

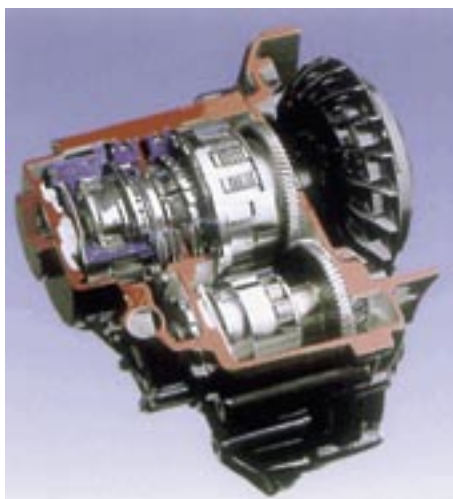
Une boîte de vitesses automatique et originale

LUC CHEVALIER^[1]

L'étude des trains d'engrenages et notamment des trains épicycloïdaux est un point incontournable de l'enseignement de la construction mécanique, au même titre que les embrayages, les freins ou les roues libres. À travers l'étude d'une boîte de vitesses de conception originale développée par Antonov Automotive, les étudiants sont amenés à mettre en œuvre leurs connaissances sur ces composants afin d'étudier les limites de cette conception.

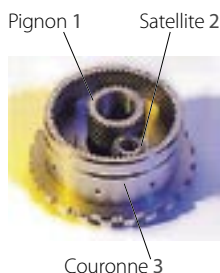
Roumen Antonov, bulgare, travaille depuis 1991 sur un nouveau type de boîte de vitesses automatique **1**. Dans une boîte de vitesses manuelle traditionnelle, les engrenages hélicoïdaux génèrent des forces axiales. Celles-ci imposent, entre autres choses, l'utilisation de roulements capables de résister à ce type d'effort (roulement à contact oblique). Antonov souligne lui-même que « supprimer ces forces axiales serait trop coûteux (il faudrait utiliser par exemple des pignons en chevron), il est préférable de les utiliser ».

mot(s)-clé(s)
mécanique, postbac, transmission, recherche et développement



1 Une vue écorchée du prototype de la boîte 4 vitesses Antonov

Le principe de fonctionnement de la boîte de vitesses Antonov repose sur la compétition entre les efforts axiaux générés par les engrenages hélicoïdaux (qui dépendent du couple souhaité à la roue) et ceux générés par les forces centrifuges auxquelles sont soumises les masselottes (qui dépendent de la vitesse du véhicule). Aujourd'hui, la 12^e génération de boîte de vitesses fonctionne et équipe la Daihatsu Mira (non importée en France).



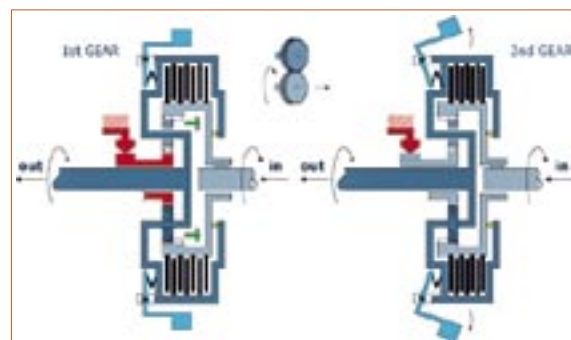
2 Le module épicycloïdal

L'élément de base de la boîte est un train épicycloïdal (TE) **2** dont on tire deux rapports de transmission suivant le mode de fonctionnement :

- en entrant sur la couronne et en sortant par le porte-satellites avec le pignon bloqué (1^{er} rapport) ;
- en solidarissant sur le porte-satellites avec la couronne le pignon ayant un mouvement non contrôlé (2^e rapport).

Le blocage ou la libération du pignon se fait par l'intermédiaire d'une roue libre dont le sens de blocage doit être choisi judicieusement pour que le 1^{er} rapport du TE soit sélectionné lors du démarrage. La solidarisation de la couronne avec le porte-satellites se fait en fonction de la vitesse et du couple demandé en sortie grâce au système de masselottes **3**. Ces dernières sont soumises aux effets centrifuges et, par l'intermédiaire d'une articulation, exercent une force axiale proportionnelle au carré de la vitesse de rotation du moteur.

On réalise une version 4 vitesses en associant deux systèmes élémentaires en série. Une version 6 vitesses peut être obtenue en associant trois systèmes en série. Le passage des vitesses se fait de manière beaucoup plus agréable que sur la plupart des boîtes de vitesses. Comme il n'y a pas de coupure d'entraînement, on ne



3 Le principe de changement de rapport

retrouve pas les secousses désagréables du changement de rapport : le gain en confort d'utilisation est réel.

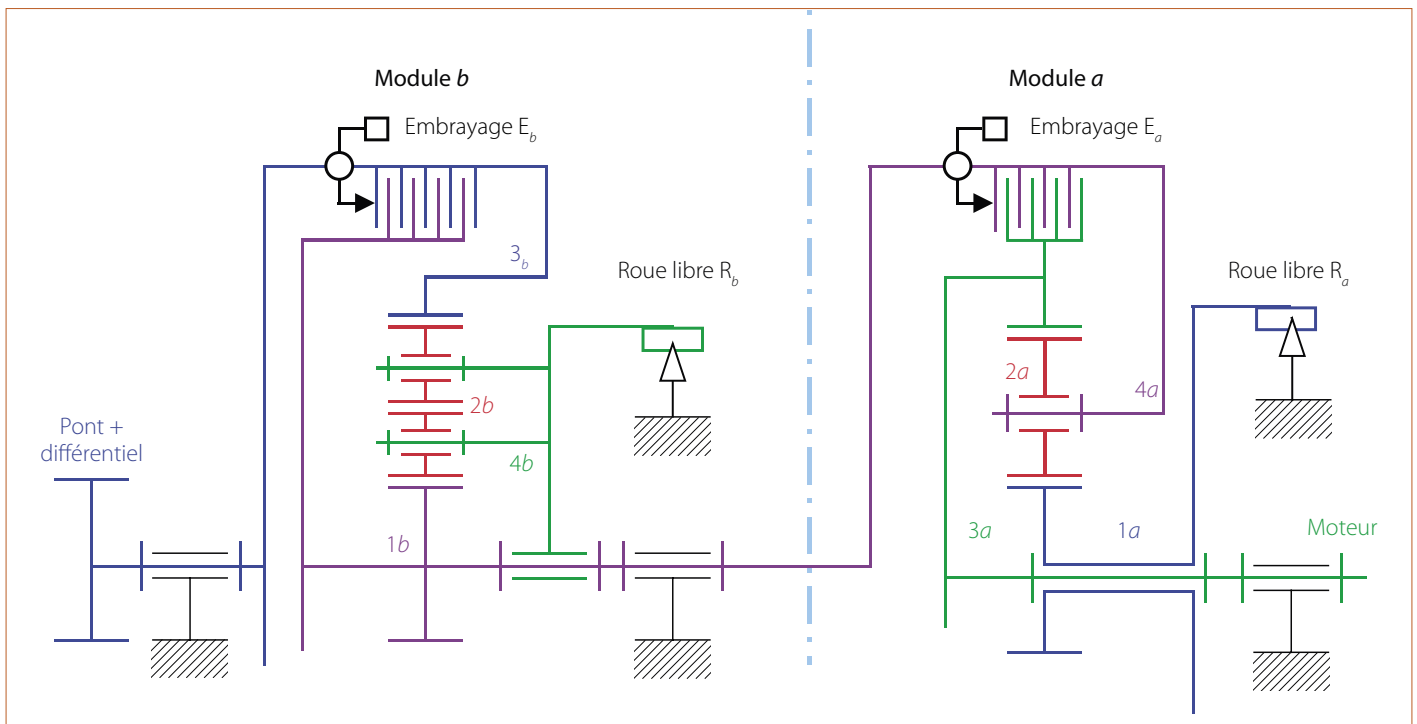
Le travail demandé aux étudiants et le contexte de l'étude sont décrits en encadré.

