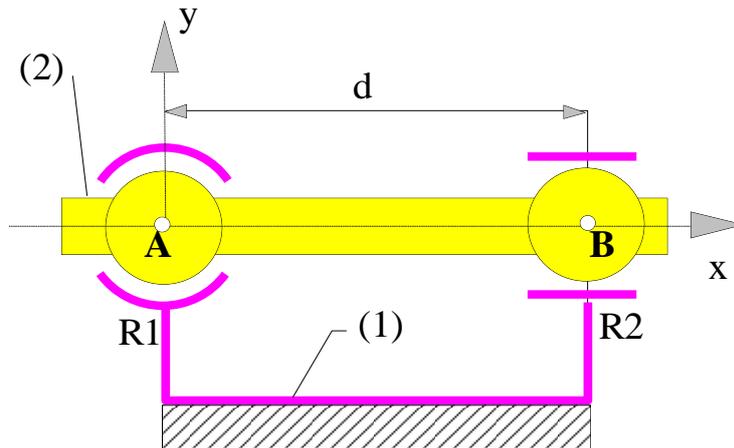


A.VII. Méthode pratique de vérification des roulements

A.VII.1 Contacts radiaux

A.VII.1.a Démarche

Soit le montage suivant :



Le roulement R_1 est le roulement reprenant les efforts axiaux. On suppose un chargement extérieur connu en un point C .

On applique le principe fondamental de la statique à l'arbre 2 :

$$\{\mathcal{T}_{1 \rightarrow 2}\} + \{\mathcal{T}_{R_1 \rightarrow 2}\} + \{\mathcal{T}_{R_2 \rightarrow 2}\} = \{0\}$$

$$\begin{Bmatrix} X_A & 0 \\ Y_A & 0 \\ Z_A & 0 \end{Bmatrix}_A + \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_B & 0 \\ Z_B & 0 \end{Bmatrix}_B + \begin{Bmatrix} X_C & 0 \\ Y_C & M_C \\ Z_C & N_C \end{Bmatrix} = \{0\}$$

Après avoir transporté tous les torseurs au même point, on écrit le système de 5 équations à 5 inconnues permettant de déterminer toutes les actions de liaisons : X_A , Y_A , Z_A , Y_B et Z_B .

On en déduit les efforts radiaux en A et B :

$$F_{rA} = \sqrt{Y_A^2 + Z_A^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{Y_B^2 + Z_B^2}$$

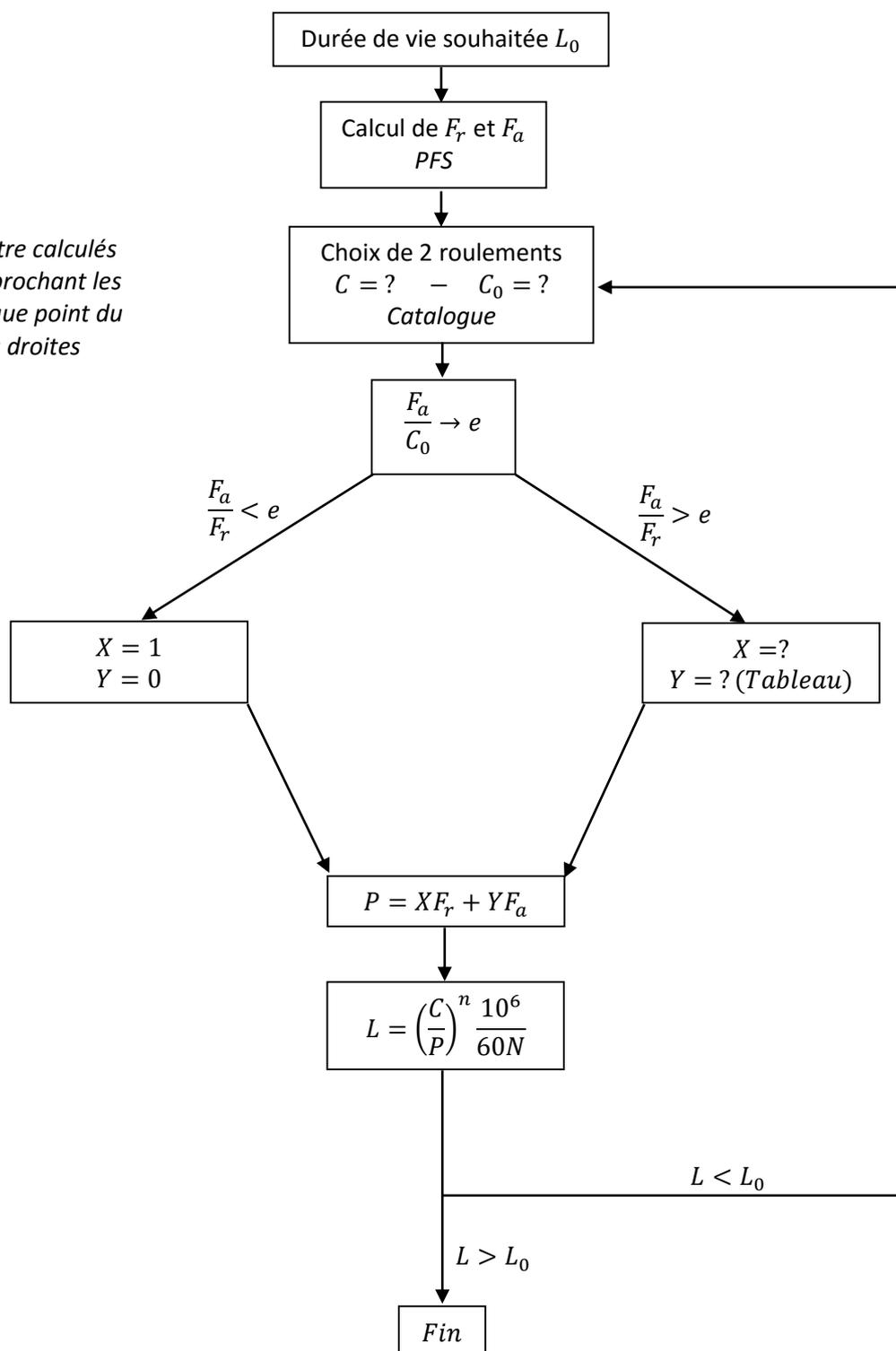
On connaît les efforts axiaux :

$$F_{aA} = |X_A|$$

$$F_{aB} = 0$$

Ensuite on suit l'algorithme itératif suivant pour chacun des roulements :

