


**PeiP2A : Analyse des Systèmes Mécaniques**  
**Contrôle continu 2**

Date : 12/12/20

Durée : 1H20

Documents autorisés : A4 +calc.

Le sujet se compose de 3 parties indépendantes et de plusieurs annexes détachables.

**Vous devrez rendre les pages 1 à 10 agrafées + votre formulaire manuscrit.**

**Mécanisme d'étude**

Le mécanisme étudié est un palan électrique à chaîne. Ce palan est fixé à un élément de charpente par le crochet 2. La charge, n'excédant pas 250kg, est liée au crochet 30 directement ou par l'intermédiaire d'élingue. La puissance nécessaire au levage est fournie par un moteur électrique et elle est transmise à la noix 5 par l'intermédiaire d'un réducteur à engrenages.

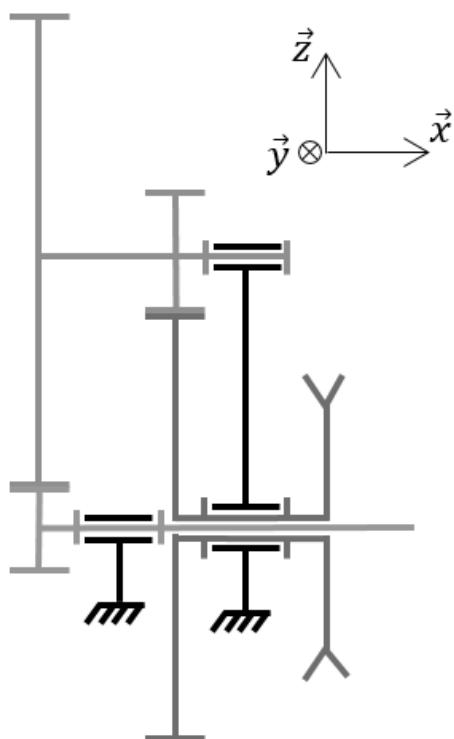
Le moteur électrique possède les caractéristiques nominales suivantes :  $P_{mot} = 500W$  et  $N_{mot} = 1310tr/min.$

Les différentes liaisons pivot du mécanisme (au nombre de 3) ont un rendement de 0,98 chacune :  $\eta_{pivot} = 0,98$ . Les engrenages du mécanisme (au nombre de 2) ont un rendement de 0,95 chacun  $\eta_{eng} = 0,95$ .

Quelques formules bien utiles sont rappelées en annexe.

**Partie 1 : compréhension du mécanisme, transmission de puissance**

Pour vous aider, on donne le schéma cinématique minimal du mécanisme.



Q1) Calculer les rapports de transmission de chaque engrenage :  $r_1$  et  $r_2$ . Puis, donner alors les rapports de réduction  $i_1$  et  $i_2$ .

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

Q2) En déduire le rapport de réduction global du palan :  $i$ .

.....

.....

.....

.....

Q3) Calculer la puissance  $P_5$  disponible à la sortie.

.....

.....

.....

.....

Q4) Calculer la puissance  $P_{18}$  transitant sur l'arbre 18.

.....

.....

.....

.....

Q5) Calculer la vitesse de rotation de l'arbre 18 en tr/min, puis en rad/s

.....

.....

.....

.....

.....

.....

Q6) Calculer le couple sur l'arbre 18.

.....

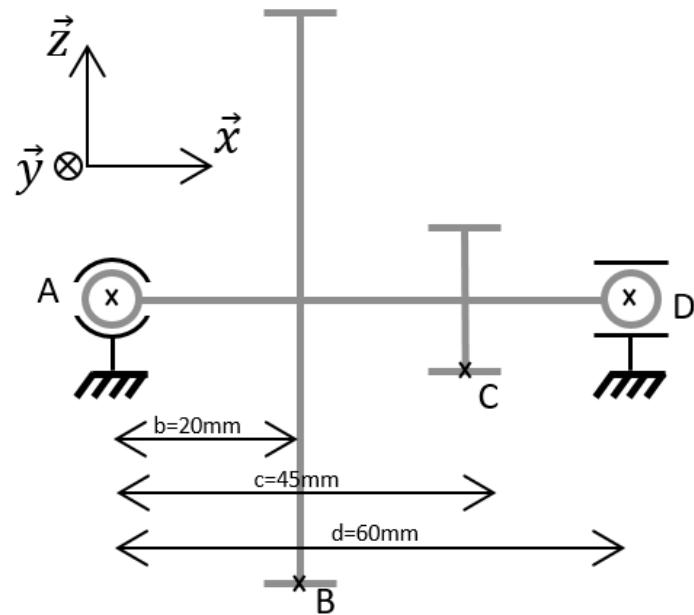
.....

