

Jointts homocinétiques

par **Pierre GUIMBRETIERE**

Ingénieur de l'École spéciale des Travaux Publics
Conseiller technique et scientifique GKN Glaenzer-Spicer

1. Définition	B 5 815 - 2
2. Géométrie : théorie du plan bissecteur	— 3
3. Jointts fixes	— 3
3.1 Joint double	— 3
3.2 Jointts à éléments de liaison dans le plan bissecteur	— 5
3.3 Joint tripode, dit joint GE (Glaenzer Extérieur)	— 8
3.4 Angles d'utilisation	— 9
4. Jointts coulissants	— 9
4.1 Jointts à éléments de liaison dans le plan bissecteur	— 9
4.2 Joint tripode, dit joint GI (Glaenzer Intérieur)	— 11
4.3 Comportement comparé pour la fonction coulissement	— 12
4.4 Développements récents	— 12
5. Lubrification	— 13
6. Systèmes d'étanchéité	— 13
7. Essais des jointts homocinétiques	— 13
7.1 Conception et amélioration des jointts	— 13
7.2 Homologation des transmissions et des jointts.....	— 15
8. Utilisation dans le domaine automobile et limitations d'emploi	— 15
8.1 Transmissions latérales.....	— 15
8.2 Transmissions longitudinales.....	— 16
Références bibliographiques	— 16

Le joint de cardan, décrit dans l'article spécialisé de ce traité, est utilisé soit unitairement si l'angle de brisure est faible, soit beaucoup plus couramment par paire, c'est-à-dire en transmission à deux jointts avec une configuration symétrique tant en angle de brisure qu'en angle de calage afin que l'arbre mené ait, autant que faire se peut, une vitesse angulaire constamment égale à celle de l'arbre menant.

Ces deux dispositions ont été utilisées, en particulier, pour assurer la liaison entre la boîte de vitesses et le pont arrière des véhicules à propulsion. Pour les poids lourds, la seule solution retenue actuellement est celle de la transmission à deux jointts, dont l'un est coulissant, associée éventuellement à une demi-transmission, voire deux.

Quand la voiture particulière dite « traction avant » s'est imposée, il a été nécessaire de structurer la liaison entre la boîte-pont et les roues suspendues, motrices et directrices. Lorsque les roues avant sont « non braquées », l'axe de roue et l'axe de sortie de pont sont quasi parallèles et il serait possible d'envisager un joint de cardan à chaque extrémité de l'arbre de transmission. Mais, dès que l'on braque les roues, l'angle du joint, côté pont, ne varie pratiquement pas alors

que l'angle du joint, côté roue, augmente. Il en résulte un décalage angulaire cyclique entre l'arbre de sortie de pont et l'arbre de roue engendrant une accélération et une décélération cycliques de la roue à une fréquence de deux fois par tour ; l'existence du différentiel dans le pont avant ne fait que compliquer la situation. Le véhicule est alors soumis à des secousses et les organes mécaniques subissent des contraintes inacceptables.

Par ailleurs, il est nécessaire d'assurer, sans réaction axiale sensible, les variations de longueur de la transmission – dues aux débattements de suspension pour une grande part – ce que les cannelures de transmissions à joints de cardan accomplissent fort mal.

De nouvelles solutions s'imposaient donc : les joints homocinétiques – fixes et coulissants – ont pour objet de répondre à ces différentes exigences et leur développement a été intimement lié à celui de la traction avant ; en plus du domaine agricole qui utilise ce type de joint, d'autres industries pourraient être également utilisatrices. Après l'historique joint de Hooke (1664), nous trouvons plus près de nous le joint de Clemens (1876), puis les brevets Delaunay-Belleville (1914), Retel (1922), Weiss (1924), Parvillée (1926), Fenaille (1926), Rzeppa (1927), Causan (1930), Glaenzer-Spicer (1934), et Orain (1962).

Actuellement, avec ses 45 millions de voitures – généralement des tractions avant – produites par an, le seul marché automobile exige la fabrication de quelque 180 millions de joints homocinétiques ; les autres marchés apparaissent comme négligeables. Dans ces conditions, des équipementiers spécialisés et réputés tels que GKN avec des implantations dans le monde entier, ou NTN, ou Saginaw (GM)... ainsi que certains constructeurs automobiles, assurent la production de masse nécessaire.

Pour une meilleure compréhension de cet article, le lecteur devra tout d'abord se reporter à l'article sur les joints de cardan [\[12\]](#) dans ce traité.

1. Définition

On appelle joint homocinétique un système permettant de transmettre un mouvement de rotation, d'un arbre menant à un arbre mené, sans décalage angulaire quel que soit l'angle de brisure entre ces deux arbres et quelle que soit la variation de celui-ci. En général, l'équipement d'une traction avant consiste à placer (figure 1 et 2) de part et d'autre du pont-différentiel, une transmission comportant, côté roue, un joint homocinétique fixe (axialement s'entend) possédant une grande possibilité angulaire et, côté pont, un joint homocinétique coulissant autorisant un angle de brisure, d'ailleurs limité, et une translation.

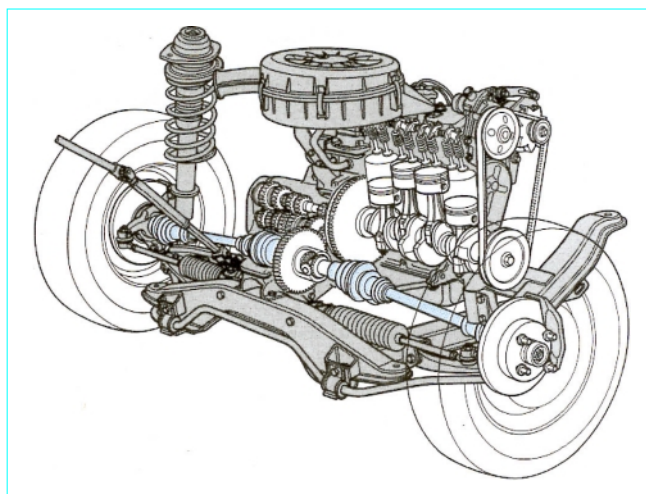


Figure 1 – Implantation des transmissions à joints homocinétiques sur une traction avant (doc. ETAI)

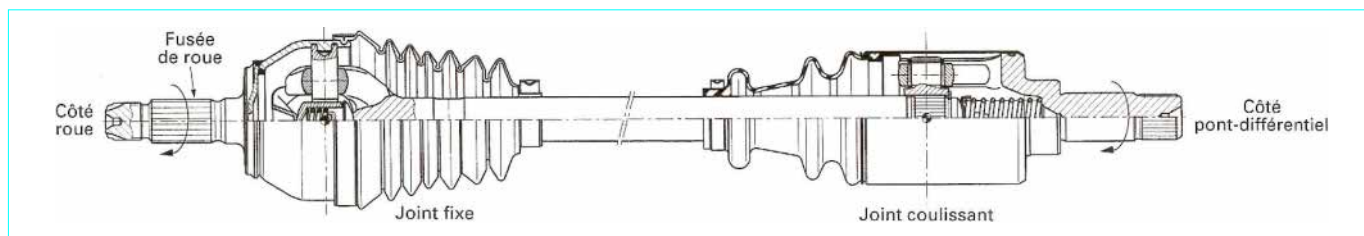


Figure 2 – Exemple d'équipement en transmission d'une traction avant

2. Géométrie : théorie du plan bissecteur

Un théorème dû à Myard [1] peut s'énoncer de la façon suivante : *deux arbres peuvent avoir une liaison de rotation réciproque et continue au moyen de deux pivots liés à ces arbres, ces deux pivots étant assujettis à rester dans un plan.*

Cas particulier de ce théorème : lorsque les deux arbres sont concourants et que les deux pivots sont perpendiculaires à ces arbres, ou plus généralement inclinés du même angle, la vitesse de l'arbre de sortie est égale à la vitesse de l'arbre d'entrée. C'est le schéma le plus simple d'un joint homocinétique. Une méthode assez logique pour concevoir des joints homocinétiques de ce premier type, consiste en partant du **joint simple** (figure 3a) – en l'occurrence il s'agit d'un joint de cardan à dés (joint bipode) qui, par extension, peut devenir un joint à croisillon, à anneau ou à noix – à passer au **joint double** (figure 3b), voire ensuite à simplifier en réduisant le nombre des pivots et à réduire l'encombrement en modifiant la position de ces pivots, simplification et modification qui entraînent par ailleurs la création de dispositifs accessoires.

Apparaît à ce stade une potentialité de situation de symétrie géométrique de tous les constituants par rapport au plan bissecteur des deux arbres à réunir.

Partant d'un tel joint double bipode, on obtient par inversion de situation des pivots, un autre **joint double bipode à 2 pivots parallèles** (figure 3c). En rapprochant ces deux pivots pour les amener à se confondre, on obtient un nouveau schéma de joint homocinétique (figure 3d), que nous appellerons du deuxième type, dont le succès tient à la possibilité de maintenir ce pivot unique – par exemple deux billes, placées de part et d'autre de la rotule de concurrence des arbres, le concrétiseront – dans le plan bissecteur.

La théorie du plan bissecteur est synthétisée sur la figure 4.

On considère un plan P fixe. Un arbre A perce le plan P en O. Une **courbe de conduite** C quelconque, liée rigidement à l'arbre A, perce le plan P en M. A' et C' sont respectivement les symétriques de A et C par rapport au plan P. C' passe donc par M où se trouve un élément de liaison. Dans tout mouvement de A, entraînant donc C, le couple (A', C') a un mouvement symétrique par rapport à P, les courbes C et C' se coupant dans le plan P.

Si réciproquement, on assujettit mécaniquement, grâce à l'élément de liaison M, les courbes C et C' à rester liées dans le plan P, les arbres A et A' ont des mouvements symétriques par rapport à P, et en particulier à toute rotation de l'un correspond une rotation égale de l'autre. Le plan P reste toujours le plan bissecteur des deux arbres.

Nous examinerons successivement les différents *joints fixes* et *joints coulissants* répondant à cette condition du plan bissecteur. Or, parmi les joints homocinétiques connus et fabriqués, se trouve un joint particulier, le *joint tripode* qui n'y répond pas. En fait, Michel Orain [9] a démontré que la condition du plan bissecteur est suffisante mais non nécessaire ; est seulement nécessaire et suffisant le fait que l'axe instantané de rotation de l'un des arbres par rapport à l'autre soit parallèle ou contenu par le plan bissecteur, ce qui est le cas du joint tripode en pratique et, *a fortiori*, de tous les joints homocinétiques.

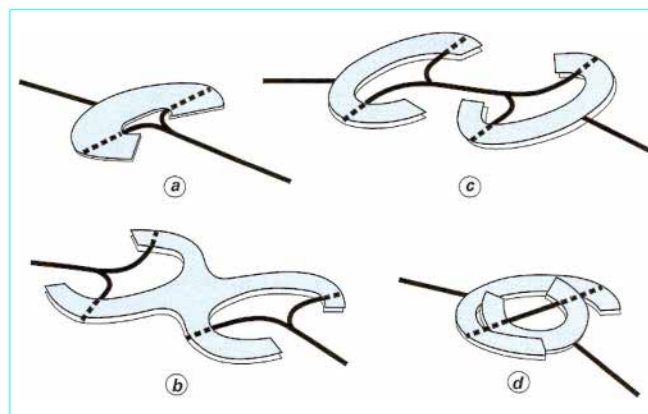


Figure 3 – Du joint de cardan au joint homocinétique

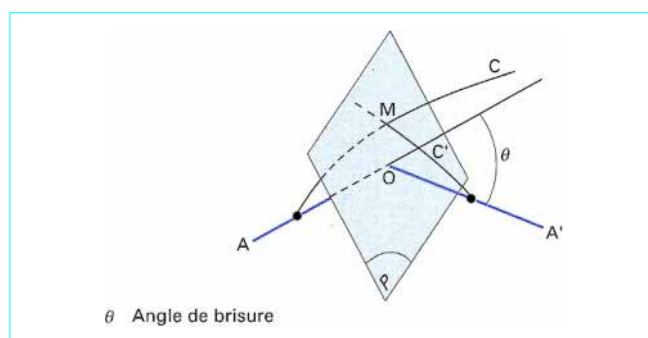


Figure 4 – Théorie du plan bissecteur

3. Joints fixes

3.1 Joint double

■ Constitution

Il s'agit d'un système composé de deux joints de cardan accolés que l'on munit d'une rotule, interne ou externe, afin d'assurer le centrage d'un des arbres par rapport à l'autre et la répartition quasi équitable de l'angle de brisure θ du système sur les deux joints élémentaires. La figure 5 représente un tel joint double avec une mâchoire centrale unitaire creuse et deux croisillons annulaires permettant l'utilisation d'une rotule interne. Compte tenu de la distance fixe entre les deux joints, l'**homocinétisme parfaite n'est réalisée que pour l'angle nul et pour un angle θ_c retenu à la conception, où l'on a alors $\theta_1 = \theta_2$.**

■ Cinématique

Il est intéressant de déterminer les erreurs qui résultent de cette conception. On s'appuie pour cela sur la formule suivante applicable à un joint de cardan simple (cf. article *Joints de cardan* [B 5 810] dans ce traité) :

$$\varepsilon = 0,27 \theta^2$$

avec ε (') décalage angulaire maximal,
 θ (°) angle de brisure.

