotive Engineers (SAE)
- T. Halconrui. Les liaisons au sol. ETAI. 1995.
- H. Mémeteau. « Technologie Fonctionnelle de l'Automobile ». 4ème édition. Dunod. Paris. 2002.
- W. Milliken & D. Milliken. « Race Car Vehicle Dynamics », 1995, Society of Automotive Engineers (SAE)
- J. Reimpell, H. Stoll, J. Betzler. « The automotive chassis: engineering principles ». 2nd edition. 2001, SAE.
- J.Y. Wong. « Theory of Ground Vehicles ». John Wiley & sons. 1993 (2nd edition) 2001 (3rd edition).



Plan de l'exposé

- Fonctions de la direction
- Epures cinématiques et statiques de la direction
 - Théorie d'Ackerman Jeantaud (rappel)
 - Epures de Jeantaud
 - Géométrie de la direction
- Efforts et moments dans la direction
- Mécanismes de direction
 - Système de timon
 - Mécanisme de Bricard (4 barres)
 - Mécanisme de Davis
 - Mécanisme à sortie rotative
 - Mécanismes à sortie linéaires
 - Mécanismes à pignon crémaillère



Plan de l'exposé

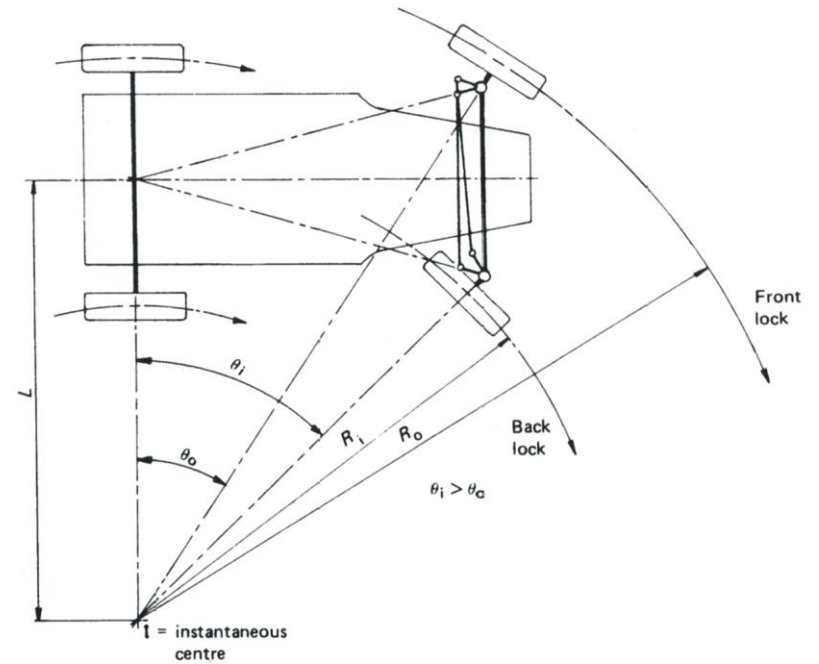
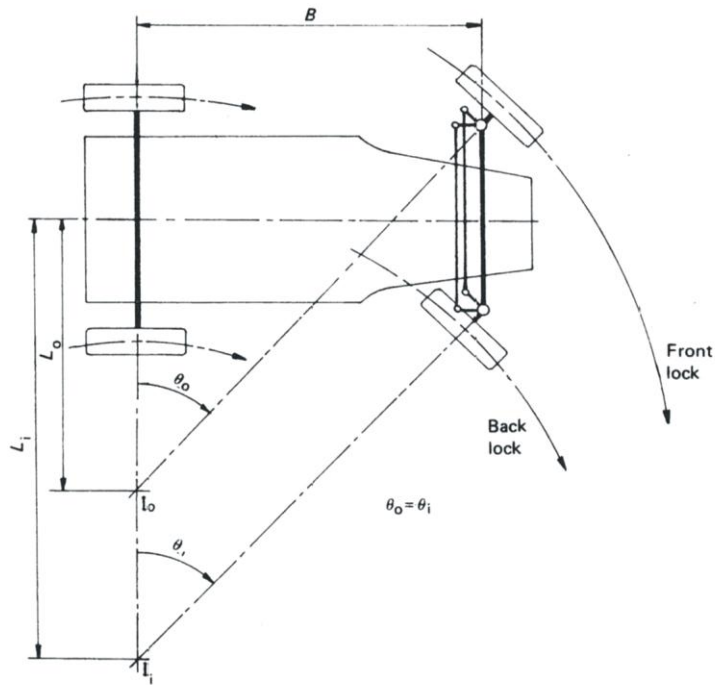
- Systèmes d'assistance de la direction
 - Assistance hydraulique
 - Assistance électrique
- La colonne de direction



Fonctions de la direction

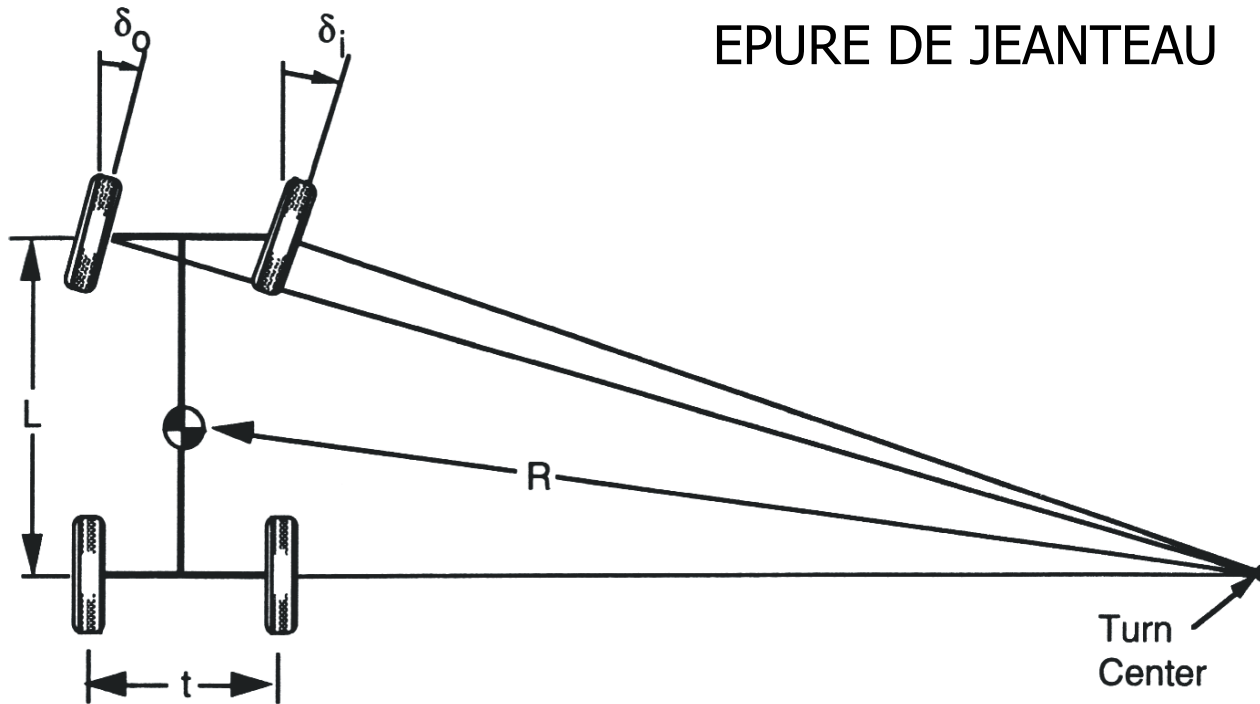
- Le train avant et le système de direction ont pour mission de permettre le braquage des roues directrices afin d'assurer le guidage et le contrôle du véhicule
- Le train avant et le système de direction ont une géométrie qui doit permettre de:
 - Réaliser les conditions précises de compatibilité cinématique en virage (Ackerman-Jeantaud)
 - Limiter les efforts à assurer pour effectuer le braquage.
 - Limiter la transmission des chocs de la route vers le volant.
 - Eviter les pertes d'adhérence en virage comme en ligne droite.
 - Introduire un couple de rappel pour maintenir les roues en position de ligne droite.
 - Eviter un braquage incontrôlé lors des débattements de suspension.

Condition de Jeantaud



Théorie d'Ackerman-Jeantaud

EPURE DE JEANTEAU





Condition d'Ackerman-Jeantaud

- On voit que

$$\tan \delta_i = L/(R - t/2)$$

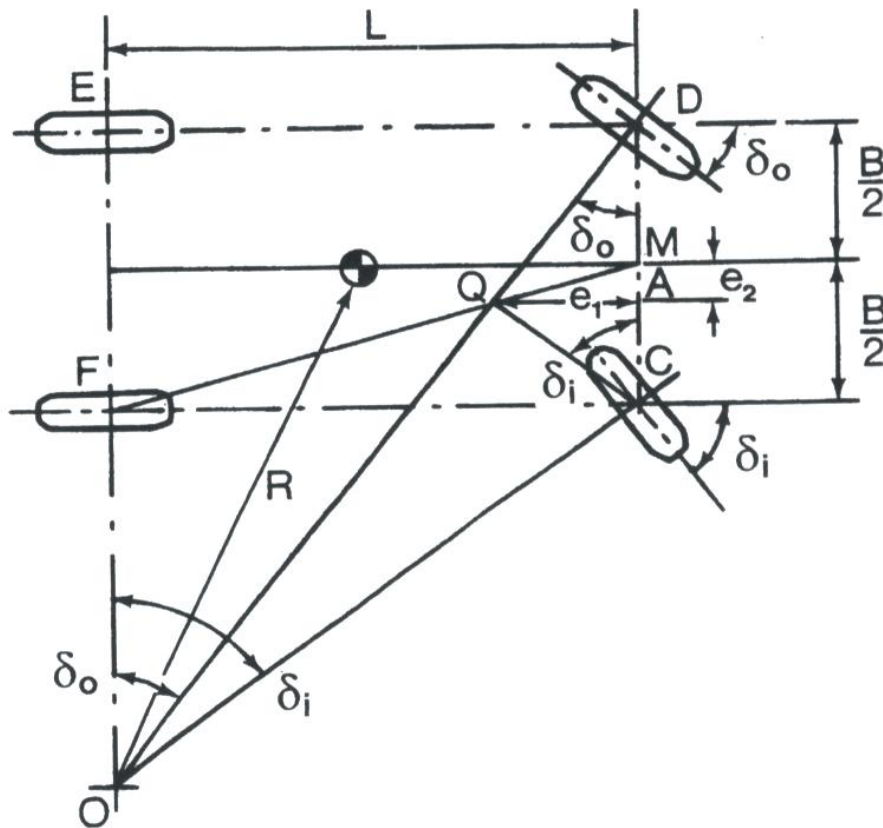
$$\tan \delta_e = L/(R + t/2)$$

- Ce qui donne la **condition d'Ackerman-Jeantaud**

$$\cot \delta_e - \cot \delta_i = \frac{t}{L}$$

- Corollaire: $\delta_e \leq \delta_i$

Epure de Jeantaud



■ Remarque:

- L'épure de Jeantaud tel que dessinée habituellement est inutilisable en pratique pour le calcul
- On utilise la propriété suivante: le point Q appartient à la droite MF lorsque la condition de Jeantaud est remplie.
- L'écart du point Q par rapport à la droite MF est une mesure de l'erreur sur la condition de Jeantaud.

Épure de Jeantaud

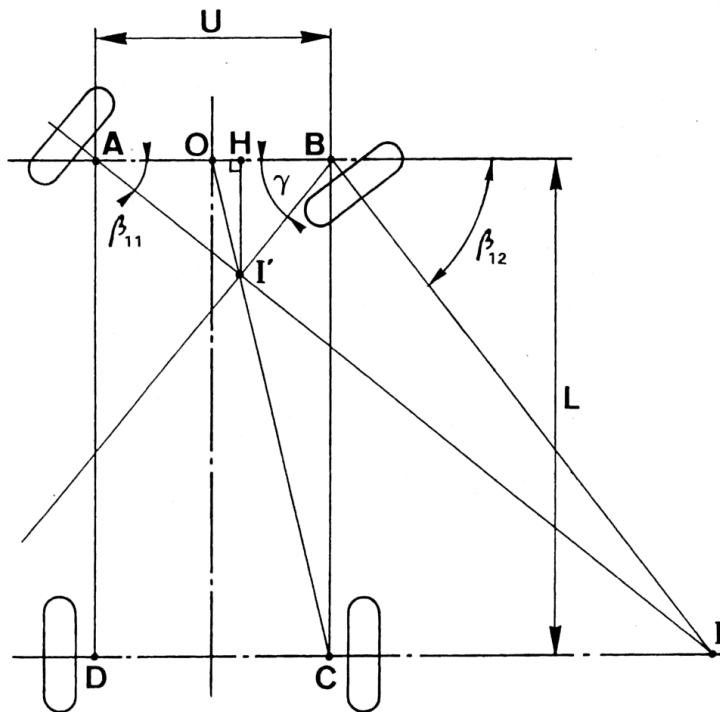


FIG. 6.2 Relation géométrique entre les angles des roues pour respecter la condition de non-ripage des pneumatiques en virage : existence d'un centre de rotation I unique.

