

# Laguna four control: rear suspension genesis

R. Rollet<sup>1</sup>, Ph. Heurtault<sup>1</sup>, Ph. Doublet<sup>1</sup>, A. Troublé<sup>1</sup>,

1: RENAULT, Technocentre, av. du Golf, GUYANCOURT

**Résumé:** Cet article présente, de façon simple et sans équations, les étapes de réflexion qui ont permis d'aboutir au concept d'essieu souple Four control (4 roues directrices) de la Laguna 3, ainsi que les principes de construction élasto-cinématiques de la solution retenue.

**Keywords:** Laguna four control, 4 roues directrices, élasto-cinématique.

## 1. Introduction: contexte de développement du train arrière Laguna four control

### 1.1 Le contexte véhicule/archi

Renault avait la volonté d'offrir une prestation forte en comportement, et a choisi pour cela de développer une solution Four Control (ou 4 roues directrices, « 4RD ») pour des versions à tendance sportive ou en option.

Nous voulions également pouvoir mettre les deux types de trains (Classique « 2RD » et Four control) avec très peu de modifications en sous caisse, et si possible avec un très fort taux de partage des composants train.

Enfin, la contrainte était forte sur le porte-à-faux arrière (926mm)

### 1.2 Les orientations du cahier des charges « prestations »

Le système a été imaginé avec une dynamique élevée, capable de braquer à 10°s à la roue sur toute la plage de braquage, sauf à l'arrêt complet. Ce critère est important pour la conception du train, puisqu'à puissance donnée, il fixe les efforts maximaux que doit vaincre l'actionneur.

Nous souhaitons également un braquage important pour un VP (3,5°), permettant un gain en diamètre de braquage proche d'un mètre, pour tirer profit du système également à basse vitesse, a priori sans surcoût notable.

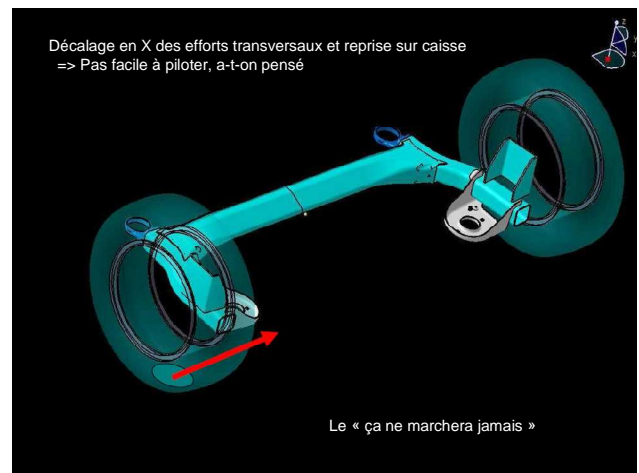
## 2 La recherche de solutions

### 2.1 L'orientation vers l'essieu souple

Des propositions ont été faites sur la base de multibras et d'essieu souple. La contrainte de porte-à-faux a vite orienté vers de l'essieu souple, par ailleurs cohérent avec la volonté de continuer à offrir un essieu souple sur les versions 2RD.

Nous développons ici le processus de recherche de solution sur base essieu souple.

La première réaction devant le challenge de piloter le braquage d'un essieu souple a naturellement été un peu dubitative, puisqu'elle associait l'idée de libérer le train en rotation, entraînant – a priori - des composantes élastiques de survirage.



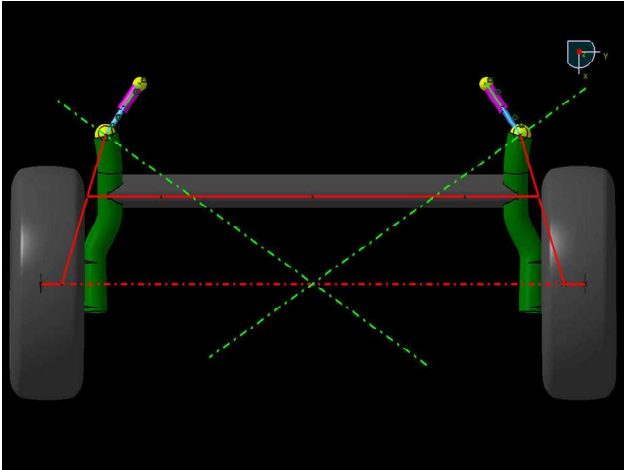
### 2.2 la recherche de solutions documentées

#### 2.2.1 Le nucléaire...

En premier lieu, nous avons cherché – non pas par choix mais par non remise en cause – à faire braquer l'essieu globalement.