La cinématique, l'étagement des rapports

Nous nous intéressons à la version 4 vitesses. Dans un premier temps, nous allons vérifier le positionnement de ces quatre rapports de transmission possibles en marche avant en fonction des caractéristiques des TE. Quelques résultats sur la cinématique et la répartition

[1] Professeur à l'université de Marne-la-Vallée (77).

(première partie)



4 La schématisation de la boîte de vitesse

des couples dans les TE sont rappelés en encadré (« Les trains épicycloïdaux », page 29).

Le schéma cinématique global de la boîte est fourni en 4. On note ω_{ia} les vitesses de rotation des éléments constitutifs i du module a , ω_{ib} les vitesses de rotation des éléments constitutifs du module b . Sauf précision contraire, ces vitesses sont déterminées par rapport au bâti. À la sortie du module b , un train d'engrenages simple (pont) assure une réduction avant que le différentiel ne répartisse la puissance sur les deux roues de l'essieu moteur.

Pour chaque module, il est possible de calculer la raison de base λ_a et λ_b afin de déterminer les deux rap-

Le travail demandé et le contexte de l'étude

Le travail se fait par équipe de quatre. Il est demandé de se placer dans la phase d'une expertise critique d'un produit existant et de tenter de valider ou de mettre en défaut le fonctionnement et les performances de la boîte de vitesses considérée. Des documents industriels sont fournis par le bureau d'études Antonov. On trouve notamment un schéma cinématique de la boîte, un dessin technique du premier module, les fiches de calculs contenant un nombre important de données chiffrées. Chaque équipe rédige à la fin des séances une synthèse de l'avancement de l'étude. Ce compte rendu est relevé le jour des soutenances orales qui concluent l'analyse de la boîte de vitesses Antonov.

ports possibles en fonction du mode de fonctionnement. Les deux modes de fonctionnement sont :

- Pour le module a :
 - $\omega_{1a} = 0$ (roue libre R_a bloquée)
 - $\omega_{3a} = \omega_{4a}$ (embrayage E_a fermé)
- Pour le module b :
 - $\omega_{4b} = 0$ (roue libre R_b bloquée)
 - $\omega_{1b} = \omega_{3b}$ (embrayage E_b fermé)

Notons que, pour le module b , la roue libre R_b bloquant le porte-satellites, le rapport du module est égal à la raison de base, car le TE fonctionne en train simple. Pour les deux modules, lorsque l'embrayage est fermé, l'ensemble {pignon, satellites, porte-satellites, couronne} tourne en bloc : le rapport du module vaut 1. Les raisons de base sont les suivantes :

$$\lambda_a = -\frac{Z_{1a}}{Z_{3a}} = -\frac{39}{69} \quad \text{et} \quad \lambda_b = +\frac{Z_{1b}}{Z_{3b}} = +\frac{27}{66}$$

Le signe « + » de λ_b est dû au double satellite de ce train. Avec la formule de Willis, il est possible de calculer les rapports de réduction de chaque module dans la situation où la roue libre est bloquée.

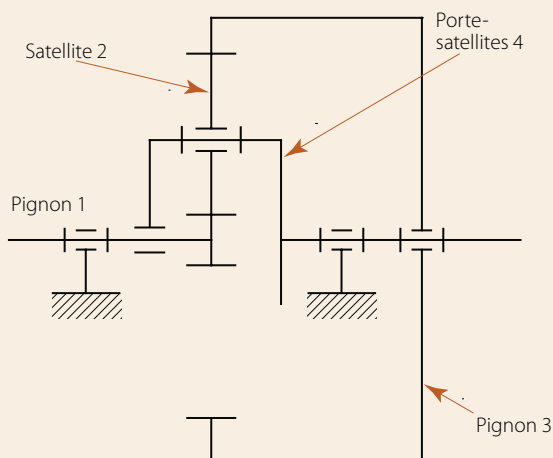
$$\omega_{3a} - \lambda_a \omega_{1a} + (\lambda_a - 1) \omega_{4a} = 0 \quad \text{et} \quad \omega_{1a} = 0$$

$$\rightarrow j_a = \frac{\omega_{4a}}{\omega_{3a}} = \frac{1}{1 - \lambda_a} = 0,639$$

Les trains épicycloïdaux (TE)

Dans un train d'engrenages, lorsqu'un des pignons possède un mouvement de rotation composé d'une rotation propre et d'une rotation autour de l'axe d'un autre pignon, le train est dit épicycloïdal. Le pignon en question est appelé satellite, la pièce le supportant est le porte-satellites, qui possède son propre mouvement de rotation. Dans la suite, les numéros de nomenclature des pièces du train épicycloïdal seront : 1 et 3 : pignons, 2 : satellite, 4 : porte-satellites.

La schématisation d'un TE



Une réalisation possible est représentée par le schéma ci-dessus. Ce dispositif ne saurait être un réducteur en l'état, puisque vis-à-vis des quatre inconnues cinématiques (ω_{10} , ω_{40} , ω_{30} et ω_{24}) on ne peut écrire que deux conditions d'engrènement. Soit $4 - 2 = 2$ mobilités, ce qui ne constitue pas un mécanisme à loi entrée-sortie déterminée. Pour transformer ce train en réducteur, il faut imposer une condition cinématique supplémentaire. Par exemple, on peut lier le pignon 1, le pignon 3 ou le porte-satellites 4 au bâti. Cela revient à imposer $\omega_{10} = 0$ ou $\omega_{30} = 0$ ou $\omega_{40} = 0$. Notons que dans ce dernier cas le train épicycloïdal (TE) devient un train simple (TS). C'est en considérant cette dernière configuration que l'on définit une grandeur caractéristique de la géométrie du train appelée la **raison de base** λ . Elle correspond au rapport de réduction du TS associé au TE, et on la calcule en écrivant :

$$\lambda = \left\{ \frac{\omega_{30}}{\omega_{10}} \right\}_{\omega_{40}=0}$$

Précisons que λ n'est jamais le rapport de réduction du TE, puisqu'on n'utilise jamais un train épicycloïdal en configuration porte-satellites bloqué. Notons que dans le cas du schéma ci-dessus, la raison de base vaut :

$$\lambda = \left\{ \frac{\omega_{30}}{\omega_{10}} \right\}_{\omega_{40}=0} = -\frac{R_1}{R_3}$$

où R_1 et R_3 sont les rayons primitifs des pignons 1 et 3.

