

Etude d'une boîte de vitesses automatisée pour poids lourds de gros tonnage



Figure a : Présentation d'un poids lourd équipé de la boîte ZF-ASTRONIC

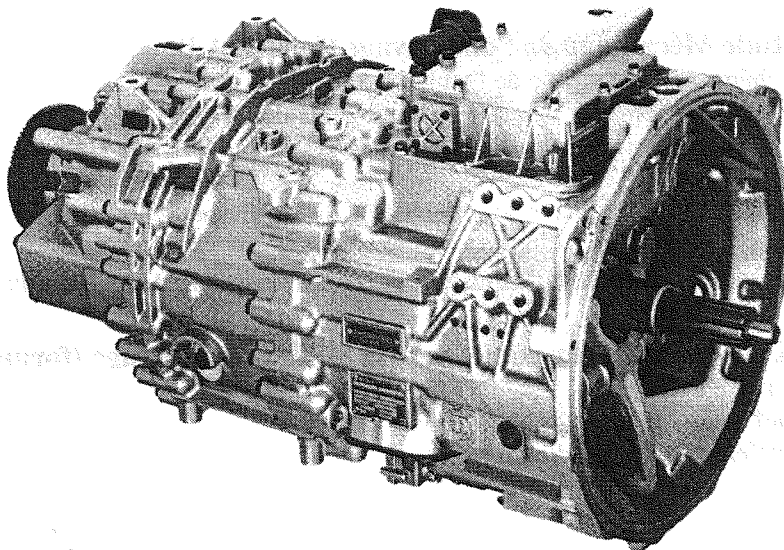


Figure b : Présentation de la boîte de vitesses étudiée

Tournez la page S.V.P.

Le sujet comporte 9 pages de texte et 9 documents

Liste des figures et documents :

Page de garde

- Figure a : Présentation d'un poids lourd équipé de la boîte ZF-ASTRONIC
- Figure b : Présentation de la boîte de vitesses étudiée
- Figure c : Présentation du poste de conduite
- Figure d : Présentation de la boîte de vitesses et de la commande

Document I : Architecture de la boîte de vitesses (format A4)

- Figure 1 : Transmission de poids lourd
- Figure 2 : Eléments de la transmission
- Figure 3 : Vue en coupe de la boîte de vitesses
- Figure 4 : Schéma de la boîte de vitesses (pour un seul arbre intermédiaire)

Document réponse II : Etude du passage des rapports (format A4)

- Figure 5 : Schéma pour l'étude du passage des rapports
- Figure 6 : Montée des rapports
- Figure 7 : Descente des rapports
- Figure 8 : Descente des rapports avec « un double pédalage »

Document III : Commande de la boîte et différents rapports (format A4)

- Figure 9 : Architecture de la boîte
- Figure 10 : Partie mécanique de la commande de la boîte
- Figure 11 : Les différents rapports de la boîte
- Figure 12 : Architecture globale de la boîte

Document IV : Partie commande (format A4)

- Figure 13 : Schéma pneumatique
- Figure 14 : Définition des entrées sorties pour l'étude de la commande de la boîte
- Figure 15 : Paramétrage pour la phase de contrôle

Document réponse V : Commande de l'embrayage (format A2)

Document VI : Disque d'embrayage - diaphragme – coussinets (format A4)

- Figure 16 : Disque d'embrayage
- Figure 17 : Diaphragme
- Figure 18 : Dimensions de coussinets autolubrifiants

Document VII : Etude Mécanique de l'embrayage (format A4)

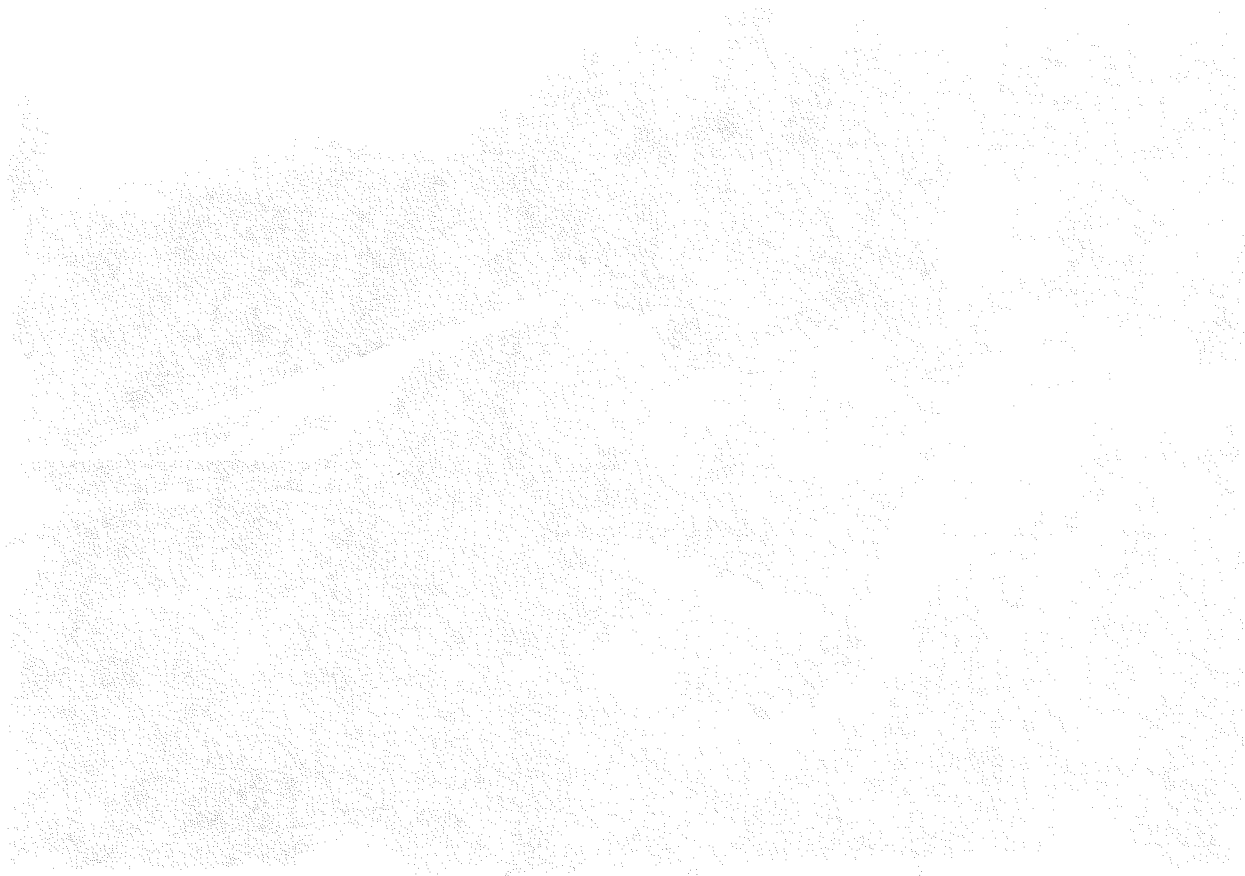
- Figure 19 : Schéma technologique de l'embrayage
- Figure 20 : Premier schéma du système de commande de l'embrayage
- Figure 21 : Second schéma du système de commande de l'embrayage
- Figure 22 : Schéma pour l'étude cinématique
- Figure 23 : Modélisation du levier pour l'étude du dimensionnement

Document VIII : Dessin de définition partiel du support de la butée d'embrayage (format A4)

Document réponse IX : Réalisation du support de la butée d'embrayage (format A3)

- Figure 24 : Surfaces usinées
- Figure 25 : Définition du brut
- Figure 26 : Différentes phases d'usinage

Remarques importantes : le dessin du document V est à l'échelle $\frac{\sqrt{2}}{2}$,
les documents II, V et IX sont à rendre à la fin de l'épreuve.

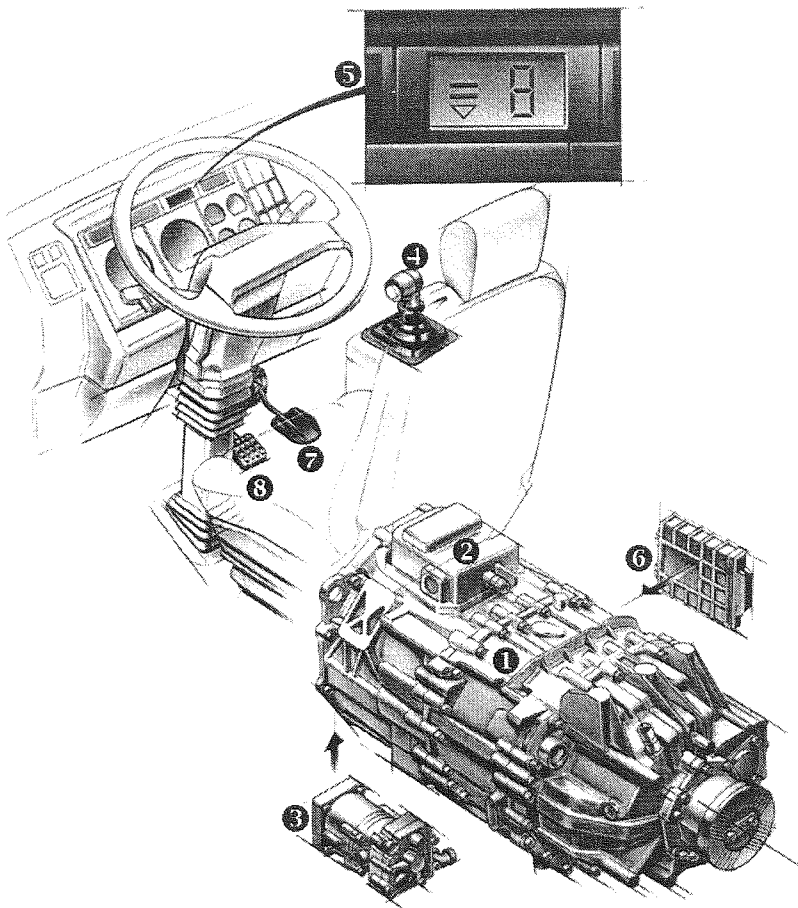


1. ...
2. ...
3. ...
4. ...
5. ...
6. ...
7. ...
8. ...
9. ...
10. ...

