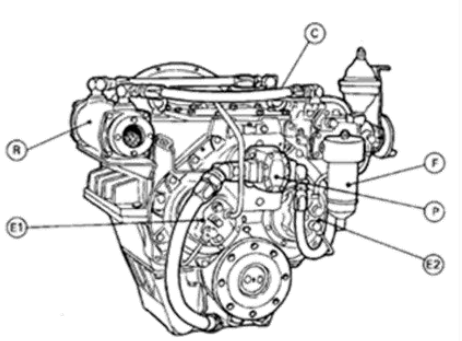
Séquence 3 - Liaisons pivots par roulements

3.1 Arbre d'entrée d'un réducteur marin

Le système considéré dans ce TD est un réducteur marin installé à bord de navires de haute mer ou fluviaux, de bateaux de pêche ou de remorqueurs. Des plans et les données techniques de ce dispositif sont donnés en annexe de ce sujet.



Objectifs :

- Comprendre le fonctionnement de ce réducteur
- Vérifier le dimensionnement des roulements de l'arbre d'entrée
  - Comprendre la problématique des charges induites,
  - Revoir la méthodologie de calcul des durées de vie déjà vue en Conan

Analyse du mécanisme

A l'aide des documents fournis en annexe :

1. Déterminer la voie de transmission de puissance en marche avant et marche arrière. Faire attention les coupes représentées sont des coupes brisées.
2. Déterminer l'embrayage utilisé dans chaque configuration.
3. Faire le bilan des engrènements présents – Identifier les pignons « fous ».
   Rappel : un pignon fou est un pignon qui tourne indépendamment de l'arbre sur lequel il est monté.
4. Expliquer le fonctionnement des embrayages.

Etudes des roulements de l'arbre d'entrée

En considérant que le réducteur fonctionne 80% du temps avec un couple moteur de 2122 N.m et une vitesse d'entrée de 1800 tr/mn et 20% du temps avec un couple moteur de 1000 N.m et une vitesse d'entrée de 750 tr/mn, il s'agit de vérifier le dimensionnement des roulements et calculer leur durée de vie.

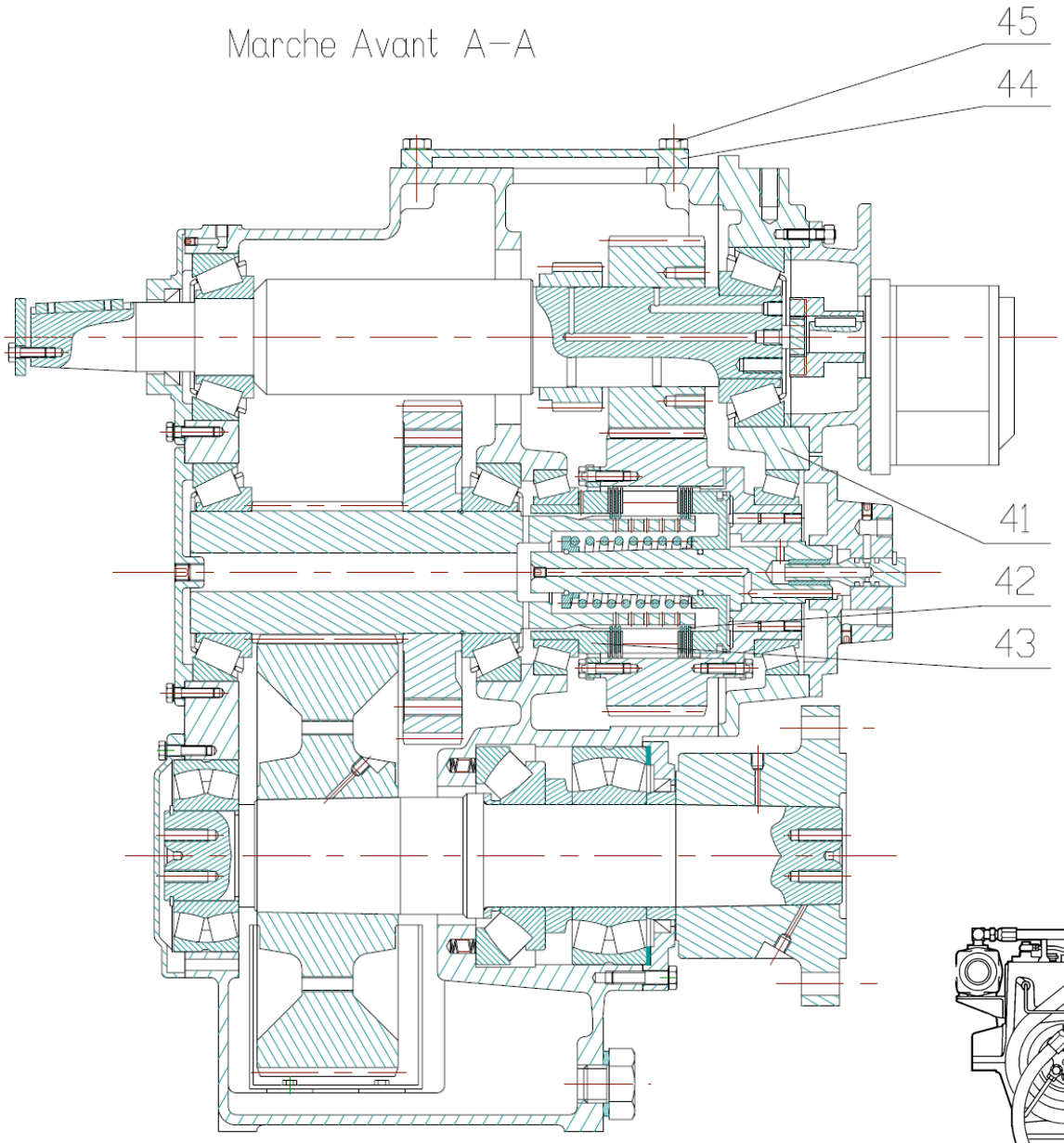
5. Réaliser un schéma filaire du dispositif, identifier les efforts exercés et leur point d'application. On sera amené pour cela à déterminer à partir des plans et des documents techniques les dimensions utiles. On considère que le couple moteur et l'effort axial exercé par le pignon sur l'arbre sont positifs. On modélisera l'effort à la denture par un glisseur au point I primitif d'engrènement (Cf Annexe « *Efforts générés par un engrenage hélicoïdal* »). Dans le cas présent, l'expression de cet effort en I est de la forme :