.....

.....

## **Partie 2 : étude des efforts sur l'arbre intermédiaire 18**

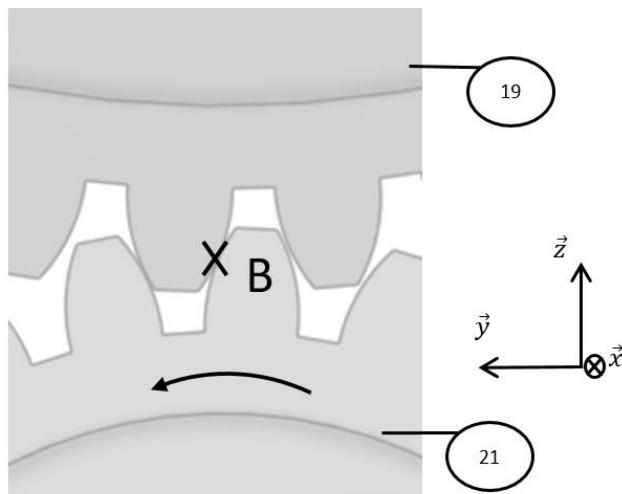
Nous nous intéressons désormais plus en détail à l'arbre 18. On donne son schéma technologique ci-dessous.



Q7) Justifier les choix de modélisation des roulements en A et en D (que nous nommerons respectivement roulement  $R_A$  et roulement  $R_D$ ).

Q8) Donner les torseurs modélisant ces 2 roulements.

Q9) Nous allons considérer que le couple sur l'ensemble {arbre 18+roue 19} est de 21Nm, et que celui-ci tourne dans le sens direct (trigonométrique) à une vitesse de 210tr/min. Sur le schéma ci-dessous, tracer l'effort  $\vec{F}_B$  du pignon 21 sur la roue 19.



Q10) Ecrire le torseur de cet effort en B.

.....

.....

.....

.....

.....

Q11) Calculer le rayon de la roue 19 puis calculer alors  $F_B$  en Newton.

.....

.....

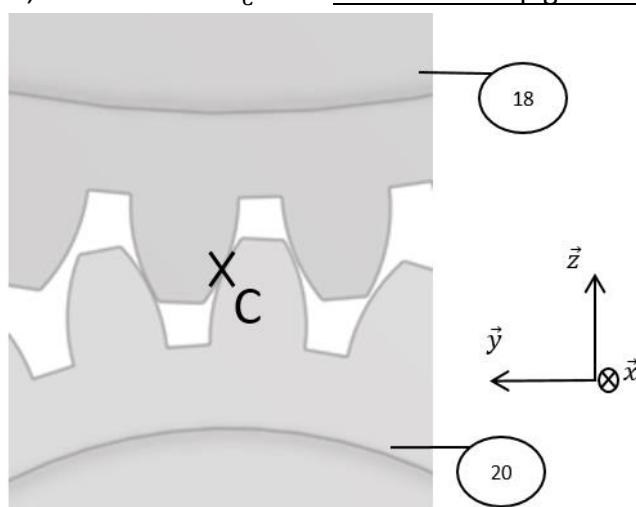
.....

.....

.....

.....

Q12) Sur le schéma ci-dessous, tracer l'effort  $\vec{F}_C$  de la roue 20 sur le pignon 18.



Q13) Ecrire le torseur de cet effort en C.

.....  
.....  
.....  
.....

Q14) Déterminer alors les valeurs des actions mécaniques qui s'exercent sur chaque roulement A et D en passant par un PFS appliqué au point A.





Q15) En déduire les efforts radiaux  $F_{RA}$  et  $F_{RD}$  encaissés par ces 2 roulements.