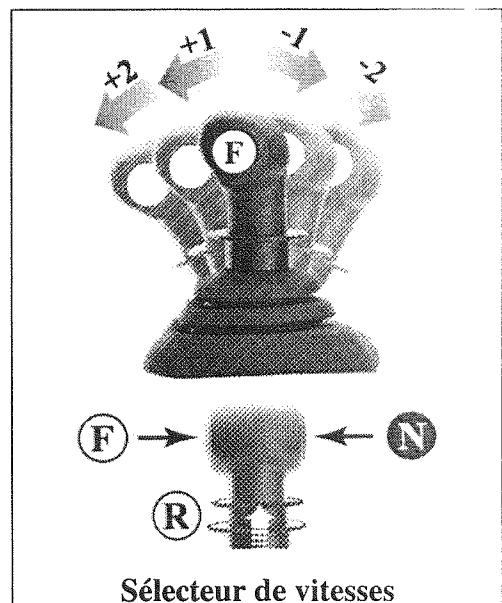




Figure c : Présentation du poste de conduite



- ① Boîte de vitesses
- ② Unité de commande de la boîte
- ③ Commande de l'embrayage
- ④ Sélecteur de vitesses
- ⑤ Ecran de contrôle
- ⑥ Boîtier électronique
- ⑦ Pédale d'accélérateur
- ⑧ Pédale de frein



Sélecteur de vitesses

Figure d : Présentation de la boîte de vitesses et de la commande

Etude d'une boîte de vitesses automatisée pour poids lourd de gros tonnage la boîte ZF-ASTRONIC / IVECO-EUROTRONIC

Présentation du contexte de l'étude

A mesure que le trafic s'intensifie sur nos routes, les transporteurs apprécient de plus en plus la facilité de maniement des véhicules, et cherchent à améliorer le cadre et les conditions de travail des chauffeurs. L'utilisation de moteurs puissants permet de réduire la tâche du conducteur, mais pour les transports lourds il est nécessaire d'utiliser des boîtes de vitesses ayant un grand nombre de rapports. La conception de telles boîtes, devant être facile à manier, demande une attention particulière. Les activités des constructeurs de véhicules et de boîtes de vitesses se sont orientées, dans le passé, vers des boîtes mécaniques automatisées avec des équipements supplémentaires (vérins de commande, capteurs, ...) ou vers des boîtes à commande automatique associant en général un coupleur convertisseur et des trains épicycloïdaux.

La société ZF, spécialiste de la conception de boîtes de vitesses, a quitté cette voie pour développer, en collaboration avec IVECO, les boîtes de conception complètement intégrée de type ASTRONIC ou EUROTRONIC. Toutes les fonctions de la boîte sont rassemblées dans une unité. Le conducteur n'a pas besoin d'embrayer, il ne lui reste plus qu'à déclencher le passage des vitesses. Il peut donc entièrement se concentrer sur la conduite de son véhicule. De plus, le système de contrôle de la boîte évite toutes les erreurs éventuelles de manipulation ; il entraîne donc une augmentation de la fiabilité de la transmission.

L'automatisme de commande intégrée à la transmission a permis à ZF d'obtenir une réduction de l'encombrement et du poids de plus de 15% (réduction de l'ordre de 40 Kg) par rapport à une boîte manuelle classique, tout en gardant une fiabilité comparable. Le constructeur IVECO propose actuellement deux exécutions de cette boîte pour les poids lourds : une boîte à 12 rapports (pesant 245 kg) associée à un moteur de 9,5 litres de cylindrée développant 276 kW (380 ch) et une boîte à 16 rapports (pesant 266 kg) associée à un moteur de 13,8 litres de cylindrée développant 345 kW (470 ch).

L'étude proposée est centrée sur la conception et la commande de ce type de boîte. Cette boîte, à commande automatisée, est spécialement développée pour les véhicules industriels lourds (**figure a**) équipés d'un moteur diesel à gestion électronique (EDC).

La boîte de vitesses ASTRONIC ou EUROTRONIC (**figure b**) se commande de manière aisée et logique (**figure c**). Si l'on veut conserver un contrôle direct sur le véhicule il est toujours possible de sélectionner les rapports par voie manuelle. Ces opérations se déroulent alors rapidement et en souplesse (**figure d**). Le levier de changement de vitesses ne peut se déplacer que selon un seul axe. Ce qui exclut des erreurs de sélection. Pour monter ou descendre les rapports, il suffit de déplacer logiquement le levier vers l'avant ou vers l'arrière. Si l'on déplace le levier en position extrême, vers l'avant ou vers l'arrière (+2 ou -2 **figure d**), on « saute » un rapport. Mais, l'unité de gestion électronique n'autorisera cette opération qu'à la condition qu'elle soit possible ; ce « dialogue » entre la boîte de vitesses et le moteur assure un bon fonctionnement de ce dernier (pas de risque d'emballement par exemple). L'unité de gestion électronique évite toutes les surcharges du moteur et de la transmission.

L'écran de contrôle (**figure d**) disposé sur le tableau de bord indique les rapports que l'on peut sélectionner avec, éventuellement, des conseils appropriés. Cet écran fait également fonction d'élément d'auto-diagnostic du système, en signalant les risques de défauts (par exemple en cas de surchauffe de l'embrayage). S'il s'agit d'une véritable panne, un dispositif de « marche avec ménagement » sera activé, de manière à établir un programme de changement de vitesses adapté à la situation, pour permettre d'atteindre le point service le plus proche.

Tournez la page S.V.P.

Le **document I** présente l'architecture de la transmission de puissance du poids lourd (**figures 1 et 2**) et le principe de la boîte de vitesses que nous étudions (**figures 3 et 4**). Pour obtenir le nombre de rapports nécessaire à une transmission de poids lourd, un doubleur de gamme et un groupe relais sont placés de part et d'autre de la boîte centrale à crabots à quatre rapports.

PREMIERE PARTIE : Etude de la boîte et de sa commande

Le but de cette première étude est d'analyser la réalisation de cette boîte et en particulier de justifier pourquoi le constructeur a supprimé, sur une partie de la boîte (boîte centrale), les synchroniseurs qui ont été développés il y a quelques dizaines d'années pour faciliter le changement de rapport des boîtes à commande manuelle. En simplifiant, un synchroniseur est l'association d'un crabot et d'un embrayage ; le but de l'embrayage étant d'assurer la synchronisation des vitesses du pignon « fou » et de l'arbre lors d'un changement de rapport.

1) Etude de l'architecture de la boîte (Document I).

Le doubleur de gamme et la boîte centrale comportent deux arbres intermédiaires similaires (**figure 3**). Ceci n'est pas une solution technologique classique.

- Justifier rapidement ce choix du constructeur (5 lignes maximum).
- Préciser les précautions à prendre lors de la réalisation et lors du montage de ces arbres.

Le groupe relais est réalisé à partir d'un train épicycloïdal.

- Justifier ce choix technologique (5 lignes maximum).

2) Etude des changements de rapport (Document réponse II).

Considérons le support présenté **figure 5** pour étudier un changement de rapport. On notera respectivement « m », « e », « i » et « s » les arbres du moteur, d'entrée de la boîte, intermédiaire et de sortie de boîte. Nous notons ω_i la vitesses de rotation de l'élément « i » par rapport au carter de la boîte. Les deux rapports de la boîte centrale sont $\omega_b/\omega_a = -0,4$ et $\omega_d/\omega_c = -0,7$. Le rapport du doubleur de gamme est pris égal à $\omega_B/\omega_A = -1$ pour simplifier l'étude. Nous supposons que nous avons une boîte à crabots, c'est-à-dire qu'il n'existe que des crabots (et pas de synchroniseur) entre le baladeur et les pignons « fous » notés « b » et « d ». Les différentes phases d'un changement de rapport sont :

- débrayage,
- passage au point mort,
- synchronisation,
- engagement du rapport,
- embrayage.

Pour ne pas détériorer les crabots, le baladeur ne doit se déplacer que lorsque la vitesse de rotation du pignon « fou » par rapport au baladeur est nulle (le baladeur est en liaison glissière par rapport à l'arbre de sortie). Nous allons étudier cette phase de synchronisation.

Pour simplifier les calculs, nous supposons que lors d'un changement de rapport la vitesse de rotation de l'arbre de sortie notée ω_s reste constante, c'est-à-dire que le véhicule avance à vitesse constante, de plus, nous supposons que le véhicule avance en ligne droite. Nous notons I_k le moment d'inertie de l'élément « k » par rapport à son axe d'inertie.

Nous notons « I » le nom du rapport lorsque le baladeur est dans la position « gauche » (liaison complète entre le pignon « b » et l'arbre de sortie) et « II » le nom du rapport lorsque le baladeur est dans la position « droite » (liaison complète entre le pignon « d » et l'arbre de sortie).

2.1 Etude simplifiée de la phase de synchronisation lors de la montée des rapports (passage I→II).

Après débrayage et passage au point mort, en supposant que les différentes pertes dans la boîte sont modélisées par un couple résistant (ou couple de « frottement ») C_{feq} dans la liaison pivot entre l'arbre intermédiaire et le bâti et en utilisant les hypothèses proposées, établir l'équation de mouvement permettant de déterminer la vitesse de rotation de l'arbre intermédiaire. La démarche et les notations utilisées seront précisées.

En supposant que le couple résistant C_{feq} est constant, montrer que l'évolution de la vitesse de rotation de l'arbre intermédiaire est une fonction affine du temps.

Avec l'hypothèse précédente et à partir des conditions initiales données sur la **figure 6 (Document réponse II)**, tracer sur cette figure l'évolution des vitesses en supposant que pour $t=t_1$ nous avons $\omega_e=0$. Déterminer graphiquement le temps de la phase de synchronisation.