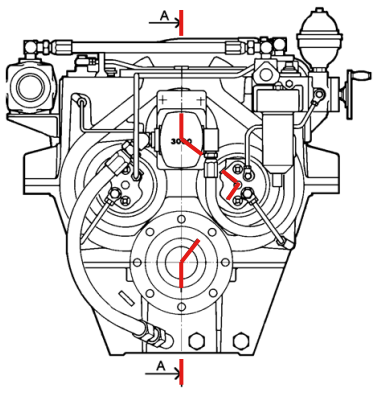
$$\{F_I\}_{(x,y,z)} = \begin{Bmatrix} T\ \cos(\alpha_n).\sin(\beta) \\ T\ \sin(\alpha_n) \\ T\ \cos(\alpha_n).\cos(\beta) \end{Bmatrix}_{(x,y,z)}$$

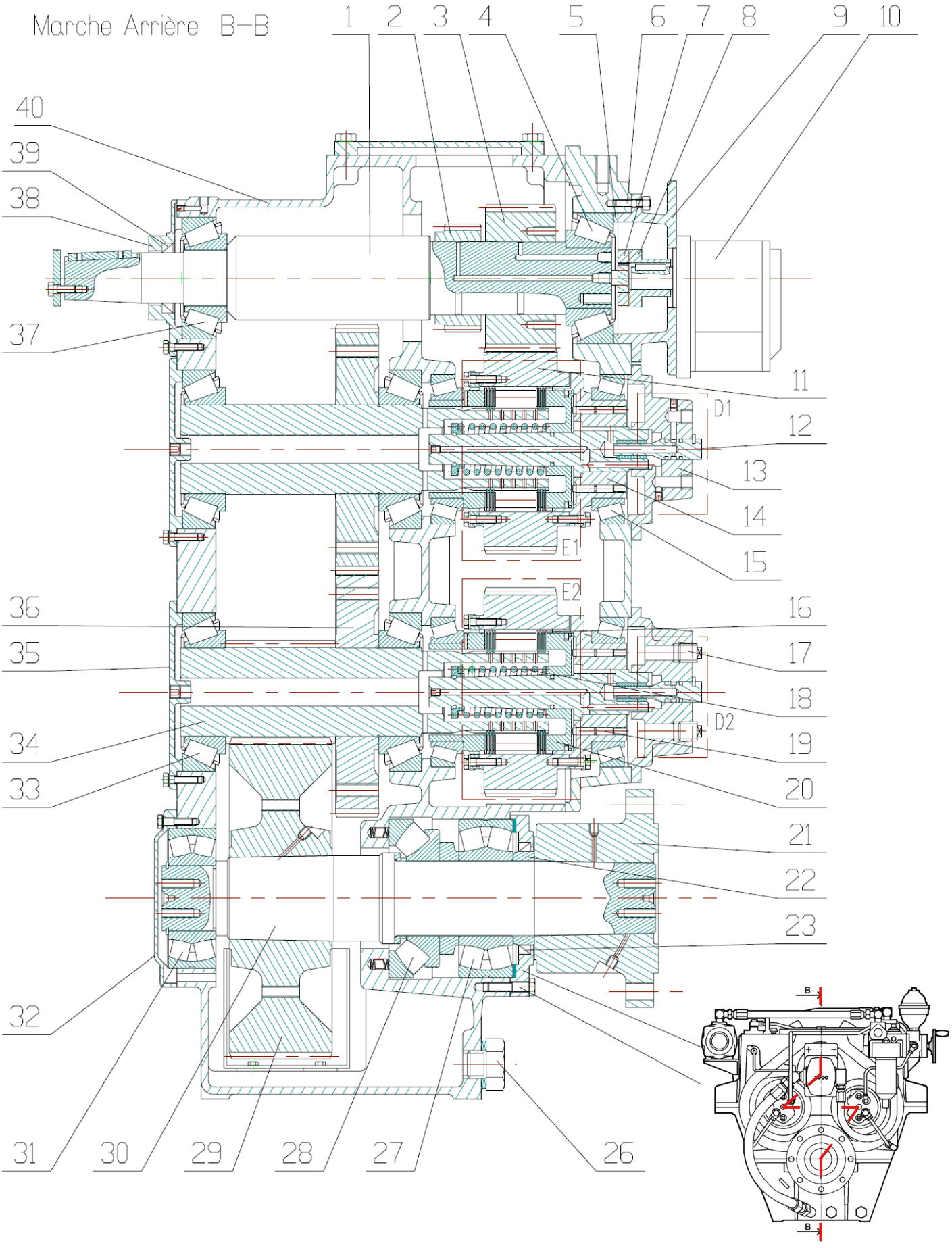
où T est un réel positif.

6. Déterminer les efforts radiaux transmis par les roulements
7. Déterminer les efforts axiaux induits
8. En déduire les efforts axiaux transmis par les roulements
9. Vérifier la résistance aux détériorations statiques, calculer le coefficient de sécurité associé. Pour les roulements coniques Xo=0.5, la valeur Yo est fournie par le fabricant.
10. Vérifier la charge minimale
11. Calculer la durée de vie

