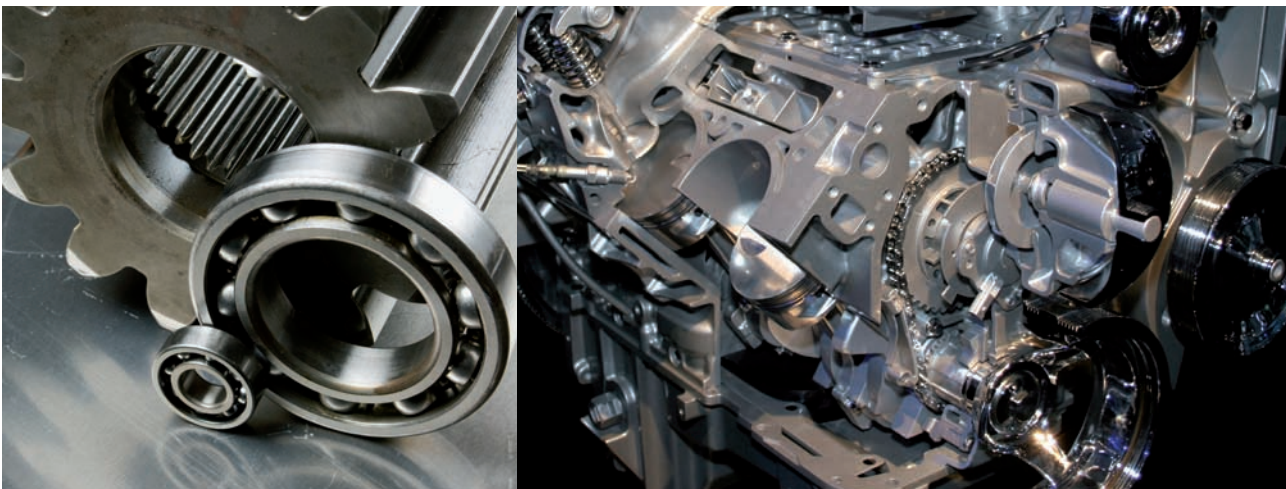


génie mécanique

Formulaire de mécanique

Pièces de constructions



Y o u d e X i o n g

Y. Qian — Z. Xiong — D. Picard

EYROLLES

Formulaire de mécanique

Pièces de constructions

DU MÊME AUTEUR

Y. XIONG. – **Formulaire de résistance des matériaux**, G00525, 2002.

Y. XIONG. – **Formulaire de mécanique, Transmission de puissance**, G11918, 2006.

CHEZ LE MÊME ÉDITEUR

J.C. Doubrère. – **Résistance des matériaux**, G11009, 2001.

Formulaire de mécanique

Pièces de constructions

Youde Xiong

EYROLLES

A horizontal line with a small grey circle in the center, positioned below the publisher's name.

ÉDITIONS EYROLLES
61, bld Saint-Germain
75240 Paris Cedex 05
www.editions-eyrolles.com



Le code de la propriété intellectuelle du 1^{er} juillet 1992 interdit en effet expressément la photocopie à usage collectif sans autorisation des ayants droit. Or, cette pratique s'est généralisée notamment dans les établissements d'enseignement, provoquant une baisse brutale des achats de livres, au point que la possibilité même pour les auteurs de créer des œuvres nouvelles et de les faire éditer correctement est aujourd'hui menacée.

En application de la loi du 11 mars 1957, il est interdit de reproduire intégralement ou partiellement le présent ouvrage, sur quelque support que ce soit, sans l'autorisation de l'Éditeur ou du Centre Français d'exploitation du droit de copie, 20, rue des Grands Augustins, 75006 Paris.

© Groupe Eyrolles, 2007, ISBN : 978-2-212-12045-5.

Table des matières

Chapitre 1	
Généralités	1
I – Généralités	3
1-1 But de l'étude d'un système mécanique	3
1-2 Pièces de constructions des mécaniques	4
II – Pièces mécaniques pour assurer les fonctionnements	
des pièces de transmission de puissance	6
2-1 Axe	6
2-2 Accouplements élastiques	6
2-3 Roulement	7
2-4 Paliers lisses	9
III – Liaisons pour assurer la fixation ou la position des pièces	10
3-1 Liaisons fixées	10
3-2 Liaisons élastiques	22
IV – Résistance des matériaux d'un solide	29
4-1 Contrainte normale dans la traction ou compression simple	29
4-2 Allongement unitaire simple	30
4-3 Conditions de résistance des matériaux	30
4-4 Déformations simples	31
4-5 Flexion de poutre	32
4-6 Stabilité de l'équilibre élastique – flambement (formule d'Euler)	35
4-7 Contrainte de contact et formule de Hertz	36
4-8 Caractéristiques élastiques des matériaux	36
4-9 Caractéristiques des sections	37
Chapitre 2	
Axes et Arbres cannelés	39
I – Axe	41
1-1 Fixation des pièces sur l'axe	41
1-2 Résistance des matériaux de l'axe	44
II – Cannelure	46
2-1 Cannelures à flancs parallèles	47
2-2 Cannelures à flancs en développante de cercle	50

2-3 Dentelures rectilignes	55
2-4 Petites dentelures rectilignes	56
2-5 Stries radiales	57
2-6 Recommandations	59

Chapitre 3

Roulements	61
I – Généralité	63
1-1 Généralité	63
1-2 Règles générales de montage	63
1-3 Paramètre influant sur le montage	64
1-4 Fixation	64
II – Efforts dans les roulements	71
2-1 Charge dynamique de base des roulements C	71
2-2 Charge statique de base C	77
2-3 Charge dynamique équivalente P	75
2-4 Charge de roulements à contact oblique	87
2-5 Précharge des roulements	89
III – Type de roulements et leurs charges supportées	91
3-1 Généralité	91
IV – Résistance des matériaux des roulements	129
4-1 Résistance des matériaux en fatigue	129
4-2 Déformation permanente des roulements et charge statique de base	134
4-3 Résistance des matériaux au contact	138
4-4 Vitesse admissible	144
4-5 Lubrification	144
V – Choix des roulements	159
5-1 Méthode de calcul pratique pour contrôler un roulement choisi	159
5-2 Déterminer les types de roulement et leurs dimensions	159

Chapitre 4

Ressorts	163
I – Généralités	165
1-1 Fonction des ressorts	165
1-2 Matières pour ressort	165
1-3 Type de ressort	165
1-4 Effort supporté par ressort	170
1-5 Energie stockée par ressort	172
1-6 Critères des ressorts	172
II – Ressort hélicoïdal cylindrique de compression	173
2-1 Caractéristiques	173
2-2 Formes des fils des ressorts et leurs caractéristiques	174
III – Ressort hélicoïdal conique de compression	190
3-1 Caractéristiques de ressort de compression conique	190
3-2 Résistance des matériaux de ressort en compression conique	191
IV – Ressort hélicoïdal cylindrique de traction à spires	196
4-1 Caractéristiques	196
4-2 Caractéristiques du ressort hélicoïdal cylindrique de traction	198

4-3 Charge supportée par le ressort	198
4-4 Résistance des matériaux de ressort	199
4-5 Résistance des matériaux des boucles	201
V – Ressort de torsion	206
5-1 Ressort de torsion cylindrique à spires	206
5-2 Barre de torsion	216
5-3 Ressort de torsion à spirale	218
VI – Rondelles ressorts (type Belleville)	231
6-1 Rondelles ressorts à seule pièce	231
6-2 Association de rondelles	234
6-3 Dimensions et charges admissibles	236
6-4 Courbe caractéristique des rondelles ressorts	237
VII – Ressort à couronnes coniques	239
7-1 Caractéristiques	239
7-2 Résistance des matériaux	239
7-3 Déterminer les dimensions du ressort	242
VIII – Ressort à lame	246
8-1 Ressorts à lame simple	246
8-2 Ressorts à lames multiples	249
IX – Ressort de forme	256
9-1 Ressort de forme en feuillard	256
9-2 Ressort de forme en fil	273
X – Caractéristiques des matières pour ressorts	275
10-1 Généralités	275
10-2 Fils	276
10-3 Feuillard	280
10-4 Phénomène de relaxation	281
10-5 Fatigue	284

Chapitre 5

Amortisseurs élastiques et pneumatiques

I – Amortisseurs élastiques	302
1-1 Caractéristiques des amortisseurs élastiques en traction ou compression	302
1-2 Amortisseurs élastiques en compression simple	304
II – Amortisseurs pneumatiques	320
2-1 Caractéristiques amortisseurs pneumatiques	320
2-2 Résistance des matériaux des amortisseurs pneumatiques	321
III – Amortisseurs courants	326
3-1 Suspensions métalliques – amortisseurs métalliques	327
3-2 Suspensions élastiques – supports élastiques	331
3-3 Articulations élastiques	334

Chapitre 6

Boulonnerie et vis

I – Généralité des boulonneries	339
1-1 Filets	339
1-2 Boulons	344
II – Charge s’appliquant sur les assemblages boulonnés	348
2-1 Charge statique s’appliquant sur le bouton	348
2-2 Allongement et efforts dynamiques dans l’assemblage	357

2-3 Tenue d'un boulon sous une haute température	358
2-4 Tenue d'un boulon sous basse température	359
III – Résistance des matériaux des boulons	360
3-1 Résistance des matériaux d'un boulon dans le cas d'absence de précharge	360
3-2 Résistance des matériaux d'un boulon dans le cas de précharge	361
3-3 Résistance des matériaux des boulons dans le cas d'absence de précharge	365
3-4 Résistance des matériaux des boulons dans le cas de précharge	366
3-5 Résistance des matériaux du boulon et des pièces assemblées	367
3-6 Caractéristiques mécaniques des vis	377
IV – Classification de boulonnerie-visserie	384
4-1 Méthode de classification des vis	384
4-2 Rondelles	386
4-3 Goupilles et clous	386
V – Dimensions et caractéristiques des boulons et visserie	388
5-1 Dimensions et caractéristiques des vis courantes	388
5-2 Dimensions et caractéristiques des boulons courants	394
5-3 Dimensions et caractéristiques des écrous courants	395
VI – Freinage des vis et des écrous	396
6-1 Freinage à sécurité relative	396
6-2 Freinage à sécurité absolue	400

Chapitre 7

Goupilles 337

I – Définitions 403

II – Types de goupilles 404

2-1 Goupilles coniques 404

2-2 Goupilles de positionnement coniques 405

2-3 Goupilles cylindriques 407

2-4 Goupilles cannelées 411

2-5 Goupilles élastiques 420

2-6 Goupilles spiralées 422

2-7 Goupilles épingles 424

2-8 Goupilles clip 426

2-9 Goupilles cylindriques fendues 427

III – Déterminations des goupilles 429

3-1 Résistance de matériaux des goupilles 429

3-2 Détermination des goupilles cylindriques pleines 430

3-3 Détermination des goupilles élastiques 430

Chapitre 8

Clavettes 433

I – Le clavage longitudinal 435

1-1 Clavetage libre 435

1-2 Clavetage forcé 446

II – Le clavetage transversal 449

III – Le clavetage tangentiel 450

3-1 Clavettes rondes 450

3-2 Clavettes vélo

Chapitre 9	
Rivets	453
I – Description	455
II – Types de rivetages	456
III – Rivetage massif	456
3-1 Pose d'un rivet	456
3-2 Types d'assemblages des tôles	457
3-3 Positionnement des rivets	457
3-4 Matériaux	458
3-5 Longueurs des rivets	459
3-6 Différents rivets à tige cylindrique pleine	459
3-7 Détermination de la longueur des rivets	464
3-8 Détermination du diamètre des rivets	465
3-9 Représentation symbolique des rivets	465
IV – Rivets à tige cylindrique creuse	466
4-1 Rivets creux	466
4-2 Rivets aveugles	467
V – Rivets cannelés à expansion	472
VI – Clinchage	474
VII – Résistance des matériaux des rivets	475

Chapitre 1

GÉNÉRALITÉS

I GÉNÉRALITÉS

1-1 But de l'étude d'un système mécanique

Un mécanisme est un organisme de transmission du mouvement ou de la puissance d'une pièce du mécanisme à une autre.

But de l'étude d'un mécanisme :

- 1/** Mouvement de mécanisme à la demande (déplacement ; vitesse ; accélération et leurs équations)
- 2/** Type de transmission de mouvement :
 - Transmission des puissances : courroie trapézoïdale ; courroie synchrone ; chaînes et roues dentées ; engrenages...
 - Transformation des formes des mouvements : changer la vitesse ; transformer le mouvement de rotation en mouvement rectiligne ; transformer le mouvement rectiligne en un mouvement de rotation ; transformer le mouvement de rotation en mouvement oscillant...
- 3/** Contrôler les transmissions des mouvements et des puissances de mécanisme :
 - Assurer les fonctions de transmission du mouvement (déplacement ; vitesse ; accélération)
 - Assurer les transmissions des puissances
 - Déterminer la résistance des matériaux de toutes les pièces de mécanisme
- 4/** Modifier les pièces de transmission (s'il est nécessaire) :
 - Ajout de cannelure
 - Ajout de bouts d'arbres cylindriques et coniques
 - Ajout de carré d'entraînement
- 5/** Ajout de pièces des mécaniques pour assurer le fonctionnement des mécanismes et les fixations.

1-2 Pièces de constructions des mécaniques

Les pièces appelées de constructions des mécaniques assurent le fonctionnement des pièces de transmission de puissance.

Elles sont également assurées par un assemblage de système de mécanisme, et fixées sur le terrant ou sur le supporteur.

1-2-1 Pièces mécaniques pour assurer les fonctionnements des pièces de transmission de puissance

1/ Pièce pour la transmission de puissance ou l'installation des pièces de transmission de puissance

- Arbres ou axe

2/ Pièce pour réduire le frottement entre deux pièces

- Roulements

3/ Pièce pour le clavetage

- Clavette
- Dentelures
- Stries
- Cannelure

1-2-2 Pièces mécaniques pour la fixation ou la position des pièces

1/ Pièces pour liaisons fixes :

- Vis et écrou
- Goupilles
- Rivée
- Pièces de pincement

2/ Pièces pour liaisons élastiques :

- Amortisseur
- Ressort (pour la fixation ou la position des pièces)

3/ Pièces pour la position des pièces :

- Anneau d'arrêt
- Segments d'arrêt
- Rondelle
- Goupille
- Lardon

1-2-3 Pièces pour autre fonction : par exemple la boîte, les pièces pour lubrification... etc.
Dans ce livre nous ne parlerons pas de ces pièces.

Tableau 1-1 **Pièces de construction mécanique et leurs utilisations pratiques**

Pièces de construction mécanique	Utilisations dans les constructions et les industriels
1/ Axe	a/ Installer les engrenages, came, bielle, manivelle, poulie et câble.. b/ Installer couramment des roulements sur les deux extrémités c/ Pour installer des pièces sur l'axe et déplacer avec l'axe nous avons besoin de pièces de fixation. Ex. : anneaux d'arrêt ; freins d'axes en fil ; segments d'arrêt ; cannelures ; clavette dentelures ; stries...
2/ Arbres cannelés	Pour transmettre des efforts importants
3/ Roulements	a/ Installer l'axe sur deux ou plusieurs roulements b/ Réduire la perte de frottement pendant la transmission de puissance
4/ Ressorts	Assurer les diverses fonctions : a/ Mouvement autour d'une position donnée b/ Limitation d'efforts c/ Rattrapage d'un jeu du à l'usure d/ Dilatation due à un échauffement e/ Amortissement de vibrations f/ Contact d'une pièce avec une autre g/ Freinage d'écrous
5/ Vis et écrou	a/ Assembler les pièces mécaniques b/ Fixer la pièce sur le bois ; le béton ; l'acier ou la terre
6/ Rivet	Pour l'assemblage des pièces : Nous les utilisons souvent pour assembler deux tôles en aciers.
7/ Goupille	Une goupille sert à assurer : a/ une immobilisation d'une pièce par rapport à une autre b/ un positionnement relatif
8/ Clavetage	Un clavetage s'agit d'une liaison complète réalisée par adhérence et obstacle si glissement.

II Pièces mécaniques pour assurer les fonctionnements des pièces de transmission de puissance

2-1 Axe : (voir chapitre 2)

L'axe est pour supporter les pièces mécaniques. Quand l'axe supporte les pièces de transmission de puissance, nous appelons aussi un arbre.

2-2 Accouplements élastiques : (voir R. Quatremer « Construction mécanique »)

Les accouplements élastiques sont des composants de transmission de puissance entre deux pièces. Nous pouvons aussi considérer qu'il est une liaison élastique pour assurer la transmission de puissance de deux arbres. Si les axes de deux arbres ne sont pas sur la même ligne, les défauts de position des arbres provoquent des déformations de l'accouplement. Les transmissions de puissance sont assurées.

Il existe deux types d'accouplement élastique :

- Modèle Minifex pour puissance faible (3 à 20 kW)
- Modèle Jubolstra pour puissance moyennes (15 à 100 kW)

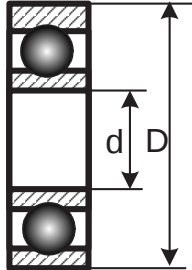
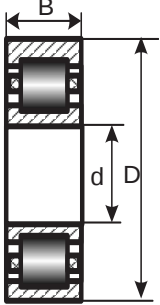
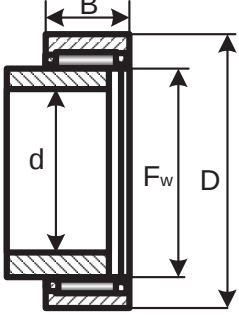
Tableau 1-2 Accouplements élastiques

Types des accouplements élastiques	Caractéristiques	Figures
1/ Modèle Minifex	a/ Il est constitué de deux manchons non alésés en aluminium ou en fonte, comportant chacun deux doigts d'entraînement, et d'un élément élastique. b/ Les éléments en caoutchouc sont de bonne rigidité aux sollicitations alternées. c/ Il faut veiller à ce que les manchons ne s'écartent pas axialement, au risque de faire sortir les doigts d'entraînement des armatures collées sur le caoutchouc.	
2/ Modèle Jubolstra	a/ Il est constitué de deux manchons en acier matrice et d'un élément de forme hexagonale en caoutchouc. b/ Le caoutchouc est précontraint par une atténuation efficace des irrégularités de couples. c/ Il accepte des désalignements importants et se démonte radialement. d/ Le couple maximal est peu fréquent et non périodique.	

2-3 Roulement

Les roulements sont pour réduire la perte de l'énergie de frottement et assurer la translation de puissance.

Tableau 1-3 Roulement

Types de paliers lisses	Caractéristiques	Figures
1/ Roulement à bille	1/ Il en existe à une et à deux rangées de billes. Ce sont les roulements les plus utilisés, car en termes de prix, ils ont le meilleur rapport performance. 2/ Il peut supporter des charges radiales et des charges axiales. 3/ La profondeur des chemins de roulements permet une bonne rigidité.	
2/ Roulements à rouleaux	1/ Le roulement à rouleaux est conçu pour supporter des charges radiales importantes. La surface de contact étant plus importante que pour les billes, il permet donc de supporter de plus fortes charges. Il permet aussi des vitesses de rotation élevées. 2/ Le support des charges axiales dépend par contre de la fabrication du roulement. Plus le support doit être important, plus il faut faire un chemin de roulement profond afin que les bagues prennent appui sur les rouleaux.	
3/ Roulements à aiguilles	1/ Les roulements à aiguilles sont assez particuliers. Ils ont une forme très allongée. 2/ Ils permettent de supporter de fortes charges radiales dans un encombrement très réduit. 3/ Ils n'acceptent aucune charge axiale.	

Types des roulements	Caractéristiques	Figures
4/ Roulements à rouleaux coniques	1/ Le roulement à rouleaux coniques est un roulement à contact angulaire. 2/ Il peut supporter les charges radiales importantes. Pour la charge axiale il dépend de son angle de contact. Plus l'angle sera grand, plus les charges axiales supportables seront grandes.	
5/ Butées à billes	1/ La butée a un faible frottement comme les roulements, mais ne permet pas de guider radialement l'arbre en rotation. 2/ La butée à simple effet (une rangée de billes) n'admet des charges axiales que dans un seul sens. 3/ La butée à double effet supporte la charge axiale dans les deux sens. 4/ Il faut une charge axiale minimale pour garantir le roulement des billes et le bon fonctionnement de la butée.	
6/ Butées à rouleaux	Ce type de butée est très rare.	
7/ Roulements linéaires	Ces roulements sont utilisés pour des guidages linéaires donc pour obtenir une liaison glissière. Mais chaque roulement, pris individuellement, peut permettre de créer une liaison pivot glissant ou une glissière.	

2-4 Paliers lisses

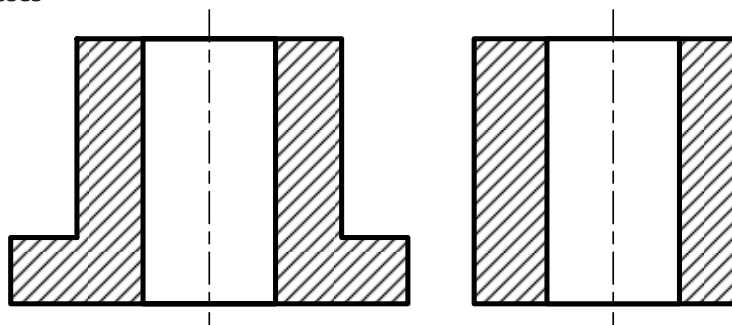


Tableau 1-4 Paliers lisses

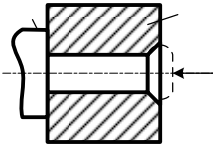
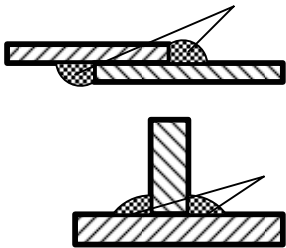
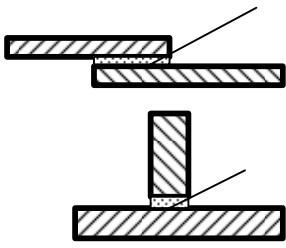
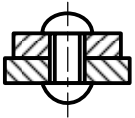
Types de paliers lisses	Caractéristiques	Matériaux principaux
1/ Coussinets frittés	a/ Au cour de fonctionnement, il se crée un film d'huile entre le coussinet. b/ La détermination de ces coussinets s'effectue en utilisant l'abaque, qui donne la charge admissible en fonction de la fréquence de rotation de l'arbre.	Matériaux frittés imprégné d'huile
2/ Coussinets en matériau thermoplastique	a/ Ils permettent d'amortir les vibrations. b/ Ils doivent être arrêtés en translation puisqu'ils ne sont pas montés serrés.	En polyamide (Nylon) En polymères haute performance
3/ Coussinets massifs	Ils sont usinés dans la masse, moulés ou en matériaux corroyés.	Voir NF ISO 4379, 4382-1 et 4362-2
4/ Coussinet en carbone	Ils sont utilisés pour des températures de fonctionnement allant jusqu'à 400°C	
5/ Coussinets en tôle revêtue	Ils sont fabriqués en déposant une couche mince d'un matériau fritté sur une tôle plane. Ensuite, des bandes sont découpées puis roulées. Les trous, gorges ou rainures éventuels pour l'arrivée du lubrifiant sont effectués avant roulage.	

III Liaisons pour assurer la fixation ou la position des pièces

3-1 Liaisons fixées

3-1-1 Liaisons fixées rigides permanents

Tableau 1-5 Liaisons fixées rigides permanents

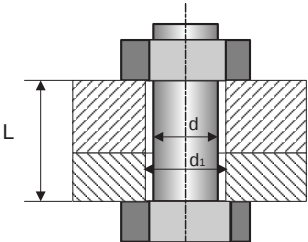
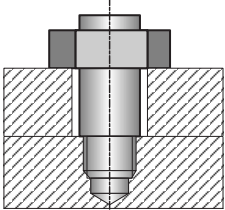
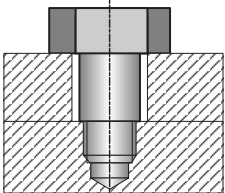
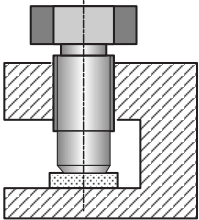
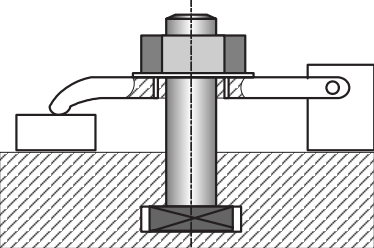
Liaisons	Caractéristiques	Figures
1/. Liaison de sertissage	Cette fixation est obtenue par la déformation permanente de l'une des parties de la pièce métallique. (Dans cet ouvrage nous ne présenterons pas cette liaison.)	
2/. Liaison par soudage	Cette fixation entre des pièces métalliques est obtenue par soudage. (Dans cet ouvrage nous ne présenterons pas cette liaison.)	
3/. Liaison par collage	Cette fixation est obtenue par la colle. Le choix de la colle en fonction des efforts entre deux pièces collées et les matériaux des pièces. (Dans cet ouvrage nous ne présenterons pas cette liaison.)	
4/. Liaison par rivetage	Cette fixation est obtenue par la mise en place de plusieurs rivets entre les pièces. Le métal des rivets doit être malléable à froid ou à chaud pour permettre le refoulement de la métallière.	