Le décalage angulaire maximal entre les arbres d'entrée et de sortie d'un joint double est, par compensation :

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = 0,27 (\theta_1^2 - \theta_2^2)$$

avec ε_1 et ε_2 décalages angulaires des cardans d'entrée et de sortie,

θ_1 et θ_2 angles d'inclinaison des arbres d'entrée et de sortie par rapport à l'axe joignant les deux joints élémentaires.

On montre ainsi que, pour un joint double dont le décalage est nul pour 0° et par construction pour $\theta_0 = 32^\circ$, le décalage est maximal – à savoir $3'$ – pour des angles de brisure θ de 18° et 40° ; cette valeur est négligeable comparée aux jeux, aux élasticités et aux tolérances de fabrication des pièces.

■ Statique

Les couples complémentaires (cf. article *Joints de cardan* [B 5 810]) interviennent dans l'équilibre des joints doubles et déterminent l'effort s'exerçant sur la rotule centrale, sachant que celle-ci n'est pas seulement destinée à définir géométriquement la position des arbres à réunir. En effet, alors que le couple complémentaire BC agit directement sur les deux roulements guidant la fusée de roue (figure 6), les couples complémentaires CE, supporté par la mâchoire centrale, et EF supporté par la mâchoire d'entrée du joint double, se retrouvent, en forces, à agir finalement, d'une part, sur le joint placé en sortie du différentiel et, d'autre part, sur les roulements de la fusée de roue, par l'intermédiaire de la rotule centrale. De ce fait et à titre d'exemple, un effort de 900 daN s'exerce sur celle-ci pour un couple transmis de 80 m.daN, le joint double travaillant sous 45° .

■ Exploitation du joint double

Le joint double permet le lancement industriel des véhicules à traction avant. Il bénéficia largement de la technique des cardans et supplanta jusqu'en 1960 ses concurrents de l'époque en :

- fiabilité, robustesse ;
- longévité, capacité en couple ;
- facilité de production en série, sa fabrication s'insérant aisément dans les installations existantes conçues pour les cardans simples.

Cependant, on lui a reproché :

- une relative complexité. Il comprend neuf liaisons articulées : huit tourillonnements et un rotulage, et autant d'étanchéités mobiles ;
- un encombrement parfois gênant et son poids ;
- une assez forte sensibilité aux jeux de fabrication provoquant des claquements deux fois par tour sous angle et couple élevés ;
- une tenue irrégulière des neuf dispositifs d'étanchéité.

Ces inconvénients amenèrent son **abandon progressif** et suscitèrent la **création de joints homocinétiques plus compacts sinon plus simples** dans leur principe.

Cependant, le domaine agricole en est encore utilisateur à ce jour à cause du prix et de la possibilité, moyennant certains aménagements (par exemple, rotule interne dédoublée grâce à un plateau de guidage coulissant dans la mâchoire double), de réaliser un angle de brisure maximal θ de 90° (figure 7).

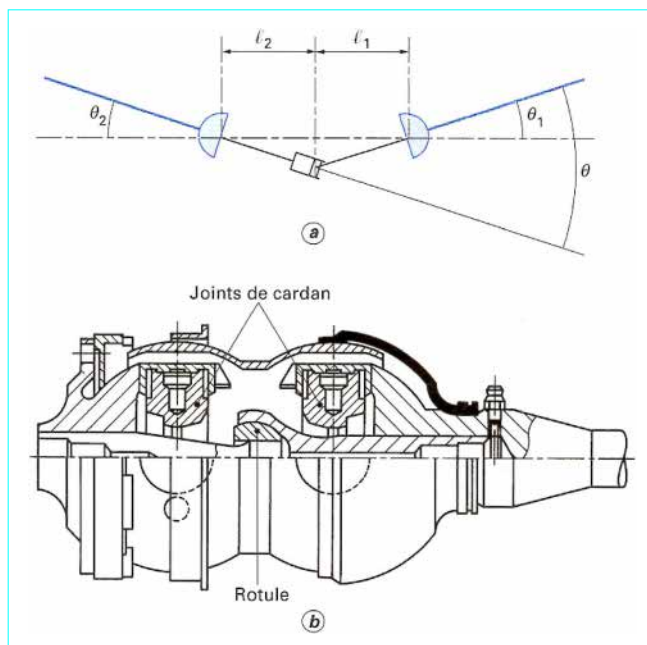


Figure 5 - Joint double

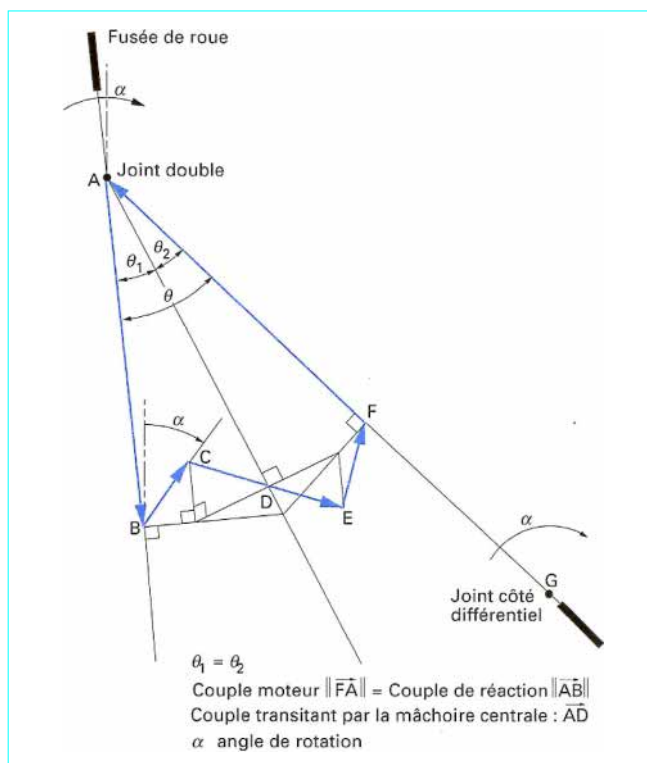


Figure 6 - Couples complémentaires dans l'équilibre des joints doubles

Cas particulier : joint Tracta de Pierre Fenaille

Il s'agit d'un arrangement de deux joints de cardan à noix avec rotule extérieure toujours centrée au milieu des deux joints (figure 8). Ce joint double est constitué de quatre pièces principales, mais l'entraînement se fait par des surfaces planes, d'où une difficulté de lubrification. La rotule joue le rôle de boîtier étanche dans lequel il faut prévoir des paliers pour la rotation des arbres. L'ensemble devient alors assez compliqué.

3.2 Joints à éléments de liaison dans le plan bissecteur

Ces joints sont pourvus de couples de **courbes de conduite** C et C' – en nombre et forme quelconques mais devant être symétriques relativement au plan bissecteur des arbres A et A' – liées respectivement aux dits arbres A et A' et astreintes, par leur élément de liaison M , à demeurer en contact dans le dit plan bissecteur. La figure 9 donne quelques exemples de schémas de joint homocinétique.

On distingue deux grandes classes dans ce type de joint : les **joints sans cage** avec le joint Weiss à titre d'exemple et les **joints avec cage** dont le joint Rzeppa est le plus représentatif.

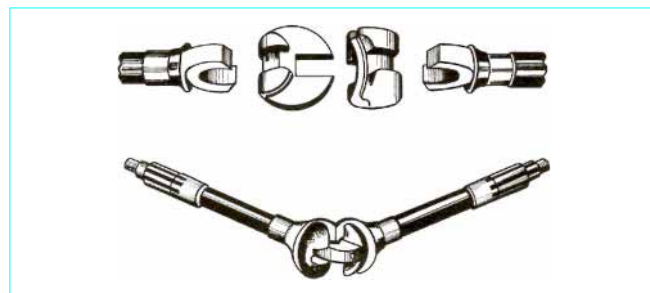


Figure 8 – Joint Tracta

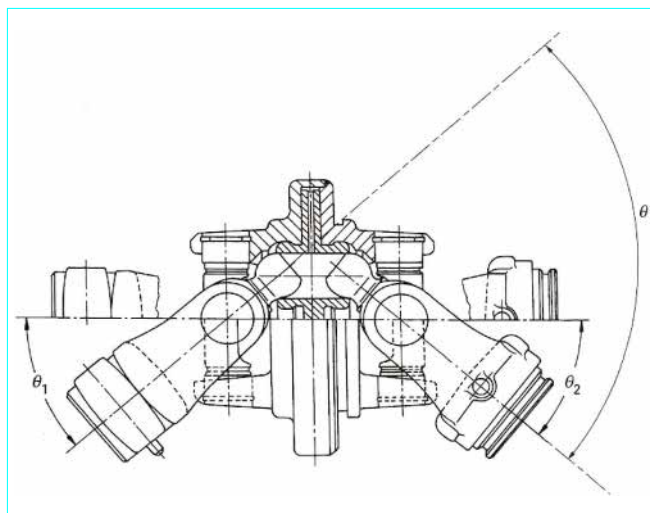


Figure 7 – Joint double dans le domaine agricole [13]

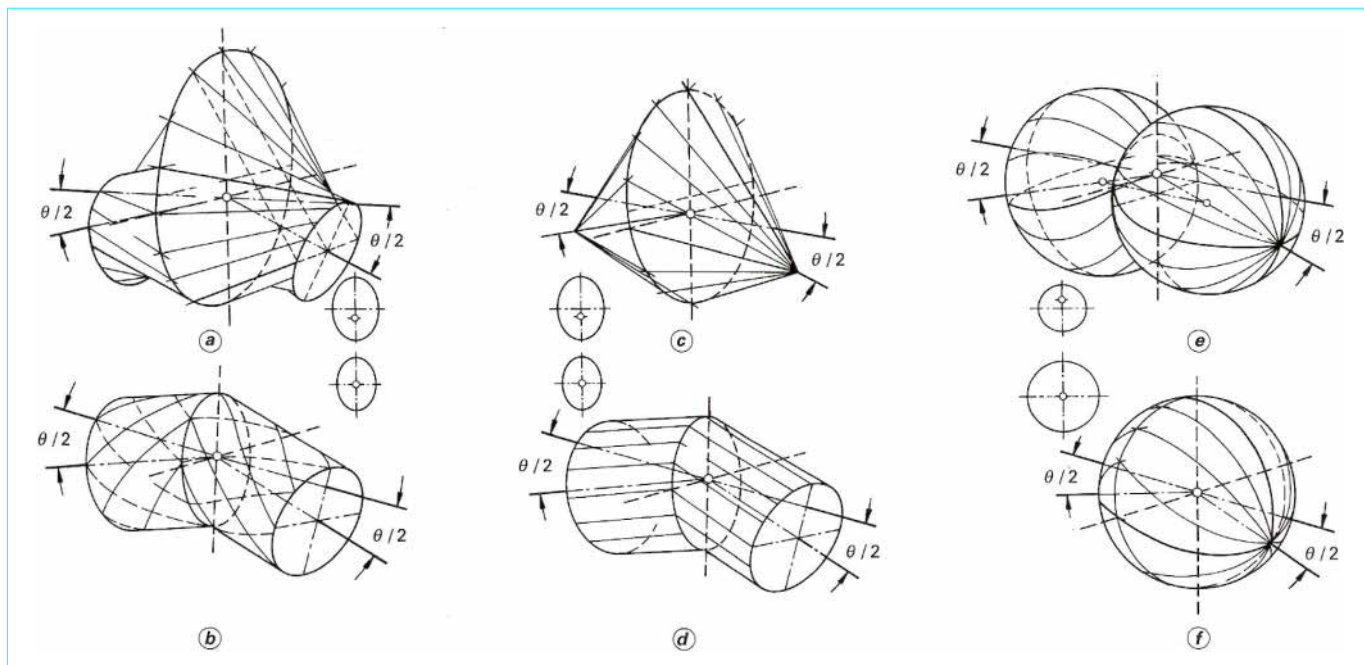


Figure 9 – Différents squelettes de joints homocinétiques à éléments de liaison dans le plan bissecteur [13]

