

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etude

En vue de l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Thème

Etude d'une boîte de vitesses à deux embrayages DSG

Dirigé par :

Mr. M BOUAZIZ

Mr. H BELHENACHE

proposé et réalisé par :

Mr. AFOUN Abdelhalim Ali

ملخص

الغرض من هذا العمل هو دراسة عملية من علبه التروس مزدوجة القابض مع فولكس واجن باسات س س نموذج يطبق على 160 حصان بنزين 4 أسطوانات 1.8

ثم أنشأ وصفا عاما من علبه التروس DSG والتشغيل. ثم قمنا بحساب النسب والعتاد مع كلتا الطريقتين، ومتواليه هندسية مع المعرفة النظرية والعملية من عدد أسنان كل ترس، ثم قمنا بحساب عناصر هندسية من أصغر ترس في معرفة العناصر الأساسية.

كلمات البحث

علبه التروس ذات القابض المزدوج د س ج, عملية من تقارير الانتقال د س ج.

Résumé

Le but du présent travail étant d'étudier le fonctionnement de la boîte de vitesses à double embrayage DSG de Volkswagen appliquée au model Passat cc 160 ch essence 4 cylindres 1.8

Nous avons alors établi la description générale de la boîte de vitesses DSG et son fonctionnement. Ensuite, nous avons calculé les rapports de vitesses avec deux méthodes, théorique avec la progression géométriques et pratiques en connaissant le nombre de dents de chaque pignon, après on a calculé les éléments géométriques du plus petit pignon en connaissant les éléments de bases.

Mots clés

Boîte de vitesses à double embrayage, DSG, fonctionnement d'une DSG, Rapports de transmissions.

Summary

The purpose of this work is to study the operation of the gearbox with double clutch DSG Volkswagen Passat CC model applied to 160 hp 4-cylinder petrol 1.8

We then established a general description of the DSG gearbox and operation. Then we calculated the gear ratios with both methods, the geometric progression with theoretical and practical knowledge of the number of teeth of each gear, then we calculated the geometric elements of the smallest cog in knowing the basic elements.

Keywords

Gearbox dual-clutch DSG operation of a DSG transmission reports.

Remerciements

Je tiens à remercier tout naturellement en premier lieu **Dieu** le tout Puissant, qui m'a donné l'intelligence, le courage et la raison pour mener à terme ce modeste travail.

Je remercie également mes encadrateurs : Mr M.BOUAZIZ et Mr H.BELHANACH pour leur disponibilité, leur gentillesse, leurs conseils et leurs pertinentes remarques.

Je remercie vivement les membres de jury Mr RIACHE (président de jury) et Mr GUERGUEB pour avoir accepté d'apprécier ce modeste travail, je les remercie pour tout le temps qu'ils ont consacré.

Mes remerciements s'adressent également à toute la famille du département Génie mécanique de l'ENP (Enseignants, Techniciens, et Etudiants).

Mes remerciements les plus sincères à tous les professeurs, qui ont contribué à ma formation durant tous mon cursus depuis le primaire.

En fin, je remercie tout qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A Un homme qui en vaut cent, et cent n'en valent pas un comme lui. Il n'y a pas de mots juste pour le décrire, il est la réincarnation du courage lui-même, de la sagesse et de la patience, à M. MEDJDOUB Saleh. Un homme qui m'a élevé, éduqué, appris les règles de la vie, rendu l'homme que je suis aujourd'hui et qu'il a encore tant à m'apprendre.

A ma tante AFOUN Hassina, «si une mère pouvait être à la moitié de son égale, elle sera une mère accomplie», tant d'amour me remplit le cœur, elle n'a jamais cessé de m'encourager et de me soutenir et c'est ce qui me donne le courage d'aller de l'avant.

A mes chères sœurs bien aimées : Soria, Sabah et Dalila.

A ma mère et à mon père.

A toute ma famille et tous mes amis qui ont rendu ma vie agréable en leurs présences.

Hasim

Nomenclature

P : puissance du moteur [w].

F : force à la jante [N].

V : vitesse du véhicule [m/s].

F_r : force de la résistance [N].

Q : poids du véhicule [daN].

K_r : coefficient de résistance aux roulements [-].

α : angle de la pente [degré].

W : poids spécifique de l'air [kg/m^3].

g : accélération de la pesanteur [m/s^2].

S : surface du maître couple [m^2].

C_x : coefficient de traînée [-].

r_g : rapport global [-].

r_a : rapport de boîte [-].

r_p : rapport de pont [-].

N : vitesse de rotation [tr/min].

r_i : i de 1 à 7, rapport globale des rapports [-].

C : couple moteur [N/m].

f : coefficient d'adhérence [-].

D : diamètre [m].

R : rayon [m].

P_r : puissance de la force résistante aux roulements [ch].

P_a : puissance de la force résistante à l'air [ch].

P_u : puissance utile [ch].

α_t : angle de pression apparent [degré].

β : angle de pression primitive [degré].

Z : nombre de dents [-].

d : diamètre primitif [mm].

p_t : pas apparent [degré].

p_n : pas réel [degré].

d_b : diamètre de base [mm].

b : largeur de denture [mm].

h_a : hauteur de saillie [mm].
 d_a : diamètre de tête [mm].
 s_t : épaisseur apparente [mm].
 s_n : épaisseur réelle [mm].
 e_t : intervalle apparent [mm].
 s_t : intervalle réel [mm].
 m_t : module apparent [mm].
 m_n : module réel normalisé [mm].
 y : facteur de correction [-].
 j : facteur de correction [-].
 σ_p : contrainte admissible à la traction par le matériau [N/mm²].
 M_f : moment fléchissant [Nm].
 T : effort tangentielle [Nm].
 ω : vitesse de rotation [rd/s].
 R_{p02} : résistance pratique de 2% [N/mm²].
 R_p : résistance pratique [N/mm²].
 s : coefficient de sécurité [-].

Abréviations

BVA : Boîte de vitesses automatique.
DCT: dual clutch transmissions.
DSG: Direct shift gearbox (Volkswagen group).
CVT: Continuously variable transmission.
ECU: Electronic control unit.

Liste des figures :

Figure II-1 la boîte de vitesse double embrayage d'Andolphe kegresse.....	6
Figure II-2 schéma de la boîte à 4 et 6 rapports.	6
Figure II-3 Porche Audi PDK.....	7
Figure II-4 Luck Devotek double embrayages.	7
Figure II-1 entrée du couple au volant bi-masse.	9
Figure II-2 vue éclatée de la boîte DSG.	10
Figure II-3 montre le plateau intermédiaire du double embrayage.	11
Figure II-4 Embrayage du premier arbre non actionné.	12
Figure II-5 Embrayage du premier arbre actionné.	13
Figure II-6 Embrayage du deuxième arbre non actionné.	14
Figure II-7 Embrayage du deuxième arbre actionné.	15
Figure II-8 Les arbres primaires.	16
Figure II-9 Arbre primaire 2.....	16
Figure II-10 Arbre primaire 1.....	17
Figure II-11 Arbre secondaire 1.	18
Figure II-12 Arbre secondaire 2.	18
Figure II-13 Arbre secondaire 3 (marche arrière).....	19
Figure II-14 Différentiel.	19
Figure II-15 Frein de parking.	20
Figure II-16 Frein de parking non actionné.....	21
Figure II-17 Frein de parking actionné.....	22
Figure II-18 Conception du synchroniseur pour les rapports 2, 4 et la marche arrière.	23
Figure II-19 Chaîne cinématique de chaque rapport.	25
Figure II-20 L'emplacement du module mécatronique.....	26
Figure II-21 Disposition des capteurs dans le module mécatronique.....	27
Figure II-22 Disposition des capteurs (vue de face arrière).	28
Figure II-23 Commande de la pression d'huile des électrovannes.....	29
Figure II-24 Compartiment des huiles utilisées.....	30
Figure II-25 Les fourchettes de la boîte DSG.....	32
Figure II-26 Positionneurs hydrauliques dans le module mécatronique.	33
Figure II-27 Fonctionnement de la fourchette.....	34
Figure II-28 Passage en premier rapport par le biais de la fourchette.....	35

Figure II-29 Montre le passage de la première vitesse.....	36
Figure II-30 Actionneurs d'embrayages.....	37
Figure II-31 Commande de l'embrayage (dans ce cas non, actionné).	38
Figure II-32 Commande de l'embrayage (dans ce cas, actionné).	39
figure III-1 montre les paramètres qui rentrent dans le calcul des rapports.	41
figure III-2 montre la puissance de roulement en fonction de la vitesse selon des pentes choisi.	43
figure III-3 monte le couple et la puissance en fonction du régime du moteur.....	43
figure III-4 montre la progression géométrique des rapports entre deux régimes.....	46
figure III-5 monte la puissance du moteur, la puissance absorbée à la jante, la puissance disponible en fonction des pentes à gravir.....	47
figure III-6 montre les dimensions de la Passat cc 160 ch 4 cylindres essence 1.8.....	48
figure III-7 montre la courbe de puissance du model en fonction du régime moteur.	49
Figure V-1 Continuité d'engrènement.	55
Figure V-2 Passage d'une denture cylindrique à une poutre rectangulaire encastrée.....	56

Liste des tableaux :

Tableau II-1 Matière des synchroniseurs des rapports	22
tableau III- 1 monte les puissances utiles en fonction des vitesses (établi par nous-même).....	50
tableau III- 2 montre les différents rapports selon la progression géométrique.....	51
tableau III- 3 nombre de dent des pignons intervenants dans la chaîne cinématique.....	53
tableau III- 4 résultats des rapports pratiques et théoriques.....	53
tableau IV- 1 quelques éléments caractéristiques pour un pignon de 14 dents.....	60

TABLE DES MATIERE

INTRODUCTION GENERALE.....	1
I HISTORIQUE DE BOÎTE DE VITESSES A DEUX EMBRAYAGE.....	4
I.1 Introduction	4
I.2 Différents types de boîte de vitesse automatiques.....	4
I.2.1 Boîte de vitesses automatique robotisée	4
I.2.2 Boîte de vitesses automatique à double embrayage (DCT).....	5
I.2.3 Boîte de vitesses automatique à variation continue (CVT)	5
I.2.4 Boîte de vitesses automatique à trains épicycloïdaux (BVA).....	5
I.3 Naissance de la boîte de vitesse double embrayage	5
II DESCRIPTION ET FONCTIONNEMENT DE LA BOÎTE DSG.....	8
II.1 Principe de base	8
II.1.1 Chaîne cinématique	9
II.1.2 Entrée du couple	9
II.1.3 La répartition du couple.....	10
II.1.4 Le plateau intermédiaire du double embrayage.....	11
II.2 Les embrayages	12
II.2.1 Embrayage E1.....	12
II.2.2 Embrayage E2.....	14
II.2.3 Arbres primaires	15
II.2.3.1 Arbre primaire 2	16
II.2.3.2 Arbre primaire 1	17
II.2.3.4 Arbre secondaire.....	17
II.2.3.4.1 Arbre secondaire 1.....	17
II.2.3.4.2 Arbre secondaire 2.....	18
II.2.3.4.3 Arbre secondaire 3.....	19
II.2.3.4.4 Différentiel.....	19

II.2.3.4.5	Frein du parking.....	20
II.2.3.5	Synchronisateur des rapports.....	22
II.2.3.5.1	Cheminement de la force dans les rapports	23
II.3	Mécatronique de la boîte DSG	26
II.3.1	L'unité de commande hydroélectrique	28
II.3.1.1	Génération et commande de la pression d'huile.....	28
II.3.1.2	Circuit d'huile.....	29
II.3.1.3	La pompe hydraulique	30
II.3.1.3	Vanne de limitation de vitesse.....	31
II.3.1.4	L'accumulateur de pression.....	31
II.3.2	Rôle et fonctionnement des électrovannes dans le circuit d'huile.....	31
II.3.2.1	Vannes de régulation de pression des sous-boîtes.....	31
II.3.2.2	Les électrovannes des positionneurs hydrauliques	31
II.3.2.3	Les électrovannes des actionneurs d'embrayage.....	32
II.4	Passage des rapports	32
II.4.1	Positionneurs hydrauliques et fourchettes	33
II.4.2	Changement de rapport.....	34
II.4.3	Passage en 1re.....	35
II.4.4	Les actionneurs d'embrayage	36
II.4.5	Actionnement des embrayages	38
II.5	Conclusion.....	39
III	CALCUL DES RAPPORTS	40
III.1	Introduction	40
III.2	Donner du problème	41
III.2.1	Résistance à l'avancement	41
III.2.1.1	Résistance au roulement	41
III.2.1.2	Résistance due à la ponte à gravir.....	42

III.2.1.3	Résistance aérodynamique.....	42
III.2.1.4	Puissance absorbée à la jante	43
III.2.1.5	Le moteur	43
III.3	Calcul des rapports	44
III.3.1	Dernier rapport r_n de la boîte.....	44
III.3.2	Rapport r_1 de la première vitesse.....	44
III.3.3	Etagement des rapports	45
III.3.4	Correction aptitudes à l'accélération.....	46
III.3.5	Calcul numérique des rapports de vitesses de la boîte DSG.....	48
III.4	Conclusion.....	53
IV	ETUDE DE L'ENGRENAGE.....	54
IV.1	Introduction.....	54
IV.2	Caractéristique de l'engrenage de la boîte	54
IV.2.1	Paramètres définissant la denture.....	54
IV.2.1.1	Paramètres de base	54
IV.2.1.2	Paramètres géométriques définis à partir des éléments de base.....	55
IV.2.2	Choix des valeurs de l'angle β	55
IV.3	Détermination du module réel.....	56
IV.3.1	Hypothèses simplificatrices	56
IV.3.2	Formule simplifiée de base	57
IV.3.2.1	Expression du module en fonction de la puissance à transmettre.....	58
IV.3.2.2	Calcul numérique :	58
IV.4	Conclusion	60
	CONCLUSION GENERALE.....	61

INTRODUCTION GENERALE

En marche, les véhicules se trouvent face à des contraintes importantes. Pour les faire avancer sur des routes de topographies différentes, l'utilisation d'une transmission permettant la variation du couple et de la vitesse est primordiale. Trois grandes classes de transmissions dans les véhicules existent, à savoir la transmission classique, semi-automatique et automatique.

La transmission classique comprend l'embrayage et la boîte de vitesses (BV) manuelle, qui exige d'être manipulée avec adresse par le conducteur. Le changement de vitesse ne se fait qu'après débrayage, puis il faut embrayer de nouveau pour permettre le passage de l'énergie à la BV, ce qui rend la conduite pénible surtout dans les circulations urbaines et pour les longs trajets en montagne. Donc les boîtes de vitesses d'automobiles à commande manuelle présentent au moins trois inconvénients :

- Elles laissent le conducteur du véhicule libre de changer de rapport de transmission quel que soit le régime moteur, ce qui engendre une surconsommation de carburant quand le moteur n'est pas exploité dans des conditions optimales.
- Elles obligent ce même conducteur à intervenir physiquement sans cesse (avec la main sur le levier de changement de vitesse, et avec le pied sur la pédale d'embrayage), avec une fréquence accrue en circulation urbaine, ce qui peut être une source de danger.
- La phase transitoire entre deux rapports crée une décélération préjudiciable du véhicule. Celle-ci peut durer plusieurs secondes, accompagnant la rupture de couple consécutive au désaccouplement momentané de l'arbre moteur et des roues motrices.

La transmission semi-automatique nécessite une intervention partielle du conducteur. L'automatisation est assurée au démarrage ainsi que pour les manœuvres consécutives au déplacement du levier de vitesse. Le choix du rapport et du moment des manœuvres restent comme pour les boîtes classiques, à l'initiative du conducteur ce qui permet de supprimer uniquement la manœuvre de l'embrayage.

Les boîtes de vitesses classiques et semi-automatiques apportent au conducteur des facilités plus ou moins grandes; par la sélection des rapports de vitesses, mais lui laissent la mission complète des changements aux conditions de route (topographie) et au régime du moteur à chaque instant. Ce qui exige une grande connaissance du véhicule et de l'itinéraire parcouru pour effectuer toujours le choix le plus judicieux pour adapter le couple moteur au couple résistant, ce qui constitue le rôle principal d'une boîte de vitesses.

Indépendamment de sa technologie, une transmission automatique corrige les inconvénients des transmissions précédentes grâce à l'automatisation du changement de rapport. Ce dernier a lieu à une fréquence de rotation optimale de l'arbre moteur (le plus souvent, au moment où ce dernier délivre le couple maximal). Son rôle principal est l'adaptation, à tout instant, du couple moteur au couple résistant et ainsi, elle permet l'utilisation d'une gamme de vitesses variées à la demande du conducteur. La transmission automatique apporte de grandes améliorations tant sur le plan technologique que sur le plan de confort et de la souplesse de la conduite en affranchissant le conducteur d'une gestuelle répétitive fatigante. Elle permet une utilisation optimale du moteur et de l'énergie développée en réalisant une adaptation instantanée et automatique du couple moteur et du couple résistant (une boîte de vitesse automatique peut abaisser de 10% la consommation de carburant) [1].

A l'heure actuelle, le secteur des boites de vitesse est dominé en Europe par les boites mécanique et aux États-Unis ainsi qu'au Japon par l'utilisation de boites automatiques. Ces deux types présentent des avantages et des inconvénients spécifiques :

- Les avantages de la boîte mécaniques :
 - Un rendement important.
 - Ainsi qu'une certaine robustesse et sportivité.
- Les avantages de la boîte automatiques sont, entre autre :
 - Un grand confort, surtout lors du changement de rapports, qui s'effectue sans interruption de la force motrice.

Dans ce contexte, notre travail consiste à étudié la boîte de vitesse qui a réussi de combiner les avantages de ces deux types de boîte pour donner une génération entièrement nouvelle de boîte à double embrayage nommée la DSG (double shift gearbox).

De par sa conception comportant deux embrayages à disque et différents programmes de passage automatiques.

En outre, grâce aux possibilités d'intervention directe et de passage ultrarapide sans à-coups, elle procure aux conducteurs de boîte automatiques un véritable plaisir de conduite, il convient de noter que sa consommation de carburant reste au niveau des véhicules économiques équipé d'une boîte manuelle [2].

Le travail présenté dans ce projet est partitionné comme suit :

- Introduction générale : elle explique l'intérêt de la boîte de vitesse à double embrayages.
- Dans le chapitre I, on y trouve une présentation des différents types des boîtes de vitesse automatiques et un bref historique de la boîte de vitesses à double embrayage.
- Le chapitre II consiste à décrire la boîte DSG et expliquer son fonctionnement général.
- Le chapitre III porte sur l'adaptation et la détermination des rapports de transmission aux conditions de conduite en se basant sur la modélisation des résistances à l'avancement du véhicule et le calcul des rapports par deux méthodes théorique et pratique.
- Le chapitre IV concerne l'étude de l'engrenage choisis pour la boîte DSG et ces caractéristiques géométriques.

Enfin, on termine par une conclusion générale synthétisant les résultats obtenus et proposant les perspectives à prévoir pour la continuité de ce travail.

CHAPITRE I

HISTORIQUE DE BOÎTE DE VITESSES A DEUX EMBRAYAGE

I.1 Introduction

La boîte de vitesse à double embrayage est classée dans la catégorie des boîtes automatiques, car, le conducteur n'intervient pas dans le passage des rapports.

Depuis plus de cinquante ans, les boîtes de vitesses automatiques équipent 90% du parc automobile aux Etats-Unis. Et commence à prendre de l'importance en Europe (14% en 2008), de là à se généraliser dans tous les pays du monde. L'augmentation actuelle du nombre de véhicules équipés de transmission automatique est devenue significative pour les trois raisons suivantes :

- Les nouvelles technologies qui permettent une transmission automatique sont moins onéreuses, et ne rendent plus prohibitif le prix de vente d'un véhicule.
- Une boîte de vitesses automatique garantit (en programme économique) une conduite optimale propre à diminuer la consommation de carburant.
- Le conducteur du XXI^e siècle recherche confort et agrément de conduite. Et il est vérifié statiquement que les utilisateurs habitués à ce type de conduite ne reviennent jamais à la boîte de vitesses à commande manuelle [1].

I.2 Différents types de boîte de vitesse automatiques

I.2.1 Boîte de vitesses automatique robotisée

Il s'agit d'une boîte mécanique classique à laquelle on a ajouté un robot électrohydraulique qui commande la gestion électronique de l'embrayage et du passage des rapports. La pédale d'embrayage est supprimée et le levier de sélection de vitesse n'a plus aucune liaison mécanique avec la boîte. On distingue, dans cette solution technique, deux familles : les séquentielles et les impulsionnelles, lesquelles permettent de sauter d'un rapport à un autre sans passer par les intermédiaires. Ces boîtes robotisées, plus légères que les boîtes BVA classiques, sont moins chères (boîte de vitesses à commande manuelle déjà existante).

I.2.2 Boîte de vitesses automatique à double embrayage (DCT)

C'est une cousine de la boîte robotisée mais, à la différence de cette dernière, elle comporte deux embrayages (l'un pour les vitesses impaires, l'autre pour les vitesses paires) reliés chacun à un arbre. L'avantage majeur de ce système réside dans la rapidité de changement des rapports. Deux solutions de ce type sont aujourd'hui proposées : la boîte DSG, destinée aux moteurs puissants, et la boîte PSG, actuellement montée sur des prototypes et qui conviendrait à des blocs plus petits.

I.2.3 Boîte de vitesses automatique à variation continue (CVT)

Cette boîte de vitesses à variateur, dont le principe est connu depuis longtemps, est en réalité une adaptation à des moteurs à faible et moyenne puissance (risque de glissement courroie/poulies). Elle présente la particularité de ne plus faire appel à quelques rapports présélectionnés mais à une plage de rapports très large grâce à un système de deux poulies coniques à déplacement axial. Un ensemble multidisque joue le rôle d'embrayage entre le moteur et la boîte. La liaison mécanique se fait au moyen d'une courroie métallique à haute résistance. Les rapports varient en douceur sans bruit ni à-coups. Ces boîtes peuvent même laisser la possibilité de passer en mode manuel, en conservant la souplesse inhérente à la CVT, même en conduite sportive.

I.2.4 Boîte de vitesses automatique à trains épicycloïdaux (BVA)

La BVA sélectionne, comme son nom l'indique, de manière automatique le rapport de vitesse le mieux adapté en fonction d'un certain nombre de paramètres tels que le régime moteur, la vitesse et la position de l'accélérateur. Elle est composée essentiellement de trois éléments mécaniques qui garantissent la transmission du couple du moteur aux roues : le convertisseur de couple, le bloc hydraulique et la boîte de vitesses à trains planétaires. Ce type de BVA est monté sur les véhicules de grosse cylindrée de haut de gamme.

Celle qui nous intéresse est la boîte de vitesse automatique à double embrayage nommée DSG.

I.3 Naissance de la boîte de vitesse double embrayage

La simplicité du principe de fonctionnement de la DSG n'est pas si nouvelle qu'on l'imagine, l'invention de la boîte double embrayage est attribuée à l'ingénieur français, Andolphe Kegresse, aux environs de 1939, il a tenté d'essayer se model sur la Citroën pour la

transmission du véhicule, mais malheureusement, les circonstances de la guerre et les problèmes économiques de cette période n'ont pas donnés naissance à cette application.