3-1-2 Assemblages rigides démontables

Dans cette liaison les pièces assemblées doivent être entièrement solidaires de l'autre tout en pouvant être démontables et remontées à volonté.

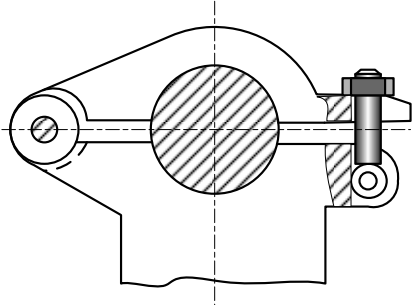
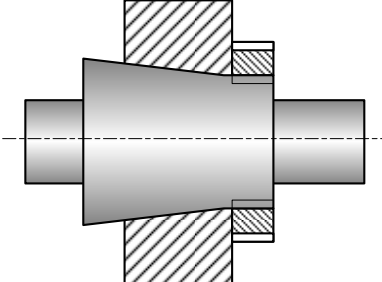
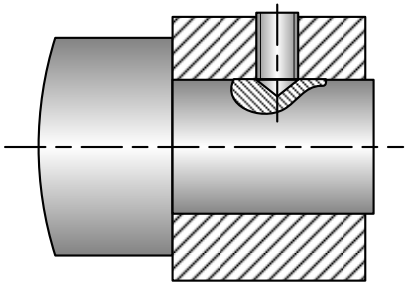
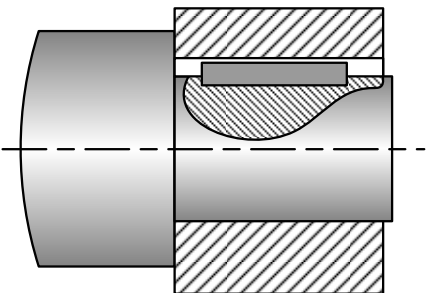
3-1-2-1 Assemblage plan sur plan

Tableau 1-6 Assemblage plan sur plan

Cas de l'assemblage	Figures
1/ Boulon	
2/ Goupille et écrou	
3/ Vis d'assemblage	
4/ Vis de pression	
5/ Bride	

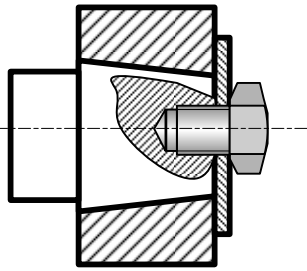
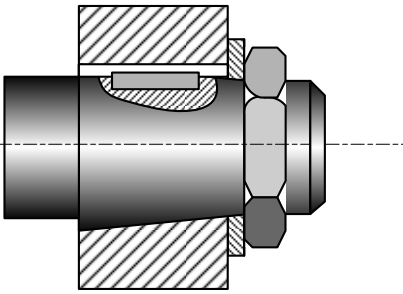
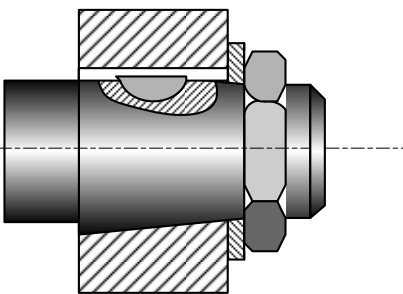
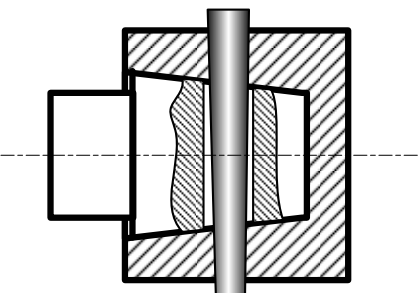
3-1-2-2 Assemblages cylindriques

Tableau 1-7 Assemblages cylindriques

Cas	Caractéristiques	Figures
1/ Boulon	1/ Supprimer quatre degrés de liberté entre deux pièces assemblées. Les autres degrés de liberté sont obtenus par le boulon. 2/ Assurer une liaison fixe par boulon.	
2/ Bague conique fendue	1/ Supprimer quatre degrés de liberté entre deux pièces assemblées. Les autres degrés de liberté sont obtenus par la bague. 2/ Assurer une liaison fixe par bague.	
3/ Vis	1/ Supprimer quatre degrés de liberté entre deux pièces assemblées. Les autres degrés de liberté sont obtenus par la vis. 2/ Assurer une liaison fixe par vis.	
4/ Clavette	1/ Supprimer quatre degrés de liberté entre deux pièces assemblées. Les autres degrés de liberté sont obtenus par la clavette. 2/ Assurer une liaison fixe par clavette.	

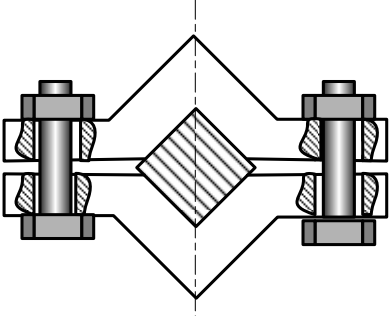
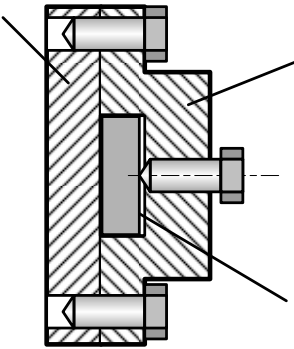
3-1-2-2 Assemblage conique

Tableau 1-8 Assemblage conique

Cas	Caractéristiques	Figures
1/ Vis	1/ Supprimer cinq degrés de liberté entre deux pièces assemblées. Le sixième degré est supprimé par vis.	
2/ Écrou + Clavette parallèle	1/ Supprimer cinq degrés de liberté entre deux pièces assemblées. Le sixième degré est supprimé par l'écrou. 2/ Assurer une liaison par clavette parallèle.	
3/ Écrou + Clavette disque	1/ Supprimer cinq degrés de liberté entre deux pièces assemblées. Le sixième degré est supprimé par l'écrou. 2/ Assurer une liaison par clavette disque.	
4/ Clavette transversale	1/ Supprimer cinq degrés de liberté entre deux pièces assemblées. Le sixième degré est supprimé par le mixte. 2/ Assurer une liaison par clavette transversale.	

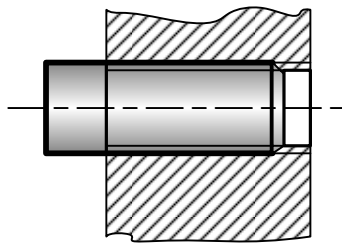
3-1-2-4 Assemblage prismatique

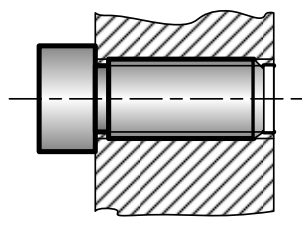
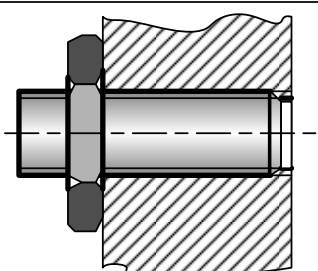
Tableau 1-9 Assemblage prismatique

Cas	Caractéristiques	Figures
1/ Vis et écrou	1/ Le prisme étant de section carrée. 2/ Supprimer cinq degrés de liberté entre deux pièces assemblées. Le sixième degré est supprimé par vis et écrou.	
2/ Vis	1/ Le prisme étant de section carrée ou rectangulaire... 2/ Supprimer cinq degrés de liberté entre deux pièces assemblées. Le sixième degré est supprimé par boulon et écrou.	

3-1-2-5 Assemblage hélicoïdal

Tableau 1-10 Assemblage prismatique

Cas	Caractéristiques	Figures
1/ Vis serrée à fond de filet	1/ Il permet de supprimer cinq degrés de liberté. 2/ Le sixième degré est supprimé par un arrêt en transmission (à fond de filet)	

Cas	Caractéristiques	Figures
2/ Vis serrée avec arrêt contre un épaulement	1/ Il permet de supprimer cinq degrés de liberté. 2/ Le sixième degré est supprimé par un épaulement.	
3/ Vis avec utilisation d'un écrou comme contre-écrou	1/ Il permet de supprimer cinq degrés de liberté. 2/ Le sixième degré est supprimé par un écrou.	

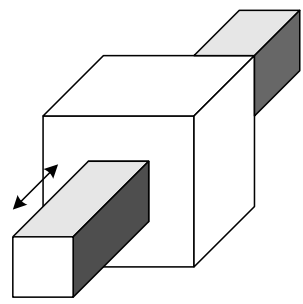
3-1-3 Guidages en translation

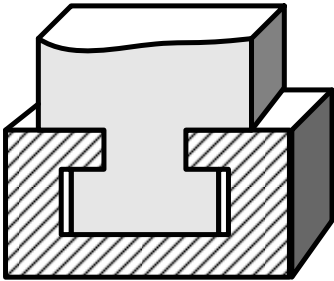
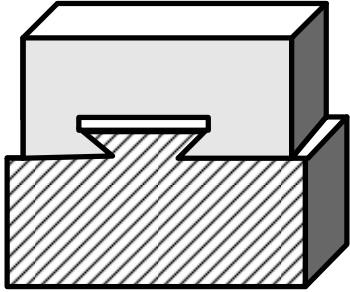
Les guidages en translation entre deux pièces sont réalisés par des assemblages rigides démontables. La liaison est une liaison glissière.

3-1-3-1 Assemblages prismatiques

Les assemblages prismatiques donnent une liaison glissière sur les surfaces en contact des pièces. Ces surfaces de contact peuvent être les formes que nous souhaitons. (Voir le tableau 1-11)

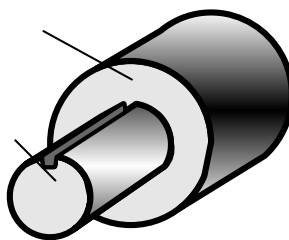
Tableau 1-11 **Forme de surfaces en contact entre deux pièces (Exemples)**

Exemples	Figures
1/ Deux plans orthogonaux	
Exemples	Figures

2/ Forme en té	
3/ Forme en trapèze appelée queue d'aronde	

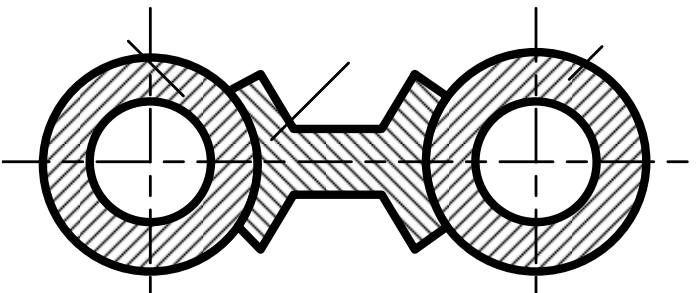
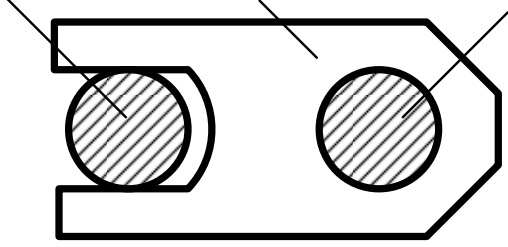
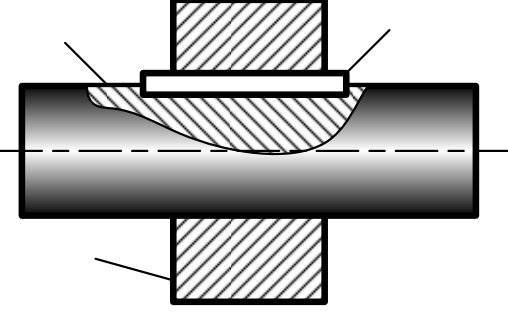
3-1-3-2 Assemblages cylindriques

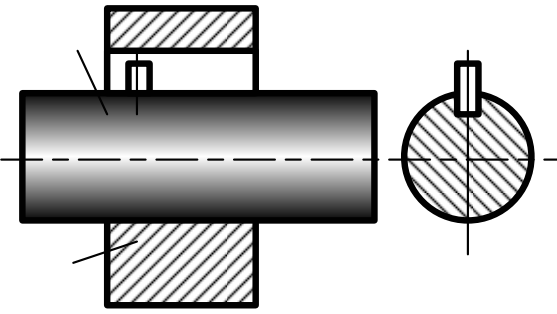
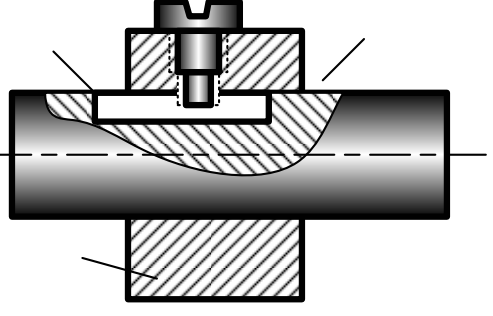
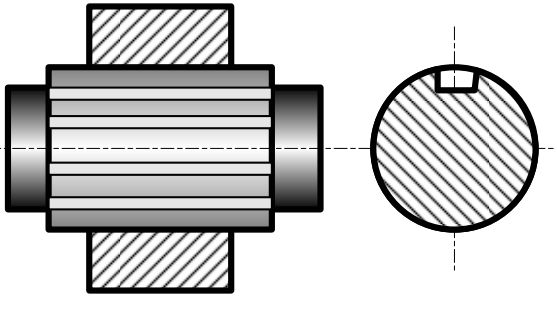
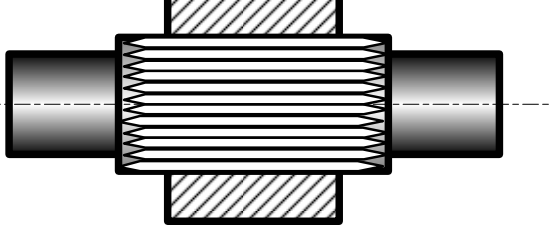
- 1/ La forme des surfaces en contact donne une liaison pivot glissant. Il est nécessaire d'ajouter au moins un élément pour obtenir une liaison glissière.



- 2/ Pour éviter l'arc – broutement, la longueur de guidage doit être supérieure à la longueur limite.
- 3/ Nous utilisons les roulements ; ou le fortement fluide, ou le magnétisme pour diminuer l'usure.

Tableau 1-12 Assemblages cylindriques
(Exemples)

Exemples	Figures
1/ Coulisseaux entre deux cylindres	
2/ Coulisseaux entre deux cylindriques et un plan	
3/ Clavettes parallèles	

Exemples	Figures
4/ Goupille cylindrique	 The figure shows a cylindrical pin (goupille cylindrique) in cross-section and end view. The cross-section view on the left shows the pin inserted into a hole in a shaft, with a dashed line indicating the axis of the shaft. The end view on the right shows the circular profile of the pin, with a dashed line indicating the axis of the pin.
5/ Vis à béton	 The figure shows a concrete screw (vis à béton) in cross-section. The screw is shown inserted into a hole in a shaft, with a dashed line indicating the axis of the shaft. The screw has a hexagonal head and a threaded body.
6/ Cannelures	 The figure shows a shaft with a keyway (cannelures) in cross-section and end view. The cross-section view on the left shows the keyway in the shaft, with a dashed line indicating the axis of the shaft. The end view on the right shows the circular profile of the shaft, with a dashed line indicating the axis of the shaft.
7/ Dentelures	 The figure shows a shaft with a splined end (dentelures) in cross-section. The splined end is shown inserted into a hole in a shaft, with a dashed line indicating the axis of the shaft. The splined end has a series of teeth (splines) that fit into the hole.

3-1-4 Guidages en rotation (liaisons en rotation)

Les liaisons en rotation entre deux pièces sont réalisées par des assemblages rigides démontables. La liaison est une liaison pivot, glissant ou sphérique.

L'assemblage est constitué d'un alésage et d'un arbre.

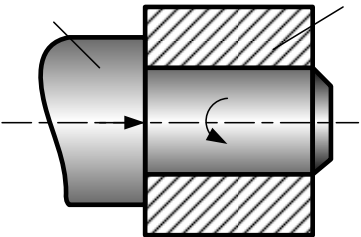
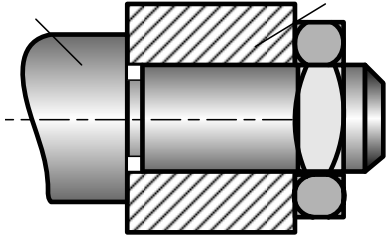
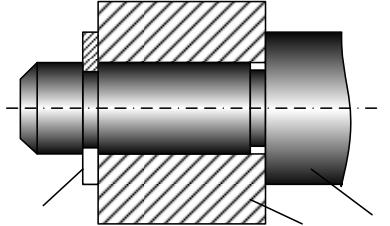
3-1-4-1 Assemblages cylindriques

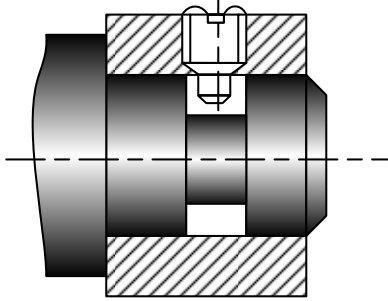
De par la forme des surfaces en contact, ces assemblages donnent une liaison pivot glissant. Pour avoir une liaison pivot nous ajoutons au moins un élément.

Pour réduire les frottements, nous pouvons utiliser le roulement ; le frottement sur pointe ; le palier fluide ou sur coussin d'air ou le palier magnétique.

Pour obtenir une liaison temporaire nous pouvons utiliser un verrou parallèle à l'axe de rotation, un verrou parallèle radial ou par une bille et un ressort.

Tableau 1-13 Assemblages cylindriques

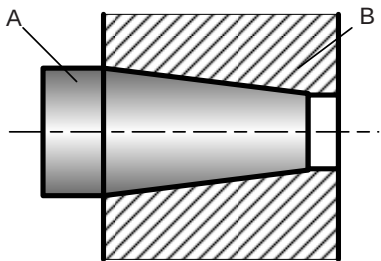
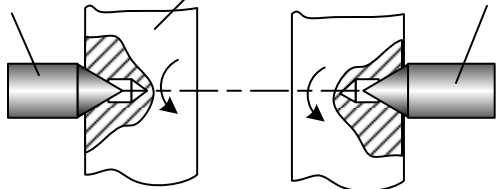
Éléments ajoutés	Figures
1/ Un plan en opposition à l'effort axial	
2/ Deux plans si l'effort axial est de sens variable	
3/ Un anneau élastique et un plan	

Éléments ajoutés	Figures
4/ Vis à téton dans une gorge	

3-1-4-2 Assemblages coniques

Les assemblages donnent une liaison pivot à condition que l'effort axial soit dirigé dans le bon sens. En général, ils devront ajouter au moins un élément.

Tableau 1-14 Assemblages coniques

Éléments ajoutés	Figures
1/ Cône seul	
2/ Deux cônes en opposition : montage dit entre pointes.	

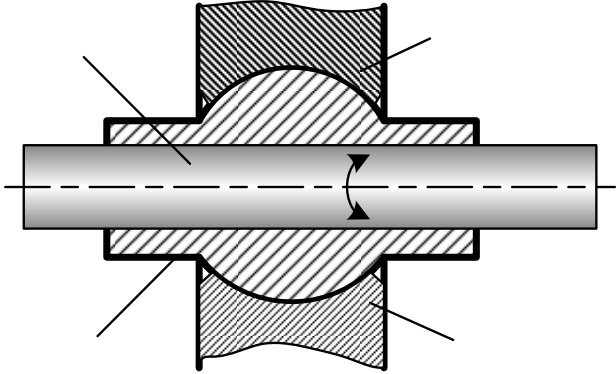
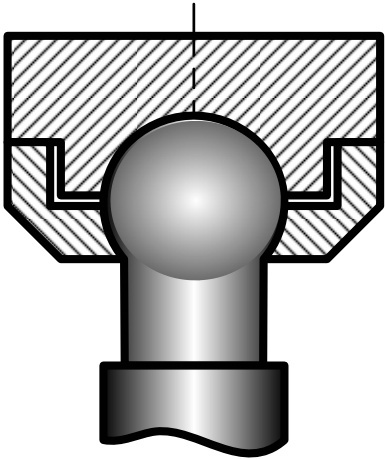
3-1-4-3 Rotules

Il n'est pas nécessaire d'ajouter en élément parce que la forme sphérique des surfaces en contact donne directement la liaison rotule.

Pour diminuer les frottements nous utilisons les roulements.

L'alésage doit être en deux parties pour montage.

Tableau 1-15 Alésage

Alésage	Figures
1/ Les deux partie de l'alésage.	
2/ Les deux partie de l'alésage passe un élément	

3-2 Liaisons élastiques

La liaison élastique est utilisée chaque fois qu'il est nécessaire d'absorber une énergie (fin de course), d'amortir un mouvement (suspension automobile) ou de filtrer des vibrations (machines tournantes). Elle est également utilisée pour montages hyperstatiques.

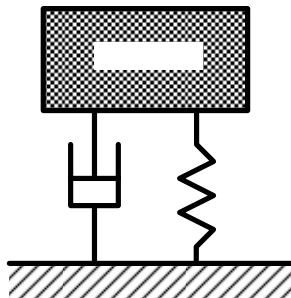
3-2-1 Principe

La liaison entre deux solides est caractérisée par les propriétés suivantes :

- La liaison entre les deux solides s'effectue par l'intermédiaire d'un élément déformable.
- Le déplacement relatif d'un solide par rapport à l'autre solide provoque la déformation de l'élément intermédiaire.
- La déformation de l'élément intermédiaire génère des forces qui s'opposent au mouvement d'un solide par rapport à l'autre solide.

3-2-2 Caractéristiques

L'élément intermédiaire de la liaison élastique entre deux solides peut être schématisé par un ressort et un amortisseur montés en parallèle.



3-2-2-1 Élastique, rigidité

- L'élasticité de se déformer avec une amplitude sensiblement proportionnelle à la charge, et, de manière réversible.
 - Les rigidités linéaires sont :
- $$K_x = \frac{F_x}{\delta_x}; \quad K_y = \frac{F_y}{\delta_y}; \quad K_z = \frac{F_z}{\delta_z}$$
- Les rigidités de torsion, appelées parfois « couple de rappel », sont les rapports du moment appliqué suivant une direction sur le déplacement angulaire suivant cette même direction :

$$C_x = \frac{M_x}{\theta_x}; \quad C_y = \frac{M_y}{\theta_y}; \quad C_z = \frac{M_z}{\theta_z};$$

3-2-2-2 Amplitude

L'amplitude du mouvement est une donnée fondamentale qui permettra de choisir les constituants de l'élément intermédiaire.

3-2-2-3 Amortissement

L'amortissement est dû à un effort de freinage permettant de l'amplitude du mouvement.

Il existe deux catégories d'amortissement :

- l'amortissement de frottement
- l'amortissement visqueux qui requiert un effort de freinage proportionnel à la vitesse du déplacement relatif entre les deux solides.

3-2-2-4 Vibrations :

La plupart des machines sont soumises à des sollicitations périodiques alternées. Ces sollicitations provoquent des mouvements d'oscillations ou de vibrations classées en deux types :

- les vibrations propres, obtenues si la masse est écartée de sa position d'équilibre d'une distance suivant un axe. La liaison élastique permet un amortissement de cette vibration.
- les vibrations forcées (ou entretenue), obtenue si la machine est soumise à un effort suivant un axe précis. Si la liaison est parfaitement rigide, la vibration est intégralement transmise au support. La courbe représentative de cet effort est identique.

