

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA DE BEJAIA
Faculté : De Technologie
Département : De Génie électrique



Cours et Exercices Corrigés

Filière 1 : Électromécanique
Filière 2 : Électrotechnique Industrielle

Mécanismes Industriels de Transmission Mécanique de Puissance

Application
Dimensionnement Industriel d'un
Système d'Entrainement

Dr : TAZERART Farid

Farid.tazerart@gmail.com

Table des matières

Avant-propos.....	1
-------------------	---

Chapitre 1 : Réalisation de liaisons « Tolérances et Ajustements »

1. Introduction.....	3
2. Cotation tolérances.....	3
3. Désignation des tolérances.....	4
3.1. Qualité de la tolérance ISO.....	4
3.2. Position de la tolérance ISO.....	4
4. Désignation des ajustements.....	5
5. Principe d'assemblage entre un alésage et un arbre avec tolérances.....	5
5.1. Choix du type d'ajustement.....	5
6. Valeurs des ajustements sur l'arbre.....	6
7. Valeurs des ajustements sur l'alésage.....	7
Exercices.....	8
Corrections.....	10

Chapitre 2 : Guidage en Rotation

Partie 1 : Liaisons cinématiques entre pièces mécaniques.....	12
1.2. Les différents types de contact.....	12
1.3. Degrés de liberté d'un solide.....	12
1.4. Liaisons élémentaires.....	13
1.5. Guidage en rotation	15
1.6. Phénomène à prendre en compte.....	15
1.7. Diminution du frottement	15
Partie 2 : Eléments de Machines : Roulement.....	16
2.1. Charges supportées par les roulements.....	16
2.2. Calcul de durée de vie et capacité de charge.....	16
2.2.1. Durée de vie d'un roulement L10.....	17
2.2.2. Durée de vie corrigée Ln.....	17
2.2.3. Calcul de la durée de vie d'un roulement L10.....	17
2.2.4. Calcul de L10H.....	17
2.3. Calcul de la charge dynamique équivalente P.....	18
a) Cas particuliers.....	18
b) Cas général.....	18
c) Valeurs des coefficients X et Y.....	19
2.4. Typologie des Roulements.....	20
2.5. Lubrification et étanchéité	20
Exercices.....	21
Corrections.....	23

Chapitre 3 : Organes de transmissions du mouvement et de puissance

1. Mécanisme.....	24
2. Transmission mécanique.....	24
3. Modes et organes de transmission.....	24
4. Transmettre sans modification de la vitesse	25
4.1. Accouplements rigides.....	25

4.2. Accouplements élastiques.....	26
4.3. Accouplement flexible.....	26
5. Transmettre avec modification de la vitesse.....	27
5.1. Objectifs	27
5.2. Schéma cinématique.....	27
5.3. Réducteurs à engrenages.....	28
5.3.1 Engrenages parallèles à denture droite.....	29
5.3.2. Engrenages parallèles à denture hélicoïdale.....	30
5.3.3. Engrenages à axes concourants à roues coniques.....	32
5.3.4. Engrenages à gauches système roue et vis sans fin.....	32
5.3.5. Transmission par un train d'engrenages.....	34
5.3.5.1. Transmission par un train simple.....	34
5.3.5.2. Les trains épicycloïdaux.....	35
a) Définition d'un train épicycloïdal.....	35
b) Formule de Willis.....	35
5.3.6. Transformation de mouvement giratoire en rectiligne.....	36
5.3.6.1. Système roue et crémaillère.....	36
5.3.6.2. Système vis et écrou.....	37
5.4. Roues de friction.....	38
5.5. Transmission par obstacle Indirecte (utilisation d'un lien de transmission).....	38
5.5.1. Système poulies courroies.....	38
5.5.2. Pignons et chaines.....	41
Exercices.....	42
Corrections.....	45

Chapitre 4 : DIMENSIONNEMENT INDUSTRIEL D'UN SYSTEME D'ENTRAÎNEMENT

1. Introduction	47
2. Constitution des entraînements.....	47
3. Type de motorisation.....	48
3.1. Choix d'un moteur à induction.....	48
3.2. Choix d'un moteur synchrone.....	48
3.3. Choix d'un moteur à courant continu.....	48
4. Choix du réducteur de vitesse.....	48
5. Choix d'un moteur asynchrone.....	49
5.1. Moteur asynchrone triphasé.....	49
5.2. Méthode et guide de sélection d'une machine asynchrone	50
L'organigramme principal.....	50
6. Choix préliminaire du moteur au régime établi.....	51
Objectifs	51
6.1. Calcul des paramètres exigés par le mécanisme (P, C et N).....	51
6.2. Corriger le choix de moteur adapté aux conditions d'utilisation.....	51
6.3. Corriger le choix en fonction de l'environnement.....	52
a) Correction suivant la température.....	52
b) Correction suivant la l'altitude.....	52
c) Selon la Température et l'Altitude.....	52
6.4. Calcul des paramètres de la charge ramenée sur l'arbre moteur (C1, N1 et J1).....	53
6.4. 1. Cas d'un seule réducteur de vitesse.....	53
6.4. 1. Cas de deux réducteurs de vitesse.....	54
6.5. Effectuer un premier choix de moteur pour le régime établi (choix préliminaire).....	54
7. Services : corriger le choix de moteur adapté au service de fonctionnement.....	54
Détermination du type de service de fonctionnement.....	55
7.1. Service continu - Service type S1.....	55
7.2. Service temporaire – Service type S2.....	56
7.3. Service intermittent périodique sans démarrage - Service type S3.....	56
7.4. Service intermittent périodique à démarrage - Service type S4.....	57

7.5. Service intermittent périodique avec démarrage et à freinage électrique - S5.....	58
7.6. Service ininterrompu périodique à charge intermittente - Service type S6.....	58
7.7. Service ininterrompu périodique à freinage électrique - Service type S7.....	59
7.8. Service ininterrompu périodique à changements liés de charge et vitesse - S8.....	59
7.9. Service à variations non périodiques de charge et de vitesse - Service type S9.....	60
7.10. Service à régimes constants distincts - Service type S10.....	60
8. Vérification du moteur au démarrage.....	61
8.1. Calculer le couple d'accélérateurs nécessaire.....	61
8.2. Organigramme de vérification du temps de démarrage du moteur.....	62
9. Vérification du moteur à l'échauffement.....	62
Détermination de la puissance équivalente P_{eq} (crédible) en fonction des services S2 à S10...62	
9.1. Organigramme de vérification de l'échauffement du moteur.....	63
10. Classe d'isolement.....	63
EXERCICES.....	64
Correction.....	70
Références bibliographiques.....	75
Annexe.....	76



Toutes propositions d'améliorations et de corrections seront les bienvenues.

Avant-propos

Une transmission mécanique de puissance est un mécanisme permettant de transmettre un mouvement d'une pièce à une autre, sa fonction est l'adaptation du couple et de la vitesse entre l'organe moteur et l'organe entraîné. Ces mécanismes constitués de pièces reliées entre elles par des liaisons mécaniques en vue de réaliser une fonction déterminée.

Le présent document aborde les notions de base et une introduction à l'étude des mécanismes intervenant dans une chaîne de transmission de puissance. L'ensemble des notions abordées concerne en priorité les étudiants de master filière électromécanique spécialité électromécanique et filière électrotechnique spécialité électrotechnique industrielle.

Les nombreux exercices qui sont proposés en fin de chapitres, accompagnés de corrigés, constituent une aide précieuse à l'apprentissage.

Ce cours s'intéresse principalement aux mécanismes de transmission de puissance inclus dans des systèmes mécaniques, en se focalisant plus particulièrement sur les modes, les organes de transmission et aux calculs des rapports de transmission entre l'entrée et la sortie de différent type de réducteurs.

Ainsi ce cours est divisé en quatre chapitres, chacun des chapitres est construit sur le même plan général :

- Etude théorique ;
- Exercices et applications avec solutions.

Le premier chapitre intitulé « Réalisation de liaisons » par étude des « Tolérances et Ajustements » dans le but de déterminer les assemblages démontables (avec jeu) et assemblages permanents (serrage) aborde les concepts de base nécessaires qui président à la réalisation de tout système.

Le deuxième chapitre qui est divisé en deux parties, la première intitulée « Liaisons cinématiques entre pièces mécaniques », la seconde partie fait appel à la solution constructive qui réalise une liaison pivot « Guidage en rotation », par analyse des critères pour un guidage avec roulement.

Le troisième chapitre intitulé « Organes de transmissions du mouvement et de puissance » dévoile les systèmes de transmission de puissance mécanique situés sur la chaîne d'énergie, entre l'actionneur et l'effecteur.

Enfin, le quatrième chapitre qui est désigné par « Dimensionnement industriel d'un système d'entraînement » le chapitre est consacré à la description des principales étapes de dimensionnement d'un système d'entraînement constitué d'un motoréducteur. Cette application prend en compte de très nombreux facteurs et éléments constitutifs du système : réseau électrique, machine entraînée, contraintes d'environnement, moteurs. Grâce aux critères du choix d'une machine électrique, le temps consacré à bien dimensionner un système d'entraînement peut faire gagner le coût d'investissement et le coût de consommations.

Objectifs de l'enseignement:

Développer chez l'étudiant les concepts de concevoir et de réaliser un moyen de transmission du mouvement de certains mécanismes et organes de machines (roulement, réducteurs, etc).

Quelques rappels en mécanique:

1. Energie: Dans le sens commun l'énergie désigne tout ce qui permet d'effectuer un travail, fabriquer de la chaleur, de la lumière, de produire un mouvement. L'unité pour mesurer l'énergie est le Joule (J).

2. Puissance : La puissance est la quantité d'énergie consommée pour effectuer un travail par unité de temps. L'unité pour mesurer la puissance est le Watt (W).

3. L'Inertie : L'inertie est une résistance des objets pesants (lourd) au mouvement qui leur est imposé. Elle est d'autant plus importante que la masse de la charge est grande et s'oppose à la mise en mouvement. L'inertie définit donc le couple nécessaire pour mettre en mouvement d'une masse m. Le moment d'inertie J, qui s'exprime en Kg.m².

4. Mécatronique : définit un système combinant la mécanique, l'électronique et l'informatique. Exemples : une imprimante, un disque dur, une machine-outil numérique, un distributeur de billets, un robot manipulateur.

5. Systèmes de transmission de mouvements : Il y a transmission de mouvements quand on retrouve à la sortie du dispositif le même type de mouvement qu'à l'entrée.

Dispositifs :

- Poulies/courroies : rotation-rotation ;
- Pignons/chaîne : rotation-rotation ;
- Engrenages : rotation-rotation ;
- Roue dentée/vis sans fin : rotation-rotation.

6. Système de transformation de mouvements : Il y a transformation d'un mouvement quand on retrouve, à la sortie du dispositif, un mouvement de nature différente de celui de l'entrée.

Dispositifs :

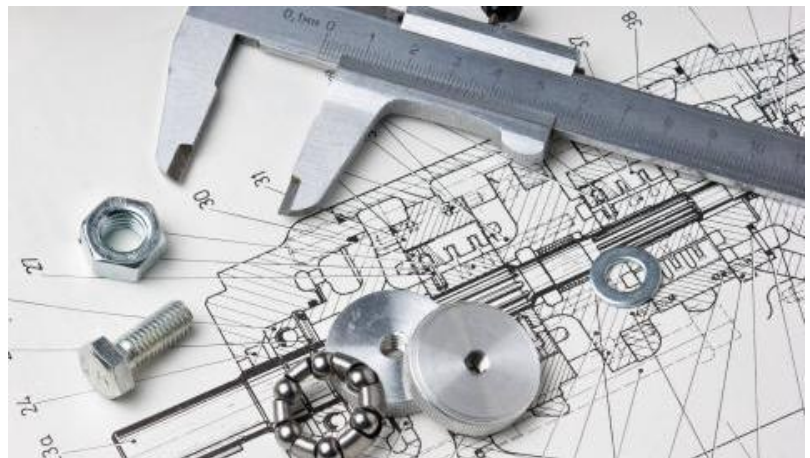
- Treuil : rotation-translation ;
- Came/tige ou excentrique/tige : rotation continue - translation en va-et vient ;
- Bielle/manivelle : rotation continue - translation ou rotation en va-et-vient ;
- Roue dentée/crémaillère : rotation-translation ;
- Vis sans fin/crémaillère : rotation-translation ;
- Vis/écrou : rotation-translation.

7. Quelques grandeurs physiques et leurs unités:

Force: F [N]	Couple: C [N.m]
Masse: m [kg]	Moment d'inertie: J [kg.m ²]
Vitesse: V [m/s]	Vitesse angulaire: ω [rad/s]
Energie: $E=1/2.m.V^2$ [Joule]	Energie : $E=1/2.J.\omega^2$ [Joule]
Puissance: $P=F.V$ [W]	Puissance: $P=C. \omega$ [W]
Accélération: $a=F/m$ [m/s ²]	Accélération angulaire : $d\omega/dt=C/J$ [rad/s ²].

Chapitre 1

REALISATION DE LIAISONS « TOLERANCES ET AJUSTEMENTS »



- Assemblages démontables (avec jeu) et
- Assemblages permanents (serrage)

1. Introduction

Le contrôle dimensionnel permet de vérifier la conformité des dimensions des pièces par rapport à leurs dessins de définition et aux cotes qui y figurent avec la tolérance demandée.

Lorsqu'il faut fabriquer une série de pièces identiques, il est impossible d'avoir les mêmes cotes dans une série de pièces.

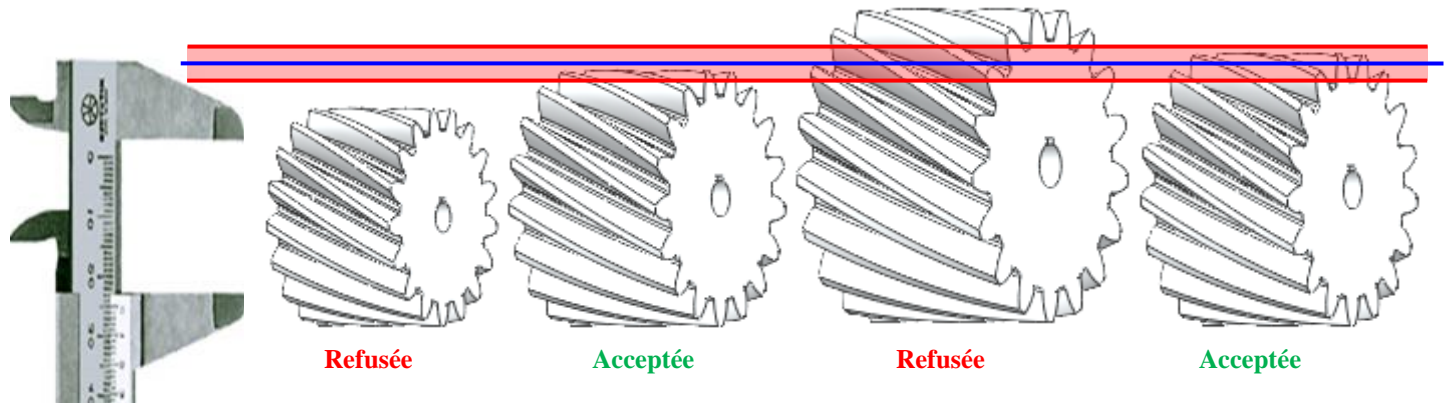


Figure.1.1 : Vérification de la conformité des produits

- Une cote imposée est plus facile à réaliser si elle est entre deux valeurs limites: cote maximale et minimale.
- L'écart arithmétique entre ces deux valeurs s'appelle tolérance ou intervalle de tolérance (IT).
- Plus la précision exigée est grande, plus l'intervalle de tolérance est petit.

2. Cotation Tolérancée

Cote nominale : Dimension ou cote qui sert de référence pour l'identification et l'inscription sur les dessins.

Tolérance ou intervalle de tolérance: Variation permise (tolérée, admissible) de la cote réelle de la pièce.

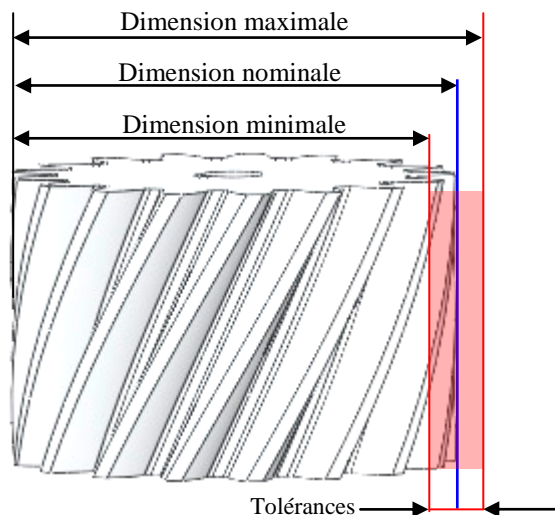


Figure.1.2 : Écart et intervalle de tolérance

Alésage :

Écart Supérieur ES = $D_{max} - D_{nom}$

Écart Inférieur EI = $D_{min} - D_{nom}$

Intervalle de Tolérance IT = $ES - EI$

Arbre :

écart supérieur es = $d_{max} - d_{nom}$

écart inférieur ei = $d_{min} - d_{nom}$

intervalle de tolérance it = $es - ei$

- Les ajustement sont donnés en micron ($1\mu m = 0,001mm$).

3. Désignation des tolérances :

Deux critères définissent une cote tolérancée:

- a) **La position** de l'IT par rapport à la ligne zéro (cote nominale) ;
- b) **La qualité** de l'intervalle de tolérance ou la valeur de l'intervalle de tolérance.

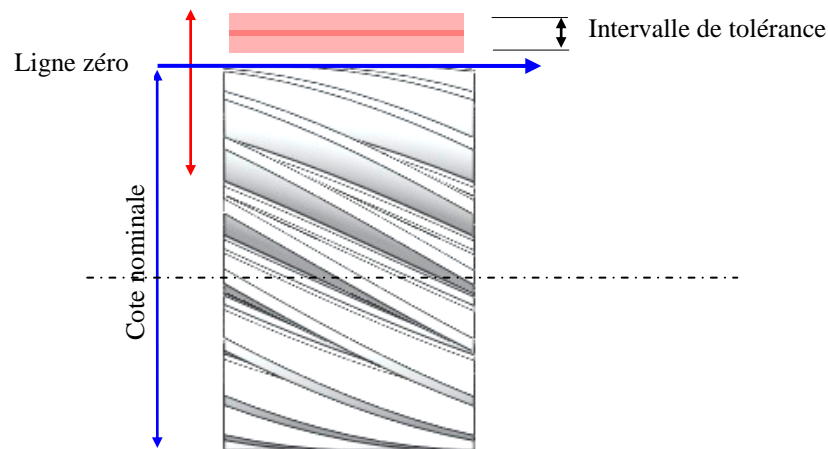


Figure.1.3 : Position de la tolérance.

3.1. Position de la tolérance ISO:

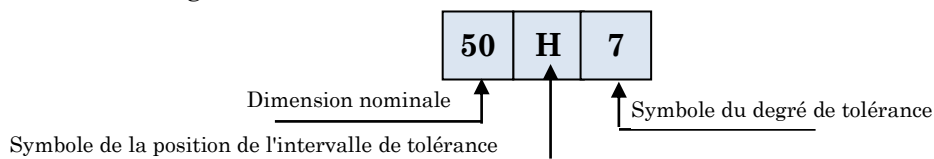
La position de la tolérance par rapport à la ligne zéro est symbolisée par une lettre :

- Majuscule pour les alésages (de A à Z) ;
- Minuscule pour les arbres (de a à z).

3.2. Qualité de la tolérance suivant la norme ISO

- Le système ISO prévoit 18 échelons de qualité : 01, 0 , 1, 2, 3, , 15, 16 (16 médiocre) ;
- Un intervalle de tolérance de faible valeur représente une qualité élevée ;
- La valeur de l'intervalle de tolérance dépend :
 - de la qualité choisie;
 - de la valeur de la dimension nominale.

Exemple : La classe de tolérance se compose du symbole de la position de l'intervalle de tolérance suivie du degré de tolérance.



- La dimension minimale d'un alésage **H** correspond à la dimension nominale (écart inférieur nul).
- La dimension maximale d'un arbre **h** correspond à la dimension nominale (écart supérieur nul).

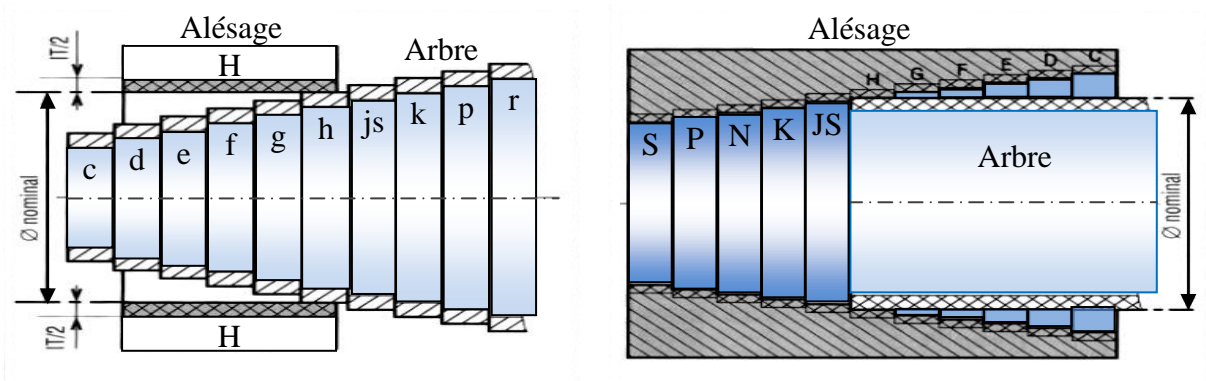


Figure.1.4 : Position de la tolérance par rapport à la ligne zéro

4. Désignation des ajustements

Alésage : Désigne généralement une forme creuse précise (un trou) destinée à recevoir un arbre.

Arbre : Désigne généralement une pièce cylindrique précise.

Ajustement : Constitué par l'assemblage de deux pièces de même dimension nominale.

Un ajustement est désigné par sa dimension nominale, suivie de deux symboles correspondant aux tolérances des deux pièces, en commençant par l'alésage.

Exemple: Soit l'assemblage suivant **16 H8 / f7** : Le diamètre nominal de l'alésage et de l'arbre est de 16mm.

<p>Alésage Tolérance H8 c'est à dire $16^{+0,027}_0$</p> <p>Le diamètre max = Cote max = 16,027 mm</p> <p>Le diamètre min = Cote min = 16 mm</p>	<p>Arbre Tolérance f7 c'est à dire $16^{-0,016}_{-0,034}$</p> <p>Le diamètre max = Cote max = 15,984 mm</p> <p>Le diamètre min = Cote min = 15,966 mm</p>
---	--

5. PRINCIPE D'ASSEMBLAGE ENTRE UN ALESAGE ET UN ARBRE AVEC TOLERANCES

5.1. Choix du type d'ajustement :

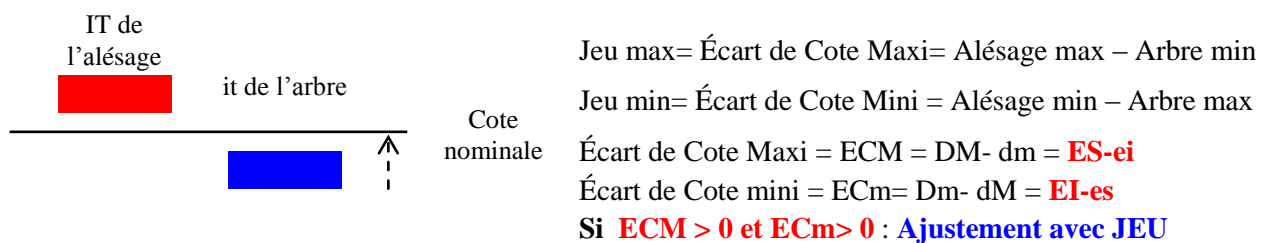
La position relative des intervalles de tolérances détermine :

- Soit un ajustement avec **Jeu** ;
- Soit un ajustement avec **Serrage** ;
- Soit un ajustement **Incertain**, (pouvant présenter tantôt un jeu, tantôt un serrage).

a) Ajustement avec jeu :

Pour qu'il y ait jeu, la cote de l'alésage doit être supérieure à celle de l'arbre.

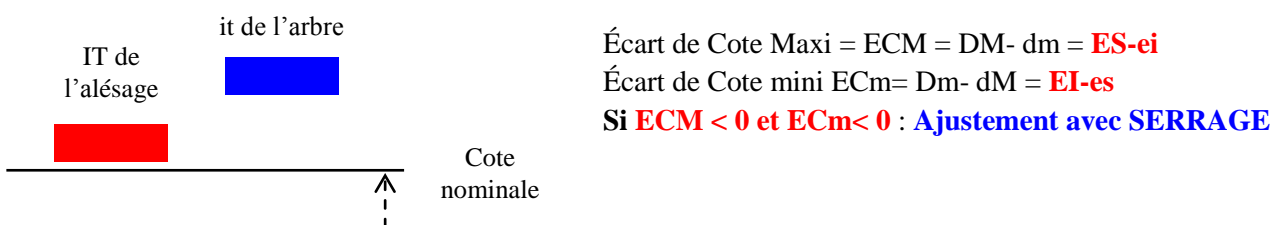
Les intervalles de tolérance (IT et it) ne se chevauchent pas.



b) Ajustement avec serrage :

Pour qu'il y ait serrage, la cote de l'arbre doit être supérieure à celle de l'alésage.

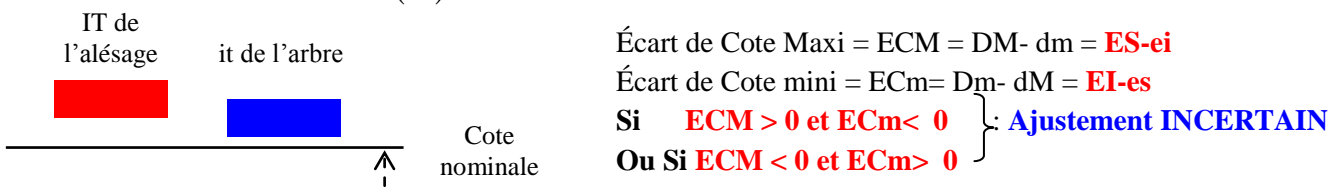
Les intervalles de tolérance (IT) ne se chevauchent pas.



c) Ajustement incertain :

L'ajustement obtenu sera soit avec jeu, soit avec serrage.

Les intervalles de tolérance (IT) se chevauchent.



6. Valeurs des ajustements sur l'ARBRE

Diamètre de l'arbre en m.m

Arbre	Diamètre de l'arbre en m.m												
	Jusqu'à 3 inclus	3 à 6 inclus	6 à 10	10 à 18	18 à 30	30 à 50	50 à 80	80 à 120	120 à 180	180 à 250	250 à 315	315 à 400	400 à 500
a ₁₁	-270 -330	-270 -345	-280 -370	-290 -400	-300 -430	-320 -470	-360 -530	-410 -600	-580 -710	-820 -950	-1050 -1240	-1350 -1560	-1650 -1900
c ₁₁	-60 -120	-70 -145	-80 -170	-95 -205	-110 -240	-130 -280	-150 -330	-180 -390	-230 -450	-280 -530	-330 -620	-400 -720	-480 -840
d ₉	-20 -45	-30 -60	-40 -75	-50 -93	-65 -117	-80 -142	-100 -174	-120 -207	-145 -245	-170 -285	-190 -320	-210 -350	-230 -385
d ₁₀	-20 -60	-30 -78	-40 -98	-50 -120	-65 -149	-80 -180	-100 -220	-120 -250	-145 -305	-170 -355	-190 -400	-210 -440	-230 -480
d ₁₁	-20 -80	-30 -105	-40 -130	-50 -160	-65 -195	-80 -240	-100 -290	-120 -340	-145 -395	-170 -460	-190 -510	-210 -570	-230 -630
e ₇	-14 -24	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146	-110 -162	-125 -182	-135 -198
e ₈	-14 -28	-20 -38	-25 -47	-32 -59	-40 -73	-50 -89	-60 -106	-72 -126	-85 -148	-100 -172	-110 -191	-125 -214	-135 -232
e ₉	-14 -39	-20 -50	-25 -61	-32 -75	-40 -92	-50 -112	-60 -134	-72 -159	-85 -185	-100 -215	-110 -240	-125 -265	-135 -290
f ₆	-6 -12	-10 -18	-13 -22	-16 -27	-20 -33	-25 -41	-30 -49	-36 -58	-43 -68	-50 -79	-56 -88	-62 -98	-68 -108
f ₇	-6 -16	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -50	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -106	-62 -119	-68 -131
f ₈	-6 -20	-10 -28	-13 -35	-16 -43	-20 -53	-25 -64	-30 -76	-36 -90	-43 -106	-50 -122	-56 -137	-62 -151	-68 -165
g ₅	-2 -6	-4 -9	-5 -11	-6 -14	-7 -16	-9 -20	-10 -23	-12 -27	-14 -32	-15 -35	-17 -40	-18 -43	-20 -47
g ₆	-2 -8	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-15 -44	-17 -49	-18 -54	-20 -60
h ₅	0 -4	0 -5	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -20	0 -23	0 -25	0 -27
h ₆	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29	0 -32	0 -36	0 -40
h ₇	0 -10	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
h ₈	0 -14	0 -18	0 -22	0 -27	0 -33	0 -39	0 -46	0 -54	0 -63	0 -72	0 -81	0 -89	0 -97
h ₉	0 -25	0 -30	0 -36	0 -43	0 -52	0 -62	0 -74	0 -87	0 -100	0 -115	0 -130	0 -140	0 -155
h ₁₀	0 -40	0 -48	0 -58	0 -70	0 -84	0 -100	0 -120	0 -140	0 -160	0 -185	0 -210	0 -230	0 -250
h ₁₁	0 -60	0 -75	0 -90	0 -110	0 -130	0 -160	0 -190	0 -220	0 -250	0 -290	0 -320	0 -360	0 -400
h ₁₃	0 -140	0 -180	0 -220	0 -270	0 -330	0 -390	0 -460	0 -540	0 -630	0 -720	0 -810	0 -890	0 -970
j ₆	+4 -2	+6 -2	+7 -2	+8 -3	+9 -4	+11 -5	+12 -7	+13 -9	+14 -11	+16 -13	+16 -16	+18 -18	+20 -20
js ₅	±2	±2,5	±3	±4	±4,5	±5,5	±6,5	±7,5	±9	±10	±11,5	±12,5	±13,5
js ₆	±3	±4	±4,5	±5,5	±6,5	±8	±9,5	±11	±12,5	±14,5	±16	±18	±20
js ₉	±12	±15	±18	±21	±26	±31	±37	±43	±50	±57	±65	±70	±77
js ₁₁	±30	±37	±45	±55	±65	±80	±95	±110	±125	±145	±160	±180	±200
k ₅	+4 0	+6 +1	+7 +1	+9 +1	+11 +2	+13 +2	+15 +2	+18 +3	+21 +3	+24 +4	+27 +4	+29 +4	+32 +5
k ₆	+6 0	+9 +1	+10 +1	+12 +1	+15 +2	+18 +2	+21 +2	+25 +3	+28 +3	+33 +4	+36 +4	+40 +4	+45 +5
m ₅	+6 +2	+9 +4	+12 +6	+15 +7	+17 +8	+20 +9	+24 +11	+28 +13	+33 +15	+37 +17	+43 +20	+46 +21	+50 +23
m ₆	+8 +2	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +13	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 +21	+63 +23
n ₆	+10 +4	+16 +8	+19 +10	+23 +12	+28 +15	+33 +17	+39 +20	+45 +23	+52 +27	+60 +31	+66 +34	+73 +37	+80 +40
p ₆	+12 +6	+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62	+108 +68

La position de l'it par rapport à la ligne zéro et La qualité de it

7. Valeurs des ajustements dans l’ALESAGE

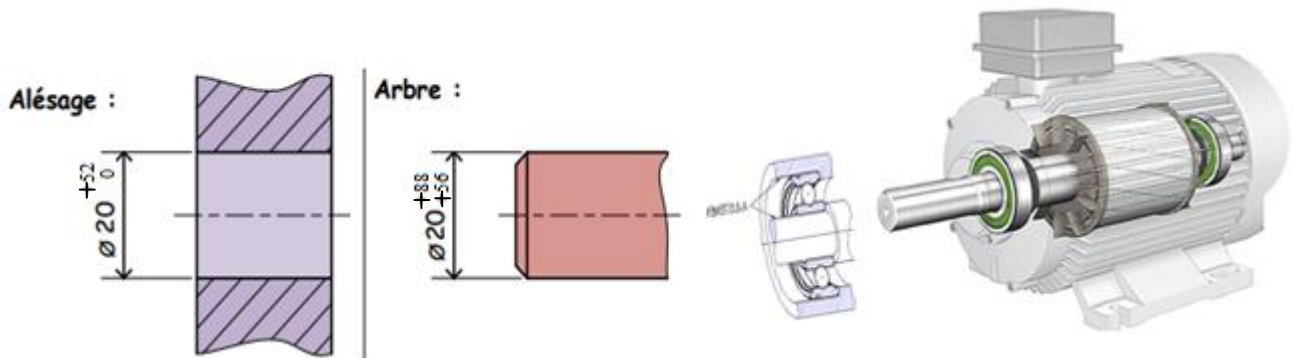
Diamètre de l’alésage en m.m

Alésage	Diamètre de l’alésage en m.m													
	Jusqu’à 3 inclus	3 à 6 inclus	6 à 10	10 à 18	18 à 30	30 à 50	50 à 80	80 à 120	120 à 180	180 à 250	250 à 315	315 à 400	400 à 500	
D10	+ 60 + 20	+ 78 + 30	+ 98 + 40	+ 120 + 50	+ 149 + 65	+ 180 + 80	+ 220 + 100	+ 260 + 120	+ 305 + 145	+ 355 + 170	+ 400 + 190	+ 440 + 210	+ 480 + 230	
F7	+ 16 + 6	+ 22 + 10	+ 28 + 13	+ 34 + 16	+ 41 + 20	+ 50 + 25	+ 60 + 30	+ 71 + 36	+ 83 + 43	+ 96 + 50	+ 108 + 56	+ 119 + 62	+ 131 + 68	
G6	+ 8 + 2	+ 12 + 4	+ 14 + 5	+ 17 + 6	+ 20 + 7	+ 25 + 9	+ 29 + 10	+ 34 + 12	+ 39 + 14	+ 44 + 15	+ 49 + 17	+ 54 + 18	+ 60 + 20	
H6	+ 6 0	+ 8 0	+ 9 0	+ 11 0	+ 13 0	+ 16 0	+ 19 0	+ 22 0	+ 25 0	+ 29 0	+ 32 0	+ 36 0	+ 40 0	
H7	+ 10 0	+ 12 0	+ 15 0	+ 18 0	+ 21 0	+ 25 0	+ 30 0	+ 35 0	+ 40 0	+ 46 0	+ 52 0	+ 57 0	+ 63 0	
H8	+ 14 0	+ 18 0	+ 22 0	+ 27 0	+ 33 0	+ 39 0	+ 46 0	+ 54 0	+ 63 0	+ 72 0	+ 81 0	+ 89 0	+ 97 0	
H9	+ 25 0	+ 30 0	+ 36 0	+ 43 0	+ 52 0	+ 62 0	+ 74 0	+ 87 0	+ 100 0	+ 115 0	+ 130 0	+ 140 0	+ 155 0	
H10	+ 40 0	+ 48 0	+ 58 0	+ 70 0	+ 84 0	+ 100 0	+ 120 0	+ 140 0	+ 160 0	+ 185 0	+ 210 0	+ 230 0	+ 250 0	
H11	+ 60 0	+ 75 0	+ 90 0	+ 110 0	+ 130 0	+ 160 0	+ 190 0	+ 210 0	+ 250 0	+ 290 0	+ 320 0	+ 360 0	+ 400 0	
H12	+ 100 0	+ 120 0	+ 150 0	+ 180 0	+ 210 0	+ 250 0	+ 300 0	+ 350 0	+ 400 0	+ 460 0	+ 520 0	+ 570 0	+ 630 0	
H13	+ 140 0	+ 180 0	+ 220 0	+ 270 0	+ 330 0	+ 390 0	+ 460 0	+ 540 0	+ 630 0	+ 720 0	+ 810 0	+ 890 0	+ 970 0	
J7	+ 4 - 6	+ 6 - 6	+ 8 - 7	+ 10 - 8	+ 12 - 9	+ 14 - 11	+ 18 - 12	+ 22 - 13	+ 26 - 14	+ 30 - 16	+ 36 - 16	+ 39 - 18	+ 43 - 20	
K6	0 - 6	+ 2 - 6	+ 2 - 7	+ 2 - 9	+ 2 - 11	+ 3 - 13	+ 4 - 15	+ 4 - 18	+ 4 - 21	+ 5 - 24	+ 5 - 27	+ 7 - 29	+ 8 - 32	
K7	0 - 10	+ 3 - 9	+ 5 - 10	+ 6 - 12	+ 6 - 15	+ 7 - 18	+ 9 - 21	+ 10 - 25	+ 12 - 28	+ 13 - 33	+ 16 - 36	+ 17 - 40	+ 18 - 45	
M7	- 2 - 12	0 - 12	0 - 15	0 - 18	0 - 21	0 - 25	0 - 30	0 - 35	0 - 40	0 - 46	0 - 52	0 - 57	0 - 63	
N7	- 4 - 14	- 4 - 16	- 4 - 19	- 5 - 23	- 7 - 28	- 8 - 33	- 9 - 39	- 10 - 45	- 12 - 52	- 14 - 60	- 14 - 66	- 16 - 73	- 17 - 80	
N9	- 4 - 29	0 - 30	0 - 36	0 - 43	0 - 52	0 - 62	0 - 74	0 - 87	0 - 100	0 - 115	0 - 130	0 - 140	0 - 155	
P6	- 6 - 12	- 9 - 17	- 12 - 21	- 15 - 26	- 18 - 31	- 21 - 37	- 26 - 45	- 30 - 52	- 36 - 61	- 41 - 70	- 47 - 79	- 51 - 87	- 55 - 95	
P7	- 6 - 16	- 8 - 20	- 9 - 24	- 11 - 29	- 14 - 35	- 17 - 42	- 21 - 51	- 24 - 59	- 28 - 68	- 33 - 79	- 36 - 88	- 41 - 98	- 45 - 108	
P9	- 9 - 31	- 12 - 42	- 15 - 51	- 18 - 61	- 22 - 74	- 26 - 88	- 32 - 106	- 37 - 124	- 43 - 143	- 50 - 165	- 56 - 186	- 62 - 202	- 68 - 223	

JS = + IT/2

EXERCICES**Exercice 01**

Soit l'assemblage réalisé ci-dessous constitué par un alésage (roulement) et un arbre :



1.1. Lecture de tolérances: Effectuez les lectures de cotes et tolérances :

Tolérances de l'alésage

1. Diamètre de l'alésage :mm
2. Ecart supérieur (ES) : μm
3. Ecart inférieur (EI) : μm
4. Intervalle de tolérance (IT) : μm
5. Cote max :mm
6. Cote min :mm

Tolérances de l'arbre

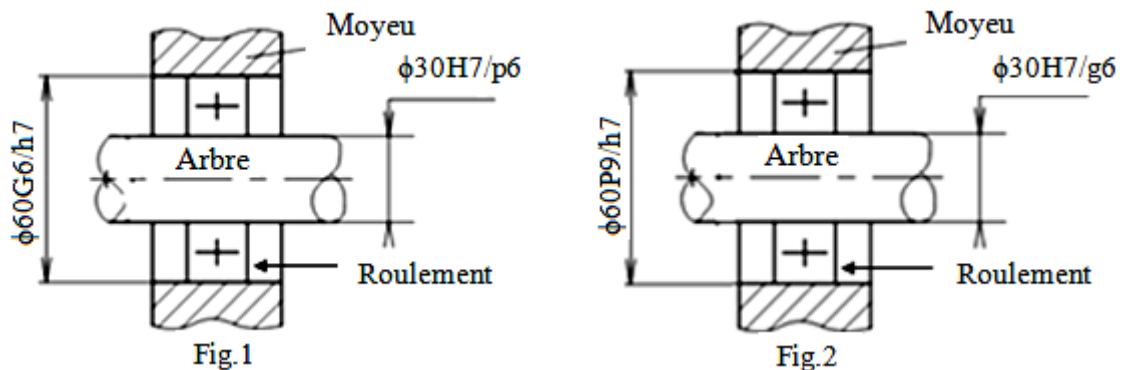
1. Diamètre de l'arbre :mm
2. Ecart supérieur (es) : μm
3. Ecart inférieur (ei) : μm
4. Intervalle de tolérance (it) : μm
5. Cote max :mm
6. Cote min :mm

1.2. Identifier la nature de l'ajustement (jeu, serrage, incertain)

1. Ecart de cote maxi : μm
2. Ecart de cote mini : μm
3. Type d'ajustement:

Exercice 02

Ci dessous deux montages (Fig.1 et Fig.2) indiquent une liaison entre un arbre et un moyeu par l'intermédiaire d'un roulement.