Annexes



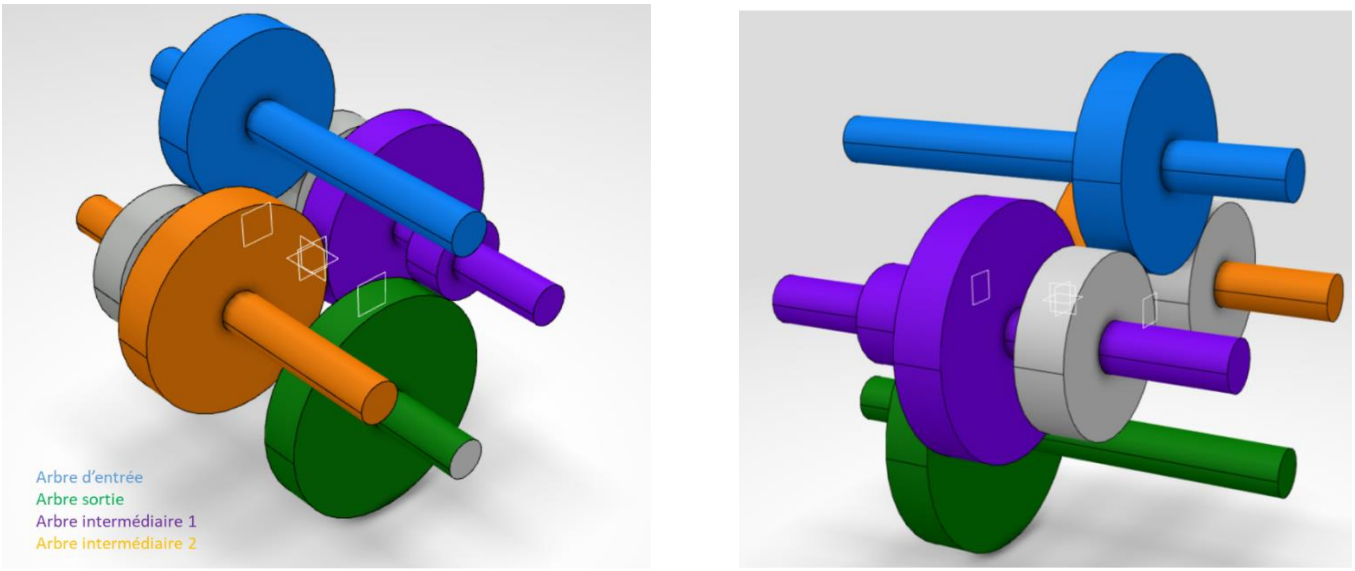



Marche Arrière B–B
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
40
39
38
37
11
D1
12
13
14
E1
15
E2
36
16
35
17
18
D2
34
19
33
20
21
22
23
32
31
30
29
28
27
26
B
B

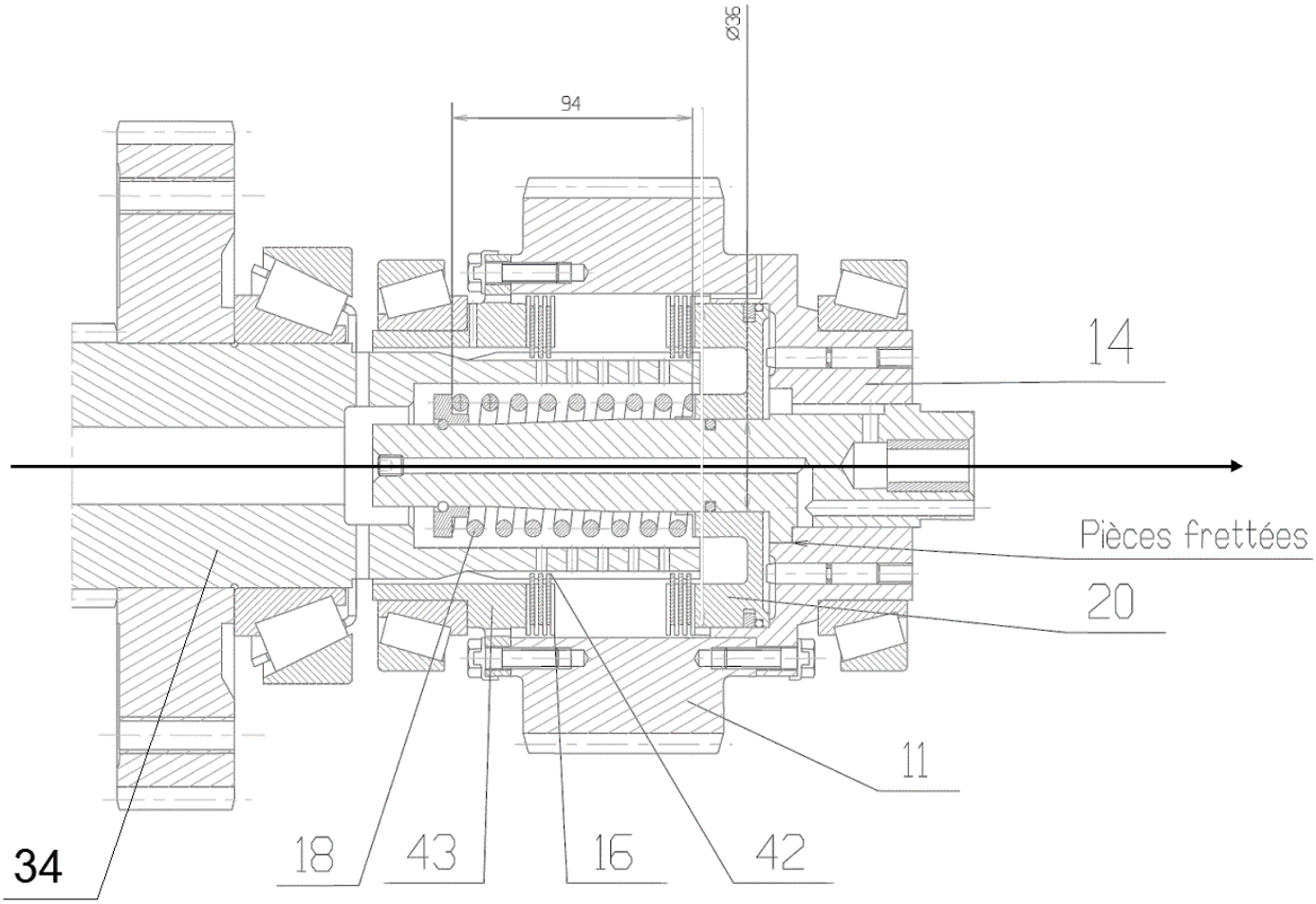
Rep	Nb	Désignation	Observation
45	10	Vis H	
44	1	couvercle	
43	2	boitier d'embrayage	
42	13	contre disque liés à 34	
41	1	carter secondaire	
40	1	carter principal	
39	1	joint à lèvre	
38	1	couvercle	
37	1	roulement à rouleaux coniques	32312
36	2	roue intermédiaire	z=62 mn=4 β=17.5
35	2	couvercle	
34	2	arbre intermédiaire	z=28 m =3.5 β=19.6°
33	2	roulement à rouleaux coniques	32219
32	1	couvercle	
31	1	roulement à rouleaux à rotule	22314 CC/W33
30	1	arbre de sortie	
29	1	pignon de sortie	z=91 m =3.5 β=19.6°
28	1	butée à rouleaux à rotule	29416E
27	1	roulement à rouleaux à rotule	22316 CC/W33
26	1	bouchon de vidange équipé d'un joint	
25	6	vis H	
24	1	couvercle	
23	1	joint à lèvre	
22	1	bague	
21	1	bride de sortie	
20	2	piston	
19	4	doigt de débrayage manuel	
18	2	ressort	
17	2	bouchon	
16	14	disque d'embrayage lié à 11	
15	2	roulement à rouleaux coniques	32021 x
14	2	boitier d'embrayage	2 pièces frettées
13	2	boitier d'alimentation	
12	2	distributeur	
11	2	pignon intermédiaire	z=59
10	1	pompe hydraulique	
9	1	couvercle porte pompe	
8	1	joint de oldham (moyeu)	
7	1	joint de oldham (noix)	
6	4	goujon	
5	1	cale de réglage	
4	1	roulement à rouleaux coniques	32313
3	1	Pignon d'entrée	z=41 m =3.5 β=17.6
2	1	Pignon de prise de force	
1	1	Arbre d'entrée	