3-2-2-5 Bruits

La liaison élastique ne traite que les bruits solidiens. Ces bruits proviennent de la mise en vibration des structures (sol, murs plafond). Une liaison élastique atténue la propagation près de la source (machine).

3-2-2-6 Choc

Le choc que subit une machine peut être représenté par la variation de l'excitation, c'est-à-dire de l'effort, dans le temps. Cet effort est d'une intensité importante par rapport à sa durée.

La liaison élastique permet de diminuer et d'étaler cet effort dans le temps.

L'accélération provoquée par un choc peut être destructrice. Les vibrations engendrées peuvent, en effet, conduire à la détérioration ou la rupture de certains constituants du mécanisme.

3-2-3 Constituants liaisons élastiques

3-2-3-1 Ressorts métalliques

Quatre familles de ressorts métalliques

1/ Ressorts de compression :

- Ressorts cylindriques de compression
- Ressorts coniques de compression
- Ressorts coniques en volume
- Rondelles « Belleville »
- Ressorts diaphragme

2/ Ressorts de traction

3/ Ressorts de torsion

- Ressorts cylindriques de torsion
- Ressorts en spirale
- Ressorts de torsion

4/ Ressorts de flexion : ressorts à lames

3-2-3-2 Ressorts pneumatiques :

Il existe deux types de ressorts pneumatiques :

- Ressorts dits à gaz
- Ressorts dits pneumatiques

Leurs avantages par rapport aux ressorts mécaniques :

- L'effort est presque linéaire sur une grande course.
- Ils ont même encombrement pour une large plage de poussée.
- La vitesse de déplacement est modulable dans les 2 sens, mais elle est constante sur la course pneumatique.
- La poussée nominale est dès les premiers millimètres.
- Il est possible de faire varier la courbe des efforts.
- Sa vitesse réduit en fin de course. La longueur d'amortissement est modulable.
- Sécurité : pas de rupture brutale (perte progressive de gaz en cas de détérioration).
- Esthétique et propre

3-2-3-3 Amortisseurs

Le rôle principal d'un amortisseur est de réduire au maximum les oscillations dues aux vibrations et aux chocs.

Les types d'amortisseurs :

- mécaniques
- hydrauliques ou pneumatiques
- magnétiques

Tableau 1-16 Comparaison de différents de amortisseurs

Amortisseurs	Caractéristiques de force	Caractéristiques d'amortisseur
a/ Vérin hydraulique de freinage	Grande force de freinage en début de course	- La masse est freinée trop brutalement au début. - La plus grande partie de l'énergie est dissipée en début de course
b/ Ressorts mécaniques et butées élastiques	Grande force de freinage en fin de course	- La masse est freinée par une force croissante tout au long de la course jusqu'à l'arrêt. - Les ressorts gardent l'énergie pour la restituer. De ce fait, la masse rebondit.
c/ Amortisseur pneumatique de fin de course	Grande force de freinage en fin de course	- La courbe de croissance très forte à cause de la compressibilité de l'air. - La plus grande partie de l'énergie est dissipée en fin de course
d/ Amortisseurs industriels	Force de freinage constante	- La masse est freinée de manière optimale grâce à une force de freinage constante tout au long de la course. - Ces amortisseurs réceptionnent les masses en douceur et freinent celle-ci de manière constante sur toute la course.

3-2-3-4 Amortisseurs industriels

Ce sont des amortisseurs hydrauliques.

1/ Avantages de amortisseur industriels :

- **Énergie absorbée** : pour une même force de réaction, l'amortisseur industriel absorbe plus d'énergie. Ceci permet d'augmenter la vitesse de production de 80 % à 100 %.
- **Force de réduction** : pour une même quantité d'énergie absorbée, la force de réaction avec l'amortisseur industriel est beaucoup plus faible. La charge sur le bâti est diminuée de 70 % à 80 %.
- **Temps de freinage** : pour une même quantité d'énergie absorbée, l'amortisseur industriel diminue le temps de freinage de 60 % à 70 %

2/ Orifices de l'amortisseur :

Les amortisseurs comportent un ou plusieurs orifices.

- Amortisseur à orifice simple :

Ce type d'amortisseur fournit une grande force résistante au début de la course lorsque la vitesse d'impact est la plus élevée.

- Amortisseur à orifices multiples :

La position des orifices détermine que les caractéristiques de l'amortissement sont linéaires, progressifs ou auto-compensés :

- . l'amortissement conventionnel : il offre une décélération linéaire constante sur toute la course ;
- . l'amortissement progressif : la force résistante est minimale à impact, ce qui permet de protéger les charges et mécanismes fragiles ;
- . l'amortissement auto-compensé.

3-2-3-5 Éléments mixtes :

Cet élément se comporte comme s'ils comprenaient, à la fois, un ressort et un amortisseur.

1/ Articulations élastiques

Les articulations élastiques comportent une partie en matière du type élastomère. Cet élastomère leur confère la propriété d'être à la fois un ressort et un amortisseur.

Caractéristiques des articulations élastiques :

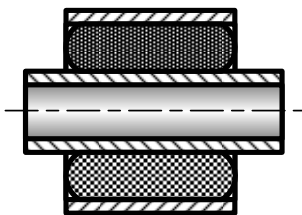
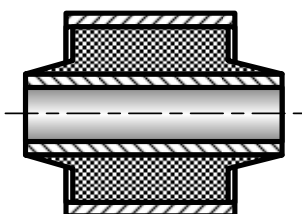
Les déformations ou les mouvements possibles sont :

- la flèche sous charge axiale ;
- la flèche sous charge radiale ;
- l'angle de torsion sous l'effet du moment axiale ;
- l'angle conique sous l'effet du moment radial

Deux familles d'articulation élastiques :

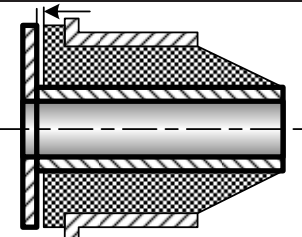
- **Articulations élastiques simples** : Leur raideur est constante ou continûment variable. Il existe deux modèles de base dans certaines dimensions, en version butée latérale.

Tableau 1-17 **Articulations élastiques simples**

Modèles des articulations élastiques simples	Caractéristiques	Figures
1/ Silentbloc	a/ Il est constitué d'une bague élastomère emmanchée à force entre deux tubes métalliques. b/ Les efforts supportés sont limités par l'adhérence de l'élastomère (adhérite) sur les tubes.	
2/ Flexibloc	a/ Il est réalisé en faisant adhérer un bloc d'élastomère sur deux tubes métalliques. b/ C'est la rupture de l'élastomère dans la masse ou à l'interface tube/élastomère qui limite les efforts supportés par le Flexibloc.	

- **Articulations élastiques évoluées** : leur raideur est très variable.

Tableau 1-18 **Articulations élastiques évoluées**

Modèles des articulations élastiques simples	Caractéristiques	Figures
1/ Articulation à collerette	a/ L'articulation avec une collerette (d= 12 ou 16 mm) b/ La raideur varie selon le sens à partir de la course.	

Modèles des articulations élastiques simples	Caractéristiques	Figures
2/ Articulation lamifiée	a/ Pour augmenter la raideur axiale, nous plaçons un tube métallique dans l'élastomère. b/ L'augmentation de la raideur axiale par insertion d'un tube métallique dans l'élastomère.	
3/ Articulation alvéolée	a/ En plaçant des alvéoles de tailles différentes à certains endroits, nous pouvons faire varier la rigidité radiale. b/ La raideur radiale est variable en plaçant des alvéoles dans l'élastomère	
4/ Articulation tourbillonnante Fluidbloc	a/ Le Fluidbloc comporte un élastomère fixé sur tube intérieur et peut glisser sur le tube extérieur. b/ Il donne la possibilité de rotation complète avec une rigidité en torsion minimum. c/ Le mouvement est lubrifié par un produit approprié.	
5/ Articulation Silenbloc à bords rabattus	a/ L'articulation Silenbloc existe à bords rabattus. b/ Il permet d'augmenter la charge radiale.	
6/ Articulation Sphériflex	a/ C'est une rotule acceptant des charges radiale et axiale relativement élevées. b/ Il existe la rotule Sphériflex pour d de 16 mm à 44 mm.	

2/ Supports élastiques :

Les supports élastiques, comme les articulations, comportent une partie en matière plastique du type élastomère.

Lorsque les éléments du mécanisme n'ont pas à être liés entre eux, il suffit d'utiliser des butées.

Il existe des supports hydrauliques qui associent un élément porteur métal - élastomère à un dispositif hydraulique. Ces systèmes sont utilisés sur véhicules automobiles pour améliorer le confort tant vibratoire qu'acoustique.

3-2-3-6 Suspension oléopneumatique de voiture

Cette suspension oléopneumatique est un cas particulier puisque, si elle comporte, comme toute suspension classique de voiture, un amortisseur, il n'y a pas de ressort. Celui-ci est remplacé par un volume d'azote.

En plus, une commande centralisée permet de régler la hauteur de l'assiette du véhicule en agissant sur la voiture d'huile contenu dans l'accumulateur. Les dernières évolutions du système sont également pilotées par un calculateur en fonction de la conduite.

IV Résistance des matériaux d'un solide

- **Contrainte normale dans la traction ou compression simple**
- **Allongement unitaire simple**
- **Conditions de résistance des matériaux**
- **Déformations simples**
- **Flexion de poutre**
- **Stabilité de l'équilibre élastique - flambement**
- **Contrainte de contact et formule Hertz**

4-1 Contrainte normale dans la traction ou compression simple :

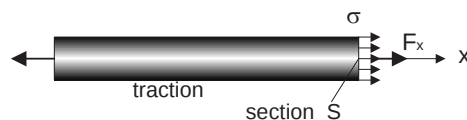


Figure 1-4 **Contrainte normale**

- Contrainte de traction ou de compression

$$\sigma = \frac{F_x}{S}$$

avec :

F_x	effort en traction ou en compression perpendiculaire à la section transversale S	en N
S	aire de section transversale de la poutre	en mm^2

4-2 Allongement unitaire simple

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$$

Si l'allongement unitaire simple ε est négatif, c'est un raccourcissement.

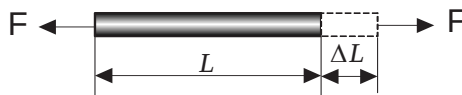


Figure 1-5 Allongement

4-3 Conditions de résistance des matériaux

1/ Condition des déformations maximales :

La flèche de flexion ne doit pas passer la flèche admissible:

$$f \leq [f_a]$$

$[f_a]$ est la flèche admissible

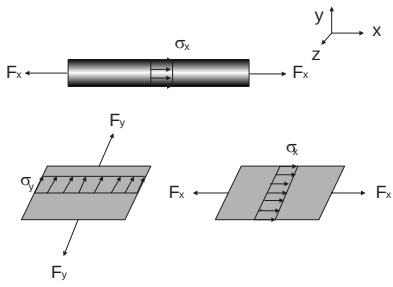
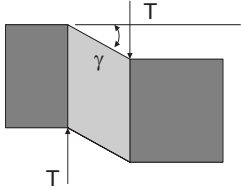
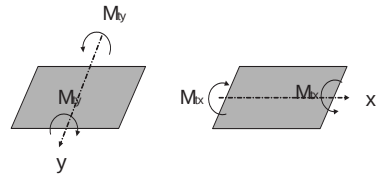
2/ Condition des contraintes normales élastiques maximaux :

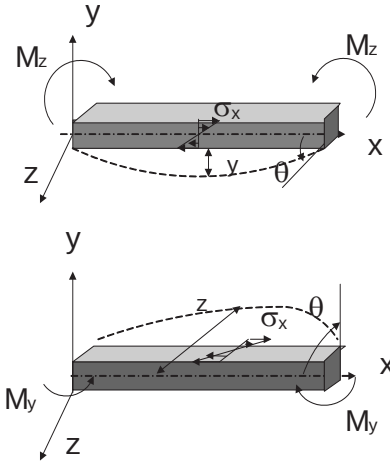
$$\sigma \leq [\sigma_p] \quad \text{et} \quad \sigma_p = \frac{\sigma_e}{K_s}$$

σ_e	résistance élastique limite
σ_p	contrainte pratique
K_s	coefficient de sécurité

4-4 Déformations simples : (voir XIONG Youde *Formulaire de résistance des matériaux*)

Tableaux 1-5 **Déformations et contraintes**

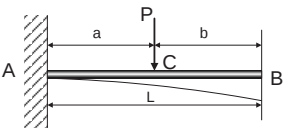
Charges	Effets produits par la charge	Contraintes	Déformations
1/ Effort normal (concentré ou uniforme)	1/ Traction et compression simple 	Contrainte normale : $\sigma_x = \frac{F_x}{S}$ $\sigma_y = \frac{F_y}{S}$ $\sigma_z = \frac{F_z}{S}$	Allongement unitaire : $\varepsilon_x = \frac{\Delta L_x}{L} = \frac{\sigma_x}{E_x}$ $\varepsilon_y = \frac{\Delta L_y}{L} = \frac{\sigma_y}{E_y}$ $\varepsilon_z = \frac{\Delta L_z}{L} = \frac{\sigma_z}{E_z}$
2/ Effort tranchant	Cisaillement : 	Contrainte tangentielle : $\tau = \frac{T}{S}$ <i>S</i> surface <i>T</i> effort tranchant	Angle de distorsion : $\gamma = \frac{1}{G} \frac{T}{S}$ <i>G</i> module d'élasticité transversale
3/ Moment de torsion	Torsion : 	Contrainte tangentielle : $\tau = \rho \frac{M_\tau}{I_0}$ $\tau_{\max} = \left(\frac{I_0}{v} \right)$ <i>ρ</i> rayon de giration <i>v</i> coefficient de POISSON	Angle de torsion : $\theta = \frac{1}{G} \frac{M_\tau}{I_0}$ <i>M_τ</i> moment de torsion <i>G</i> module d'élasticité transversale <i>I₀</i> moment d'inertie

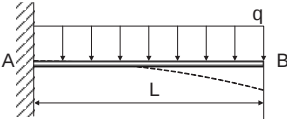
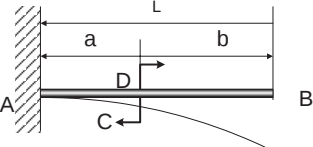
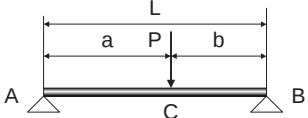
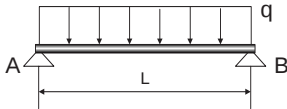
Charges	Effets produits par la charge	Contraintes	Déformations
4/ Moment fléchissant	Flexion : 	Contrainte normale : $\sigma_x = \frac{M_z}{\left(\frac{I_z}{y}\right)}$ ou $\sigma_x = \frac{M_y}{\left(\frac{I_y}{z}\right)}$	Angle de rotation par la flexion : $\theta \approx \tan \theta = \int \frac{M_f}{EI} dx + c_1$ Flèche : $y = \iint \left(\frac{M_f}{EI} dx \right) dx + c_2$

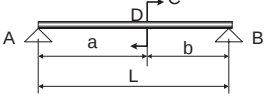
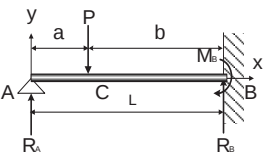
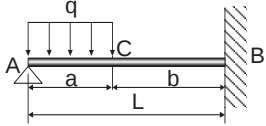
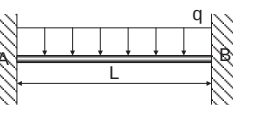
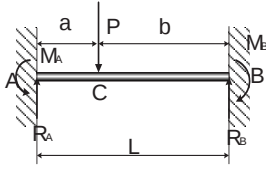
M_x, M_y, M_z moment de flexion suivant les directions x, y, z.

E module d'élasticité longitudinale I_z, I_y moment d'inertie suivant la direction z, y.

4-5 Flexion de poutre : (voir XIONG Youde *Formulaire de résistance des matériaux*)

Charge	Réaction des appuis R et M	Moment de flexion M_{max}	Flèche f_x f_{max}
1/ Charge concentrée à l'extrémité : 	$R_A = P$ $M_A = -PL$	$M_x = -Px$	$f_x = \frac{Px^3}{6EI} (3L - x)$ $f_{max} = f_B = \frac{PL^3}{3EI}$
2/ Charge concentrée : 	$R_A = P$ $M_A = -Pa$	$M_{x-AC} = -P(a - x)$ $M_{x-CB} = 0$	$f_{x-AC} = \frac{Px^2}{6EI} (3a - x)$ $f_c = \frac{Pa^3}{3EI}$ $f_{max} = f_B = \frac{Pa^2}{6EI} (3L - a)$

Charge	Réaction des appuis R et M	Moment de flexion M_{max}	Flèche f_x f_{max}
3/ Charge uniformément répartie : 	$R_A = qL$ $M_A = -\frac{qL^2}{2}$	$M_x = q\left(Lx - \frac{L^2 + x^2}{2}\right)$ $M_{max} = -\frac{qL^2}{2}$	$f_x = \frac{qL^4}{24EI} \left(\frac{6x^2}{L^2} - \frac{4x^3}{L^3} + \frac{x^4}{L^4} \right)$ $f_{max} = \frac{qL^4}{8EI}$
4/ Couple : 	$R_A = 0$ $M_A = C$	$M_{x-AD} = C$ $M_{x-DB} = 0$	$f_{x-AD} = \frac{Cx^2}{2EI}$ $f_{max} = f_B = \frac{Ca}{EI} \left(L - \frac{a}{2} \right)$ $f_D = \frac{Ca^2}{2EI}$
5/ Charge concentrée : 	$R_A = \frac{Pb}{L}$ $R_B = \frac{Pa}{L}$	$M_{x(AC)} = \frac{Pbx}{L}$ $M_{x(CB)} = \frac{Pa(L-x)}{L}$ $M_C = M_{max} = \frac{Pab}{L}$	$f_{x(AC)} = \frac{Pbx}{6EIL} [L^2 - b^2 - x^2]$ $f_{x(CB)} = \frac{Pa(L-x)}{6EIL} [x(2L-x) - a^2]$ Si $x = \sqrt{\frac{(L^2 - b^2)}{3}}$ $f_{max} = \frac{Pb}{9EIL} \sqrt{\frac{(a^2 + 2ab)^3}{3}}$
6/ Charge uniformément répartie : 	$R_A = R_B = \frac{qL}{2}$	$M_x = \frac{qx}{2}(L-x)$ en cas $x = L/2$ $M_{max} = \frac{qL^2}{8}$	$f_x = \frac{q}{24EI} (xL^3 - 2x^3L + x^4)$ $f_{max} = f_{L/2} = \frac{5qL^4}{384EI}$

Charge	Réaction des appuis R et M	Moment de flexion M_{max}	Flèche f_x
7/ Couple en un point quelconque : 	$R_A = \frac{C}{L}$ $R_B = -\frac{C}{L}$	$M_{x(AD)} = \frac{C}{L} x$ $M_{x(DB)} = -\frac{C}{L} (L - x)$	$f_{x(AD)} = \frac{Cx}{6EIL} [x^2 - L^2 + 3b^2]$ $f_{x(DB)} = \frac{C}{6EIL} [x^3 - 3Lx^2 + (2L^2 + 3a^2)x - 3a^2L]$ $f_{x=a} = \frac{Cab}{3EIL} (b - a)$
8/ Charge concentrée : 	$R_A = \frac{Pb^2}{2L^3} \cdot (3L - b)$ $R_B = \frac{Pa}{2L^3} \cdot (3L^2 - a^2)$ $M_B = -\frac{Pab}{2L^2} \cdot (L + a)$	$M_B = -\frac{Pab}{2L^2} (2a + b)$ $M_C = \frac{Pab^2}{2L^3} (3L - b)$ Pour $a = 0,366L$ $M_{C-max} = 0,174PL$	$f_{x(AC)} = \frac{P(L-a)^2 x}{12EIL^3} [(2L + a)x^2 - 3aL^2]$ $f_{x(CB)} = -\frac{Pa(L-x)^2}{12EIL^3} [3L(L^2 - a^2) - (3L^2 - a^2)(L - x)]$ $f_{x=c} = -\frac{Pa}{96EI} (3L^2 - 5a^2)$
9/ Charge uniforme partielle : 	$R_A = \frac{qa}{8} \left[8 - \frac{6a}{L} + \frac{a^3}{L^3} \right]$ $R_B = \frac{qa^2}{8} \left(6 - \frac{a^2}{L^2} \right)$ $M_B = -\frac{qa^2}{8} \left(2 - \frac{a^2}{L^2} \right)$	$M_{x(AC)} = R_A x - \frac{qx^2}{2}$ $M_{max} = M_{x=R_A/q} = \frac{R_A^2}{2a}$	$f_x = \frac{q}{24EI} [(x-a)^4 - x^4] + \frac{R_A}{6EI} (x^3 - 3L^2 x) + \frac{qx}{6EI} (L^3 - b^3)$
10/ Charge répartie :  $\Sigma P = qL$	$R_A = R_B = \frac{qL}{2}$ $M_A = M_B = -\frac{qL^2}{12}$	$M_x = \frac{q}{12} (6xL - 6x^2 - L^2)$ $M_{x=L/2} = \frac{qL^2}{24}$	$f_x = \frac{qL^4}{24EI} \left(\frac{x^2}{L^2} - \frac{2x^3}{L^3} + \frac{x^4}{L^4} \right) = \frac{qx^2}{24EI} (L - x)^2$ $f_{x=L/2} = \frac{qL^4}{384EI}$
11/ Charge concentrée : 	$R_A = \frac{Pb^2}{L^3} (3a + b)$ $R_B = \frac{Pa^2}{L^3} (a + 3b)$ $M_A = -\frac{Pab^2}{L^2}$ $M_B = -\frac{Pa^2b}{L^2}$	$M_C = -\frac{2Pa^2b^2}{L^3}$ Si $a < b$ $(-M)_{max} = \frac{Pab^2}{L^2}$ Si $a > b$ $(-M)_{max} = \frac{Pa^2b}{L^2}$	$f_c = \frac{Pa^3b^3}{3EIL^3}$ Si $x = \frac{2aL}{3a+b}$ et $a > b$ $f_{max} = \frac{2Pa^3b^2}{3EI(3a+b)^2}$ Si $x = L - \frac{2bL}{3b+a}$ et $a < b$ $f_{max} = \frac{2Pa^2b^3}{3EI(a+3b)^2}$

4-6 Stabilité de l'équilibre élastique - flambement (formule d'Euler) : (voir XIONG Youde *Formulaire de résistance des matériaux*)

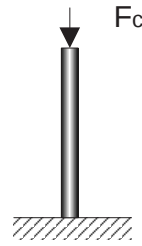


Figure 1-6 Stabilité de l'équilibre élastique

4-6-1 Définition :

Les pièces élancées ou les pièces à voile mince soumises aux charges de compression. Quand les valeurs des charges arrivent à une valeur importante, les pièces comprimées commencent à perdre l'équilibre, se déformant entièrement ou partiellement par flambement, déversement, voilement ou cloquage. Ces pièces ne peuvent donc plus être utilisées. Cette limite des charges se traduit par une contrainte critique σ_c ou une charge critique F_c . Ce phénomène de résistance des matériaux s'appelle stabilité de l'équilibre élastique.

4-6-2 Crique de stabilité de l'équilibre élastique

La charge doit être inférieure de la charge critique de flambement ou la contrainte doit être inférieure de la contrainte critique. Comment déterminer la charge critique, nous le trouverons dans le chapitre suivant.

1/ Charge critique de flambement (Formule d'Euler) :

$$F_c = \frac{\pi^2 EI_{\alpha\beta}}{(\mu L)^2} = \eta \frac{EI_{\alpha\beta}}{L^2} \quad F_c \geq k_s F_p$$

2/ Contrainte critique :

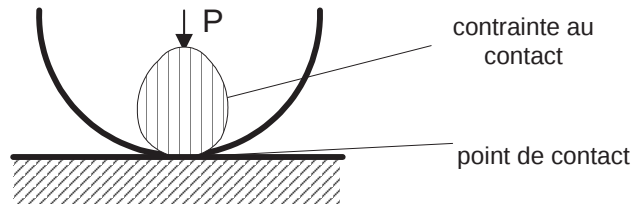
$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad \sigma_c \geq k_s [R_e]$$

avec :

E	module d'élasticité longitudinale	en N/mm^2 (MPa)
$I_{\alpha\beta}$	moment d'inertie minimal (moment d'inertie principal)	en mm^4
A	surface des sections transversales	en mm^2
L	longueur d'utilisation	en mm
μ	coefficient des fixations	
η	coefficient de stabilité de l'équilibre	
λ	élancement des pièces $\lambda = \frac{\mu L}{\sqrt{\frac{I_{\alpha\beta}}{A}}}$	
F_c	charge critique de flambement	en N
F_p	charge appliquée	en N
$[R_e]$	contrainte admissible	en N/mm^2 (MPa)
k_s	coefficient de sécurité	
$k_s = 4 \text{ à } 5$ pour l'acier ; $k_s = 8 \text{ à } 10$ pour la fonte ; $k_s = 10$ pour le bois		

4-7 Contrainte de contact et formule de HERTZ

Quand deux corps sont en contact sous une pression P , ils produisent des contraintes et des déformations sur les surfaces de contact. Cette contrainte s'appelle la contrainte au contact, et cette déformation s'appelle la déformation au contact des surfaces.