La formule de Willis

La détermination de la relation cinématique entre les trois paramètres ω_{10} , ω_{30} et ω_{40} se fait en considérant le référentiel lié au porte-satellites 4. Un observateur en rotation synchronisée avec le porte-satellites voit le TE fonctionner comme un train simple. Les vitesses relatives des pignons 1 et 3 valent respectivement $\omega_{10} - \omega_{40}$ et $\omega_{30} - \omega_{40}$.

On en déduit la relation dite de Willis : $\frac{\omega_{30} - \omega_{40}}{\omega_{10} - \omega_{40}} = \lambda$

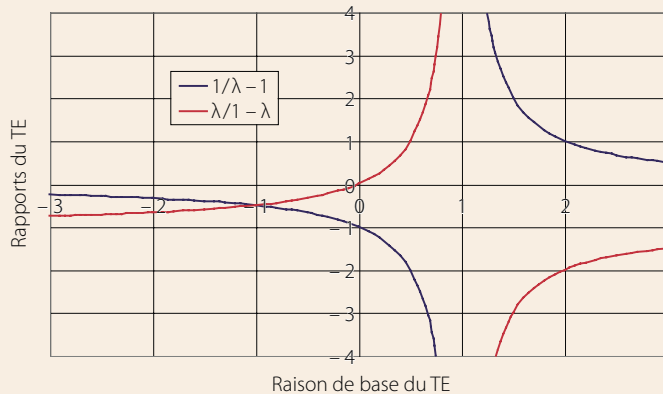
Ce qui s'écrit aussi sous une forme plus linéaire :

$$\omega_{30} - \lambda \omega_{10} + (\lambda - 1) \omega_{40} = 0$$

C'est à partir de cette relation que l'on détermine le rapport du réducteur épicycloïdal en associant une condition supplémentaire. Notons que le même résultat aurait pu être déterminé en exploitant les relations de roulement sans glissement au niveau des cylindres primitifs des engrenages.

Les modes de fonctionnement

Hormis le cas non épicycloïdal qui consisterait à immobiliser le porte-satellites, deux modes de fonctionnement principaux sont mis en évidence en bloquant 1 ou en bloquant 3.



Dans chacun de ces deux cas, on peut déterminer le rapport du réducteur (on suppose que 4 est la sortie et que 1 ou 3 est l'entrée) :

$$\text{Cas 1: } \omega_{30} = 0 \rightarrow i = \frac{\omega_{40}}{\omega_{10}} = \frac{\lambda}{\lambda - 1}$$

$$\text{Cas 2: } \omega_{10} = 0 \rightarrow i = \frac{\omega_{40}}{\omega_{30}} = \frac{1}{1 - \lambda}$$

Si on trace l'évolution de ces deux fonctions de λ , on constate qu'il est possible d'obtenir de grands rapports de multiplication (de réduction en inversant entrée et sortie) en choisissant une raison de base proche de 1 (respectivement de 0).

Le calcul des efforts

Si on appelle C_1 , C_3 et C_4 les couples appliqués par l'extérieur sur le TE sur les pignons 1, 3 et 4, l'équilibre nous donne :

$$C_3 + C_1 + C_4 = 0 \quad (1)$$

Si on fait l'hypothèse que le rendement est conservé, on a :

$$C_3 \omega_{30} + C_1 \omega_{10} + C_4 \omega_{40} = 0 \quad (2)$$

Ce qui donne, associé à la relation de Willis :

$$\omega_{30} - \lambda \omega_{10} + (\lambda - 1) \omega_{40} = 0 \quad (3)$$

Ces trois relations sont liées, puisque le théorème de l'énergie-puissance est une combinaison du PFD et de la cinématique. En exprimant que les relations (2) et (3) sont proportionnelles, on déduit rapidement que les couples sont liés entre eux, si le rendement vaut 1, par :

$$C_3 = -\frac{C_1}{\lambda} = \frac{C_4}{\lambda - 1}$$

5 Les résultats obtenus

Vitesse	Rapport : $i = i_a \cdot i_b$	Embrayage E_a	Roue libre R_a	Embrayage E_b	Roue libre R_b
1 ^{re}	0,261	Ouvert	Bloquée	Ouvert	Bloquée
2 ^{de}	0,409	Fermé	Libre	Ouvert	Bloquée
3 ^e	0,639	Ouvert	Bloquée	Fermé	Libre
4 ^e	1	Fermé	Libre	Fermé	Libre

$$\omega_{3b} - \lambda_b \omega_{1b} + (\lambda_b - 1) \omega_{4b} = 0 \quad \text{et} \quad \omega_{4b} = 0$$

$$\rightarrow i_b = \frac{\omega_{3b}}{\omega_{1b}} = \lambda_b = 0,409$$

Ce qui donne quatre rapports pour l'ensemble de la boîte de vitesse (BdV) par combinaison des 2×2 rapports des modules a et b . Le tableau 5 récapitule, dans l'ordre croissant des rapports, les résultats obtenus et met en correspondance l'état des embrayages et des roues libres.

Les choix effectués pour les nombres de dents et l'architecture des TE donnent un étagement des rapports comparables à celui d'une boîte manuelle. On observe cependant qu'il faut pouvoir réaliser plusieurs conditions pour assurer la progression des vitesses avec une telle BdV :

- ❶ Pour passer de 1^{re} en 2^{de}, comme pour passer de 3^e en 4^e, seul le module a change d'état. Il faut fermer l'embrayage E_a et libérer la roue libre. Pour que cela soit possible, il faut vérifier que le sens de libération de la roue libre est bien compatible avec le sens de rotation du pignon $1a$ dans cette configuration.
- ❷ Contrairement à un embrayage traditionnel, la synchronisation des vitesses de rotation ne peut pas se faire tant que la roue libre reste bloquée. La libération de la roue libre n'est pas instantanée, et la puissance dissipée durant cette phase transitoire peut être importante.
- ❸ Le passage de 2^{de} en 3^e implique les deux modules : pendant que l'embrayage du module b se ferme, il faut que celui du module a s'ouvre. Cela n'est pas possible, car lorsque la vitesse de rotation des modules augmente, les masselottes tendent à fermer les embrayages et non à les ouvrir.

