

SESSION de 2004

**concours externe
de recrutement de professeurs agrégés**

section génie mécanique

avant-projet de mécanisme

durée : 8 heures

Aucun document n'est autorisé.

Moyens de calculs autorisés : Calculatrice de poche, y compris calculatrice programmable, alphanumérique ou à écran graphique, à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999. La calculatrice ne devra pas posséder de données scientifiques et techniques propres au génie mécanique.

Dès la distribution du sujet, le candidat s'assurera que l'exemplaire du dossier remis est complet.

Les documents réponse seront insérés à plat dans les copies, l'en-tête détachable placé en haut.

Le sujet comporte :

- des recommandations à l'attention du candidat (page1),*
- le texte de l'épreuve (pages numérotées 2 à 26),*
- le dossier technique constitué des documents repérés document 1 à document 7,*
- quatre documents réponse repérés Document réponse 1 à Document réponse 4.*

Tournez la page S.V.P.

Recommandations:

Les trois parties sont indépendantes.

Il est recommandé au candidat de répartir son temps de travail de la façon suivante:

Lecture du sujet et compréhension du fonctionnement: 1h.

Première partie: 1h15.

Deuxième partie: 4h30.

Troisième partie: 1h15.

Le candidat devra obligatoirement rendre:

- 3 copies séparées intitulées première partie, deuxième partie et troisième partie.
- Le document réponse 1 qui sera inséré dans la copie correspondant à la seconde partie.
- Le document réponse 2 qui sera inséré dans la copie correspondant à la troisième partie.
- Le document réponse 3 qui sera inséré dans la copie correspondant à la seconde partie.
- Le document réponse 4 qui sera inséré dans la copie correspondant à la seconde partie.

Coupleur auto adaptatif

Dans le domaine des quatre roues motrices, les architectures choisies et les organes implantés sur ces véhicules sont d'une grande variété. Si le montage d'un pont avant et d'un pont arrière (c'est-à-dire de différentiels, éventuellement autobloquants) est universellement adoptée, c'est leur liaison à la sortie de la boîte de vitesses qui diffère. Les solutions retenues par les constructeurs vont de la boîte de transfert (incluant un troisième différentiel gérant la répartition de la puissance entre le train avant et le train arrière, comme sur le récent 4x4 Touareg de Volkswagen) à celle constituée d'un pont avant constamment entraîné par la boîte de vitesses et d'un pont arrière entraîné par l'intermédiaire d'un embrayage à glissement contrôlé (embrayage multi disques piloté électroniquement sur la Golf 4 Motion de Volkswagen, par exemple) ou limité (montage d'un viscoupleur sur le Scénic RX4 de Renault). Sur le Kangoo tout chemin, Renault a adopté une solution originale: le coupleur auto adaptatif auquel nous allons nous intéresser dans ce sujet.

Première partie (à rédiger sur une copie séparée):

ANALYSE DU COMPORTEMENT ROUTIER D'UN VEHICULE A QUATRE ROUES MOTRICES

Nous allons, dans cette première partie, étudier l'influence du nombre de différentiels implantés dans la chaîne de transmission de puissance d'un véhicule possédant quatre roues motrices sur son comportement routier et justifier, d'un point de vue cinématique, l'adoption d'une boîte de transfert sur les 4x4.

→ Dans un objectif de simplification de cette étude liminaire, nous assimilerons le contact pneu - sol à un contact de type solide – solide. Si cette hypothèse est quelque peu réductrice, elle n'hypothèque cependant pas les conclusions auxquelles on aboutira, concernant la chaîne de transmission de puissance.

Question 1-1

Sur les figures 1 et 2 (voir page suivante) est représentée la silhouette du châssis d'un véhicule en virage. Le châssis est animé, par rapport à la chaussée, d'un mouvement de rotation autour de l'axe (I, \vec{z}) . Les grandeurs caractéristiques nécessaires sont définies figure 2.

Afin que le véhicule ait un comportement satisfaisant en virage, il est nécessaire que les angles de braquage des roues avant droite et avant gauche soient différents. Les angles de braquage des roues 3 et 4 sont respectivement notés α_3 et α_4

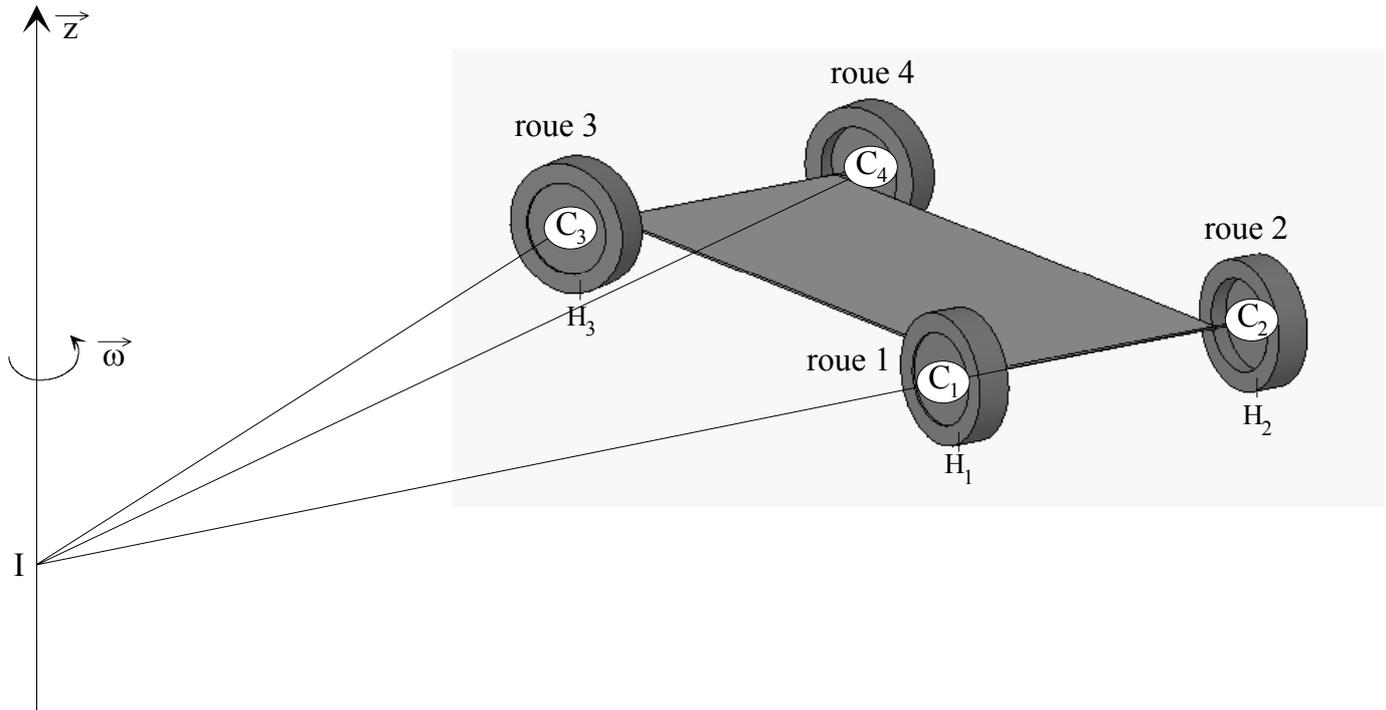
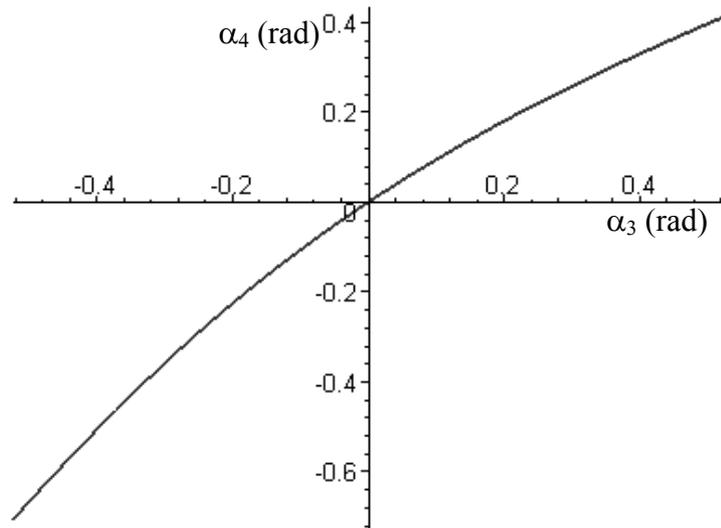


figure 1

<u>Données et hypothèses</u>	
<p>notons $v = C_1C_2 = C_3C_4$ la voie du véhicule et $e = C_1C_3 = C_2C_4$ son empattement.</p> <p>soit $R = \frac{IC_1 + IC_2}{2} = \frac{R1 + R2}{2}$ le rayon moyen du virage.</p> <p>notons $\omega \vec{z}$ le vecteur vitesse de rotation du châssis par rapport à la chaussée. \vec{z} correspond à la verticale ascendante.</p> <p>le rayon des roues sera noté r.</p> <p>H_1, H_2, H_3 et H_4 sont les projetés respectifs de C_1, C_2, C_3 et C_4 sur la chaussée.</p> <p>$\vec{x}_1, \vec{x}_2, \vec{x}_3$ et \vec{x}_4 sont des vecteurs liés au châssis du véhicule et définissant l'axe de rotation de chacune des roues par rapport au châssis.</p>	

figure 2

Sur la figure ci-contre est représentée l'évolution de α_4 en fonction de α_3 ($-\frac{\pi}{6} \leq \alpha_3 \leq \frac{\pi}{6}$), pour un véhicule donné (e et v définis).



- En notant ω_i la valeur algébrique de la vitesse de rotation de la roue i par rapport au châssis, exprimer, respectivement en C_1, C_2, C_3 et C_4 , les torseurs cinématiques des roues 1, 2, 3 et 4 par rapport à la chaussée en fonction de $\omega, \omega_i, R, v, \alpha_3$ et α_4 .
- En déduire, en faisant l'hypothèse d'un roulement sans glissement sur la chaussée des roues 1, 2, 3 et 4 en H_1, H_2, H_3 et H_4 , l'expression la vitesse de rotation de chacune des roues en fonction de $\omega, \alpha_3, \alpha_4, R$ et v .

Sur la figure 3 est représentée l'évolution de ces quatre vitesses, en fonction de α_3 ($-\frac{\pi}{6} \leq \alpha_3 \leq \frac{\pi}{6}$), pour une vitesse et un véhicule donnés (e, v et r définis).

- A partir de l'analyse de ces courbes, justifier le fait qu'un 4x4 "idéal" possède trois différentiels.

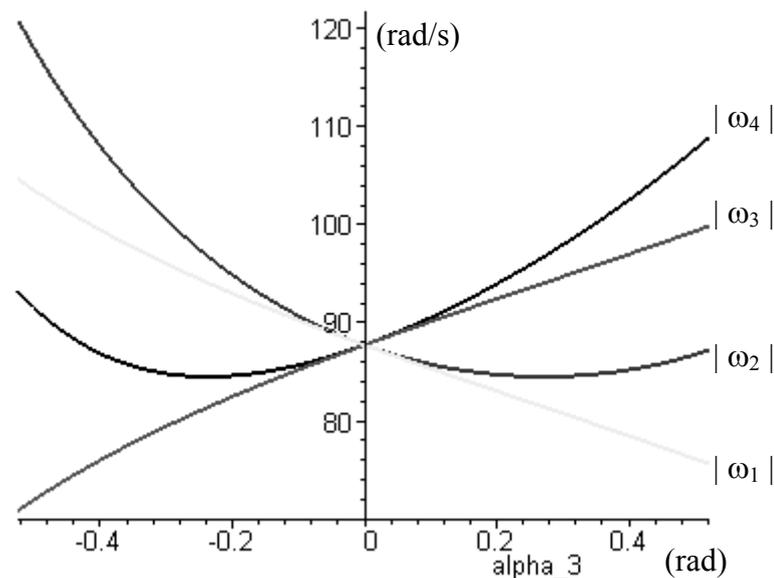


figure 3

Une telle solution est lourde et onéreuse et sera réservée à des 4x4 haut de gamme. Nous allons, pour cette raison, étudier le comportement routier d'un véhicule comportant un pont avant ainsi qu'un pont arrière, tous deux entraînés, par le moteur, via la boîte de vitesses, à la même fréquence de rotation (se référer à la figure 4).

Données complémentaires (les autres données sont celles définies figure 2):

La proportion λ de la masse M du véhicule est supportée par les roues avant (équi-répartie entre celles-ci). La proportion $1-\lambda$ est donc supportée par les roues arrière (également équi-répartie). Le coefficient de frottement aux contacts roues – chaussée sera notée f .

On notera Ω la vitesse d'entrée (vitesse des porte satellites) des différentiels avant et arrière.

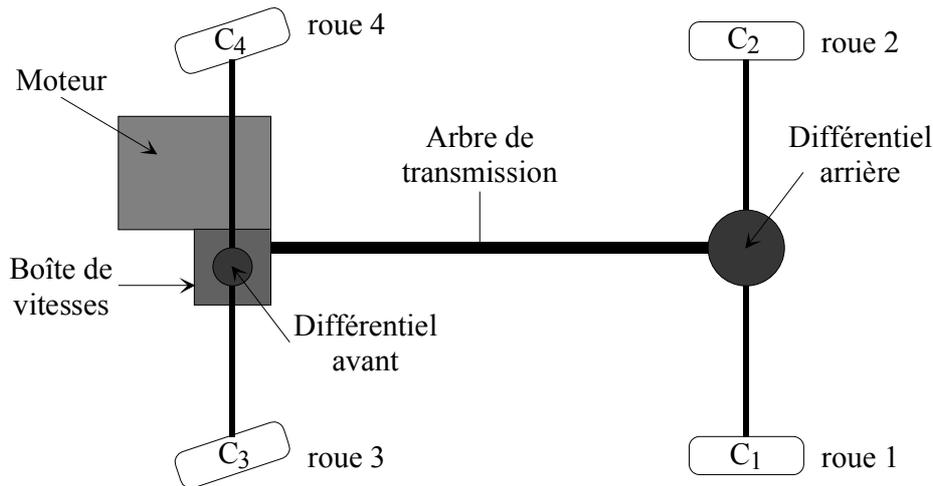


figure 4

Question 1-2

- Calculer la vitesse de glissement au contact pneu – chaussée en H_1, H_2, H_3 et H_4 en fonction de $\omega, R_1, R_2, R_3, R_4, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ et r .
- Exprimer la puissance P dissipée du fait de l'éventuel glissement des roues.

Question 1-3

Plaçons nous dans la configuration suivante:

Le véhicule circule à 90 km/h dans un virage de rayon $R=50$ m (ce qui donne:

$$R_1 = 49,28 \text{ m} \quad R_2 = 50,72 \text{ m} \quad R_3 = 49,35 \text{ m} \quad R_4 = 50,79 \text{ m} \quad \omega = 0,5 \text{ rad/s}.$$

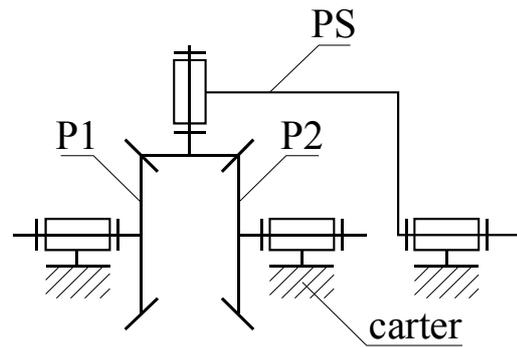
Nous prendrons, pour la vitesse de rotation Ω de l'arbre de transmission (imposée par le conducteur du véhicule), la valeur qu'aurait la sortie de la boîte de vitesses si le véhicule était équipé de trois différentiels, à savoir $\Omega= 87,78 \text{ rad/s}$.

Les autres grandeurs sont:

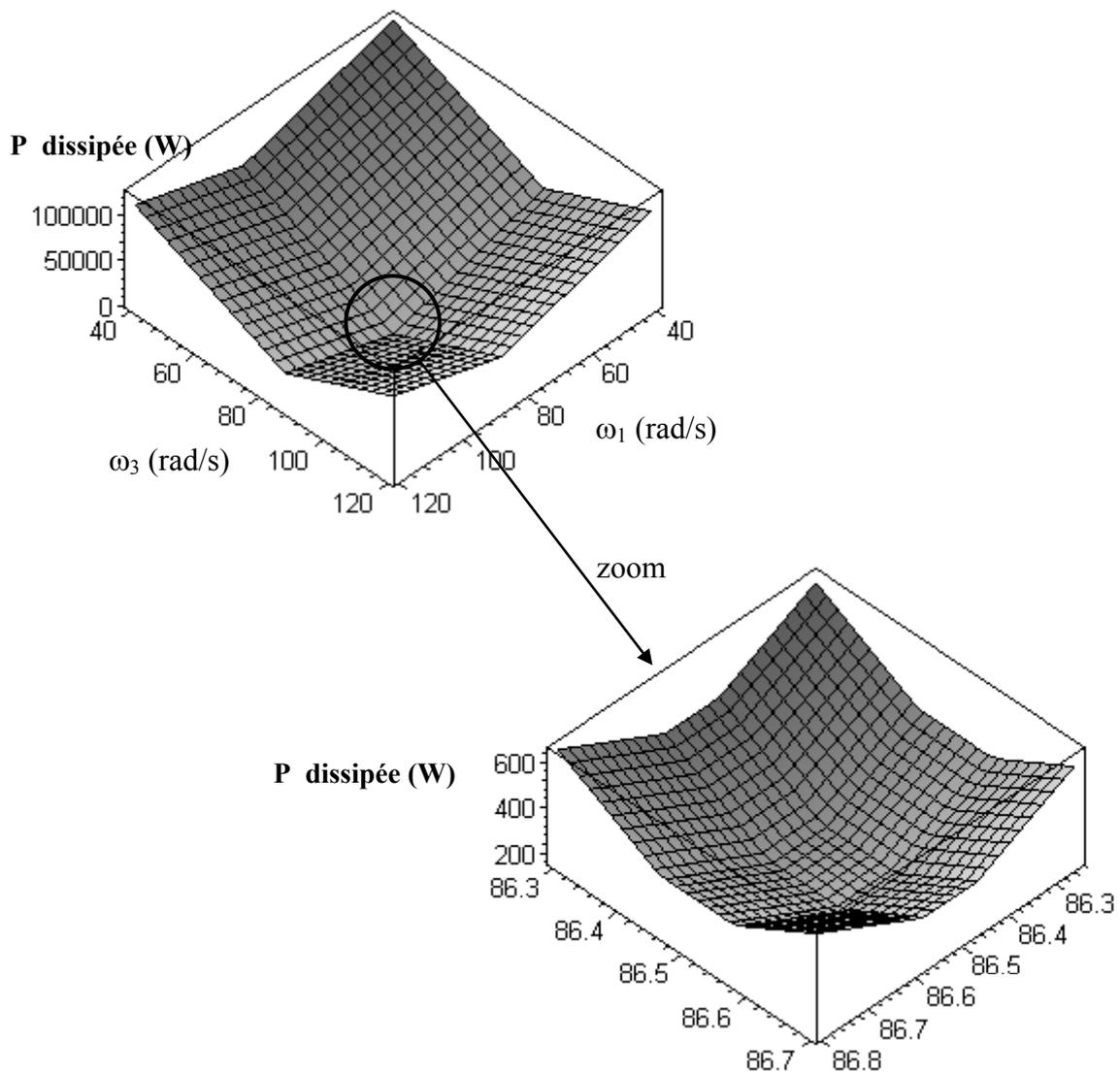
$$f = 0,6 \quad M = 1600 \text{ kg} \quad \lambda = 0,6 \quad r = 0,285 \text{ m} \quad e = 2,58 \text{ m} \quad v = 1,44 \text{ m}$$

Ces valeurs sont données à titre indicatif. Elles ne sont pas nécessaires pour répondre à la question 1-3.