Formule HERTZ :

La contrainte de contact maximum au contact doit être égale ou inférieure à la contrainte admissible au contact. La contrainte maximum peut être calculée avec la formule de HERTZ :

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{N}{\pi \cdot L} \cdot \frac{\left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}\right)}{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}} \quad \text{en MPa}$$

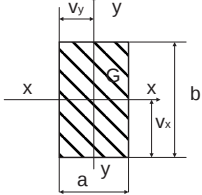
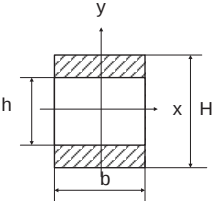
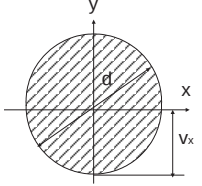
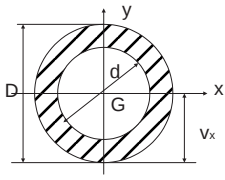
avec :

- N force normale entre les deux solides
- L longueur du contact entre les deux solides
- r_1 et r_2 rayons courbure de deux solides au point du contact
- E_1 et E_2 module longitudinal de deux solides
- ν_1 et ν_2 coefficients de Poisson de deux solides

4-8 Caractéristiques élastiques des matériaux :

	Masse volumique ρ kg/dm^3	Module d'élasticité longitudinal E MPa N/mm^2	Module de d'élasticité transversale G MPa N/mm^2	Coefficient de Poisson ν	Coefficient d'allongement A %
Acier	7,8	$2,05 * 10^5$	$0,79 * 10^5$	0,29~0,3	1,8~10
Fonte acier	7,8	$1,15 * 10^5$	$0,45 * 10^5$	0,29~0,3	
Cuivre	8,8	$1,25 * 10^5$	$0,48 * 10^5$	0,34	10~16
Nickel	8,9	$2,20 * 10^5$			
Bois		$0,1 * 10^5 \sim 0,005 * 10^5$	$0,006 * 10^5$		
Verre – glace	2,4-2,7	$0,56 * 10^5$	$0,22 * 10^5$	0,25	
Béton 200 kg/m ³	1,8-2,45			0,20	
Marbre	2,6-2,7	$0,52 * 10^5$		0,20	
Granit	2,6-3	$0,49 * 10^5$			

4-9 Caractéristiques des sections

	Section de la poutre	Aire de section S mm^2	Moment d'inertie par rapport à l'axe x et y I_x, I_y mm^4	Distances de G aux fibres extrêmes v mm	Module de résistance en flexion W_x, W_y mm^3
Cas 1		$S = ab$	$I_x = ab^3 / 12$ $I_y = a^3 b / 12$	$v_x = b/2$ $v_y = a/2$	$W_x = \frac{ab^2}{6}$ $W_y = \frac{a^2 b}{6}$
Cas 2		$S = b(H - h)$	$I_x = \frac{b(H^3 - h^3)}{12}$ $I_y = \frac{b^3(H - h)}{12}$	$v_x = 0,5 H$ $v_y = 0,5 b$	$W_x = \frac{b(H^3 - h^3)}{6H}$ $W_y = \frac{b^2(H - h)}{6}$
Cas 3		$S = \frac{\pi d^2}{4}$	$I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64}$ $= 0,0491d^4$ $I_\rho = \frac{\pi d^4}{32} = 0,0982d^4$	$v_x = \frac{d}{2}$	$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32}$
Cas 4		$S = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$	$I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$ $= 0,0491(D^4 - d^4)$ $I_\rho = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$ $= 0,0982(D^4 - d^4)$	$v_x = \frac{D}{2}$ $v_y = \frac{D}{2}$	$W_x = W_y = \frac{\pi}{32D}(D^4 - d^4)$ $= 0,0982 \frac{(D^4 - d^4)}{D}$

G centre d'inertie de la section**S** aire de section **I_x, I_y** moment d'inertie par rapport à l'axe **X, Y** $I_x = \int_S y^2 ds$; $I_y = \int_S x^2 ds$; $I_0 = I_x + I_y$ **I_ρ** moment d'inertie central principal $I_x = \int \rho^2 dr$ **v_1 et v_2** distances de G aux fibres extrêmes suivant des axes différents $v_y = x_{\max}$; $v_x = y_{\max}$ **W_x, W_y** , module de résistance en flexion correspondant à **I_x, I_y** $W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{I_x}{v_x}$; $W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{I_y}{v_y}$ **W_ρ** module de résistance élastique en flexion correspondant à **I_ρ** $W_\rho = \frac{I_\rho}{\rho}$

Chapitre 2

AXES ET ARBRES CANNELÉS

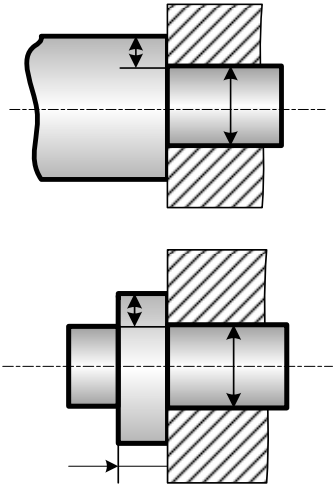
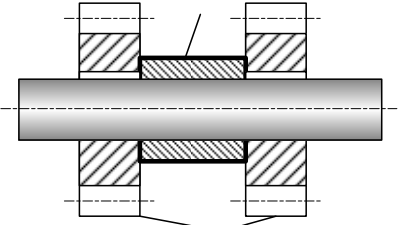
I AXE

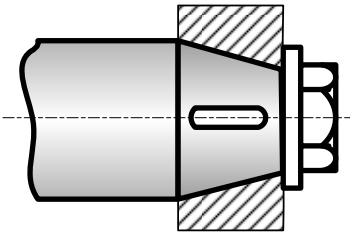
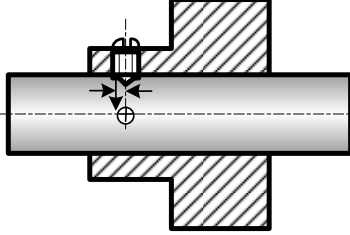
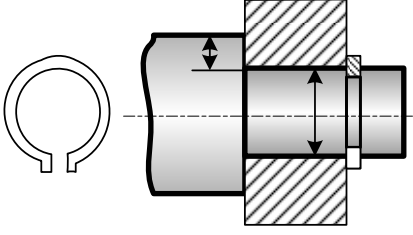
L'axe sert à supporter les pièces mécaniques. Quand l'axe est installé de pièces de transmission de puissance, nous l'appelons aussi un arbre.

1-1 Fixation des pièces sur l'axe

1-1-1 Fixations axiales des pièces sur l'axe

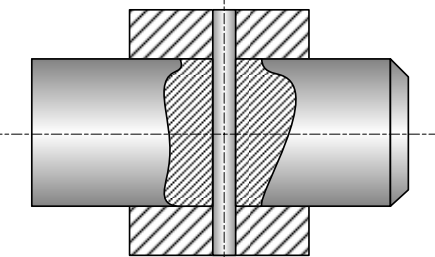
Tableau 1-1 Fixations axiales des pièces sur l'axe

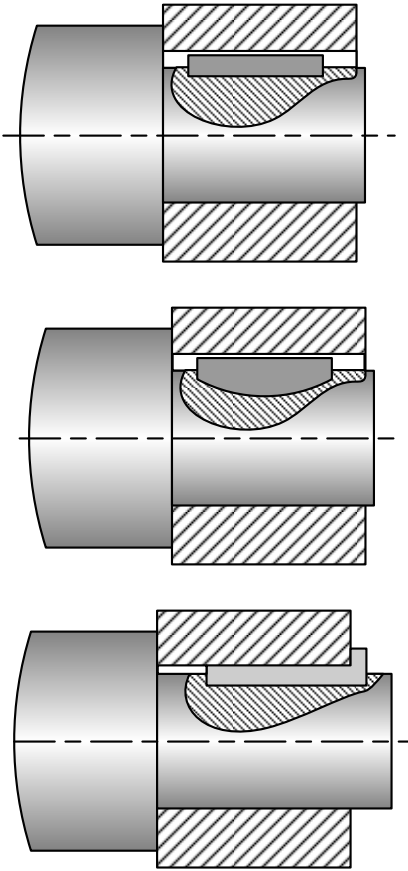
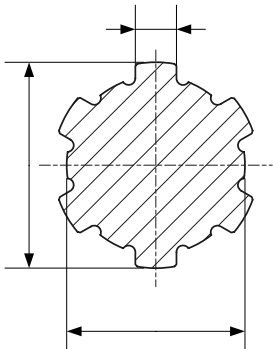
Fixation axiale	Figure	Caractéristiques
1.Utiliser l'épaulement de l'axe		En générale : La hauteur de l'épaulement est : $a = (de\ 0,07\ \text{à}\ 0,1) \cdot d$ La largeur de l'épaulement est : $b = 1,4 \cdot a$
2/ Utiliser Une entretoise entre deux pièces		L'entretoise n'a pas besoin d'être fixée sur l'axe.

Fixation axiale	Figure	Caractéristiques
3/ Utiliser une vis à l'extrémité		Facilement monter et démonter.
4/ Utiliser des vis fixées directement sur la pièce		Cette fixation est utilisée quand la charge axiale supportée par la pièce de transmission de puissance est faible. Le moment maximum transmissible est : $M_{\max} = Q \cdot \frac{d}{2}$ Q étant l'effort déporté à une distance de $d/2$.
5/ Utiliser des anneaux élastiques pour l'arbre NF E 22-163 NF E 22-165		La structure est simple. Elle supporte de petites charges axiales.

1-1-2 Fixations radiales des pièces sur l'axe

Tableau 1-2 Fixations radiales des pièces sur l'axe

Fixation radiale	Figure	Caractéristiques
1/ Utiliser les différentes goupilles		La goupille est une cheville métallique qui sert à immobiliser une pièce par rapport à l'axe.

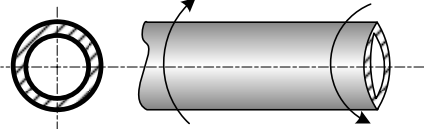
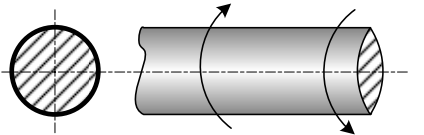
Fixation radiale	Figure	Caractéristiques
2/ Utiliser les différents clavetages		Le clavetage est destiné à assurer une liaison fixe ou une liaison en rotation entre deux pièces.
3/ Utiliser cannelures et dentelures		(voir plus loin dans ce chapitre) Les cannelures et dentures se trouvent directement sur l'axe. Nous n'avons pas besoin d'autre pièce.

1-2 Résistance des matériaux de l'axe

1-2-1 Résistance en torsion

Déterminer la dimension de l'axe si nous connaissons la charge appliquée :

Tableau 1-3 **Déterminer le diamètre de l'axe**
Par la condition de résistance de torsion

Axes	Section	Diamètre de l'axe d
1/ Axe creux - tube		$d \geq \sqrt[3]{\frac{5M_t}{[\tau]}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{1-R^4}}$
2/ Axe pleine		$d \geq \sqrt[3]{\frac{5M_t}{[\tau]}}$

d diamètre de l'axe

R rapport de diamètre intérieur d et extérieur D $R = d / D$

M_t moment de torsion supporté par l'axe

$[\tau]$ contrainte de torsion admissible

1-2-2 Résistance en flexion

La flexion de l'axe dépend non seulement du moment de flexion, mais aussi de la torsion. Pour mesurer l'influence du moment de torsion, nous utilisons le coefficient de torsion α .

La valeur de ce coefficient de torsion est déterminée par les formules ci-dessous.

a/ Si la contrainte de torsion est variée en cycle symétrique, le coefficient de torsion est :

$$\alpha = 1$$

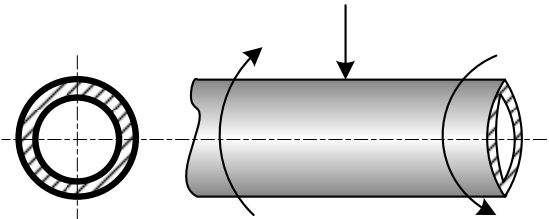
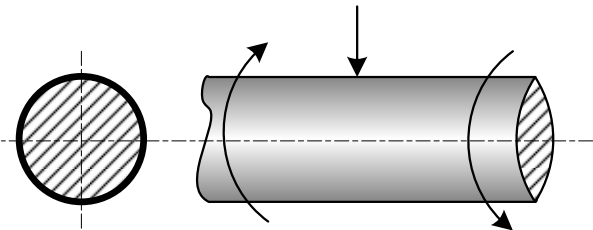
b/ Si la contrainte de torsion est variée en cycles pouls :

$$\alpha \approx 0,7$$

c/ Si la contrainte de torsion est restée la constante :

$$\alpha \approx 0,65$$

Tableau 1-4 **Déterminer le diamètre de l'axe**
Par la condition de résistance de flexion

Axes	Section	Contrainte σ en N/mm^2	Diamètre de l'axe D en mm
1/ Axe creux - Type		$\sigma = \frac{10\sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2}}{d^3} \cdot \frac{1}{(1-R^4)}$ $\sigma \leq [\sigma]$	$d \geq \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2}}{[\sigma]} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{(1-R^4)}}}$
2/ Axe plein		$\sigma = \frac{10\sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2}}{d^3}$ $\sigma \leq [\sigma]$	$d \geq \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M_f^2 + (\alpha M_t)^2}}{[\sigma]}}$

d diamètre de l'axe en mm
 M_t moment de torsion supporté par l'axe en $N. mm$
 $[\sigma]$ contrainte de torsion admissible en N/mm^2

R rapport de diamètre intérieur d et extérieur D $R = d / D$
 M_f moment de flexion supporté par l'axe en $N. mm$
 α coefficient de torsion

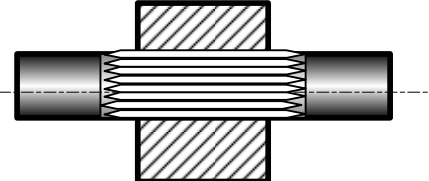
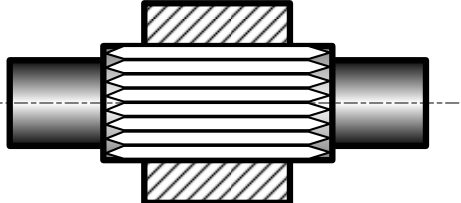
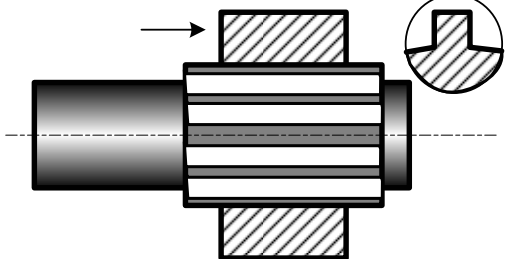
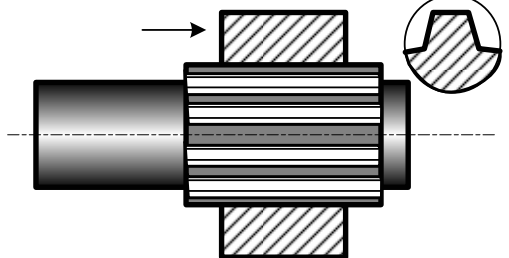
II CANNELURE

Les cannelures et dentelures sont destinées à assurer une liaison fixe ou une liaison en rotation entre deux pièces lorsque le couple à transmettre entre ces deux pièces est important.

Il existe deux types de cannelures selon la forme de leurs flancs :

- les cannelures à flancs parallèles
- les cannelures à flancs en développante de cercle.

Tableau 1-5 Dentelure et cannelures

Dentelure et cannelures	Figures
Dentelure petite commande	
Dentelure rectiligne	
Cannelures à flancs parallèles	
Cannelures à flancs en développante de cercle	

2-1 Cannelures à flancs parallèles : (voir la norme NF E 22-131)

Ces cannelures sont simples. Par contre, le centrage n'étant pas très précis, ces cannelures ne conviennent pas pour de grandes vitesses de rotation.

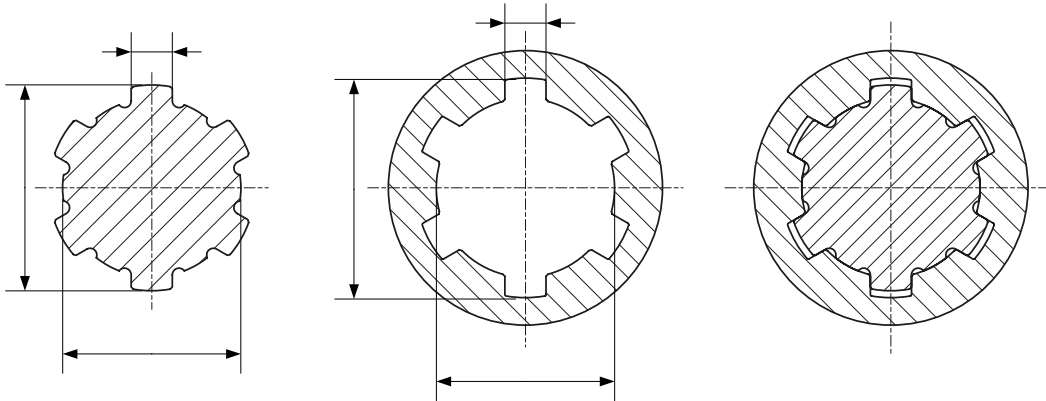


Figure 2-1 Cannelures à flancs parallèles

Remarque : la représentation du jeu entre l'arbre et l'alésage sur D est exagérée.

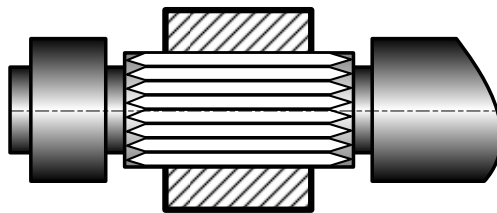


Figure 2-2 Jeu entre l'arbre et l'alésage

2-1-1 Désignation

Moyeu cannelé à flancs parallèles de $d \times D \times L$	NF E 22-131
Arbre cannelé à flancs parallèles de $d \times D \times L$ - glissant	NF E 22-131

Pour l'arbre, la fonction est précisée.

2-1-2 Trois séries des cannelures à flancs parallèles :

- 1/ Série légère plutôt utilisée pour les assemblages fixes : le centrage s'effectue par le diamètre d ;
- 2/ Série moyenne plutôt utilisée pour les assemblages glissants sans charge : le centrage s'effectue par le diamètre d ;

- 3/ Série forte plutôt utilisée pour les assemblages glissants sous charge : le centrage s'effectue par le diamètre D .

2-1-3 Détail de la cannelure pour les séries légère et moyenne :

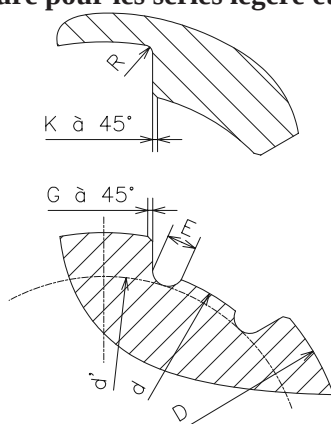


Figure 2-3 Détail de la cannelure pour les séries légère et moyenne

2-1-4 Dimensions des cannelures à flancs parallèles :

- 1/ **Dimensions de la série légère** en fonction du nombre n de cannelures

Tableau 2-6 Dimensions de la série légère

n	d	D	B	$E \text{ maxi}$	$G - K$	$d' \text{ mini}$	$R \text{ maxi}$	A
	23							
6	26	26	6	1,25	0,3	22,10	0,2	4
6	28	30	6	1,84	0,3	24,60	0,2	6,3
6		32	7	1,77	0,3	26,70	0,2	6,3
	32							
8	36	36	6	1,89	0,4	30,42	0,3	7,2
8	42	40	7	1,78	0,4	34,50	0,3	7,2
8	46	46	8	1,68	0,4	40,40	0,3	7,2
8	52	50	9	1,61	0,4	44,62	0,3	7,2
8	56	58	10	2,72	0,5	49,70	0,5	12
8	62	62	10	2,76	0,5	53,60	0,5	12
8		68	12	2,48	0,5	59,82	0,5	12
	72							
10	82	78	12	2,54	0,5	69,60	0,5	15
10	92	88	12	2,67	0,5	79,32	0,5	15
10	10	98	14	2,36	0,5	89,44	0,5	15
10	0	108	16	2,23	0,5	99,90	0,5	22,5
10	11	120	18	3,23	0,5	108,80	0,5	22,5
	2							

A : surface d'appui équivalente en mm^2 par mm de longueur de cannelure qui correspond à 75 % de la surface théorique.

2/ Dimensions de la série moyenne : en fonction du nombre **n** de cannelures :Tableau 2-7 **Dimensions de la série moyenne**

<i>n</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>E maxi</i>	<i>G - K</i>	<i>d' mini</i>	<i>R maxi</i>	<i>A</i>
6	11	14	3	1,5	0,3	9,9	0,2	4
6	13	16	3,5	1,5	0,3	12,0	0,2	4
6	16	20	4	2,1	0,3	14,5	0,2	6,3
6	18	22	5	1,9	0,3	16,7	0,2	6,3
6	21	25	5	2	0,3	19,5	0,2	6,3
6	23	28	6	2,3	0,3	21,3	0,2	8,5
6	26	32	6	3	0,4	23,4	0,3	9,9
6	28	34	7	3	0,4	25,9	0,3	9,9
8	32	38	6	3,3	0,4	29,4	0,3	13,2
8	36	42	7	3	0,4	33,5	0,3	13,2
8	42	48	8	2,9	0,4	39,5	0,3	13,2
8	46	54	9	4,1	0,5	42,7	0,5	18
8	52	60	10	4	0,5	48,7	0,5	18
8	56	65	10	4,7	0,5	52,2	0,5	21
8	62	72	12	5	0,5	57,8	0,5	24
10	72	82	12	5,4	0,5	67,4	0,5	30
10	82	92	12	5,4	0,5	77,1	0,5	30
10	92	102	14	5,2	0,5	87,3	0,5	30
10	100	112	16	4,9	0,5	97,7	0,5	37,5
10	112	125	18	6,4	0,5	106,3	0,5	41,25

3/ Dimensions de la série forte : en fonction du nombre **n** de cannelures :Tableau 2-8 **Dimensions de la série forte**

<i>n</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>A</i>
10	16	20	2,5	9
10	18	23	3	12
10	21	26	3	12
10	23	29	4	14,25
10	26	32	4	14,25
10	28	35	4	16,5
10	32	40	5	18,75
10	36	45	5	21,75
10	42	52	6	22,5
10	46	56	7	22,5

(à suivre)

(Suite)

<i>n</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>A</i>
16	52	60	5	27
16	56	65	5	31,5
16	62	72	6	36
16	72	82	7	36
20	82	92	6	45
20	92	102	7	45
20	102	115	8	61,5
20	112	125	9	61,5

2-1-5 Assemblage : les tolérances à appliquer dépendent de la fonction à assurer.

Tableau 2-9 Tolérances sur l'arbre

Type de montage	Tolérances sur l'arbre		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>
Glissant	f 7	a 11	d 10
Glissant juste	g 7	a 11	f 9
Fixe	h 7	a 11	h 10

Tableau 2-10 Tolérances sur l'alésage

Traitement après brochage	Tolérances sur l'alésage		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>
Non traité	H 7	H 10	H 9
Traité	H 7	H 10	H 11

Remarque : pour faciliter le brochage, la longueur du moyeu ne doit pas excéder 2,5 d.

2-2 Cannelures à flancs en développante de cercle :

NF E 22-141

Le centrage obtenu étant très bon, ces cannelures sont utilisées pour de grandes vitesses de rotation.