2.2 Etude simplifiée de la phase de synchronisation lors de la descente des rapports (passage II→I).

En utilisant les calculs de la question 2.1 et en supposant que le couple résistant C_{feq} est constant tracer sur la **figure 7** l'évolution des vitesses en supposant que pour $t=t_2$ nous avons $\omega_e=0$.

Commenter le résultat.

2.3 Synchronisation lors de la descente des rapports (passage II→I).

Justifier en quelques lignes que l'utilisation de l'embrayage et du moteur permet d'obtenir un changement de rapport viable, c'est-à-dire sans arrêt du véhicule. Tracer sur la **figure 8** l'évolution des vitesses en utilisant cette technique dite de « double pédalage ».

2.4 Réduction de la phase de synchronisation lors de la montée des rapports (passage I→II).

Justifier en quelques lignes que l'utilisation de l'embrayage et du moteur permet de réduire le temps de la phase de synchronisation lors de la montée des rapports (technique dite de « double débrayage »).

Justifier en quelques lignes que l'utilisation d'un frein sur l'arbre intermédiaire permet de réaliser la même fonction.

Tournez la page S.V.P.

2.5 Schéma technologique du frein.

Pour permettre un changement de rapport rapide, un frein multidisques à commande pneumatique est placé sur un des deux arbres intermédiaires.

Proposer un schéma technologique du frein sachant qu'il est normalement ouvert (c'est-à-dire qu'au repos le frein est ouvert). De plus, lors de l'opération de freinage, l'effort de commande du frein ne doit pas être transmis aux liaisons pivots.

Commenter rapidement votre solution technologique.

3) Etude de la commande de changement de rapport (Document III et IV).

Les 3 parties de la boîte sont commandées par des fourchettes (**figures 9 et 10**) :

- le doubleur de gamme est actionné par la fourchette K,
- les rapports de la boîte centrale sont actionnés par les fourchettes L, M et N,
- le groupe relais est actionné par la fourchette O.

Ces fourchettes sont mues par des vérins pneumatiques. Le vérin V1, permettant d'obtenir deux positions, déplace la fourchette K. Les deux vérins V2 et V3, permettant d'obtenir chacun trois positions, assurent le déplacement des fourchettes L, M et N. Le vérin V4, permettant d'obtenir deux positions, déplace la fourchette O. L'ensemble de ces quatre vérins permet la sélection des seize vitesses en marche avant et des deux vitesses en marche arrière.

3.1 Réalisation de la boîte.

Pour la boîte centrale le constructeur a utilisé simplement des crabots alors que pour le doubleur de gamme et le groupe relais, il a utilisé des synchroniseurs.

En étudiant les configurations des changements de rapports (**figure 11**), justifier rapidement ces choix (5 lignes maximum).

3.2 Etude de la commande de la boîte centrale.

Le vérin V2 permet de sélectionner la fourchette à déplacer (L, M ou N) ; lorsque la tige est rentrée, la fourchette L est sélectionnée. Le vérin V3 permet de positionner une fourchette en position *gauche*, *centrale* ou *droite* ; lorsque la tige est rentrée la fourchette est en position *gauche* (la fourchette N n'a pas de position *gauche*).

Donner, sous forme de tableau à double entrée, les différentes vitesses obtenues en fonction des positions des vérins V2 et V3.

3.3 Etude de l'actionneur du doubleur de gamme.

L'architecture de pilotage des vérins est décrite **figure 13**. Cette architecture classique montre une partie commande (PC), une partie opérative (PO) et une partie interface.

Donner, pour chaque partie, la référence des éléments qui y correspondent.

Donner les noms et décrire sommairement les fonctions des éléments a, b, c et d.

Le sous-ensemble *e* met sous énergie la partie opérative de la boîte de vitesses. Décrire son fonctionnement.

Justifier l'utilisation de deux composants pour réaliser cette fonction.

3.4 Etude de la commande de la boîte de vitesses.

Un boîtier électronique gère la commande de la boîte en fonction de nombreux paramètres tels que la vitesse du moteur, la position du levier de vitesse,... Outre les quatre vérins de commande de la boîte de vitesses, un vérin pneumatique (VE) pilote l'embrayage. Lorsque le vérin est tige sortie, le moteur est débrayé de la boîte de vitesses. Sur le système réel un pilotage « sophistiqué » de la commande de l'embrayage est utilisé ; dans l'étude proposée ici, nous utilisons simplement deux positions pour ce vérin. Des capteurs « fin de course » sont disposés sur chaque vérin. La sortie de la tige d'un vérin « *i* » sera commandée par l'ordre Vi+, sa rentrée par l'ordre Vi-. Pour piloter le frein de l'arbre intermédiaire, un vérin à comportement monostable est utilisé (VF). Pour simplifier l'étude nous supposons qu'un signal (vs) est émis lorsque la synchronisation recherchée est obtenue. Les notations employées sont résumées dans le tableau suivant (voir aussi **figure 14**).

vérins	Fin de course tige rentrée	Tige en position milieu	Fin de course tige sortie
V1	fc1-	<i>sans objet</i>	fc1+
V2	fc2-	fc2m	fc2+
V3	fc3-	fc3m	fc3+
V4	fc4-	<i>sans objet</i>	fc4+
VE	fcE-	<i>sans objet</i>	fcE+

Pour le vérin V1 (respectivement V4), lorsque la tige est rentrée, la fourchette (K respectivement O) est en position *gauche*.

Nous allons nous intéresser au mode de fonctionnement suivant : le camion roule en deuxième vitesse et le chauffeur, par action sur le levier de vitesse peut imposer soit un passage en troisième (déclenchement du capteur (+1)) soit un passage en quatrième (déclenchement du capteur (+2)).

Donner l'état des différents capteurs associés aux vérins V1,V2,V3,V4 et VE lorsque le camion roule en deuxième vitesse.

Décrire sous forme de GRAFCET, le passage de la 2^{ème} vitesse à la 3^{ème} vitesse

Décrire sous forme de GRAFCET, le passage de la 2^{ème} vitesse à la 4^{ème} vitesse

Proposer un seul GRAFCET qui gère ces deux commandes.

Tournez la page S.V.P.

SECONDE PARTIE : Etude de l'embrayage

Le schéma technologique de l'embrayage principal du véhicule est représenté **figure 19 (Document VII)**. Le disque d'embrayage et le diaphragme sont présentés sur le **document VI**. Le disque d'embrayage comporte des ressorts hélicoïdaux et des systèmes à friction pour amortir les irrégularités de couple du moteur d'entraînement et les « chocs » éventuels. Le diaphragme est un élément élastique qui permet d'exercer l'effort presseur de l'embrayage. Pour le type de véhicule étudié, le diamètre extérieur du disque de friction est de 410 mm, le diamètre intérieur des garnitures de friction est de 210 mm, l'effort presseur maximal sur le disque est de l'ordre de 34 000 N pour permettre de transmettre le couple moteur. L'effort maximal, à appliquer au centre du diaphragme, pour ouvrir l'embrayage est de l'ordre de 7 000 N.

Le **document réponse V** présente une partie de cet embrayage. Cette partie est centrée sur la conception de la commande de l'ouverture de l'embrayage. La réalisation de toutes les parties de l'embrayage ne sont pas représentées pour simplifier la présentation, mais toutes les parties utiles à la compréhension de l'étude proposée sont représentées. La position de l'embrayage dans la chaîne de transmission de puissance est présentée sur les **figures 1, 2 et 3 (Document I)**.

La commande de l'ouverture de l'embrayage est réalisée par l'intermédiaire d'un vérin pneumatique (**figure 12**). Il est important de noter que pour ce type d'embrayage de poids lourds, lié au montage du diaphragme, il faut exercer un déplacement du « centre » du diaphragme vers la droite pour ouvrir l'embrayage (**figure 19**).

1) Etude du mécanisme de commande de l'embrayage (Document VII).

1.1 Etude du mécanisme de commande de l'embrayage.

Pour des raisons de réalisation et d'encombrement le déplacement du « centre » du diaphragme est commandé par un levier. Un schéma cinématique de cette partie est proposé **figure 20**. La pièce 1 représente la tige du vérin de commande et la pièce 4 représente l'axe de commande du diaphragme (axe qui commande le déplacement du « centre » du diaphragme).

Déterminer l'ordre d'hyperstaticité de la chaîne cinématique 0-1-2-3-0 (**figure 20**), sachant que les liaisons 1-2 et 2-3 sont des liaisons pivots. Expliquer votre démarche.

La **figure 21** présente un second schéma cinématique de la commande de l'embrayage.

Déterminer l'ordre d'hyperstaticité de la chaîne cinématique 0-1-2-3-0 (**figure 21**), dans le cas où les liaisons 1-2 et 2-3 sont des liaisons rotules.

1.2 Etude de la vitesse de glissement au point B.

La **figure 22** présente le paramétrage pour cette étude cinématique. On notera $\overrightarrow{OA} = l_1 \vec{v}$, $\overrightarrow{AB} = l_2 \vec{u}$.

En utilisant les particularités du mécanisme, déterminer la vitesse de glissement au point B, entre les pièces 3 et 4, en fonction des paramètres géométriques et de $\dot{\Theta}$. La démarche utilisée sera justifiée.

Comment peut-on limiter le module de cette vitesse de glissement, en respectant le principe du système de commande présenté **figure 22** ?

1.3 Etude du dimensionnement du levier L.

La **figure 23** présente un modèle simplifié pour l'étude du dimensionnement du levier ainsi qu'un chargement. On notera $\overrightarrow{OA} = l_1 \vec{v}$ et $\overrightarrow{OD} = -l_3 \vec{v}$.

- Déterminer la relation qui existe entre F_1 et F_3 pour assurer l'équilibre du levier.
- Déterminer le moment fléchissant en tout point du levier.
- Tracer l'évolution du moment fléchissant le long de la poutre.
- Proposer un critère de dimensionnement pour ce levier.

2) Etude de conception (Document réponse V et document VI).

Pour cette étude de conception, nous proposons de partir du schéma présenté **figure 21 (document VII)**.

