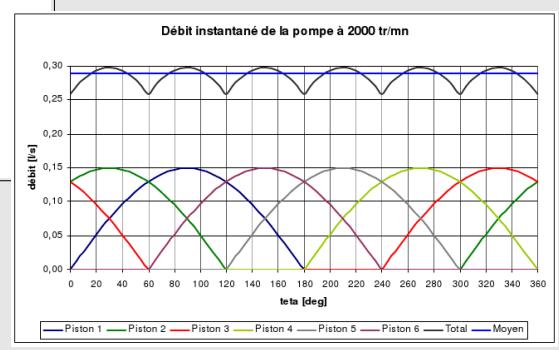
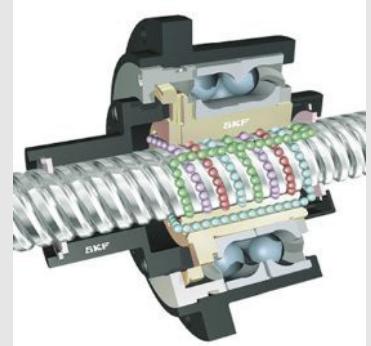
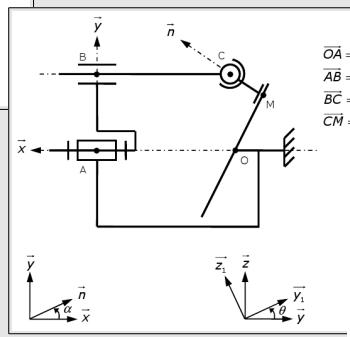
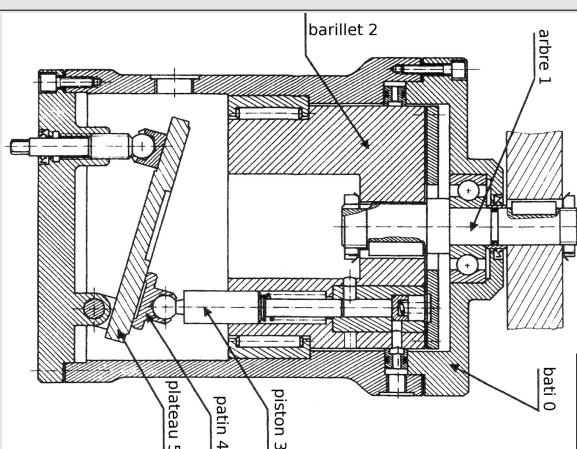


TD de Conception

LsMe621

Cours de Licence 3
Université de Versailles Saint Quentin en Yvelines



Frein de sécurité TH9

Présentation

Le système étudié est un frein de sécurité, installé sur une machine en rotation.

Lorsque la machine fonctionne correctement, le frein est **déserré**. Au contraire, s'il y a un problème (coupure d'électricité, rupture de circuit hydraulique , ...) alors le frein se serre automatiquement . Ici , sur ce système, le frein est maintenu ouvert par une arrivée de pression hydraulique au niveau de l'orifice E et de la chambre C . S'il n'y a plus de pression dans cette chambre, alors le ressort (20) serre les garnitures (2) du frein et le système s'arrête rapidement.

Données

- on admet que (10) est complètement lié à (12)
- on néglige le poids de toutes les pièces
- les coussinets peuvent encaisser une pression maximale $p_{adm} = 90 \text{ MPa}$
- $\overrightarrow{OI} = -a \cdot \vec{x}$ avec $a = 324 \text{ mm}$
- $\overrightarrow{IK} = b \cdot \vec{x} + a \cdot \vec{y}$ avec $b = 64 \text{ mm}$
- $\overrightarrow{KM} = c \cdot \vec{x} + d \cdot \vec{y}$ avec $c = 20 \text{ mm}$ et $d = 240 \text{ mm}$
- $\overrightarrow{A_1K} = \overrightarrow{KA_2} = k \cdot \vec{z}$ avec $k = 30 \text{ mm}$

Documents fournis

- Dessin d'ensemble
- Nomenclature détaillée

1 - Modélisation

1) - Repérer les classes d'équivalence suivantes et placer les pièces 4, 5, 6, 7, 10, 11, 12, 15, 17, 18, 19, 21, 24, 28, 33, 43 :

- socle
- bras gauche
- bras droit
- piston
- corps de piston
- sabot gauche
- sabot droit

2) - Tracer le graphe des liaisons en utilisant le repère et les points proposés sur le plan . On admettra que le corps de piston et le piston sont en liaison linéaire annulaire d'axe (O, \vec{x})

2 - Pression dans la chambre C

Les ressorts (2°) exercent un effort $F = 50000 \text{ N}$. On cherche à calculer la pression dans la chambre C permettant de maintenir les ressorts compressés lors du fonctionnement en situation normale.

3) - sur le plan d'ensemble {15+18+19}, faire apparaître l'effort du ressort (20)et la surface soumise à la pression hydraulique

4) - En admettant que la pression est appliquée sur une couronne de diamètre extérieur $D = 126 \text{ mm}$ et de diamètre intérieur $d = 76 \text{ mm}$, calculer la valeur de la pression p nécessaire.

3 -Etude de la liaison en K

- Repérer les deux coussinets numérotés (32), qui réalisent en partie la liaison au point K.
- 5) A partir de la figure 2, calculer les jeux ou serrage correspondants aux tolérances indiquées
 - 6) Dans quelle classe d'équivalence peut-on placer les coussinets ?
 - 7) Modéliser un coussinet par une liaison normalisée
 - 8) Quelle est alors la liaison équivalente réalisée par les 2 coussinets entre bras et socle au point K ?

4 - Dimensionnement de la liaison en K

Dans le cas d'un freinage d'urgence, la pression dans la chambre C est nulle et on admet que

$$\{ \tau_{12 \rightarrow 6} \} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_1 = -50000 \text{ N} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_I$$

De plus, on suppose que l'effort du sabot sur le bras est tel que $\{ \tau_{3 \rightarrow 6} \} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_M & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_M$

Actions mécaniques sur l'axe (33)

- 9) A partir du schéma d'architecture de la liaison donné, isoler le bras (6) et le bilan des actions extérieures
- 10) En supposant l'équilibre , en déduire la valeur des actions en A_1 et A_2

Vérification des coussinets (32)

Les coussinets (32) sont de diamètre intérieur $d = 40 \text{ mm}$, extérieur $D = 44 \text{ mm}$ et longueur $L = 40 \text{ mm}$

- 11) Calculer la pression superficielle
- 12) Vérifier le dimensionnement des coussinets à partir du document constructeur . Sont-ils correctement choisis ?

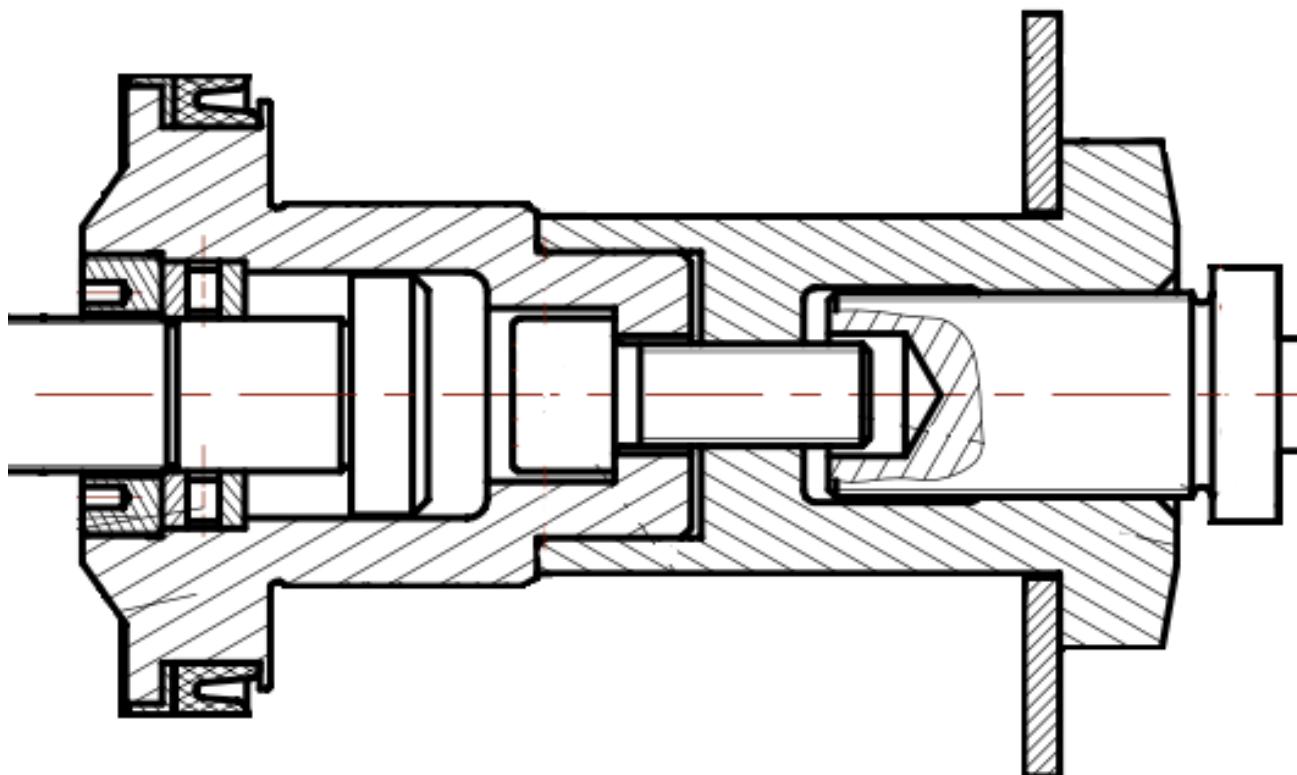


Figure 1 - Piston

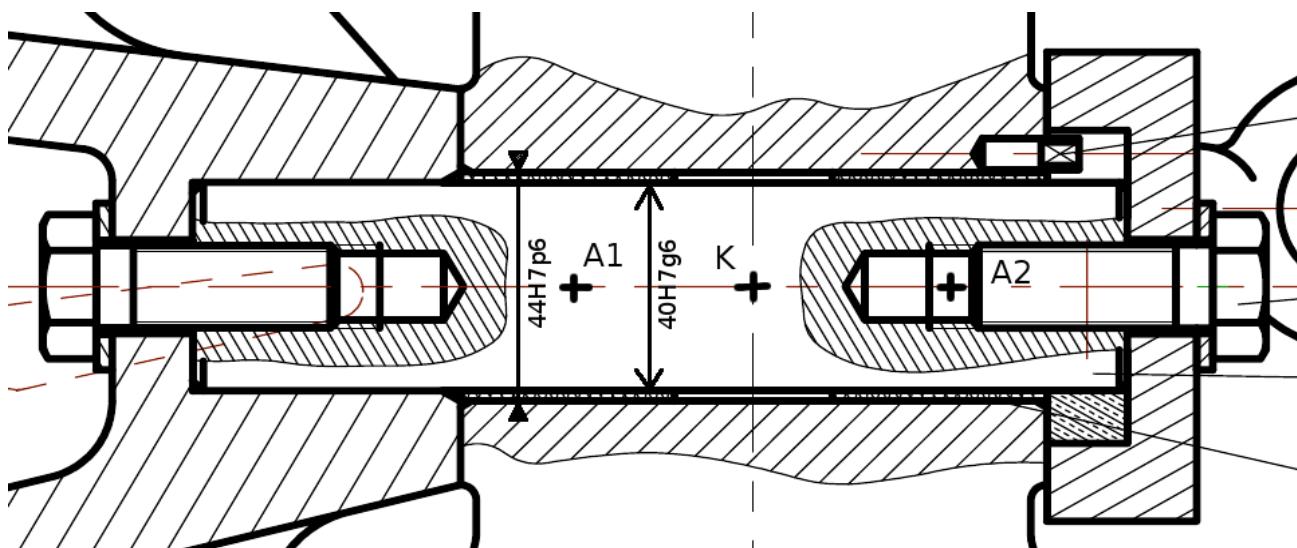


Figure 2 - Liaison en K

Extraits de tolérances ISO pour arbres (en microns : 1 μm = 0,001 mm)														
		dimensions nominales (en mm) NF EN 20286-2, ISO 286-2												
au-delà de à (inclus)		1 3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	400 500
e7	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125	-135
	ei	-24	-32	-40	-50	-61	-75	-90	-107	-125	-146	-162	-182	-198
e8	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125	-135
	ei	-28	-38	-47	-59	-73	-89	-106	-126	-148	-172	-191	-214	-232
g5	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-6	-9	-11	-14	-16	-20	-23	-27	-32	-35	-40	-43	-47
g6	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-8	-12	-14	-17	-20	-25	-29	-34	-39	-44	-49	-54	-60
h5	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-4	-5	-6	-8	-9	-11	-13	-15	-18	-20	-23	-25	-27
h6	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-6	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-22	-25	-29	-32	-36	-40
h7	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-57	-63
h8	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-14	-18	-22	-27	-33	-39	-46	-54	-63	-72	-81	-89	-97
h9	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-25	-30	-36	-43	-52	-62	-74	-87	-100	-115	-130	-140	-155
h10	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-40	-48	-58	-70	-84	-100	-120	-160	-185	-210	-230	-250	-250

Figure 3 - Tolérances sur les arbres

Extraits de tolérances ISO pour alésage (en microns : 1 μm = 0,001 mm)														
		dimensions nominales (en mm)												
au-delà de à (inclus)		1 3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	
H6	ES	+6	+8	+9	+11	+13	+16	+19	+22	+25	+29	+32	+36	+40
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H7	ES	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8	ES	+14	+18	+22	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72	+81	+89	+97
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H9	ES	+25	+30	+36	+43	+52	+62	+74	+87	+100	+115	+130	+140	+155
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Figure 4 - Tolérances sur les alésages

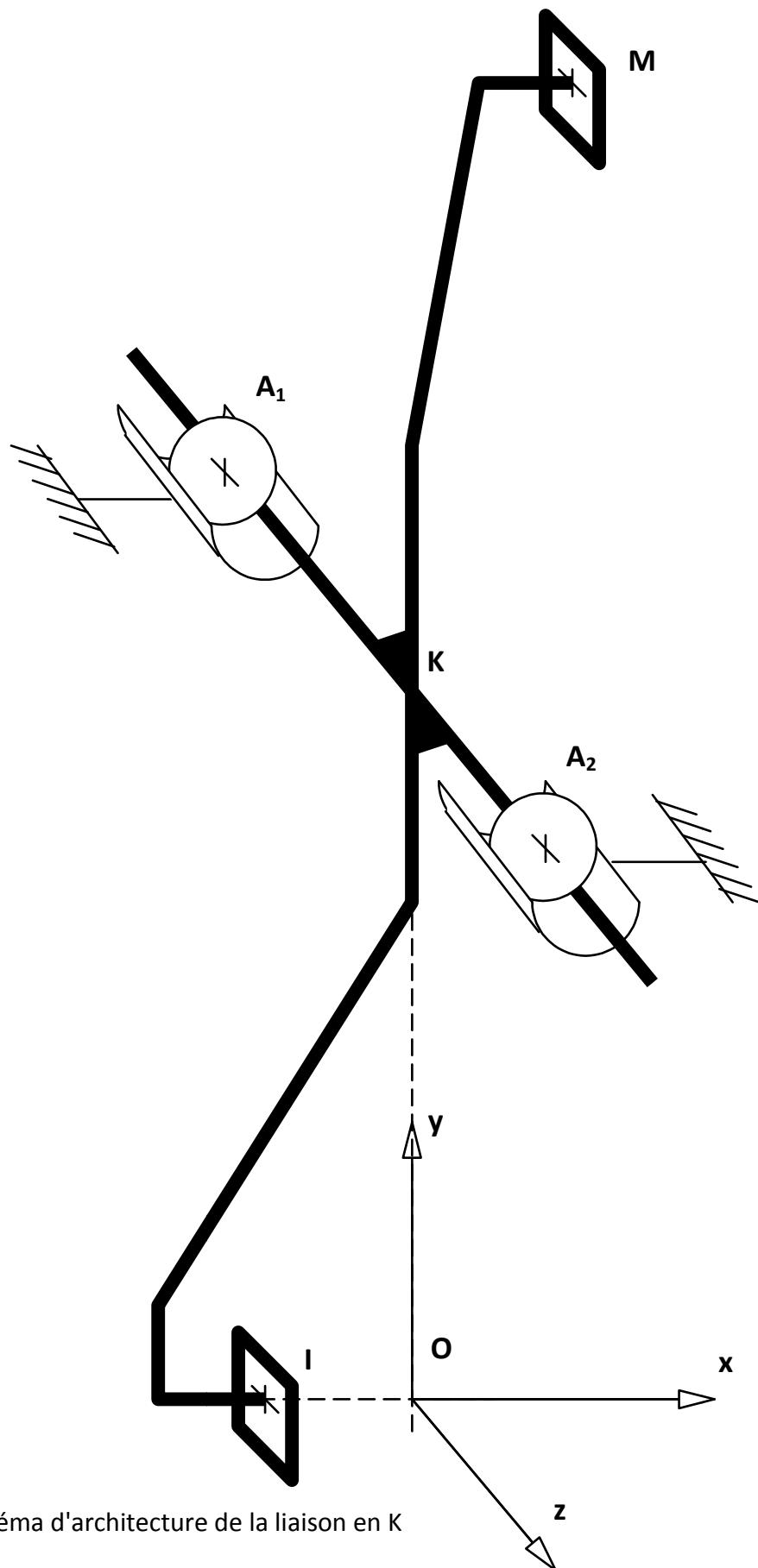
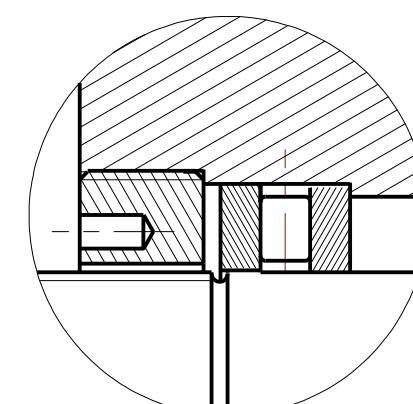
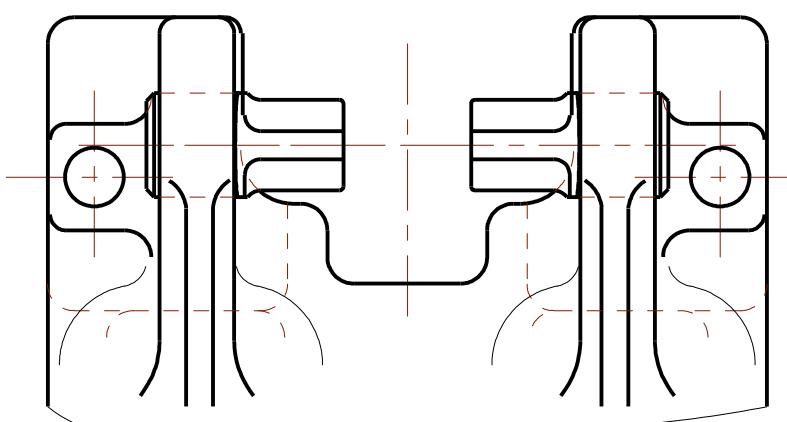
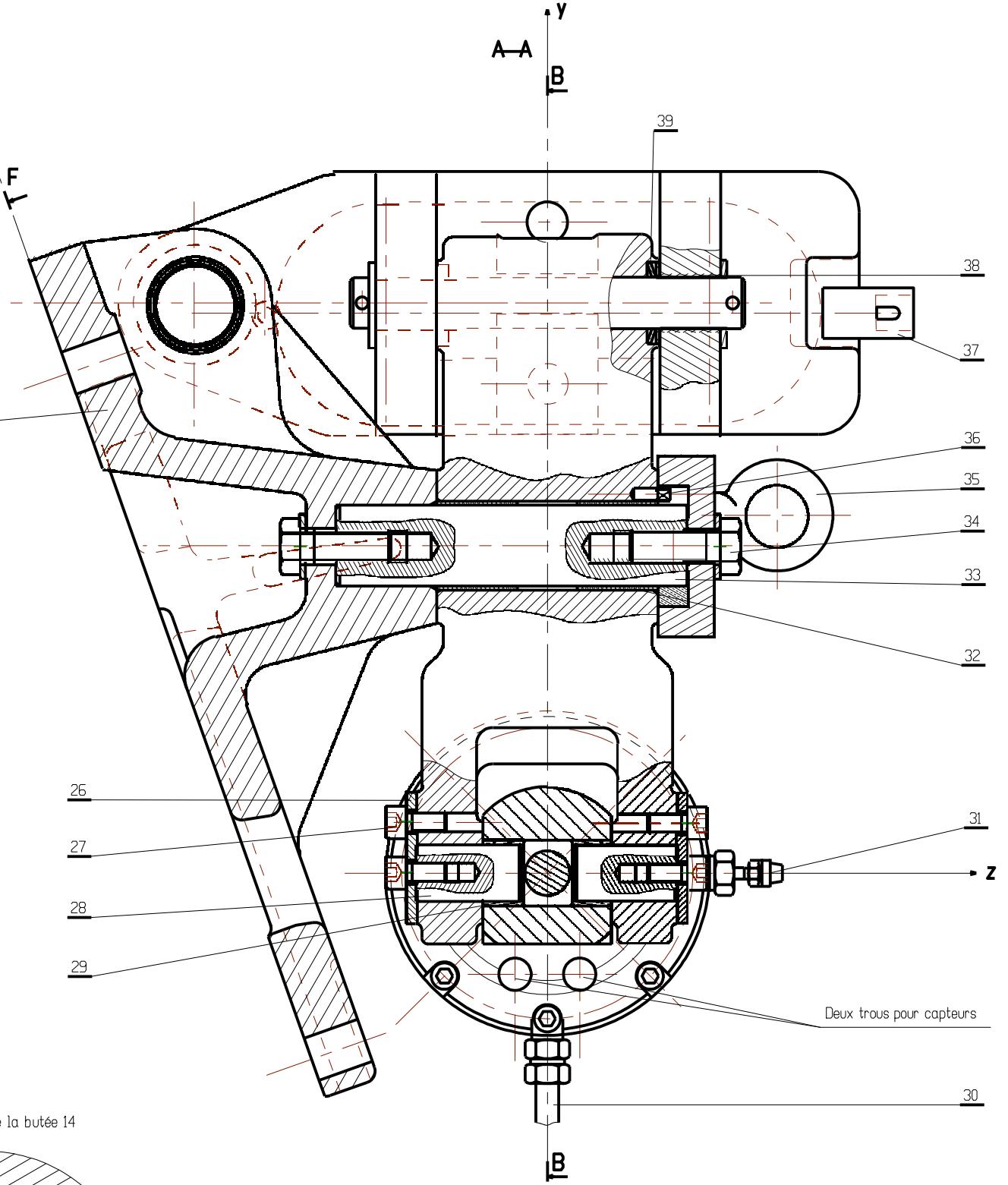
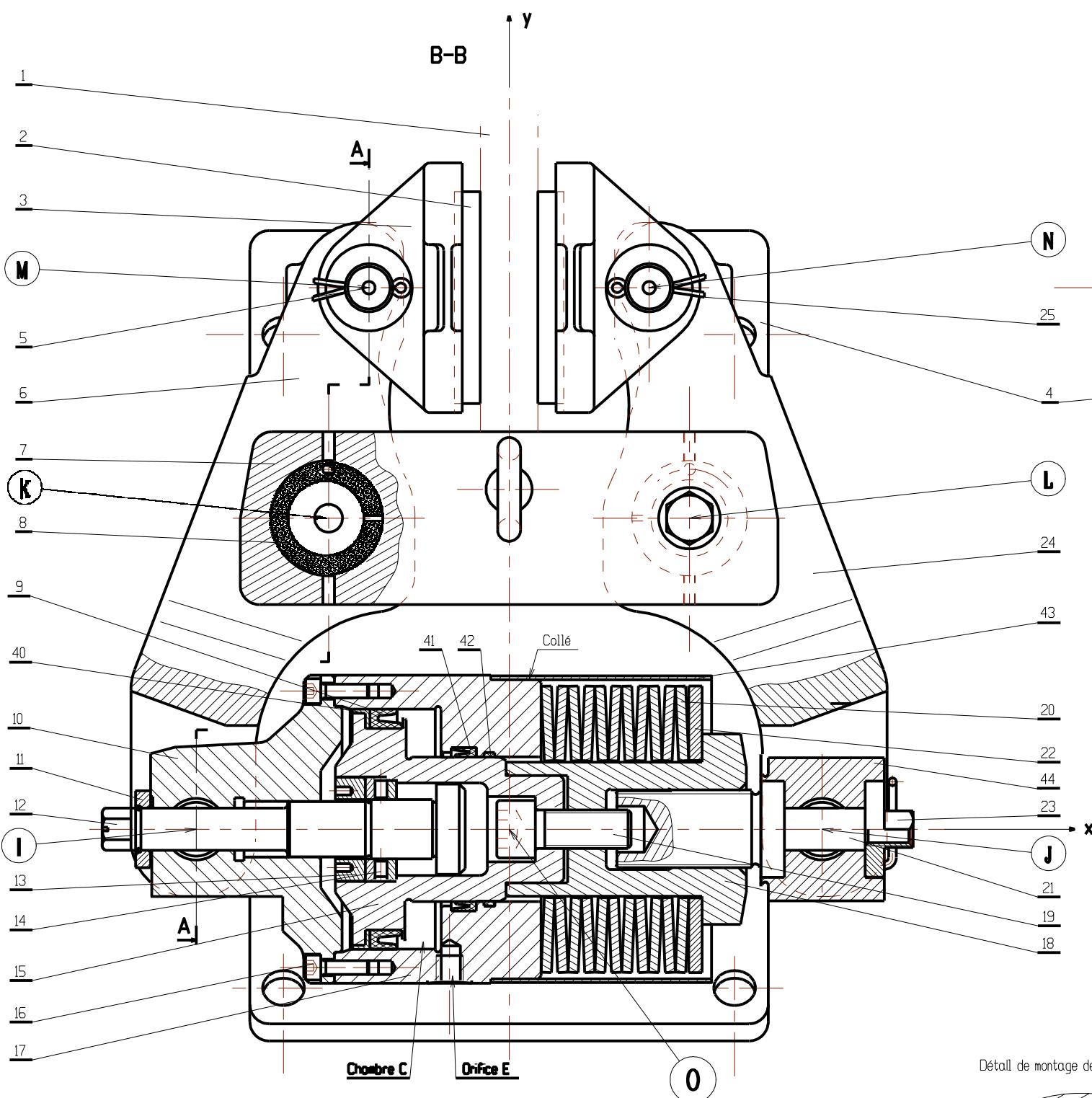


