

1)

[2]

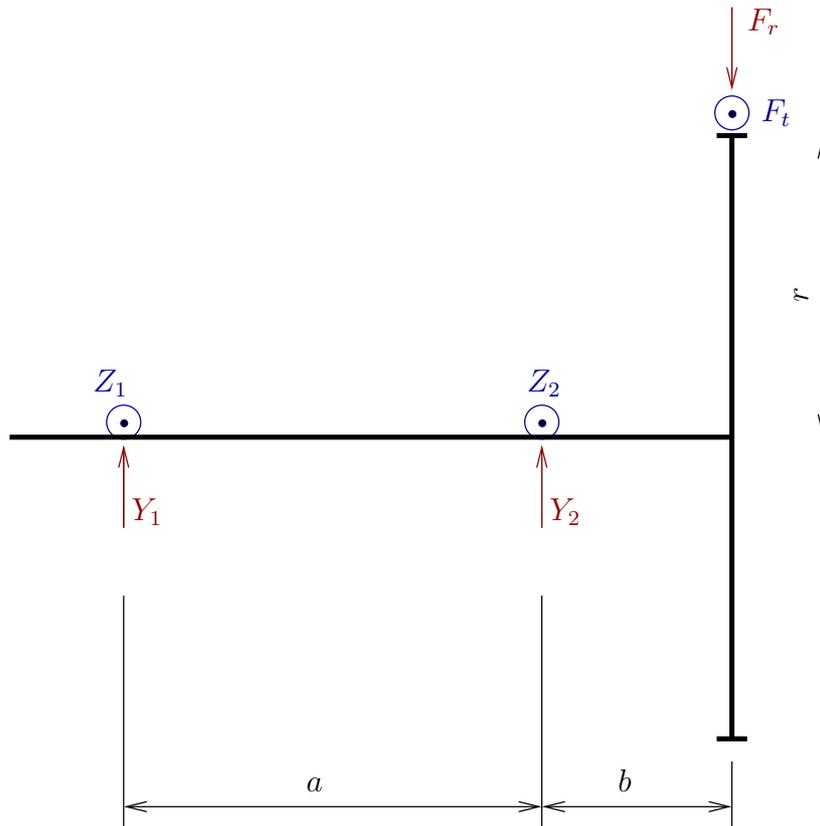


FIG. 1 – Positionnement des paramètres.