Le premier système imaginé était basé sur des vérins en parallèle des articulations (type braquage de traverse Nissan Skyline 1986).

Sur le train de base, l'axe raide des articulations converge approximativement au milieu des centres roue. On a donc cherché à faire braquer en pilotant l'axe « souple », permettant ainsi de ne pas avoir de mouvement transversaux du point de contact roue sol lors des braquages pilotés, et donc d'avoir très peu de travail des efforts de ripage dans les mouvements pilotés.



Deux problèmes ont interdit la solution quasiment immédiatement :

La course élastique dans les articulations (distance entre articulation et centre de rotation, environ 750mm multipliée par l'angle de rotation de 3,5° ou 60mrad) était proche de 45mm, ce qui conduisait à des articulations irréalistes.

Enfin l'effort nécessaire pour contraindre l'articulation selon son axe souple (900N/mm, soit 4000daN, hors effort de ripage à combattre) entraînait un dimensionnement énorme des vérins en effort, et en puissance compte tenue de la contrainte sur la vitesse de braquage (6KW par actionneur en fin de course...).

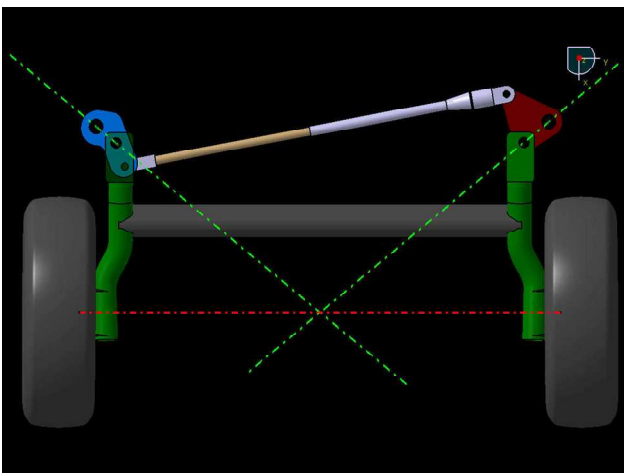
D'où le surnom de la solution : le nucléaire

### 2.2.1 L'expansionniste

La conclusion positive de ce premier « mauvais jet » a été que le pilotage devait se faire en série de la filtration et non en parallèle

D'où une idée dérivée, avec deux étages

- un étage de filtration « classique »
- un étage de « braquage »



La construction conserve des similitudes avec la précédente, comme la volonté de faire braquer globalement le corps d'essieu en un point situé approximativement entre les roues arrière. On introduit un degré de liberté supplémentaire, piloté par le vérin.

Encore une fois, des problèmes de fond nous ont fait vite abandonner la solution :

- Si les articulations ne sont pas contraintes radialement par l'actionneur, elles subissent une torsion très élevée (dans le rapport  $L/l \times$  braquage roue) proche de 30°, difficile à concilier avec les autres exigences de l'articulation.

- Le packaging de l'actionneur partiellement en avant des points de fixation sur caisse est défavorable vis-à-vis du volume de réservoir

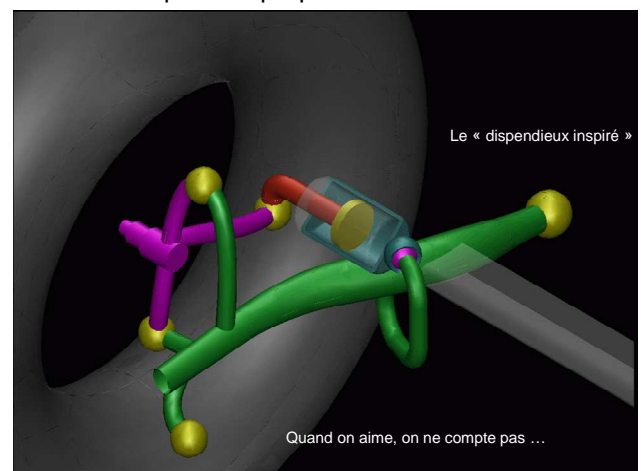
- Le concept même de braquage global de l'essieu génère pour +/- 3,5° un déplacement en X des roues de +/- 45mm

Si ce type de déplacement a déjà été admis sur des light trucks (exemple aux USA), il est réhébitoraire sur un VP pour lequel la taille de l'enveloppe de roue doit être réduite au maximum pour le packaging et surtout afin de pouvoir dessiner une bordure d'aile satisfaisant le design.