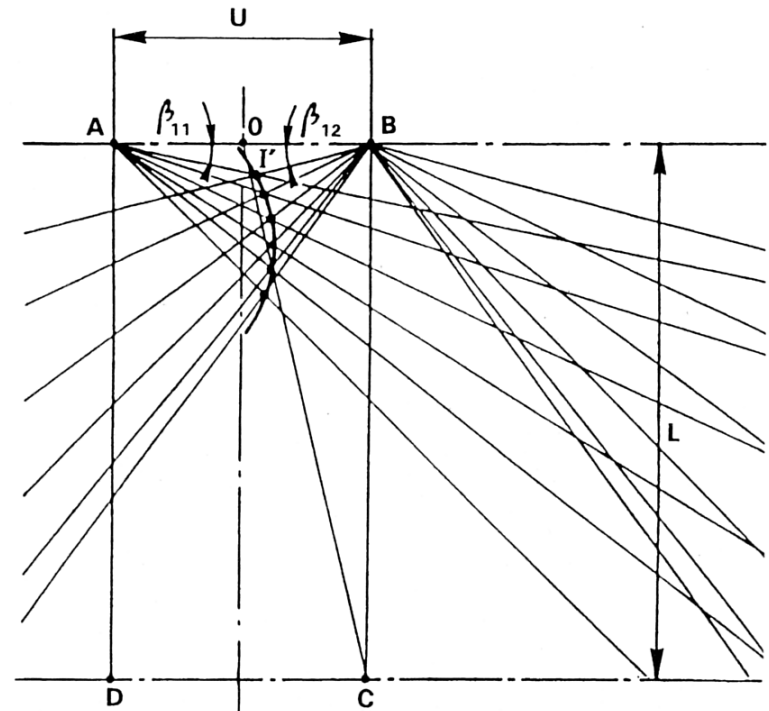
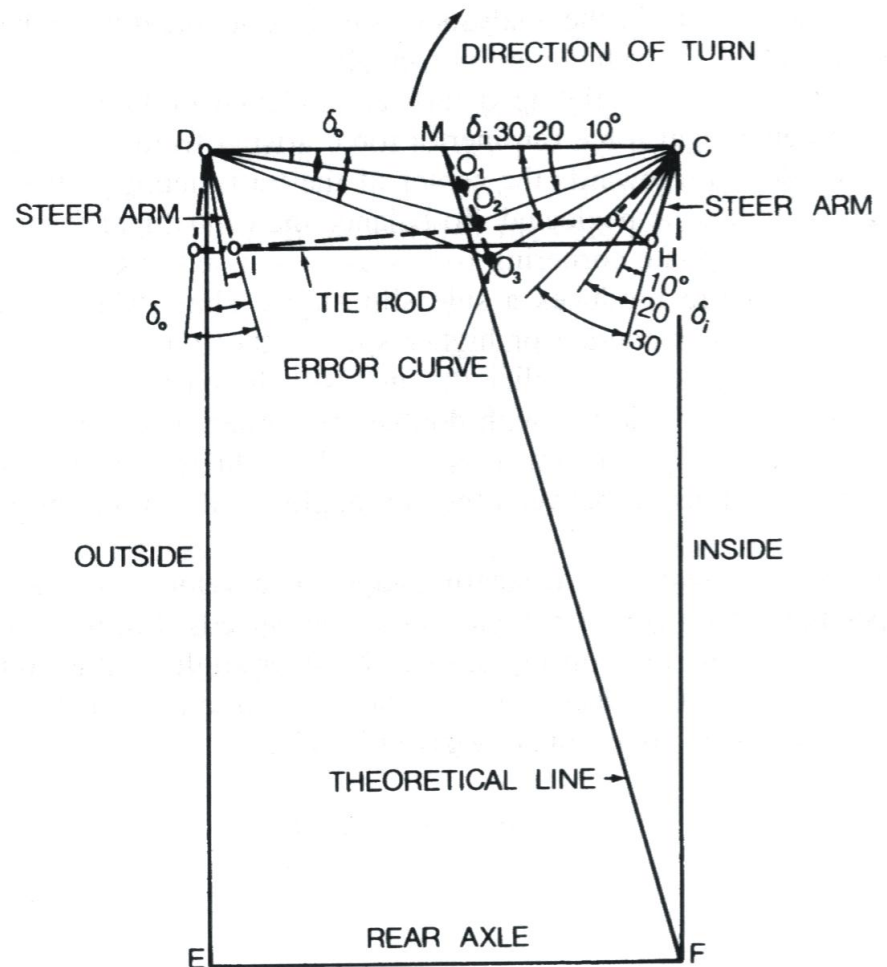
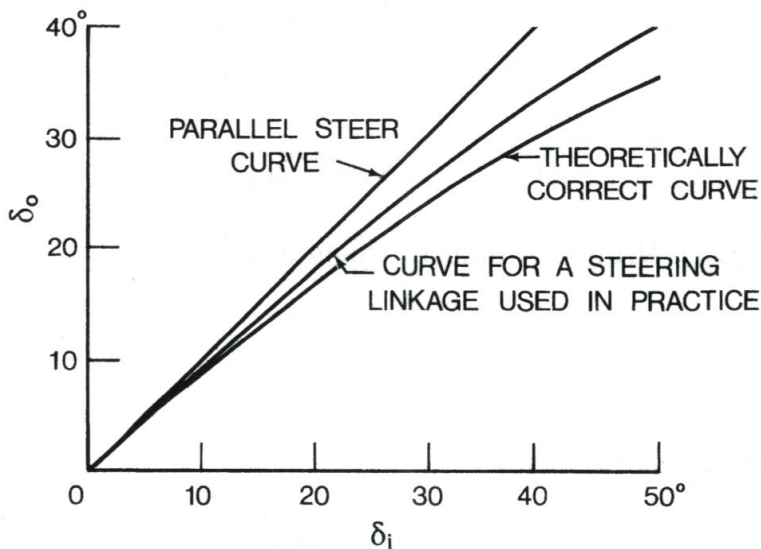


FIG. 6.3 Construction de la courbe d'erreur par rapport à l'épure de Jeantaud.

Epure de Jeantaud

Pour éviter de sortir du plan de ... l'épure!



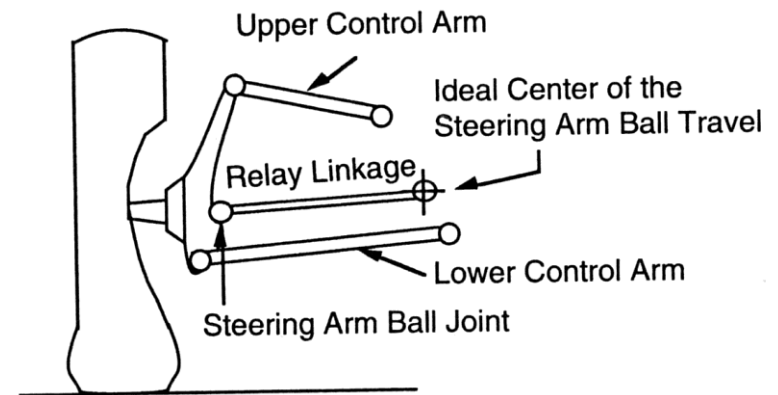


Géométrie de direction

- La **timonerie de direction** transmet l'action de guidage de la boîte d'engrenages de démultiplication du volant à la roue
- Les débattements de suspension n'entraînent pas de braquage des roues uniquement s'il y a **compatibilité complète entre la trajectoire de la roue et le cinématique de la timonerie**.
- Dans tous les autres cas, les débattements de roues entraînent des braquages de roues.
- Dans la pratique la compatibilité parfaite n'est pas toujours souhaitable.
- Les **erreurs de compatibilité** donne la possibilité au concepteur de créer des **effets de braquage induit découlant des mouvements de roue**.

Géométrie de direction

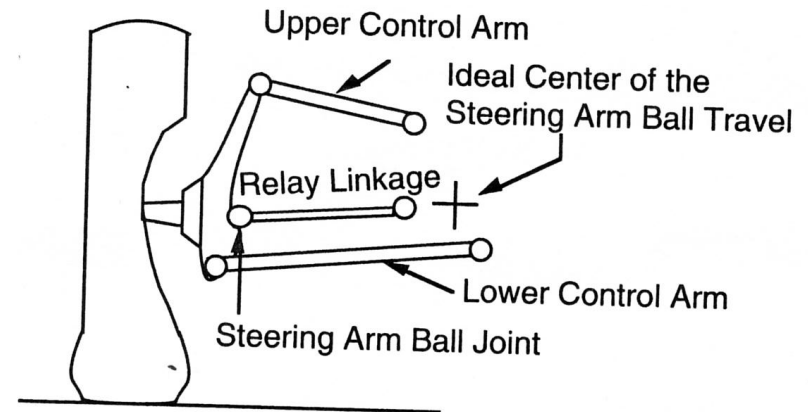
- **Géométrie idéale:** l'arc décrit par la rotule de connexion au bras de guidage suit exactement l'arc du bras de direction durant le débattement de roue.
- La construction du point idéal de la barre de guidage du côté châssis peut être déterminé soit par conception assistée par ordinateur, soit en utilisant des méthodes graphiques ou analytiques telles que le cercle d'inflexion, le théorème de Bobilier, ou la construction de Hartmann.



Gillespie Fig 8.4: Géométrie idéale de la direction pour une roue avec essieu indépendant

Modification de la pince

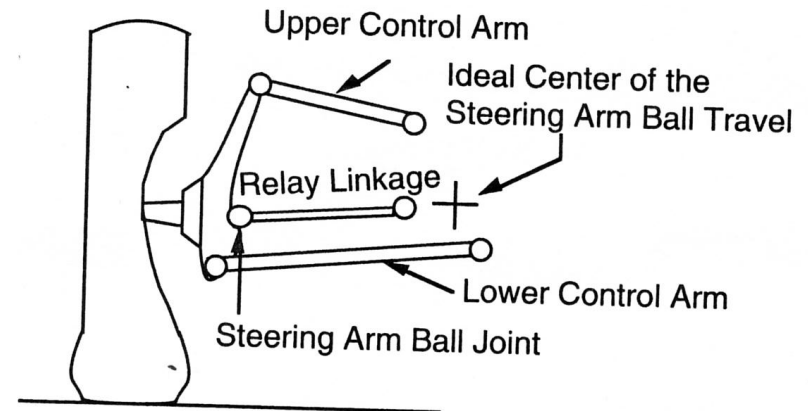
- La position de la rotule de liaison au châssis influence l'arc décrit par l'extrémité de la bielle de guidage lorsqu'elle pivote autour de la rotule de liaison avec le châssis.
- Une **erreur horizontale** sur la position de ce point donne lieu à **un effet de braquage identique lors des montées et des descentes de roue.**



Gillespie Fig 8.5: Erreur de géométrie causant de la prise de pince / ouverture

Modification de la pince

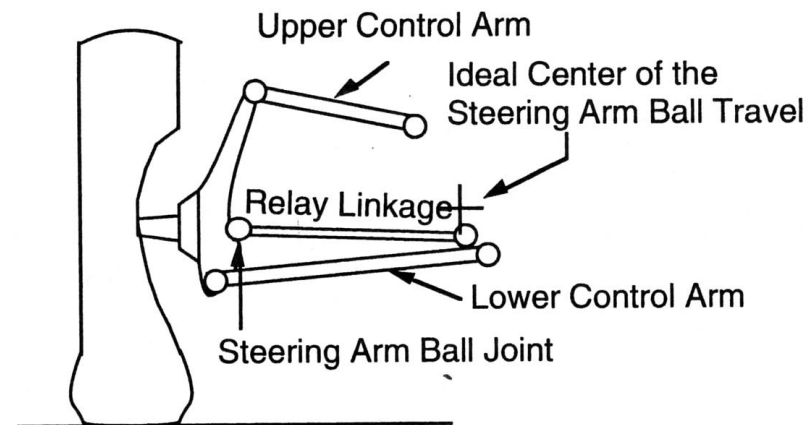
- Lorsque le joint est extérieur au point idéal (voir Figure), un mouvement de montée ou descente conduit à un braquage de la roue vers la gauche (ouverture) si on suppose que la bielle est en arrière de l'axe.
- Les débattements entraînent une prise d'ouverture.
- Il est difficile de maintenir la pince avec les débattements
- Si le joint est intérieur, on a une prise de pince (braquage vers la droite) avec les débattements



Gillespie Fig 8.5: Erreur de géométrie causant de la prise de pince / ouverture
Vue arrière de la roue gauche

Couplage roulis / braquage

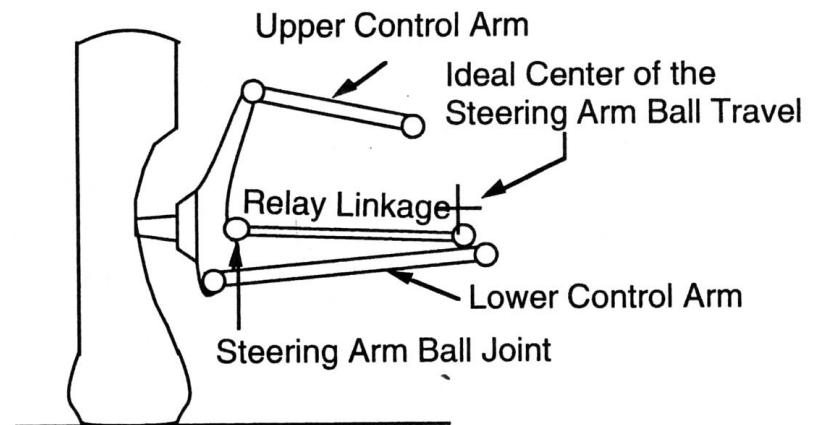
- Une erreur verticale sur la position altère le comportement routier en induisant un **couplage roulis braquage**.
- Lorsque le joint sur le châssis est situé **en dessous du point idéal** et que le mécanisme de direction est **en arrière par rapport à l'essieu**, l'arc décrit par la bielle de direction produit un braquage à gauche (ouverture) si la roue est en compression (monte) et elle produit un braquage à droite (pince) si la roue est en détente (descend).
- On a **alternativement prise de pince et d'ouverture avec les bonds et les rebonds**.



Gillespie Fig 8.6: Erreur de géométrie causant du sous virage
Vue arrière de la roue gauche

Couplage roulis / braquage

- A cause de l'asymétrie de cette effet, lorsque la caisse prend du roulis, les roues gauche et droite vont braquer dans la même direction conduisant à un braquage net de la direction.
- Par exemple lors d'un virage à droite, la caisse prend du roulis à gauche, la roue droite est en détente et la roue gauche en compression. Les deux roues prennent alors du braquage à gauche, ce qui réduit l'angle de braquage net et est donc un effet sous vireur (réduction du braquage).