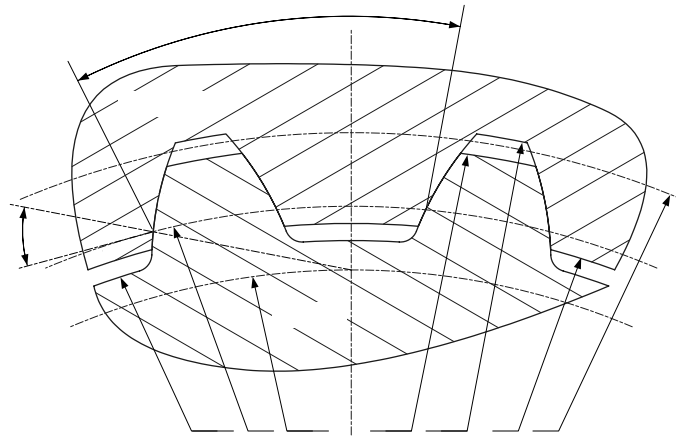


Figure 2-4 Cannelures à flancs en développante de cercle

2-2-1 Cannelures à angle de pression de 20°

NF E 22-141

La définition de ces cannelures est fondée sur celle des engrenages. De ce fait, elles seront réalisées avec les mêmes machines et les mêmes outils que les engrenages cylindriques à denture droite.

1/ Le centrage du moyeu sur l'arbre est assuré :

- soit par les flancs de la denture (centrage recommandé, car très précis) ;
- soit par le diamètre extérieur de l'arbre avec le diamètre intérieur du moyeu.

2/ Caractéristiques :

Tableau 2-11 Caractéristiques des cannelures à angle de pression de 20°

Caractéristiques	Symboles		Caractéristiques	Symboles
Diamètre nominal	A		Diamètre extérieur du moyeu :	
Module	m		• Centrage sur les flancs	$D_1 = A + 0,3.m$
Pas	$p = p \cdot m$		• Centrage extérieur	$D_1 = A$
	Z			
Nombre de cannelures	$d = m \cdot Z$		Diamètre intérieur du moyeu	$D = A - 2.m$
Diamètre primitif	$a = 20^\circ$		Diamètre intérieur de l'arbre	$d_1 = A - 2,4.m$
Angle de pression				
	$d_b = m \cdot Z \cdot \cos \alpha$		Diamètre extérieur de l'arbre :	
Diamètre de base			• Centrage sur les flancs	$d_2 = A - 0,2.m$
			• Centrage extérieur	$d_2 = A$

3/ Tolérances :

- Sur l'arbre : d_2 d7 pour un centrage extérieur ;
- Sur le moyeu : D H7 pour un centrage sur flancs et D_1 R7 pour un centrage extérieur.

4/ Modules :

- Série primaire, recommandée, définie par des sous-multiple de 10 : 0,5 – 1 – 1,25 – 1,5 – 1,667 – 2,5 – 5 – 10 mm.
- Série secondaire définie par des sous-multiple de 7,5 : 0,75 – 3,75 – 7,5 mm.

Tableau 2-12 Valeurs du nombre de cannelures Z en fonction du diamètre nominal A et du module m

$\begin{matrix} m \\ A \end{matrix}$	0,5	0,75	1	1,25	1,667
4	6				
5	8				
6	10	6			
7	12	7			
8	14	9	6		
9	16	10	7		
10	18	11	8	6	
12	22	14	10	8	
15	28	18	13	10	7
17		21	15	12	8
20		25	18	14	10
25			23	18	13
30			28	22	16
35			33	26	19
40				30	22
45					25
50					28
55					31
60					34

$\begin{matrix} m \\ A \end{matrix}$	2,5	3,75
20	6	
25	8	
30	10	6
35	12	7
40	14	9
45	16	10
50	18	11
55	20	13
60	22	14
65	24	15
70	26	17
75	28	18
80	30	19
85	32	21
90	34	22
95	36	23
100	38	25
105		26
110		27
120		30
130		33
140		35
150		38

$\begin{matrix} m \\ A \end{matrix}$	5
40	6
45	7
50	8
55	9
60	10
65	11
70	12
75	13
80	14
85	15
90	16
95	17
100	18
105	19
110	20
120	22
130	24
140	26
150	28
160	30
170	32
180	34
190	36
200	38

$\begin{matrix} m \\ A \end{matrix}$	7,5	10
110	13	
120	14	
130	15	
140	17	12
150	18	13
160	19	14
170	21	15
180	22	16
190	23	17
200	25	18
220	27	20
240	30	22
260	33	24
280	35	26
300	38	28
320		30
340		32
360		34
380		36
400		38

Les valeurs du nombre de cannelures à utiliser de préférence sont en gras.

5/ Désignation :

- **Moyeu cannelé** à flancs en développante de $A \times Z \times m$ NF E 22-141
- **Arbre cannelé** à flancs en développante de $A \times Z \times m$ - glissant NF E 22-141

Pour l'arbre, la fonction est précisée.

2-2-2 Cannelures à angle de pression supérieur à 20°

NF ISO 4156-1, 2 et 3

La définition de ces cannelures est fondée sur un centrage uniquement sur les flancs.

Les angles de pression sont de 30°, 37,5° et 45°.

Il existe **deux types de fonds**, comme précisé sur le dessin ci-dessus :

- fond plat
- fond plein rayon.

1/ Modules :

- Pour les angles de pression de 30° ou 37,5° : 0,5 – 0,75 – 1 – 1,25 – 1,5 – 1,75 – 2 – 2,5 – 3 – 4 – 5 – 6 – 8 – 9 – 10 mm.
- Pour les angles de pression de 45° : 0,25 – 0,5 – 0,75 – 1 – 1,25 – 1,5 – 1,75 – 2 – 2,5 mm.

2/ Ajustements :

- Ajustements :

Tableau 2-13 Ajustements

Ajustement	Serrés	Incertains	avec jeu
Symboles	H / k H / js	H / h	H / f H / e H / d

- Degrés de tolérance : 4, 5, 6 et 7

3/ Cannelures à fond plat

Ces cannelures sont utilisées dans des zones dont la section est faible (pièces tubulaires) ainsi que pour des raisons économiques (taillage avec fraise-mère, outil-pignon ou broches courtes).

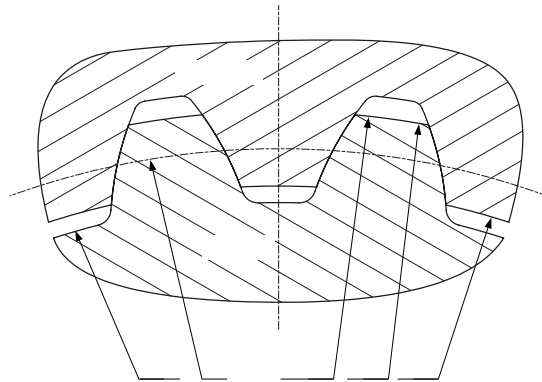


Tableau 2-5 Cannelures à fond plat

4/ Caractéristiques :

Tableau 2-14 Caractéristiques des cannelures à fond plat

Communes		Arbre	Moyeu
(1) Diamètre nominal	$D = m \cdot Z$		
(2) Module	m	DIE : diamètre mineur	DII : diamètre mineur
(3) Nombre de cannelures	Z	DEE : diamètre majeur	DEI : diamètre majeur
(4) Pas	$p = p \cdot m$		
(5) Angle de pression	α		

5/ Cannelures à fond plein rayon

Le plein rayon permet de supporter de fortes charges et d'obtenir une grande résistance à la fatigue.

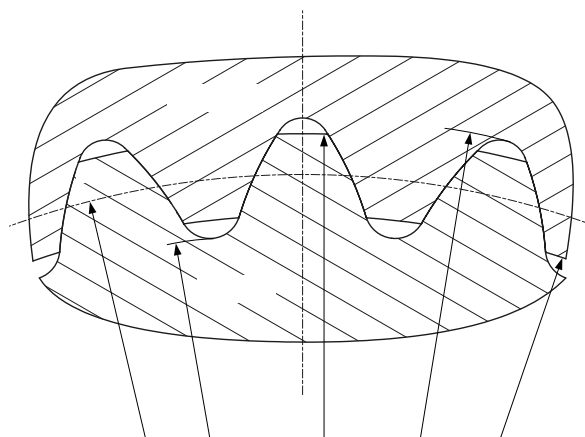


Figure 2-6 Cannelures à fond plein rayon

2-3 Dentelures rectilignes

NF E 22-151

Ces dentelures sont plutôt réservées aux petits diamètres. Elles sont surtout utilisées pour obtenir le calage angulaire réglable d'un organe de commande en assemblage fixe donc sans glissement sous charge.

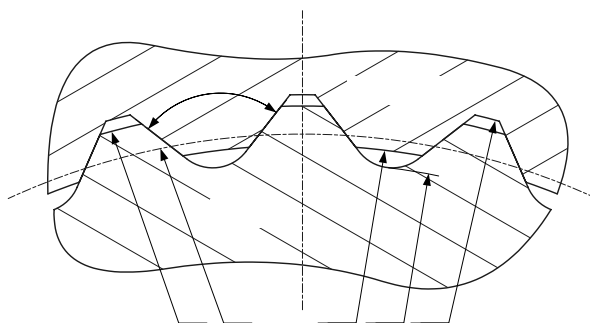


Figure 2-7 Dentelures rectilignes

1/ Caractéristiques :

Tableau 2-15 Caractéristiques des dentelures rectilignes

Communes		Arbre	Moyeu
Diamètre nominal	A		
Diamètre primitif	$d = m \cdot Z$	d_1 : diamètre à fond de dentelure	D_1 : diamètre intérieur
Module :	m		D_2 : diamètre à fond de dentelure
Nombre de dentelures	Z		
Pas	$p = p \cdot m$		

2/ Modules : 0,5 – 0,75 – 1 – 1,5 – 2 mm.

3/ Dimensions :

Tableau 2-16 Dimensions des dentelures rectilignes

A	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
m	0,5								0,75		
Z	15	19	23	27	31	35	39	43	31	35	39
d	7,5	9,5	11,5	13,5	15,5	17,5	19,5	21,5	23,5	26,5	29,5
d_1	7	9	11	13	15	17	19	21	22,5	25,5	28,5
D_1	7,3	9,3	11,3	13,3	15,3	17,3	19,3	21,3	23	26	29
D_2	8,2	10,2	12,2	14,2	16,2	18,2	20,2	22,2	24,3	27,3	30,3

(suite)

A	33	36	39	42	45	48	52	56	60
m	1			1,5			2		
Z	32	35	38	27	29	31	25	27	29
d	32	35	38	40,5	43,5	46,5	50	54	58
d₁	31	34	37	39	42	45	48	52	56
D₁	31,6	34,6	37,6	39,9	42,9	45,9	49,2	53,2	57,2
D₂	33,4	36,4	39,4	42,6	45,6	48,6	52,8	56,8	60,8

4/ Désignation :

Dentelure rectiligne de A x Z NF E 22-151

2-4 Petites dentelures rectilignes

NF L 32-350

Ces petites dentelures sont utilisées sur des petits diamètres pour obtenir le calage angulaire, éventuellement réglable, d'un organe de commande. L'immobilisation de l'organe est obtenue par pincement, goupillage...

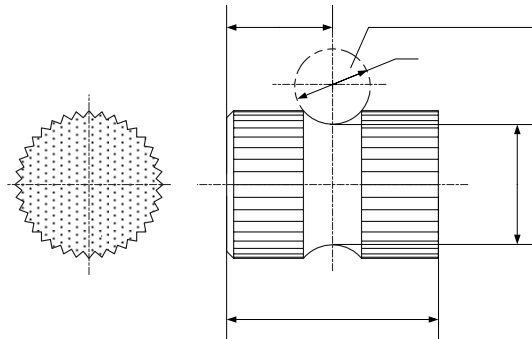


Figure 2-8 Petites dentelures rectilignes

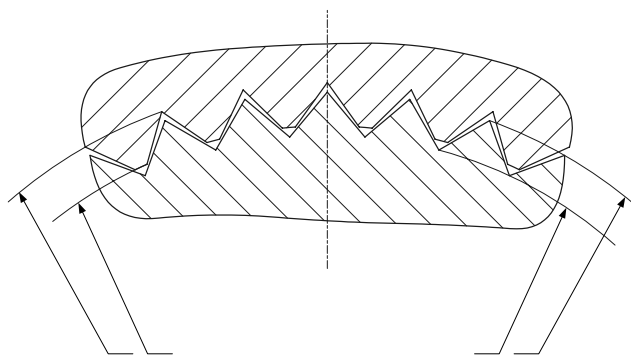


Figure 2-9 Petites dentelures rectilignes : détails

Tableau 2-17 Dimensions des petites dentelures rectilignes

d	Z	da	db	Di	L mini	t	s mini	g mini
8	25	6,9	7,8	7,1	10,5	5,5	6,7	4
10	36	8,9	9,8	9,1	14	7	8	5
15	48	13,9	14,8	14,1	18	9	12	6

Applications : petites leviers de commande, axes de volants, de robinets...

Désignation : Dentures pour axe de d NF L 32-350

2-5 Stries radiales

NF L 32-630

Les stries radiales permettent d'obtenir une liaison par obstacles entre deux pièces avec une possibilité de réglage angulaire.

Elles sont réalisées par fraisage ou par matriçage.

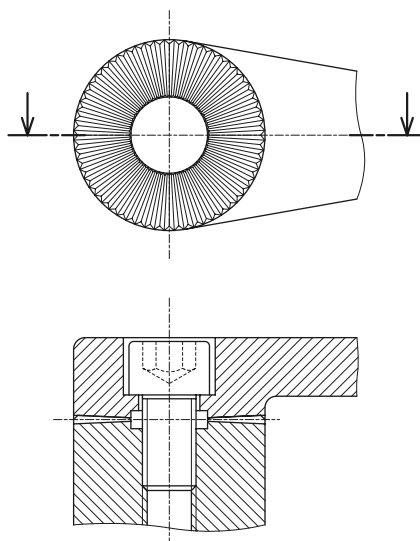


Figure 2-10 Montage de stries radiales

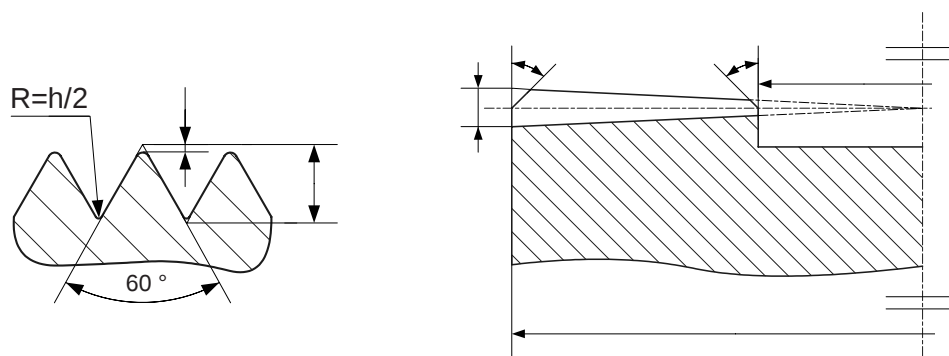


Figure 2-11 Stries radiales : détails

Tableau 2-18 Dimensions des stries radiales

D	d	Séries normales			Séries fines		
		Z	H	h	Z	H	h
20	8	60	0,91	0,2			
25	10		1,13				
32	12		1,45		90	0,75	0,2
40	16		1,81			0,97	
50	20		2,27		120	0,91	
63	25	90	1,90	1,13			
80	32		2,42	1,43			
100	40	120	2,27	0,3	1,81		
120	50		2,72				

2-6 Recommandations

Lorsque les cannelures sont obtenues par fraisage, si l'arbre doit comporter un épaulement, le diamètre et/ou la position de ce dernier doivent tenir compte du diamètre de la fraise.

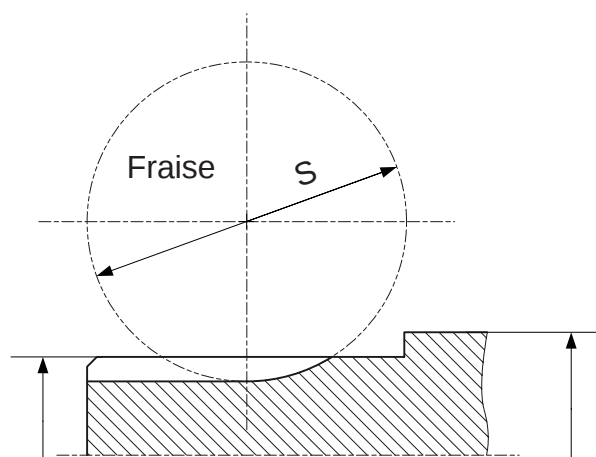


Figure 2-12 Fraisage

Tableau 2-19 Diamètre arbre et diamètre de la fraise

Diamètre arbre d en mm	Diamètre de la fraise S minimal en mm
10 à 30	65
30 à 60	75
60 à 100	85
100 à 150	90

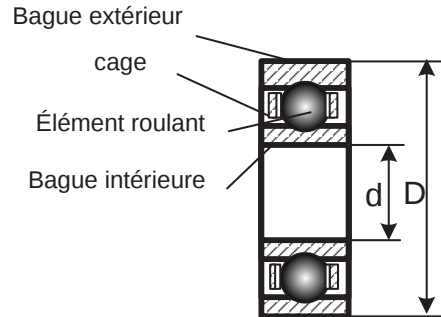
Si le fraisage est suivi d'une rectification, il faut tenir compte du fait que la meule aura un diamètre de 150 mm environ.

Chapitre 3

ROULEMENTS

I GÉNÉRALITE

1-1 Généralité :



Bagues : les bagues extérieures et intérieures comportent les chemins de roulement.

Éléments roulants : les éléments roulants peuvent être les billes ; les rouleaux cylindriques ou coniques et les aiguilles.

Cage : La cage sert à maintenir les éléments roulants. Elle ne participe pas à la transmission des puissances.

1-2 Règles générales de montage :

Une bague de roulement tourne par rapport à la direction de la charge. Nous avons besoin de serrer la bague de roulement avec les règles suivantes :

- 1/ Cette bague montée serrée doit être immobilisée axialement.
- 2/ La bague doit être montée avec un ajustement libre, si la direction de la charge est fixe par rapport à la bague.
- 3/ Il faut toujours prévoir la dilatation de l'arbre par rapport à l'alésage.
- 4/ Les épaulements, contre lesquels les bagues viennent en appui, doivent avoir une hauteur définie dans les catalogues des fabricants.

Conseils de montage :

- 1/ L'effort axial appliqué à un arbre doit être encaissé par le roulement ou la butée le plus proche du point d'application de cet effort afin d'éviter le flambage de l'arbre.
- 2/ Lors du montage d'une butée, les efforts radiaux doivent être encaissés par un roulement placé proche de cette butée.

1-3 Paramètres influant sur le montage :

Lorsqu'une bague de roulement tourne par rapport à la direction de la charge, il est nécessaire de la monter avec un ajustement serré.

Les paramètres influant sur le montage sont : la charge ; la température ; la dureté.

- Si la charge est élevée, elle peut entraîner une ovalisation de la bague intérieure et diminue son serrage sur l'arbre.
- Si la température de la bague intérieure diffère de celle de l'arbre, le serrage sur l'arbre peut être changé par dilatation.
- Dureté : Pour les roulements sans bague ou les douilles à aiguilles, la dureté insuffisante du chemin de roulement peut entraîner une rapide détérioration.

1-4 Fixation axiale des bagues :

1-4-1 Bague se trouve à l'intérieure :

La fixation axiale des bagues peut être par :

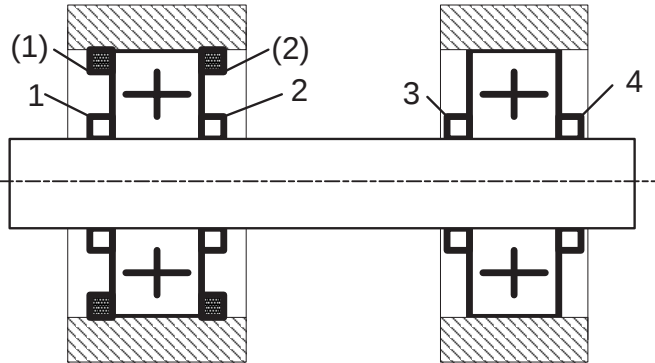
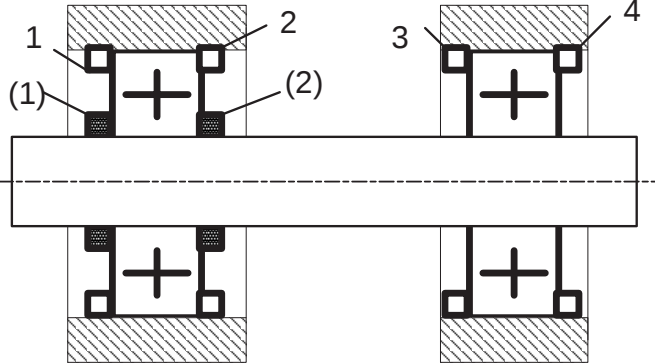
- l'écrou à encoche et la rondelle – frein pour un réglage progressif
- l'anneau élastique pour monter une gorge (peu encombrant)
- une entretoise pour serrer plusieurs éléments simultanément.
- un manchon de démontage (le roulement doit toujours s'appuyer contre une surface plane de l'arbre.
- manchon de serrage pour monter sur des arbres lisses.
- épaulement sur l'arbre.

1-4-2 Bague se trouve à l'extérieure :

La fixation axiale des bagues peut être par :

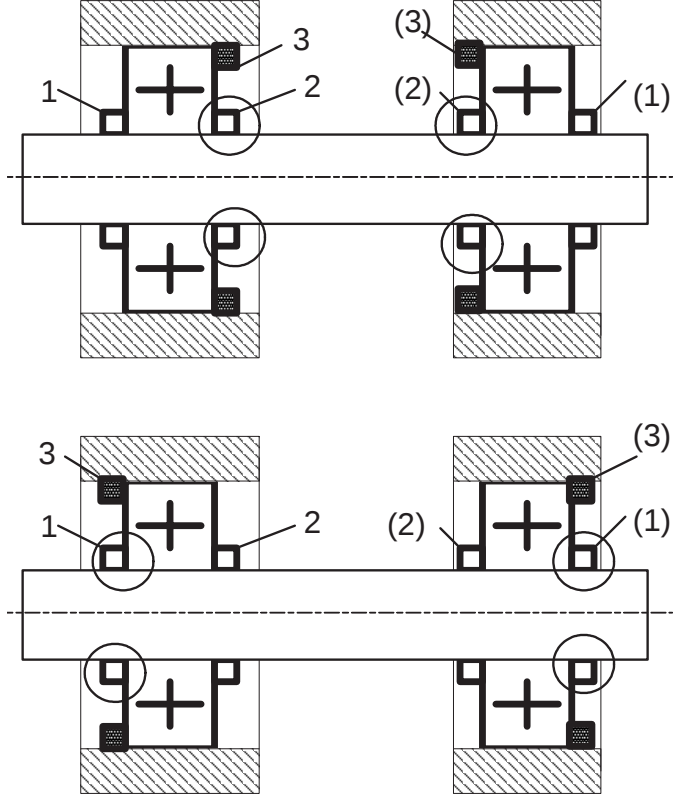
- l'anneau élastique : pour monter dans une gorge (peu encombrant).
- une entretoise : pour serrer plusieurs éléments simultanément. (Elle doit être accompagnée d'un moyen d'immobilisation.
- un chapeau : pour assurer simultanément l'immobilisation et l'étanchéité.
- épaulement : un moyen simple et fiable.