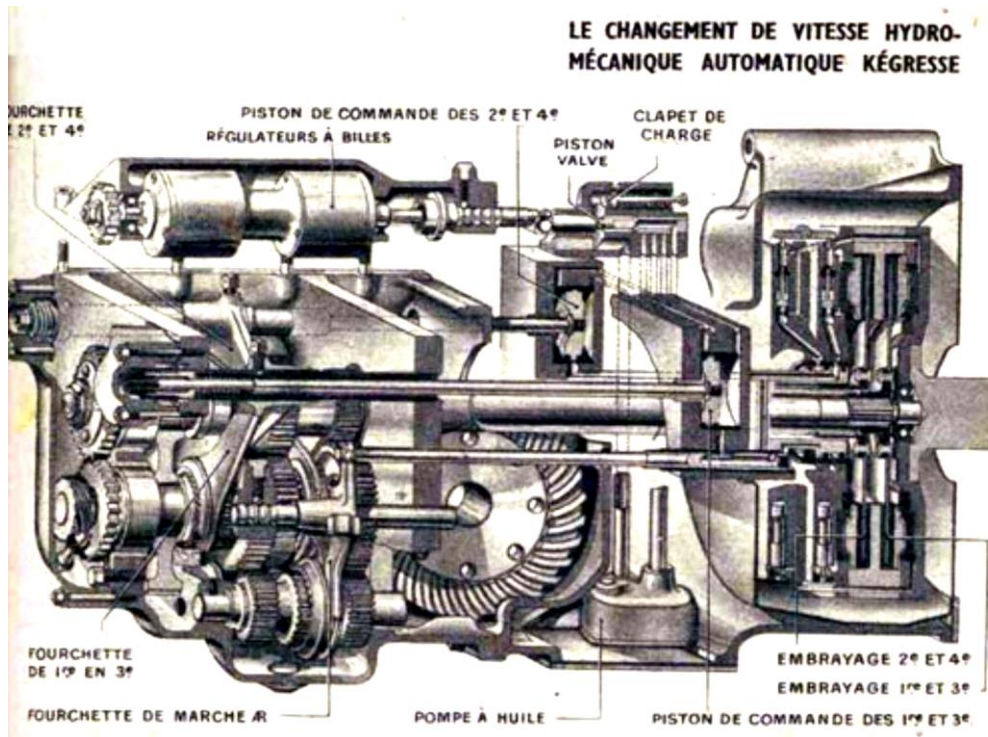


Figure I-1 la boîte de vitesse double embrayage d'Andolphe kégresse.

Des années après, Automotive products (AP), a proposée différent design de la boîte à double embrayages (fig I-2).

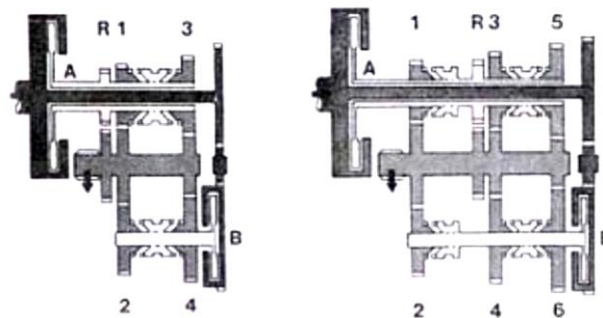


Figure I-2 schéma de la boîte à 4 et 6 rapports.

En 1985, Porsche a conçu une boîte similaire à celle de Kégresse, nommée PDK (Porsche Dual Klutch) avec 5 rapports de vitesses et embrayage à sec (figure I-3).

Whilst Luk/Devotek a proposé la PSG (Parallele Shift Gearbox) utilisant un embrayage mouiller dans une huile, ou bien à sec (figure I-4).

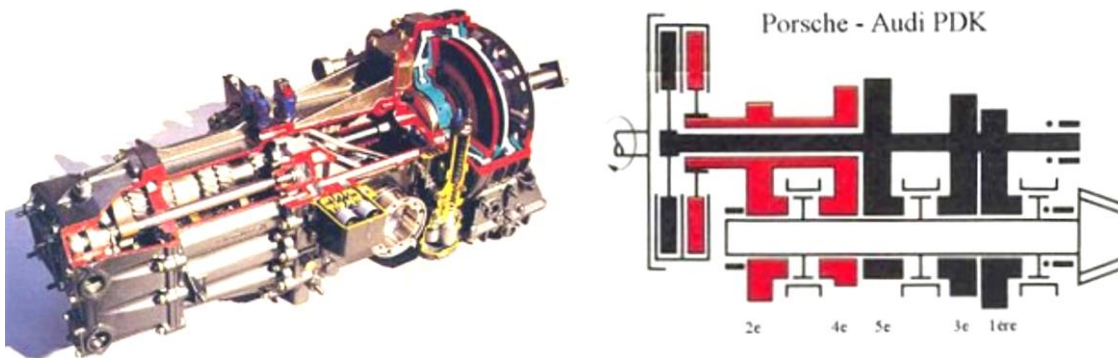


Figure I-3 Porche Audi PDK



Figure I-4 Luck Devotek double embrayages.

BMW a introduit la boîteSMG (Sequential Manual Gearbox) dans son model M3 (2002), et la Ferrari a introduit un système similaire dans sa 575M F1 (Maranello).

Cependant c'est boites en était classées comme des transmissions de sports, elles ne sont pas des DCT (Double Clutch Transmissions), mais, des AMT (Automated Manual Transmission), utilisant un seul embrayage à sec.

Riccardo UK a récemment produit la DCT 7 rapports, utilisée dans la Bugatti Veyron.

Après ça, Volkswagen a introduit la boîte DSG dans la plupart de ces modèles, une boîte qui représente tous les avantages de la boîte double embrayage, mais aussi, la plus rapide dans le changement des rapports. Pour la plupart des DCT le passage des rapports est de 0,3 à 0.4 seconde ce qui représente un avantage majeur vis-à-vis les boites manuelle classique qui sont de l'ordre de 2 à 3 seconde, par contre la DSG n'a besoin que de 8 milliseconde pour passer d'un rapport à un autre [3].

CHAPITRE II

DESCRIPTION ET FONCTIONNEMENT DE LA BOÎTE DSG.

II.1 Principe de base

Le principe de la boîte DSG à double embrayage consiste en deux sous-boîtes indépendantes l'une de l'autre [4].

Sur le plan du fonctionnement, chaque sous-boîte est conçue de la même manière qu'une boîte de vitesses mécanique. Un embrayage est affecté à chacune des sous-boîtes.

Les deux embrayages sont des embrayages à sec. Ils sont régulés, ouverts et fermés par la mécanique en fonction du rapport devant être engagé.

Les rapports 1, 3, 5 et 7 sont enclenchés par le biais de l'embrayage E1 et par conséquent via la sous-boîte 1 et l'arbre secondaire 1.

Les rapports 2, 4, 6 et la marche arrière sont enclenchés par le biais de l'embrayage E2 et par conséquent via la sous-boîte 2 et les arbres secondaires 2 et 3.

Par principe, une sous-boîte assure systématiquement une liaison cinématique. Le rapport suivant peut déjà être enclenché dans l'autre sous-boîte parce que l'embrayage est encore ouvert pour ce rapport.

Une unité de commande et de synchronisation conventionnelle d'une boîte de vitesses mécanique est affectée à chaque rapport.

II.1.1 Entrée du couple

Le couple est transmis au double embrayage par le volant bi-masse qui est fixé sur le vilebrequin. À cet effet, une denture intérieure est située dans le volant bi-masse. Elle vient en prise dans la denture extérieure située sur l'anneau porteur du double embrayage, d'où le couple est ensuite transmis à l'intérieur du double embrayage.

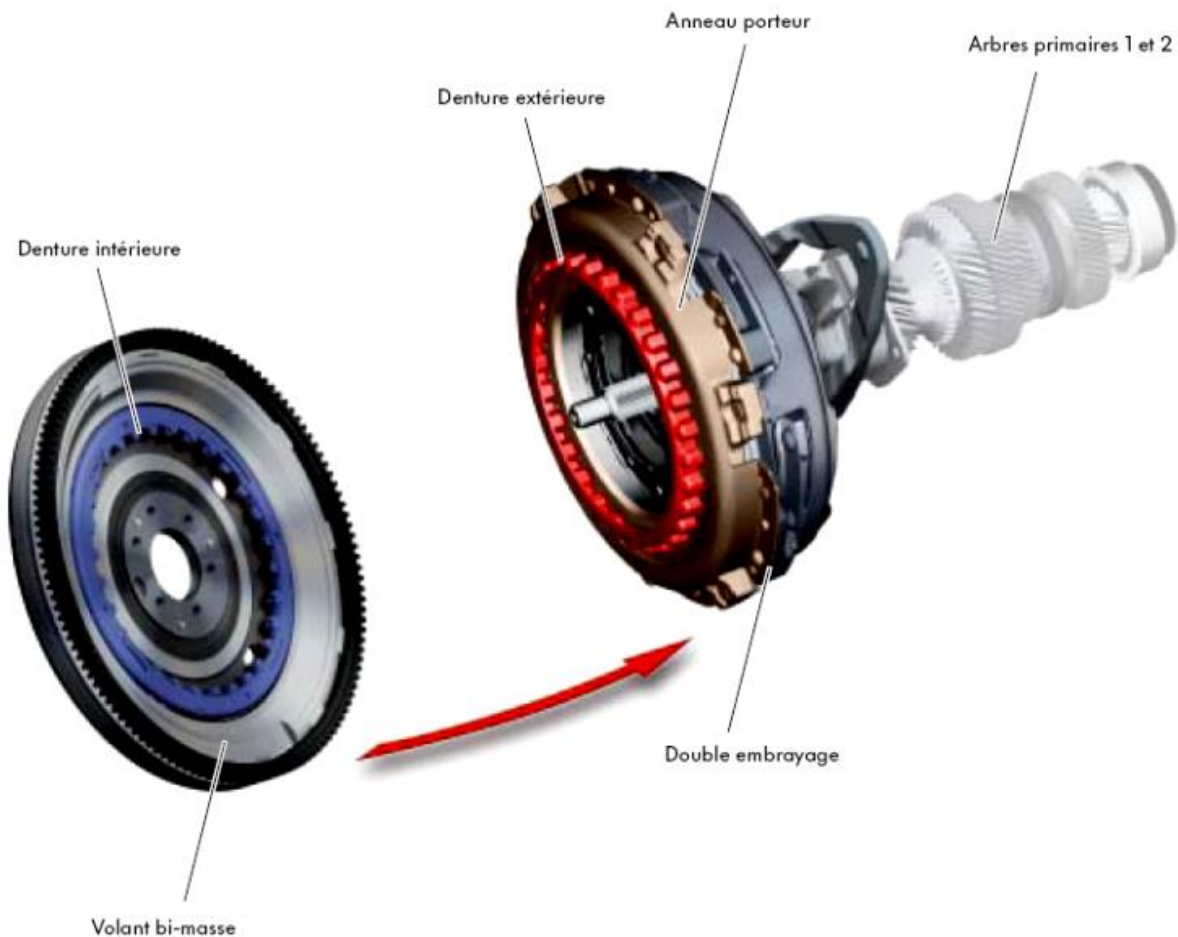


Figure II-1 Entrée du couple au volant bi-masse.

II.1.2 La répartition du couple

Le double embrayage est logé dans le carter de boîte de vitesses.

Il se compose de deux embrayages traditionnels qui sont réunis pour former un double embrayage.

L'embrayage E1 transmet le couple à l'arbre primaire 1 par l'intermédiaire de cannelures. Depuis l'arbre primaire 1, le couple est transmis à l'arbre secondaire 1 pour les rapports 1 et 3 et à l'arbre secondaire 2 pour les rapports 5 et 7.

L'embrayage E2 transmet le couple à l'arbre primaire 2 par l'intermédiaire de cannelures.

Depuis cet arbre primaire, le couple est transmis à l'arbre secondaire 1 pour les rapports 2 et 4 et à l'arbre secondaire 2 pour le rapport 6 et pour la marche arrière. Par le biais du pignon intermédiaire de marche arrière R1, le couple est ensuite transmis au pignon de marche arrière R2 de l'arbre secondaire 3.

Les trois arbres secondaires sont reliés au pignon de couple réducteur du différentiel.

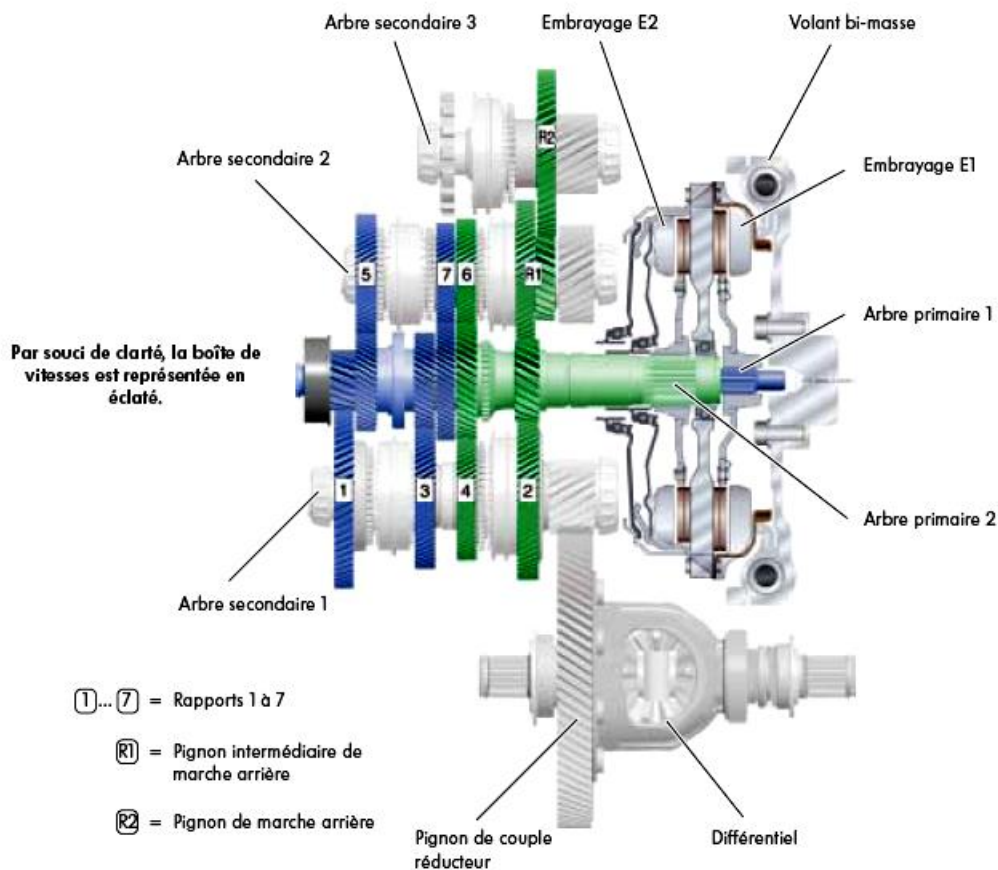


Figure II-2 Vue éclatée de la boîte DSG.

II.1.3 Le plateau intermédiaire du double embrayage

Le couple est transmis depuis l'anneau porteur au plateau intermédiaire situé dans le double embrayage.

C'est pourquoi, l'anneau porteur et le plateau intermédiaire sont reliés entre eux de manière solidaire.

Le plateau intermédiaire est logé sur l'arbre primaire 2 en tant que pignon fou.

Si l'un des deux embrayages est actionné, le couple est alors transmis du plateau intermédiaire au disque d'embrayage respectif, puis à l'arbre primaire correspondant.

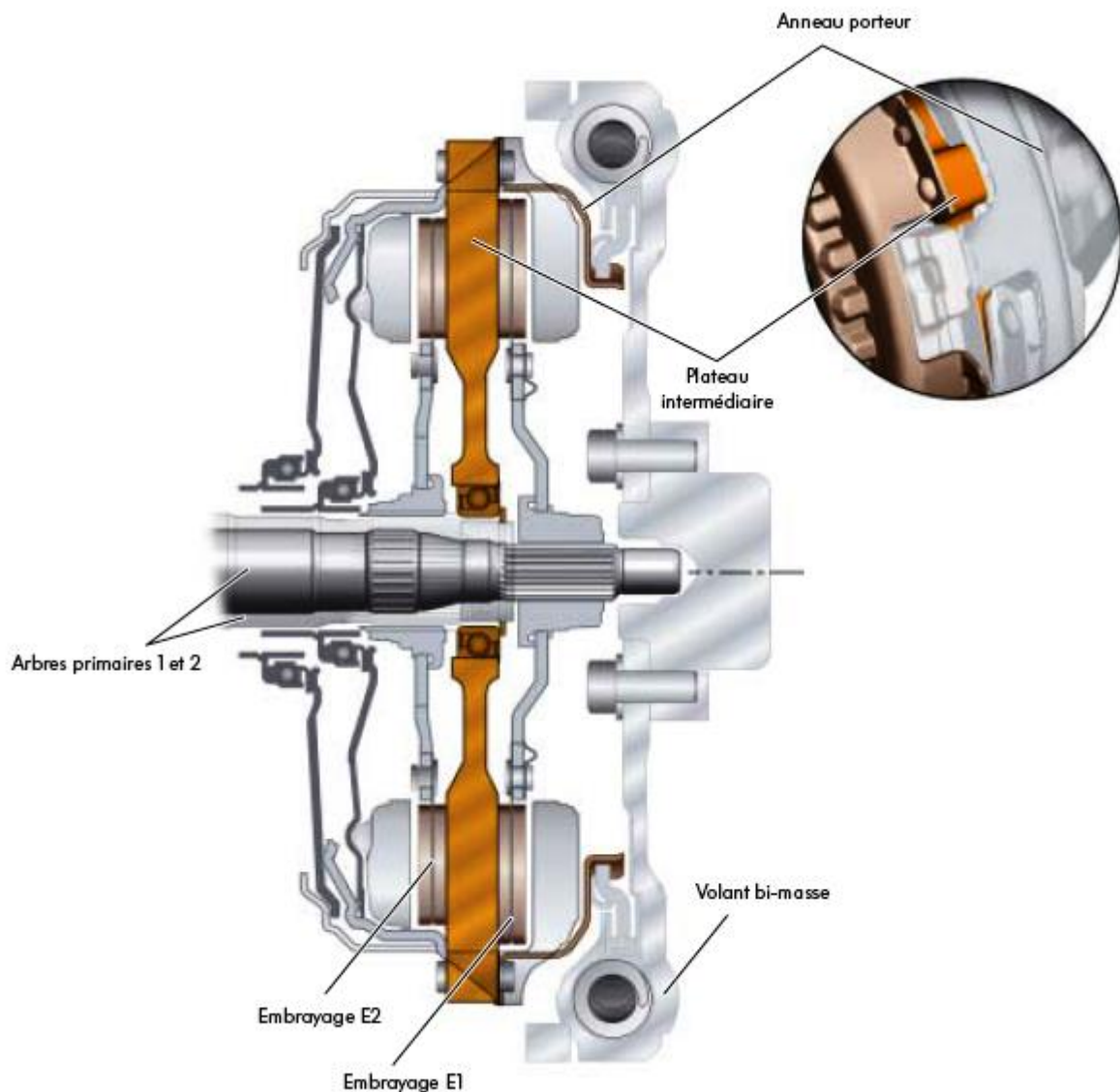


Figure II-3 Montre le plateau intermédiaire du double embrayage.

II.2 Les embrayages

Le double embrayage est composé de deux embrayages à sec fonctionnant de manière autonome. Ils transmettent chacun le couple à une sous-boîte. Deux positions d'embrayage sont possibles :

- Lorsque le moteur est à l'arrêt et au ralenti, les deux embrayages sont ouverts.
- En marche, un des deux embrayages est systématiquement fermé.

II.2.1 Embrayage E1

L'embrayage E1 transmet le couple à l'arbre primaire 1 pour les rapports 1, 3, 5 et 7.

- Embrayage E1 non actionné :

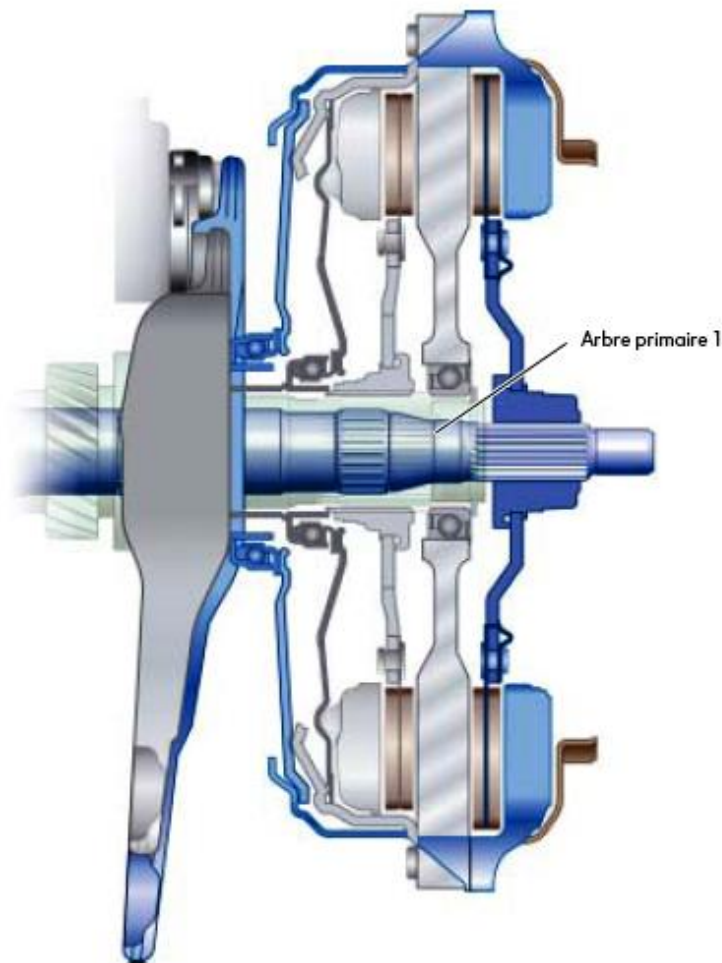


Figure II-4 Embrayage du premier arbre non actionné.

Pour actionner l'embrayage, le levier d'embrayage presse la butée d'embrayage sur la rondelle-ressort.

En plusieurs points de renvoi, ce mouvement de pression est transformé en mouvement de traction.

De ce fait, le plateau de pression est attiré vers le disque d'embrayage ainsi que vers le plateau intermédiaire.

Le couple est ainsi transmis à l'arbre primaire.

Le levier d'embrayage est actionné par l'actionneur hydraulique de l'embrayage E1 par le biais de la vanne 3 dans la sous-boîte 1.