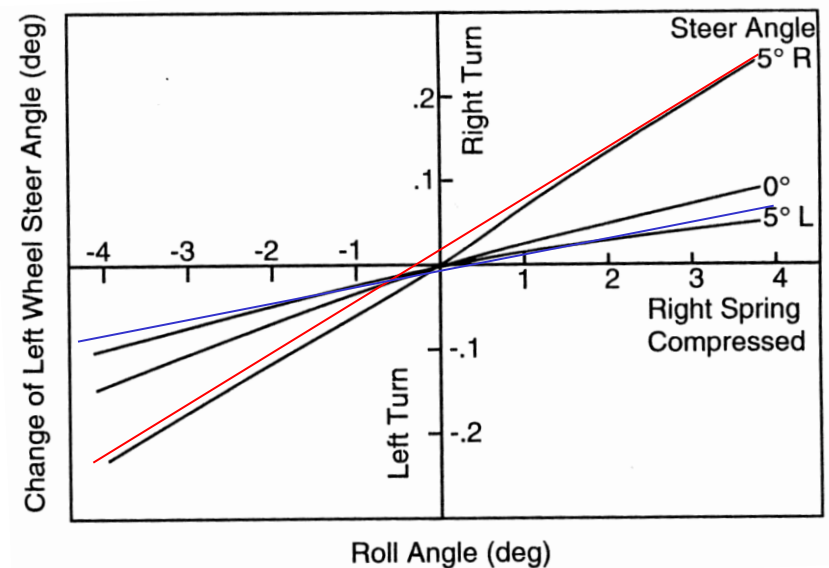


Gillespie Fig 8.6: Erreur de géométrie causant du sous virage
Vue arrière de la roue gauche

Couplage roulis / braquage

- La figure de droite montre le couplage roulis braquage mesuré expérimentalement sur un véhicule.
- Des lignes montantes vers la droite indique un comportement sous vireur.
- La pente est le **coefficient de couplage roulis braquage ε**
- Le gradient sous vireur est alors modifié par la quantité:

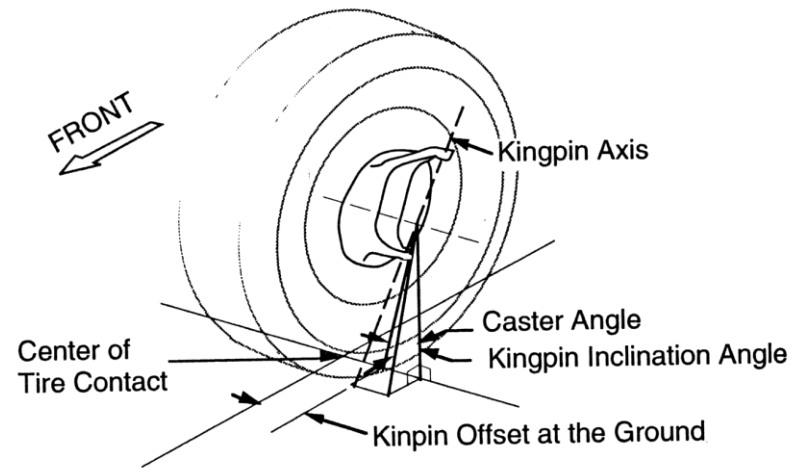
$$K_{rollsteer} = \varepsilon \frac{d\phi}{da_y}$$



Gillespie Fig 8.7: Erreur de géométrie causant du sous virage
Vue arrière de la roue gauche

Géométrie du train avant (rappel)

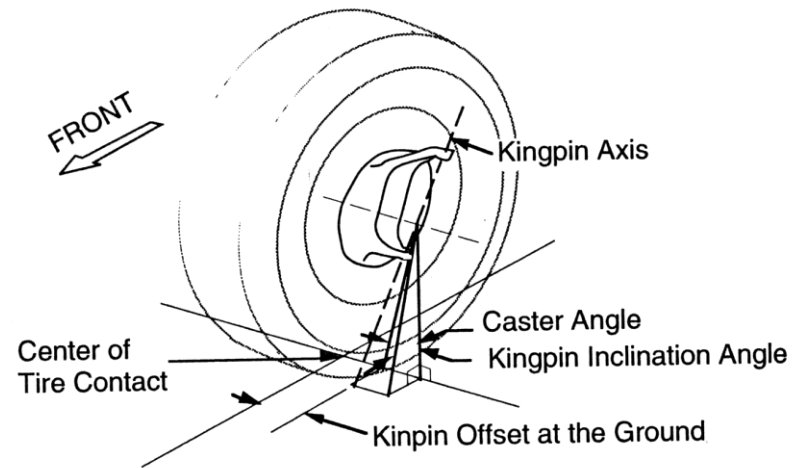
- L'important est la position géométrique de la roue sur le sol, car elle conditionne les efforts que celle-ci peut développer.
- Le braquage est réalisé par rotation autour **l'axe de pivot** qui relie les rotules de liaison aux bras inférieurs et supérieurs.
- L'axe de pivot n'est pas vertical. Dans le plan de projection frontal, il fait un angle avec la verticale appelé **angle de pivot**. L'angle de pivot est de l'ordre 10 à 15° en pratique.



Gillespie Fig 8.8: Géométrie du train avant

Géométrie du train avant (rappel)

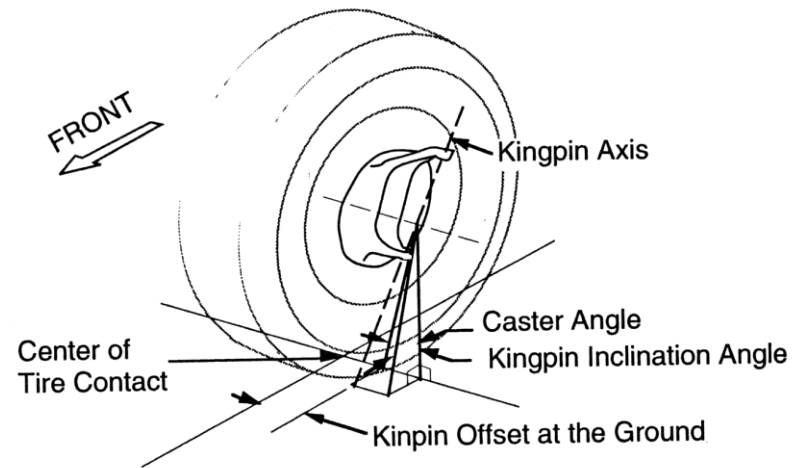
- On définit la **déport** comme la distance entre le plan de la roue et point de percée de l'axe de pivot dans le plan du sol.
- Le déport sert à positionner les freins, les suspensions, les composants de la direction.
- Le déport sert aussi à diminuer les efforts de braquage et à améliorer les sensation du guidage.



Gillespie Fig 8.8: Géométrie du train avant

Géométrie du train avant (rappel)

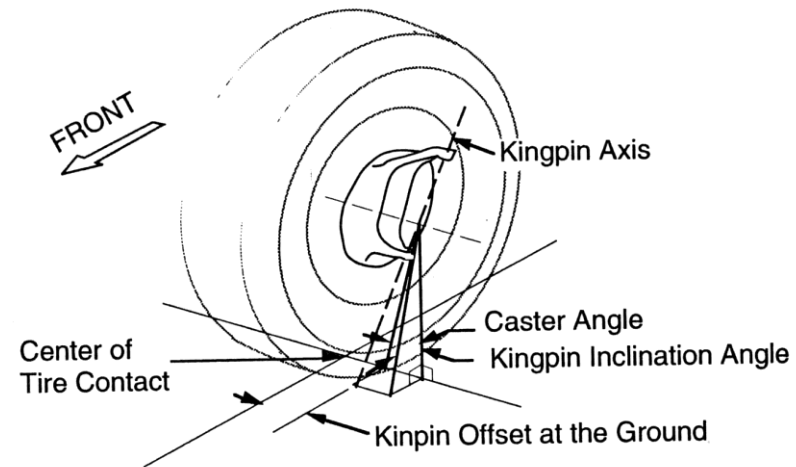
- L'**angle de chasse** est l'angle de un pivot dans le plan latéral. Le pivot perce généralement le sol à un point situé en avant du centre de contact de la roue. La distance entre le centre de contact et le point de percée est la **chasse**.
- On pourrait également créer de la chasse en mettant l'axe de pivot en retrait par rapport au point de contact, mais cela est très rare pour les voitures.
- L'angle de chasse est habituellement de l'ordre de 0 à 5°.



Gillespie Fig 8.8: Géométrie du train avant

Géométrie du train avant (rappel)

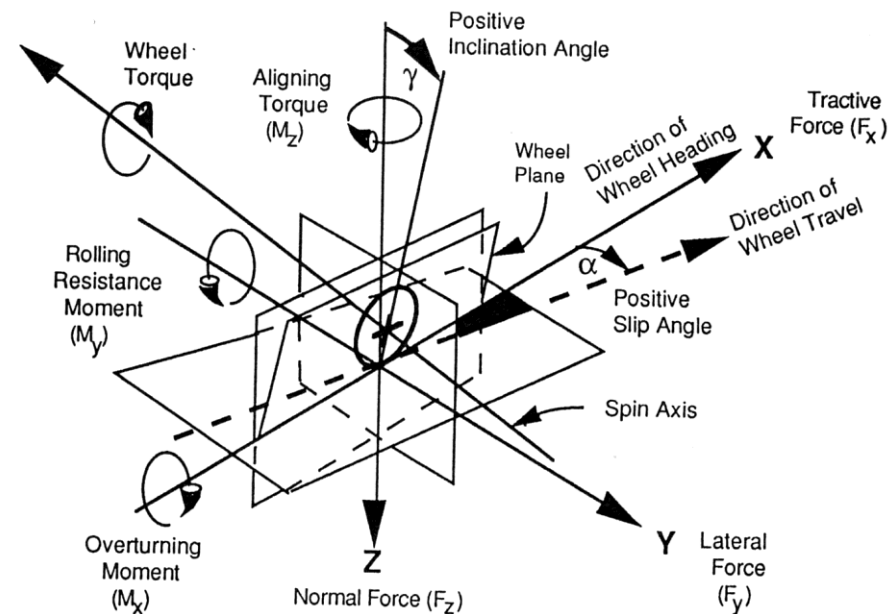
- Le **carrossage** et le **pinçage** ne sont normalement que des effets secondaires dus au comportement de la direction. Ils ne sont pas recherchés comme tels.
- L'angle de carrossage est typiquement établi pour conduire à des angles de carrossage nuls pour les débattements rencontrés lors des principaux cas de charge dynamique.
- Des angles de pince statiques non nuls ne se justifient que si ils conduisent à une pince nulle en présence de forces de résistance au roulement et des forces de traction.
- On essaie normalement de réduire l'usure des pneus plutôt que contrôler le comportement dynamique.



Gillespie Fig 8.8: Géométrie du train avant

Forces et moments sur le système de direction

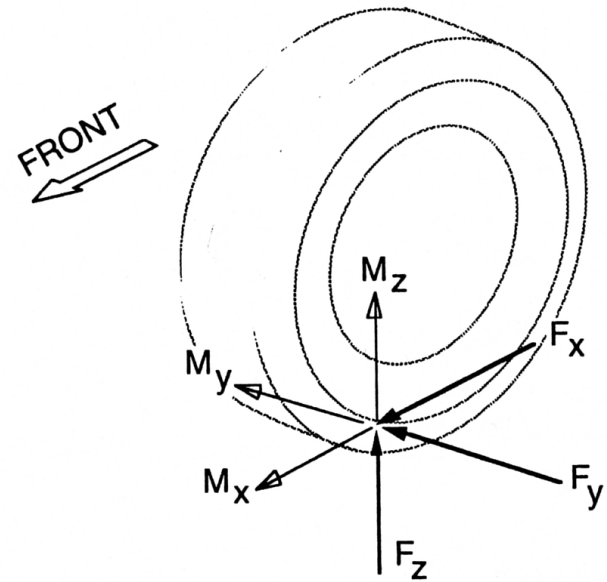
- Les forces et moments dans le système de direction émanent de celles qui agissent à l'interface roue sol.
- Les forces de contact roue sont conventionnellement rapportées au centre de contact de la roue
- On les appelle:
 - Forces normales
 - Forces de traction
 - Forces latérales
 - Moment d'auto alignement
 - Moment de résistance au roulement
 - Moment de retournement



Gillespie Fig 8.9 : Définition SAE des forces et moments

Forces et moments sur le système de direction

- Les réactions dans la direction sont les moments nécessaires pour contrer les mouvements de l'angle de braquage.
- Les résultantes des moments agissant dans les roues droite et gauche via le mécanisme de direction avec ses démultiplications donne une information (sensation) au conducteur.



Gillespie Fig 8.10 :
Définition des forces et moments



Effet de la force verticale

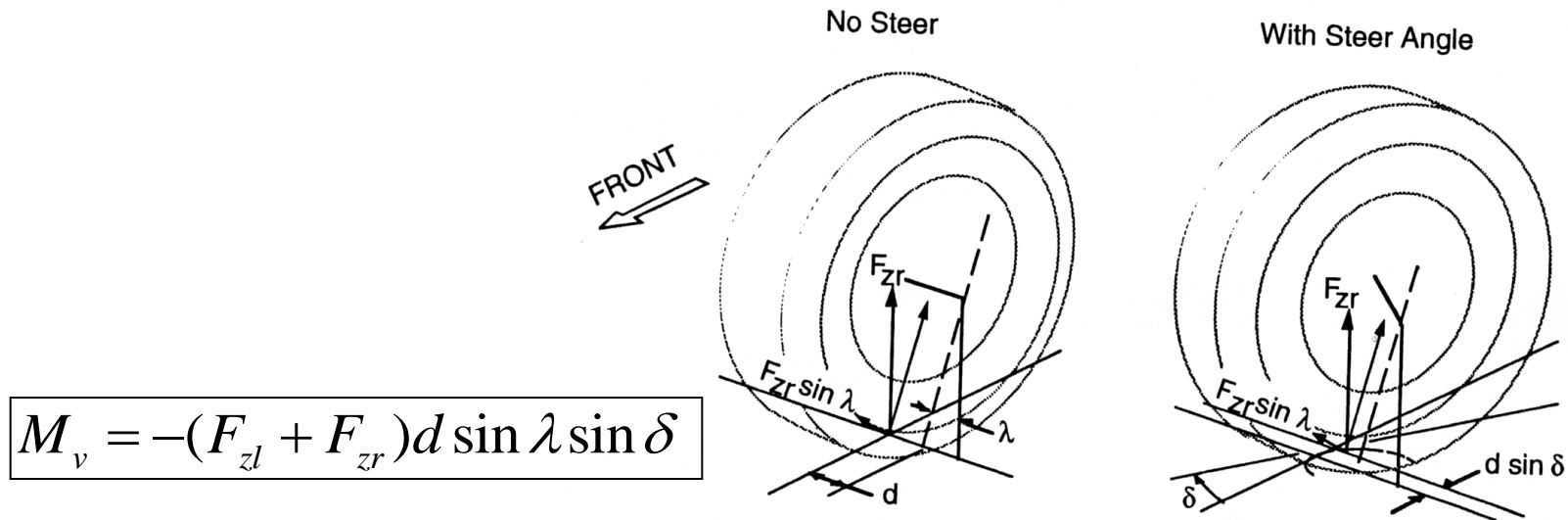
- La **force verticale** F_z agissant vers le haut dans l'aire de contact induit **un moment autour de l'axe de pivot** lorsqu'il est incliné.
- Le moment provient soit de l'inclinaison de l'angle de pivot, soit de l'angle de chasse:

$$M_v = -(F_{zl} + F_{zr})d \sin \lambda \sin \delta + (F_{zl} - F_{zr})d \sin \nu \cos \delta$$

- M_v = moment total dans la direction
- F_{zr} et F_{zl} sont les charges verticales sous les roues droites et gauches
- d le déport latéral
- λ l'inclinaison latérale
- δ l'angle de braquage des roues
- ν l'angle de chasse