Figure 5 - Schéma d'architecture de la liaison en K



Rep	Nb	Désignation	Matière	Observation	Référence
Format:	A2				
Ech.:	0,5				
Dessiné par:					
Le / /		N°			
					DT1

PINCE TH9

Rp	Nb	Désignatio	Matière	Observations	Référence
44	1	Embout	320-560M		
43	1	Capot	A 33		
42	1	Joint racleur 76x6x3			
41	1	Joint d'étanchéité 76x13x6	NBR		
40	1	Joint d'étanchéité 126x11x18	NBR		
39	4	Rondelle élastique 40x25x4.5			
38	4	Coussinet cylindrique PG,25x28x30		SKF Glycodur	
37	1	Agrafe	45 S 7		
36	1	Têton de recentreur	Stubs		
35	1	Crochet de levage	AF65/C45		
34	4	Vis H, M16-45, 8.8			
33	2	Axe de bras	35 NCD 16		
32	4	Coussinet cylindrique PG,40x44x40		SKF Glycodur	
31	1	Vis de purge			
30	1	Alimentation hydraulique			
29	4	Coussinet cylindrique PG,28x32x20		SKF Glycodur	
28	4	Axe de couvercle	35 NCD 16		
27	8	Vis C HC, M8-20, 8.8			
26	4	Plaquette arrêtoir	XC 65		
25	4	Goupille V 6.3-40			
24	1	Bras droit	320-560 M		
23	1	Contre écrou	30 NC 11		
22	1	Cale de réglage	XC 65		
21	1	Vis de rattrapage d'usure	35 NCD 16		
20	11	Rondelle élastique		20 -20 -.20	SCHNORR
19	1	Vis C HC, M20-40, 8.8			
18	1	Piston secondaire	35 NCD 16		
17	1	Cylindre	30 NC 11		
16	6	Vis C HC, M8-25, 8.8			
15	1	Piston principal	320-560M		
14	1	Butée à aiguilles d = 30			
13	1	Ecrou de butée	35 NCD 16		
12	1	Vis d'ouverture	35 NCD 16		
11	1	Bague porte-joint	30 NC 11		
10	1	Couvercle	320-560M		
9	1	Joint d'étanchéité	NBR	Butadiène - acrylonitrile	
8	2	Bague de recentreur	Cu Sn 8 P		
7	2	Recentreur	325-560M		
6	1	Bras gauche	320-560M		
5	2	Axe de sabot	30 NC 11		
4	1	Socle	320-560M		
3	2	Sabot	MN 650-3		
2	2	Garniture	Ferodo		
1	1	Disque	FGS 800-2		

PINCE TH9

D T 2

POMPE A PISTONS AXIAUX

Les pompes à pistons appartiennent à la famille des pompes volumétriques car la mise en mouvement du fluide est obtenue par variation de volume d'une ou plusieurs chambres. L'utilisation d'un bâti et d'un plateau incliné permet de transformer le mouvement de rotation continu d'entrée en un mouvement de translation alternatif. La possibilité d'ajustement de l'inclinaison du plateau assure la fonction de réglage de la cylindrée (i .e. le volume balayé pour un cycle) de la pompe.

Suivant la technologie le mouvement d'entrée est soit lié au plateau, soit lié au bâti.

1 - Schéma cinématique

- 1) Définir les 4 classes d'équivalence du système : Bâti, Bâti, Piston, Patin.
- 2) D'après l'analyse des surfaces de contact entre chacune des classes d'équivalence , déterminer la ou les "mobilité(s) apparente(s)"
Définir une liaison cinématique normalisée (dénomination, centre et/ou axe de la liaison) pour chacune des interfaces entre les classes d'équivalence.
- 3) Tracer le graphe des liaisons de la pompe
- 4) Tracer le schéma cinématique de la pompe dans le plan du dessin d'ensemble.

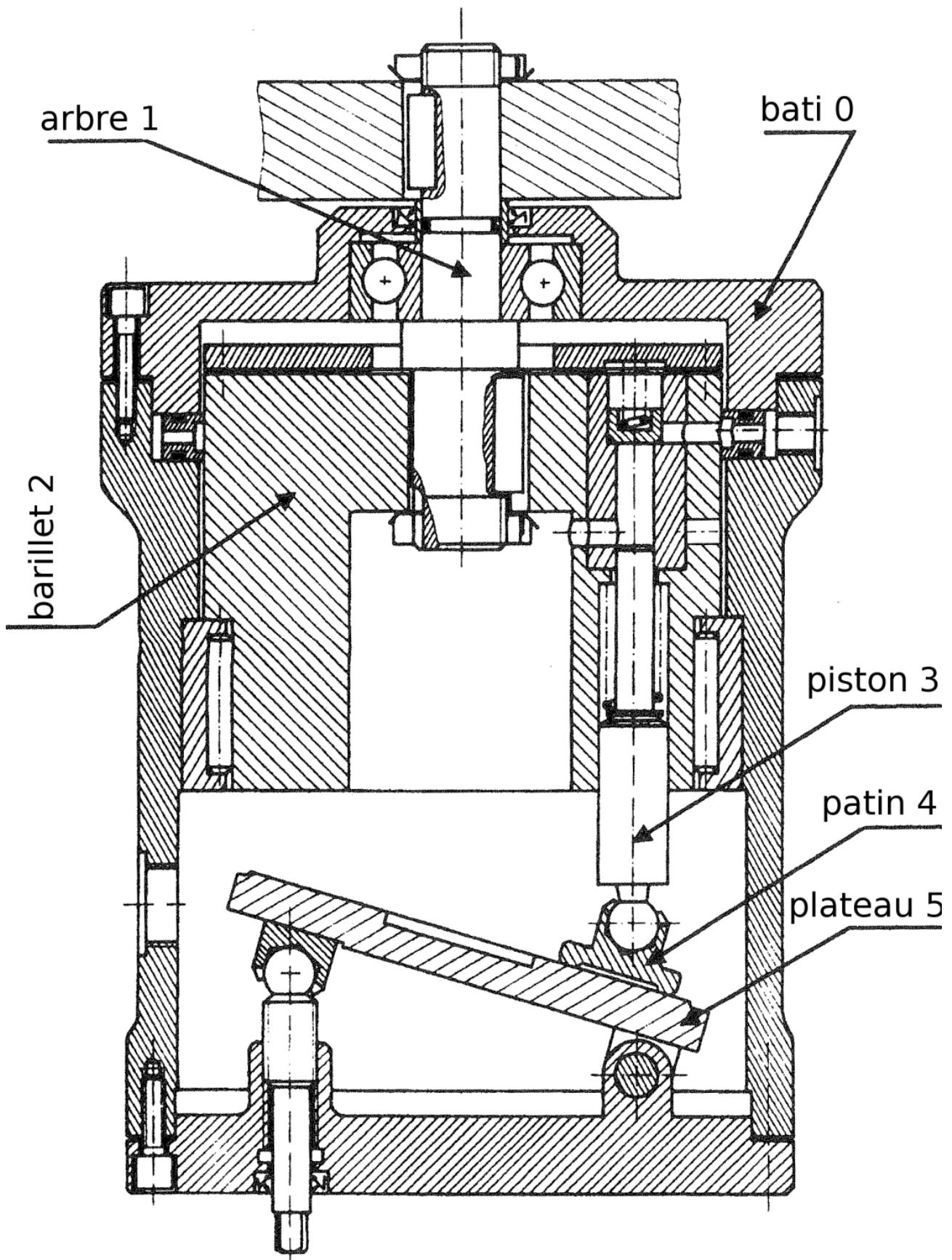
2 - Débit de la pompe

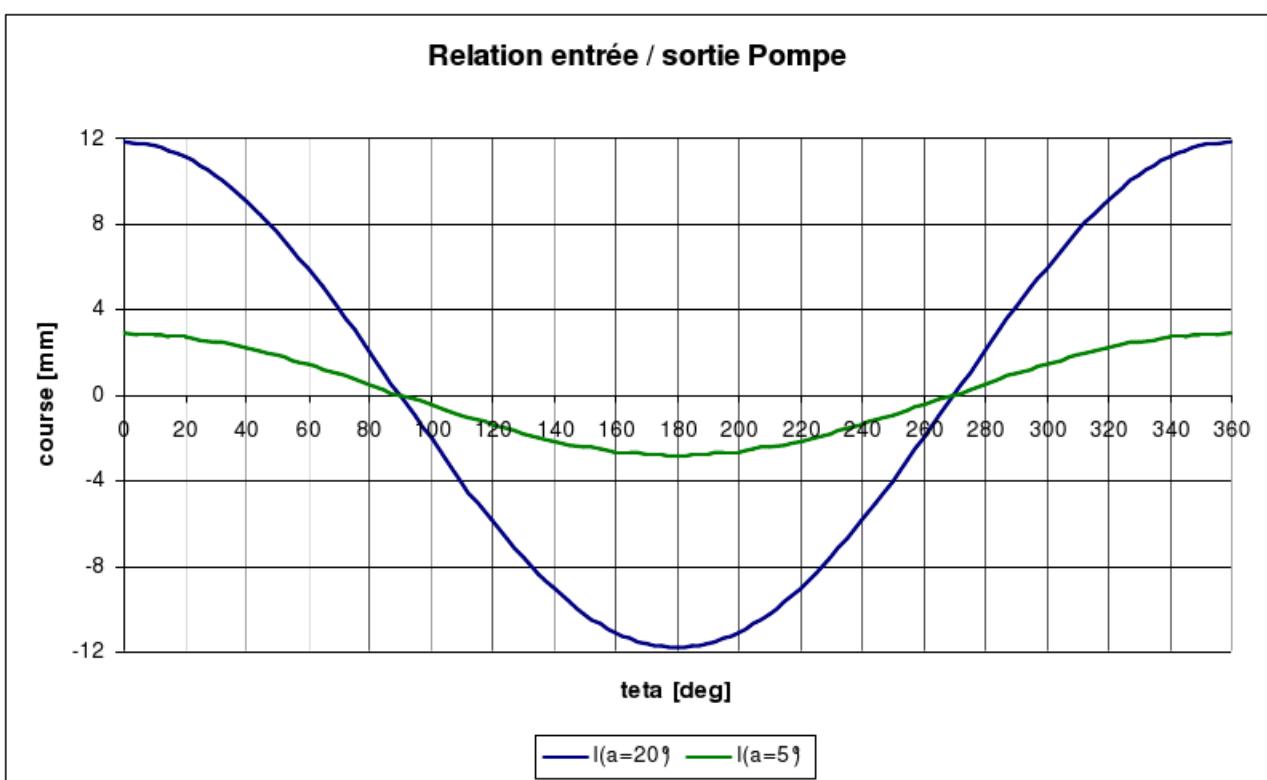
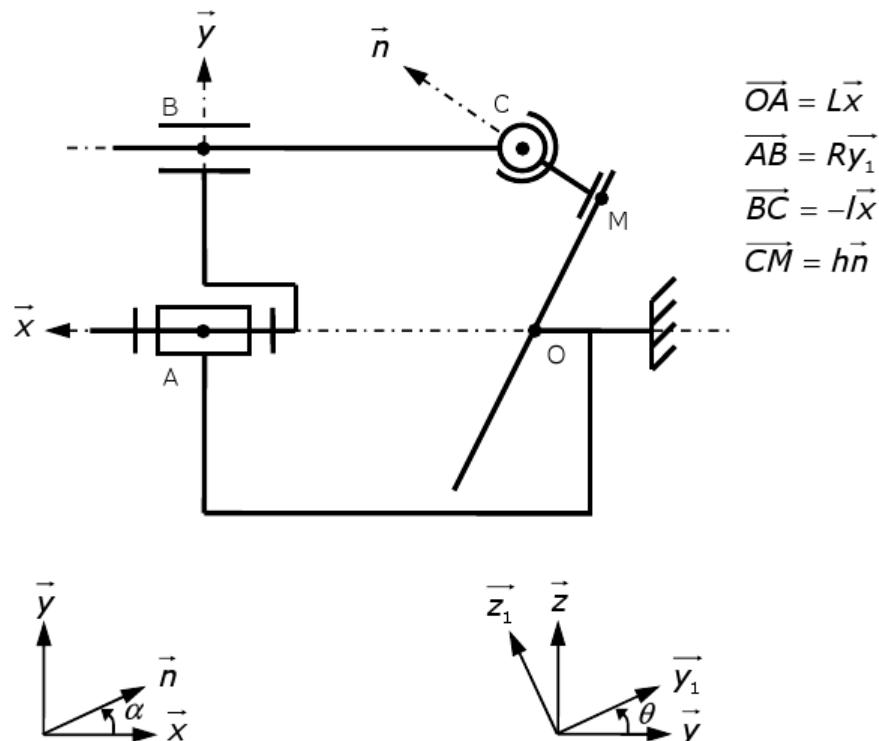
Par une analyse cinématique, en posant α l'angle d'inclinaison du plateau , Θ l'angle de rotation de l'arbre moteur, R le rayon du bâti et L la distance (centre du plateau - nez du moteur) on a :
 $I(\Theta) = L + R.\cos(\Theta).\tan(\alpha)$

- 5) Comment s'appelle cette relation mathématique ?
- 6) A partir de l'équation, calculer la course d'un piston, et le volume balayé par ce même piston.
- 7) En déduire la cylindrée " V_c " de la pompe pour " n " pistons de section S
(AN : $S = 60,13 \text{ mm}^2$; $R = 32,5 \text{ mm}$)
- 8) Calculer le débit moyen " Q_{moy} " pour une vitesse de rotation du bâti " N "
(AN : $N = 2000 \text{ tr/mn}$)

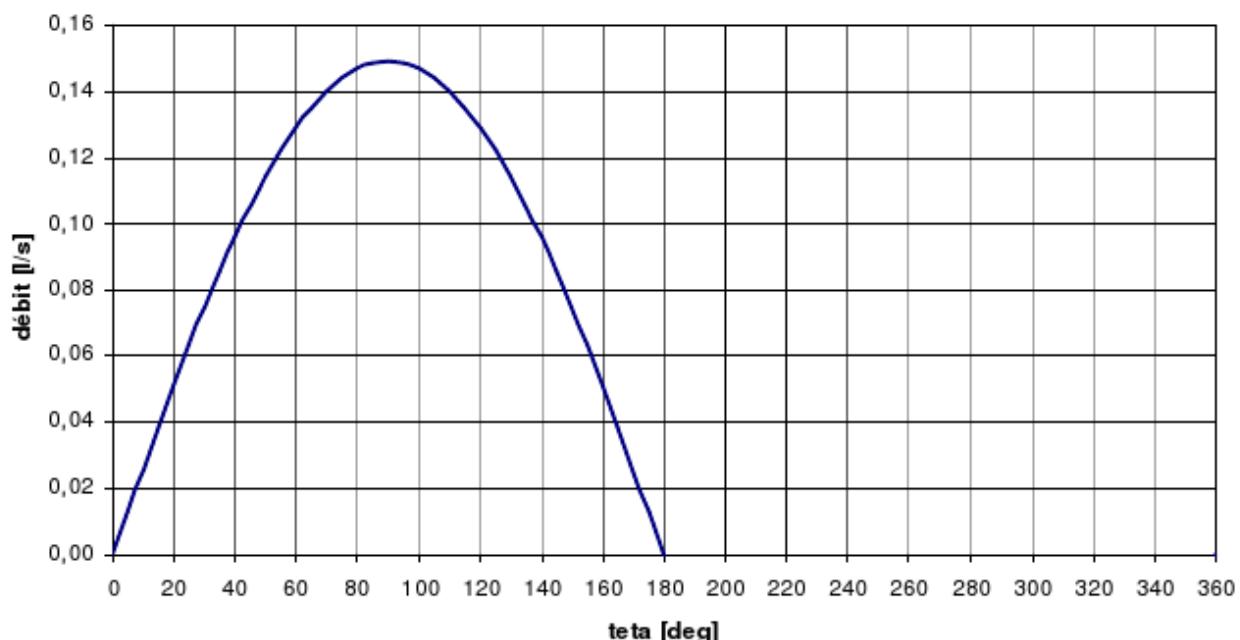
3 - Débit instantané de la pompe

- 9) Sachant que $q_i = S \frac{\partial I}{\partial t}$ et que $\Theta = \omega \cdot t$, calculer le débit instantané q_i d'un seul piston.
- 10) En déduire le débit Q_i instantané de la pompe (l'allure de la courbe)
Pour information, on trouve numériquement $Q_i = 0,29 \text{ L/s}$

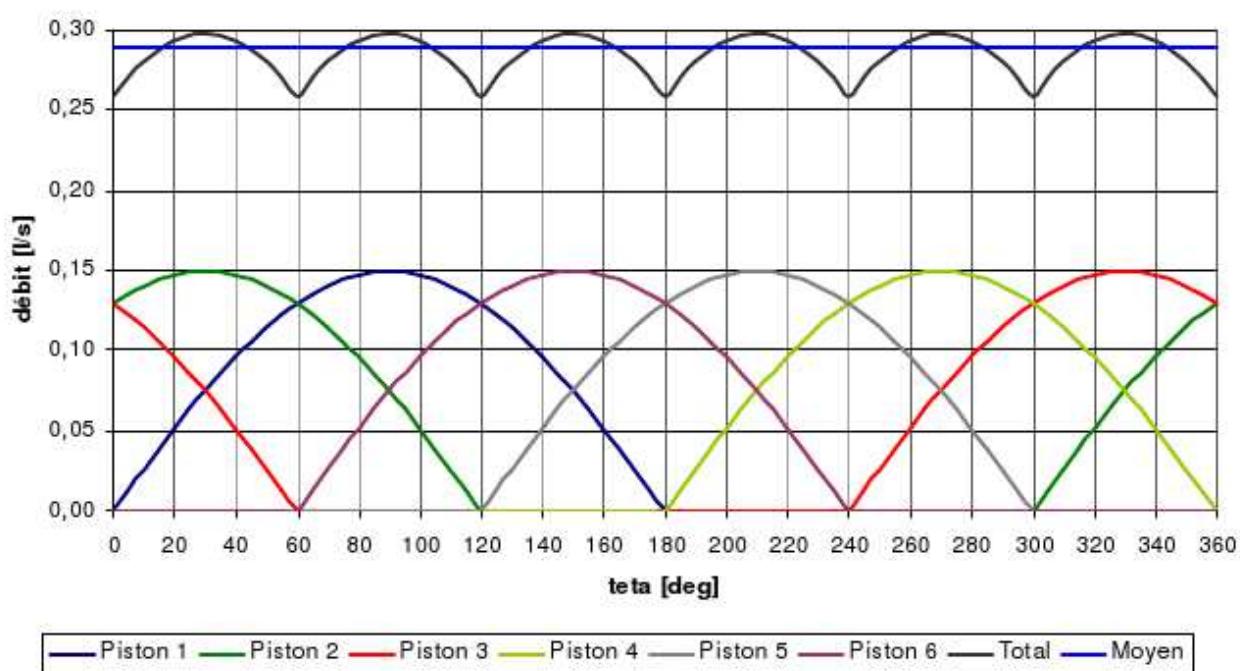




Débit instantané à 2000 tr/mn



Débit instantané de la pompe à 2000 tr/mn



COMPRESSEUR A PISTON - SYSTEME BIELLE-MANIVELLE

Les compresseurs à piston (type bielle-manivelle) sont utilisés, entre autre, dans les machines frigorifiques domestiques. Dans ce contexte, il participe au cycle thermodynamique du fluide qui l'alimente.

Ce type de compresseur agit sur la variation de volume d'une chambre afin d'augmenter la pression et la température du fluide contenu dans celle-ci.

Le fonctionnement est basé sur le mécanisme de transformation de mouvement nommé "bielle-manivelle"; le mouvement de rotation continu en entrée est transformé en mouvement de translation alternatif à la sortie.