### 2.2.3 le « dispendieux inspiré »

Le deuxième « mauvais jet » avait donc clairement établi la nécessité de ne pas faire tourner « globalement » le train.

La troisième solution proposée tirait les enseignements des précédentes, en « inventant les porte-fusées mobiles » au niveau des chapes tête d'essieu. Dans le principe, chacun des porte-fusées est actionné par son propre actionneur.



Cette solution résout globalement bien les problèmes d'enveloppe de roue (faible déplacement

en x de la roue en braquage) et de filtration. Il restait trois points durs:

-L'implantation des actionneurs est difficile

- la solution risquait d'être lourde et chère (dispendieux), les deux actionneurs ne devant pas être deux fois moins dimensionnés qu'un seul.

- La gestion du retour à 0 de l'actionneur ne pouvait pas avoir recours à de l'apprentissage à cause de la contrainte de tenue du parallélisme (contrainte avérée non pertinente en développement),

#### 2.2.4 synthèse des points acquis

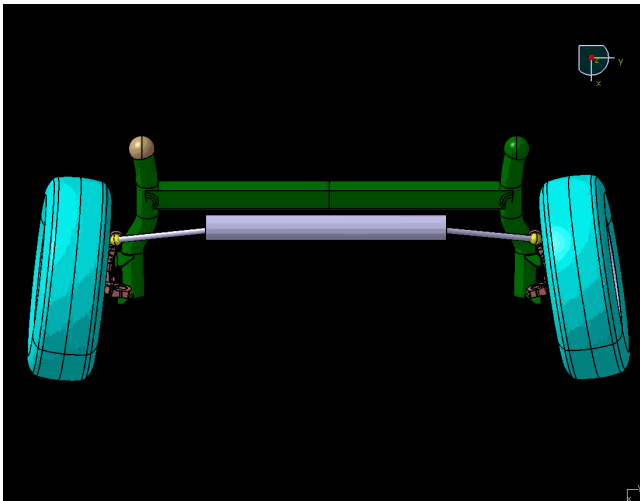
La solution n'était pas encore trouvée, mais on avait déjà de bons guides pour le dessin final

- la rotation des porte-fusées doit se faire « en local », au bout de chaque bras
- il était très souhaitable de pouvoir fonctionner avec un actionneur unique, pour des raisons de coût et de packaging

Il restait donc à trouver la solution « timonerie », définissant l'implantation de l'actionneur et les liens entre celui-ci et porte-fusées

Le principe de pilotage n'était pas encore connu, mais on a souhaité, à ce stade très amont, pouvoir fonctionner en boucle ouverte. Cela implique que la voiture doit être naturellement stable. On a donc cherché à concevoir un train qui pourrait être un bon train même non piloté.

Nous avons dû éviter les solutions faciles à piloter, mais qui ne font pas un vrai train ...



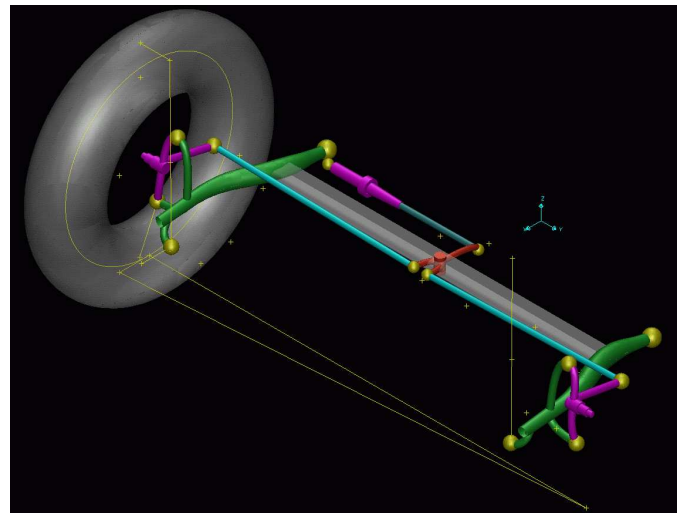
On a visé (condition suffisante) à se rapprocher du train 2RD, tant en cinématique qu'en déformation sous efforts.

### 3 La solution finalement retenue

Nous avons eu l'idée de faire actionner les porte-fusées par des bielles sensiblement transversales venant se reprendre sur un palonnier fixé au milieu de la traverse, ce palonnier étant lui-même actionné par un vérin placé transversalement, devant le profil et accroché sur le train à proximité d'un des points de fixation du train sur caisse.