Format : A1
Ech. 1 : 3.25

REDUCTEUR MARIN
RSD 281



Vues 3D simplifiées des arbres et pignons



Dispositif d'Embrayage

L'action mécanique sur une denture hélicoïdale peut être modélisé par un effort ponctuel (glisseur) de norme $|T|$ au rayon primitif de fonctionnement. Cet effort $|T|$ peut-être décomposé en :

- Une composante tangentielle :

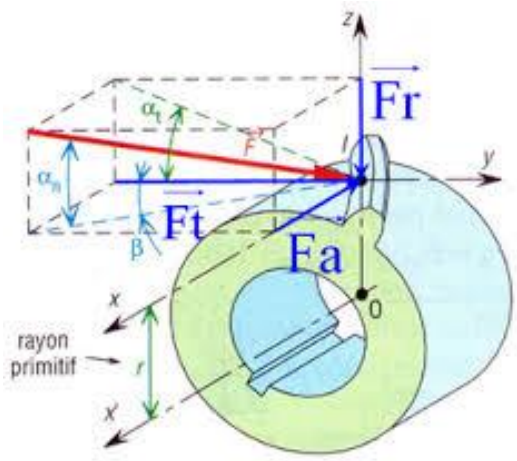
$$|F_t| = |T|.\cos(\alpha).\cos(\beta)$$

- Une composante radiale orientée vers le centre O du pignon :