### **Partie 3 : durée de vie des roulements**

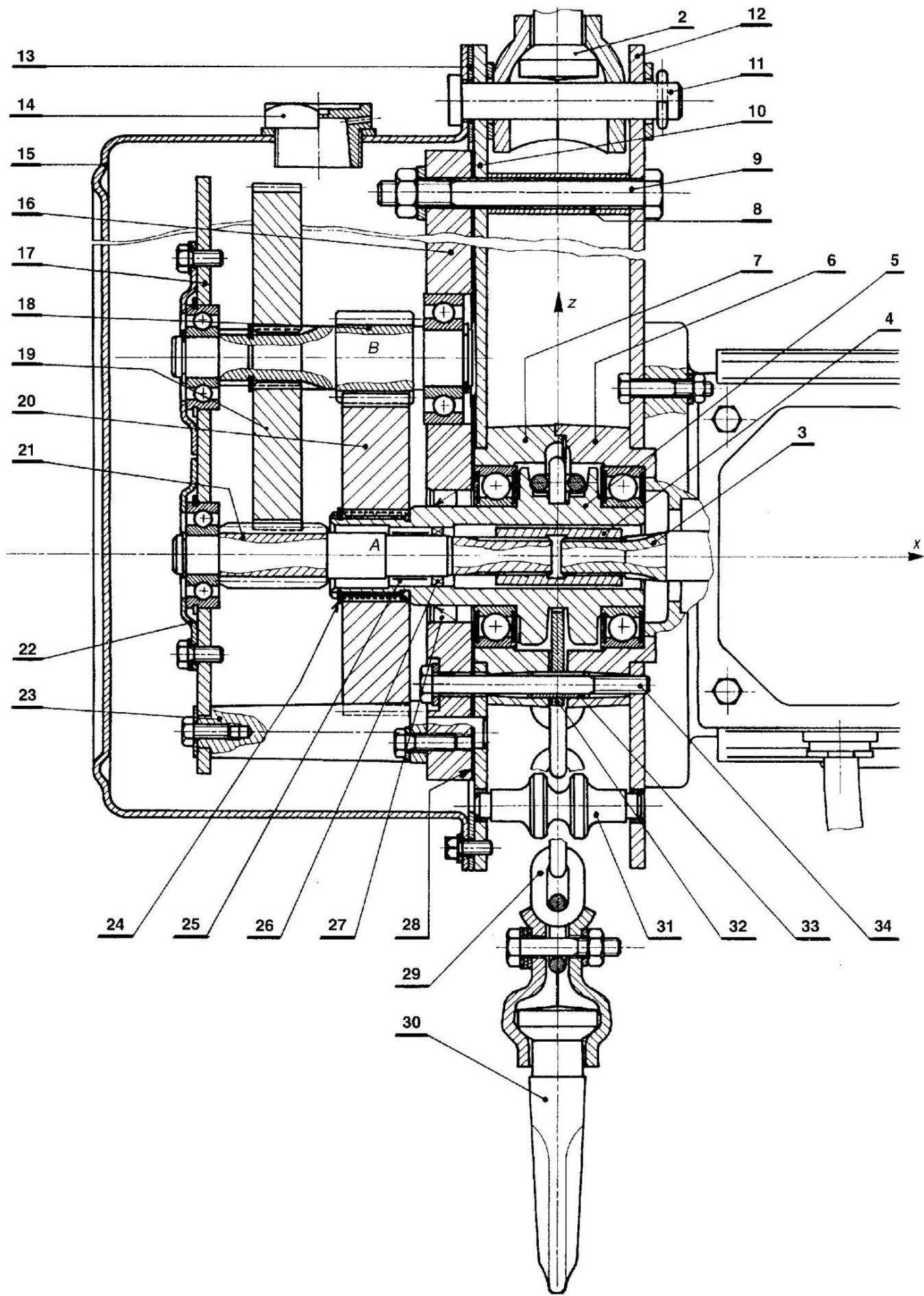
Dans cette partie, peu importe les résultats trouvés précédemment, on prendra  $F_{RA} = 310N$  et  $F_{RD} = 1290N$ .

Q16) Le roulement A est un W6201 de chez SKF, alors que le roulement D est un W6203. Calculer la durée de vie de chacun de ces roulements en heure.

Q17) Calculer la durée de vie de l'ensemble pour une fiabilité de 99%.