Cette idée a été sous-tendue par l'intuition que des bielles/actionneur en transversal pourraient ne pas être trop perturbées par la torsion selon Y de la traverse dans les mouvements de roulis.

Le principe est simple, on va toutefois montrer que la topologie doit être définie en suivant certaines règles précises pour obtenir une cinématique satisfaisante.

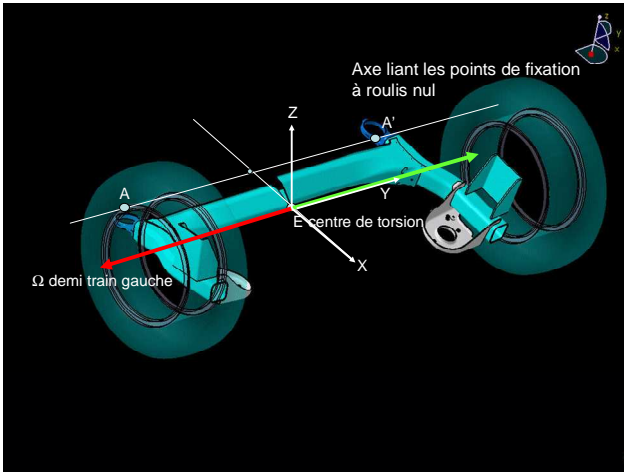


#### 3.1 Analyse cinématique de la solution retenue

Tout d'abord, de par le principe de construction « tout embarqué », le système train est soumis en pompage à un mouvement de corps solide. Le train se comporte comme un essieu classique, qui tourne autour de son axe A-A' porté par les articulations train sur caisse.

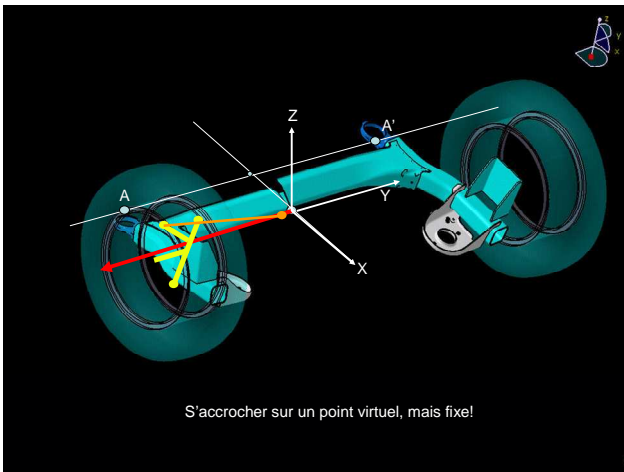
La situation est un peu plus compliquée en roulis, situation pour laquelle l'essieu ne se comporte plus en corps rigide, mais déformable.

On va définir un repère accroché au centre de torsion de l'essieu E, X passant par l'axe joignant les articulations train/caisse, Y selon Y véhicule, et Z orthogonal. On montre classiquement (admis ici) que lors d'un mouvement de roulis, l'essieu se comporte comme deux demi essieux tournant l'un par rapport à l'autre selon Y  dans ce référentiel.



Ayant mis un porte fusée mobile en rotation en bout de bras, on va chercher à créer un lien cinématique par une biellette avec ce porte fusée, qui n'entraîne pas de mouvement du porte fusée/bras lors de la prise de roulis (= rotation du demi essieu), pour obtenir un comportement d'essieu souple classique.

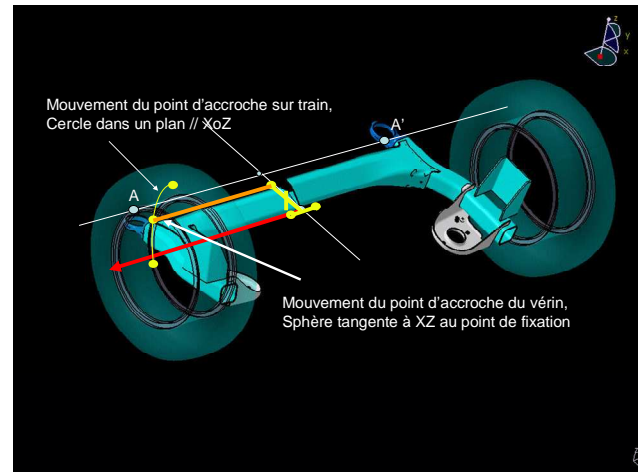
On peut définir plusieurs zones acceptables d'accroche pour cette biellette, mais la seule qui donne une totale compatibilité (ordre 1, 2, etc. ...) consiste à accrocher la biellette sur l'axe de rotation, donc l'axe Y passant par E, centre de torsion.



