



LE SYSTEME DE TRANSMISSION (1)

Pierre DUYSINX
Université de Liège
Année Académique 2010-2011



Références bibliographiques

- T. Gillespie. « Fundamentals of vehicle Dynamics », 1992, Society of Automotive Engineers (SAE)
- W. Milliken & D. Milliken. « Race Car Vehicle Dynamics », 1995, Society of Automotive Engineers (SAE)
- R. Bosch. « Automotive Handbook ». 5th edition. 2002. Society of Automotive Engineers (SAE)
- J.Y. Wong. « Theory of Ground Vehicles ». John Wiley & sons. 1993 (2nd edition) 2001 (3rd edition).
- H. Heisler (1999) Vehicle and Engine Technology. 2nd edition. Buterworth Heineman.
- R. Langoria. « Vehicle Power Transmission: Concepts, Components, and Modelling ». Lecture notes of Vehicle System Dynamics and Control, The University of Texas at Austin, 2004.
- <http://www.howstuffworks.com>



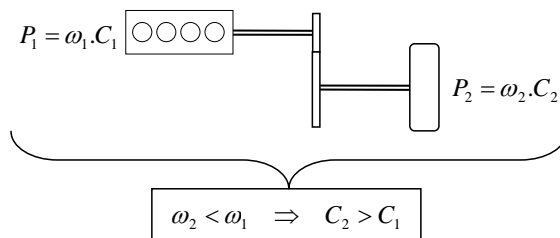
NECESSITE D'UNE TRANSMISSION

- Pour les véhicules terrestres, qui utilisent généralement des sources d'énergie en rotation, une transmission est nécessaire pour:
 - Transmettre la puissance du moteur aux roues (problème de localisation)
 - Adapter la source d'énergie (le moteur) à la charge en vue d'un transfert optimal de puissance ou une minimisation de la consommation : modulation du couple / vitesse
 - Adaptation fonctionnelle sous la forme de puissance glissante
 - Adaptation fonctionnelle sous la forme de répartition de puissance
 - Permettre d'inverser le sens de rotation des roues (irréversibilité des moteurs thermiques)



NECESSITE D'UNE TRANSMISSION

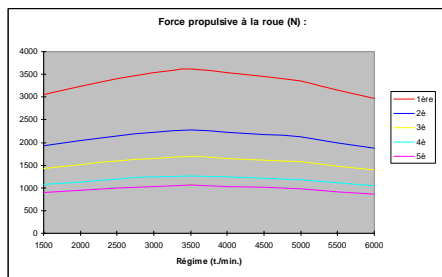
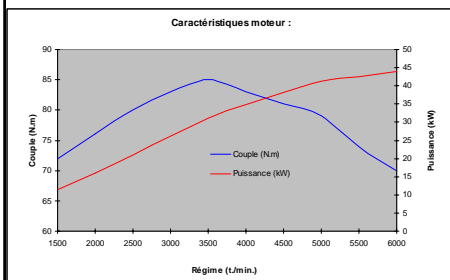
- Adapter la source d'énergie (le moteur) à la charge
 - Régime minimal (ralenti) et maximal du moteur
 - Démultiplier le mouvement, c.-à-d. augmenter ou diminuer la force propulsive en diminuant ou augmentant le régime
 - Adapter la force propulsive à la roue aux conditions de circulation





NECESSITE D'UNE TRANSMISSION

- Adapter la force propulsive aux roues et la vitesse de rotation aux conditions de circulation, d'adhérence



NECESSITE D'UNE TRANSMISSION

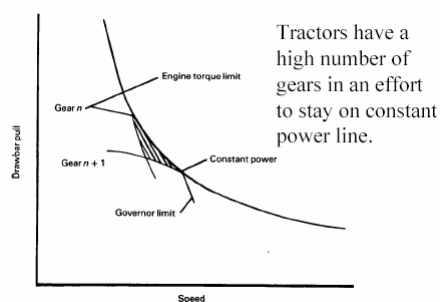
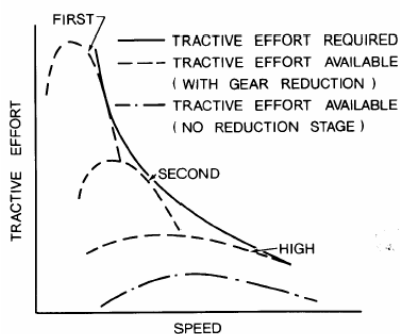


FIGURE 13-2 Tractor performance envelope.

Le rapport de transmission est nécessaire pour **délivrer la puissance maximale** pour une grande gamme de charge. Pour les voitures on a généralement 4 à 6 rapports. Pour les véhicules commerciaux on a entre 5 et 16 rapports. Pour les tracteurs de l'ordre de 15 rapports ou plus



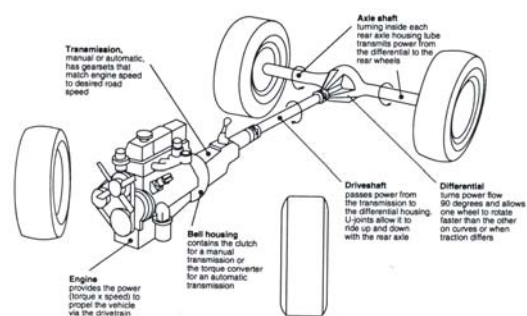
NECESSITE D'UNE TRANSMISSION

- Adaptation fonctionnelle sous la forme de puissance glissante
 - Permettre l'interruption de la transmission aux roues,
 - Permettre l'accouplement ou le désaccouplement progressif du moteur et des roues
- Adaptation fonctionnelle sous la forme de répartition de puissance:
 - Répartir la puissance mécanique du moteur entre les roues (gauche / droite – avant / arrière)
 - Virage
 - Anti-patinage (différentiel autobloquant)
 - Contrôle de stabilité



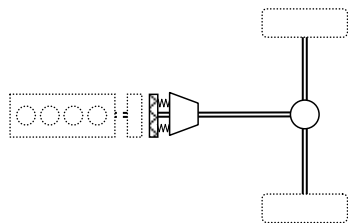
SYSTEME DE TRANSMISSION

- Un système de transmission se compose généralement de:
 - Un volant moteur
 - Un embrayage
 - Une boîte de vitesses
 - Un arbre de transmission
 - Un différentiel
 - Essieux
- Il existe différentes formes de systèmes de transmission de puissance ayant chacun des niveaux de complexité différents



Gillespie: Fig 2.4

SYSTEME DE TRANSMISSION



Légende :



Moteur



Boîte de vitesses



Volant-moteur



Disque d'embrayage

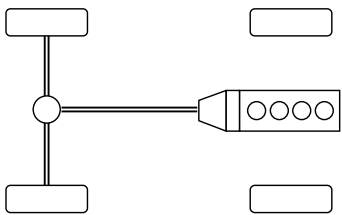



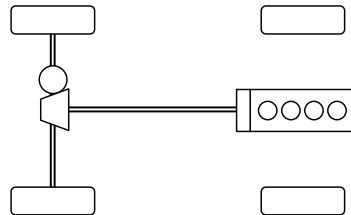

Différentiel

SYSTEME DE TRANSMISSION

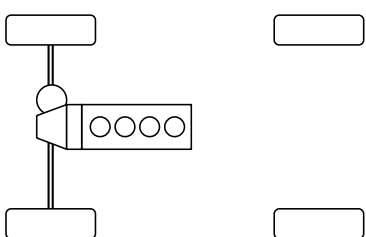

- Différentes configurations du système de transmission:
 - Moteur :
 - à l'avant / à l'arrière / central
 - transversal ou longitudinal
 - Roues motrices:
 - à l'avant, à l'arrière, traction intégrale
 - Pont & différentiel(s) :
 - à l'arrière ou à l'avant
 - rapporté au moteur ou non

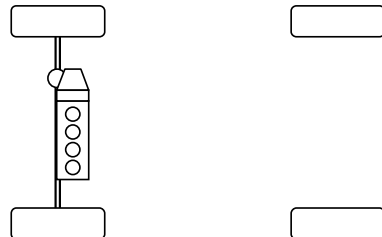

Configurations du système de transmission

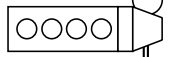
Configurations du système de transmission

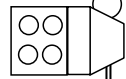
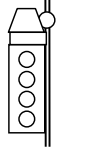





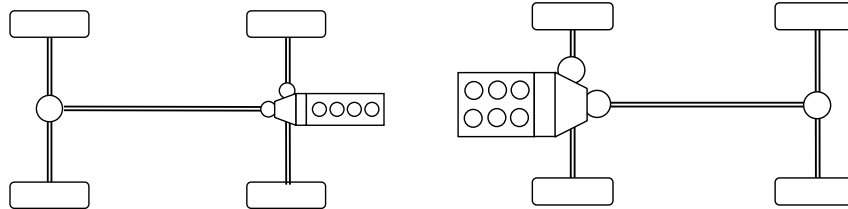
Configurations du système de transmission