*X, Y et e doivent être calculés
précisément en approchant les
données entre chaque point du
tableau par des droites*



Remarques :

- Il s'agit bien d'une vérification car il faut connaître les roulements pour avoir les paramètres C et Co
- Cette méthode est valable pour la majorité des roulements, exception faite par exemple des roulements à contact oblique à deux rangées de billes pour lesquels il existe des valeurs de X et Y dans les deux cas.

A.VII.1.b Données

A.VII.1.b.i Tableau des coefficients X et Y

Valeurs des coefficients X et Y									
roulements à billes à contact radial									
si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r$					si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0,56.F_r + Y.F_a$				
les coefficients e et y ci-dessus dépendent du rapport $\frac{F_a}{C_0}$ (voir ci-dessous)									
$\frac{F_a}{C_0}$	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,280	0,420	0,560
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00
roulements à rotules									
si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r + Y_1.F_a$									
si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = X.F_r + Y_2.F_a$									
billes : X = 0,65 rouleaux : X = 0,67			e, Y ₁ , Y ₂ sont indiqués dans les tableaux de dimensions avec d, D ...						
roulements à rouleaux coniques à une rangée									
si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ alors $P = F_r$									
si $\frac{F_a}{F_r} > e$ alors $P = 0,4.F_r + Y.F_a$									
e et Y sont indiqués dans les tableaux de dimensions avec d									
roulements à contact oblique									
α degrés	e	roulements à une rangée et roulements en tandem (duplex T)				roulements à deux rangées et duplex en X et en O			
		si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$		si $\frac{F_a}{F_r} > e$		si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$		si $\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
20	0,57	1	0	0,43	1,00	1,0	1,09	0,70	1,63
25	0,68	1	0	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
30	0,80	1	0	0,39	0,76	1,0	0,78	0,63	1,24
35	0,95	1	0	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07
40 *	1,14	1	0	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93
45	1,33	1	0	0,33	0,50	1,0	0,47	0,51	0,81
pour les angles $\alpha < 20^\circ$ les valeurs de e et y dépendent de $\frac{F_a}{C_0}$									
* le valeur $\alpha = 40^\circ$ est la plus courante									

FACTEURS X ET Y POUR ROULEMENTS A BILLES RADIAUX ①										
Type de roulement	Charge axiale relative (1)	Roulement à une rangée				Roulements à deux rangées				e
		$\frac{F_a}{F_r} < e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} < e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
A Contact droit	$\frac{F_a}{Cor}$									
	0,014			2,30				2,30	0,19	
	0,028			1,99				1,99	0,22	
	0,056			1,71				1,71	0,26	
	0,084	1	0	0,56	1,55	1	0	0,56	1,55	0,28
	0,11			1,45				1,45	0,30	
	0,17			1,31				1,31	0,34	
	0,28			1,15				1,15	0,38	
	0,42			1,04				1,04	0,42	
	0,56			1,00				1,00	0,44	
A contact oblique (i = nombre de rangées)	$i \cdot \frac{F_a}{Cor}$									
	0,014					2,78		3,74	0,23	
	0,028					2,40		3,23	0,26	
	0,056					2,07		2,78	0,30	
	0,085					1,87		2,52	0,34	
	0,11	1	0			1,75	0,78	2,36	0,36	
	0,17					1,58		2,13	0,40	
	0,28					1,39		1,87	0,45	
	0,42					1,26		1,69	0,50	
	0,56					1,21		1,63	0,52	
	0,015				1,47			1,65	2,39	0,38
	0,029				1,40			1,57	2,28	0,40
	0,058				1,30			1,46	2,11	0,43
	0,087				1,23			1,38	2,00	0,46
	0,12	1	0	0,44	1,19	1	1,34	0,72	1,93	0,47
	0,17				1,12			1,26	1,82	0,50
	0,29				1,02			1,14	1,66	0,55
	0,44				1,00			1,12	1,63	0,56
	0,58				1,00			1,12	1,63	0,56
	20°				0,43	1,00		1,09	0,70	1,63
25°				0,41	0,97		0,92	0,67	1,41	0,68
30°				0,39	0,78	1	0,78	0,63	1,24	0,80
35°				0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
40°				0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14
45°				0,33	0,50		0,47	0,54	0,81	1,34
A rotule	1	0	0,40	0,4 cot α	1	0,42 cot α	0,65	0,65 cot α	1,5 tan α	
A contact droit une rangée séparable (magnéto)	1	0	0,5	2,5	-	-	-	-	0,2	

(1) Le maximum autorisé dépend de la construction du roulement (jeu interne et profondeur des gorges).

Les valeurs de X, Y et e à retenir pour des charges axiales relatives et/ou des angles de contact intermédiaires s'obtiennent par interpolation linéaire.