3.2.1 Joint Weiss

Le joint Weiss est composé de deux mâchoires qui comportent des pistes formant des chemins de roulement, dont l'axe – courbe de conduite – est incliné sur l'axe de l'arbre dans un plan radial. Les pistes peuvent être soit rectilignes, soit curvilignes. Des billes – éléments de liaison – roulant et glissant dans les pistes assurent la transmission des efforts d'une mâchoire à l'autre. Il faut noter que le couple ne passe que par la moitié des billes dans chaque sens de rotation. Les billes sont maintenues dans le plan bissecteur par le croisement des pistes (figure 9c), sachant que ce croisement, si l'on veut éviter tout coincement du joint, voire l'éjection d'une bille, doit toujours être supérieur à l'angle de frottement acier sur acier lubrifié, soit 7° .

Les mâchoires sont en acier forgé avec soit une trempe locale des pistes, soit une cémentation et une trempe de l'ensemble de la pièce.

La figure 10 représente une version à quatre billes (seules 2 billes travaillent pour un sens d'action du couple donné) et à quatre pistes rectilignes par mâchoire, le joint étant rendu fixe grâce à une cinquième bille centrale faisant office de rotule. De ce fait et par suite de la contrainte de croisement minimal des gorges, **l'angle de brisure maximal est limité** (environ 35°), d'où l'abandon de ce joint dans le domaine automobile.

Signalons que le joint Garrington, dont les courbes de conduite sont obligatoirement rectilignes, dérive du joint Weiss, chacune des quatre billes étant remplacée par un couple de deux demi-patins ; chaque demi-patin est reçu oscillant dans la piste d'une mâchoire mais frotte par sa face plane opposée sur la face du demi-patin associé à l'autre mâchoire.

3.2.2 Joint Rzeppa

■ Composition

Il est composé (figure 11) :

- d'une pièce externe creuse, appelée *bol* ou *cloche*, comportant intérieurement des pistes dont les axes – courbes de conduite – sont circulaires et placés dans des plans radiaux, régulièrement espacés, passant par l'axe de la pièce et dont la section est quasi circulaire ; ce bol est solidaire de l'un des arbres à réunir, en général la fusée de roue ;

- d'une pièce interne, appelée *noix*, comportant extérieurement autant de pistes que le bol et ayant les mêmes définitions ; la noix est solidaire, en général grâce à des cannelures, de l'autre arbre ;
- de billes assurant la liaison entre la noix et le bol grâce aux pistes qui les emprisonnent ; en général, six billes sont prévues afin de réaliser une utilisation optimale du volume matière ;

- d'une cage s'emboîtant sphériquement dans le bol et sur la noix de façon à réaliser la fixité axiale du joint, à assurer la coïncidence des axes des arbres menant et mené, et à transférer au bol-fusée l'effort radial dû au couple complémentaire agissant sur l'autre arbre. La cage assure le maintien des billes dans un même plan, le plan bissecteur ; elle est donc munie d'alvéoles dans lesquelles les billes s'enchaînent latéralement, mais qui sont oblongues de façon à autoriser le mouvement hétérocinétique des billes.

Ainsi constitué, le joint Rzeppa accepte un angle de brisure maximal de 45° , voire 47° et même 50° suivant les variantes.

■ Cinématique

La géométrie du joint devrait commander automatiquement la position des billes pour qu'elles se maintiennent constamment dans le plan bissecteur des deux arbres. Or, au commencement de la production des joints Rzeppa, les sphères et les courbes de conduite étant concentriques (figure 9f), cette commande ne se concrétisait que lorsque l'angle de brisure était sensible ; par contre, à angles nul ou faible, les billes, bien que coplanaires de par la cage, laissaient prendre à cette dernière une position indéterminée, d'où coincement du joint.

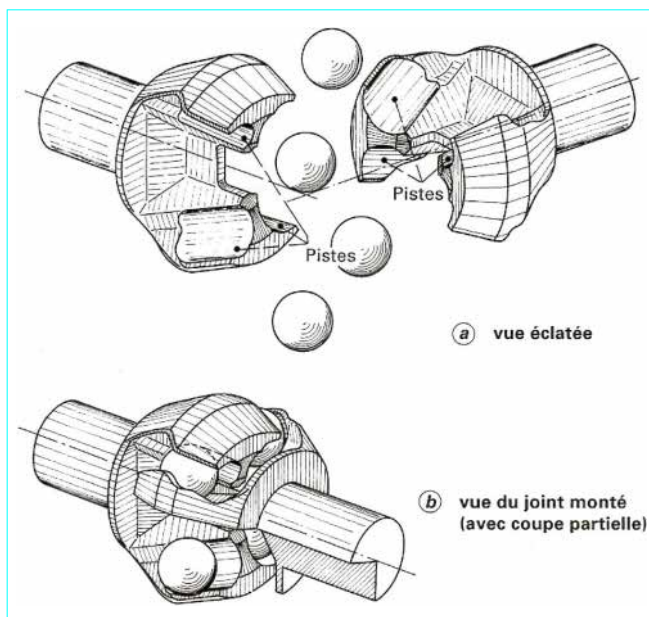


Figure 10 – Joint Weiss

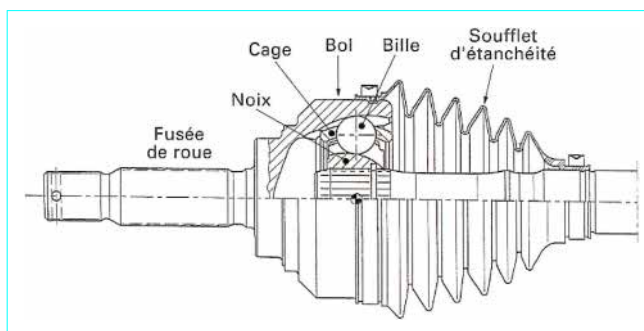


Figure 11 – Joint Rzeppa

De façon à forcer la cage à rester stable et à basculer dès que l'on brise le joint, un levier interne à trois sphères, déporté par rapport au centre du joint, et prenant appui sur le bol et sur la noix, initiait le basculement de la cage mais s'effaçait au fur et à mesure de l'augmentation de l'angle de brisure.

Il est alors apparu que l'on pouvait résoudre la difficulté d'origine par des moyens plus économiques (figure 9e), dont les deux principaux sont la *commande par les pistes*, et la *commande par les sphères*, visualisés sur la figure 12, en regard de la solution originelle.

● Commande par les pistes

Le centre a du joint est le centre de la surface extérieure sphérique de la noix, de la surface intérieure sphérique du bol et des sphères, intérieure et extérieure, de la cage (figure 12b). De fabrication, l'excentration ac entre centres d'axes de pistes et de sphère de noix est égale à l'excentration ab entre centres d'axes de pistes et de sphère du bol.

La figure 13 schématise la géométrie du joint dans le plan des deux arbres en ligne et sous angle en faisant abstraction de la cage. Sur la figure 13b, alors que l'arbre de sortie fait un angle θ avec l'arbre d'entrée, le plan bissecteur P' a tourné de $\theta/2$ par rapport à la figure 13a. Le centre m de la bille se place au point d'intersection des deux axes g et h de centres d'axes de pistes, donc dans le plan

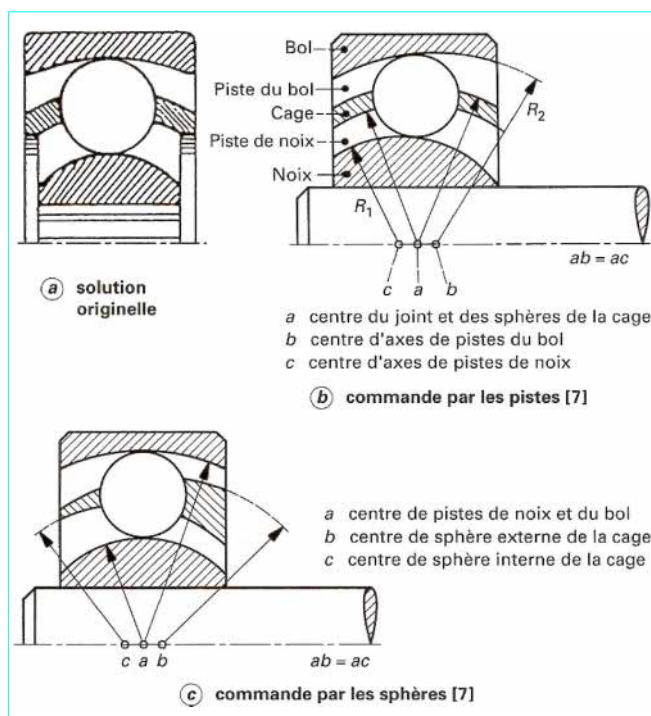


Figure 12 – Cinématique du joint Rzeppa

bissecteur, sachant que la cage est elle-même positionnée par une bille de centre n , placée dans les deux gorges opposées aux gorges d'axes g et h .

Pour les billes qui sont dans des plans autres que le plan des deux arbres, il existe alors un croisement de pistes dû au fait que les axes des deux demi-pistes correspondantes ne sont plus dans le même plan. En effet, un axe g reste dans un plan radial passant par l'axe M de l'arbre d'entrée, alors que l'axe h reste dans un plan radial passant par l'axe N de l'arbre de sortie. Ainsi lorsque, partant de la figure 13b, le joint a tourné de 90° , les axes g et h sont dans des plans de bout (perpendiculaires à la figure) contenant respectivement M et N et faisant entre eux un angle θ . Au cours de la rotation du joint, l'angle entre les plans radiaux contenant g et h varie deux fois par tour de 0 à θ .

Sous angle, les billes du joint sont donc **commandées** à la fois par l'excentration des axes de pistes, comme décrit ci-dessus, et par le croisement des pistes.

● Commande par les sphères

Le centre a du joint est uniquement le centre commun des axes de pistes du bol et de la noix (figure 12c).

Les sphères d'emboîtement entre bol et cage et entre cage et noix sont centrées respectivement en b et c . Comme précédemment, ab et ac sont égaux par conception. La figure 14 explicite la géométrie du joint en ligne et sous angle, avec des agrandissements de la zone centrale et de la situation de la bille.

Maintenons la cage, avec ses billes, dans le plan P. Pivotons le bol d'un angle $\theta/2$, autour du point b , centre commun des sphères d'emboîtement entre bol et cage ; le centre du fond de gorge du bol passe alors de a à a_2 . La bille, tangente au fond de gorge du bol, est obligée de se déplacer, tout en restant dans le plan P, de telle façon que l'on ait à nouveau :

$$R = R_B - r = ad = a_2d'$$

d et d' étant le centre de la bille avant et après brisure du joint.