On rappelle que, pour un différentiel, les vitesses des planétaires et du porte satellites, respectivement notées Ω_{P1} , Ω_{P2} et Ω_{PS} , sont liées par la relation $\Omega_{P1} + \Omega_{P2} = 2.\Omega_{PS}$.



P peut donc être exprimée en fonction de deux variables, par exemple ω_1 et ω_3 . L'évolution de P en fonction de ω_1 et ω_3 est représentée sur les graphiques suivants:



Le minimum lu sur ces graphiques pour la puissance dissipée est de 157 W.

- Cette valeur est inférieure à la puissance réellement dissipée. Préciser les hypothèses simplificatrices ayant conduit à cette minimisation.

La transmission étudiée dans cette question comportant seulement deux différentiels, elle permet, au mieux, d'annuler le glissement de trois des quatre roues.

On trouve, dans le tableau ci-dessous, le résultat obtenu lorsque l'une des quatre roues glisse. On constate également (se référer à la figure 5) que la puissance dissipée au niveau du train arrière reste constante, et égale à 125 W, pour toute une plage de variation de ω_1 (et donc de ω_2 puisque ω_1 et ω_2 sont liés du fait du différentiel arrière), allant du non glissement de la roue 1 au non glissement de la roue 2. Le tracé serait le même pour ce qui est du train avant, à la nuance près que le palier se situerait à 188 W.

Roue glissant sur la chaussée	Puissance dissipée
1	125 W
2	125 W
3	188 W
4	188 W

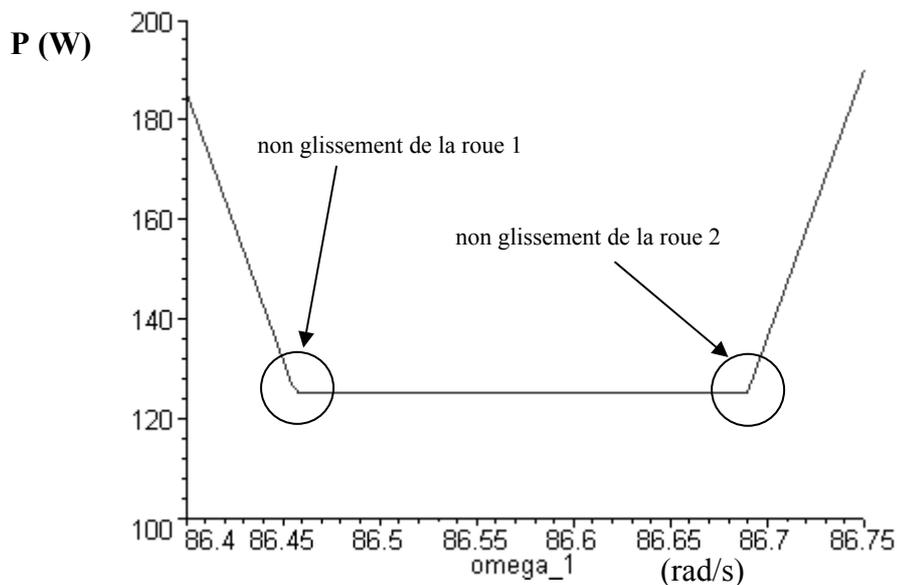


figure 5

- Conclure quant au comportement qui sera celui du véhicule.

Seconde partie (à rédiger sur une copie séparée): Etude du coupleur de KANGOO

Dans toute la suite du sujet nous étudierons le pont arrière du Kangoo tout chemin. La solution adoptée sur ce véhicule permet de ne le mettre en configuration quatre roues motrices que lorsque cela s'avère nécessaire. On s'exonère ainsi, lorsque cette configuration ne s'avère pas utile, des inconvénients mis en évidence dans la première partie de cette étude, et ce sans mettre en œuvre une boîte de transfert.

Il sera successivement demandé:

- De mettre en évidence le principe du coupleur (questions 2-1 à 2-3);
- De définir une forme optimisée de la came qui est un composant de l'un des principaux organes du coupleur: la pompe (question 2-4);
- D'étudier le second composant majeur: le régulateur dont nous verrons le principe (question 2-5) avant de nous intéresser en détail à deux organes régissant sa loi de commande (questions 2-6 à 2-10).
- De proposer les spécifications géométriques et dimensionnelles permettant de garantir la réalisation d'une contrainte fonctionnelle du régulateur (questions 2-11 à 2-13).



Pour les raisons vues précédemment, le constructeur RENAULT a choisi, pour le modèle Kangoo tout chemin, la transmission d'un couple au pont arrière "lorsque cela s'avère nécessaire". Cette notion sera ultérieurement précisée.

Etude du principe retenu

La chaîne cinématique de la transmission de puissance du véhicule est décrite sur la figure 6. On se référera également aux documents 1, 2 et 3.

$$\frac{\omega_{\text{différentiel arrière}}}{\omega_{\text{arbre de transmission}}} = \frac{11}{37}$$

$$\frac{\omega_{\text{différentiel avant}}}{\omega_{\text{arbre de transmission}}} = \frac{39}{49} \cdot \frac{15}{41}$$

Le rapport de sortie de boîte est de 15/61

rapports de boîte	
première	11/41
seconde	21/43
troisième	28/39
quatrième	34/35
cinquième	39/32
marche arrière	11/39

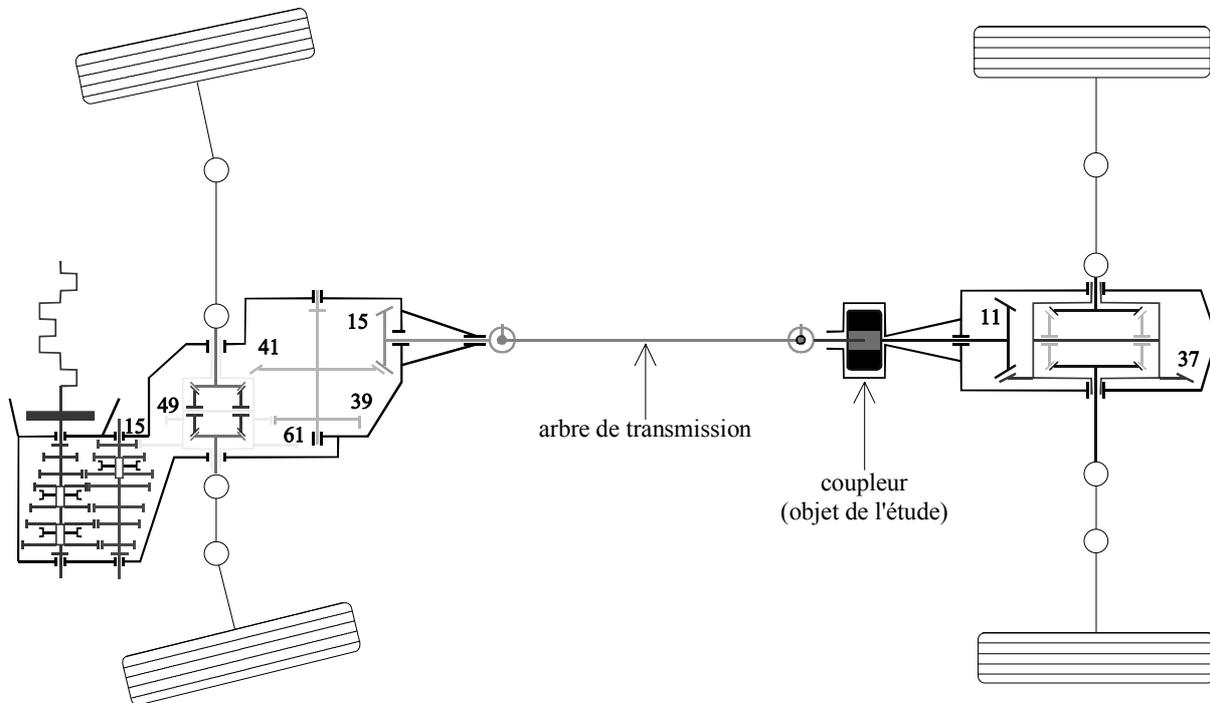
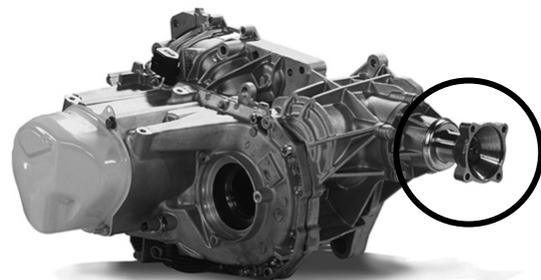


figure 6

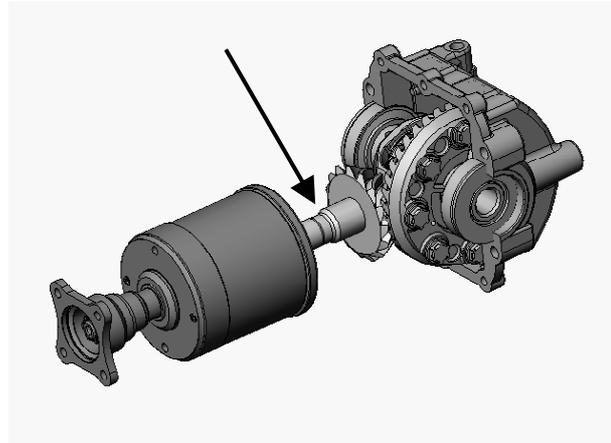
Question 2-1

L'un des composants essentiels du coupleur correspond à une pompe à pistons axiaux dont:

- la came est entraînée, via l'arbre de transmission, par une sortie aménagée sur la boîte de vitesses.



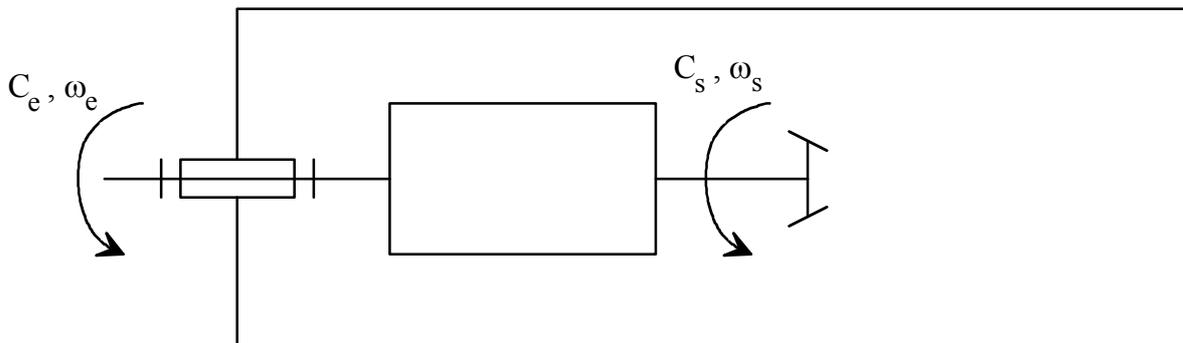
- le barillet est lié au pignon conique d'attaque du pont arrière.



- Proposer une schématisation de la pompe. Le sens de circulation du fluide sera indiqué mais on ne s'intéressera pas, pour l'instant, au distributeur ainsi qu'aux dispositifs de régulation. On se référera utilement aux documents 1, 2 et 3.

Question 2-2

La pompe ne débitera que s'il y a une différence de vitesse de rotation entre la came et le barillet. L'huile débitée est rejetée à la bache. La puissance hydraulique délivrée par la pompe est donc perdue.



Nous noterons

C_e le couple exercé par l'arbre de transmission sur l'entrée du coupleur.

C_s le couple exercé en sortie du coupleur.

ω_e la vitesse de rotation de l'entrée.

ω_s la vitesse de rotation de la sortie.

- Indiquer la relation liant C_e et C_s en régime stabilisé.
- En déduire la puissance perdue en fonction de C_e et de $\Delta\omega = \omega_e - \omega_s$.

Cette puissance correspond à celle consommée par la pompe.

- En notant p la pression de refoulement de la pompe et V sa cylindrée, montrer, après avoir exprimé la puissance perdue en fonction de $\Delta\omega$, p et V , que $C_e = p \cdot V$.

Les expressions obtenues pour la puissance perdue et pour C_e constituent les données de base pour la conception géométrique de l'ensemble. Les contraintes régissant celle-ci sont les suivantes:

- le couple transmis doit suivre une loi précise;
- il faut minimiser la puissance perdue;
- on souhaite minimiser l'encombrement ainsi que les efforts.

Question 2-3

On relève, dans le cahier des charges du coupleur, les indications suivantes:

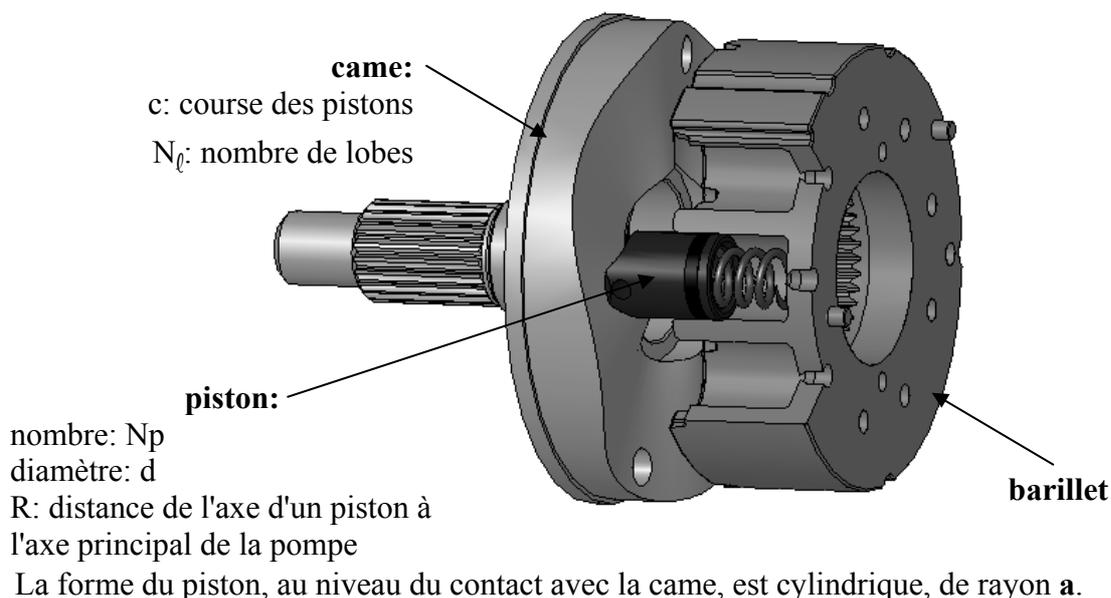
- a) Il ne doit y avoir aucun entraînement du pont arrière s'il n'y a pas de glissement des roues avant.
- b) Le couple transmis aux roues arrière doit être d'autant plus conséquent que le glissement des roues avant est important.
- c) Ce couple ne devra, en aucun cas, dépasser 50% du couple délivrable par le groupe motopulseur.

Il a été établi à la question 2-2 que $C_e = p.V$. La modulation du couple transmis au pont arrière peut donc être obtenue en faisant varier la cylindrée de la pompe ou la pression de refoulement. Il a été décidé, afin de simplifier le plus possible la conception de la partie mécanique, de conserver une cylindrée fixe pour la pompe et de faire varier p . On montrera ultérieurement (questions 2-7 et 2-8) que p est proportionnelle au carré du débit du fluide refoulé par la pompe ($p = \xi.q_v^2$).

- Justifier, en s'appuyant sur les conclusions tirées de la première partie de l'étude, l'exigence **a** du cahier des charges.
- Indiquer pourquoi $\Delta\omega$ peut être considérée comme représentative du glissement des roues avant.

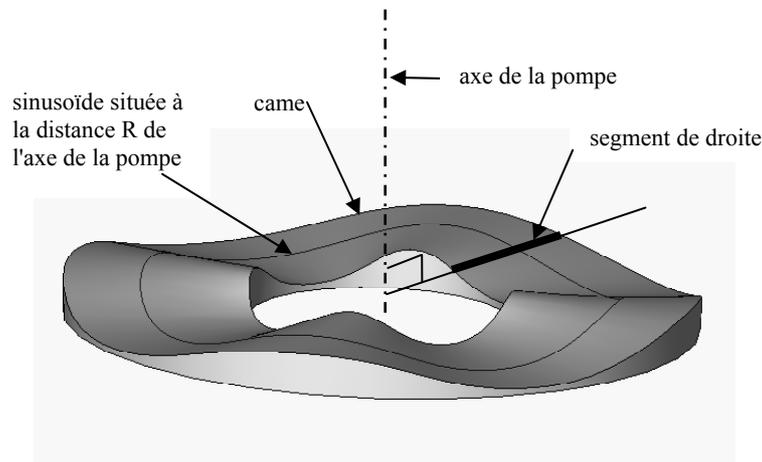
Définition de la forme de la came

Grandeurs caractéristiques de la pompe:



Afin que le déplacement des pistons dans le barillet soit d'allure sinusoïdale, la surface de la came peut être définie comme la surface réglée obtenue, d'un point de vue mathématique, en assujettissant un segment de droite, perpendiculaire à l'axe de la pompe, à glisser sur une courbe sinusoïdale située à la distance R de l'axe de la pompe et définie polairement

$$\text{par } z = \frac{c}{2} \sin(N_\ell \cdot \theta).$$



Question 2-4

- Expliquer pourquoi, du fait des géométries de la came et du piston, celui-ci subit un mouvement de rotation autour de son axe lors du fonctionnement de la pompe.

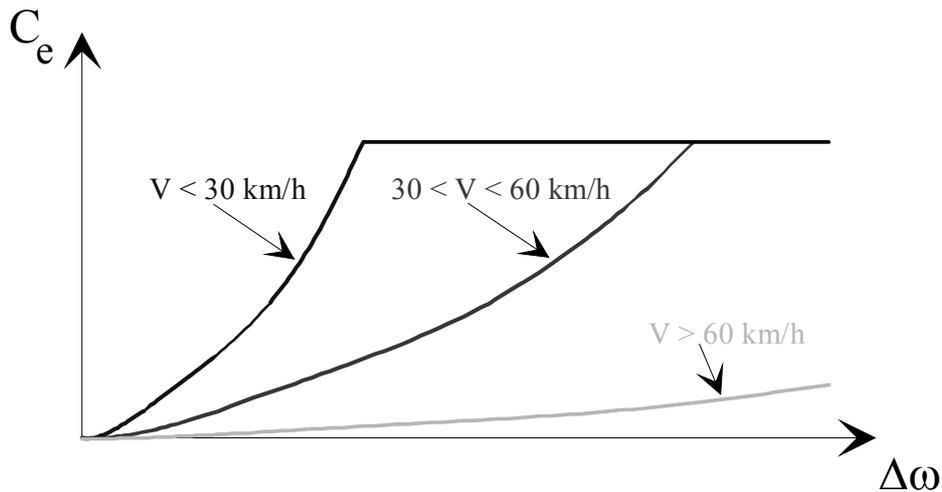
On souhaite éliminer ces oscillations parasites (d'une amplitude de $\pm 4^\circ$) qui sont la conséquence du choix effectué précédemment pour définir la surface de la came.

- Proposer un procédé et une cinématique permettant la génération d'une came dont la surface sera telle qu'il n'y aura aucune oscillation des pistons.

Etude du régulateur

Evolution de la loi d'assistance en fonction de la vitesse

On souhaite pouvoir totalement bénéficier de la possibilité de transfert de couple aux roues arrière à basse vitesse ($v < 30$ km/h) mais que, pour les raisons de sécurité évoquées dans la première partie de l'étude, cette assistance soit insignifiante à vitesse soutenue ($V > 60$ km/h). On désire également une assistance "modérée" pour les vitesses intermédiaires ($30 < V < 60$ km/h).



On souhaite également que le couple transmissible C_e ne dépasse pas la valeur maximale de 300 N.m.

Question 2-5

Les réponses à cette question seront indiquées sur le **document réponse 1**. On se référera utilement aux documents 3 et 4.