FACTEURS X _o ET Y _o POUR ROULEMENTS A BILLES (radiaux)				
Type de roulement	Roulement à 1 rangée		Roulement à deux rangées	
	X _o	Y _o	X _o	Y _o
A contact droit (1)	0,6		0,6	0,5
A contact oblique 15°		0,46		0,92
A contact oblique 20°		0,42		0,84
A contact oblique 25°		0,38		0,76
A contact oblique 30°	0,5	0,33	1	0,66
A contact oblique 35°		0,29		0,58
A contact oblique 40°		0,26		0,52
A contact oblique 45°		0,22		0,44
A rotule α ≠ 0°	0,5	0,22 cot α	1	0,44 cot α

(1) La valeur maximale admise pour Fa/Cor dépend de la construction interne du roulement (jeu et profondeur des gorges).

FACTEURS X ET Y POUR BUTÉES A BILLES ②							
α	Butées à simple effet (1)		Butées à double effet				e
	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} < e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
	X	Y	X	Y	X	Y	
45° (2)	0,66		1,18	0,59	0,66		1,25
50°	0,73		1,37	0,57	0,73		1,49
55°	0,81		1,60	0,56	0,81		1,79
60°	0,92		1,90	0,55	0,92		2,17
65°	1,06	1	2,30	0,54	1,06	1	2,68
70°	1,28		2,90	0,53	1,28		3,43
75°	1,66		3,89	0,52	1,66		4,67
80°	2,43		5,86	0,52	2,43		7,09
85°	4,80		11,75	0,51	4,80		14,29
α ≠ 90°	A	1	B	C	D	1	E
$A = 1,25 \cdot \tan \left(1 - \frac{2}{3} \sin \alpha \right)$ $C = \frac{10}{13} \left(1 - \frac{1}{3} \sin \alpha \right)$ $B = \frac{20}{13} \cdot \tan \alpha \cdot \left(1 - \frac{1}{3} \sin \alpha \right)$ $D = 1,25 \tan \alpha \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \sin \alpha \right)$ $E = 1,25 \cdot \tan \alpha$							
(1) $\frac{F_a}{F_r} < e$ ne convient pas aux butées à simple effet							
(2) L'angle de contact des butées est α > 45°. Les valeurs de α = 45° ne sont données que pour permettre les interpolations si 45° < α < 50°.							

FACTEURS X ET Y POUR ROULEMENTS A ROULEAUX ③ (Radiaux)					
Type de roulement	$\frac{F_a}{F_r} < e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
A une rangée α ≠ 0°	1	0	0,4	0,4 . cot α	1,5 . tan α
A deux rangées α ≠ 0°	1	0,45 . cot α	0,67	0,67 . cot α	1,5 . tan α

FACTEURS X ET Y POUR BUTÉES A ROULEAUX ④ (Radiaux)					
Type de butée	$\frac{F_a}{F_r} < e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
A simple effet α ≠ 90°	(1)	(1)	tan α	1	1,5 . tan α
A double effet α ≠ 90°	1,5 . tan α	0,67	tan α	1	1,5 . tan α
(1) $\frac{F_a}{F_r} < e$ ne convient pas aux butées à simple effet.					

FACTEURS X _o ET Y _o POUR ROULEMENTS A ROULEAUX ⑤ (Radiaux)		
Type de roulement	X _o	Y _o
A une rangée α ≠ 0°	0,5	0,22 . cot α
A deux rangées α ≠ 0°	1	0,44 . cot α

A.VII.1.b.ii Exemple de catalogue : C et C₀

• Roulements à une rangée de billes à contact radial NF E 22-315

Symbole

Types protégés ou étanches Z ou E
A rainure pour segment d'arrêt N

Coefficients de calcul

Charge équival. dynamique			
Fa/Fr ≤ α : P = Fr			
Fa/Fr > e : P = 0,56 Fr + Y Fa			
Fa/Co	X	Y	e
0,014		2,3	0,19
0,028		1,99	0,22
0,056		1,71	0,26
0,084		1,55	0,28
0,11	0,56	1,45	0,30
0,17		1,31	0,34
0,28		1,15	0,38
0,42		1,04	0,42
0,56		1,00	0,44

Charge équivalente statique
La plus grande des deux valeurs
Po = Fr et Po = 0,6 Fr + 0,5 Fa

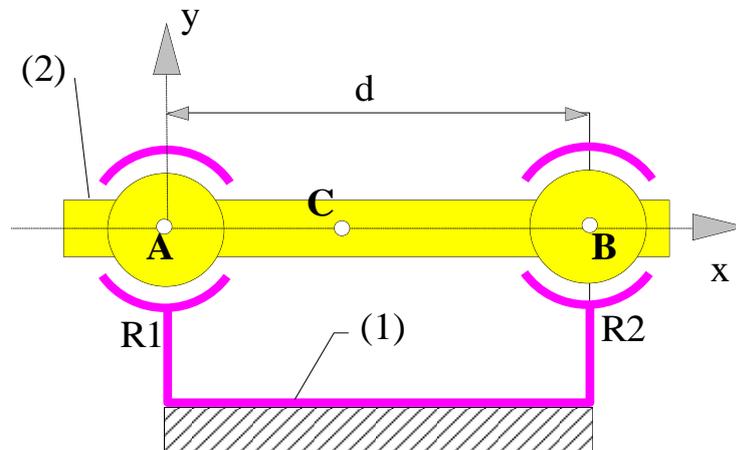
Tolérance sur B du roulement (classe de précision courante 0)	
d	Tolérance
10 à 50	0 -0,120
50 à 65	0 -0,150