Effet de la force verticale

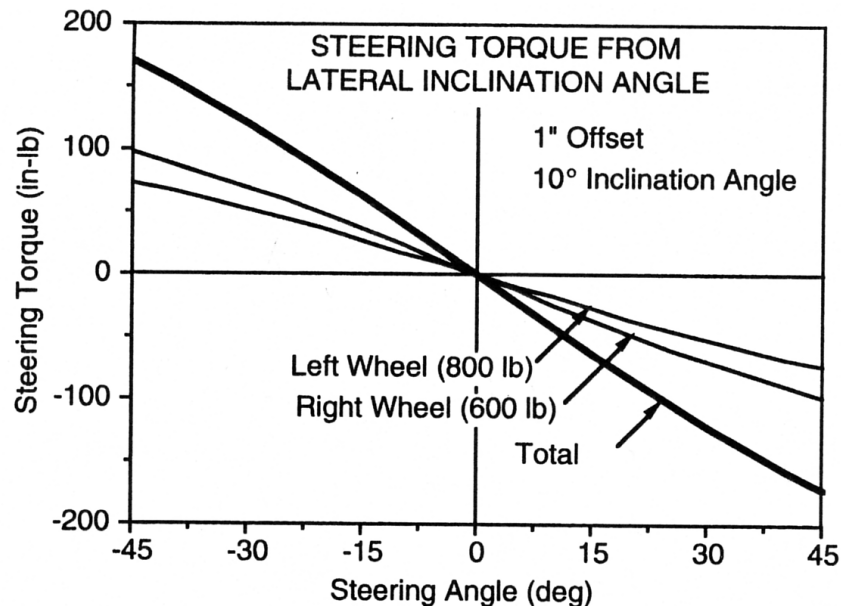
- L'effet de l'inclinaison λ du pivot peut être calculé en regardant la figure suivante



Gillespie
Fig 8.11

- La force F_z prend une composante $F_z \sin \lambda$
- Le bras levier autour de l'axe de pivot après braquage devient $d \sin \delta$

Effet de la force verticale



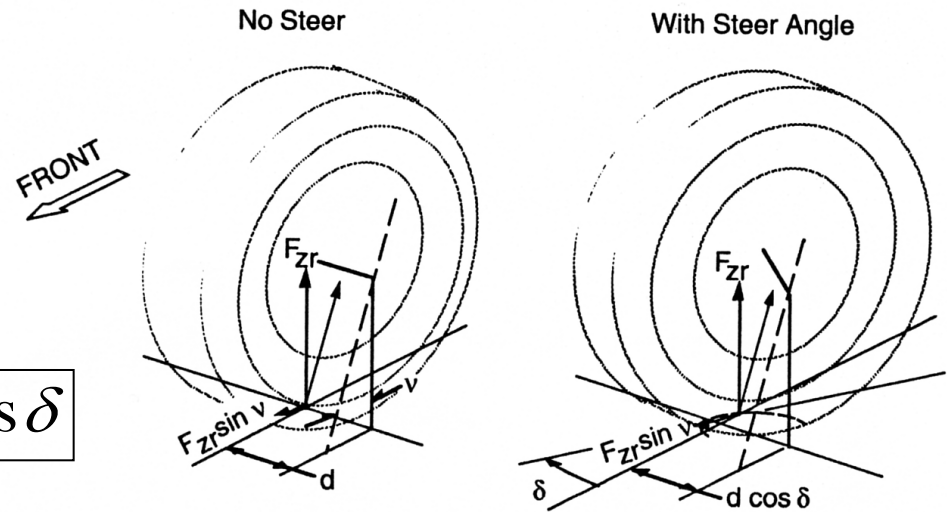
Gillespie Fig 8.12: Moment de rappel proportionnel au poids, non affecté par la dissymétrie, dépendant de l'inclinaison, du déport, de la charge sur l'essieu

- Le moment dû à l'inclinaison λ est nul pour un braquage nul.
- Pour un braquage donné, les roues gauche et droite donnent lieu à un moment allant dans le même sens et tendant à diminuer le braquage.
- Le moment est proportionnel au poids mais indépendant de la dissymétrie entre roue gauche et droite.

Effet de la force verticale

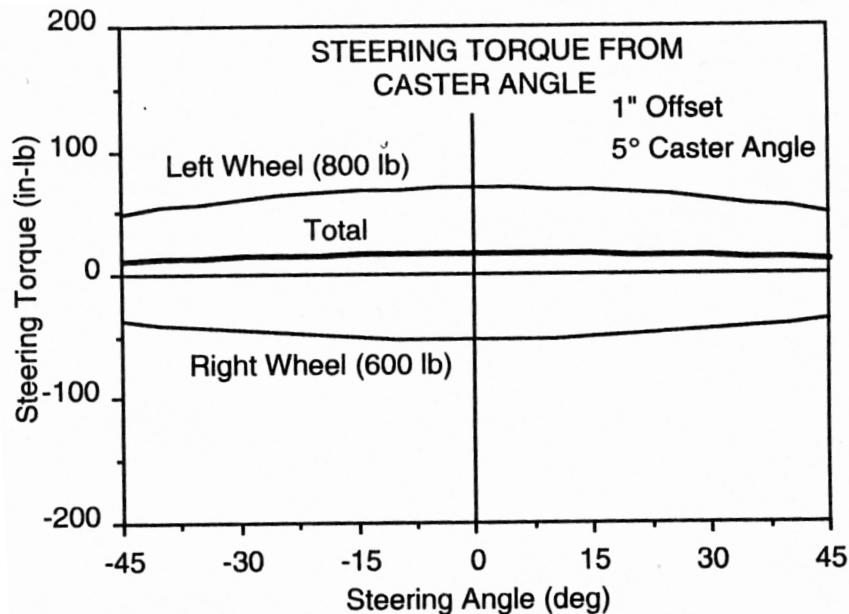
- L'effet de l'angle de chasse ν peut être évalué en regardant la figure suivante:

$$M_{\nu} = (F_{zl} - F_{zr})d \sin \nu \cos \delta$$



- Force perpendiculaire à l'axe de pivot: $F_z \sin \nu$
- Bras de levier $d \cos \delta$.

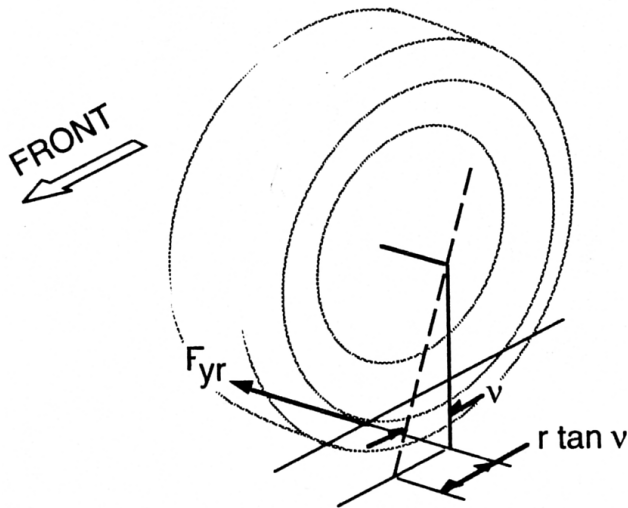
Effet de la force verticale



Gillespie Fig 8.14: L'essieu roule lorsqu'il y a braquage. Le moment est sensible à l'asymétrie gauche droite. Le moment dépend du déport, de la chasse, de la différence de charge verticale sous les roues.

- Le moment sur la roue gauche et droite ont des moments de **signes opposés**.
- S'ils sont symétriques, ils s'annulent.
- La charge verticale et l'angle de chasse peuvent affecter le pinçage si la direction est flexible.
- Les **asymétries gauche – droite** peuvent conduire à des moments dans la direction.
- Comme une roue monte et que l'autre descend, le moment peut aussi dépendre de la raideur en roulis

Effet de la force latérale



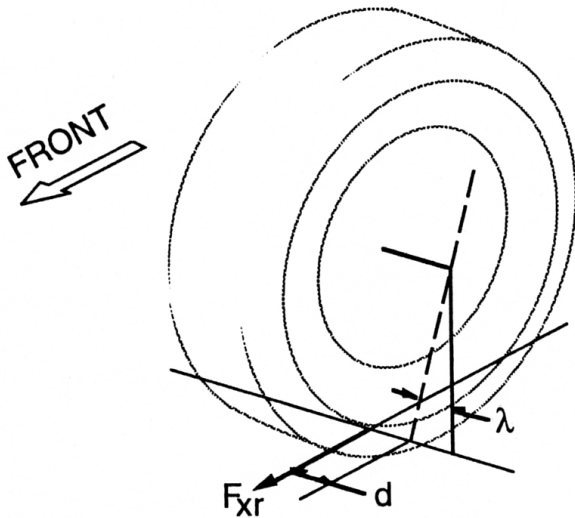
Gillespie Fig 8.15 : Moment produit par une force latérale en présence d'une chasse

- La force latérale F_y agissant au centre de contact de la roue produit un **moment fonction de la chasse** (déport longitudinal).

$$M_L = (F_{yl} + F_{yr})R \tan \nu$$

- F_{yr} et F_{yl} les forces latérales sous les roues droites et gauches
- R le rayon de la roue
- ν l'angle de chasse
- La force latérale tend à créer un moment qui réduit le braquage pour une chasse positive (**effet sous vireur**)

Effet de la force de traction



Gillespie Fig 8.16 : Moment produit par une force de traction

- La force latérale F_x agissant au centre de contact de la roue produit un **moment fonction du déport (latéral)**

$$M_T = (F_{xl} - F_{xr})d$$

- F_{xr} et F_{xl} les forces de traction sous les roues droites et gauches
- d le déport
- Les roues gauches et droites produisent des moments de **signes opposés** et ne contrebalancent qu'à travers le système de direction
- Les asymétries tendent à produire un moment dans la direction qui dépend du déport.



Effet du moment d'alignement

- Le **moment d'alignement** du pneumatique agit verticalement et peut résulter en une composante parallèle à l'axe du pivot. Le moment d'alignement est donc transmis à la direction

$$M_{AT} = (M_{zl} + M_{zr}) \cos \sqrt{\lambda^2 + \nu^2}$$

- M_{zl} et M_{zr} les moments d'alignement dans les pneus gauche et droit
 - λ l'angle de pivot
 - ν l'angle de chasse
-
- Dans des conditions normales, les moments d'auto alignement tendent toujours à résister au mouvement de braquage et leur **effet est sous vireur**. Ce n'est que sous des conditions de fortes dérives et pour des freinages importants que les moments changent de signe et deviennent sur vireur.



Effet du moment de résistance au roulement et du moment de retournement

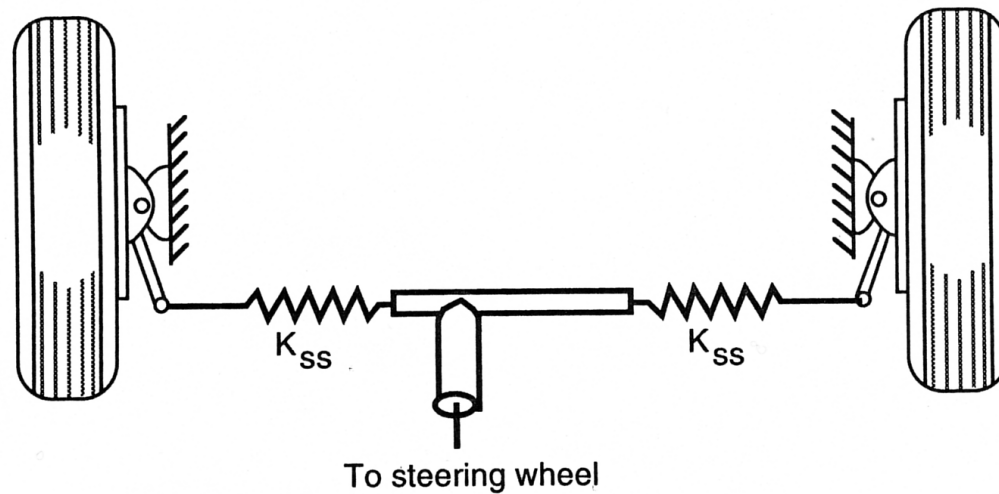
- Ces deux moments n'ont que des contributions en sinus autour de l'axe de pivot.
- Ils n'induisent que des **effets du second ordre** et sont généralement négligés dans l'analyse des systèmes de direction.



Modélisation des systèmes de direction

- Les moments et forces dans le pivot de la roue sont des sollicitations du mécanisme de direction.
- Les moments produisent des moments dans la direction qui déterminent le **retour dans le volant**.
- Pour quantifier convenablement ce retour il faut tenir compte du **modèle de la direction**: flexibilité, jeu, etc.
- Un modèle très simple peut être adopté pour les basses fréquences à conditions d'introduire des raideurs des bielles de guidages, des raideurs équivalentes des boîtes de réduction, de la souplesse latérale de la suspension, des fonctions de transfert des systèmes d'assistance, etc.
- Pour des calculs plus poussés, il est nécessaire de recourir à des modélisations à l'aide de logiciel de système multicorps (MECANO, ADAMS)

Modélisation des systèmes de direction



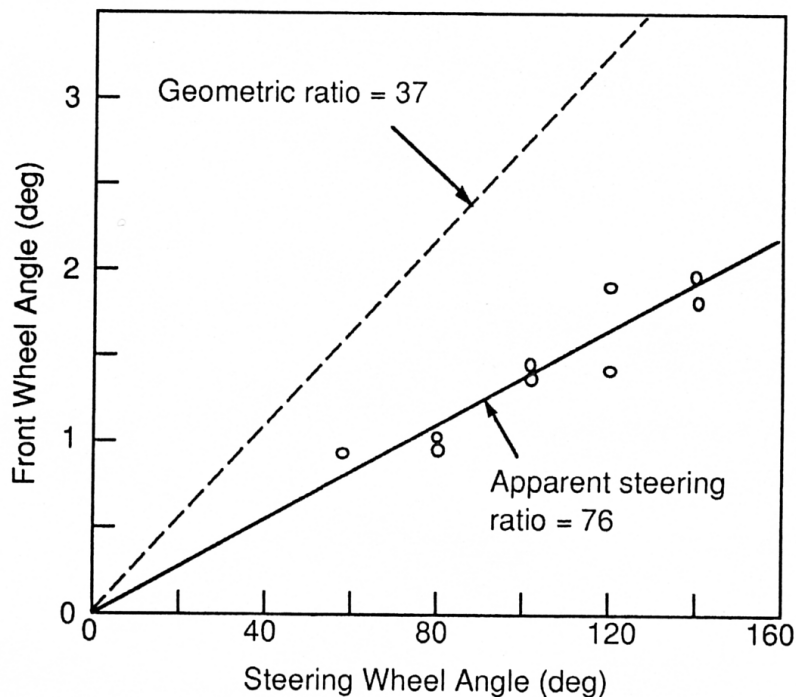
Gillespie: Fig 8.17: Modèle simplifié d'un système de direction



Influences du système de direction

- La conception du système de direction a une influence sur les performances de la direction:
 - Sensation du centrage
 - Retour au point neutre
 - Efforts dans la direction
 - ...
- En outre, le système a aussi un impact sur le comportement dynamique du véhicule:
 - Réponse transitoire
 - Comportement en virage
 - Stabilité en freinage
 - ...