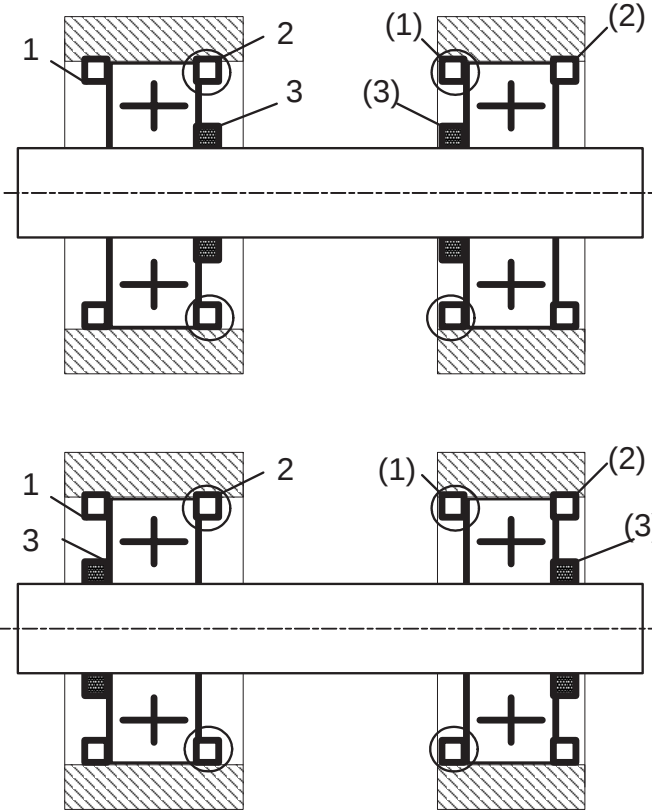
1-5 Montage des roulements : (Voir le réf 9)

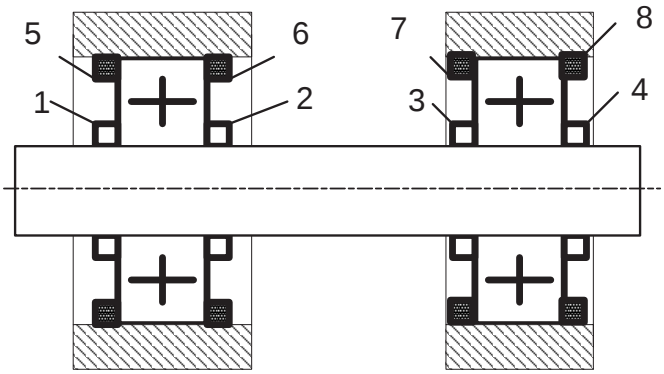
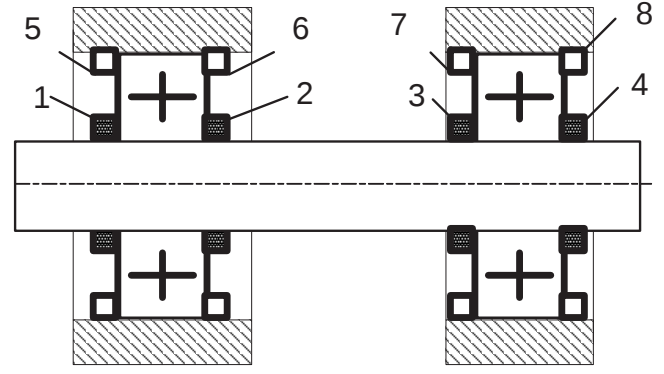
Type de roulement	Type d'arbre	Type de montage	Figure
Cas 1 Roulements rigides à billes ou à rotules	1/ Montage des arbres longs	Ces roulements sont montés avec la règle des six points qui est effectué quatre plus deux points. (voir la figure gauche). Il permet la dilatation de l'arbre.	1/ Arbre tournant par rapport à la direction de la charge : 
P.C. Le carré blanc représente un appui avec un ajustement serré. Le carré noir représente un appui avec un ajustement glissant.			2/ Arbre fixe par rapport à la direction de la charge : 

(à suivre)

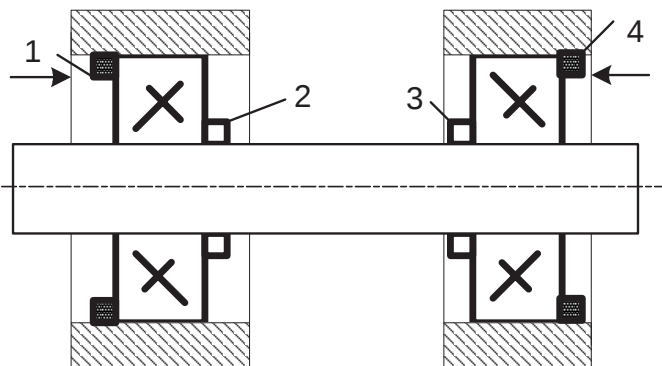
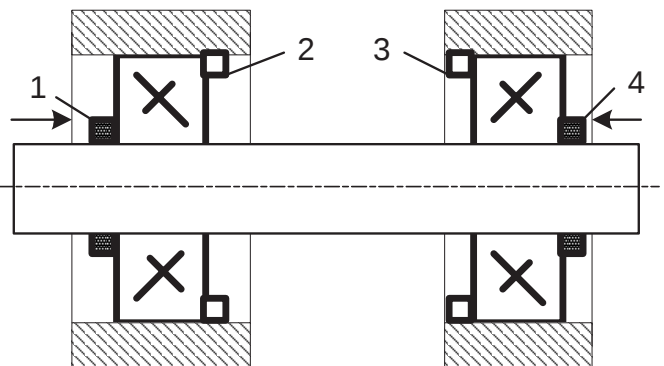
(Suite)

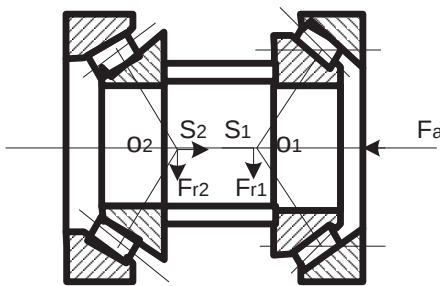
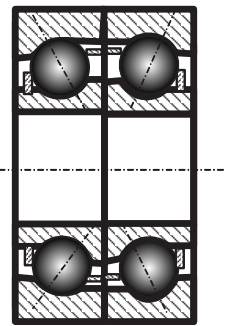
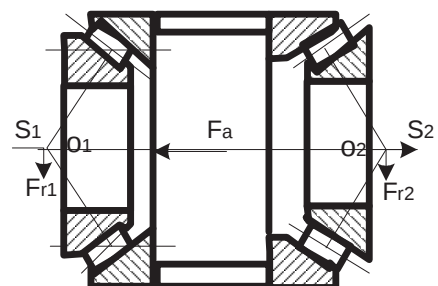
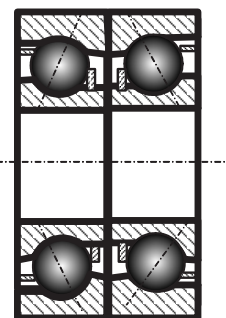
Type de roulement	Type d'arbre	Type de montage	Figure
Cas 1 (Suite) Roulements rigides à billes ou à rotules	2/ Montage des arbres courts	Ces roulements sont montés avec la règle des six points qui soit en quatre plus deux points soit en trois plus trois points. (voir la figure gauche). Il permet la dilatation de l'arbre.	1/ Arbre tournant par rapport à la direction de la charge : 
P.C. Le carré blanc représente un appui avec un ajustement serré. Le carré noir représente un appui avec un ajustement glissant.			

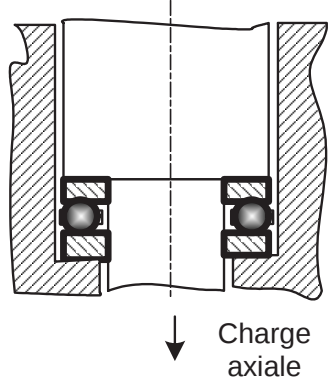
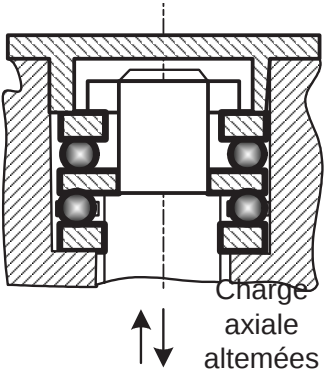
Type de roulement	Type d'arbre	Type de montage	Figure
Cas 1 (Suite) Roulements rigides à billes ou à rotules	2/ (suite) Montage des arbres courts	Ces roulements sont montés avec la règle des six points qui soit en quatre plus deux points soit en trois plus trois points. (voir la figure gauche). Il permet la dilatation de l'arbre.	2/ Arbre fixe par rapport à la direction de la charge : 
P.C. Le carré blanc représente un appui avec un ajustement serré. Le carré noir représente un appui avec un ajustement glissant.			

Type de roulement	Type de montage	Figure
Cas 2 Roulements rigides à billes ou à rouleaux cylindriques	Montage mixte Ces roulements sont montés avec la règle des huit points . (voir la figure gauche). Il permet la dilatation de l'arbre.	1/ Arbre tournant par rapport à la direction de la charge : 
P.C. 1/ Le carré blanc représente un appui avec un ajustement serré. Le carré noir représente un appui avec un ajustement glissant. 2/ Les bagues des roulement à rouleaux cylindriques ne sont pas liées en translation par les éléments roulants. De ce fait, il est nécessaire d'empêcher la translation des deux bagues.		2/ Arbre fixe par rapport à la direction de la charge : 

Type de roulements	Type de montages
Cas 3 Montage des roulements à billes à contact oblique ou à roulements coniques	Ces roulements sont montés avec la règle des quatre points

1/ Arbre tournant par rapport à la direction de la charge, montage en X : 	2/ Arbre fixe par rapport à la direction de la charge, montage en O : 
---	--

Montage en X		Montage en O	
			

Type de roulement	Type de montages	Figure
Cas 4 Butées à billes ou à rouleaux	Les butées doivent avoir : - une bague centrée sur l'arbre - l'arbre de la bague centrée dans l'alésage	1/ Butée à billes à simple effet : 
		2/ Butée à billes à double effet : 

II EFFORTS DANS LES ROULEMENTS :

2-1 Charge dynamique de base des roulements C :

La charge dynamique de base est la charge radiale, constante en grandeur et direction, sous laquelle un groupe de roulements apparemment identiques, avec bague extérieure immobile, atteint une durée nominale égale à 1 million de tours de la bague intérieure. Pour les butées, il s'agit d'1 million de tours de l'une des deux rondelles par rapport à l'autre.

Selon la théorie de HERTZ, la capacité de charge serait proportionnelle au diamètre des billes D_w^2 . La charge admissible est pour une certaine durée dépend des dimensions des éléments roulements, du nombre d'éléments roulants par rangée, du nombre de rangées d'éléments roulants, de l'angle de contact, de l'intimité du contact des éléments roulants et des chemins de roulement, du types de roulement, du rapport entre les dimensions internes du roulement et les propriétés de la matière.

2-1-1 Charge dynamique de base des roulements à billes C :

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} F(D_w)$$

avec :

$$\begin{aligned} \text{fonction de } F(D_w) : \quad & \text{pour } D_w < 25,4, F(D_w) = D_w^{1,8} ; \\ & \text{pour } D_w > 25,4, F(D_w) = 3,647 D_w^{1,4} \end{aligned}$$

z nombre d'éléments roulements par rangée
 i nombre de rangées de billes
 f_c coefficient (voir le tableau 2-1)

Tableau 3-1 Coefficient f_c

	Roulements et butées à billes	Roulements et butées à rouleaux
Coefficient f_c	$f_c = \lambda \cdot g_c \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot \left(\frac{2 \cdot r_i}{2 \cdot r_i - D_w} \right)^{0,41}$	$f_c = \nu \cdot \lambda \cdot g_c \cdot f_1 \cdot f_2$
Paramètre pour calculer le coefficient f_c		
Paramètre g_c	$g_c = \left[1 + \left(\frac{C_i}{C_e} \right)^{10/3} \right]^{-0,3}$	$g_c = \left[1 + \left(\frac{C_i}{C_e} \right)^{9/2} \right]^{-2/9}$
Paramètre C_i / C_e	$\frac{C_i}{C_e} = f_3 \left(\frac{r_i}{r_e} \cdot \frac{2 \cdot r_e - D_w}{2 \cdot r_i - D_w} \right)^{0,41}$	$\frac{C_i}{C_e} = f_3$

(à suivre)

(suite)

Paramètres pour calculer le coefficient f_c					
		Roulements à billes		Roulements à rouleaux	
Paramètres	f_1	$f_1 = 4,1$		$f_1 = 21,2$	
	f_2	$f_2 = \frac{\gamma^{0,3}(1-\gamma)^{1,39}}{(1+\gamma)^{1/3}}$		$f_2 = \frac{\gamma^{2/9}(1-\gamma)^{29/27}}{(1+\gamma)^{1/4}}$	
	f_3	$f_3 = 1,04 \cdot \left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma}\right)^{1,72}$		$f_3 = 1,04 \cdot \left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma}\right)^{143/108}$	
	γ	$\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$		$\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$	
		Butées à billes		Butées à rouleaux	
Paramètres		$\alpha = 90^\circ$	$\alpha \neq 90^\circ$	$\alpha \neq 90^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
	f_1	$f_1 = 10\eta$	$f_1 = 10\eta$	$f_1 = 56,2\eta$	$f_1 = 56,2\eta$
	f_2	$f_2 = \frac{\gamma^{0,3}(1-\gamma)^{1,39}}{(1+\gamma)^{1/3}}$	$f_2 = \gamma^{0,3}$	$f_2 = \frac{\gamma^{2/9}(1-\gamma)^{29/27}}{(1+\gamma)^{1/4}}$	$f_2 = \gamma^{2/9}$
	f_3	$f_3 = \left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma}\right)^{1,72}$	$f_3 = 1$	$f_3 = \left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma}\right)^{143/108}$	$f_3 = 1$
	γ	$\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$	$\gamma = \frac{D_w}{d_m}$	$\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$	$\gamma = \frac{D_w}{d_m}$

avec :

r_i	rayon de la gorge de la bague intérieure, en mm
r_e	rayon de la gorge de la bague extérieure, en mm
d_m	diamètre de la circonférence passant par le centre des éléments roulants, en mm
D_m	diamètre d'un élément roulant, en mm
$\frac{C_i}{C_e}$	rapport des capacités de charge de la bague intérieure et de la bague extérieure
η	facteur de réduction de butée. $\eta = 1 - \frac{1}{3} \sin \alpha$ pour les butées à billes ; $\eta = 1 - 0,15 \sin \alpha$ pour les butées à rouleaux

- α angle de contact
 λ coefficient en tenant compte des tensions supplémentaires de différentes sortes en relation avec le type de roulement (voir le tableau 3-2)

Tableau 3-2 Valeurs de coefficient λ

Type de roulement ou de butée	Coefficient λ
Roulements à rotule sur billes	1
Roulements rigides à une rangée de billes	0,95
Roulements démontables à billes à contact	0,95
Roulement à une ou deux rangées de billes à contact	0,95
Roulements rigides à deux rangées de billes	0,90
Butée à simple effet à une rangée de billes	0,90
Roulements à rouleaux à contact linéaire sur deux chemins de roulement - Roulements à rouleaux cylindriques - Roulements à rouleaux coniques	0,45
Roulements à rouleaux à contact ponctuel sur l'un des chemins de roulement et contact sur l'autre - Roulement à rotule sur rouleaux avec épaulements de guidage fixes - Roulements à rouleaux cylindriques courts avec un chemin de Roulement bombé - Roulements à rouleaux coniques avec un chemin de Roulement bombé - Butée à rotule sur rouleaux	0,54
Roulements à rouleaux cylindriques à contact linéaire modifié sur les deux chemins de roulement Les longueurs de rouleaux sont inférieures de 2,5 D_m	0,54
Roulements à rotule sur rouleaux à contact linéaire modifié sur les deux chemins de roulement, rouleaux symétriques et bague de guidage libre axialement	0,65

2-1-2 Charge dynamique de base de roulement à rouleaux C :

$$C = f_c (i \cdot L_a \cos \alpha)^{7/9} z^{3/4} D_w$$

avec :

- D_m diamètre d'un élément roulant en mm (pour les rouleaux coniques D_m est le diamètre moyen.)
 L_a longueur effective du rouleau (longueur de contact entre rouleau et chemin de roulement) en mm
 z nombre d'éléments roulements par rangée
 i nombre de rangées de billes
 f_c coefficient (voir le tableau 3-1)
 α angle de contact

2-1-3 Charge dynamique de base de butée C :

Il n'y a pas de différence essentielle entre les roulements et les butées. Le terme de butée est donné aux roulements à grand angle de contact (généralement entre 45° et 90°), les bagues ont alors la forme de rondelle. Nous utilisons les butées pour supporter les charges axiales. La charge dynamique de base est transformée en charge axiale.

1/ Pour les butées à une rangée de billes avec $\alpha = 90^\circ$, la charge dynamique de base est :

$$C = f_c z^{2/3} F(D_w)$$

avec :

fonction de $F(D_w)$: pour $D_w < 25,4$, $F(D_w) = D_w^{1,8}$;
 pour $D_w > 25,4$, $F(D_w) = 3,647 D_w^{1,4}$

z nombre d'éléments roulements par rangée
 f_c coefficient (voir le tableau 3-1)

2/ Pour les butées à une rangée de billes avec $\alpha \neq 90^\circ$, la charge dynamique de base est :

$$C = f_c (\cos \alpha)^{0,7} \operatorname{tg} \alpha \cdot z^{2/3} F(D_w)$$

avec :

fonction de $F(D_w)$: pour $D_w < 25,4$, $F(D_w) = D_w^{1,8}$;
 pour $D_w > 25,4$, $F(D_w) = 3,647 D_w^{1,4}$

z nombre d'éléments du roulement par rangée
 f_c coefficient (voir le tableau 3-1)
 α angle de contact

3/ Pour les butées à une rangée de billes avec $\alpha = 90^\circ$, la charge dynamique de base est :

$$C = f_c (L_a)^{7/9} z^{3/4} (D_w)^{29/27}$$

avec :

D_m diamètre d'un élément roulant en mm
 L_a longueur effective du rouleau (longueur de contact entre rouleau et chemin de roulement) en mm
 z nombre d'éléments roulements par rangée
 f_c coefficient (voir le tableau 3-1)

4/ Pour les butées à une rangée de billes avec $\alpha \neq 90^\circ$, la charge dynamique de base est :

$$C = f_c (L_a \cos \alpha)^{7/9} \tan \alpha \cdot z^{3/4} (D_w)^{29/27}$$

avec :

D_m	diamètre d'un élément roulant en mm
L_a	longueur effective du rouleau (longueur de contact entre le rouleau et le chemin de roulement) en mm
z	nombre d'éléments du roulement par rangée
i	nombre de rangée de billes
f_c	coefficient (voir le tableau 3-1)
α	angle de contact

2-2 Charge statique de base C_0 :

La charge statique de base est la charge radiale pour les roulements, ou axiale et centrée pour les butées, sous laquelle la déformation permanente totale, au contact d'un des chemins de roulement et de l'élément roulant le plus chargé, atteint 0,0001 du diamètre de cet élément roulant.

Donc la charge statique de base, noté C_0 , est déterminée par les déformations permanentes qui apparaissent au contact des éléments roulants et des chemins de roulement ou bien par le risque de rupture de certaines parties du roulement. La charge statique de base est liée à l'osculation des deux contacts des éléments roulants avec les bagues et aux propriétés de la matière.

La charge peut agir à l'arrêt sans que des bruits ou vibrations se produisent, pendant que la machine est sous de plus faibles charges.

La direction de la charge statique de base est radiale dans le cas d'un roulement. Elle est axiale dans le cas d'une butée.

A partir de la relation entre la charge sur le roulement et la charge maximale sur les éléments roulants, nous déterminons la charge de base statique. Nous supposons que la déformation permanente totale ne peut pas dépasser 0,0001 du diamètre de l'élément roulant. Dans le calcul nous pouvons calculer la charge statique spécifique permise k_0 pour un roulement déterminé. (voir le tableau 3-3)

Tableau 3-3 Coefficient k_0

Type de roulement ou butée	Coefficient k_0
Roulements démontables à billes	1,5
Roulements à rotule sur billes	1,7
Butées à billes	5
Roulements rigides à billes	6,2
Roulements à rouleaux	11

Pour les roulements rigides à deux rangées de billes ou pour les roulements à rouleaux longs insuffisamment guidés, la charge de base statique se trouve plus ou moins réduite. Les valeurs de coefficient doivent avoir une réduction.

2-2-1 Charge statique de base des roulements à billes C_0 :

$$C_0 = \frac{1}{5} k_0 \cdot i \cdot z \cdot \cos \alpha \cdot (D_w)^2$$

avec :

D_m	diamètre d'un élément roulant <i>en mm</i>
z	nombre d'éléments du roulement par rangée
i	nombre de rangées de billes
k_0	coefficient (voir le tableau 3-3)
α	angle de contact

2-2-2 Charge statique de base des roulements à rouleaux C_0 :

$$C_0 = \frac{1}{5} k_0 \cdot i \cdot z \cdot \cos \alpha \cdot D_w \cdot L_a$$

avec :

D_m	diamètre d'un élément roulant <i>en mm</i>
z	nombre d'éléments du roulement par rangée
i	nombre de rangées de billes
k_0	coefficient (voir le tableau 3-3)
α	angle de contact
L_a	longueur effective du rouleau (longueur de contact entre le rouleau et le chemin de roulement) <i>en mm</i>

2-2-3 Charge statique de base des butées à billes C_0 :

$$C_0 = k_0 \cdot i \cdot z \cdot \sin \alpha \cdot (D_w)^2$$

avec :

D_m	diamètre d'un élément roulant <i>en mm</i>
z	nombre d'éléments du roulement par rangée
i	nombre de rangées de billes
k_0	coefficient (voir le tableau 3-3)
α	angle de contact

2-2-4 Charge statique de base des butées à rouleaux C_0 :

$$C_0 = k_0 \cdot i \cdot z \cdot \sin \alpha \cdot D_w \cdot L_a$$

avec :

D_m	diamètre d'un élément roulant <i>en mm</i>
z	nombre d'éléments du roulement par rangée

i	nombre de rangées de billes
k_0	coefficient (voir le tableau 3-3)
α	angle de contact
L_a	longueur effective du rouleau (longueur de contact entre le rouleau et le chemin de roulement) en mm

La charge statique de base admissible se trouve dans le chapitre 4-2.

2-3 Charge dynamique équivalente P

La charge dynamique équivalente P est une charge dans des conditions identiques à celles valables pour la détermination de la charge de base dynamique C . Nous pouvons aussi dire que, la charge dynamique équivalente P est la charge fictive dont l'influence sur la durée serait la même que celle des charges agissant réellement.

Pour les roulements symétriques (ex : roulements rigides à billes, roulements à rouleaux cylindriques et tous les roulements à deux rangées), nous supposons que la charge est purement radiale.

Pour les roulements à une rangée d'éléments roulants, à contact oblique, la charge dynamique équivalente P est la composante radiale de l'effort sous lequel la demi-circonférence de la bague est chargée.

Nous supposons que, par rapport à la direction de la charge P , la bague intérieure tourne tandis que la bague extérieure reste immobile.

Pour les butées, la charge de base, correspond à une charge axiale et centrée. La charge dynamique équivalente P est une charge axiale équivalente lorsque la charge réelle ne remplit pas ces conditions.

La charge admissible, pour un roulement au repos est déterminée à l'aide d'une charge dynamique équivalente correspondant bien, que dans ce cas.

Si la vitesse de rotation est variable, nous pouvons calculer avec la vitesse moyenne.

A partir des efforts axiaux F_a et radiaux F_r nous déterminons la charge équivalente.