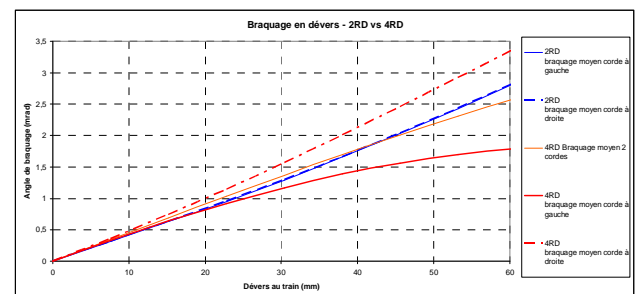
Le palonnier est fixé sur la traverse dans la section centrale, libre en rotation selon Z, et les bielles lui sont fixées dans sa partie arrière. Cette section ne tourne pas dans les mouvements de roulis (dans le référentiel choisi). Ainsi vouloir que les bielles soient fixées en Y (voir ci-dessus) revient à vouloir que le palonnier ne tourne pas sur son axe dans les mouvements de roulis.

Il faut donc créer la liaison entre le point de fixation de l'actionneur sur palonnier et le train qui ne génère pas de braquage du palonnier en roulis.

La liaison proposée consiste à mettre l'actionneur dans le plan A-A'-E, avec un point de fixation sur le bras. Avec ce choix, on obtient une trajectoire du point d'accroche sur train qui est un cercle de rayon r, d'axe Y passant par E, donc contenu dans un plan XZ. Le vérin étant d'axe Y à roulis nul, la trajectoire de l'extrémité de vérin est une sphère dont le plan tangent au point de fixation est un plan XZ. On obtient ainsi une compatibilité du premier ordre (tangentes communes entre déplacement du vérin et du point d'accroche du train). La compatibilité totale aurait consisté à accrocher le vérin sur train en un point de l'axe Y passant par E. Cette condition n'est pas réalisable du point de vue du packaging (interférence actionneur/traverse et barre anti roulis).



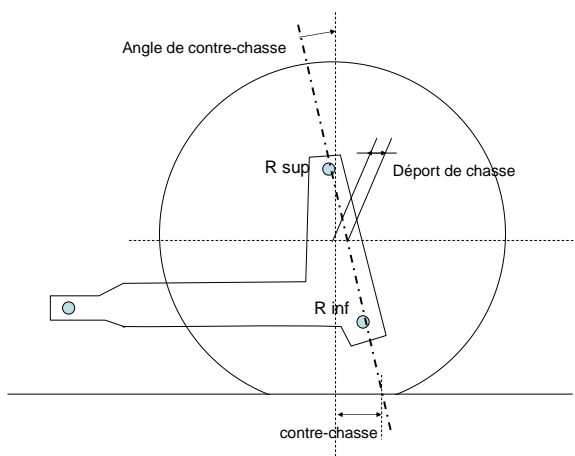
La solution retenue permet de conserver pour les petits mouvements un braquage induit symétrique droite/gauche. On perçoit pour les plus forts devers un petit écart entre les braquages en corde à gauche et corde à droite, jugé non perceptible en pratique, et en tout état de cause très inférieur aux braquages dus au pilotage. Le braquage moyen sur les deux cordes (moyenne corde gauche/droite) reste également très similaire à celui de la version d'origine.



### 3.2 Optimisation de l'élasto-cinématique



Le premier choix a consisté à positionner l'axe de pivot dans le référentiel de l'essieu. Le corps d'essieu étant sensiblement horizontal en design condition (3 personnes à bord), on pourra confondre l'angle en élévation (vue de coté) dans le référentiel essieu et l'angle dans le référentiel sol. Par similitude avec un train avant, on appellera cet angle « angle de chasse », défini positif si il est dans le « même sens qu'à l'avant », et contre-chasse, (négatif) si l'axe de pivot intersecte le sol en arrière du centre roue.