1.1- Identifier la nature des ajustements (types des ajustements) dans le cas de la figure1 et figure2.

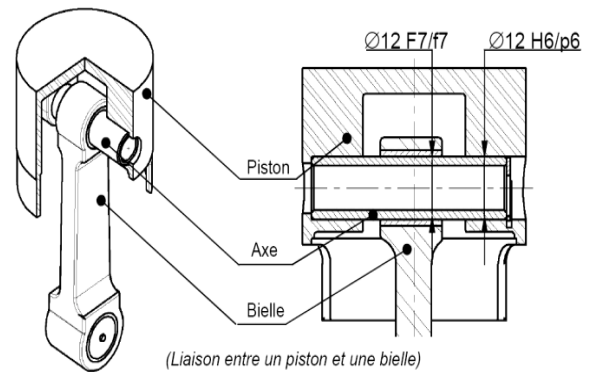
1.2- Montrer la différence entre les deux figures (dévoiler la pièce tournante: arbre ou moyeu).

Exercice 03

Soit l'assemblage réalisé ci dessous: bielle - manivelle

1- Liaison Bielle/Axe 1.1- En complétant le tableau suivant

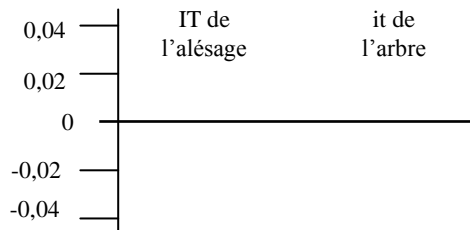
	Arbre	Alésage
Cote (mm)		
Ecart supérieur (mm)		
Ecart inférieur (mm)		
it, IT (mm)		
Cote maxi (mm)		
Cote mini (mm)		



1.2- Positionner les intervalles de tolérance (IT et it) par rapport à la ligne « zéro »

1.3- Identifier la nature de l'ajustement (jeu, serrage, incertain)

1.4- Calculer : Ecart de cote maxi = Ecart de cote mini =



2- Liaison Piston/Axe : Même questions pour la liaison piston/axe.

Exercice 04

4-1- Compléter les différentes cases du tableau ci-dessous :

	$+0,02$ 12 $-0,3$	8	45	63
Cote nominale (mm)				
Ecart supérieur (mm)		+0,015		+0,07
Ecart inférieur (mm)		-0,015		
Cote Maxi (mm)			44,97	
Cote Mini (mm)			44,85	63,03
Intervalle de tolérance (mm)				

4-2- Complétez le tableau ci-dessous en identifiant la nature des ajustements :

Désignation	Schématisation des IT et it	Ecart de cote max (μm)	Ecart de cote min (μm)	Type d'ajustement
35H7m6	
80H7p6	
15H6js5	
50H7f6	

Correction

Exercice 01 :

Lecture de tolérances:

Tolérances de l'alésage

1. Diamètre de l'arbre : **20 mm**
2. Ecart supérieur (ES) : **+52µm**
3. Ecart inférieur (EI) : **0**
4. Intervalle de tolérance (IT) : **+52µm**
5. Cote max : **20,052 mm**
6. Cote min : **20 mm**

Tolérances de l'arbre

7. Diamètre de l'alésage : **20 mm**
8. Ecart supérieur (es) : **+88 µm**
9. Ecart inférieur (ei) : **+56µm**
10. Intervalle de tolérance (it) : **+32µm**
11. Cote max : **20,088 mm**
12. Cote min : **20,056 mm**

Cote maxi (µm) : **-4µm**

Cote mini (µm) : **-88µm**

Type d'ajustement: **Ajustement avec SERRAGE**

Exercice 02 :

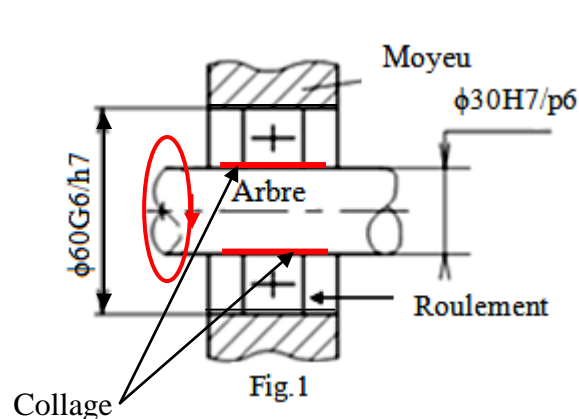
Figure 1 : $\phi 60G6/h7$ { Alésage $\phi 60$ $\begin{matrix} +29 \\ +10 \end{matrix}$ } { $ECM=29+30=59 > 0$ }
 { Arbre $\phi 60$ $\begin{matrix} 0 \\ -30 \end{matrix}$ } { $ECm=10-0=10 > 0$ } : Ajustement avec JEU

Figure 1 : $\phi 30H7/p6$ { Alésage $\phi 30$ $\begin{matrix} +21 \\ 0 \end{matrix}$ } { $ECM=21-22=-1 < 0$ }
 { Arbre $\phi 30$ $\begin{matrix} +35 \\ +22 \end{matrix}$ } { $ECm=0-35=-35 < 0$ } : Ajustement avec Serrage

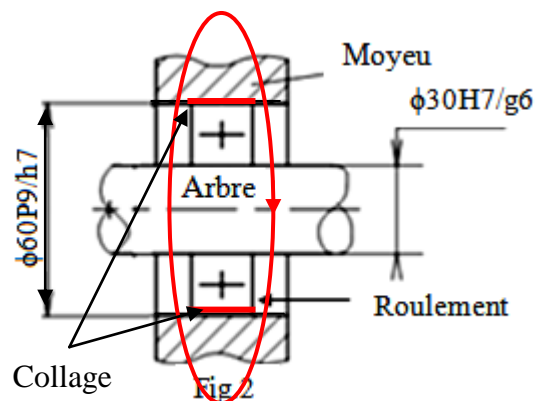
Figure 2 : $\phi 60P9/h7$: Ajustement avec Serrage

Figure 2 : $\phi 30H7/g6$: Ajustement avec JEU

Conclusion :



Arbre tournant pour éviter l'usure du moyeu



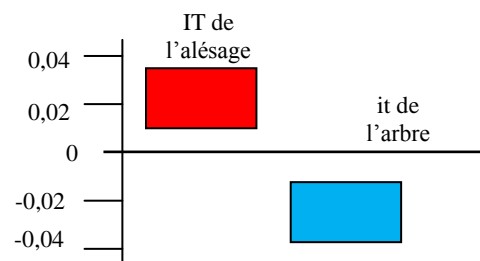
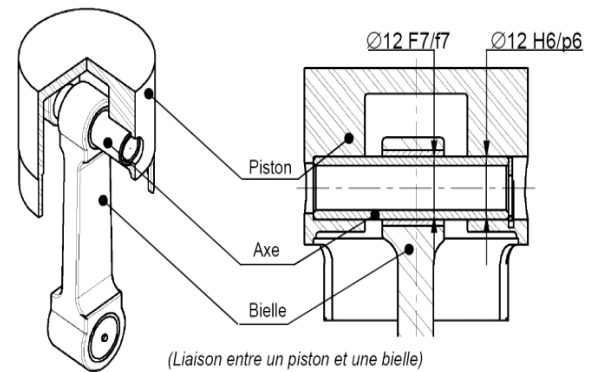
Moyeu tournant pour éviter l'usure de l'arbre

Exercice 03 :

1- Liaison Bielle/Axe $\phi 12F7/f7$

1.1- En complétant le tableau suivant :

	Arbre	Alésage
Cote (mm)	12	12
Ecart supérieur (mm)	+0.034	-0.016
Ecart inférieur (mm)	+0.016	-0.034
it , IT (mm)	+0.018	+0.018
Cote maxi (mm)	12.034	11.984
Cote mini (mm)	12.016	11.966



Ajustement avec JEU

Ecart de cote maxi = Jeu Maxi = **+68µm** ; Ecart de cote mini = Jeu mini = **+32µm**.

2- Liaison Piston/Axe : même méthode

Exercice 04 : Complétez le tableau ci-dessous en identifiant la nature des ajustements :

Désignation	Schématisation des IT et it	Ecart de cote max (µm)	Ecart de cote min (µm)	Type d'ajustement
35H7m6		+16	-25	Incertain
80H7p6		-2	-51	Serrage
15H6js5		+15	-4	Incertain
50H7f6		+66	+25	Jeu

Chapitre 2

GUIDAGE EN ROTATION

Eléments de Machines **ROULEMENT**



Les mécanismes sont constitués de pièces reliées entre elles par des liaisons mécaniques en vue de réaliser une fonction déterminée. Ces mécanismes permettent de transmettre l'énergie reçue et agissent directement sur la matière d'œuvre.

Partie 1 : Liaisons cinématiques entre pièces mécaniques

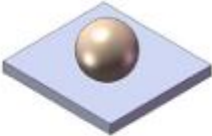

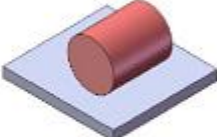


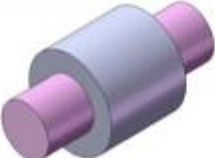

Liaison mécanique

1.1. Définition :

Une liaison est une relation de contact entre deux PIÈCES.

1.2. Les différents types de contact

On distingue de manière purement théorique trois grands types de contact :

<i>Contact ponctuel</i>			
<i>Contact linéaire ou linéique</i>			
<i>Contact surfacique</i>			

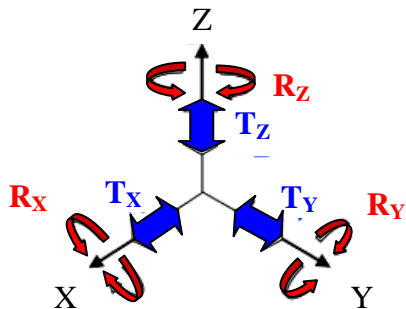
1.3. Degrés de liberté d'un solide

On appelle degré de liberté la liberté de mouvement en rotation ou en translation d'un solide par rapport à l'autre solide. Nombre maxi de degrés de liberté : 6

Un solide libre dans l'espace possède 6 degrés de liberté (ou mobilités) :

- 3 translations T_x T_y T_z
- 3 rotations R_x R_y R_z

Ces 6 degrés de liberté permettent au solide d'occuper n'importe quelle position dans l'espace.

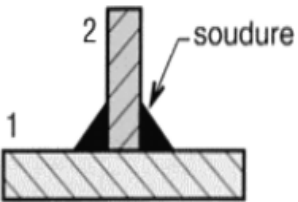
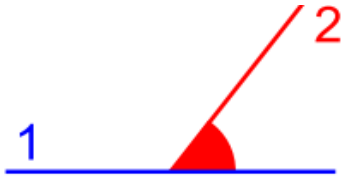

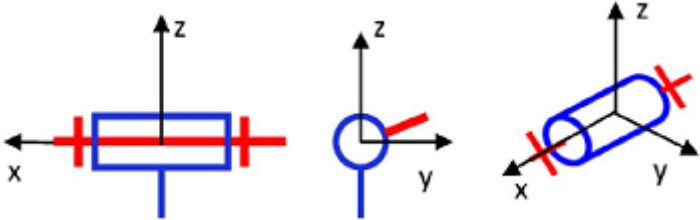
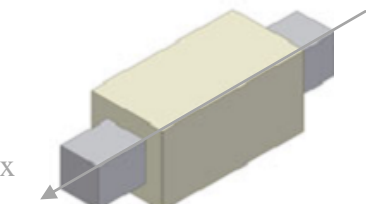
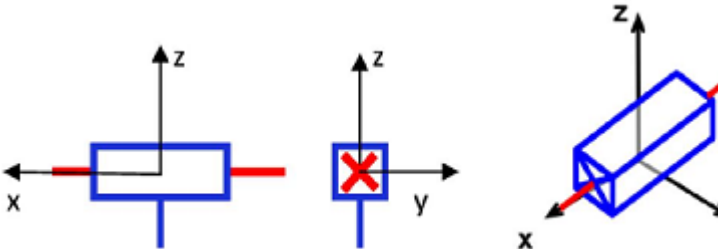
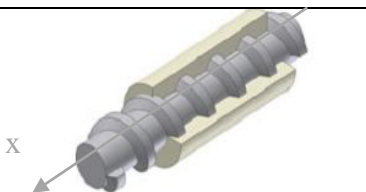
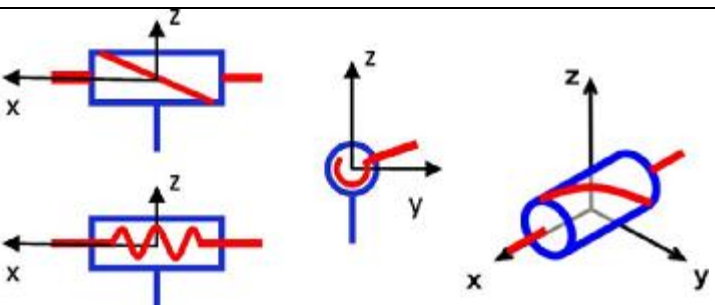
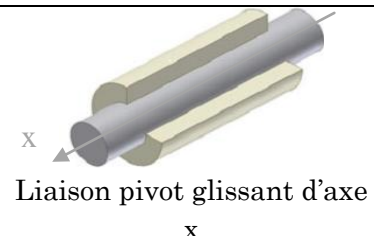
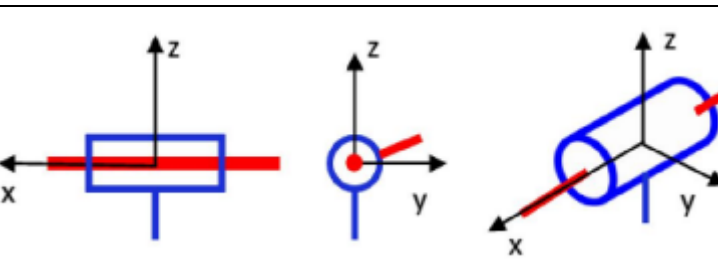




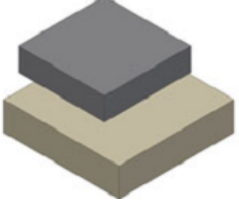

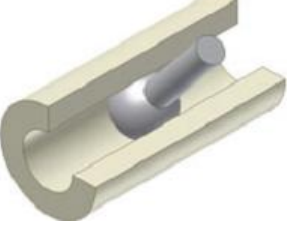

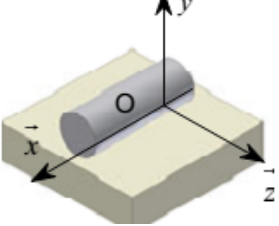
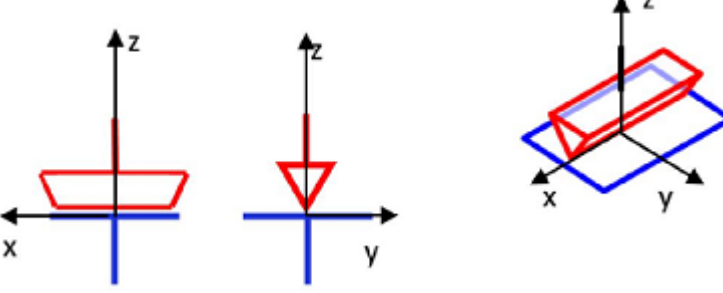
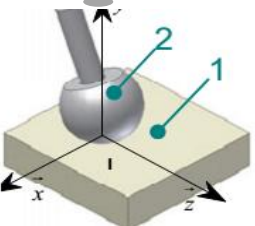
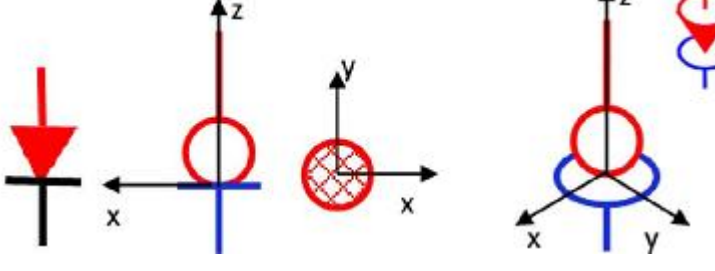


3	3
Translations	Rotations
T_x	R_x
T_y	R_y
T_z	R_z

Dans un mécanisme, quand une pièce est en contact avec une autre, il y a entre ces deux pièces une liaison mécanique.

1.4. Liaisons élémentaires

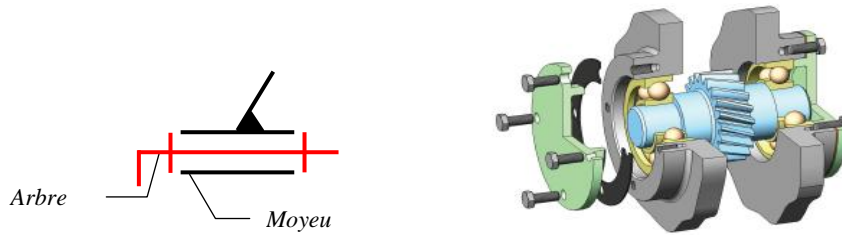
A chaque contact autorisant ou non des déplacements entre deux pièces notés (1) et (2) est associé une liaison élémentaire

Types de Liaisons	Représentations et symboles	Degrés de liberté												
 <p>Liaison encastrement</p>		<table border="1"> <tr><td></td><td>T</td><td>R</td></tr> <tr><td>x</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>y</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>z</td><td>0</td><td>0</td></tr> </table> <p>0 mobilité</p>		T	R	x	0	0	y	0	0	z	0	0
	T	R												
x	0	0												
y	0	0												
z	0	0												
 <p>Liaison pivot d'axe x</p>		<table border="1"> <tr><td></td><td>T</td><td>R</td></tr> <tr><td>x</td><td>0</td><td>1</td></tr> <tr><td>y</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>z</td><td>0</td><td>0</td></tr> </table> <p>1 mobilité</p>		T	R	x	0	1	y	0	0	z	0	0
	T	R												
x	0	1												
y	0	0												
z	0	0												
 <p>Liaison glissière d'axe x</p>		<table border="1"> <tr><td></td><td>T</td><td>R</td></tr> <tr><td>x</td><td>1</td><td>0</td></tr> <tr><td>y</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>z</td><td>0</td><td>0</td></tr> </table> <p>1 mobilité</p>		T	R	x	1	0	y	0	0	z	0	0
	T	R												
x	1	0												
y	0	0												
z	0	0												
 <p>Liaison hélicoïdale d'axe x</p>		<table border="1"> <tr><td></td><td>T</td><td>R</td></tr> <tr><td>x</td><td>1</td><td>1</td></tr> <tr><td>y</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>z</td><td>0</td><td>0</td></tr> </table> <p>2 mobilités</p>		T	R	x	1	1	y	0	0	z	0	0
	T	R												
x	1	1												
y	0	0												
z	0	0												
 <p>Liaison pivot glissant d'axe x</p>		<table border="1"> <tr><td></td><td>T</td><td>R</td></tr> <tr><td>x</td><td>1</td><td>1</td></tr> <tr><td>y</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>z</td><td>0</td><td>0</td></tr> </table> <p>2 mobilités</p>		T	R	x	1	1	y	0	0	z	0	0
	T	R												
x	1	1												
y	0	0												
z	0	0												
 <p>Liaison rotule</p>		<table border="1"> <tr><td></td><td>T</td><td>R</td></tr> <tr><td>x</td><td>0</td><td>1</td></tr> <tr><td>y</td><td>0</td><td>1</td></tr> <tr><td>z</td><td>0</td><td>1</td></tr> </table> <p>3 mobilités</p>		T	R	x	0	1	y	0	1	z	0	1
	T	R												
x	0	1												
y	0	1												
z	0	1												

 <p>Liaison appui plan de normale y</p>		<table border="1" data-bbox="1316 168 1460 347"> <thead> <tr> <th></th> <th>T</th> <th>R</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <th>x</th> <td>1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>y</th> <td>1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>z</th> <td>0</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table> <p>3 mobilités</p>		T	R	x	1	0	y	1	0	z	0	1
	T	R												
x	1	0												
y	1	0												
z	0	1												
 <p>Liaison sphère cylindre (linéaire annulaire) d'axe x</p>		<table border="1" data-bbox="1316 448 1460 638"> <thead> <tr> <th></th> <th>T</th> <th>R</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <th>x</th> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <th>y</th> <td>0</td> <td>1</td> </tr> <tr> <th>z</th> <td>0</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table> <p>4 mobilités</p>		T	R	x	1	1	y	0	1	z	0	1
	T	R												
x	1	1												
y	0	1												
z	0	1												
 <p>Liaison cylindre plan (linéaire rectiligne), de normale y et d'axe x</p>		<table border="1" data-bbox="1316 772 1460 963"> <thead> <tr> <th></th> <th>T</th> <th>R</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <th>x</th> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <th>y</th> <td>1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>z</th> <td>0</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table> <p>4 mobilités</p>		T	R	x	1	1	y	1	0	z	0	1
	T	R												
x	1	1												
y	1	0												
z	0	1												
 <p>Liaison sphère plan (ponctuelle) de normale y</p>		<table border="1" data-bbox="1316 1120 1460 1310"> <thead> <tr> <th></th> <th>T</th> <th>R</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <th>x</th> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <th>y</th> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <th>z</th> <td>0</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table> <p>5 mobilités</p>		T	R	x	1	1	y	1	1	z	0	1
	T	R												
x	1	1												
y	1	1												
z	0	1												
 <p>Liaison rotule à doigt</p>		<table border="1" data-bbox="1316 1456 1460 1646"> <thead> <tr> <th></th> <th>T</th> <th>R</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <th>x</th> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>y</th> <td>0</td> <td>1</td> </tr> <tr> <th>z</th> <td>0</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table> <p>2 mobilités</p>		T	R	x	0	0	y	0	1	z	0	1
	T	R												
x	0	0												
y	0	1												
z	0	1												

1.5. Guidage en rotation

Le guidage en rotation consiste à réaliser une liaison pivot entre un arbre et un alésage (moyeu).



La liaison pivot ne laisse subsister entre l'arbre et son palier qu'une liberté de rotation autour d'un axe géométrique: l'axe de rotation. Si de plus l'arbre peut glisser dans son palier suivant cet axe, la liaison est alors une liaison pivot glissant.

Articulations (mécanismes de liaison) assurant le guidage en rotation :

- a) **Liaison directe** : Les pièces sont en contact direct.
- b) **Liaison indirecte avec éléments antifriction (paliers lisses)** :
 - Coussinets en métal fritté autolubrifiants: Poudre de bronze agglomérée à chaud imprégnée d'huile.
 - Coussinets composites: Couche de PTFE « téflon » à l'intérieur d'une bague métallique.
- c) **Liaison indirecte avec éléments roulants (roulements)** : Cette solution constructive développée à la suite est très utilisée. Le guidage est assuré avec précision avec un frottement minimal.
- d) **Liaison indirecte élastique (Silentblocs)**: Deux bagues métalliques reliées par une bague en caoutchouc.

Les symboles normalisés pour représenter les types de liaison mécaniques.

Types de liaison	Liaison complète	Liaison plane	Guidage en translation	Guidage en rotation	Guidage en rotation et en translation
Symboles normalisés					

1.6. Phénomène à prendre en compte

Le mouvement relatif de deux pièces provoquera un phénomène de : frottement qu'il faut réduire autant que possible ; en effet ce frottement constitue une perte d'énergie, qui est transformée : en chaleur, bruit, usure et provoque la détérioration des pièces. Ces pertes d'énergie vont de ce fait faire baisser le rendement.

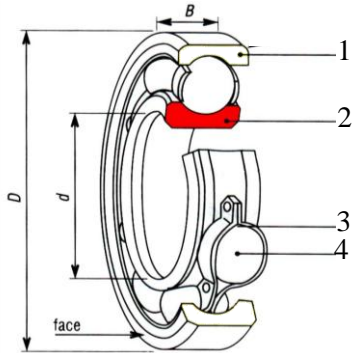
1.7. Diminution du frottement

- Un bon choix des matériaux (faible coefficient de frottement : 0,04 téflon/acier /0,1 bronze/acier).
- Un bon état des surfaces flottantes (faible indice de rugosité: Ra 0,8 ou 0,4)
- Une valeur adéquate du jeu, trop faible, il augmente le frottement, trop grand, il affaiblit la précision du guidage.
- Une lubrification adaptée.
- Le rattrapage du jeu au fur et à mesure de l'usure.
- Une protection des agressions extérieures des surfaces frottantes (éviter la corrosion).
- Le remplacement éventuel du frottement par un roulement.

Partie 2 : Eléments de Machines : Roulements

Roulement : Le roulement est un organe mécanique destiné à permettre la transmission des efforts entre deux pièces en rotation l'une par rapport à l'autre avec un effort minimale.

Rôle: Permettent d'obtenir une liaison pivot entre un arbre et un moyeu (alésage), avec peu de frottement. Un roulement est constitué de quatre éléments différents (figure 2.1).



- 1 : Bague extérieure, liée à l'alésage (logement du roulement)
- 2 : Bague intérieure, liée à l'arbre
- 3 : Cage, assure le maintien des éléments roulant
- 4 : Eléments roulants, situés entre les deux bagues

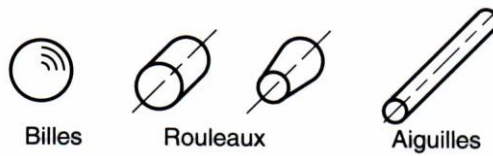


Figure 2.1 : Composition d'un roulement

2.1. Charges supportées par les roulements.

Lors du chargement d'un roulement, il s'en suit une déformation du roulement et donc du chemin de roulement. Cette déformation induit une résistance au roulement. Cette résistance provoque un échauffement et, en cas de lubrification insuffisante ou de charges excessives, le roulement peut s'endommager. Il est donc opportun de représenter le chargement d'un roulement. On observe trois types de chargement différents :

1. Chargement radial (F_R) : cette charge est perpendiculaire à l'axe de rotation du roulement ;
2. Chargement axial (F_a) : cette charge est parallèle à l'axe de rotation du roulement ;
3. Chargement combiné (F) : ce chargement est la combinaison des deux chargements précédents.

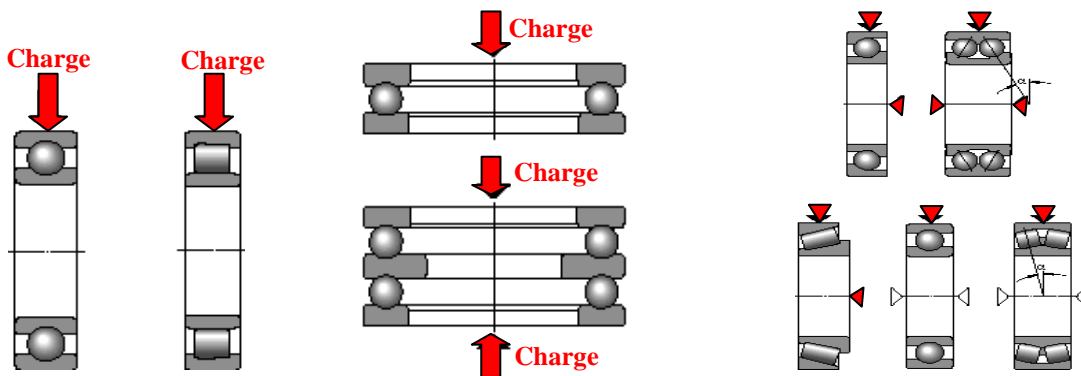


Figure 2.2 : Chargement radial Figure 2.3 : Chargement axial Figure 2.4 : Chargement combiné

2.2. Calcul de durée de vie et capacité de charge

La durée de vie d'un roulement peut être calculée de façon plus ou moins précise selon les conditions de fonctionnement définies. La méthode la plus simple, préconisée par la norme ISO 281, permet de calculer la durée de vie atteinte par 90% des roulements travaillant sous charge dynamique.

2.2.1. Durée de vie d'un roulement L10

On appelle **L10** la durée de vie normalisée d'un roulement. Le **10** signifie que la durée de vie est calculée pour un taux de défaillance du roulement de 10%. Soit une fiabilité de 90%. **L10** est calculé en millions de tour et sert de référence pour calculer des durée de vie avec une fiabilité supérieure.

2.2.2. Durée de vie corrigée Ln

Si on souhaite obtenir une **durée de vie** Ln supérieure à L10, il suffit d'appliquer la formule suivante :

$$L_n = a \cdot L_{10}$$

- Pour L10 (fiabilité de 90%) : $a = 1$;
- Pour L5 (fiabilité de 95%) : $a = 0,62$;
- Pour L4 (fiabilité de 96%) : $a = 0,53$;
- Pour L3 (fiabilité de 97%) : $a = 0,44$.

2.2.3. Calcul de la durée de vie d'un roulement L10

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n$$

Avec :

- L10 : durée de vie en millions de tours ;
- C : charge dynamique de base (donné par les constructeurs) ;
- P : charge dynamique équivalente exercée sur le roulement ;
- $n = 3$ pour les roulements à bille, $n = 10/3$ pour les roulements à rouleaux.

On voit que : si $P = C$, $L_{10} = 1$ million de tours. C'est donc la charge sous laquelle les roulements ont une durée de vie nominale d'un million de tours. On l'appelle aussi capacité de charge dynamique.

2.2.4. Calcul de L10H

L10H et la durée de vie en heures de fonctionnement.

$$L_{10H} = \left(\frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot N}\right)$$

Avec :

- L10 : durée de vie en millions de tours ;
- N : vitesse de rotation en tr/min.

Exemple: Soit un roulement à bille de $C=6300N$ (d'après le catalogue de roulement), et $P=2100 da.N$, de $N=150$ tr/min.

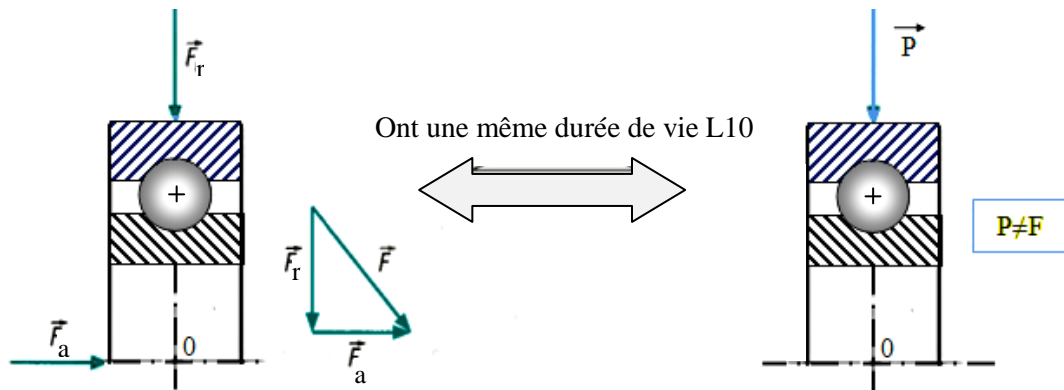
- Déterminer la durée de vie nominale en millions de tours et en heures de fonctionnement.

Solution: $L_{10} = (C/P)^n = (6300/2100)^3 = 3^3 = 27$ millions de tours.

$$L_{10H} = (L_{10} \cdot 10^6 / 60 \cdot N) = 27 \cdot 10^6 / 60 \cdot 150 = 3000 \text{ heures.}$$

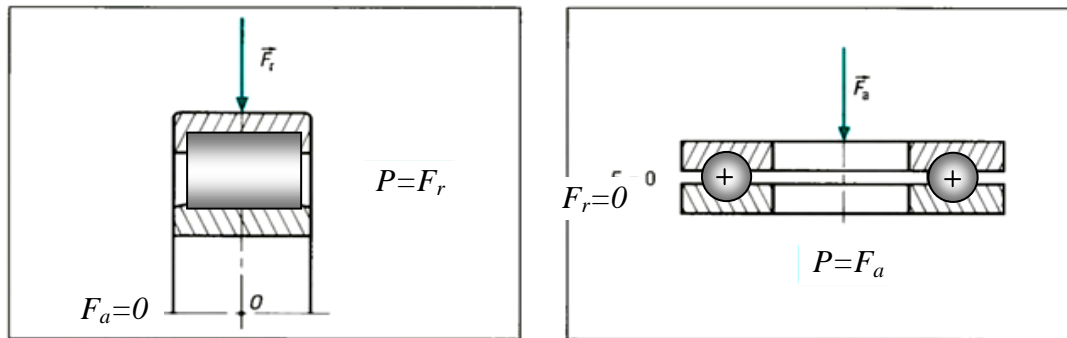
2.3. Calcul de la charge dynamique équivalente P

La charge équivalente P est une charge radiale pure qui donne la même durée de vie que la charge radiale F_r et la charge axiale F_a réellement exercées sur le roulement. P est différent de la charge combinée F.



a) Cas particuliers

- Pour les roulements à aiguilles et les roulements à rouleaux cylindriques avec bagues séparables : $F_a = 0$ et $P = F_r$.
- Pour les butées ne supportant que des charges axiales : $F_r = 0$ et $P = F_a$.



b) Cas général

Pour calculer P, les efforts F_r et F_a doivent être connus. P est calculé à partir de la relation suivante :

$$P = X.F_r + Y.F_a$$

X et Y sont des coefficients normalisés liés à la nature du roulement et à ses dimensions (tableau ci dessous).

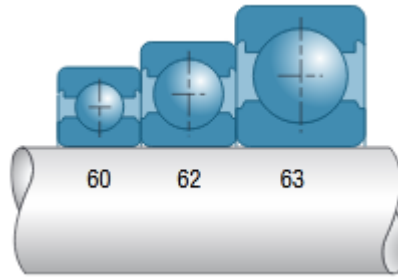
Remarque : Si la bague extérieure tourne par rapport à la direction de la charge, la valeur de P est calculée par :

$$P = 1,2.X.F_r + Y.F_a$$

c) Valeurs des coefficients X et Y

X et Y = facteurs de charge définis dans le tableau ci-dessous ; Fa et Fr : efforts axial et radial appliqués au roulement.

Type	Coupe	Série	Angle de contact	Fa/C0	e	Fa / Fr ≤ e		Fa / Fr > e		
						X	Y	X	Y	
Roulements à billes à contact radial à 1 ou 2 rangées de billes		60-62-63-64 160-618-619 622-623 42-43				1	0	0,56	2,30	
									1,99	
									1,71	
									1,55	
									1,45	
									1,31	
									1,15	
									1,04	
									1,00	
									1,00	
Roulements à billes à contact radial à 1 rangée de billes jeu résiduel supérieur au jeu normal		60-62-63-64 160-618-619 622-623				1	0	0,46	1,88	
									1,71	
									1,52	
									1,41	
									1,34	
									1,23	
									1,10	
									1,01	
									1,00	
									1,00	
Roulements à billes à contact oblique à 1 rangée de billes		72-73 QJ2-QJ3	40° 35°			1	0	0,35 0,37	0,57 0,66	
Roulements à billes à contact oblique à 2 rangées de billes		32-33 32..A-33..A 52-53 32..B-33..B	35° 25° 32°			1	0,66 0,92 0,73	0,60 0,67 0,62	1,07 1,41 1,17	
Roulements à rotule sur billes		12-13 22-23 112-113				voir liste des Roulements	1	voir liste des Roulements	0,65	voir liste des Roulements
Roulements à rouleaux coniques		302-303-313 320-322-322..B 323-323..B 330-331-332				voir liste des Roulements	1	0	0,40	voir liste des Roulements
Roulements à rotule sur rouleaux		213-222-223 230-231-232 240-241				voir liste des Roulements	1	voir liste des Roulements	0,67	voir liste des Roulements
Roulements à rouleaux cylindriques		N..2-N..3-N..4 N..10 N..22-N..23				-	1	-	1,00	-
Butée à billes à simple ou double effet		511-512-513 514				-	-	-	-	1,00
Butée à rotule sur rouleaux		293-294				1,82	-	-	1,20	1,00



2.4. Typologie des Roulements

<p>1 rangée de billes contact radial</p>	<p>1 rangée de bille contact oblique</p>	<p>2 rangées de billes à rotule</p>
<p>À rouleaux cylindriques</p>	<p>à rouleaux coniques</p>	<p>à aiguilles</p>
<p>Butée à billes</p>	<p>butée à rouleaux</p>	<p>combiné (aiguilles + billes)</p>

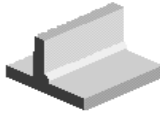
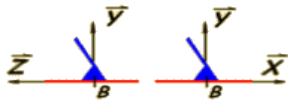
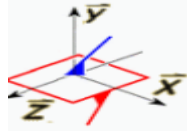
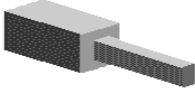
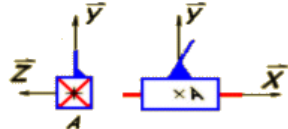
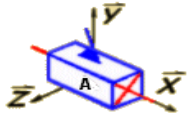
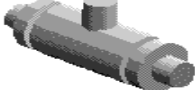
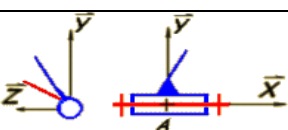
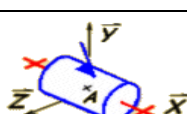

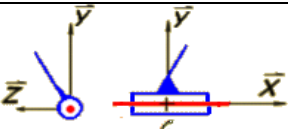
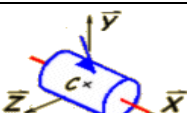
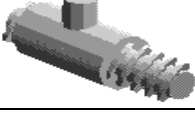
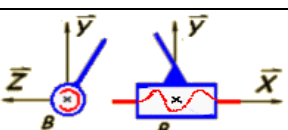
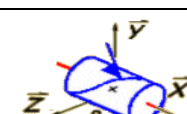
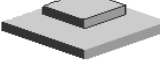
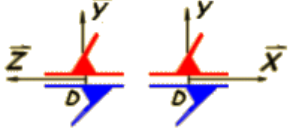
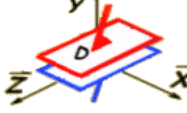

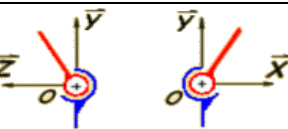
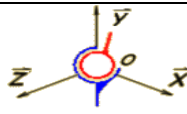

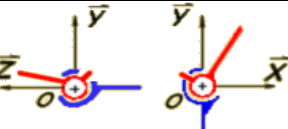

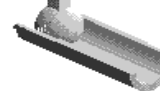
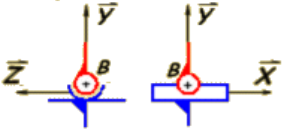

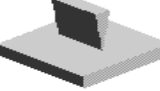
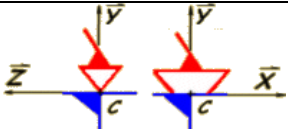
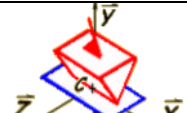
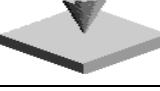
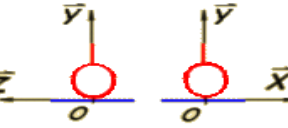

2.5. Lubrification et étanchéité :

Elle est nécessaire pour maintenir la précision, la fiabilité et ralentir l'usure et la corrosion. Lorsque le milieu ambiant est pollué, poussières, copeaux, liquides corrosifs, il est nécessaire de protéger les surfaces de guidage.

EXERCICES

Exercice 1

Complétez les tableaux par : « T » Translations et « R » Rotations pour chaque liaison.

	Nom de la liaison	Représentations planes	Perspective	Degrés de liberté						
01	Encastrement 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									
02	Glissière 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									
03	Pivot 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									
04	Pivot Glissant 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									
05	Hélicoïdale 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									
06	Appui Plan 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									
07	Rotule 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									
08	Rotule à doigt 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									
09	Linéaire annulaire 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									
10	Linéaire rectiligne 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									
11	Ponctuelle 			<table border="1" style="width: 100%;"><tr><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">T</td><td style="background-color: #00b0f0; color: white;">R</td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr><tr><td> </td><td> </td></tr></table>	T	R				
T	R									

Exercice 2

Roulement à billes à contact radial de dimensions :

$$d = 20 \text{ mm};$$

$$D = 47 \text{ mm};$$

$$B = 14 \text{ mm};$$

De capacité:

$$C = 12\,800 \text{ N} \quad C_0 = 6600 \text{ N}$$

La charge combinée F devient :

$$F_a = 2000 \text{ N}$$

$$F_r = 6000 \text{ N}$$

La vitesse de rotation est de $n = 200 \text{ tr/min}$.

Calculer la durée de vie L_{10} et L_{h10} du roulement.

Exercice 3

Roulement à billes à rouleaux cylindriques de dimensions :

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$D = 47 \text{ mm}$$

$$B = 14 \text{ mm}$$

De capacité:

$$C = 28\,000 \text{ N} \quad C_0 = 24\,500 \text{ N}$$

Supporte la charge radiale:

$$F_r = 6000 \text{ N}$$

La vitesse de rotation est de $n = 200 \text{ tr/min}$.