- Repérer le circuit de refoulement de la pompe du coupleur.
- Repérer les éléments permettant d'assurer le plafonnement de C_e . Expliquer le fonctionnement de cet ensemble de pièces et justifier son implantation (en particulier son orientation).

Loi d'évolution "basse vitesse" et protection thermique

La génération, par la pompe, d'une pression (donc du couple C_e) est obtenue en forçant le passage du fluide refoulé au travers de deux restrictions comme cela est visible sur la figure a du document réponse 1.

Le volume repéré V_r est occupé par une résine synthétique qui, lorsque la température critique est atteinte, passe de l'état solide à l'état liquide. La résine employée possède la particularité de fortement se dilater lors de ce changement de phase. Les pièces du régulateur occupent alors successivement les positions indiquées sur les figures b, c et d.

- Compléter ces figures en indiquant la circulation du fluide refoulé par la pompe ainsi que les valeurs prises par les pressions (de façon qualitative; par exemple p_1, p_2 et p_3 avec $p_1 > p_2 > p_3$). Indiquer également ce qui est à l'origine du déplacement de chacune des pièces (par exemple en établissant à chaque fois un bref bilan des actions mécaniques).

Question 2-6

Loi d'évolution "vitesse intermédiaire"

On souhaite qu'à partir d'une vitesse véhicule de 30 km/h, la masselotte M_1 libère le passage du fluide à travers l'orifice Or_1 . Nous allons dimensionner les trois ressorts r afin que cette fonction puisse être réalisée. M_1 et r sont visibles sur le document 2; l'orifice Or_1 est quant à lui visible sur le document 3.

Lors du déplacement de la masselotte M_1 sous l'effet de la "force centrifuge", la bille quitte son siège (comme nous pouvons le voir sur la figure 7 ci-dessous). La pression du fluide

refoulé est fonction de la section de passage, donc du décollement de la bille. L'évolution de la pression en fonction du décollement de la bille est représentée sur le graphe suivant, dans la configuration qui servira de référence pour la suite de l'étude: véhicule roulant à 30 km/h, les roues avant présentant un glissement de 2%. On souhaite alors que la pression de refoulement soit limitée à 20 bars.

NB: afin d'alléger les calculs, nous supposons l'influence des restrictions apparaissant sur la figure a du document réponse 1 négligeable vis-à-vis de celle de la masselotte.

Les caractéristiques de la masselotte étudiée sont définies sur le document 5.

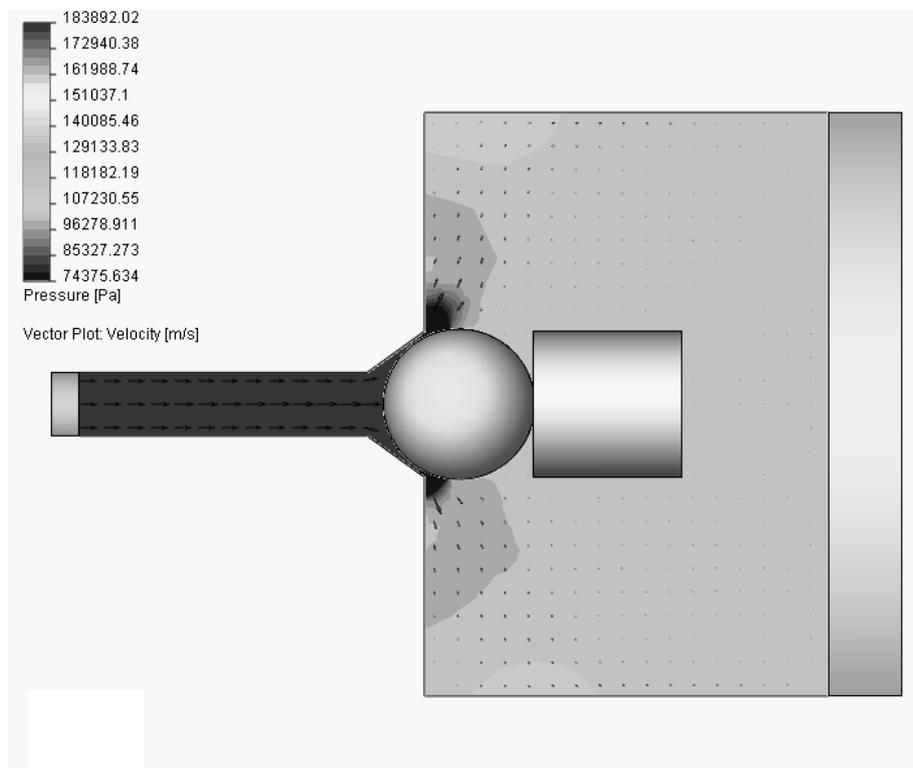
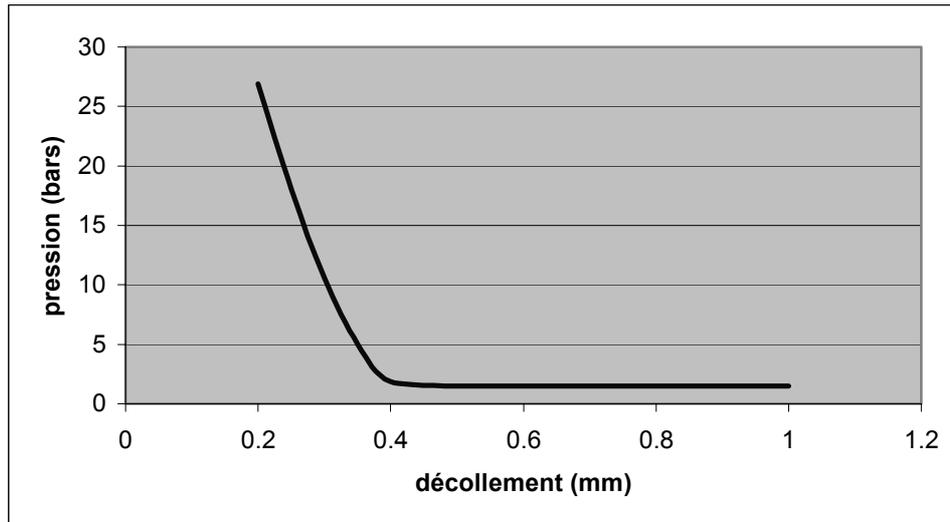
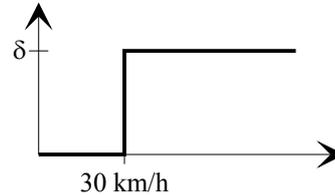


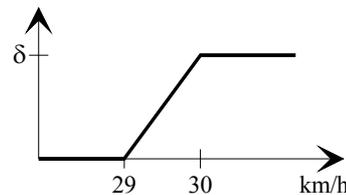
figure 7

- Préciser pour quelle raison les pièces 62 et 81 (se référer au document 4) sont placées "très" près de l'axe de 44.
- Indiquer la valeur du décollement souhaité pour la bille lorsque le véhicule circule à 30 km/h. En déduire l'écrasement δ des trois ressorts r.

La loi "idéale" d'écrasement des ressorts en fonction de la vitesse serait donc la suivante:



Celle-ci n'étant pas obtensible, nous chercherons à obtenir la loi suivante:



Soit ω_1 la vitesse de rotation du régulateur correspondant à une vitesse véhicule de 29 km/h et ω_2 celle correspondant à la vitesse de 30 km/h.

Soit δ_0 l'écrasement initial des ressorts et k leur raideur.

- Le début du décollement de la bille se produisant à la vitesse ω_1 , et celui-ci atteignant la valeur précédemment définie à la vitesse ω_2 , établir le système de deux équations à deux inconnues, celles-ci étant k et δ_0 , suivant (K étant à déterminer):

$$k \cdot \delta_0 = K \cdot \omega_1^2$$

$$k \cdot (\delta_0 + \delta) = K \cdot \omega_2^2$$

- Calculer numériquement k et δ_0 .

→ On indiquera clairement le (ou les) système isolé, le principe appliqué, les équations exploitées ainsi que les hypothèses faites. Seules les grandeurs nécessaires seront calculées.

Loi d'évolution "haute vitesse"

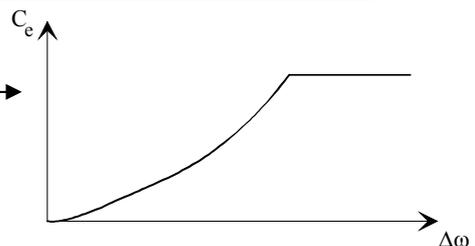
- Repérer les éléments permettant d'assurer cette fonction et expliquer le fonctionnement de cet ensemble.

Question 2-7

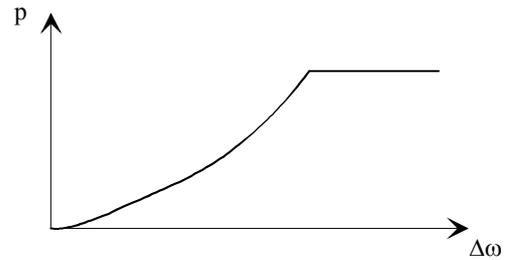
Loi d'évolution "basse vitesse": vérification du dimensionnement des restrictions

Etant donné

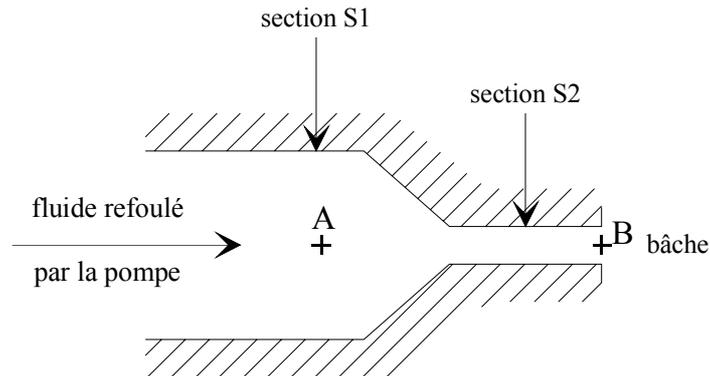
la loi souhaitée pour le couple transmis, —————→
 que $C_e = p \cdot V$,
 que V est constante,



il convient de trouver un moyen d'obtenir une loi de variation de la pression de la même allure:



L'obtention d'une pression qui soit fonction du débit de la pompe, donc de $\Delta\omega$, est obtenue à l'aide d'une restriction:



On négligera les irrégularités de débit de la pompe. Son débit volumique instantané Q_v est donc égal à son débit volumique moyen.

- Exprimer le débit volumique instantané Q_v en fonction de $\Delta\omega$ et V . Préciser les unités.

Question 2-8

1^{er} modèle:

on suppose le fluide parfait et incompressible, de masse volumique ρ , animé d'une vitesse v_1 supposée uniforme sur toute section normale de la veine fluide, dans la partie de canalisation de section S_1 , et à la vitesse v_2 dans la partie de canalisation de section S_2 . La bâche est à la pression p_2 . On notera p_1 la pression absolue du fluide refoulé par la pompe.

- En traduisant la conservation du débit, établir la relation liant v_1 , v_2 , S_1 et S_2 .
- En utilisant la relation de Bernoulli, établir une relation entre p_1 , p_2 , v_1 et v_2 .
- Dédire, de ces deux relations, l'expression de la pression relative de refoulement $p = p_1 - p_2$ en fonction de $\Delta\omega$. Tracer l'allure de la fonction obtenue et conclure quant à la loi souhaitée.
- Effectuer une application numérique lorsque le véhicule roule à 10 km/h, que les roues arrière ne patinent pas alors que les roues avant patinent (leur vitesse de rotation est telle que le véhicule avancerait à 11 km/h si elles ne patinaient pas).

Données complémentaires:

$$\rho = 830 \text{ kg/m}^3$$

$S_1 \rightarrow$ canalisation de diamètre 6 mm

$S_2 \rightarrow$ canalisation de diamètre 0,7 mm

$$V = 55,16 \text{ cm}^3$$

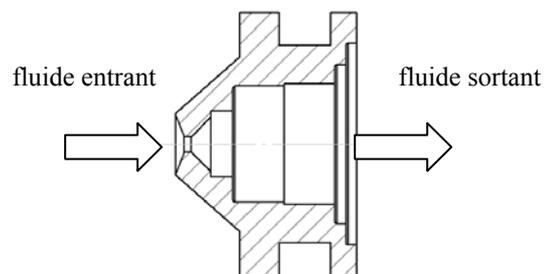
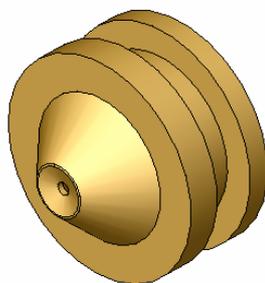
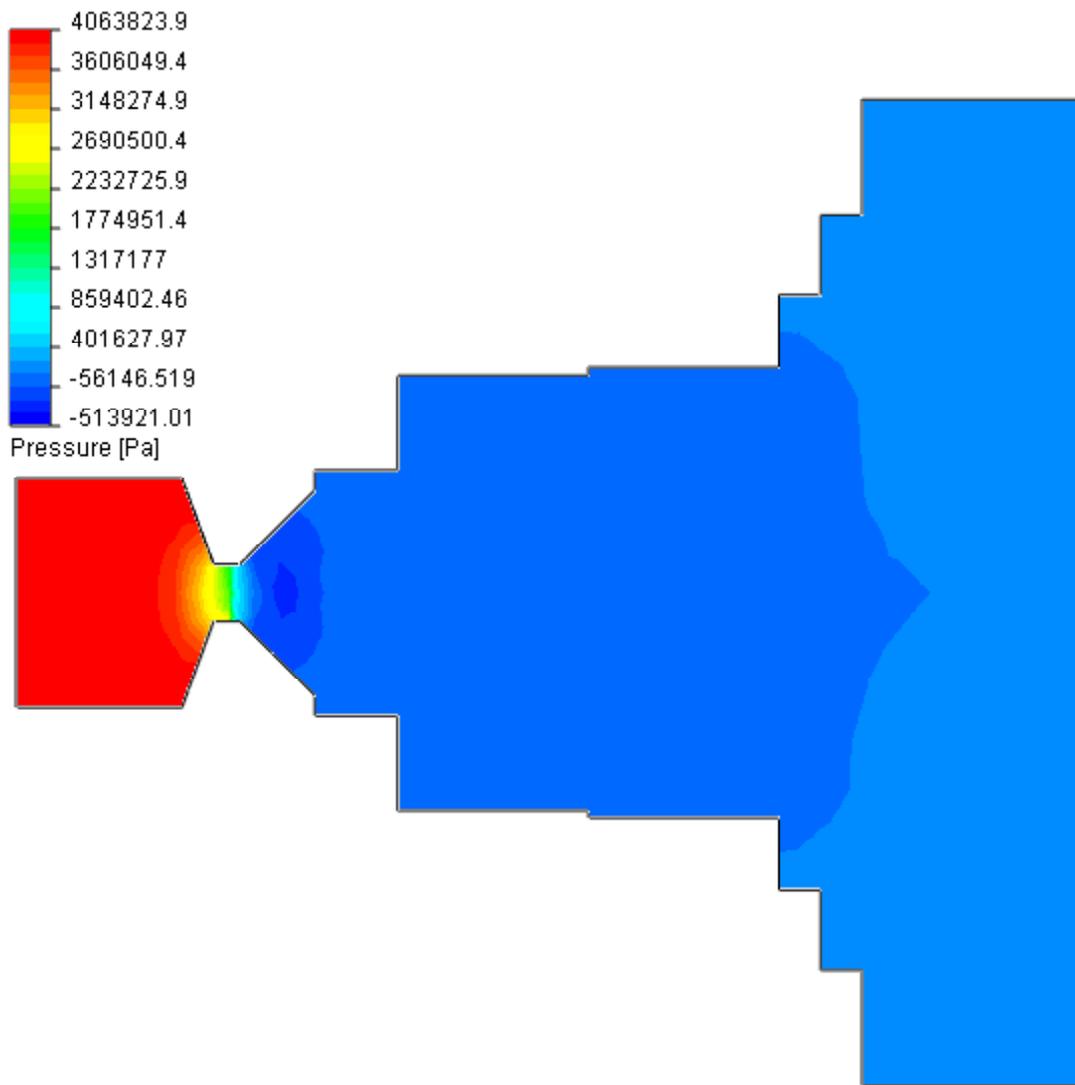
les roues du véhicule ont un rayon égal à 28,5 cm

On se référera utilement à la figure 6.

Question 2-9

2nd modèle:

On effectue la simulation, à l'aide d'un logiciel dédié, de l'écoulement décrit ci-dessus. La cartographie obtenue pour la pression est représentée sur la figure suivante:

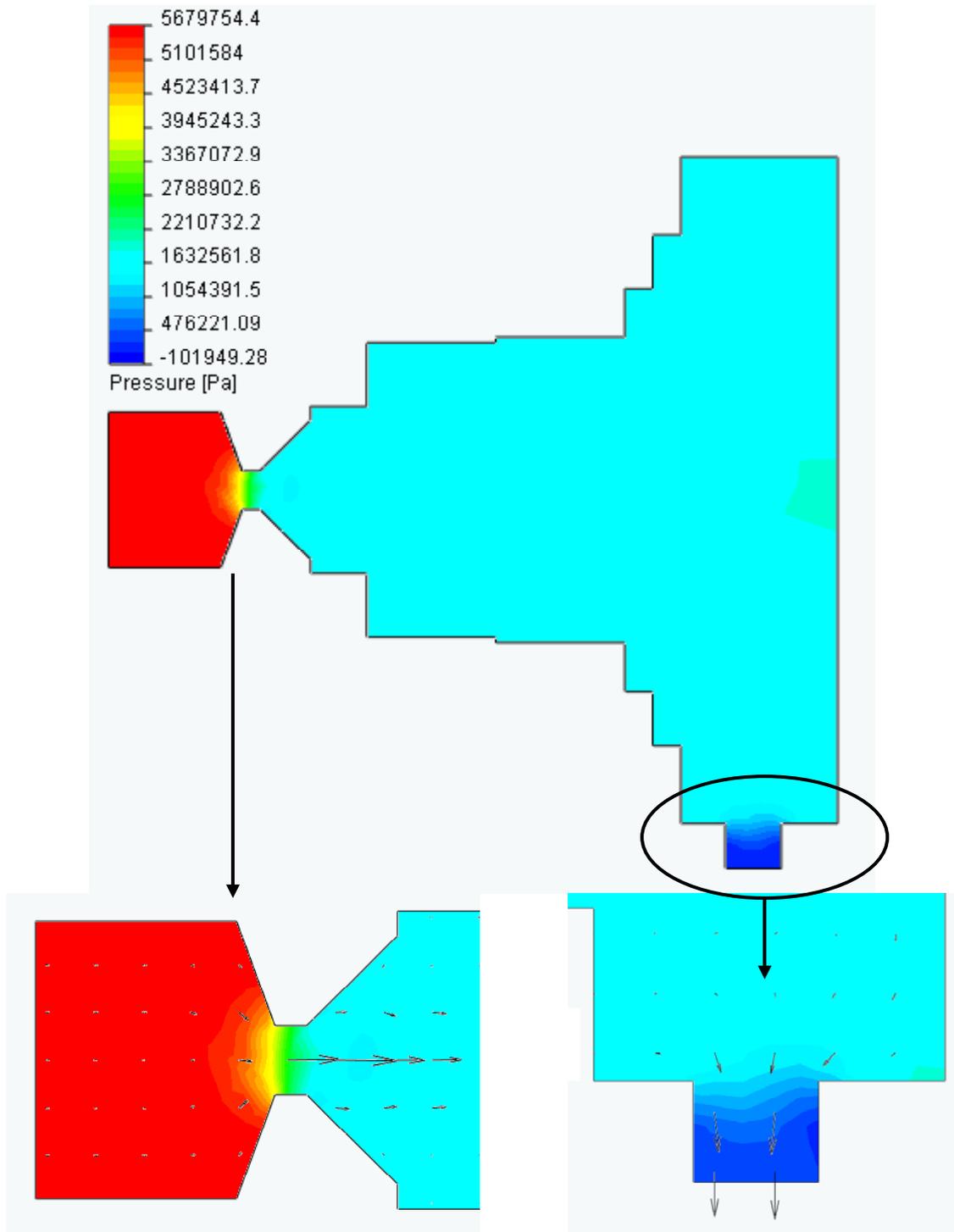


- Relever la valeur de $p = p_1 - p_2$ issue de cette simulation.
- Indiquer quelles peuvent être les raisons, au niveau du modèle, expliquant la différence obtenue entre la simulation et le calcul précédent.