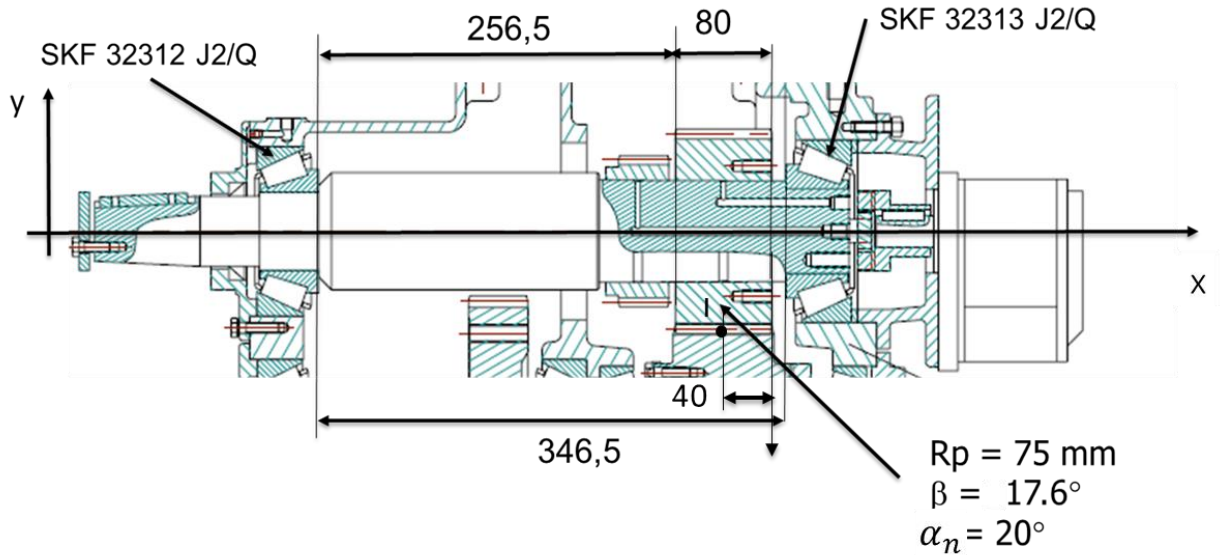
$$|F_r| = |T|.\sin(\alpha)$$

- Une composante axiale dont l'orientation dépend de l'orientation de l'angle d'hélice :

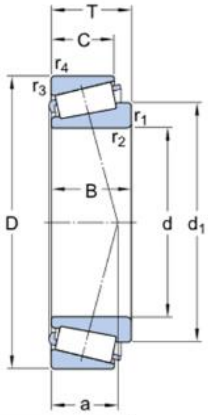
$$|F_a| = |T|.\cos(\alpha).\sin(\beta)$$



Effort sur denture hélicoïdal



Caractéristiques de l'arbre d'entrée

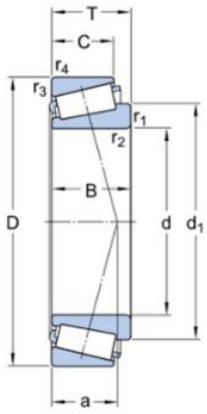


d		65	mm
D		140	mm
T		51	mm
d_1	≈	99.2	mm
B		48	mm
C		39	mm
$r_{1,2}$	min.	3	mm
$r_{3,4}$	min.	2.5	mm
a		33	mm

Données de calcul

Charge dynamique de base	C	264	kN
Charge statique de base	C_0	335	kN
Limite de fatigue	P_u	40	kN
Vitesse de référence		3400	r/min
Vitesse limite		4800	r/min
Coefficient de calcul	e	0.35	
Coefficient de calcul	Y	1.7	
Coefficient de calcul	Y_0	0.9	

Données techniques : Roulement SKF 32313 J/Q



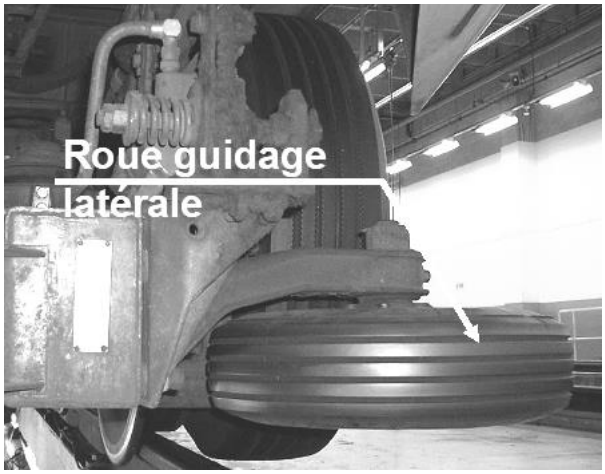
d		60	mm
D		130	mm
T		48.5	mm
d_1	≈	91.9	mm
B		46	mm
C		37	mm
$r_{1,2}$	min.	3	mm
$r_{3,4}$	min.	2.5	mm
a		31	mm