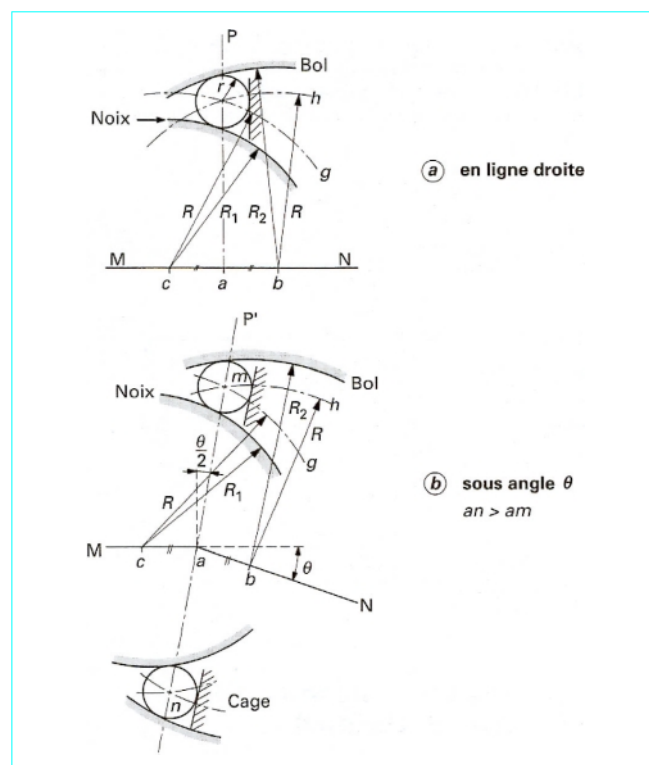


Figure 13 – Commande par les pistes : géométrie du joint dans le plan des deux arbres

La bille repousse pour ce faire le fond de gorge de la noix, laquelle pivote alors autour de c , centre commun des sphères d'emboîtement entre cage et noix, de telle façon que l'on ait à nouveau :

$$R = R_N + r = a_1d' = a_2d'$$

Comme $ca = ab = ca_1 = a_2b$, et que $cd' = bd'$, puisque d' reste dans le plan P, l'angle de pivotement de la noix est aussi égal à $\theta/2$; le plan P est constamment le plan de symétrie. Il n'y a plus à proprement parler de centre de joint ; tout au plus les arbres menant et mené concourent-ils au point a' .

À noter que les points de contact s et i de la bille avec les fonds de gorge ne se trouvent plus dans le plan P mais sont déportés en s' et i' ; il en résulte, en d' , un léger croisement des axes de gorge, dans le plan des deux arbres.

Pour une bonne compréhension du dessin, l'excentration des centres des sphères d'emboîtement par rapport au centre commun des axes de pistes est exagérée.

Il faut remarquer que, sous angle et en dehors du plan des deux arbres, il existe, comme pour la commande par les pistes, un croisement de l'axe des pistes. Ce joint a donc aussi une double commande sous angle.

■ Statique

Bien que les gorges puissent, en section droite, présenter des différences sensibles quant à leur directrice : partiellement circulaire, ogivale, elliptique, voire plus complexe à 3 points de contact... de façon à obtenir le meilleur compromis de transfert de charge avec les billes quel que soit le couple, les billes travaillent toujours à la compression. Tenant compte des angles de pression, fixes ou évolutifs en fonction du couple transmis et des jeux irréductibles, des efforts de contact élevés sont présents entre billes et gorges, efforts caractérisés, durant un tour de rotation du joint, par une amplitude d'autant plus fortement ondulée que l'angle de brisure

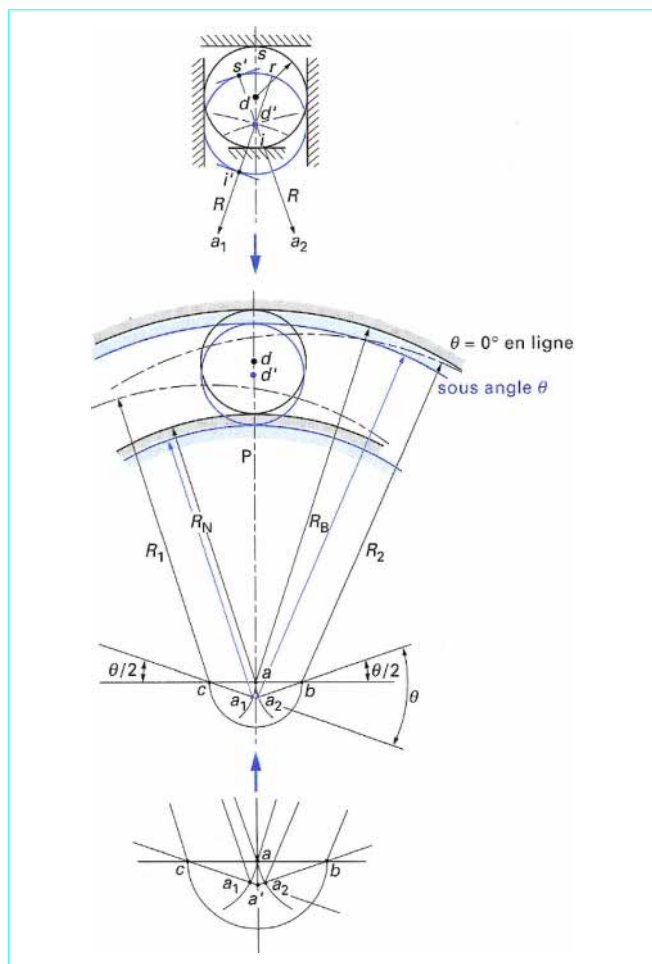


Figure 14 – Commande par les sphères : géométrie du joint dans le plan des deux arbres

du joint est important. Du fait du croisement des gorges, les billes occasionnent aussi des efforts axiaux, d'amplitude alternée, que la cage est chargée de supporter et d'équilibrer.

Concernant l'équilibre externe du joint Rzeppa – comme de tout joint homocinétique d'ailleurs – celui-ci donne lieu à une représentation très simple (figure 15) comparativement à la figure 6 concernant le joint double. Ici, les deux couples complémentaires égaux d'ailleurs – en considérant un système conservatif – se trouvent constamment dans le plan de brisure et perpendiculaires aux arbres menant et mené auxquels ils sont associés ; l'un BC agit directement sur les deux roulements de la fusée de roue ; l'autre CD donne lieu à des efforts transversaux agissant sur le joint côté différentiel, d'une part, sur les roulements de la fusée de roue, d'autre part, et ce par l'intermédiaire des emboîtements sphériques noix-cage-bol du joint Rzeppa.

■ Construction

Le bol, en acier forgé, est en pratique totalement usiné : tournage de la sphère intérieure, fraisage des six gorges, puis il est traité soit par trempes superficielles localisées par induction de la sphère et des gorges, soit par cémentation et trempes et, finalement, la sphère et les gorges sont rectifiées. La noix est totalement usinée, cémentée et trempée, puis rectifiée. Les duretés superficielles des pistes doivent être du même ordre que celles d'un roulement à billes, c'est-à-dire supérieure à 60 HRC.

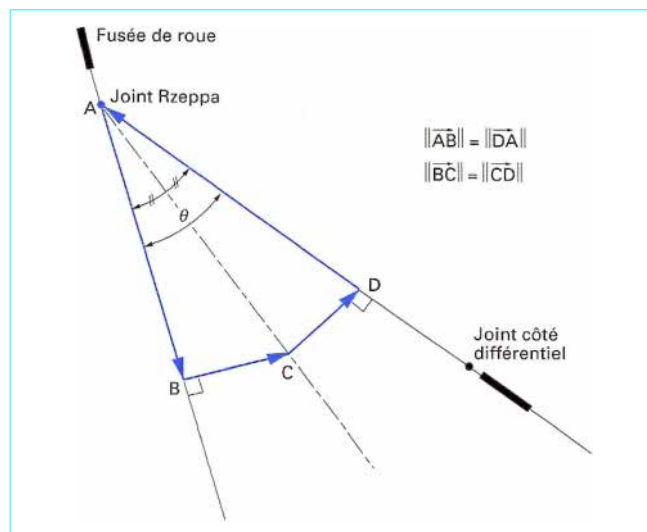


Figure 15 – Équilibre externe du joint Rzeppa

Quant à la cage, qui doit être résiliente, elle est réalisée par poinçonnage d'une ébauche tubulaire obtenue par déformation et, compte tenu des efforts importants exercés par les billes, doit aussi être en acier cémenté et trempé.

Ces joints étant hyperstatiques à plusieurs chefs, la précision de fabrication, voire la qualité dans l'appariement des pièces, conditionnent de façon importante leur tenue en endurance.

■ Développement récents

— Les deux types de commande par les pistes et par les sphères indiqués plus haut sont conjugués dans un même joint (figure 16).

— De façon à satisfaire le maintien des billes dans le plan bissecteur quels que soient les jeux, lors de l'application d'un couple, les distances ac et ab sont choisies légèrement différentes.

— Comme indiqué par la théorie, on peut réaliser les pistes en nombre quelconque, avec des formes quelconques, dans les plans radiaux contenant ou non les axes des arbres, du moment que ces pistes sont symétriques relativement au plan bissecteur des arbres. Par exemple, il existe de nombreuses conceptions dérivant du joint Rzeppa ; parmi celles-ci, il faut citer le **joint UF** qui associe, pour ses pistes, une partie torique avec une autre partie cylindrique rectiligne (figure 16). On a recherché ici une possibilité de fabrication quasi complète par extrusion, en lieu et place du fraisage et de la rectification des gorges.

3.3 Joint tripode, dit joint GE (Glaenger Extérieur)

Le joint tripode fixe est un dessin particulier, dû à Michel Orain [8], du joint tripode coulissant. La cinématique du joint sera étudiée en détail dans le paragraphe concernant ce dernier (§ 4.2).

■ Composition

La figure 17 montre une coupe d'un joint tripode fixe. Un arbre-tulipe, souvent tubulaire dans sa partie centrale, est formé à son extrémité en mâchoire-tulipe comportant trois pistes à 120° , à axe quasi linéaire et parallèle à l'axe de l'arbre. Un triaxe comportant trois tourillons à 120° , qui portent chacun une rotule coulissante et rotative, est fixé par l'extrémité de ceux-ci à un bol lié à un arbre de sortie, en général la fusée. Une étoile de retenue à trois pattes, formant ressort, est accrochée par celles-ci dans des emboîtements

existant à l'extrémité de la mâchoire-tulipe et appuie sur le triaxe, assurant ainsi la fixité axiale recherchée. De façon à éviter tout phénomène vibratoire, susceptible de naître par suite de l'inertie de l'arbre-tulipe excité par les mouvements transversaux du véhicule, le centre du triaxe est creusé et emprisonne un ressort qui applique la tête d'un champignon sur le fond de la tulipe.

Tel que décrit, ce joint possède un angle de brisure maximal de 43° .