2-3-1 Charge dynamique équivalente pour tous les types de roulement P , si la charge est constante (sauf les roulements à rouleaux cylindriques):

Pour $\frac{F_a}{F_r} \geq 1,5 \tan \alpha$, la charge dynamique équivalente de roulement est :

$$P = XF_r + YF_a$$

Pour $\frac{F_a}{F_r} \geq 1,5 \operatorname{tg} \alpha$ ou $\alpha = 0$, la charge dynamique équivalente de roulement est :

$$P = F_r$$

avec :

P	charge dynamique équivalente
F_r	composant radial de la charge réelle
F_a	composant axial de la charge réelle
α	angle du contact
X	coefficient radial du roulement

$$X = 1 - \frac{0,6}{\eta}$$

Y	coefficient axial du roulement
----------	--------------------------------

$$Y = \frac{0,4}{\eta} \cot \alpha$$

η	facteur de réduction de butée. $\eta = 1 - \frac{1}{3} \sin \alpha$ pour les butées à billes ; $\eta = 1 - 0,15 \sin \alpha$ pour les butées à rouleaux
--------------------------	--

2-3-2 Charge dynamique équivalente des roulements à deux rangées **P** si la charge est constante :

1/ Pour $\frac{F_a}{F_r} \geq 1,5 \operatorname{tg} \alpha$, la charge dynamique équivalente de roulement est :

$$P = X_1 F_r + Y_1 F_a$$

avec :

P	charge dynamique équivalente
F_r	composant radial de la charge réelle
F_a	composant axial de la charge réelle
α	angle du contact
X_1	coefficient radiale du roulement

Pour les roulements à billes $X_1 = 1,62X$

Pour les roulements à rouleaux $X_1 = 1,71X$

Y_1	coefficient axial du roulement
-------------------------	--------------------------------

Pour les roulements à billes $Y_1 = 1,62Y$

Pour les roulements à rouleaux $Y_1 = 1,71Y$

2/ Pour $\frac{F_a}{F_r} < 1,5 \tan \alpha$, la charge équivalente de roulement est :

$$P = X_2 F_r + Y_2 F_a$$

avec :

P	charge dynamique équivalente
F_r	composant radial de la charge réelle
F_a	composant axial de la charge réelle
α	angle du contact
X₂	coefficient radial du roulement $X_2 = 1$
Y₂	coefficient axial du roulement

$$Y_2 = Y_1 - \frac{1 - X_1}{1,5} \cot \alpha$$

2-3-3 Charge dynamique équivalente de butée P_m :

- **Butée à l'angle de contact $\alpha = 90^\circ$:**

Les butées, dont l'angle de contact $\alpha = 90^\circ$, ne peut pas supporter de charge radiale, et la charge axiale dynamique équivalente pour une charge centrée d'intensité variable est déterminée par l'équation ci-dessous :

$$F_m = (F_1 \rho a_1 + F_2 \rho a_2 + \dots)^{1/\rho}$$

$$= \left[\frac{\sum (F_n \rho N_n)}{L} \right]^{1/\rho}$$

Si la charge varie à peu près linéairement entre F_{min} et F_{max} nous pouvons utiliser une formule avec une bonne approximation

$$F_m = \frac{1}{3} F_{min} + \frac{2}{3} F_{max}$$

Cette formule détermine la charge moyenne. Elle est applicable dans le cas où la direction de charge est constante.

- **Butée supportant certaines charges radiales :**

« Il existe des types de butées qui peuvent supporter certaines charges radiales, leur rôle étant d'abord de supporter des efforts axiaux, nous les caractérisons par leur charge de base dynamique axiale. » (Voir la figure 3-1). La butée à rotule sur rouleaux est un de ces types.



Figure 3-1 **Butée à rotule sur rouleaux**

La charge dynamique équivalente P est :

$$P = Y \cdot P_a$$

avec :

- X coefficient radial (voir le tableau 3-4)
- Y coefficient axial (voir le tableau 3-4)
- P_a charge axiale dynamique équivalente
- Pour les butées supportant certaines charges radiales :

$$P_a = \frac{X}{Y} F_r + F_a \quad \text{et} \quad \frac{X}{Y} = X_a$$

- Pour les roulements à rotule sur rouleaux et à rouleaux coniques :

$$X_a = \tan \alpha$$

Tableau 3-4-1 **Coefficient X et Y**

Type de roulements	$\frac{F_a}{C_{0r}}$	Roulement à une rangée d'éléments roulants				Roulement à deux rangées d'éléments roulants				Facteur e
		$F_a / F_r \leq k_e$		$F_a / F_r > k_e$		$F_a / F_r \leq k_e$		$F_a / F_r > k_e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Roulements à rotule sur rouleaux		1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	1	$0,45 \cot \alpha$	0,67	$0,67 \cot \alpha$	$1,5 \tan \alpha$
Roulements à rouleaux coniques		1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	1	$0,45 \cot \alpha$	0,67	$0,67 \cot \alpha$	$1,5 \tan \alpha$

(à suivre)

(suite)

Type de roulements		$\frac{F_a}{C_{0r}}$	Roulement à une rangée d'éléments roulants				Roulement à deux rangées d'éléments roulants				Facteur e
			$F_a / F_r \leq k_e$		$F_a / F_r > k_e$		$F_a / F_r \leq k_e$		$F_a / F_r > k_e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Roulements rigides à billes sans encoche de remplissage $\alpha = 0$		0,014	1	0	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028	1	0	0,56	1,99	1	0	0,56	1,99	0,22
		0,056	1	0	0,56	1,71	1	0	0,56	1,71	0,26
		0,084	1	0	0,56	1,55	1	0	0,56	1,55	0,28
		0,11	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,31
		0,17	1	0	0,56	1,31	1	0	0,56	1,31	0,34
Roulement à billes à contact oblique	$\alpha = 5^\circ$	0,014	1	0	-		1	2,78	0,78	3,74	0,23
		0,028						2,40		3,23	0,26
		0,056						2,07		2,78	0,30
		0,085						1,87		2,52	0,34
		0,110						1,75		2,36	0,36
		0,170						1,58		2,13	0,40
		0,280						1,39		1,87	0,45
		0,420						1,26		1,69	0,50
	$\alpha = 10^\circ$	0,014	1	0	0,46	1,88	1	2,18	0,75	3,06	0,29
		0,029				1,71		1,98		2,78	0,32
		0,057				1,52		1,76		2,47	0,36
		0,086				1,41		1,63		2,29	0,38
		0,110				1,34		1,55		2,18	0,40
		0,170				1,23		1,42		2,00	0,44
		0,290				1,10		1,27		1,79	0,49
		0,430				1,01		1,17		1,64	0,54
	$\alpha = 15^\circ$	0,015	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38
		0,029				1,40		1,57		2,28	0,40
		0,058				1,30		1,46		2,11	0,43
		0,087				1,23		1,38		2,00	0,46
		0,120				1,19		1,34		1,93	0,47
		0,170				1,12		1,26		1,82	0,50
		0,290				1,02		1,14		1,66	0,55
		0,440				1,00		1,12		1,63	0,56
	$\alpha = 20^\circ$	-	1	0	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57
	$\alpha = 30^\circ$	-			0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80
	$\alpha = 45^\circ$	-			0,33	0,50	1	0,47	0,54	0,81	1,34
Roulements à rotule sur billes			1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	1	$0,42 \cot \alpha$	0,65	$0,65 \cot \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$
Roulements démontables à billes			1	0	0,5	2,5	-	-	-	-	0,2

2-3-4 Charge dynamique équivalente des roulements P en tenant compte des conditions de rotation :

$$P = X \cdot V_k \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

avec :

- P** charge équivalente
 F_r composant radial de la charge réelle
 F_a composant axial de la charge réelle
 α angle du contact
 X coefficient radial du roulement (voir le tableau 3-4)
 Y coefficient axial du roulement (voir le tableau 3-4)
 V_k facteur de vitesse
 Si La bague intérieure tourne par rapport à la direction de la charge, la bague intérieure restant fixe, le facteur est $V_k = 1$.
 Dans le cas contraire, $1,05 \geq V_k > 1,00$.

Tableau 3-4-2 Coefficient X et Y
en tenant compte des conditions de rotation

Type de roulements		Roulement à une rangée d'éléments roulants Butée supportant certaine charge radiale				Roulement à deux rangées d'éléments roulants ou deux roulements à une rangée d'éléments roulants montés symétriquement				Facteur e
	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{V_k F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V_k F_r} > e$		$\frac{F_a}{V_k F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V_k F_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Roulements rigides à billes sans encoche de remplissage $\alpha = 0$	0,025	1	0	0,56	2,0	1	0	0,56	2,0	0,22
	0,04	1	0	0,56	1,8	1	0	0,56	1,8	0,24
	0,07	1	0	0,56	1,6	1	0	0,56	1,6	0,27
	0,13	1	0	0,56	1,4	1	0	0,56	1,4	0,31
	0,25	1	0	0,56	1,2	1	0	0,56	1,2	0,37
	0,50	1	0	0,56	1,0	1	0	0,56	1,0	0,44
	α	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	e
Roulements à billes à contact oblique	20°	1	0	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57
	25°	1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
	30°	1	0	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80
	35°	1	0	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
	40°	1	0	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14
Roulements à rotule sur billes		1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	1	$0,42 \cot \alpha$	0,65	$0,65 \cot \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$
Roulements démontables à billes		1	0	0,5	2,5	-	-	-	-	0,2
Roulements à rotule sur rouleaux		1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	1	$0,45 \cot \alpha$	0,67	$0,67 \cot \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$
Roulements à rouleaux coniques		1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	1	$0,45 \cot \alpha$	0,67	$0,67 \cot \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$

Si les charges sont variables en intensité aussi bien qu'en direction, la charge dynamique équivalente est donnée par la relation :

$$P = \left(\int_0^L \frac{(X \cdot V_k \cdot F_r + Y \cdot F_a)^\rho dN}{L} \right)^{1/\rho}$$

Si la charge varie constamment, la charge dynamique équivalente est :

$$P = \frac{1}{3} (X \cdot V_k F_r + Y \cdot F_a)_{\min} + \frac{2}{3} (X \cdot V_k F_r + Y \cdot F_a)_{\max}$$

avec :

L	durée de roulement (en nombre de cycle)
N	millions des tours par un cycle
$\frac{N}{L}$	fraction utilisée de la capacité de résistance du roulement à la fatigue
P	charge dynamique équivalente
F_r	composant radial de la charge réelle
F_a	composant axial de la charge réelle
α	angle du contact
X	coefficient radial du roulement (voir le tableau 3-4)
Y	coefficient axial du roulement (voir le tableau 3-4)
ρ	exposant qui est fonction du contact entre les pistes et les éléments roulants $\rho = 3$ pour les roulements à billes ; $\rho = 10/3$ pour les roulements à rouleaux
V_k	facteur de vitesse Si La bague intérieure tourne par rapport à la direction de la charge, la bague intérieure restant fixe, le facteur est, $V_k = 1$. Dans le cas contraire, $1,05 \geq V_k > 1,00$.

2-3-5 Charge dynamique équivalente moyenne P_m (si les charges sont variables en fonction du temps) :

Si les charges ou les vitesses de rotations sont périodiques suivant une variable, la charge dynamique équivalente moyenne P_m est :

$$P_m = \left(\int_0^L \frac{(X \cdot F_r + Y \cdot F_a)^\rho dN}{N} \right)^{1/\rho}$$

avec :

N	millions de tours par un cycle
-----	--------------------------------

$\frac{N}{L}$	fraction utilisée de la capacité de résistance du roulement à la fatigue
X	coefficient radial du roulement (voir le tableau 3-4)
Y	coefficient axial du roulement (voir le tableau 3-4)
ρ	exposant qui est en fonction du contact entre les pistes et les éléments roulants $\rho = 3$ pour les roulements à billes ; $\rho = 10/3$ pour les roulements à rouleaux.

- 1/ Les charges s'appliquent aux roulements suivant l'ordre de $P_1 - P_2 - P_3 - \dots$ correspondant aux vitesses de rotations $n_1 - n_2 - n_3 - \dots$ et suivant les durées de temps $t_1 - t_2 - t_3 - \dots$

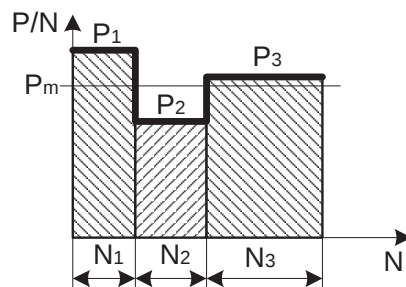


Figure 3-2 Charges équivalentes variables (1)

La charge dynamique équivalente moyenne P_m est :

$$P_m = \left(\frac{P_1^\rho n_1 t_1 + P_2^\rho n_2 t_2 + P_3^\rho n_3 t_3 + \dots}{N} \right)^{1/\rho}$$

avec :

N	$N = n_1 t_1 + n_2 t_2 + n_3 t_3 + \dots$
n_1	vitesse de rotation correspondant à la charge P_1
t_1	temps pendant lequel la charge P_1 s'applique.
ρ	exposant qui est en fonction du contact entre les pistes et les éléments roulants $\rho = 3$ pour les roulements à billes, $\rho = 10/3$ pour les roulements à rouleaux.

- 2/ Les vitesses de rotation restent constantes. Les charges dynamiques équivalentes varient constamment entre P_{min} et P_{max} .

La charge dynamique équivalente moyenne P_m est :

$$P_m = \frac{1}{3} (P_{min} + 2P_{max})$$

avec :

P_{max} charge dynamique équivalente maximum
 P_{min} charge dynamique équivalente minimum

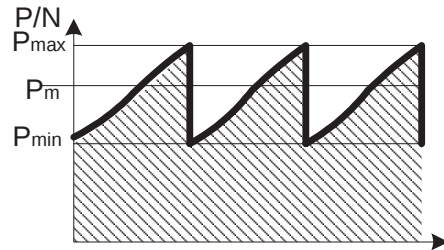


Figure 3-2 Charges équivalentes variables (2)

- 3/ Les roulements supportent une charge constante F_1 (ex : les poids de pièces tournantes) et une autre charge F_2 avec les valeurs constantes et les directions variables (ex : la force centrifuge).

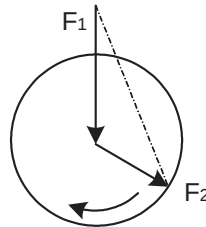


Figure 3-2 Charges équivalentes variables (3)

La charge dynamique équivalente moyennes P_m est :

$$P_m = \phi_m (F_1 + F_2)$$

ϕ_m est une fonction de $\frac{F_1}{F_1 + F_2}$. Nous déterminons ϕ_m avec la figure 3-3.

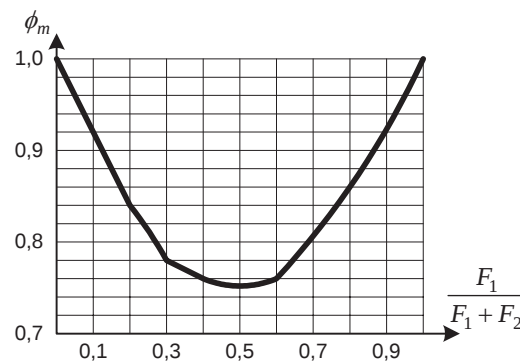


Figure 3-3 Fonction ϕ_m

2-3-6 Charge équivalente statique P_0 :

- **Charge équivalente pour les roulements au repos P_0** (charge équivalente statique) :

La charge équivalente pour les roulements au repos est une charge équivalente statique.
La charge équivalente statique est calculée par la formule suivante :

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

avec :

P_0	charge équivalente statique
F_r	composant radial de la charge statique maximale
F_a	composant axial de la charge statique maximale
X_0	coefficient radial statique du roulement (voir le tableau 3-5)
Y_0	coefficient axial statique du roulement (voir le tableau 3-5)

Tableau 3-5 Coefficient X_0 et Y_0

Type de roulement	Angle du contact	Roulement à une rangée d'éléments roulants		Roulements à deux rangées d'éléments roulants	
	α	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Roulements rigides à billes sans encoche de remplissage	$\alpha = 0^\circ$	0,6	0,5	0,6	0,5
Roulements à billes à contact oblique	$\alpha = 20^\circ$	0,5	0,42	1	0,84
	$\alpha = 25^\circ$	0,5	0,38	1	0,76
	$\alpha = 30^\circ$	0,5	0,33	1	0,66
	$\alpha = 35^\circ$	0,5	0,29	1	0,58
	$\alpha = 40^\circ$	0,5	0,26	1	0,52
Roulement à rotule sur billes	-	0,5	$0,22 \cot \alpha$	1	$0,44 \cot \alpha$
Roulement à rotule sur les rouleaux et roulements à rouleaux coniques	$\alpha \neq 0^\circ$	0,5	$0,22 \cot \alpha$	1	$0,44 \cot \alpha$

- **Charge axiale équivalente pour les butées P_0 :**

Si l'angle du contact des butées est inférieur à 90° , les butées peuvent donc supporter certaines charges radiales. Le rapport entre leurs capacités de charge statique radiale et axiale est égal à Y_0 . La charge équivalente axiale statique est :

$$P_{a0} = 2,3F_r \operatorname{tg} \alpha + F_a$$

avec :

P_{a0}	charge équivalente axiale statique
α	angle du contact
F_r	composant radial de la charge statique maximale
F_a	composant axial de la charge statique maximale

Pour les butées à simple effet, cette formule n'est plus exacte si $F_r > 0,44F_a \cot \alpha$. F_r ne doit pas dépasser $0,67F_a \cot \alpha$.

Si une butée au repos doit supporter une charge axiale excentrée, nous devons calculer la charge équivalente axiale statique.

2-4 Charge des roulements à contact oblique :

2-4-1 Centres des charges :

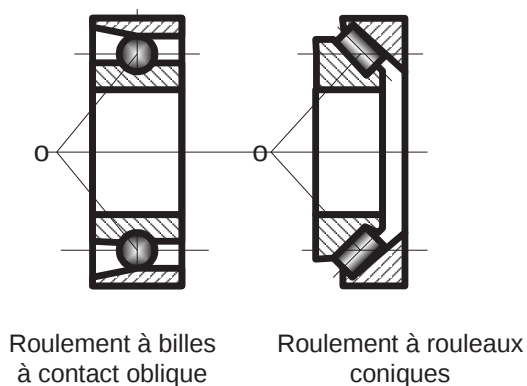


Figure 3-4 Centres des charges

2-4-2 Efforts intérieurs axiaux :

Lorsque les roulements à contact oblique supportent des charges radiales, ils produisent des efforts intérieurs axiaux supplémentaires.

- Pour les roulements à billes à contact oblique, l'effort intérieur axial supplémentaire est :

$$S = e \cdot F_r$$

avec :

e facteur (voir le tableau 3-4)
 F_r charge radiale

- Pour roulement à rouleaux coniques, l'effort intérieur axial supplémentaire est :

$$S = \frac{F_r}{2Y}$$

avec :

F_r charge radiale
 Y coefficient axial (voir le tableau 3-4 en supposant $V_k = 1$)

2-4-3 Efforts axiaux pour les roulements coniques à deux rangées :

1/ Deux rangées disposées normales :

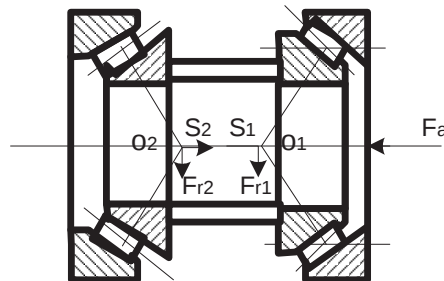


Figure 3-5 Deux rangées disposées normales

- Si $S_1 + F_a > S_2$ les efforts axiaux sur les roulements sont :

$$F_{a1} = S_1$$

$$F_{a2} = S_1 + F_a$$

- Si $S_1 + F_a < S_2$ les efforts axiaux sur les roulements sont :

$$F_{a1} = S_2 - F_a$$

$$F_{a2} = S_2$$

2/ Deux rangées disposées inverses :

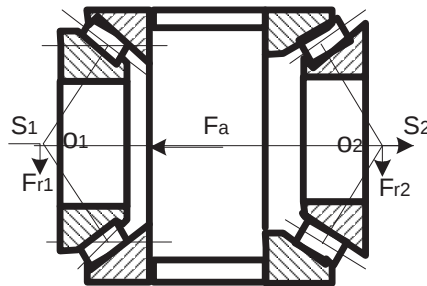


Figure 3-6 Deux rangées disposées inverses

- Si $S_1 + F_a > S_2$ les efforts axiaux sur les roulements sont :

$$F_{a1} = F_a + S_1$$

$$F_{a2} = S_1$$

- Si $S_1 + F_a < S_2$ les efforts axiaux sur les roulements sont :

$$F_{a1} = S_2$$

$$F_{a2} = S_2 - F_a$$

Si la direction de la force axiale F_a est à l'inverse des figures, nous avons besoin de charger $-F_a$ au lieu de F_a .

2-5 Précharge des roulements :

Dans les montages de roulements nous devons prévoir un jeu de fonctionnement qui s'obtient par les applications d'une précharge. Le jeu peut être positif ou négatif selon les applications. Dans la majorité des cas le jeu doit être positif.

La précharge peut être radiale ou axiale selon le type de roulement.

Les effets de la précharge sont :

- * Augmenter la rigidité de roulement.
- * Augmenter la durée de vie pour un jeu, que nous choisissons dans la courbe de la durée en fonction du jeu.
- * Compenser l'usure et le « tassement ».
- * Guidage plus précis de l'arbre.
- * Diminution du bruit de fonctionnement.

Détermination de la précharge :

La précharge peut être exprimée comme un effort ou comme une distance ; ou comme un couple de frottement dans le roulement, mais l'effort est la spécification première.

La précharge appropriée, à la température de fonctionnement, dépend de la charge appliquée au roulement. Les roulements à contact oblique peuvent supporter des charges radiales et axiales. Toutes charges radiales donnent naissance à une poussée axiale induite. L'effort axial produit dans le roulement sera :

- Pour les roulements à billes à contact oblique :

$$F_a = eF_r$$

- Pour les roulements à rouleaux coniques :

$$F_a = 1,5 \cdot F_r / Y$$

avec :

F_r charge radiale appliquée
 e facteur (voir le tableau 3-4-1)

Pour les roulements isolés nous pouvons utiliser la même formule, mais il faut vérifier la charge de base. Si la force extérieure est faible, le nombre des éléments roulants supportant la charge sera moindre et la capacité de charge du roulement sera réduite.

La précharge dépend aussi de la rigidité du montage, qui comprend; la déformation totale de roulement ; la déformation élastique des roulements ; l'élasticité de l'arbre et du logement ; les ajustements des bagues et la déformation élastique de tous les autres composants du champ de force.

La déformation élastique axiale et radiale d'un roulement dépend de sa conception interne : des conditions de contact ; du nombre et du diamètre des éléments roulants et de l'angle de contact.

III TYPE DE ROULEMENTS ET LEURS CHARGES SUPPORTÉES

3-1 Généralité :

3-1-1 Charge minimale F_{im} :

Lorsque les roulements fonctionnent à vitesse élevée, les forces d'inertie agissant sur les billes (ou les rouleaux) et la cage et le frottement dans le lubrifiant peuvent avoir une influence défavorable sur les conditions de rotation du roulement et des mouvements de glissement nuisible entre billes (ou rouleaux) et chemins.

Tous les roulements doivent d'être soumis à une charge minimale, notée F_{im} , pour fonctionner de façon satisfaisante

3-1-2 Durée nominale L : (voir ce chapitre 4-1)

C'est la durée atteinte ou dépassée par 90 % des roulements apparemment identiques et en nombre suffisant fonctionnant dans les mêmes conditions.

Dans le type considéré et pour la durée de vie désirée nous rechercherons le roulement qui présente la capacité de charge dynamique C supérieur à celle calculée. Nous pouvons aussi après avoir choisi un roulement calculer sa durée de vie nominale sous charge équivalente P .