Le mouvement relatif de rotation entre l'axe de commande de l'embrayage et le diaphragme ainsi que le module de l'effort de commande imposent l'utilisation d'un roulement qui est appelé butée d'embrayage. Comme ces butées d'embrayage sont réalisées en grande série, les constructeurs utilisent des roulements spéciaux pour limiter le coût de réalisation. Pour l'application proposée, la forme de la bague intérieure du roulement peut être « allongée » pour limiter le nombre de pièces intermédiaires nécessaires pour relier le roulement au diaphragme.

La liaison entre l'arbre de commande de l'embrayage et le bâti est réalisée par une liaison pivot glissant pour des raisons de facilité de réalisation (**document réponse V**). Un traitement de surfaces est réalisé pour éviter l'utilisation de coussinet pour la réalisation de cette liaison. Le **document VIII** présente le support de la butée d'embrayage qui est en liaison complète avec le carter de la boîte.

La liaison pivot entre le levier et le bâti est réalisée par des coussinets autolubrifiants (**figure 18**).

L'utilisation de ressorts de rappel permet l'utilisation de rotules « unilatérales » aux deux extrémités de la bielle.

La position de certains points définis sur la **figure 21 (document VII)** sont présentés, dans la configuration « repos » (embrayage fermé), sur le **document réponse V**.

La course de la tige du vérin de commande est de 20 mm.

L'étude de la réalisation du vérin de commande n'est pas demandée ; la réalisation de la liaison entre la bielle et le vérin ainsi que la fixation du vérin sur le carter ne sont pas à réaliser.

Dessiner sur le calque préimprimé (**document réponse V**) un avant projet du mécanisme de commande de l'embrayage. Les points à étudier sont :

- la liaison entre le roulement et le diaphragme,
- la liaison pivot entre le levier et le bâti,
- la liaison entre le levier et la butée d'embrayage,
- la liaison entre la butée d'embrayage et le support de la butée d'embrayage,
- la liaison rotule entre le levier et la bielle.

Tournez la page S.V.P.

De plus, il est demandé de :

- réaliser un montage le plus isostatique possible permettant de limiter les efforts parasites,
- de définir complètement les formes des pièces, en particulier les surfaces fonctionnelles,
- d'avoir une procédure de montage, relativement simple,
- de pouvoir régler la garde de l'embrayage.

3) Etude de la réalisation du support de butée d'embrayage (Documents IV, VIII et document réponse IX).

3.1 Etude des spécifications.

Expliquer les spécifications portées sur le dessin de définition du support de butée d'embrayage (**document VIII**) en suivant la procédure proposée :

- Donner le nom de la spécification.
- Définir le(s) élément(s) tolérancé(s), préciser la nature de l'élément (idéal ou non).
- Définir le(s) élément(s) de référence, préciser la nature de l'élément.
- Définir la (ou les) référence(s) spécifiée(s), préciser la nature des éléments.
- Définir la zone de tolérance.
- Définir les contraintes d'orientation et/ou de position par rapport au système de référence.

3.2 Obtention du brut.

Le support de moyeu (en GC 40) est réalisé par moulage puis usinage sur une ou plusieurs machines à commande numérique.

- Donner la signification de GC 40.
- En vous appuyant sur le dessin de définition partiel (**document VIII**) et de la fonction de la pièce surligner en rouge les surfaces qu'il vous semble utile d'usiner (**figure 24, document réponse IX**).
- Sur ce même document, **figure 25**, proposer un dessin de brut en situant le plan de joint, préciser l'utilisation éventuelle d'un noyau et sa forme.

3.3 Usinage du support.

Le centre de production dispose d'un parc machine composé :

- d'un tour CN 2 axes,
- d'un centre d'usinage à broche verticale 3 axes,
- d'un centre d'usinage à broche horizontale 4 axes.

Nous allons maintenant nous intéresser à l'usinage de l'ensemble des surfaces que vous avez surlignées en rouge (**figure 24**)

Proposer sur la **figure 26**, les différentes phases d'usinage nécessaires à la réalisation de la pièce finie, en précisant pour chacune d'entre elles :

- un choix de machine,
- la mise en position retenue (situer en particulier l'axe Z de la machine),
- les surfaces usinées.

3.4 Contrôle du support.

Pour réaliser le contrôle de la spécification $\oplus | \varnothing 0,15 | A | B |$, le service contrôle dispose d'une machine à mesurer tridimensionnelle. La procédure de mesure est la suivante :

- Palpage de la surface repérée A sur le dessin de définition, association d'un plan PL1
- Palpage de la surface repérée B sur le dessin de définition, association d'un cercle CERC1 dans le plan PL1
- Palpage des quatre perçages, association de quatre cercles C2,C3,C4,C5 dans le plan PL1.

La méthode d'association de la surface réputée plane au plan PL1 est basée sur un calcul de minimisation par les moindres carrés.

- Quelles sont les valeurs minimisées ?
- Cette méthode de calcul vous semble-t-elle répondre de façon satisfaisante à la norme ? Justifier votre réponse.
- Proposer (sans la développer) une solution respectant mieux de la norme.

Dans un but de simplification, nous considérons un problème plan. Les coordonnées des cinq centres des cercles sont connus dans un repère R d'origine le centre de CERC1 et d'axe \vec{X} passant par C2. Les centres des cercles C_i sont notés (x_i, y_i)

Pour vérifier la spécification $\oplus | \varnothing 0,15 | A | B |$, on désire calculer les distances entre les centres des cercles C_i et leur position théorique (T_i) (voir **figure 15, document IV**).

Proposer une méthode de calcul qui permettent de vérifier la spécification, la démarche suivante pourra être suivie :

- Ecrire les distances $e_i = \|\overline{C_i T_i}\|$
- Proposer, sans mener complètement les calculs, une démarche permettant de vérifier cette spécification. Les points importants de cette démarche seront justifiés.
- Donner les inégalités qui permettent de vérifier la spécification.