Rapport de réduction de la direction

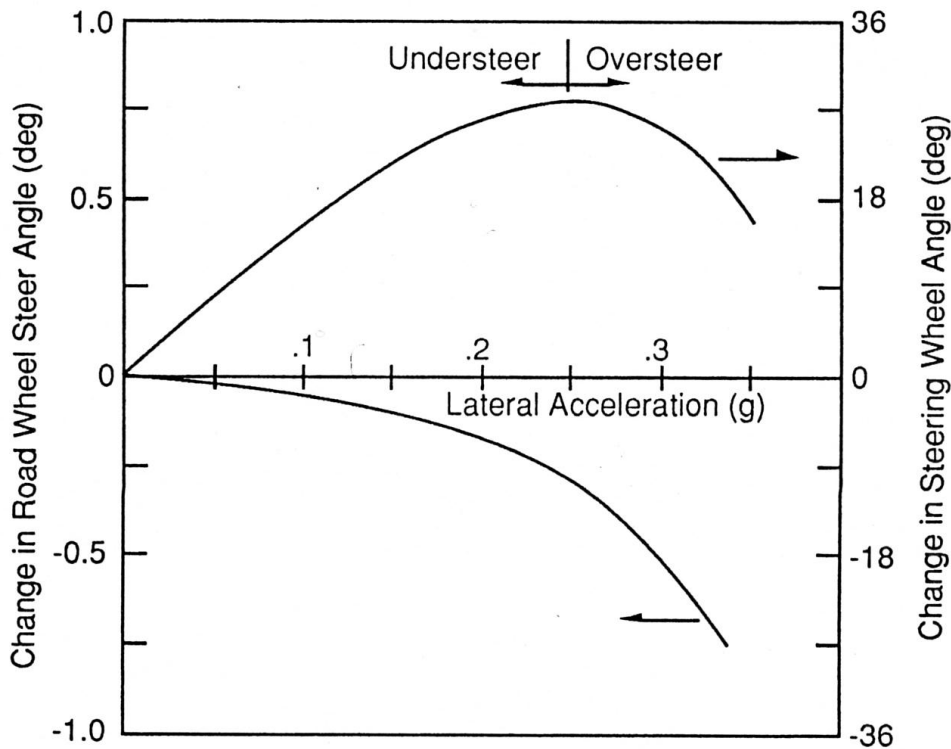


Gillespie. Fig 8.18

Mesure expérimentale du rapport de réduction de la direction d'un camion

- Le **rapport de réduction du système de direction** est le rapport entre l'angle de rotation du volant et l'angle de braquage de la roue. Typiquement:
 - Voitures: 15 à 20 : 1
 - Camion 20 à 36 : 1
- A cause de la souplesse du système ce rapport est quasi multiplié par un facteur 2!
- La variation du moment augmente également le rapport. Il est dû à la charge sur les pneus, la pression du pneu, le coefficient de friction.

Effets sous vireur



Gillespie Fig 8.19: Gradient sous vireur mesuré au volant et à la roue d'un camion

- Le comportement en virage est souvent évalué à l'aide de **gradient sous vireur**.
- La souplesse de la direction entraîne une **déviaton des roues par rapport à l'angle de volant**
- **L'angle de chasse et le moment d'auto alignement ajoutent du gradient de sous virage en présence de souplesse dans la direction.**



Effets sous vireur

- La quantification de l'effet de la souplesse de la direction dépend de la chasse et de la charge verticale sur la roue.
- L'effet dominant est celui des forces latérales et du moment d'alignement.
- Une analyse simple indique que:

$$K_{strg} = \frac{W_f (Rv + p)}{K_{ss}}$$

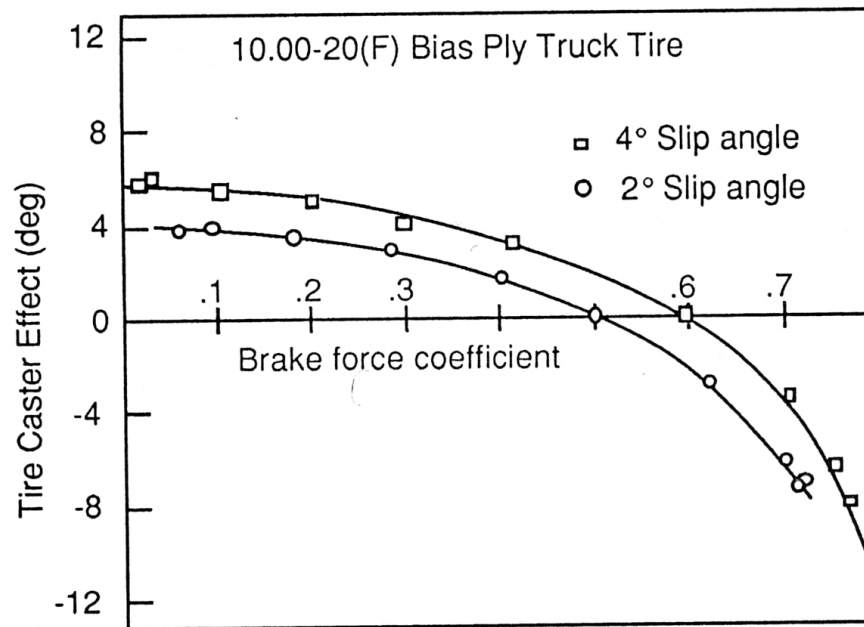
- K_{strg} incrément de gradient sous vireur dû au système de direction et à la souplesse
- W_f le poids sous la roue
- R le rayon de la roue
- p la chasse pneumatique
- v l'angle de chasse mécanique
- K_{ss} la souplesse de la direction en Nm/deg



Stabilité en freinage

- Le freinage est une illustration frappante dans laquelle le système de direction joue un rôle crucial dans la réponse directionnelle
- Spécialement, sa conception a une influence directe sur la stabilité et la résistance aux effets de freinage asymétrique.
- L'angle de chasse a une influence sur la stabilité à résister aux déviations causées par les freins, mais son efficacité est fortement vulnérable durant les conditions de freinage.
- Le tangage et le cabrage ont tendance à absorber les quelques degrés de chasse mécanique initiale.
- Lors d'un freinage important l'effet de chasse pneumatique disparaît et s'inverse pour devenir fortement sur vireur.

Stabilité en freinage



Gillespie. Fig 8.20: Changement dans le moment d'alignement lors du freinage



Stabilité en freinage

- Lors d'une asymétrie des forces de freinage (due à un mauvais fonctionnement du frein ou à un coefficient de friction différentiel), le moment joue sur la souplesse de la direction en ayant tendance à faire virer le véhicule.
- Par exemple, un coefficient différentiel crée un moment qui attire la voiture vers le côté de plus grande friction.
- Avec un déport positif, le moment dans la direction tend également à faire tourner le véhicule dans la même direction.
- Ceci plaide pour un **déport négatif** pour compenser les deux effets.

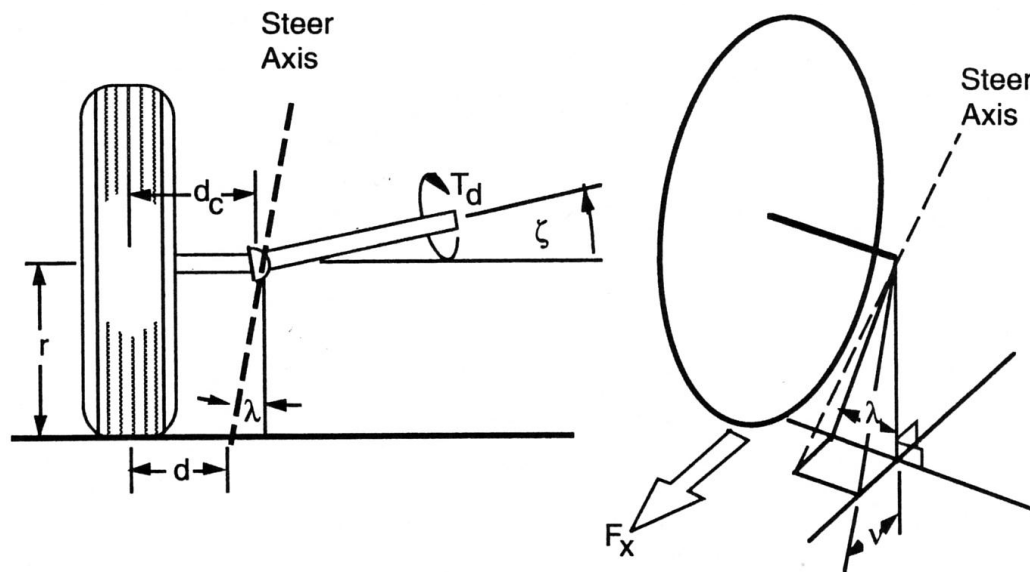


Effet de la traction avant

- Il est bien connu que les **tractions avants** sont sujettes à des variations du comportement avec l'application d'un couple moteur aux roues.
- Dans la plupart des cas, l'application d'une **force de traction** donne lieu à du **sous virage**
- La **suppression des gaz** conduit par contre à du **survirage**.
- Trois effets expliquent cela:
 - La composante du couple moteur par rapport à l'axe de pivot
 - L'influence des forces de traction sur les propriétés d'environnement des pneus
 - L'influence des forces de traction sur les moments d'alignement
 - Le transfert de charge avant arrière

Composante du couple moteur

- Même en ligne droite le couple moteur produit un moment autour de l'axe de pivot
- Un joint homocinétique connecte le demi arbre au moyeu de la roue



Gillespie Fig 8.21 Force de traction agissant sur la roue



Composante du couple moteur

- En négligeant la résistance au roulement et les moments dus aux forces de poids, il vient:

$$M_{SA} = F_x d \cos \nu \cos \lambda + T_d \sin(\nu + \xi)$$

- Etant donné que

$$T_d = F_x R$$

- On peut écrire

$$M_{SA} = F_x [d \cos \nu \cos \lambda + R \sin(\lambda + \xi)]$$

- Normalement les angles de chasse et d'inclinaison sont petits de sorte que leur cosinus est proche de 1:

$$M_{SA} \approx F_x [d + R \sin(\lambda + \xi)]$$

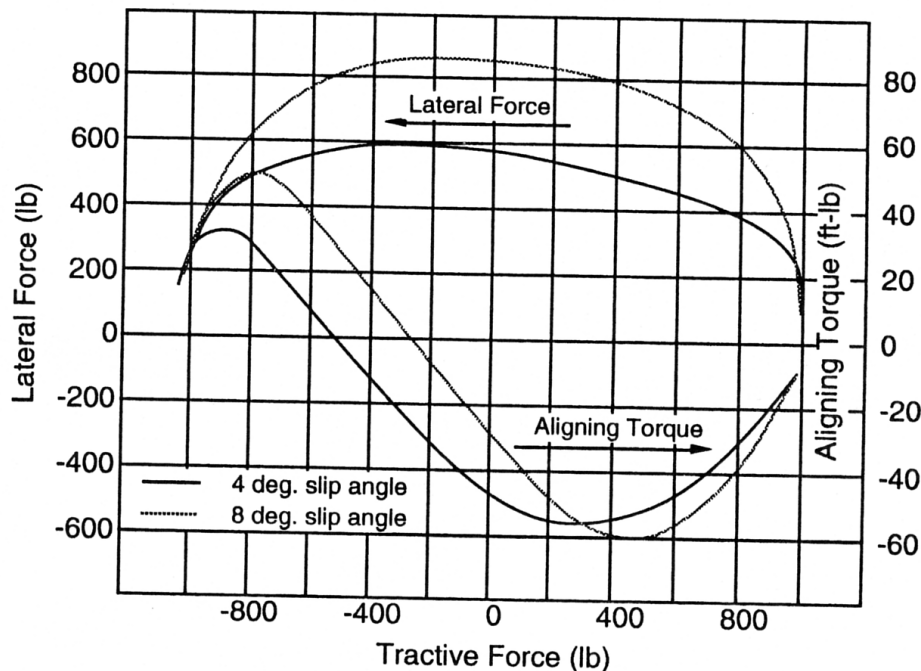


Composante du couple moteur

$$M_{SA} \approx F_x [d + R \sin(\lambda + \xi)]$$

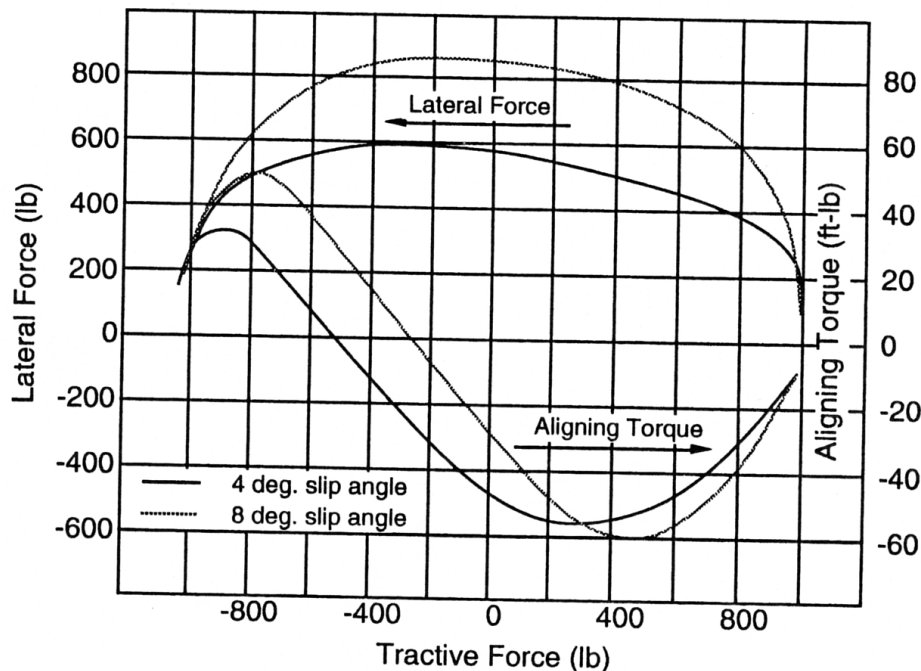
- La force propulsive donne un moment dont le bras de levier est le déport augmenté de la distance à la perpendiculaire au joint homocinétique
- Lorsque le véhicule tourne, le roulis augmente l'inclinaison du côté intérieur (soulèvement) et diminue l'inclinaison du côté extérieur. Dès lors le bras de levier devient plus petit du côté extérieur et devient plus grand du côté intérieur. Il s'en suit un moment qui est dirigé vers l'extérieur du virage.
- La composante du couple moteur conduit donc à un **incrément de couple sous vireur**
- L'accroissement de couple sous vireur est de l'ordre de 1 deg/g

Influence des forces de traction sur la raideur d'environnement



- Lorsque le pneumatique développe une force de traction, sa capacité à générer une **force latérale d'environnement diminue**
- Cela réduit le pouvoir directeur de l'essieu avant.
- L'application d'un couple moteur conduit donc à un **incrément de gradient sous vireur**
- On estime que cet incrément est de l'ordre de 0 à 2 deg/g pour un couple moteur passant de 0.2 g (traction) à -0.05g (freinage)