L'analyse de ces trois points nécessite une étude des couples qui transitent dans les trains épicycloïdaux et dans les embrayages de chaque module. L'encadré sur les TE donne les relations qui existent entre les couples appliqués sur les éléments d'un TE quelle que soit la situation de fonctionnement. On observe que la raison de base intervient dans ces rapports :

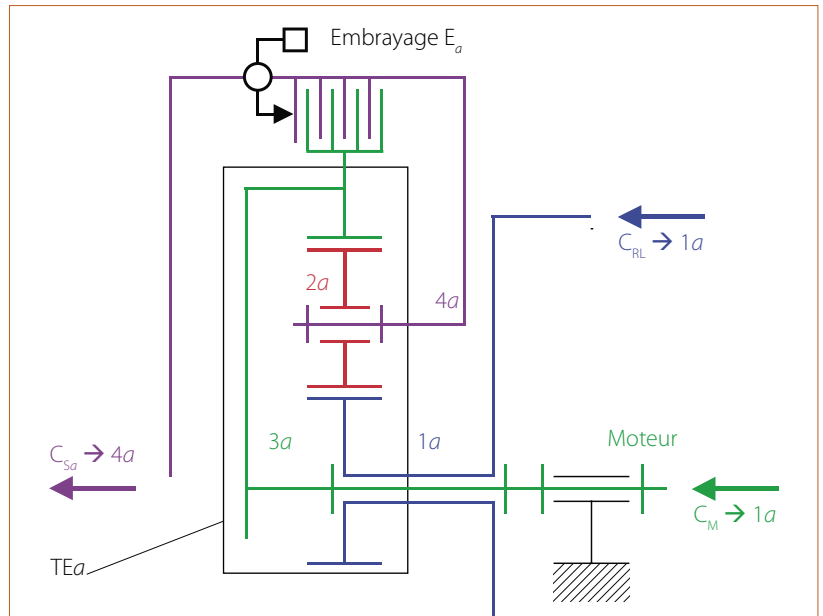
$$C_{3a} = -\frac{C_{1a}}{\lambda_a} = \frac{C_{4a}}{\lambda_a - 1} \quad \text{et} \quad C_{3b} = -\frac{C_{1b}}{\lambda_b} = \frac{C_{4b}}{\lambda_b - 1}$$

C_{ia} ou C_{ib} sont les couples que l'extérieur au TE exerce sur l'élément i .

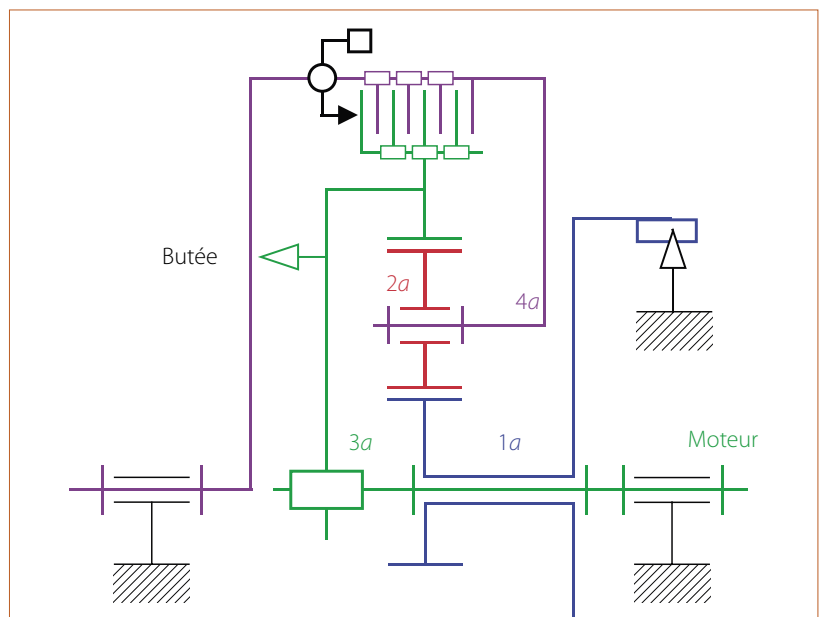
Examinons le cas où la BdV est en 1^{re} 6. L'embrayage E_a est ouvert, le couple C_{3a} est le couple C_M fourni par le moteur thermique du véhicule, et le couple C_{1a} est opposé au couple de blocage de la roue libre R_a .

D'après la relation précédente, nous savons que C_{1a} et C_{3a} ont le même signe, ce qui nous renseigne sur le sens de blocage de la roue libre. Considérons comme positif le sens du couple C_M . Cela implique que C_{1a} est positif, et que la roue libre est bloquée si elle encaisse un couple négatif. Elle est donc libre en rotation dans le sens positif.

En 2^{de}, l'embrayage est fermé, et l'ensemble du module tourne en bloc à la vitesse ω_M imposée par le moteur. Cette rotation est positive (de même signe que le couple C_M), et le pignon $1a$ peut donc tourner lui aussi, puisque c'est le sens de rotation possible de la roue libre. La transition entre 1^{re} et 2^{de}, ou entre 3^e et 4^e, est donc possible.