# Annexes détachables



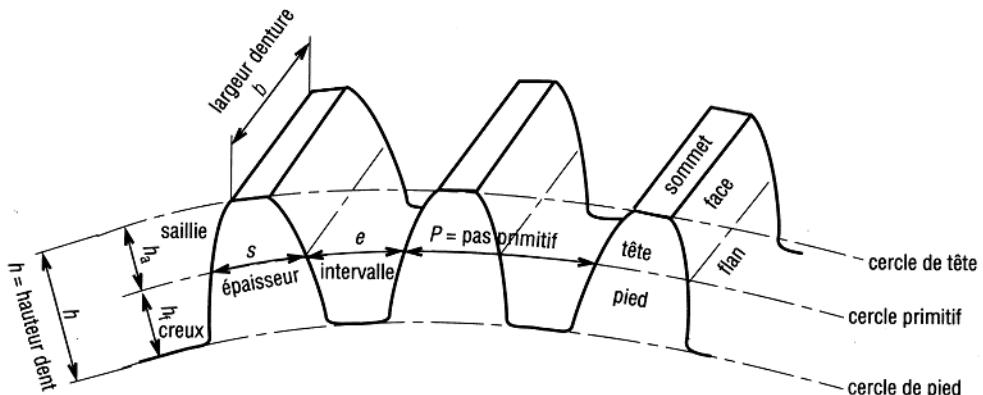
17		Flasque gauche		34	3	Vis H M6-65	
16		Flasque droit		33		Goupille mécanindus 8x16	
15		Carter du réducteur		32		Décolleur	
14		Bouchon de remplissage	Elésa TCF3/4	31		Galet du brin mou de la chaîne	
13		Joint plat d'étanchéité		30		Crochet inférieur	
12		Flasque côté réducteur		29		Chaîne de levage	$P=15\text{mm}$ ; $d=5\text{mm}$
11		Axe d'articulation		28		Joint plat d'étanchéité	
10		Flasque côté moteur		27		Joint pour arbre tournant	Paulstra <del>IE722622</del>
9	3	Boulon H M8-80		26		Joint d'étanchéité	Nadella ET1319
8	3	Entretoise tubulaire		25		Roulement à aiguilles	Nadella DB1312
7		Demi coquille guide chaîne		24		Circlips 7100	
6		Demi coquille guide chaîne		23	3	Colonne	
5		Noix		22	2	Couvercle	
4		Manchon d'accouplement		21	1	Pignon arbré	$Z=11$ ; $m=1.5$
3		Arbre moteur	Leroy 1310 tr/min	20	1	Roue dentée à moyeu cannelé	$Z=48$ ; $m=2$
2		Crochet supérieur		19	1	Roue dentée à moyeu cannelé	$Z=69$ ; $m=1.5$
1		Linguet de sécurité	Non représenté	18	1	Pignon arbré	$Z=12$ ; $m=2$
Re	Nb	Désignation	Observation	Re	Nb	Désignation	Observation

## Rappels utiles

Même si c'est une formule normalement bien connue, on rappelle que, pour une pièce de révolution, qu'un moment (que l'on nomme, généralement à tort, couple) est provoqué par un effort tangentiel appliqué à une certaine distance R (un rayon bien souvent) de l'axe de rotation :  $C = R \cdot F_t$

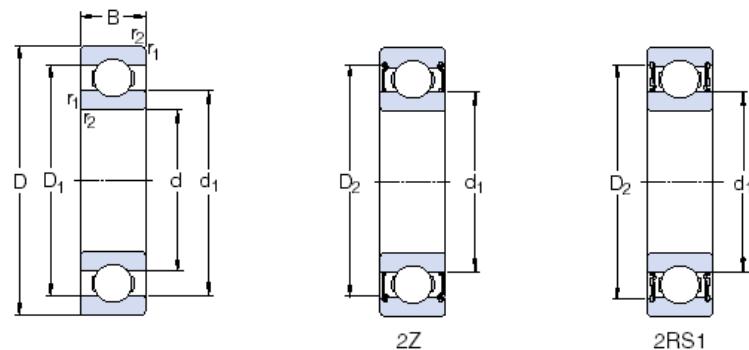
On rappelle également qu'il ne faut pas confondre « rapport de transmission », noté  $r$  et rapport de réduction noté  $i$ . Le rapport de réduction  $i$  est employé lorsque la transmission de puissance implique un  $r < 1$ . Ce rapport n'étant pas très explicite, on utilise alors dans ce cas-là le rapport de réduction  $i = \frac{1}{r}$  ( $i$  est donc  $> 1$ ).