1 - Schéma cinématique provisoire

- 1) Définir les 4 classes d'équivalence du système de transformation de mouvement (pour les pièces 1 à 24)
Bati, Vilebrequin, Bielle, Piston
- 2) D'après l'analyse des surfaces de contact entre chacune des classes d'équivalence, déterminer la ou les "mobilité(s) apparente(s)".
Définir une liaison cinématique normalisée (dénomination, centre et/ou axe de la liaison) pour chacune des interfaces entre les classes d'équivalence.
- 3) Tracer le graphe des liaisons du mécanisme de transformation de mouvement.
- 4) Tracer le schéma cinématique du mécanisme dans le plan du dessin d'ensemble.

2 - Liaison Bâti / Vilebrequin

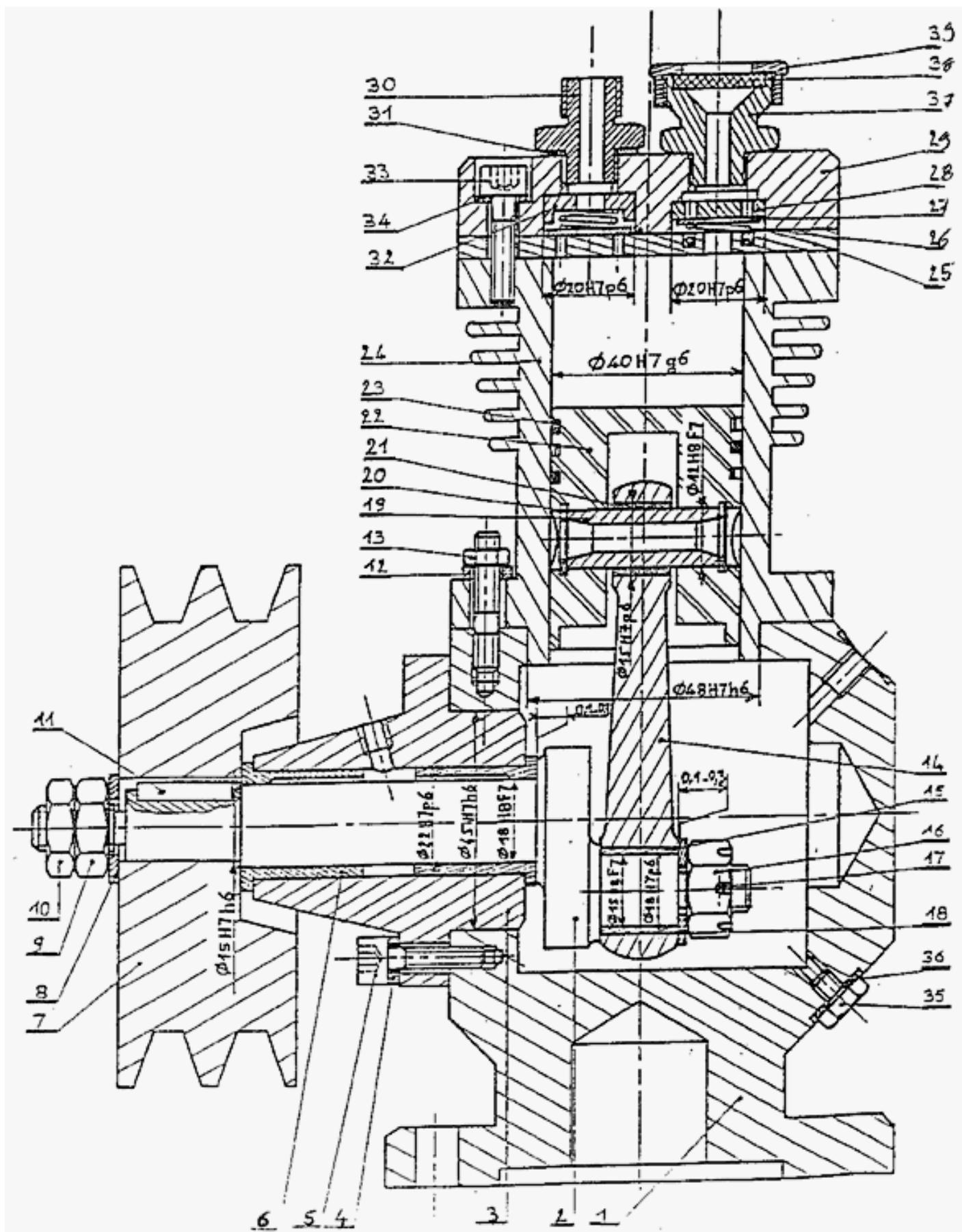
- 5) Quels composants participent à cette liaison ?
- 6) Comment est réalisé l'arrêt en translation de cette liaison ?
- 7) Quel est le rôle de la clavette (11) ?

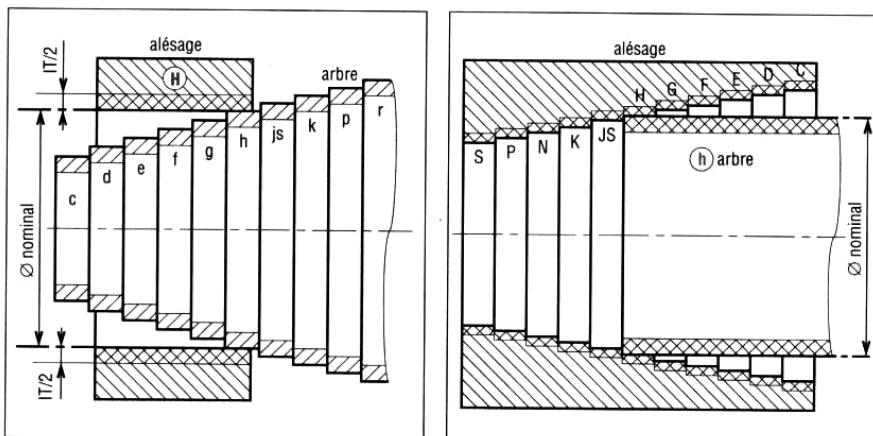
3 - Jeux de fonctionnement

- 8) Dans le tableau ci-après, renseigner les valeurs des intervalles de tolérance pour chacun des ajustements spécifiés
- 9) Dans le tableau ci-après, renseigner les valeurs des jeux fonctionnels et en déduire une modélisation des mobilités réelles pour chacune des liaisons.
- 10) Tracer le nouveau graphe des liaisons ainsi que le schéma cinématique correspondant à la modélisation prenant en compte les jeux de fonctionnement en vue 3D

	Ajustement	Tolérance alésage [μm]	Tolérance arbre [μm]
Vilebrequin / Coussinets 6	18 H8/f7		
Bâti / Coussinets 6			
Vilebrequin / Coussinets 18			
Bielle / Coussinets 18			
Bielle / Coussinets 21	15 H7/p6	0 +18	+29 +18
Axe 19 / Coussinets 21	12 H8/f7	0 +27	-16 -34
Axe 19 / Piston	12 H8/f7	0 +27	-16 -34
Piston / Chemise			

Liaison	Vilebrequin / Bielle	Bâti / Vilebrequin	Bielle / Piston		Piston / Bâti
$\Delta_{\text{axial min.}} [\text{mm}]$			2		∞
$\Delta_{\text{axial max.}} [\text{mm}]$			3		∞
$\Delta_{\text{radial min.}} [\mu\text{m}]$			16 + 16		9
$\Delta_{\text{radial max.}} [\mu\text{m}]$			61 + 61		50
$L_{\text{guidage}} [\text{mm}]$			11,5	31	49,5
$D_{\text{nominal}} [\text{mm}]$			12		40
L/D			0,96	2,58	1,24
Rotulage max. [deg]			0° 18mn 14s	0° 6mn 46s	0° 3mn 28s
			0° 25mn 0s		
Modèle cinématique			Sphérique		





14. Système de l'alésage normal H.

15. Système de l'arbre normal h.

Extraits de tolérances ISO pour alésage (en microns : 1 µm = 0,001 mm)														
au-delà de à (inclus)	dimensions nominales (en mm)													
	1 3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400		
D10	ES	+60	+78	+98	+120	+149	+180	+220	+260	+305	+355	+400	+440	+480
	EI	+20	+30	+40	+50	+65	+80	+100	+120	+145	+170	+190	+210	+230
E9	ES	+39	+50	+61	+75	+92	+112	+134	+159	+185	+215	+240	+265	+290
	EI	+14	+20	+25	+32	+40	+50	+60	+72	+85	+100	+110	+125	+135
F8	ES	+20	+28	+35	+43	+53	+64	+76	+90	+106	+122	+137	+151	+165
	EI	+ 6	+10	+13	+16	+20	+25	+30	+36	+43	+50	+56	+62	+68
G7	ES	+12	+16	+20	+24	+28	+34	+40	+47	+54	+61	+69	+75	+83
	EI	+ 2	+ 4	+ 5	+ 6	+ 7	+ 9	+10	+12	+14	+15	+17	+18	+20
H6	ES	+6	+8	+9	+11	+13	+16	+19	+22	+25	+29	+32	+36	+40
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H7	ES	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8	ES	+14	+18	+22	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72	+81	+89	+97
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H9	ES	+25	+30	+36	+43	+52	+62	+74	+87	+100	+115	+130	+140	+155
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H10	ES	+40	+48	+58	+70	+84	+100	+120	+140	+160	+185	+210	+230	+250
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H11	ES	+60	+75	+90	+110	+130	+160	+190	+220	+250	+290	+320	+360	+400
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H12	ES	100	+120	+150	+180	+210	+250	+300	+350	+400	+460	+520	+570	+630
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H13	ES	140	+180	+220	+270	+330	+390	+460	+540	+630	+720	+810	+890	+970
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
J7	ES	+4	+6	+8	+10	+12	+14	+18	+22	+26	+30	+36	+39	+43
	EI	-6	-6	-7	-8	-9	-11	-12	-13	-14	-16	-16	-18	-20
JS13	±E	±70	±90	±110	±135	±165	±195	±230	±270	±315	±360	±405	±445	±485
	ES	+0	+2	+2	+2	+2	+3	+4	+4	+4	+5	+5	+7	+8
K6	ES	-6	-6	-7	-9	-11	-13	-15	-18	-21	-24	-27	-29	-32
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
K7	ES	0	+3	+5	+6	+6	+7	+9	+10	+12	+13	+16	+17	+18
	EI	-10	-9	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-28	-33	-36	-40	-45
M7	ES	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	EI	-12	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-57	-63
N7	ES	-4	-4	-4	-5	-7	-8	-9	-10	-12	-14	-14	-16	-17
	EI	-14	-16	-19	-23	-28	-33	-39	-45	-52	-60	-66	-73	-80
P7	ES	-6	-8	-9	-11	-14	-17	-21	-24	-28	-33	-36	-41	-45
	EI	-16	-20	-24	-29	-35	-42	-51	-59	-68	-79	-88	-98	-108

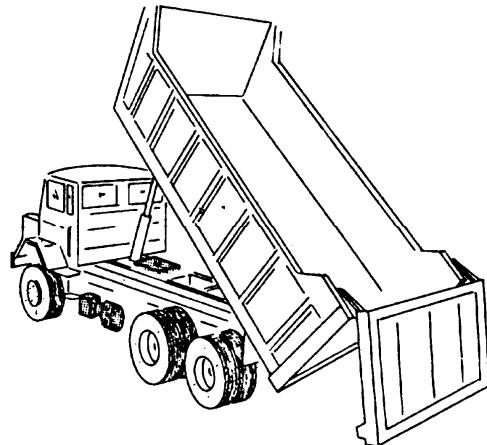
Extraits de tolérances ISO pour arbres (en microns : 1 μm = 0,001 mm)														
		dimensions nominales (en mm) NF EN 20286-2, ISO 286-2												
au-delà de à (inclus)		1 3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	400 500
d9	es	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-210	-230
	ei	-45	-60	-76	-93	-117	-142	-174	-207	-245	-285	-320	-350	-385
d10	es	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-210	-230
	ei	-60	-78	-98	-120	-149	-180	-220	-260	-305	-355	-400	-440	-480
d11	es	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-210	-230
	ei	-80	-105	-130	-160	-195	-240	-290	-340	-395	-460	-510	-570	-630
e7	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125	-135
	ei	-24	-32	-40	-50	-61	-75	-90	-107	-125	-146	-162	-182	-198
e8	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125	-135
	ei	-28	-38	-47	-59	-73	-89	-106	-126	-148	-172	-191	-214	-232
e9	es	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125	-135
	ei	-39	-50	-61	-75	-92	-112	-134	-159	-185	-215	-240	-265	-290
f6	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-12	-18	-22	-27	-33	-41	-49	-58	-68	-79	-88	-98	-108
f7	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-16	-22	-28	-34	-41	-50	-60	-71	-83	-96	-108	-119	-131
f8	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-20	-28	-35	-43	-53	-64	-76	-90	-106	-122	-137	-151	-165
g5	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-6	-9	-11	-14	-16	-20	-23	-27	-32	-35	-40	-43	-47
g6	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-8	-12	-14	-17	-20	-25	-29	-34	-39	-44	-49	-54	-60
h5	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-4	-5	-6	-8	-9	-11	-13	-15	-18	-20	-23	-25	-27
h6	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-6	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-22	-25	-29	-32	-36	-40
h7	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-57	-63
h8	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-14	-18	-22	-27	-33	-39	-46	-54	-63	-72	-81	-89	-97
h9	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-25	-30	-36	-43	-52	-62	-74	-87	-100	-115	-130	-140	-155
h10	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-40	-48	-58	-70	-84	-100	-120	-160	-185	-210	-230	-250	-250
h11	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-60	-75	-90	-110	-130	-160	-190	-220	-250	-290	-320	-360	-400
h13	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-140	-180	-220	-270	-330	-390	-460	-540	-630	-720	-810	-890	-970
j6	es	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+12	+13	+14	+16	+16	+18	+20
	ei	-2	-2	-2	-3	-4	-5	-7	-9	-11	-13	-16	-18	-20
j7	es	+6	+8	+10	+12	+13	+15	+18	+20	+22	+25	+26	+29	+31
	ei	-4	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-15	-18	-21	-26	-28	-32
js5		± 2	$\pm 2,5$	± 3	± 4	$\pm 4,5$	$\pm 5,5$	$\pm 6,5$	$\pm 7,5$	± 9	± 10	$11,5$	$\pm 12,5$	$\pm 13,5$
js6		± 3	± 4	$\pm 4,5$	$\pm 5,5$	$\pm 6,5$	± 8	$\pm 9,5$	± 11	$12,5$	$\pm 14,5$	± 16	± 18	± 20
js7		± 5	± 6	$\pm 7,5$	± 9	$\pm 10,5$	$\pm 12,5$	± 15	$\pm 17,5$	± 20	± 23	± 26	$\pm 28,5$	$\pm 31,5$
js9		$\pm 12,5$	± 15	± 18	$\pm 21,5$	± 26	± 31	± 37	$\pm 43,5$	± 50	$\pm 57,5$	± 65	± 70	$\pm 77,5$
js11		± 30	$\pm 37,5$	± 45	± 55	± 65	± 80	± 95	± 110	± 125	± 145	± 160	± 180	± 200
js13		± 70	± 90	± 110	± 135	± 165	± 195	± 230	± 270	± 315	± 360	± 405	± 445	± 485
k5	es	+4	+6	+7	+9	+11	+13	+15	+18	+21	+24	+27	+29	+32
	ei	0	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+4	+5
k6	es	+6	+9	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+28	+33	+36	+40	+45
	ei	0	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+4	+5
m6	es	+8	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	ei	+2	+4	+6	+7	+9	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
m7	es	+12	+16	+21	+25	+29	+34	+41	+48	+55	+63	+72	+78	+86
	ei	+2	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
n5	es	+8	+13	+16	+20	+24	+28	+33	+38	+45	+51	+57	+62	+67
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
n6	es	10	+16	+19	+23	+28	+33	+39	+45	+52	+60	+66	+73	+80
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
p6	es	+12	+20	+24	+29	+35	+42	+51	+59	+68	+79	+88	+98	+108
	ei	+6	+12	+15	+18	+22	+26	+32	+37	+43	+50	+56	+62	+68

POMPE HYDRAULIQUE PHP15

Présentation du mécanisme

Contexte d'utilisation

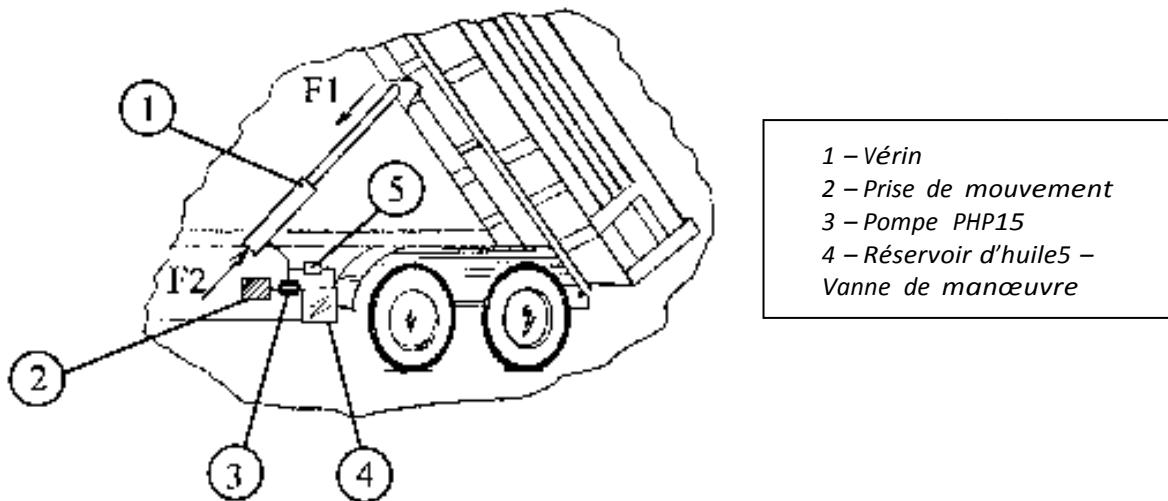
Dans cette application la pompe PHP15 fait partie intégrante d'un ensemble hydraulique destiné au fonctionnement d'une benne basculante de chantier. Ces engins sont généralement employés pour le transport de matériaux et le terrassement.



La benne basculante est fixée ou attelée au tracteur (porteur routier).

Architecture du circuit hydraulique

Le basculement de la benne est obtenu par le déplacement du piston du vérin (1) qui est l'actionneur qui transforme la puissance hydraulique en puissance mécanique.



La pression hydraulique est fournie par la pompe PHP15 (3) qui joue le rôle principal de générateur de puissance. Pour cette application la pression de refoulement de la pompe varie en fonction de la charge, sa valeur est comprise entre 130 et 300 bars

Motorisation de la pompe

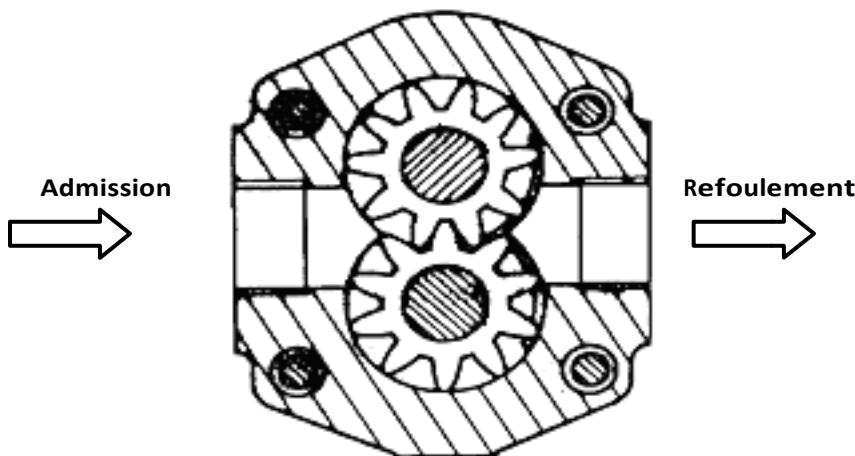
La pompe est entraînée en rotation par la prise de mouvement (2) généralement prélevée en sortie de boite de vitesse du groupe motopropulseur du tracteur.

La vitesse de rotation de la prise de mouvement détermine le débit d'huile refoulé par le générateur hydraulique PHP 15. On s'intéresse au régime suivant : La pompe tourne à une vitesse constante de 2500 tr/min soumis à un couple moteur de 100 N.m (valeur de couple atteinte pour une pression de refoulement de 300 bars). Pour les conditions d'utilisation décrites précédemment, le constructeur annonce une puissance hydraulique fournie d'environ 20,6 kW.

Mise en mouvement du fluide

Cette pompe fait partie de la famille des pompes volumétriques, dont le principe est basé sur une mise en mouvement du fluide par variation du volume d'un chambre.

Sur le schéma ci-dessous, indiquer le sens de rotation des arbres permettant l'admission et le refoulement du fluide.



Rendement du système

Calculer le rendement de la pompe pour ce régime en particulier.

Quel(s) phénomène(s) justifie(s) l'essentiel de ces pertes ?

Modélisation de la cinématique de la pompe

Répertorier les pièces 1, 7, 8, 11, 14 et 15 en classes d'équivalence.

D'après l'analyse des surfaces et des composants, définir une liaison cinématique normalisée d'un point de vue des mobilités apparentes (dénomination, centre et/ou axe de la liaison) pour chacune des interfaces entre les classes d'équivalence. Représenter ces liaisons sous la forme d'un graphe des liaisons et d'un schéma cinématique.

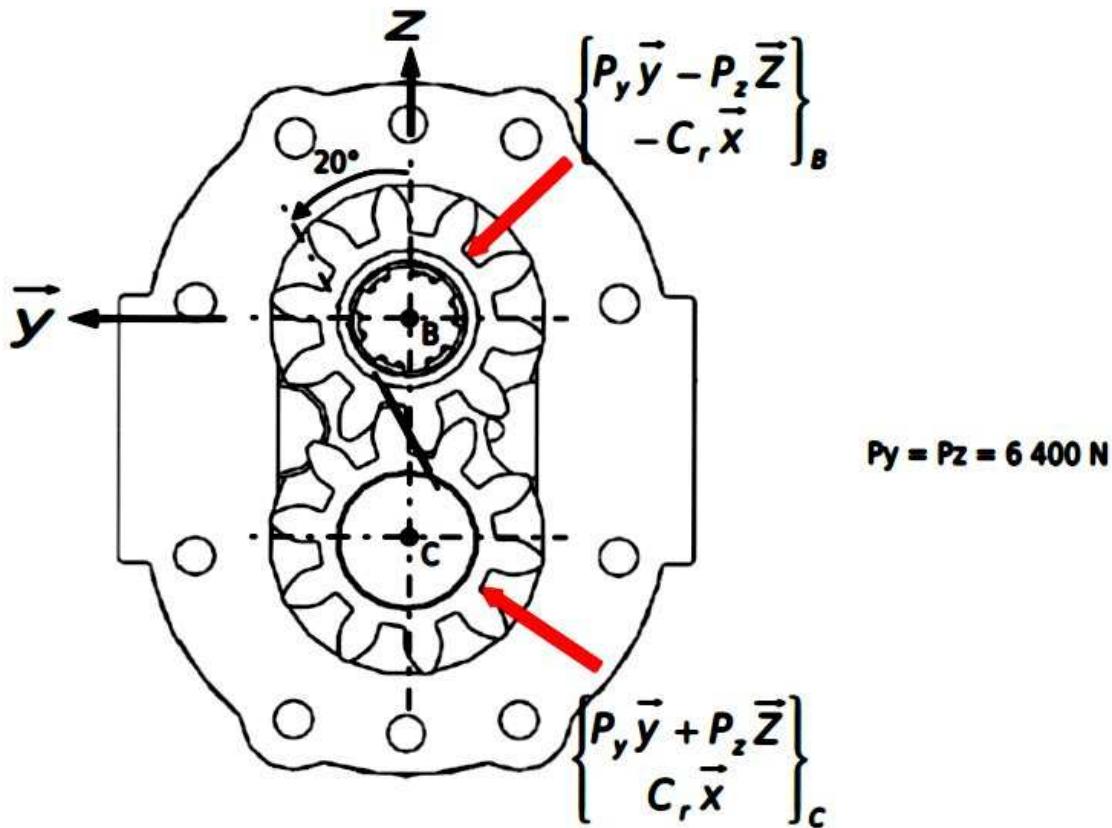
D'après une analyse incluant les jeux fonctionnels nécessaires au fonctionnement des liaisons, établir la modélisation de l'architecture du mécanisme.