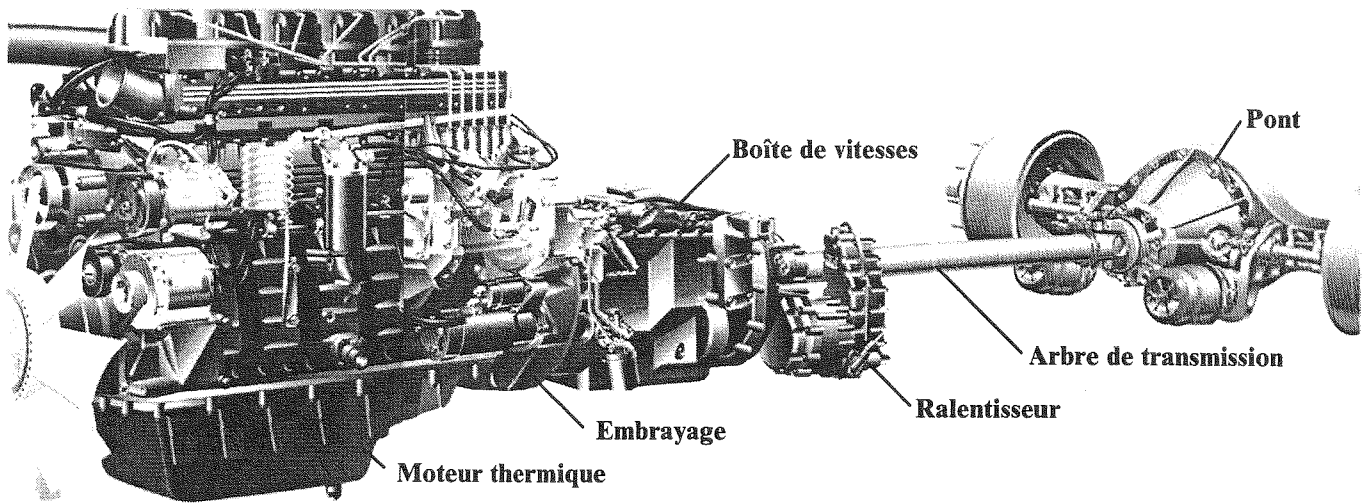


Figure 1 : Transmission de poids lourd



Figure 2 : Eléments de la transmission

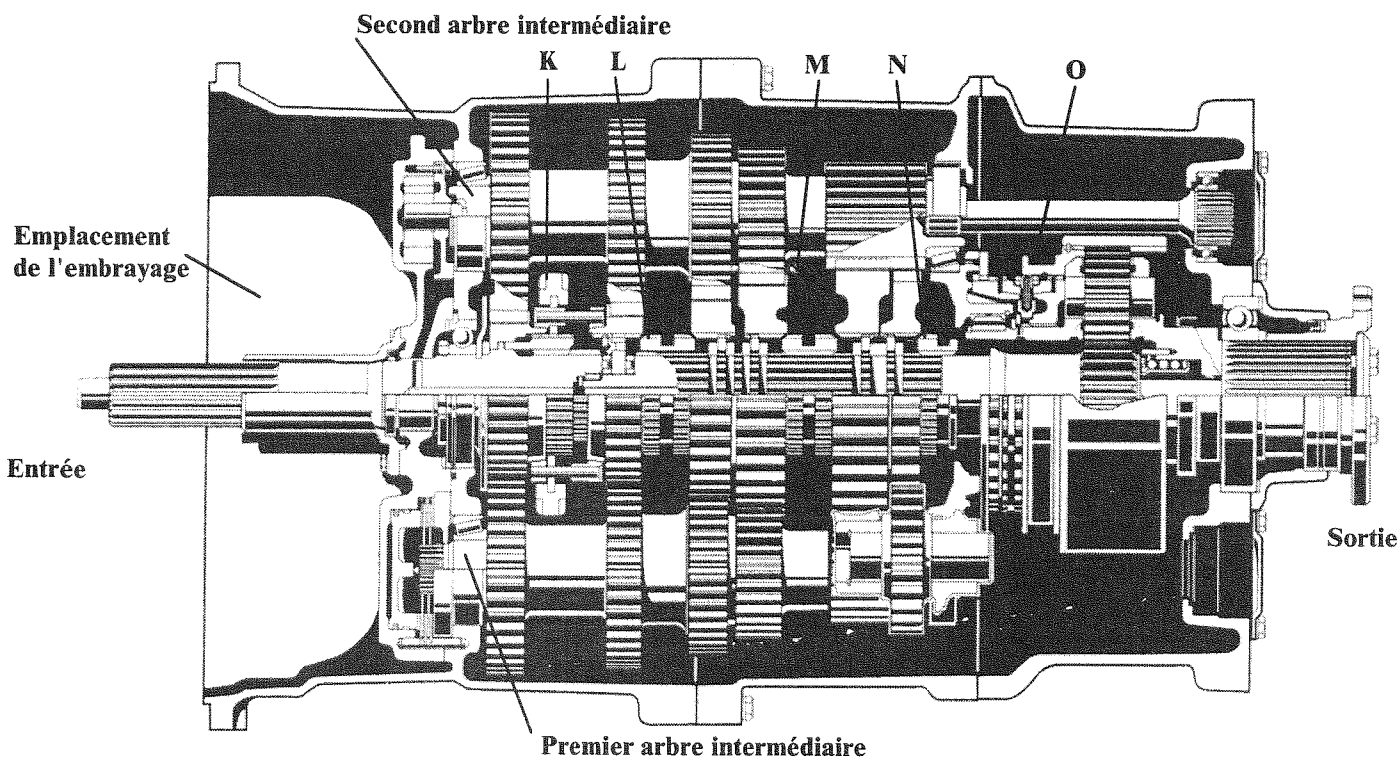


Figure 3 : Vue en coupe de la boîte de vitesses

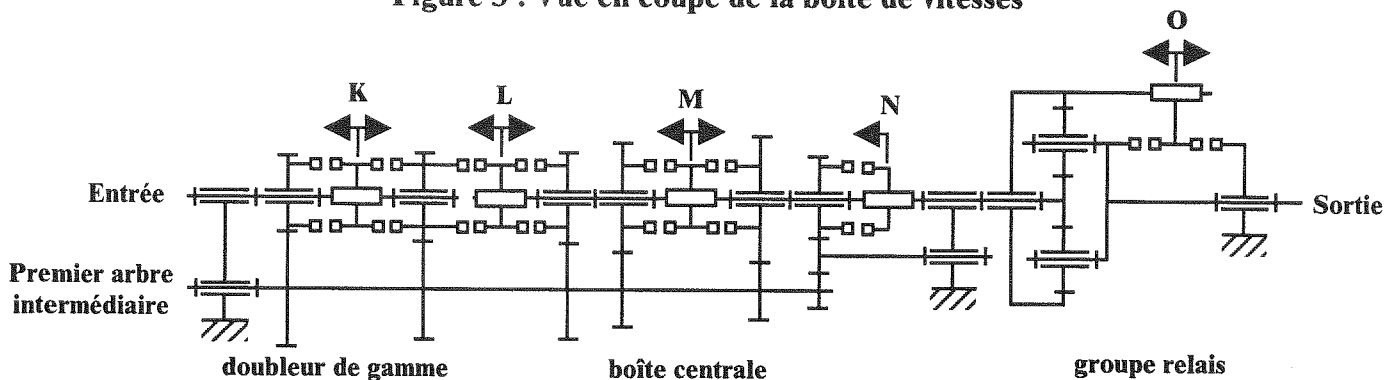


Figure 4 : Schéma de la boîte de vitesses (pour un seul arbre intermédiaire)