- Embrayage E1 actionné :

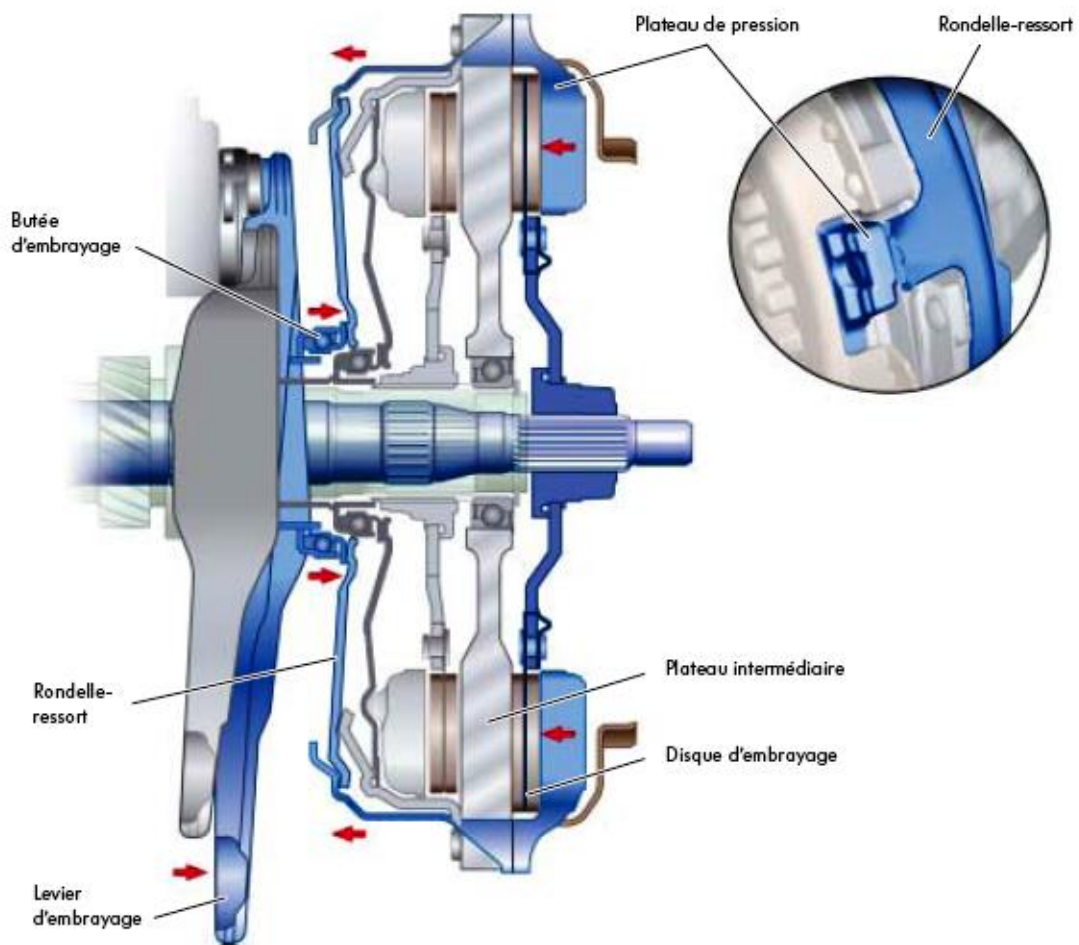


Figure II-5 Embrayage du premier arbre actionné.

II.2.2 Embrayage E2

L'embrayage E2 transmet le couple à l'arbre primaire 2 pour les rapports 2, 4, 6 et la marche arrière.

- Embrayage E2 non actionné :

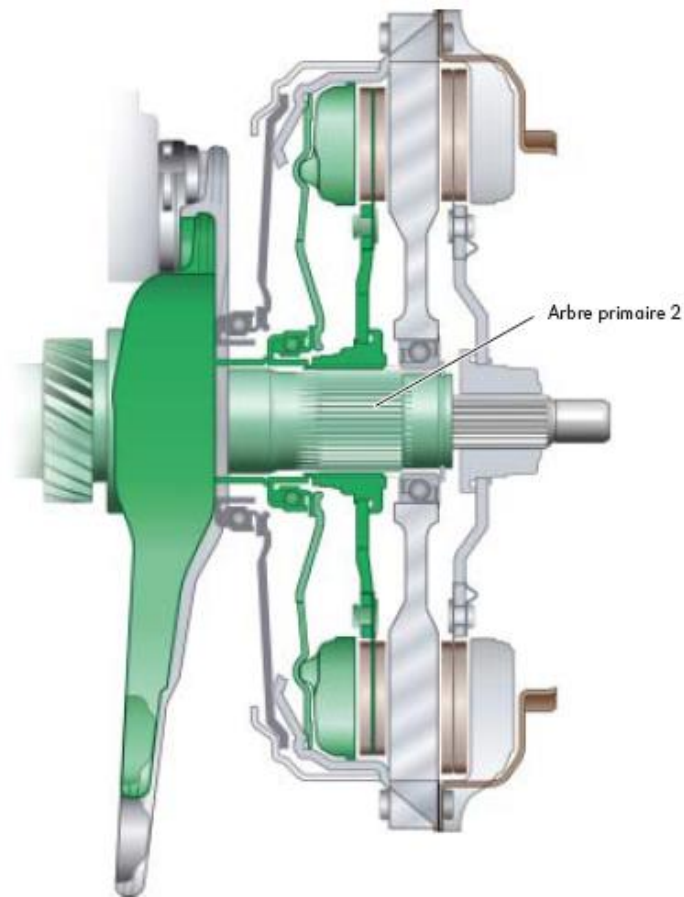


Figure II-6 Embrayage du deuxième arbre non actionné.

Lorsque le levier d'embrayage est actionné, la butée d'embrayage exerce une pression sur la rondelle-ressort du plateau de pression.

Étant donné que la rondelle-ressort prend appui sur le carter d'embrayage, le plateau de pression est comprimé contre le plateau intermédiaire et le couple est transmis à l'arbre primaire 2.

L'actionnement du levier d'embrayage s'effectue par le biais de la vanne 3 dans la sous-boîte 2 via l'actionneur hydraulique de l'embrayage E2.

- Embrayage E2 actionné :

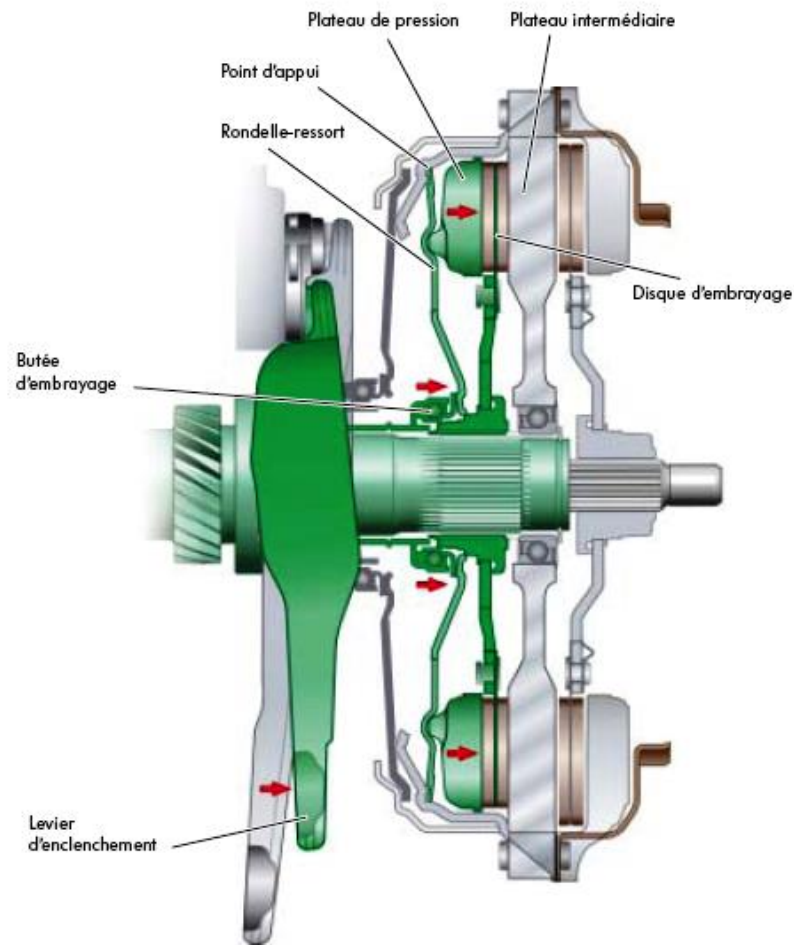


Figure II-7 Embrayage du deuxième arbre actionné.

II.2.3 Arbres primaires

Les arbres primaires sont logés dans le carter de boîte. Chaque arbre primaire est relié à un embrayage par le biais de cannelures.

Ils transmettent le couple du moteur aux arbres secondaires en fonction du rapport engagé.

L'arbre primaire 2 est un arbre creux.

L'arbre primaire 1 tourne à travers l'arbre primaire creux 2.

Sur chaque arbre se trouve un roulement à billes qui assure la fixation des arbres primaires dans le carter de boîte.

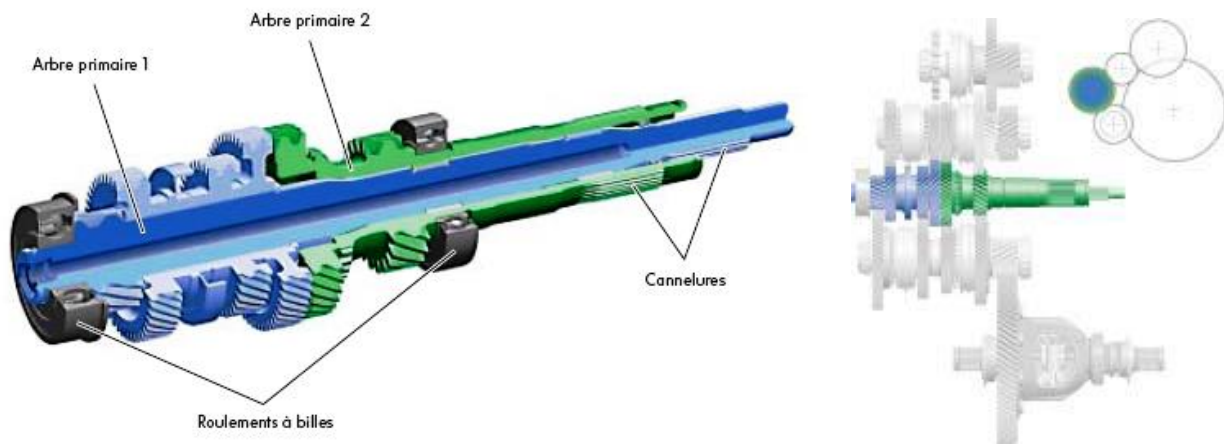


Figure II-9 Les arbres primaires.

II.2.3.1 Arbre primaire 2

En raison de sa position de montage, l'arbre primaire 2 est décrit avant l'arbre primaire 1.

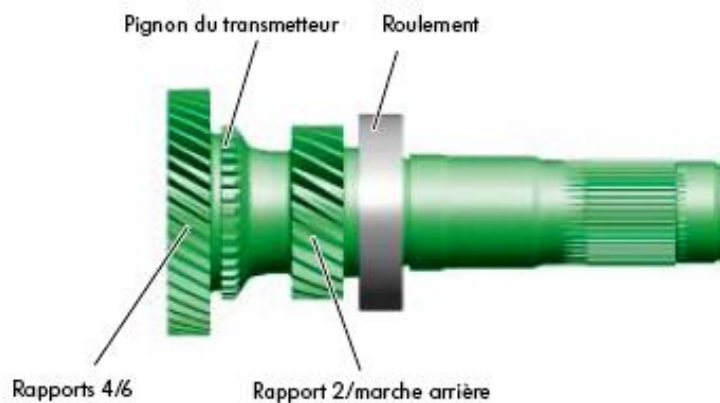


Figure II-9 Arbre primaire 2.

L'arbre primaire 2 est conçu en tant qu'arbre creux. Il est relié à l'embrayage E2 par le biais de cannelures.

Les rapports 2, 4, 6 et la marche arrière sont enclenchés par l'intermédiaire de l'arbre primaire 2. Afin de détecter le régime d'entrée de boîte de vitesses, le pignon du transmetteur 2 de régime d'entrée de boîte de vitesses se trouve sur cet arbre.

II.2.3.2 Arbre primaire 1

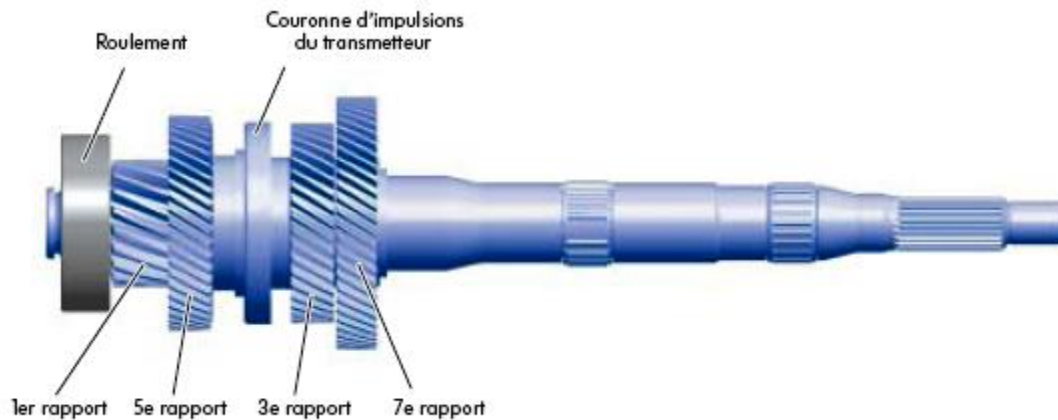


Figure II-1 Arbre primaire 1.

L'arbre primaire 1 est relié à l'embrayage E1 par le biais de cannelures. Les rapports 1, 3, 5 et 7 sont enclenchés par l'intermédiaire de cet arbre. Afin de détecter le régime d'entrée de boîte de vitesses, une couronne d'impulsions du transmetteur 1 de régime d'entrée de boîte de vitesses se trouve sur cet arbre.

II.2.4 Arbre secondaire

3 arbres secondaires sont situés dans le carter de boîte.

En fonction du rapport engagé, le couple du moteur est transmis des arbres primaires aux arbres secondaires.

Sur chaque arbre secondaire se trouve un pignon secondaire, par l'intermédiaire duquel le couple est transmis au pignon du couple réducteur du différentiel.

II.2.4.1 Arbre secondaire 1

Sur l'arbre secondaire 1 se trouvent :

- les pignons baladeurs des rapports 1, 2 et 3 ; les 3 rapports sont dotés d'un synchroniseur à triple cône
- le pignon baladeur du 4e rapport ; le 4e rapport est doté d'un synchroniseur à double cône

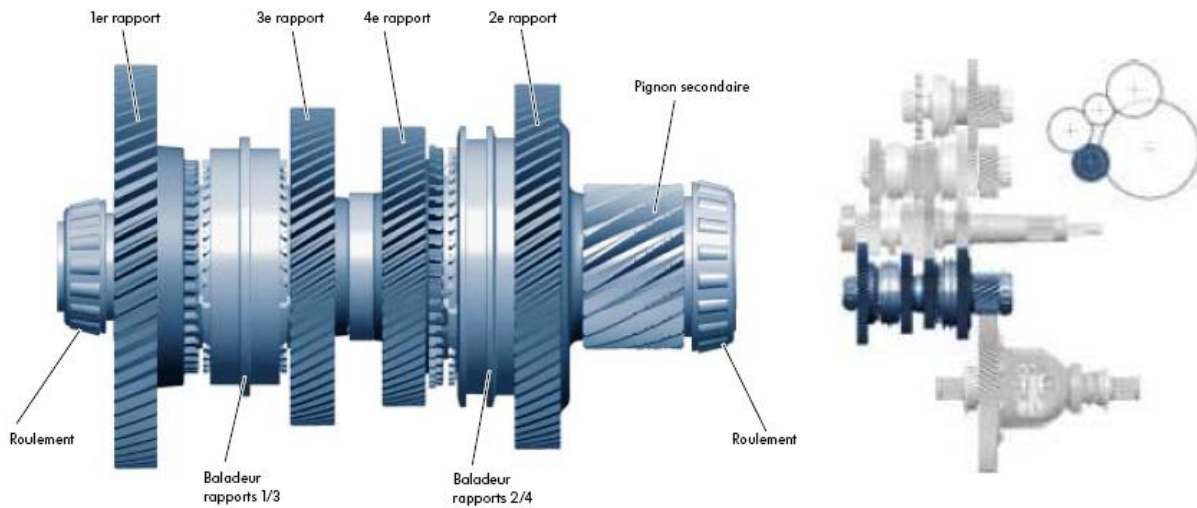


Figure II-2 Arbres secondaires 1.

II.2.4.2 Arbres secondaires 2

Sur l'arbre secondaire 2 se trouvent :

- les pignons baladeurs dotés d'un synchroniseur à double cône pour les rapports 5, 6 et 7
- les pignons intermédiaires de marche arrière 1 et de marche arrière 2 pour la marche arrière.

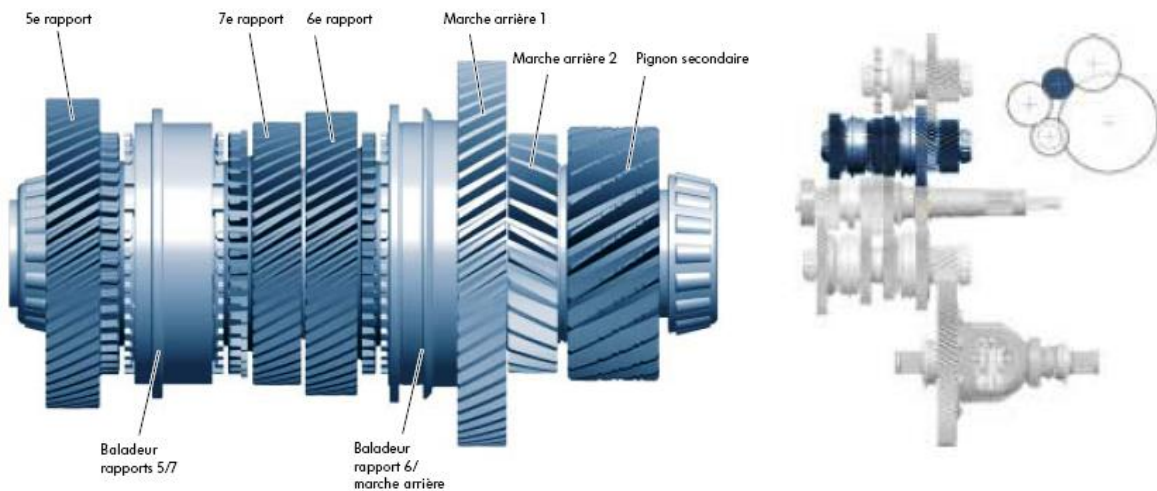


Figure II-3 Arbres secondaires 2.

II.2.4.3 Arbre secondaire 3

Sur l'arbre secondaire 3 se trouvent :

- le pignon baladeur doté d'un synchroniseur à simple cône pour la marche arrière.
- la roue de parking.

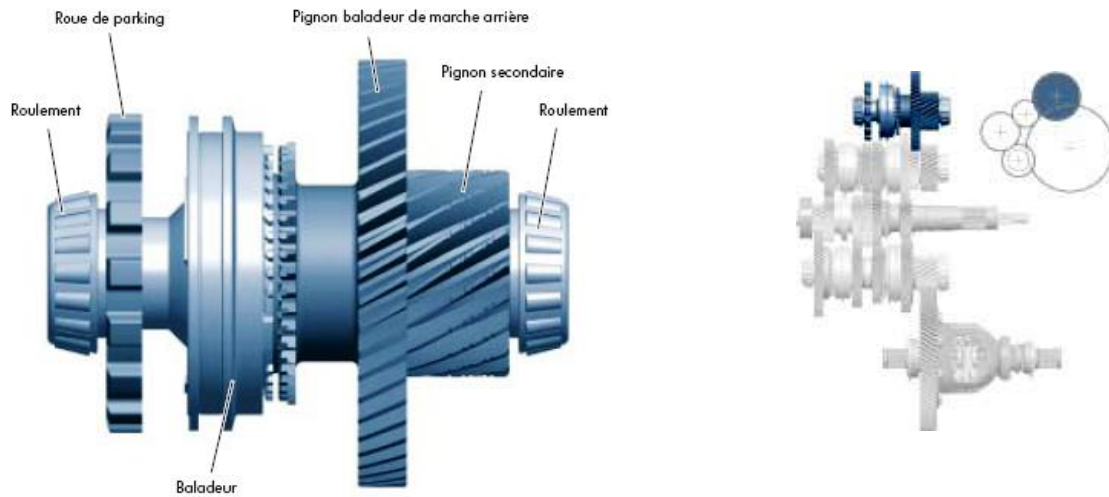


Figure II-4 Arbre secondaire 3 (marche arrière).

II.2.4.4 Différentiel

Le différentiel transmet le couple aux roues du véhicule par l'intermédiaire des demi-arbres de roues.

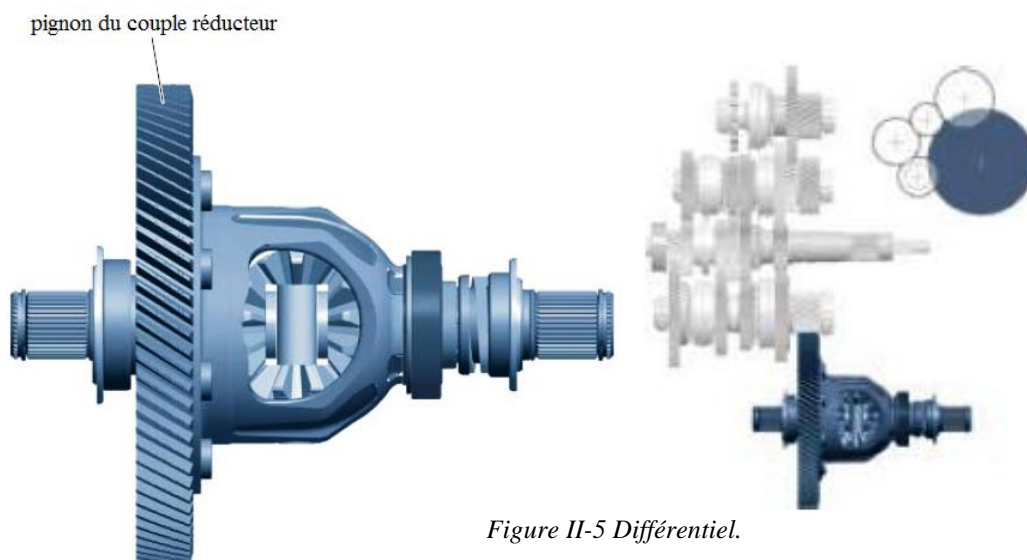


Figure II-5 Différentiel.