Exercice 4

Roulement à billes à contact radial de dimensions :

$$d = 20 \text{ mm};$$

$$D = 47 \text{ mm};$$

$$B = 14 \text{ mm};$$

De capacité: $C = 12\,800 \text{ N}$ $C_0 = 6600 \text{ N}$

La charge combinée F devient :

$$F_a = 2000 \text{ N}$$

$$F_r = 4000 \text{ N}$$

La vitesse de rotation est de $n = 200 \text{ tr/min}$.

Calculer la durée de vie L_{10} et L_{h10} du roulement.

Correction

Solution de l'exercice 1:

1)

T	R
0	0
0	0
0	0

 2)

T	R
Tx	0
0	0
0	0

 3)

T	R
0	Rx
0	0
0	0

 4)

T	R
Tx	Rx
0	0
0	0

 5)

T	R
Tx	Rx
0	0
0	0

 $Rx = \frac{Tx * 2 \Pi}{pas}$ 6)

T	R
Tx	0
0	Ry
Tz	0

7)

T	R
0	Rx
0	Ry
0	Rz

 8)

T	R
0	Rx
0	Ry
0	0

 9)

T	R
Tx	Rx
0	Ry
0	Rz

 10)

T	R
Tx	Rx
0	Ry
Tz	0

 11)

T	R
Tx	Rx
0	Ry
Tz	Rz

Solution de l'exercice 2

Recherche de "e":

La valeur de "e" dépend de Fa/C_0 est identifier dans le tableau, soit

e=0.39.

Calcul de "P":

Nous avons $(\frac{Fa}{Fr}) = \frac{2000}{6000} = 0.33 < \text{à } e$

Soit **P = Fr = 6000 N.**

La durée de vie d'un roulement L10:

$$L10 = (\frac{C}{P})^n = (\frac{12800}{6000})^3 = 9.7.10^6 \text{ tours}$$

La durée de vie d'un roulement L10H:

$$L10H = (\frac{L10.10^6}{60.N}) = \frac{9.7.10^6}{60.200} = 809,08 \text{ Heures.}$$

Solution de l'exercice 3:

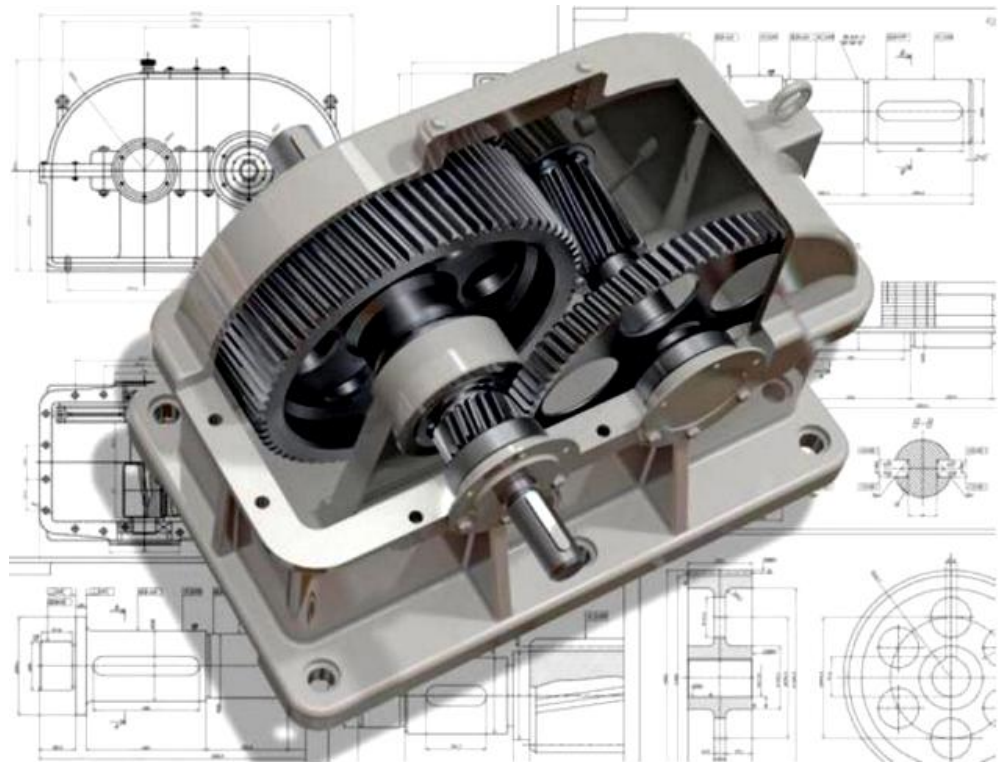
Calculer la Durée de vie L10 et Lh10 du roulement

$$L10 = (\frac{C}{P})^n = (\frac{28000}{6000})^{10/3} = 170.10^6 \text{ tours}$$

$$L10H = (\frac{L10.10^6}{60.N}) = \frac{170.10^6}{60.200} = 14153 \text{ Heures.}$$

Chapitre 3

ORGANES DE TRANSMISSIONS DU MOUVEMENT ET DE PUISSANCE



REDUCTEURS A ENGRENAGES

1. Mécanisme

Un mécanisme est un assemblage de pièces mécaniques dont certaines peuvent se déplacer par rapport aux autres. Cet assemblage ne constitue donc pas un solide. Les mécanismes sont généralement utilisés pour transformer un mouvement en un autre.

2. Transmission mécanique

Une transmission est un dispositif mécanique permettant de transmettre un mouvement d'une pièce à une autre. Cet élément de la chaîne d'énergie a pour fonction l'adaptation du couple et de la vitesse entre l'organe moteur et l'organe entraîné. La transmission du mouvement est l'une des fonctions les plus courantes des éléments de la mécanique générale.

3. Modes et organes de transmission

A. Transmission par contact solide

a) Par pression :

- Arbre dans le cas d'une rotation
- Traction par corde, cordage, sangle ou tirants

b) Par obstacles :

- Transmission par chaîne, courroie, crémaillère (dans le cas où il s'agit d'éviter tout glissement).
- Engrenages

c) Par adhérence :

- Roue
- Courroie lisse
- Embrayage

B. Transmission par fluides

a) Pneumatique:

- Air comprimé ou tout autre gaz,

b) Hydraulique:

- Eau, huile ou tout autre liquide tel que le liquide de frein.

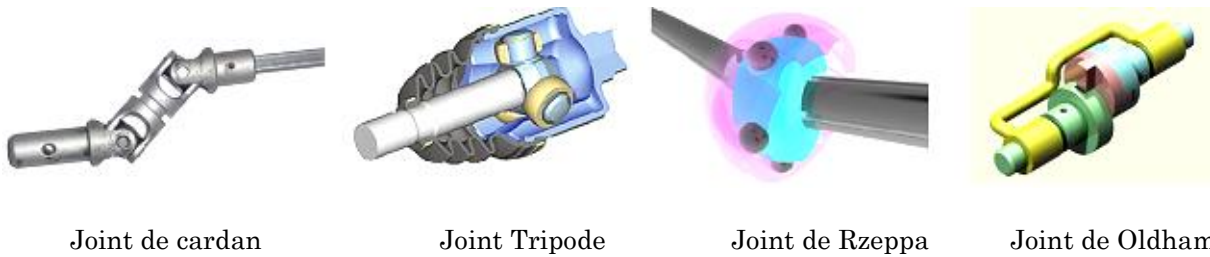
C. Transmission sans contact

a) Electromagnétisme:

- Aimant ;
- Electroaimant.

4. TRANSMETTRE SANS MODIFICATION DE LA VITESSE

Transmettre sans modification de la vitesse un mouvement de rotation entre deux arbres. Plusieurs solutions permettent de transmettre un mouvement de rotation de même vitesse entre deux arbres, parallèles ou non, concourants ou non.



TYPES D'ACCOUPEMENTS :

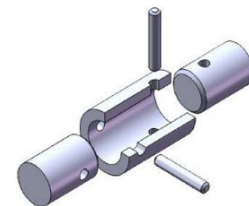
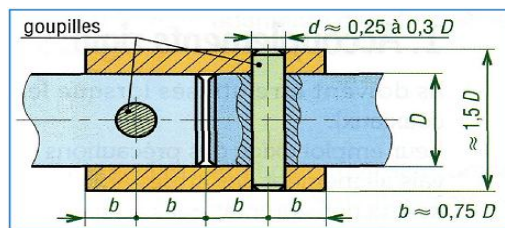
On distingue généralement 3 familles d'accouplements :

4.1. ACCOUPLEMENTS RIGIDES

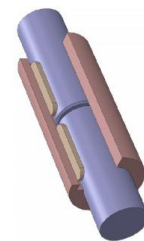
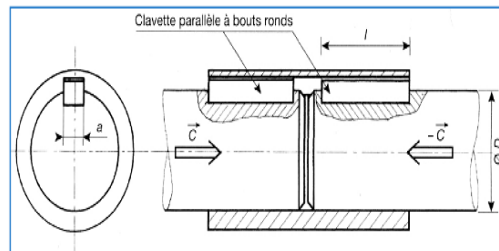
- Simples et économiques.
- Exigent une parfaite alignement des arbres à accoupler (n'acceptent aucun défaut d'alignement)
- Ne filtrent pas les vibrations



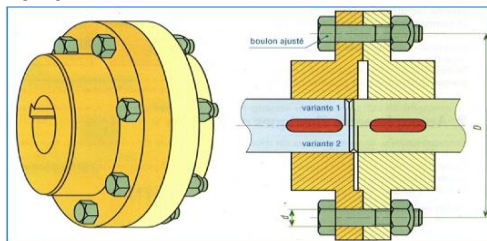
a) Entraînement par Obstacle
Manchon et Goupilles



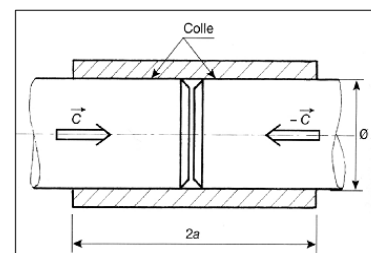
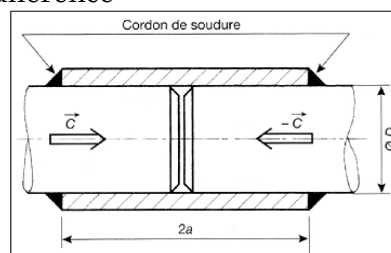
Manchon et Clavettes



Plateaux clavettes et Boulons



b) Entraînement par. Adhérence

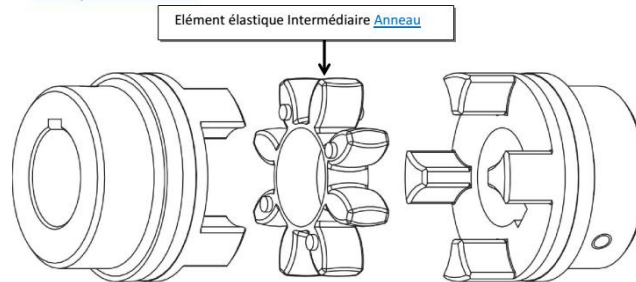


4.2. ACCOUPLEMENTS ELASTIQUES

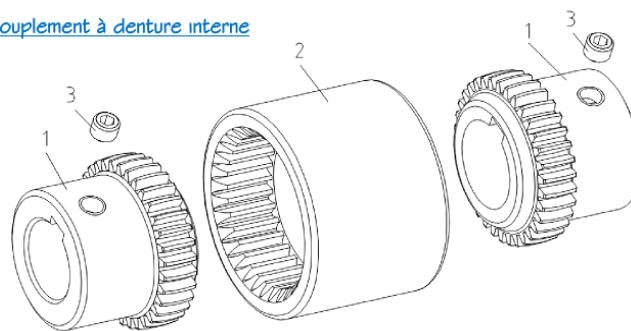
- un ou plusieurs éléments intermédiaires sont élastiques (élastomère ou métal)
- tolèrent plus au moins certains défauts d'alignement des arbres.
- amortissent et filtrent les vibrations.



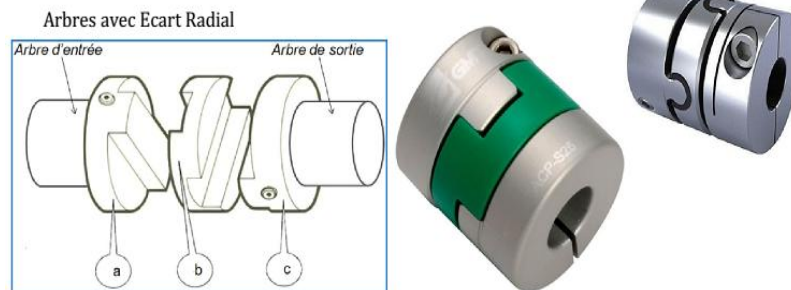
Accouplement ROTEX



Accouplement à denture interne

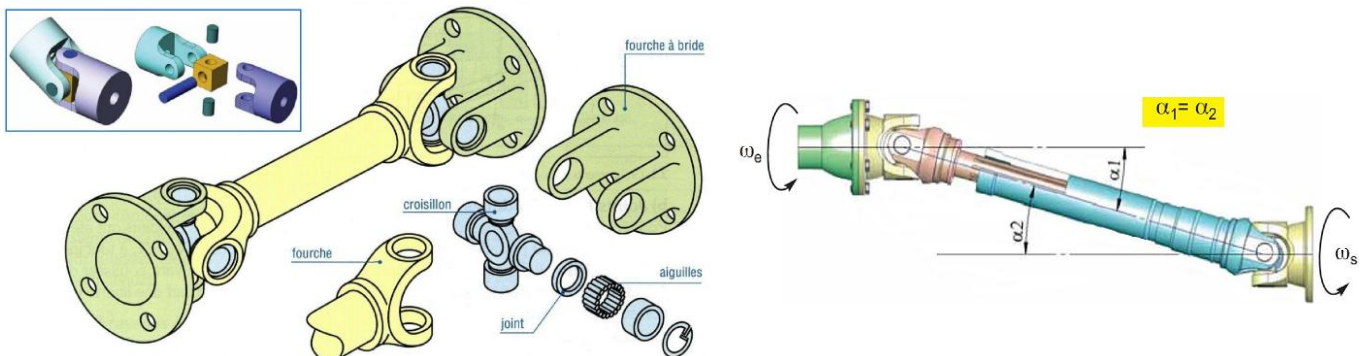


Accouplement à plateaux rainurés : Joint d' OLDHAM (Voir Animation)



4.3. ACCOUPLEMENT FLEXIBLE

PAR JOINT DE CARDAN (Arbres avec désalignement Angulaire). Permet aux arbres d'avoir une liberté angulaire variable et importante au cours du fonctionnement.



La réalisation pratique d'une transmission homocinétique ($\omega_e = \omega_s$) est assurée par deux joints de cardan tel que:

5. TRANSMETTRE AVEC MODIFICATION DE LA VITESSE

Réducteurs de vitesse

Les réducteurs permettent d'adapter le couple et la vitesse de rotation d'un moteur en un couple et une vitesse sur l'arbre de sortie. La vitesse d'un moteur est souvent élevée et le couple faible alors que la vitesse souhaitée sur l'arbre récepteur est beaucoup plus faible et le couple bien plus élevé.

Multiplicateur de vitesse

Les multiplicateurs permettent d'adapter le couple et la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée en un couple et une vitesse sur l'arbre de sortie. La vitesse sur l'arbre d'entrée est beaucoup plus faible et le couple bien plus élevé alors que la vitesse souhaitée sur l'arbre récepteur est beaucoup plus élevée et le couple bien plus faible.

On peut classer les réducteurs et multiplicateurs de vitesse en différentes catégories en fonction de la technologie employée pour transmettre le mouvement :

- Transmission par adhérence : roue à friction, système poulie courroie ;
- Transmission par obstacle : système poulie courroie dentée, système à chaîne, système à engrenage

Le rapport de transmission est défini comme étant le quotient de la vitesse angulaire de l'arbre d'entrée w_e par celle de l'arbre de sortie w_s du système transmetteur de puissance.

$$i = \frac{w_e}{w_s}$$

Le rapport de transmission est positif lorsque les vitesses angulaires sont de même sens et négatif lorsqu'elles sont de sens inverse.

En effet, on connaît très souvent la vitesse de rotation à l'entrée et on recherche celle de sortie. On utilisera donc quasiment la notation de rapport de réduction, défini comme étant l'inverse du rapport de transmission.

$$r = \frac{1}{i} = \frac{w_s}{w_e}$$

Le rapport de réduction est positif lorsque les vitesses angulaires sont de même sens et négatif lorsqu'elles sont de sens inverse.

Lorsqu'on a $|r| < 1$, on parle de système réducteur et de rapport de réduction.

Lorsqu'on a $|r| > 1$, on parle de système multiplicateur et de rapport de multiplication.

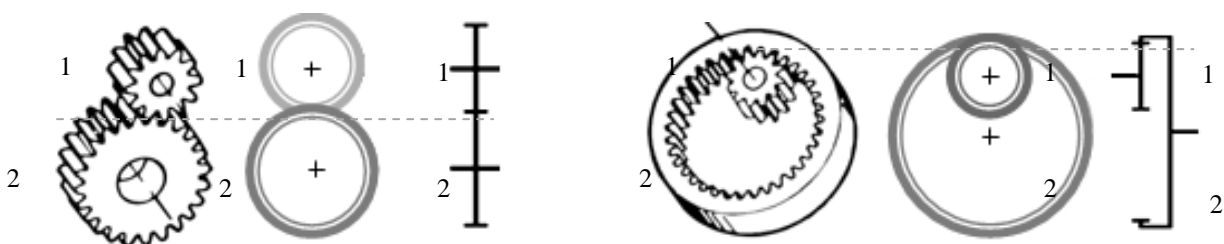
5.1. Objectifs :

Déterminer les rapports de transmission entre l'entrée et la sortie d'un réducteur à partir d'un schéma cinématique.

5.2. Schéma cinématique

Un schéma cinématique permet de représenter un mécanisme de façon simple et rapide dans le but

- De comprendre ou expliquer son fonctionnement
- Avoir un modèle pour faire des calculs de mécanique: mouvement vitesse, forces.



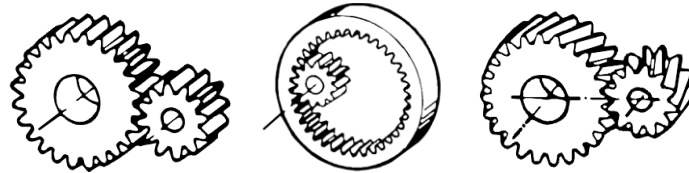
5.3. Réducteurs à engrenages

a) **Définition** : Un engrenage est un ensemble de deux roues munies de dents assurant un entraînement dit positif (sans glissement possible) entre deux axes peu éloignés l'un de l'autre.

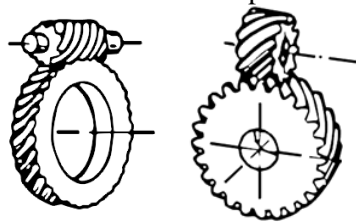
b) **Vocabulaire**: Pignon : Plus petite des deux roues dentées d'un engrenage.

c) **Classification des Engrenages**: On peut classer les engrenages en trois catégories :

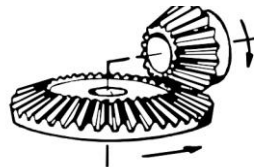
1- Engrenages à axes parallèles : Les deux axes de roues sont parallèles et dans un même plan.



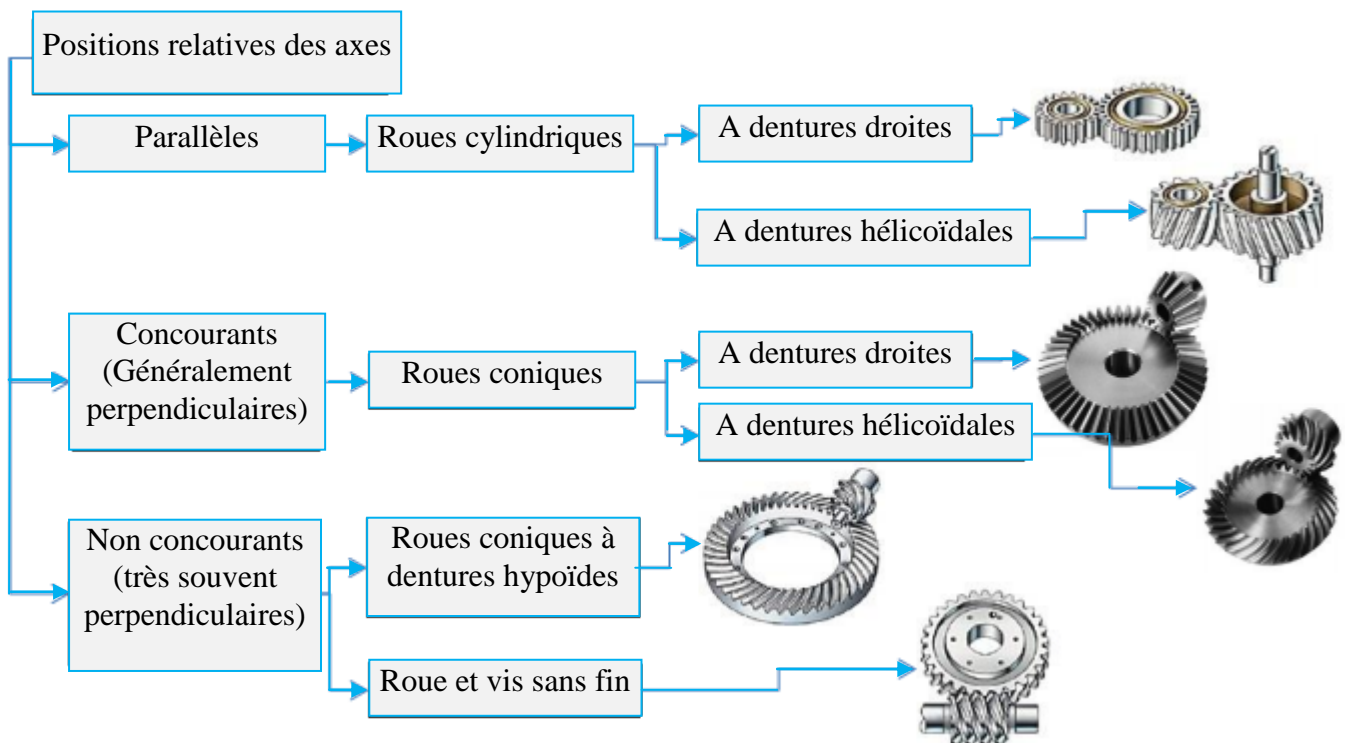
2- Engrenages à gauches : Les deux axes de roues ne sont pas dans un même plan.



3- Engrenages à axes concourants : Les deux axes de roues sont perpendiculaire et dans un même plan.



d) Exemples de classification des engrenages



5.3.1. Engrenages parallèles à denture droite

Deux valeurs permettent de définir les roues dentées:

a) Le module m : Deux roues dentées doivent avoir même module pour pouvoir engrener ensemble. Si elles engrenent, leurs pas et leurs modules sont identiques. Le module (m) d'une roue dentée nous indique la relation entre son diamètre (d) et son nombre de dents (z). Le module m choisi parmi les modules normalisés et déterminé par un calcul de résistance des matériaux. La relation permettant un calcul de ce module est :

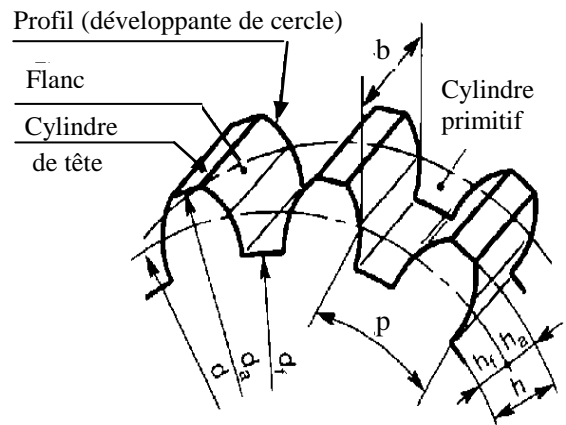
$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{T}{k.Rpe}}$$

T : effort tangentiel sur la dent ;
 k : coefficient de largeur de denture ;
 Rpe : résistance pratique à l'extension (dépend du matériau utilisé).

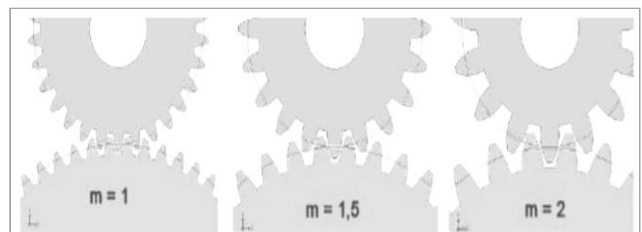
b) Le nombre de dents Z : Chaque roue dentée possède un nombre bien déterminé de dents, permettant de définir le rapport des vitesses de l'engrenage.

• **Principales dimensions:**

- h_a : saillie de dent ($h_a = m$)
- h_f : creux de dent ($h_f = 1.25m$)
- h : hauteur de dent ($h = h_a + h_f$)
- Diamètre primitif : $d = m.Z$
- Diamètre de tête : $d_a = d + 2. m$
- Diamètre de pied : $d_f = d - 2,5. m$
- Largeur de denture : $b = k.m$ avec $k = 8$ ou 10 en général.
- Le pas la denture : $p = \pi.m$ est la distance entre deux dents consécutives, mesurée en millimètres.
- Le périmètre : Longueur circulaire de la roue : $L= p.z = \pi.d$
- Le module : $m = d/z$ L'unité de mesure du module m est le millimètre par dent mm/dent. De façon générale les modules utilisés dans les différents engrenages sont normalisés, ayant des valeurs tels que 0,5 ; 1 ; 1,5 ; 2 ; 2,5.

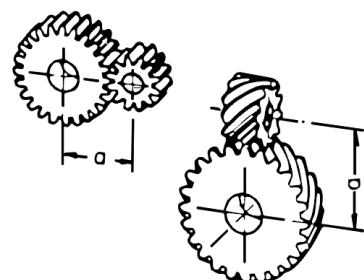


Taille réelle des dentures			
m=0.8	m=1	m=1.25	m=1.5
m=2	m=2.5	m=3	



- L'entraxe entre deux roues dentées (a ou e) est égal à ;

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2}$$



- **Avantages et désavantages des engrenages**

- **Avantages :**

- Bon rapport puissance / encombrement ;
 - Rendement élevé ;
 - Toutes puissances à toutes vitesses ;
 - Fiabilité et durée de vie élevées.

- **Désavantages :**

- Niveau sonore élevé (surtout à haute vitesse) ;
 - Lubrification nécessaire ;
 - Coût plus élevé.

5.3.2. Engrenages parallèles à denture hélicoïdale:

- Ils transmettent le mouvement entre deux arbres parallèles.
- L'angle d'inclinaison de la denture, l'angle d'hélice, est le même pour les deux roues, mais en sens inverse.



1) Pourquoi utiliser un engrenage hélicoïdal plutôt qu'un engrenage à denture droite?

- L'engrènement est progressif grâce à l'inclinaison de la denture.
- Le nombre de dents en prise est important, ce qui assure une continuité de l'engrènement.
- La transmission obtenue est plus douce et plus silencieuse que celle obtenue avec des engrenages droits (de ce fait réduisent notablement les bruits et vibrations engendrés durant l'engrènement).
- L'inclinaison de l'effort entre les dentures du fait de l'hélice engendre un effort axial durant l'engrènement.

2) Principales dimensions:

Les dimensions d'une roue à denture hélicoïdale sont déterminées à partir :

- a) du module normalisé, appelé module normal (ou réel) et désigné par m_n ;
- b) du nombre de dents Z ;
- c) de l'angle d'inclinaison de l'hélice β .



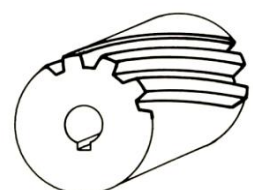
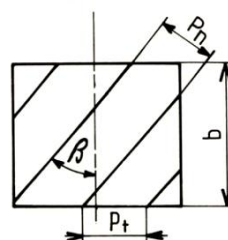
3) Caractéristiques de la denture :

- L'angle d'inclinaison est appelé angle d'hélice, il est noté β . Les valeurs usuelles se situent entre 15° et 30° . $15^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$. De grandes valeurs de β permettent d'augmenter le nombre de dent en prises et ainsi d'augmenter la douceur de fonctionnement et diminuer le bruit.
- Le pas est la distance qui sépare deux sommets consécutifs d'une même hélice.

Pas réel ou pas normal : $P_n = \pi \cdot m_n = P_t \cos \beta$

Pas apparent ou pas tangentiel : $P_t = \pi \cdot m_t$

- La relation entre pas normal P_n et pas tangentiel P_t permet de définir un module tangentiel (ou apparent) m_t .



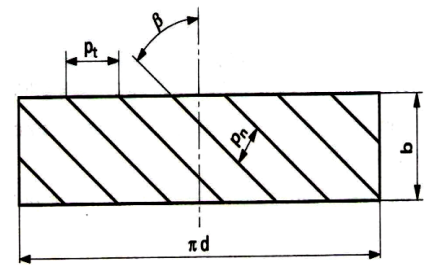
- Les dimensions de la roue dépendent alors de ce module tangentiel.

Module réel ou module normal :

$$m_n = P_n / \pi = m_t \cdot \cos\beta$$

Module apparent ou module tangentiel :

$$m_t = m_n / \cos\beta$$



- Diamètre primitif: Il dépend du nombre de dent mais aussi du module réel, lui-même dépendant de l'angle d'hélice β

$$d = Z \cdot m_t = m_t \cdot Z = Z \cdot (m_n / \cos\beta)$$

- L'entraxe noté « a »

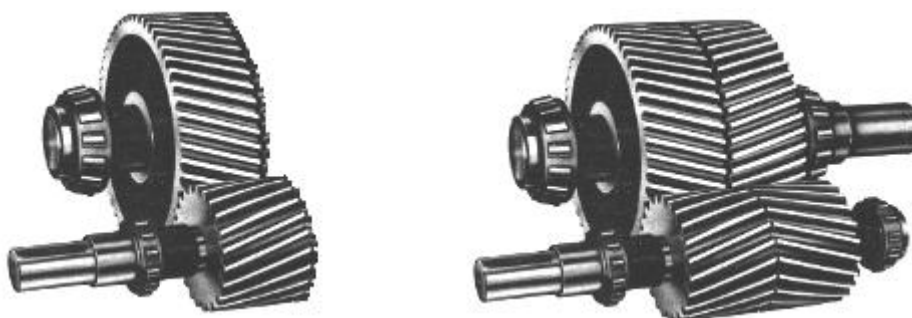
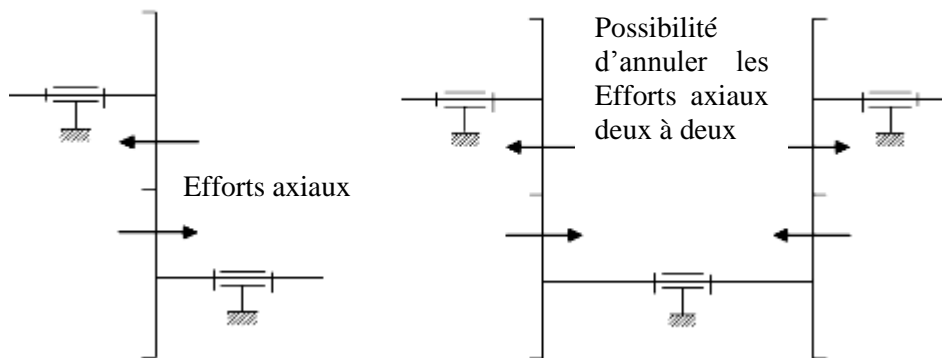
Il correspond à la distance entre les deux axes de rotations. A la différence des engrenages à denture droite, pour un même nombre de dent « Z1 » et « Z2 », l'entraxe varie en fonction de l'angle d'hélice β.

Cette particularité est très intéressante pour réaliser des trains d'engrenages ayant des entraxes communs.

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cos\beta}$$

4) Avantages et désavantages des engrenages à denture hélicoïdale:

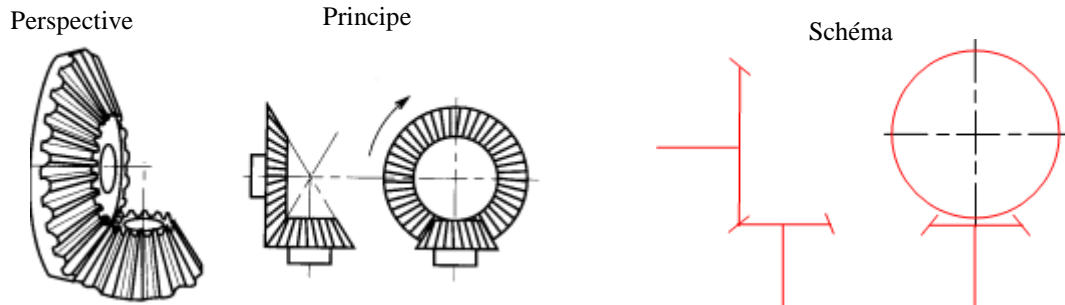
Les dentures hélicoïdales sont plus solides (la surface de contact est plus grande) et plus silencieuses. Elles sont par contre plus chères à usiner et entraînent des efforts axiaux que les liaisons, doivent encaisser. Une solution consiste à utiliser deux engrenages pour que les efforts axiaux se compensent « engrenages en chevron ».



Engrenages en chevron

5.3.3. Engrenages à axes concourants à roues coniques

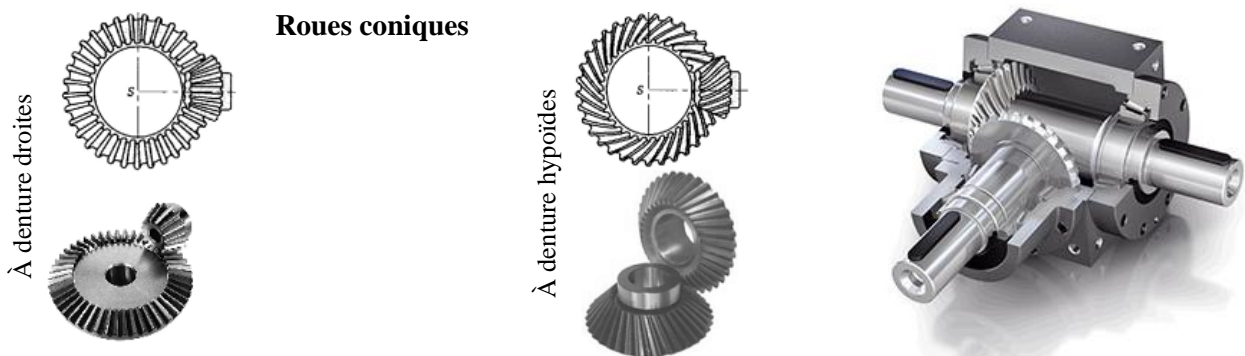
a) Principe : Appelés souvent "renvoi d'angle", ces engrenages permettent d'entraîner par des roues de forme conique des arbres qui sont dans la plupart des cas perpendiculaires et concourants. Les dentures peuvent être de différentes formes: droite, hélicoïdales, spirales. Nécessitent un réglage précis



b) Condition d'engrènement

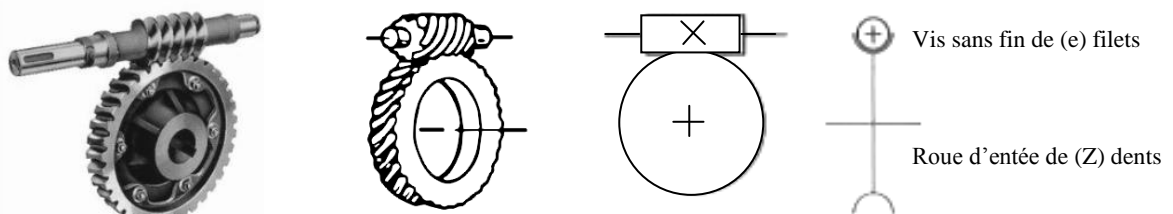
Pour que 2 roues coniques puissent engrener, il faut que les roues aient le même module et que le sommet des cônes soit confondu avec le point de concours des axes.

c) Denture droite ou hélicoïdale:



5.3.4. Engrenages à gauches système roue et vis sans fin.

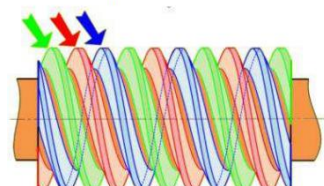
Ce système transmet des forces et des mouvements entre deux axes perpendiculaires entre eux. De façon générale la roue dentée avance seulement d'une dent (la distance de son pas, en millimètres) quand la vis sans fin a fait un tour complet.



Dans le cas particulier d'un engrenage roue et vis sans fin, le nombre de dents est égal au nombre de filet :

$$\text{Rapport de transmission} = r = \frac{e}{z} = \frac{\text{Nombre de filets de la vis}}{\text{Nombre de dents de la roue dentée}}$$

Exemple, vis à 3 filets :



Le système n'est pas réversible : La vitesse et la force d'entrée doivent venir toujours de la part de la vis sans fin, alors que la force et le mouvement giratoire de sortie doivent correspondre à la roue dentée. Le mécanisme ne marche pas dans le cas contraire. C'est un système idéal pour obtenir des rapports de transmission énormément réducteurs entre deux axes perpendiculaires entre eux.

Mauvais rendement ($\approx 60\%$) ; Engendre un effort axial important.



Réducteur à engrenage **SEGOR**

- Qu'est-ce qu'un mécanisme de transmission irréversible ?

Un mécanisme est irréversible, si le rendement du transfert de puissance s'effectue avec un rendement non nul dans un sens et avec un rendement nul, à la vitesse nulle, dans l'autre sens.

L'exemple classique concerne le réducteur roue-vis sans fin. Lorsque l'angle d'inclinaison du filet de la vis par rapport à son axe de rotation est supérieur à 85° (contact acier sur acier), le système est irréversible.

Si le moteur entraîne la vis et impose le couple à la charge, le rendement est non nul quelle que soit la vitesse. Au contraire, si la charge impose le couple (charge entraînant) à la roue, le rendement est nul lorsque le système est à l'arrêt. Le système est dit « arc-bouté ». Ceci est utilisé pour éviter une charge entraînant à l'arrêt dans un système de levage par exemple.

5.3.5. Transmission par un train d’engrenages

Un train d’engrenage est un ensemble de plusieurs engrenages qui transmettent un mouvement de rotation avec un rapport de vitesse désiré. On distingue deux types de trains d’engrenages :

- Les trains simples ;
- Les trains épicycloïdaux.

5.3.5.1. Transmission par un train simple

a) Définition et terminologie

Un train d’engrenage est dit simple quand les axes des différentes roues occupent une position invariable par rapport au bâti.



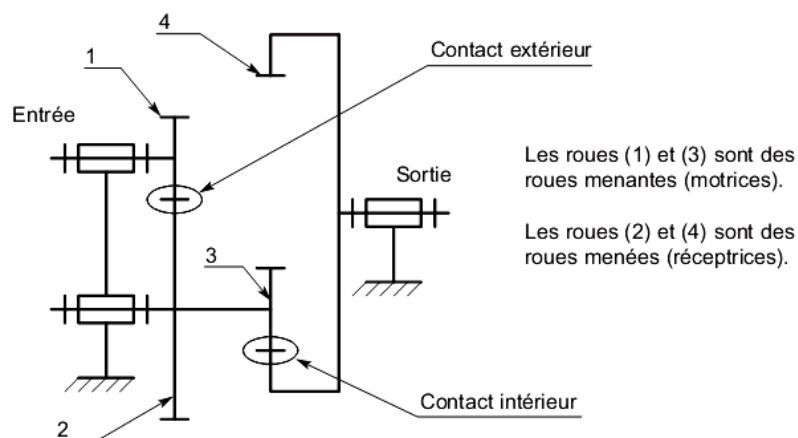
b) Rapport de transmission d’un train d’engrenage

Un train d’engrenage comporte une entrée, liée au moteur et une (ou plusieurs) sortie liée au récepteur. On appelle rapport de transmission noté « r » le rapport entre la fréquence de rotation à la sortie du train par la fréquence de rotation à l’entrée.

$$r = \frac{W_{sortie}}{W_{entrée}} = \frac{N_{sortie}}{N_{entrée}}$$

Avec « W » en rad/s et « N » en tr/mn.

c) Calcul du rapport de transmission d’un train d’engrenage



$$r = \frac{W_{sortie}}{W_{entrée}} = \frac{N_{sortie}}{N_{entrée}} = (-1)^n \frac{\text{Produit du nombre de dents des roues menantes}}{\text{Produit du nombre de dents des roues menées}} = (-1)^1 \frac{Z1.Z3}{Z2.Z4}$$

n : nombre de contacts extérieurs.