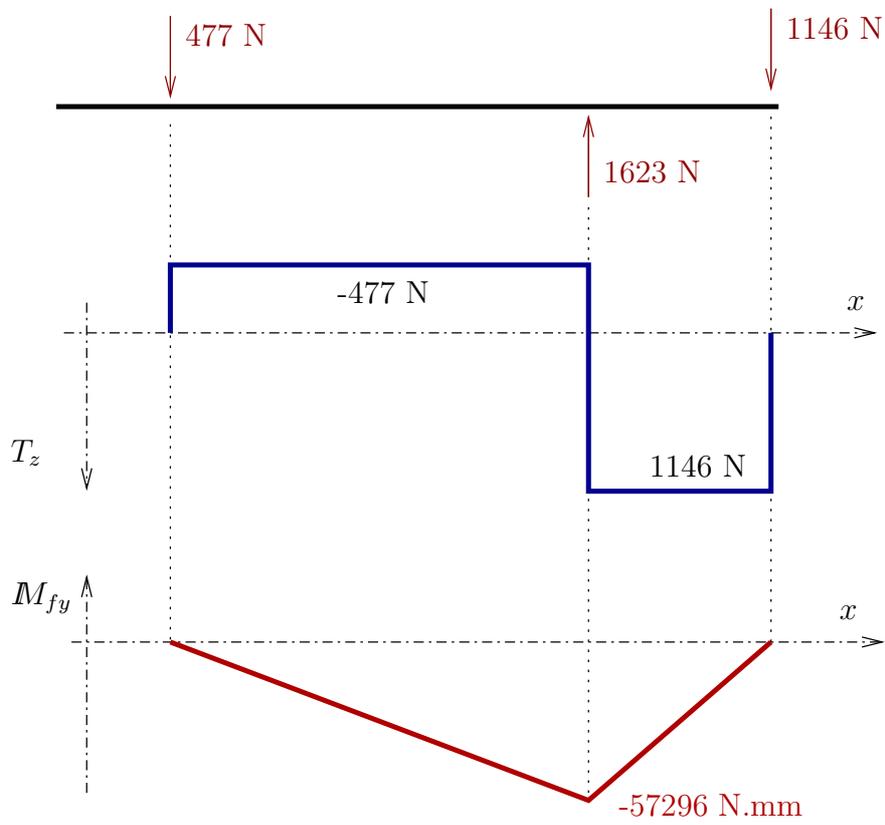
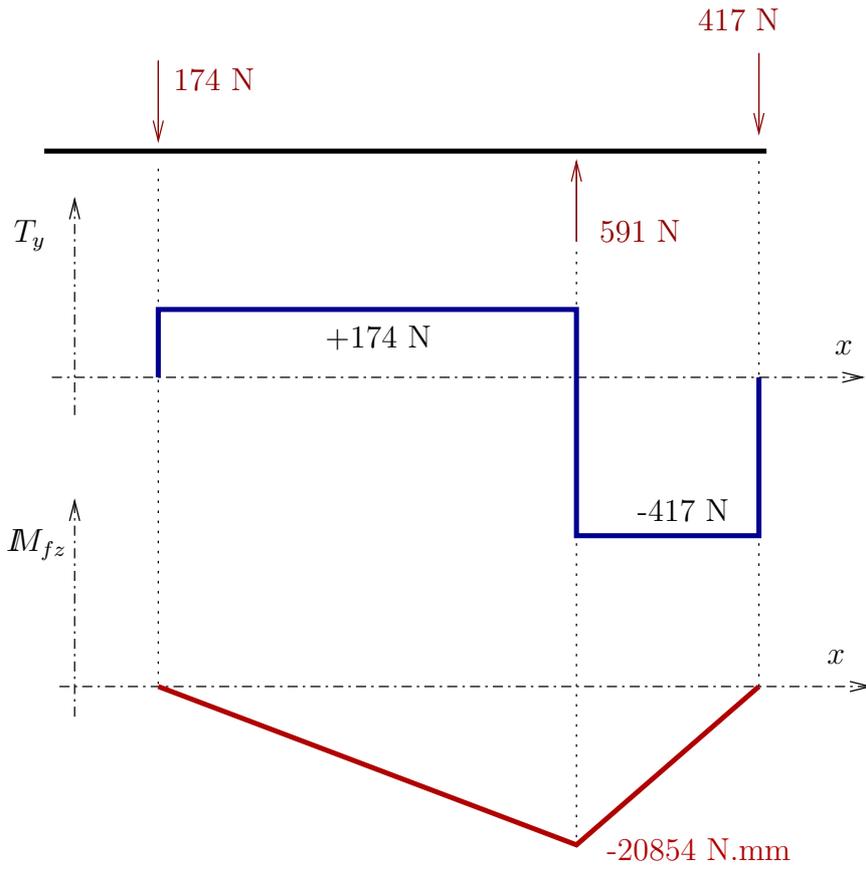
2) $C = \frac{P}{\Omega} = 114.6 \text{ N.m}$ $F_t = \frac{C}{r} = 1146 \text{ N}$ $F_r = F_t \tan 20^\circ = 417 \text{ N}$ [2]

3) Efforts sur les liaisons rotule Y_2 et Z_2 et annulaire Y_1 et Z_1 en prenant un choix arbitraire pour le sens de F_t :

$$\begin{aligned}
 -Y_1 a - F_r b &= 0 &\implies & Y_1 = -174 \text{ N} \\
 Z_1 a - F_t b &= 0 &\implies & Z_1 = 477 \text{ N} \\
 Y_2 a - F_r (a + b) &= 0 &\implies & Y_2 = 591 \text{ N} \\
 -Z_2 a - F_t (a + b) &= 0 &\implies & Z_2 = -1623 \text{ N}
 \end{aligned}$$

[2]

4)



Le moment de torsion est constant sur toute la longueur et vaut : $M_T = C = 114.6 \text{ N.m}$ [5]

5) En torsion, la contrainte est

$$\tau = \frac{M_T d}{I_0} = \frac{16M_T}{\pi d^3} = 120 \text{ MPa} \implies d > 16.9 \text{ mm}$$