II.2.4.5 Frein du parking

Afin de garer le véhicule en toute sécurité et de l'empêcher de rouler de manière inopinée, lorsque le frein à main n'est pas serré, un frein de parking est intégré dans la boîte DSG à double embrayage.

L'enclenchement du cliquet de blocage s'effectue de manière purement mécanique par l'intermédiaire d'un câble Bowden situé entre le levier sélecteur et le levier de frein de parking sur la boîte de vitesses.

Le câble Bowden est utilisé exclusivement pour actionner le frein de parking.

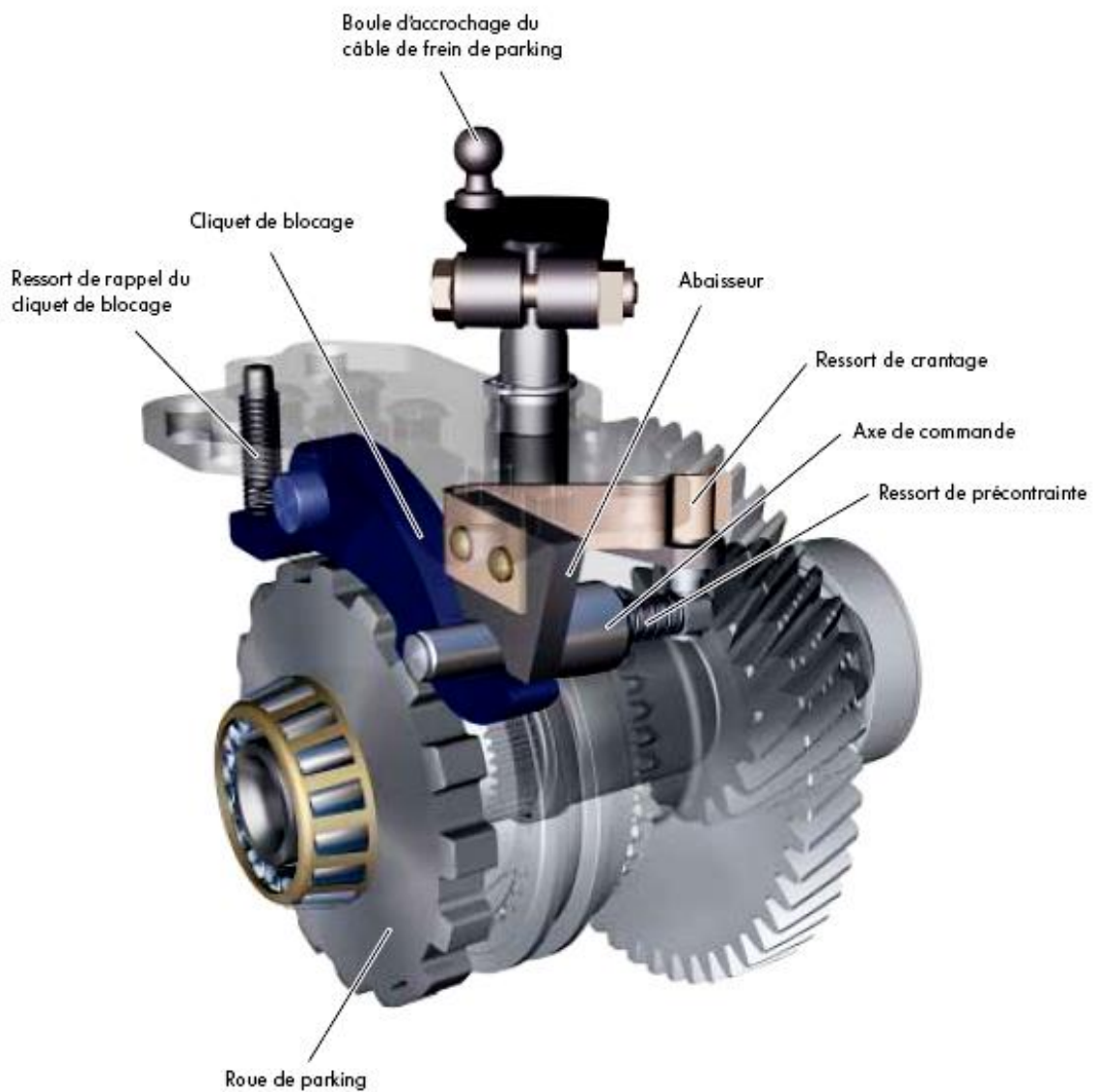


Figure II-6 Frein de parking.

- Frein de parking non actionné :

Lorsque le frein de parking n'est pas actionné, le cône de l'axe de commande est en appui sur l'abaisseur et sur le cliquet de blocage.

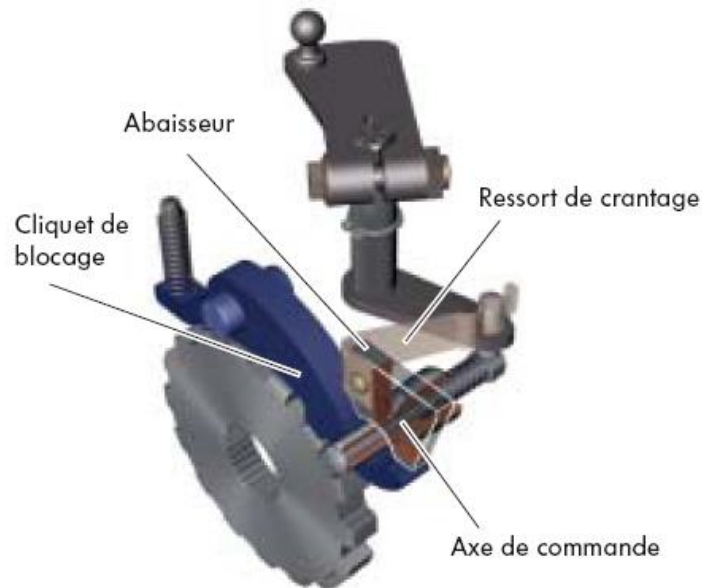


Figure II-7 Frein de parking non actionné.

Le frein de parking est maintenu en position non actionnée grâce à un crantage.

- Frein de parking actionné :

Lorsque le frein de parking est actionné, le cône de l'axe de commande est repoussé contre l'abaisseur et contre le cliquet de blocage. Étant donné que l'abaisseur est fixe, le cliquet de blocage se déplace vers le bas.

S'il rencontre alors une dent de la roue de parking, le ressort de précontrainte est tendu.

L'axe de commande est maintenu dans cette position grâce au crantage.

Si le véhicule se déplace, la roue de parking tourne également.

Étant donné que l'axe de commande est précontraint, il enfonce automatiquement le cliquet de blocage dans l'entredent suivant de la roue de parking.

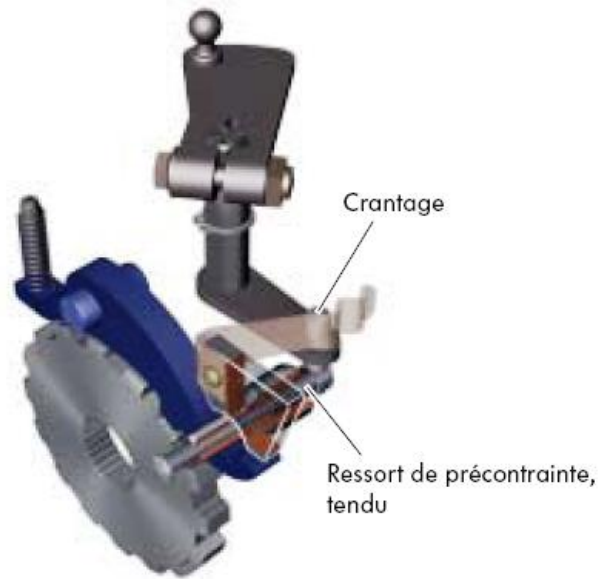


Figure II-8 Frein de parking actionné.

II.2.5 Synchronisateur des rapports

Pour permettre la synchronisation des différents régimes lors du passage des rapports, un synchroniseur à verrouillage au moyen de clavettes est utilisé pour tous les rapports. Les rapports sont dotés d'un synchroniseur à simple, double ou triple cône afin de répondre aux divers degrés de sollicitation exercés lors du passage des rapports.

Tableau II-1 matière des synchroniseurs des rapports.

Rapport	Synchroniseur	Matériau de la bague de synchronisation
1er à 3e	à triple cône	Laiton avec revêtement molybdène
4e	à double cône	Laiton avec revêtement molybdène
5e à 7e	à simple cône	Laiton avec revêtement molybdène
Marche arrière	à simple cône	Laiton avec revêtement molybdène

L'illustration représente la conception du synchroniseur pour les rapports 2, 4 et la marche arrière.

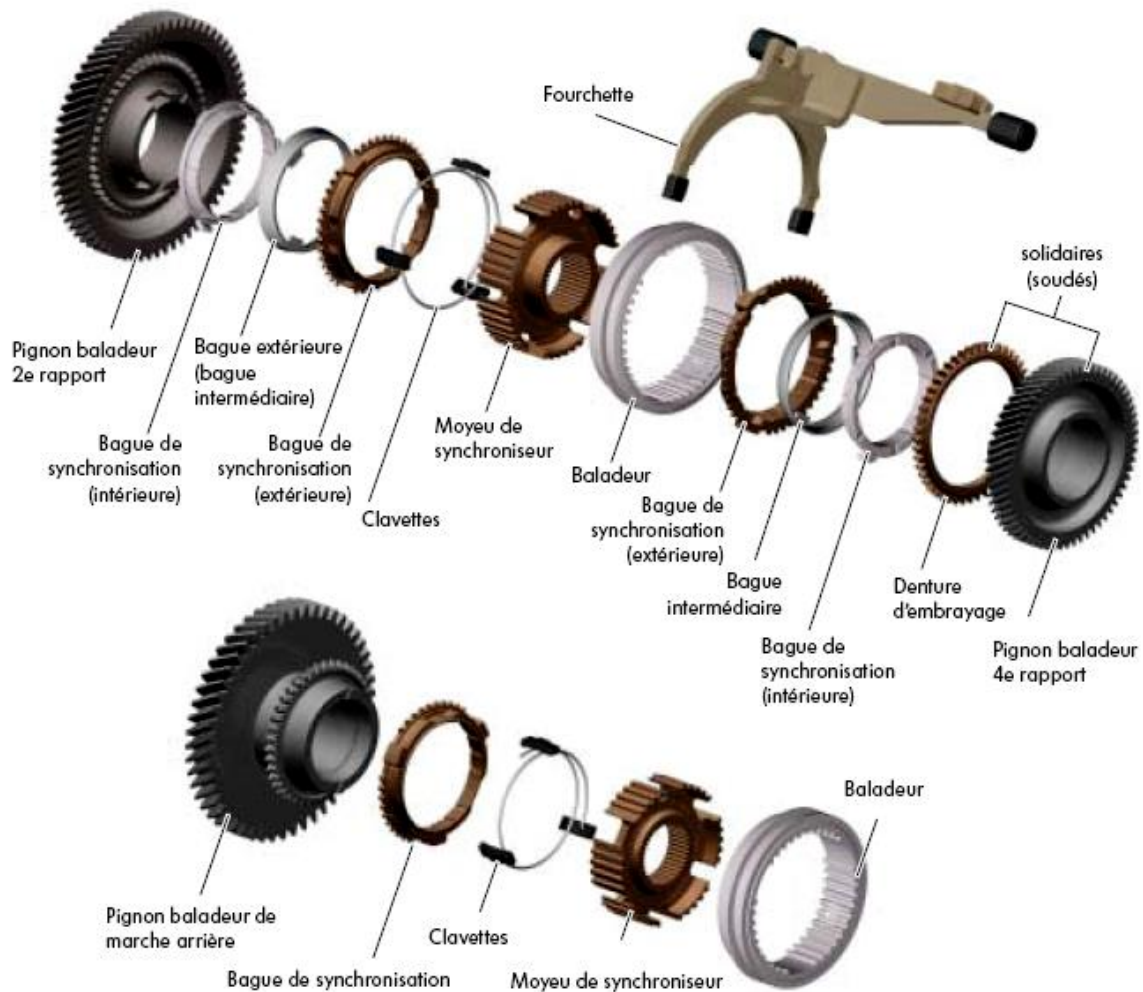


Figure II-9 Conception du synchroniseur pour les rapports 2, 4 et la marche arrière.

II.2.5.1 Cheminement de la force dans les rapports

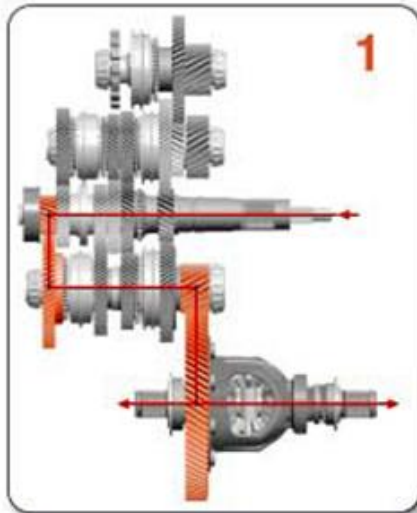
Le couple est transmis dans la boîte de vitesses par le biais de l'embrayage E1 ou E2.

Chaque embrayage entraîne un arbre primaire.

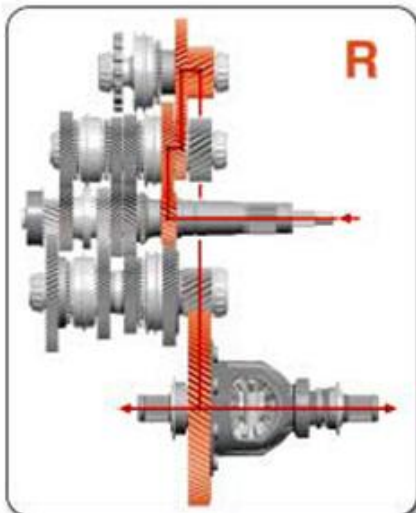
L'arbre primaire 1 est entraîné par l'embrayage E1 et l'arbre primaire 2 par l'embrayage E2.

La transmission de la force sur le différentiel s'effectue par :

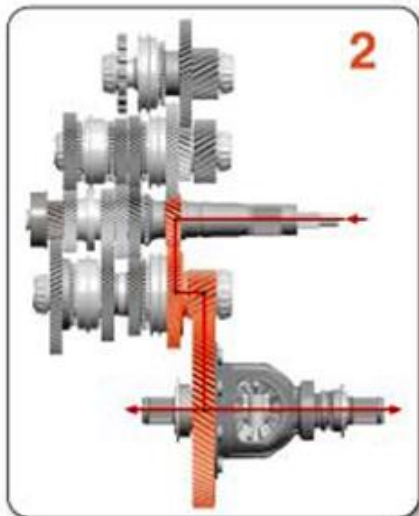
- l'arbre secondaire 1 pour les rapports 1, 2, 3 et 4,
- l'arbre secondaire 2 pour les rapports 5, 6 et 7 et
- l'arbre secondaire 3 pour la marche arrière et le frein de parking.



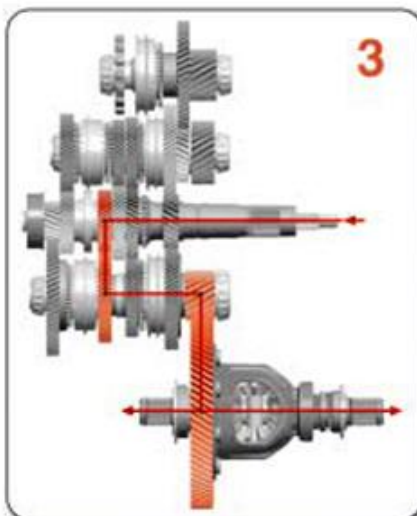
1er rapport
Embrayage E1
Arbre primaire 1
Arbre secondaire 1
Différentiel



Marche arrière
Embrayage E2
Arbre primaire 2
Arbre secondaire 3
Différentiel



2e rapport
Embrayage E2
Arbre primaire 2
Arbre secondaire 1
Différentiel



3e rapport
Embrayage E1
Arbre primaire 1
Arbre secondaire 1
Différentiel

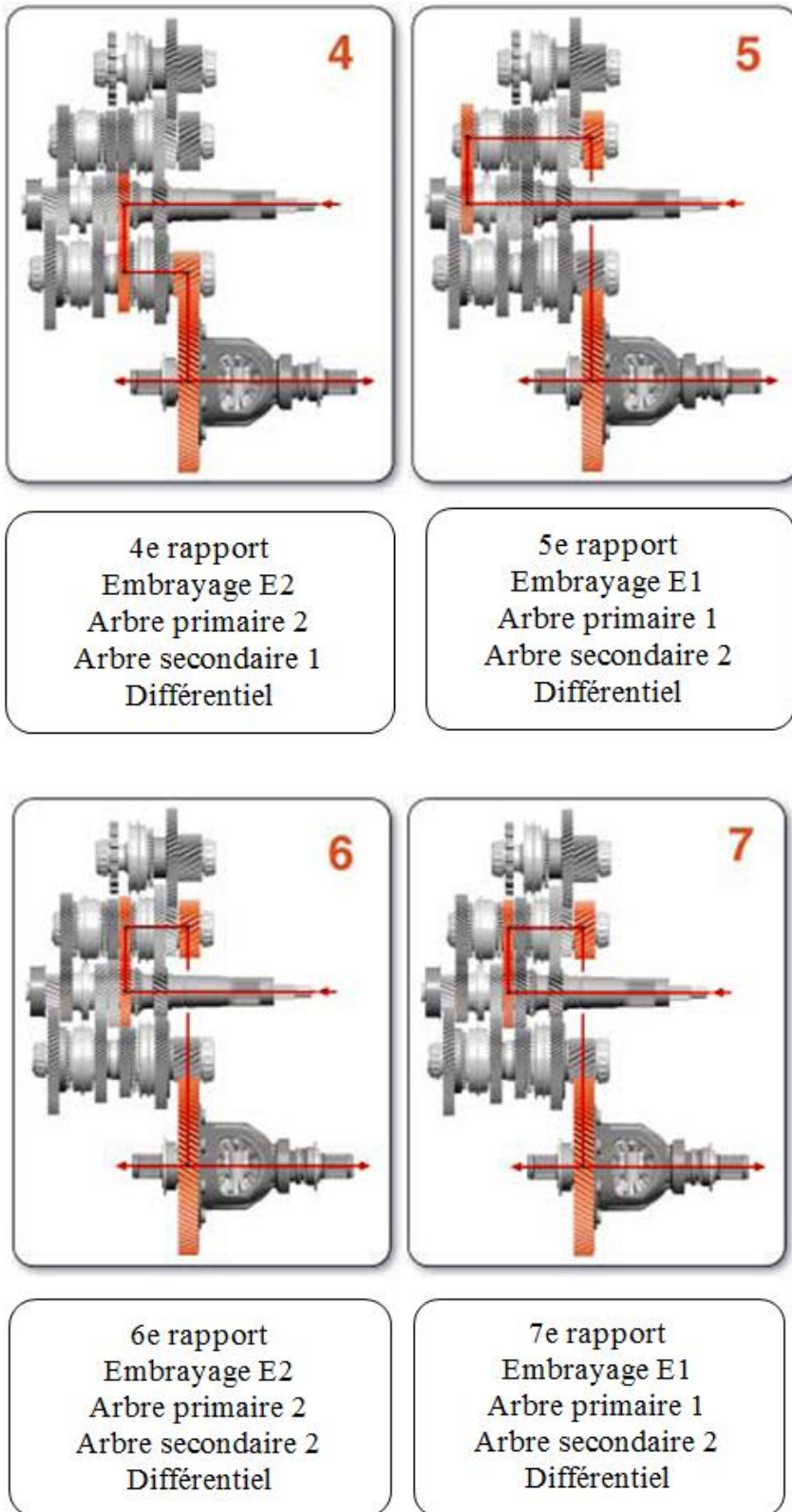


Figure II-19 Chaîne cinématique de chaque rapport.

II.3 Mécatronique de la boîte DSG

La mécatronique est l'unité de commande centrale de la boîte de vitesses.

Elle comprend le calculateur électronique et l'unité de commande électrohydraulique qui sont réunis en un seul et même composant.

La mécatronique est bridée sur la boîte de vitesses et constitue une unité autonome.

Elle possède son propre circuit d'huile, qui est indépendant du circuit d'huile de la boîte de vitesses mécanique.

Cette unité compacte autonome offre les avantages suivants :

- À l'exception d'un capteur, tous les capteurs et actionneurs sont logés dans la mécatronique.
- L'huile hydraulique est spécialement adaptée aux besoins de la mécatronique.
- Grâce au circuit d'huile séparé, aucune particule d'abrasion provenant de la boîte mécanique ne parvient dans la mécatronique.
- Bon comportement à basses températures étant donné qu'aucun compromis sur le plan des propriétés de viscosité ne doit être fait par rapport aux exigences de la boîte de vitesses.



Figure II-10 L'emplacement du module mécatronique.

Le calculateur électronique de la mécatronique constitue l'unité de commande centrale de la boîte de vitesses.

Tous les signaux de capteurs et tous les signaux d'autres calculateurs convergent à l'intérieur du calculateur et c'est par lui que toutes les actions sont lancées et surveillées.

11 capteurs sont intégrés dans le calculateur électronique, seul le transmetteur de régime d'entrée de boîte de vitesses est situé à l'extérieur du calculateur. Le calculateur électronique commande et régule hydrauliquement huit électrovannes pour le passage des sept rapports et l'actionnement de l'embrayage.

Le calculateur électronique apprend (adapte) les positions des embrayages, les positions des positionneurs hydrauliques, lorsqu'un rapport est engagé et tient compte des données apprises lors du fonctionnement de ces composants.