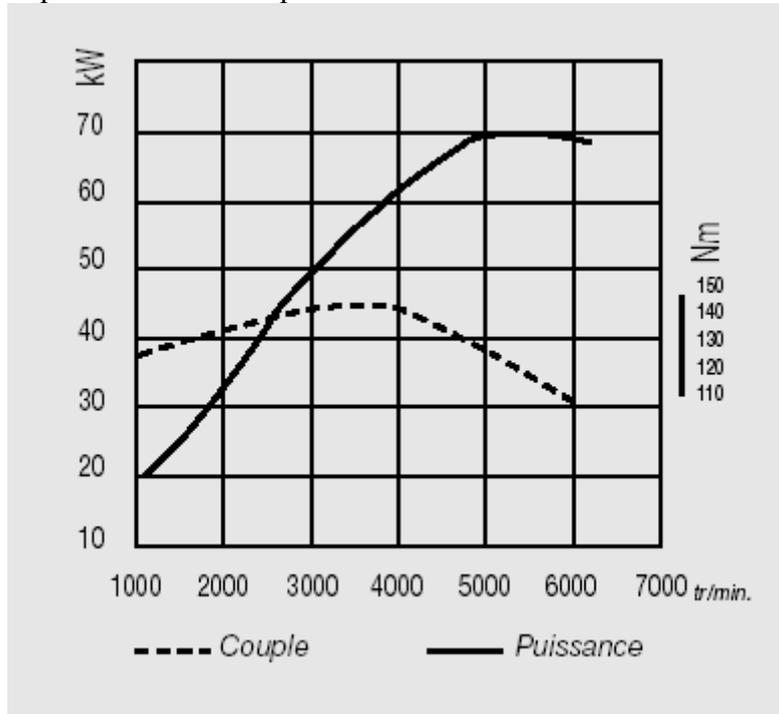
Question 2-10

Simulation complète de l'écoulement

Le fluide refoulé par la pompe est, comme nous l'avons précédemment indiqué, assujéti à passer par deux restrictions (figure a du document réponse 1). La cartographie obtenue pour la pression est alors la suivante:

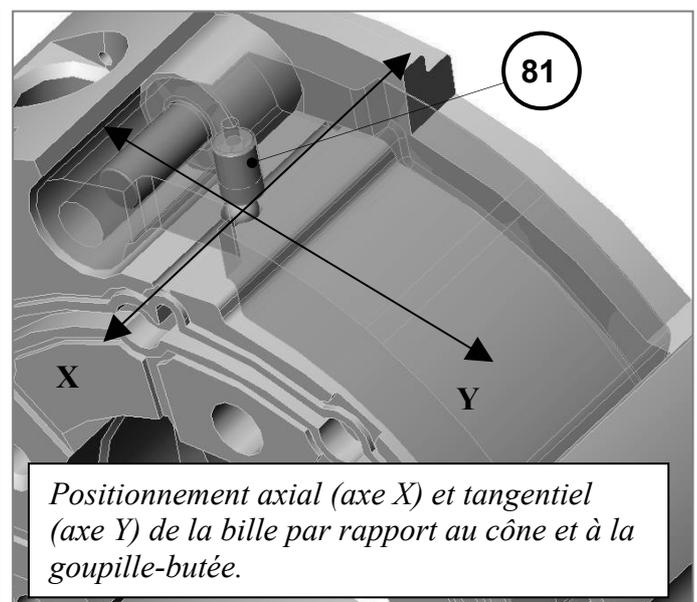
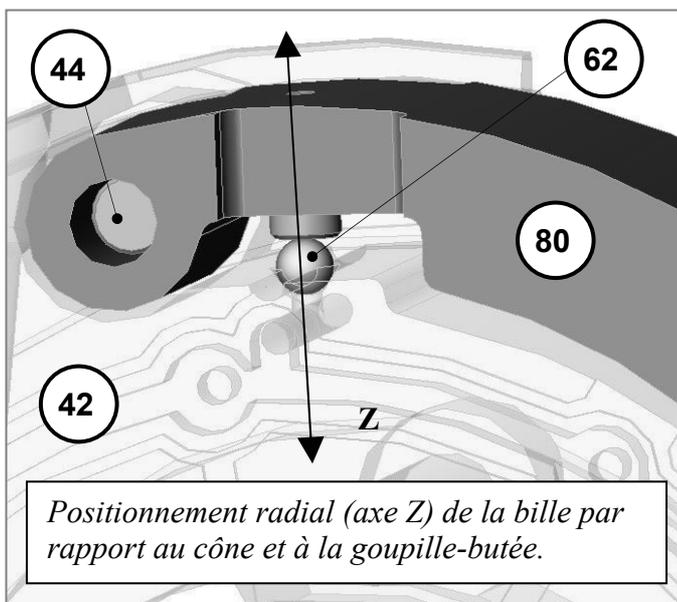
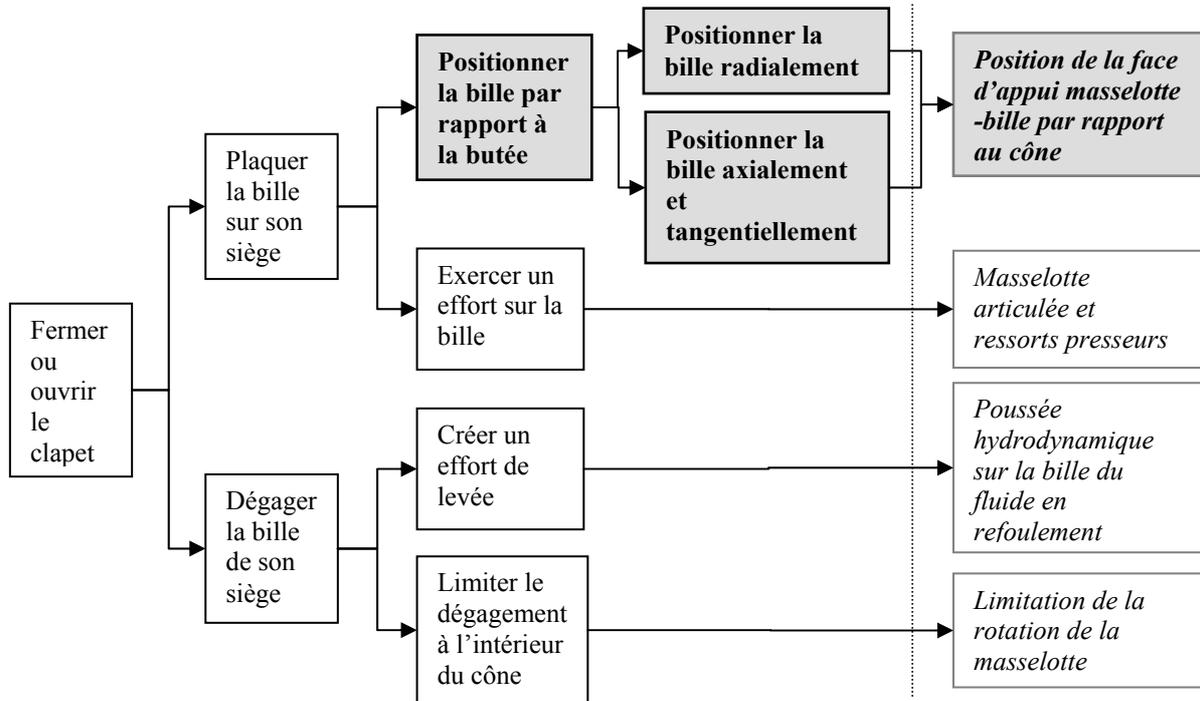


- Relever la valeur de $p = p_1 - p_2$ issue de cette simulation.
- En déduire la valeur du couple C_e transitant par le coupleur. Que pensez-vous de cette valeur sachant que les caractéristiques du moteur du véhicule sont les suivantes:



Proposition de spécifications géométriques et dimensionnelles

Le diagramme FAST partiel présenté ci-après décrit les fonctions techniques et les solutions constructives retenues pour assurer la fonction « Fermer ou ouvrir le clapet ». Le bon fonctionnement de ce clapet dépend de la position de la bille 62 dans son logement (cône réalisé dans le corps du distributeur 42). Cette position dépend de la situation du contact entre la bille et la « goupille butée 81 » insérée dans la masselotte 80 en rotation autour de l'axe 44.



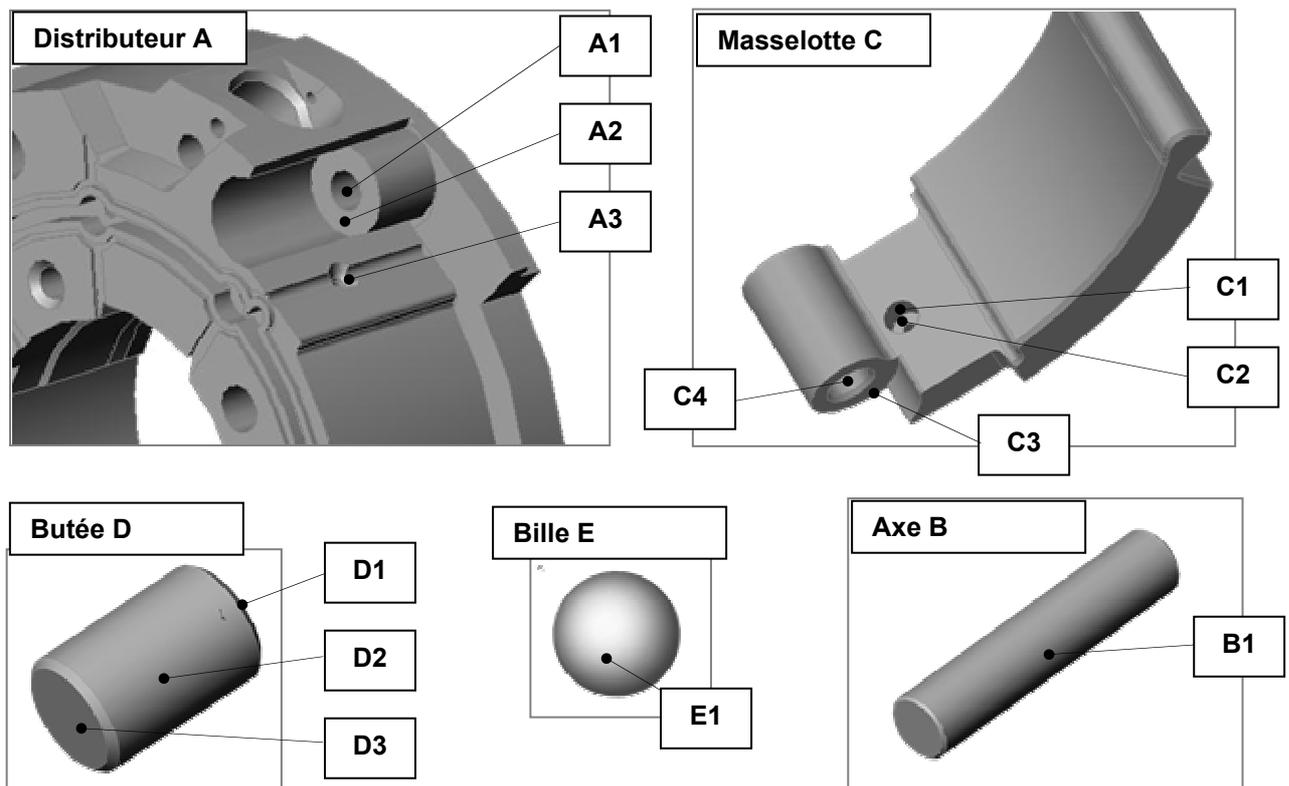
On désire spécifier dimensionnellement et géométriquement les surfaces fonctionnelles participant à la réalisation de la fonction « Positionner la bille par rapport à la butée » (cases grisées dans le FAST) sur le corps du distributeur 42 et sur la masselotte correspondante 80.

Pour cela, on se propose :

- D'identifier les surfaces fonctionnelles participant à la réalisation de la fonction sur l'ensemble des pièces concernées ainsi que les conditions fonctionnelles associées.
- De formaliser, selon les normes en vigueur, les spécifications dimensionnelles et géométriques associées à la fonction et attachées aux deux pièces principales (corps du distributeur 42 et masselotte 80).
- D'analyser le procédé de fabrication de ces deux pièces et d'en déduire, dans une première approche globale, les spécifications critiques qui risquent d'être délicates à maîtriser.

1. Expression des conditions fonctionnelles associées

L'analyse des surfaces fonctionnelles participant à la réalisation de la fonction étudiée conduit à identifier les surfaces repérées dans les figures ci-dessous.



Question 2-11

A l'aide d'un graphe de contacts (du type de celui amorcé dans le document réponse 3), décrire les relations géométriques et dimensionnelles devant être définies entre les surfaces fonctionnelles pour réaliser chaque positionnement, radial, axial et tangentiel (utiliser une couleur différente pour chaque positionnement).

Question 2-12

Traduire les conditions topologiques précédentes, relatives au corps de distributeur (pièce A) et à la masselotte (pièce C), en spécifications dimensionnelles et géométriques respectant les normes ISO en vigueur et les représenter qualitativement sur le document réponse 3 (sans valeur numérique des intervalles de tolérance).

2. Capabilité des procédés de fabrication des pièces

Le tableau ci-dessous indique, pour chaque pièce du mécanisme étudié, les procédés utilisés ainsi que les niveaux de précision générale garantis.

Pièces	Matériaux	Procédés, moyens de fabrication et niveaux de précision garantis.					
		Procédé principal	Moyen Outillage	Niveau de précision	Procédé secondaire	Moyen Outillage	Niveau de précision
Corps de distributeur 42	F30-C3D-68	Frittage	Machine de pressage CN multi axes	Qualité 7 après recuit et calibrage	Usinage	CU 3, 4 et 5 axes	Qualité 7
Masselotte 80	F30-C3D-68	Frittage		Qualité 7 après recuit et calibrage	Usinage	CU 3, 4 et 5 axes	Qualité 7
Goupille-butée 81	C 90	Usinage et rectification	Rectifieuse sans centre	Qualité 7 sur le diamètre	Usinage	Tour de décolletage	+/- 0.05
Axe de rotation masselotte 44	C 90	Usinage et rectification	Rectifieuse sans centre	Qualité 7 sur le diamètre	Usinage	Tour de décolletage	+/- 0.05
Bille de clapet	100 Cr6	Usinage et rectification	Rectifieuse sans centre	Qualité 7 sur le diamètre			

Question 2-13

Sur le document réponse 4 :

- Compléter la phase 10 en indiquant le sens de la compression et en repérant, parmi les surfaces fonctionnelles étudiées précédemment, celles qui sont obtenues dans cette phase ;
- Compléter la phase 20 en proposant et en justifiant rapidement le moyen d'usinage qui vous semble pertinent et en identifiant, parmi les surfaces fonctionnelles étudiées précédemment, celles qui sont obtenues dans cette phase ;
- Identifier, parmi les spécifications proposées sur le corps de distributeur (pièce A), celle(s) qui risque(nt) de ne pas être garantie(s) par les capacités des procédés. Expliquer pourquoi.

Troisième partie (à rédiger sur une copie séparée):

Analyse technologique d'une liaison pivot du coupleur de KANGOO

A partir de l'analyse de certaines contraintes techniques inhérentes à la conception et à la réalisation du différentiel:

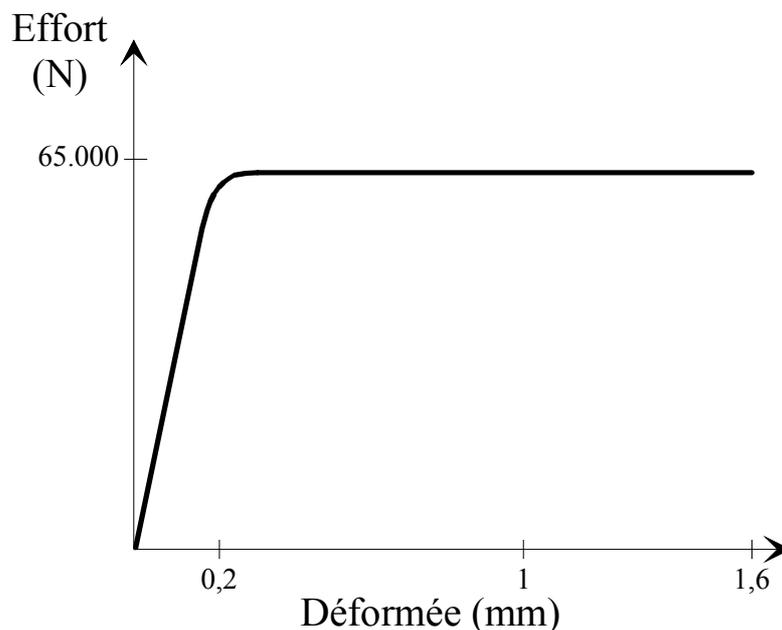
- On justifiera la solution originale adoptée pour la réalisation de la liaison pivot liant le pignon d'attaque du différentiel au carter;
- On fera apparaître le paramétrage pilotant la définition de ce même pignon.

Question 3-1

Le pignon arbré d'attaque du différentiel est lié au carter par une liaison pivot réalisée à l'aide de deux roulements à rouleaux coniques montés précontraints comme on peut le voir sur le document réponse 2

- Rappeler l'intérêt de précharger des roulements.

La solution adoptée dans le pont de Kangoo fait intervenir une entretoise de forme particulière (le plan fourni au sous-traitant apparaît sur la figure 8, page suivante) dont la courbe de déformée axiale en compression présente l'allure suivante:



La procédure de montage adoptée par l'entreprise est la suivante:

- Montage des bagues extérieures des roulements dans le carter.
- Assemblage des bagues intérieures et d'un arbre dont les diamètres des portées de roulements sont plus petits que ceux de l'arbre "réel" (car les bagues intérieures des deux roulements font l'objet d'un ajustement serré). A ce stade, ni l'entretoise ni l'écrou ne sont montés.
- Application d'une charge axiale de 4000 N.
- Mise en rotation de l'arbre pendant au moins 10 secondes puis mesure du couple nécessaire à l'entraînement.

- Démontage de l'ensemble puis réassemblage avec l'arbre "réel" et l'entretoise déformable.
- Serrage de l'écrou jusqu'à ce que l'on mesure le même couple que précédemment pour entraîner l'ensemble en rotation.
- Dans l'éventualité où un problème nécessitant le démontage de l'ensemble apparaîtrait lors du serrage, il est impératif d'utiliser une entretoise neuve.

L'entretoise, avant montage, a une longueur ($23_{-0,2}^0$) supérieure à la distance entre les faces en vis-à-vis des bagues intérieures 2 et 6 des roulements à rouleaux coniques.

Préciser:

- **L'intérêt de l'utilisation d'une entretoise déformable.**
 - Pourquoi, lors de la procédure de montage, il est nécessaire de faire tourner l'arbre pendant au moins 10 secondes avant d'effectuer une mesure du couple.
 - Pour quelle raison il est nécessaire d'utiliser une entretoise neuve après tout démontage.
 - Proposer un procédé de fabrication de cette entretoise.
- Indiquer le rôle de la pièce 11.