En flexion avec $M_f = 62 \text{ N.m}$, la contrainte est :

$$\sigma = \frac{M_f d}{\frac{1}{2}I_0} = \frac{32M_f}{\pi d^3} = 65 \text{ MPa} \implies d > 21.3 \text{ mm}$$

..... [2]

6) Les charges radiales sur les roulements sont $P_1 = 508 \text{ N}$ et $P_2 = 1727 \text{ N}$.

ref	C (N)	durée de vie Mtrs	
		rlt1	rlt2
61805	4300	606,09	15,42
61905	7000	2614,73	66,53
16005 / 6005	10100	7854,12	199,83
6205	14000	20917,87	532,21
6305	22400	85679,58	2179,92
6405	36000	355664,72	9049,07

Trois choix sont alors possible :

- ref 61805 et 6205 : durée de vie 606,09 et 532,21 Mtrs soit 12,98% d'écart et les durées de vie en jours sont 4209 et 3696 jours ;
- ref 61905 et 6305 : durée de vie 2614,73 et 2179,92 Mtrs soit 18,14% d'écart et les durées de vie en jours sont 18158 et 15138 jours ;
- ref 16005 / 6005 et 6405 : durée de vie 10100 et 9049 Mtrs soit -14,14% d'écart et les durées de vie en jours sont 54542 et 62841 jours.

..... [2]

7) Les 2 paliers lisses indentiques de diamètre $d_1 = 25 \text{ mm}$ doivent réaliser des liaisons "courtes" annulaire et rotule donc $b_1 \in [0.5d_1; 0.8d_1]$ soit $b_1 \in [12; 20]$.

Deux paliers conviennent $GSM - 2528 - 15$ et $GSM - 2528 - 20$.

La pression conventionnelle est $p = \frac{P}{b_1 d_1}$, la vitesse linéaire $v = \Omega \frac{d_1}{2} = 0.131 \text{ m.s}^{-1}$ ce qui permet de calculer le produit pv pour chaque palier.

$GSM - 2528 - 15$	P (N)	p (MPa)	pv (MPa.m.s ⁻¹)	pv (kW.m ⁻²)
Palier 1	508	1.35	0.177	177
Palier 2	1727	4.61	0.603	603

$GSM - 2528 - 20$	P (N)	p (MPa)	pv (MPa.m.s ⁻¹)	pv (kW.m ⁻²)
Palier 1	508	1.02	0.133	133
Palier 2	1727	3.46	0.452	452

..... [2]

8) Cf FIG. 2 et 3.

Le pignon (1) de la FIG. 3 possède une base plus large que le pignon (1) de la FIG. 2 : le pignon (1) de la FIG. 3 est plus résistant.

Le roue (2) de la FIG. 2 possède une base plus large que la roue (2) de la FIG. 3 : la roue (2) de la FIG. 2 est plus résistant.

Sur la FIG. 2 $\|\vec{V}(A \in 2/1)\|$ est représentée par 94 mm et $\|\vec{V}(B \in 2/1)\|$ est représentée par 95 mm : cet engrenage est parfaitement équilibré au niveau du glissement.

Sur la FIG. 3 $\|\vec{V}(A \in 2/1)\|$ est représentée par 118 mm et $\|\vec{V}(B \in 2/1)\|$ est représentée par 69 mm : cet engrenage est déséquilibré au niveau du glissement.

Rem : Le fait de prendre l'engrenage de la FIG. 3 augmentera la vitesse de glissement et donc l'usure mais favorisera la résistance du pignon (1) qui est plus souvent sollicité que la roue (2).

.....[3]



On voit une clavette montée sur un arbre mais également un roulement présentant une protection latérale en tôle.



Roue dentée cylindrique à denture hélicoïdale.



2 Boulons



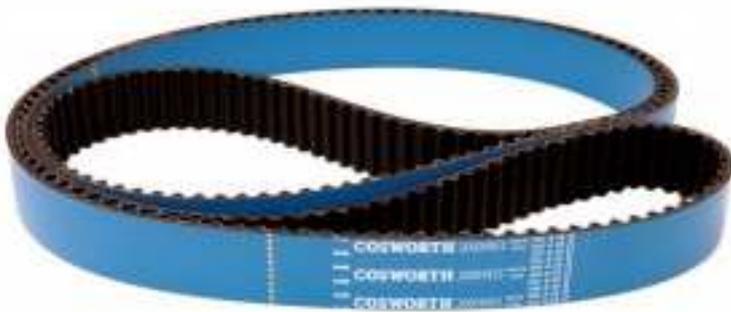
Rondelle fendues élastiques dites (de marque) Grower.