Déterminer le degré d'hyperstatisme de cette nouvelle modélisation.

Pourquoi doit-on garantir un bon contact plan/plan entre les roues et le bâti ?

Calcul des actions mécaniques dans le système

Les actions du fluide sur les roues 14 et 15 sont modélisées par des glisseurs. L'angle de pression de l'engrenage est de 20° :



Les actions de la gravité sur les pièces du mécanisme sont négligées devant les effets de la pression hydraulique.

Quelle démarche adopter pour évaluer les actions de liaisons au niveau des coussinets 8 en fonction du couple moteur ?

Calculer le chargement des bagues. (On cherche $Y_{B1}, Z_{B1}, Y_{B2}, Z_{B2}, Y_{C1}, Z_{C1}, Y_{C2}$ et Z_{C2})

Dimensionnement des paliers de la pompe PHP 15

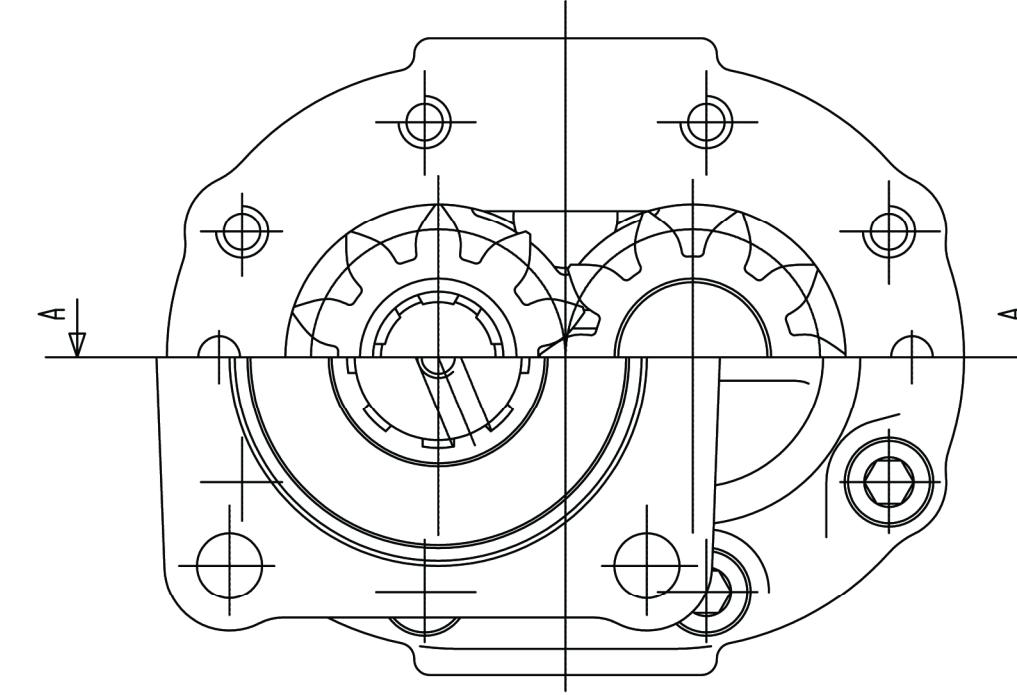
On souhaite sélectionner une seule référence pour les quatre paliers lisses de l'application PHP15 ; ce mécanisme est soumis aux conditions suivantes :

$F_r < 5100 \text{ N}$ pour $N = 2500 \text{ tr/min}$

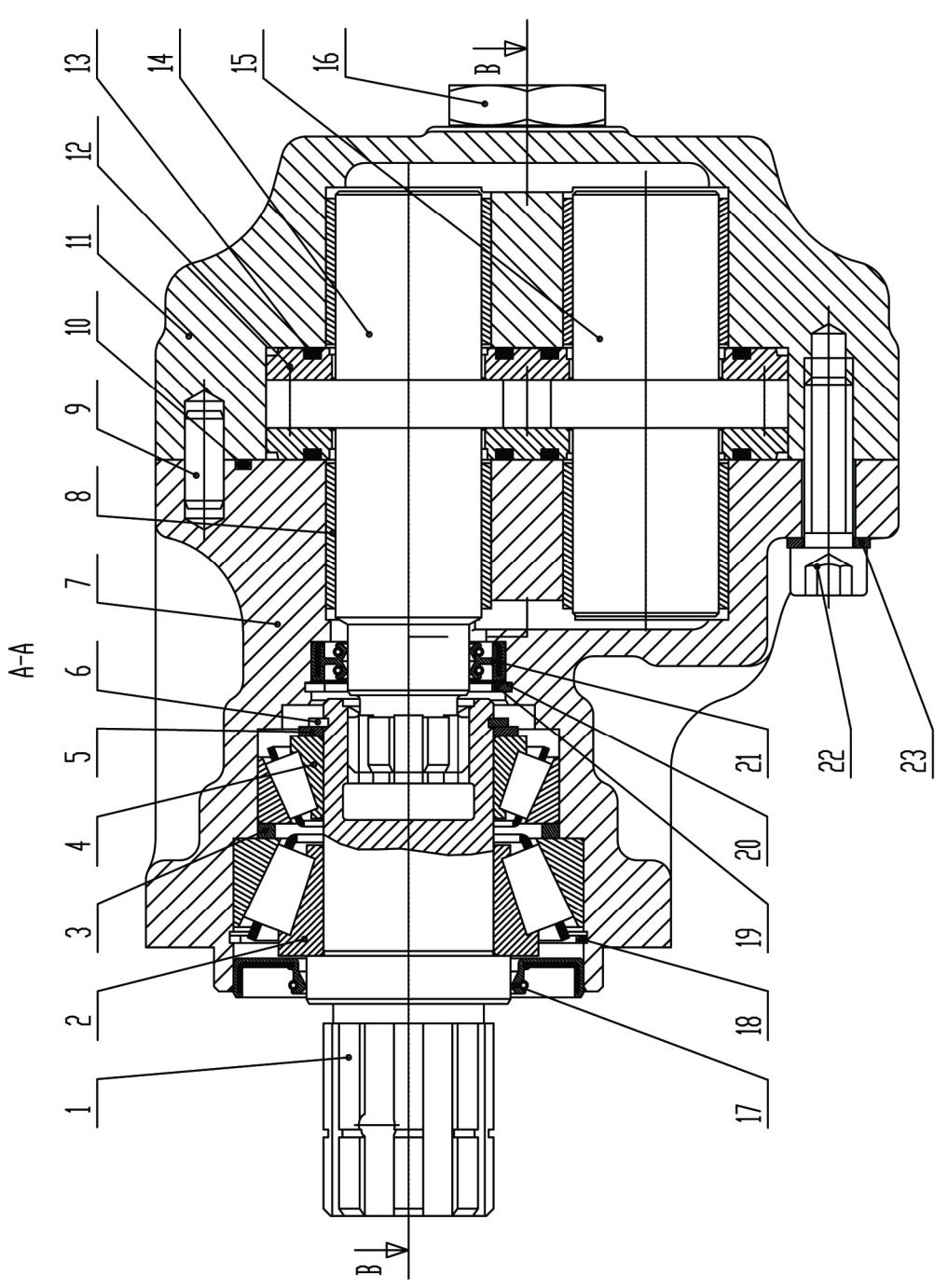
$N_{\max} = 3500 \text{ tr/min}$ $d_{\text{arbre}} = 30 \text{ mm}$ $l_{\text{guidage}} = 30 \text{ mm}$ $h_{\text{palier/roue}} = 31 \text{ mm}$

Calculer la charge maximum, la vitesse linéaire maximum et la vitesse linéaire à la charge maximum.

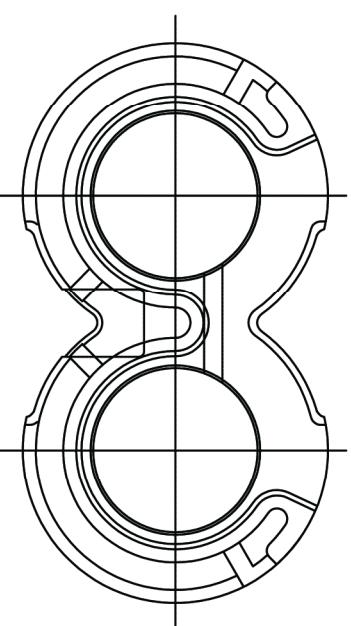
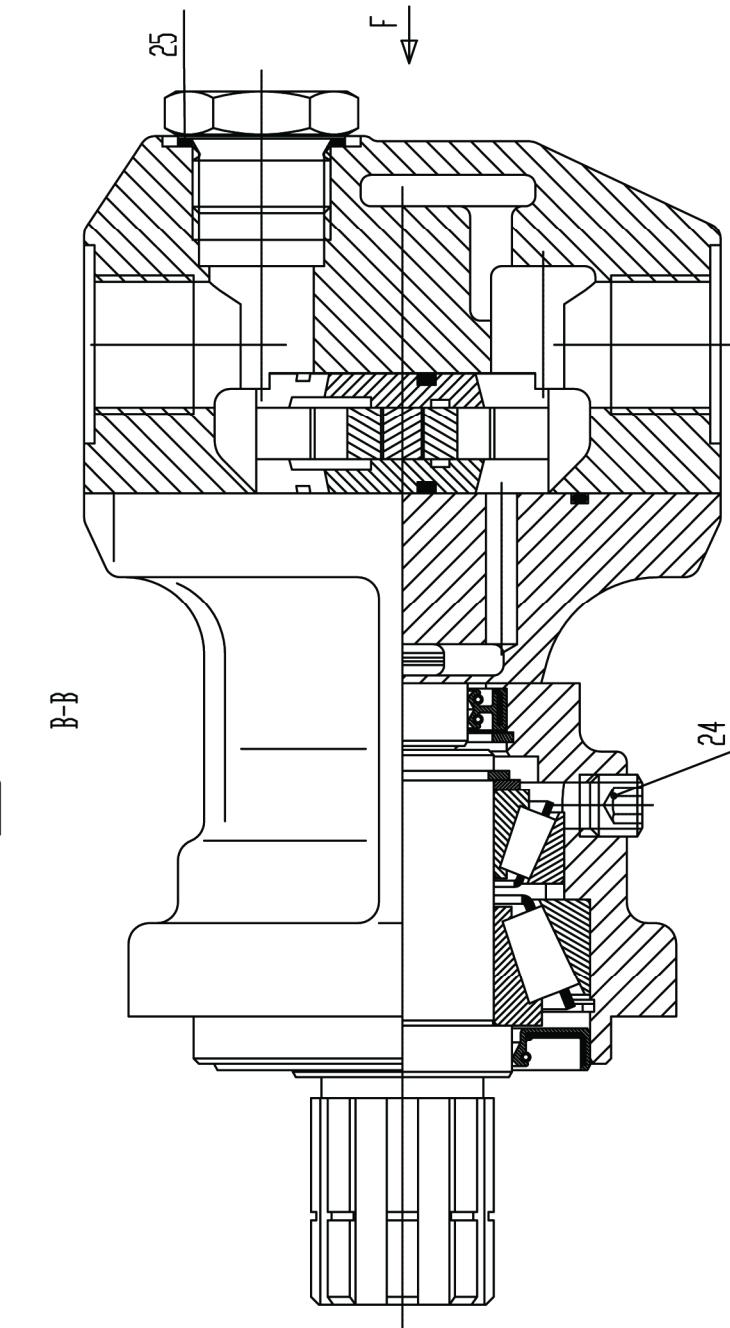
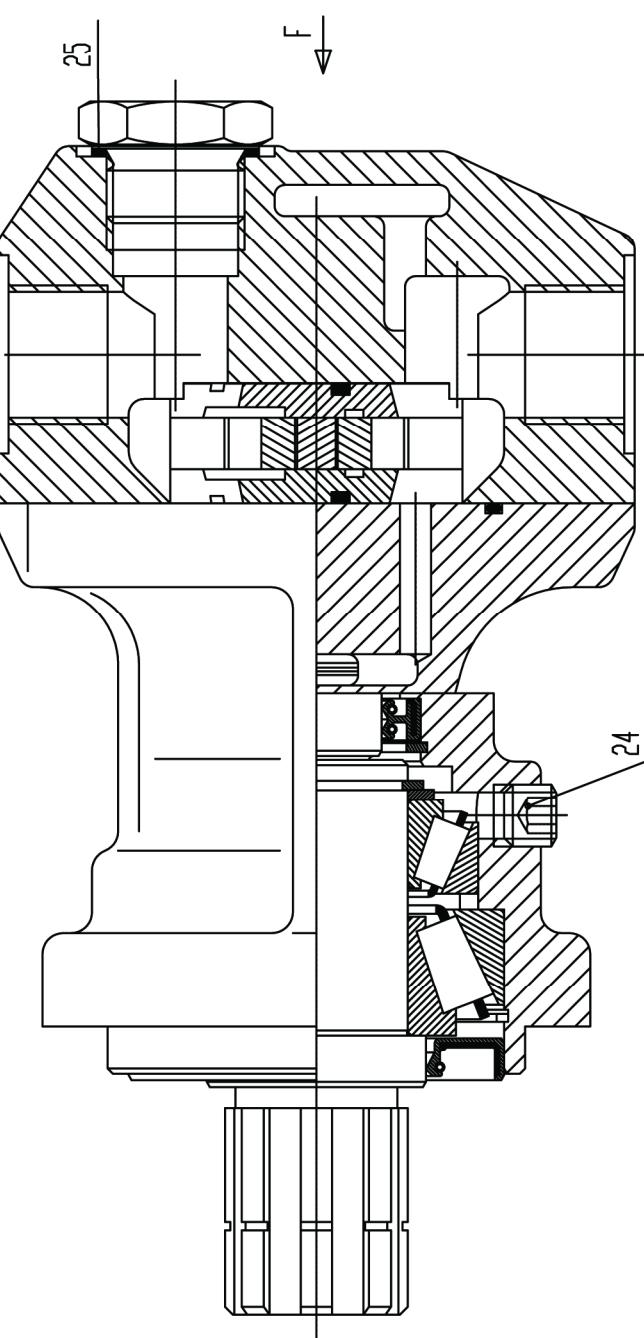
Quelle est la valeur du produit $P.V$ à ne pas dépasser pour convenir à l'application



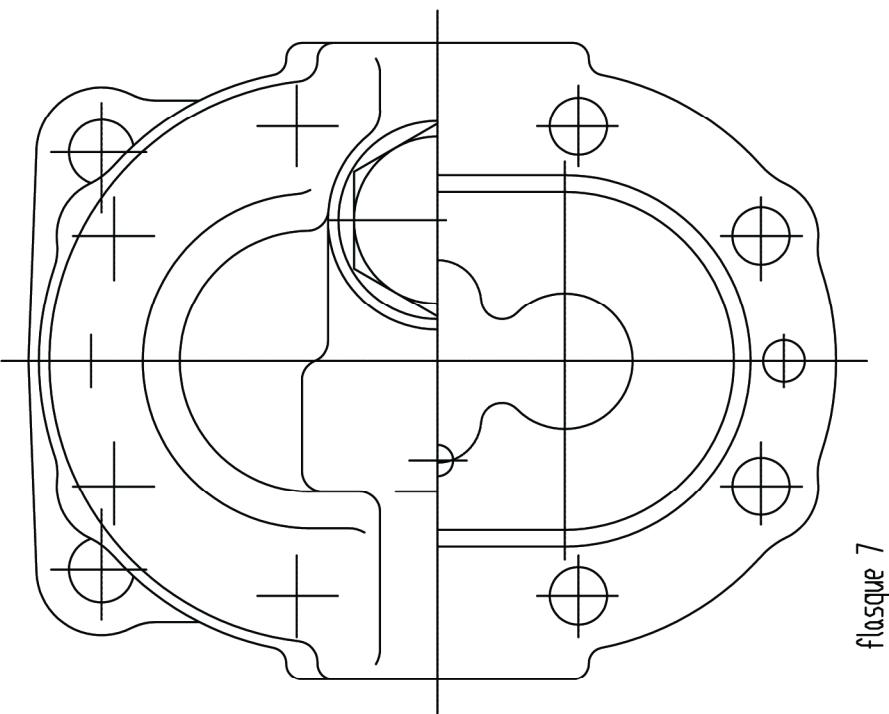
A → corps 11 et
engrenage 14-15



B-B



F (flange 12 et joint 13)



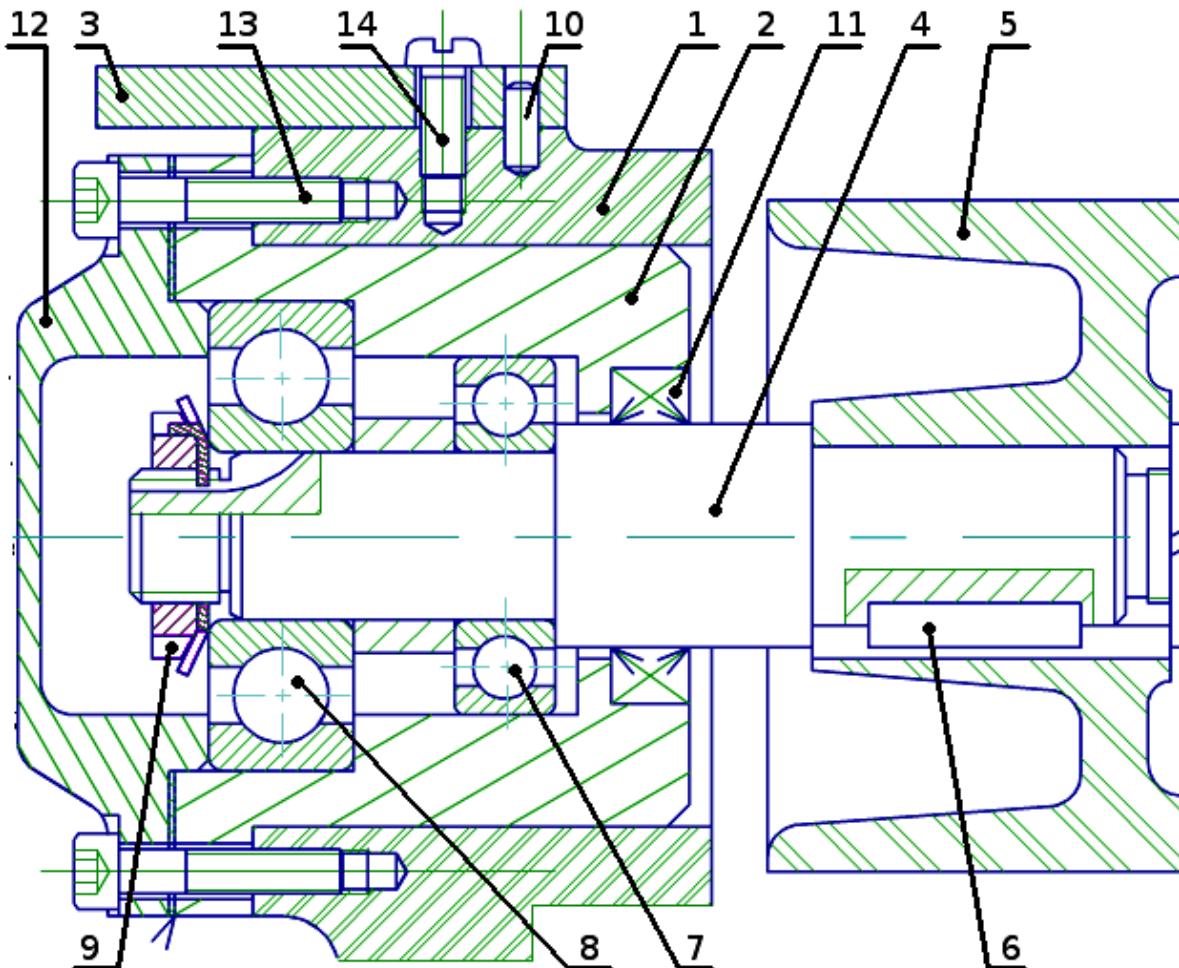
flaque 7

Format: Ech.	A3 1:5	POMPE A ENGRENAGE PHP.15.S.E.S	HYDRO TECHNIC
-----------------	-----------	-----------------------------------	---------------

MONTAGES DE ROULEMENTS

1 - Montage 1 : Galet de ponceuse

Le système ci-dessous est un galet de ponceuse, il est représenté partiellement sur ce dessin d'ensemble. L'axe est guidé par deux roulements et supporte le galet, qui entraîne lui-même le système de ponçage. L'effort extérieur sur le galet est fixe par rapport au bâti.