DIMENSION (mm)	CHARGE DE BASE (10 ³ N)		Vitesse (tr/min)			ÉPAULEMENTS ET CONGÉS (mm)					Cotes de montage complémentaires pour roulements type NR (mm)							
			graisse		huile	d3		D1		r1	a ₀		c ₀		D5			
			roul'	roul'		mini	maxi	mini	maxi	maxi	mini	maxi	mini	maxi	mini	maxi		
10	26	8	4,60	1,97	31 000	21 000	36 000	12,0	12,8	23,6	24,0	0,30						
	30	9	6,00	2,65	25 000	17 000	31 000	14,0	14,6	25,8	26,0	0,60	2,06	1,90	3,18	2,92	36,0	0,6
	35	11	8,10	3,45	22 000	15 000	27 000	14,0	16,6	29,2	31,0	0,60	2,06	1,90	3,18	2,92	41,0	0,6
12	28	8	5,10	2,37	27 000	18 000	32 000	14,0	14,8	25,6	26,0	0,30						
	32	10	6,90	3,10	23 000	15 000	28 000	16,0	16,5	27,9	28,0	0,60	2,06	1,90	3,18	2,92	38,0	0,6
	37	12	9,70	4,20	20 000	13 000	24 000	17,9	18,1	31,3	31,5	1,00	2,06	1,90	3,18	2,92	42,5	0,6
15	32	8	5,60	2,85	23 000	15 000	28 000	17,0	18,3	29,1	30,0	0,30						
	32	9	5,60	2,85	23 000	15 000	28 000	17,0	18,3	29,1	30,0	0,30	2,06	1,90	3,18	2,92	38,0	0,3
	35	11	7,70	3,75	20 000	13 000	25 000	19,0	19,6	31,0	31,2	0,60	2,06	1,90	3,18	2,92	41,0	0,6
17	42	13	11,30	5,40	18 000	12 000	21 000	21,0	21,2	36,1	36,3	1,00	2,06	1,90	3,18	2,92	47,5	0,6
	35	8	6,00	3,25	21 000	14 000	25 000	19,0	20,7	31,7	33,0	0,30						
	35	10	6,00	3,25	21 000	14 000	25 000	19,0	20,7	31,7	33,0	0,30	2,06	1,90	3,18	2,92	41,0	0,3
20	40	12	9,60	4,75	18 000	12 000	22 000	21,0	22,4	35,0	36,0	0,60	2,06	1,90	3,18	2,92	46,0	0,6
	47	14	13,50	6,60	16 000	11 000	19 000	23,0	24,5	40,3	41,0	1,00	2,46	2,31	3,58	3,33	54,0	0,6
	62	17	22,70	10,80	12 000	8 000	15 000	25,0	30,3	48,7	54,0	1,10	3,28	3,07	4,98	4,67	69,0	0,6
22	42	8	9,40	5,00	15 000	10 000	21 000	22,0	25,1	37,1	40,0	0,30						
	42	12	9,40	5,00	18 000	12 000	21 000	24,0	25,1	37,1	38,0	0,60	2,06	1,90	3,18	2,92	47,5	0,6
	47	14	12,80	6,60	15 000	10 000	19 000	26,0	26,2	41,1	41,3	1,00	2,46	2,31	3,58	3,33	54,0	0,6
25	52	15	15,90	7,90	14 000	9 300	17 000	27,0	27,9	44,5	45,0	1,10	2,46	2,31	3,58	3,33	59,0	0,6
	72	19	29,50	15,50	10 000	7 000	13 000	28,0	37,4	59,5	64,0	1,10	3,28	3,07	4,98	4,67	80,0	0,6
	44	12	14,70	6,50	17 000	11 000	20 000	26,0	26,5	39,9	40,0	0,60	2,06	1,90	3,18	2,92	49,5	0,6
25	50	14	20,80	8,90	14 000	9 300	17 000	28,0	28,4	43,9	44,1	1,00	2,46	2,31	3,58	3,33	57,0	0,6
	56	16	23,90	10,40	13 000	8 700	15 000	29,0	30,7	48,7	49,0	1,10	2,46	2,31	3,58	3,33	63,0	0,6
	47	8	10,10	5,90	15 000	10 000	18 000	27,0	30,1	42,1	45,0	0,30						
25	47	12	10,10	5,90	15 000	10 000	18 000	29,0	30,1	42,1	43,0	0,60	2,06	1,90	3,18	2,92	54,0	0,6
	52	15	14,00	7,90	13 000	8 700	16 000	31,0	31,4	46,3	46,5	1,00	2,46	2,31	3,58	3,33	63,0	0,6
	62	17	23,70	12,20	11 000	7 300	14 000	32,0	34,9	53,1	55,0	1,10	3,28	3,07	4,98	4,67	69,0	0,6
80	21	36,00	19,30	9 000	6 000	11 000	35,0	42,1	66,3	70,0	1,50	3,28	3,07	4,98	4,67	88,0	0,6	

Dernière mise à jour 25/02/2016	Conception de guidages en rotation par éléments roulants	Denis DEFAUCHY
------------------------------------	---	----------------

A.VII.2 Contacts obliques non préchargés

Soit le montage suivant :



Comme précédemment, on calcul dans un premier temps les charges radiales par la statique.

Pour déterminer la durée de vie des roulements, il reste à déterminer les charges axiales dans les roulements.

Soit R la composante axiale du chargement extérieur sur l'arbre. On obtient une équation traduisant l'hyperstatisme axial du montage :

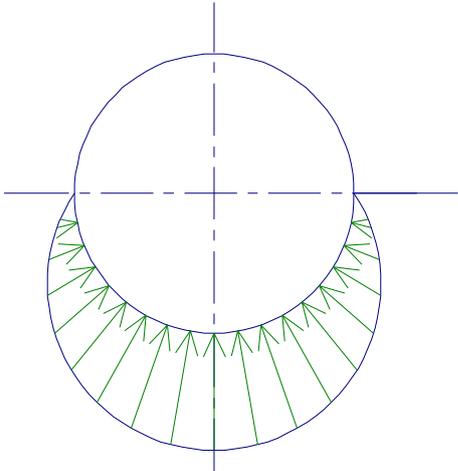
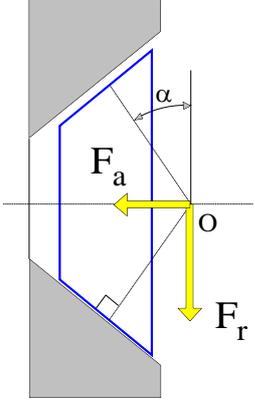
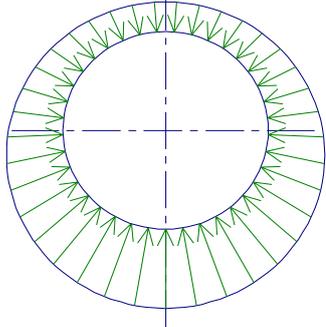
$$X_A + X_B + F_x = 0, \forall F_x$$