Roulement à double rangées de rouleaux sphériques communément appelés tonneaux



Butée à billes permettant de supportée uniquement des charges axiales.



Courroie crantée synchrone.



Bout d'arbre cannelé.

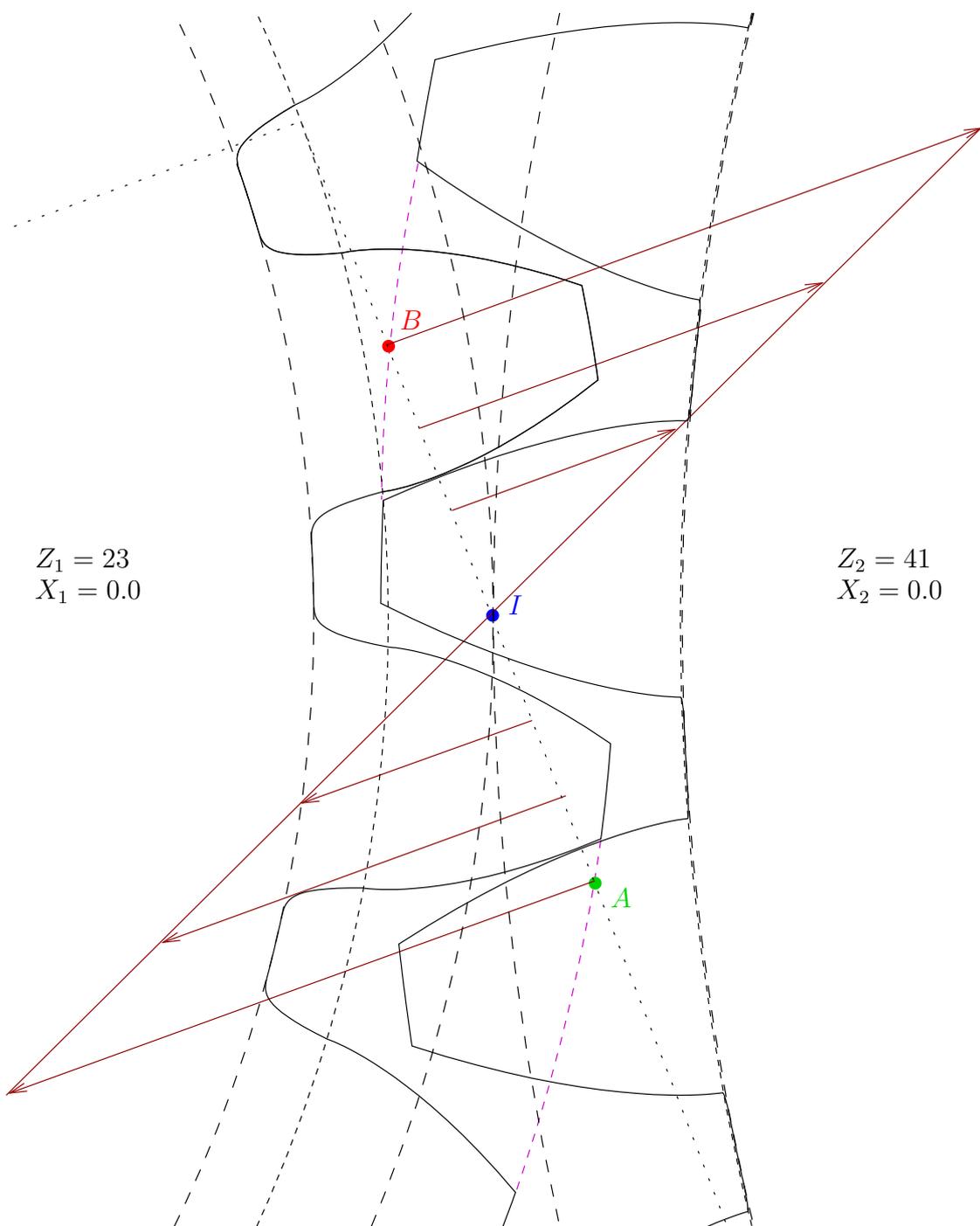


FIG. 2 – Représentation du contact au niveau d'un engrenage sans déport.