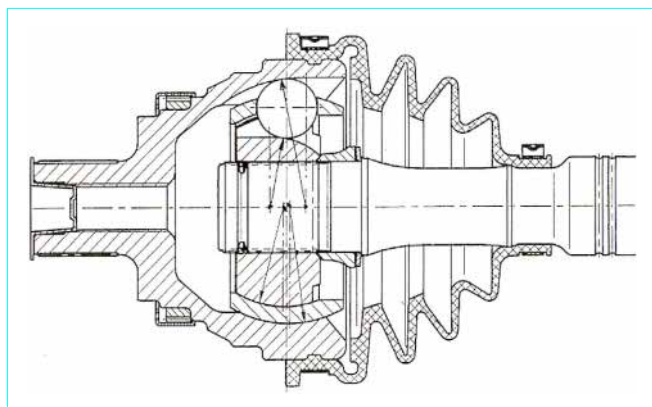


Figure 16 - Joint UF

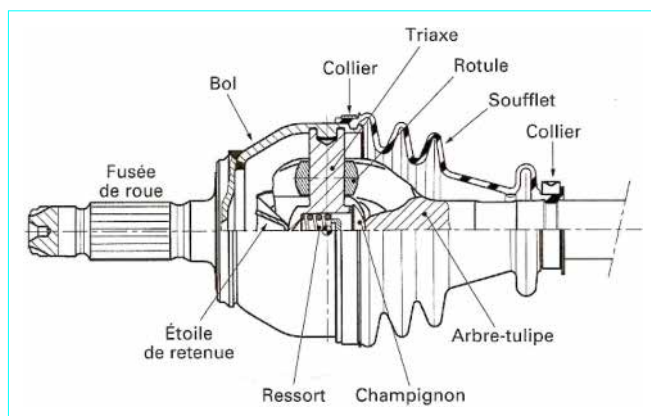


Figure 17 - Joint tripode fixe, dit joint GE

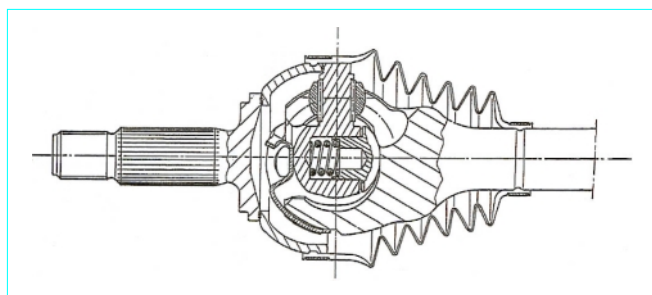


Figure 18 - Joint tripode fixe évolué

■ Construction

La tulipe sur laquelle les pistes sont réalisées par déformation à froid et le triaxe sont en acier cémenté et trempé. L'étoile de retenue est en acier à ressort. Le bol, soudé à la fusée, est en acier à bas carbone pour pouvoir être déformé au moment du montage du triaxe.

■ Développements récents

Ceux-ci ont été menés dans trois directions :

- réduire les frottements entre rotules et tourillons par interposition d'aiguilles dans ce tourillonnement ; on profite ici de l'expérience acquise de longue date avec le joint tripode coulissant (§ 4.2) ;
- augmenter, d'environ 40 %, la capacité en couple du joint en substituant aux pistes à axe linéaire et parallèle à l'axe de la tulipe, des pistes dont l'axe est quasi circulaire (figure 18) ;
- pousser l'angularité maximale du joint à $46^\circ 30'$ en profitant de l'évolution précédente.

3.4 Angles d'utilisation

Dans le domaine automobile, on distinguera les trois situations suivantes :

- **angle maximal technologique** : il est atteint lors de manipulations, avant et pendant l'assemblage sur le train avant du véhicule, et à la rigueur lors de la montée du véhicule sur pont élévateur en garage, la roue étant braquée au maximum et la suspension complètement détendue ; cet angle, pour lequel aucun couple ne doit être exercé, a été indiqué plus haut comme angle de brisure maximal pour chacun des types de joints homocinétiques fixes ;
- **angle maximal d'emploi** : il est rencontré exceptionnellement sur route, roues braquées au maximum en butée de direction, la suspension talonnant (§ 7.1.1) ;
- **angle normal d'emploi** : c'est l'angle existant au joint lors d'une utilisation longue durée, sans braquage ; voir également au paragraphe 7.1.3 les conclusions à partir desquelles on peut dire que cet angle est de l'ordre de 6° au maximum pour le joint Rzeppa et de 10° au maximum pour le joint tripode fixe.

4. Joints coulissants

L'intégration de la fonction *coulissement* dans la géométrie et dans la matérialisation d'un joint homocinétique impose de définir une **épure angularité-coulissement** que les constructeurs automobiles établissent, véhicule par véhicule, en tenant compte des angles et positions d'installation, des débattements de suspension et de direction, des débattements du groupe motopropulseur, des dispersions d'assemblage, etc.

Cette épure constitue l'exigence minimale qui doit s'inscrire au mieux dans le diagramme des possibilités du joint coulissant ; un exemple de diagramme est donné sur la figure 19 pour un joint tripode coulissant.

4.1 Joints à éléments de liaison dans le plan bissecteur

Ils s'appuient sur la même théorie que celle des joints fixes correspondants ; technologiquement, **on libère les deux pièces principales de toute contrainte de liaison axiale**.

On retrouve les deux grandes classes à savoir : les **joints sans cage**, avec à nouveau le joint Weiss comme exemple, et les **joints avec cage** dont le joint VL et le joint DO sont les plus représentatifs.

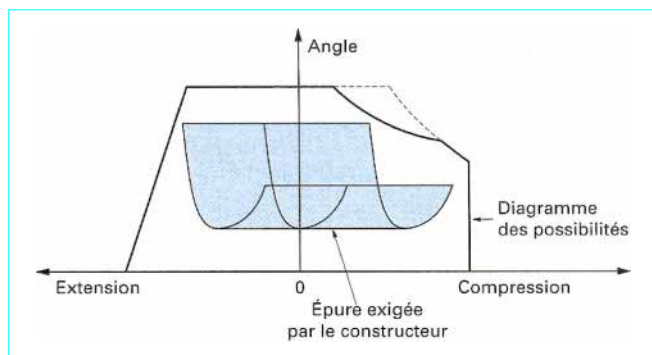


Figure 19 – Épure angularité-coulissement et diagramme des possibilités d'un joint coulissant

4.1.1 Joint Weiss

Sa conception a été décrite au paragraphe 3.2.1. Dans sa version coulissante, les pistes sont à axe rectiligne (figure 20). La longueur des pistes et l'inclinaison de leur axe déterminent, en tenant compte de l'impératif de non-coincement des billes, la plage offerte par le joint pour satisfaire l'épure angularité-coulissement.

4.1.2 Joint à pistes croisées, dit joint VL (Verschiebegelenk Löbro)

■ Description

C'est un joint à billes [10] comportant une pièce extérieure, appelée *barillet*, une noix et une cage, utilisant deux familles de pistes – en général, trois pistes par famille – dont les axes, habituellement rectilignes, symétriquement et alternativement croisés, sont placés dans des plans parallèles à l'axe du joint (figure 21) ; pour des questions de fabrication, ces axes sont quelquefois hélicoïdaux, ce qui n'interdit pas la symétrie. De par cette conception, toutes les réactions axiales dues aux billes sont globalisées et annulées par la cage, celle-ci étant guidée par sa sphère extérieure dans l'alésage cylindrique du barillet et placée dans le plan bissecteur par le croisement des axes de pistes.

■ Cinématique

Le fonctionnement est sensiblement identique à celui d'un joint Rzeppa à commande par les pistes (§ 3.2.2). Il faut remarquer que les billes roulent sur les pistes mais frottent sur les parois de la cage au cours du coulissement. La longueur des pistes est égale à la moitié du coulissement total possible en ligne droite. Il en résulte que ce joint a un encombrement longitudinal faible. Au cours de la rotation, le mouvement de louvoiement des billes diminue l'effort de coulissement.

■ Construction

Les matériaux et les traitements sont identiques à ceux des joints Rzeppa. La condition indispensable de longévité réside dans la bonne géométrie, voire un bon appariement des pièces pour que les billes soient correctement placées dans le plan bissecteur. De même que pour le joint Weiss, la plage offerte pour satisfaire l'épure angularité-coulissement est conditionnée par l'inclinaison des pistes sur l'axe, inclinaison qui est de l'ordre de 15° .

4.1.3 Joint double-offset, dit joint DO

■ Description

C'est un joint [11] de type Rzeppa à commande par les sphères (§ 3.2.2), dont les pistes sont à axes rectilignes et parallèles aux axes des arbres (figure 22a). La sphère intérieure du bol a été remplacée par un alésage cylindrique.

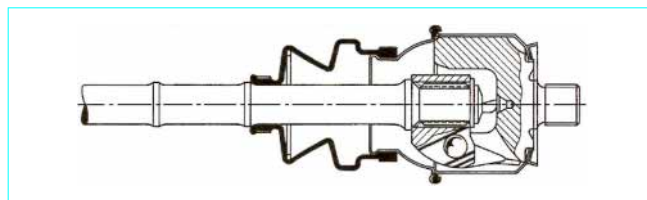


Figure 20 – Joint Weiss coulissant

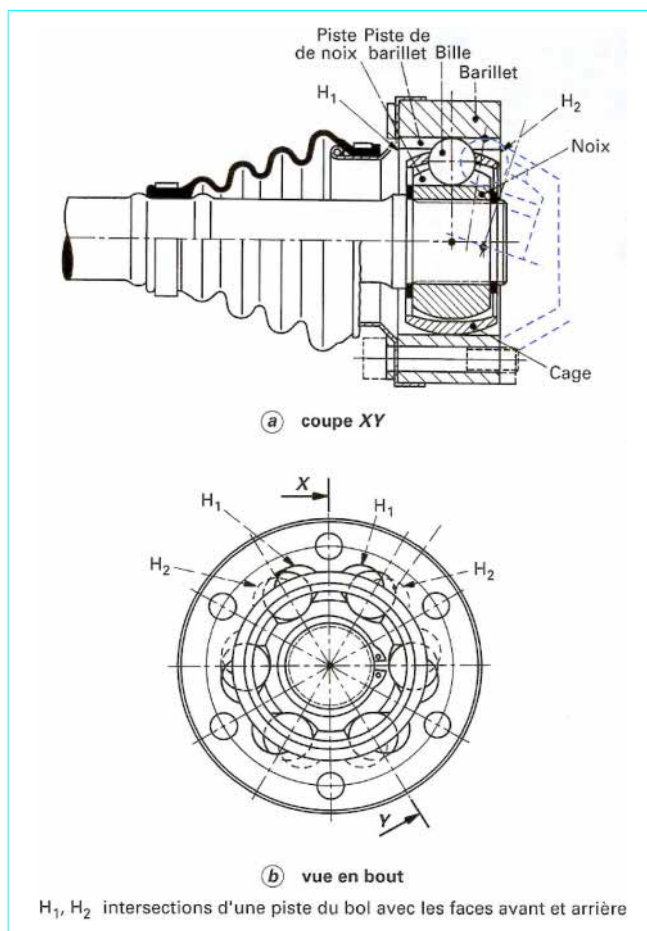


Figure 21 – Joint à pistes croisées, dit joint VL

■ Cinématique

Il fonctionne exactement comme un joint Rzeppa à commande par les sphères, grâce à l'excentration des deux sphères de la cage (figure 22b) : la sphère de la noix est ajustée dans la sphère intérieure de cage et la sphère extérieure de cage est centrée et peut coulisser dans l'alésage cylindrique du bol. Au cours du coulissement, sans rotation, l'ensemble billes-cage-noix suit le mouvement de l'arbre et les billes glissent dans les pistes du bol à la manière de cannelures. À coulissement égal, la longueur du bol est donc double de celle du joint à pistes croisées ; par contre, il permet des coulissements et des angles bien plus importants. Mais l'effort de coulissement est beaucoup plus élevé que celui rencontré avec un joint à pistes croisées.

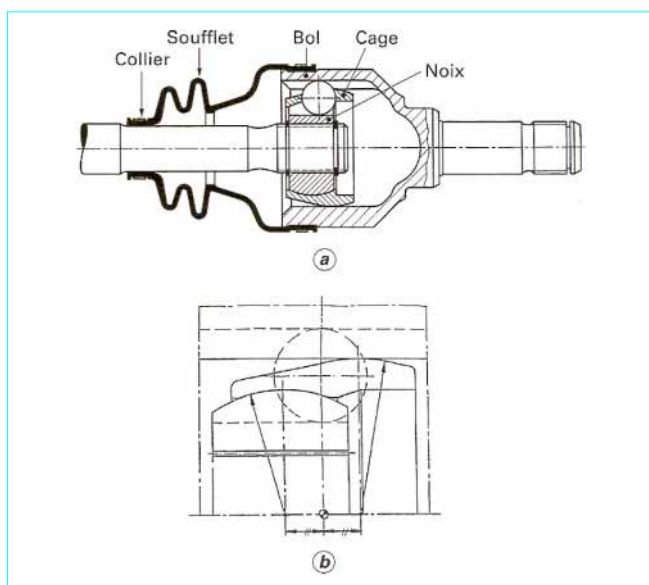


Figure 22 – Joint double-offset, dit joint DO

■ Construction

Les matériaux et les traitements sont analogues à ceux des joints Rzeppa. La bonne géométrie des pièces et l'absence de jeux conditionnent la longévité des joints (un montage avec un léger serrage entre les billes et les pistes améliore la durée de vie).