Remarques :

- A ce stade du calcul, aucune hypothèse n'est faite quant à la disposition du montage (X ou O)
- La statique permet de déterminer les efforts radiaux sur les roulements, indépendamment de la disposition du montage (X ou O), connaissant les centres de poussée des roulements A et B.

A.VII.2.a Principe de résolution

Dans les montages sur deux roulements obliques "non préchargés", l'un des roulements fonctionne « à jeu nul » et l'autre « en butée »

"à jeu nul"		 $F_a = \frac{F_r}{2Y}$
"en butée"		$F_a = ?$

Connaissant les charges axiales induites qui seraient réalisées par chacun des roulements sur l'arbre s'ils fonctionnaient tous les deux à jeu nul (effort minimum pouvant être exercé par le roulement sur l'arbre), on détermine dans quel sens l'arbre se déplace, et donc quel roulement fonctionne à jeu nul.

On lève alors l'hyperstatisme car l'effort axial transisant dans ce roulement est connu, égal à la charge axiale induite, calculée à l'aide de l'effort radial connu.

A.VII.2.b Cas d'un arbre non soumis à charges axiales

Pour bien comprendre la démarche, plaçons nous d'abord dans un cas particulier où l'arbre n'est pas soumis à des charges axiales.

Ainsi, chaque roulement est soumis à une charge radiale. De ce fait, compte tenu des contacts qui sont obliques, un effort axial est forcément transmis par chaque roulement à l'arbre, dans des directions opposées (montages en O et X).

Ces efforts sont, au minimum, égaux aux charges axiales induites de chaque roulement puisque les efforts radiaux sont présents et les contacts obliques aussi.

Dernière mise à jour	Conception de guidages en rotation par éléments roulants	Denis DEFAUCHY
25/02/2016		

Considérons la situation initiale où aucune charge n'est appliquée à l'arbre (ni axiale, ni radiale), les roulements ne subissent donc aucune charge. L'une des hypothèses de la méthode est de considérer que le montage n'est pas précontraint. Les deux roulements sont dits fonctionnant à jeu nul.

Considérons maintenant que des charges radiales transitent dans les roulements. Chaque roulement, du fait de cette charge et des contacts inclinés, peut au minimum transmettre une charge axiale à l'arbre égale à la charge axiale induite qu'il peut exercer. Si les charges axiales induites de chaque roulement sur l'arbre sont différentes, l'arbre va se placer dans une situation d'équilibre.

On peut imaginer deux solutions :

- Le roulement qui transmet la plus grande charge axiale induite voit cette charge diminuer pour être égale à la charge axiale induite plus faible de l'autre roulement (impossible)
- Le roulement qui transmet la plus petite charge axiale induite voit cette charge augmenter pour être égale à la charge axiale induite plus grande de l'autre roulement.

Cette seconde solution est tout à fait envisageable, le roulement va alors contraindre ses différents éléments roulants.

Si l'on considère que l'arbre et les roulements sont indéformables, le roulement qui a la charge axiale induite la plus importante va donc rester dans la situation « à jeu nul » car on ne le surcharge pas, et l'autre roulement sera dit « en butée ».

Le problème est similaire lorsqu'une charge axiale extérieure est appliquée sur l'arbre, nous le traitons par la suite.

A.VII.2.c Application

Plaçons-nous maintenant dans le cas où l'arbre est soumis à une charge axiale extérieur.

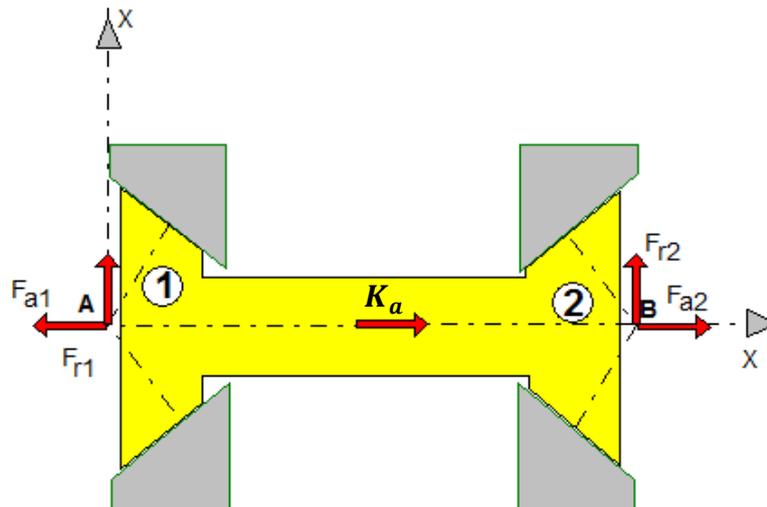
A.VII.2.c.i Mise en place du problème

Compte tenu de la charge axiale F_x connue et du type de montage, indiquons 1 le roulement qui semble supporter cette charge. C'est le roulement qui supporterait la charge axiale en l'absence de charge axiale induite. L'autre roulement est indiqué à 2.

Attention à l'indication des roulements qui est ici capital.