Influence des forces de traction sur le moment d'auto alignement

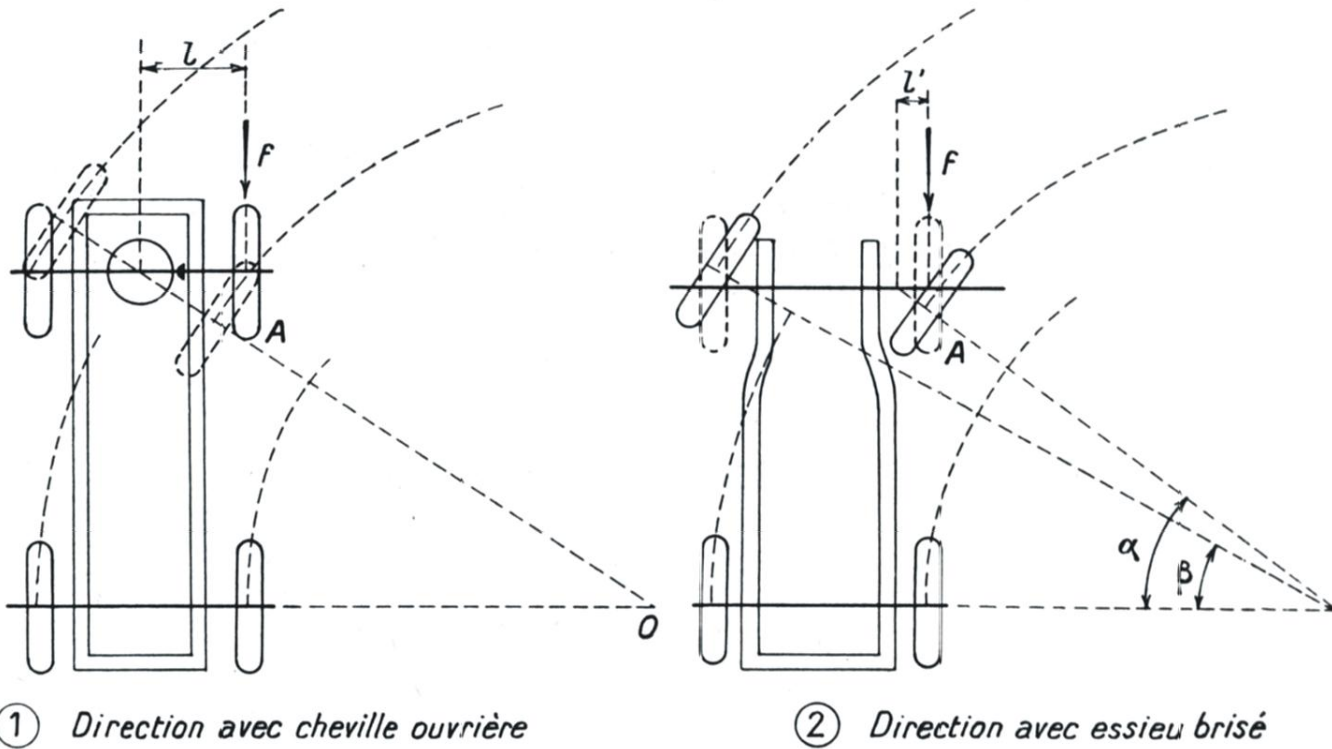


- Lorsque le pneumatique développe une force de traction, son **moment d'auto alignement augmente**
- Cela augmente donc la tendance du pneu à réduire sa dérive.
- L'application d'un couple moteur conduit donc à un **incrément de gradient sous vireur**
- On estime que cet incrément est de l'ordre de 0,5 à 1 deg/g de gradient de sous virage



ETUDE DES MECANISMES DE DIRECTION

Mécanismes de direction



Pour des questions d'encombrement le système de direction à essieu brisé a remplacé la direction avec cheville ouvrière.

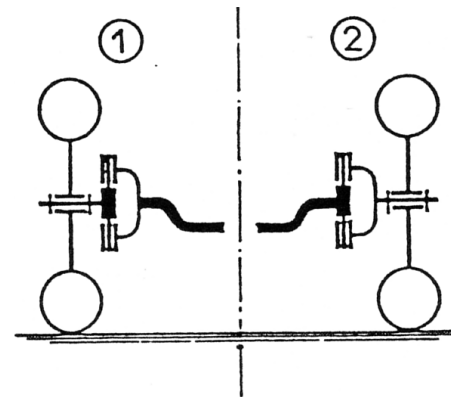
Mécanismes de direction

- Le pivotement de l'essieu est abandonné sur les véhicules exceptés les remorques:
 - Efforts importants au timon en cas de force sur une roue
 - Espace balayé trop important
 - Architecture « au dessus » de l'essieu



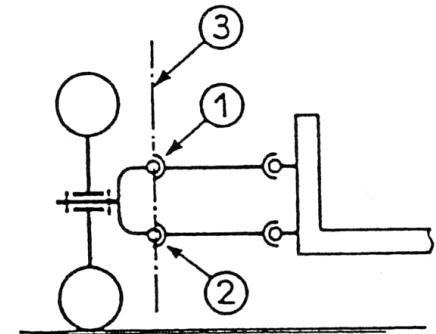
Mécanismes de direction

- Cas de l'essieu rigide:
 - Le système (1) avec axe pivotant
 - Système (2) avec axe fixe
 - Utilisation d'une bague en bronze ou roulement pour les articulations
- Cas de l'essieu à roues indépendantes
 - L'articulation (rotules) permet les mouvements perpendiculaires de direction et de suspension
 - L'axe de pivotement est matérialisé par la ligne passant par le centre des 2 rotules



Pivot pour essieux rigides :

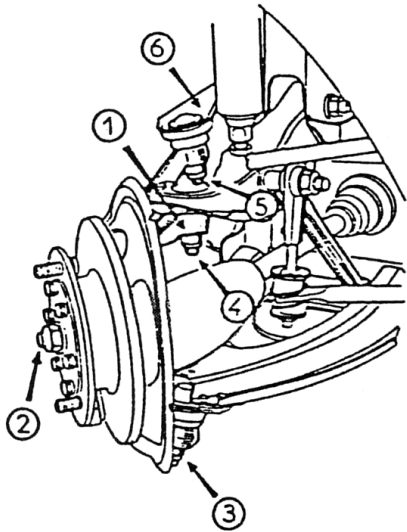
- ① à chape ouverte ;
- ② à chape fermée.



Pivot pour train à roues indépendantes. Rotule de direction-suspension.

- ① Rotule supérieure ;
- ② Rotule inférieure ;
- ③ axe de pivotement.

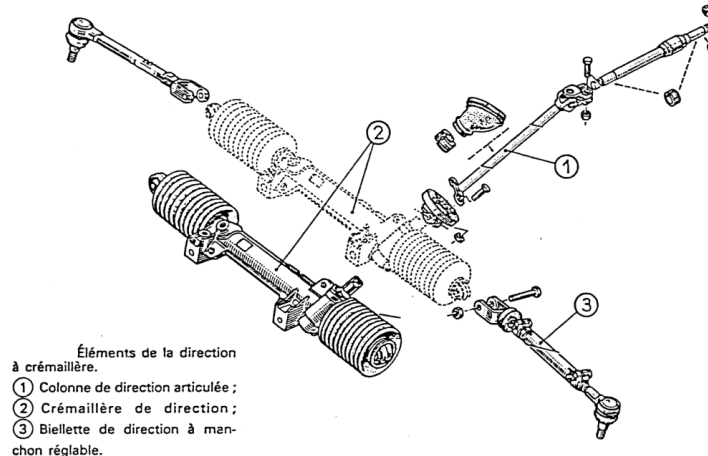
Mécanismes de direction



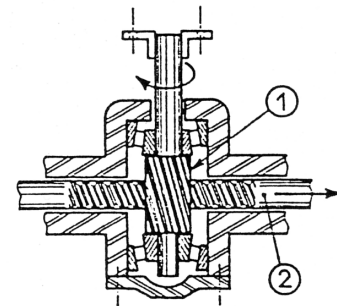
- La commande de pivotement est réalisée par un bras solidaire du porte fusée relié à la biellette de direction par l'intermédiaire de la rotule de commande de direction (5).
- Les biellettes de direction sont reliées à une crémaillères dont le déplacement est réalisé par le mouvement d'un volant via le pignon (1) assure la démultiplication

Éléments de direction d'un train à roues indépendantes :

- ① Porte-fusée ; ② Fusée.
 Rotules de direction et de suspension ; ③ Rotule inférieure ; ④ Rotule supérieure ; ⑤ Rotule de commande de direction ; ⑥ Biellette de direction.

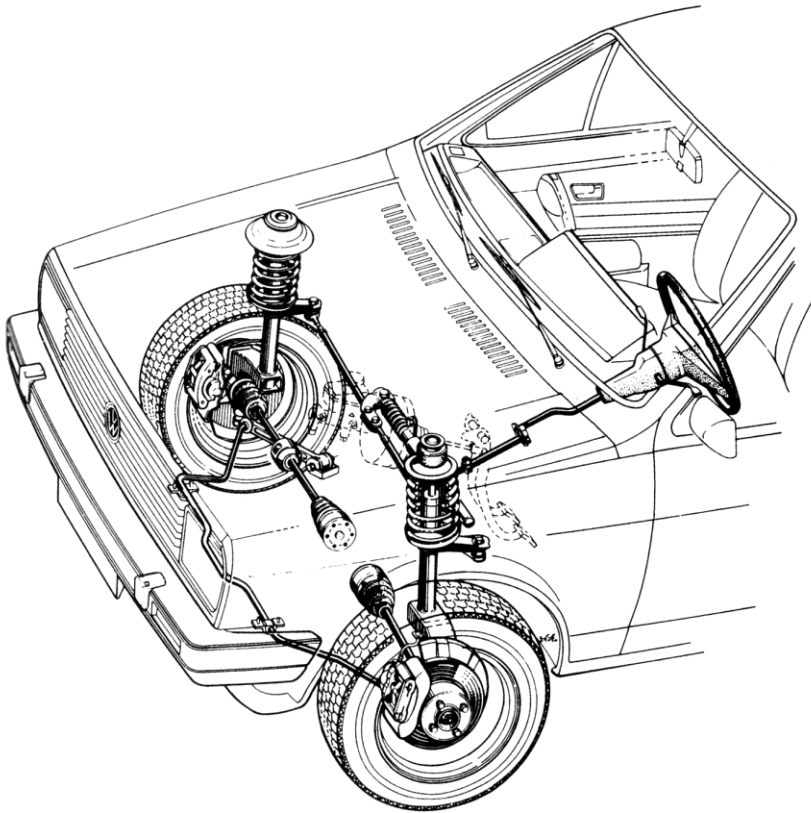


Éléments de la direction à crémaillère.
 ① Colonne de direction articulée ;
 ② Crémaillère de direction ;
 ③ Biellette de direction à manchon réglable.



Crémaillère de direction : ① Pignon ; ② Crémaillère.

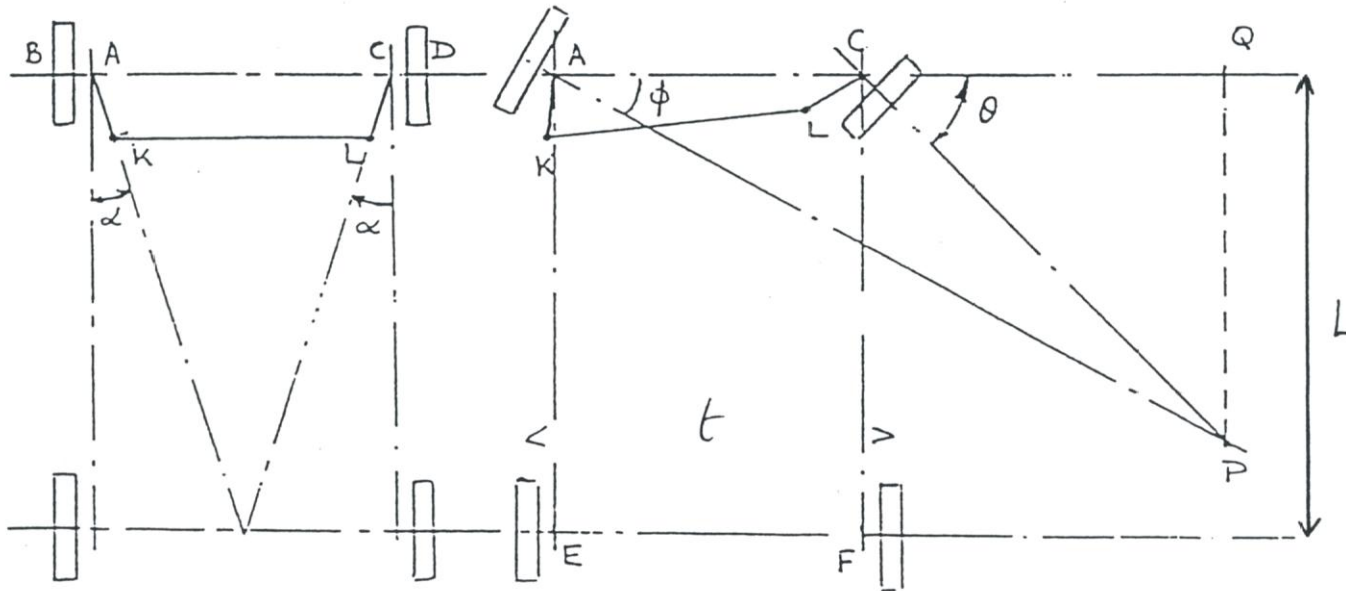
Mécanismes de direction



Reimpel. Fig 4.1

- Système de jambe de force amortisseur de l'essieu avant de la VW Polo (jusque 1994) avec son système de direction.
- La biellette de direction est directement rapportée sur le tube de guidage