Configurations du système de transmission



Configurations du système de transmission



Systèmes de réduction usuels

- Boîte de vitesses à engrenage à dentures droites
- Boîte de vitesses à engrenage à dentures hélicoïdales
- Synchroniseurs ou synchromesh
- Séparateur / répartiteur de puissance
- Boîte de transfert
- Boîte automatique
- Réducteur hydraulique
- Réducteur hydromécanique
- CVT : Transmission à Variation Continue
- IVT : Transmission à variation infinie



RAPPELS



Loi du mouvement

- La loi du mouvement longitudinal s'écrit

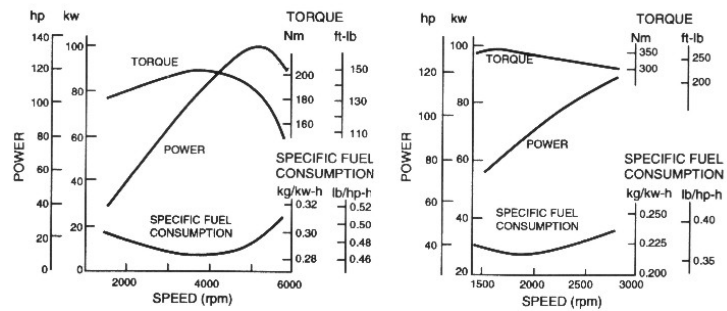
$$F_T = F_{aéro} + F_{rli} + mg \sin \theta + m \frac{dV}{dt}$$

- La puissance du moteur F_T sert à vaincre les forces de résistance et à accélérer le véhicule
- On distingue 3 forces de résistances principales:
 - Les forces aérodynamiques
 - Les forces de résistance au roulement
 - Les forces de pente



Moteurs à pistons (essence & Diesel)

- Les moteurs essence et diesel sont les motorisations les plus répandus.
- Courbes caractéristiques de puissance et de couple en fonction



Gasoline

Gillespie, Fig. 2.1

Diesel



Forces de résistance

- Expression des forces de traînée:

$$F_{aéro} = \frac{1}{2} \rho V^2 S C_x$$

- Expression des forces de résistance au roulement

$$F_{rt} = k_{rt} W = k_{rt} mg$$

- Expression des forces de résistance due à la pente

$$F_{pente} = mg \sin \theta$$

Coefficient de traînée (Cx) des automobiles

TABLE 3.3 Values of Aerodynamic Resistance Coefficient for Various Types of Vehicle

Vehicle Type	Aerodynamic Resistance Coefficient C_D
Passenger cars	0.3–0.52
Vans	0.4–0.58
Buses	0.5–0.8
Tractor–semitrailers	0.64–1.1
Truck–trailers	0.74–1.0

Source: Reference 3.12,

(Wong Table 3.1)

Coefficients et puissances de pénétration dans l'air de véhicules de différentes formes

Formes	Coefficient de pénétration dans l'air C_x	Puissance de pénétration dans l'air en kW (valeurs moyennes pour $\rho = 1.2017$ et différentes vitesses)			
		40 km/h	80 km/h	100 km/h	150 km/h
 Cabinot décapoté	0.5–0.7	1	7.9	27	63
 Limousine	0.5–0.6	0.91	7.2	24	58
 Berline	0.4–0.55	0.78	6.3	21	50
 Coupé phares et pare-chocs intégrés dans le tableau, vitesses recouvertes, plancher arrière optimisé de l'air de refroidissement	0.3–0.4	0.58	4.6	16	37
 Phares et roues les roues intégrés dans le tableau, plancher recouvert	0.2–0.25	0.37	3.0	10	24
 Forme K (voiture maître-coupe)	0.23	0.38	3.0	10	24
 Forme profilée	0.15–0.20	0.29	2.3	7.8	18
Camions, trains routiers	0.6–1.5	—	—	—	—
Motocyclette	0.6–0.7	—	—	—	—
Autobus	0.6–0.7	—	—	—	—
Autobus de forme aérodynamique	0.3–0.4	—	—	—	—

) sans vent contraire ($C_x = 0$)

Estimation de la résistance au roulement des pneus

- Par exemple: formule donnée par Wong
Pneus radiaux pour un véhicule de tourisme avec pression de gonflage normale et route à profil lisse:

$$f_r = 0.0136 + 0.4 \cdot 10^{-7} V^2 \quad (V \text{ en km/h})$$

- Approximation données par des tables (ex Automotive handbook, Bosch)

Road surface	Coefficient of rolling resistance f
Pneumatic car tires on	
Large sett pavement	0.015
Small sett pavement	0.015
Concrete, asphalt	0.013
Rolled gravel	0.02
Tarmacadam	0.025
Unpaved road	0.05
Field	0.1...0.35
Pneumatic truck tires on	
concrete, asphalt	0.006...0.01
Strake wheels in field	0.14...0.24
Track-type tractor	
in field	0.07...0.12
Wheel on rail	0.001...0.002



Expression des forces de résistance

- Forme générale des forces de résistance

$$F_{résistance} = F_{aéro} + F_{rlt} + F_{pente}$$

- Expression générique

$$F_{résistance} = A + Bv^2$$

- avec $A, B > 0$



Puissance et efforts de traction aux roues

PUISSANCE AUX ROUES

- La puissance aux roues est directement liée à la puissance du moteur via le rendement de la transmission η

$$\mathcal{P}_{roues} = \eta \mathcal{P}_{mot}$$

- Rendement η :

$$\eta = \eta_{embrayage} \eta_{boite} \eta_{pont}$$

En première approximation on propose:

- Boite de vitesses rapport en prise directe: $\eta = 100\%$
- Boite de vitesses rapport sans prise directe: $\eta = 97,5\%$
- Pont et ligne de transmission: $\eta = 97,5 - 98,5\%$



Puissance et efforts de traction aux roues

	Rapport	Moteur Longitudinal	Moteur Transversal
Embrayage Friction sèche	Normal	0,95	0,96
	Prise directe	0,975	x
Embrayage Hydraulique	Normal	0,86	0,865
	Prise directe	0,88	x



Puissance et efforts de traction aux roues

FORCES AUX ROUES

- Puissance aux roues et puissance moteur

$$\mathcal{P}_{roues} = F_{roues} v$$

$$\mathcal{P}_{mot} = C_{mot} \omega_{mot}$$

- Rapport de réduction $i > 1$

$$\omega_{mot} = i \omega_{roues} \quad i = i_{boite} i_{pont}$$

- Vitesse de translation et vitesse de rotation des roues

$$v = \omega_{roues} R$$

$$v = \frac{R}{i} \omega_{mot}$$



Puissance et efforts de traction aux roues

FORCES AUX ROUES

- Il vient

$$F_{roues} v = \eta C_{mot} \omega_{mot}$$

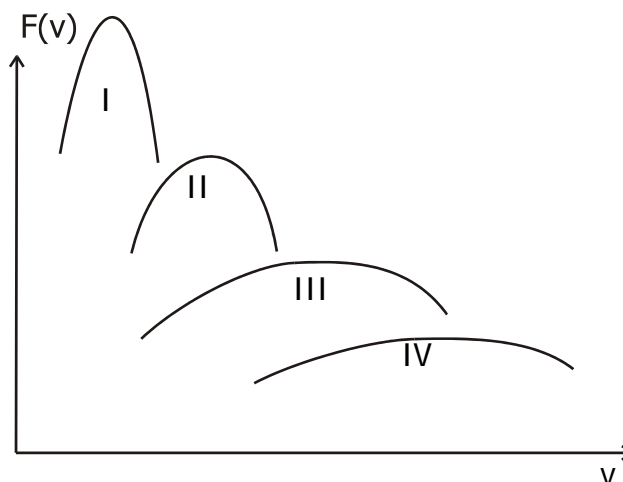
$$F_{roues} = \eta C_{mot} \frac{\omega_{mot}}{v}$$

- On en déduit la force aux roues

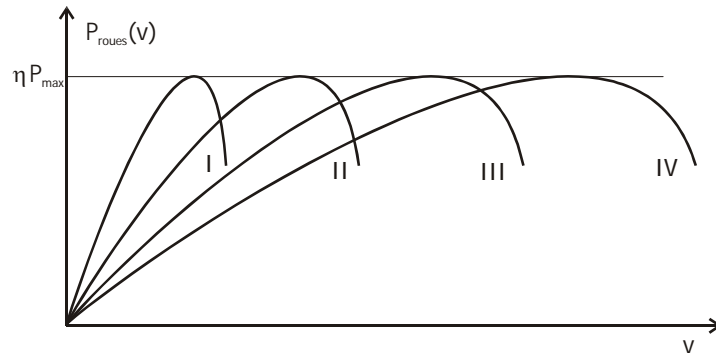
$$F_{roues} = \eta C_{mot} \frac{\omega_{mot}}{\omega_{roues} R} = \eta C_{mot} \frac{i}{R}$$