Prenons l'exemple d'un montage en O. On porte sur celui-ci les charges avec le sens qu'elles ont réellement afin de ne raisonner que sur des charges positives.

Dernière mise à jour 25/02/2016	Conception de guidages en rotation par éléments roulants	Denis DEFAUCHY
------------------------------------	---	----------------



L'équation d'équilibre axial de l'arbre s'écrit, en fonction des charges axiales positives dans les roulements :

$$\begin{aligned} -F_{a1} + F_{a2} + |F_x| &= 0 \\ F_{a1} > 0 \text{ et } F_{a2} > 0 \end{aligned}$$

Remarque : si $F_x < 0$. Les roulements 1 et 2 sont inversés, et le roulement 1 s'oppose toujours à F_x alors que le roulement 2 a une action dans le même sens de F_x . On obtient alors toujours

$$-F_{a1} + F_{a2} + |F_x| = 0$$

A.VII.2.c.ii Raisonement

Le raisonnement est conduit comme suit :

- On considère que les deux roulements fonctionnent "à jeu nul", ils exercent donc chacun sur l'arbre l'effort minimum pouvant être exercé, correspondant aux charges axiales induites.
- On calcule alors ces charges axiales induites.
- On fait le bilan des charges axiales afin de déterminer dans quelle direction l'arbre tend à se déplacer.
- On en déduit le roulement fonctionnant à « jeu nul » et le roulement fonctionnant « en butée ». On connaît alors la charge axiale induite par l'un des roulements, ce qui permet de lever l'hyperstatisme axial.
- On détermine finalement les charges axiales

A.VII.2.c.iii Application

On considère que les deux roulements fonctionnent "à jeu nul"

On calcule les charges axiales induites : ($F_{r1} > 0$ et $F_{r2} > 0$)

$$F_{ai1} = \frac{F_{r1}}{2Y_1} \quad ; \quad F_{ai2} = \frac{F_{r2}}{2Y_2}$$

On fait le bilan des charges axiales ayant tendance à déplacer l'arbre vers la gauche et vers la droite.

Posons F_1 et F_2 les sommes des charges dans chaque direction :

Dernière mise à jour	Conception de guidages en rotation par éléments roulants	Denis DEFAUCHY
25/02/2016		

$$F_1 = \frac{F_{r1}}{2Y_1} \quad ; \quad F_2 = |F_x| + \frac{F_{r2}}{2Y_2}$$

	-	+
Si $F_x > 0$	$F^- = F_1$	$F^+ = F_2$
Si $F_x < 0$	$F^- = F_2$	$F^+ = F_1$

Tableau valable dans tous les cas (Montage en O & X, $\forall F_x$) si les roulements ont bien été indicés

En clair, F_1 s'oppose au sens de F_x alors que F_2 va dans la même direction.

Le signe de $F = F^+ - F^-$ permet de déterminer le sens de déplacement de l'arbre dans le but de déterminer le mode de fonctionnement des deux roulements.

$F > 0 \text{ \& } F_x > 0$	$F < 0 \text{ \& } F_x < 0$	$F > 0 \text{ \& } F_x < 0$	$F < 0 \text{ \& } F_x > 0$
Déplacement de l'arbre sens F_x		Déplacement de l'arbre sens $-F_x$	
1 en butée 2 à jeu nul		2 en butée 1 à jeu nul	

Tableau valable dans tous les cas (Montage en O & X, $\forall F_x$) si les roulements ont bien été indicés

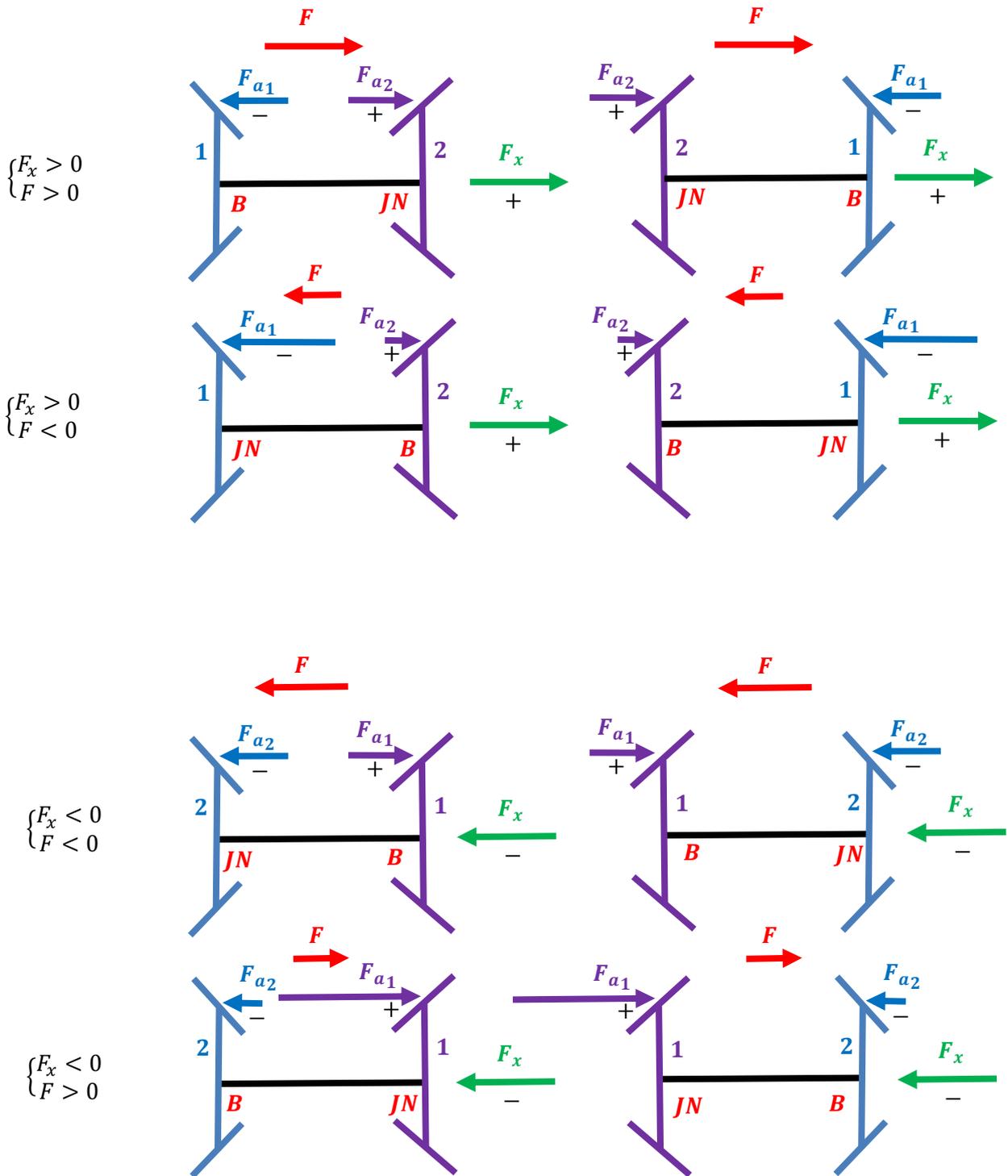
On en déduit alors la valeur de la charge axiale induite du roulement fonctionnant à jeu nul, et en utilisant l'équation d'équilibre axial de l'arbre :