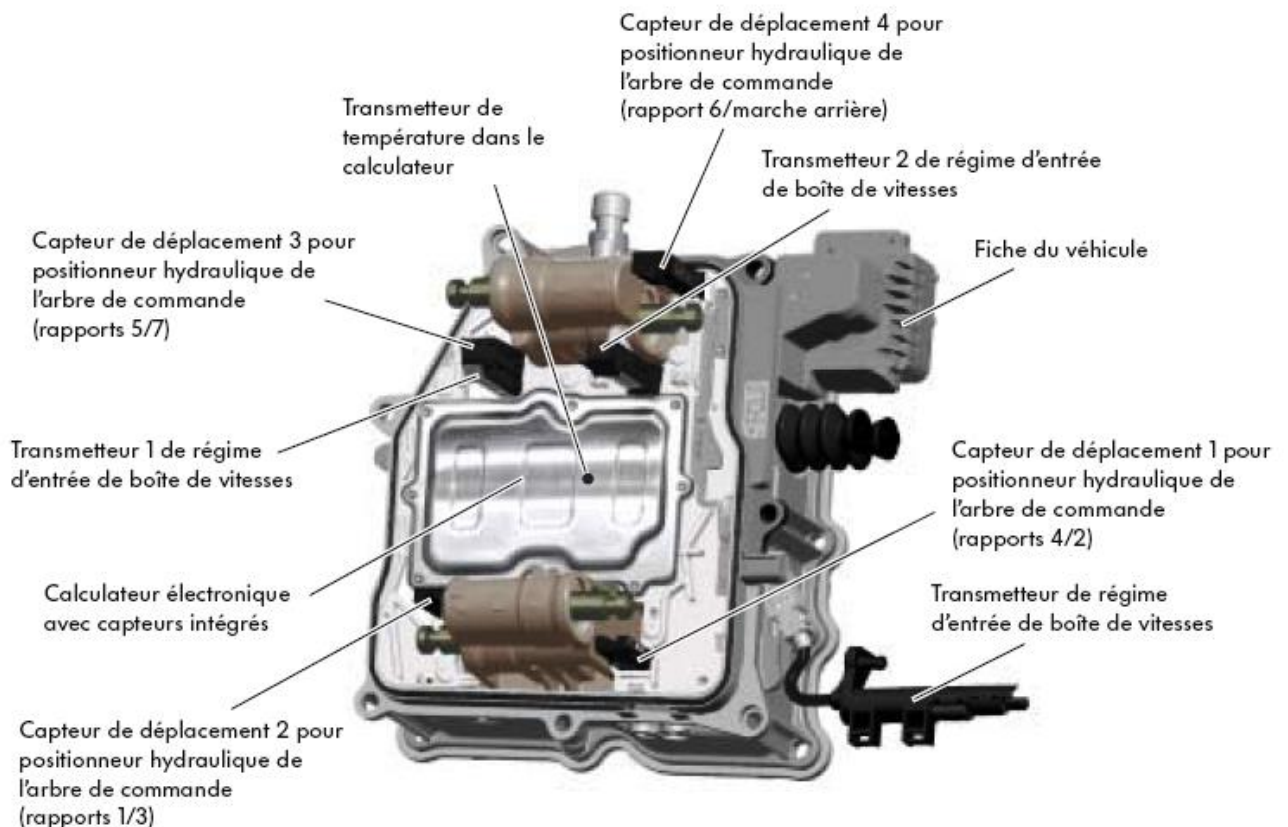


Figure II-11 Disposition des capteurs dans le module mécatronique.



Figure II-12 Disposition des capteurs (vue de face arrière).

II.3.1 L'unité de commande hydroélectrique

L'unité de commande électrohydraulique est intégrée dans le module mécatronique. Elle génère la pression d'huile nécessaire pour le passage des rapports et pour l'actionnement des embrayages.

II.3.1.1 Génération et commande de la pression d'huile

La pression d'huile est générée par le moteur de pompe hydraulique montée en aval.

Un accumulateur de pression d'huile garantit qu'une pression d'huile suffisante soit toujours disponible au niveau des électrovannes.

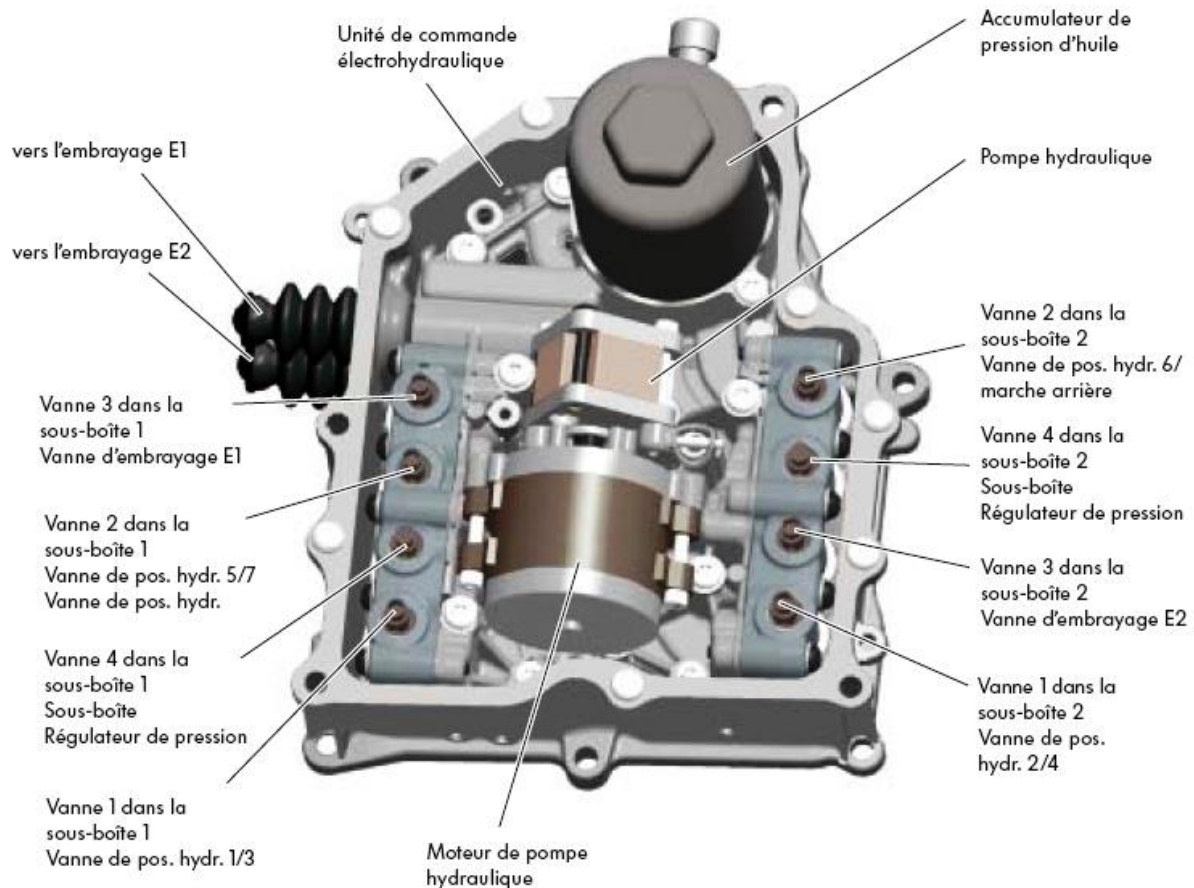


Figure II-13 Commande de la pression d'huile des électrovannes.

II.3.1.2 Circuit d'huile

La boîte DSG à double embrayage fonctionne avec deux circuits d'huile indépendants l'un de l'autre et deux huiles différentes :

- Circuit d'huile de la boîte mécanique
- Circuit d'huile du module mécatronique

Chaque circuit possède une huile qui est spécialement adaptée à ses besoins.

Le volume d'huile dans la boîte de vitesses mécanique est de 1,7 l.

L'alimentation en huile de la mécatronique s'effectue séparément du circuit d'huile de la boîte de vitesses mécanique.

Une pompe à huile refoule l'huile avec la pression nécessaire pour permettre le fonctionnement des composants hydrauliques de la mécanique.

Le volume d'huile dans la mécanique est de 1,1 l.

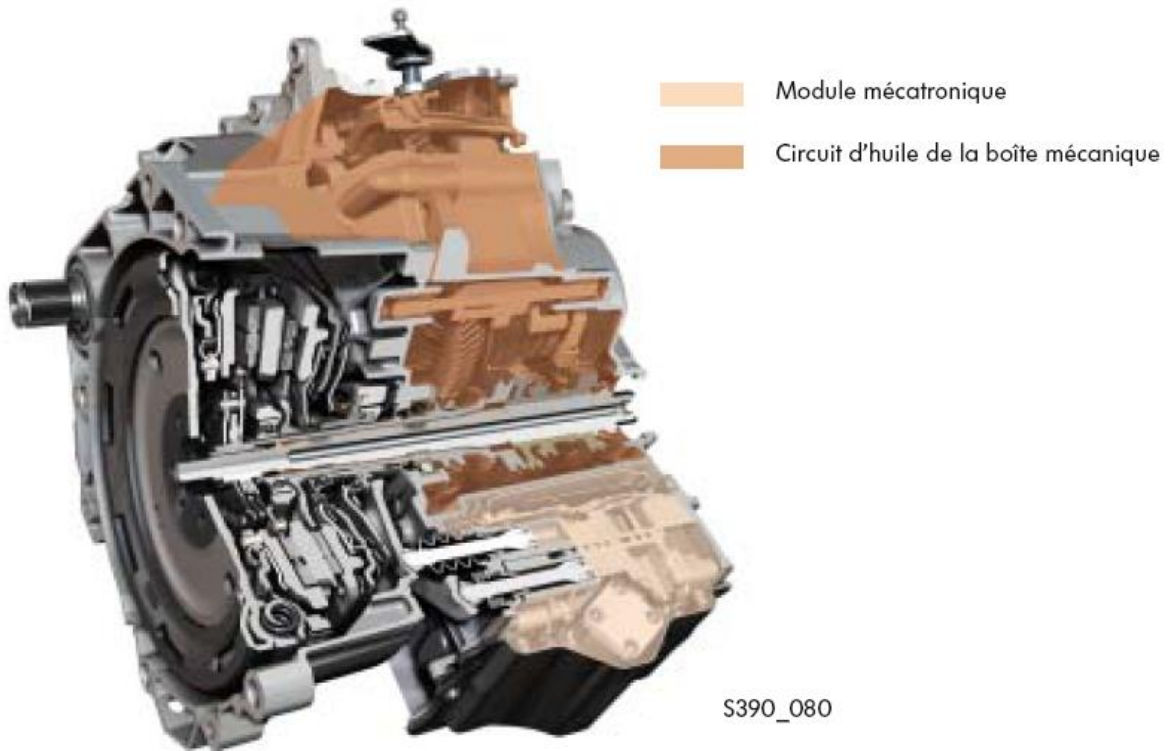


Figure II-14 Compartiment des huiles utilisées.

II.3.1.3 La pompe hydraulique

L'unité de pompe hydraulique est logée dans le module mécatronique. Elle se compose d'une pompe hydraulique et d'un moteur électrique.

Le moteur de pompe hydraulique est un moteur électrique à courant continu sans balai. Il est activé par le calculateur électronique de la mécanique en fonction de la pression. Il entraîne la pompe hydraulique par le biais d'un accouplement.

La pompe hydraulique fonctionne selon le principe d'une pompe à engrenage. Elle aspire l'huile hydraulique et la refoule dans le circuit d'huile avec une pression d'env. 70 bars.

L'huile hydraulique est acheminée entre les parois du carter de pompe et les entredents du côté aspiration au côté pression.

II.3.1.4 Vanne de limitation de vitesse

La pompe hydraulique repousse l'huile hydraulique à travers le filtre en direction de la vanne de limitation de pression, de l'accumulateur de pression et du transmetteur de pression hydraulique.

Si la pression d'huile hydraulique atteint env. 70 bars sur la vanne de limitation de pression et sur le transmetteur de pression hydraulique, le calculateur met le moteur électrique hors tension et, par conséquent, également la pompe hydraulique.

Le bypass garantit le fonctionnement du système en cas de conduit de filtre obstrué.

II.3.1.5 L'accumulateur de pression

L'accumulateur de pression est conçu en tant qu'accumulateur à gaz.

Il met la pression d'huile hydraulique à disposition lorsque la pompe hydraulique est désactivée.

Sa capacité de stockage est de 0,2 litre.

II.3.2 Rôle et fonctionnement des électrovannes dans le circuit d'huile

II.3.2.1 Vannes de régulation de pression des sous-boîtes

Les électrovannes de régulation de pression des sous-boîtes régulent la pression d'huile pour les sous-boîtes 1 et 2. Si un défaut est détecté dans l'une des sous-boîtes, l'électrovanne de régulation de pression peut désactiver la sous-boîte concernée.

II.3.2.2 Les électrovannes des positionneurs hydrauliques

Les électrovannes des positionneurs hydrauliques régulent le volume d'huile en direction des positionneurs hydrauliques. Chaque positionneur hydraulique permet d'enclencher 2 rapports. Si aucun rapport n'est engagé, les positionneurs hydrauliques sont maintenus en position neutre par la pression d'huile.

Lorsque le levier sélecteur est en position « P » et que le contact d'allumage est coupé, le 1er rapport et la marche arrière sont engagés.

II.3.2.3 Les électrovannes des actionneurs d'embrayage

Les électrovannes des actionneurs d'embrayage régulent le volume d'huile en direction des actionneurs d'embrayage.

Les actionneurs d'embrayage actionnent les embrayages E1 et E2. À l'état sans tension, les électrovannes et les embrayages sont ouverts.

II.4 Passage des rapports

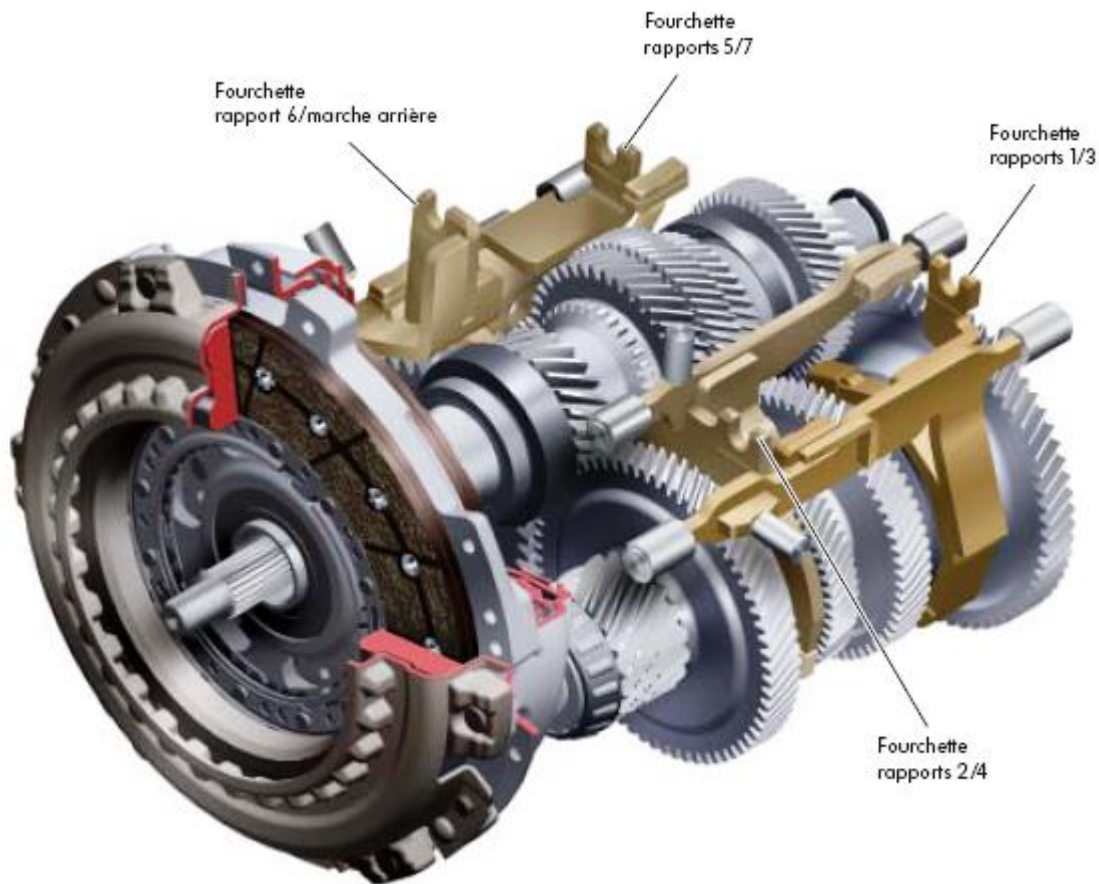


Figure II-15 Les fourchettes de la boîte DSG.

Comme sur les boîtes de vitesses mécaniques classiques, les rapports sont enclenchés par le biais de fourchettes.

Chaque fourchette enclenche respectivement deux rapports.

Les fourchettes sont logées dans le carter de boîte de vitesses, des deux côtés.

Le mouvement des fourchettes lors du passage des rapports s'effectue par le biais des positionneurs hydrauliques intégrés dans la mécanique.

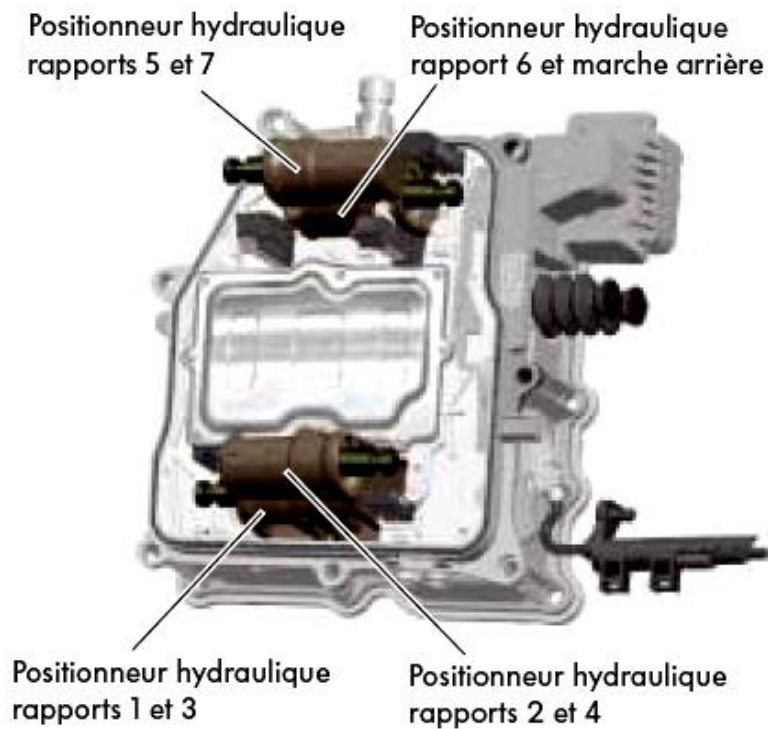


Figure II-16 Positionneurs hydrauliques dans le module mécatronique.

II.4.1.1 Positionneurs hydrauliques et fourchettes

Le piston du positionneur hydraulique est solidaire de la fourchette. Pour le passage des rapports, une pression d'huile est appliquée sur le piston du positionneur hydraulique. De ce fait, le piston se déplace. Lors du déplacement, il entraîne la fourchette et le baladeur. Le baladeur actionne le moyeu de synchroniseur et le rapport est engagé.

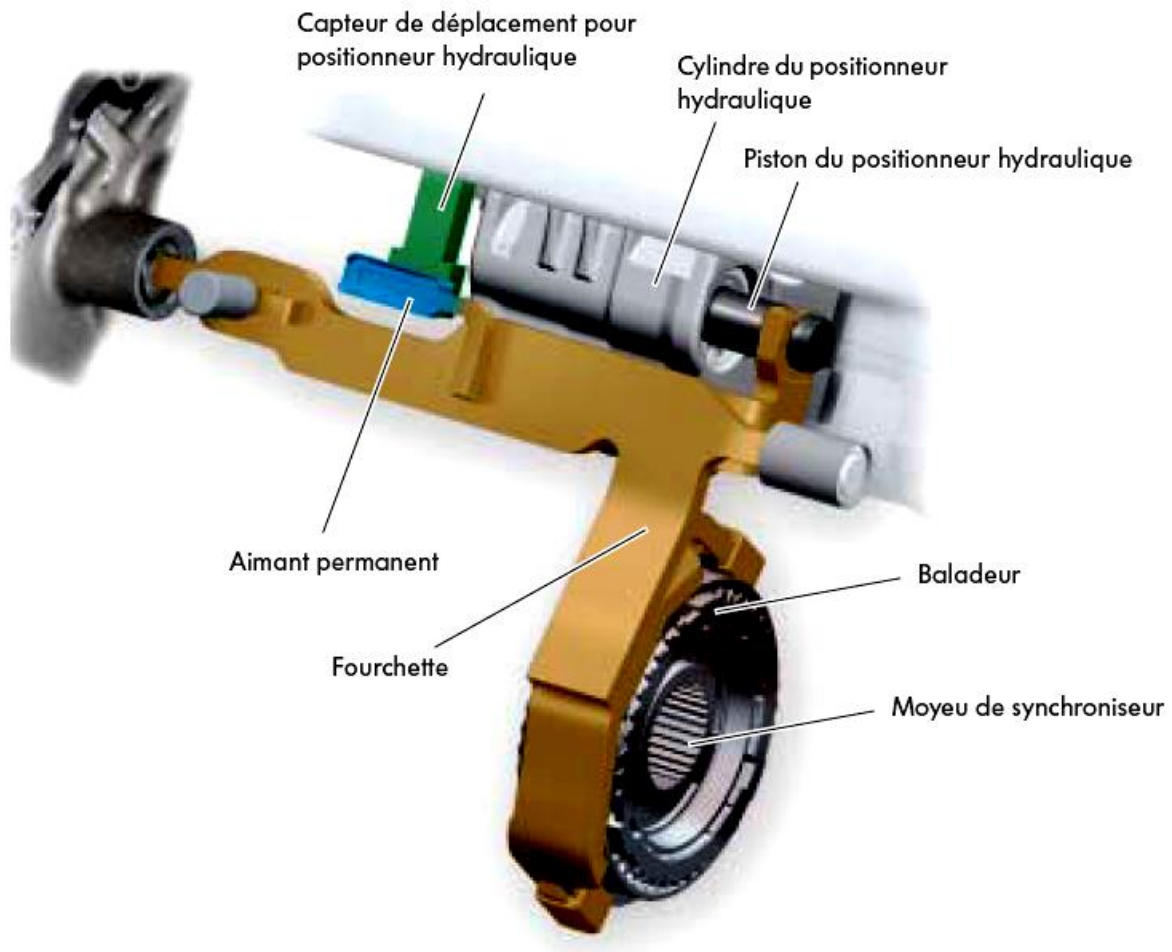


Figure II-17 Fonctionnement de la fourchette.

Par le biais de l'aimant permanent et du capteur de déplacement pour positionneur hydraulique, la mécatronique détecte la nouvelle position de la fourchette.

II.4.1.2 Changement de rapport

La commande des fourchettes s'effectue de manière hydraulique comme sur la boîte DSG 02E.

Pour le passage des rapports, le calculateur électronique de la mécatronique pilote l'électrovanne correspondante du positionneur hydraulique de l'arbre de commande des vitesses.

À titre d'exemple, le passage en 1re est représenté.

- Position initiale

Le piston du positionneur hydraulique est maintenu en position neutre « N » par la pression d'huile commandée au niveau de l'électrovanne de positionneur hydraulique (rapports 1 et 3).

Aucun rapport n'est enclenché.

La vanne 4 dans la sous-boîte 1 régule la pression d'huile dans la sous-boîte 1.