Données de calcul

Charge dynamique de base	C	229	kN
Charge statique de base	C_0	290	kN
Limite de fatigue	P_u	34	kN
Vitesse de référence		3600	r/min
Vitesse limite		5300	r/min
Coefficient de calcul	e	0.35	
Coefficient de calcul	Y	1.7	
Coefficient de calcul	Y_0	0.9	

Données techniques Roulement SKF 32312 J/Q

3.2 Roue de guidage de Métro



Système considéré et objectifs

Le VAL (MATRA Transport) est un système automatisé de transport urbain de personnes sans conducteur. Ce sont des véhicules qui se déplacent sur voies spécifiques. Les rames sont composées de : un ou plusieurs véhicules. La traction et le guidage latéral sont réalisés par des roues équipées de pneumatiques. L'étude proposée concerne les roulements des roues assurant le guidage latéral.

Objectifs :

- Appliquer la méthodologie de calcul au cas où la bague intérieure est fixe
- Choisir des roulements adaptés aux conditions de chargement.

Définition du système et condition de fonctionnement

Un plan d'ensemble du système est donné en annexe. L'objectif est de choisir les roulements respectant un cahier des charges.

- Roulements à rouleaux coniques SKF identiques (tableaux en annexe)
- Diamètre de l'alésage d=45mm
- Diamètre extérieur 80mm < D < 95 mm
- Si plusieurs roulements possibles, choisir celui qui assure la durée de vie la plus grande.

Outre les réactions des roulements, l'ensemble roue+moyeu est soumis aux efforts de contact avec le rail latéral au point ***M***, et à son poids (***P=300N***) appliqué en $\mathbf{O_1}$

$$\{T_{rail/roue}\} = \begin{Bmatrix} X_M & 0 \\ Y_M & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{M\,(O,x,y,z)} \qquad \{T_{pesanteur/roue}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -P & 0 \end{Bmatrix}_{O_1\,(O,x,y,z)}$$

	X_M (N)	Y_M (N)
Ligne droite	-228	4875
Virage extérieur	-550	11 700
Virage intérieur	0	0

Efforts au contact roue-rail

Sur un trajet type, par rapport à la longueur parcourue on estime à 60% de ligne droite, 20 % de virage intérieur, 20% de virage extérieur. Les roues de guidage situées à l'intérieur du virage ne supportent aucun effort radial. Le profil de charge de contact avec le rail pour une roue donnée est le suivant. On considère que la rame roule à vitesse constante.

Analyser le montage,

1. Quel équilibre doit-on écrire ?
2. Identifier les efforts extérieurs et leur point d'application
3. Identifier les roulements et le type de montage. Indiquer les bagues qui seront montées serrées.
4. Comment sont réalisés les arrêts ? Le contrôle du jeu ?
5. Faire un schéma filaire du dispositif en indiquant clairement les efforts exercés