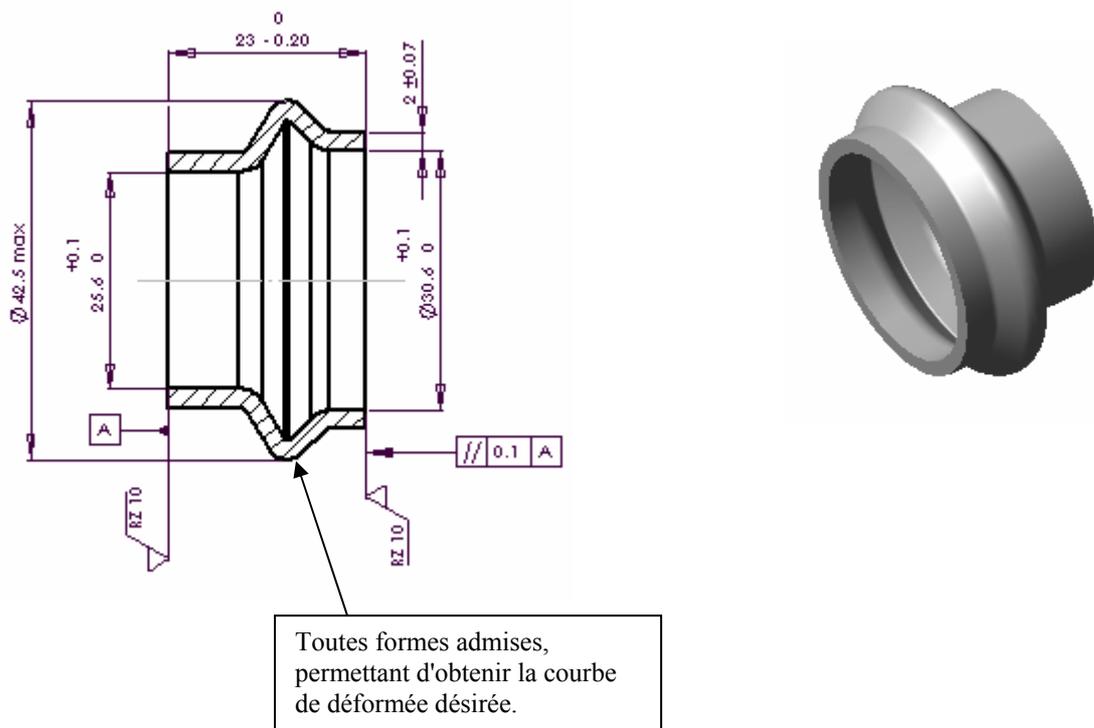


figure 8

Question 3-2

L'entreprise qui conçoit le pont arrière doit régulièrement définir des pignons arbrés d'entrée de différentiel adaptés aux caractéristiques de chaque véhicule. Le bureau d'étude a donc décidé de paramétrer la conception et la définition géométrique de cette pièce à l'aide de calculs et de tableaux dimensionnels supportés dans des feuilles de calcul d'un tableur.

Le modeler volumique utilisé dans l'entreprise permet :

- De concevoir des familles de pièces paramétrées dimensionnellement.
- De générer des volumes paramétrés à partir de bibliothèques de composants standard.

Le bureau d'étude choisit de concevoir et de définir les pignons arbrés à partir de l'assemblage de 3 sous ensembles indépendants paramétrés (voir illustration du principe figure 9 page suivante).

Pour préparer le paramétrage et établir la feuille de calcul associée au modeler volumique, l'entreprise suit la démarche suivante :

- Analyse fonctionnelle précise du mécanisme à paramétrer, identification des fonctions techniques, des solutions technologiques retenues et des contraintes fonctionnelles et techniques associées (voir le document 6 et le dessin du sous ensemble sur le document réponse 2)
- Construction et renseignement d'une fiche de paramétrage, récapitulant les éléments suivants (voir document 7) :
 - o Les données d'entrée, issues du cahier des charges et des choix technologiques prévus, permettant de développer des calculs géométriques, de pré déterminer certaines dimensions garantissant les performances et la résistance du mécanisme.
 - o Les caractéristiques dimensionnelles issues des choix de solutions constructives standardisées retenues par le bureau d'étude.
 - o Les résultats de calculs pré établis dans la feuille de calcul, permettant le dimensionnement propre à la pièce étudiée.
 - o L'expression du choix de contraintes fonctionnelles dimensionnelles et géométriques (jeux, courses, dimensions, limites...) effectué par les techniciens de conception suite à l'analyse du mécanisme.
 - o L'expression des formules de calcul des cotes paramétrant le dimensionnement de l'esquisse du modèle numérique.
 - o L'expression des conditions géométriques fonctionnelles à prévoir entre lignes de construction de l'esquisse ou surfaces contraintes géométriquement.

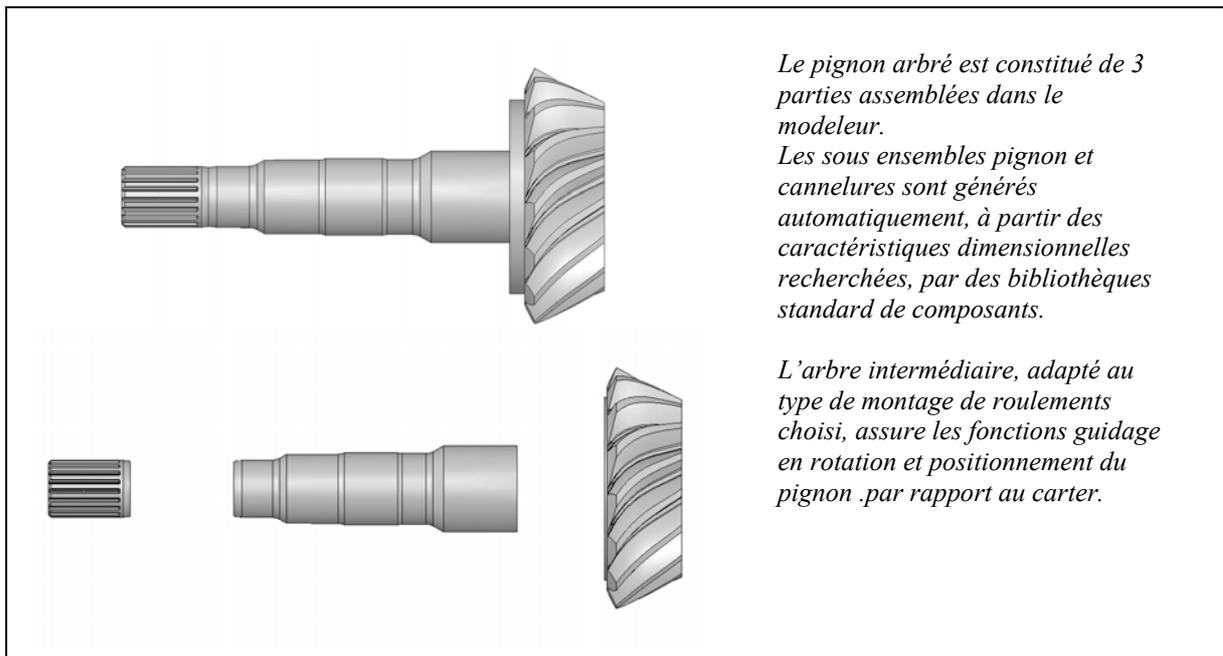


figure 9

On se propose d'étudier le paramétrage dimensionnel de l'arbre intermédiaire, de renseigner en partie la fiche de paramétrage utilisée dans l'entreprise et de proposer la cotation de l'esquisse permettant de générer de manière robuste sa définition.

Sur le document réponse 2:

- Compléter l'extrait de tableau issu de la fiche de paramétrage en :
 - dessinant les conditions fonctionnelles sur les vues du plan,
 - complétant les formules de calcul des cotes pilotant l'esquisse sur l'extrait de la feuille de calcul (ou sur copie si nécessaire).
- Définir et coter à main levée, sur la vue proposant la silhouette de l'arbre intermédiaire, l'esquisse de l'arbre intermédiaire en vue de la génération du volume correspondant dans le logiciel volumique.

Dossier Technique

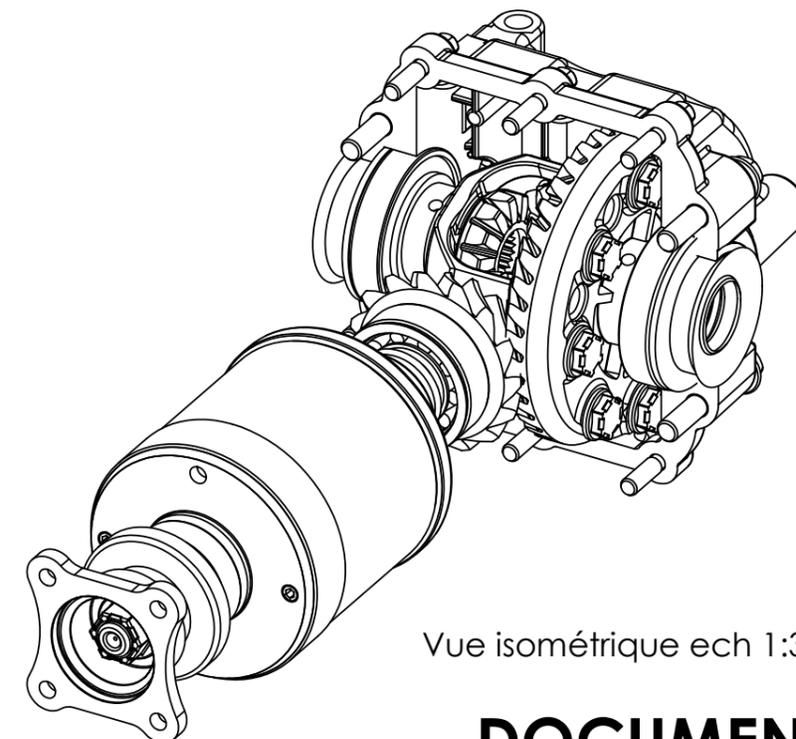
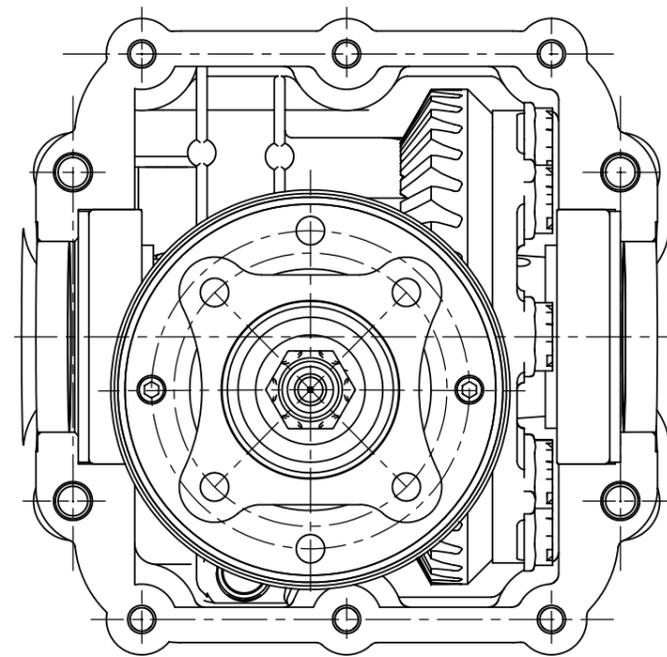
Ce dossier contient 7 documents:

- Document 1: vue partielle de l'ensemble du pont arrière de Kangoo (format A3).
- Document 2: éclaté partiel et situation par rapport au différentiel du coupleur hydraulique (format A3).
- Document 3: coupe partielle du coupleur, éclaté du régulateur basse vitesse ainsi que du dispositif de protection thermique et détail de canaux de communication avec le refoulement de la pompe (format A3).
- Document 4: plan d'ensemble d'une partie du coupleur (barillet et pistons de la pompe, régulateur) (format A3).
- Document 5: propriétés de masse de la masselotte M_1 (format A3).
- Document 6: analyse des fonctions associées à la définition d'un pignon (format A4).
- Document 7: fiche de paramétrage géométrique d'une pièce (format A4).