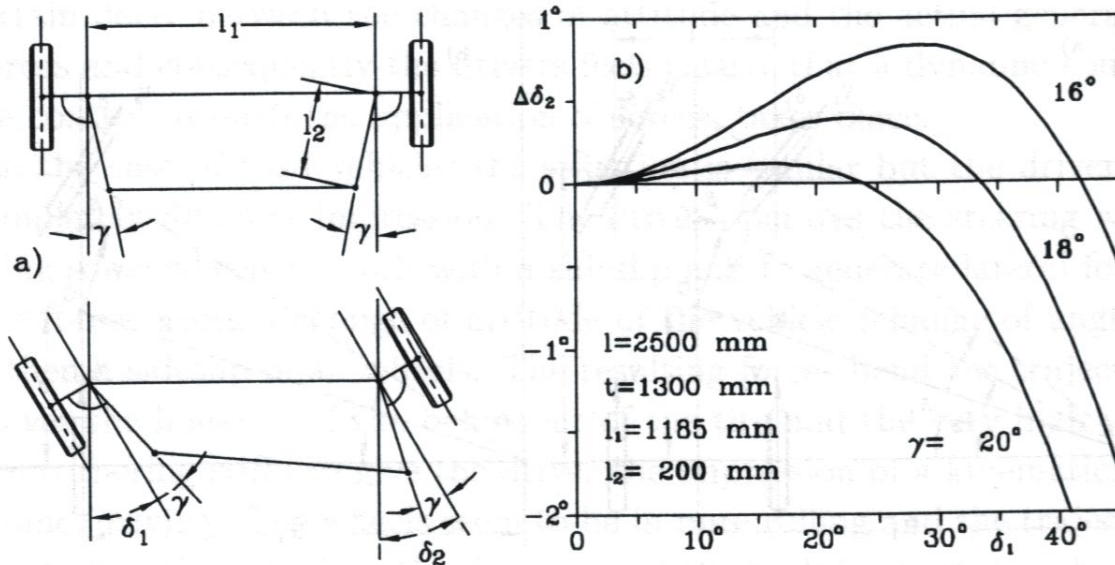
Mécanisme 4 barres classique



- Le mécanisme quatre barres (dit aussi mécanisme de Bricard) est le mécanisme typiquement adopté dans les véhicules modernes.
- Il ne respecte toutefois pas la condition de Jeantaud pour tous les angles de braquage

Condition d'Ackerman-Jeantaud

- La condition de Jeantaud n'est pas vérifiée par les dispositifs utilisés en pratique, par exemple le mécanisme quatre barres



$$\sin(\gamma - \delta_2) + \sin(\gamma + \delta_1) =$$

$$\sqrt{\left(\frac{l_1}{l_2} - 2 \sin \gamma\right)^2 - (\cos(\gamma - \delta_2) - \cos(\gamma + \delta_1))^2}$$

Mécanisme de Davies

- On voit sur la figure que:

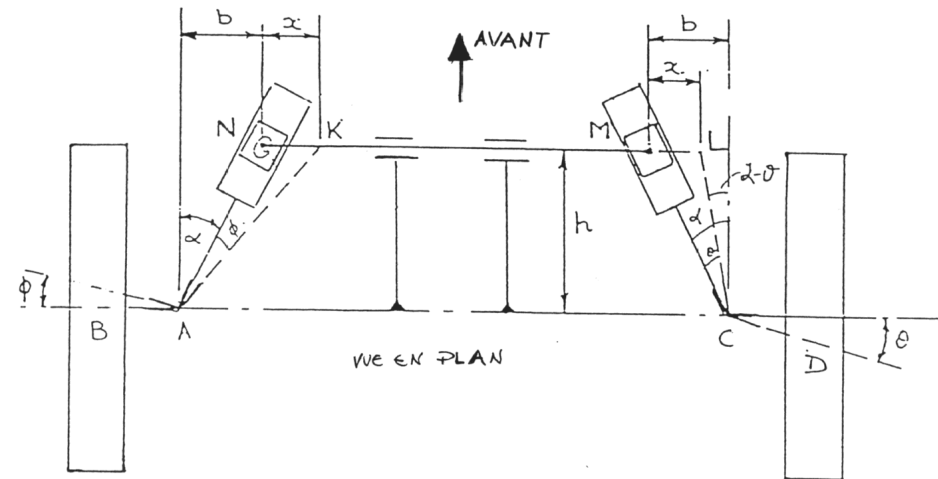
$$\tan \alpha = \frac{b}{h}$$

$$\tan(\alpha + \phi) = \left(\frac{b+x}{h} \right)$$

$$\tan(\alpha - \theta) = \left(\frac{b-x}{h} \right)$$

- Sachant que

$$\tan(\alpha + \phi) = \frac{\tan \alpha + \tan \phi}{1 - \tan \alpha \tan \phi}$$



Mécanisme de Davies

- Il vient en substituant $\tan \alpha$ et $\tan(\alpha+\phi)$:

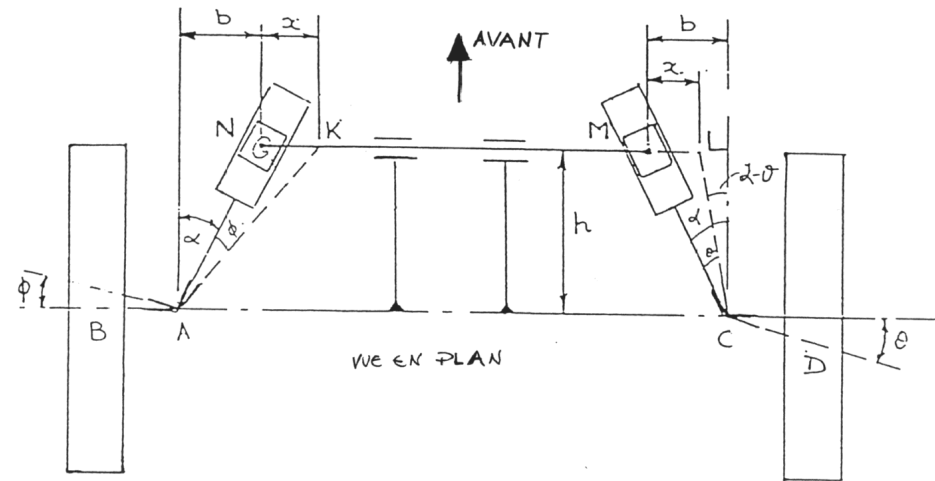
$$\frac{\frac{b}{h} + \tan \phi}{1 - \frac{h}{b} \tan \phi} = \frac{b+x}{h}$$

$$\rightarrow \tan \phi = \frac{hx}{h^2 + b^2 + bx}$$

- De même

$$\tan(\alpha - \theta) = \frac{\tan \alpha - \tan \theta}{1 + \tan \alpha \tan \theta}$$

$$\rightarrow \tan \theta = \frac{xh}{h^2 + b^2 - bx}$$



Mécanisme de Davies

- Par en utilisant ces deux résultats, on a:

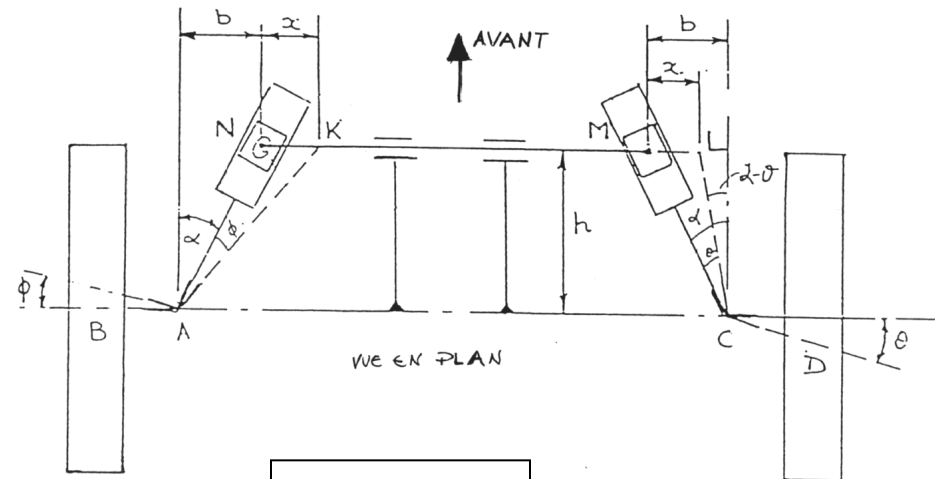
$$\begin{aligned} \cot \phi - \cot \theta &= \frac{h^2 + b^2 + bx}{hx} - \frac{h^2 + b^2 - bx}{hx} \\ &= \frac{2b}{h} = 2 \tan \alpha \end{aligned}$$

- Si on veut satisfaire la condition de Jeantaud

$$\cot \phi - \cot \theta = \frac{t}{L}$$

Il faut avoir la condition géométrique

$$\tan \alpha = \frac{t}{2L}$$



- Ce qui signifie que les bras de direction CM et AM doivent être disposés de telle manière que leurs prolongements se coupent au centre de l'essieu arrière



Mécanisme de Davies

- En pratique le mécanisme de Davies n'est pas utilisé pour deux raisons:
 - Il introduit une complication compte tenu de la présence de 3 glissières
 - Il est sensible aux tolérances pour sa réalisation.
- On lui préfère donc le mécanisme quatre barres

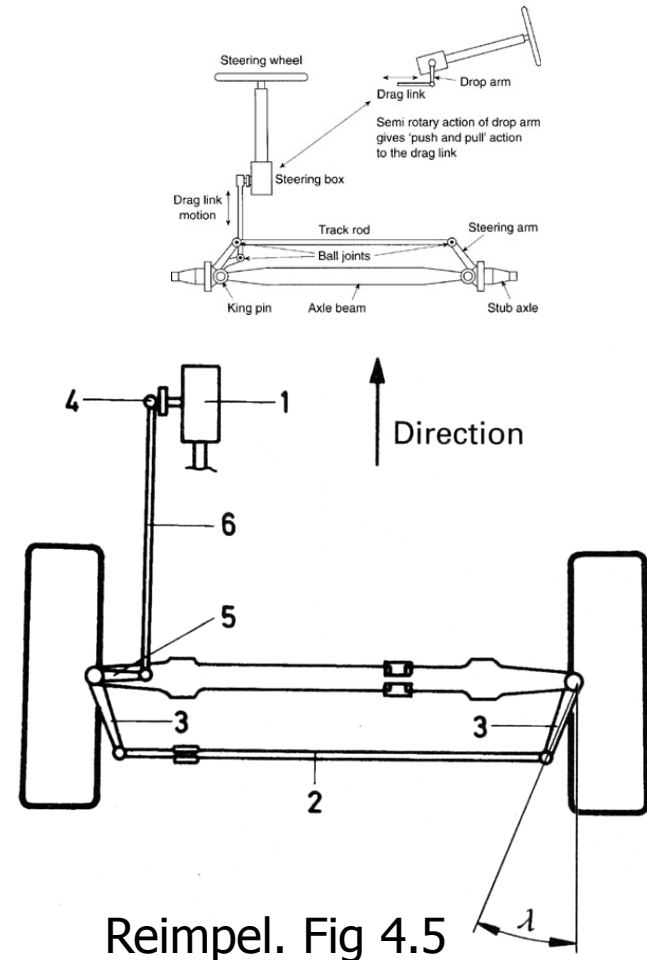


Mécanisme de direction

- Le rôle du mécanisme de direction
 - Est interposé entre l'extrémité de la colonne de direction et la timonerie
 - Se présente comme un boîtier fixé au châssis avec
 - En entrée, un arbre d'accouplement avec la colonne de direction
 - En sortie, un dispositif d'actionnement de la timonerie
 - Selon la réalisation, on distingue:
 - Mécanisme à sortie rotative
 - Mécanisme à sortie linéaire

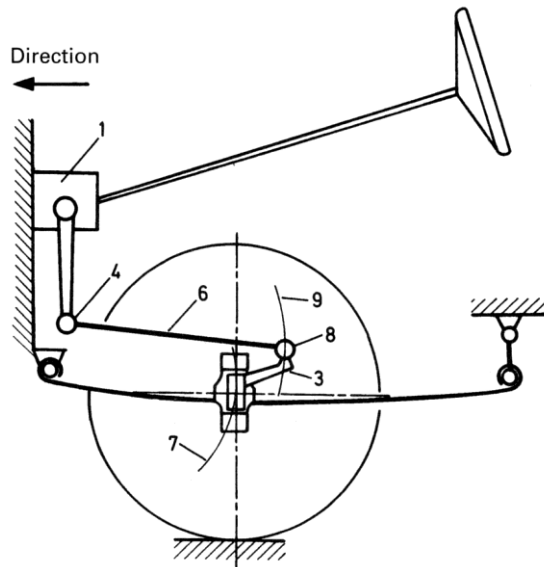
Mécanisme à sortie rotative

- Sur les essieux rigides, exceptés les deux leviers d'accouplement (3) qui sont attachés au porte roue, on n'a besoin que d'une barre d'accouplement (2), d'un levier d'attaque (5) solidaire de l'une des roues, d'une bielle de commande (6).
- Le volant de direction et le tube de direction sont reliés à la boîte de direction (1) qui comporte un dispositif de démultiplication.
- La sortie de la boîte de direction est reliée à la bielle de commande via un levier de direction (4).

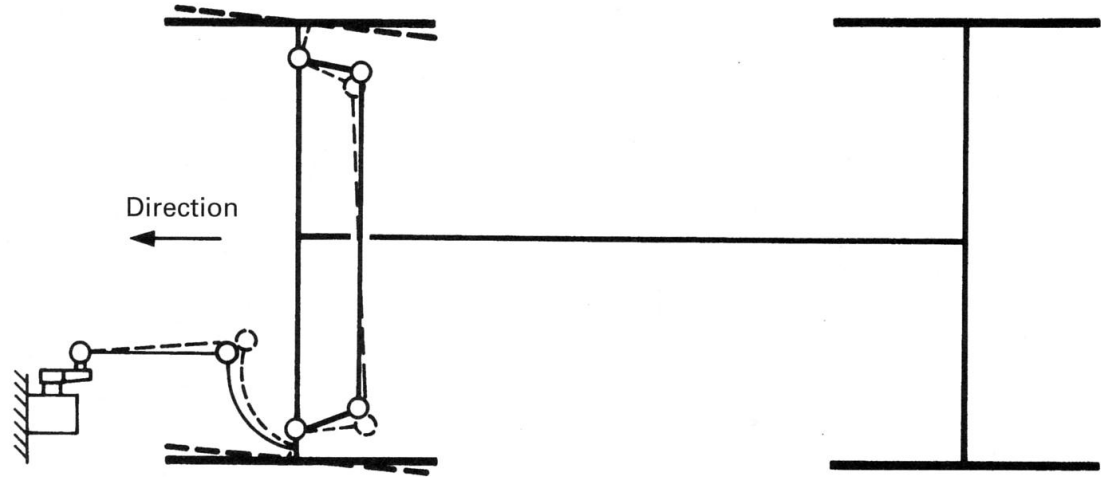


Reimpel. Fig 4.5

Mécanisme à sortie rotative



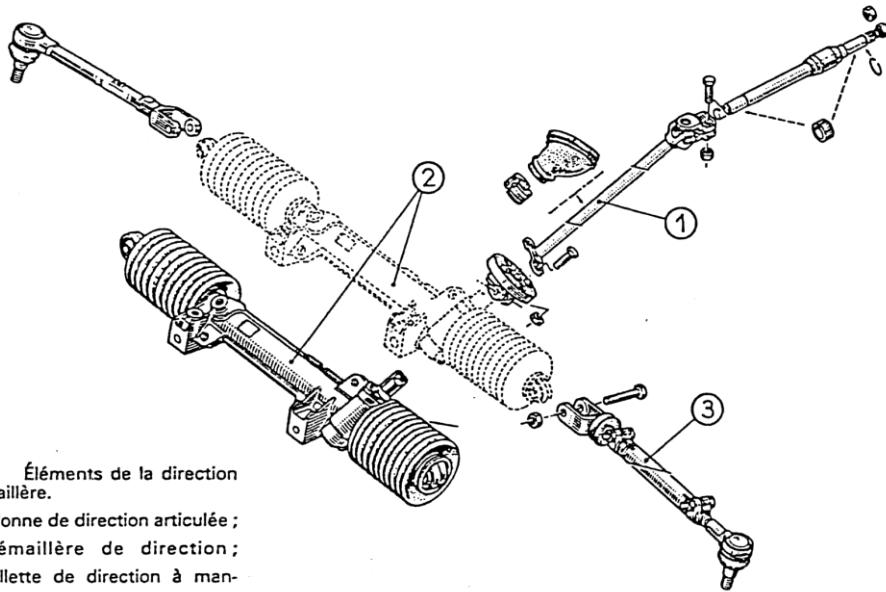
Reimpel et al. Fig 4.6



Reimpel et al. Fig 4.7

Les figures suivantes montrent le phénomène de cabrage induit de la direction suite à un débattement de roue pour un essieu rigide

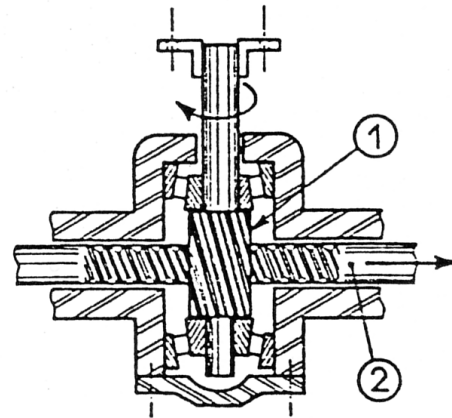
Mécanismes de direction



Éléments de la direction à crémaillère.