- 1) Justifier le serrage des bagues
- 2) Analyser les arrêts axiaux et déduire une modélisation de chaque roulement sous forme de liaison normalisée.
Penser à écrire les classes d'équivalence et à les numérotier.
- 3) Pourquoi a-t-on besoin d'un écrou à encoches sur l'arbre à gauche ?
- 4) Comment peut-on appeler la pièce (12) ? Pourquoi y a-t-il un jeu axial entre (12) et (2) ?
- 5) Vérifier le montage :
 - que se passe-t-il si l'on pousse Axialement sur l'arbre ?
 - et si l'on tire ?
- 6) Justifier finalement que la liaison réalisée est bien un pivot (calcul)

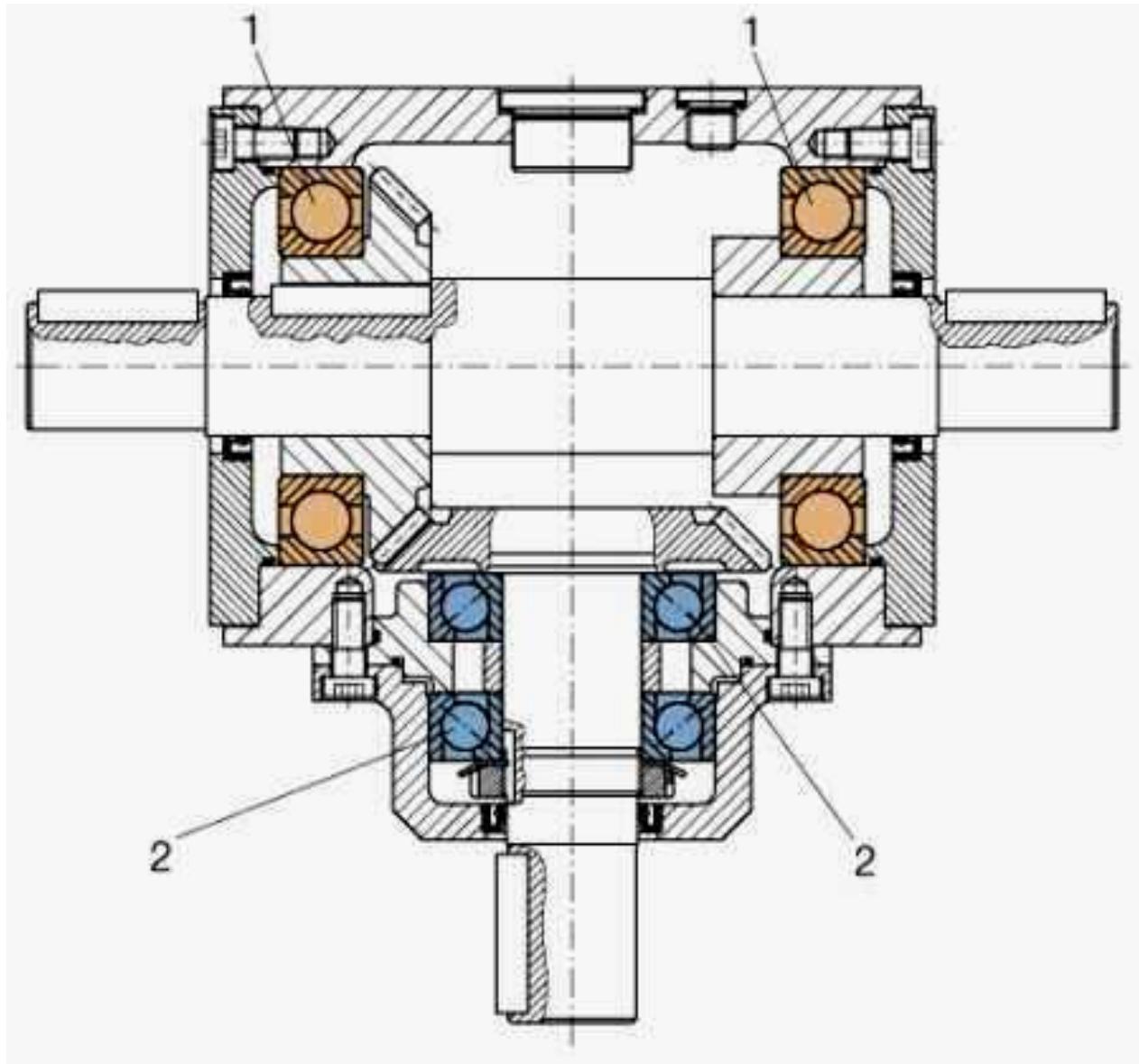
2 - Montage 2 : Réducteur à engrenages coniques

Le système doit valider les fonctions :

FP1 : Transmettre la puissance de l'arbre d'entrée vers l'arbre de sortie

FC1 : Assurer la coïncidence des cônes à 0,5 mm près

FC2 : Respecter l'encombrement réduit au niveau de l'arbre d'entrée.



Etude des deux montages :

7) Reprendre le raisonnement précédent pour étudier le guidage de l'arbre d'entrée et de l'arbre de sortie.

Etude de l'arbre d'entrée :

8) Pourquoi utiliser un montage en "O" ?

9) Doit-on régler le jeu axial ? A quoi sert l'entretoise ?

Conclusion sur FC1 :

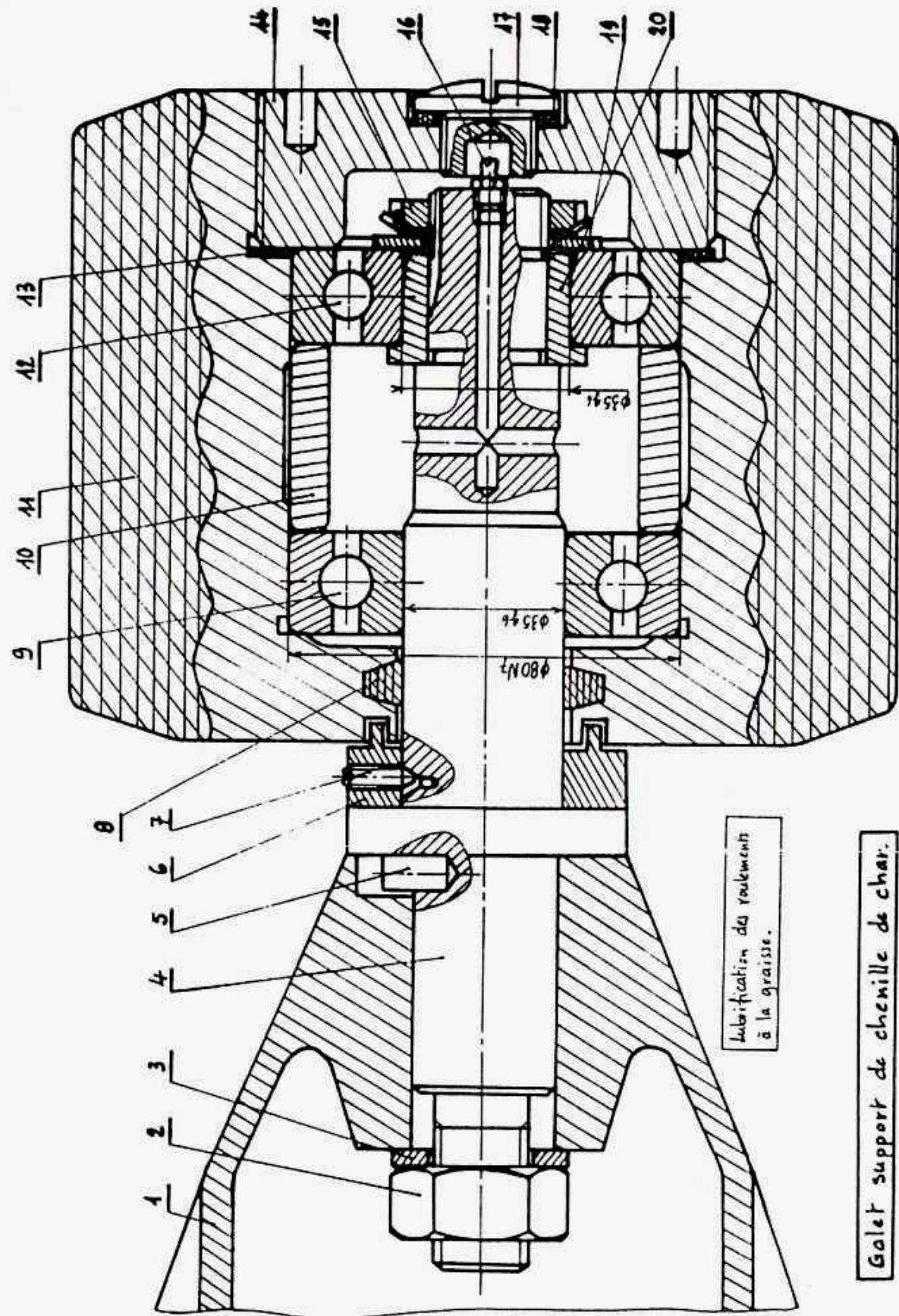
10) Quelles sont les principales causes de défaut de coïncidence entre les engrenages coniques ?

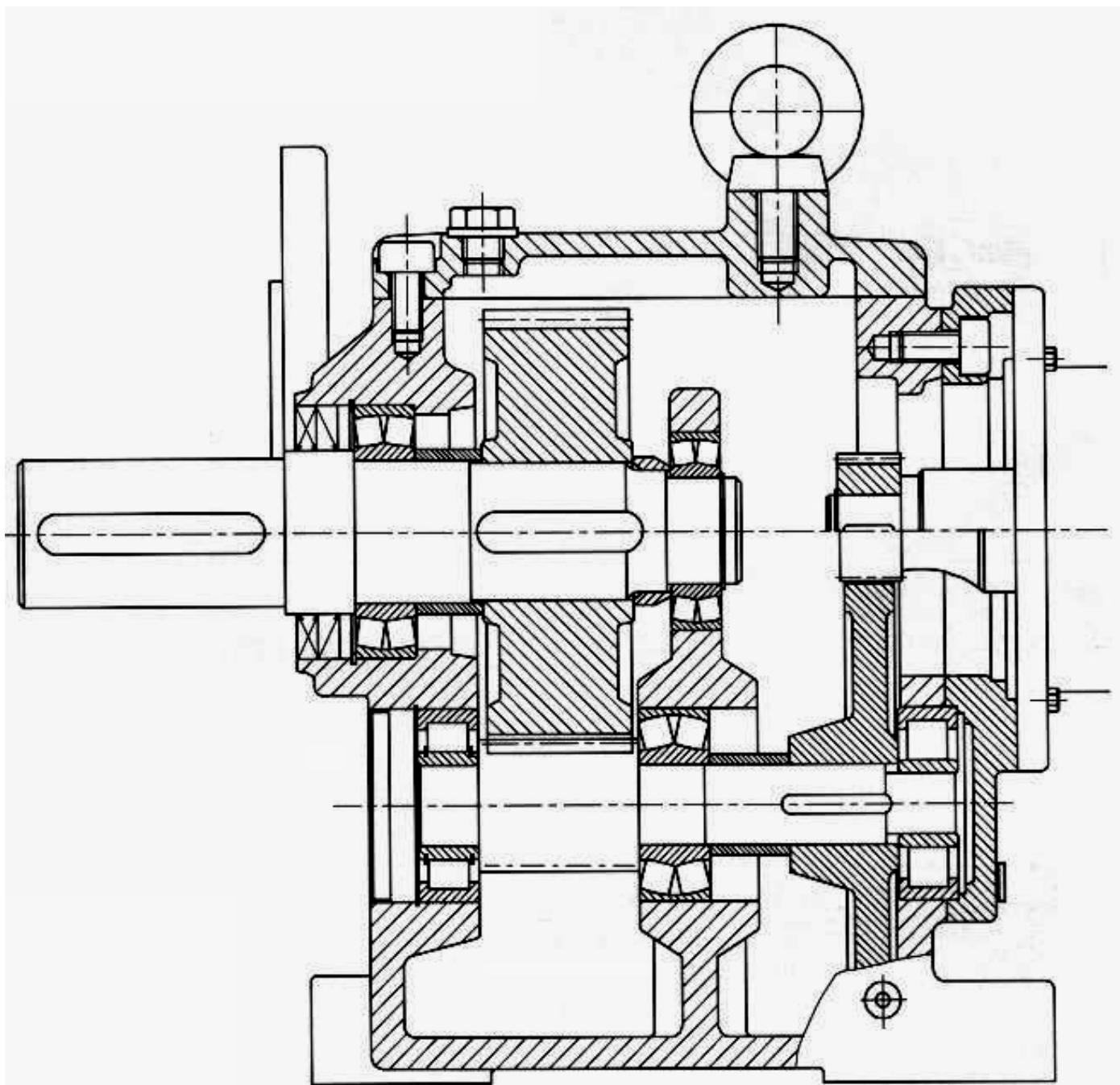
11) Le jeu radial dans les deux roulements est $\approx 25\mu\text{m}$, doit-on le prendre en compte pour valider FC1 ?

12) Quels sont alors les principaux réglages pour obtenir FC1 ?

3 - Autres montages : Analyser les montages suivants

Liaison pivot avec 2 roulements rigides à une rangée de billes dans le cas où les bagues extérieures tournent par rapport à la direction de la charge supportée par chaque roulement.





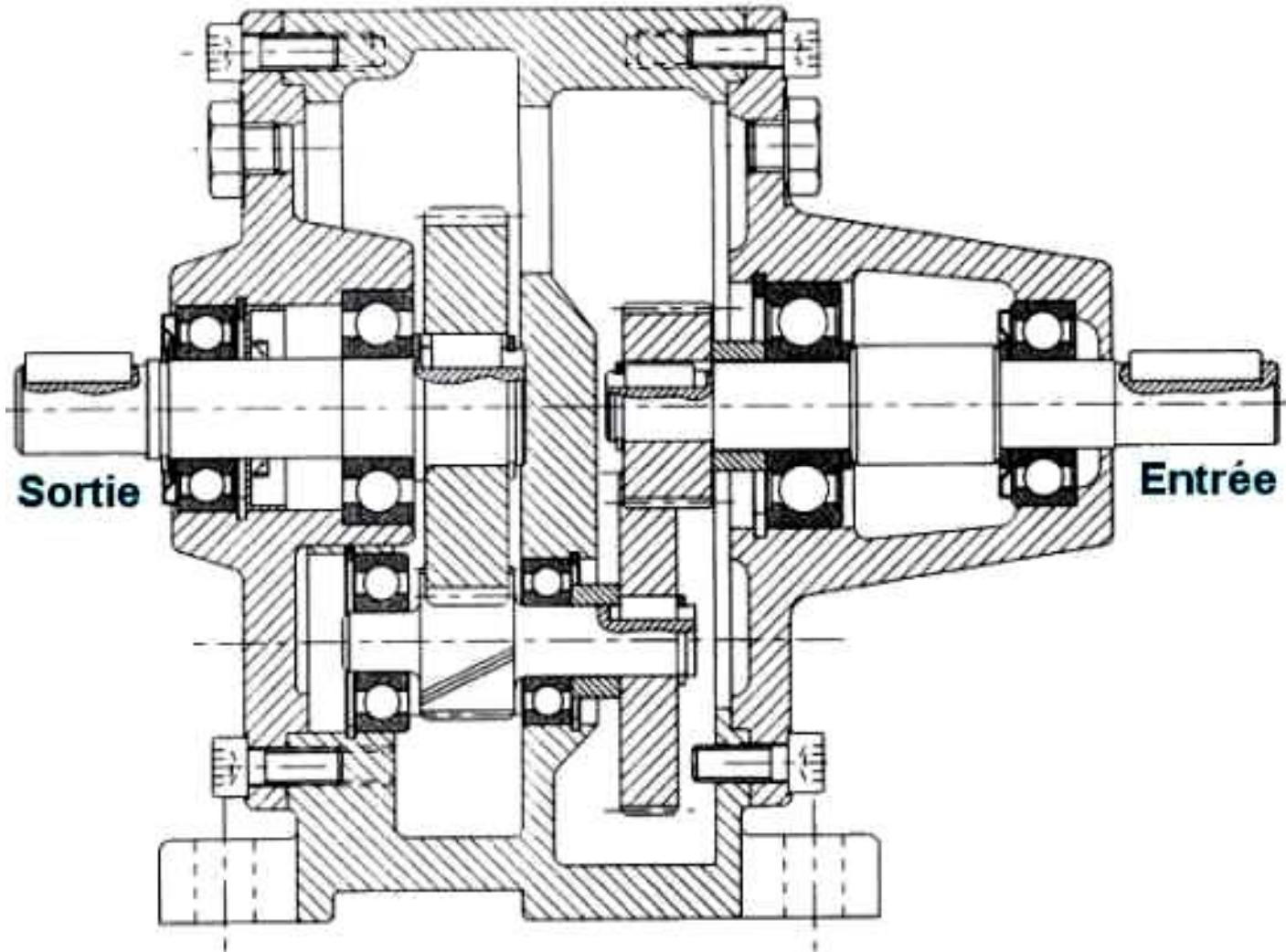
De plus pour ce réducteur :

- 13) Positionner les arbres d'entrée (1), arbre secondaire (2), arbre de sortie (3)
- 14) Calculer de degré d'hyperstatisme du guidage de l'arbre intermédiaire

DIMENSIONNEMENT DE ROULEMENT

Le but de l'exercice est de dimensionner le guidage de l'arbre de sortie de ce réducteur à deux étages avec roulements à billes et engrenages hélicoïdaux. La durée de vie souhaitée est de $L_h = 12000$ h

On note M_s le couple exercé sur la sortie par le récepteur. Ici $M_s = 235$ N.m. On admettra de plus que les arbres sont correctement équilibrés et que le système tourne à vitesse constante ($N_s = 300$ tr/mn), dans le sens positif.



Note : entre deux roues hélicoïdales, l'effort est tel que :

$$\{ \tau_{1 \rightarrow 2} \} = \begin{Bmatrix} F \cos(\alpha) \sin(\beta) \\ F \sin(\alpha) \\ F \cos(\alpha) \cos(\beta) \end{Bmatrix} \Bigg|_0^0 = \begin{Bmatrix} F_a \\ F_r \\ F_t \end{Bmatrix} \Bigg|_0^0 = F_t \begin{pmatrix} \tan(\beta) \\ \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \\ 1 \end{pmatrix}$$

où $\alpha = 20^\circ$ et $\beta = 24^\circ$ sont des angles caractéristique de la denture

Les roulements au niveau de l'arbre de sortie sont référencés 6207 (gauche) et 6307 (droite) (voir extrait du catalogue constructeur, dont f_0 qui vaut respectivement 14 et 13)

- 1) Tracer le schéma d'architecture du mécanisme
- 2) A partir de la géométrie de la denture, déterminer le signe de chaque composante de \vec{R}_I
- 3) Calculer les actions mécaniques au niveau des centres des roulements du guidage de l'arbre de sortie.
On notera :
 - O l'extrémité de l'arbre où est exercé le couple résistant ,
 - A le centre de poussée du roulement de gauche ,
 - B celui de droite ,
 - C le centre de la roue dentée
 - I le point de contact entre les dentures.
 On pourra utiliser les distances suivantes : AB = a = 60 mm; BC = c = 30,5 mm; CI = R = 66 mm
- 4) Justifier que le roulement le plus à droite soit de taille plus importante
- 5) Calculer la durée de vie du roulement en A (de gauche)
- 6) Calculer la durée de vie du roulement en B (de droite)
- 7) Est-il nécessaire de vérifier la tenue en statique du montage ? Au besoin, le faire.

Coefficients de calcul

Tableau 5 : Coefficients de calcul pour les roulements rigides à billes à une rangée pour roulements isolés ou montés par paire avec disposition en T

$f_0 F_a / C_0$	Jeu normal			Jeu C3			Jeu C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Les valeurs intermédiaires sont obtenues par interpolation linéaire

Extrait du catalogue constructeur

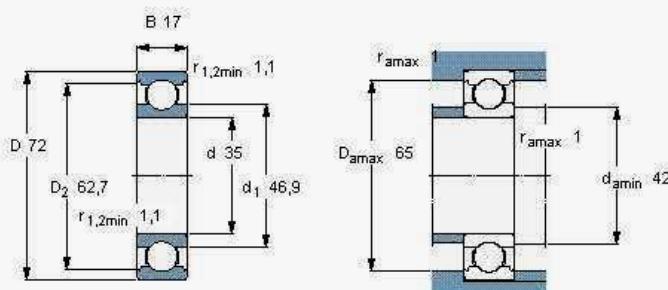
Roulements rigides à billes, à une rangée, non étanches

Dimensions d'encombrement			Charges de base dynamique statique		Limite de fatigue	Vitesses de base	Masse	Désignation
d	D	B	C	C ₀	P _u	Vitesse de référence	Vitesse limite	
mm			kN	kN	kN	tr/min	kg	-
35	55	10	9,56	6,8	0,29	26000	16000	0,080
35	62	9	13	8,15	0,375	24000	15000	0,11
35	62	14	16,8	10,2	0,44	24000	15000	0,16
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29
35	72	17	31,2	17,6	0,75	20000	13000	0,27
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46
35	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,95
61907								
16007 *								
6007 *								
6207 *								
6207 ETN9								
6307 *								
6407								

Roulements rigides à billes, à une rangée, non étanches

Tolérances , voir aussi le texte
Jeu interne radial , voir aussi le texte
Ajustements recommandés
Tolérances d'arbre et de logement

Dimensions d'encombrement			Charges de base dynamique statique		Limite de fatigue	Vitesses de base	Masse	Désignation
d	D	B	C	C ₀	P _u	Vitesse de référence	Vitesse limite	
mm			kN	kN	kN	tr/min	kg	-
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29
6207 *								



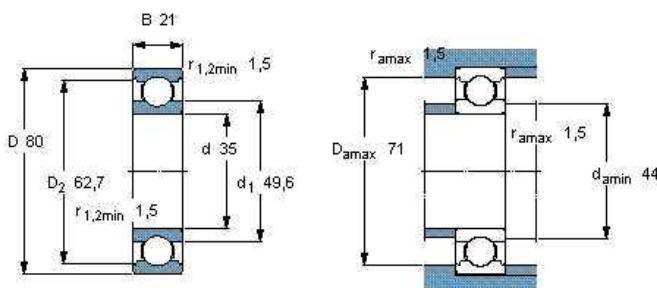
Coefficients de calcul

k_f 0,025
 f_0 14

Roulements rigides à billes, à une rangée, non étanches

Tolérances , voir aussi le texte
Jeu interne radial , voir aussi le texte
Ajustements recommandés
Tolérances d'arbre et de logement

Dimensions d'encombrement			Charges de base dynamique statique		Limite de fatigue	Vitesses de base	Masse	Désignation
d	D	B	C	C ₀	P _u	Vitesse de référence	Vitesse limite	
mm			kN	kN	kN	tr/min	kg	-
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46
6307 *								