DOCUMENT I : Architecture de la boîte de vitesses

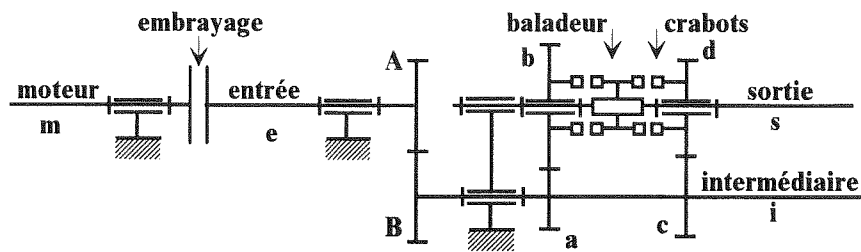


Figure 5 : Schéma pour l'étude du passage des rapports

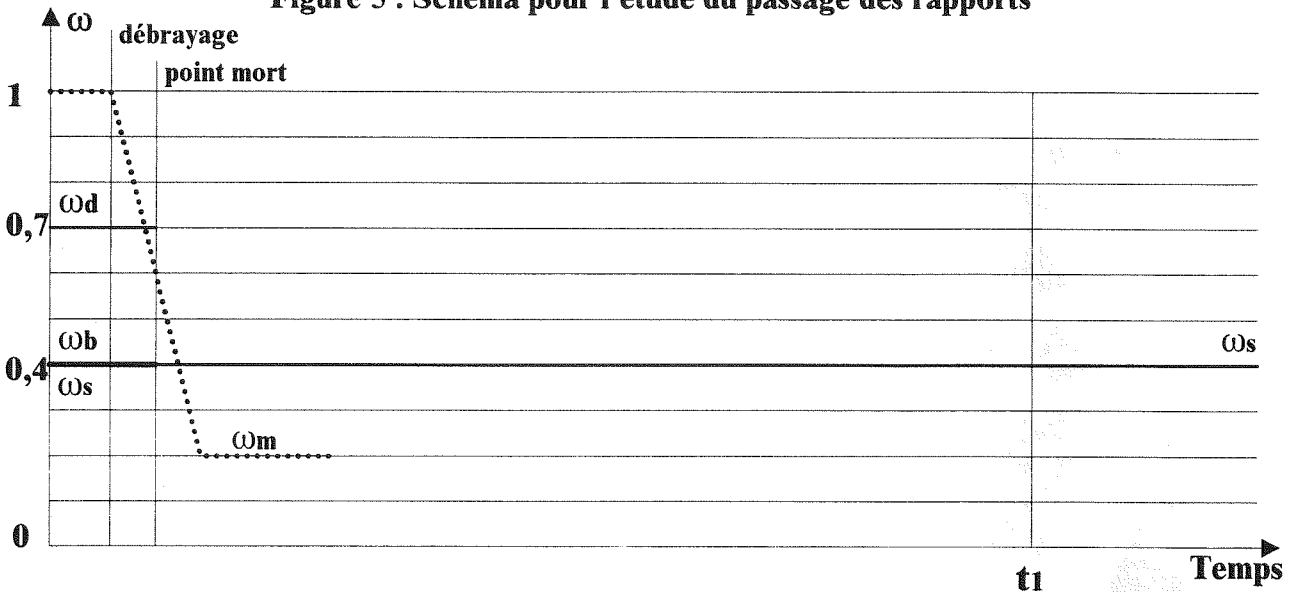


Figure 6 : Montée des rapports

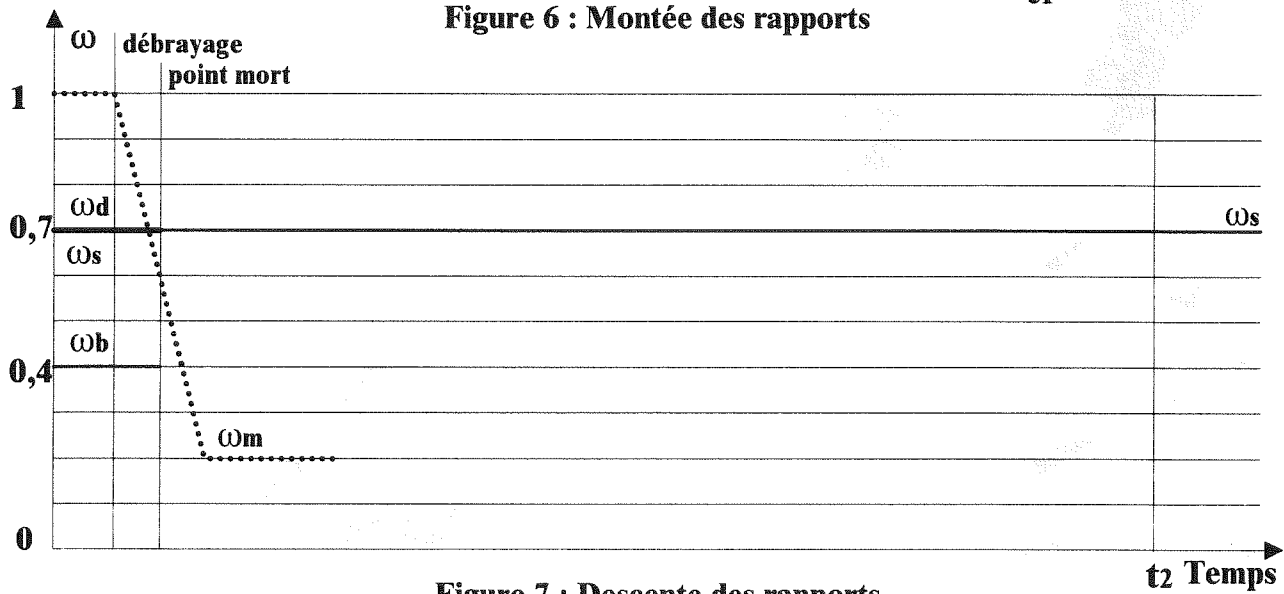


Figure 7 : Descente des rapports

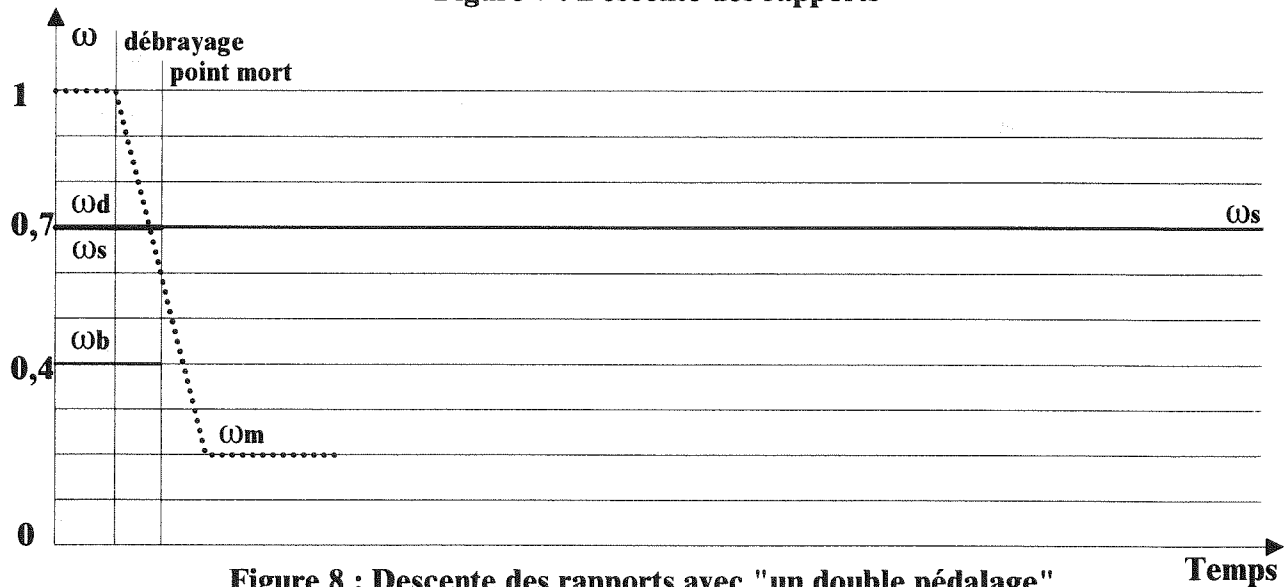


Figure 8 : Descente des rapports avec "un double pédalage"

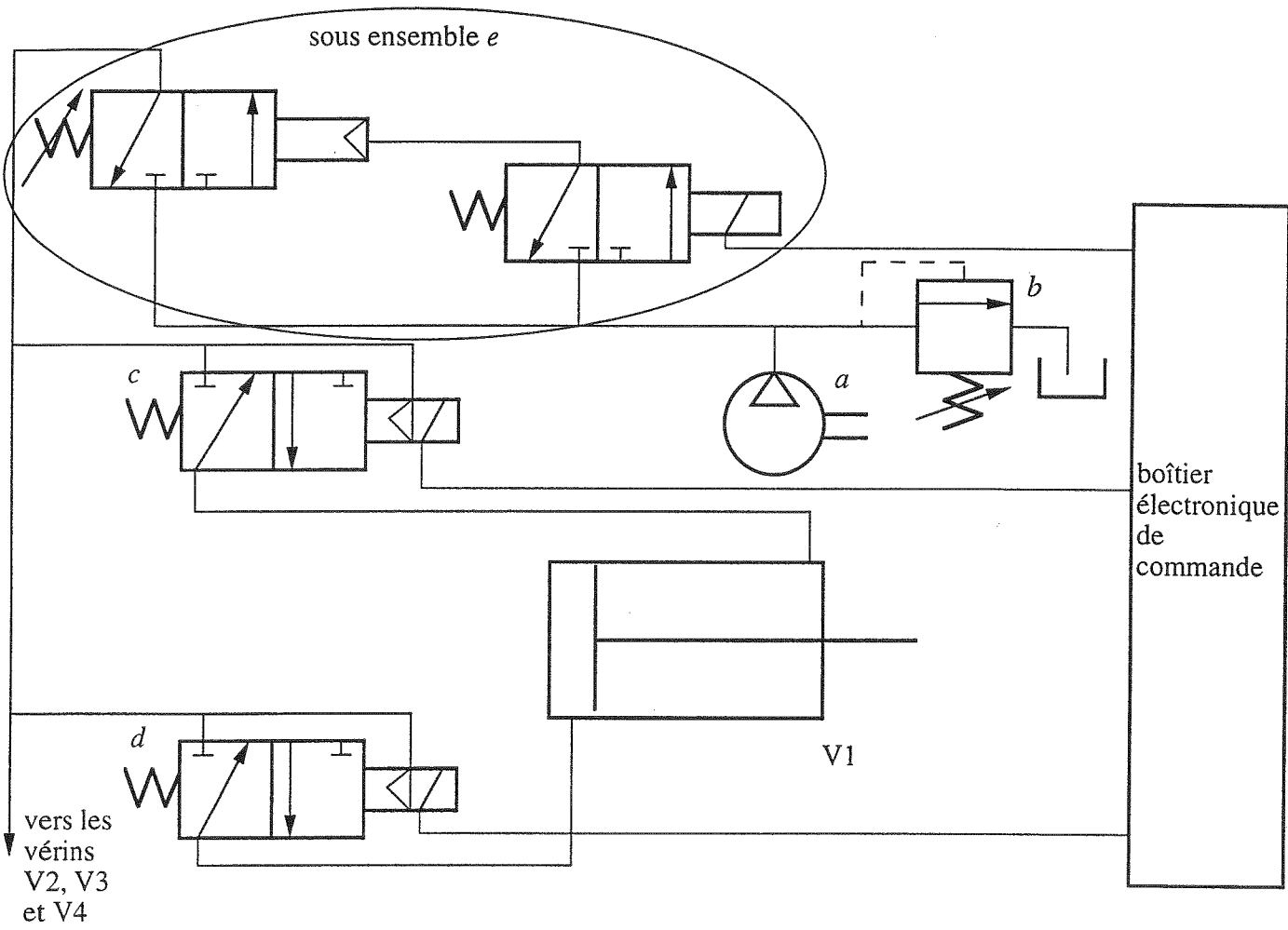


figure 13 : Schéma pneumatique simplifié

figure à utiliser pour la partie 3.4 :
Contrôle du support de butée d'embrayage

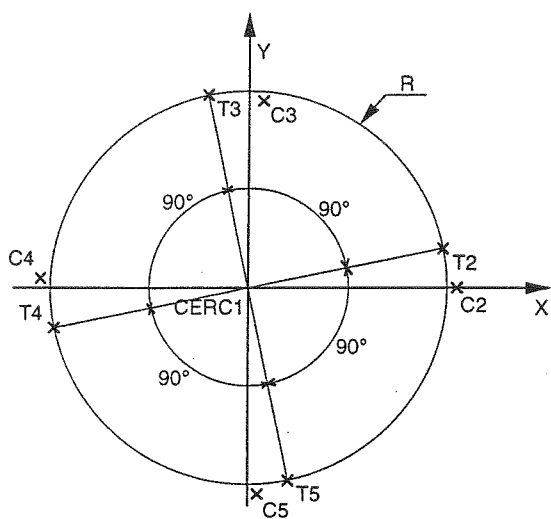


figure 15 : paramétrage pour la phase de contrôle

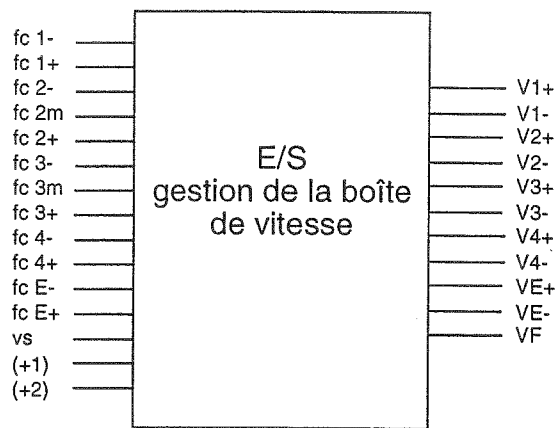


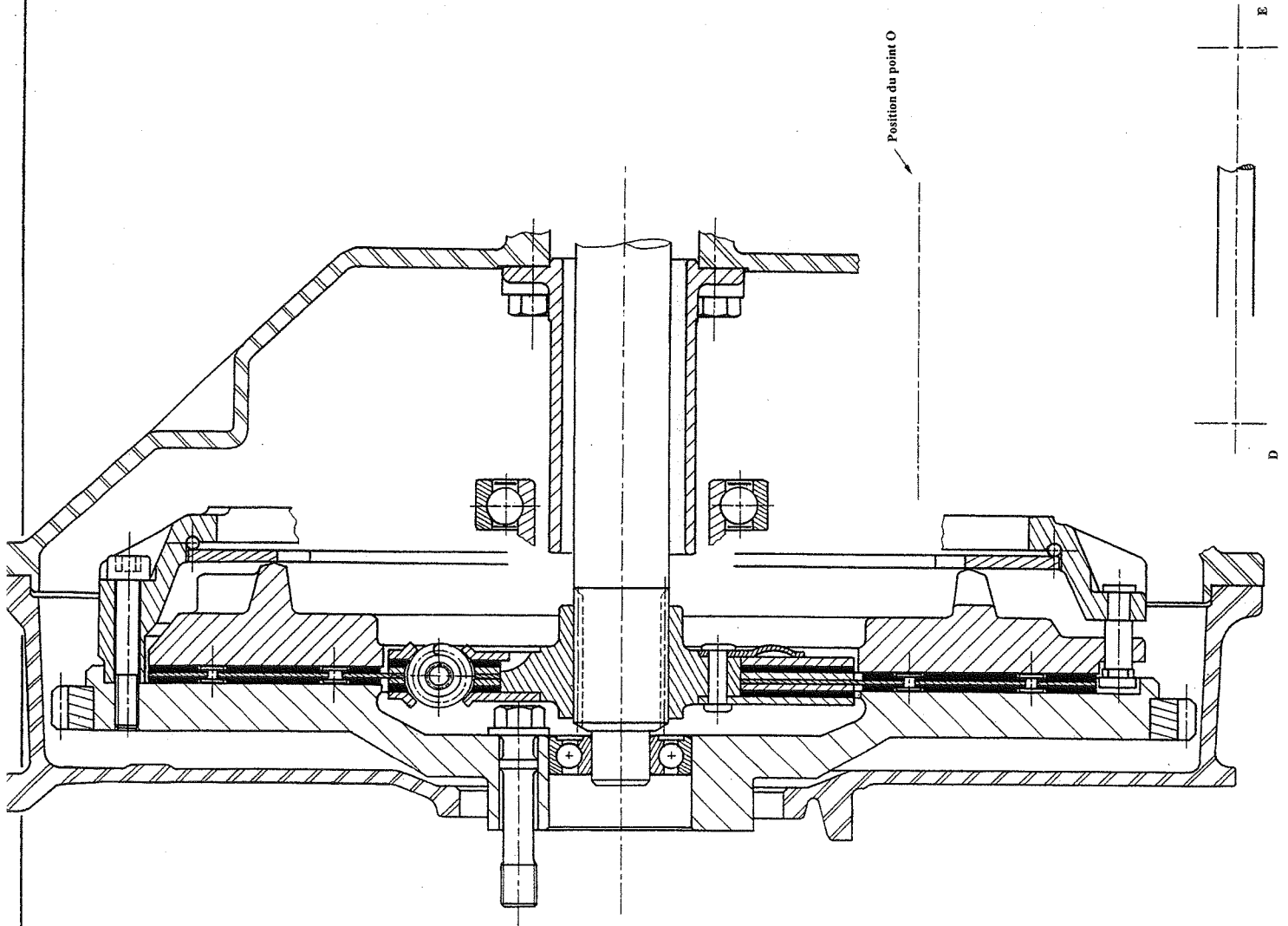
figure 14: Définition des entrées et sorties pour l'étude de la commande de boîte