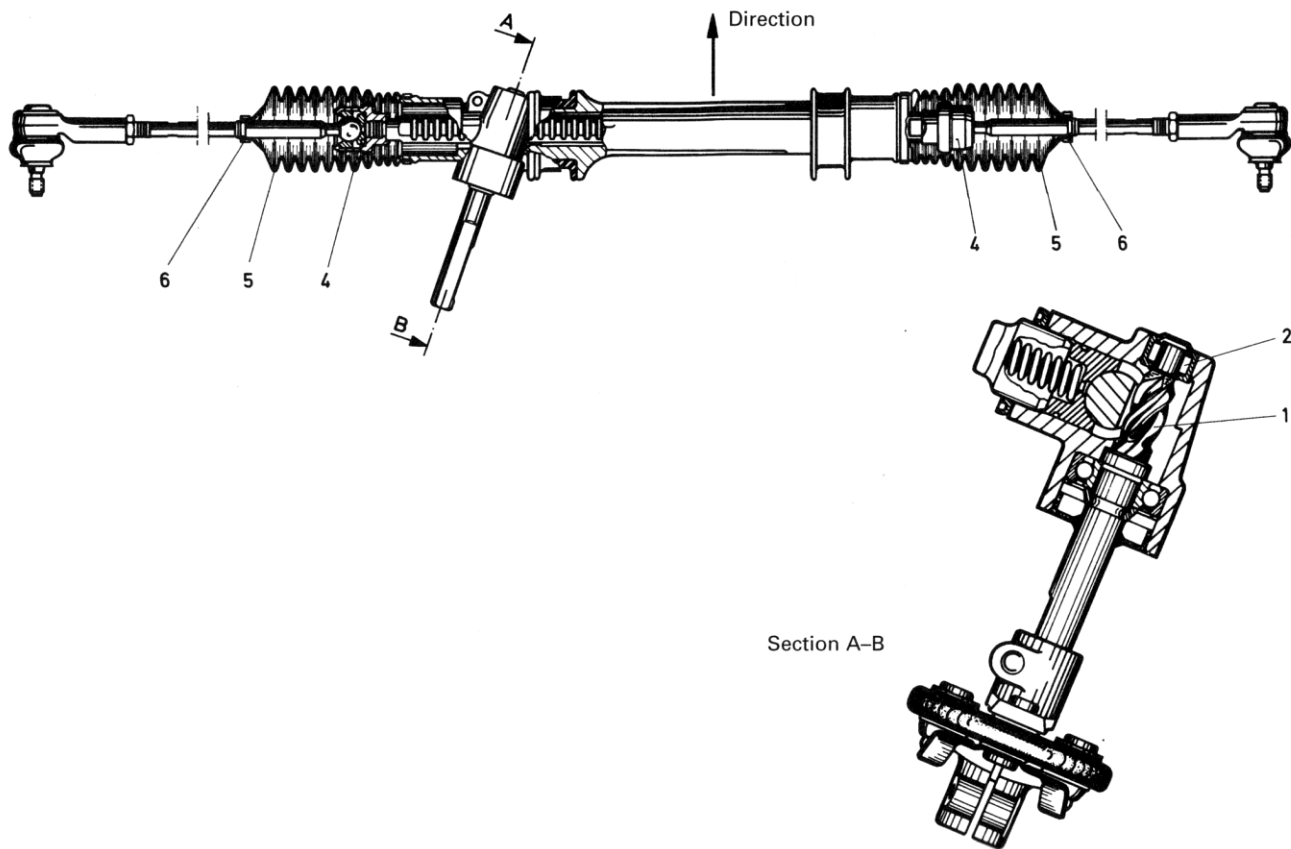
- ① Colonne de direction articulée ;
- ② Crémaillère de direction ;
- ③ Bielle de direction à manchon réglable.

- Les biellettes de direction sont reliées à une crémaillères dont le déplacement est réalisé par le mouvement d'un volant via le pignon (1) assure la démultiplication

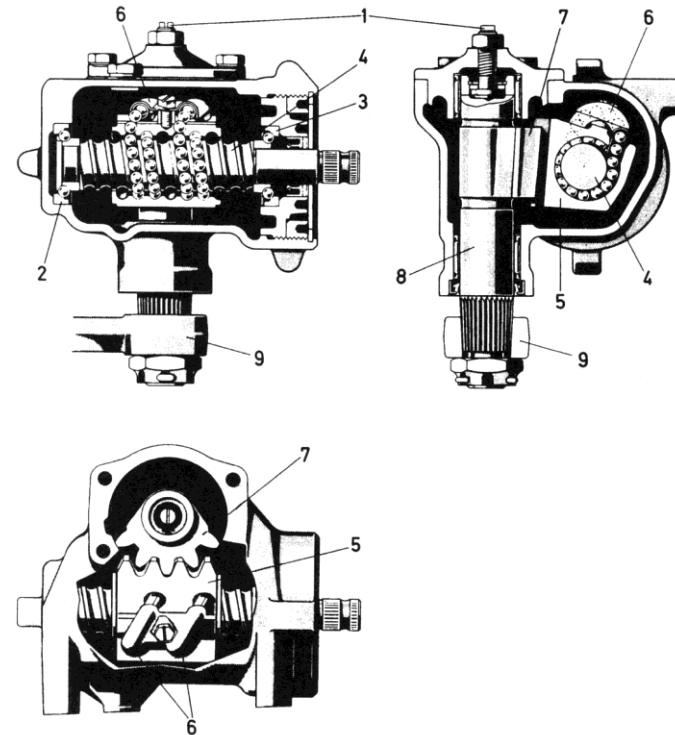
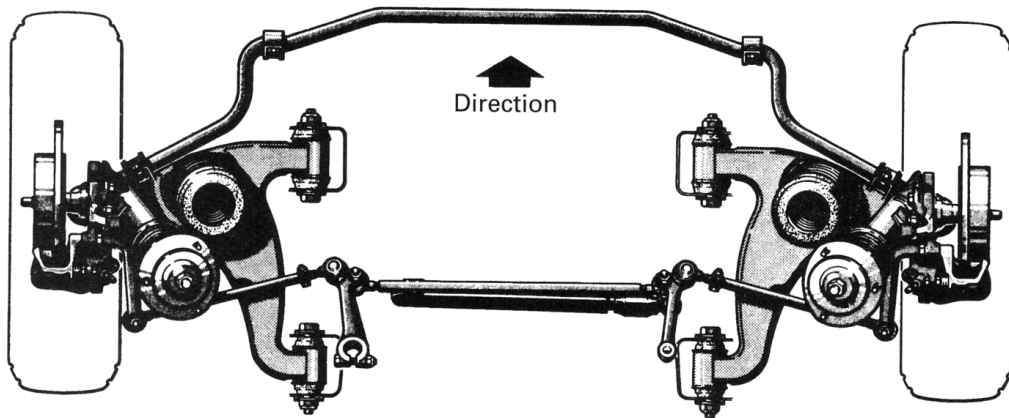


Crémaillère de direction : ① Pignon ; ② Crémaillère.

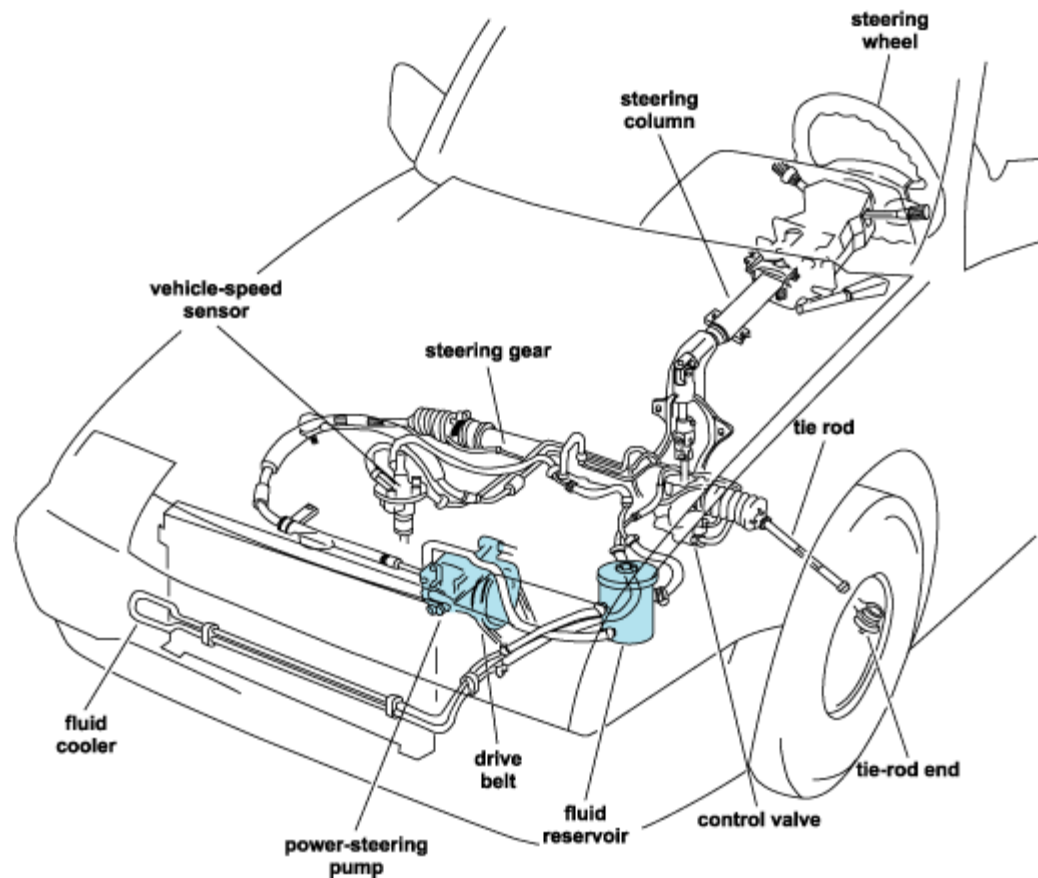
Pignon crémaillère



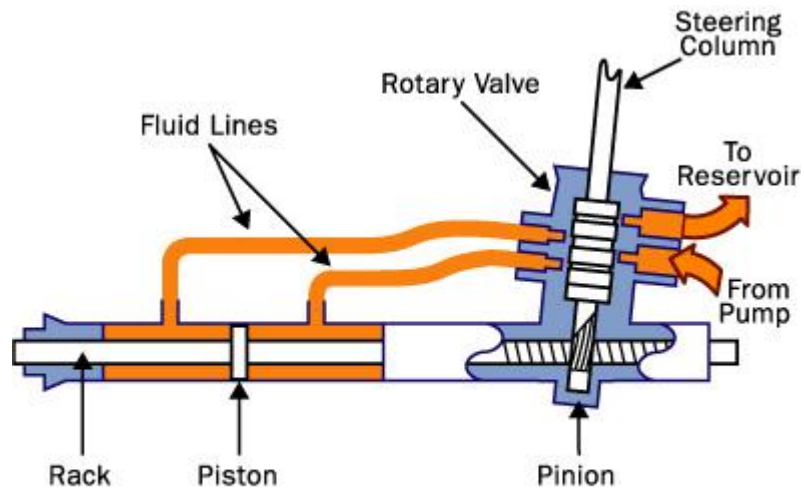
Direction avec recirculation de billes



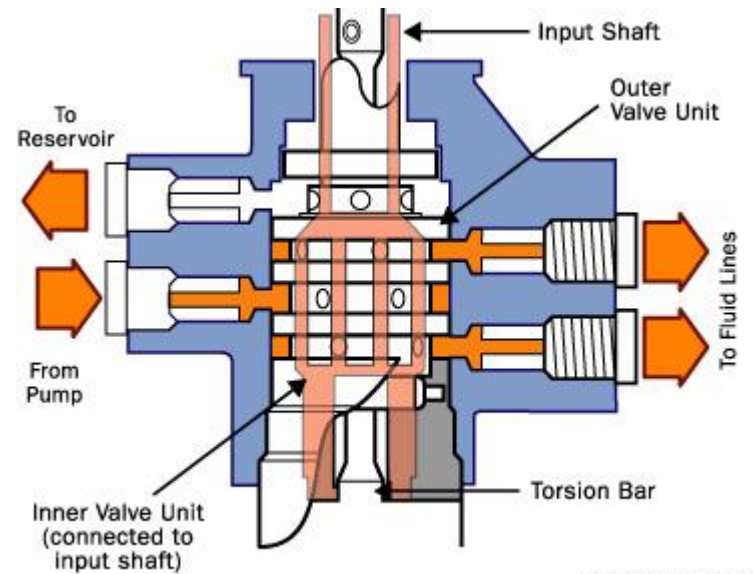
Assistance hydraulique



Assistance hydraulique



©2001 HowStuffWorks



© 2001 HowStuffWorks

Assistance électrique