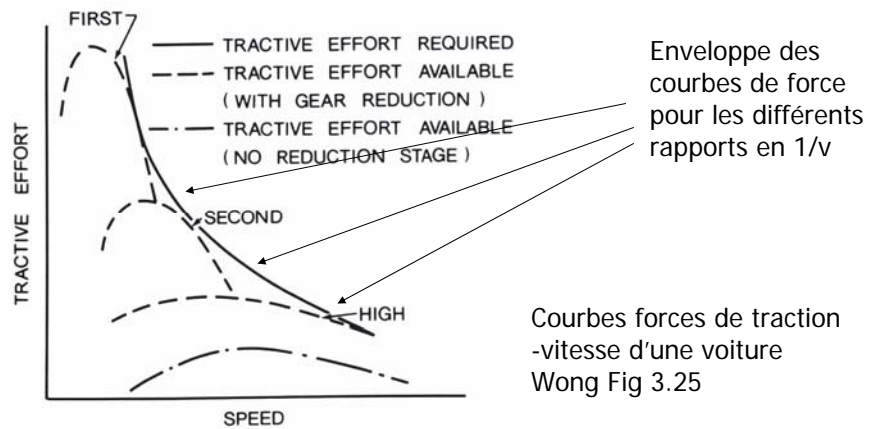
Diagrammes de la puissance et de la force aux roues



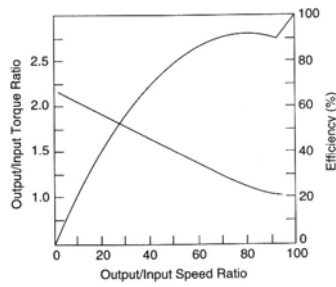
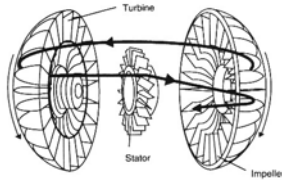
Diagrammes de la puissance et de la force aux roues



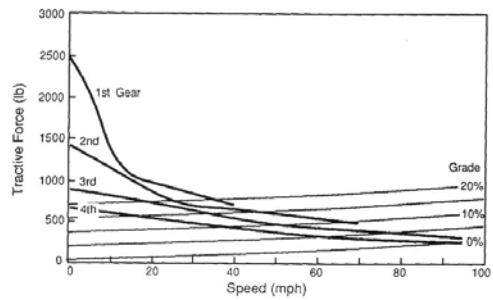
Diagrammes de la puissance et de la force aux roues



Diagrammes de la puissance et de la force aux roues

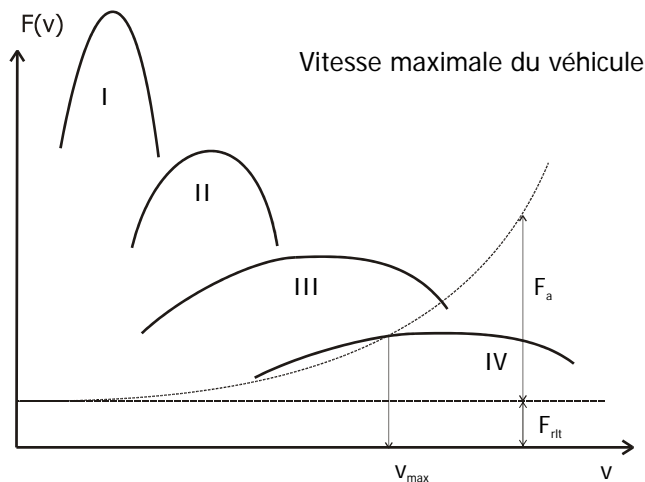


Effet d'une transmission automatique

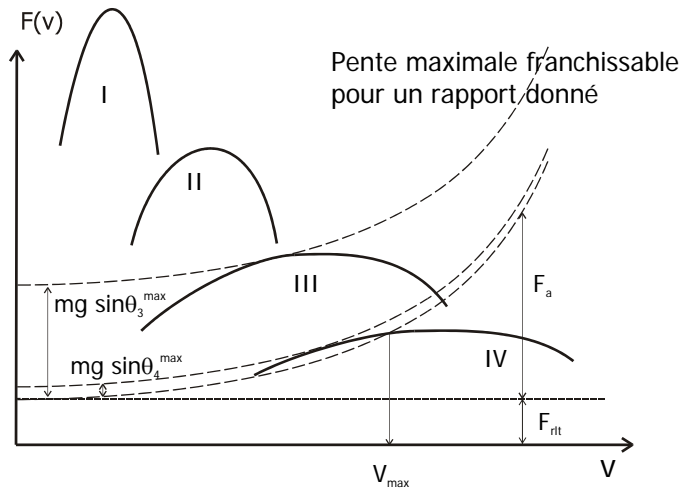


Gillespie, Fig 2.5, 2.6

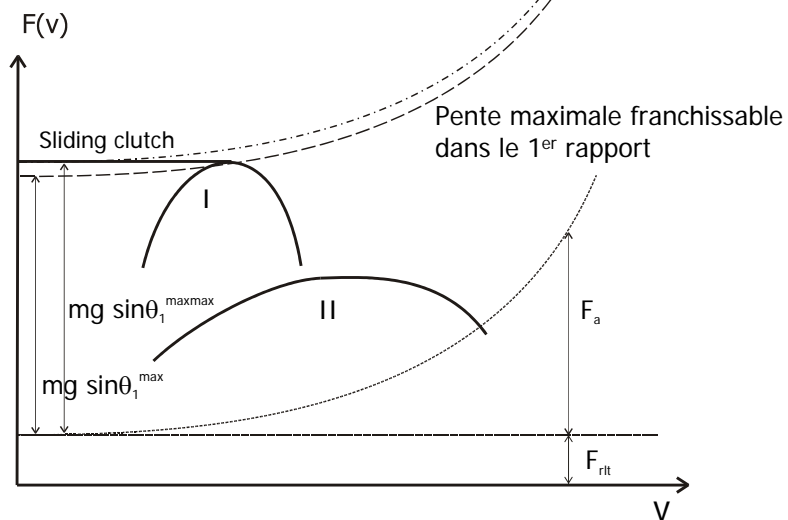
Etude des performances à l'aide du diagramme des forces



Etude des performances à l'aide du diagramme des forces

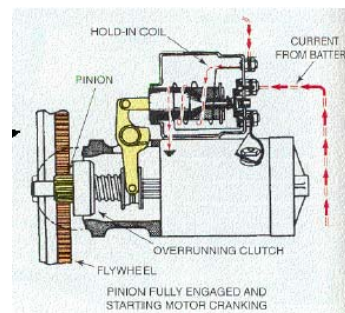
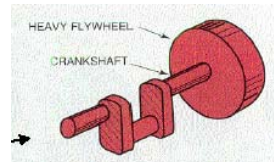


Etude des performances à l'aide du diagramme des forces



LE VOLANT MOTEUR

- Le volant moteur est impliqué dans plusieurs fonctions du moteur et de la transmission
- Il aide à niveler les variations de vitesse du vilebrequin du moteur
- Il est le point de connexion du starter dans une transmission manuelle
- Il forme le bâti sur laquelle les autres parties de l'embrayage viennent s'attacher
- Dans les transmissions manuelles, le disque d'embrayage vient engager directement le volant moteur



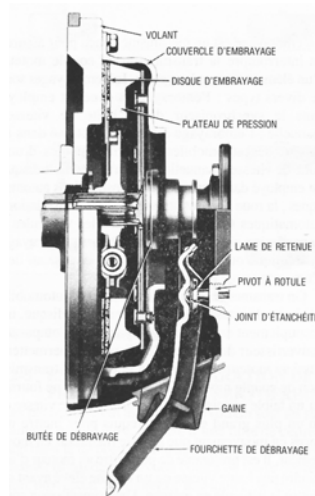
L'EMBRAYAGE

L'EMBRAYAGE

- Fonction:
 - Un embrayage est nécessaire pour **connecter / déconnecter** la puissance
 - Dans un véhicule, l'embrayage est utilisé pour transmettre la puissance du moteur et désengager le moteur et la boîte de vitesses lorsque qu'on change de rapport
 - L'embrayage permet également au moteur de tourner lorsque le véhicule est à l'arrêt sans placer la boîte sur le neutre
- On distingue :
 - Embrayages à sec ou à friction
 - à commande manuelle / à commande automatique
 - à sec / à bain d'huile
 - Coupleur centrifuge
 - Convertisseur de couple (hydraulique)