(-1)ⁿ: est valable quand tous les axes des roues d’entrées sont parallèles.

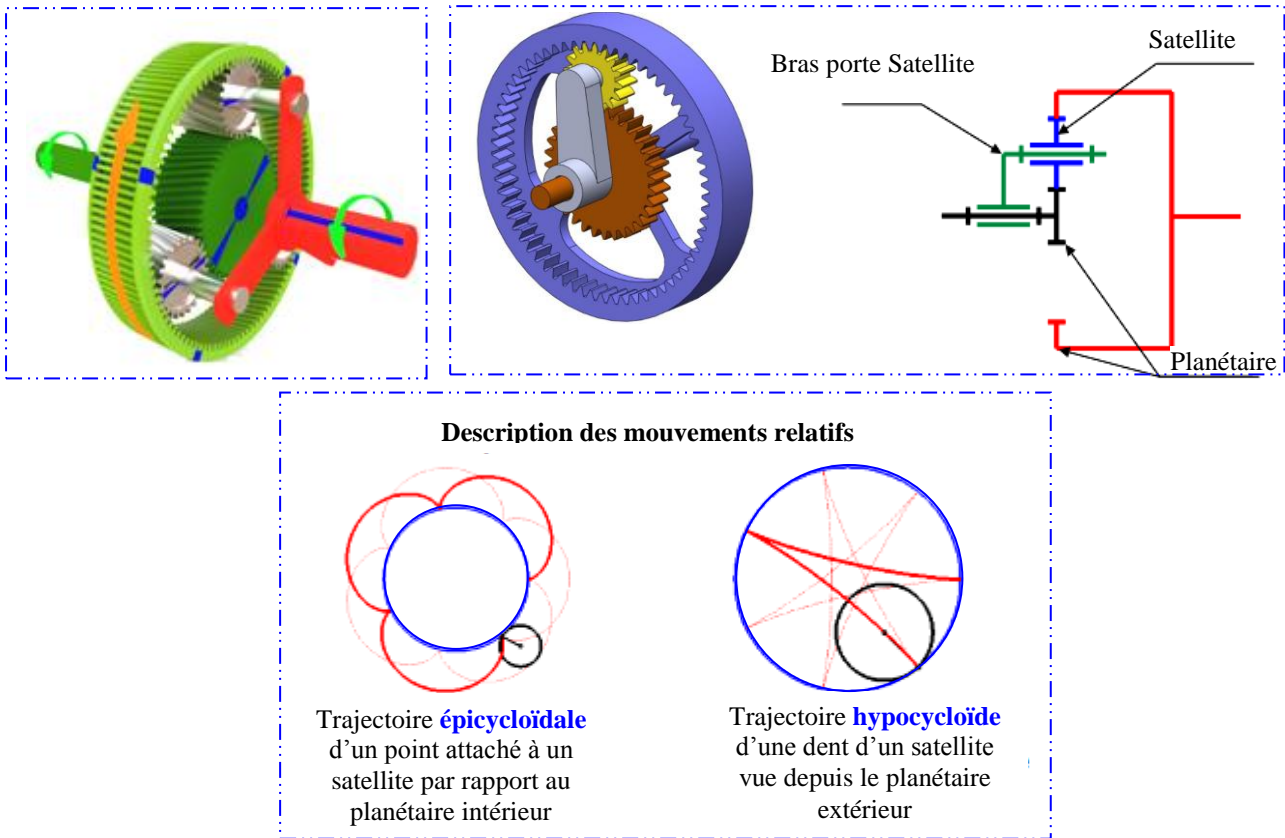
Si (-1)ⁿ est positif implique l’arbre de sortie tourne dans le même sens que l’arbre d’entrée.

Si (-1)ⁿ est négative implique que l’arbre de sortie tourne dans le sens inverse que l’arbre d’entrée.

5.3.5.2. Les trains épicycloïdaux

a) Définition d'un train épicycloïdal

Un train d'engrenages est qualifié d'épicycloïdal quand, pendant le fonctionnement, une ou plusieurs roues dentées tournent autour d'un axe qui tourne lui même par rapport au bâti.



Un train épicycloïdal comporte les éléments suivants :

- deux arbres coaxiaux dits planétaires (le planétaire intérieur est parfois appelé « soleil », et le planétaire extérieur « couronne ») ;
- des satellites engrenant avec les 2 planétaires, et tournant autour de leur axe commun ;
- le porte satellite ;
- le bâti.

b) Formule de Willis.

Pour un observateur situé sur le porte satellite 4, le train d'engrenage se comporte comme un train simple, on peut alors en écrire le rapport de transmission « r » par :

$$r = \frac{W_s}{W_e} = \frac{W_{1/4}}{W_{3/4}} = -\frac{Z_3}{Z_1}$$

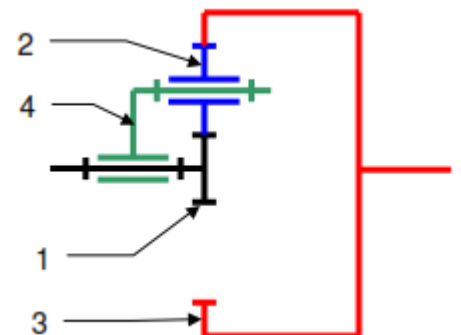
Par relation de Chasle sur les fréquences de rotation, on peut écrire:

$$\omega_{1/4} = \omega_{1/0} + \omega_{0/4} = \omega_{1/0} - \omega_{4/0}, \text{ et } \omega_{3/4} = \omega_{3/0} + \omega_{0/4} = \omega_{3/0} - \omega_{4/0}$$

D'où la formule de Willis :

$$r = \frac{W_s}{W_e} = \frac{W_{1/0} - W_{4/0}}{W_{3/0} - W_{4/0}} = -\frac{Z_3}{Z_1}$$

Avec une seule relation mathématique : il faut fixer les vitesses de deux des arbres pour connaître celle du troisième.

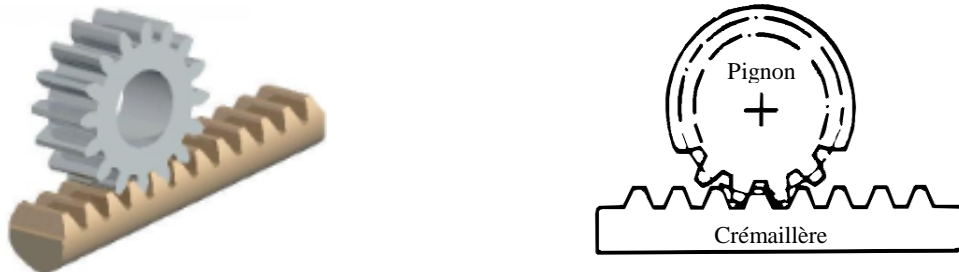


5.3.6. Transformation de mouvement giratoire en rectiligne

5.3.6.1. Système roue et crémaillère.

Le système à pignon et crémaillère transforme le mouvement de rotation du pignon en un mouvement de translation de la crémaillère ou vice versa.

La condition nécessaire pour que la roue et la crémaillère puissent engrener est que les deux éléments aient le pas (en millimètres) de la même valeur.

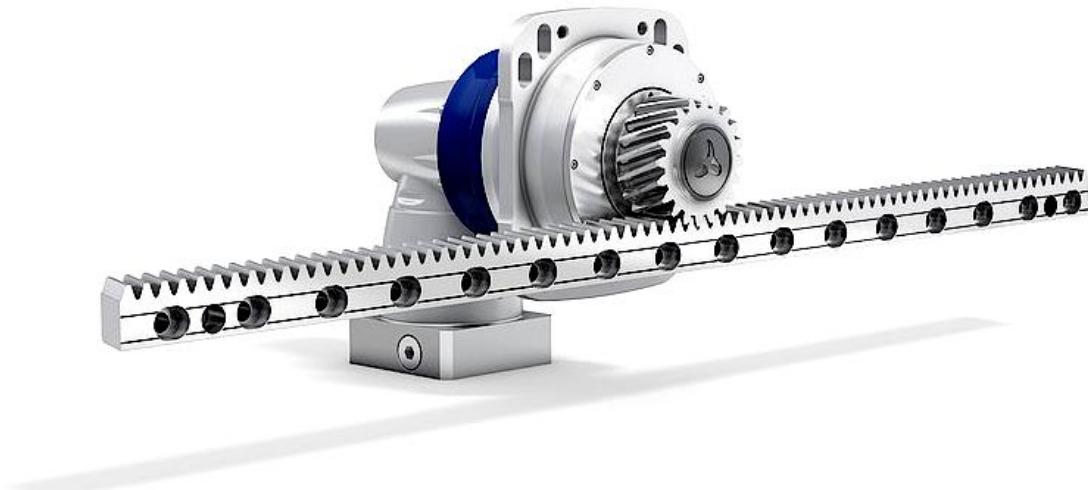
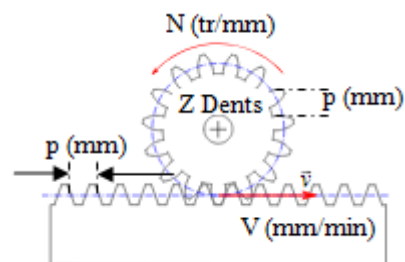


Cette équation permet de calculer la vitesse linéaire de la crémaillère (en millimètres par minute).

$$V \left(\frac{\text{mm}}{\text{min}} \right) = p(\text{mm}) \cdot Z \cdot N \left(\frac{\text{tr}}{\text{min}} \right)$$

Avec :

- P étant le pas (en mm) de la vis ;
- Z le nombre de dents de la roue ;
- N la vitesse de rotation de la roue (en tr/min).



Ce mécanisme est un système réversible : on peut considérer le mouvement d'entrée dans la roue dentée ou pignon comme dans la crémaillère, en fonctionnant correctement dans les deux cas.

Exemples d'utilisation de ce mécanisme. Systèmes de direction de véhicules. Ouverture et fermeture de portes. Actionnement du mouvement vertical d'une perceuse de colonne.

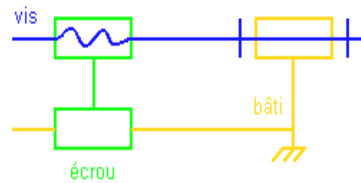
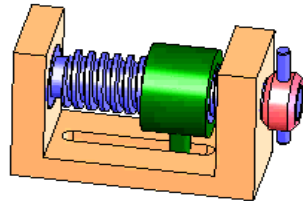
Rendement : 98%

5.3.6.2. Système vis et écrou :

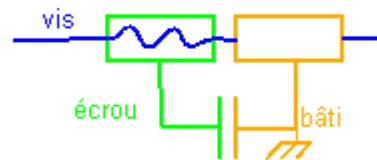
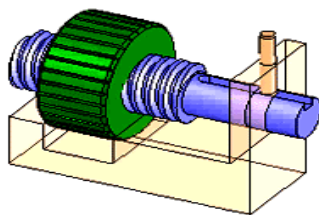
Le système à vis et écrou permet de transformer un mouvement de rotation en un mouvement de translation en combinant les mouvements d'une vis et d'un écrou.

Deux fonctionnements sont possibles :

- La rotation de la vis engendre la translation de l'écrou.
- La rotation de l'écrou engendre la translation de la vis.



C'est la vis qui est motrice et l'écrou, ne pouvant pas tourner, se translate parallèlement à l'axe de la vis



Dans le cas le plus général des solutions correspondant à ce principe cinématique, c'est l'écrou qui est moteur.

Dans les deux cas, on utilise la relation :

$$V = \frac{p \cdot n \cdot N}{60} \text{ Ou } V = \frac{p \cdot \omega}{2 \pi}$$

V : Vitesse de l'écrou (ou de la vis) en m/s.

p : Pas de la vis en m.

n : Nombre de filets de la vis.

N : Fréquence de rotation de la vis (ou de l'écrou) en tr/min.

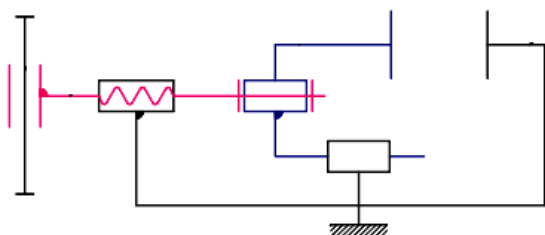
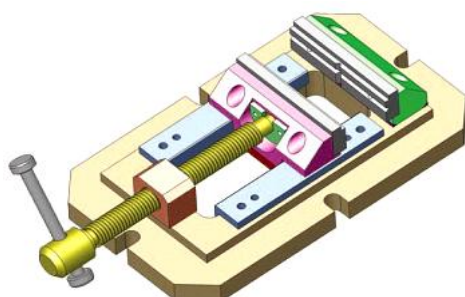
Avec P le pas en m, généralement n=1 filet.

w (en rad/s) de l'élément mobile



Ce mécanisme est généralement irréversible. Il ne peut qu'être amorcé par une rotation de l'organe moteur. En effet, une translation de la vis ou de l'écrou bloque le mécanisme. Cependant, si le nombre de filets est supérieur à 2, le système devient réversible (cas peu fréquent).

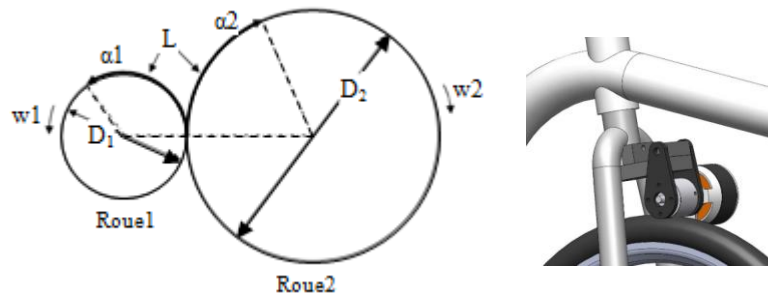
Exemple : Etau de perceuse, les dessins d'ensemble en 3D ci-contre et en 2D représentent un étau de perceuse permettant de fixer une pièce en vue de réaliser une opération de perçage.



5.4. Roues de friction

On appelle transmission par roues de friction un mécanisme constitué de deux roues roulant sans glisser l'une sur l'autre. Le principe consiste à presser les roues l'une contre l'autre, c'est le frottement qui en assure la liaison.

L'inconvénient de ce type de transmission est que le rapport n'est certain que s'il y a roulement sans glissement. Pour assurer le non-glissement il est nécessaire d'avoir un coefficient de frottement et un effort presseur important.



La figure ci-dessus représente une roue motrice (1) de diamètre D_1 qui entraîne une seconde roue (2) de diamètre D_2 . Lorsque la roue (1) effectue une rotation d'angle α_1 , la distance parcourue au point de contact est de $L = \frac{\alpha_1 D_1}{2}$. Si l'on néglige les glissements entre les deux roues, on peut considérer que la roue entraînée a parcouru la même distance au point de contact.

Rapport de transmission :

C'est un coefficient « r » sans unité qui lie les vitesses d'entrée et de sortie d'une transmission avec changement de vitesse défini par la relation suivante :

$$r = \frac{W_{\text{sortie}}}{W_{\text{entrée}}} = \frac{N_{\text{sortie}}}{N_{\text{entrée}}} = \frac{D_1}{D_2}$$

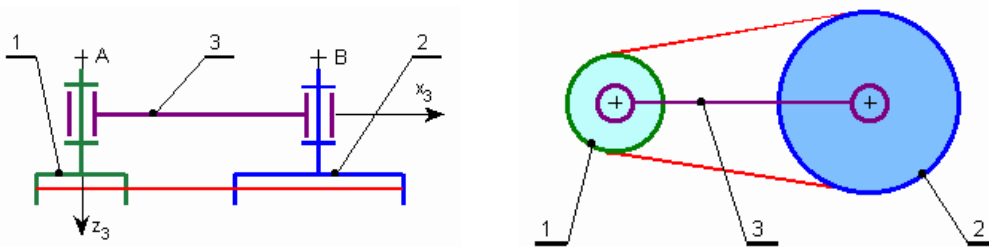
Avec « W » en rad/s, « N » en tr/mn, D_1 et D_2 en « m ».

5.5. Transmission par obstacle indirecte (utilisation d'un lien de transmission)

On peut également transmettre le mouvement de rotation par obstacles indirectes, en se servant d'un lien de transmission qui peut être une chaîne ou courroie crantée sur une roue dentée.

5.5.1. Système poulies courroies

a) **Courroie** : Lien flexible destiné à assurer une transmission de puissance entre un arbre moteur et un arbre récepteur dont les axes peuvent occuper diverses positions relatives.



b) Hypothèses : Les équations régissant les systèmes poulies courroies sont basées sur 3 hypothèses :

- La courroie est inextensible : en pratique, les courroies sont armées avec une tresse métallique ;
- La courroie reste tendue: il faut prévoir un tendeur soit sur la courroie, soit prévoir un réglage sur une des deux poulies (modifier l'entraxe) ;
- Il y a non glissement entre la courroie et les poulies : en pratique, choisir des courroies crantées (on parle de courroie synchrone).

c) Rapport de transmission : c'est un coefficient « r » sans unité qui lie les vitesses d'entrée et de sortie d'une transmission avec changement de vitesse défini par la relation suivante :

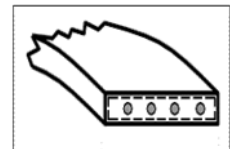
$$r = \frac{W_{\text{sortie}}}{W_{\text{entrée}}} = \frac{N_{\text{sortie}}}{N_{\text{entrée}}} = \frac{D_1}{D_2}$$

Avec « W » en rad/s, « N » en tr/mn, D_1 et D_2 en « m ».

d) Différents types de courroies

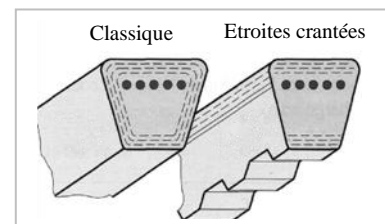
1) Courroie plate :

- Transmission des vitesses très élevées (de 80 à 100 m/s) ;
- Très silencieuses.



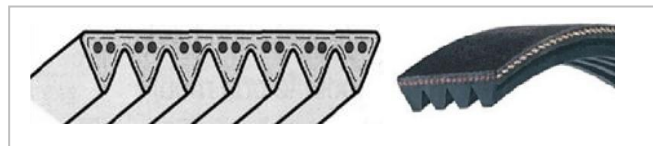
2) Courroie Trapézoïdale

- Puissance transmissible élevée (emploi de gorges multiples) ;
- Forte adhérence entre courroie et poulie ;
- plus lourde, donc les vitesses moins élevées (5-10 m/s) ;
- Un crantage intérieur augmente la flexibilité et la capacité à dissiper la chaleur aux hautes vitesses.



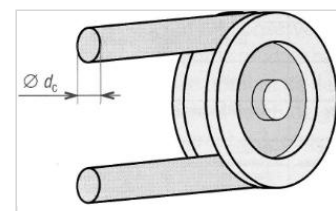
3) Courroie Poly V

- Très utilisées en électroménager



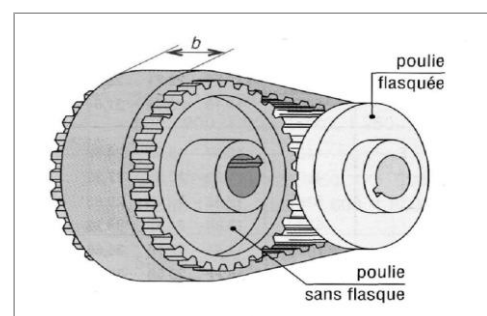
4) Courroie Ronde

- Surtout utilisées dans les petits mécanismes

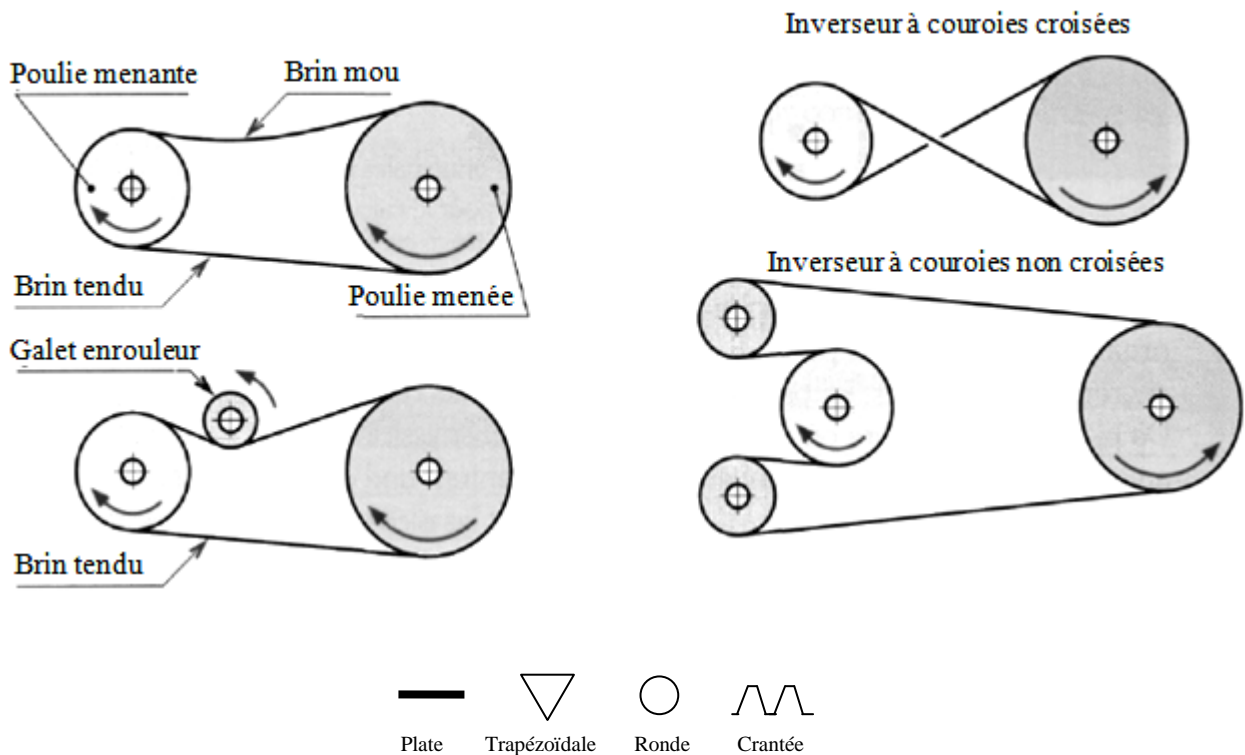


5) Poulie et courroie crantées

- Transmission silencieuse sans glissement ($r_{2/1}$ précis) (Une des deux poulies doit être flaquée afin que la courroie ne sorte pas des poulies) ;
- Ex. utilisation : Entraînement de l'arbre à cames de moteurs d'automobile.



e) Principe d'une transmission par poulies courroies



f) Avantage des Courroies :

- Transmission à grande vitesse 5 à 33 m/s (20 m/s optimale) ;
- Silencieuse ;
- Positions éloignées des arbres ;
- Légèreté, longue durée de vie ;
- Faible coût, montage et entretien facile ;
- Amortissement des chocs et vibrations.

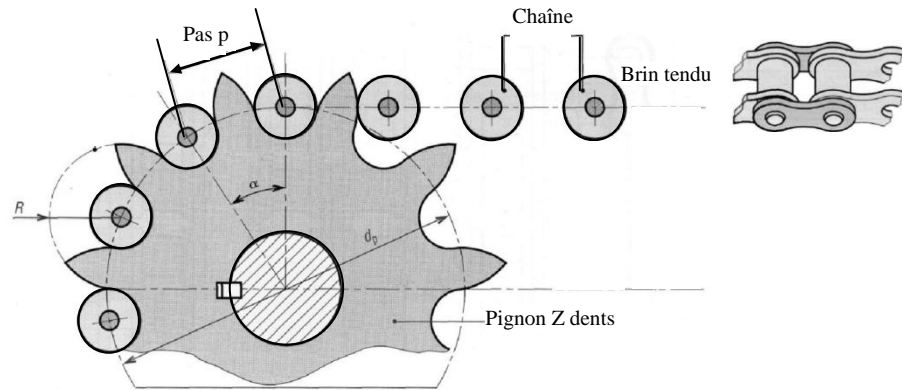
i) Désavantage des Courroies :

- Glissement, fluage élastique $r = \frac{W_{sortie}}{W_{entrée}} = \frac{N_{sortie}}{N_{entrée}} \neq \frac{D1}{D2}$;
- Sensibilité aux conditions d'opération (huile, poussière, Température, humidité).

5.5.2. Pignons et chaînes :

Transmettre par obstacle, à l'aide d'un lien articulé « chaîne », un mouvement de rotation continu entre deux arbres éloignés parallèles.

a) Principales caractéristiques :



b) Rapport de transmission :

Il est analogue à celui des courroies crantées

$$r = \frac{W_{\text{sortie}}}{W_{\text{entrée}}} = \frac{N_{\text{sortie}}}{N_{\text{entrée}}} = \frac{\text{nombre de dents du pignon coté charge}}{\text{nombre de dents du pignon coté moteur}}$$

Avec « W » en rad/s, « N » en tr/mn, D_1 et D_2 en « m ».

c) Avantages des Chaînes :

- Puissance transmise élevée à faible vitesse ;
- Positions éloignées des arbres ;
- Utilisable dans des conditions difficiles (chocs, vibrations).

d) Désavantages des Chaînes :

- Nécessité d'une lubrification ;
- Bruit, usure, chocs ;
- Poids élevé ;
- Arbres parallèles seulement.

Exercices

Exercice 01

Ci-joint un arbre et un alésage voir la figure1 :

- L'alésage à denture droite de caractéristiques :
- Nombre de dents $Z= 40$ dents
 - Diamètre primitif $D= 32$ mm

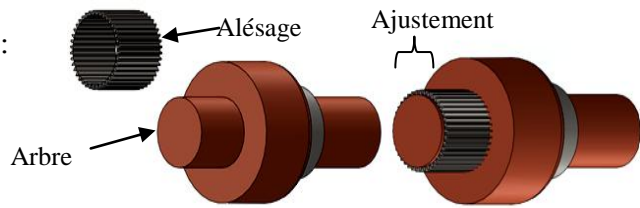


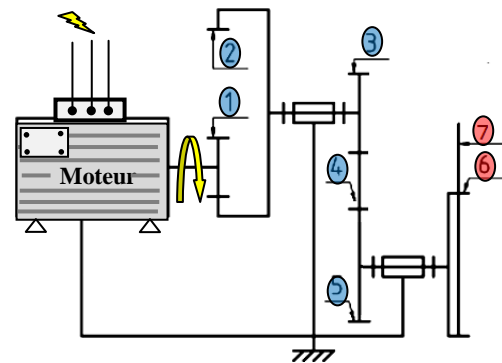
Figure 1

- Calculer le diamètre de l'arbre pour assurer un ajustement entre les deux pièces.

Exercice 02

Un moto-réducteur est composé d'un moteur électrique et d'un réducteur de vitesse. Le réducteur est constitué d'un train d'engrenages parallèles à denture droite. Une courroie plate 7 est entraînée par une poulie 6, elle-même entraînée par un moto-réducteur à train d'engrenages, comme le montre le schéma ci-dessous :

- Fréquence de rotation du moteur : $N_1 = 5000$ tr/min.
 - Nombre de dents de la roue 1 : $Z_1 = 14$
 - Nombre de dents de la couronne 2 : $Z_2 = 66$
 - Nombre de dents de la roue 3 : $Z_3 = 16$
 - Nombre de dents de la roue 4 : $Z_4 = 12$
 - Nombre de dents de la roue 5 : $Z_5 = 26$
 - Diamètre primitif de la poulie 6 : $D_6 = 30$ Cm
1. Quel est le rapport de transmission du train d'engrenages?
 2. Quelle est la fréquence de rotation de la poulie 6 en tr/min
 3. Quelle est la vitesse angulaire de la poulie 6 en rad/s?
 4. Quelle est la vitesse de la courroie en m/s?

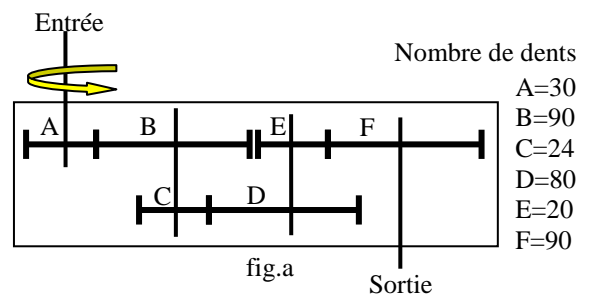


Exercice 03

1.1. Soit le train d'engrenage suivant , voir la figure (a):

- Puissance à l'entrée 2 kW
- La vitesse à l'entrée $N_1=900$ tr/min
- Le rendement de chaque couple de roues est $\eta = 0,95$.

Calculer : Le couple à sortie ?



1.2. Soit la chaîne de transmission de vitesse donnée ci-dessous, voir la figure (b):

Le moteur tourne à $N_1=1450$ tr/min,

On donne:

$Z_1 = 4$ filets ; $Z_2 = 80$ dents.

Poulie menante de diamètre $d_1=40$ mm.

Poulie menée de diamètre $d_2=120$ mm.

le nombre de dents $Z_3=40$; $Z_4=60$; $Z_5=20$; $Z_6= Z_7$; $Z_7=80$.

- 1- Calculer la vitesse N_7 à la sortie de la chaîne de transmission.
- 2- Calculer la vitesse de la courroie ?

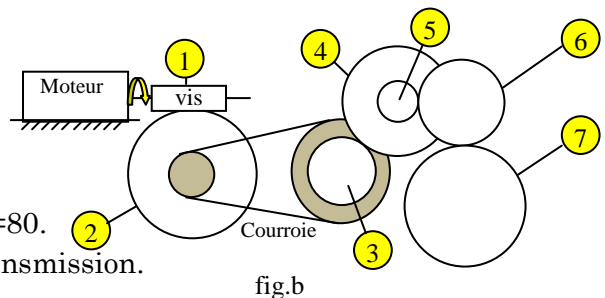


fig.b

Exercice 4

Soit la chaîne de transmission de vitesse donnée ci-contre, voir la figure (c) :

Pignon moteur $Z_{1\text{Pignon moteur}}=14$ dents ; module $r_{\text{roue1}}=0,5$ mm.

$Z_2=30$; $Z_3=15$ dents ; module $r_{\text{roue3}}=0,5$ mm.

$Z_4=44$; $Z_5=15$ dents ; module $r_{\text{roue5}}=0,5$ mm

$Z_6=44$; $Z_7=10$ dents ; module $r_{\text{roue7}}=0,7$ mm ; $Z_8=31$ dents.

- La vitesse à la sortie de la chaîne de transmission $\omega_8=10.7$ rad/s.

- Le couple à la sortie de la chaîne de transmission $C_8= 7510^{-3}$ N.m.

- Le rendement de chaque engrenage est $\eta = 0,95$.

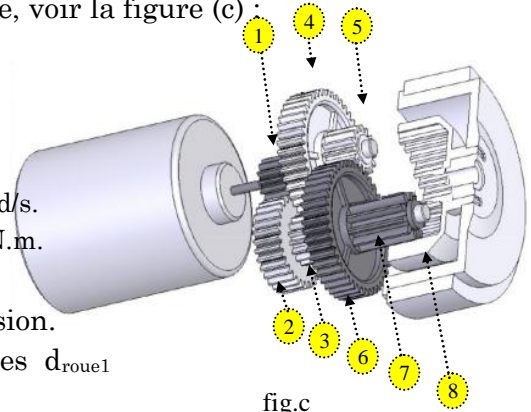


fig.c

1-Tracez le schéma cinématique de la chaîne de transmission.

2-Calculer les diamètres primitifs de chacune des roues d_{roue1} jusqu'a d_{roue8} .

3- Calculer la vitesse du moteur.

4- Calculer la puissance sur l'arbre du moteur.

Exercice 05

Soit le schéma cinématique de la figure d :

Données :

$N_1=1400$ tr/min ; $N_4= 350$ tr/min

$Z_1=19$

- Déterminer le nombre de dents (Z_2) du satellite (2) et (Z_3) du planétaire extérieur (3).

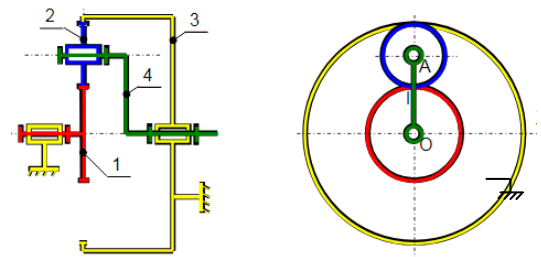


Figure d

Exercice 06

Un moteur tourne à 1450 tr/min, la chaîne de transmission de la vitesse jusqu'à la crémaillère est donnée ci-dessous.

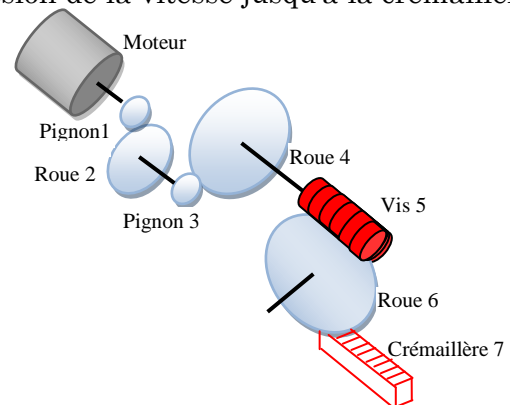
On donne:

$Z_1=11$; $Z_2=30$; $Z_3=12$; $Z_4=50$

$Z_5=3$ filets (3filets) ; $Z_6=36$

Le pas de la crémaillère est de $p=3$ mm.

1. Calculer la vitesse de tous les arbres ;
2. Calculer la vitesse de la crémaillère.

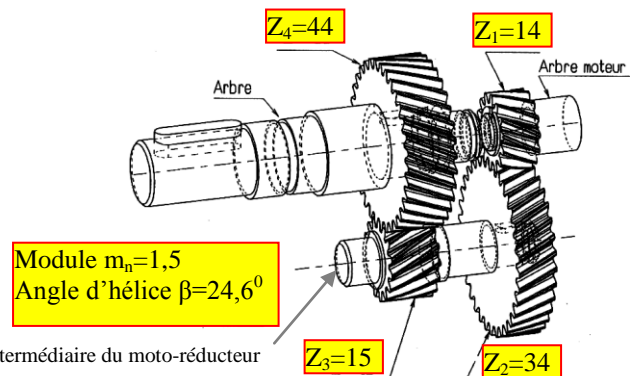
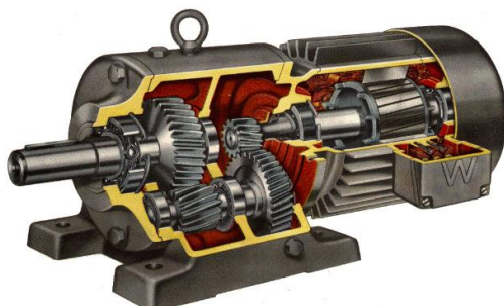


Exercice 07

La chaîne cinématique du moto-réducteur étant définie ci-dessous. Les dentures sur les arbres intermédiaires doivent être inclinées dans le même sens pour que les efforts axiaux se compensent (dirigés en sens inverses). Le moto-réducteur ci-contre en montre une application.

Calculer :

- 1- Le rapport des vitesses
- 2- L'entraxe des roues dentées.



Exercice 08

II- Soit un engrenage à denture hélicoïdale, la vitesses de rotation $N_1=500$ tr/min; $N_2=125$ tr/min;

L'entraxe $e=200$ mm; le module réel $=4$ mm; le pas tangentiel $=13.94$ mm.

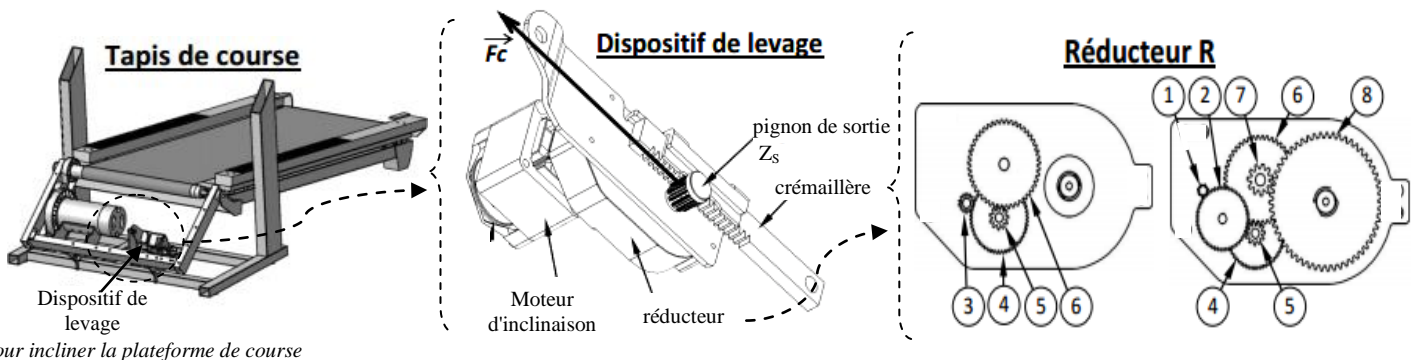
- Calculer :

- a) L'angle d'inclinaison ;
- b) Le nombre de dents Z_1 et Z_2 ;
- c) Les diamètres primitif D_1 et D_2 .



Exercice 09

Le tapis de course permet au coureur de s'entraîner sur une courroie mobile en fonction d'un programme d'entraînement choisi qui prend en considération les conditions de course : le rythme cardiaque, la vitesse de défilement et la pente d'inclinaison.



$Z_1=17$ dents ; $Z_2=51$ dents ; $Z_3=14$ dents ; $Z_4=57$ dents ; $Z_5=11$ dents ; $Z_6=47$ dents ; $Z_7=11$ dents ; $Z_8=55$ dents

Effort tangentiel de la crémaillère $FC = 2100$ N; Rendement du réducteur $\eta_R = 0,8$; Vitesse de la crémaillère $= 0,0034$ m/s. Nombre de dents du pignon de sortie $Z_S = 10$ dents; Module $m = 1,5$ mm

- 1-1 Tracer le schéma cinématique du réducteur
- 1-2 Calculer la vitesse angulaire ω_S du pignon (Z_S) de sortie (en rad/s)
- 1-3 En se référant au schéma cinématique, calculer le rapport de réduction (r) du réducteur R.
- 1-4 En déduire la vitesse de rotation N_m (en tr/min) du moteur.
- 1-5 Calculer le couple C_m développé par le moteur d'inclinaison.
- 1-6 Calculer la puissance mécanique utile P_u du moteur d'inclinaison pour supporter la charge du coureur.

Exercice 10

Le mécanisme d'un rétroviseur d'automobile à commande électrique permet de faire pivoter le miroir afin d'obtenir l'orientation désirée (figure 10). La commande provient d'un bouton manipulateur disposé à l'intérieur de l'automobile

Objectif : C'est la détermination de la puissance nécessaire pour la rotation R_x .

Le miroir du rétroviseur est collé sur un cadre qui est en liaison rotule en (O) par rapport au boîtier. La rotation du cadre est commandée par le déplacement de la crémaillère C_2 suivant Y. Le pignon P_2 , monté sur l'axe du réducteur, engrène avec C_2 .

Données :

- Couple résistant en (O) : $C_r = 0,35$ Nm ; $OA = 30$ mm
- Angle de rotation total = 18° en un temps maximum = 5 s
- Pignon P_2 : du module $m = 0,4$ mm et de denture droite $Z = 13$ dents.
- Réducteur : rapport cinématique : 60 rendement : $0,4$

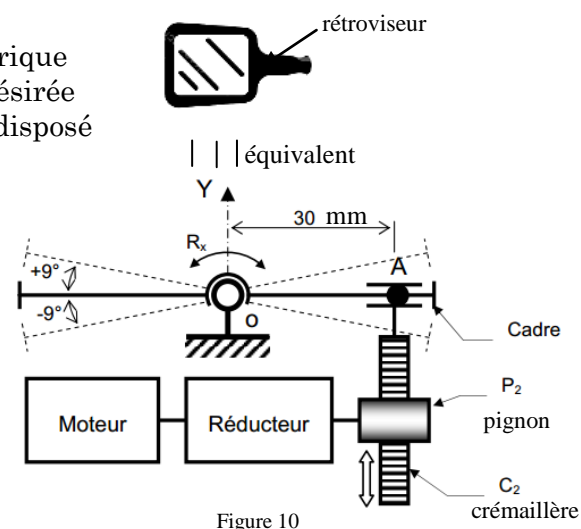


Figure 10

Questions :

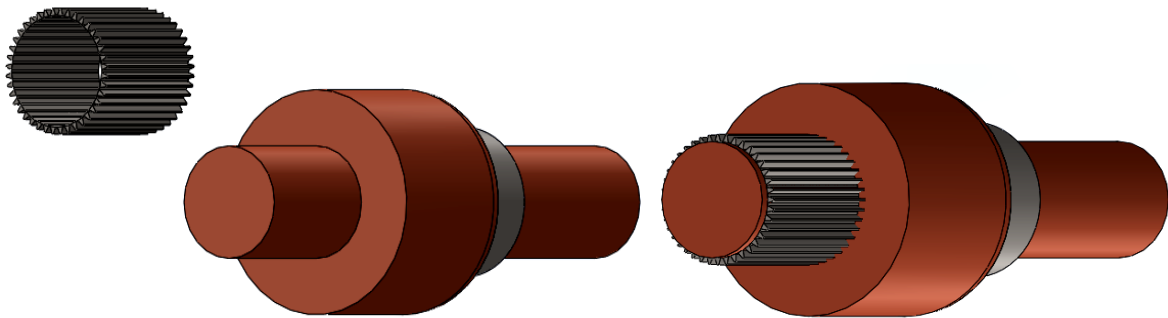
- 1- Calculer la vitesse angulaire du cadre ω_{cadre} (en rad/s)
- 2- Déterminer l'effort (la force) de la crémaillère sur le cadre au point (A) permettant d'assurer la rotation.
- 3- Déterminer la vitesse de translation de la crémaillère (en m/s)
- 4- Déterminer la vitesse angulaire de rotation du pignon P₂.
- 5- Déterminer la vitesse angulaire de rotation du moteur (en rad/s)
- 6- Calculer la puissance du moteur.