Surface d'attachement au chassis

Axe d'attachement au chassis

Axe d'attachement au chassis



Vue isométrique ech 1:3

DOCUMENT 1

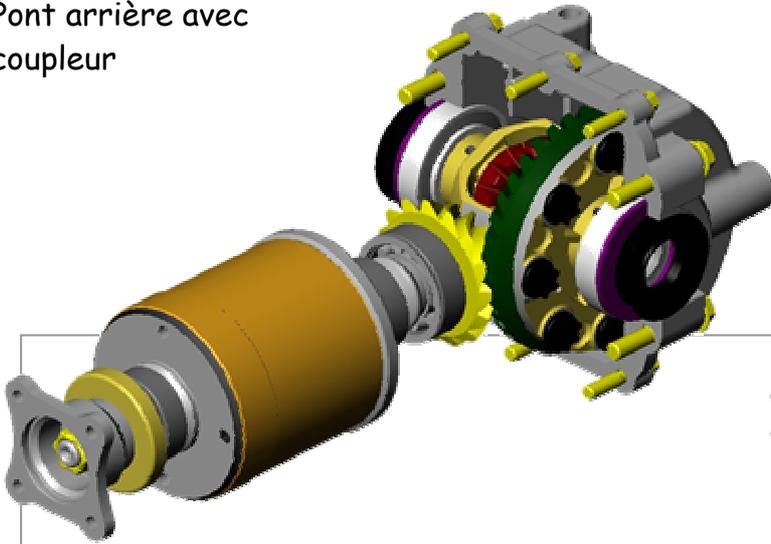
AGREGATION EXTERNE DE GENIE MECANIQUE - SESSION 2004

COUPLEUR HYDRAULIQUE ADAPTATIF

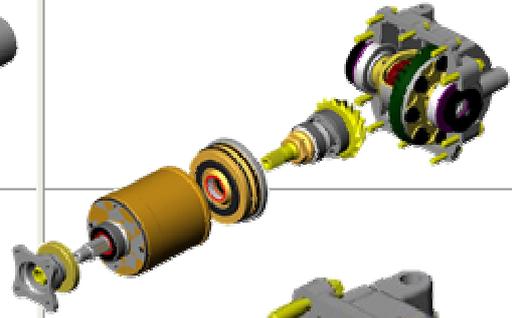
Ech 1 : 2

A3

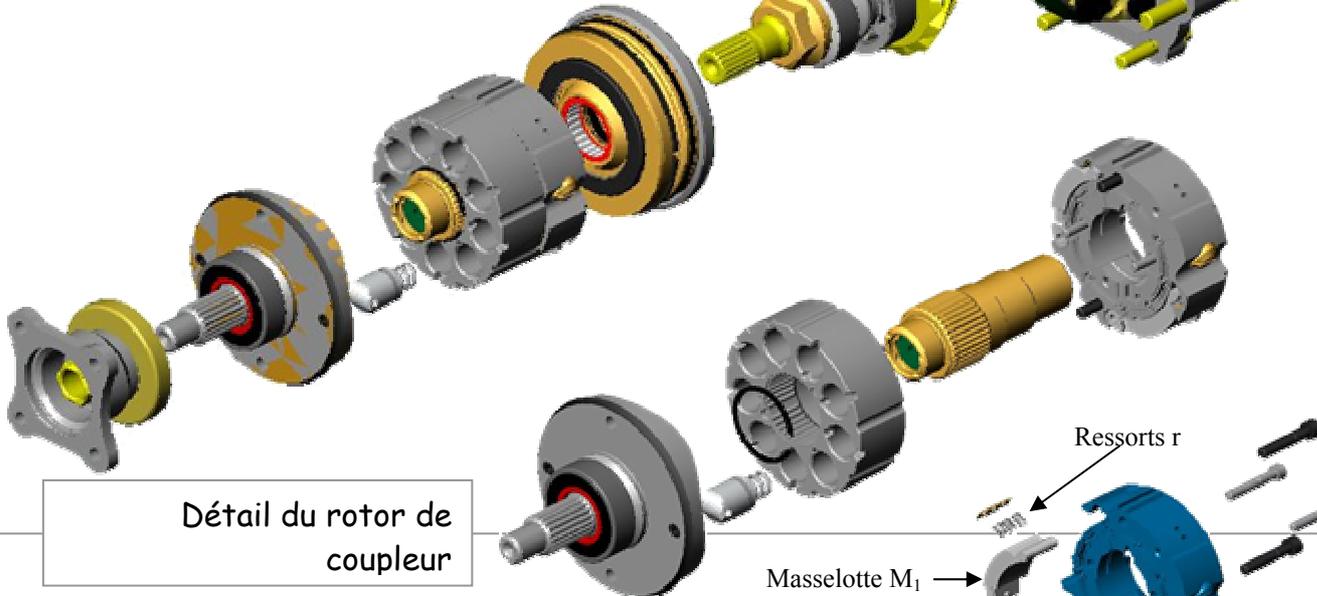
Pont arrière avec coupleur



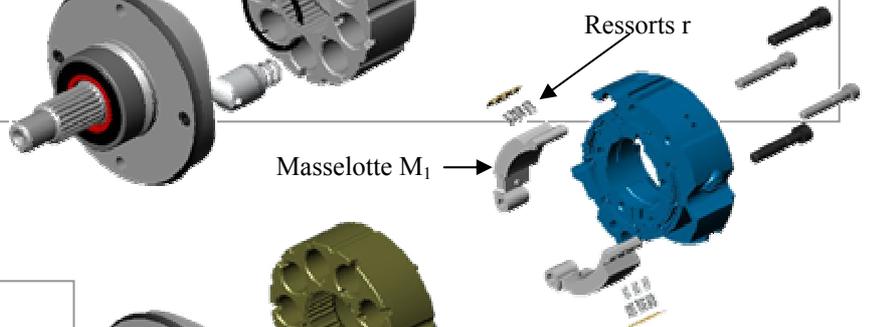
Eclaté du pont arrière



Détail du coupleur ouvert sans corps cylindrique

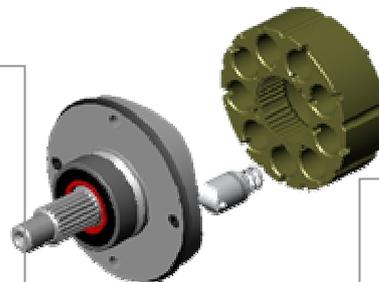


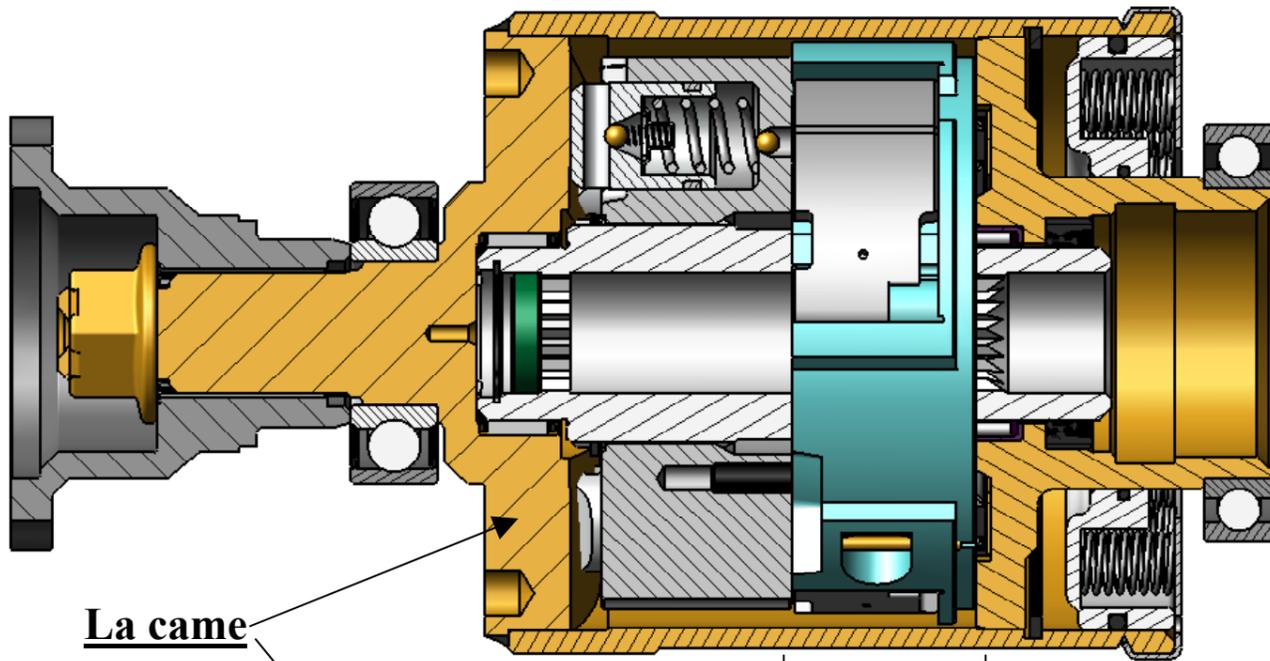
Détail du rotor de coupleur



Distributeur et systèmes de régulation de la pression

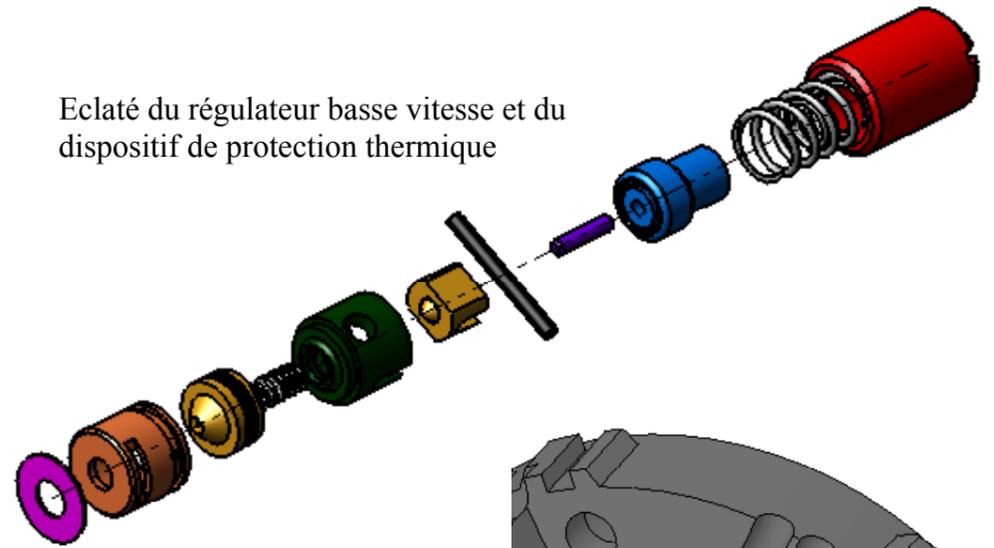
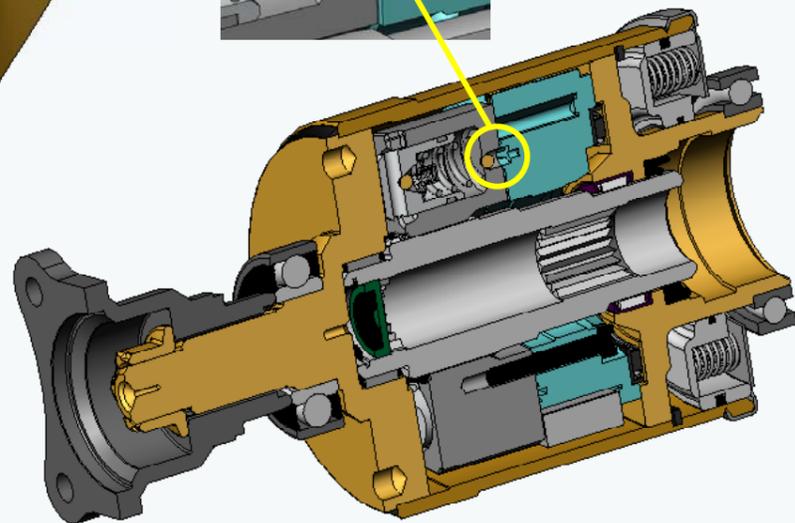
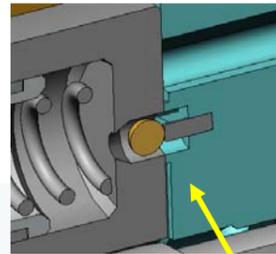
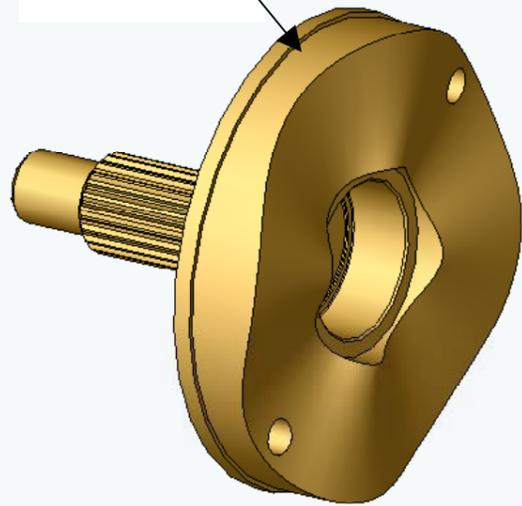
Eclaté du rotor : corps de pompe, distributeur et masselottes





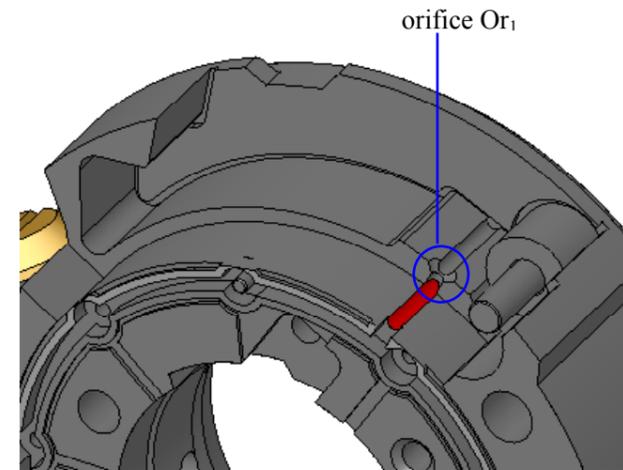
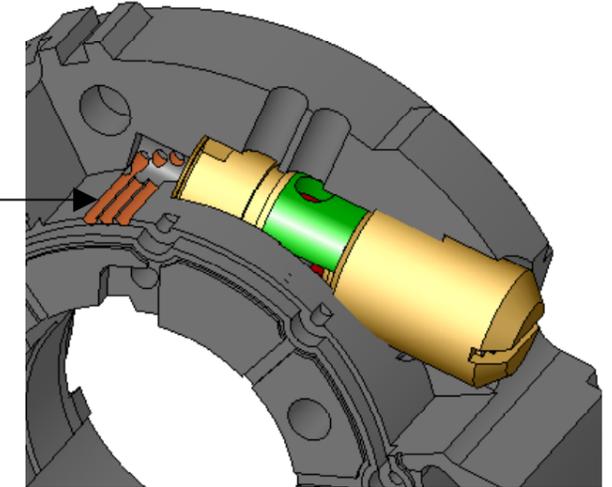
La came

Distributeur et systèmes de régulation non coupés



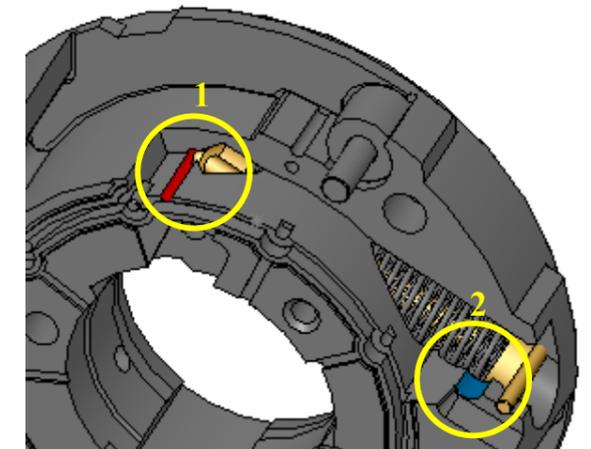
Eclaté du régulateur basse vitesse et du dispositif de protection thermique

Détail des canaux de communication du refoulement de la pompe avec le régulateur

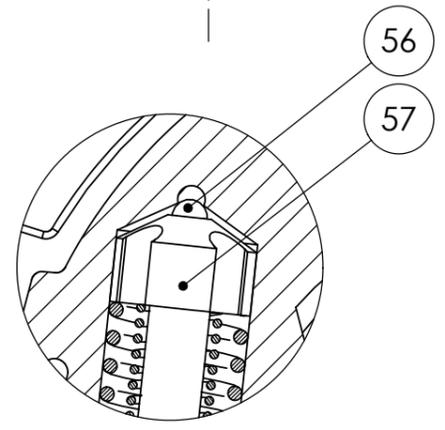
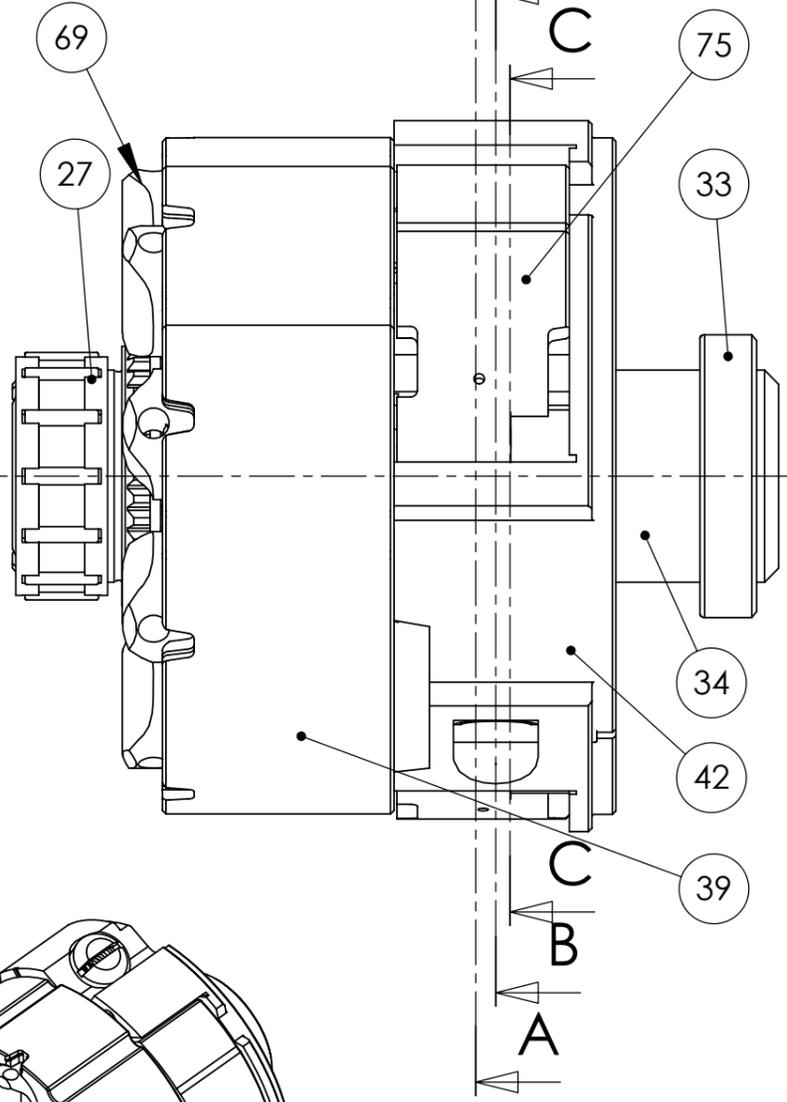
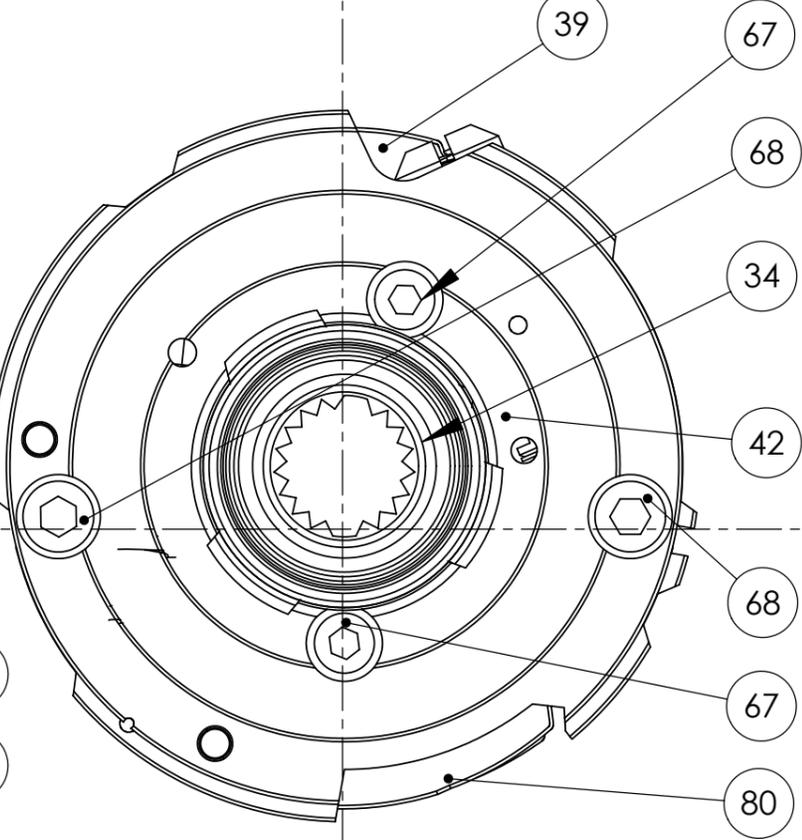
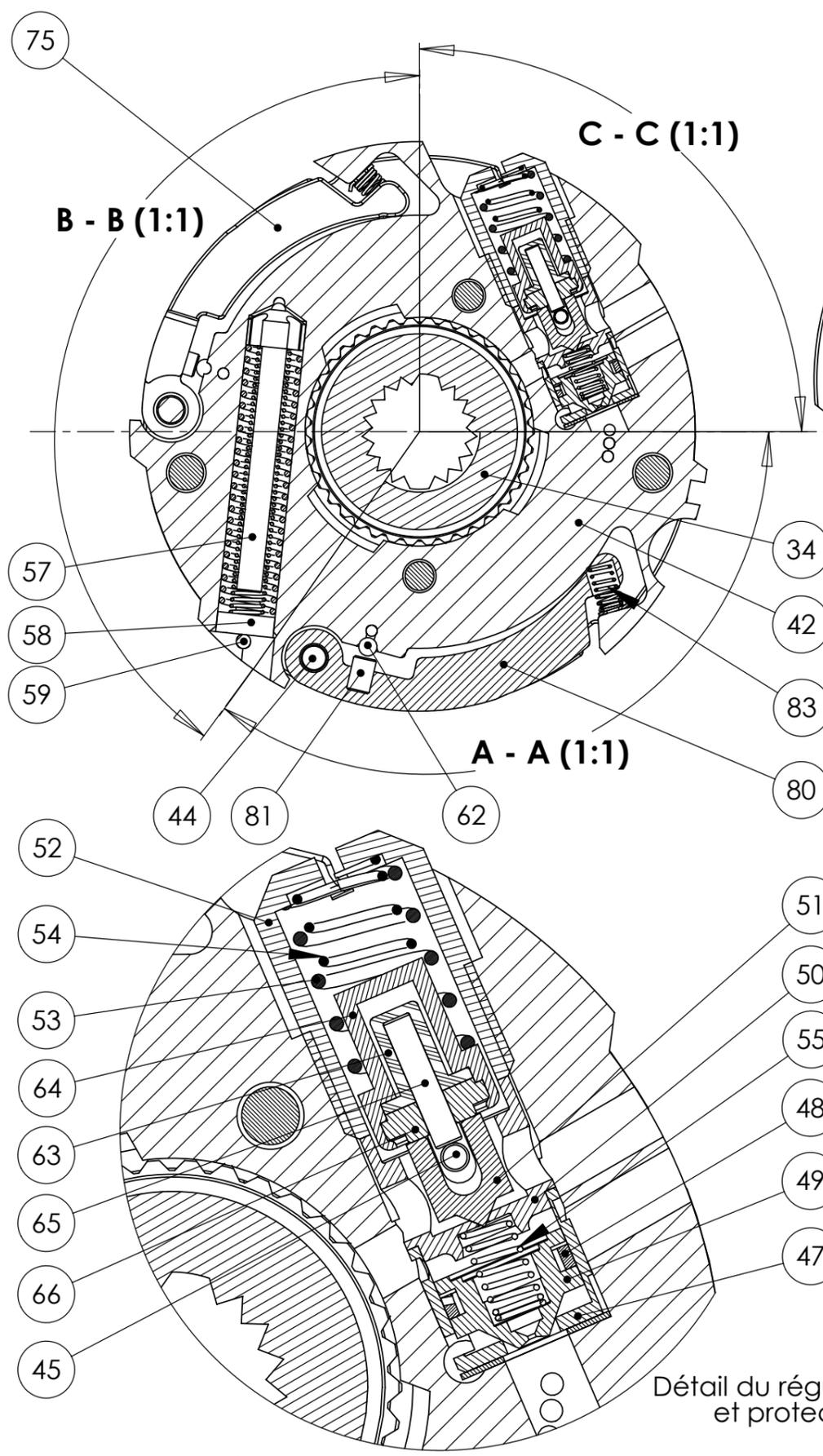


orifice Or₁

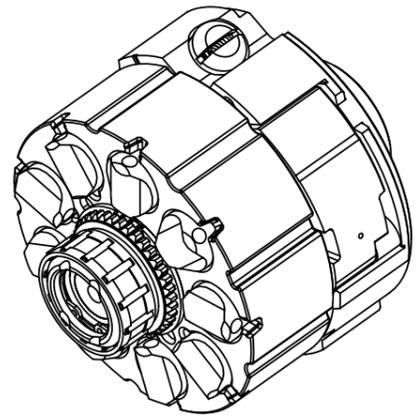
Détail du canal de communication du refoulement avec l'une des masselottes



Détail du canal de communication du refoulement avec le limiteur de pression (1) et retour à la bache (2).



Détail du limiteur de pression
(2:1)



Vue isométrique du rotor

Détail du régulateur basse vitesse
et protecteur thermique
(2:1)

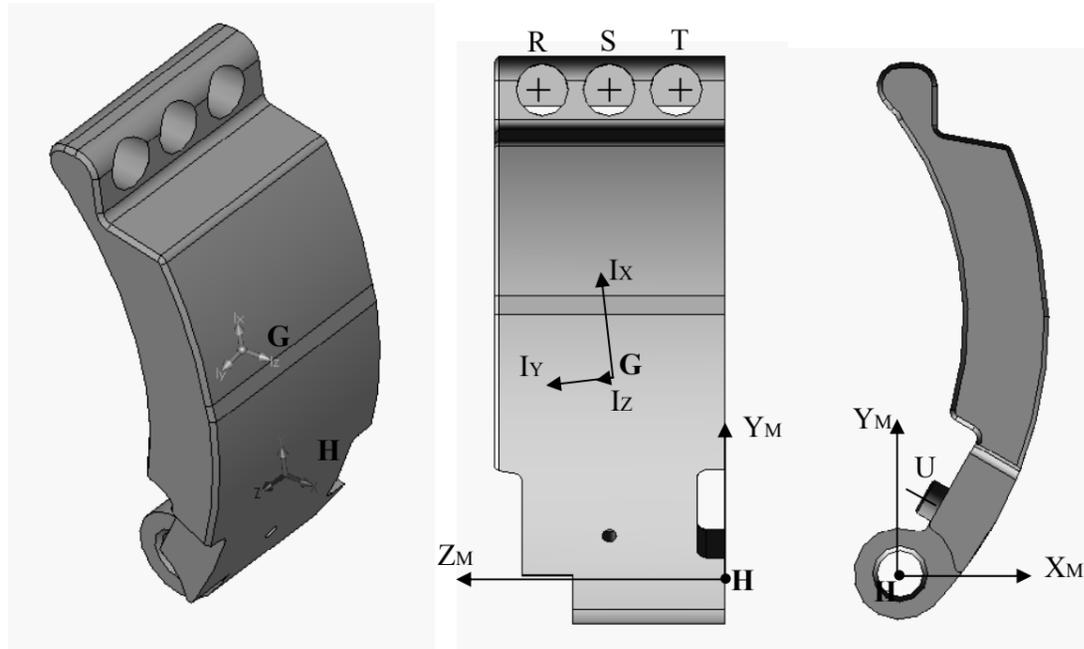
DOCUMENT 4

AGREGATION EXTERNE DE GENIE MECANIQUE - SESSION 2004

COUPLEUR HYDRAULIQUE ADAPTATIF
Sous ensemble rotor

Ech 1 : 1

A3



Densité = 0.0078 grammes par millimètre cube
 Masse = 82.585 grammes
 Volume = 10587.853 millimètres cubes
 Superficie = 4899.546 millimètres carrés

Centre de gravité (\overline{HG})
 X = 8.445
 Y = 26.223
 Z = 11.742

Axes d'inertie principaux et moments d'inertie principaux: (grammes * millimètres carrés)
 Pris au centre de gravité.