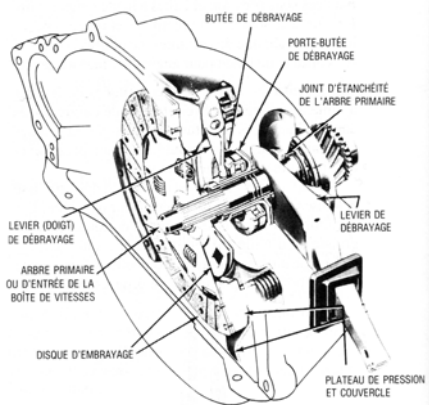
Embrayage à sec – commande manuelle

- Construction: volant moteur, disque d'embrayage, système de plaque de pression, de timonerie
- Avantage:
 - simplicité
 - rendement =100% lorsque totalement fermé (plus de glissement)





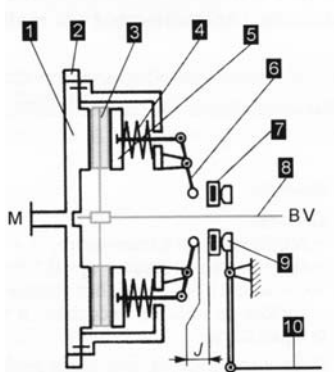
Embrayage à sec – commande manuelle



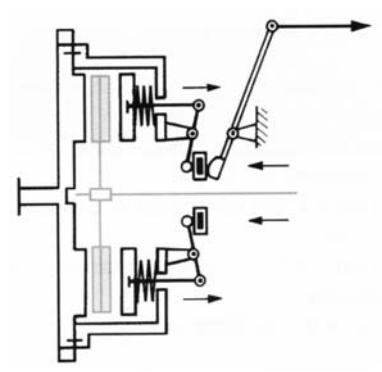
Nash Fig 13.9: Embrayage à friction sèche



Embrayage à sec – commande manuelle



Position embrayée
Embrayage fermé



Position débrayée
Embrayage ouvert



Embrayage à sec – commande manuelle



© 2000 How Stuff Works

Diaphragme et plateau de pression

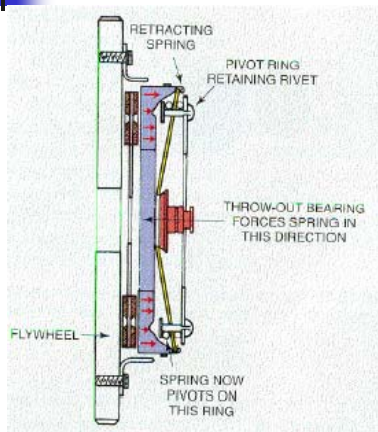


© 2000 How Stuff Works

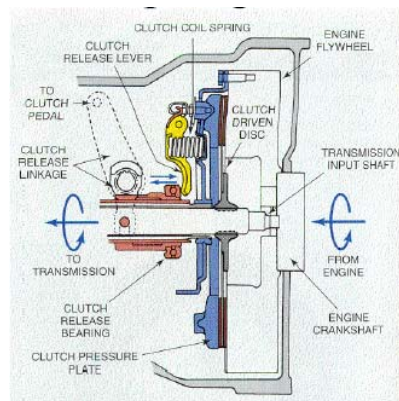
Disque d'embrayage



Embrayage à sec – commande manuelle

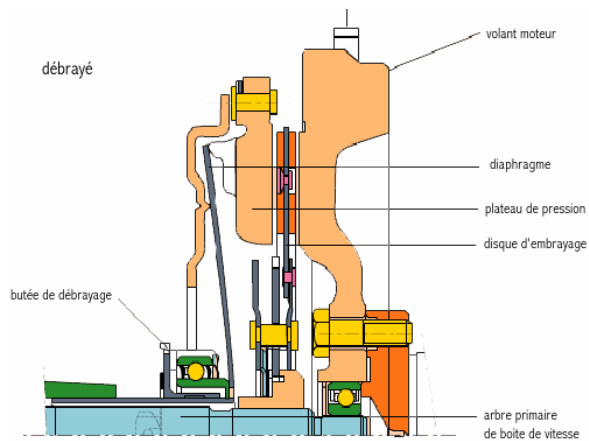


Système à diaphragme



Système à ressorts

Embrayage à sec – commande manuelle



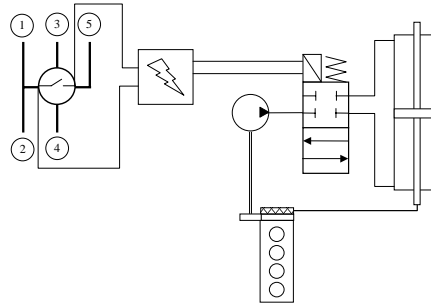
Embrayage multi disques



- Souvent utilisés dans les motos
- Lubrifiés ou non

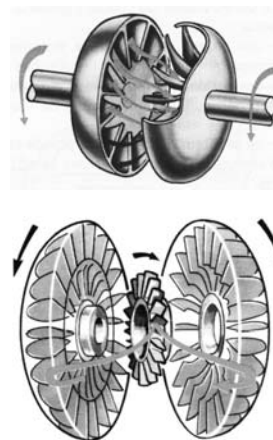
Embrayage à sec – commande automatique

- Principe: remplacer la tringlerie par un système électro-hydraulique avec une électrovanne
- Avantages:
 - Simplicité
 - Rendement embrayé = 100%
 - Suppression de la pédale d'embrayage
- Inconvénient:
 - Consommation de la pompe hydraulique



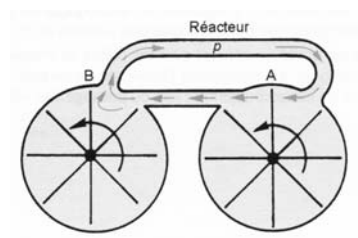
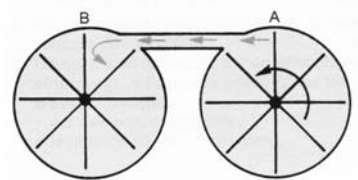
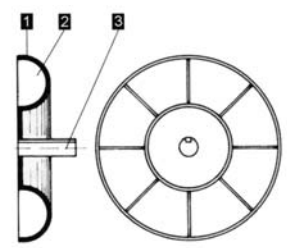
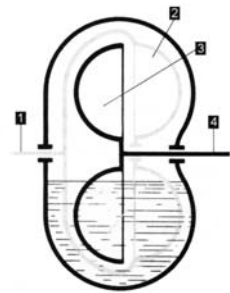
Systèmes de couplage hydraulique

- Utiliser l'énergie hydro cinétique pour transférer en douceur de la puissance entre le moteur et la transmission tout en multipliant le couple de sortie
- La roue solidaire de l'arbre d'entrée joue le rôle de pompe tandis que la roue solidaire de l'arbre de sortie agit en turbine
- On peut ajouter une roue fixe (stator) pour un meilleur rendement hydraulique





Coupleur hydraulique



Principe du couplage hydraulique

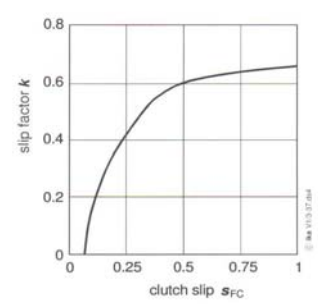


Coupleur hydraulique

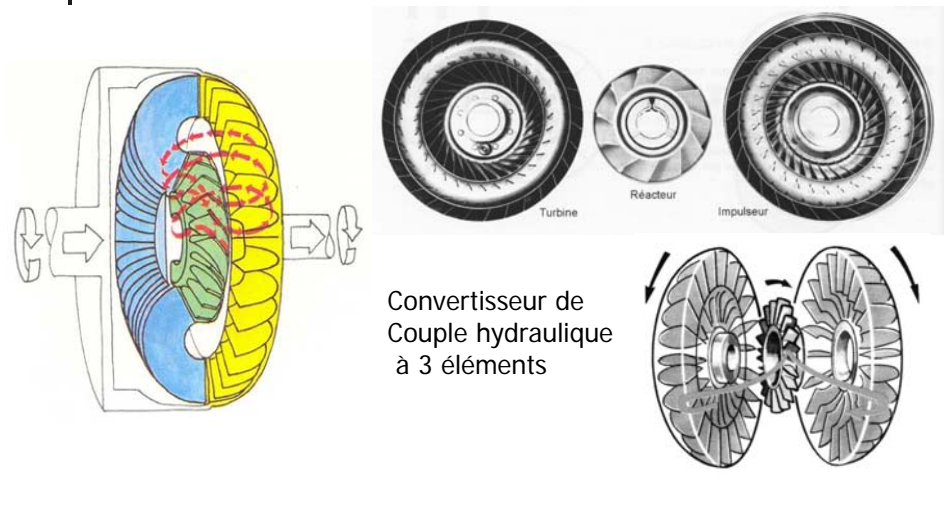
- Le couple transféré par un coupleur hydraulique peut être donné par:

$$M = k \rho n_p^2 D^5$$

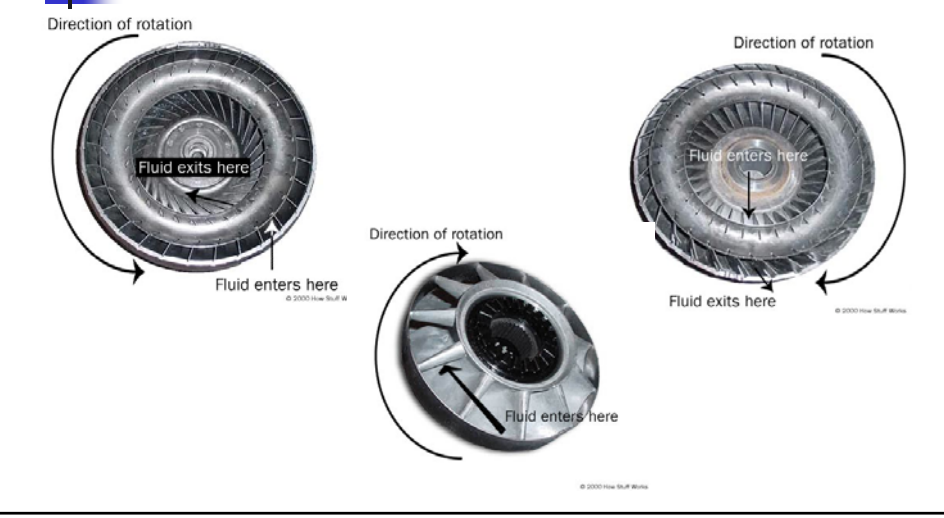
- k = facteur de glissement
 - ρ la densité du fluide (huile=870 kg/m³)
 - n_p = vitesse de rotation de la pompe
 - D = diamètre de l'embrayage
- Le facteur de glissement dépend du design et du glissement de l'embrayage



Convertisseur de couple hydraulique



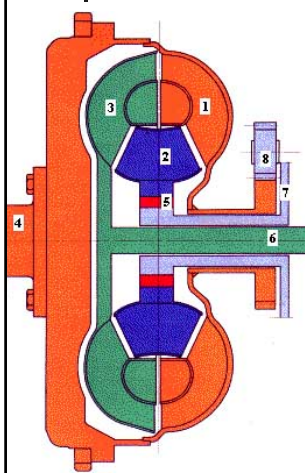
Convertisseur de couple hydraulique



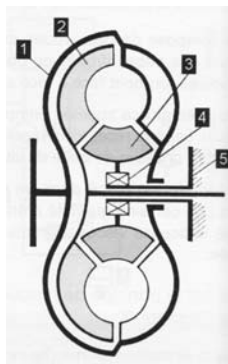
Convertisseur de couple hydraulique

- Un convertisseur de couple hydraulique consiste en:
 - Un **impulseur**, qui est l'organe meneur
 - Une **turbine** qui est l'organe récepteur
 - Le **stator** qui est fixe et qui assiste la fonction de convertisseur de couple
 - De l'huile dont la viscosité est utilisée pour la transmission du couple
- Principe de fonctionnement:
 - L'impulseur convertit l'énergie mécanique d'entrée en énergie cinétique du fluide.
 - Dans les aubes de la turbine, l'énergie du fluide est à nouveau transformée en énergie mécanique de l'arbre de sortie
- Le système compense par nature la différence de vitesse entre le moteur et les autres organes de la ligne de transmission. Il est donc idéalement adapté aux fonctions de démarrage.

Convertisseur de couple hydraulique

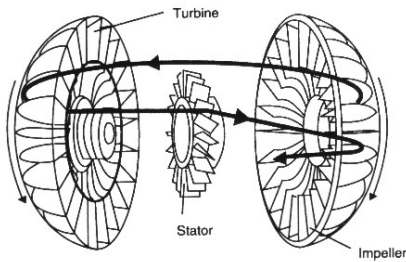


- 1: Partie pompe
 2: Partie turbine
 3: aubage fixe (stator)

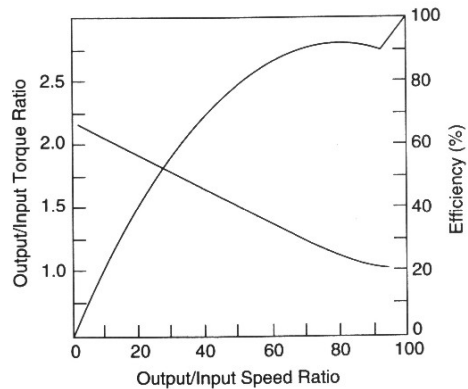


- Le stator agit comme redresseur de flux. Il agit comme point d'appui pour les filets fluides
- Ici les cloisons des aubes sont courbes
- Grâce au changement de direction de la veine fluide dans le stator, le fluide retourne avec une vitesse supérieure dans la pompe et restitue une partie de l'énergie inutilisée dans le récepteur

Convertisseur de couple hydraulique



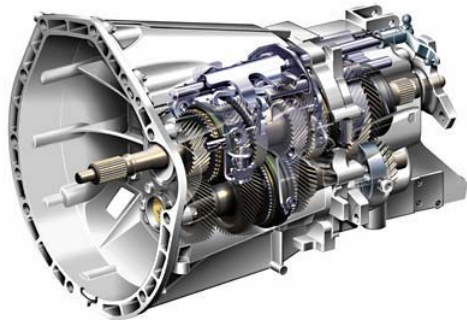
Caractéristiques du convertisseur
De couple hydraulique à 3 éléments



Convertisseur de couple hydraulique

- Avantages:
 - Simplicité de fonctionnement
 - Suppression de la pédale d'embrayage
 - Progressivité plus grande que les disques mécaniques
 - Amplification du couple lorsque le couple résistant augmente et ralentit l'arbre de sortie
 - Longévité supérieure à une boîte mécanique
- Inconvénients:
 - Rendement plus faible, même lorsqu'on est embrayé
 - Rendement nul lorsque l'arbre de sortie glisse
 - Irréversibilité: pas de couple transmis dans le sens inverse de l'arbre de sortie vers arbre moteur: donc pas de frein moteur
 - Poids supérieur

LA BOITE DE VITESSES



LA BOITE DE VITESSES

- Adapter la vitesse et le couple aux conditions de conduite et de charge
- Être capable de délivrer la puissance maximale quelle que soit la charge et la vitesse
- Obligatoire étant donné la plage de fonctionnement des moteurs thermiques:
 - régime de ralenti
 - régime maximum
- Plusieurs types de boîtes de vitesses
 - dentures droites
 - dentures hélicoïdales
 - synchronisation



LA BOITE DE VITESSES

- Types de boîtes de vitesses
 - Manuelle
 - Automatique
 - Variation continue
- La boîte de vitesses n'est pas le seul organe à introduire une réduction de vitesse. Le différentiel possède une réduction fixe de vitesse (environ 4 pour les voitures). Ce rapport de réduction fixe permet de réduire l'encombrement de la boîte de vitesse.



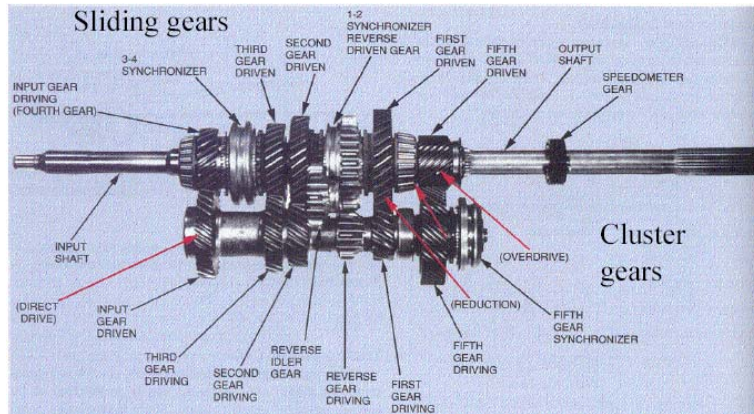
LA BOITE DE VITESSES

- Rapports de réduction typiques pour des automobiles

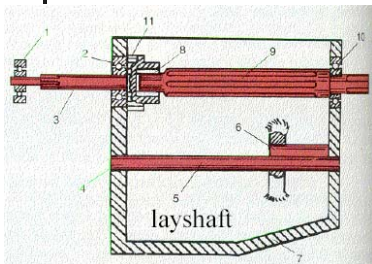
Boite 3 rapports	Boite 4 rapports	Boite 5 rapports
1 ^{ère} vitesse : 3:1	1 ^{ère} vitesse : 3,5:1	1 ^{ère} vitesse : 3,2:1
2 ^{ème} vitesse : 2:1	2 ^{ème} vitesse : 2:1	2 ^{ème} vitesse : 2:1
3 ^{ème} vitesse : 1:1	3 ^{ème} vitesse : 1,5:1	3 ^{ème} vitesse : 1,4:1
Marche Arrière : 2,5:1	4 ^{ème} vitesse : 1:1	4 ^{ème} vitesse : 1:1 (direct drive)
	Marche Arrière : 3:1	5 ^{ème} vitesse : 0,853:1 (overdrive)
		Marche Arrière : 3:1