Correction

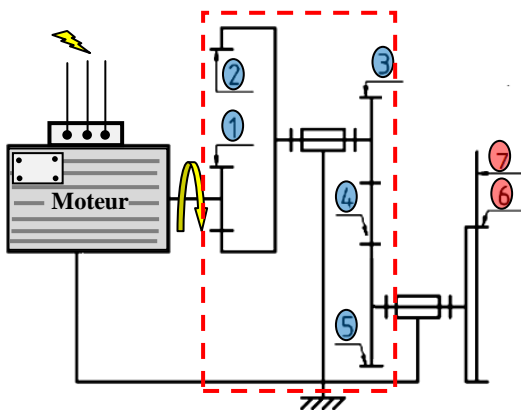
Solution de l'exercice 1:

Le module m : $m = \frac{d}{z} = \frac{32}{40} \Rightarrow m = 0,8$

Le diamètre de pied : $d_f = d - 2,5.m \Rightarrow d_f = 32 - 2,5.0,8$
 $\Rightarrow d_f = 30mm$



Solution de l'exercice 2:



$$r = (-1)^2 \frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_4}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_5} \Rightarrow r = 0,13$$

$$r = \frac{w_5}{w_1} \Rightarrow w_5 = 0,13 \cdot 523,33$$

$w_5 = 68,03 \text{ rd/s}$

$$V = w_5 \cdot D_6/2 \Rightarrow V = 68,03 \cdot 30 \cdot 10^{-2}/2$$

$V = 10,20 \text{ m/s}$

$V = 10,20 \text{ m/s}$

Solution de l'exercice 3:

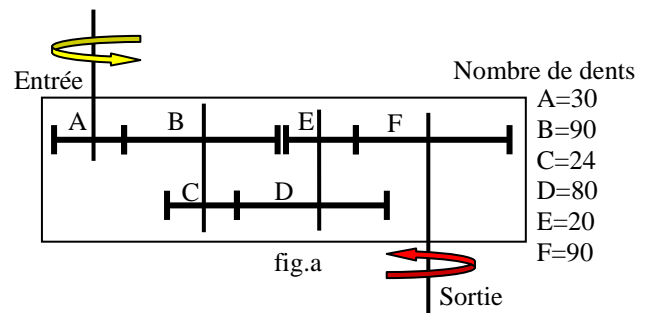
$$r = (-1)^3 \frac{Z_A \cdot Z_C \cdot Z_E}{Z_B \cdot Z_D \cdot Z_F} \cdot P_e \Rightarrow r = -0,022$$

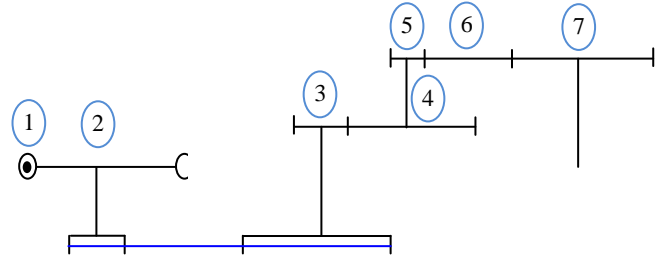
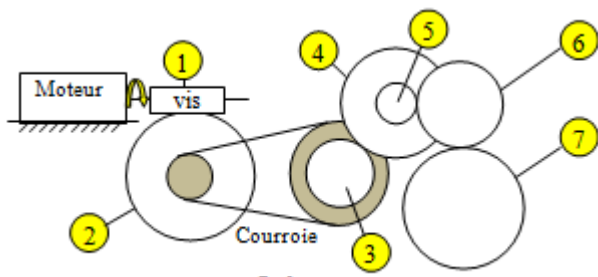
$$w_s = r \cdot w_e \Rightarrow r = -0,0229002 \cdot 2\pi / 60$$

$$w_s = -2,09 \text{ rd/s}$$

$$P_s = (\eta)^3 \cdot P_e \Rightarrow P_s = 1,71 \text{ kW}$$

$$C_s = \frac{P_s}{w_s} \Rightarrow C_s = \frac{1,71 \cdot 10^3}{-2,1} \Rightarrow C_s = -818 \text{ N.m}$$

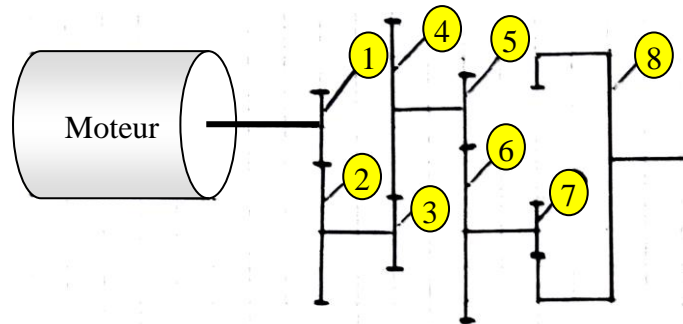
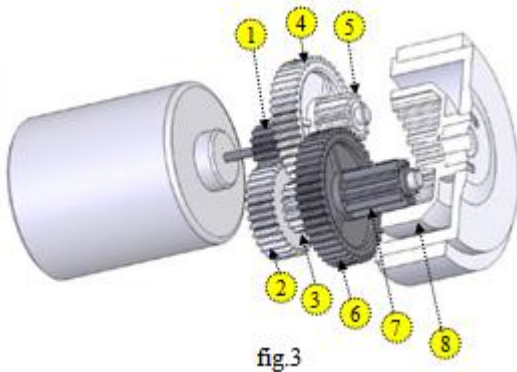




Roue et vis : $i_1 = Z_1/Z_2 = 0,05$
 Poulies courroie : $i_2 = d_1/d_2 = 0,33$
 Train d'engrenage : $i_3 = \frac{Z_3 \cdot Z_5 \cdot Z_6}{Z_4 \cdot Z_6 \cdot Z_7} \Rightarrow i_3 = 0,16$
 Rapport Global : $i_g = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 0,0027$

$i_g = w_7 / w_1 \Rightarrow w_7 = i_g \cdot w_1 = 0,0027 \cdot 1450 \cdot 2\pi / 60$
 $w_7 = 0,41 \text{ rd/s}$
 $V = w_2 \cdot D_1/2 = w_1 \cdot i_1 \cdot D_1/2 \quad V = 0,15 \text{ m/s}$

Solution de l'exercice 4:



➤ Les diamètres primitifs

Roues	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	R8
Nb dents	14	30	15	44	15	44	10	31
Modules	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.7	0.7
Diamètres	7	15	7.5	22	7.5	22	7	21.7

➤ Le rapport de transmission :

$$r = (-1)^3 \frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5 \cdot Z_7}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6 \cdot Z_8} \Rightarrow r = -0,017$$

➤ La vitesse du moteur :

$$r = w_8 / w_1 \quad w_1 = w_8 / r \Rightarrow w_1 = 629,41 \text{ rd/s}$$

➤ La puissance sur l'arbre du moteur :

Le couple de charge ramené sur l'arbre du moteur est donné par (voir chapitre 4)

$$C_{r1} = \frac{C_8 \times w_8}{\eta^4 \times w_1} \Rightarrow C_{r1} = 1,56 \cdot 10^{-3} \text{ N.m}$$

η^4 rendement globale (4 engrenages).

$$P_{\text{Moteur}} = C_{r1} \cdot w_1 \Rightarrow P_{\text{Moteur}} = 1,56 \cdot 10^{-3} \cdot 629,41 \text{ rd/s} \Rightarrow P_{\text{Moteur}} = 0,9818 \text{ Watt}$$

Chapitre 4

DIMENSIONNEMENT INDUSTRIEL D'UN SYSTEME D'ENTRAINEMENT



- *Etablir l'ensemble des critères de choix d'un moteur électrique*
 - *Justifier le choix d'un moteur*
 - *Choisir un moteur*
 - *Vérifier le moteur choisi*

1. Introduction :

Le but de ce chapitre est de présenter comment dimensionner un moteur lorsque des mécanismes de transmission sont insérés entre celui-ci et la charge.

Dans le choix d'un moteur pour une application particulière, on devra tenir compte des facteurs suivants :

- Réseau de distribution électrique ;
- Exigences mécaniques de la charge à entraîner ;
- Choix de la classe de moteur ;
- Aspects physiques et environnementaux.

Le choix final se portera sur un moteur qui est disponible chez un fabricant et qui répond aux spécifications prescrites ou les dépasse.

2. Constitution des entraînements

Le principe d'un entraînement électrique est représenté sur la figure 4.1 :

- a) Le moteur convertit l'énergie électrique, pneumatique ou hydraulique en énergie mécanique, et la transmet à la charge par l'intermédiaire d'une transmission mécanique.
- b) Dispositif de commande qui alimente le moteur et qui assure l'enclenchement et le déclenchement, éventuellement le réglage de la vitesse, de la position et de l'effort, tout en remplissant encore des fonctions de protection. Le moteur et la commande constituent l'actionneur qui reçoit l'énergie et les consignes de fonctionnement.
- c) La transmission communique à la charge l'énergie mécanique produite par le moteur. Elle adapte les caractéristiques et performances du moteur aux besoins de la charge, en termes de gamme de vitesse et de conversion de mouvement rotatif en mouvement linéaire.
- d) La charge est l'unité mécanique de la machine à animer.

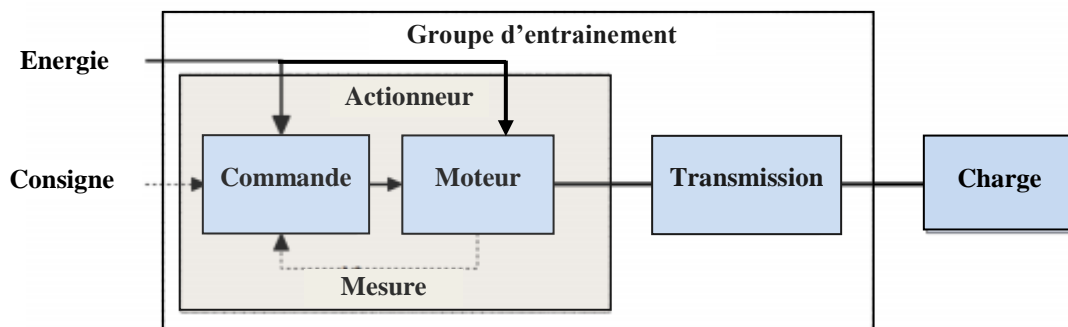


Figure.4.1 : Schéma de principe d'un entraînement.

D'un point de vue mécanique, les exigences du cahier des charges imposées par la charge sont:

- la vitesse nominale et le domaine de variation de celle-ci;
- le couple nominal (ou la force nominale) et sa caractéristique en fonction de la vitesse ;
- l'évolution du couple (ou de la force) et de la vitesse en fonction du temps ;
- le couple ou l'effort résistant au démarrage ;
- l'inertie ou la masse de la charge ;
- la durée des cycles de fonctionnement et la fréquence des démarrages ;
- le temps admissible des démarrages et freinages ;
- la précision de la vitesse et du positionnement ;
- l'environnement : température, humidité, altitude, vibrations, atmosphère particulière ;
- l'encombrement et la masse admissibles pour le groupe d'entraînement ;
- la source d'énergie disponible.

3. Type de motorisation

3.1. Choix d'un moteur à induction :

Les moteurs à induction à cage d'écurie sont les plus utilisés dans l'industrie en raison de leur coût relativement peu élevé, leur haute fiabilité, et leur entretien minimal. Les moteurs à induction à rotor bobiné sont très pratiques dans certaines applications du fait que l'on peut modifier les circuits de leur rotor de façon à obtenir les caractéristiques de démarrage et de fonctionnement voulues.

3.2. Choix d'un moteur synchrone

C'est en raison de ses caractéristiques de fonctionnement qu'un moteur synchrone est parfois choisi au lieu d'un moteur à induction.

Les moteurs synchrones sont d'un coût nettement plus élevé et ne sont donc utilisés que si leur choix se justifie sur la base des facteurs ci-après :

- **Vitesse** : Les moteurs synchrones fonctionnent à la vitesse synchrone sans baisse de vitesse sur toute leur gamme de charges. On devra opter pour ces moteurs lorsqu'une vitesse précise et constante est nécessaire.
- **Correction du facteur de puissance** : Les moteurs synchrones peuvent produire de la puissance réactive pour corriger le faible facteur de puissance du réseau d'alimentation, tout en produisant une puissance mécanique. Lorsqu'ils fournissent de la puissance réactive, on dit que les moteurs synchrones fonctionnent avec un facteur de puissance capacitif.
- **Coûts d'exploitation moins élevés** : Les moteurs synchrones ont souvent un rendement énergétique supérieur à celui des moteurs à induction, et plus particulièrement dans les gammes de puissances élevées.

Une règle empirique généralisée est qu'un moteur synchrone doit être choisi lorsque la puissance nécessaire dépasse la vitesse (en tr/min.) du moteur.

3.3. Choix d'un moteur à courant continu

On choisit souvent un Moteur à Courant Continu lorsque (MCC) qu'une régulation précise de la vitesse est nécessaire, car le contrôle de la vitesse d'un MCC est plus simple, moins coûteux et couvre une gamme de vitesses plus étendue que les systèmes de commande de vitesse des moteurs à courant alternatif.

On recherche souvent les MCC lorsque l'on souhaite un couple de démarrage élevé.

4. Choix du réducteur de vitesse

La fréquence de rotation d'un moteur dépasse couramment la valeur souhaitée pour les mouvements des organes récepteurs. Par ailleurs, le couple délivré est très souvent insuffisant pour vaincre l'inertie de démarrage. Dans ces conditions le réducteur intervient pour modifier les performances motrices, en diminuant la fréquence de rotation et en augmentant simultanément le couple disponible.

On peut choisir le réducteur à partir des :

Paramètres physiques :

- La vitesse à la sortie du réducteur ;
- Le couple résistant.

Paramètres techniques :

- Le type de réducteur (arbre parallèle, conique, ...) ;
- La taille du réducteur.

5. Choix d'un moteur asynchrone :

Le choix d'un moteur asynchrone seul doit permettre l'entraînement de la machine accouplée avec les performances imposées par le cahier des charges à savoir :

- Le nombre de quadrants de fonctionnement ;
- Le couple sur toute la plage de vitesse : caractéristique $\Omega = f(C_r)$;
- La vitesse désirée ;
- L'accélération et la décélération souhaitées.

Et le respect des normes pour le réseau d'alimentation énergétique :

- La puissance de démarrage disponible ;
- La consommation d'énergie réactive ;
- Le taux d'harmoniques imposé au réseau ;
- La compatibilité électromagnétique.



Figure.4.2 : Machines asynchrones multi-puissances

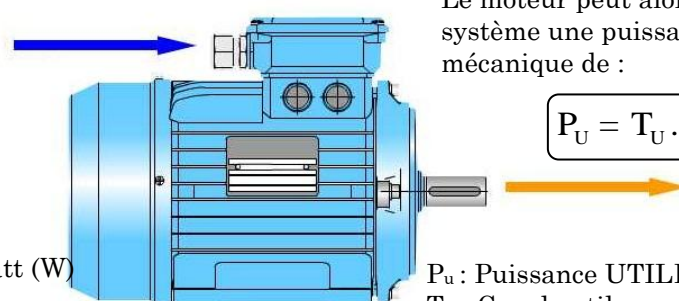
5.1. Moteur asynchrone triphasé

Un moteur asynchrone est une machine qui transforme l'énergie électrique en énergie mécanique.

Pour ce faire, le moteur ABSORBE de la puissance électrique :

$$P_a = U \cdot I \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \varphi$$

P_a : Puissance ABSORBÉE en Watt (W)
 U : tension composée en Volt (V)
 I : courant en ligne en Ampère (A)
 $\cos \varphi$: facteur de puissance (sans unité)



Le moteur peut alors fournir au système une puissance UTILE mécanique de :

$$P_u = T_u \cdot \Omega$$

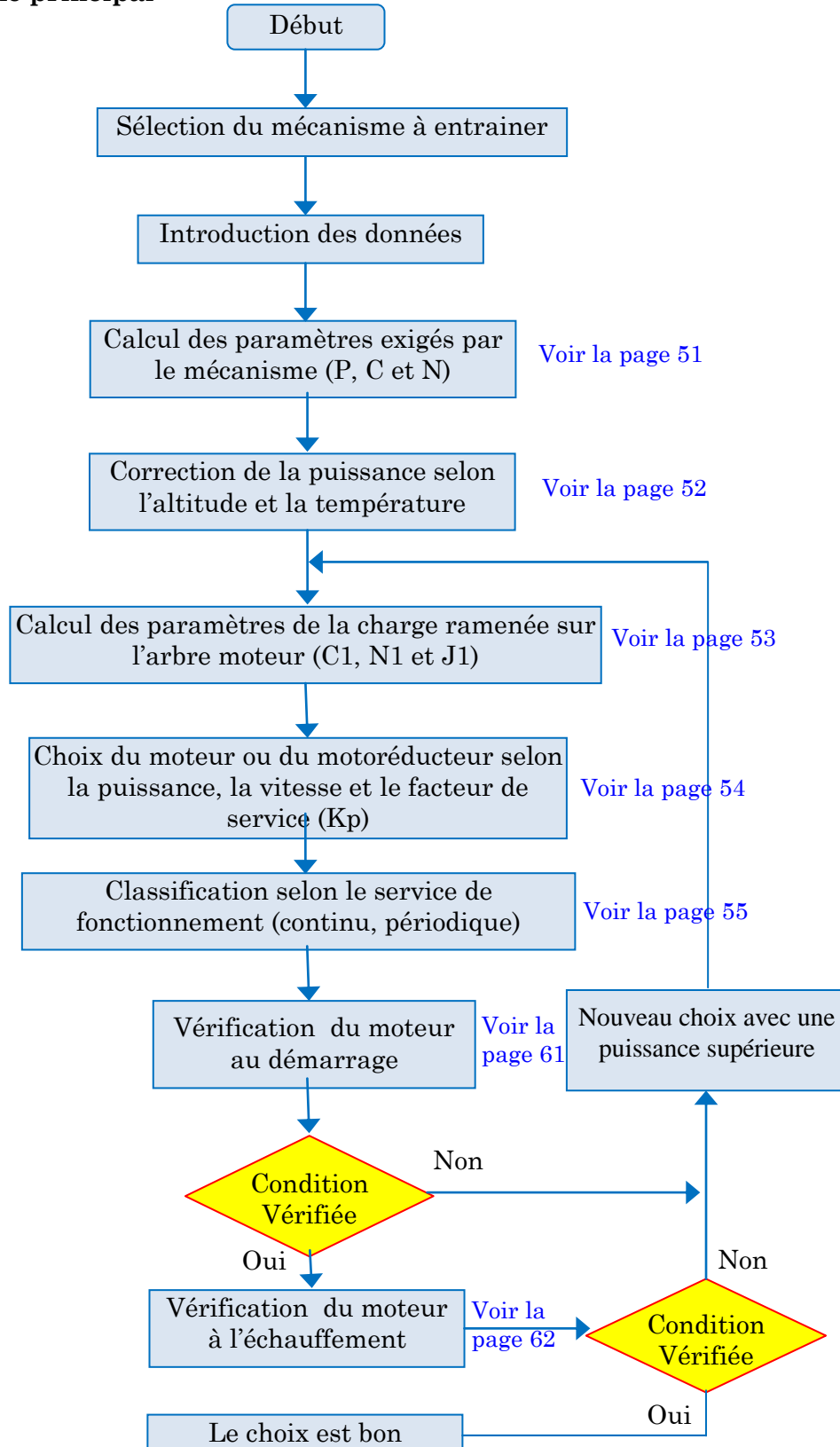
P_u : Puissance UTILE en Watt (W)
 T_u : Couple utile en newton mètre (N.m)
 Ω : Vitesse angulaire en radian/seconde ($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$)

La puissance utile est toujours plus petite que la puissance absorbée car lors de l'opération, il y a des pertes.

5.2. Méthode et guide de sélection d'une machine asynchrone :

Effectuer un choix rationnel des moteurs électriques dans le cadre de la réalisation d'une application donnée nécessite l'élaboration d'organigrammes représentant les étapes que nous venons de voir (en encadrés).

L'organigramme principal



6. CHOIX PRELIMINAIRE DU MOTEUR AU REGIME ETABLE

(Sans tenir compte du démarrage ou freinage et aussi sans tenir compte de l'échauffement)

Objectifs :

- Savoir calculer la vitesse d'entrée d'un mécanisme connaissant la vitesse de sortie et inversement ;
- Savoir calculer une inertie ramenée à l'entrée d'un mécanisme ;
- Savoir calculer un couple ramené à l'entrée du mécanisme ;
- Savoir calculer un couple ramené pendant un régime transitoire.

6.1. Calcul des paramètres exigés par le mécanisme (P, C et N) :

- a) Calculer la vitesse nominale de la charge w_2 (vitesse angulaire):

Généralement est calculée à partir de la vitesse linéaire de la charge et le diamètre de la roue.

$$V = w_2 \times \frac{d}{2} \quad (4.1)$$

- b) Calculer le couple résistant de la charge C_{r2} :

Souvent est calculé à partir de la force de déplacement linéaire de la charge et le diamètre de la roue

$$C_{r2} = F \times \frac{d}{2} \quad (4.2)$$

- c) Ou bien C_{r2} est calculé par la puissance requise par la charge

$$P_r = C_{r2} \cdot w_2 = F \cdot V \quad (4.3)$$

P_r : Puissance requise par la charge

6.2. Corriger le choix de moteur adapté aux conditions d'utilisation

En fonction de la puissance-équivalente-S1 ou du déclassement déterminé précédemment. Ce choix est valable pour des conditions d'utilisation normales suivantes (norme CEI 34-1) :

- Température ambiante comprise entre + 5 et + 40 °C,
- Altitude inférieure à 1000 m,
- Mode de refroidissement IC 411,
- Déséquilibre de tension < 2%,
- Pression atmosphérique : 1050 mBar,
- Taux harmonique < 10%,
- Tension d'alimentation de 230 V / 400 V 50 Hz +/- 10%,
- Chute de tension maximale entre le point de livraison et le point d'utilisation < 4%,
- Classe d'isolation F,
- Degrés de protection IP 55.

Pour des conditions d'emploi différentes, on appliquera le(s) coefficient(s) de correction de la puissance avant de prédéterminer notre moteur.

6.3. Corriger le choix en fonction de l'environnement :

Conditions d'utilisation : elles intègrent l'altitude, la température ambiante. « Par exemple, si la température ambiante est élevée, les enroulements moteur montent plus haut et plus vite en température pouvant causer la casse du moteur. Pour l'altitude, si l'on imagine une très forte altitude (montagne), la ventilation du moteur sera mauvaise car l'air se fait rare en hauteur, il s'en suit donc une surchauffe si l'on pousse le moteur au maximum ». Les conditions normales d'utilisation des machines standard sont : une température comprise entre -16 °C et 40 °C ; l'altitude inférieure à 1000 m. Des corrections doivent être apportées en dehors de ces valeurs.

a) Correction suivant la température

Le coefficient de correction de la puissance suivant la température avant de prédéterminer le moteur est donné par :

$$K_t = \frac{100}{140 - t_a} \quad (4.4)$$

Température ambiante °C t_a	Coefficients de correction K_t
45	100/95
50	100/90
55	100/85

Exemple: Machine entraînée $P_{\text{Exigée}} = 11 \text{ kW}$; $t_a = 50 \text{ °C}$

$$P_{\text{corr}} = P_{\text{Exigée}} \cdot K_t = 11 \times (100/90) = 12,22 \text{ kW}$$

b) Correction suivant la l'altitude

Le coefficient de correction de la puissance suivant l'altitude avant de prédéterminer le moteur est donné par :

$$K_a = \frac{10000}{11000 - a_t} ; \quad (4.5)$$

$a_t > 1000 \text{ m}$

Exemple: Machine entraînée $P_{\text{Exigée}} = 11 \text{ kW}$; $a_t = 3000$

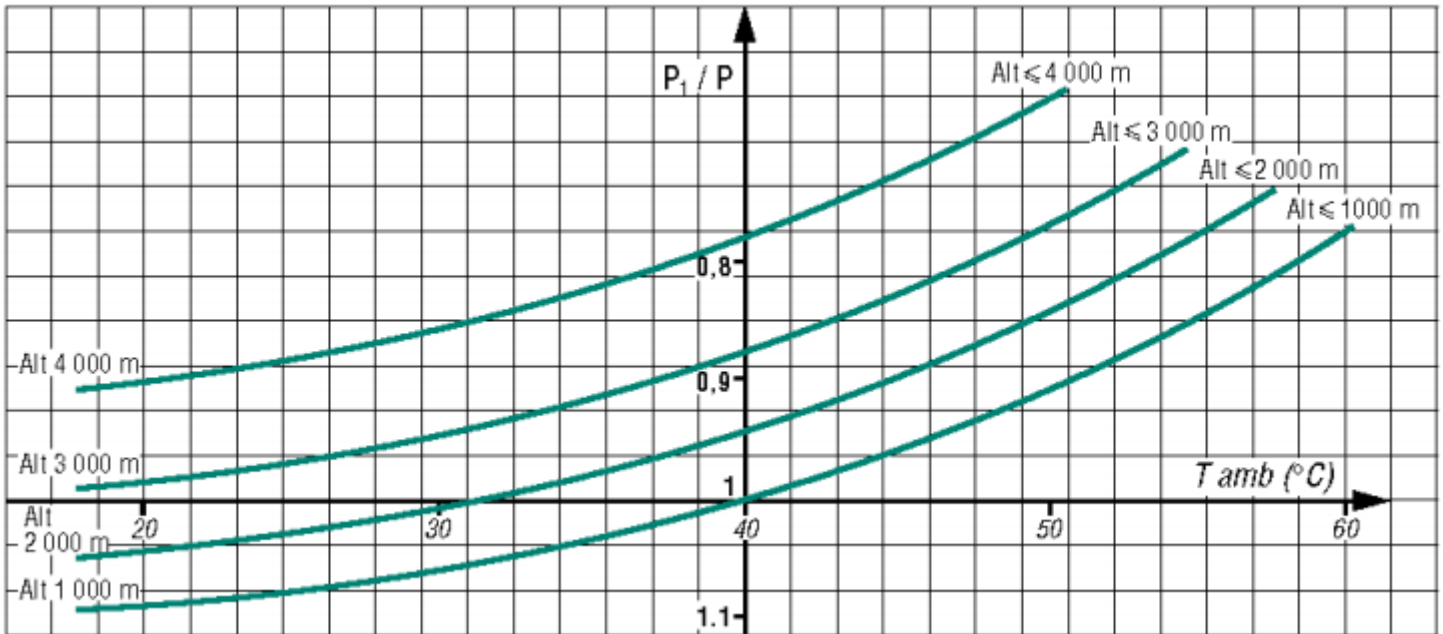
$$K_a = \frac{10000}{11000 - 3000} = 1.25 \quad \blacktriangleright \quad P_{\text{corr}} = P_{\text{corr}} = 11 \times 1.25 = 13.75 \text{ kW}$$

c) Selon la Température et l'Altitude

c.1) Méthode théorique

$$P_{\text{corr}} = P_{\text{Exigée}} \cdot K_t \cdot K_a \quad (4.6)$$

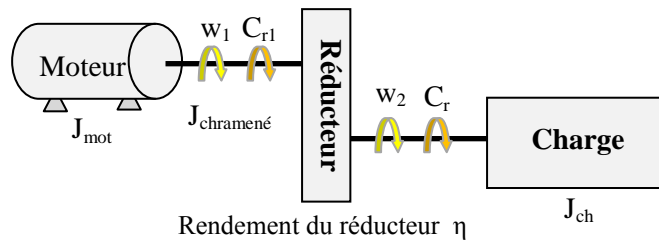
c.2) Méthode graphique



$$P_{installée} = P_{calculée} \cdot \frac{P_1}{P} \tag{4.7}$$

6.4. Calcul des paramètres de la charge ramenée sur l'arbre moteur (C1, N1 et J1) :

6.4. 1. Cas d'un seule réducteur de vitesse



a) Calculer la vitesse nominale de l'arbre moteur avant réducteur de vitesse w_1 (vitesse angulaire):

$$w_1 = w_2 \times i \tag{4.8}$$

Avec w_1 : la vitesse à l'entrée du réducteur (En déduire le nombre de paires de pôles) ;

w_2 : la vitesse à l'entrée du réducteur ;

i : rapport de transmission du réducteur.

b) Calculer le couple résistant C_{r1} de la charge ramené sur l'arbre moteur avant réducteur de vitesse

$$C_{r1} = \frac{C_r \times w_2}{\eta \times w_1} \tag{4.9}$$

c) Calculer le moment d'inertie J_{chr} de la charge ramené sur l'arbre moteur avant réducteur de vitesse

J_{ch} : L'inertie de la machine entraînée

$$J_{ch} = M \times \frac{d^2}{4} \tag{4.10}$$

J_{chr} : L'inertie de la charge ramenée à l'arbre du moteur.

$$J_{chr} = \frac{J_{ch}}{\eta \times i^2} \tag{4.11}$$

d) Calculer le moment d'inertie J_{total}

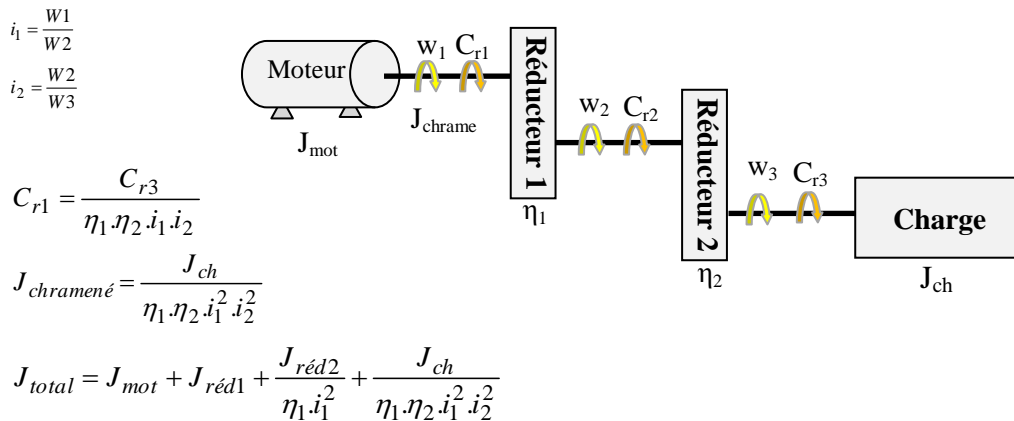
$$J_{tot} = J_{mot} + J_{chr} + J_{red} \quad (4.12)$$

J_{mot} : Moment d'inertie du moteur (doit être estimée à partir du catalogue constructeur moteur).

J_{red} : Moment d'inertie du réducteur (doit être estimée à partir du catalogue constructeur réducteur).

J_{chr} : Moment d'inertie de la charge ramené sur l'arbre moteur

6.4. 1. Cas de deux réducteurs de vitesse



6.5. Effectuer un premier choix de moteur pour le régime établi (choix préliminaire)

À partir d'un catalogue de constructeur et selon les caractéristiques mécaniques d'entraînement :

1- La vitesse w_1 définissant le nombre de paires de pôles

2- Le couple d'entraînement $C_{im} \geq C_r$

Puissance utile $P_u \geq P_r$. En régime établi (pas d'accélération), le couple moteur s'adapte (est égal) au couple résistant. $P_u = C_e \cdot \Omega = C_r \cdot \Omega$

7. Services : corriger le choix de moteur adapté au service de fonctionnement

- **Type de service S** : il est en rapport avec l'échauffement des enroulements lors des périodes de marche et d'arrêt du moteur.

Trois classes de régimes d'utilisation caractérisent la plupart des charges de moteurs : service continu, service périodique et service intermittent.

A. Service continu - constante de couple

La plupart des applications de moteurs sont du type à service continu. Ce régime d'utilisation consiste essentiellement en une charge constante appliquée durant une période de temps de longueur indéfinie.

Les moteurs doivent être dimensionnés pour la puissance nécessaire à la charge permanente.

B. Service périodique - couple variable

Ce régime d'utilisation convient à des moteurs entraînant des charges variables bien définies et qui se répètent. Pour ce type de charge, la puissance du moteur est déterminée à partir de la moyenne quadratique ou valeur efficace (RMS) de la puissance.

C. Service intermittent

Ce régime d'utilisation présente successivement des intervalles indéfinis de périodes de charge ou hors charge, charge et pause, ou charge, hors charge et pause.

Détermination du type de service de fonctionnement

La norme CEI 60034-1 prévoit dix types de service de fonctionnement, qui peut être continu, temporaire ou périodique. C'est à l'utilisateur qu'incombe la responsabilité de spécifier le type de service :

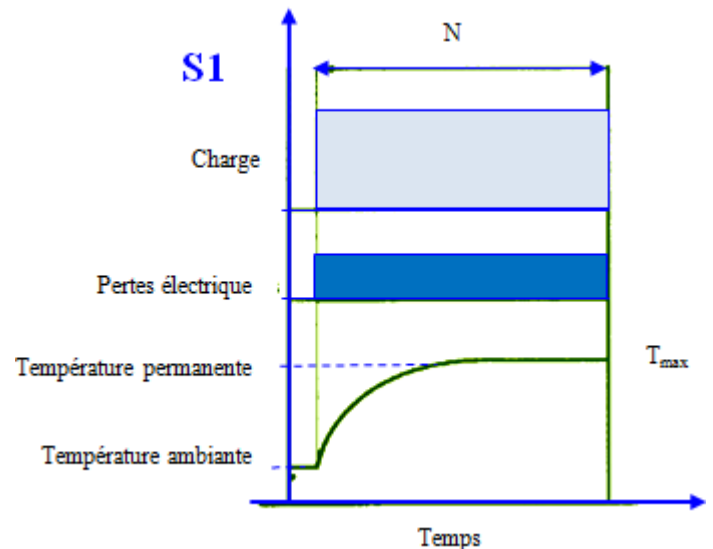
- 1/ Service continu - Service type S1.
- 2/ Service temporaire - Service type S2.
- 3/ Service intermittent périodique sans démarrage - Service type S3.
- 4/ Service intermittent périodique à démarrage - Service type S4.
- 5/ Service intermittent périodique avec démarrage et à freinage électrique Service type S5.
- 6/ Service ininterrompu périodique à charge intermittente - Service type S6.
- 7/ Service ininterrompu périodique à freinage électrique - Service type S7.
- 8/ Service ininterrompu périodique à changements liés de charge et vitesse - Service type S8.
- 9/ Service à variations non périodiques de charge et de vitesse - Service type S9.
- 10/ Service à régimes constants distincts - Service type S10.

7.1. Service continu - Service type S1

Fonctionnement à charge constante nominale d'une durée suffisante pour que l'équilibre thermique soit atteint.

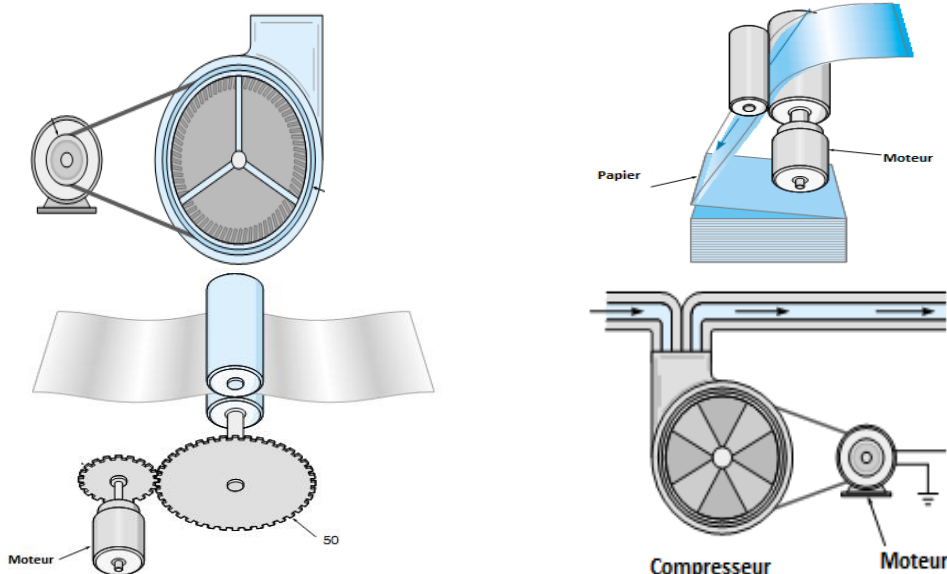
F_{dm} (facteur de marche) = 1 ou 100% et n (nombre de démarrages équivalent par heure) ≤ 6.

Facteur de marche : Il est lié au type de service, et donc de l'échauffement des enroulements du moteur qui risquent de surchauffer.



Identification S1: Spécification de la puissance en kW, si nécessaire avec l'abréviation S1.

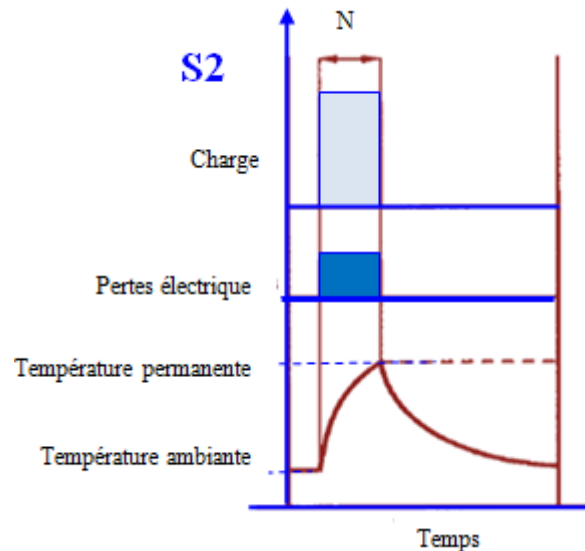
Exemple: S1: 11kW



7.2. Service temporaire – Service type S2

Fonctionnement à charge constante nominale pendant un temps déterminé N , moindre que celui requis pour atteindre l'équilibre thermique, suivi d'un repos d'une durée suffisante pour rétablir à 2°C près l'égalité de température entre la machine et le fluide de refroidissement.

F_{dm} selon cahier des charges et $n = 1$.

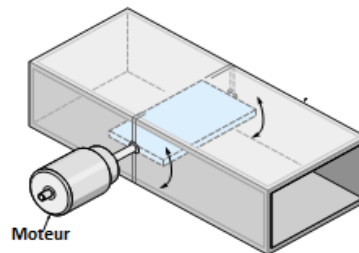


Par rapport au service continu, le moteur doit fournir plus de puissance au cours de la période de charge.

Identification de S2: en spécifiant la période de charge $t_B=N$ et la puissance P en kW.

- **Exemple:** S2: 10 min, 11 kW.

- Des périodes de 10, 30, 60 et 90 min sont recommandées comme temps de fonctionnement $t_B=N$.