Coefficients de calcul

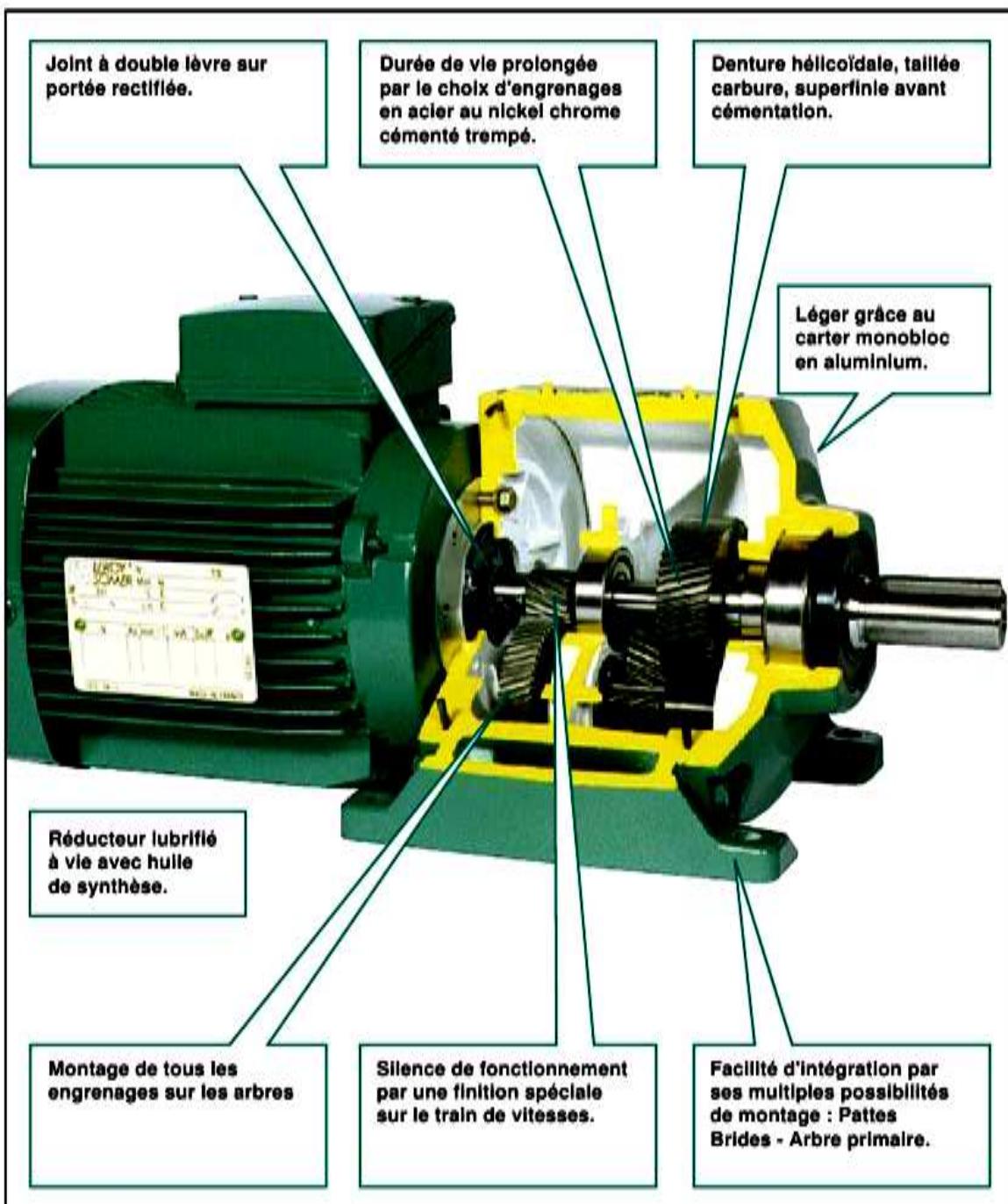
k_f 0,03
 f_0 13

REDUCTEUR A DEUX ETAGES

COMPABLOC 1700

Motoréducteur à caractéristiques de silence élevées

Gamme aluminium
Rapports de réduction 1/1,6 à 1/160
Excellent réversibilité



Présentation

- Le système étudié est un réducteur à deux étages, son carter est monobloc.
- Sur le dessin d'ensemble, la roue (1) est représentée dans 2 version différentes. C'est la version représentée en bas qui sera étudiée.
- L'entrée et la sortie sont coaxiales
- L'arbre (1) tourne à 1000 tr/mn
- Le rapport de réduction global du système vaut $\mu = 0,0620$
- Les deux étages de réduction ont le même entraxe, $e = 35 \text{ mm}$
- Les dimensions principales sont : $OA = a = 31 \text{ mm}$; $OB = b = 73 \text{ mm}$; $AC = c = CB$
- Toutes les roues dentées ont une denture droite
- La roue (4) comporte 43 dents : $Z_4 = 43$
- Le matériau des dentures est tel que $E = 210 \text{ GPa}$ et $\sigma_e = 500 \text{ MPa}$
- Les dentures sont telles que $\alpha = 20^\circ$, $m_{12} = 0,75 \text{ mm}$ et $m_{34} = 1,25 \text{ mm}$
- Le torseur des actions extérieures du récepteur (4) (donc du récepteur sur le système) vaut :

$$\{\tau_{ext \rightarrow 4}\} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} \Bigg| \begin{Bmatrix} C \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}_O \quad \text{avec } F_x = 2000 \text{ N} ; F_y = 2000 \text{ N}; F_z = 0 \text{ N et } C = 110 \text{ N.m}$$

- Les roulements sont tels que $C = 35000 \text{ N}$, $C_0 = 2950 \text{ N}$ et $X = 0,56$

1 - Modélisation du système

- 1) Modéliser chacune des liaisons de l'arbre (4), réalisées par roulements en détaillant votre raisonnement.
- 2) En déduire la liaison équivalente de l'arbre (4) avec le bâti . Le détail des calculs est demandé.
- 3) Idem pour l'arbre (3) par rapport au bâti, mais le calcul n'est pas demandé.
Quelle est la liaison équivalente ? Quel est l'intérêt de cet hyperstatisme ?
- 4) On admet que l'arbre (1) est en liaison pivot par rapport au bâti.
Tracer le schéma cinématique minimal du réducteur.

2 - Etude générale du réducteur

- 1) Indiquer quel est l'arbre d'entrée du réducteur . Justifier.
- 2) Exprimer le rapport de réduction global, appelé μ , en fonction des nombres de dents de chaque roue.
- 3) Indiquer le sens de rotation de l'arbre de sortie relativement à l'arbre d'entrée
- 4) En retranchant les hypothèses :
 - écrire la relation cinématique du système en fonction des nombres de dents des roues
 - écrire les autres relations permettant de calculer les nombres de dents des quatre roues dentées
- 5) En déduire ces nombres de dents
- 6) Vérifier ces nombres de dents en calculant les diamètres des roues et en mesurant sur le dessin

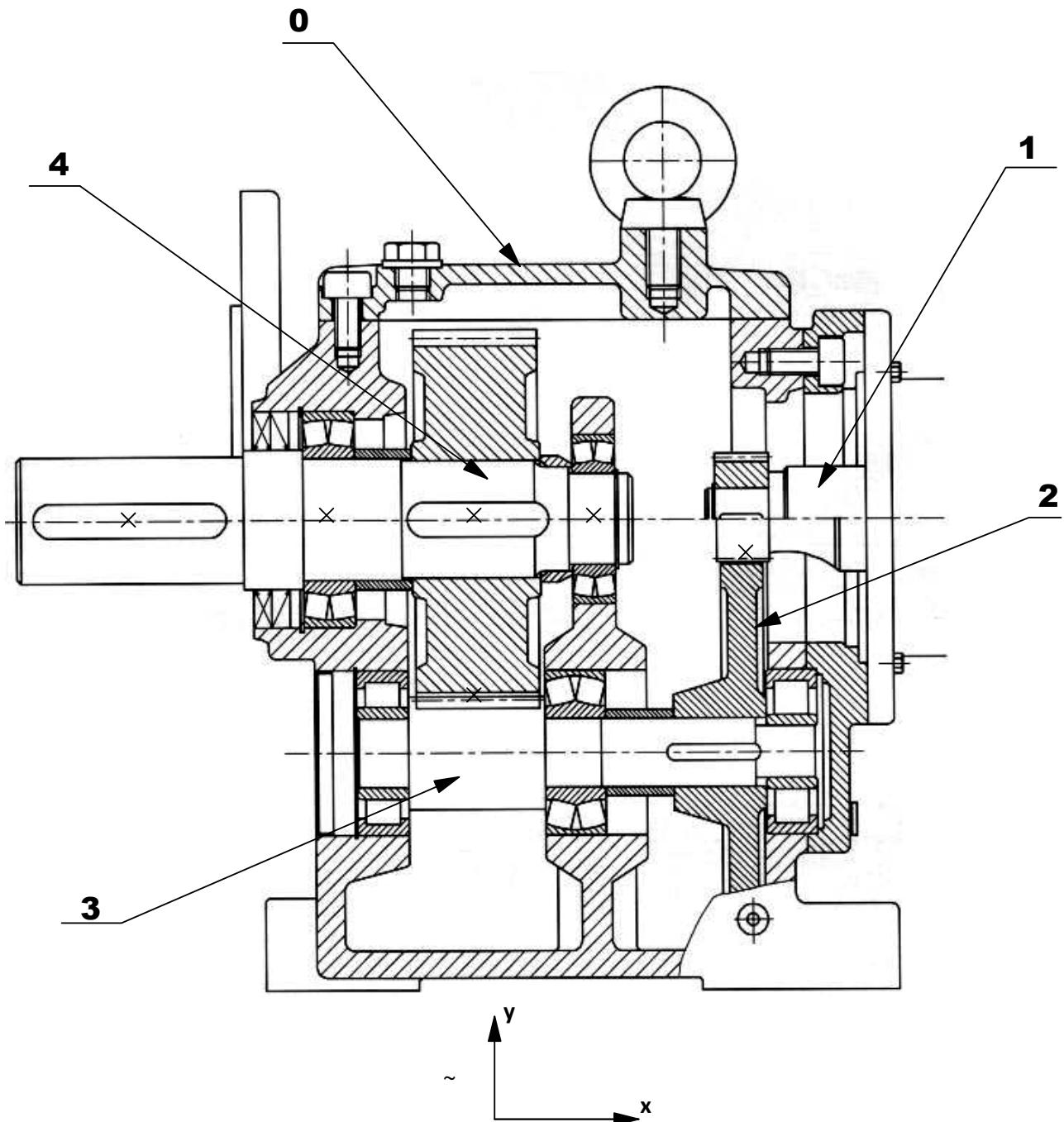
3 - Dimensionnement du moteur

- 1) On propose d'utiliser un moteur, lié à l'arbre (1), d'une puissance $P_m = 900 \text{ W}$
Le moteur sera-t-il assez puissant pour mettre le système en rotation ?
- 2) On prend maintenant en compte un rendement $\eta_c = 0,98$ à chaque contact entre les roues dentées. Quel est le rendement global du réducteur ?
- 3) Le moteur sera-t-il finalement assez puissant ?

4 - Calcul des efforts sur les roues dentées

- 1) A partir de la géométrie d'une denture droite, donner la forme du vecteur force au point I
- 2) On admettra dans la suite que la liaison en A de 4/0 est une rotule et en B, une linéaire annulaire d'axe \vec{x} . Calculer les composantes des actions mécaniques transmises dans les roulements en A et en B et entre les roues dentées (3) et (4) en I
Au besoin, on pourra admettre que $C_l = i = 28 \text{ mm}$
- 3) Connait-on alors les efforts au point de contact de la roue dentée ?
- 4) en écrivant uniquement l'équation de moments en projection sur l'axe de rotation, retrouvez ce résultat.
- 5) Quelle est la méthode la plus rapide ?
- 6) On pourrait aussi calculer les roulements :
 - En déduire les efforts radiaux et axiaux au niveau des deux roulements
 - Calculer les charges équivalentes au niveau des deux roulements
 - Quelle est alors la durée de vie des roulements ?

Annexes



MESUREUR VOLUMETRIQUE GPL

Le système étudié est un mesureur volumétrique de GPL, utilisé dans certaines stations de distribution de carburants pour voiture. Lors de la distribution, le GPL est pompé, filtré, puis dégazé. Ensuite il passe dans le mesureur volumétrique, le GPL met en rotation de système : le rotation de l'arbre est proportionnelle au volume distribué. Un système annexe (le générateur d'impulsions) envoie une impulsion électrique à chaque petit volume distribué, ce qui permet de mesurer le volume de GPL à facturer.

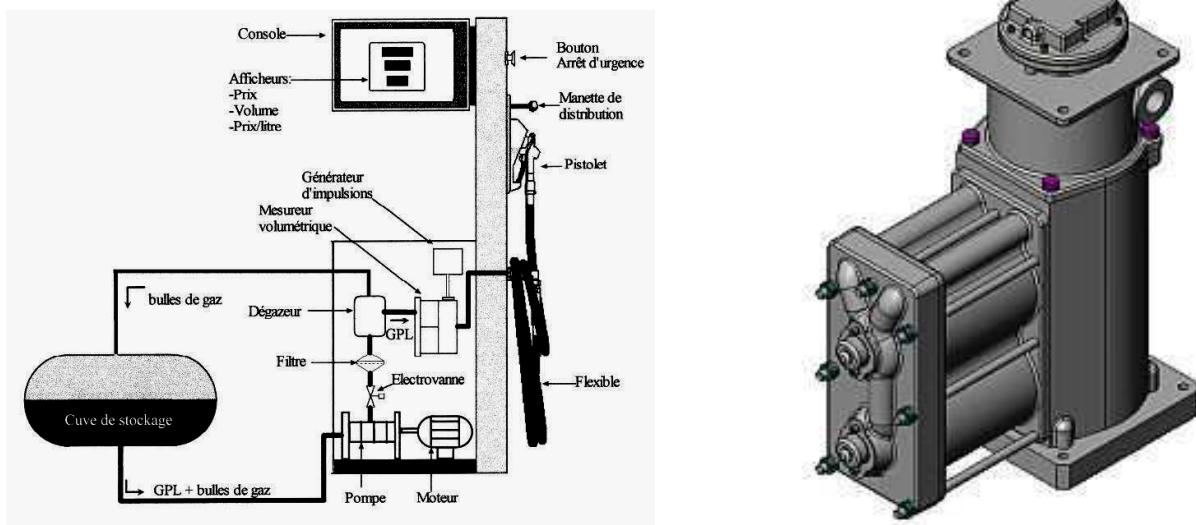


Figure 1 _ installation globale

vue du mesureur étudié

Documents fournis

- plan d'ensemble au format A3
- nomenclature détaillée
- document DT2 avec vue 3D du système interne
- document DT4 avec illustration de l'écoulement de GPL dans le système

Données

- nombre de pistons : $n_p = 2$
- vitesse de rotation de l'arbre 22 : $N = 30\text{tr/min}$
- pression de GPL : $p_{\text{GPL}} = 0.2\text{MPa}$
- dimensions principales :
- AB=a=32mm
- BC=b=150mm
- diamètre d'un piston D=100mm

Caractéristiques des coussinets (3) :

- $\phi_{\text{int}} \times \phi_{\text{ext}} \times \text{longueur} : 16 \times 22 \times 20\text{mm}$
- pression admissible : $p_{\text{adm}} = 80\text{MPa}$
- vitesse maxi admissible : $v_{\text{adm}} = 0,2\text{m/s}$
- et $(p \cdot V)_{\text{adm}} = 1,5\text{MPa.m/s}$

1 - Lecture de plan, modélisation des liaisons

Hypothèses

- le générateur d'impulsions n'est pas étudié.
- le piston bas n'est pas étudié, seul celui représenté l'est.
- la cloche de distribution (27) est liée à l'arbre (22) par une liaison linéaire annulaire d'axe (H, \vec{z}) et un blocage en rotation (goupille 42).
- au niveau du vilbrequin :

 - l'arbre (10) est encastré avec le vilbrequin (15)
 - l'arbre (22) est encastré avec le vilbrequin (23)
 - l'axe (16) sera étudié ci-dessous

- au niveau de la bielle : les coussinets (3) sont montés serrés dans la bielle (2)
- au niveau du piston : l'axe (8) est monté serré dans (7)

Classes d'équivalence

1) Repérer les pièces 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 10, 15, 16, 22, 23, 25, 27, 28, 33, 35, 42 et définir les 5 classes d'équivalence suivantes :

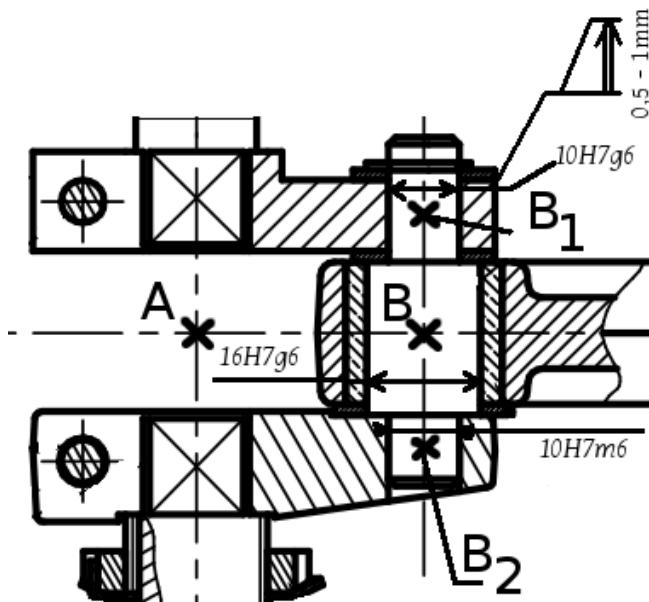
- carter - noté 0
- axe de sortie - noté 22
- vilbrequin - noté 10
- bielle - notée 2
- piston - noté 4

Etude de l'axe (16)

2) Déterminer le jeu ou le serrage radial entre les pièces (23) et (16)

3) Y a-t-il un jeu axial ? Si oui, quelle est sa valeur ?

4). Conclure sur la liaison 23/16 au point B_1



5) A partir du jeu radial, déterminer la liaison 15/16 en B_2 . (le calcul n'est pas obligatoire)

Graphe de liaison

6.) Justifier en quelques mots les liaisons :

- (a) pivot (E, \vec{z}) carter/axe de sortie
- (b) pivot carter/vilbrequin - préciser l'axe et le centre

7) Définir les liaisons (en justifiant en quelques mots)

- (a) bielle/vilbrequin - donner la définition préciser : type, centre, éventuellement axe

- (b) bielle/piston - idem

- (c) piston/carter - idem

- (d) cloche/carter - idem

(e) axe de sortie/cloche - proposer une forme du torseur des actions mécaniques à partir de l'indication fournie

8) Tracer le graphe de liaisons lorsque le GPL arrive dans le conduit 1 (voir DT4).

On notera R_{GPL}

l'effort de pression généré (calculé à la question 14) et on utilisera le repère et les points proposés sur le plan.

9) Calculer le degré d'hyperstatisme du système.

2 - Loi entrée/sortie : calcul de la précision de mesure

Cette partie peut être traitée indépendamment à l'aide de la figure 3

Le schéma cinématique partiel est donné ci-dessous. Sur le système réel, $CK \approx 0$.

Lors de l'entrée de GPL dans le système au niveau de la cloche de distribution, le GPL est envoyé dans un conduit percé dans l'épaisseur du carter (cf doc DT4). En fonction du conduit, le GPL est amené dans une des 4 chambres des pistons, et met en rotation le système. La cloche tourne donc, et envoie le GPL vers un autre conduit puis une autre chambre.

Lorsque l'arbre de sortie fait un tour, les 4 chambres ont été alimentées, et chaque piston a fait un aller-retour. Il y a donc 4 volumes de piston qui ont traversé le mesureur.

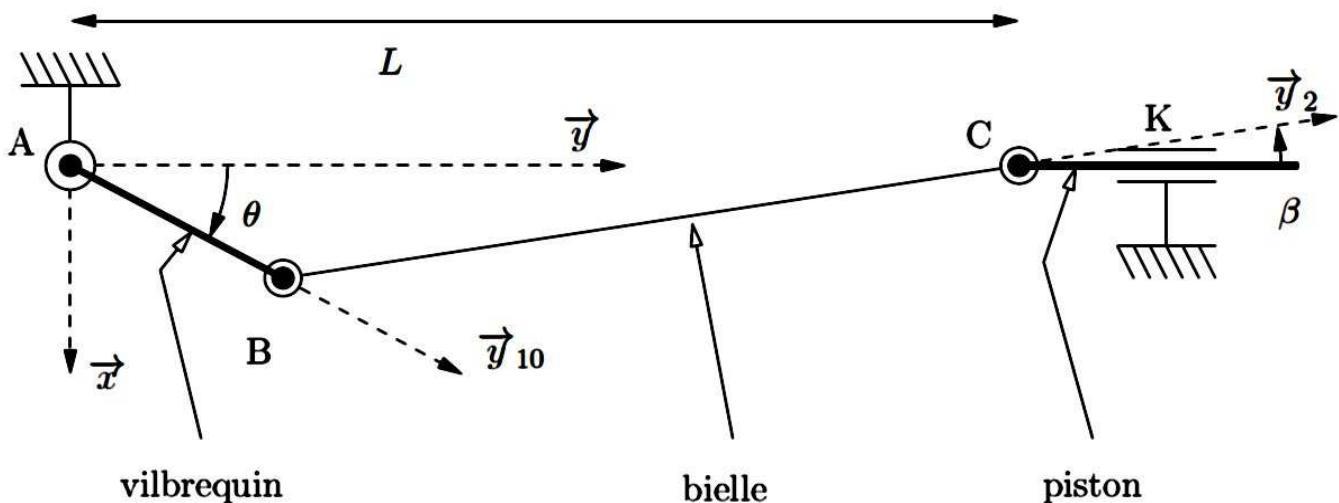


Figure 3 – schéma cinématique minimal du système vilbrequin-bielle-piston

10) Ecrire la fermeture géométrique du système

11) En déduire la valeur de $L(\Theta)$ fonction de Θ , a , b .

On pourra admettre que β est petit, donc $\cos\beta \approx 1$ et $\sin\beta \approx \beta$

12) Quelle est la valeur de la course du piston ?

13) Sachant que en un tour, le capteur envoie 200 impulsions, quel est le volume de GPL correspondant à une impulsion de capteur ?

3 - Calcul des efforts dans les coussinets : vérification du dimensionnement

Cette partie peut être traitée indépendamment à l'aide de la figure 3

Le GPL sous pression exerce des efforts sur les pistons, ce qui les met en mouvement. Cet effort est transmis en B et C par les coussinets (3), que l'on doit vérifier.

14). Calculer numériquement l'effort de pression exercé par le GPL sur le piston dans la phase 1 (cf doc DT4). On notera cet effort R_{GPL} .

On pourra supposer que l'angle β vaut au maximum 12° . De plus, on fera tous les calculs en statique.

15) Isoler la bielle (2), et faire le bilan des actions extérieures.

Justifier la direction des efforts aux points B et C.

16). Isoler le piston (4), et faire le bilan des actions extérieures.

En déduire l'effort au point C fonction de R_{GPL} et β

17). Conclure en calculant la valeur numérique de F_{34} , l'effort sur le coussinet (3).

Vérifions les coussinets :

18). Calculer la pression maximale au contact entre le coussinet et le piston.

Vérifier le critère de dimensionnement.

19). Calculer la vitesse maximale de glissement au niveau de ce contact

Vérifier le critère de dimensionnement.

20). Calculer le produit ($p.V$) sur le coussinet (3).

Vérifier le critère de dimensionnement.

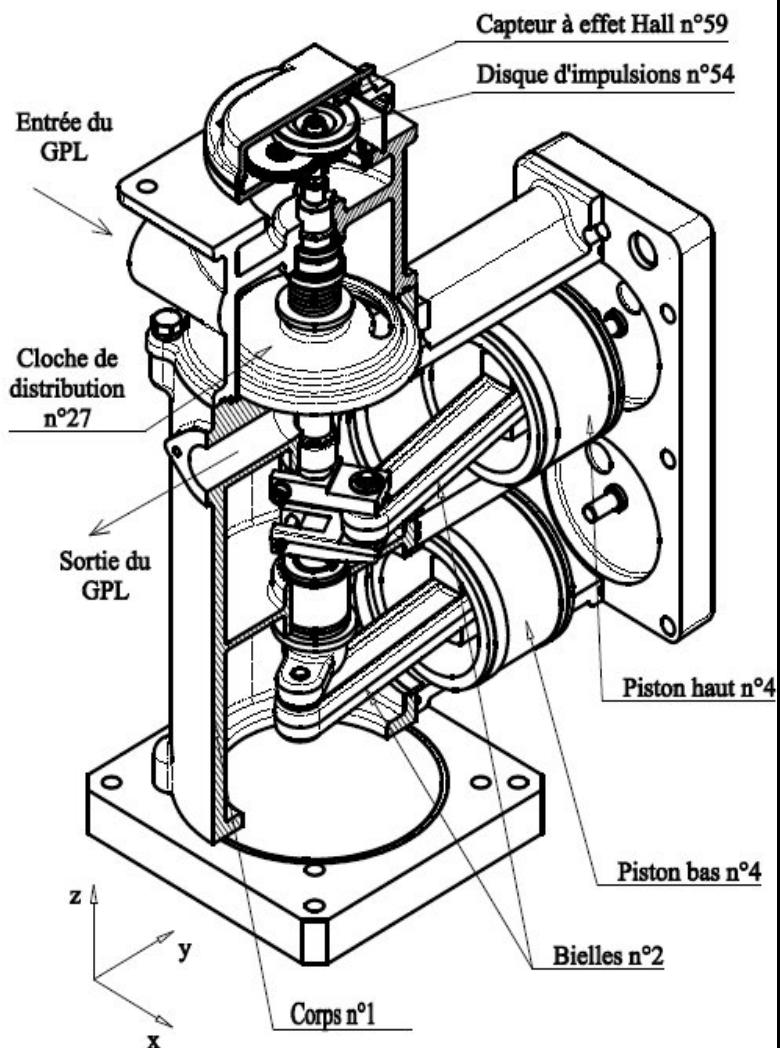
21). Conclure : le coussinet est-il correctement dimensionné ?