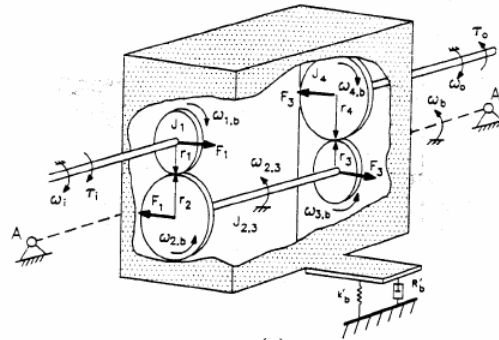
LA BOITE DE VITESSES



LA BOITE DE VITESSES

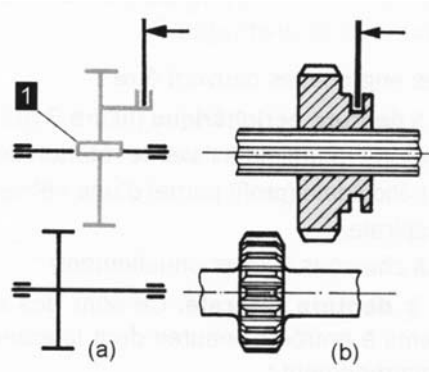


- Arbre d'entrée
- Arbre de sortie
- Arbre secondaire



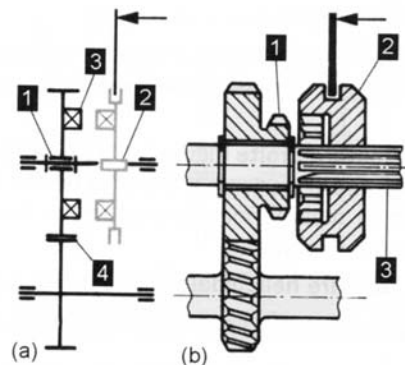
Boîte à engrenages à dentures droites

- Le passage des vitesses s'opère en désengageant l'embrayage puis en faisant coulisser un pignon baladeur jusqu'à ce qu'il s'engrène, enfin en relâchant l'embrayage
- Avantages:
 - simplicité
 - robustesse
- Inconvénients:
 - bruit de fonctionnement
 - peu efficace (rendement faible)
 - difficile de bouger des gros engrenages
 - arrêt pour changer de rapport

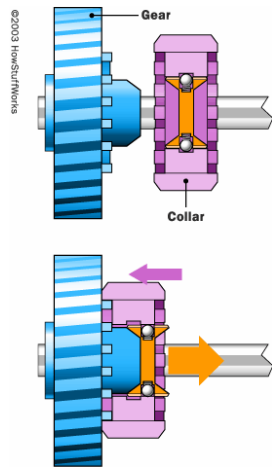


Boîte à engrenages à dentures hélicoïdales

- Les engrenages sont en prise constante (constant mesh). Un pignon de chaque rapport tourne librement sur son arbre (primaire ou secondaire). Le passage des vitesses s'effectue par coulisement d'un moyeu baladeur sur son arbre. L'engrènement utilise des crabots.
- Avantage:
 - réduction du bruit de fonctionnement
 - un embrayage de traction est requis
- Inconvénient:
 - les pignons ne peuvent plus être accouplés / désaccouplés facilement
- Usuel dans les tracteurs

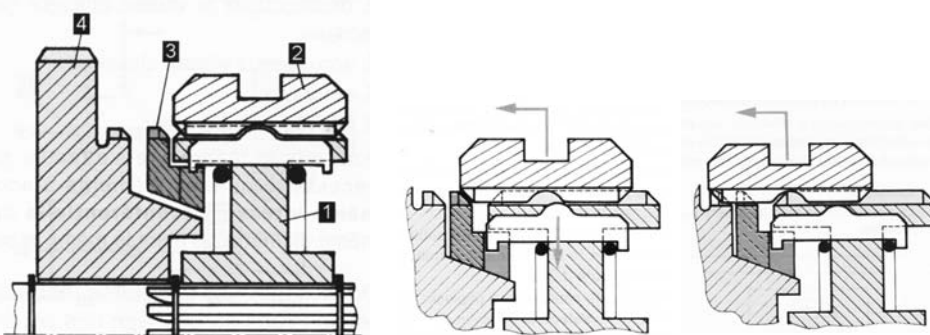


Synchronisation

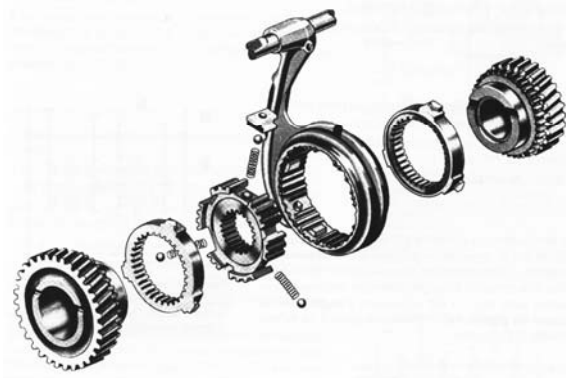


- Lors de tout changement de vitesse, les vitesses initiales des pignons à mettre en prise diffèrent.
- Pour éviter le choc (entre pignons pour les dentures droites, entre les crabots pour les dentures hélicoïdales), il faut synchroniser les vitesses de rotations.
- On utilise un synchroniseur:
- Le synchroniseur joue le rôle d'embrayage conique entre le baladeur et le pignon
- Les deux éléments tournant désormais à la même vitesse, les crabots peuvent s'engager sans bruit.