$I_x = (0.041, 0.997, 0.061)$ $P_x = 5422.437$
 $I_y = (0.108, -0.065, 0.992)$ $P_y = 21105.666$
 $I_z = (0.993, -0.034, -0.110)$ $P_z = 23301.019$

Moments d'inertie: (grammes * millimètres carrés)

Pris au centre de gravité et aligné avec le système de coordonnées de sortie: ($G, \bar{x}_M, \bar{y}_M, \bar{z}_M$).

$L_{xx} = 23244.936$ $L_{xy} = 721.399$ $L_{xz} = 279.795$
 $L_{yx} = 721.399$ $L_{yy} = 5509.501$ $L_{yz} = 940.228$
 $L_{zx} = 279.795$ $L_{zy} = 940.228$ $L_{zz} = 21074.685$

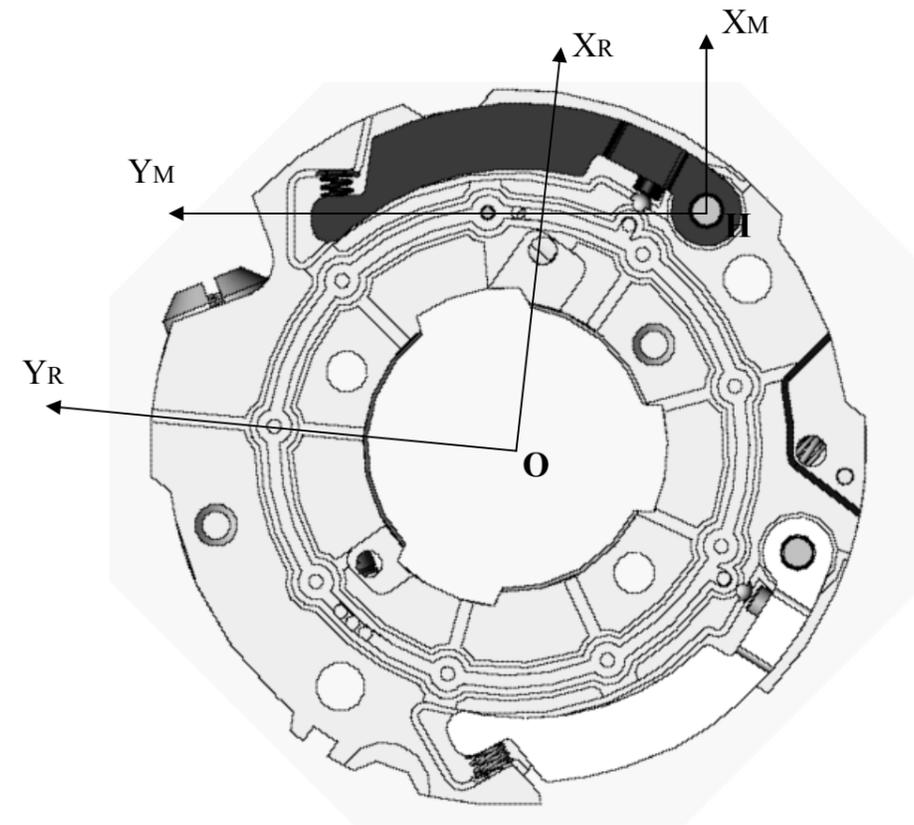
Moments d'inertie: (grammes * millimètres carrés)

Pris au système de coordonnées de sortie: ($H, \bar{x}_M, \bar{y}_M, \bar{z}_M$).

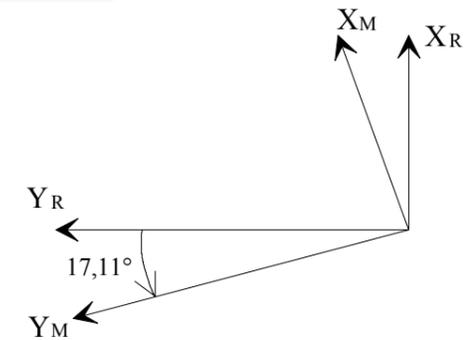
$I_{xx} = 91420.727$ $I_{xy} = 19009.934$ $I_{xz} = 8468.640$
 $I_{yx} = 19009.934$ $I_{yy} = 22784.802$ $I_{yz} = 26368.466$
 $I_{zx} = 8468.640$ $I_{zy} = 26368.466$ $I_{zz} = 83754.364$

R(-1, 52, 19.3) S(-1, 52, 12.2) T(-1, 52, 5.1); coordonnées exprimées dans la base ($H, \bar{x}_M, \bar{y}_M, \bar{z}_M$)

$$\overline{HU} = 2.6 \bar{x}_M + 8.5 \bar{y}_M + 12.2 \bar{z}_M$$

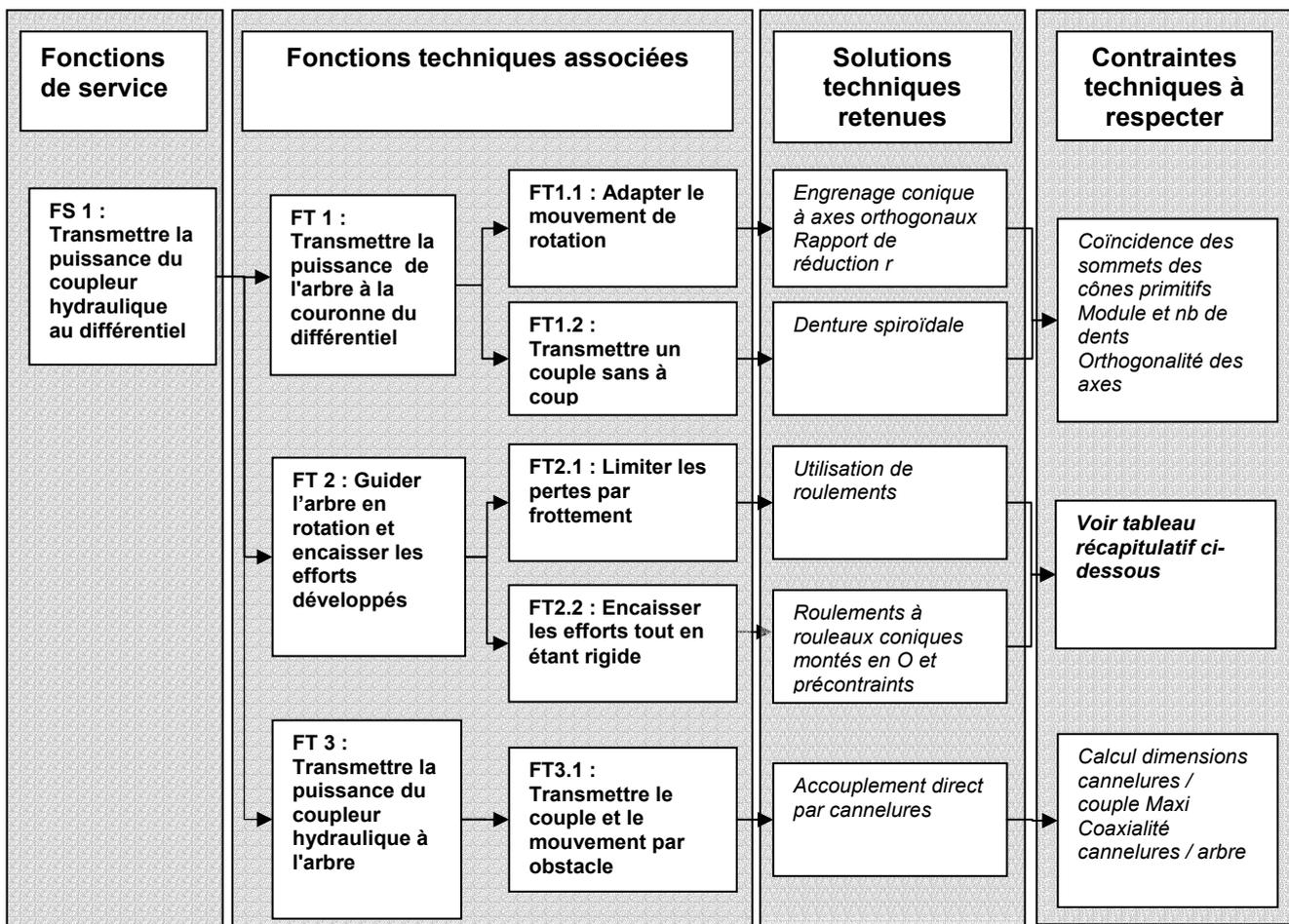


$(\bar{X}_R, \bar{Y}_R, \bar{Z}_R)$ est une base liée au régulateur.
 $(\bar{X}_M, \bar{Y}_M, \bar{Z}_M)$ est une base liée à la masselotte M_1 .
 $\bar{Z}_R = \bar{Z}_M$



Propriétés de masse de la masselotte M_1

Analyse globale des fonctions associées à la définition d'un pignon arbré de différentiel



Contraintes techniques à respecter pour la fonction FT2 : guidage en rotation	
Critères	Choix technologiques
Conditions de résistance	
Choix type de montage	Montage en O pour augmenter la stabilité
Choix entraxe rlts / encombrement disponible	Selon véhicule, mini visé : x mm
Calcul des efforts extérieurs aux paliers	Selon modèle mécanique pertinent
Calcul \varnothing arbre / efforts extérieurs et couple matériau-TTH	Selon formes, matériau et TTH : calcul diamètre mini
Détermination des roulements	
Choix des roulements	Rlts à rouleaux coniques classe...
Choix du dispositif de précontrainte	Ecrou + entretoise déformable
Calcul de la précontrainte nécessaire	Selon efforts
Calcul de la durée de vie des roulements	Selon CdCf constructeur
Bilan des contraintes technologiques de fonctionnement	Lubrification par barbotage, étanchéité
Choix constructifs	
Choix du dispositif de serrage de l'effort de précontrainte	Ecrou H avec matage des filets en frein d'écrou
Choix du dispositif de réglage de position axiale	Cale de réglage usinable ou pelable
Choix de montage et démontage des rlts	Montage direct (sans boîtier) dans le carter
Choix matériau procédé	
Choix procédé primaire de l'arbre	Forgeage
Choix procédé secondaire de l'arbre	Tournage - TTH - Tournage dur
Contraintes géométriques	
Condition de non laminage	Ajustements serrés sur l'arbre
Condition de réglage axial	Epaisseur rondelle 11

Fiche de paramétrage géométrique d'une pièce

Identification	
Ensemble	Pont arrière
Pièce	Pignon arbré de sortie
Réf	PA 01
Références sous ensembles CAO	
Réf pignon	PA 01 - 01
Réf arbre	PA 01 - 02
Réf sortie	PA 01 - 03

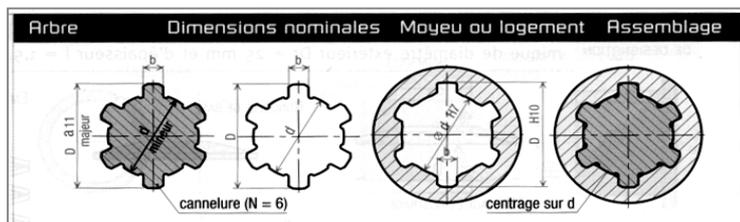
Valeurs calculées automatiquement	
Ø arbre mini : dmin	mm
Ecart entre centres de poussée : E	mm
Longueur cannelures : L3	mm

Contraintes fonctionnelles choisies	
Dimensions fonctionnelles	
	mm
Jeux fonctionnels	
Jeu de dégagement bague int / arbre : J1	1 mini mm
Engagement entretoise / arbre: J2	2 mini mm

Formules de calcul des cotes pilotantes de l'esquisse	
Largeur de la portée de rlt 1 : $l1 \quad l1 = B1 + j2 - j1$	

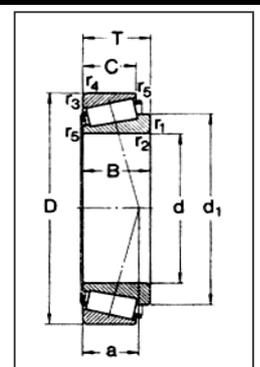
Conditions géométriques relatives à l'esquisse	

Définition des caractéristiques dimensionnelles des éléments standard

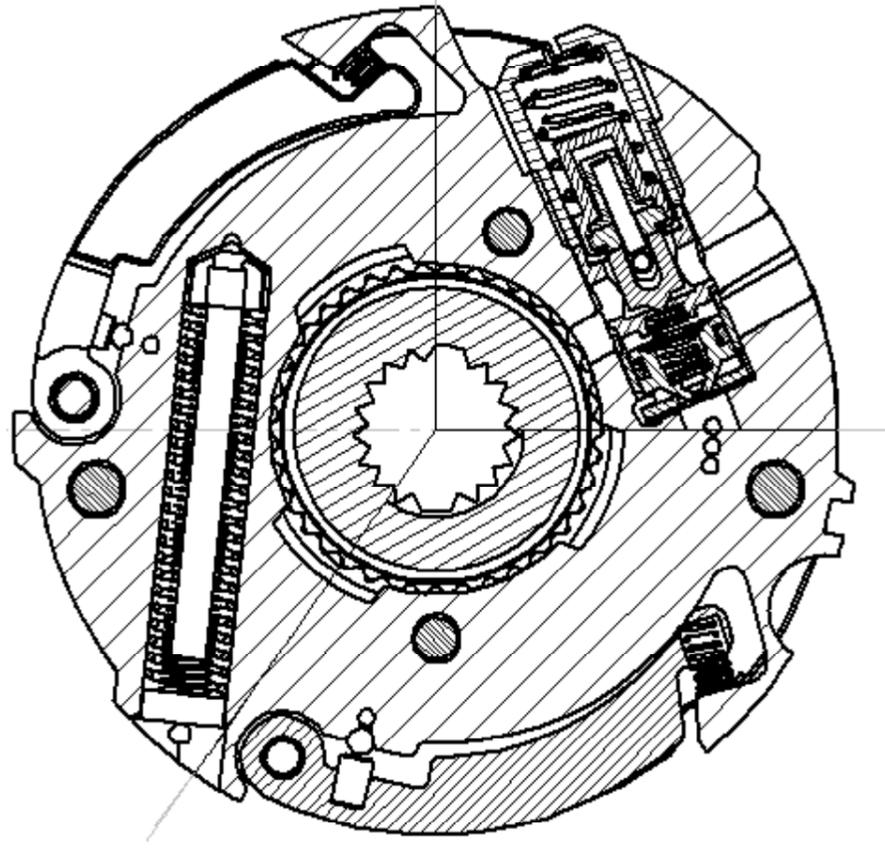


Données d'entrée	
Puissance transmise maxi : P	w
Rapport de réduction : r	
Module : m	mm
Nb de dents : Z	
Angle sommet : a	°
Largeur denture : B	mm
Matériau	
Résistance élastique : Re	N/mm ²
Encombrement axial maxi : L	mm
Position axiale cannelures : X	mm
Position axiale sommet : A	mm
Durée de vie rlt : Lh	h

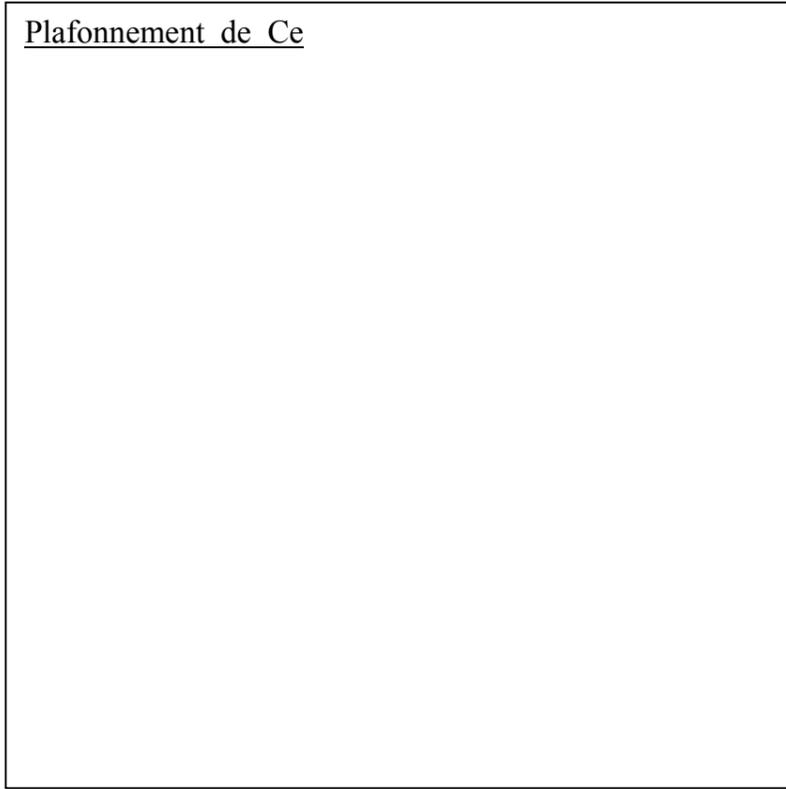
Caractéristiques dimensionnelles	
Désignation Rlt 1	
d1	mm
D1	mm
T1	mm
B1	mm
Désignation Rlt 2	
d2	mm
D1	mm
T1	mm
B1	mm
Filetage écrou de précontrainte	
Ø filetage M	mm
Hauteur écrou L10	mm
Arbre zone intermédiaire cannelures	
Ø d3	mm
Cannelures	
Type cannelures	
Ø tête canelures D	mm
Ø pied canelures d	mm
Nb de cannelures N	