Annexes

Extraits de tolérances ISO pour arbres (en microns : 1 μm = 0,001 mm)														
		dimensions nominales (en mm) NF EN 20286-2, ISO 286-2												
au-delà de		1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
à (inclus)		3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
f6	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-12	-18	-22	-27	-33	-41	-49	-58	-68	-79	-88	-98	-108
f7	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-16	-22	-28	-34	-41	-50	-60	-71	-83	-96	-108	-119	-131
f8	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-20	-28	-35	-43	-53	-64	-76	-90	-106	-122	-137	-151	-165
g5	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-6	-9	-11	-14	-16	-20	-23	-27	-32	-35	-40	-43	-47
g6	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-8	-12	-14	-17	-20	-25	-29	-34	-39	-44	-49	-54	-60
h5	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-4	-5	-6	-8	-9	-11	-13	-15	-18	-20	-23	-25	-27
h6	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-6	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-22	-25	-29	-32	-36	-40
h7	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-57	-63
h8	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-14	-18	-22	-27	-33	-39	-46	-54	-63	-72	-81	-89	-97
h9	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-25	-30	-36	-43	-52	-62	-74	-87	-100	-115	-130	-140	-155
h10	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-40	-48	-58	-70	-84	-100	-120	-160	-185	-210	-230	-250	-250
h11	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-60	-75	-90	-110	-130	-160	-190	-220	-250	-290	-320	-360	-400
h13	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-140	-180	-220	-270	-330	-390	-460	-540	-630	-720	-810	-890	-970
k5	es	+4	+6	+7	+9	+11	+13	+15	+18	+21	+24	+27	+29	+32
	ei	0	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+4	+5
k6	es	+6	+9	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+28	+33	+36	+40	+45
	ei	0	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+4	+5
m6	es	+8	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	ei	+2	+4	+6	+7	+9	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
m7	es	+12	+16	+21	+25	+29	+34	+41	+48	+55	+63	+72	+78	+86
	ei	+2	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
n5	es	+8	+13	+16	+20	+24	+28	+33	+38	+45	+51	+57	+62	+67
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
n6	es	10	+16	+19	+23	+28	+33	+39	+45	+52	+60	+66	+73	+80
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
p6	es	+12	+20	+24	+29	+35	+42	+51	+59	+68	+79	+88	+98	+108
	ei	+6	+12	+15	+18	+22	+26	+32	+37	+43	+50	+56	+62	+68

Extraits de tolérances ISO pour alésage (en microns : 1 μm = 0,001 mm)														
		dimensions nominales (en mm)												
au-delà de		1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
à (inclus)		3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	
H6	ES	+6	+8	+9	+11	+13	+16	+19	+22	+25	+29	+32	+36	+40
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H7	ES	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8	ES	+14	+18	+22	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72	+81	+89	+97
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G7	ES	+12	+16	+20	+24	+28	+34	+40	+47	+54	+61	+69	+75	+83
	EI	+2	+4	+5	+6	+7	+9	+10	+12	+14	+15	+17	+18	+20
J7	ES	+4	+6	+8	+10	+12	+14	+18	+22	+26	+30	+36	+39	+43
	EI	-6	-6	-7	-8	-9	-11	-12	-13	-14	-16	-16	-18	-20
JS13	±E	±70	±90	±110	±135	±165	±195	±230	±270	±315	±360	±405	±445	±485
K6	ES	+0	+2	+2	+2	+3	+4	+4	+4	+5	+5	+7	+8	
	EI	-6	-6	-7	-9	-11	-13	-15	-18	-21	-24	-27	-29	-32
K7	ES	0	+3	+5	+6	+6	+7	+9	+10	+12	+13	+16	+17	+18
	EI	-10	-9	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-28	-33	-36	-40	-45
M7	ES	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	EI	-12	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-57	-63
N7	ES	-4	-4	-4	-5	-7	-8	-9	-10	-12	-14	-14	-16	-17
	EI	-14	-16	-19	-23	-28	-33	-39	-45	-52	-60	-66	-73	-80
P7	ES	-6	-8	-9	-11	-14	-17	-21	-24	-28	-33	-36	-41	-45
	EI	-16	-20	-24	-29	-35	-42	-51	-59	-68	-79	-88	-98	-108

Ecorché du mesureur volumétrique
Vue des emballages haut et bas



Détail du corps montrant les orifices des conduits de GPL de chaque chambre

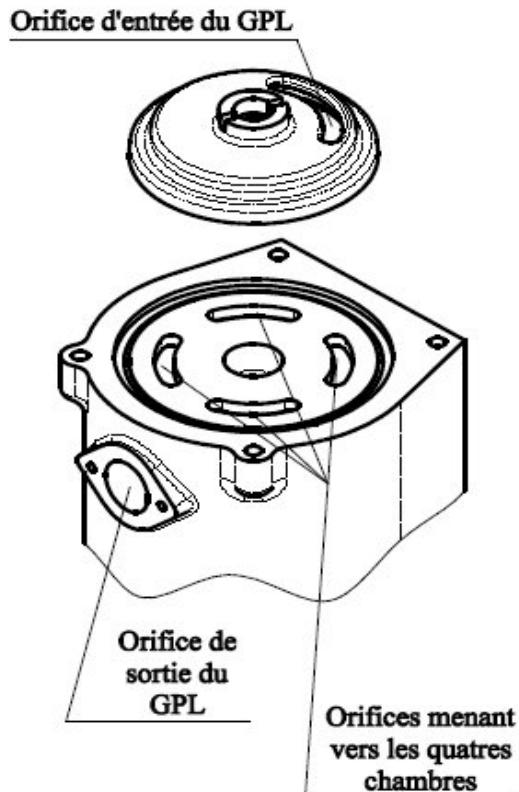
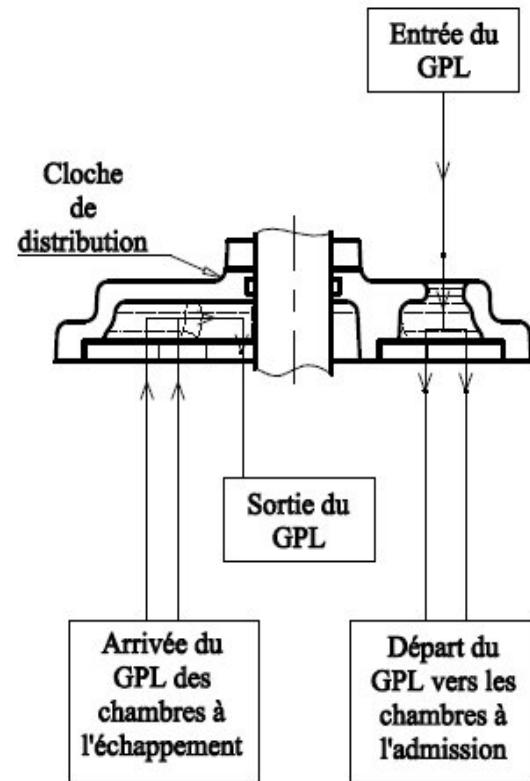


Schéma de circulation du GPL à travers la cloche de distribution



MESUREUR VOLUMETRIQUE

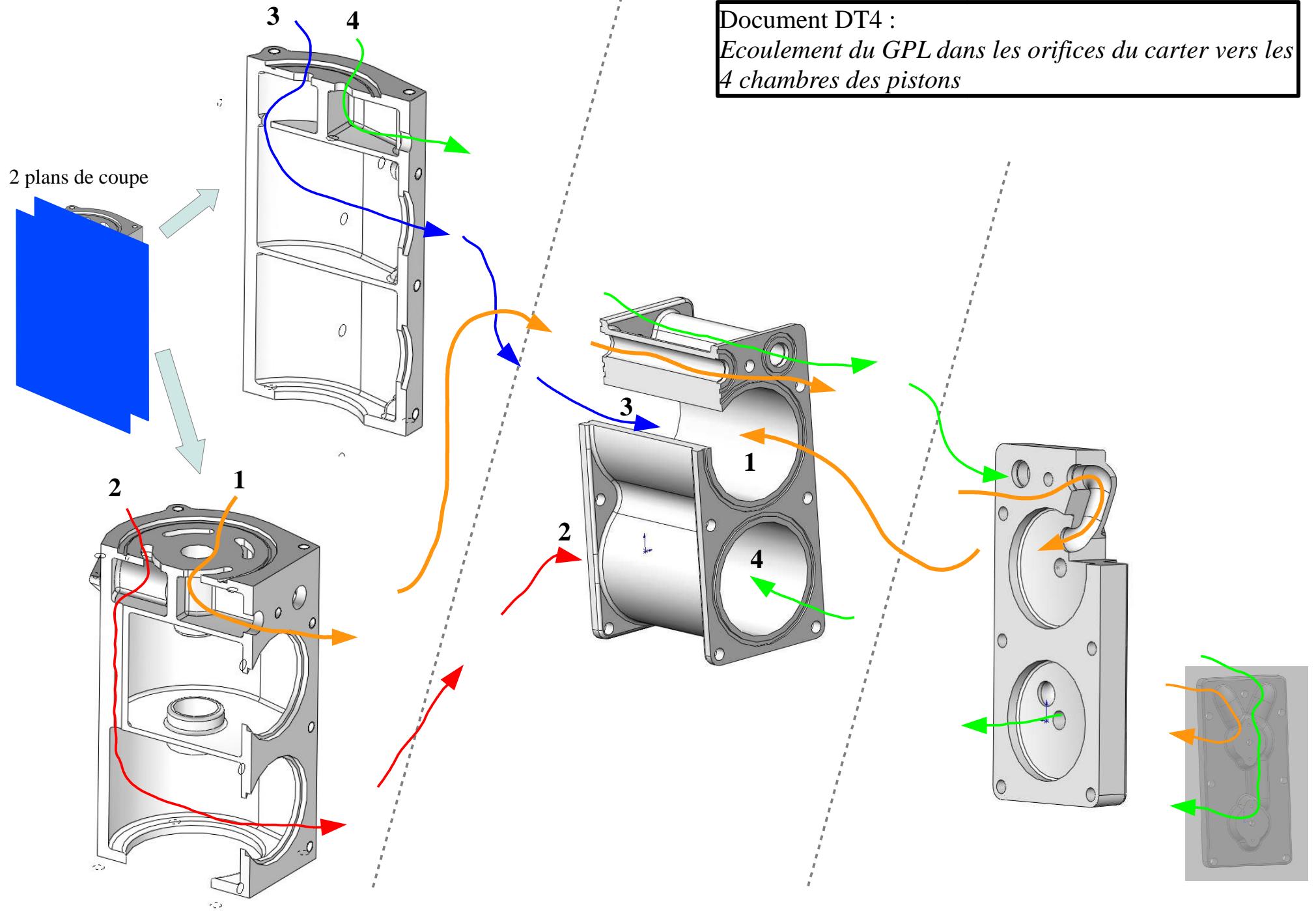
59	1	Capteur à effet Hall	
58	1	Carte capteur	
57	2	Anneau élastique pour arbre Ø 4x1	Acier
56	4	Rondelle de friction Ø 4x10x0.2	Acier
55	1	Roue libre pour arbre Ø 4	Acier
54	1	Disque d'impulsions (20 secteurs magnétiques)	Ferrite
53	1	Support de disque Z4=14 dents	Delrin
52	1	Axe intermédiaire du générateur	Acier
51	1	Roue étagée Z2= 20 dents, Z3=56 dents	Delrin
50	1	Roue d'entrée Z1=50 dents	Acier
49	1	Roue libre pour arbre Ø 6	Acier
48	2	Coussinet à collerette 6x6	Bronze
47	1	Axe principal du générateur	Acier
46	1	Joint de générateur d'impulsions	Néoprène
45	1	Couvercle du générateur d'impulsions	Alliage Al
44	1	Base du générateur d'impulsions	Alliage Al
43	1	Rondelle de réglage	Acier
42	1	Goupille de cloche	Acier
41	7	Rondelle, W10	Acier
40	7	Ecrou H, M 10	Acier
39	7	Tirant M10	Acier
38	2	Ecrou auto-freiné H FR, M 10	Acier
37-1	1	Joint torique pour arbre Ø 12x2.62	
37	2	Axe de réglage de course	Acier
36	2	Cache réglage	Acier
35	1	Culasse	Fonte
34	2	Bague de centrage chemise	Acier
33	1	Chemise	Fonte
32	1	Fond	Fonte
31	2	Joint torique à montage axial pour chemise	Nitrile
30	1	Joint torique à montage axial pour couvercle	Nitrile
29	1	Roulement à billes à contact radial	Acier
28	1	Couvercle	Fonte
27	1	Cloche de distribution	Acier
26	1	Ressort de cloche	Acier

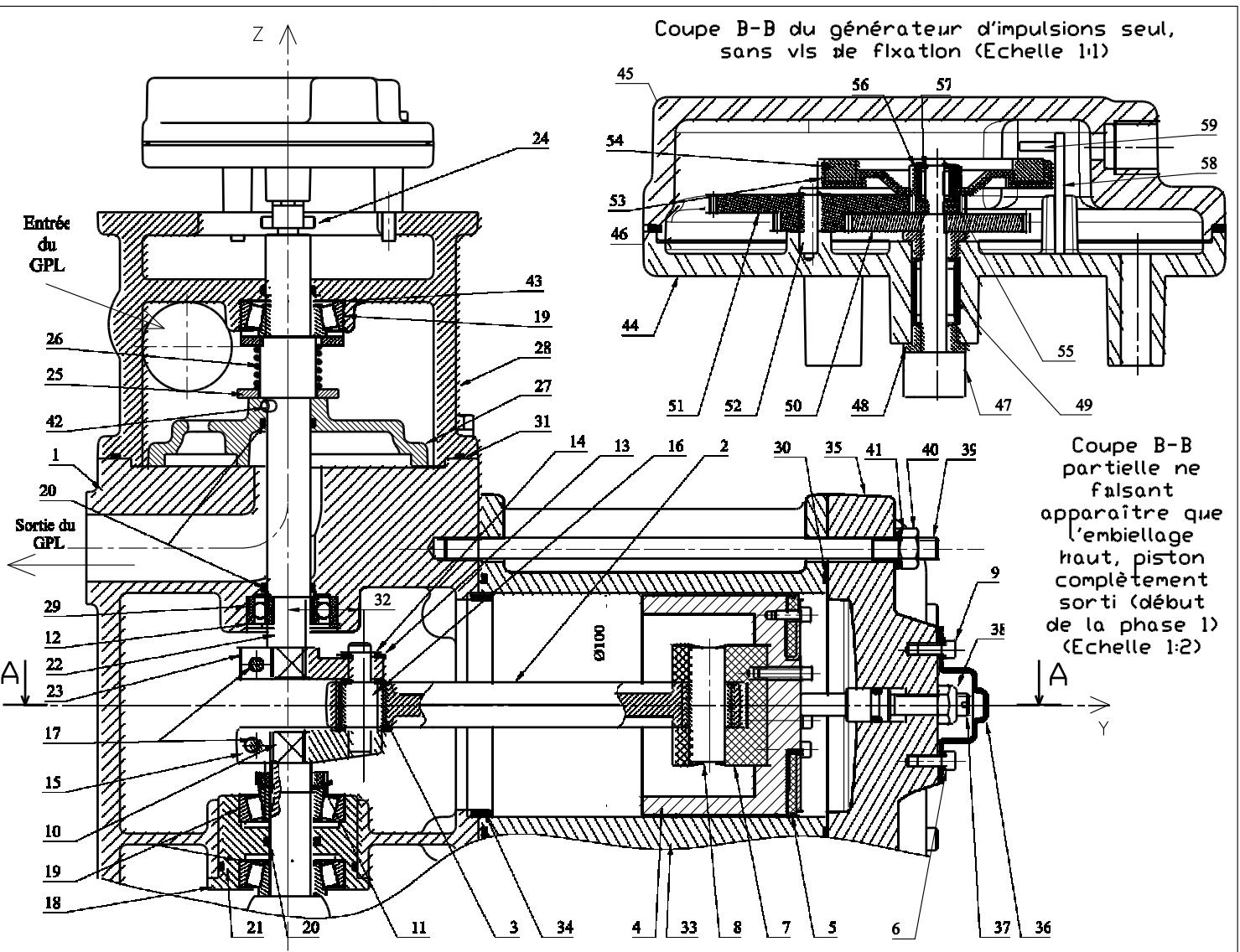
Rep	Nb	Désignation	Matériau
25	1	Rondelle d'appui ressort	Acier
24	1	Goupille de sortie	Acier
23	1	Vilebrequin de sortie	Acier
22	1	Axe de sortie	Acier
21	1	Joint torique pour arbre Ø 40x2.62	Nitrile
20	3	Joint torique pour arbre Ø 20x2.62	Nitrile
19	3	Roulement à rouleaux coniques	Acier
18	1	Boîtier de roulements	Acier
17	2	Vis CHC, M6-30	Acier
16	1	Axe bielle haut	Acier
15	1	Vilebrequin haut	Acier
14	1	Anneau élastique pour arbre Ø 16x1	Acier
13	3	Bague de friction bielle	Acier
12	1	Anneau élastique pour alésage Ø 20x1	Acier
11	1	Ecrou à encoches M10	Acier
10	1	Vilebrequin bas	Acier
9	4	Vis CHC, M5-12	Acier
8	2	Axe Piston – Bielle	Acier
7	2	Noix	Nitrile
6	4	Rondelle, W5	Acier
5	2	Joint de piston	Composite
4-3	3	Vis CHC, M4-20	Acier
4-1	6	Rondelle W4	Acier
4-2	3	Vis CHC, M4-12	Acier
4	2	Piston	Acier
3	4	Coussinet de bielle 22x20	Bronze
2	2	Bielle	Acier
1	1	Corps	Fonte

Nomenclature de l'ensemble mesureur plus générateur d'impulsions

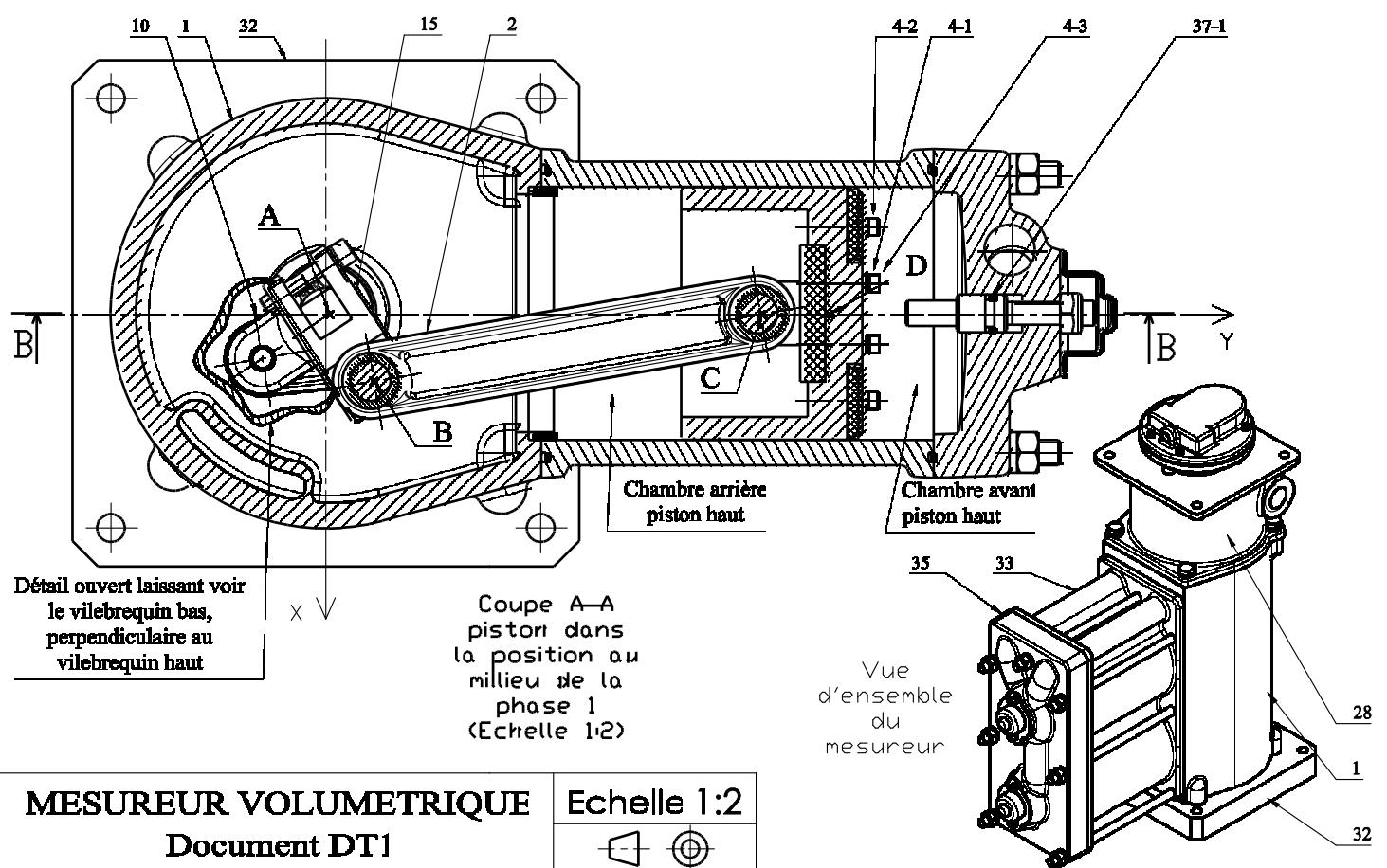
Document DT3

Document DT4 :
Ecoulement du GPL dans les orifices du carter vers les
4 chambres des pistons





N.B. : Les vues en coupe A-A et B-B représentent le mesureur volumétrique dans deux positions différentes



Etude d'une scie sauteuse

Etude d'une boîte de vitesses de dessileuse

1 - Schématisation d'une scie sauteuse

Le mécanisme étudié est une scie sauteuse qui s'adapte sur une perceuse portative. Ce mécanisme est représenté sur les documents au format A4 joints. Ces documents sont le dessin d'ensemble du mécanisme et un ensemble de perspectives destinées à mieux voir les formes des pièces et leur agencement.

Le fonctionnement du système est le suivant. Un système non représenté sur les dessins vient immobiliser la perceuse dans le corps de la scie sauteuse. Ce système de blocage positionne le mandrin de la perceuse dans l'axe du vilebrequin. Ce mandrin entraîne alors en rotation le vilebrequin. Le mécanisme étudié transforme le mouvement de rotation du vilebrequin en un mouvement de translation alternatif du porte lame et donc de la lame de scie fixée sur le porte lame (14).

On suppose que les bagues 4 et 5 sont montées serrées dans le corps (6).

On donne ci-dessous la nomenclature du mécanisme :

14	1	Porte lame	7	1	Vis H M6-30
13	1	Goupille élastique Ø3x12	6	1	Corps
12	1	Noix	5	1	Bague à colerette Ø12x18
11	1	Coulisseau	4	1	Bague Ø10x20
10	1	Vilebrequin	3	4	Vis CM M4-10
9	1	Poignée	2	2	Vis FS M4-10
8	1	Couvercle	1	1	Semelle
Rep.	Nbr	Désignation	Rep.	Nbr	Désignation

1). A quoi sert la pièce (13) ?