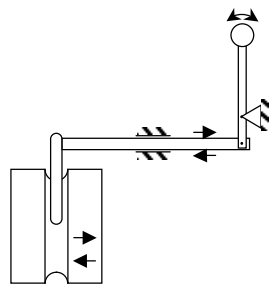
Synchronisation



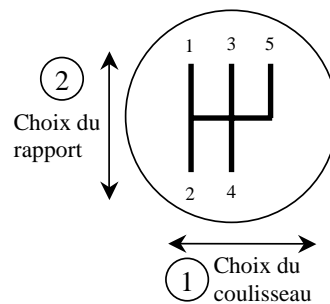
Synchronisation



Commande de boîte de vitesses



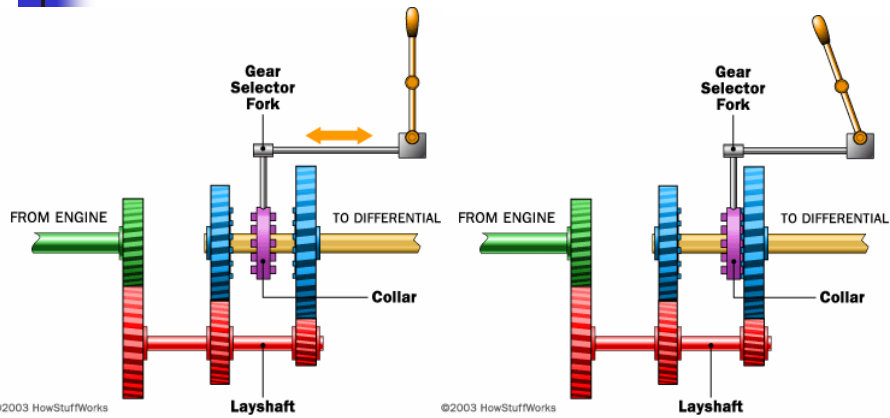
Sélection d'un rapport



Sélection du coulisseau



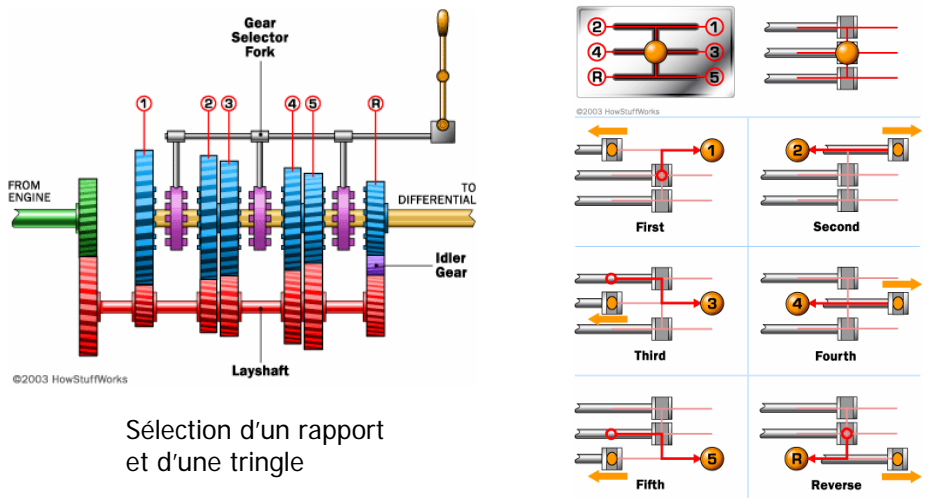
Commande de boîte de vitesses



Sélection d'un rapport



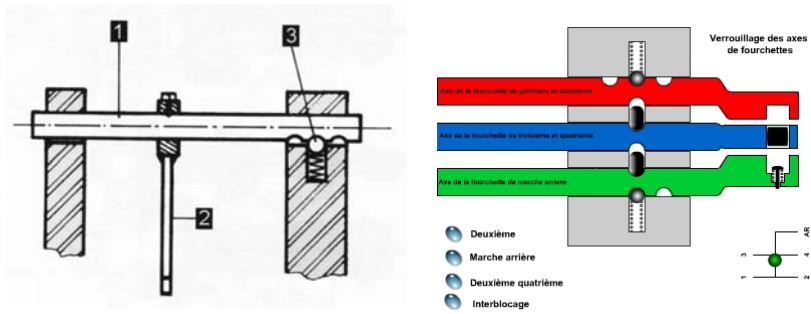
Commande de boîte de vitesses



Sélection d'un rapport et d'une tringle



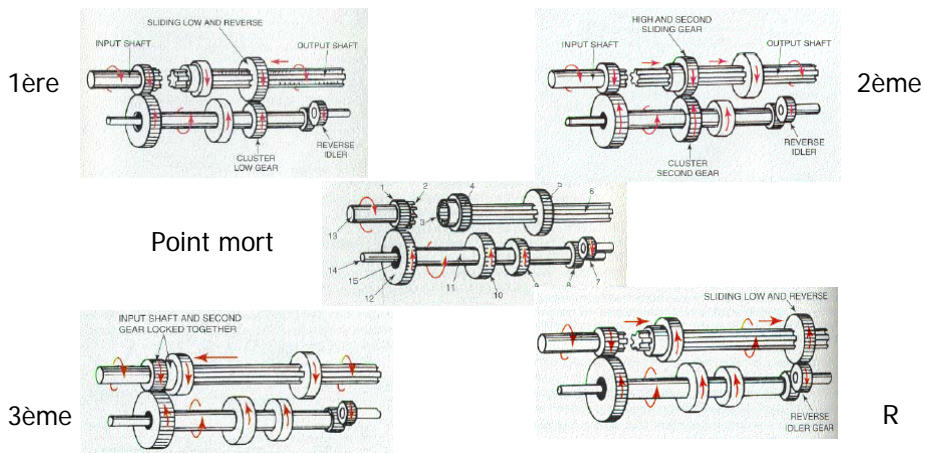
Commande de boîte de vitesses



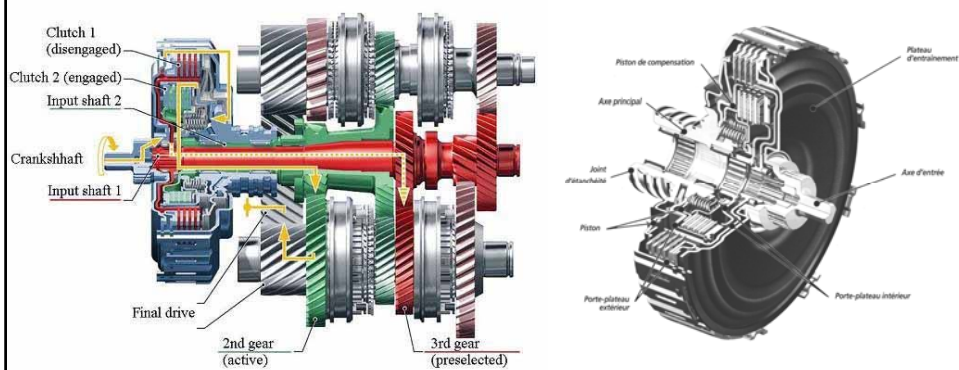
Blocage du levier au point mort ou sur un rapport sélectionné:
système à billes et ressorts



Chemin de la puissance dans la boîte



Boîte à double embrayage



Principe: deux arbres primaires concentriques sont entraînés par deux embrayages concentriques à commande hydraulique

CHOIX DES RAPPORTS DE BOITE

- Le choix de différents rapports est réalisé selon des considérations différentes:
 - Choix du dernier rapport effectué sur la vitesse maximale
 - Choix du premier rapport en fonction de la pente maximale franchissable
 - Choix des rapports intermédiaires
 - étagement géométrique
 - considérations énergétiques



Plus grande vitesse maximale

- On travaille avec les courbes de puissance
- En régime stationnaire, on a l'égalité des puissances motrices et des forces résistantes

$$\mathcal{P}_{roues} = \mathcal{P}_{rés}$$

- Puissance des forces de résistance

$$\mathcal{P}_{rés} = Av + Bv^3 \quad A, B > 0$$

- La plus grande vitesse maximale est obtenue en utilisant la puissance maximale. Elle est obtenue en résolvant

$$Av + Bv^3 = \eta \mathcal{P}_{max}$$



Plus grande vitesse maximale

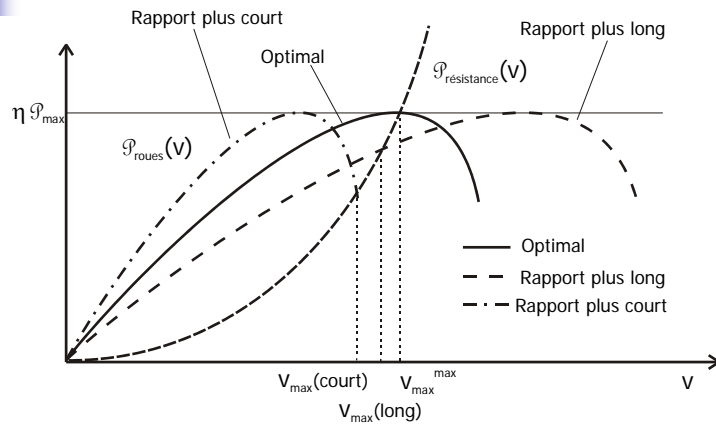
- Schéma de résolution itératif (itération de Picard)

$$v_0 = 0$$
$$v_{n+1} = \left(\frac{\eta \mathcal{P}_{max} - Av_n}{B} \right)^{1/3}$$

- La puissance s'obtenant pour une vitesse ω_{nom} , on a la longueur de transmission optimale:

$$\left(\frac{R}{i} \right)_{opt} = \frac{v_{max}^{max}}{\omega_{nom}}$$

Quid si autre rapport ?

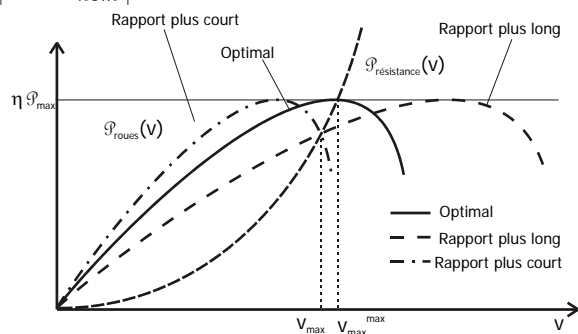


On diminue toujours la vitesse maximale...

Choix du rapport pour arriver à une vitesse maximale fixée

- On a deux solutions (à cause de la présence du module) caractérisées par une vitesse moteur plus grande que ω_{nom} et l'autre plus petite.

$$\left| 1 - \frac{\omega_{mot}}{\omega_{nom}} \right| = \alpha > 0 \Leftrightarrow \omega_{mot} = \omega_{nom} (1 \pm \alpha)$$





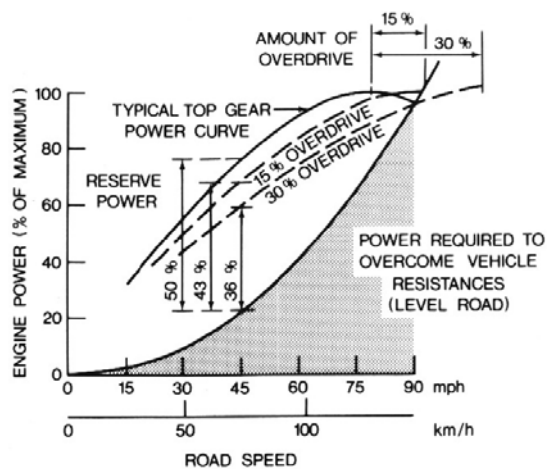
Choix du dernier rapport

- Spécifications de design en rapport avec la vitesse maximale (d'après Wong)
 - Être capable d'atteindre une vitesse maximale avec le moteur sélectionné
 - Être capable de maintenir une vitesse constante de 88 à 96 km/h tout en gravissant au moins une côte de 3% avec le plus grand rapport
- Ces spécifications permettent le design du dernier rapport
 - 1ère spécification permet un premier choix
 - On choisira le rapport qui donne une vitesse de rotation du moteur légèrement supérieur à la vitesse de rotation nominale (donne la puissance max) afin de garder une réserve de puissance pour maintenir la vitesse du véhicule contre des rafales, des pentes ou une détérioration des performances du moteur avec l'usage