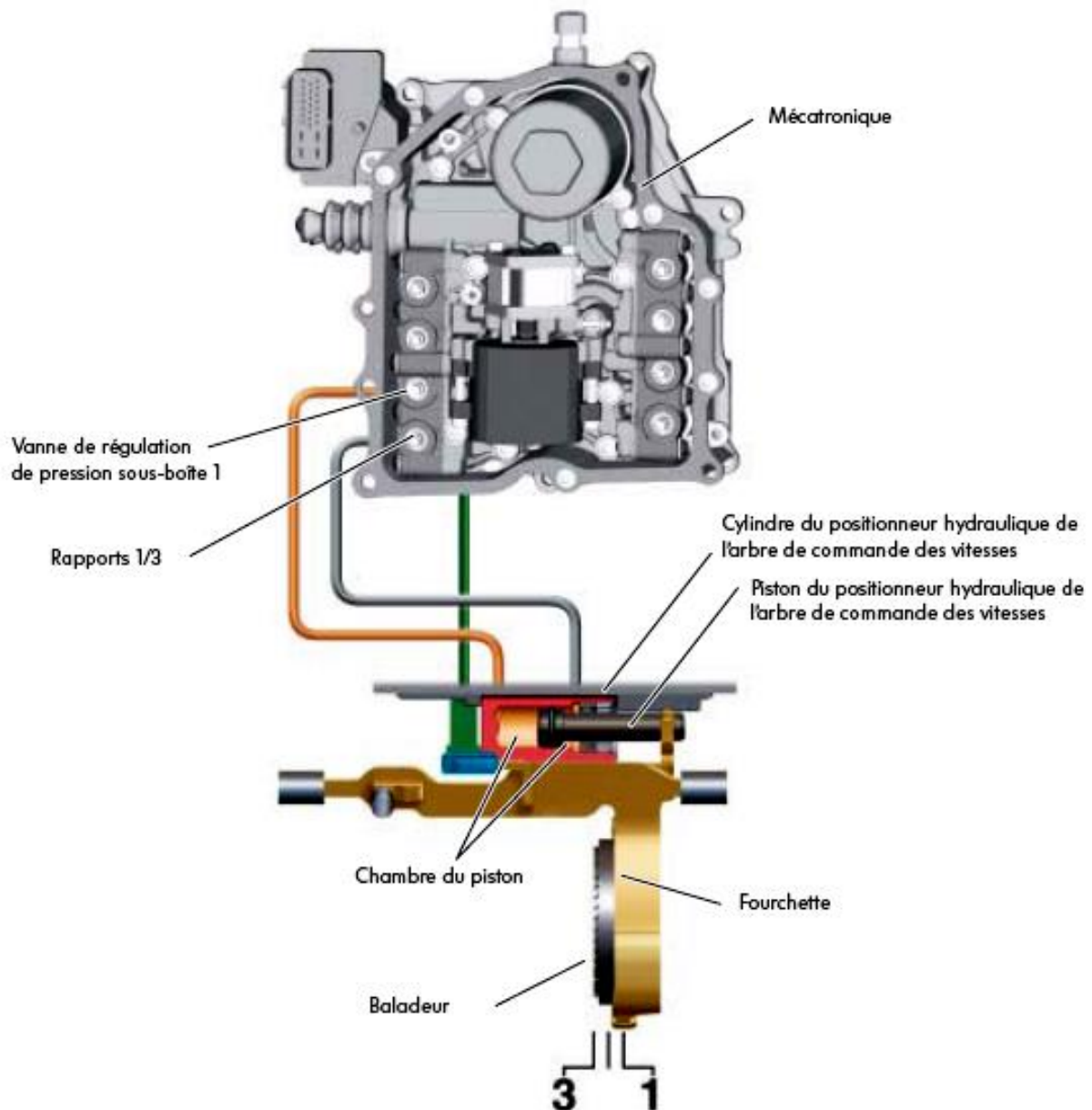


Figure II-18 Passage en premier rapport par le biais de la fourchette.

II.4.1.3 Passage en 1re

Pour engager le 1er rapport, la vanne du positionneur hydraulique augmente la pression d'huile dans la chambre gauche du piston, ce qui repousse le piston du positionneur hydraulique de l'arbre de commande des vitesses vers la droite. Étant donné que la fourchette et le baladeur sont solidaires du piston du positionneur hydraulique, ils se déplacent également vers la droite.

Le 1er rapport est engagé grâce au déplacement du baladeur.

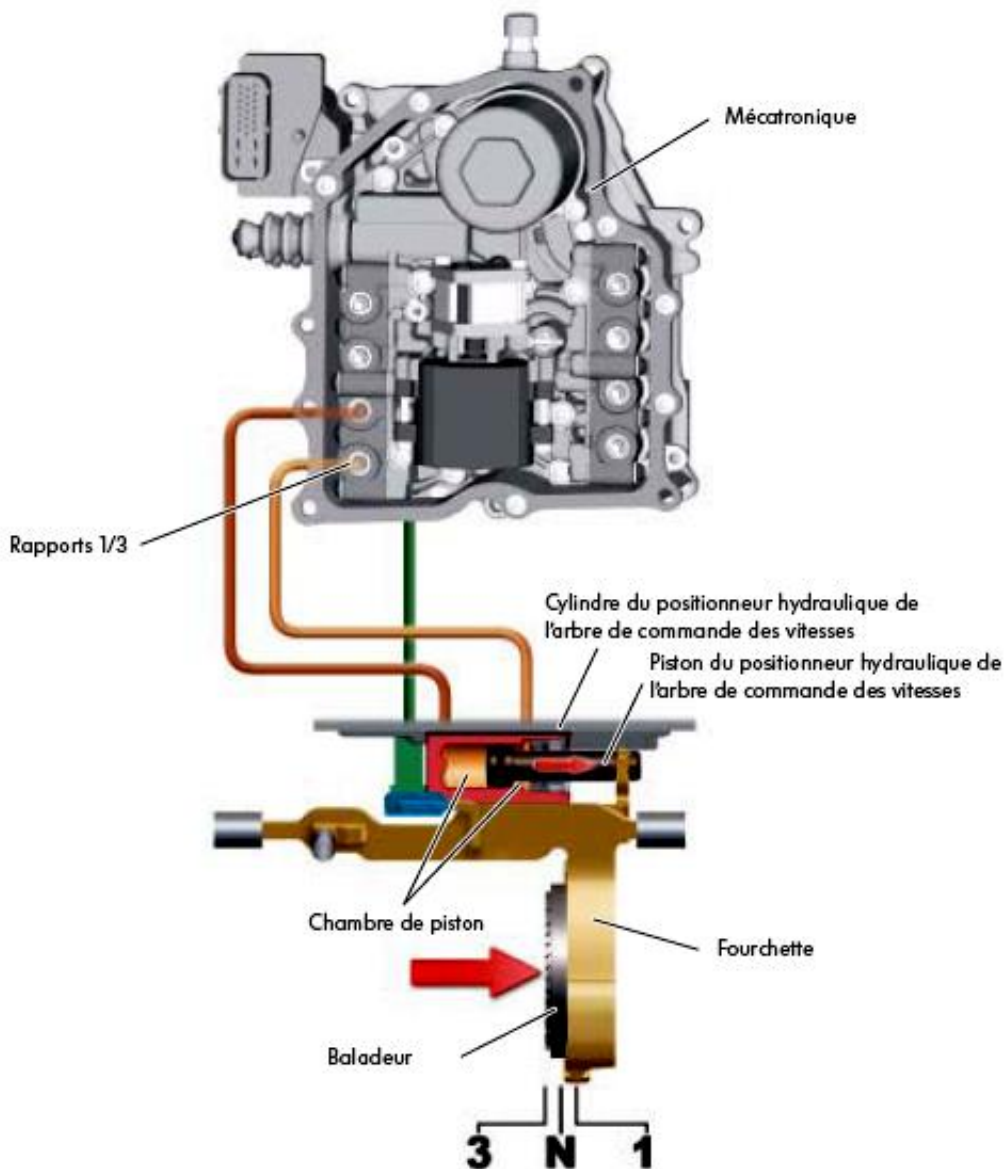


Figure II-29 Montre le passage de la première vitesse.

II.4.1.4 Les actionneurs d'embrayage

Les embrayages E1 et E2 sont actionnés de manière hydraulique. Pour cela, un actionneur d'embrayage est logé dans la mécanique pour chaque embrayage.

Un actionneur d'embrayage est composé d'un cylindre d'actionneur d'embrayage et d'un piston d'actionneur d'embrayage. Le piston d'actionneur d'embrayage actionne le levier d'embrayage de l'embrayage.

Sur le piston d'actionneur d'embrayage se trouve un aimant permanent qui est nécessaire au transmetteur de course d'embrayage en vue de détecter la position du piston.

Afin de ne pas entraver la détection de la position du piston, le cylindre de l'actionneur et le piston de l'actionneur ne doivent pas être magnétiques.

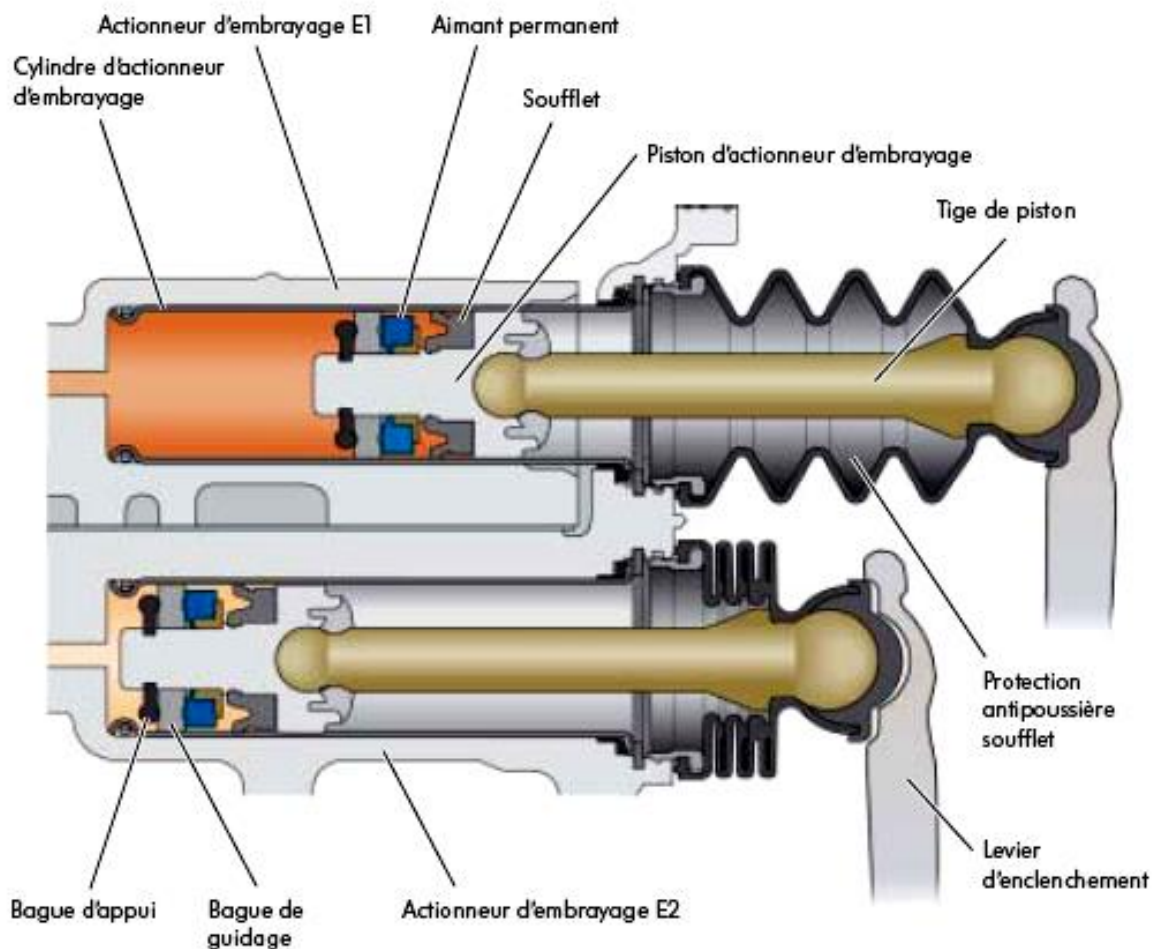


Figure II-19 Actionneurs d'embrayages.

II.4.1.5 Actionnement des embrayages

Pour actionner les embrayages, le calculateur électronique de la mécanique pilote :

- la vanne 3 dans la sous-boîte 1 pour l'embrayage E1.
- la vanne 3 dans la sous-boîte 2 pour l'embrayage E2.

À titre d'exemple, l'actionnement de l'embrayage E1 est représenté.

- Embrayage non actionné

Le piston d'actionneur d'embrayage se trouve en position de repos. L'électrovanne (Vanne 3 dans la sous-boîte 1) est ouverte en direction du retour. La pression d'huile régulée par la vanne de régulation de pression dans la sous-boîte est acheminée vers le réservoir d'huile de la mécanique.

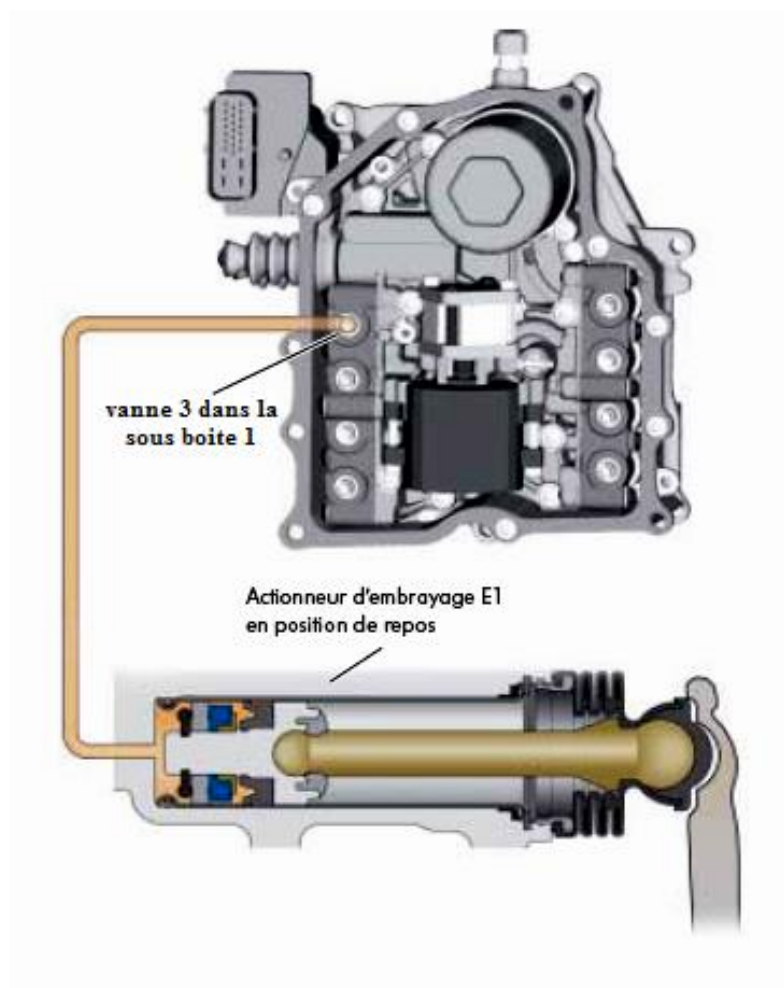


Figure II-20 Commande de l'embrayage (dans ce cas non, actionné).

- Embrayage actionné

Si l'embrayage E1 doit être actionné, l'électrovanne (Vanne 3 dans la sous-boîte 1) est activée par le calculateur électronique.

L'activation entraîne l'ouverture du canal en direction de l'actionneur d'embrayage et la pression d'huile parvient derrière le piston de l'actionneur d'embrayage. Le piston de l'actionneur d'embrayage se déplace et actionne par conséquent le levier d'embrayage E1. L'embrayage E1 se ferme. Le calculateur reçoit du transmetteur de course d'embrayage 1 un signal concernant la position exacte de l'embrayage.

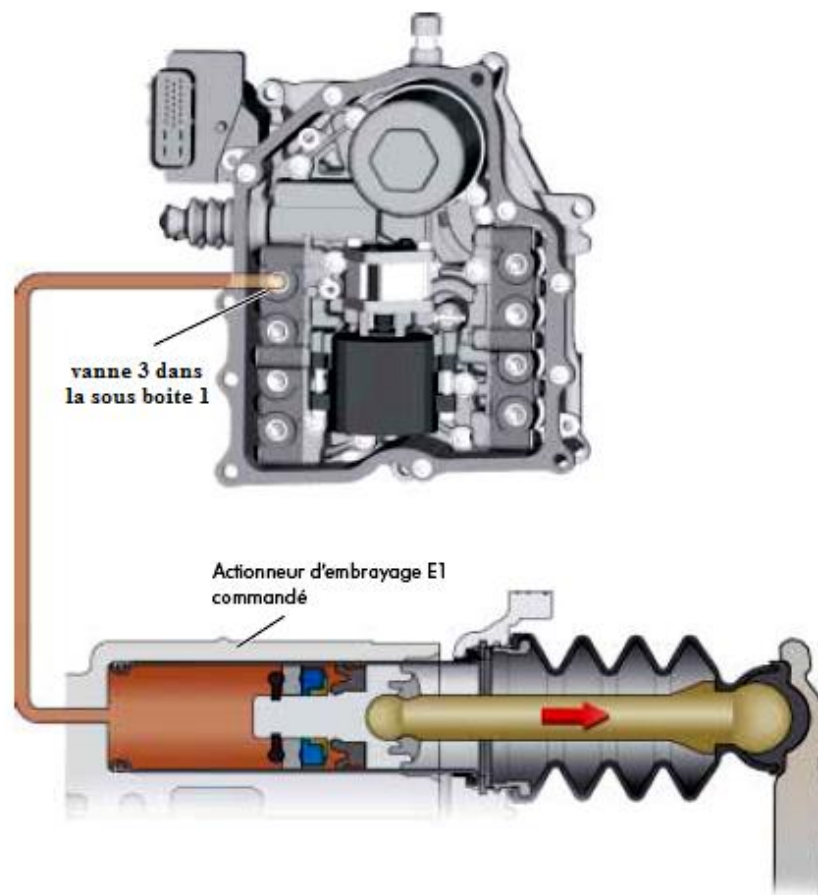


Figure II-21 Commande de l'embrayage (dans ce cas, actionné).

II.5 Conclusion

L'ingéniosité de la boîte de vitesse DSG réside dans son embrayage doublé et dans son module mécatronique qui gère tous les paramètres de la boîte permettant, ainsi, d'éviter l'interruption dans l'accélération et réduisant également la consommation du combustible.

CHAPITRE III

CALCUL DES RAPPORTS

III.1 Introduction

Comme la boîte DSG est constituée de deux sous-boîtes opérant de la même manière que la boîte mécanique classique, les calculs de la DSG sont identiques à ceux de la boîte classique.

De façon générale, une boîte de vitesse donne une gamme de vitesses sur l'arbre de sortie à partir d'une seule vitesse de l'arbre moteur. Dans le cas d'un véhicule, la boîte permet d'adapter le couple résistant sur les roues au couple moteur. Pour y parvenir parfaitement, il serait préférable d'utiliser une variation continue ou d'avoir un très grand nombre de rapports de transmission, mais les impératifs techniques et économiques limitent les constructeurs à ne pas dépasser un certain nombre de rapports, aujourd'hui on est à 7 rapports maximum pour les voitures touristiques.

Une boîte de vitesse d'un véhicule n'accomplira donc convenablement sa tâche que si les rapports sont minutieusement étudiés.

Le problème de l'adaptation d'une boîte de vitesses au moteur et au véhicule est très vaste, aussi, nous n'allons en donner qu'une approche, en supposant connues les caractéristiques du véhicule et celle du moteur [5].

III.2 Donner du problème

III.2.1 Résistance à l'avancement

La résistance à l'avancement du véhicule et la somme de :

- La résistance au roulement,
- La résistance due à la pente à gravir,
- La résistance aérodynamique.

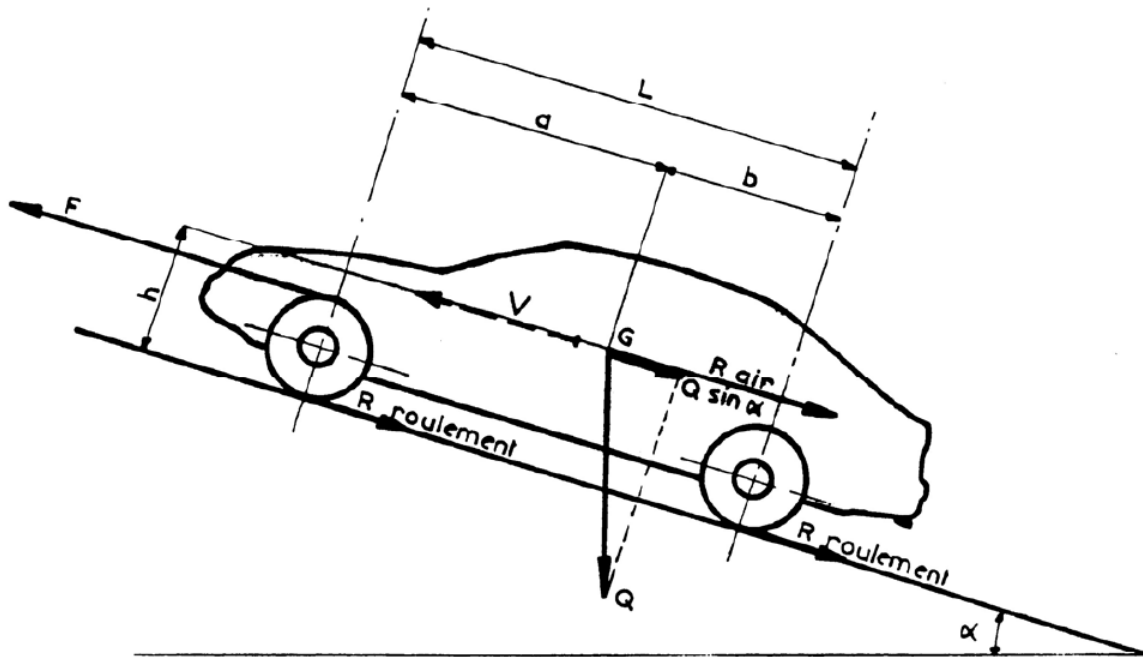


Figure III-1 Montre les paramètres qui rentrent dans le calcul des rapports.

Avant d'étudier ces diverses résistances, notons que l'on appelle puissance fournie à la jante par le moteur : $P = F.V$

F étant la force à la jante des roues motrices et V la vitesse supposée stabilisée du véhicule.

III.2.1.1 Résistance au roulement

Cette résistance est due aux pertes par frottement tout le long de la transmission (paliers, engrenages ...) et surtout aux pertes qui se produisent au contact des roues avec le sol. Cette résistance est pratiquement indépendante de la vitesse du véhicule et peut donc s'écrire :

$$F_r = Q.K_r \dots\dots\dots (III.1)$$

Q : poids du véhicule.

K_r : coefficient de résistance au roulement (0,015 à 0,02 pour les automobiles).