4.2 Joint tripode, dit joint GI (Glaenger Intérieur)

C'est le seul joint homocinétique connu ne répondant pas au principe, restrictif, du plan bissecteur (§ 2).

■ Description

La figure 23 nous donne une coupe d'un joint tripode coulissant. La pièce extérieure, ou tulipe (ouverte ou fermée), comporte trois pistes, à axe rectiligne et parallèle à l'axe de l'arbre de sortie de différentiel, placées à 120° l'une de l'autre. Une pièce centrale (triaxe), fixée sur l'arbre qui entraînera le joint placé côté roue, comporte trois tourillons à 120° . Des galets sont montés, rotatifs et coulissants, sur ces tourillons par l'intermédiaire d'aiguilles. Chaque galet dont la surface extérieure est une zone sphérique équatoriale, circule et oscille dans la piste correspondant de la tulipe.

Précisons que ce joint – coulissant ou fixe – est pratiquement le seul à présenter un *double caractère d'isostaticité* :

— *global* car il n'y a pas de surabondance de liaisons depuis l'arbre menant jusqu'à l'arbre mené. On peut toujours faire passer par trois points quelconques d'un plan – points où les trois axes de piste percent le plan contenant les trois axes de tourillon du triaxe – trois droites qui sont les trois axes du triaxe. Ce système est unique et stable ; plus généralement d'ailleurs, cela est valable même si les trois axes du triaxe ne sont pas coplanaires, si les trois axes de piste ne sont pas parallèles à l'axe de la tulipe, et que les 120° ne sont respectés sur aucune des deux pièces principales ;

— *local* puisque, pour chaque galet, nous trouvons ici la superposition d'une liaison linéaire équatoriale (sphère dans cylindre = 3 rotations + 1 translation) et d'une liaison pivot glissant (1 rotation + 1 translation) ; en fait, l'une des rotations de la liaison linéaire équatoriale se désiste au profit de la rotation axiale (aiguilles entre alésage de galet et tourillon) de la liaison pivot glissant, d'où

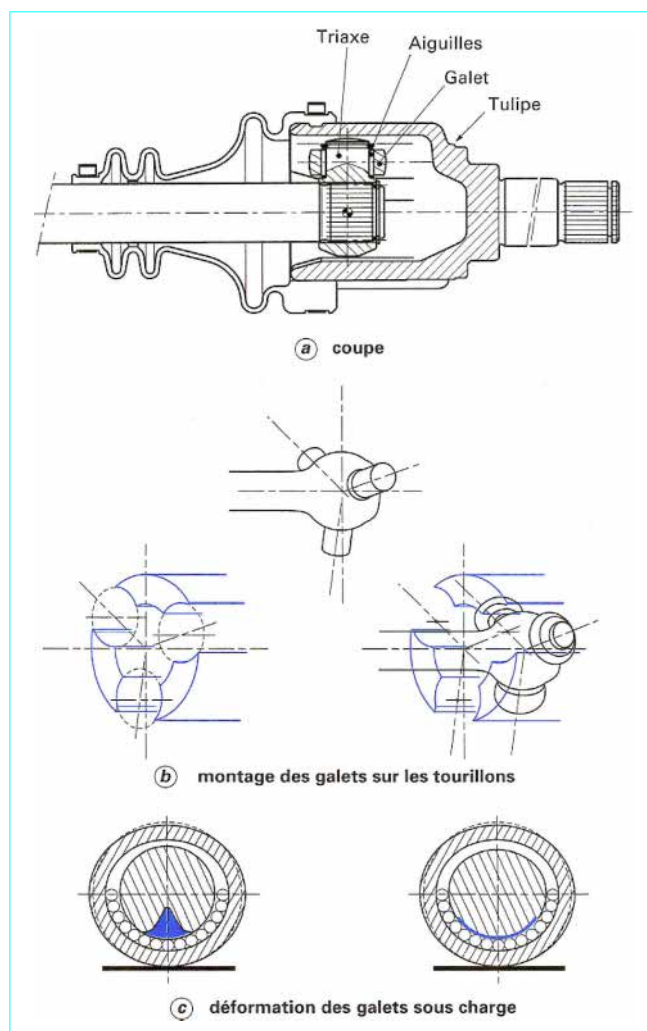


Figure 23 – Joint tripode coulissant, dit joint GI

au total 5 degrés de liberté ; le 6^e degré de liberté, une translation, est interdit par le contact latéral galet-pistes.

En conséquence, le calcul des efforts entre et dans chacun des éléments constitutifs d'un joint tripode, en ligne et sous angle, est toujours possible.

■ Cinématique

Son inventeur, Michel Orain [9] a démontré qu'un tel joint est parfaitement homocinétique si, au cours de la rotation, l'arbre portant le triaxe reste parallèle à lui-même ; sinon, et c'est le cas en pratique, l'erreur d'homocinétisme est très faible, similaire à celles que procurent, sous couple, les autres joints homocinétiques. Sous angle, le centre du triaxe décrit un petit cercle, de rayon r (offset), dans le plan des trois axes de tourillons, trois fois par tour d'arbre (par raison de symétrie).

Le rayon r de ce cercle est :

$$r = \frac{R}{2} \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)$$

avec R rayon d'action des pistes,
 θ angle de brisure du joint.

r reste en général petit, de l'ordre de quelques dixièmes de millimètre; il faut cependant en tenir compte pour le dessin du joint : rapprochement du sommet des tourillons de l'intérieur du bol et mouvement louvoyant des galets sur les tourillons.

La distance du centre de galet au centre de triaxe varie de :

$$\frac{R}{2} \left(3 - \frac{1}{\cos \theta} \right) \text{ à } \frac{R}{2} \left(\frac{3}{\cos \theta} - 1 \right)$$

Tant au cours du coulisement que du débattement angulaire, les galets roulent sur les pistes mais avec un angle de dérapage fonction de l'angle de brisure du joint. Cependant, l'effort de coulisement reste très faible.

■ **Construction**

La tulipe, obtenue maintenant par extrusion y compris les pistes, est soit en acier cémenté trempé, soit en acier traité par induction sur les pistes. Le triaxe est cémenté et trempé, puis rectifié sur les tourillons. Les galets sont en acier à roulement trempé. Le joint étant doublement isostatique, globalement d'une part, galet par galet d'autre part, la précision de réalisation n'est requise qu'au niveau de chaque tourillonnement lequel est d'ailleurs optimisé grâce à l'adoption, pour le tourillon, d'une forme cylindrique non circulaire tenant compte de la déformation élastique, sous charge, du galet (figure 23c).

4.3 Comportement comparé pour la fonction coulisement

Deux phénomènes sont à prendre en compte :

- la résistance globale qu'oppose le joint à tout déplacement relatif axial, vibratoire ou non, entre les deux arbres à réunir, caractérisant sa transmissibilité des forces extérieures ;
- la propension du joint à délivrer vers l'extérieur un signal, caractéristique de sa conception, en générant des vibrations.

4.3.1 Résistance au coulisement

■ **Coulissement sans rotation**

Cette situation se rencontre avec les véhicules à boîte automatique, le moteur développant, à l'arrêt du véhicule, un couple équivalent au couple de traînée du convertisseur de couple.

Le tableau suivant est donné à titre indicatif. On attribue l'indice 100 à l'effort de coulisement, sous un couple donné, à des cannelures à profil en développante avec un angle de pression de 30°. Les joints cités ont une capacité maximale en couple équivalente à celle des cannelures de référence et sont expertisés sous un même couple forfaitaire.

Type de joint	Indice pour un angle de joint de	
	0°	15°
Joint double-offset.....	107	138
Joint Weiss.....	32	60
Joint VL.....	28	21
Joint tripode.....	2,5	10
Coullisse à billes (pour mémoire).....	4,5	4,5

■ **Coulissement en rotation**

Le fonctionnement sous angle des joints provoque à chaque tour un mouvement de va-et-vient des billes ou des galets. L'effort de coulisement est donc très fortement réduit même sous couples moteurs importants et est très difficile à mesurer. Il est cependant possible de classer les différents joints par leur comportement à transmettre des efforts axiaux : le classement reste le même que celui obtenu pour le coulisement sans rotation. En particulier, le joint double-offset est mauvais à angle nul.

4.3.2 Génération de vibrations

Lors de la rotation du joint sous angle, les mouvements relatifs – translation, voire rotation – entre les différentes pièces et, en particulier, celles qui transmettent les efforts dus au couple, engendrent des frottements. Or, les pièces en question retrouvent une fois par tour, ou plusieurs fois, les mêmes situations ; de plus, s'il y a n paires de courbes d'entraînement, il y aura n phénomènes identiques, en phase ou non, d'où des forces de frottement dont la sommation se traduit par des vibrations de différents ordres (en translation et en rotation) et de différentes fréquences. Parmi ces vibrations, **les plus gênantes pour un joint coulissant sont les vibrations axiales**, dont les amplitudes croissent d'autant plus que le couple et l'angle de travail, le coefficient de frottement, etc., sont importants.

Bien que, et du fait que, la résistance au coulisement d'un joint tripode soit remarquablement faible, ce joint génère, dans certaines conditions extrêmes d'emploi, des vibrations axiales dues en particulier au fait qu'au roulement du galet dans la gorge se superpose un pivotement ; il s'y ajoute une résistance de déplacement du galet sur le tourillon et une friction provoquée par le basculement du galet dans la gorge dues au phénomène d'offset.

4.4 Développements récents

Il y a très peu de développement dans le domaine des joints avec éléments de liaison dans le plan bissecteur. En revanche, il existe une **très grosse activité de recherche dans le domaine des joints tripode et une industrialisation récente de nombreuses variantes** ; toutes les solutions visent à **atténuer**, voire faire pratiquement disparaître, **la génération des vibrations axiales** sans, bien entendu, sacrifier aux qualités reconnues du joint d'origine.

On distingue trois orientations parmi ces solutions :

- *interdire le basculement du galet dans la gorge* – d'où un roulement presque pur – et retrouver la nécessaire brisure élémentaire, au niveau du galet, grâce à une rotule intégrée dans ce dernier. C'est le cas des productions NTN, AAR, etc. ;
- *séparer nettement les deux fonctions : coulisement et mise sous angle du joint*. C'est le cas des joints Triplan ; là aussi, on retrouve une rotule par bras de triaxe, le coulisement des patins latéraux s'effectuant soit sur aiguilles soit sur multibilles ;
- *réaliser un joint multipode qui permette l'annulation permanente de la résultante des excitations axiales délivrées par chaque galet*, quitte à prévoir un basculement conjugué des paires de pistes reçues dans la tulipe. C'est le cas du joint quadripode de Orain qui remplit cet objectif tout en annulant, par ailleurs, l'offset rencontré avec le joint tripode.

La figure 24 représente les joints AAR, Triplan et quadripode, à titre de comparaison avec le joint tripode.