$$|F_x| + F_{a2} - F_{a1} = 0$$

On détermine la seconde charge :

$F_{a1} = F_{ai1}$	$F_{a2} = F_{ai2}$
$ F_x + F_{a2} - F_{ai1} = 0$ $F_{a2} = F_{ai1} - F_x $	$ F_x + F_{ai2} - F_{a1} = 0$ $F_{a1} = F_x + F_{ai2}$

A.VII.2.c.iv Bilan des différents cas



Dernière mise à jour	Conception de guidages en rotation par éléments roulants	Denis DEFAUCHY
25/02/2016		

A.VII.2.c.v *Méthode proposée dans la norme*

Plus généralement, la norme donne la démarche ci-dessous permettant de résumer les différents cas de figure.

Comme on doit comparer F^+ et F^- pour identifier le sens de déplacement de l'arbre, on compare

$F_1 = \frac{F_{r1}}{2Y_1}$ avec $F_2 = |F_x| + \frac{F_{r2}}{2Y_2}$, quel que soit le cas de figure :

- Si le terme F_1 est le plus grand, le déplacement se fait suivant le sens opposé à F_x
- Si le terme F_2 est le plus grand, le déplacement se fait suivant le de F_x

Donc :

Si $\frac{F_{r1}}{Y_1} \leq \frac{F_{r2}}{Y_2}$	Si $\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$	
Alors $\frac{F_{r1}}{2Y_1} \leq \frac{F_{r2}}{2Y_2}$ Comme $ F_x > 0$ $\frac{F_{r2}}{2Y_2} < F_x + \frac{F_{r2}}{2Y_2}$ $\frac{F_{r1}}{2Y_1} \leq F_x + \frac{F_{r2}}{2Y_2}$ $F_1 \leq F_2$ Déplacement sens F_x	Il faut vérifier dans quel cas on est	
	Déplacement sens F_x si $\frac{F_{r1}}{2Y_1} < F_x + \frac{F_{r2}}{2Y_2}$ Soit $ F_x > \frac{F_{r1}}{2Y_1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2}$	Déplacement sens opposé à F_x si $\frac{F_{r1}}{2Y_1} > F_x + \frac{F_{r2}}{2Y_2}$ Soit $ F_x < \frac{F_{r1}}{2Y_1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2}$

Tableau valable dans tous les cas (Montage en O & X, $\forall F_x$) si les roulements ont bien été indicés

Dernière mise à jour	Conception de guidages en rotation par éléments roulants	Denis DEFAUCHY
25/02/2016		

Voici donc finalement le tableau de la norme :

$\frac{F_{r1}}{Y_1} \leq \frac{F_{r2}}{Y_2}$	$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$	
$\forall F_x > 0$	$ F_x \geq \frac{F_{r1}}{2Y_1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2}$	$ F_x < \frac{F_{r1}}{2Y_1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2}$
<p>Déplacement axial de l'arbre dans le sens F_x Roulement 1 « en butée » Roulement 2 « à jeu nul »</p> $F_{a2} = \frac{F_{r2}}{2Y_2}$ <p>Le PFS donne :</p> $ F_x + F_{a2} - F_{a1} = 0$ $F_{a1} = F_x + F_{a2}$		<p>Déplacement axial de l'arbre dans le sens $-F_x$ Roulement 1 « à jeu nul » Roulement 2 « en butée »</p> $F_{a1} = \frac{F_{r1}}{2Y_1}$ $F_{a2} = F_{a1} - F_x $

Tableau valable dans tous les cas (Montage en O & X, $\forall F_x$) si les roulements ont bien été indicés

Rappel : Le roulement 1 est le roulement reprenant la charge axiale en l'absence de charges axiales induites.

Ce tableau peut être appris par cœur, ou être appliqué directement si disponible. Toutefois, il semble plus intéressant de comprendre la démarche afin de savoir la mettre en œuvre simplement et logiquement.