Choix des roulements

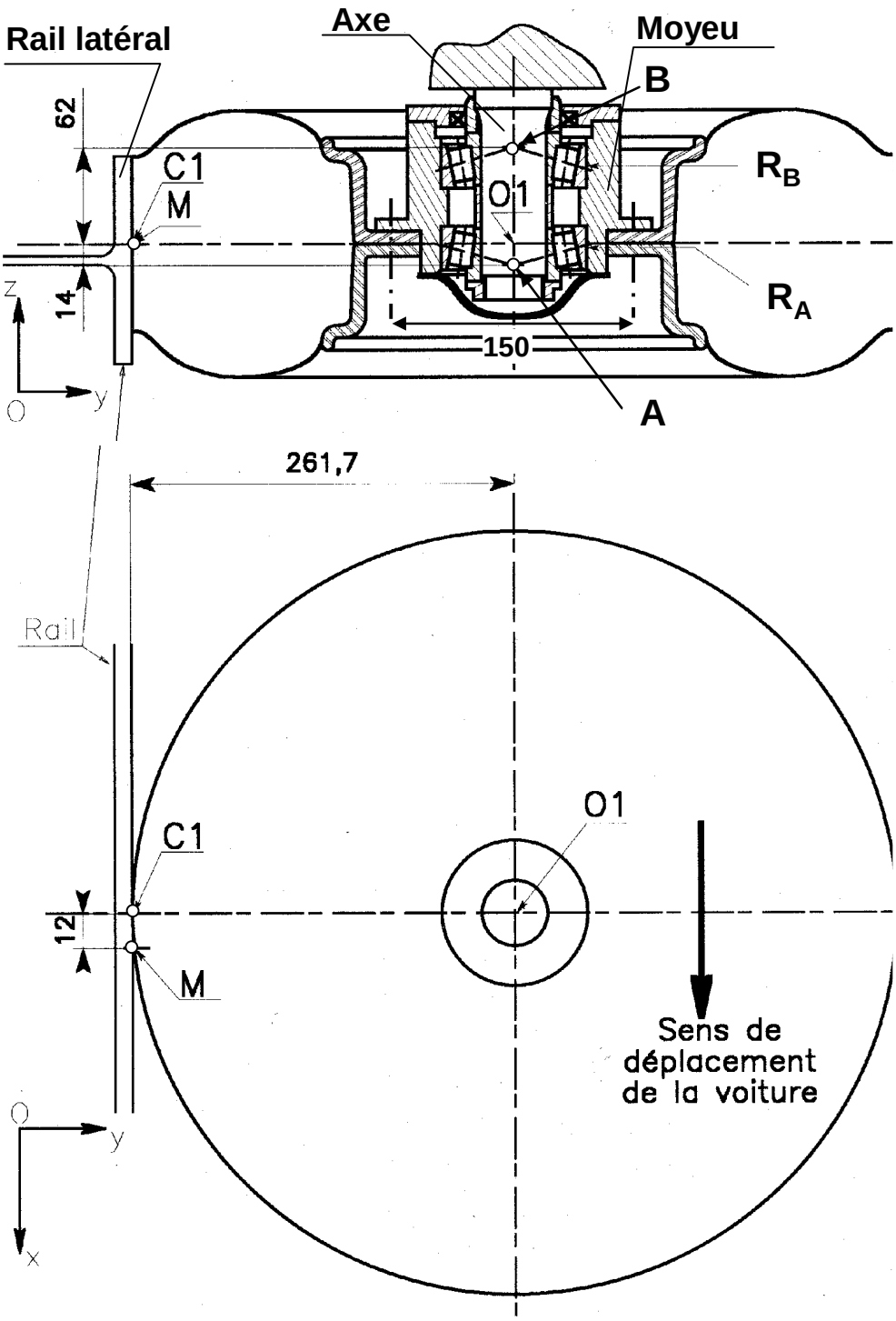
1. Calculer les charges radiales supportées par les roulements (faire les applications numériques).
2. En déduire, pour les différents roulements respectant le cahier des charges (et donc différentes valeurs du coefficient Y), les efforts induits, puis les efforts axiaux exercés par ces roulements.
3. Déterminer les roulements catalogue ayant une capacité charge statique adéquate
4. En considérant la charge dynamique minimale nécessaire à assurer le bon fonctionnement du roulement, identifier le(s) roulement(s) pouvant être utilisé(s)
5. Calculer la durée de vie L10 des roulements. On considère que dans le cas du virage intérieur la roue ne tourne pas, et que le roulement ne s'endommage pas.
6. Choisir un roulement assurant la durée de vie la plus longue.

Dimensions principales			Charges de base		Désignation
			dynamique	statique	
d	D	T	C	C_0	
mm			kN		
45	100	38.25	166	176	32309 BR
45	85	24.75	98.7	98	▶ 32209
45	100	38.25	173	170	▶ 32309
45	100	27.25	113	102	31309
45	75	20	71.7	80	▶ 32009 X
45	85	20.75	81.6	76.5	▶ 30209
45	80	26	104	114	▶ 33109
45	100	38.25	166	176	32309 B
45	85	32	132	143	▶ 33209
45	95	29	110	112	T7FC 045
45	100	27.25	132	120	▶ 30309
45	85	20.638	87.3	81.5	358 X/354 X
45	95	36	182	186	▶ T2ED 045

Ref	e	Y	Yo
32309 BR	0,54	1,1	6
32209	0,4	1,5	0,8
32309	0,35	1,7	0,9
31309	0,83	0,72	0,4
32009X	0,4	1,5	0,8
30209	0,4	1,5	0,8
33109	0,37	1,6	0,9
32309B	0,54	1,1	0,6
33209	0,4	1,5	0,8
T7FC045	0,88	0,68	0,4
30309	0,35	1,7	0,9
358X/354X	0,31	1,9	1,1
T2ED 045	0,33	1,8	1

Rappel : Pour les roulements à coniques Xo = 0.5 et X = 0.4

ANNEXE


Rail latéral
Axe
Moyeu
B
62
C1
M
O1
R_B
R_A
14
z
y
O
150
A
261,7
Rail
C1
O1
12
M
Sens de déplacement de la voiture
O
y
x