Concours Banque PT
Sciences Industrielles III

N° de table :
Prénom :
Nom : (en lettres capitales)
Centre d'examen :

Cadre réservé

Cadre réservé



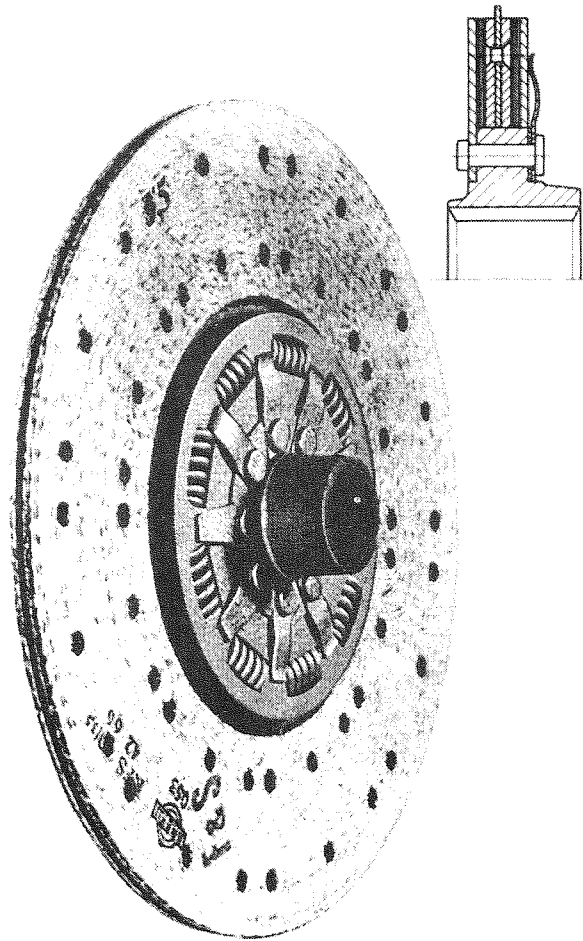


Figure 16 : Disque d'embrayage

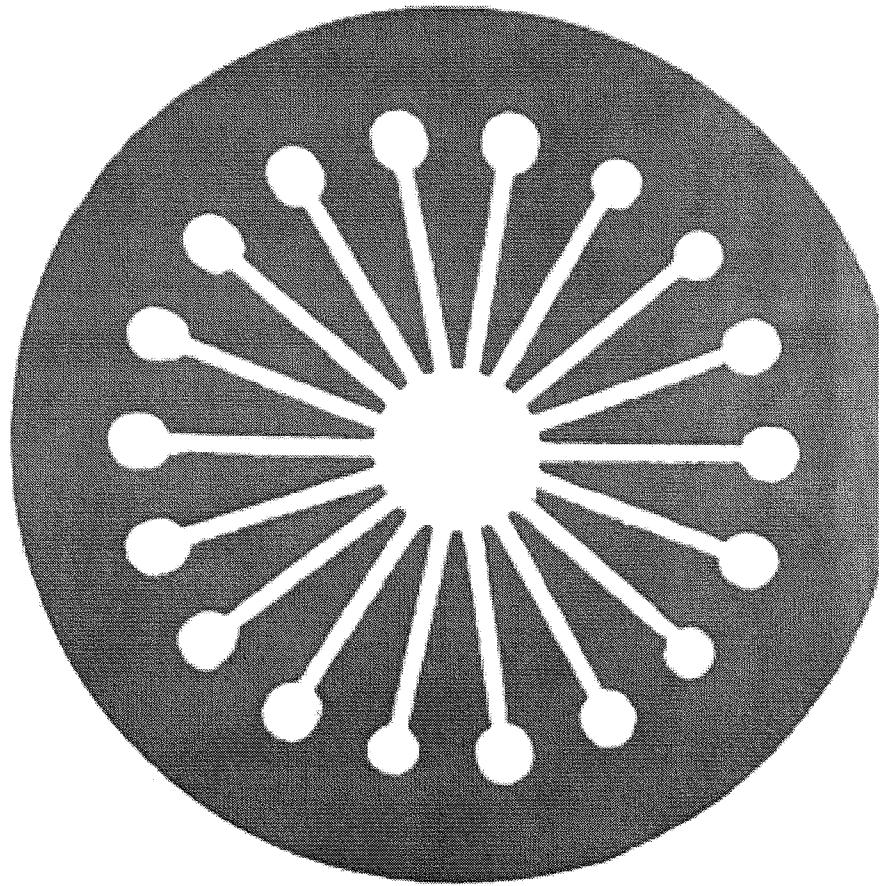
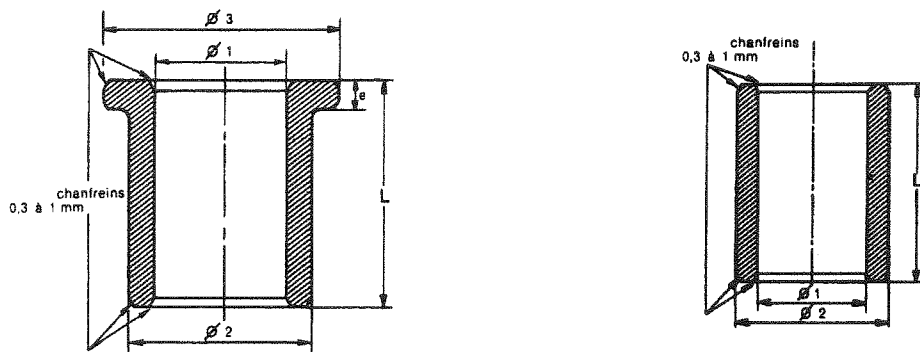


Figure 17 : Diaphragme



Tolérances à l'état libre sur (Ø1) F7, sur (Ø2) s7

Corps		Collerette		Longueur (L) mm
Ø intérieur (Ø1) mm	Ø extérieur (Ø2) mm	Ø extérieur (Ø3) mm	épaisseur (e) mm	
10	15	20	2,5	10 - 16 - 20
12	17	22	2,5	12 - 16 - 20 - 25
14	20	26	3	14 - 16 - 2 - 28
16	22	28	3	16 - 20 - 25 - 32
18	24	30	3	18 - 22 - 28
20	26	32	3	16 - 20 - 25 - 32

Figure 18 : Dimensions de coussinets autolubrifiants (extrait METAFRAM)