III.2.1.2 Résistance due à la pente à gravir

Cette forme de résistance est égale à la projection sur la surface de roulement du poids du véhicule, soit pour une pente à gravir d'angle α par rapport à l'horizontale :

$$F_r = Q \sin \alpha \dots\dots\dots (III.2)$$

III.2.1.3 Résistance aérodynamique

La loi de Newton indique que « la résistance exercée par l'air sur un corps en déplacement est proportionnelle à la masse volumique de l'air, à la surface frontale du corps et au carré de la vitesse d'avancement ». Le coefficient de proportionnalité C_x dépend de la forme du corps et est appelé coefficient aérodynamique ou coefficient de trainée ($\approx 0,3$ pour une voiture de tourisme).

Donc :

$$F_r = \frac{W}{2g} C_x \cdot S \cdot V^2 \dots\dots\dots (III.3)$$

Avec

W : poids spécifique de l'air $1,225 \text{ kg/m}^3$.

g : accélération de la pesanteur $g = 9.81 \text{ m/s}^2$.

S : surface du mètre couple en m^2 .

C_x : coefficient de trainée.

Soit au niveau du sol $F_r = 0,062 \cdot C_x \cdot S \cdot V^2 \dots\dots\dots (III.4)$

III.2.1.4 Puissance absorbée à la jante

La puissance absorbée à la jante est la somme de ces trois résistances multipliée par la vitesse du véhicule

$$P_r = [Q(K_r + \sin \alpha) + 0,062C_xSV^2]V \dots\dots\dots (III.5)$$

Nous ne tiendrons pas compte dans la suite de la différence entre la puissance à la jante et la puissance fournie par le moteur, ce qui revient à supposer que le rendement global de la transmission est égal à 1 (en moyenne le rendement est voisin de 0,9 pour un véhicule de tourisme) [9].

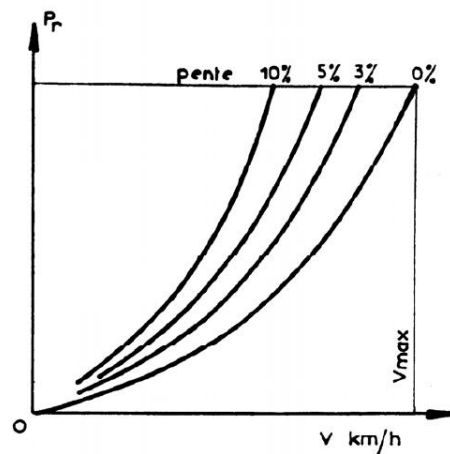


Figure III-2 Montre la puissance de roulement en fonction de la vitesse selon des pentes choisi.

III.2.1.5 Le moteur

Il est prévu pour fournir la puissance à la vitesse maximum choisie pour le véhicule.

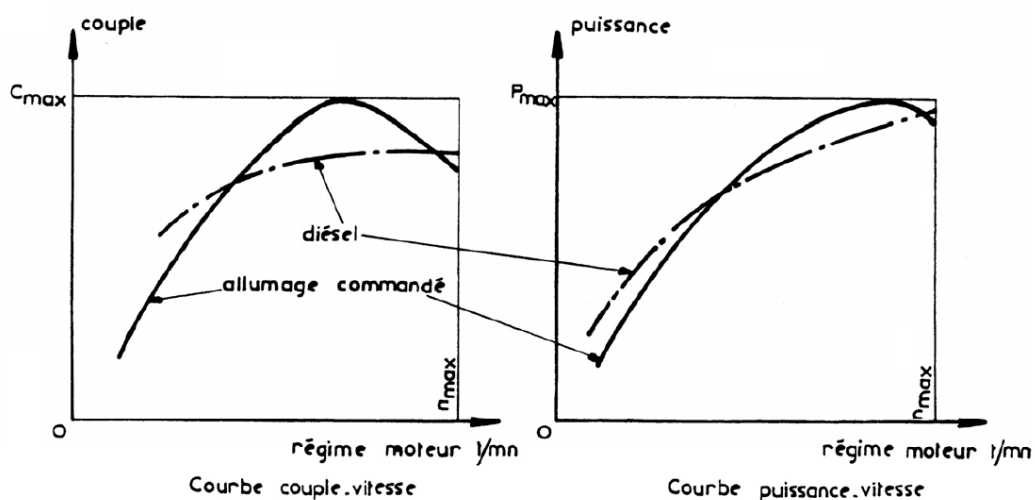


Figure III-3 Monte le couple et la puissance en fonction du régime du moteur.

III.3 Calcul des rapports

III.3.1 Dernier rapport r_n de la boîte

On part de la vitesse maximale du véhicule V_{max} en km/h et du moteur N_{max} en tr/min et connaissant le diamètre des roues D en m, on calcul la démultiplication globale boîte pont pour le dernier étage de la boîte.

$$r_g = \frac{V_{max} \cdot 10^3}{\pi \cdot D \cdot N_{max} \cdot 60} \dots\dots\dots (III.6)$$

Il s'agit alors de répartir cette démultiplication entre la boîte et le pont

$$r_g = r_a \cdot r_p$$

Cette répartition doit prendre en compte les considérations suivantes :

- C'est la plus grande vitesse qui est la plus utilisée, donc on peut songer à réaliser une prise directe car ainsi il n'y a pas d'engrenage en service dans la boîte, et en réduit par conséquent l'usure, les limites et les vibrations, et on obtient un bon rendement.
- La surmultiplication fait fonctionner le moteur à bas régime mais la réserve de puissance est très faible, inversement la démultiplication entraîne un régime moteur élevé et donc une fatigue importante de celui-ci.

III.3.2 Rapport r_1 de la première vitesse

C'est avec ce rapport que l'on obtient le couple maximal sur les roues, suivant le type du véhicule on exige alors par exemple :

- **Voiture de tourisme :**

Le véhicule doit être capable de démarrer dans une pente de pourcentage α donné sur un sol mouillé (faible adhérence).

$$r_g = r_1 \cdot r_p = \frac{C_{max\ moteur}}{f \frac{D}{2}} \frac{L + fh}{Q \cos \alpha \cdot b} \quad \text{pour un véhicule à traction avant} \dots\dots\dots (III.7)$$

$$r_g = r_1 \cdot r_p = \frac{C_{max\ moteur}}{f \frac{D}{2}} \frac{L - fh}{Q \cos \alpha \cdot a} \quad \text{pour un véhicule à traction arrière} \dots\dots\dots (III.8)$$

a, l, b, h sont définis sur la figure

f = coefficient d'adhérence.

Il faut à ce stade vérifier la tenue de l'embrayage.

- **Véhicule de compétition :**

On souhaite avoir une accélération maximale au démarrage. On calcule l'accélération γ en fonction de r_g et des caractéristiques du véhicule.

La dérivée $\frac{d\gamma}{dr_g} = 0$ donne alors la valeur de r_g qui permet d'obtenir cette accélération maximale.

III.3.3 Etagement des rapports

L'étagement des rapports entre le premier et le dernier, c'est-à-dire le nombre de vitesses de la boîte et les valeurs des rapports, correspondants, est déterminé à partir de considérations diverses :

- Utilisation du maximum de puissance du moteur.
- Adaptation des rapports à l'importance du trafic ou aux moyennes horaires à réaliser.
- Adaptation au profil de la route suivie.
- Prix de revient de la boîte (à l'achat, à l'usage).

Pour une boîte de vitesses de voiture de tourisme à n rapports on porte sur un graphique en abscisse la vitesse du véhicule et on ordonne le régime du moteur.

Les deux droites relatives à la première et la n^{ième} vitesse sont déjà connues, on trace en suite les vitesses qui restent en tenant compte des contraintes suivantes :

- Le moteur ne doit pas tourner à une vitesse supérieure à N_{\max} .
- Pour une vitesse V du véhicule on ne doit pas avoir une puissance trop faible du moteur, c'est-à-dire une vitesse de rotation trop basse. Donc les points de repère doivent se trouver sur une horizontale correspondant à une vitesse N_{\max} de rotation du moteur.

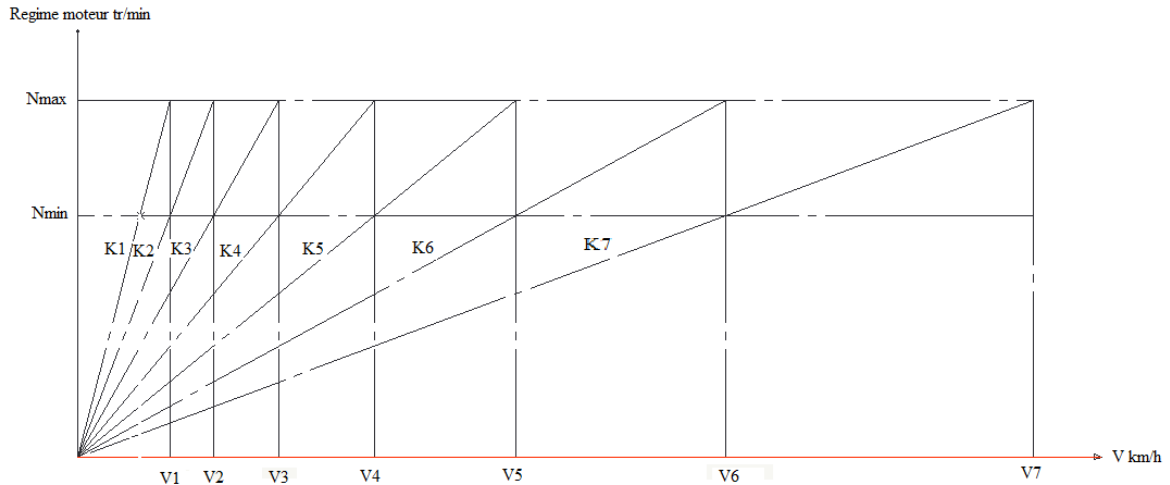


Figure III-4 montre la progression géométrique des rapports entre deux régimes [6].

$$\text{Ainsi } \begin{cases} N_{max} = K_1 V_1 = K_2 V_2 = K_3 V_3 = K_4 V_4 = K_5 V_5 = K_6 V_6 = K_7 V_7 \\ N_{min} = K_2 V_1 = K_3 V_2 = K_4 V_3 = K_5 V_4 = K_6 V_5 = K_7 V_6 \end{cases} \dots\dots\dots \text{(III.9)}$$

$$\frac{N_{max}}{N_{min}} = \frac{K_1}{K_2} = \frac{K_2}{K_3} = \frac{K_3}{K_4} = \frac{K_4}{K_5} = \frac{K_5}{K_6} = \frac{K_6}{K_7} = q \dots\dots\dots \text{(III.10)}$$

Les rapports sont donc en progression géométrique de raison q.

III.3.4 Correction aptitudes à l'accélération

On trace sur le même diagramme (figure) la puissance absorbée à la jante en fonction de la vitesse du véhicule (pour une pente nulle) et la puissance motrice pour un rapport donné. La différence entre ces deux courbes donne la puissance disponible. Cette puissance peut servir soit à accélérer, elle caractérise alors l'aptitude du véhicule à l'accélération, soit à gravir une pente elle caractérise donc l'aptitude à la cote.

Pour connaître cette aptitude en cote, on trace sur le diagramme précédent les droites de puissance nécessaire pour gravir des pentes de différents pourcentages.

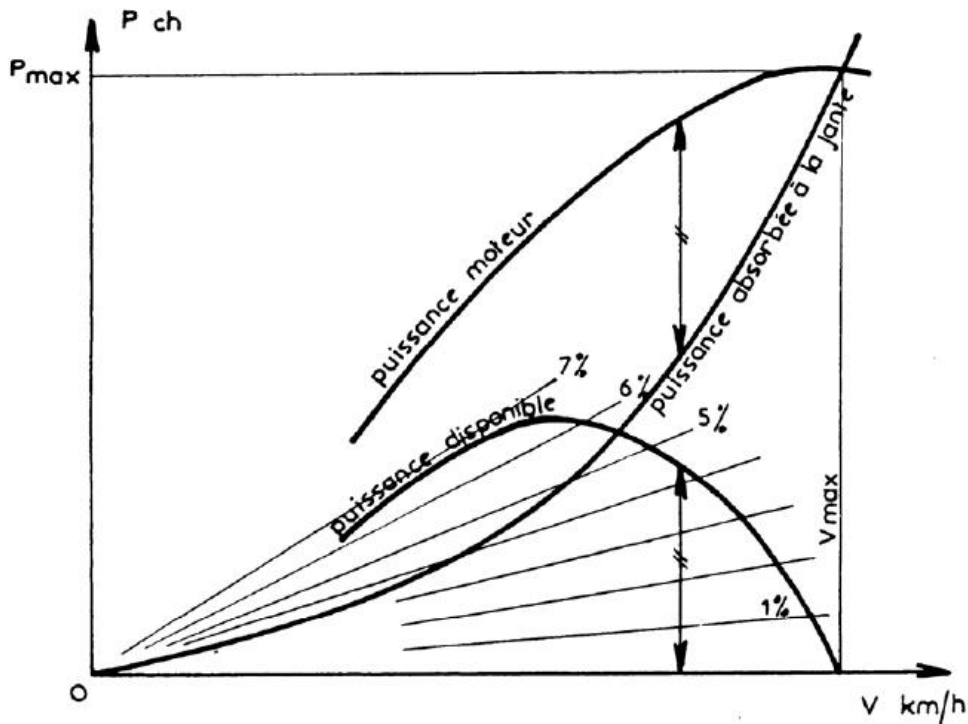


Figure III-5 Monte la puissance du moteur, la puissance absorbée à la jante, la puissance disponible en fonction des pentes à gravir.

L'aptitude en cote à n % est alors la différence entre la puissance disponible et la puissance nécessaire.

En utilise ce diagramme pour éventuellement corriger les choix des rapports et ceci en fonction des divers impératifs qui peuvent être :

- Ne pas avoir de « trou » dans l'étagement de la boîte, c'est-à-dire ne pas avoir de chute trop importante de puissance disponible lors d'un changement de rapport.
- Avoir en troisième par exemple une bonne aptitude en cote mais cependant avec une vitesse maximale pas trop limitée.
- Avoir une 1ère très démultipliée pour limiter le temps de patinage de l'embrayage si les démarrages sont fréquents.

III.3.5 Calcul numérique des rapports de vitesses de la boîte DSG.

Soit à déterminer les rapports de la boîte double embrayage à 7 vitesses en marche avant d'une voiture de tourisme ayant les caractéristiques suivantes :

On a choisis un modèle bien précis pour le calcul des rapports (modèle Passat cc 160 ch, 118 kW avec moteur essence 4 cylindres 1.8) :

Les données sont prises de la fiche technique de ce model (voir l'annexe).

Pour la surface, on a fait une approximation de la surface résistante par des formes géométriques simples et l'on a négligé les surfaces des rétroviseurs.

$$S = (1,82 \times 1,47) - (1,82 - 1,17) \times 0,62 / 2 - 1,372 \times 0,2 = 2,2 \text{ m}^2.$$

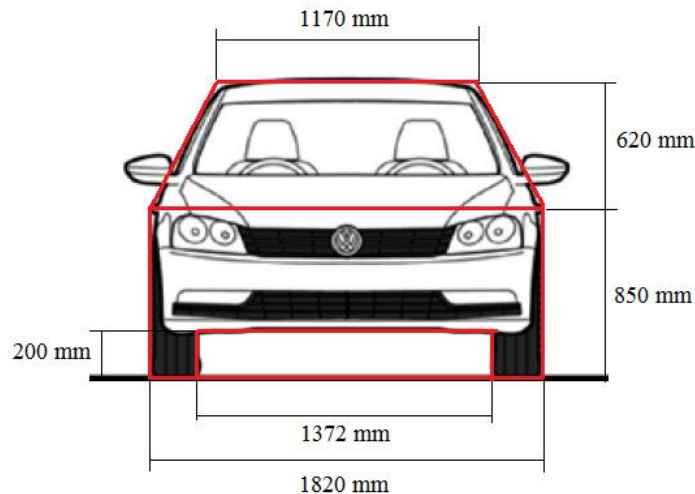


Figure III-6 Montre les dimensions de la Passat cc 160 ch 4 cylindres essence 1.8.

Les données techniques du véhicule considéré sont :

- Poids à vide : 1500,93 daN.
- Poids à pleine charge : 2011,05 daN.
- Coefficient de résistance au roulement : $K_v = 0,0162$.
- Surface du maître couple : $S = 2,2 \text{ m}^2$.
- Coefficient de traînée : $C_x = 0,3$.
- Diamètre des pneumatiques : $D = 0,56 \text{ m}$.
- Dimensions : $L = 2,712 \text{ m}$; $a = 1,300 \text{ m}$; $b = 1,412 \text{ m}$; $h = 0,635 \text{ m}$.

- Traction arrière.

Le moteur à allumage commandé à une courbe de puissance donnée par la figure

D'après cette courbe, la puissance maximale correspond à 5000 tr/min du vilebrequin.

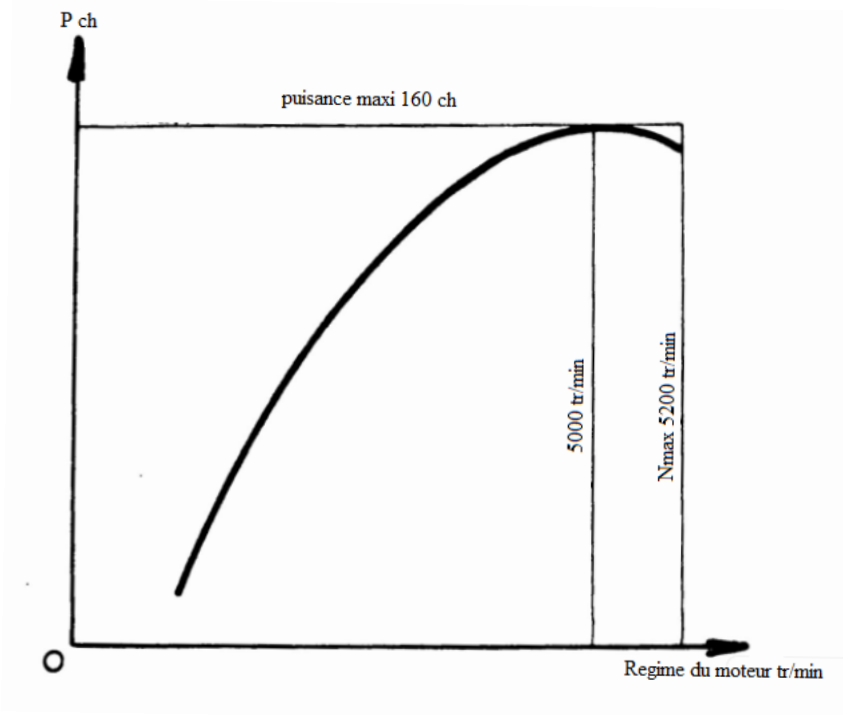


Figure III-7 Montre la courbe de puissance du model en fonction du régime moteur [6].

- **Calcul des résistances :**

Pour le roulement : $P_r = K_r \cdot Q \cdot V = 0,0162 \times 2011,05 \times V = 32,57901 \cdot V$

A 100 km/h par exemple $V = 27,8$ m/s.

$P_r = 904,973$ daN/s = 12,26 ch.

Pour l'air :

$P_a = 0,062 C_x S V^3 = 0,04120795 \times V^3$.

Soit à 100 km/h : $P_a = 0,04120795 \times (27,8)^3 = 883,22$ daN = 11,97 ch.

Donc pour rouler à 100 km/h en palier il faut disposer à la jante d'une puissance de :

$P_u = P_r + P_a = 24,23$ ch.

En recommençant ce calcul pour diverses valeurs de la vitesse du véhicule, on obtient le tableau ci-dessous :

Tableau III-1 monte les puissances utiles en fonction des vitesses (établi par nous-même).

vitesse en km/h	vitesse en m/s	Pr	Pa	Pu	Pu en ch
20	5,556	180,995	7,066	188,060	2,548
40	11,111	361,989	56,527	418,516	5,671
60	16,667	542,984	190,778	733,761	9,943
80	22,222	723,978	452,213	1176,191	15,938
100	27,778	904,973	883,229	1788,202	24,230
120	33,333	1085,967	1526,220	2612,187	35,395
140	38,889	1266,962	2423,581	3690,543	50,007
160	44,444	1447,956	3617,708	5065,664	68,640
180	50,000	1628,951	5150,994	6779,944	91,869
200	55,556	1809,945	7065,835	8875,780	120,268
220	61,111	1990,940	9404,627	11395,566	154,411
240	81,111	2642,520	21989,840	24632,360	333,772
260	101,111	3294,100	42596,868	45890,968	621,829
280	121,111	3945,680	73203,692	77149,372	1045,384

→ V_{\max}

La puissance du moteur étant de 160 ch, la puissance utile la plus proche est de 154,411 ch correspondant à une vitesse de 220 km/h. Alors, en se limitant à cette vitesse et en tenant compte du rendement global de la transmission, qui est de l'ordre de 0,97, on trouve que cette vitesse est exactement celle indiquée dans la fiche technique du constructeur associée à ce modèle.

- **Choix des rapports de la boîte :**

Rapport de la septième vitesse :

Vitesse maxi de 220 km/h pour la vitesse maxi de rotation maxi du moteur, soit 5200 tr/min.

Donc le rapport global en septième est :

$$r_g = \frac{220 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,56 \cdot 5200 \cdot 60} = 0,400$$

Rapport de la première vitesse :

On choisit l’hypothèse suivante : démarrage possible dans une pente à 20% sur sol sec (coefficient d’adhérence égale à 1 ce qui correspond à des pneumatiques neufs et à un sol en bon état).

En remplaçant les données dans l’équation (4.) et avec $C_{\max \text{ moteur}} = 250 \text{ N}$ (donné par la fiche technique), on calcule r_g :

$$r_g = r_1 \cdot r_p = \frac{C_{\max \text{ moteur}}}{f \frac{D}{2}} \frac{L-fh}{Q \cos \alpha \cdot a} = 0,0724$$

Pour déterminer le reste des rapports on suit la méthode de la progression géométrique de raison q.

$$q = \sqrt[6]{\frac{r_1}{r_7}} = \sqrt[6]{\frac{0,0724}{0,400}} = 0,752$$

Avec $\frac{r_1}{r_2} = \frac{r_2}{r_3} = \frac{r_3}{r_4} = \frac{r_4}{r_5} = \frac{r_5}{r_6} = \frac{r_6}{r_7} = 0,752$

Donc

Tableau III-2 montre les différents rapports selon la progression géométrique.

r1	r2	r3	r4	r5	r6	r7
0,0724	0,0963	0,1280	0,1702	0,2263	0,3008	0,4000

Ces résultats théoriques sont supposés représenter les rapports de démultiplication de la boîte DSG. Les rapports réels seront déterminés connaissant les nombres des dents des pignons activés dans la chaîne cinématique correspondante au rapport à calculer.

La formule qui permet de calculer ces rapports s’écrit sous la forme :

$$r = \frac{\text{produit de nombre de dents des roues menantes}}{\text{produit de nombre de dents des roues menées}} \dots\dots\dots \text{(III.11)}$$

Pour faciliter la compréhension, on reprend ici la figure (II.3) qui illustre l'emplacement des pignons pour chaque rapport de transmission.