A.VII.2.d Conclusion

Ce raisonnement est valable pour :

- Les montages non préchargés
- Les montages en O et en X
- Les roulements à billes à contacts obliques et à rouleaux conique

Explications :

- Que le montage soit en O ou en X, ces résultats sont identiques. En effet, dans le cas du montage en X, le roulement 1 devient celui de droite et est toujours celui qui reprend les charges axiales suivant X^+ . Les signes des charges axiales induites ne changent pas.
- Le fait de désigner comme 1 le roulement subissant la charge sans charges axiales induites permet dans les formules d'opposer à l'action du roulement 1 sur l'arbre les actions du roulement 2 et de l'action extérieure sur l'arbre, permettant une validité des formules dans tous les cas.

Dernière mise à jour 25/02/2016	Conception de guidages en rotation par éléments roulants	Denis DEFAUCHY
------------------------------------	---	----------------

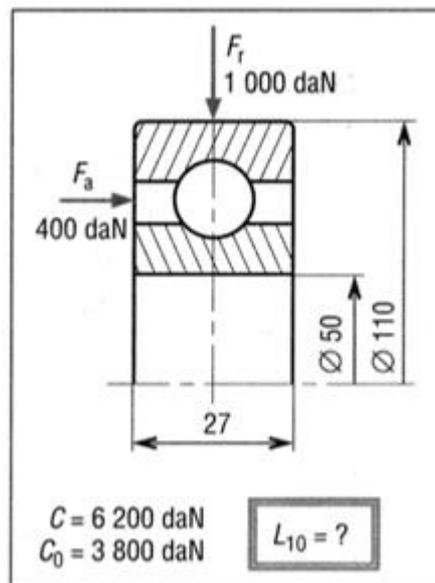
A.VII.3 Exemples (3h30)

A.VII.3.a Roulement à billes à contact radial

A.VII.3.a.i Problème

On étudie un roulement à billes à contact radial de dimensions :

d	D	B	C	C_0
50 mm	110 mm	27 mm	6200 daN	3800 daN



Il supporte la charge combinée telle que :

F_a	F_r
400 daN	1000 daN

Quelle durée de vie peut-on attendre si la vitesse de rotation de l'arbre est de 150 *tr/min* ?

Sachant que ce roulement est utilisé à cette charge 8h par jour toute l'année, déterminer le nombre d'années de fonctionnement avant dégradation.

Dernière mise à jour	Conception de guidages en rotation par éléments roulants	Denis DEFAUCHY
25/02/2016		

A.VII.3.a.ii Solution

Dernière mise à jour 25/02/2016	Conception de guidages en rotation par éléments roulants	Denis DEFAUCHY
------------------------------------	---	----------------

A.VII.3.b Roulements à rouleaux conique

A.VII.3.b.i Problème

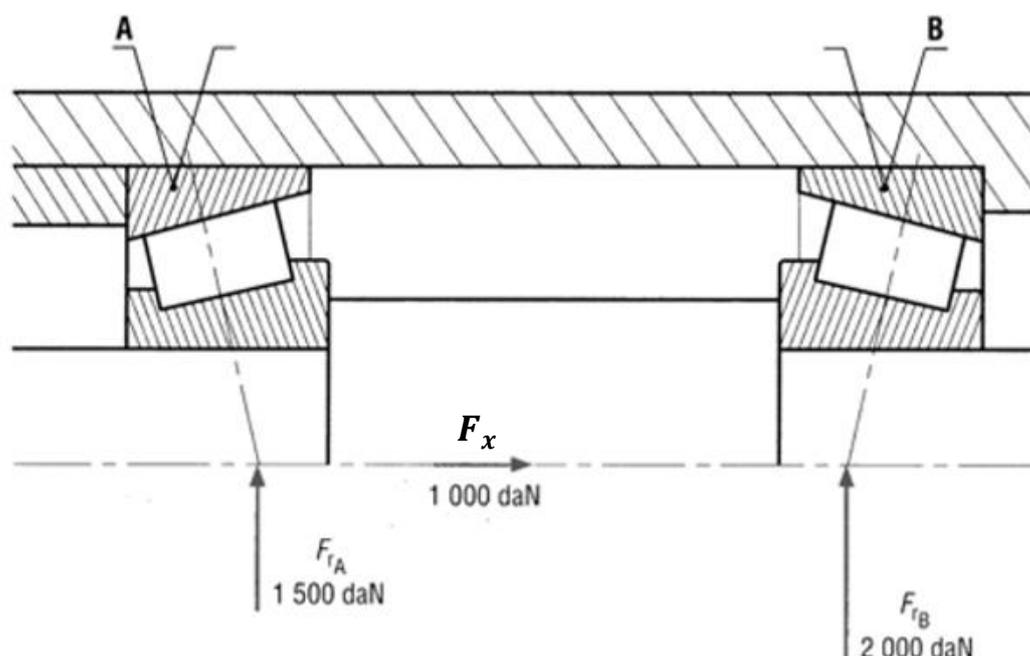
Déterminer la durée de vie L_{10E} d'un montage de deux roulements à rouleaux coniques A et B, montés en X, tel que

F_{r1}	F_{r2}	F_x
1500 daN	2000 daN	1000 daN

Les dimensions des roulements sont les suivantes :

Roulement A						
d	D	B	C	C_0	e	Y
60 mm	95 mm	27 mm	7850 DaN	7650 daN	0,33	1,83

Roulement B							
d	D	B	C	C_0	e	Y	X
90 mm	140 mm	39 mm	18600 daN	19600 daN	0,27	2,2	0,4



La vitesse de rotation de l'arbre est de 100 tr/min.

Dernière mise à jour	Conception de guidages en rotation par éléments roulants	Denis DEFAUCHY
25/02/2016		

A.VII.3.b.ii Solution

Roulement A	Roulement B
$F_{aA} =$	$F_{aB} =$
$F_{rA} =$	$F_{rB} =$
$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} =$	$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} =$
$e_A =$	$e_B =$
$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} e_A$	$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} e_B$
$P_A =$	$P_B =$
$L_{10A} =$	$L_{10B} =$