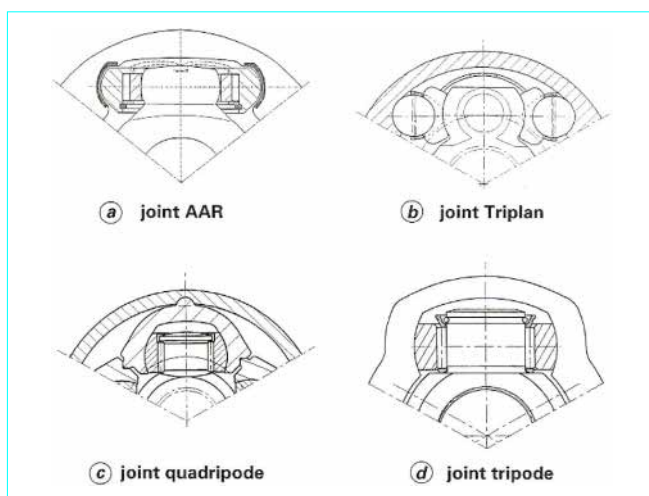


Figure 24 – Développements récents à partir du joint tripode : AAR Triplan et quadripode

5. Lubrification

La formulation et l'élaboration du lubrifiant conditionnent grandement la durée de vie et l'adéquation d'un joint à sa fonction. On utilise généralement des **graisses spécifiques quant aux additifs** ; pour les joints à billes, on ajoute un pourcentage plus ou moins important (2 à 4 %) de disulfure de molybdène.

La viscosité doit être choisie de façon à permettre, à basse température ($-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, voire $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ au moment du lancement du moteur), le graissage du joint et la moindre gêne pour le soufflet d'étanchéité, tout en garantissant la stabilité physico-chimique à haute température ($120\text{ }^{\circ}\text{C}$, voire $150\text{ }^{\circ}\text{C}$) et haute vitesse.

Parmi les autres tâches à remplir impérativement, il ne faut pas oublier l'obtention d'un rodage rapide mais soigneux du joint, le plus petit coefficient de friction, un transfert correct des calories, la compatibilité matière avec le soufflet d'étanchéité, etc.

6. Systèmes d'étanchéité

Ils ont pour rôles essentiels d'éviter la perte de lubrifiant, d'interdire toute entrée en leur sein d'éléments indésirables, d'évacuer les calories dues aux pertes mécaniques du joint, etc., tout en autorisant les débattements relatifs entre les deux arbres rotatifs à réunir.

Les étanchéités (cf. article spécialisé dans ce traité) sont réalisées par des pièces – **soufflet élastique à plis multiples d'une part et ligatures d'autre part** – de prix modeste par rapport au prix du joint lui-même. *Leur réalisation correcte et l'emploi de matériaux adéquats conditionnent directement la durée de vie du joint.*

Les joints à billes et les joints tripode coulissants ou non sont graissés à vie et protégés par des soufflets en caoutchouc vulcanisé, tels les polychloroprènes, avec des épaisseurs de l'ordre de 2 à 2,5 mm, voire de plus en plus en thermoplastique, mais avec des épaisseurs inférieures à 1 mm.

Bien que ces soufflets doivent être assez rigides pour que la constante de rappel élastique en position neutre des plis soit suffisamment élevée pour leur assurer, en dépit de l'inertie du lubrifiant,

une fréquence propre supérieure à la vitesse maximale de rotation afin que le soufflet tende de lui-même à revenir à sa position neutre, ils doivent résister :

- aux contraintes cycliques de flexion et de cisaillement, dues à la rotation sous angle, et au coulisement pour les joints coulissants ;
- au lubrifiant ; on admet et on souhaite actuellement que le matériau du soufflet permette un très léger ressuage du lubrifiant de façon à éviter, lors d'un contact intempestif entre deux plis consécutifs du soufflet, toute abrasion locale ;
- aux projections (eau, boue, sel, pierres, etc.) ;
- aux températures (basses et élevées) et aux rayonnements UV ;
- aux manipulations lors du montage et des réparations du véhicule.

Les colliers de fixation doivent éviter toute blessure du soufflet et toute fuite de lubrifiant et interdire le déboîtement du soufflet. Leur choix est très important.

7. Essais des joints homocinétiques

7.1 Conception et amélioration des joints

Les évolutions, quoique souvent minimes en apparence, et l'état actuel des joints homocinétiques pour traction avant doivent beaucoup aux observations pratiquées durant et après les essais menés sur bancs spécifiques.

Trois types d'essais sont significatifs et devraient être pris en compte si, comme cela est de plus en plus envisagé, ces essais doivent remplacer les essais routiers donc en reproduire toutes les contraintes – mais pas plus – de travail sur véhicule, tout en raccourcissant le délai d'obtention des résultats.

7.1.1 Essai de résistance structurelle sous couple de torsion, en rotation sous angle maximal d'emploi

*C'est un essai correspondant à un démarrage violent, roues braquées au maximum ; cet essai couvre un cas de faute de conduite rare, mais possible, pendant lequel la marche arrière de la boîte de vitesses étant engagée, la pédale de débrayage est soudainement libérée alors que le moteur est emballé ; la pointe de couple atteint plus de deux fois le couple théorique de patinage alors que ce dernier a déjà été surfait en plaçant le véhicule traction avant dans une pente extrême. L'essai – qui ne nécessite que quelques tours de rotation – est effectué sur un banc spécial (figure 25) qui permet l'examen *in situ* du joint et est repris autant de fois que nécessaire jusqu'à rupture, le couple étant accru par paliers.*

7.1.2 Essai d'endurance ou de travail transmissible

Le service attendu d'un joint de transmission peut être décomposé en n périodes élémentaires de travail. Chacune de ces périodes est caractérisée par une durée t_i , une vitesse de rotation N_i et un couple C_i .

Par analogie avec les calculs de durée de vie des roulements, et pour autant que les couples (i de 0 à n) demeurent inférieurs à la limite de résistance structurelle, et les produits $C_i N_i$ à l'intérieur de la capacité de transmission de puissance sous angle (§ 7.1.3), la contribution de chaque période à la détérioration du joint est représentée par le produit $t_i N_i C_i^m$.

L'exposant m est pris égal à 3 ou 10/3 ou 7/2 suivant le type de corps roulants intervenant dans les liaisons internes. Ainsi peut-on calculer la période unique de durée t_0 amenant une détérioration équivalente pour une vitesse N_0 et un couple C_0 constants.

Cette règle permettrait de simplifier considérablement l'essai d'endurance des joints, si l'on savait associer à chaque période du collectif de charge un correctif d'angularité relatif au genre d'utilisation du véhicule, d'une part, et relatif au type de joint, d'autre part. Ce correctif, qui permettrait de déterminer un angle équivalent, prendrait en compte, pour chaque période élémentaire :

- la distribution de l'angle de travail du joint ;
- l'influence de cet angle de travail sur la pression imposée aux surfaces de conduites du joint considéré.

Or, si la valeur de l'angle de travail, pour chaque configuration ou période élémentaire, peut s'évaluer facilement pour un parcours et un véhicule donnés, il n'en est pas de même de l'influence de cet angle de travail sur la charge des éléments roulants qui, elle, est caractéristique de chaque type de joint. Par exemple, pour un angle de travail de 10° , la capacité de transfert de couple, à pression hertzienne constante, peut représenter soit 95 %, soit 30 % de sa valeur pour un angle de 4° , selon les techniques de joints considérées. Or, les couples intervenant à la puissance m dans le collectif de charge, il apparaît immédiatement que la valeur et la distribution de l'angle de travail prennent une influence prépondérante dans l'essai d'endurance.

Par ailleurs, il est établi que des dégradations étrangères à l'utilisation sont déclenchées par un banc d'endurance lorsque l'angle de travail est constant ou lorsqu'il varie entre des extrema fixes, par exemple selon une loi sinusoidale.

Pour éliminer ces difficultés, il n'a rien été trouvé de plus simple que de ne pas simplifier le banc sur ce point et d'adopter, en la reproduisant au mieux, la loi de distribution d'angularité correspondant aux périodes ou configurations les plus significatives du collectif de charge. En conséquence, il est possible de reproduire simplement sur banc les conditions d'usure et de fatigue en fixant un couple C_0 , une vitesse N_0 , et une durée t_0 et, bien sûr, une loi de variation de l'angle de travail (figure 26) qui demeurera inchangée pendant toute la durée de l'essai d'endurance.

7.1.3 Essai de puissance transmissible sous angle

Cet essai met en évidence la sensibilité ou l'insensibilité à l'échauffement et la résistance au serrage des joints neufs.

Les conditions d'échauffement maximal sur véhicule se rencontrent pour les joints de roue aux plus faibles vitesses permettant d'absorber la puissance disponible, par l'addition de deux effets qui sont l'amointrissement du refroidissement dynamique et l'accroissement de l'angle de travail du joint.

On sait en effet que, pour tous les joints homocinétiques, la perte mécanique croît avec l'angle de travail suivant une loi caractéristique de chaque technique. Il apparaît donc essentiel d'établir avec précision :

- la loi de variation des angles de travail pendant l'essai ;
- les conditions de refroidissement du joint en essai : température, vitesse et direction de la veine d'air.

On peut vérifier que les parcours sinueux, en forte montée, imposant des ralentissements nombreux suivis d'accélération, rencontrés avec des véhicules à pleine charge, correspondent aux conditions les plus critiques pour le mécanisme des joints de roue. C'est pourquoi ce cas d'utilisation qui, par ailleurs, représente une part notable du collectif de charge sur le plan de l'endurance, est aussi considéré comme la base significative de l'essai de puissance transmissible sous angle et de l'essai de sélection du lubrifiant. En effet, la capacité de puissance transmissible sous angle dépend, non seulement de la dimension et du type de joint considéré, de la qualité de sa réalisation et du refroidissement extérieur, mais aussi et, pour une large part, de l'adéquation de son lubrifiant.

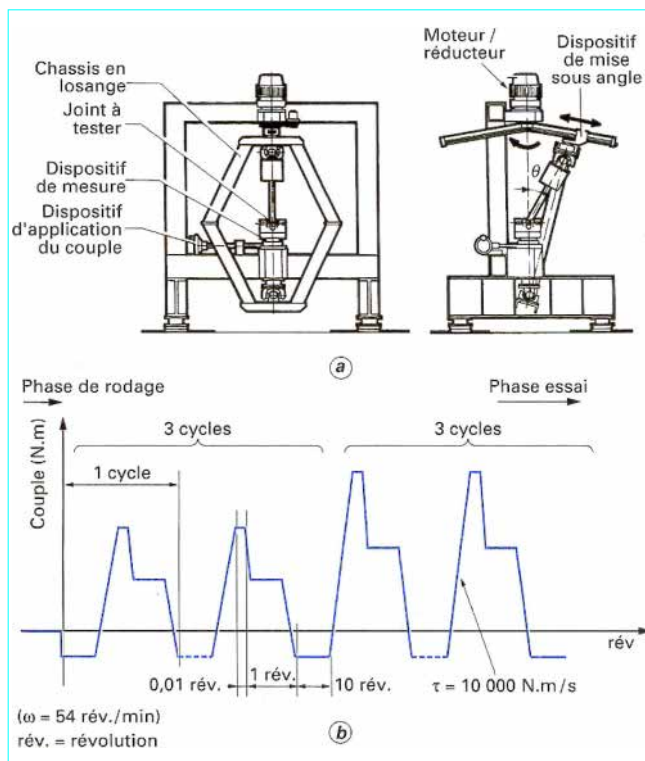


Figure 25 – Banc spécial pour essais de joints homocinétiques et profil des cycles d'essai de rupture sous angle (doc. Glaenger-Spicer)

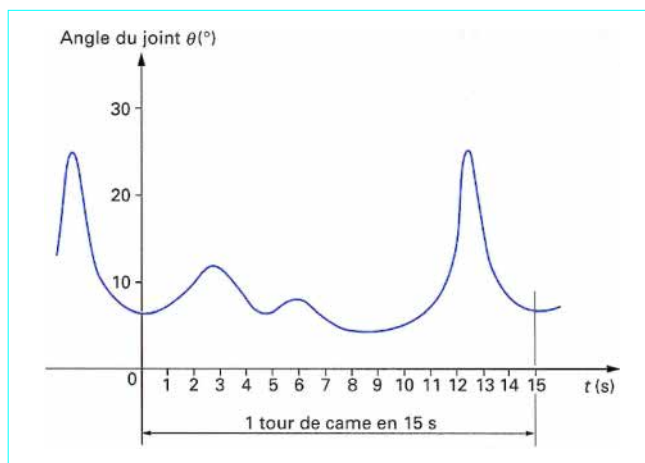


Figure 26 – Essai d'endurance au banc et d'homologation de lubrifiant : cycle d'évolution de l'angularité au niveau d'un joint de roue

Cet essai utilise le début de l'essai d'endurance précédent, le même banc et le même programme. Il commence par une période de rodage de 25 h aux 2/3 du couple d'essai C_0 (figure 27). L'élévation de la température du joint au-dessus de l'ambiante est enregistrée à intervalles réguliers. La courbe présente généralement deux maxima : l'un, une heure après le démarrage au couple de rodage égal aux 2/3 de C_0 , et, l'autre, une heure après le démarrage au couple d'essai C_0 . Une élévation exagérée de température prévient du grippage et interrompt l'essai. Au bout de 50 h, l'épreuve de capacité de puissance étant passée, l'essai est soit interrompu, soit poursuivi pour vérifier l'endurance du joint.