Justifier que (14), (13) et (2) sont encastrées si (14) et (2) sont emboitées sans jeu radial.

2). Si (14) et (2) étaient emboitées avec jeu radial, combien de mobilités seraient-elles libérées grâce aux rotulages ?

Classes d'équivalence : Pour toute la suite, nous considérerons (14) et (2) encastrées.

3). Repérer les 4 classes d'équivalence : carter, porte-lame, vilbrequin, coulisseau en indiquant les numéros des pièces sur votre copie.

Analyse du mécanisme :

4) Tracer le graphe d'architecture du mécanisme.

5. Calculer le degré d'hyperstatisme du système.

Liaison équivalente porte-lame/vilebrequin : Le système pourrait être construit avec un contact direct entre vilebrequin et porte-lame au niveau du point C. Mais ce n'est pas le choix que les concepteurs ont fait. La solution retenue utilise une pièce intermédiaire : le coulisseau.

6) Analyser les avantages de la solution retenue.

2 - Boite de vitesses d'une dessileuse

Le système représenté sur le dessin d'ensemble est une dessileuse, pailleuse, distributrice. Cette machine est utilisée dans un cadre agricole. Elle permet de charger et de distribuer du maïs aux animaux, ainsi que d'étendre de la paille sur le sol des enclos.

L'ensemble est composé d'un arbre accouplé au moteur d'un tracteur agricole, d'une boîte de vitesse, et de la dessileuse elle-même. Le tracteur sera donc le moteur, la dessileuse sera le récepteur, et la boîte de vitesses notre support d'étude.



Données :

- la puissance du moteur (i.e. du tracteur) est $P_m = 150\text{kW}$
- la vitesse de rotation en entrée de boîte de vitesse est de $N = 540\text{tr/min}$
- le couple exercé par la dessileuse sur l'arbre de sortie de boîte de vitesse est $C_s = 4280\text{Nm}$
- les dentures des engrenages sont droites
- la roue cylindrique (3) a un diamètre $d_3 = 180\text{mm}$
- le module de toutes les roues dentées est $m = 10\text{mm}$
- Les dentures sont telles que $\{\tau_{a \rightarrow b}\} = \begin{Bmatrix} F_A & 0 \\ F_R & 0 \\ F_T & 0 \end{Bmatrix}_O$ avec $F_R = F_T \cdot \tan(20^\circ)$ et $F_A = 0$
- le rendement au niveau d'un contact entre dentures est de 0.96
- les pointillés sur les arbres 7, 13 et 16 représentent des cannelures.
- **on ne tient pas compte de l'engrenage conique (43+46) car il n'est pas utilisé**

2 -1 Modélisation : Etude générale

La boîte de vitesses est manoeuvrée par le levier (28), qui déplace les pignons de sortie en translation le long de l'arbre (7)

Lecture de plan

- 7) En mesurant sur le plan d'ensemble format A3, déterminer l'échelle du dessin.
On ne fera apparaître que les pièces 9, 12, 13, 15, 16, 17, 21, 24. On pourra admettre que {28 + 29 + 31 + 36 + 37 + 2} forment une classe d'équivalence que l'on appellera "fourchette". De plus, on donne le carter (bâti) qui est l'ensemble {1 + 11 + 14 + 23 + 52}.
- 8) Répéter les 4 classes d'équivalence supplémentaires, nommées : arbre d'entrée (ou AE), arbre intermédiaire (ou AI), arbre de sortie (ou AS), pignon de sortie (ou PS).

Modélisation : Etude du guidage de l'arbre intermédiaire (13)

- 9) Donner le nom de ce montage de roulement.
- 10) Modéliser chacune des liaisons de l'arbre (13), réalisées par roulements.
- 11) En déduire la liaison équivalente de l'arbre (13) avec le bâti.
- 12). On admet que les arbres (7) et (16) sont en liaison pivot par rapport au bâti.
Tracer le schéma cinématique minimal du réducteur.

Vérification de la motorisation :

13. La boîte de vitesse a deux rapports possibles. Calculer les deux rapports de réduction possibles.
14. Pour sélectionner la petite vitesse (vitesse de rotation la plus faible en sortie), quel pignon de sortie doit-être utilisé ?

Pour la suite, on supposera que la petite vitesse est sélectionnée, et que dans ce cas le rapport de réduction vaut $\mu = 0,56$.

- 15) Calculer la puissance demandée sur l'arbre d'entrée du système.
- 16) Le moteur est-il correctement dimensionné pour entraîner la dessileuse en rotation ?

2-2 Calcul des ressorts sur l'arbre (7)

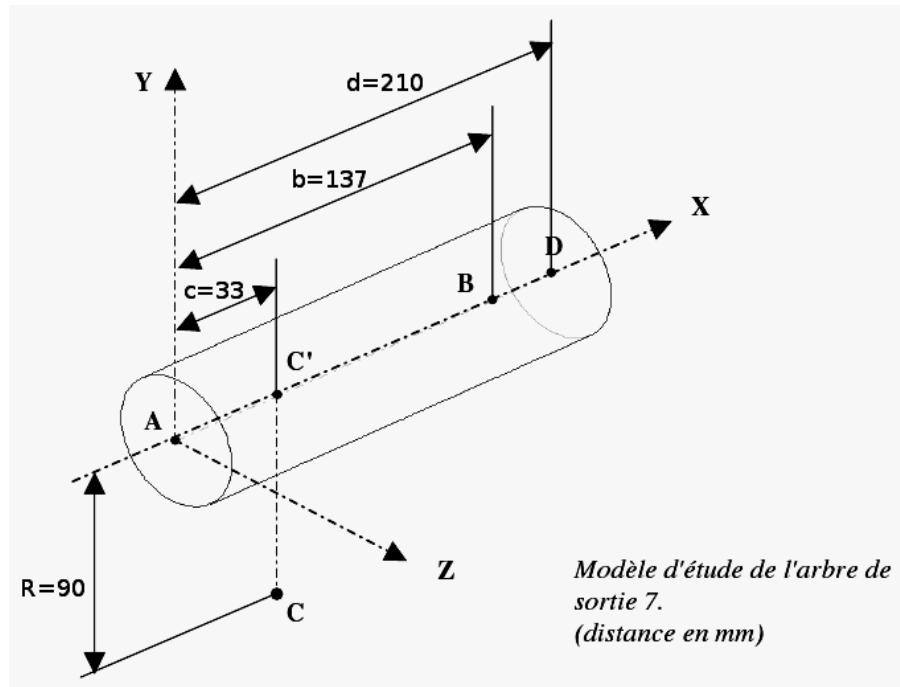
On admettra dans la suite que les deux roulements de l'arbre (7) sont modélisables par des rotules unilatérales d'axe \vec{x} en A et B. Le point D est le point d'application du couple résistant (issu de la dessileuse). Consultez le schéma de l'arbre page 4.

- 17) Isoler l'arbre (7), et faire le bilan des actions extérieures.
- 18) Donner la forme des torseurs des actions mécaniques transmises dans les deux roulements, en justifiant les signes des efforts axiaux.
- 19) Justifier rapidement que les efforts axiaux dans les roulements sont nuls.
- 20) Terminer le bilan des actions mécaniques extérieures, en précisant le nombre d'inconnues en C.
- 21). Résoudre et faire les applications numériques pour les actions mécaniques en A et B.

2-3 Calcul de roulements

On admet que : l'action dans le roulement en A de 23->7 est $\{ \tau_{23-7} \} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -13140 \\ 36100 \end{Bmatrix} \Big|_A$

- 22). Calculer les efforts axiaux et radiaux dans le roulement en A.
- 23) En déduire la charge équivalente P.
- 24). Conclure sur la durée de vie en heures du roulement en A.



Roulements rigides à billes, à une rangée, non étanches							Tolérances , voir aussi le texte	
Dimensions d'encombrement			Charges de base dynamique statique		Limite de fatigue	Vitesses de base	Masse	Désignation
d mm	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	P _u kN	Vitesse de référence tr/min	Vitesse limite	
60	110	22	55,3	36	1,53	13000	8000	0,78 6212 *

* - Roulement SKF Explorer

Coefficients de calcul

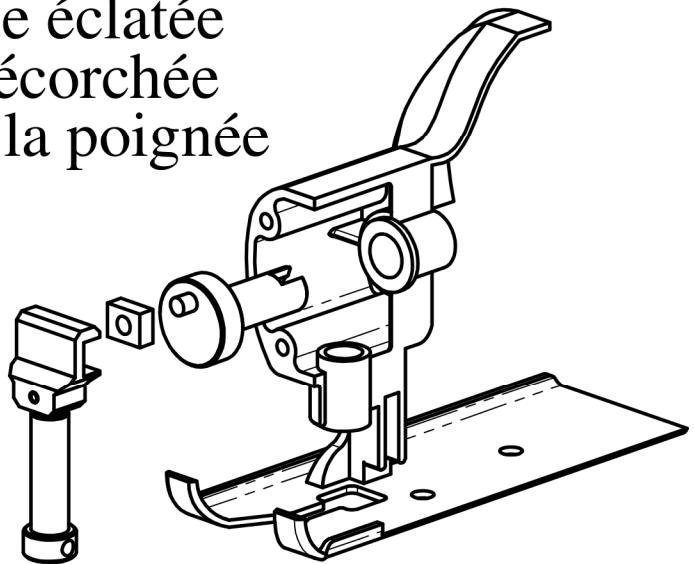
k_r 0,025 t_0 14

Tableau 5 : Coefficients de calcul pour les roulements rigides à billes à une rangée pour roulements isolés ou montés par paire avec disposition en T

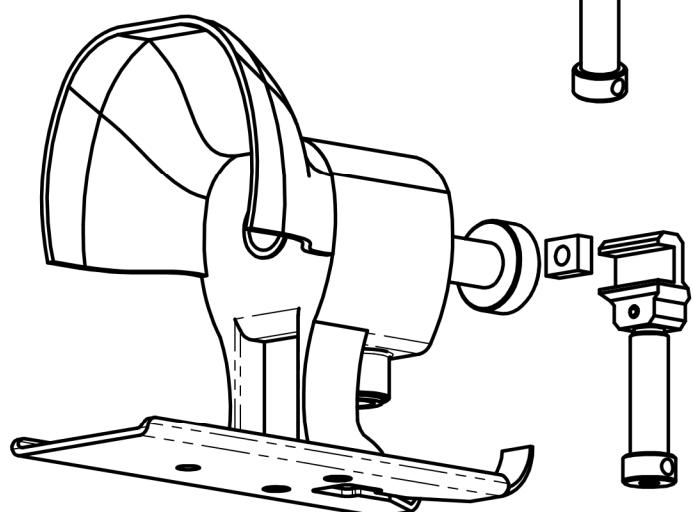
$f_0 F_d / C_0$	Jeu normal			Jeu C3			Jeu C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Les valeurs intermédiaires sont obtenues par interpolation linéaire

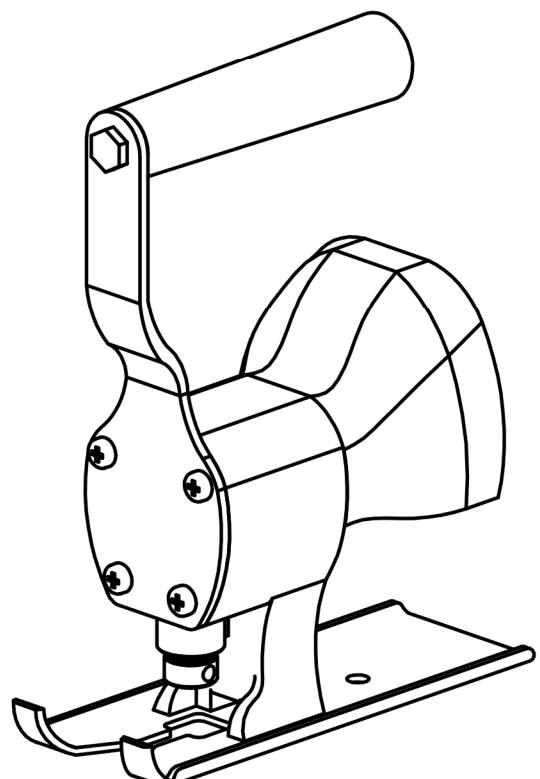
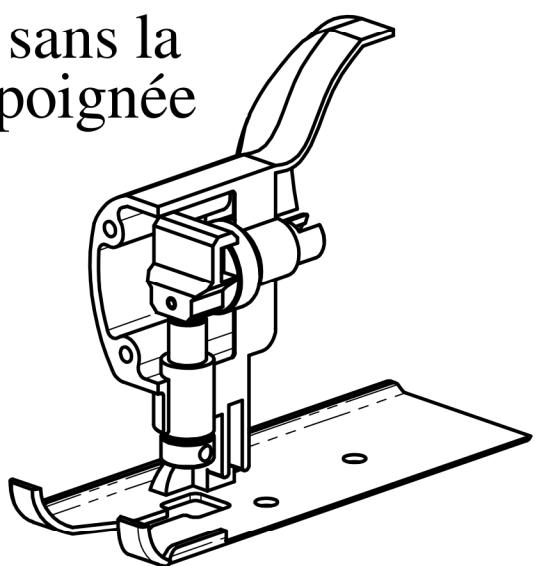
Vue éclatée
et écorchée
sans la poignée



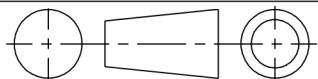
Vue éclatée
sans la poignée



Vue écorchée
sans la poignée



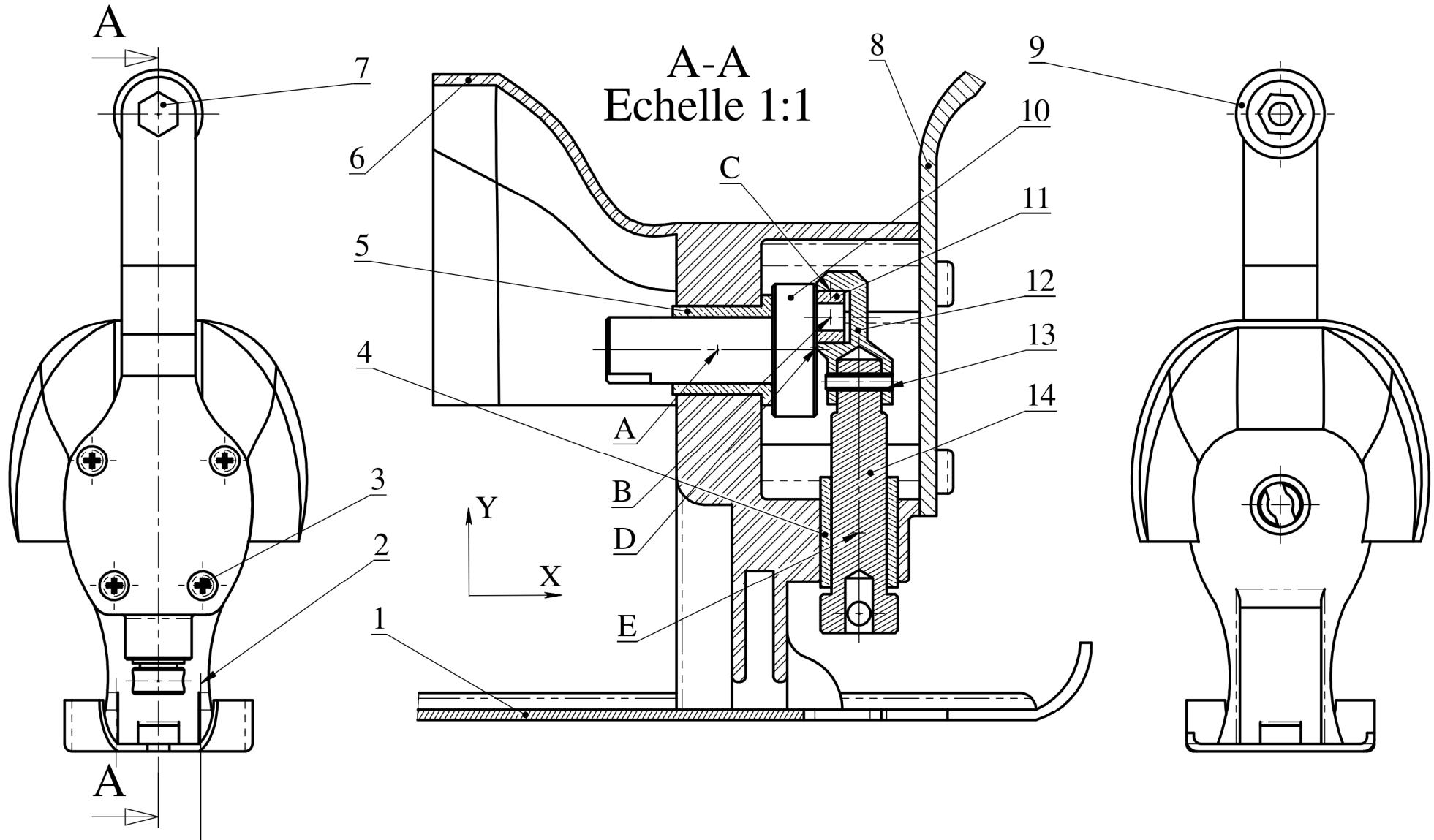
Echelle : 1:2



Scie sauteuse

Dessiné par: CHAUVET F.

Format A4



Echelle : 2:3



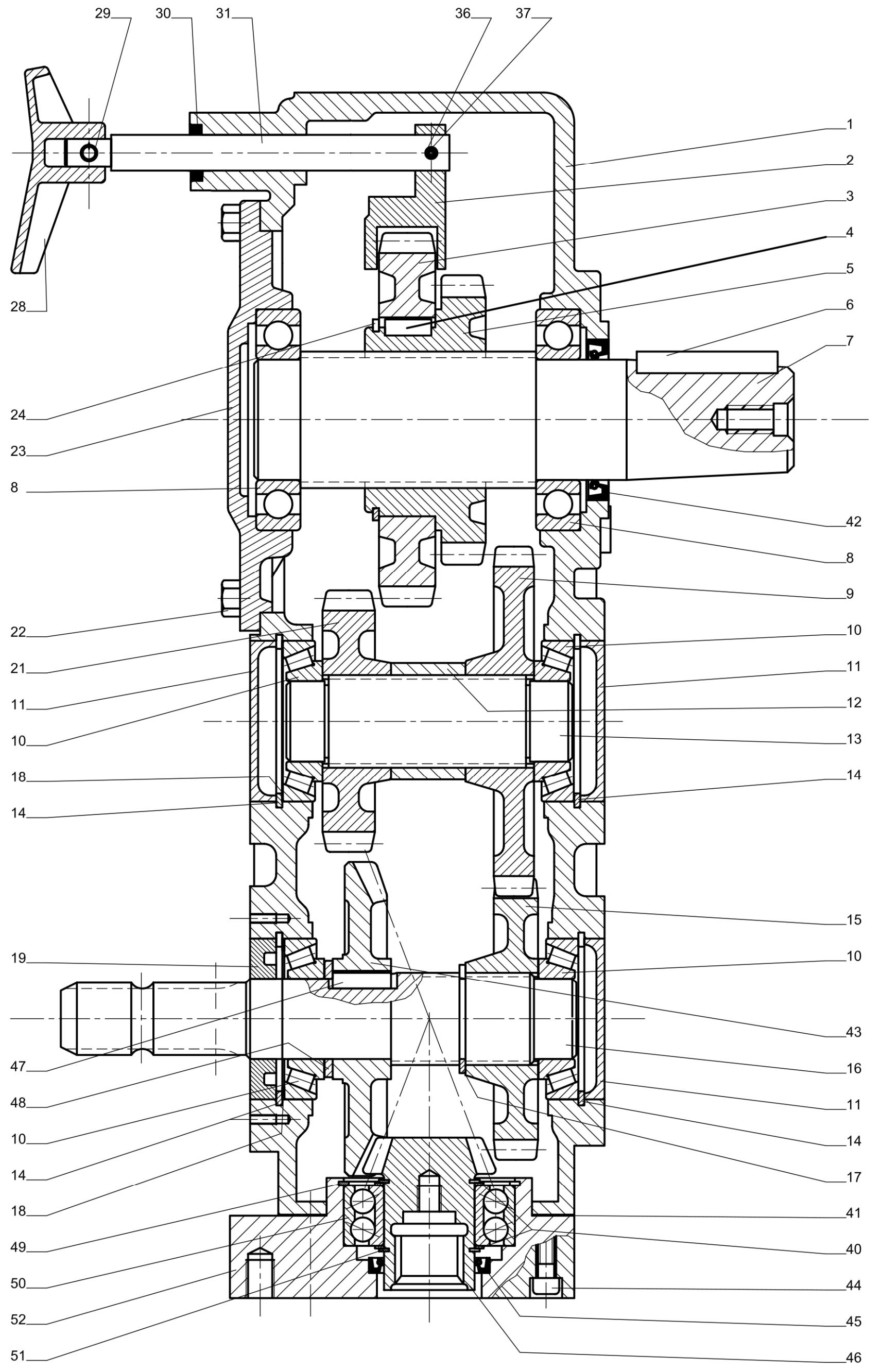
Scie sauteuse

Dessiné par: CHAUVET F.

Format A4

Repère	Nombre	Désignation	Observation
52	1	Couvercle	
51	1	Anneau élastique extérieur	
50	1	Roulement 3209	Roulement à deux rangées de billes à contact oblique
49	1	Bague d'épaulement	
48	1	Entretoise	
47	1	Clavette	
46	1	Pignon conique Z=12 dents	
45	1	Joint à lèvre 45X60X7	
44	8	Vis CHC M8-35	
43	1	Roue conique Z=36 dents	
42	1	Joint à lèvre 60X80X10	
41	1	Joint plat carton	
40	2	Cale	
37	1	Goupille fendue 3,5X30	Assemblées ensemble l'une dans l'autre
36	1	Goupille fendue 6X30	
32	1	Joint	(non visible sur DT 7)
31	1	Axe	
30	1	Bague	
29	1	Goupille fendue 6X24	
28	1	Poignée de sélection de vitesse	
25	1	Bouchon	(non visible sur DT 7)
24	1	Anneau élastique extérieur	
23	1	Couvercle	
22	8	Vis CHC M8-25	
21	1	Pignon Z=29 dents	
20	2	Bouchon	(non visible sur DT 7)
19	1	Bague d'étanchéité 80X40X10	
18	2	Cale	
17	1	Anneau élastique extérieur	
16	1	Arbre d'entrée	
15	1	Pignon Z=34 dents	
14	4	Anneau élastique intérieur	
13	1	Arbre intermédiaire	
12	1	Entretoise	
11	3	Capuchon de fermeture	
10	4	Roulement 30208	Roulement à rouleaux coniques
9	1	Pignon Z=40 dents	
8	2	Roulement 6212	Roulement à une rangée de billes à contact radial
7	1	Arbre de sortie	
6	1	Clavette	
5	1	Pignon Z=34 dents	
4	1	Clavette	
3	1	Pignon Z=44 dents	
2	1	Fourchette	
1	1	Carter	

Nomenclature de la boite de vitesse de la transmission de puissance



DESSILEUSE

Boîte de vitesse de la transmission de puissance