Le choix de positionnement des rotules fixant l'axe de pivot est guidé par de nombreux critères, souvent antagonistes, et principalement :

- fixer un déport de chasse qui répartisse au mieux les débords de roue latéraux en braquage
- Choisir un angle de contre-chasse qui limite le taux de transformation pince -> carrossage positif (donc limiter la contre chasse)
- fixer une contre chasse compatible avec l'exigence de braquage sous effort transversal (augmenter la contre chasse va dans le sens du sous-virage)
- fixer cette même contre-chasse de sorte à minimiser les efforts remontant dans l'actionneur, afin d'en limiter le dimensionnement

Les considérations de design ont rapidement fixé le déport de chasse comme devant être compris entre 0 et -50mm environ (axe de pivot en arrière du centre roue) de manière à répartir les débords

$$D(\text{inter} + \text{exter}) = 660/2 \times 2 \times \sin 3,5^\circ = 40\text{mm}$$

de façon équitable entre avant et arrière de la roue, avec éventuellement un peu plus de mouvement en avant de celle ci.

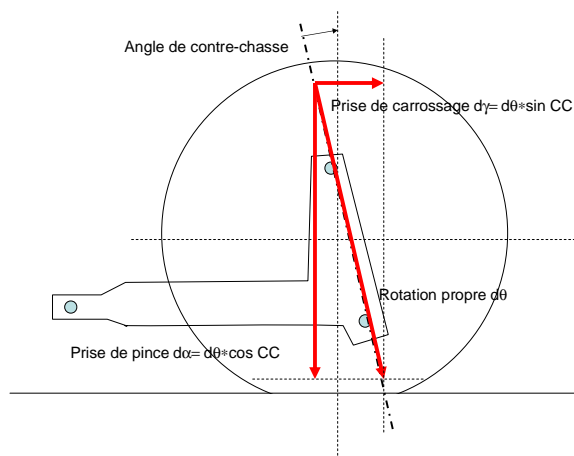
Ce critère ne s'est pas avéré être une contrainte compte tenu de la fourchette visée.

Pour l'angle de contre chasse, on a visé à contenir la génération de carrossage lors des situations d'urgence (besoin de potentiel transversal élevé sur forte adhérence à roulis maxi). Avec un angle de contre-chasse de 2,5° en design condition, augmenté de 6° de rotation du bras vers le choc en situation de roulis, on obtient un angle de contre-chasse en situation d'environ 9°.

Les angles de braquage dans ces situations sont inférieurs à 1,5°

Pour des petits braquages, on a proportionnalité entre la prise de braquage et la prise de carrossage, selon

$$\Delta \text{ carrossage} = \Delta \text{ braquage} \times \tan(\text{C.Chasse})$$



Dans notre cas, le choix effectué conduit à une pénalité de 15 minutes de carrossage, marginale pour un train à fort carrossage induit et raideur de carrossage sous effort transversale élevée.

Le compromis suivant visait à fixer correctement la contre-chasse au sol, pour limiter les efforts demandés à l'actionneur dans les manœuvres extrêmes, et garantir une élasto-cinématique sous effort transversal correcte.

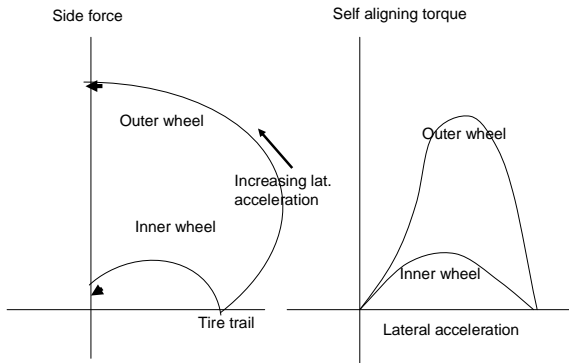
On a simulé l'évolution du couple autour des pivots en fonction de l'accélération transversale, pour divers angles de contre chasse sur la roue intérieure et sur la roue extérieure au virage.

Ce couple est fonction, sur chaque roue

- de l'effort pneu sol (transversal et vertical) sur chacune des roues
- de la variation des points d'application des efforts transversaux (chasse pneu)

- de la variation de la cinématique du train en fonction de la rotation du bras en roulis

Qualitativement dans le référentiel pneu, le moment d'auto-alignement croit beaucoup avec l'accélération transversale avant de s'écrouler avec la chasse pneu. Le maximum est obtenu pour des accélérations latérales moyennes, et correspond à un couple d'ouverture (roue exterie virage)



Tire characteristics evolution principia during cornering

Dans le même temps, la contre-chasse au sol croit continument avec le roulis sur la roue chargée, (extérieure virage), avec une sensibilité élevée (+35 mm pour 6° de rotation bras/caisse), pour donner un maximum au roulis maximum (couple de pince)