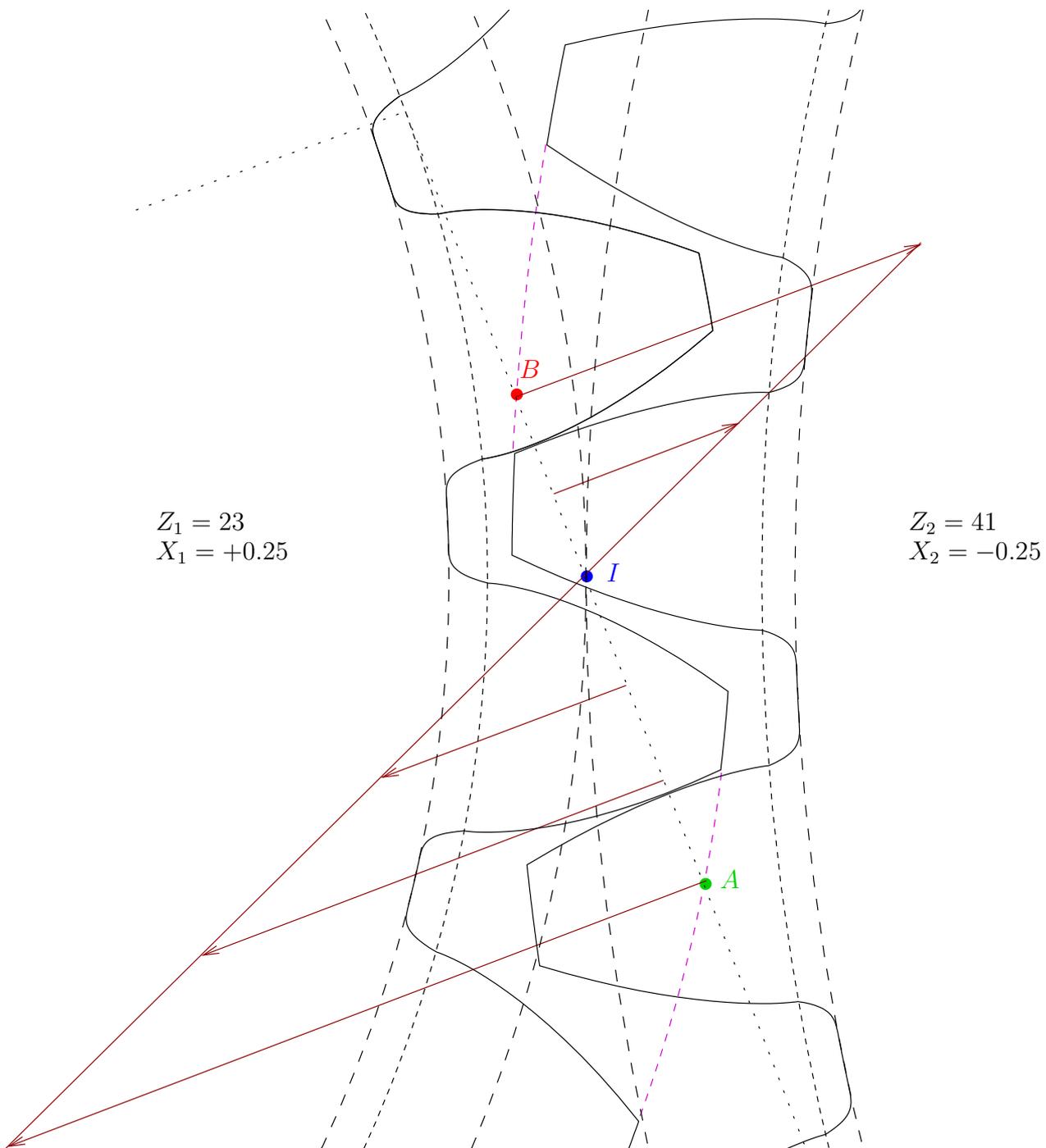


FIG. 3 – Représentation du contact au niveau d'un engrenage avec dépôts.