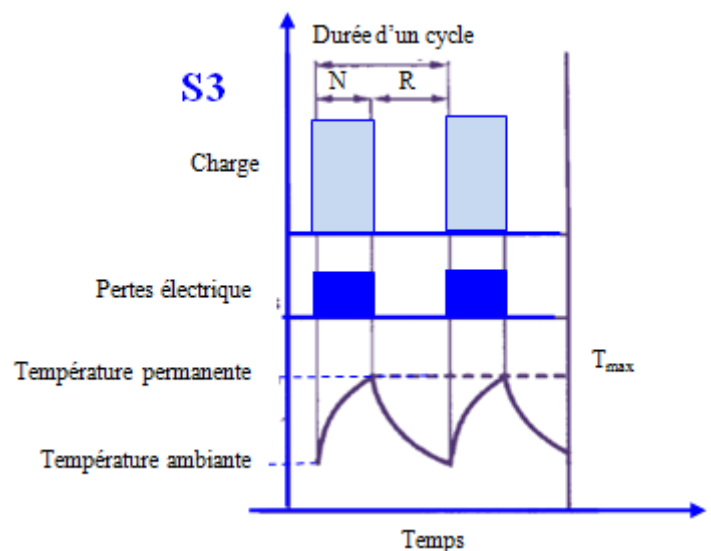


7.3. Service intermittent périodique sans démarrage - Service type S3

Suite de cycles de service identiques comprenant chacun une période de fonctionnement à charge constante nominale N et une période de repos R . Dans ce service, le cycle est tel que le courant de démarrage n'affecte pas l'échauffement de façon significative. Le temps de fonctionnement dans ce cas est insuffisant pour que la température du moteur atteigne la température permanente, par ailleurs le temps de repos est insuffisant pour que la température descende jusqu'à la température ambiante.

$F_{dm} = [N / (N+R)] \cdot 100$ et $n = 0$.

$F_{dm} = (\text{temps de travail} / \text{temps de cycle}) \cdot 100$ qui peut prendre les valeurs suivantes 15%, 25%, 40% et 60%.

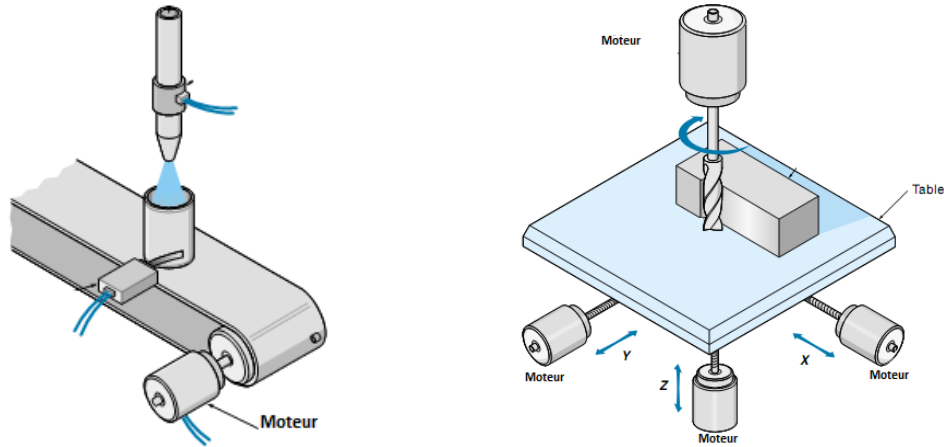


Pendant ce temps, la puissance doit être plus élevée que le rendement du moteur en service continu.

Identification: en spécifiant la période de charge $t_B=N$, avec la durée du cycle $t_S=N+R$, et la puissance P , sans oublier de préciser le facteur de service relatif $tr=F_{dm}$ en % et la durée du cycle.

- **Exemple:** S3: 15 min / 60 min. 11 kW

- **Exemple:** S3: 25%, 60 min. 11 Kw

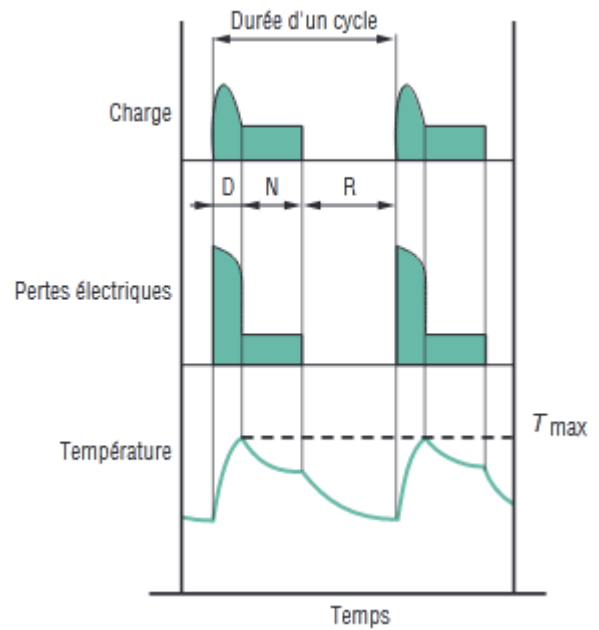


Les autres services de fonctionnement sont des dérivées de service S3.

7.4. Service intermittent périodique à démarrage - Service type S4

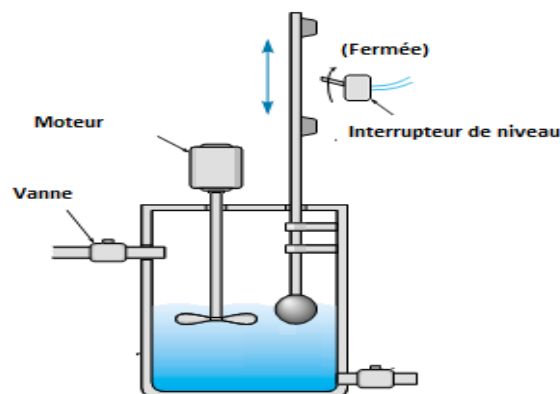
Suite de cycles de service identiques comprenant une période appréciable de démarrage D , une période de fonctionnement à charge constante nominale N et une période de repos R .

$F_{dm} = \frac{N+D}{N+D+R}$ et n selon cahier des charges, remplacer n par $4n$ dans la formule.



Identification: en spécifiant le facteur de marche en %, le nombre ZL de démarrage/heure et la puissance P .

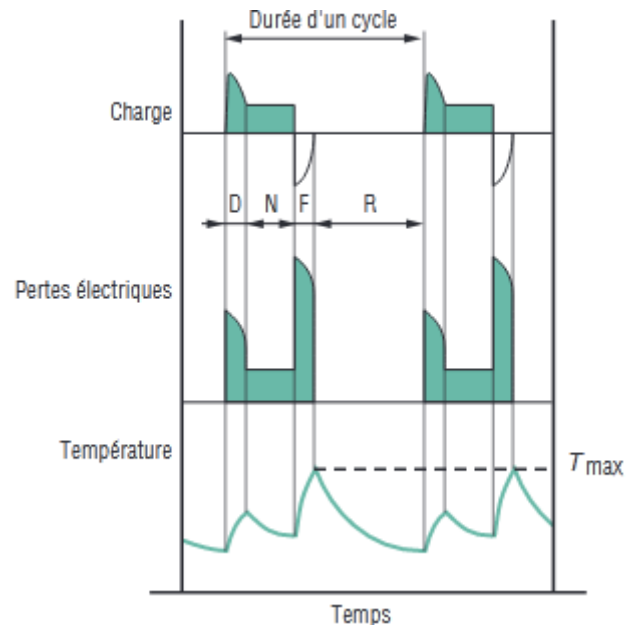
- **Exemple:** S4: 25%, 500 démarrages/ heure, 11 kW



Il est important de vérifier, dans ce cas, si le moteur s'arrête à la fin du cycle par effet de la charge ou à cause d'un freinage mécanique. Il y a lieu d'indiquer également si le moteur continue de tourner, aussitôt son arrêt, ce permettant de refroidir sensiblement les enroulements. Sans cette indication, on suppose que le moteur s'arrête en un temps très court.

7.5. Service intermittent périodique avec démarrage et à freinage électrique - Service type S5

Suite de cycles de service périodiques comprenant chacun une période de démarrage D, une période de fonctionnement à charge constante nominale N, une période de freinage électrique rapide F et une période de repos R. $F_{dm} = N+D+F/N+D+F+R$ et n selon cahier des charges, remplacer n par $4n$ dans la formule.



Par rapport au service continu S1, une réduction de puissance est indispensable dans ce mode.

Identification: comme pour S4, mais il est nécessaire de spécifier le type de freinage (par inversion de phase, ou par récupération, etc.)

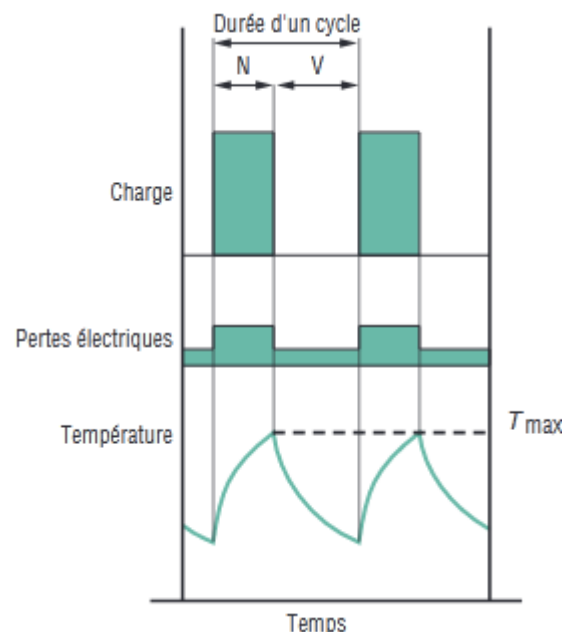
- En cas de doute et si les temps de démarrage et de freinage sont longs par rapport au temps de fonctionnement nominal, indiquer les trois intervalles de temps séparément.

- **Exemple:** S4: 25%, 500 démarrages/heure, freinage par inversion de phase, 11 kW.

7.6. Service ininterrompu périodique à charge intermittente - Service type S6:

Suite de cycles de service identiques comprenant chacun une période de fonctionnement à charge constante nominale N et une période de fonctionnement à vide V. Il n'existe pas de période de repos. $F_{dm} = N/N+V$ et $n = 0$. Calcul de P pour régime intermittent. Une fois le temps de fonctionnement t_B écoulé, le moteur continue de tourner à vide.

Du fait des courants à vide, le moteur ne parvient pas à se refroidir jusqu'à la température d'équilibre mais il est ventilé pendant le temps de fonctionnement à vide t_L .



Par rapport au service continu S1, il est possible de sélectionner une puissance plus élevée pendant le temps de fonctionnement t_B .

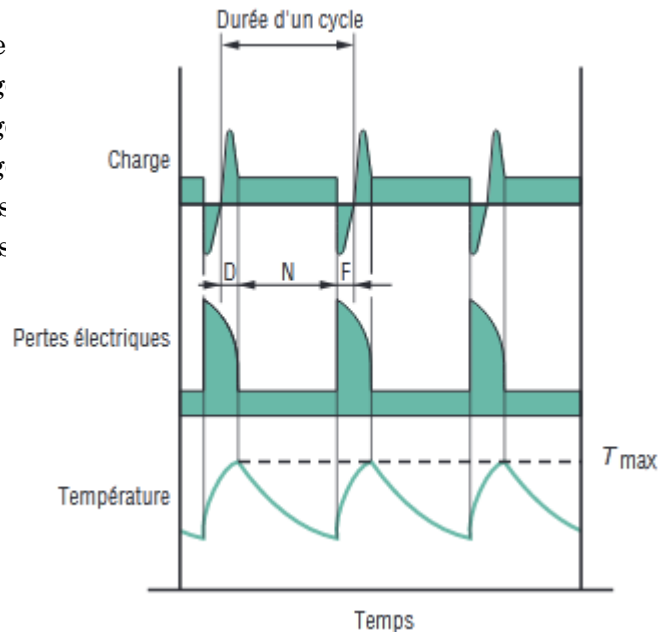
Identification: comme pour S3, en spécifiant le cycle de service t_B , la durée de cycle t_s , et la puissance P

- **Exemple:** S6: 25%, 40 min, 11 kW

- Si la durée de cycle n'est pas spécifiée la valeur, $t_S = 10$ min doit être appliquée.

7.7. Service ininterrompu périodique à freinage électrique - Service type S7 :

Suite de cycles de service identique comprenant chacun une période de démarrage D , une période de fonctionnement à charge constante L et une période de freinage électrique F . Il n'existe pas de période de repos $F_{dm} = 1$ et n selon cahier des charges remplacer n par $4n$ dans la formule.



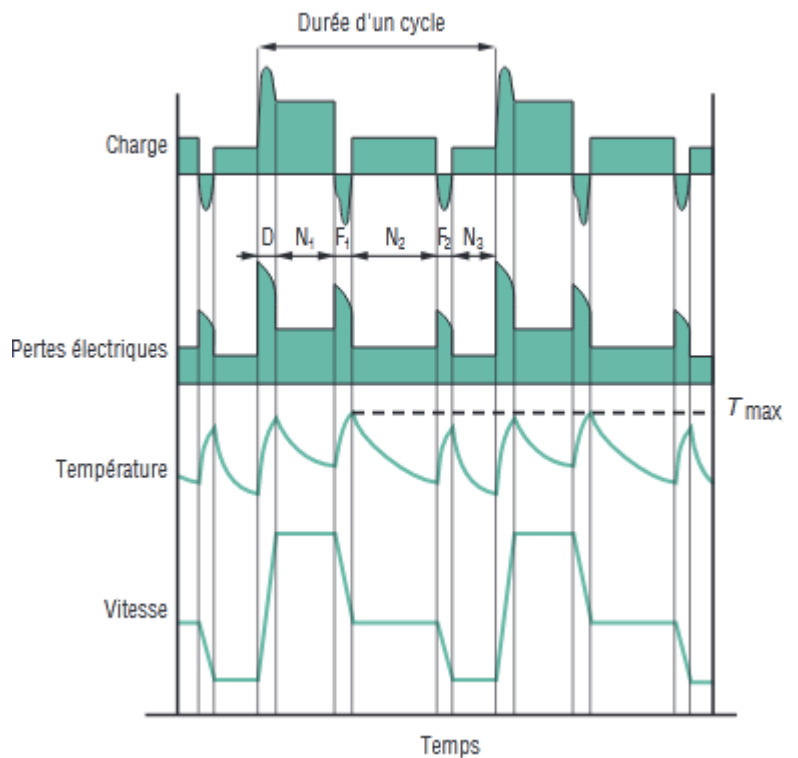
7.8. Service ininterrompu périodique à changements liés de charge et vitesse - Service type S8 :

Suite de cycles de service identiques comprenant chacun une période de fonctionnement à charge constante $L1$ correspondant à une vitesse de rotation prédéterminée, suivie d'une ou plusieurs périodes de fonctionnement à d'autres charges constantes $L2$ $L3$ correspondant à différentes vitesses de rotation.

Il n'existe pas de période de repos. $F_{dm} = 1$ et n selon cahier

des charges, remplacer n par $4n$ dans la formule.

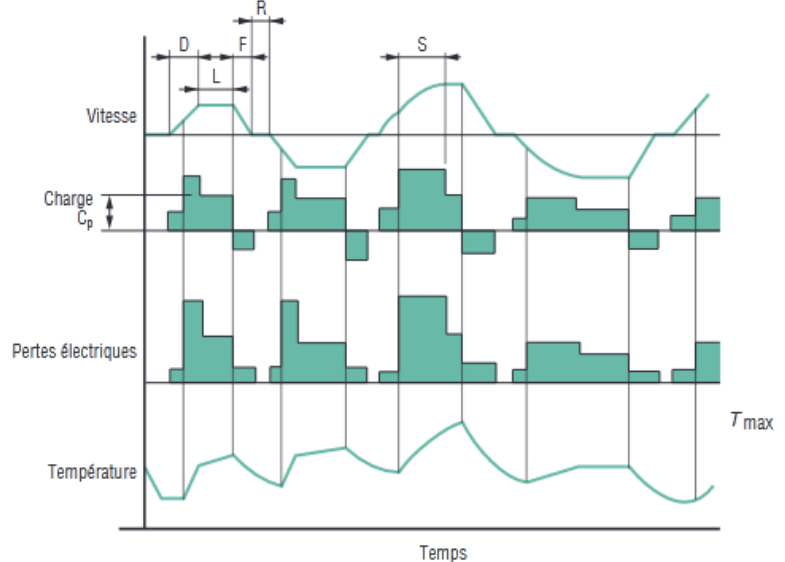
Calcul de P pour régime intermittent.



7.9. Service à variations non périodiques de charge et de vitesse - Service type S9 :

Service dans lequel la charge et la vitesse ont une variation non périodique dans la plage de fonctionnement admissible. Ce service inclut fréquemment des surcharges appliquées qui peuvent être largement supérieures à la pleine charge. Pour ce service type, des valeurs appropriées à pleine charge devront être considérées comme bases du concept de surcharge.

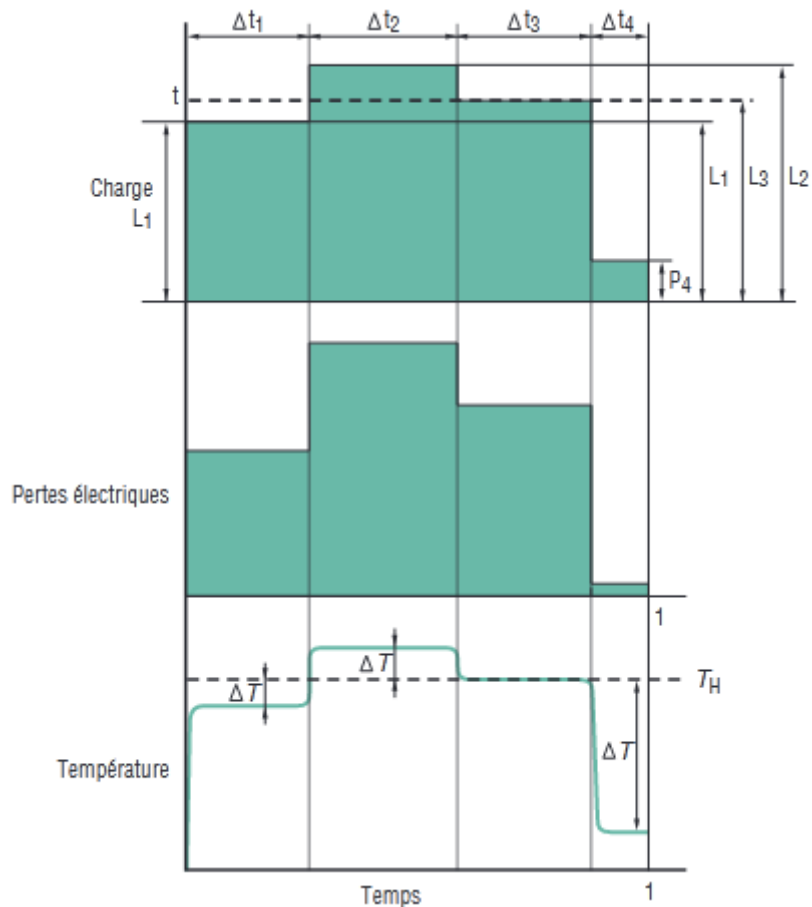
$F_{dm} = 1$ et n selon cahier des charges, remplacer n par $4n$ dans la formule.
Calcul de P pour régime intermittent.



7.10. Service à régimes constants distincts - Service type S10 :

Service comprenant au plus quatre valeurs distinctes de charges (ou charges équivalentes), chaque valeur étant appliquée pendant une durée suffisante pour que la machine atteigne l'équilibre thermique.

La charge minimale pendant un cycle de charge peut avoir la valeur zéro (fonctionnement à vide ou temps de repos). $F_{dm} = 1$ et $n = 0$. Calcul de P pour régime intermittent.



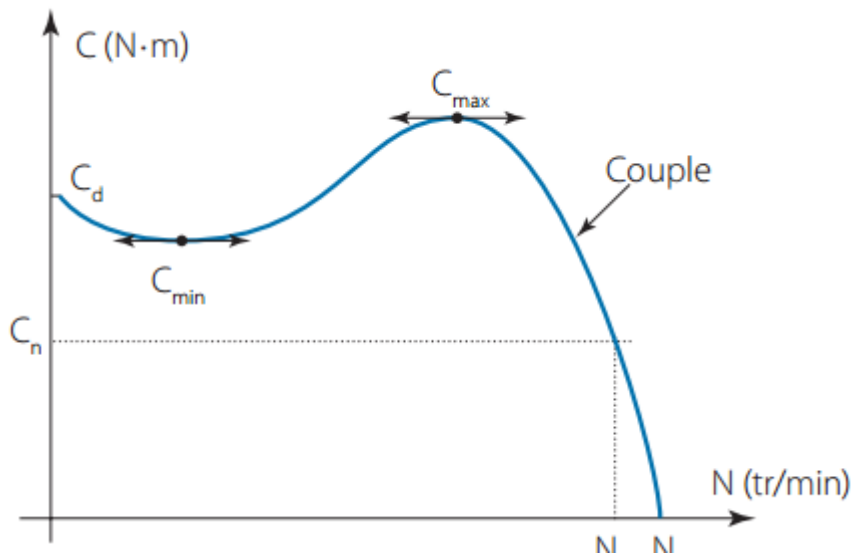
8. Vérification du moteur au démarrage

Pour la vérification, on doit satisfaire deux conditions :

1) Il faut que le couple moyen durant la phase de démarrage soit supérieur ou égale au couple fourni par le moteur.

$$C_{em-démarage} \geq C_{moteur} \quad (4.13)$$

$$[C_{amot} = \frac{C_n + C_d + 2.C_{max} + 2.C_{min}}{6}] \geq J_{tot} \cdot \frac{dw_1}{dt} + C \quad (4.14)$$



Caractéristique mécanique de la machine asynchrone

8.1. Calculer le couple d'accélérateurs nécessaire :

• Pour les démarrages

$$C_e - C_d = C_{acc} = J_{tot} \times \frac{dw_1}{dt} \quad (4.15)$$

• pour les freinages

$$C_e \pm C_f = C_{dec} = J_{tot} \times \frac{dw_1}{dt} \quad (4.16)$$

2) Il faut que le temps de démarrage soit inférieur ou égale au temps de démarrage fixé par le cahier des charges.

$$t_d \leq t_d(\text{exigé})$$

La mise en vitesse de l'ensemble moteur + charge se fera en un temps que l'on peut calculer par la formule simplifiée suivante :

$$t_d(s) = \frac{\pi \cdot N(\text{tr/min}) \cdot J_{tot}}{30 \cdot C_{acc}} \quad (4.17)$$

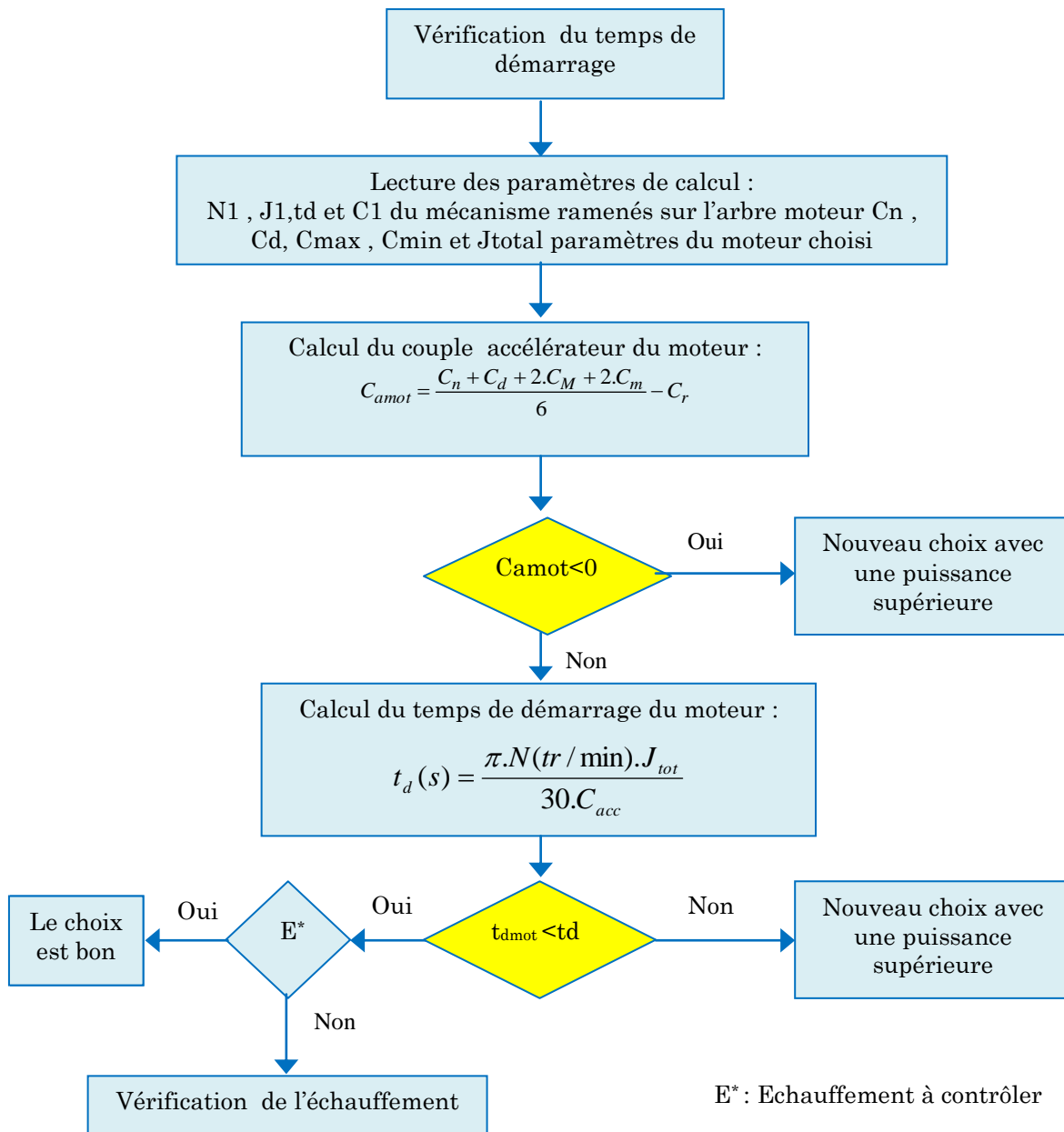
Où :

t_d : temps de démarrage (s) ;

N : vitesse finale du moteur (tr/min) ;

J_{tot} : inertie totale ramenée sur l'arbre moteur.

8.2. Organigramme de vérification du temps de démarrage du moteur



9. Vérification du moteur à l'échauffement

Détermination de la puissance équivalente P_{eq} (crédible) en fonction des services S2 à S10:

En déduire la puissance nécessaire équivalente à un mode de fonctionnement continu (S1).

$$P_{equi} = \sqrt{\frac{\left(n \times t_d \times \left(\frac{I_d}{I_n} \times P_n \right)^2 \right) + (3600 - n \times t_d) \times P_u^2 \times F.D.M}{3600}} \tag{4.18}$$

Dans laquelle :

t_d : temps de démarrage.

n : nombre de démarrages équivalent par heure

$$n = nD + 3.nF + 0,5.ni$$

n_D : nombre de démarrages dans l'heure

n_F : nombre de freinages électriques dans l'heure

n_i : nombre d'impulsion (démarrage incomplet jusqu'à 1/3 de la vitesse finale) dans l'heure

Fdm : facteur de marche (%) = durée de fonctionnement à P_u / durée totale du cycle

I_{d/I_n} : appel de courant avec un moteur de puissance P_n

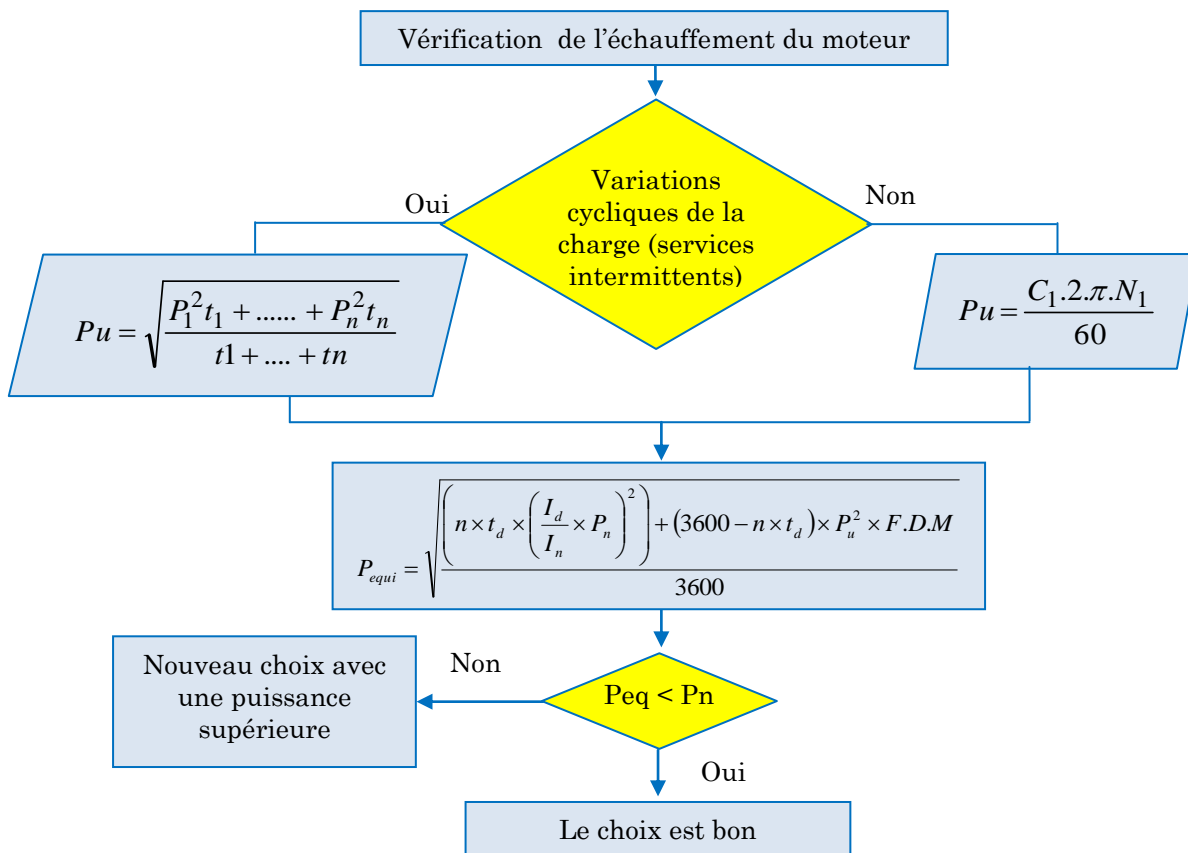
P_u : puissance utile du moteur pendant le cycle d'utilisation hors démarrage

P_n : puissance nominale du moteur pressenti (prédit).

Il faut que la puissance nominale du moteur P_n soit supérieure à la puissance équivalente P_{eq} exigée par le système.

$$P_n \geq P_{equi} \tag{4.19}$$

9.1. Organigramme de vérification de l'échauffement du moteur



10. Classe d'isolement

Classe de l'isolant	Echauffement limite Δt_{0c}	Température limite $t_a + \Delta t$
Classe A	60	100
Classe E	75	115
Classe B	80	120
Classe F	100	140
Classe H	125	165

Exemple : Échauffement limite 75°C au delà de la température ambiante 40°C

► Température limite 75+40 = 115 ► **Classe E**

EXERCICES

Exercice 01

Un tapis de ligne de conditionnement du fromage est entraîné par un motoréducteur représenté par la figure1. On vous demande dans cette partie de choisir le moteur.

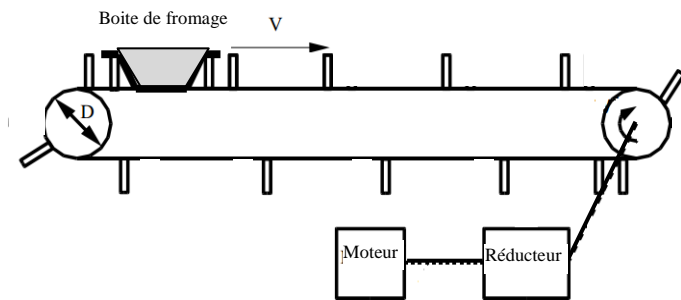


Fig.1 : Ligne de conditionnement

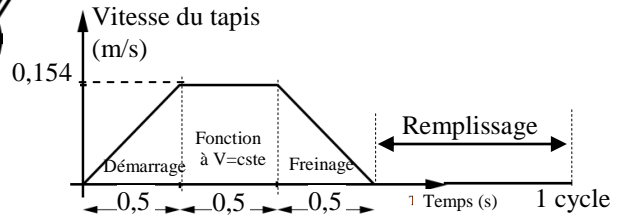


Fig.2 : Cycle de vitesse du tapis

Le tapis de la ligne de conditionnement fait 19 indexations/min. Une indexation comprend le cycle de vitesse du tapis décrit ci-dessus (fig.2) et un temps d'arrêt pour permettre le remplissage des barquettes. La masse totale (chaînes, support, charge, différents pignons et arbres) : $m_t = 320 \text{ kg}$.

Le réducteur a un rendement de 90% et un rapport de réduction $R = 1/125$.

Le moment d'inertie du réducteur $= 0,69 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Le moment d'inertie de la charge $= 12,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Pendant le fonctionnement la force nécessaire au déplacement du tapis représente 20 % du poids total.

Le diamètre du cylindre d'entraînement est $D = 400 \text{ mm}$.

1-1 Effectuer, le choix préliminaire du moteur (voir annexe : catalogue du choix du moteur)

1-2 Le moteur précédemment choisi convient-il toujours ? Justifier (Vérifier le choix du moteur une seule fois).

Exercice 02

2.1- Machine entraînée $P_{\text{Exigée}} = 8 \text{ kW}$; température ambiante $t_a = 50 \text{ }^\circ\text{C}$:

Donner la puissance corrigée $P_{\text{corrigée}} = ?$

2.2- Machine entraînée $P_{\text{Exigée}} = 8 \text{ kW}$; altitude $a_t = 3000 \text{ m}$:

Donner la puissance corrigée $P_{\text{corrigée}} = ?$

2.3- Échauffement limite 80°C au delà de la température ambiante 40°C .

Donner la classe d'isolement ?

2.4- Calculer le temps de démarrage d'un moteur entraînant une machine $P_n = 5 \text{ kW}$, $n = 1435 \text{ tr/min}$, $C_d = 1,8 \cdot C_n$, $C_r = 0,3 \cdot C_n$, $J_{\text{machine+moteur}} = 5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

2.5- Un mécanisme est caractérisé par des variations périodiques de la charge (service S3) voir la figure 3.

- Calculer la puissance équivalente

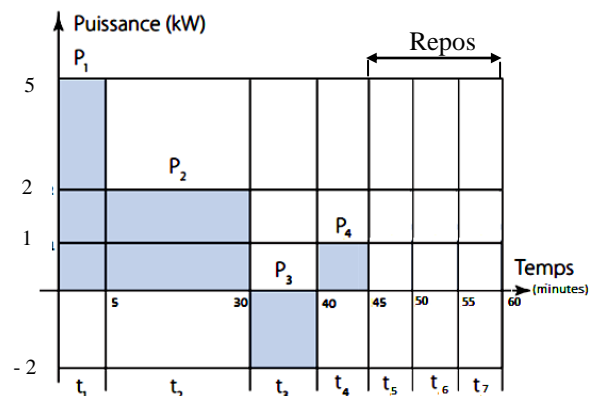


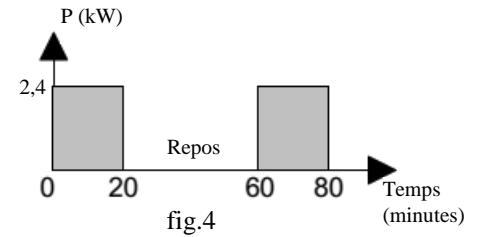
Fig.3

Exercice 03

On donne :

- Le moteur : 4P LS 100 L - 2,2 kW (Pour info : $n = 1426$ tr/min; $J_{\text{mot}} = 0,0043$ kg.m²; $C_d = 2,1$.Cn).
- La machine entraînée : $J_{\text{ch}} = 0,006$ kg m² ; 2,4 kW

- 3.1- Déterminer le type de service envisagé figure 4.
- 3.2- Déterminer le temps de démarrage par la méthode calculatoire et par la méthode graphique (Voir annexe : détermination graphique de t_d) ; comparer ;
- 3.3- Déterminer la puissance équivalente;
- 3.4- Valider le choix final du moteur.

**Exercice 04**

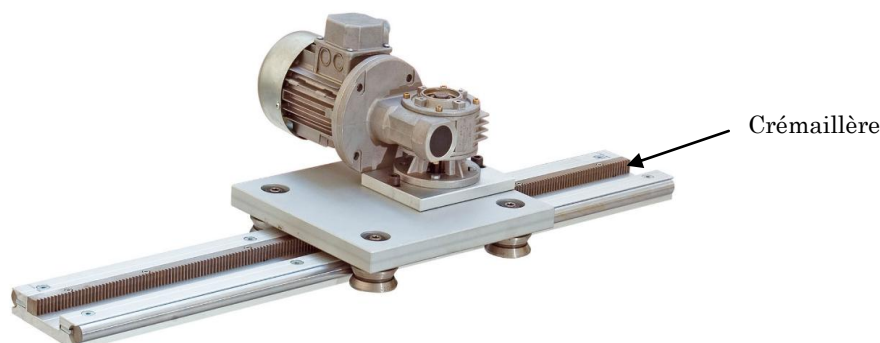
La machine à entraîner requiert une puissance de 8,7 kW à 1420 tr/min

- La machine fonctionne périodiquement 24 min par heure avec un seul démarrage
 - La machine est raccordée au réseau triphasé 400 V 50 Hz
 - Le temps de démarrage est de l'ordre de 3 s en charge en considérant le moment d'inertie de celle-ci.
 - La température de fonctionnement est de 55°C.
 - L'altitude d'implantation est de 2000 m
 - Calculer le temps de démarrage t_{dd} du moteur sans charge.
 - Les autres conditions d'utilisation sont considérées comme normales au regard de la norme CEI 34-1
- Choisir le moteur. Pour les déclassement / sur classements selon le type de service, utiliser la méthode graphique)

Exercice 05

Un chariot se déplaçant sur une crémaillère (voir la figure ci-dessous)

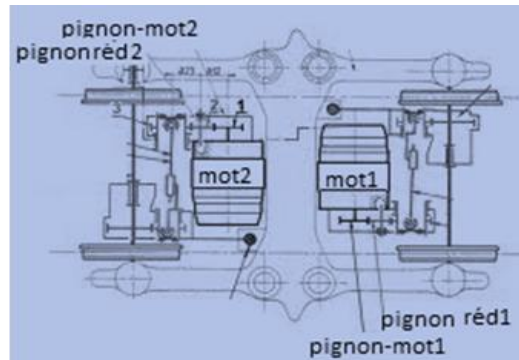
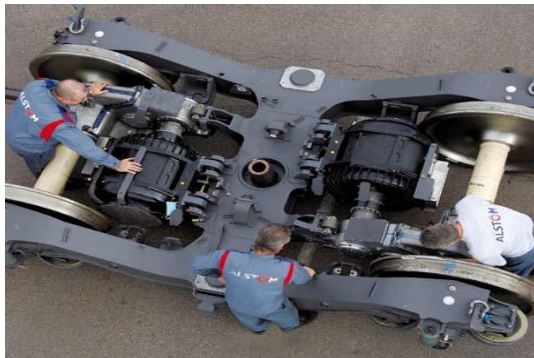
- La masse du chariot $M=1500$ kg (y compris la masse du moteur)
 - La vitesse de déplacement $V= 1$ m/s
 - Le pignon d'attaque de la crémaillère possède diamètre de 120 mm.
 - L'entraînement se fait par l'intermédiaire d'un réducteur de rapport 0,8 dont le rendement est 0,9
 - Le moment d'inertie du réducteur est de 0.008 kg. m², $J_{\text{moteur}} = 0,006$ kg.m²
 - La force qui s'exerce sur le pignon est la force nécessaire au roulement elle représente 3 % du poids.
1. Calculer la puissance sur l'arbre du moteur.
 2. Calculer le moment d'inertie total sur l'arbre du moteur.



Exercice 06

Soit un chariot qui se déplace sur des rails par l'intermédiaire de deux moteurs asynchrones identiques (mot1, mot2) la figure ci-dessous.

- La masse du chariot $M=3500$ kg (y compris la masse des deux moteurs)
- La vitesse de déplacement du chariot $V=10$ Km/h.
- La mise en vitesse est obtenue par une accélération constante $a =1,6$ m/s².
- Le diamètre des roues du chariot $D= 400$ mm.
- L'entraînement se fait par l'intermédiaire d'un réducteur de rapport 8, dont le rendement est 0,85.
- Le moment d'inertie de chaque réducteur est de 0.006 kg. m².
- Pendant le fonctionnement à vitesse constante, la force nécessaire au roulement représente 3 % du poids ; $g = 9,81$ m/s².



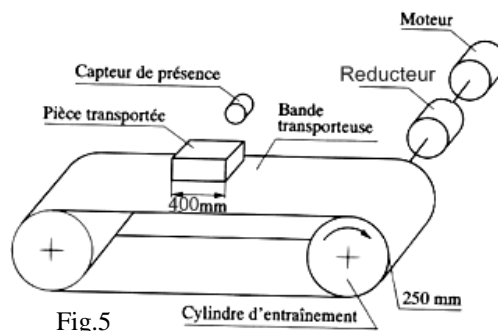
1. Faire une étude du système afin de choisir la motorisation du chariot en service S1.
2. Choisir un frein mécanique pour le chariot et en déduire le travail de friction (le temps de freinage = le temps de démarrage).