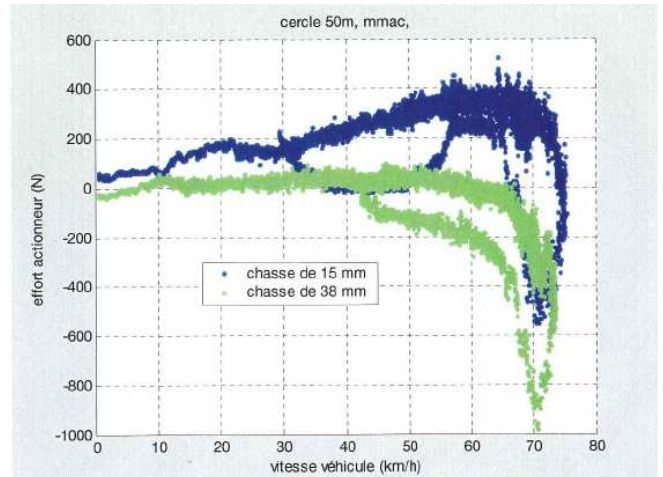
Enfin, on a un effet des efforts verticaux autour du pivot, comme sur un train avant,

$$M_{pivot} = Fz * dep fusée * tg CC / (1 + tg^2 CC + tg^2 pivot)^{1/2}$$

En considérant le dénominateur comme restant proche de 1, on voit que ce couple évolue quasi proportionnellement avec l'angle de CC (donc la rotation du bras) et avec Fz. Le couple est maximum à accélération latérale maxi (CC maxi et charge verticale maxi conjointement maxi, donnant un couple d'ouverture).

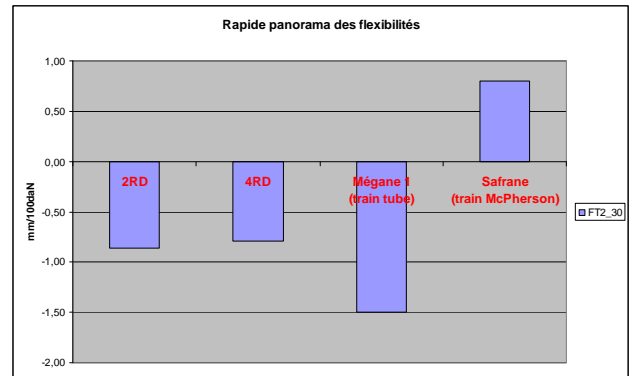
L'optimisation théorique des trois phénomènes nous a conduit à définir un optimum de contre-chasse de 30mm environ (design condition).

Toutefois, un certain nombre de facteurs difficiles à appréhender (variabilité des caractéristiques pneus, sévérité des manœuvres à la limite, conditions de gonflage, d'adhérence, ...) nous ont poussé à tester sur véhicule différentes contre-chasse pour robustifier ce choix, au travers d'une mesure d'effort dans une bielle instrumentée remplaçant le vérin.

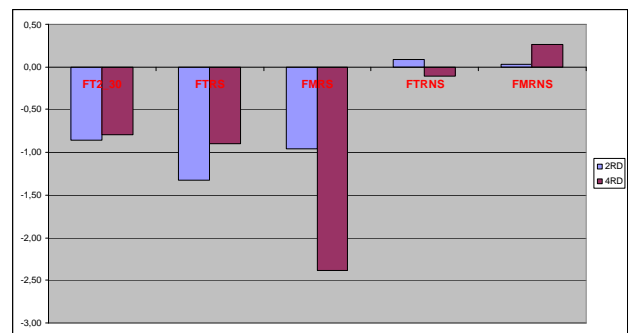


Le choix s'est finalement orienté vers une contre-chasse limitée (15mm, angle de 2,5°).

Les calculs élasto-cinématiques intégrant cette valeur ont montré qu'on restait très proche du train 2RD.

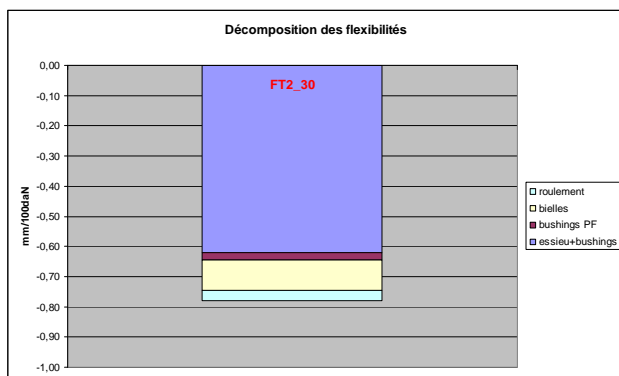


Le graphe ci-dessous montre clairement que ces valeurs de braquage global (FT2-30) sont obtenues assez différemment, avec un train four control un peu meilleur sous effort transversal, compensé par une flexibilité sous couple (contribution survireuse) supérieure, conséquence logique d'une chaîne de bouclage des efforts beaucoup plus longue.