Choix du dernier rapport de transmission

Effet du rapport de transmission sur les performances du véhicules
Wong, Fig. 3.26





Pente maximale franchissable

- Pour calculer la pente maximale franchissable, deux critères sont en concurrence:
 - La puissance et la **force disponible** pour la traction
 - La force maximale transmissible par les roues régie par la limite du **coefficient de friction roue - sol**
- Force de résistance due à la pente

$$F_{pente} = mg \sin \theta$$

- Limitation due au coefficient de friction

$$F_{mot,f} \leq \mu W_f \quad \text{ou / et} \quad F_{mot,r} \leq \mu W_r$$



Choix du premier rapport

- Pente maximale $\theta_{max} = 33\%$ (Wong)

$$F_{mot} = F_{pente} = mg \sin \theta$$

- Forces aux roues nécessaires

$$F_{roues} = \eta \frac{i}{R} C_{mot}$$

- Dimensionnement du 1^{er} rapport

$$\eta C_{max} \frac{i}{R} = mg \sin \theta_{max}$$



Choix du premier rapport

- Dimensionnement du 1^{er} rapport

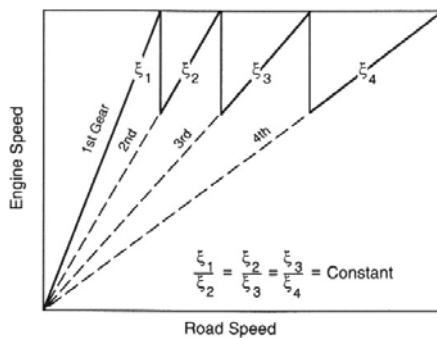
$$i_{max} = \frac{mg R \sin \theta_{max}}{\eta C_{max}}$$

- Certains auteurs conseillent de prendre:

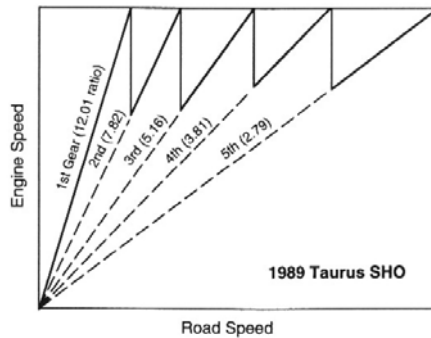
$$i_I \approx 0.8 i_{max}$$



Choix des autres rapports de la boîte de vitesses



Gillespie. Fig. 2.7 Sélection des rapports sur base d'une progression géométrique



Gillespie. Fig. 2.8 Sélection des rapports sur une voiture Ford Taurus

Choix des autres rapports de la boîte de vitesses

- En première approximation, on peut supposer que le moteur fonctionne toujours dans la même plage de régimes entre un régime bas N_L et un régime haut N_H .
- Le changement de vitesse entre les rapports 1 et 2 survient à la vitesse:

$$v_{1 \rightarrow 2} = \omega_H \frac{R_e}{i_1} = \omega_L \frac{R_e}{i_2}$$

soit
$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{\omega_L}{\omega_H} = K$$

Choix des autres rapports de la boîte de vitesses

- Il vient de même soit

$$\frac{i_3}{i_2} = \frac{\omega_L}{\omega_H} = K$$

$$i_2 = K i_1$$

$$\frac{i_4}{i_3} = \frac{\omega_L}{\omega_H} = K$$

$$i_3 = K i_2 = K^2 i_1$$

$$i_4 = K i_3 = K^3 i_1 \quad \text{etc.}$$

etc.

- Ce qui montre que les rapports de réduction sont en *progression géométrique* de raison $K = N_L/N_H$:

$$i_k = K^{k-1} i_1$$



Choix des autres rapports de la boîte de vitesses

- Si on connaît le plus grand et le plus petit rapport, ainsi que le nombre de rapports, on trouve la raison K:

$$K = \sqrt[n-1]{\frac{i_n}{i_1}}$$

- Cette règle est généralement assez bien suivie sur les véhicules commerciaux qui possèdent un assez grand nombre de rapports.
- Elle est par contre souvent mise en défaut sur les voitures de passagers qui possèdent un plus petit nombre de rapports. Les écarts entre les hauts rapports se rétrécissent afin de compenser la forte perte de vitesse durant le changement de rapport dû aux forces aérodynamiques



Choix des autres rapports de la boîte de vitesses

- En outre la sélection des rapports de boîte devient beaucoup plus complexe dès que l'on introduit d'autres contraintes comme la maximisation de l'efficacité, de consommation de carburant, l'émission de polluants



Choix des autres rapports de la boîte de vitesses

TABLE 3.4 Gear Ratios of Transmissions for Heavy Commercial Vehicles

Gear	Allison HT70	Eaton Fuller RT-11608	Eaton Fuller RT/RTO-15615	Eaton Fuller RT-6613	ZF Ecomid 16S 109
1	3.0	10.23	7.83	17.93	11.86
2	2.28	7.23	6.00	14.04	10.07
3	1.73	5.24	4.63	10.96	8.40
4	1.31	3.82	3.57	8.61	7.13
5	1.00	2.67	2.80	6.74	5.71
6	0.76	1.89	2.19	5.26	4.85
7		1.37	1.68	4.11	3.97
8		1.00	1.30	3.29	3.37
9			1.00	2.61	2.99
10			0.78	2.05	2.54
11				1.60	2.12
12				1.25	1.80
13				1.00	1.44
14					1.22
15					1.00
16					0.85
Value of K_p Calculated from Eq. 3.29	0.76	0.717	0.774	0.786	0.839

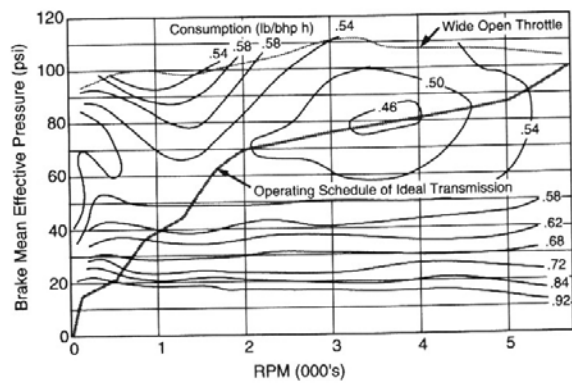
Wong : rapports de boîtes typiques

TABLE 3.5 Gear Ratios of Transmissions for Passenger Cars

Vehicle	Transmission Type	Transmission Ratios					Final Drive Ratio
		1st	2nd	3rd	4th	5th	
Audi 80 1.8S	Manual	3.545	1.857	1.156	0.838	0.683	4.111
100	Manual	3.545	2.105	1.429	1.029	0.838	4.111
100 Quattro 2.8E	Manual	3.500	1.842	1.300	0.943	0.789	4.111
BMW 325i	Manual	4.202	2.49	1.67	1.24	1.00	3.15
535i	Manual	3.83	2.20	1.40	1.00	0.81	3.64
750i	Automatic	2.48	1.48	1.00	0.73		3.15
Buick Park Avenue	Automatic	2.92	1.57	1.00	0.70		2.84
Cadillac Seville	Automatic	2.92	1.57	1.00	0.70		2.97
Chrysler Voyager SE	Automatic	2.84	1.57	1.00	0.69		3.47
Ford Mustang GT	Manual	3.97	2.34	1.46	1.00	0.79	3.45
Crown Victoria	Automatic	2.40	1.47	1.00	0.67		3.08
Honda Accord GT2.2i	Manual	3.307	1.809	1.230	0.933	0.757	4.266
Mazda 323 1.6i GLX	Manual	3.42	1.84	1.29	0.92	0.73	4.11
929 3.0i GLX	Manual	3.48	2.02	1.39	1.00	0.76	3.73
Mercedes-Benz 230CE	Manual	3.91	2.17	1.37	1.00	0.81	3.46
300E	Automatic	3.87	2.25	1.44	1.00		3.27
600SEL	Automatic	3.87	2.25	1.44	1.00		2.65
Mercury Cougar LS	Manual	2.40	1.47	1.00	0.67		3.27
Nissan Micra LX	Manual	3.41	1.96	1.26	0.92	0.72	3.81
Toyota Camry 2.0G i	Manual	3.285	2.041	1.322	1.028	0.820	3.944
Volkswagen Passat GT	Manual	3.78	2.12	1.43	1.03	0.84	3.68
Volvo 960	Automatic	2.80	1.53	1.00	0.75		3.73



Choix des autres rapports de la boîte de vitesse



Gillespie. Fig. 2.9 Sélection des rapports pour suivre la ligne du minimum de consommation et d'émission de polluants