6 Les efforts exercés sur le TE du module a

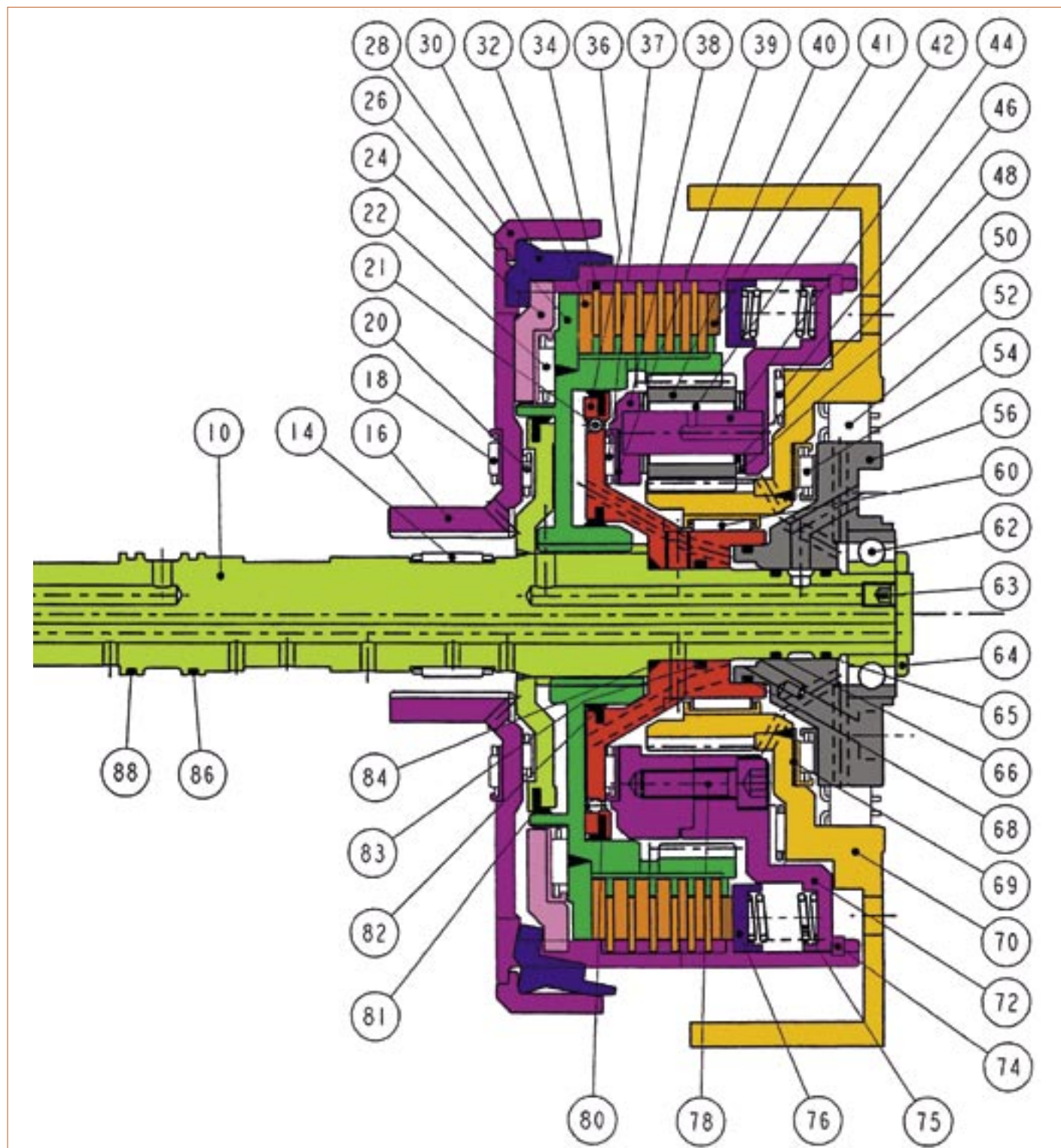


7 La schématisation du module a faisant apparaître les composants libres en translation

L'étude des deux autres points est plus complexe et nécessite d'aller plus loin dans l'analyse des efforts qui commandent les embrayages E_a et E_b ; c'est l'objet de la suite de cette étude, qui présente l'influence des conditions de conduite (accélération, pente, résistance aérodynamique...) sur le régime de changement de rapport. Dans une seconde partie à paraître, nous apporterons des réponses aux points 2 et 3.

Le choix des régimes de changement de rapport

Nous allons maintenant valider le principe de fonctionnement du module de base. C'est-à-dire que, par l'analyse des efforts axiaux appliqués sur la couronne du TE par les dentures et les masselottes, on va déterminer le régime moteur qui correspond au changement d'état de l'embrayage et de la roue libre pour le passage



8 Le dessin en coupe du module a

de 1^{re} en 2^{de}. Les figures 7 et 8 font apparaître plus précisément les mouvements de translation possibles de certains composants. On observe que la couronne 3a peut se déplacer vers la gauche ou vers la droite en fonction des efforts qui lui sont appliqués.

L'inclinaison des dents est choisie de telle sorte que la composante axiale de l'effort sur le cercle primitif soit dirigée vers la gauche, afin de maintenir ouvert l'embrayage. Sous l'effet centrifuge, le centre d'inertie des masselottes est éloigné de l'axe de rotation. Par l'intermédiaire de l'articulation, la masselotte génère donc une force axiale dirigée vers la droite qui tend à fermer l'embrayage.

L'équilibre axial de la pièce 3a donne la relation suivante :

$$N_a F_m + F_b - F_d - F_E = 0$$

- F_m : force axiale provenant d'une masselotte (il y a N_a masselottes dans le module a)
- F_b : réaction de la butée lorsqu'il y a contact (positif ou nul)
- F_d : composante axiale de la force qui transite dans les dents
- F_E : effort qui comprime l'embrayage (si positif, alors F_b est nul)

L'effort axial provenant des dents

Le couple qui transite sur la couronne 3a est noté C_{3a} . On peut facilement en déduire l'effort tangentiel au cercle primitif par :

$$T = \frac{C_{3a}}{R_{3a}} = \frac{2C_{3a} \cos \beta}{m_a Z_{3a}}$$

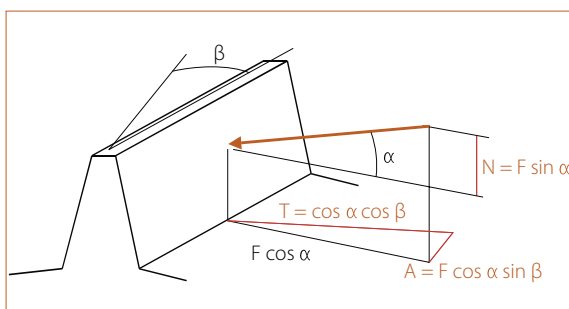
- m_a : module de fonctionnement de la denture
- β : angle d'hélice
- R_{3a} : rayon primitif de fonctionnement de la couronne.

On déduit aisément de T les composantes axiale A et radiale R de l'effort de denture 9 :

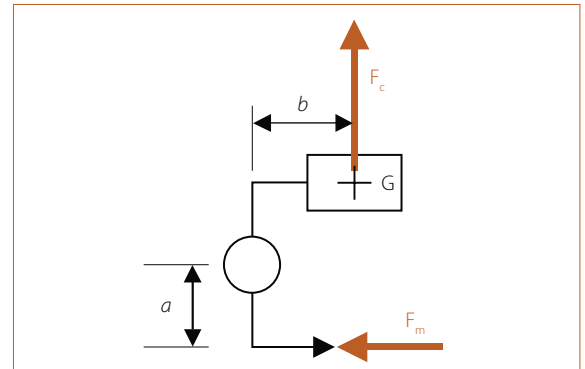
$$R = T \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{2C_{3a} \tan \alpha}{m_a Z_{3a}} \quad \text{et}$$

$$A = T \tan \beta = \frac{2C_{3a} \sin \beta}{m_a Z_{3a}} = F_d$$

Cette dernière expression met en évidence la relation entre la composante axiale qui tend à ouvrir l'embrayage et l'intensité du couple qui transite dans le TE.



9 La composante de l'effort de denture



10 La dimension de la masselotte

L'effort axial provenant des masselottes

Sous l'effet de la rotation du porte-satellites, les masselottes subissent une «force» centrifuge d'intensité égale à :

$$F_c = M_m \omega_{4a}^2 R_c$$

M_m est la masse d'une masselotte, R_c la distance entre le centre d'inertie de la masselotte et l'axe de rotation du porte-satellites. En isolant la masselotte 10 et en écrivant l'équation de moment par rapport à l'axe de l'articulation, on déduit :

$$F_m = \frac{b}{a} F_c = \frac{b}{a} M_m \omega_{4a}^2 R_c$$

Les relations globales dans la transmission

Le schéma bloc 11 décompose la transmission de puissance du moteur vers les roues en éléments simples. On en déduit les relations entre ω_{4a} et la vitesse du véhicule, d'une part, et, d'autre part, le régime moteur. De même, on en tire les relations entre le couple C_{3a} et l'effort de traction du véhicule d'une part et celui du couple moteur d'autre part. Ces relations sont fonction du rapport de boîte sélectionné.