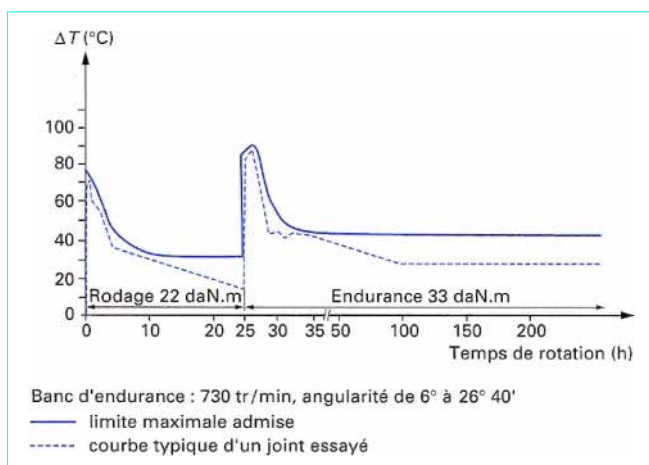


Figure 27 – Essai en endurance d'un joint de roue : épreuve de capacité de puissance

7.2 Homologation des transmissions et des joints

Hormis les essais sur véhicule – du ressort des constructeurs – tant en endurance, démarrages brutaux, conditions extrêmes d'environnement, etc., qu'en confort, qui permettent finalement de vérifier l'adéquation des transmissions, l'homologation s'effectue – par le constructeur ou par le fournisseur pour le compte du constructeur – suivant un cahier des charges arrêté en commun, et nécessite l'utilisation d'un banc d'essais – en général un *four-square* (banc en circuit fermé) – suivant des cycles de charge, de vitesse et de variation d'angle aux joints, définis.

En général, toute anomalie, voire défaillance, se traduit par une élévation de température anormale, plus ou moins brutale ; pour éviter toute contestation, les joints sont en principe toujours ventilés suivant des conditions aussi proches que possible de celles rencontrées pendant leur utilisation.

8. Utilisation dans le domaine automobile et limitations d'emploi

8.1 Transmissions latérales

■ **En traction avant et en quatre roues motrices à pont avant suspendu**, les transmissions placées de part et d'autre du différentiel avant comportent habituellement un joint homocinétique fixe, côté roue, et un joint homocinétique coulissant, côté différentiel, réunis par une barre, voire par un tube, les vitesses de rotation maximales rencontrées étant de l'ordre de 2 000 tr/min. De façon à faire travailler les deux joints fixes dans des conditions d'angularité identiques, tant en direction qu'en suspension, ce qui permet d'équilibrer les moments de réaction agissant sur les deux pivots de direction, on réalise des transmissions de longueurs similaires, quitte à prévoir d'un côté un palier intermédiaire que l'on fixe au carter cylindre du moteur (figure 28) ; cette situation s'impose et se généralise depuis que les groupes motopropulseurs sont placés transversalement.

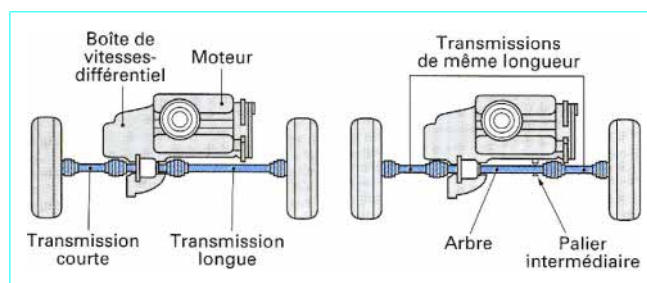


Figure 28 – Transmissions latérales en traction avant : sans ou avec palier intermédiaire

Deux critères constituent à ce jour les limitations d'emploi :

— **le rendement des joints** : bien que tous les joints homocinétiques actuels présentent des rendements excellents, une étude type par type est cependant nécessaire pour tenir compte en particulier de l'environnement. Du côté différentiel, une température de boîte-pont élevée et la proximité d'un tuyau d'échappement, voire d'un pot catalytique, compliquent la situation en empêchant toute ventilation, voire en surchargeant thermiquement les dispositifs d'étanchéité. Du côté roue, la ventilation est quelquefois sommaire ; le joint fixe Rzeppa présente à ce sujet une limitation pour l'angle normal d'emploi de 6° maximum ; le joint GE, pour sa part, admet une angularité de 10° maximum (§ 3.4) ;

— **le confort** : les deux joints et l'arbre qui les réunit en transmission peuvent, comme précisé précédemment, être à la fois transmetteur et générateur de vibrations (§ 4.3.2).

En joint coulissant, on préfère le joint GI qui donne toute liberté au groupe motopropulseur de se débattre sans entrave sur sa propre suspension ; le joint VL est également utilisé, par exemple d'un côté seulement du différentiel. Enfin, dans le cas de véhicule avec angles d'emploi élevés ou de véhicule dont la suspension avant favorise des grands cabrages au démarrage, les joints récemment développés tels que les joints Triplan, AAR, etc., se révèlent indispensables si l'on veut éviter tout phénomène de *shudder* (excitation transversale de l'avant du véhicule).

En joint fixe, seuls quelques phénomènes vibratoires peuvent se révéler, dus à des moments complémentaires impurs.

Quant aux barres et tubes de liaison, ils sont toujours attaqués en vibrations transversales par suite des vibrations émanant du moteur ; en général, seuls des essais permettent de déterminer le diamètre minimal à donner au tube.

■ **En propulsion et en quatre roues motrices à pont arrière suspendu**, les transmissions placées de part et d'autre du différentiel arrière comportent habituellement un joint homocinétique fixe (à grande angularité ou angularité limitée) côté roue, et un joint homocinétique coulissant côté différentiel, réunis généralement par une barre, les vitesses maximales rencontrées étant de l'ordre de 2 000 tr/min également. Quelquefois les transmission comportent deux joints quasi identiques, le coulissement étant réparti entre eux (figure 29).

Les deux critères de limitations sont, de même qu'en traction avant :

— **le rendement des joints** : peu de problème, les angles d'emploi étant en général assez faibles et la ventilation correcte ;

— **le confort** : pas d'excitation due au moteur ; seules les remontées de route pourraient attaquer la suspension du pont arrière d'où l'emploi de joints tripode ou dérivés.

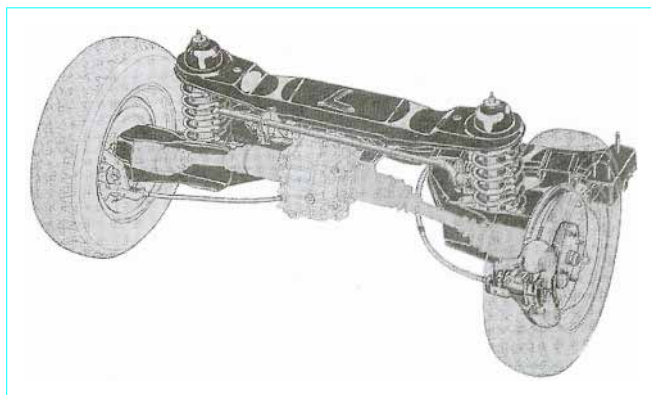


Figure 29 – Transmissions latérales en propulsion

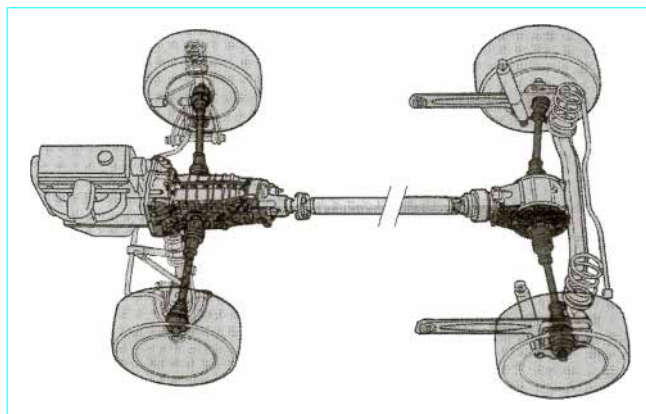


Figure 30 – Équipement d'une voiture quatre roues motrices

8.2 Transmissions longitudinales

En propulsion, voire en quatre roues motrices (figure 30), sachant qu'elles réunissent le pont arrière, voire le pont avant – suspendu ou non – à la boîte de vitesses, les transmissions doivent pouvoir tourner à des vitesses maximales de l'ordre de 6 000 tr/min. À ces régimes élevés, et hors l'emploi de *flectors*, les joints de cardan prévalaient ; mais actuellement la demande se fait de plus en plus pressante pour utiliser un, voire plusieurs joints homocinétiques, en particulier coulissants, de façon à couper positivement les vibrations provenant du groupe motopropulseur.

Pour supporter de telles vitesses quasi continues, l'angle de travail des joints doit être drastiquement réduit de façon à respecter la limite d'échauffement. À ce jour, seuls les joints VL, à appariements spécifiques, et les joints GI à galets spécifiques – dont la limite d'angularité est, pour ce type de joint, due uniquement à l'existence de l'offset – ont pu être employés ; mais le joint quadripode, qui a toutes les qualités – dont le rendement excellent – d'un joint tripode avec en plus la non-existence du phénomène d'offset, est très prometteur dans ce domaine.

Bien entendu tous les problèmes d'équilibrage dynamique et de vitesse critique de flexion rencontrés avec les transmissions à joints de cardan se retrouvent ici intégralement (cf. article *Joints de cardan* [B 5 810] dans ce traité).

Références bibliographiques

- | | | |
|---|--|---|
| [1] MYARD (F.E.). – <i>Théorème général sur les liaisons rotatives</i> . SFM n° 7 (1953). | [5] TREYER (A.). – <i>Les joints mécaniques de transmission : le joint Tracta</i> . J.-SIA n° 4 (1964). | [9] ORAIN (M.). – Thèse de docteur ingénieur, université Paris-VI (1976). |
| [2] GUIMBRETIERE (P.). – <i>Les joints mécaniques de transmission, un cas : la traction avant</i> . J.-SIA n° 4 (1964). | [6] <i>Universal joint and driveshaft design manual</i> , Advances in Engineering series n° 7, SAE (1979). | [10] FAURE (H.). – Brevet (F) n° 1287546 du 2 fév. 1961. |
| [3] RZEPPA (A.N.). – <i>Universal joints drives</i> (Joints de transmission universels). Machine Design, avril 1953. | [7] RZEPPA (A.N.). – Brevet (USA) n° 2046584 du 7 juil. 1936. | [11] DEVOS (G.). – Brevet (F) n° 1418233 du 8 oct. 1964. |
| [4] SPICER (C.W.). – <i>Action, application and construction of universal joints</i> . J.-SAE, déc. 1926. | [8] ORAIN (M.). – Brevet (F) n° 1272530 du 4 juil. 1960. | [12] GUIMBRETIERE (P.). – <i>Joints de cardan</i> . B 5 810, Techniques de l'Ingénieur, janv. 1997. |
| | | [13] SCHMELZ (F.), GRAF (H.-Ch.) et AUCTION (E.). – <i>Gelenke und gelenkwellen</i> . Éd. Springer-Verlag (1988). |