Circuit de refoulement



Plafonnement de Ce



Document réponse 1

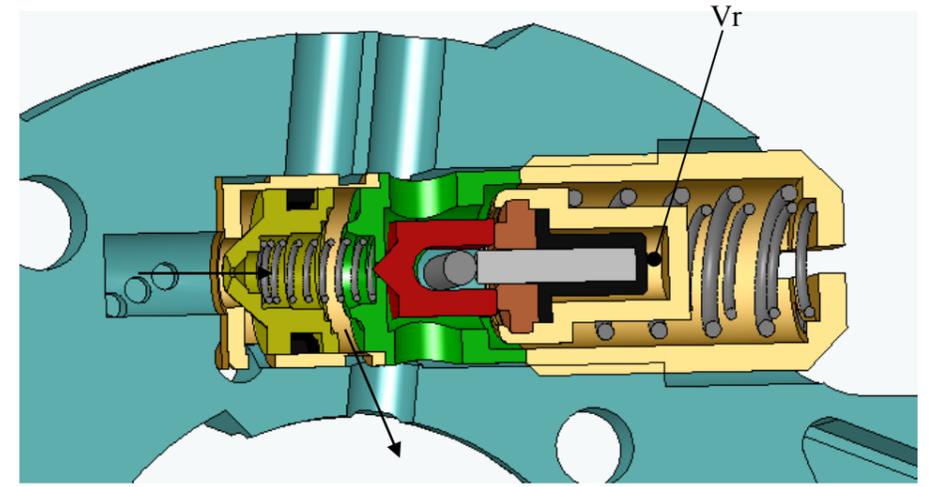


figure a

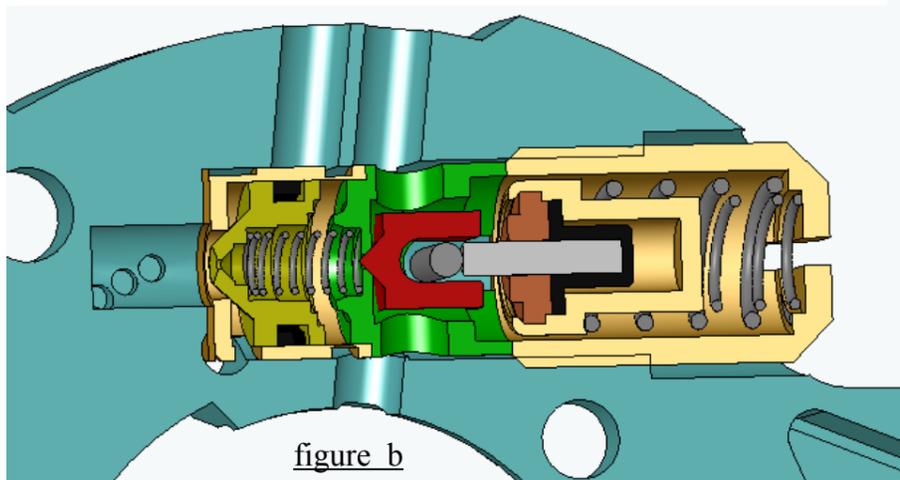


figure b

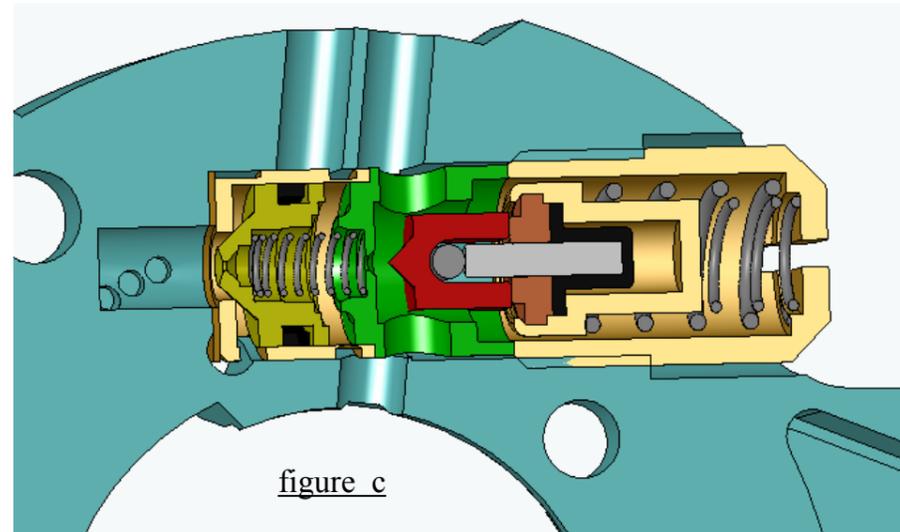


figure c

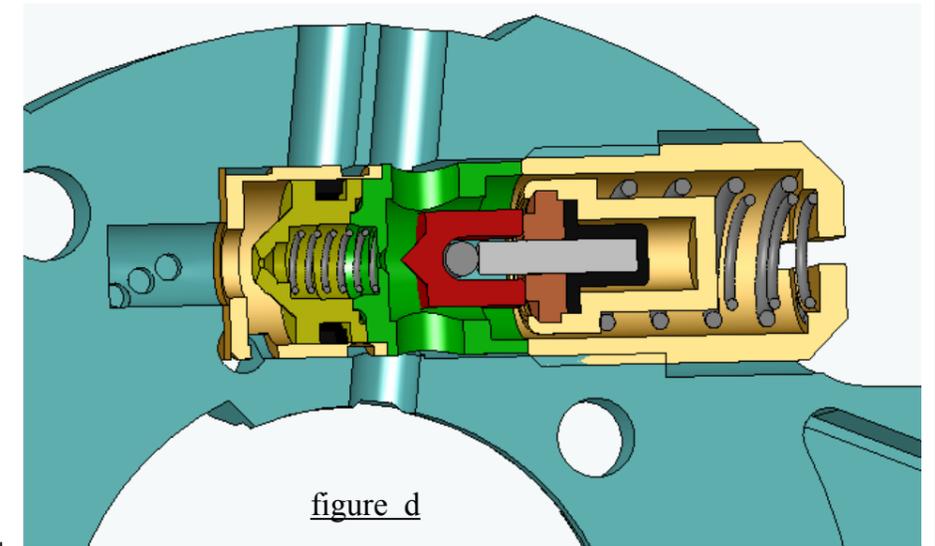
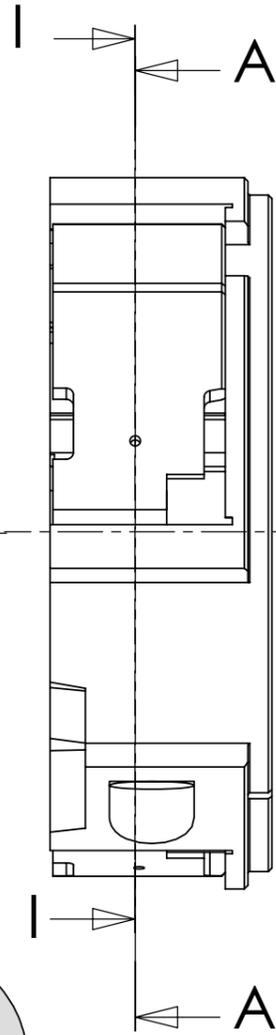
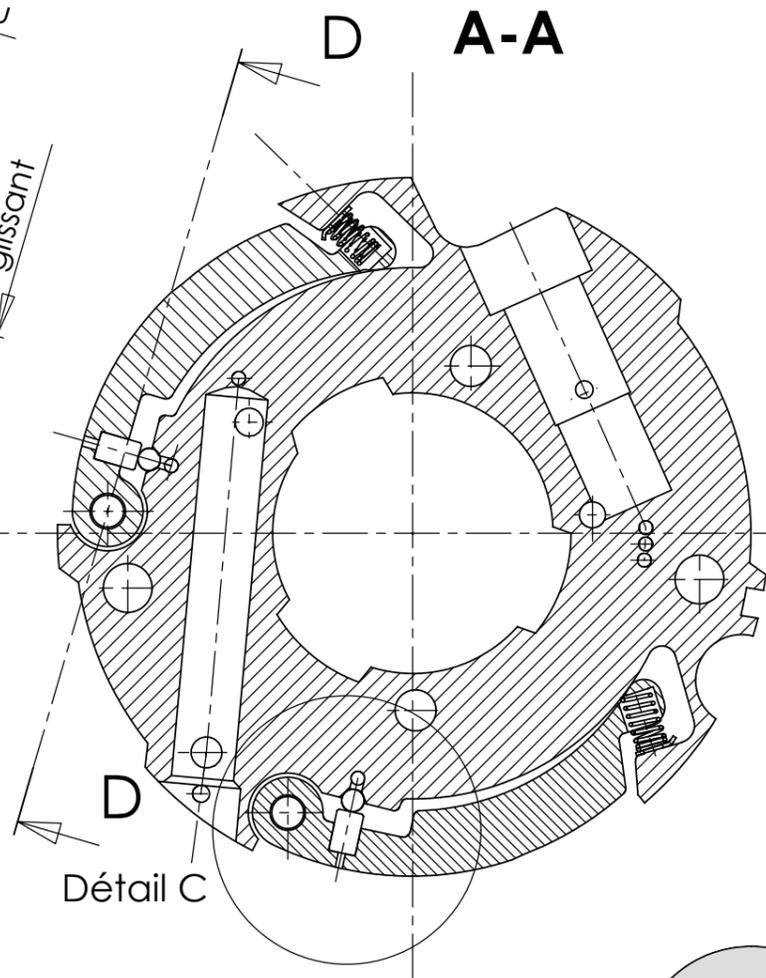
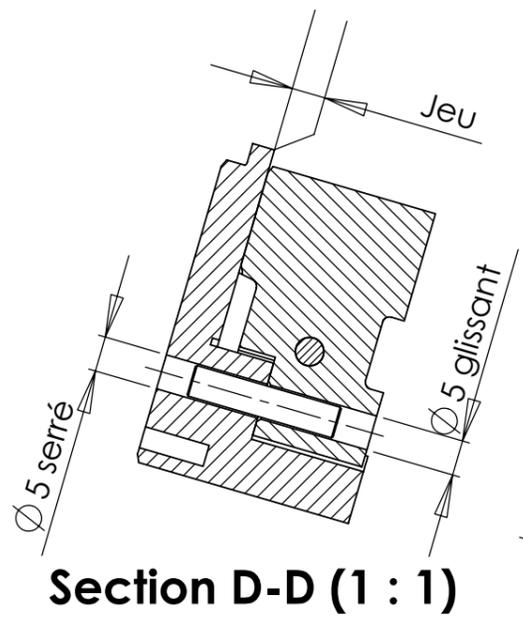
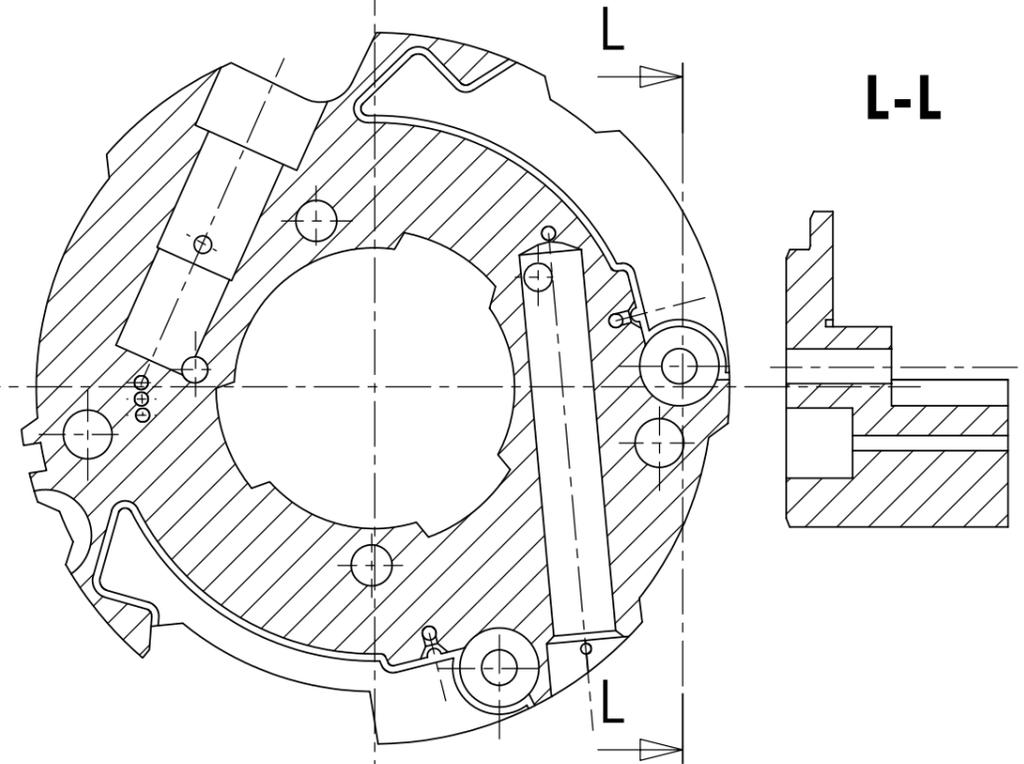


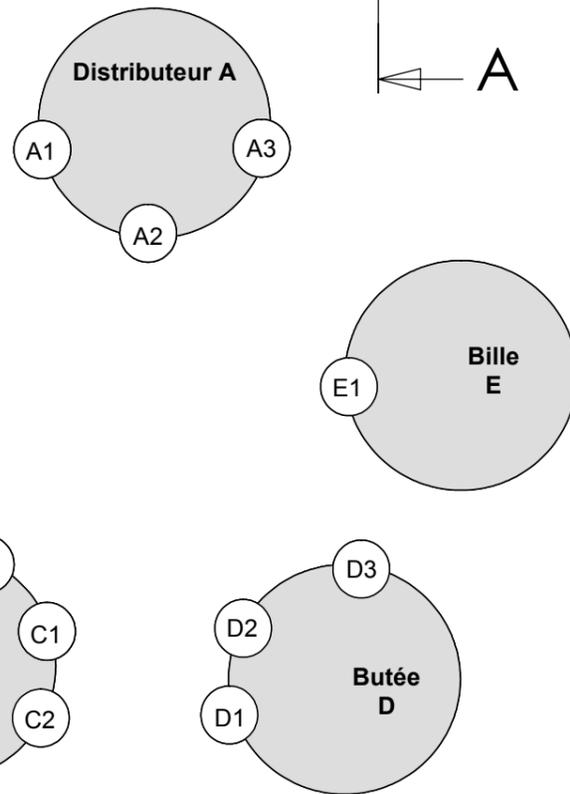
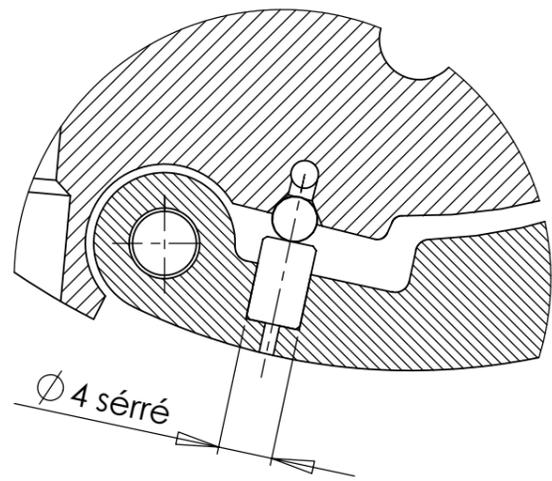
figure d



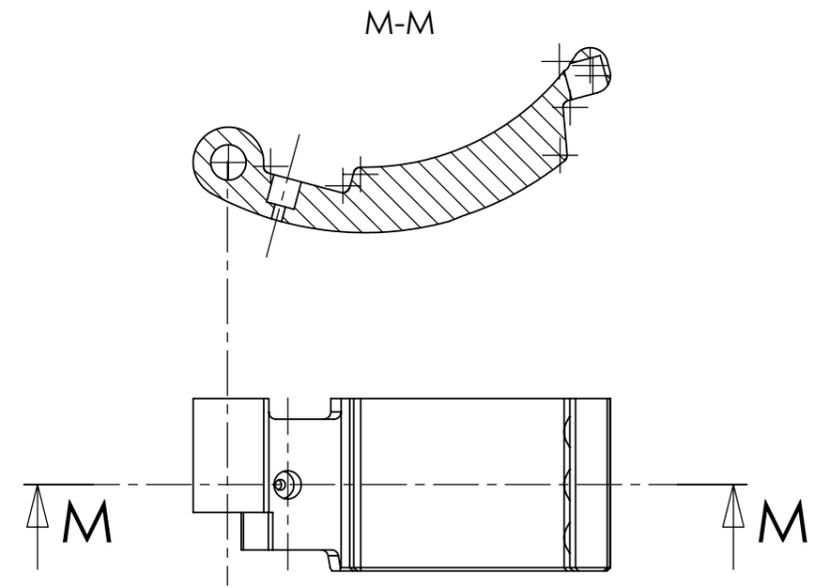
I-I Corps de distributeur seul Ech 1 : 1



Détail C (2 : 1)



Masselotte seule Ech 1 : 1

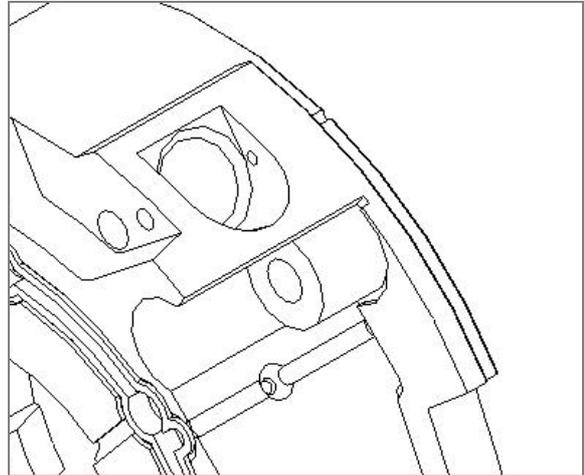
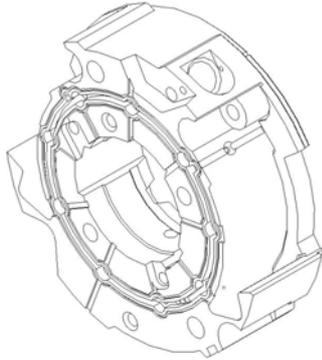


Phases de fabrication du corps de distributeur

Phase 10 : Frittage

Moyen : Presse CN (12 axes asservis en pression et déplacement)

Indiquer le sens de compression et, sur le détail ci-contre, colorier les surfaces fonctionnelles étudiées obtenues en phase 10 de frittage



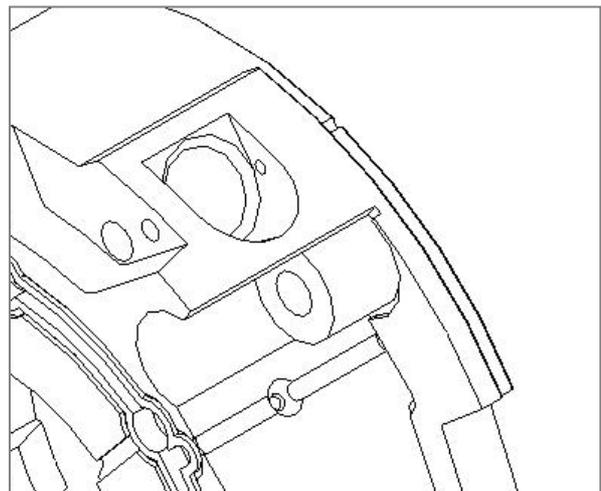
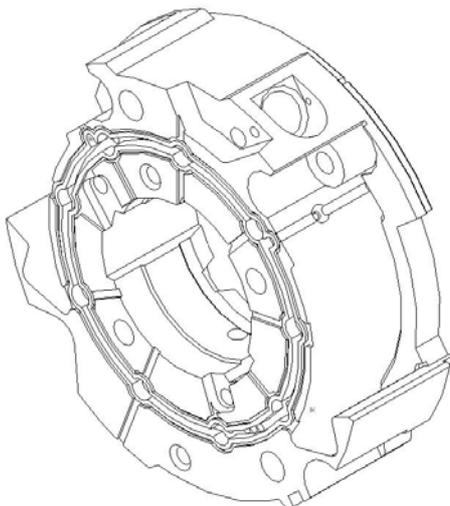
Cycle de réalisation :

- ✓ Compression : Qualité 7 pour les dimensions perpendiculaires au sens de compression, qualité 11 pour les autres
- ✓ Frittage
- ✓ Calibrage : qualité 9 maxi pour les dimensions non perpendiculaires au sens de compression.

Phase 20 : Usinage

Moyen :

Indiquer le moyen de fabrication proposé et colorier les surfaces fonctionnelles étudiées obtenues en phase 20 d'usinage.



Pièce : Corps de distributeur

Matériau : F 30 – C3 D - 68