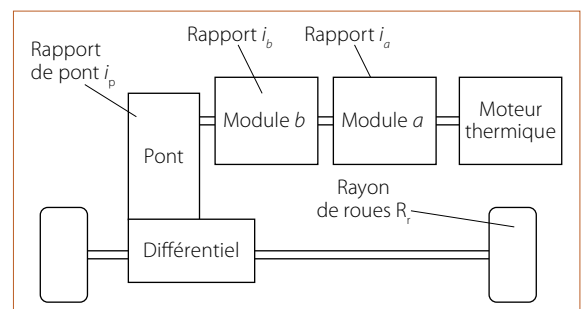
La vitesse ω_{4a} s'écrit sous les deux formes :

$$\omega_{4a} = \frac{V}{i_b i_p R_r} \quad \text{et} \quad \omega_{4a} = i_a \omega_M$$

Le couple C_{3a} s'écrit sous les deux formes :

$$C_{3a} = i_a i_b i_p R_r F \quad \text{et} \quad C_{3a} = C_M$$

Dans une transmission de puissance, les vitesses des différents éléments sont données par la vitesse de rotation du moteur, alors que les efforts qui transitent



11 L'architecture de la transmission de puissance

dépendent des forces résistantes à l'avancement du véhicule (dans les limites de la capacité du moteur). On retient donc les deux expressions qui font apparaître l'effort F et la vitesse de rotation ω_M . En remplaçant dans l'équation d'équilibre axial, on en déduit :

$$N_a \frac{b}{a} M_m i_a^2 \omega_M^2 R_c + F_b - \frac{2i_a i_b i_p R_r F \sin \beta}{m_a Z_{3a}} - F_E = 0$$

Initialement en 1^{re}, le changement de régime vers la 2^{de} va débuter lorsque la butée se décolle ($F_b = 0$) et que l'embrayage « commence » à se fermer ($F_E = 0$). On en déduit que le changement de régime se produit pour un régime moteur égal à :

$$\omega_M = \sqrt{\frac{2i_b i_p R_r a F \sin \beta}{N_a M_m i_a R_c b m_a Z_{3a}}} \quad \text{ou} \quad \omega_M = \sqrt{\frac{2a C_M \sin \beta}{N_a M_m i_a^2 R_c b m_a Z_{3a}}}$$

Dans cette relation, un grand nombre de données sont relatives à la BdV elle-même **12**, mais le calcul de F fait intervenir des caractéristiques du véhicule sur lequel la BdV est montée. Qualitativement, le régime moteur de changement de vitesse est d'autant plus fort que la force résistante à l'avancement du véhicule est grande. Cela correspond bien à l'expérience lors de

12 Les données relatives à la boîte de vitesse

Variable	Valeur	Unité
N_a	12	
M_m	14,4	gramme
R_c	72,4	mm
a	14	mm
b	5	mm
α	20°	
β	28,1°	
R_r	265,85	mm
m_a	1,25	mm
i_p	0,275	

passages manuels : on « pousse » plus les rapports lors d'une forte accélération ou d'un démarrage en côte.

Nous allons examiner ces résistances dans le paragraphe suivant.

Le régime de changement de vitesse

Pour quantifier l'effort nécessaire à la traction du véhicule, on isole ce dernier, que l'on considère en translation en phase d'accélération. La relation montre que l'effort de traction F doit vaincre la résistance aérodynamique F_a , la composante du poids due à une éventuelle côte de pente θ et la résistance au roulement F_r du contact roue-bitume. À ces forces s'ajoute la traction supplémentaire pour accélérer le véhicule.

Le théorème de la résultante dynamique appliqué au véhicule **13** donne la relation suivante en projection sur l'axe x :

$$F - F_a - F_r - P \sin \theta = M_v \gamma$$

Les efforts résistants à l'avancement du véhicule

Pour évaluer l'effort de traction, il faut donc estimer les différents termes de cette relation. Le coefficient de résistance au roulement δ est donné par une relation basée sur des mesures à diverses pressions et vitesses de roulement :

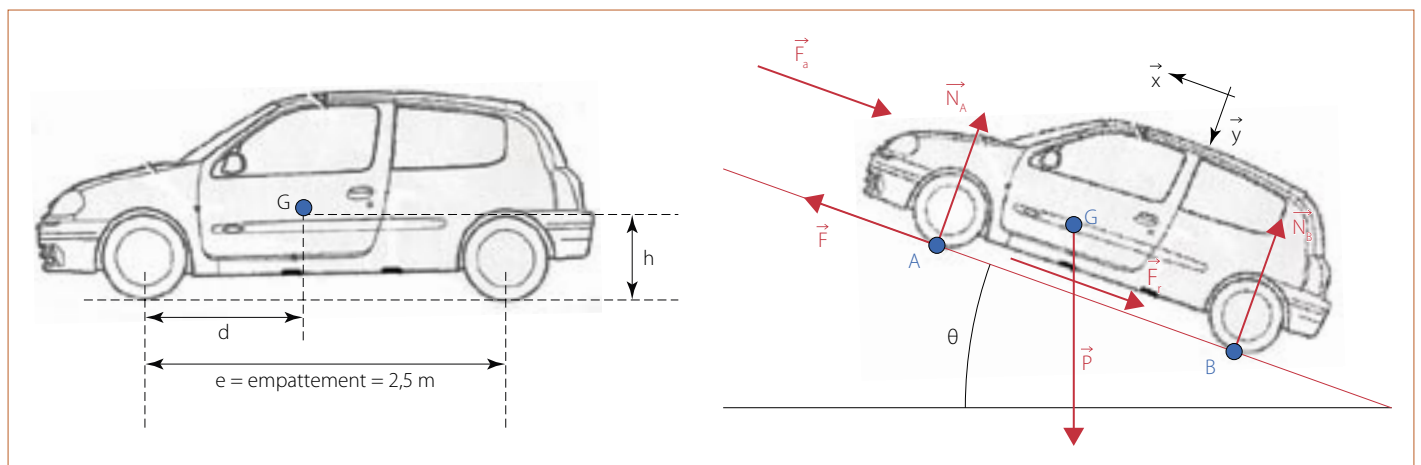
$$F_r = \delta P \quad \text{avec} \quad \delta = \left\{ 0,0028 + \frac{0,0058}{p} + \frac{6,6 \cdot 10^{-6}}{p} V^2 \right\}$$