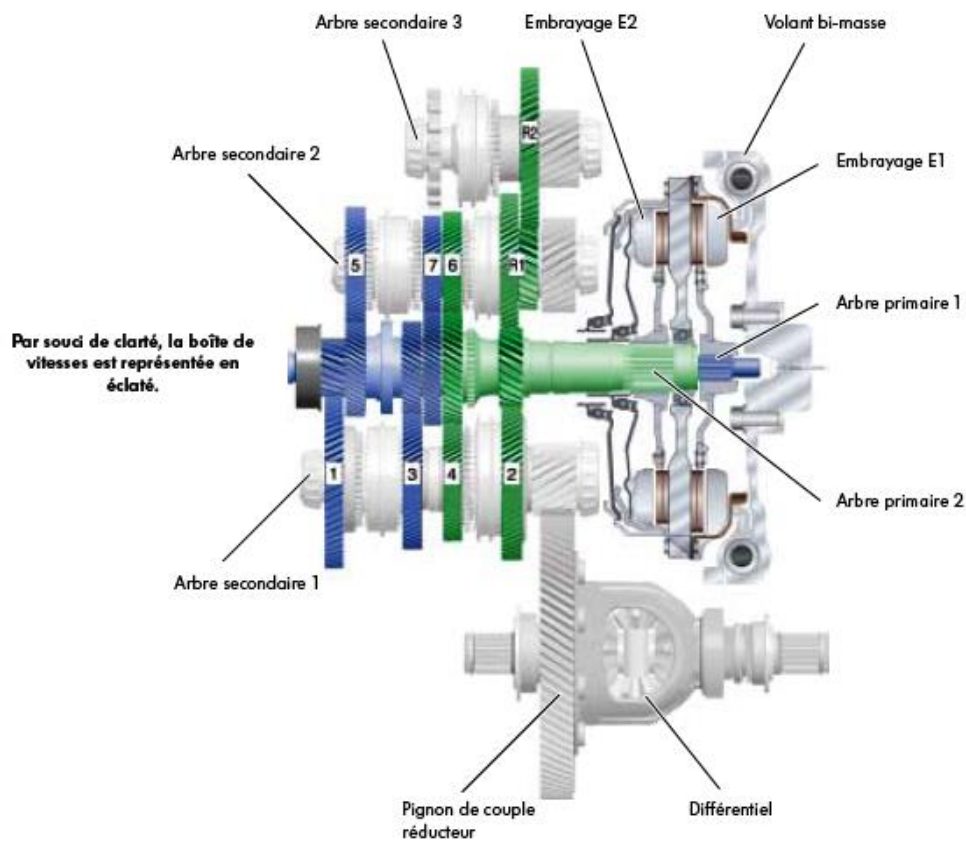


Figure II-3 vue éclatée de la boîte DSG.

De 1 à 7 représentent les pignons des vitesses sur les deux arbres secondaires.

Les pignons (non numérotés ici) s'engrenant avec ceux-ci appartiennent aux arbres primaires.

R1 : pignon intermédiaire de la marche arrière qui est engrené avec le pignon de la marche arrière de l'arbre secondaire 2.

R2 : pignon de la marche arrière sur l'arbre de la marche arrière.

Dans le tableau suivant, on indique les nombres de dents des pignons qui rentrent dans le calcul des rapports de la boîte (il s'agit des pignons baladeurs) [7]:

Tableau III-3 nombre de dent des pignons intervenants dans la chaîne cinématique.

	A P 1	A P 2	A S 1	A S 2	A M-A	Différentiel
pignon de l'arbre	X	X	19	25	20	72
pignon de la vitesse 1	14	X	47	X	X	X
pignon de la vitesse 2	X	19	42	X	X	X
pignon de la vitesse 3	24	X	36	X	X	X
pignon de la vitesse 4	X	28	32	X	X	X
pignon de la vitesse 5	25	X	X	30	X	X
pignon de la vitesse 6	X	28	X	28	X	X
pignon de la vitesse 7	30	X	X	26	X	X
pignon de la marche arrière	X	19	X	23	38	X
pignon R1	X	X	X	38	X	X

A l'aide de l'équation (III.11) on calcule tous les rapports, par exemple, le premier rapport se calcule de la façon :

$$r_1 = \frac{14 \times 19}{47 \times 72} = 0,0786$$

Le tableau suivant récapitule les valeurs des rapports calculés en fonction des nombres des dents et par la progression géométrique :

Tableau IV 4 résultats des rapports pratiques et théoriques.

rapport	r1	r2	r3	r4	r5	r6	r7
pratique	0,0786	0,1194	0,1759	0,2309	0,2894	0,3472	0,4006
théorique	0,0724	0,0963	0,1280	0,1702	0,2263	0,3008	0,4000

III.4 Conclusion

On remarque que les calculs théorique et pratique sont différents, ce qui laisse penser que le constructeur n'a pas adopté une progression géométrique constante.

CHAPITRE IV

ETUDE DE L'ENGRENAGE

IV.1 Introduction

Pour que le système de transmission d'une boîte de vitesses fonctionne correctement, il faut assurer la continuité d'engrènement, donc, les deux surfaces actives des deux pignons qui s'engrènent doivent être conjuguées, l'angle de pression et l'angle d'hélice doivent être communs et les pas circonférentiels doivent être égaux.

Pour des raisons économiques et de fabrication, on adopte les mêmes caractéristiques de base de dimensionnement géométrique pour tous les pignons de la boîte de vitesses.

Aussi, il faut éviter les problèmes d'interférence de fonctionnement. On doit alors prendre un nombre de dents supérieur à 17 pour une denture droite et pour une denture hélicoïdale un angle d'hélice satisfaisant la continuité d'engrènement et l'interférence de fonctionnement.

IV.2 Caractéristique de l'engrenage de la boîte

La boîte de vitesse à double embrayage est caractérisée par des engrenages à denture hélicoïdale [8].

IV.2.1 Paramètres définissant la denture

IV.2.1.1 Paramètres de base

- angle de pression réel : α_n (valeur normalisée : $\alpha_n = 20^\circ$)
- module réel : m_n
- angle d'hélice primitive : β
- nombre de dents : Z
- coefficient de déport : x

IV.2.1.2 Paramètres géométriques définis à partir des éléments de base

- Module apparent : $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ (IV.1)
- Diamètre primitif : $d = m_t Z$ (IV.2)
- Angle de pression apparent : $\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ (IV.3)
- diamètre du cylindre de base : $d_b = d \cos \alpha_t$ (IV.3)
- largeur de denture : $b = k m_n$ ($k = 8$ à 12 : valeurs courantes) (IV.4)
- hauteur de saillie : $h_a = m_n(1 + x)$ pour une denture extérieure (IV.5)
- hauteur de creux : $h_f = m_n(1,25 - x)$ (IV.5)
- diamètre de tête : $d_a = d + 2h_a$ (IV.6)
- diamètre de pied : $d_f = d - 2h_f$ (IV.7)
- pas réel : $p_n = \pi m_n$ (IV.8)
- pas apparent : $p_t = \pi m_t = \frac{p_n}{\cos \beta}$ (IV.9)
- épaisseur réelle sur le cercle primitif : $s_n = m_n \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha_n \right)$ (IV.10)
- épaisseur apparente : $s_t = \frac{s_n}{\cos \beta}$ (IV.11)
- intervalle réel : $e_n = p_n - s_n$ (IV.12)
- intervalle apparent : $e_t = p_t - s_t$ (IV.13)

IV.2.2 Choix des valeurs de l'angle β

Lorsqu'une dent menante quitte sa dent menée, la dent menante suivante doit avoir pris contact avec sa dent menée; ce qui se traduit par (figure V-2) :

$$p_t = \pi m_t = \frac{\pi m_n}{\cos \beta} < b \cdot \text{tg} \beta \text{ (IV.14)}$$

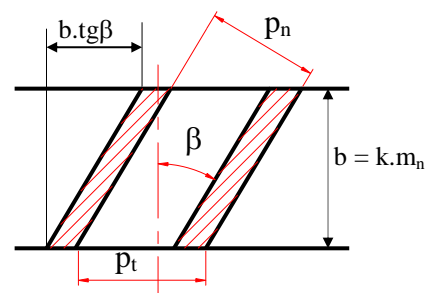


Figure IV-1 Continuité d'engrènement.

Compte tenu de la relation $b = k \cdot m_n$, pour avoir une continuité d'engrènement, il faut satisfaire la condition :

$$\sin \beta > \frac{\pi}{k} \text{ (IV.15)}$$

La valeur de l'angle β doit aussi satisfaire la condition de l'interférence de fonctionnement qui se traduit par la relation

$$Z > \frac{2y_0 \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} \dots\dots\dots (IV.16)$$

Avec
$$y_0 = \frac{h_a}{m_n} = 1 + x \dots\dots\dots (IV.17)$$

Pour une denture normale $h_a = m_n$ (donc $x = 0$ et $y_0 = 1$).

Exemple : pour $k = 10 \Rightarrow \beta > 18^\circ 19'$ En pratique, on prendra : $\arcsin\left(\frac{\pi}{k}\right) < \beta \leq 30^\circ$ pour satisfaire la condition de continuité d'engrènement.

Le nombre dent minimum satisfaisant la condition de non interférence de fonctionnement est, pour $\beta = 18^\circ 19'$ et $\alpha_n = 20^\circ$: $Z = 15$ dents

IV.3 Détermination du module réel

IV.3.1 Hypothèses simplificatrices

- la dent est une poutre encastrée
- un seul couple de dents en prise
- épaisseur ou pied = épaisseur au cercle primitif
- l'effort normal à la surface de denture est appliqué à l'extrémité de la dent.
- l'effort radial est négligeable
- le contact est linéique rectiligne et la répartition des efforts par unité de longueur est uniforme
- la géométrie de la denture est supposée parfaite

Avec :

$$L = 2,25m \quad h = \pi m / 2 \quad b = km$$

Et m étant le module.

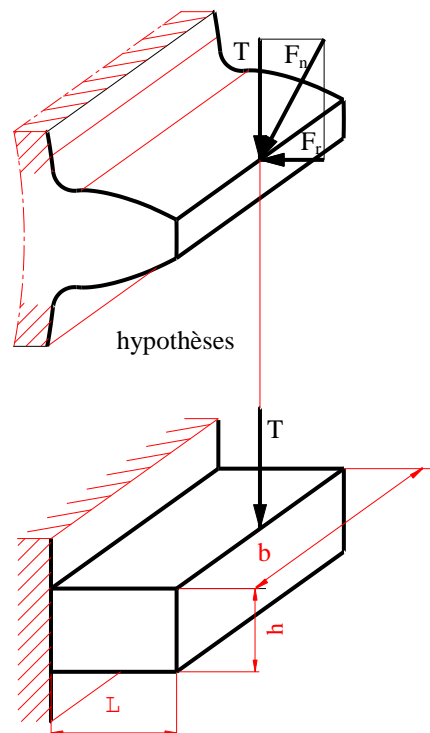


Figure IV-2 Passage d'une denture cylindrique à une poutre rectangulaire encastrée.

IV.3.2 Formule simplifiée de base

Dans les conditions énoncées, la condition de résistance en flexion s'écrit pour les dentures normales :

$$\sigma_{f \max} = \frac{M_{f \max}}{\left(\frac{I}{v}\right)} \leq \sigma_p \dots\dots\dots (V.18)$$

σ_p est la contrainte admissible à la traction par le matériau.

Le moment fléchissant maximal vaut (figure V-3) :

$$M_{f \max} = \ell T \dots\dots\dots (V.19)$$

Pour une section rectangulaire, le module de section $\frac{I}{v}$ est donné par la relation :

$$\frac{I}{v} = \frac{bh^2}{6} \dots\dots\dots (V.20)$$

h étant la hauteur de la section, et b sa largeur.

Avec $b = k.m$ et $h = \frac{\pi m}{2}$, on aura : $\frac{I}{v} = \frac{\pi^2}{24} k.m^3 \dots\dots\dots (V.21)$

La poutre étant supposée de longueur : $\ell = 2,25m$, avec m : le module, on a alors :

$$\frac{2,25T}{\frac{\pi^2}{24} k.m^2} \leq \sigma_p \dots\dots\dots (V.22)$$

Ce qui donne : $m \geq 2,34 \sqrt{\frac{T}{k \cdot \sigma_p}}$ (formule de Lewis simplifiée)..... (V.23)

Dans cette formule, T et σ_p doivent être exprimés avec la même unité de l'effort, par exemple T en N et σ_p en N/mm²; dans ce cas, le module s'exprime en mm.

Dans le cas d'une denture hélicoïdale, on calcule le module réel par la même formule que précédemment (équation V.20).

IV.3.2.1 Expression du module en fonction de la puissance à transmettre

Reprenons la formule de base. Connaissant la puissance P à transmettre, on aura :

$$P = C\omega = T \frac{d}{2} \omega \dots\dots\dots (V.24)$$

Puisque $d = m_t Z = \frac{m_n Z}{\cos \beta}$, l'effort tangentiel T peut être alors exprimé par la relation :

$$T = \frac{2P}{m_t Z \omega} = \frac{2P \cos \beta}{m_n Z \omega} \dots\dots\dots (V.25)$$

Il vient :

$$m_n^3 \geq (2,34)^2 \times \frac{2P \cos \beta}{k \sigma_p Z \omega}$$

D'où finalement :

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{11P \cos \beta}{k \sigma_p Z \omega}} \quad \left\{ \begin{array}{l} P \text{ en W} \\ \sigma_p \text{ en N/m}^2 \\ \omega \text{ en rd/s} \\ m_n \text{ en m} \end{array} \right. \dots\dots\dots (V.26)$$

Ou encore :

$$m_n \geq 10 \sqrt[3]{\frac{11P \cos \beta}{k \sigma_p Z \omega}} \quad \left\{ \begin{array}{l} P \text{ en W} \\ \sigma_p \text{ en N/mm}^2 \\ \omega \text{ en rd/s} \\ m_n \text{ en mm} \end{array} \right. \dots\dots\dots (V.27)$$

IV.3.2.2 Calcul numérique :

Dans le cas de notre boîte de vitesse, les caractéristiques de l'engrenage sont :

- Plus petit pignon : Z = 14
- Coefficient de largeur de denture : k = 10
- Acier de fabrication des pignons : acier de construction allié de cimentation 16NC6 :
 - $R_{p02} = 470/800 \text{ N/mm}^2$

Dans les calculs, on prendra $R_{p02} = 685 \text{ N/mm}^2$ (valeur légèrement supérieure à la moyenne).

- Coefficient de sécurité : s = 1,5

La contrainte pratique vaut donc $R_p = \frac{R_{p02}}{s} = 456,7 \text{ N/mm}^2$

- De la fiche technique du véhicule (voir annexe), on tire :

- $C_{\max} = 250 \text{ N/m}$
- $N = 1500 \text{ tr/min}$

Donc $\omega = \frac{N \times \pi}{30} = 157,08 \text{ rd/s}$ et $P = 39270 \text{ W}$

Pour β elle doit être supérieure à $18^\circ 19'$, pour assurer la continuité d'engrènement.

Elle doit satisfaire la condition de non interférence de fonctionnement.

Pour Z connu, on détermine l'angle β en cherchant la solution de l'équation :

Tous calculs faits, on trouve, pour $Z = 14$ et $\alpha_n = 20^\circ$:

$$\beta \geq 21,5788^\circ$$

On prendra $\beta = 22^\circ$ pour éviter l'interférence de fonctionnement.

De l'équation (V.27) on a :

$$m_n \geq 10 \sqrt[3]{\frac{11P \cos \beta}{k \sigma_p Z \omega}} \quad \text{Donc } m_n \geq 10 \sqrt[3]{\frac{11 \times 39270 \times \cos(22)}{10 \times 456,7 \times 14 \times 157,08}} = 3,416 \text{ mm}$$

Le module normalisé le plus proche est de $m_n = 3,5 \text{ mm}$.

La valeur de $m_n = 3,5 \text{ mm}$ est une valeur d'avant-projet. Elle doit être vérifiée à la résistance à la rupture et la pression superficielle en introduisant les différents facteurs de correction :

- Facteur de fiabilité
- Facteur de matériaux
- Facteur d'état de surface
- Facteur de vitesse, etc.....

Dans ce qui suit, on se contente de la valeur du module donnée par la formule de Lewis.

Le tableau récapitule quelques éléments caractéristiques pour un pignon de 14 dents.

Tableau IV-1 quelques éléments caractéristiques pour un pignon de 14 dents.

Module apparent m_t	3,775 mm
Diamètre primitif d	52,848 mm
Diamètre de base d_b	19,311 mm
Largeur de denture b	35 mm
Hauteur de saillie h_a	3,5 mm
Hauteur de creux h_f	4,375 mm
Diamètre de tête d_a	59,848 mm
Diamètre de pied d_f	44,098 mm
Pas réel p_n	10,995 mm
Pas apparent p_t	11,859 mm
Epaisseur réelle s_n	4,932 mm
Epaisseur apparente s_t	5,319 mm
Intervalle de creux réel e_n	6,063 mm
Intervalle de creux apparent e_t	6,539 mm

IV.4 Conclusion

Pour éviter l'interférence de fonctionnement, il faut soit :

- Choisir l'angle β supérieur à la valeur minimale obtenue pour $Z = 14$ dents.
- Réduire la saillie d'une quantité convenable.
- Corriger la denture

Dans ce chapitre, on a considéré le premier cas, et cela a permis d'éviter les problèmes d'interférence de fonctionnement et de continuité d'engrènement.

CONCLUSION GENERALE

La boîte de vitesses est une des parties les plus importantes du véhicule, donc son étude nécessite une attention particulière pour ajuster d'une façon optimale la puissance produite par le moteur avec la résistance aux roues, mais aussi, pour donner du confort au conducteur.

Ce travail a porté sur l'étude de la boîte de vitesses DSG 7 rapports distribuées sur deux arbres, l'un pour les rapports des vitesses pairs (2^{ième}, 4^{ième} et 6^{ième}) et marche arrière, l'autre pour les autres rapports. On a déterminé d'abord le rapport de la première vitesse en tenant compte des conditions de résistance en montée sur une route de pente de 20 %. Les autres rapports sont déterminés en adoptant une progression géométrique. C'est rapports sont confrontés aux valeurs correspondantes aux données techniques de la boîte et du véhicule.

L'étude menée n'est que préliminaire. Nous proposons que ce travail soit repris par de futurs ingénieurs dans le but de le compléter par l'étude des autres parties non traitées, telles que:

- Etude des roulements et dimensionnement des arbres.
- Conception et dessin de la boîte de vitesse DSG par le logiciel SolidWorks.
- Modélisation de la boîte de vitesses automatique et simulation de son fonctionnement.
- Etude théorique du calcul des rapports de la boîte de vitesse DSG.

Bibliographie

[1] : F. ESNAULT, Construction mécanique, transmission de puissance, 3^{ème} édition DUNOD 2009.

[2] : Volkswagen of America, Inc. service Training Printed in U.S.A. Printed 04/05 Course Number 851503 ©2005 Volkswagen of America, Inc.

[3] : article © 2006 Alan Wenbourne, Computer Controlled DSG Transmission .Downloaded from the South East London Meccano Club Website www.selmec.org.uk

[4] : VOLKSWAGEN © AG, Service Training Programme autodidactique 390 La boîte DSG à double embrayage à 7 rapports 0AM Conception et fonctionnement www.volkswagen.com

[5] : article Derreumaux, les transmissions ETAI 1991.

[6] : Transmission de puissance mécanique: engrenages et liens souples / Référence 42182210. Du technique d'ingénieur.

[7] : logiciel de service après-vente de Volkswagen ETKA 7.3 © 2012.

[8] : Support de cours de construction mécanique, transmissions de puissance par engrenages, Année 2009/2010, Ecole nationale Polytechnique, Alger.

[9] : Sylvain Calloch, les systèmes de transmission de puissance, Edition hermens-science Paris 2003.

Annexe

Fiche technique de la Passat cc

Moteur-type de construction	Moteur à essence 4 cylindres
Cylindrée, litres/cm ³	1,8 / 1798
Puissance max., ch (kW) à tr/min ch (kW)	160 (118) / 5000
Couple max., tr/min Nm	250 / 1500
Classe d'émission boîte manuelle	EURO 5
Classe d'émission boîte automatique / DSG	EURO 5
Boîte de vitesses, de série	boîte manuelle 6 vitesses
Boîte de vitesses, option contre supplément de prix	boîte à double embrayage 7 rapports
Batterie A (Ah)	280 (60)
Alternateur A	140
POIDS	
Poids à vide kg	1505 (1512)
Poids total adm. Kg	1950 (1960)
Charge utile kg	520 (522)
Charge adm. sur essieu avant / arrière kg	1070 / 930 (1080 / 930)
Charges remorquées freinées adm. pente 12% kg	1500 / 1700
Charges remorquées non freinées adm. kg	750
Charge horizontale adm. / charge de toit adm. kg	90 / 100
VITESSE MAXIMALE	
avec boîte manuelle km/h	222
avec boîte automatique km/h	220
ACCÉLÉRATION de 0 – 80 / 0 – 100 km/h	
avec boîte manuelle s	6,0 / 8,6
avec boîte automatique s	6,0 / 8,5
CONSUMMATION selon 80/1268/CEE	
essence sans plomb 95 (indice d'octane 95 IOR)	
avec boîte manuelle	
urbaine l/100km	9,9
extra-urbaine l/100km	5,9
mixte l/100km	7,4
Émissions CO ₂ g/km	172
Catégorie de rendement énergétique Cat.	C
avec boîte automatique	
urbaine l/100km	9,8
extra-urbaine l/100km	5,9
mixte l/100km	7,3
Émissions CO ₂ g/km	169
Catégorie de rendement énergétique Cat.	C

Dimension de la Passat cc

Dimensions extérieures

Longueur, mm	4 769
Largeur, mm	1 820
Hauteur, mm	1 470
Empattement, mm	2 712
Voies avant / arrière, mm	1 552 / 1 551
Garde au sol à pleine charge, mm	96
Diamètre de braquage, m	11,4

Dimensions extérieures pour le garage

Longueur avec attelage, mm	4 874
Hauteur capot ouvert, mm	1 798
Hauteur coffre ouvert, mm	1 766
Largeur portières ouvertes avant, mm	3 723
Largeur portières ouvertes arrière, mm	3 587
Largeur incluant rétroviseurs, mm	2 062

Dimensions intérieures

Hauteur sous pavillon, avant / arrière, mm	961 (960)
Distance max. dossier avant-pédales, mm	1 053
Distance dossier avant-banquette, mm	960
Largeur aux coudes avant / arrière, mm	1 467 / 1 491

Coffre

Longueur banquette relevée / rabattue, mm	1 164 / 1 958
Largeur maximale, mm	1 014
Hauteur, mm	537
Largeur / hauteur de l'ouverture du coffre, mm	891 / 332
Volume du coffre, L (2)	565
Volume du réservoir de carburant, L	70 environ