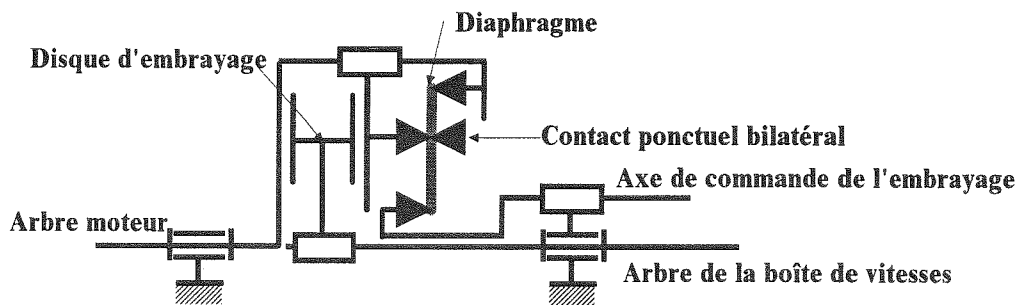


Figure 19 : Schéma technologique de l'embrayage

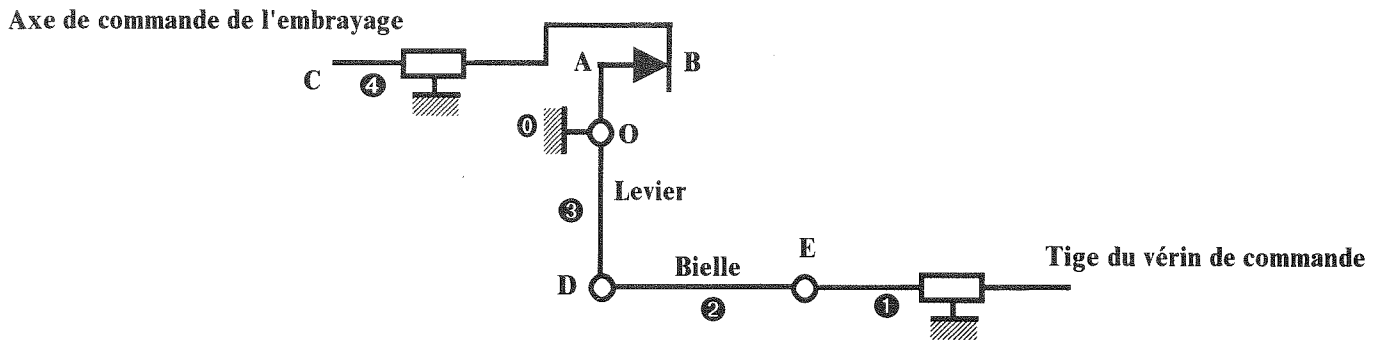


Figure 20 : Premier schéma du système de commande de l'embrayage

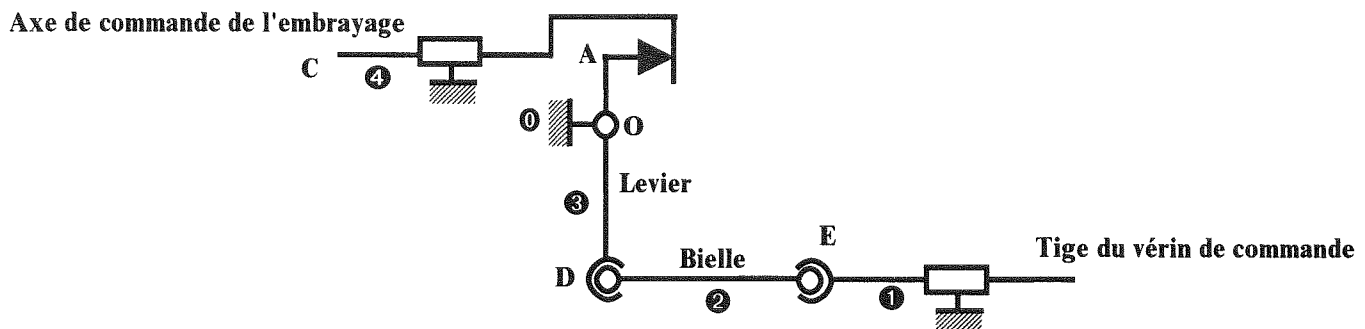


Figure 21 : Second schéma du système de commande de l'embrayage

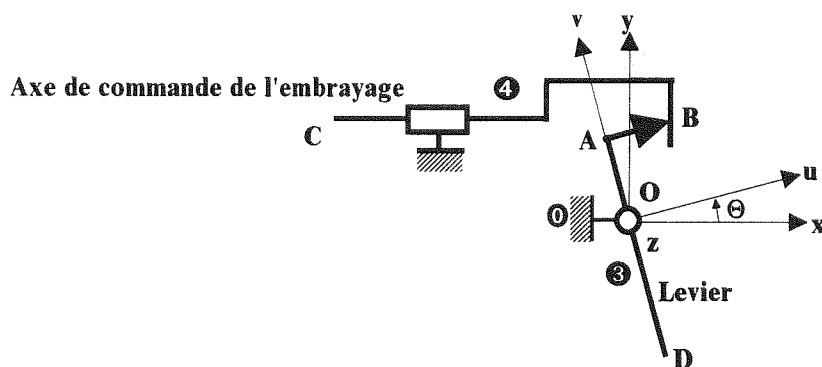


Figure 22 : Schéma pour l'étude cinématique

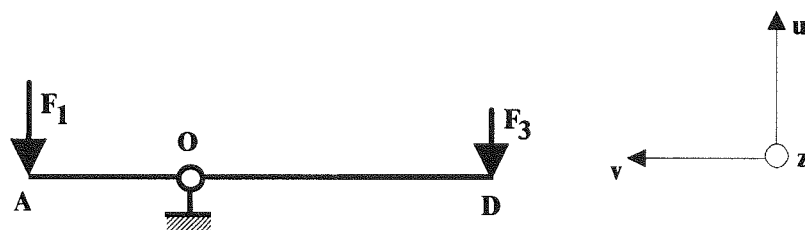


Figure 23 : Modélisation du levier pour l'étude du dimensionnement

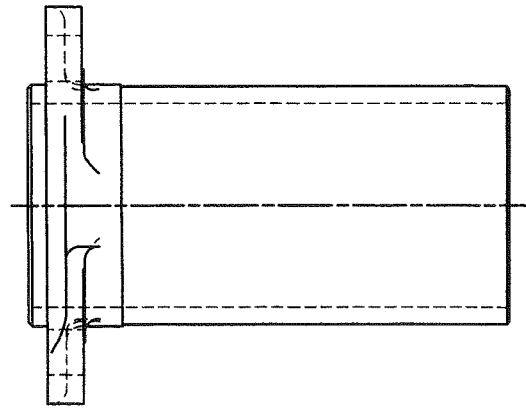
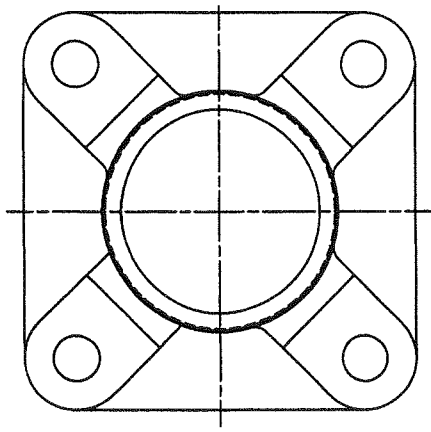
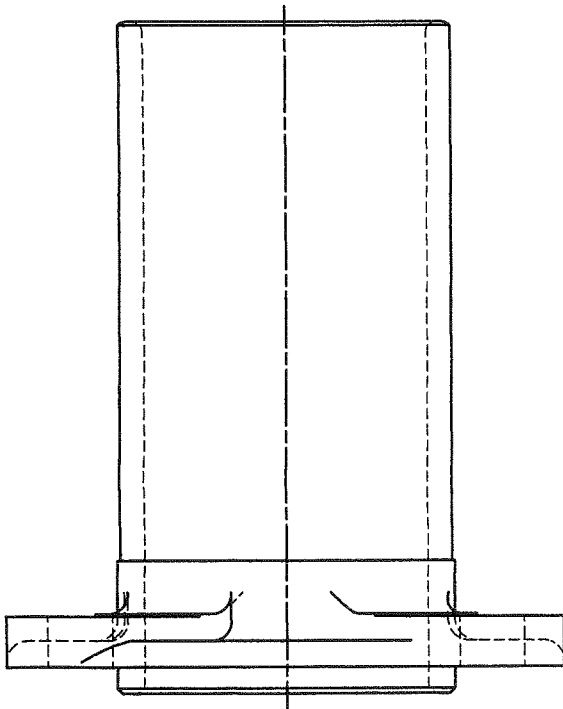
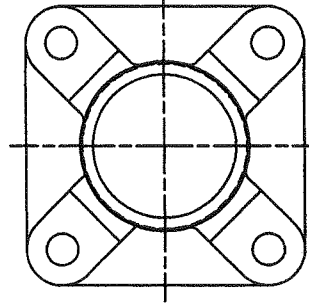


figure 24 : Surfaces usinées

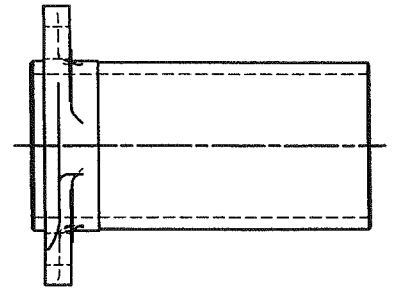
dessin du brut



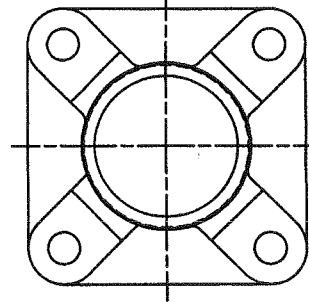
PHASE n° :



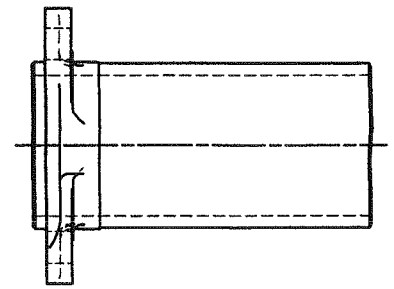
Machine :



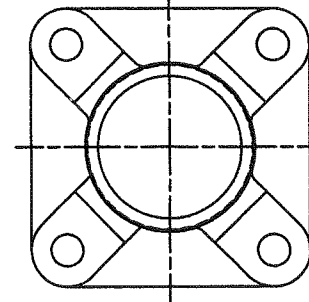
PHASE n°



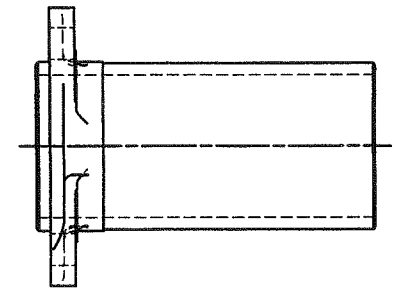
Machine :



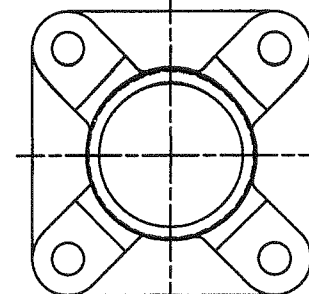
PHASE n°



Machine :



PHASE n°



Machine :

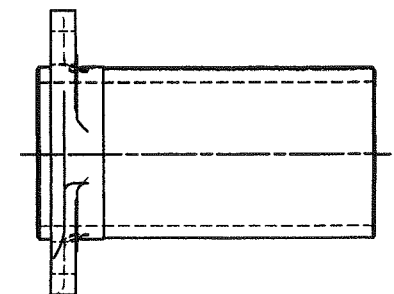


figure 25 : Définition du brut

figure 26 : Différentes phases d'usinage