P : poids du véhicule en N

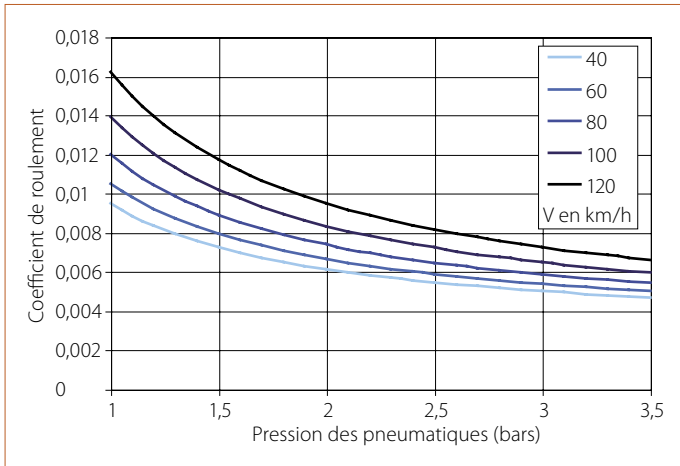
V : vitesse du véhicule en m/s

p : pression des pneus en bar

δ vaut environ 0,008 pour un pneumatique optimisé, utilisé à sa pression nominale d'utilisation à 100 km/h. Le graphe **14** montre que des pneus sous-gonflés augmentent considérablement la puissance consommée et que la vitesse du véhicule intervient peu. Le coefficient δ peut atteindre 0,015 pour des pneumatiques plus sportifs.



13 Les actions mécaniques appliquées au véhicule



14 Le coefficient de roulement

La mécanique des fluides permet d'établir que la résistance aérodynamique est de la forme proposée ci-dessous :

$$F_a = C_x S \rho \frac{V^2}{2}$$

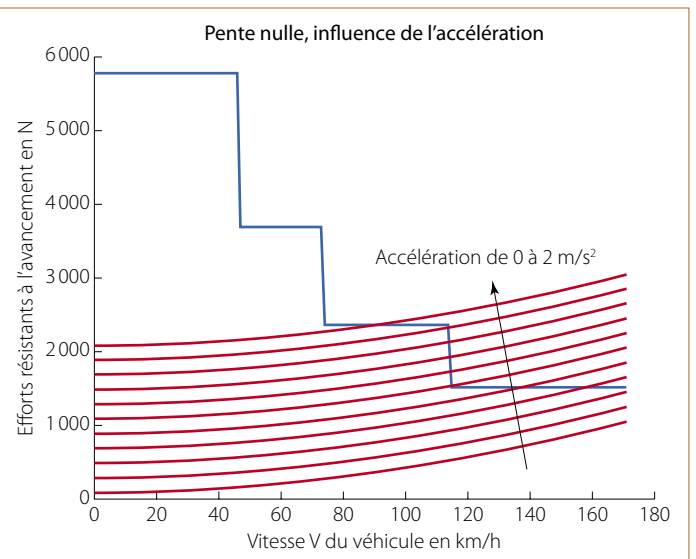
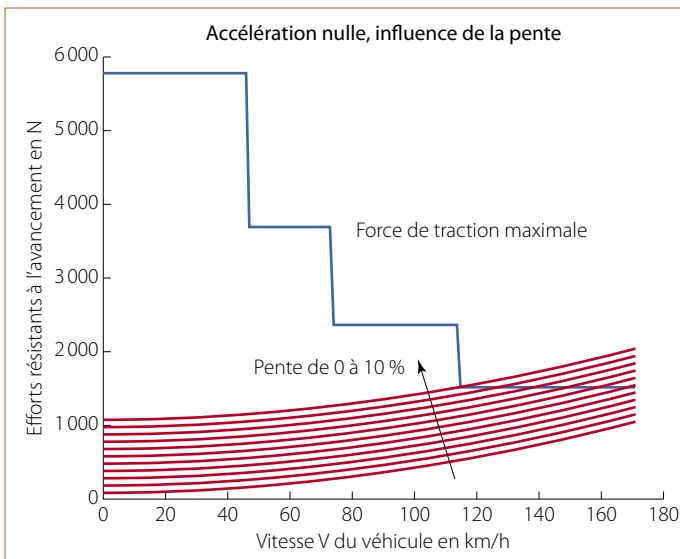
- ρ : masse volumique de l'air en kg/m^3 ($1,2 kg/m^3$)
- S : maître couple (surface projetée) en m^2
- C_x : coefficient de traînée

C_x est mesuré en soufflerie et dépend de l'aérodynamisme du véhicule. Sur le tableau 15, on note l'importante diminution de C_x depuis l'origine des véhicules automobiles. En définitive, on obtient l'effort de traction en sommant ces différentes quantités :

$$F = F_a + F_r + P \sin \theta + M_v \gamma$$

Pour visualiser l'importance des différents termes, nous proposons les caractéristiques de l'Opel Easytronic dans le tableau 16.

Sur les graphes 17, on observe l'influence de la pente (en pourcentage) ou de l'accélération du véhicule sur l'effort nécessaire à l'avancement. En superposition, on



17 L'influence de la pente ou de l'accélération sur l'effort nécessaire à la traction du véhicule

15 Les valeurs usuelles du C_x des véhicules automobiles

Type de véhicule	Pour rouler à 120 km/h, il faut	
	ch	C_x
B2 (1921)	75	1,437
Traction (1934)	55	1,230
DS (1956)	48	0,817
GSA X3 (1980)	31	0,675

16 Les caractéristiques de l'Opel Easytronic

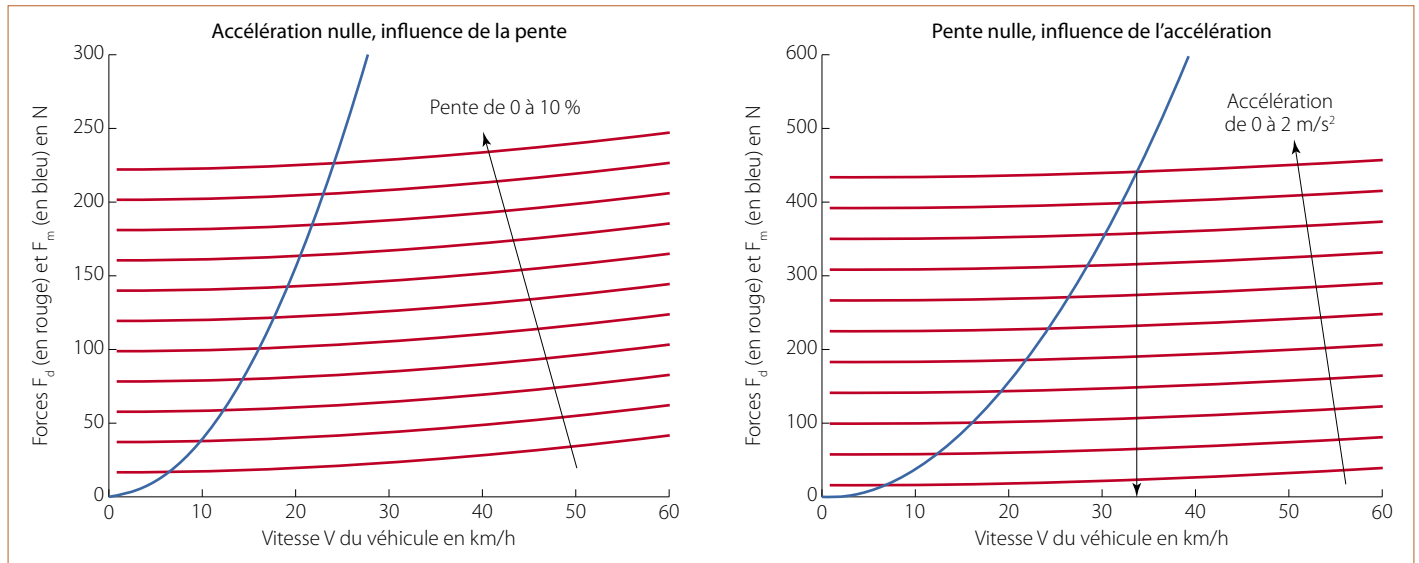
Propriété	Valeur
Puissance maxi du moteur	75 ch à 5 600 tr/min
Couple maxi	110 Nm à 4 000 tr/min
Longueur du véhicule	3,82 m
Largeur du véhicule	1,64 m
Surface projetée S	1,8 m^2
Masse du véhicule M_v	1 010 kg
Vitesse maxi	170 km/h
Accélération à l'arrêt	de 0 à 100 km/h en 14,0 s
C_x	0,4