Exercice 07

Un moteur électrique entraîne un tapis roulant par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse mécanique (fig.5): Une pièce de longueur 400 mm est déplacée à vitesse constante. Le temps de passage devant le capteur de présence est de deux secondes.

- Diamètre du rouleau d'entraînement $D = 250$ mm.
- Le rouleau d'entraînement du tapis exerce sur la bande transporteuse une force F .
- Le réducteur a un rendement $\eta_R = 0,9$ et un rapport de réduction $r = 1/45$ son inertie $J_r = 0,0089$ Kg.m².
- La masse total (charges, support, différents pignons et arbres) : $M_t = 450$ Kg ; et $g = 9,81$ m/s², $J_{moteur} = 0,006$ Kg.m²
- Le coefficient de frottement (bande/cylindre d'entraînement) $C_f = 0,25 = F/Poids$.

- 1- Calculer le couple C_{rm} à l'entrée du réducteur
- 2- Calculer la puissance sur l'arbre moteur
- 3- Calculer l'inertie totale J_{total} sur l'arbre du moteur.



Exercice 08

Un système de levage (figure 6) est composé :

- d'un moteur électrique de puissance P;
- d'un réducteur de vitesse assurant un réduction entre l'arbre du moteur et l'arbre du tambour;
- d'un tambour (cylindre en rotation);
- d'une masse;

Données :

- Charge maximale : $M = 100 \text{ Kg}$
- Vitesse maximale de levage : $V_{ch} = 0,947 \text{ m/s}$
- Rayon du tambour : $R = 0,2 \text{ m}$.
- Rendement du réducteur: $\eta_{réducteur} = 0,75$
- Le moment d'inertie réducteur = $0,023 \text{ Kg. m}^2$
- Le moment d'inertie du tambour = $0,3 \text{ Kg. m}^2$
- Le moment d'inertie du moteur = $0,0058 \text{ Kg. m}^2$
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

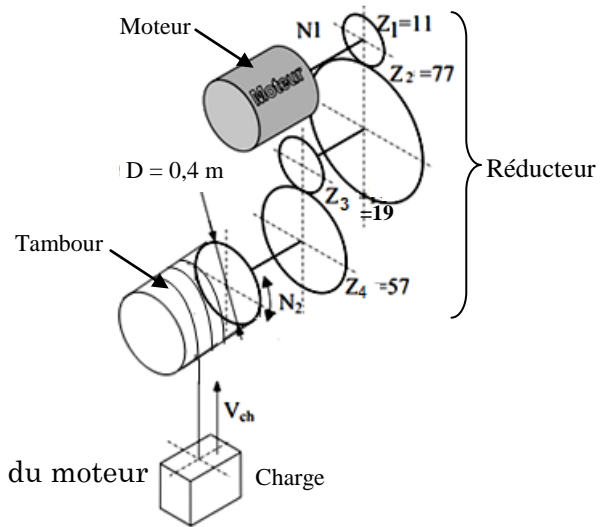


Fig 6

- 4-1 Calculer le rapport de réduction (r) du réducteur R.
- 4-2 Calculer le moment d'inertie $J_{charge-ramené}$ sur l'arbre du moteur
- 4-3 Calculer le moment d'inertie J_{total}
- 4-4 Calculer le couple $C_{charge-ramené}$ sur l'arbre du moteur
- 4-5 Déterminer la vitesse angulaire de rotation du moteur
- 4-6 Calculer la puissance absorbée par ce moteur.

Exercice 09

Un pont roulant possède 02 moteurs voir la figure (mot1 pour le levage ; mot2 pour la translation) :

Partie 1 : Choix du moteur1 pour le monte charge

Un monte charge est actionné par l'intermédiaire du système réducteur1 moteur1.

Cahier des charges :

- Charge à soulever: $M = 3 \text{ Tonnes}$; et $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
- Vitesse de levage: $V1 = 0,15 \text{ m / s}$
- Rayon du tambour (treuil): $r = 15 \text{ cm}$.
- Rapport de réduction: $R1 = 150$
- Le moment d'inertie treuil+réducteur1 = 0.006 kg. m^2
- Rendement du réducteur: $\eta_{R1} = 0,9$
- Temps de freinage = temps de démarrage = 2 secondes
- Le couple d'accrochage du moteur = 1,6 du Couple nominale

I.1. Faire une étude pour dimensionner le moteur1 en service S1.

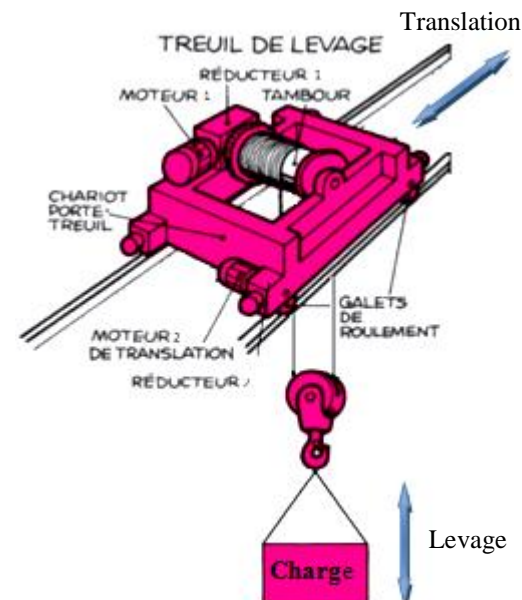
I.2. Vérifier le moteur.

Partie 2 : Choix du moteur2 pour la translation du chariot

- La masse du chariot (compris la masse de la charge et la masse des deux moteurs) $M = 5 \text{ Tonnes}$
- Vitesse de translation : $V2 = 0,1 \text{ m / s}$
- Diamètre des galets (roues) de roulement $D = 250 \text{ mm}$
- Rendement et moment d'inertie du réducteur2 : $\eta_{R2} = 0.75$, $J_{R2} = 0.006 \text{ kg.m}^2$
- Rapport de réduction2: $R2 = 90$
- Coefficient de frottement roue / rail : $Cf = 0,15$.

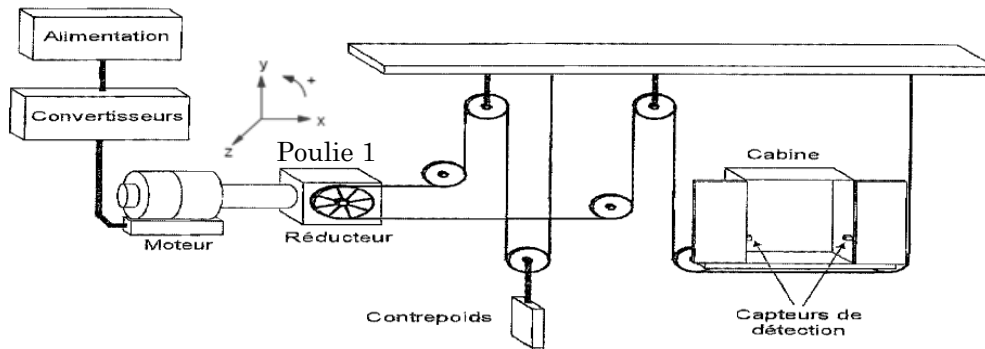
2.1. Faire une étude pour dimensionner le moteur2 en service S1

2.2. Dimensionner un frein mécanique (taille) pour freiner le moteur2



Exercice 10

Dans un immeuble, on étudie un ascenseur dont le déplacement est réalisé par treuil. Une poulie (1) de traction est actionnée par un moto-réducteur. Elle entraîne des câbles reliés à la cabine d'ascenseur et au contrepoids.



Lors d'une montée de la cabine du rez-de-chaussée au sixième étage, il y a :

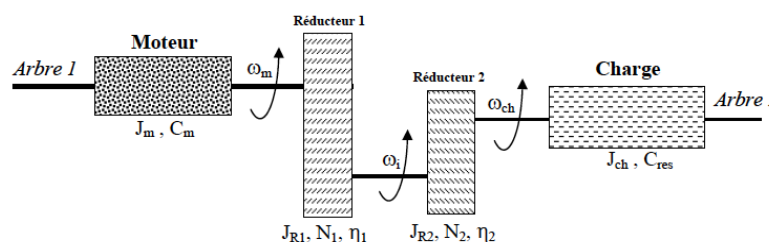
- Une phase d'accélération qui dure **1,4 s**
- La course totale est de **23,26 mètres**.
- Une phase à vitesse constante $V_{cabine} = V_{contre-poids} = 1 \text{ m.s}^{-1}$
- La masse de la cabine **1000 kg** est compensée par celle du contrepoids **1400kg**
- La charge maximale dans la cabine est prévue pour 8 personnes, soit une masse **m =800 kg**.
- Intensité du champ de pesanteur: **9 = 9,81 N.kg⁻¹**.
- Diamètre de la poulie d'entraînement **650 mm**

1. Préciser le sens des mouvements de la cabine et du contrepoids lorsque la poulie d'entraînement (1) tourne dans le sens trigonométrique.
2. Évaluer la vitesse nominale de rotation de la poulie d'entraînement (1) lorsque la cabine se déplace à la vitesse nominale.
3. Calculer l'énergie nécessaire à la mise en vitesse nominale du système lorsque la cabine est à charge nominale (charge : 800 kg)
4. Déterminer la puissance maximale P1 nécessaire à la mise en vitesse nominale du système au niveau de la poulie d'entraînement dans les conditions les plus défavorables.
5. Déterminer la puissance nominale P2 nécessaire au déplacement de la charge au niveau de la poulie d'entraînement (1) dans les conditions les plus défavorables.
6. Déterminer la puissance utile du moteur dans les conditions les plus défavorables (rendement des poulies : 0,9 et rendement du réducteur : 0,9)
7. En justifiant votre réponse, choisir le moteur pouvant convenir au système :

Moteur 1 : Pn = 5,5 kW Moteur 2 : Pn = 7,5 kW Moteur 3 : Pn = 9 kW Moteur 4 : Pn = 15 kW

Exercice 11

1. Calculer le couple résistant équivalent ramené du côté moteur dans le cas de la figure ci-dessous.
2. Calculer moment d'inertie total équivalent ramené du côté moteur dans le cas de la figure ci-dessous.



Exercice 12**Dimensionnement de la motorisation d'un chariot****Cahier des charges**

Les caractéristiques générales du système (chariot verseur) sont :

- Masse du chariot à vide $m' = 16180$ kg.
- Masse du chariot en charge $m = 23000$ kg.
- Vitesse maximale de translation du chariot $v = 0,16$ m/s
- Diamètre d'une roue $d = 250$ mm.
- Coefficient de frottement roue / rail (acier / acier) $C_f = 0.15$
- Temps de démarrage $t_d = 0.31$ s
- Temps de freinage $t_f = 0.31$ s
- Nombre de moteurs à installer $N_b = 2$ moteurs asynchrones

Diagramme vitesse / temps

Le cycle de fonctionnement du système (chariot verseur) est constitué de 04 phases (Fig.1) :

- Démarrage noté par D ($t_d = 0,31$ secondes).
- Fonctionnement nominal noté par N ($t_n = 83,33$ secondes).
- Freinage mécanique noté par F ($t_f = 0,31$ secondes).
- Repos noté par RE. ($t_r = 21600$ secondes = 6 heures).

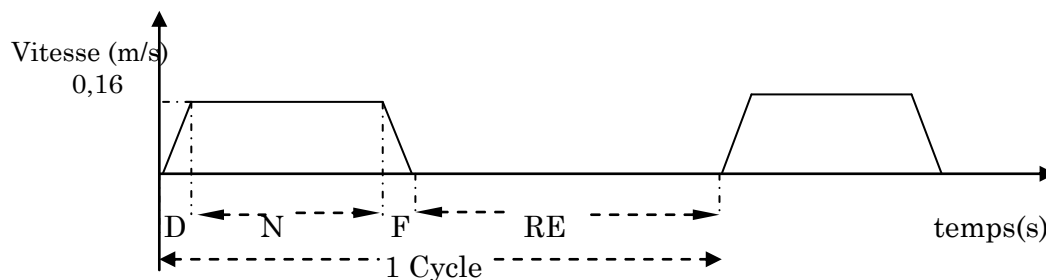
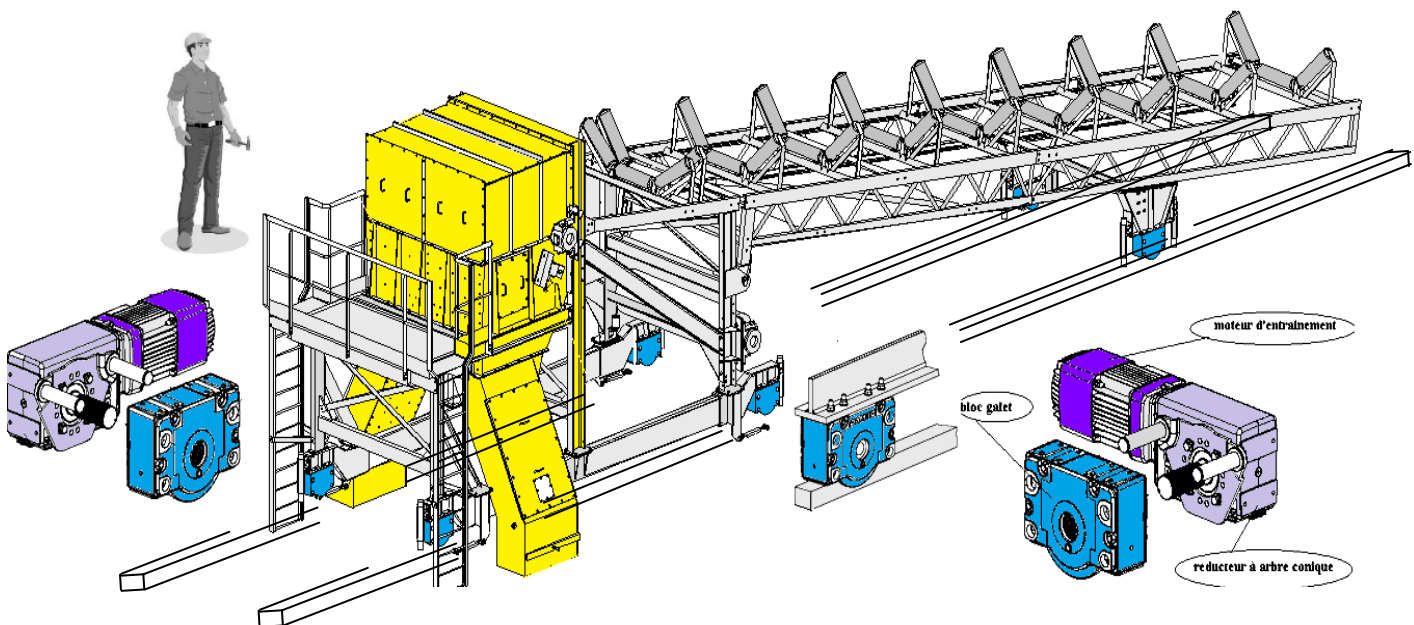


Fig.1. Diagramme vitesse/temps.



Question : Dimensionner la motorisation du chariot

Correction**Solution de l'exercice 12:****Grandeurs physiques intermédiaires calculées****Calcul du couple résistant du mécanisme**

La puissance total sera la somme des deux puissances des moteurs choisis.

Tout d'abord il faut déterminer la force de résistance au roulement. Elle est donnée par :

$$F = M \times g \times C_f$$

Avec : m : $m = M/2$ la moitié de la masse du chariot

g : L'accélération de la pesanteur

C_f : le coefficient de frottement

$$F = 16922.25 \text{ N}$$

A partir de cette force on peut déterminer le couple résistant permanent à vaincre :

$$C_r = F \times \frac{d}{2}$$

Avec C_r : couple résistant

d : diamètre de la roue du chariot

$$C_r = 2115.28 \text{ N.m}$$

La vitesse de rotation de la roue :

La vitesse de rotation de la roue est calculée à partir de la vitesse linéaire du chariot :

$$V = w_2 \times \frac{d}{2}$$

Avec V : vitesse de translation, $V = 0.16 \text{ m/s}$

w_2 : vitesse de rotation de la roue

d : diamètre de la roue, $d = 250 \text{ mm}$

$$w_2 = 12.22 \text{ tr /min}$$

Choix du réducteur de vitesse

La fréquence de rotation d'un moteur dépasse couramment la valeur souhaitée pour les mouvements des organes récepteurs. Par ailleurs, le couple délivré est très souvent insuffisant pour vaincre l'inertie de démarrage. Dans ces conditions le réducteur intervient pour modifier les performances motrices, en diminuant la fréquence de rotation et en augmentant simultanément le couple disponible. On peut choisir le réducteur à partir des :

Paramètres physiques :

- La vitesse à la sortie du réducteur.
- Le couple résistant.

Paramètres techniques :

- Le type de réducteur (arbre parallèle, conique, ...).
- La taille du réducteur.

Pour notre cas nous devons choisir un réducteur à couple conique car l'espace d'installation du moto réducteur est insuffisant pour installer un réducteur à arbre parallèle.

En s'appuyant sur ces exigences techniques et physiques, on peut choisir à partir d'un catalogue du constructeur DEMAG un réducteur ayant les caractéristiques : **WFE -B5.0-59.0**

W : couple conique

F : exécution avec bride

E : arbre plein cannelé

70 : taille du réducteur

B5 : symbole.

59.0 : Rapport de réduction

Le couple sur son arbre de sortie = 2500 N.m. L'inertie du réducteur $J_{red} = 0,0016 \text{ kg.m}^2$.

Choix préliminaire (avant la vérification du choix) du moteur

Le choix du moteur se fera en fonction de la vitesse et du couple résistant de la charge.

La vitesse sur l'arbre du moteur :

$$w_1 = w_2 \times i$$

Avec w_1 : la vitesse à l'entrée du réducteur
 w_2 : la vitesse à l'entrée du réducteur
 i : rapport de réduction du réducteur

$$w_1 = 721,52 \text{ tr/min}$$

Le couple sur l'arbre du moteur :

L'étude dynamique montre que le schéma de calcul de la partie mécanique se ramène à étudier un schéma de calcul à 03 masses (fig.1) :

- moteur
- réducteur
- la charge mécanique.

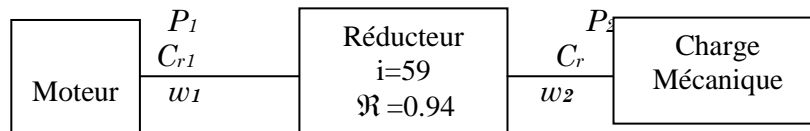


Fig.1: Schéma de calcul en 03 masse.

L'égalité des puissances à l'entrée et à la sortie du réducteur donne :

$$P_2 = P_1 \times \mathfrak{R}$$

⇔

$$C_r \times w_2 = C_{r1} \times w_1 \times \mathfrak{R}$$

$$C_{r1} = \frac{C_r \times w_2}{\mathfrak{R} \times w_1}$$

$$C_{r1} = \frac{C_r}{\mathfrak{R} \times i}$$

$$C_{r1} = 38,14 \text{ N.m}$$

A partir de la vitesse et du couple ramenés sur l'arbre du moteur, on peut choisir un moteur dans le catalogue du constructeur Leroy - Somer.

Le moteur choisi est le **LS132H** ayant les caractéristiques techniques suivantes :

- Puissance nominale $P_n = 3 \text{ KW}$.
- Vitesse nominale $N_n = 705 \text{ tr/mn}$.
- Couple nominal $C_n = 40,7 \text{ N.m}$
- Courant nominal à 400V $I_n = 9,6 \text{ A}$
- Facteur de puissance $\cos \varphi = 0,58$
- Rendement. $\eta = 0,76$
- Courant de démarrage $I_d = 3,3 I_n$
- Couple de démarrage $C_d = 1,3 C_n$
- Couple maximum $C_M = 1,9 C_n$
- Puissance apparente nominale $S = 6,6 \text{ KVA}$
- Couple d'écorchage/couple nominal $C_m/C_n = 1,45$
- Moment d'inertie $J = 0,0334 \text{ kgm}^2$
- Masse $M_m = 53,9 \text{ kg}$
- Nombre de pôles $P = 8 \text{ pôles}$.
- couple de freinage mécanique $C_{fm} = 80 \text{ Nm}$.

Vérification du moteur choisi :

Pour la vérification on doit satisfaire deux conditions :

1) Vérification suivant le couple d'accélération :

- Il faut que l'accélération du moteur C_{amot} soit supérieure à l'accélération de la charge C_{achr} .

$$C_{achr} < C_{amot}$$

Le couple d'accélération de la charge C_{ach} (chariot verseur) est donné par la formule suivante :

$$C_{ach} = J_{tot} \times \frac{dw_1}{dt}$$

$$J_{tot} = J_{mot} + J_{réd} + J_{chr}$$

Avec J_{chr} : Moment d'inertie de la charge ramené à l'arbre du moteur.

J_{mot} : Moment d'inertie du moteur.

$J_{réd}$: Moment d'inertie du réducteur.

Calcul de du moment d'inertie ramené à l'arbre du moteur (J_{chr}) :

La conservation de l'énergie cinétique de translation (chariot) et celle de rotation (arbre du réducteur) nous permet de calculé le moment d'inertie de la charge à la sortie du réducteur se qui donnent :

$$1/2 \times M \times V^2 = 1/2 \times J \times W_2^2 \quad \text{Et} \quad w_1 = w_2 \times i$$

$$\Rightarrow \quad J_{ch} = M \times \frac{d^2}{4} \quad \boxed{J_{ch} = 179,68 \text{ Kg m}^2}$$

La conservation de l'énergie cinétique de rotation entre l'arbre de sortie et d'entrée du réducteur de vitesse donne le moment d'inertie de la charge ramène à l'arbre du moteur.

$$E_{c2} = \mathfrak{R} \times E_{c1}$$

$$\Leftrightarrow \quad \frac{1}{2} \times J_{ch} \times w_2^2 = \frac{1}{2} \times J_{chr} \times w_1^2$$

$$\Rightarrow \quad J_{chr} = \frac{J_{ch}}{\mathfrak{R} \times i^2}$$

$$J_{chr} = 0,055 \text{ kg. m}^2$$

$$J_{tot} = J_{mot} + J_{réd} + J_{chr}$$

$$\boxed{J_{tot} = 0,09 \text{ Kg m}^2}$$

Le couple d'accélération de la charge :

$$C_{ach} = J_{tot} \times \frac{dw_1}{dt}$$

$$\boxed{C_{ach} = 21,42 \text{ N.m}}$$

Vérification du couple d'accélération du moteur :

Le moment d'accélération du moteur est donné par la formule suivante :

$$C_{amot} = \frac{C_n + C_d + 2 \times C_M + 2 \times C_m - C_r}{6}$$

$$C_{amot} = \frac{40.7 + 52.91 + 2 \times 77.33 + 2 \times 59.015}{6} - 38.14$$

$$\boxed{C_{amot} = 23 \text{ N.m.}}$$

La comparaison des deux accélérations,

$$C_{achr} = 21.42 \text{ Nm} < C_{amot} = 23 \text{ Nm}$$

Donc que le moteur choisi convient. La 1^{ière} condition est vérifiée.

2) Vérification selon la puissance :

D'après le diagramme vitesse /temps de notre système est classé dans le service de fonctionnement type S3. Le S3 est le service périodique de fonctionnement.

Pour faire une vérification suivant la puissance, Il faut que la puissance nominale du moteur choisi soit supérieure à la puissance équivalente du système en service S3.

$$P_n > P_{eq}$$

La puissance équivalente du système (charge) en service S2 est donnée par la formule suivante :

$$P_{eq} = \sqrt{\frac{n \times t_d \times \left(\frac{I_d}{I_n} \times P_n\right)^2 + (3600 - n \times t_d) \times P_u^2 \times F.D.M}{3600}}$$

Avec n : nombre de démarrages équivalents par heure.

t_d : temps de démarrage

P_u : puissance utile

$$P_u = C_n \times w_l$$

$F.D.M$ = facteur de marche

$$F.D.M = \frac{T_{fct}}{T_t}$$

$T_{fct} = t_d + t_n + t_f$: Temps de fonctionnement.

$T_{fct} = t_d + t_n + t_f + t_r$: Temps total de cycle.

A.N : $n = 1$ car nous avons un seul démarrage dans une heure.

$t_d = 0,31$ seconde.

$I_d/I_n = 3,3$.

$P_n = 3$ KW.

$$P_u = 38.14 \times 1.28 \times 59 = 2.88 \text{ kW}$$

$$F.D.M = \frac{0.31 \times 83.33 \times 0.31}{0.31 \times 83.33 \times 0.31 \times 21600} = 0.0038 = 0.38\%$$

$$P_{eq} = 199,88 \text{ W}$$

En comparant les deux puissances :

$$P_{eq} = 0.20 \text{ kW} < P_n = 3 \text{ kW}$$

Alors, le moteur convient.

Le couple de freinage mécanique est donné par la formule suivante :

$$C_{fm} = J_{tot} \times \frac{dw_1}{dt} - C_r$$

A.N : $C_{fm} = 0.0884 \times \frac{0 - 74.10}{0.31} - 38.14$

$$C_{fm} = 59.27 \text{ N.m}$$

Donc le moteur choisi vérifie les deux conditions, ainsi que le couple de freinage développé par le frein moteur. En conclusion, le moteur choisi LS132H convient pour la motorisation du chariot. Cependant, on doit utiliser deux moteurs LS132H pour assurer le déplacement de la masse totale du chariot.

Les moto-réducteurs et leur frein choisis possèdent un indice de protection IP54.

5 : protection contre les solides, protège contre les poussières

4 : protection contre les liquides, protège contre les projections d'eau de toute les direction.

La fig.2 schématise le nouveau système d'entraînement du chariot verseur, le motoreducteur est place directement au niveau du galet.

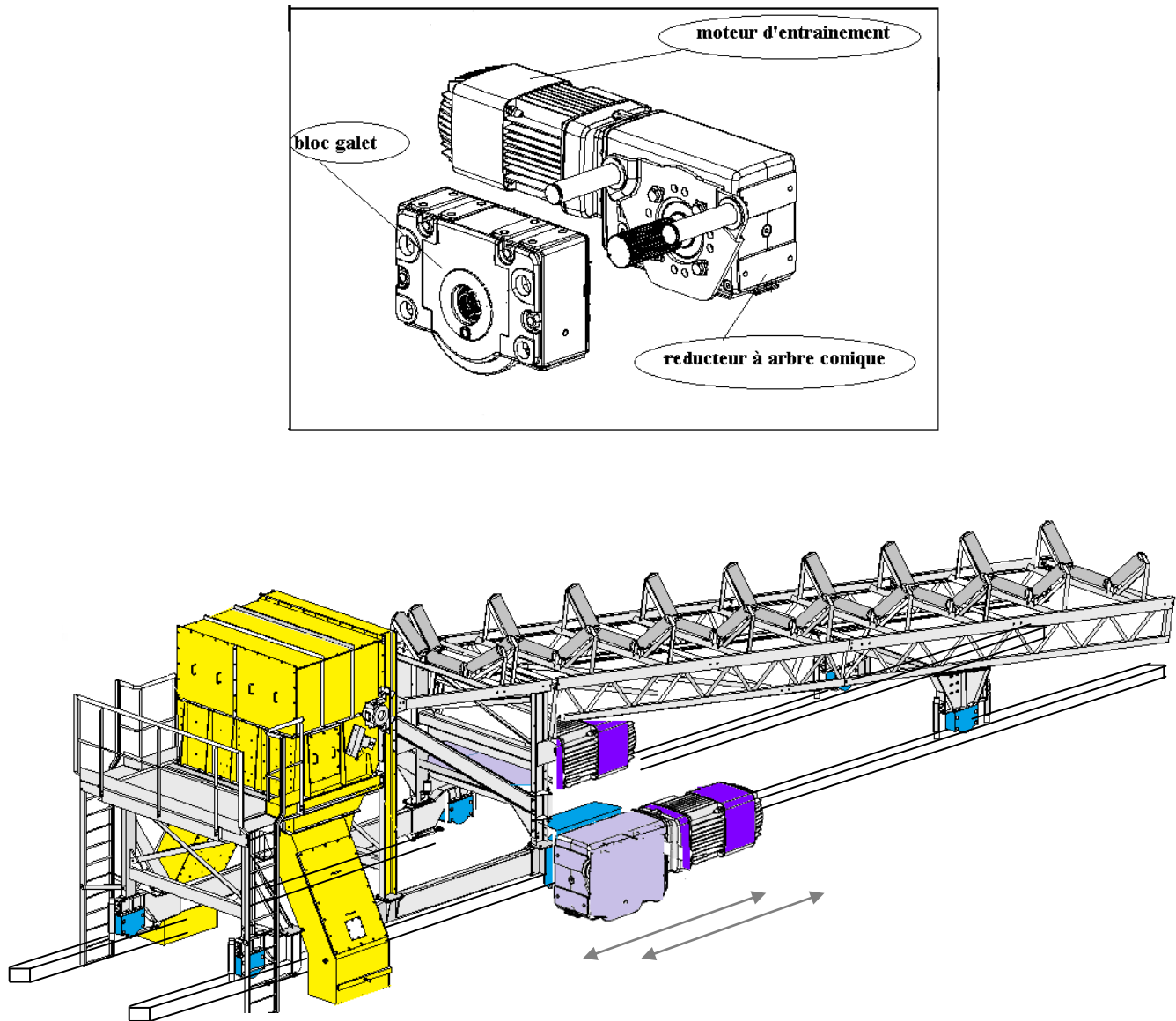


Fig.2. Vue général du nouveau système d'entraînement.

Références bibliographiques

- 1) Jean-Louis Fanchon « Guide des sciences et technologies industrielles » (AFNOR - NATHAN) – Tolérances géométriques : pp101-112.
- 2) A. Chevalier « Guide du dessinateur industriel »- (Hachette technique).
- 3) Morgane Bauer ; Pascal Caestecker " Livret II " : Les ajustements « Construction Mécanique » fip-1 arts et métiers Paris Tech.
- 4) Mtaallah Mohamed « Tolérances dimensionnelles » Sciences Techniques 2013/2014.
- 5) Jean-David Delord « Transmission de puissance ; La puissance mécanique » Cours Page 1 / 181^{ère} année STS Maintenance.
- 6) Ajustements normalisés ISO
- 7) Cours magistral « Mécanique – Transmission de puissance ».
- 8) Cours « Notions fondamentales d'utilisation des moteurs triphasés à courant alternatif : Types de service ; Conception ; Sélection ; Dimensionnement ».
- 9) Rachid Yousfi « Vérifier son moteur asynchrone » Technologie 146 novembre-décembre 2006 Béjaïa (Algérie).
- 10) Philippe LE BRUN « Machine asynchrone » Technologie, choix et alimentation des machines asynchrones Lycée Louis Armand.
- 11) Bernard Schneider « Motorisation et Commande des Machines » Yverdon-les-Bains, le 21 septembre 2011.
- 12) <http://cours.bts-electrotechnique.fr/s4-Systemes-dentrainements/s44>
Machine asynchrone Exerc-i4434-Choix-MAS.v113.pdf.
- 13) Technical catalogue LEROY SOMER « LS 3-phase TEFV cage induction motors Aluminium alloy frame - 0.045 to 200 kW» 2010.
- 14) E. Francis, "Construction mécanique: transmission de puissance", Tome 1, ISBN: 2-10-049125-1 2006.
- 15) E. Francis, "Construction mécanique: transmission de puissance", Tome 2, ISBN: 2-10-049750-2 2006.
- 16) E. Francis, "Construction mécanique: transmission de puissance", Tome 3, ISBN: 2-10-049749-3 2006.

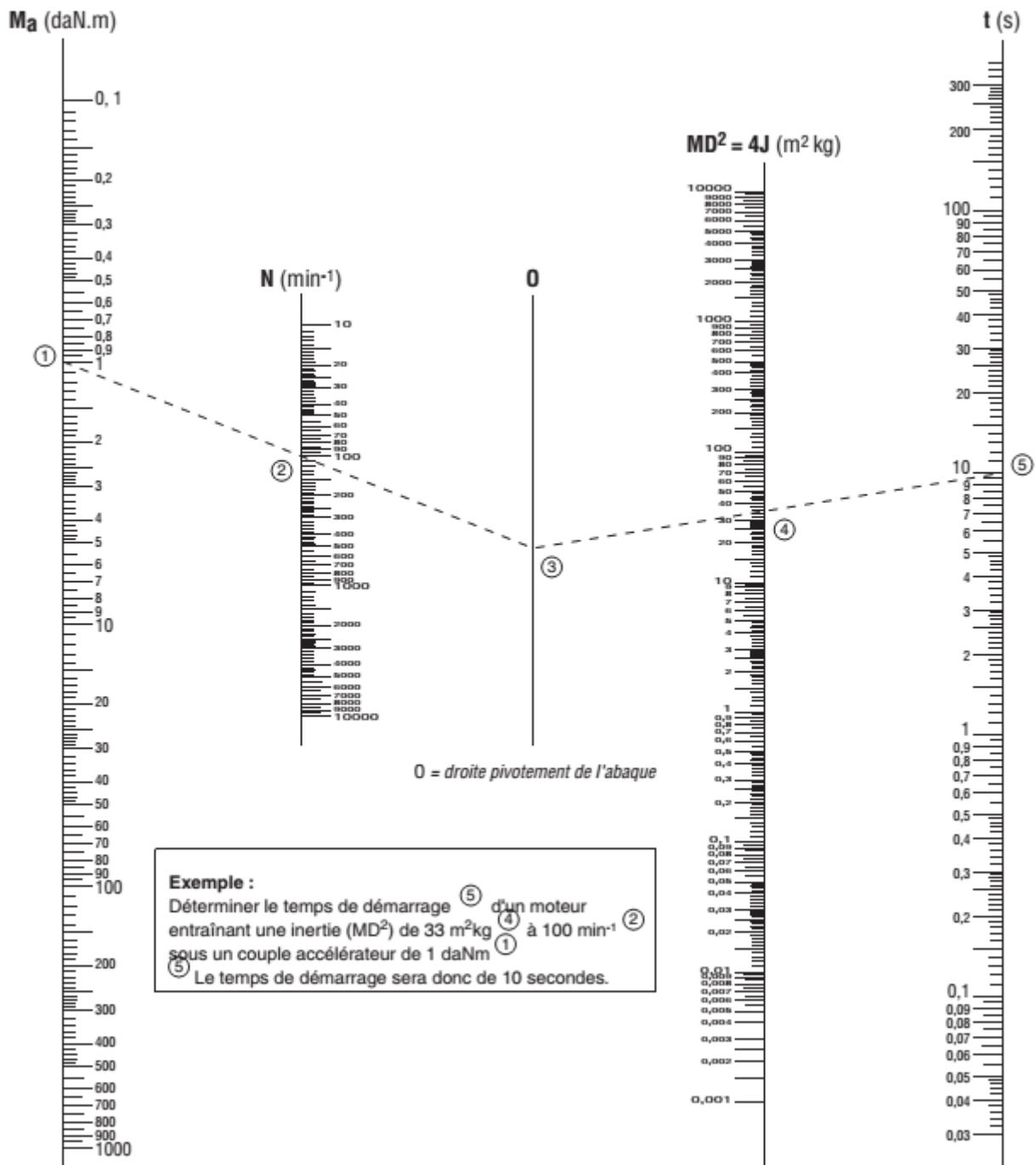
Détermination du temps de démarrage

Méthode graphique

L'abaque ci-dessous permet de déterminer le **temps de démarrage** par la méthode suivante :

- ◆ placer le couple accélérateur sur l'axe en ①,
- ◆ placer la vitesse à atteindre sur l'axe en ②,
- ◆ faire passer une droite par les points ① et ②, et placer le point ③ d'intersection avec la droite de pivotement,
- ◆ placer l'inertie de la charge (totale = moteur + système entraîné) sur l'axe en ④,
- ◆ faire passer une droite par les points ③ et ④. **Relever la valeur** au point d'intersection avec l'axe des temps en ⑤.

▼ **Abaque de détermination du temps de démarrage**

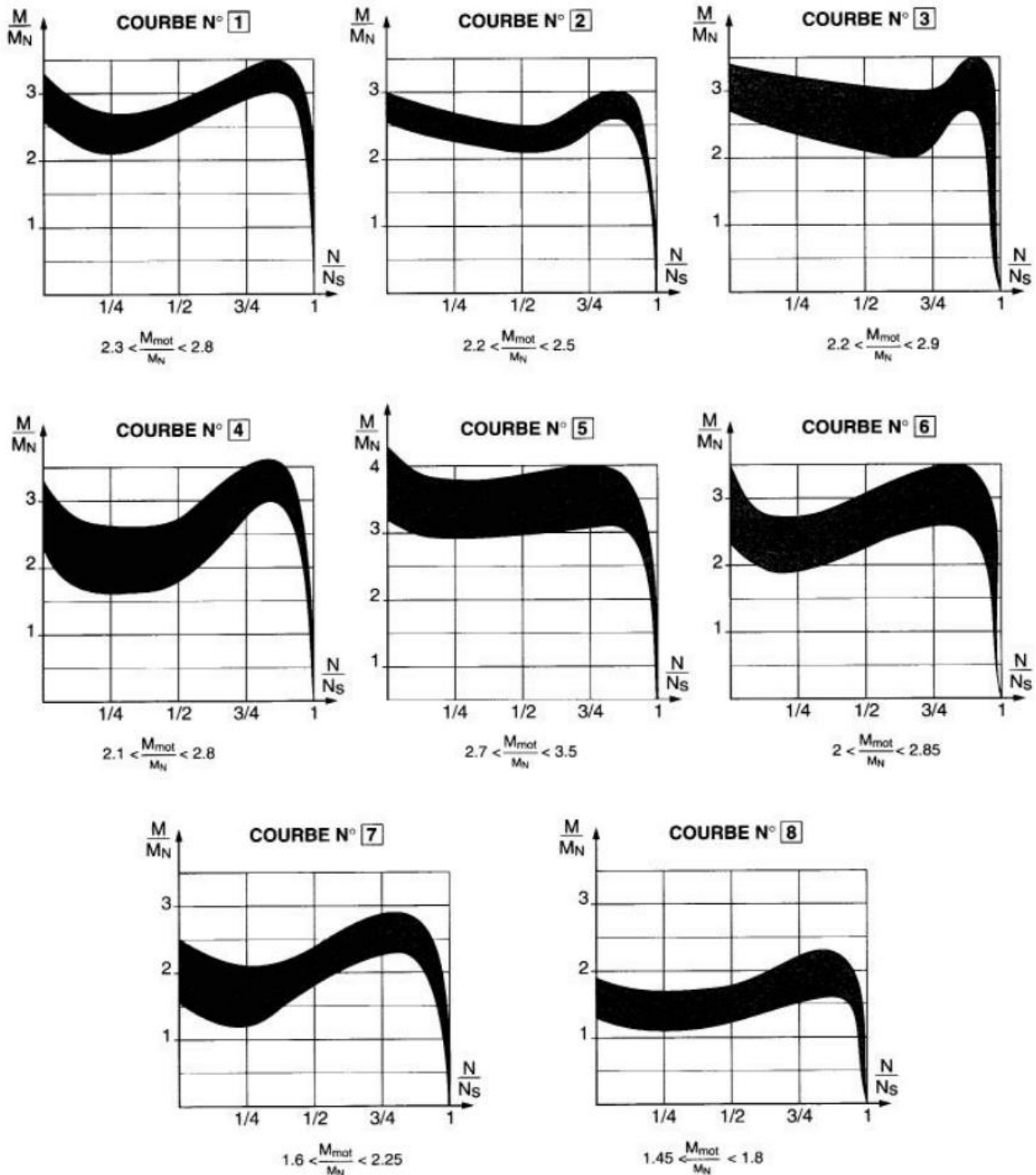


Courbes de couple en fonction de la vitesse

Ci-dessous, des courbes de couple caractéristiques en fonction de la vitesse décrivent les différents cas rencontrés.

M_{mot} représente le couple disponible pendant le démarrage du moteur.

Pour obtenir le couple accélérateur, il faut retrancher le couple moyen résistant de la charge, du couple moyen de démarrage du moteur.