Enfin, on se rend compte que pour des chasses pneumatiques usuelles (environ 30mm), la timonerie est peu chargée (15mm entre les efforts transversaux et l'axe de pivot), et la contribution

majeure des variations du plan de roue provient des déformations du train et de ses articulations sur caisse, comme sur le train 2RD.



Enfin, l'élasto-cinématique longitudinale a été construite notamment avec un déport au sol proche de zéro, de manière à ne pas mettre la timonerie en traction lors des freinage, et ainsi conserver des variations de parallélisme en freinage très faibles.

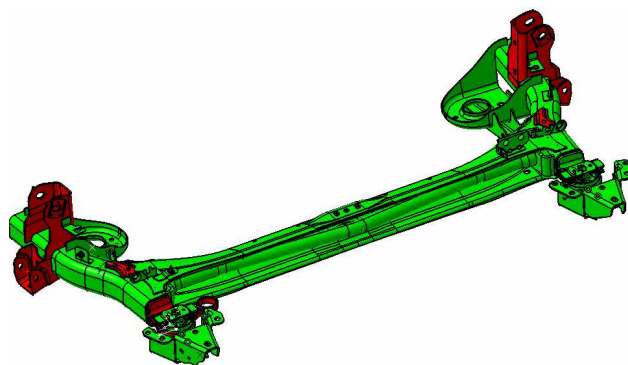
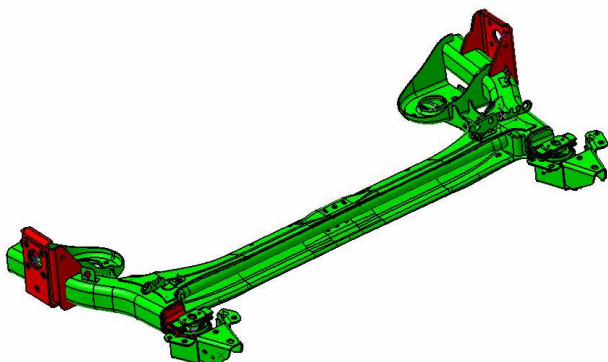
## 5. Aperçu industriel

Il est certain qu'une des difficultés que rencontre l'entreprise dans le cas d'une innovation comme le four control consiste réussir ces versions dérivées avec un niveau d'investissement industriel raisonnable.

Pour l'essieu four control, on a réussi à concevoir un essieu qui soit un dérivé étroit de la version 2RD, dont il diffère uniquement par

- des chapes spécifiques faites pour recevoir les porte-fusées
- une douille d'articulation sur caisse recevant l'œil de fixation du vérin

Ce succès provient en grande partie d'un travail de co-conception précoce 2RD-four control, permettant de récupérer la plupart des outils d'emboutissage (bras, traverse, coupelles, paliers ...).



Enfin, il était également très important que les composants puissent passer sur la même ligne de soudure, qui représente une partie élevée des investissements. Cet objectif a également été tenu, les deux essieux sont produits sur la même ligne moyennant de petits changements d'outils (mise en opération).

## 5. Conclusion

Cet article retrace les premières phases de réflexion autour de la conception d'un train nouveau, dans un univers architectural contraint, mais qui s'est avéré aussi - par chance - souvent favorable. Ces ingrédients et réflexions nous ont permis de réussir le challenge de pouvoir mettre des trains offrant des performances différentes (braquage piloté ou classique) avec des impacts sur le véhicule globalement mineurs. Cette application montre aussi que l'essieu souple a de l'avenir devant lui ...

## 6. Acknowledgement

Nous avons beaucoup parlé de l'avant projet du train arrière, « support de la prestation four control ». Il faut bien sûr remercier les personnes qui ont dû assurer le développement du concept initial (il restait du travail...), notamment F. Duché et O. Molins. N'oublions pas non plus les équipes qui ont animé le projet avec une vue « global system », développé les composants connexes (l'actionneur !), et contribué à la mise au point du véhicule, tant sur le hard liaison au sol que sur les stratégies.

## 7. References

- [1] J. Veneau: "Cinématique des essieux souples", Document interne RENAULT.
- [2] Jacques Pierre: "Couple au Volant dû à la gravité", Cahier de préconisation RENAULT, 1987.