représente l'effort maximal disponible (remarque : sans information autre que le couple maximal à 4 000 tr/min, cette enveloppe surestime l'effort transmissible). On constate que le véhicule ne pourra pas atteindre certaines vitesses pour des pentes importantes ou de fortes accélérations.

Les vitesses de changement de régime

L'expression de l'effort F peut être intégrée dans l'effort de denture :

$$F_d = \frac{2i_a i_b i_p R_r F \sin \beta}{m_a Z_{3a}}$$



18 L'évolution de F_d pour les mêmes valeurs d'accélération ou de pente que sur la figure 17 (en rouge) et de F_m (en bleu).
Lorsque les deux courbes se coupent, la phase d'embrayage débute

La figure 18 montre l'évolution des deux efforts F_d (en rouge) et F_m (en bleu). Les deux sont tracés en fonction de la vitesse du véhicule. Lorsque les deux courbes se coupent, la phase d'embrayage débute. Par exemple, sur la courbe qui correspond à une accélération maximale du véhicule $\gamma = 2 \text{ m/s}^2$, l'intersection entre F_m et F_d a lieu pour une vitesse de 34 km/h, ce qui correspond à un régime moteur ω_M de 4700 tr/min. C'est tout à fait dans les possibilités de la motorisation. L'effort F_d dépend de la pente et de l'accélération : le changement de rapport entre la 1^{re} et la 2^{de} se fera donc à des régimes moteur différents suivant que le sol est plat ou non et que le démarrage est « sportif » ou « pépère ».

Les graphes 19 récapitulent l'influence de la pente à gravir ou de l'accélération à communiquer au véhicule sur la vitesse du véhicule qui correspond au début de la phase d'embrayage.

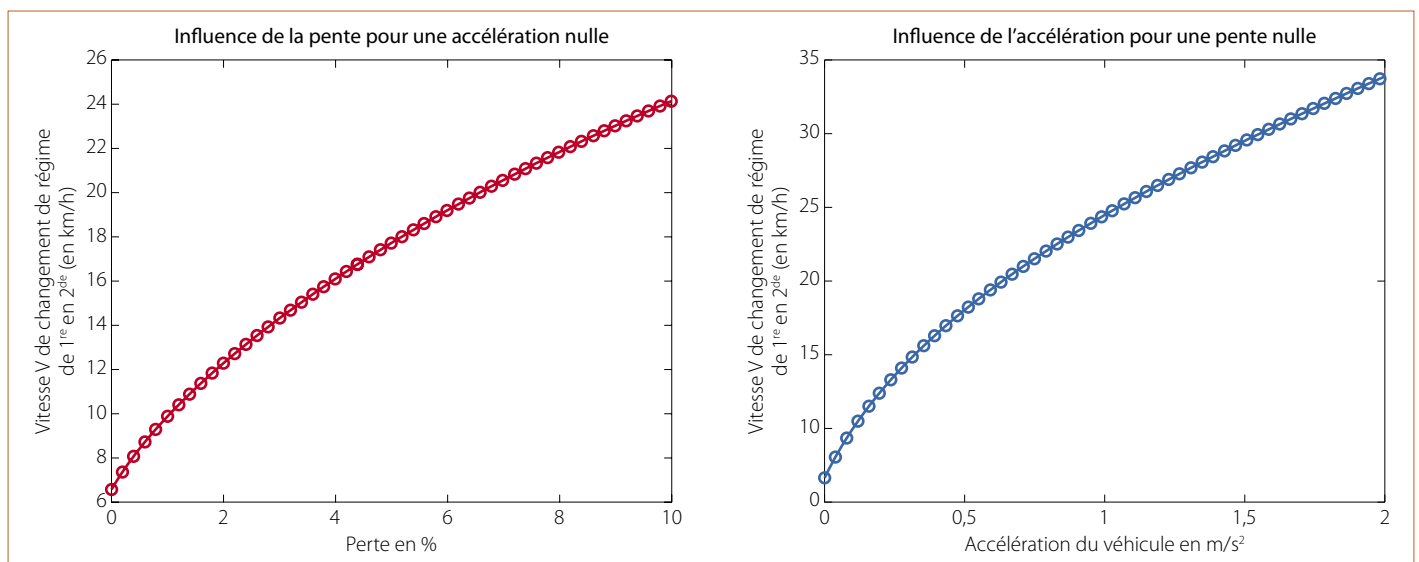
Notons que pour des accélérations supérieures à 2 m/s^2 (soit 14 s pour passer de 0 à 100 km/h), le système de masselottes ne permet plus le changement de

régime, puisqu'il faudrait pousser la 1^{re} jusque dans la zone de régime moteur au-delà de 5000 tr/min.

Conclusion de la première partie

La conception originale de la boîte de vitesses permet, sous réserve d'un choix adapté des masses et dimensions des masselottes, de passer les rapports automatiquement et à des régimes moteur différents suivant les efforts en jeu dans la transmission. On reproduit ainsi par des éléments mécaniques les choix que chaque conducteur peut faire de manière manuelle : pousser les rapports en cas de forte accélération ou de pente à gravir.

Dans la seconde partie, nous étudierons les deux points délicats laissés en suspens : la durée de la phase de changement de rapport entre la 1^{re} et la 2^{de} (2) ; le passage délicat de la 2^{de} à la 3^e (3). Ces deux points ont incité Antonov à renoncer au système de masselottes pour ses boîtes de vitesses automatiques. Néanmoins, le principe en a été conservé pour d'autres applications, dont nous donnerons quelques exemples dans la prochaine partie. ■



19 Le bilan des changements de rapport de 1^{re} en 2^{de} en fonction de la pente ou de l'accélération du véhicule