Exemple de data sheet MAS

2
Pôles
3000 min⁻¹

IP 55 - S1
Cl. F - ΔT 80 K
MULTI-TENSION

RESEAU Δ 230 / Y 400 V ou Δ 400 V

Type	Puissance nominale à 50 Hz	Vitesse nominale	Couple nominal	Intensité nominale	*Facteur de puissance	* Rendement	Courant démarrage / Courant nominal	Couple démarrage / Couple nominal	Couple maximal / Couple nominal	Puissance apparente nominale	** Courbe de couple	Moment d'inertie	Masse
	P_N kW	N_N min ⁻¹	C_N Nm	$I_N(400V)$ A	$\cos \phi$	η %	I_D / I_N	M_D / M_N	M_M / M_N	kVA_N	N°	J kg.m ²	IM B3 kg
LS 56 L	0.09	2740	0.3	0.3	0.78	59	4.2	2.8	2.6	0.21	1	0.0001525	3.8
LS 56 L	0.12	2760	0.4	0.46	0.76	56	3.9	2.2	2.4	0.32	1	0.0001525	3.8
LS 63 E	0.18	2825	0.6	0.5	0.8	67	5.5	3.3	2.8	0.35	1	0.0001875	4.8
LS 63 E	0.25	2830	0.8	0.66	0.78	71	6.8	3.3	4	0.46	1	0.00025	6
LS 71 L	0.37	2820	1.3	0.95	0.83	71	4.8	3	3.5	0.66	1	0.00035	6.4
LS 71 L	0.55	2800	1.9	1.35	0.85	75	5	2.6	2.8	0.93	1	0.00045	7.3
LS 71 L	0.75	2810	2.5	1.8	0.82	75	6	2.8	3.2	1.25	1	0.0006	8.3
LS 80 L	0.75	2840	2.5	1.6	0.87	76	5.9	2.4	2.2	1.1	7	0.0007	8.2
LS 80 L	1.1	2845	3.7	2.3	0.86	79.5	6.7	2.7	2.4	1.6	6	0.0009	9.7
LS 80 L	1.5	2850	5	3	0.88	81.5	7.5	3	2.8	2.1	6	0.0011	11.3
LS 90 S	1.5	2870	5	3.3	0.82	79	7	3.6	3.2	2.3	7	0.0014	12
LS 90 L	1.8	2870	6	3.6	0.89	82	8.3	3.6	3.2	2.5	7	0.0017	14
LS 90 L	2.2	2850	7.4	4.4	0.89	82	7.5	3.6	3.2	3	6	0.0021	16
LS 100 L	3	2860	10	6.3	0.83	81	7.6	3.8	3.9	4.4	5	0.0024	20
LS 112 M	4	2840	13.5	8.2	0.86	81	8.4	4.2	3.5	5.7	5	0.0029	22
LS 112 MG	5.5	2900	18.1	11.5	0.83	83	8.4	3.2	3.4	8	3	0.0092	30
LS 132 S	5.5	2900	18.1	11.5	0.83	83	8.4	3.2	3.4	8	3	0.0092	32.5
LS 132 S	7.5	2920	24.5	15.3	0.84	85	8.6	3.3	3.5	10.6	3	0.0126	39
LS 132 M	9	2900	29.6	17.5	0.88	85	7.6	3.2	3.7	12.1	1	0.0236	49
LS 132 M	11	2915	36	21.2	0.86	87	7.6	3	3.7	14.7	1	0.0285	54
LS 160 M	11	2935	35.8	20.4	0.87	89.5	8.5	3	3.3	14.7	1	0.034	62
LS 160 MP	15	2935	48.8	27.6	0.87	90	8.5	3.4	3.6	19.3	1	0.043	72
LS 160 L	18.5	2945	60	33.2	0.88	91.4	8.4	3.0	3.4	23.0	4	0.051	92
LS 180 MT	22	2945	71.4	39.5	0.88	91.4	8.6	3.0	3.4	27.4	4	0.057	98
LS 200 LT	30	2950	97.2	51.7	0.91	92.0	8.8	2.8	3.4	35.8	4	0.096	160
LS 200 L	37	2960	119.4	64.9	0.89	92.5	8.4	3.0	3.6	44.9	4	0.133	185
LS 225 MR	45	2955	145.5	77	0.91	93.2	8.5	3.3	3.7	53.1	4	0.155	210
LS 250 MZ	55	2960	177.5	96	0.89	93.4	8.7	3.3	3.6	66.2	4	0.178	230
LS 280 SP	75	2975	240.9	125	0.92	94.3	8.3	2.7	3.2	86.4	4	0.71	430
LS 280 MP	90	2975	289	149	0.92	94.9	8.6	2.7	3.4	103.1	4	0.87	505
LS 315 SP	110	2975	353.3	184	0.91	94.9	8.7	2.7	3.1	127.4	4	1.41	650
LS 315 MP	132	2975	423.9	220	0.91	95.2	8.8	2.8	3.2	152.4	4	1.65	730
LS 315 MR	160	2975	513.8	267	0.91	95.2	8.9	2.9	3.3	184.7	4	1.95	830

4
Pôles
1500 min⁻¹

IP 55 - S1
Cl. F - ΔT 80 K
MULTI-TENSION

RESEAU Δ 230 / Y 400 V OU Δ 400 V

Type	Puissance nominale à 50 Hz P_N kW	Vitesse nominale N_N min ⁻¹	Couple nominal C_N Nm	Intensité nominale $I_N(400V)$ A	*Facteur de puissance $\cos \varphi$	* Rendement η %	Courant démarrage / Courant nominal I_D / I_N	Couple démarrage / Couple nominal M_D / M_N	Couple maximal / Couple nominal M_M / M_N	Puissance apparente nominale kVA_N	** Courbe de couple N°	Moment d'inertie J kg.m ²	Masse IM B3 kg
LS 56 L	0.09	1370	0.6	0.36	0.7	55	2.9	2	2.2	0.25	2	0.00025	4
LS 63 E	0.12	1375	0.8	0.44	0.77	56	3	2.2	2.2	0.30	2	0.00035	4.8
LS 63 E	0.18	1410	1.2	0.62	0.75	63	3.7	2.3	2.3	0.43	2	0.000475	5
LS 71 L	0.25	1435	1.7	0.7	0.74	70	4.6	2.3	2.7	0.48	2	0.000675	6.4
LS 71 L	0.37	1425	2.5	1.12	0.7	70	4.4	2.3	2.6	0.78	2	0.00085	7.3
LS 71 L	0.55	1390	3.8	1.65	0.75	66	3.7	1.9	2.2	1.15	2	0.0011	8.3
LS 80 L	0.55	1400	3.8	1.6	0.74	67	4.4	2.1	2.2	1.1	7	0.0013	8.2
LS 80 L	0.75	1400	5.1	2	0.77	70	4.5	2.4	2.5	1.4	7	0.0018	9.3
LS 80 L	0.9	1425	6	2.3	0.73	73	5.8	2.6	2.4	1.6	6	0.0024	10.9
LS 90 S	1.1	1425	7.4	2.5	0.82	77	4.7	1.7	2.3	1.7	7	0.0032	11.5
LS 90 L	1.5	1430	10	3.6	0.81	75	5.2	1.8	2.2	2.5	7	0.0039	13.5
LS 90 L	1.8	1435	12	4	0.81	80	6	2.2	2.8	2.8	6	0.0049	15.2
LS 100 L	2.2	1430	14.7	5.1	0.81	76	5.3	2	2.4	3.5	7	0.0039	18
LS 100 L	3	1425	20.1	7.2	0.78	77	5.2	2.2	2.6	5	7	0.0051	20.8
LS 112 M	4	1425	26.8	9.1	0.79	80	5.7	2.4	2.6	6.3	6	0.0062	24.4
LS 132 S	5.5	1430	36.7	11.9	0.82	82	6.4	2.3	2.6	8.2	6	0.0177	38.7
LS 132 M	7.5	1450	49.4	15.2	0.84	85	7.7	2.7	3.1	10.5	4	0.024	54.7
LS 132 M	9	1450	59.3	17.8	0.85	86	7.1	2.1	3	12.7	3	0.029	59.9
LS 160 MP	11	1455	72.2	21.1	0.85	88.5	7.7	2.8	3.4	14.6	6	0.039	70
LS 160 LR	15	1450	98.8	29.1	0.84	88.8	7.5	2.9	3.3	19.9	6	0.047	78
LS 180 MT	18.5	1450	121.9	35.4	0.84	89.7	7.4	2.9	3.3	24.6	1	0.085	100
LS 180 LR	22	1450	145	42.1	0.84	89.7	7.4	3.2	3.5	29.2	1	0.098	110
LS 200 LT	30	1460	196.3	55.0	0.87	90.5	6.6	2.7	2.6	38.1	2	0.151	170
LS 225 ST	37	1470	240.5	67.9	0.85	92.5	6.5	2.6	2.6	47.1	2	0.23	205
LS 225 MR	45	1470	292.5	81	0.86	92.8	6.5	2.8	2.6	56.4	2	0.28	235
LS 250 MP	55	1480	355	99	0.85	94.1	6.7	2.6	2.5	68.8	2	0.75	340
LS 280 SP	75	1480	484.2	134	0.85	94.8	6.9	2.6	2.7	93.1	3	1.28	445
LS 280 MP	90	1485	579	161	0.85	95.0	7.6	2.9	2.9	111.5	3	1.45	490
LS 315 SP	110	1488	706.3	193	0.86	95.5	7.8	2.9	2.8	133.9	3	2.74	720
LS 315 MR	132	1488	847.5	234	0.85	95.6	8.1	3.1	3.3	162.4	3	2.95	785
LS 315 MR	160	1488	1027.3	276	0.87	96.1	8.4	3.0	3.3	191.4	3	3.37	855

6
Pôles
1000 min⁻¹

IP 55 - S1
Cl. F - ΔT 80 K
MULTI-TENSION

RESEAU Δ 230 / Y 400 V ou Δ 400 V

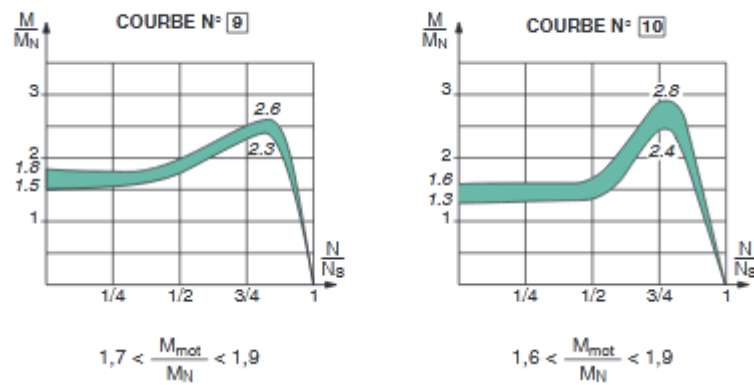
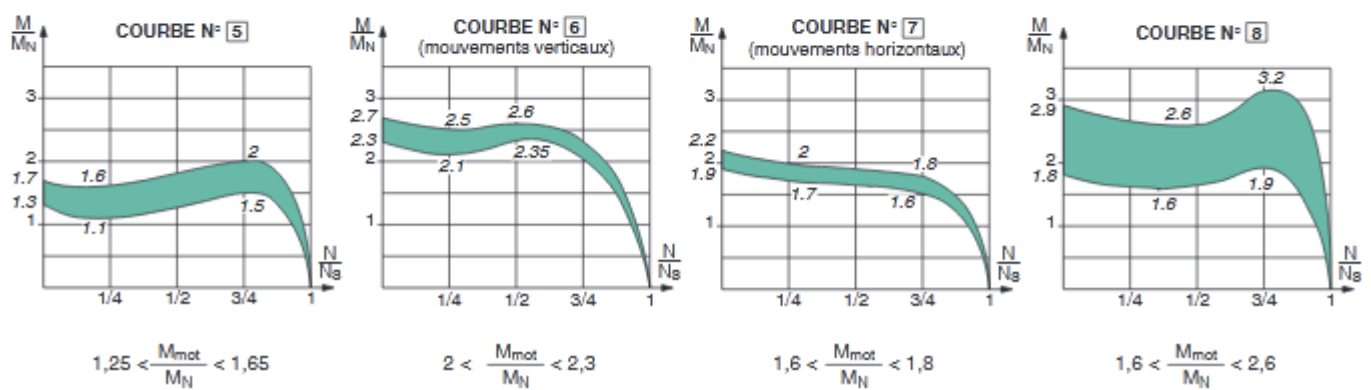
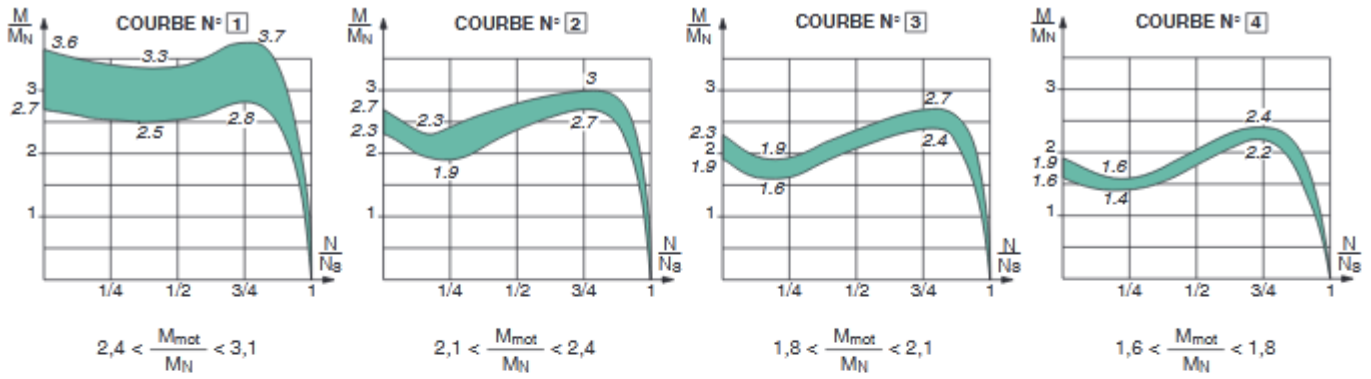
Type	Puissance nominale à 50 Hz P_N kW	Vitesse nominale N_N min ⁻¹	Couple nominal C_N Nm	Intensité nominale $I_N(400V)$ A	*Facteur de puissance $\cos \varphi$	* Rendement η %	Courant démarrage / Courant nominal I_D / I_N	Couple démarrage / Couple nominal M_D / M_N	Couple maximal / Couple nominal M_M / M_N	Puissance apparente nominale kVA_N	** Courbe de couple N°	Moment d'inertie J kg.m ²	Masse IM B3 kg
LS 63 E	0.09	905	0.9	0.45	0.66	48	2.6	2.3	2.5	0.31	3	0.0006	5.5
LS 71 L	0.12	915	1.3	0.55	0.7	50	2.8	1.65	2.1	0.38	3	0.000675	6.5
LS 71 L	0.18	940	1.8	0.92	0.54	56	3.2	2.3	2.7	0.64	3	0.0011	7.6
LS 71 L	0.25	915	2.6	1.16	0.6	55	2.8	2.2	2.3	0.80	3	0.001275	7.9
LS 80 L	0.25	955	2.5	0.85	0.67	63	3.9	1.6	1.8	0.6	8	0.0024	8.4
LS 80 L	0.37	950	3.7	1.1	0.72	66	4.3	1.7	2.1	0.8	8	0.0032	9.7
LS 80 L	0.55	950	5.5	1.9	0.64	68	4.9	2	2.5	1.3	7	0.0042	11
LS 90 S	0.75	930	7.7	2.1	0.77	68	4.2	2.5	2.7	1.5	7	0.0039	13.5
LS 90 L	1.1	915	11.5	3	0.75	70	4.7	2.4	2.6	2.1	6	0.0048	15.2
LS 100 L	1.5	905	15.8	4.2	0.74	69	4.5	2.6	2.8	2.9	6	0.0058	20
LS 112 M	2.2	905	23.2	5.8	0.76	72	5.6	2.8	2.6	4	6	0.0087	24.2
LS 132 S	3	945	30.3	7.1	0.78	78	5.8	2.4	2.4	4.9	7	0.0177	38.3
LS 132 M	4	965	39.6	9.4	0.75	82	6.7	2.6	2.6	6.5	7	0.0517	53.3
LS 132 M	5.5	970	54.2	12.9	0.75	82	6.9	3.1	3	8.9	6	0.0595	59.4
LS 180 M	7.5	967	74.1	16.1	0.79	85.2	4.7	1.5	2.1	11.1	7	0.084	81
LS 180 L	11	967	108.7	23.3	0.79	86.3	4.6	1.6	2.1	16.1	7	0.126	105
LS 180 L	15	972	147.4	30.1	0.81	88.7	6.8	2.3	2.8	20.9	7	0.191	135
LS 200 LT	18.5	970	182.2	37.0	0.81	89.0	6.4	2.4	2.8	25.7	7	0.237	160
LS 200 L	22	972	216.2	43.6	0.81	89.9	6.0	2.0	2.7	30.2	7	0.287	190
LS 225 MR	30	968	296	59.5	0.81	89.9	6.0	2.2	2.5	41.2	7	0.38	235
LS 250 MP	37	977	361.8	73	0.81	90.9	6.9	2.7	2.9	50.3	7	1.03	340
LS 280 SP	45	983	437.4	85	0.83	92.3	6.2	2.1	2.7	58.7	7	1.87	405
LS 280 MP	55	983	534.6	103	0.83	92.6	6.4	2.3	2.8	71.6	7	2.30	480
LS 315 SP	75	982	729.7	141	0.82	93.7	7.7	2.6	3.4	97.6	7	2.99	660
LS 315 MP	90	982	875.6	165	0.84	93.6	6.8	2.3	2.7	114.5	7	3.63	760
LS 315 MR	110	978	1074.6	197	0.86	93.8	7.0	2.2	2.8	136.4	7	4.16	850



IP 55 - S1
Cl. F - ΔT 80 K
MULTI-TENSION

RESEAU Δ 230 / Y 400 V ou Δ 400 V

Type	Puissance nominale à 50 Hz	Vitesse nominale	Couple nominal	Intensité nominale	*Facteur de puissance	* Rendement	Courant démarrage / Courant nominal	Couple démarrage / Couple nominal	Couple maximal / Couple nominal	Puissance apparente nominale	**Courbe de couple	Moment d'inertie	Masse
	P_N kW	N_N min ⁻¹	C_N Nm	$I_N(400V)$ A	$\cos \varphi$	η %	I_D/I_N	M_D/M_N	M_M/M_N	kVA_N	N°	J kg.m ²	IM B3 kg
LS 71 L	0.09	690	1.2	0.5	0.62	42	2.8	2	2.5	0.35	3	0.0011	7.5
LS 71 L	0.12	690	1.7	0.6	0.63	50	2.6	2	2.4	0.41	3	0.001275	8
LS 80 L	0.18	715	2.4	0.8	0.61	51	3	1.6	1.6	0.55	8	0.0031	9.7
LS 80 L	0.25	700	3.4	1	0.65	55	2.8	1.2	1.5	0.7	8	0.0041	11.3
LS 90 S	0.37	685	5.2	1.2	0.71	62	3.1	1.7	1.8	0.8	8	0.0038	13.5
LS 90 L	0.55	670	7.8	1.7	0.72	63	3.5	1.8	1.8	1.2	8	0.0047	15.2
LS 100 L	0.75	670	10.7	2.3	0.71	62	3.5	1.9	2.3	1.6	7	0.0047	18
LS 100 L	1.1	670	15.7	3.7	0.68	63	3.7	2.1	2.3	2.6	7	0.0068	21.8
LS 112 MG	1.5	710	20.2	4.7	0.64	72	3.8	2	2.1	3.2	7	0.015	24
LS 132 SM	2.2	695	30.2	8.1	0.56	71	2.9	1.4	1.8	5.6	8	0.0253	45.6
LS 132 M	3	705	40.7	9.6	0.59	76	3.3	1.3	1.9	6.6	8	0.0334	53.9
LS 160 M	4	715	53.5	11.1	0.65	80.0	3.2	1.9	1.7	7.7	8	0.069	72
LS 160 M	5.5	715	73.5	14.8	0.65	82.4	3.5	1.9	2.0	10.3	8	0.092	84
LS 160 L	7.5	715	100.2	19.7	0.67	82.1	3.4	1.9	1.9	13.6	8	0.126	105
LS 180 L	11	720	146	25.6	0.72	86.0	3.8	1.4	1.9	17.8	8	0.205	140
LS 200 L	15	725	197.7	32.9	0.75	87.7	4.4	1.6	2.1	22.8	8	0.27	185
LS 225 ST	18.5	725	243.8	42.4	0.72	87.5	4.2	1.6	2.1	29.4	8	0.33	210
LS 225 MR	22	725	289.9	51.9	0.70	87.4	4.4	1.9	2.3	36.0	8	0.4	240
LS 250 MK	30	740	387.3	62.3	0.77	90.3	4.9	1.5	2.2	43.1	8	1.45	335
LS 280 SP	37	740	477.7	76	0.77	90.8	5.0	1.5	2.2	52.9	8	1.87	405
LS 280 MP	45	740	581	91	0.78	91.6	5.5	1.7	2.2	63.0	8	2.3	480
LS 315 SP	55	740	710.1	108	0.79	93.0	6.2	1.7	2.4	74.9	8	3.47	660
LS 315 MP	75	740	968.3	147	0.79	93.2	6.4	1.8	2.5	101.9	8	4.51	810



2
pôles
3000 min⁻¹

IP 55 - 50 Hz - Classe F - ΔT 80 K - 230 V Δ / 400 V Y - S1

Type	Puissance nominale	Vitesse nominale	Moment nominal	Intensité nominale	Facteur de puissance			Rendement CEI 60034-2; 1996			Courant démarrage/ Courant nominal	Moment démarrage/ Moment nominal	Moment maximum/ Moment nominal	Moment d'inertie	Masse	Bruit
	P _N kW	N _N min-1	M _N N.m	I _{N (230V)} A	Cos Phi			η			I _d / I _n	M _d /M _n	M _u /M _n	J kg.m ²	IM B3 kg	LP db(A)
					4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4						
LS 56M	0,09	2860	0,3	0,44	0,55	0,45	0,4	54	45	37	5,0	5,3	5,4	0,000	3,8	54
LS 56M	0,12	2820	0,4	0,5	0,6	0,55	0,45	58	54	45	4,6	4,0	4,1	0,000	3,8	54
LS 63M	0,18	2790	0,6	0,52	0,75	0,65	0,55	67	66	59	5,0	3,3	2,9	0,000	4,8	57
LS 63M	0,25	2800	0,9	0,71	0,75	0,65	0,55	68	67	59	5,4	3,2	2,9	0,000	6	57
LS 71L	0,37	2800	1,3	0,98	0,8	0,7	0,6	68	67	63	5,2	3,3	3,9	0,000	6,4	62
LS 71L	0,55	2800	1,9	1,32	0,8	0,7	0,55	75	75	71	6,0	3,2	3,1	0,000	7,3	62
LS 71L	0,75	2780	2,6	1,7	0,85	0,75	0,65	75	75	73	6,0	3,3	2,9	0,001	8,3	62
LS 80L	0,75	2840	2,5	1,64	0,87	0,8	0,68	76	76,5	74	5,9	2,4	2,2	0,001	8,2	61
LS 80L	1,1	2837	3,7	2,4	0,84	0,77	0,65	78	78,5	76,6	5,8	2,7	2,4	0,001	9,7	61
LS 80L	1,5	2859	5,0	3,2	0,83	0,76	0,62	80,3	80,4	78	7,0	3,2	2,8	0,001	11,3	61
LS 90S	1,5	2870	5,0	3,4	0,81	0,72	0,58	79,6	78,9	75,1	8,0	3,9	4,0	0,001	12	64
LS 90L	1,8	2865	6,0	3,6	0,86	0,8	0,69	83,1	83,4	81,7	8,0	3,6	3,6	0,002	14	64
LS 90L	2,2	2862	7,3	4,3	0,88	0,83	0,73	83,6	84	82,9	7,7	3,7	3,3	0,002	16	64
LS 100L	3	2868	10,0	6,3	0,81	0,73	0,59	83,9	83,8	80,8	7,5	3,8	3,9	0,002	20	66
LS 100L	3,7	2850	12,5	8	0,85			81			8,6				21	
LS 112M	4	2877	13,3	7,8	0,85	0,78	0,65	86	86,1	84,4	7,8	2,9	2,9	0,003	24,4	66
LS 112MG	5,5	2916	18,0	10,5	0,88	0,81	0,71	86,6	87,2	85,6	9,0	3,1	3,5	0,008	33	66
LS 132S	5,5	2916	18,0	10,5	0,88	0,81	0,71	86,6	87,2	85,6	9,0	3,1	0,0	0,008	34,4	72
LS 132S	7,5	2905	24,5	14,7	0,85	0,78	0,63	86,5	86,4	84,5	8,7	3,4	3,6	0,009	39	72
LS 132M	9	2910	29,5	17,3	0,85	0,8	0,71	88,1	88,4	87,5	8,6	2,5	3,5	0,016	49	72
LS 132M	11	2944	35,7	20,7	0,86	0,81	0,69	89,4	89,4	87,7	7,5	2,7	3,4	0,018	54	72
LS 160MP	11	2944	35,7	20,7	0,86	0,81	0,69	89,4	89,4	87,7	7,5	2,7	3,4	0,019	62	72
LS 160MP	15	2935	48,8	28,4	0,85	0,79	0,71	90	90,1	85,1	8,1	3,0	3,5	0,023	72	72
LS 160L	18,5	2934	60,2	33,7	0,87	0,83	0,75	91	91,2	90,4	8,0	3,0	3,3	0,044	88	72
LS 180MT	22	2938	71,5	39,9	0,87	0,84	0,76	91,5	91,8	91,2	8,1	3,1	3,1	0,052	99	72
LS 200LT	30	2946	97,2	52,1	0,9	0,87	0,82	92,4	92,7	92,1	8,6	2,7	3,4	0,089	154	73
LS 200L	37	2950	120	64,6	0,89	0,87	0,82	92,9	93	92,2	7,4	2,6	3,0	0,12	180	73
LS 225MT	45	2950	146	77,4	0,9	0,87	0,82	93,3	93,4	93,1	7,5	2,8	3,1	0,14	200	73
LS 250MZ	55	2956	178	95,2	0,89	0,86	0,8	93,7	93,7	93,1	8,3	3,1	3,4	0,173	235	78
LS 280SC	75	2968	241	127	0,9	0,87	0,82	94,4	94,4	93,8	8,5	2,6	3,4	0,39	330	79
LS 280MC	90	2968	290	152	0,9	0,88	0,83	94,7	94,7	94,1	8,4	2,6	3,3	0,47	375	79
LS 315SN	110	2964	354	182	0,92	0,9	0,86	95	95,2	94,7	8,6	2,7	3,4	0,55	445	80
LS 315MP	132	2976	424	225	0,89	0,87	0,82	95	94,6	93,4	7,6	2,8	2,9	1,67	715	83
LS 315MR	160	2976	513	270	0,9	0,88	0,84	95,1	94,8	93,6	7,6	2,9	3,1	1,97	820	83
LS 315MR*	200	2982	641	349	0,87	0,86	0,82	95	94,9	94,3	9,3	3,8	3,9	1,97	845	83

* Echauffement classe F



Protections thermiques à ouverture PTO
IP 55 - 50 Hz - Classe F - ΔT 80 K - 230 V Δ / 400 V Y et 400 V Δ - S1

Type	Puissance nominale	Vitesse nominale	Moment nominal	Intensité nominale	Facteur de puissance			Rendement CEI 60034-2; 1996			Courant démarrage/ Courant nominal	Moment démarrage/ Moment nominal	Moment maximum/ Moment nominal	Moment d'inertie	Masse	Brut
	P_N kW	N_N min ⁻¹	M_N N.m	I_N (230V) A	Cos Phi			η			I_d / I_n	M_d/M_n	M_p/M_n	J kg.m ²	IM B3 kg	LP db(A)
					4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4						
LS 56M	0,06	1360	0,4	0,3	0,6	0,52	0,42	55	49,6	42,8	3	2,8	2,8	0,000	4	47
LS 56M	0,09	1400	0,6	0,39	0,6	0,52	0,42	55	49,6	42,8	3,2	2,8	2,8	0,000	4	47
LS 63M	0,12	1380	0,8	0,44	0,7	0,58	0,47	56	54	46,8	3,2	2,4	2,3	0,000	4,8	49
LS 63M	0,18	1390	1,2	0,64	0,65	0,55	0,44	62	58	51	3,7	2,6	2,6	0,000	5	49
LS 71M	0,25	1425	1,7	0,8	0,65	0,55	0,44	69	67	60	4,6	2,7	2,9	0,001	6,4	49
LS 71M	0,37	1420	2,5	1,06	0,7	0,59	0,47	72	72	66	4,9	2,4	2,8	0,001	7,3	49
LS 71L	0,55	1400	3,8	1,62	0,7	0,62	0,49	70	70	65	4,8	2,3	2,5	0,001	8,3	49
LS 80L	0,55	1410	3,7	1,42	0,76	0,68	0,55	73,4	69,3	62	4,5	2,0	2,3	0,001	8,2	47
LS 80L	0,75	1400	5,1	2,01	0,77	0,71	0,59	70	70	66	4,5	2,0	2,2	0,002	9,3	47
LS 80L	0,9	1425	6,0	2,44	0,73	0,67	0,54	73	73	70	5,8	3,0	3,0	0,002	10,9	47
LS 90S	1,1	1429	7,4	2,5	0,84	0,77	0,64	76,8	78,4	77,1	4,8	1,6	2,0	0,003	11,5	48
LS 90L	1,5	1428	10,0	3,4	0,82	0,74	0,6	78,5	79,4	77,5	5,3	1,8	2,3	0,003	13,5	48
LS 90L	1,8	1438	12,0	4	0,82	0,75	0,61	80,1	80,8	79	6	2,1	3,2	0,004	15,2	48
LS 100L	2,2	1436	14,6	4,8	0,81	0,73	0,59	81	81,5	79,8	5,9	2,1	2,5	0,004	20	48
LS 100L	3	1437	19,9	6,5	0,81	0,72	0,59	82,6	82,6	80,8	6	2,5	2,8	0,006	22,5	48
LS 112M	4	1438	26,6	8,3	0,83	0,76	0,57	84,2	84,2	83,4	7,1	2,5	3,0	0,007	24,9	49
LS 132S	5,5	1447	36,7	11,1	0,83	0,79	0,67	85,7	86,4	85,8	6,3	2,4	2,8	0,014	36,5	49
LS 132M	7,5	1451	49,4	15,2	0,82	0,74	0,61	87	86,4	84,9	7	2,4	2,9	0,019	54,7	62
LS 132M	9	1455	59,1	18,1	0,82	0,74	0,62	87,7	87,6	86,2	6,9	2,2	3,1	0,023	59,9	62
LS 160MP	11	1454	72,2	21	0,86	0,79	0,67	88,4	88,6	87,4	7,7	2,3	3,2	0,03	70	62
LS 160LR	15	1453	98,6	28,8	0,84	0,78	0,69	89,4	89,8	88,4	7,5	2,9	3,6	0,036	86	62
LS 180MT	18,5	1456	121,0	35,2	0,84	0,79	0,67	90,3	90,8	90,3	7,6	2,7	3,2	0,085	100	64
LS 180LR	22	1456	144,0	41,7	0,84	0,79	0,68	90,7	91,2	90,9	7,9	3,0	3,3	0,096	112	64
LS 200LT	30	1460	196,0	56,3	0,84	0,8	0,69	91,5	92	91,5	6,6	2,9	2,9	0,151	165	64
LS 225ST	37	1468	241,0	68,7	0,84	0,8	0,7	92,5	93,1	92,9	6,3	2,7	2,6	0,24	205	64
LS 225MR	45	1468	293,0	83,3	0,84	0,8	0,7	92,8	93,3	93	6,3	2,7	2,6	0,29	235	64
LS 250ME	55	1478	355,0	101	0,84	0,8	0,71	93,6	93,8	93,2	7	2,7	2,8	0,63	320	66
LS 280SC	75	1478	485,0	137	0,84	0,8	0,71	94,2	94,4	93,8	7,2	2,8	2,9	0,83	380	69
LS 280MD	90	1478	582,0	164	0,84	0,8	0,71	94,4	94,5	93,8	7,6	3,0	3,0	1,03	450	69
LS 315SN	110	1477	711,0	201	0,84	0,79	0,7	94,4	94,6	94,2	7,6	3,0	3,2	1,04	470	76
LS 315MP	132	1484	849,0	236	0,85	0,82	0,74	95	95	94,1	7,6	2,9	3,0	2,79	750	70
LS 315MR	160	1484	1030,0	286	0,85	0,82	0,74	95	95	94,1	7,7	2,9	3,0	3,27	845	70
LS 315MR*	200	1486	1285,0	359	0,84	0,79	0,69	95,8	95,8	95,1	8,1	3,1	3,4	3,27	845	70

• Echauffement classe F

6
pôles
1000 min⁻¹

IP 55 - 50 Hz - Classe F - ΔT 80 K - 230 V Δ / 400 V Y - S1

Type	Puissance nominale	Vitesse nominale	Moment nominal	Intensité nominale	Facteur de puissance			Rendement CEI 60034-2; 1996			Courant démarrage/ Courant nominal	Moment démarrage/ Moment nominal	Moment maximum/ Moment nominal	Moment d'inertie	Masse	Bruit
	P _N kW	N _N min ⁻¹	M _N N.m	I _{N(100%)} A	Cos Phi			η			I _d / I _n	M _d /M _n	M _v /M _n	J kg.m ²	IM B3 kg	LP db(A)
LS 56M	0,045	860	0,5	0,29	0,66			34			2	1,7	1,7	0,000	4	54
LS 56M	0,06	850	0,7	0,39	0,67			33			2	1,7	1,7	0,000	4	54
LS 63M	0,09	860	1,0	0,46	0,8	0,7	0,63	35	32	26	2,1	1,6	1,6	0,001	5,5	48
LS 71M	0,12	920	1,3	0,64	0,55	0,48	0,4	49	45	36	2,9	2,6	2,7	0,001	6,5	52
LS 71M	0,18	895	1,9	0,81	0,62	0,53	0,43	52	50	43	2,7	1,8	1,9	0,001	7,6	52
LS 71L	0,25	840	2,8	1	0,7	0,59	0,48	50	52	47	2,5	1,6	1,6	0,001	7,9	52
LS 80L	0,25	955	2,5	0,85	0,67	0,64	0,48	63,1	63	56	3,9	1,6	1,8	0,002	8,4	41
LS 80L	0,37	950	3,7	1,1	0,72	0,67	0,57	66	61	59	4,3	1,7	2,2	0,003	9,7	41
LS 80L	0,55	950	5,5	1,8	0,64	0,6	0,47	68	63	55	4,9	2,1	2,6	0,004	11	41
LS 90L	0,75	930	7,7	2,1	0,77	0,66	0,54	68,5	65	60	4,2	2,4	2,6	0,004	13,5	51
LS 90S	0,75	930	7,7	2,1	0,77	0,66	0,54	68,5	65	60	4,7	2,4	2,6	0,004	13,5	51
LS 90L	1,1	915	11,5	3	0,76	0,67	0,55	70	70	66	4,5	2,4	2,5	0,005	15,2	51
LS 100L	1,5	905	15,8	4,2	0,74	0,62	0,52	69	69	65	5,6	2,5	2,7	0,006	20	50
LS 112M	2,2	905	23,2	5,8	0,76	0,66	0,53	72	72	68	6	2,8	2,7	0,009	24,2	51
LS 132M	4	961	39,7	9,3	0,75	0,66	0,56	83,6	83	78	5,9	2,5	2,9	0,034	53,3	55
LS 132M	5,5	960	54,7	13,3	0,71	0,65	0,52	84,1	83,5	80	5,5	2,5	2,8	0,039	59,4	55
LS 160M	7,5	969	73,9	16,3	0,77	0,7		86,5	86,8		4,7	1,7	2,5	0,089	77	56
LS 160L	11	968	109	23,4	0,78	0,71		86,9	86,9		4,6	1,8	2,6	0,105	85	56
LS 180LR	15	968	148	31,9	0,78	0,71		87,1	87,3		5,4	1,8	2,6	0,139	110	60
LS 200LT	18,5	970	182	37	0,81	0,76	0,65	89	89,3	88,1	6,4	2,4	2,8	0,236	160	62
LS 200L	22	972	216	43,6	0,81	0,76	0,65	89,9	90,1	89	6	2,0	2,7	0,295	190	62
LS 225MR	30	968	296	59,5	0,81	0,79	0,72	89,9	90,3	89,2	6	2,2	2,5	0,39	235	63
LS 250ME	37	978	361	71,1	0,81	0,79	0,69	92,7	93,2	92,9	6,2	2,3	2,5	0,85	305	65
LS 280SC	45	978	439	86,5	0,81	0,79	0,69	92,7	93,2	92,9	6,2	2,3	2,5	0,99	340	65
LS 280MC	55	978	537	106	0,81	0,79	0,72	92,6	93,3	93,1	6	2,4	2,5	1,19	385	65
LS 315SN	75	983	729	142	0,82	0,78	0,67	93,1	93,3	92,5	6,5	2,5	2,7	1,3	438	65
LS 315MP	90	980	877	164	0,85	0,83	0,76	93,1	93,1	92,4	7,2	2,4	2,9	3,74	760	74
LS 315MR	110	980	1072	200	0,85	0,83	0,76	93,5	93,5	93	7,2	2,4	2,9	4,36	850	74
LS 315MR	132	986	1278	242	0,83	0,8	0,72	94,8	94,9	94,3	6,6	2,40	2,50	4,36	830	74


IP 55 - 50 Hz - Classe F - ΔT 80 K - 230 V Δ / 400 V Y - S1

Type	Puissance nominale	Vitesse nominale	Moment nominal	Intensité nominale	Facteur de puissance			Rendement CEI 60034-2; 1996			Courant démarrage/ Courant nominal	Moment démarrage/ Moment nominal	Moment maximum/ Moment nominal	Moment d'inertie	Masse	Bruit
	P_N	N_N	M_N	I_N (400V)	Cos Phi			η			I_d / I_n	M_d/M_n	M_{max}/M_n	J	IM B3	LP
	kW	min ⁻¹	N,m	A	4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4				kg,m ²	kg	db(A)
LS 71L	0,09	690	1,3	0,5	0,55	0,45	0,4	44	42	36	2,8	1,3	1,5	0,001	8	40
LS 71L	0,12	650	1,8	0,72	0,55	0,45	0,4	44	42	36	2,1	1,3	1,4	0,001	8	40
LS 80L	0,18	705	2,4	0,79	0,63	0,54	0,45	52	48	43	2,9	1,5	1,9	0,003	9,7	41
LS 80L	0,25	700	3,4	0,98	0,68	0,6	0,51	54	52	45	2,8	1,7	1,9	0,004	11,3	41
LS 90L	0,37	685	5,2	1,2	0,72	0,63	0,52	62	62	56	3,8	1,7	1,8	0,004	13,5	43
LS 90S	0,37	685	5,2	1,2	0,72	0,63	0,52	62	62	56	3,8	1,7	1,8	0,004	13,5	43
LS 90L	0,55	670	7,8	1,7	0,72	0,61	0,52	63,5	62	59	3,5	1,7	1,7	0,005	15,2	43
LS 100L	0,75	670	10,7	2,4	0,71	0,58	0,47	63,5	61,5	55	3,5	1,8	2,2	0,005	18	43
LS 100L	1,1	670	15,7	3,7	0,68	0,6	0,49	63	62,5	58	3,7	2,0	2,2	0,007	21,8	43
LS 112MG	1,5	710	20,2	4,7	0,64	0,55	0,43	72	69	62,5	3,8	2,0	2,1	0,015	24	49
LS 132SM	2,2	713	29,5	6,1	0,68	0,56	0,45	77,1	77,5	71	4	1,7	2,0	0,025	45,6	54
LS 132M	3	712	40,2	8	0,65	0,56	0,45	79,8	82,9	79	4,3	1,9	2,2	0,033	53,9	54
LS 160M	4	718	53,2	11	0,63	0,55	0,43	83,3	83,4	81,3	3,9	1,7	2,3	0,068	84	66
LS 160M	5,5	716	73,4	15,1	0,63	0,55	0,43	83,3	83,5	81,8	3,9	1,7	2,3	0,071	89	66
LS 160L	7,5	714	100	20,6	0,63	0,55	0,43	83,4	84	82,6	3,9	1,9	2,3	0,09	101	66
LS 180L	11	720	146	25,6	0,72	0,68	0,57	86	86,3	84,2	3,8	1,4	1,9	0,205	140	68
LS 200L	15	725	198	32,9	0,75	0,7	0,57	87,7	87,9	86,3	4,4	1,6	2,1	0,27	185	65
LS 225ST	18,5	725	244	42,4	0,72	0,66	0,54	87,5	87,7	86,2	4,2	1,6	2,1	0,33	210	65
LS 225MR	22	725	290	51,9	0,7	0,63	0,51	87,4	87,2	85,1	4,4	1,9	2,3	0,4	240	65
LS 250ME	30	732	391	60,7	0,78	0,74		91,5	92,2		5,8	1,6	2,4	0,86	312	65
LS 280SC	37	731	483	73,8	0,79			91,6			5,6	1,6	2,4	0,92	334	65
LS 280MC	45	730	589	88,5	0,8	0,76		91,7	92,6		5,4	1,6	2,3	1,13	378	65
LS 315SP	55	738	712	105	0,81	0,78	0,71	93,2	93,2	92,2	5,4	1,8	2,4	3,1	660	74
LS 315MR	75	738	971	143	0,81	0,78	0,71	93,6	93,8	93,1	5,4	1,8	2,4	4,38	815	74