Exemple pour une transmission de rapport de transmission  $r = 0,5$  on utilisera plus volontiers le rapport de réduction  $i = \frac{1}{r} = \frac{1}{0,5} = 2$  indiquant que le système implique une vitesse 2 fois moins élevée à la sortie qu'à l'entrée.



Désignation	Symbole	Formule
Module	$m$	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	$Z$	Par un rapport de vitesse
Diamètre primitif	$d$	$d = mZ$
Diamètre de tête	$d_a$	$d_a = d + 2m$
Diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d - 2,5m$
Saillie	$h_a$	$h_a = m$
Creux	$h_f$	$h_f = 1,25m$
Hauteur de dent	$h$	$h = 2,25m; h = h_a + h_f$
Pas	$p$	$p = \pi m$
Largeur de denture	$b$	$b = km (5 \leq k \leq 16)$
Entraxe	$a$	$a = (d_1 + d_2)/2$
Epaisseur de la dent	$s$	$s = p.m/2$ (avec jeu nul)

**Roulements rigides à billes en acier inoxydable**  
d 10 – 50 mm



Dimensions d'encombrement			Charges de base stat.		Coefficients de calcul		Masse	Désignation	
d	D	B	C	$C_0$	$k_r^{(1)}$	$f_0^{(2)}$	kg	–	
mm			N		–	–	kg	–	
10	26	8	3 900	1 900	25	12	0,019	W 6000	W 6000-2Z
	30	9	4 230	2 280	25	13	0,032	W 6200	W 6200-2Z
	35	11	6 760	3 250	30	11	0,053	W 6300	W 6300-2Z
12	28	8	4 230	2 280	25	13	0,022	W 6001	W 6001-2Z
	32	10	5 720	2 900	25	12	0,037	W 6201	W 6201-2Z
	37	12	8 190	4 050	30	11	0,060	W 6301	W 6301-2Z
15	32	9	4 680	2 750	25	14	0,030	W 6002	W 6002-2Z
	35	11	6 370	3 600	25	13	0,045	W 6202	W 6202-2Z
	42	13	9 560	5 200	30	12	0,085	W 6302	W 6302-2Z
17	35	10	5 070	3 150	25	14	0,039	W 6003	W 6003-2Z
	40	12	8 060	4 650	25	13	0,065	W 6203	W 6203-2Z
	47	14	11 400	6 300	30	12	0,12	W 6303	W 6303-2Z
20	42	12	7 930	4 900	25	14	0,069	W 6004	W 6004-2Z
	47	14	10 800	6 400	25	13	0,11	W 6204	W 6204-2Z
	52	15	13 500	7 650	30	12	0,14	W 6304	W 6304-2Z
25	47	12	8 520	5 700	25	15	0,080	W 6005	W 6005-2Z
	52	15	11 900	7 650	25	14	0,13	W 6205	W 6205-2Z
	62	17	17 200	10 800	30	13	0,23	W 6305	W 6305-2Z
30	55	13	11 100	8 000	25	15	0,12	W 6006	W 6006-2Z
	62	16	16 300	10 800	25	14	0,20	W 6206	W 6206-2Z
	72	19	22 500	14 600	30	13	0,35	W 6306	W 6306-2Z
35	62	14	13 500	10 000	25	15	0,16	W 6007	W 6007-2Z
	72	17	21 600	14 600	25	14	0,29	W 6207	W 6207-2Z
	80	21	27 600	18 600	30	13	0,46	W 6307	W 6307-2Z
40	68	15	14 000	10 800	25	15	0,19	W 6008	W 6008-2Z
	80	18	24 700	17 300	25	14	0,37	W 6208	W 6208-2Z
45	75	16	17 800	14 600	25	15	0,25	W 6009	W 6009-2Z
	85	19	27 600	19 600	25	14	0,41	W 6209	W 6209-2Z
50	80	16	18 200	16 000	25	15	0,26	W 6010	W 6010-2Z
	90	20	29 600	22 400	25	14	0,46	W 6210	W 6210-2Z

<sup>1)</sup> Coefficient de calcul de la charge minimale ; pour la formule, voir SKF Interactive Engineering Catalogue.

<sup>2)</sup> Coefficient de calcul pour déterminer le coefficient Y lors du calcul d'une charge dynamique équivalente.