3-1-3 Comment choisir le type de roulement (voir ce chapitre V) :

Le choix d'un roulement se fait suivant en fonction des critiques de:

- la nature des efforts à encaisser : (intensité, direction ...)
- . Charge radiale : chaque roulement encaisse sa charge radiale sauf les butées et les roulements à aiguilles.
- . Charge axiale : en général, elle est encaissée par le roulement dit fixe ou la butée. Pour les roulements à rouleaux coniques ou les roulements à contact oblique, les efforts radiaux induisent une force axiale supplémentaire et les deux roulements se partagent l'effort axial.
- les conditions d'utilisation (lubrification, nature du montage, fonctionnement avec chocs...)
- la vitesse de rotation maximale à ne pas dépasser
- l'encombrement dimensionnel à respecter

3-1 Types de roulements et les charges supportées : (réf : SKF « Catalogue général »)

Tableau 3-6-1 Roulements rigides à billes à une rangée

Type de roulements	Figure	Charge radiale mini F_{rm} en N		Charge dynamique équivalente P en N		Charge statique équivalente P_0 en N					
1. Roulements rigides à billes à une rangée <											

Tableau 3-6-2 Roulements rigides à billes à une rangée (1)

Série 00							Série 02						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
							10	30	09	224	390	24	30
15	32	8	224	400	22	28	12	32	10	310	530	22	28
17	35	8	250	430	19	24	15	35	11	355	600	19	24
20	42	8	305	500	18	22	17	40	12	450	735	17	20
25	47	8	365	560	14	17	20	47	14	620	980	15	18
30	55	9	585	865	12	15	25	52	15	695	1080	12	15
							30	62	16	1000	1500	10	13
35	62	9	695	950	10	13	35	72	17	1370	1960	9,0	11
40	68	9	780	1020	9,5	12	40	80	18	1660	2360	8,5	10
45	75	10	930	1200	9,0	11	45	85	19	1860	2550	7,5	9,0
50	80	10	1000	1250	8,5	10	50	90	20	1960	2700	7,0	8,5
							55	100	21	2500	3350	6,3	7,5
55	90	11	1220	1500	7,5	9,0	60	110	22	2800	3650	6,0	7,0
60	95	11	1320	1530	6,7	8,0	65	120	23	3400	4300	5,3	6,3
65	100	11	1460	1630	6,3	7,5	70	125	24	3750	4750	5,0	6,0
70	110	13	1500	2160	6,0	7,0	75	130	25	4050	5100	4,8	5,6
75	115	13	2000	2200	5,6	6,7	80	140	26	4500	5600	4,5	5,3
							85	150	28	5300	6400	4,3	5,0
80	125	14	2360	2550	5,3	6,3	90	160	30	6100	7350	3,8	4,5
85	130	14	2500	2600	5,0	6,0	100	180	34	6800	9500	3,4	4,0
90	140	16	2900	3200	4,8	5,6	110	200	38	10000	11200	3,0	3,6
100	150	16	3250	3400	4,3	5,0	120	215	40	10000	11200	2,8	3,4
110	170	19	4250	4400	3,8	4,5	130	230	40	11200	12000	2,6	3,2
							140	250	42	12200	12700	2,4	3,0

Tableau 3-6-3 Roulements rigides à billes à une rangée (2)

Série 03							Série 04						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
10	35	11	375	620	20	26	17	62	17	1180	1760	12	15
12	37	12	465	750	19	24	20	72	19	1660	2360	10	13
15	42	13	540	880	17	20							
17	47	14	655	1040	16	19	25	80	21	1960	2750	9,0	11
20	52	15	780	1220	13	16	30	90	23	2400	3350	8,5	10
25	62	17	1140	1730	11	14							
30	72	19	1460	2160	9,0	11	35	100	25	3100	4250	7,0	8,5
35	80	21	1800	2550	8,5	10	40	110	27	3650	4900	6,7	8,0
40	90	23	2240	3150	7,5	9,0							
45	100	25	3000	4050	6,7	8,0	45	120	29	4550	5850	6,0	7,0
50	110	27	3600	4750	6,3	7,5	50	130	31	5200	6700	5,3	6,3
55	120	29	4150	5500	5,6	6,7							
60	130	31	4800	6300	5,0	6,0	55	140	33	6300	7650	5,0	6,0
65	140	33	5600	7100	4,8	5,6	60	150	35	6950	8300	4,8	5,6
70	150	35	6300	8000	4,5	5,3							
75	160	37	7200	8650	4,3	5,0	65	160	37	7800	9150	4,5	5,3
80	170	39	8000	9500	3,8	4,5	70	180	42	10400	11000	3,8	4,5
85	180	41	9000	10200	3,6	4,3							
90	190	43	9800	11000	3,4	4,0	75	190	45	11400	11800	3,6	4,3
95	200	45	11000	11800	3,2	3,8							
100	215	47	13200	13400	3,0	3,6	-	-	-	-	-	-	-
110	240	50	16600	15600	2,6	3,2	-	-	-	-	-	-	-

Tableau 3-7-1 Roulements à rotule sur deux rangées de billes

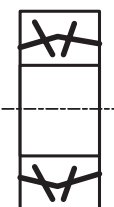
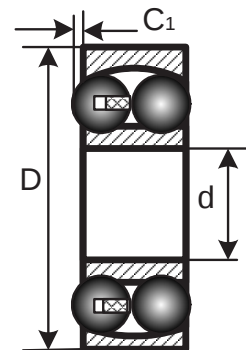
Type de roulements	Figure	Charge radiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge statique équivalente P_0 en N														
2. Roulements à rotule sur deux rangées de billes Symbole : 	 Généralité : La bague extérieure à un chemin sphérique. Avantages : La bague intérieure et le jeu de billes peuvent osciller autour du centre du roulement (quelques degrés). Recommander lorsque le parallélisme arbre – logement est difficile à assurer. Inconvénients : Le contact billes /chemin est moins bon que dans un roulement rigide. Utilisation : Dans les cas où prévoit une flexion de l'arbre. Ou dans les cas de parallélisme non assuré. Paliers de transmissions.	La charge minimale radiale : $F_{rm} = k_r \left(\frac{\nu n}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$ avec : F_{rm} charge radiale minimale en N ν viscosité de l'huile à la température de fonctionnement en mm^2/s n vitesse de rotation tr/min d_m diamètre moyen du roulement $d_m = 0,5 \cdot (d + D)$ k_r facteur de charge radiale <table><tr><th>Série de roulements</th><th>k_r</th></tr><tr><td>Série 32</td><td>80</td></tr><tr><td>Série 32A</td><td>60</td></tr><tr><td>Série 32E</td><td>90</td></tr><tr><td>Série 33</td><td>95</td></tr><tr><td>Série 33A</td><td>70</td></tr><tr><td>Série 33E</td><td>110</td></tr></table>	Série de roulements	k_r	Série 32	80	Série 32A	60	Série 32E	90	Série 33	95	Série 33A	70	Série 33E	110	Si $F_a / F_r \leq e$ $P = F_r + Y_1 F_a$ Si $F_a / F_r > e$ $P = 0,65 F_r + Y_2 F_a$ Les valeurs du coefficient e, Y_1 et Y_2 pour chaque roulement sont données dans le tableau suivant.	$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$ La valeur du coefficient Y_0 pour chaque roulement est donnée dans le tableau 3-5
Série de roulements	k_r																	
Série 32	80																	
Série 32A	60																	
Série 32E	90																	
Série 33	95																	
Série 33A	70																	
Série 33E	110																	

Tableau 3-7-2 Valeurs des coefficients Y_1 et Y_2
pour les roulements à rotule sur deux rangées de billes

$$P = XF_r + YF_a$$

Série de dimensions		02 et 12						22					03				23		
Série de diamètres		10 -> 17	20 -> 25	30 -> 35	40 -> 45	50 -> 60	65 -> 110	10 -> 20	25 -> 35	40 -> 45	50 -> 65	70 -> 85	15 -> 17	20 -> 25	30 -> 45	50 -> 85	15 -> 17	25 -> 50	55 -> 80
$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	X	1						1					1				1		
	Y	2,0	2,3	2,7	2,9	3,4	3,6	1,3	1,7	2,0	2,3	2,4	1,8	2,2	2,5	2,8	1,2	1,5	1,6
$\frac{F_a}{F_r} > e$	X	0,65						0,65					0,65				0,65		
	Y	3,1	3,6	4,2	4,5	5,2	5,6	2,0	2,6	3,1	3,5	3,8	2,8	3,4	3,9	4,5	1,9	2,3	2,5
e		0,31	0,27	0,23	0,21	0,19	0,17	0,5	0,37	0,31	0,28	0,26	0,34	0,29	0,25	0,23	0,52	0,43	0,39

Tableau 3-7-3 Roulements à rotule sur deux rangées de billes

Série 12							Série 22						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
10	30	9	137	415	24	30	10	30	14	176	560	22	28
12	32	10	150	475	22	28	12	32	14	196	570	20	26
15	35	11	204	570	19	24	15	35	14	212	585	18	22
17	40	12	240	600	18	22	17	40	16	275	750	17	20
20	47	14	315	765	15	18	20	47	18	380	965	14	17
25	52	15	400	930	13	16							
30	62	16	560	1200	10	13	25	52	18	415	965	11	14
35	72	17	630	1200	9,0	11	30	62	20	550	1180	9,5	12
40	80	18	800	1460	8,5	10	35	72	23	780	1660	8,5	10
45	85	19	900	1660	7,5	9,0	40	80	23	900	1730	7,5	9,0
50	90	20	1000	1730	7,0	8,5	45	85	23	1000	1760	7,0	8,5
55	100	21	1250	2040	6,3	7,5	50	90	23	1050	1760	6,3	7,5
60	110	22	1430	2320	5,6	6,7	55	100	25	1250	2040	6,0	7,0
65	120	23	1560	2360	5,3	6,3	60	110	31	1560	2600	5,3	6,3
70	125	24	1730	2650	5,0	6,0	65	120	31	2000	3350	5,0	6,0
75	130	25	1960	2900	4,8	5,6	70	125	31	2120	3400	4,8	5,6
80	140	26	2160	3050	4,5	5,3							
85	150	28	2600	3750	4,0	4,8	75	130	31	2200	3400	4,5	5,3
90	160	30	2900	4300	3,8	4,5	80	140	2,0	2450	3750	4,0	4,8
100	180	34	3550	5300	3,4	4,0	85	150	2,0	2900	4500	3,8	4,5

Tableau 3-7-4 Roulements à rotule sur deux rangées de billes

Série 23							Série 03						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
15	42	17	325	915	15	18	15	42	13	265	735	17	20
17	47	19	405	1100	13	16	17	47	14	365	965	14	17
20	52	21	540	1370	11	14	20	52	15	390	965	12	15
25	62	24	750	1860	9,5	12	25	62	17	585	1370	9,5	12
30	72	25	1000	2400	8,5	10	30	72	19	750	1630	9,0	11
35	80	31	1290	3000	7,0	8,5	35	80	21	950	1930	7,5	9,0
40	90	33	1560	3450	6,3	7,5	40	90	23	1180	2280	6,7	8,0
45	100	36	1930	4150	5,6	6,7	45	100	25	1530	2900	6,3	7,5
50	110	40	2360	4900	5,3	6,3	50	110	27	1700	3350	5,6	6,7
55	120	43	2800	5700	4,8	5,6	55	120	29	2160	3900	5,0	6,0
60	130	46	3250	6700	4,5	5,3	60	130	31	2550	4400	4,5	5,3
65	140	48	3800	7360	4,0	4,8	65	140	33	2800	4750	4,3	5,0
70	150	51	4400	8300	3,8	4,5	70	150	35	3400	5700	4,0	4,8
75	160	55	5100	9300	3,4	4,0	75	160	37	3650	6100	3,8	4,5
80	170	58	5700	10400	3,2	3,8	80	170	39	4050	6800	3,6	4,3

Tableau 3-8-1 Roulements à billes à contact oblique à une rangée

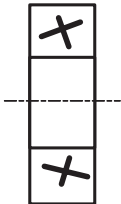
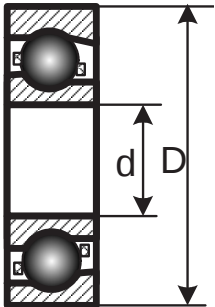
Type de roulements	Figure	Charge radiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge statique équivalente P_0 en N		
3-1-1. Roulements à billes à contact oblique à une rangée Symbole : 	 Généralités : Ces roulements sont en général montés par paires en opposition. Les bagues extérieures et intérieures doivent être fixées latéralement. L'angle de contact est de 40°. Les chemins de roulements sont décalés l'un par rapport à l'autre. Avantages : le contact bille/chemin permet une charge axiale importante. Inconvénients : Le montage par paire est rigide donc sensible aux alignements.	La charge minimale requise à appliquer aux roulements montés séparément ou par paire selon disposition en T, dans de tels cas elle peut être tirée de $F_{am} = k_a \frac{C_0}{1000} \left(\frac{n d_m}{100000} \right)^2$ Pour les paires de roulements disposées en 0 ou en X : $F_{rm} = k_r \left(\frac{\nu n}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$ F_{am} charge axiale minimale en N F_{rm} charge radiale minimale en N C_0 charge statique de base, respectivement pour roulement isolé et paire de roulements en N k_r facteur de charge radiale ν viscosité de l'huile à la température de fonctionnement en mm^2/s n vitesse de rotation tr/min d_m diamètre moyen du roulement $d_m = 0,5 \cdot (d + D)$	- Pour les roulements exécution B et BE montées séparément ou par paire selon disposition en T : Si $F_a / F_r \leq 1,14$ $P = F_r$ Si $F_a / F_r > 1,14$ $P = 0,35F_r + 0,57F_a$ - Pour les roulements montés par paire disposition en 0 ou en X : Si $F_a / F_r \leq 1,14$ $P = F_r + 0,55F_a$ Si $F_a / F_r > 1,14$ $P = 0,57F_r + 0,93F_a$ F_a et F_r sont la charge axiale et la charge radiale, agissant sur la paire de roulements	- Pour les roulements exécution B et BE montées séparément ou par paire selon disposition en T : $P_0 = 0,5F_r + 0,26F_a$ - Pour les roulements montés par paire disposition en 0 ou en X : $P_0 = F_r + 0,52F_a$ F_a et F_r sont la charge axiale et la charge radiale, agissant sur la paire de roulements		
			Série 72 BE	Série 72 B	Série 73 BE	Série 73 B
		Facteur de charge axiale k_a	1,4	1,2	1,6	1,4
		Facteur de charge radiale k_r	95	80	100	90

Tableau 3-8-2 Roulements à billes à contact oblique à une rangée

Série 02							Série 03						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
10	30	9	212	380	19	28	15	42	13	530	900	14	19
12	32	10	305	540	17	24	17	47	14	710	1140	12	17
15	35	11	365	620	16	22	20	52	15	815	1340	10	15
17	40	12	465	765	14	19	25	62	17	1220	1900	8,5	12
20	47	14	640	1020	11	16	30	72	19	1660	2400	7,5	10
25	52	15	765	1140	9,5	14							
30	62	16	1100	1560	8,5	12	35	80	21	2000	2800	7,0	9,5
35	72	17	1500	2080	7,5	10	40	90	23	2500	3450	6,3	8,5
40	80	18	1860	2450	6,7	9,0	45	100	25	3350	4500	5,6	7,5
45	85	19	2120	2750	6,3	8,5	50	110	27	4000	5200	5,0	6,7
50	90	20	2320	2850	5,6	7,5	55	120	29	4650	6100	4,5	6,0
55	100	21	2900	3600	5,3	7,0							
60	110	22	3600	4300	4,8	6,3	60	130	31	5400	6950	4,3	5,6
65	120	23	4250	4900	4,3	5,6	65	140	33	6200	7800	4,0	5,3
70	125	24	4650	5300	4,3	5,6	70	150	35	7200	8800	3,6	4,8
75	130	25	4900	5500	4,0	5,3	75	160	37	8000	9650	3,4	4,5
80	140	26	5600	6200	3,6	4,8	80	170	39	9000	10400	3,2	4,3
85	150	28	6400	6950	3,4	4,5							
90	160	30	7500	8150	3,2	4,3	85	180	41	10000	11200	3,0	4,0
95	170	32	8650	9300	3,0	4,0	90	190	43	11200	12000	2,8	3,8
100	180	34	9150	10000	2,8	3,8	100	215	47	15000	14600	2,4	3,4
110	200	38	11400	11800	2,4	3,4	110	240	50	19000	17300	2,0	3,0

**Tableau 3-9-1 Roulements à billes à contact oblique à une rangée
Montage par paire**

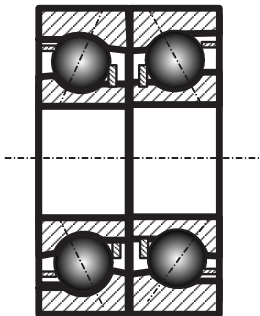
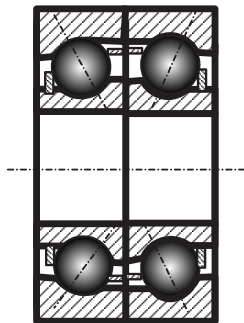
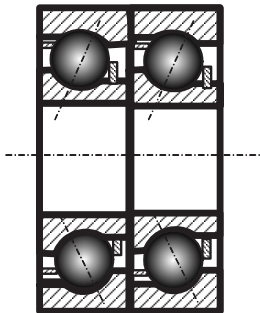
Type de roulements	Généralités :	Disposition en O	Disposition en X		Disposition en T	
3-1-2. Roulements à billes à contact oblique à une rangée Montage par paire	Ces roulements sont en général montés par paires en opposition. Les bagues extérieures et intérieures doivent être fixées latéralement. L'angle de contact est de 40°. Les charges de base s'entendent pour une paire de roulements. Avantages : le contact bille/chemin permet une charge axiale importante. Inconvénients : Le montage par paire est rigide donc sensible aux alignements.					
		$P = XF_r + YF_a$				
		Montages	$F_a / F_r \leq 1,14$		$F_a / F_r > 1,14$	
			X	Y	X	Y
Disposition en T	1	0	0,35	0,57		
Disposition en O et X	1	0,55	0,57	0,93		

Tableau 3-9-2 Roulements à billes à contact oblique à une rangée
Montage par paire

Série 02							Série 03						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
15	35	11	730	1000	12	17	17	40	12	1420	1860	9,5	14
17	40	12	930	1250	10	15	20	47	14	1630	2160	8,5	12
20	47	14	1280	1660	9,0	13	25	52	15	2450	3050	7,5	10
25	52	15	1530	1830	8,0	11	30	62	16	3320	3800	6,3	8,5
30	62	16	2200	2550	7,0	9,5	35	72	17	4000	4550	5,6	7,5
35	72	17	3000	3000	6,0	8,0	40	80	18	5000	5600	5,5	6,7
40	80	18	3720	4000	5,3	7,0	45	85	19	6700	7200	4,5	6,0
45	85	19	4240	4500	5,0	6,7	50	90	20	8000	8500	4,0	5,3
50	90	20	4640	4650	4,5	6,0	55	100	21	9300	9300	3,6	4,8
55	100	21	5800	5700	4,3	5,6	60	110	22	10800	11200	3,4	4,5
60	110	22	7200	6950	3,8	5,0	65	120	23	12400	12700	3,2	4,3
65	120	23	8500	7800	3,4	4,5	70	125	24	14400	14300	2,8	3,8
70	125	24	9300	8650	3,2	4,3	75	130	25	16000	15300	2,6	3,6
75	130	25	9800	8800	3,2	4,3	80	140	26	18000	16600	2,4	3,4
80	140	26	11200	10000	2,8	3,8	85	150	28	20000	18000	2,2	3,2
85	150	28	12800	11200	2,6	3,8	90	160	30	22400	19300	2,0	3,0
90	160	30	15000	13200	2,4	3,4	100	180	34	30000	23600	1,8	2,6
95	170	32	17300	15000	2,2	3,2	110	200	38	38000	28000	1,7	2,4
100	180	34	18300	16300	2,0	3,0	120	-	-	41600	29000	1,6	2,2
110	200	38	22800	19000	1,9	2,8							

Tableau 3-10-1 Roulements à deux rangées de billes à contact oblique

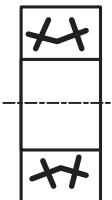
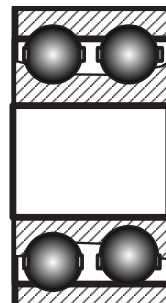
Type de roulements	Figure	Charge radiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge statique équivalente P_0 en N														
3-2. Roulements à deux rangées de billes à contact oblique Symbole : 	 Avantage : Les roulements supportent des charges axiales dans les deux sens. Inconvénients : Les roulements exigent une très bonne coaxialité de l'alésage et de l'arbre. Utilisation : Iles sont utilisées dans les montages où les déformations élastiques doivent être faciles.	La charge radiale minimale requise à appliquer aux roulements à deux rangées est $F_{rm} = k_r \left(\frac{\nu n}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$ avec : F_{rm} charge radiale minimale en N ν viscosité de l'huile à la température de fonctionnement en mm^2/s n vitesse de rotation tr/min d_m diamètre moyen du roulement $d_m = 0,5 \cdot (d + D)$ k_r facteur de charge radiale <table><tr><th>Série de roulements</th><th>facteur de charge radiale k_r</th></tr><tr><td>Série 32</td><td>80</td></tr><tr><td>Série 32 A</td><td>60</td></tr><tr><td>Série 32 E</td><td>90</td></tr><tr><td>Série 33</td><td>95</td></tr><tr><td>Série 33 A</td><td>70</td></tr><tr><td>Série 33 E</td><td>110</td></tr></table>	Série de roulements	facteur de charge radiale k_r	Série 32	80	Série 32 A	60	Série 32 E	90	Série 33	95	Série 33 A	70	Série 33 E	110	Si $F_a / F_r \leq 0,86$ $P = F_r + 0,73F_a$ Si $F_a / F_r > 0,86$ $P = 0,62F_r + 0,17F_a$	- Pour les roulements à deux rangées de billes à contact oblique avec un angle de contact de 32° $P_0 = F_r + 0,63F_a$ F_a et F_r sont la charge axiale et la charge radiale, agissant sur la paire de roulement
Série de roulements	facteur de charge radiale k_r																	
Série 32	80																	
Série 32 A	60																	
Série 32 E	90																	
Série 33	95																	
Série 33 A	70																	
Série 33 E	110																	

Tableau 3-10-2 Roulements à billes à contact oblique à deux ranges

Série 32							Série 33						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
10	30	14,3	450	720	16	22							
12	32	15,9	550	815	15	20	15	42	19,0	915	1370	10	15
15	35	15,9	550	815	13	18	17	47	22,2	1270	1900	9,5	14
17	40	17,5	800	1140	10	15	20	52	22,2	1370	1900	8,5	12
20	47	20,6	1090	1560	9,0	13	25	62	25,4	1960	2600	7,5	10
25	52	20,6	1340	1700	8,0	11	30	72	30,2	2700	3450	6,3	8,5
30	62	23,8	2000	2450	7,0	9,5	35	80	34,9	3550	4400	5,6	7,5
35	72	27,0	2750	3350	6,0	8,0	40	90	36,5	4500	5400	5,0	6,7
40	80	30,2	3200	3800	5,6	7,5	45	100	39,7	5500	6550	4,5	6,0
45	85	30,2	3650	4050	5,0	6,7	50	110	44,4	7200	8000	4,0	5,3
50	90	30,2	4250	4650	4,6	6,3	55	120	49,2	7800	8650	3,6	4,8
55	100	33,3	4800	5200	4,3	5,6	60	130	54,0	9500	10000	3,4	4,5
60	110	36,5	6200	6400	3,8	5,0	65	140	58,7	11000	11600	3,2	4,3
65	120	38,1	6800	6800	3,6	4,8	70	150	63,5	12700	13400	2,8	3,8
70	125	39,7	6950	6800	3,2	4,3	75	160	68,3	13700	14000	2,6	3,6
75	130	41,3	7800	7500	3,2	4,3	80	170	68,3	15600	16000	2,4	3,4
80	140	44,4	9500	9150	2,8	3,8	85	180	73,0	17600	17600	2,2	3,2
85	150	49,2	10400	9800	2,6	3,6	90	190	73,0	20800	20000	2,0	3,0
90	160	52,4	12500	11600	2,4	3,4	100	215	82,6	26000	23200	1,8	2,6
100	180	60,3	15600	14400	2,0	3,0							

Tableau 3-11-1 Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques

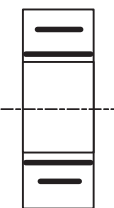
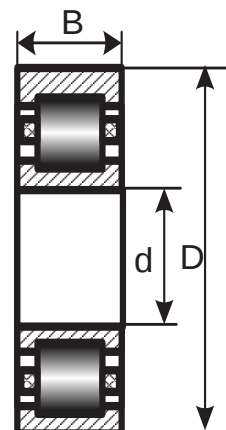
Type de roulements	Figure	Charge radiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge axiale dynamique F_{a-adm} en N																		
4-1. Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques Symbole :  Ils existent en différentes versions suivant la position de l'épaulement.	 Généralité : Ils permettent le déplacement axial. Avantage : Ils supportent des charges axiales importantes. Ils conviennent à des grandes vitesses. Inconvénients : Exigent une bonne coaxialité entre l'arbre et le logement. Utilisation : Paliers pour charges radiales importantes, moteurs électriques, turbocompresseurs...	$F_{rm} = k_r \left(6 + \frac{4n}{n_r} \right) \cdot \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$ F_{rm} charge radiale minimale en N k_r facteur de charge radiale Série 10 : k_r =10 Série 2,3 et 4 : k_r =150 Série 22: k_r =200 Série 23 : k_r =250 n vitesse de rotation en tr/min n_r vitesse de base pour la lubrification à l'huile en tr/min d_m diamètre moyen du roulement $d_m = 0,5 \cdot (d + D)$ en mm Coefficient k_1 et k_2 <table><tr><th colspan="3">Roulement exécution EC</th></tr><tr><td>k_1</td><td>1,5</td><td>1,0</td></tr><tr><td>k_2</td><td>0,15</td><td>0,10</td></tr><tr><th colspan="3">Autres roulements</th></tr><tr><td>k_1</td><td>0,5</td><td>0,3</td></tr><tr><td>k_2</td><td>0,05</td><td>0,03</td></tr></table>	Roulement exécution EC			k_1	1,5	1,0	k_2	0,15	0,10	Autres roulements			k_1	0,5	0,3	k_2	0,05	0,03	Quand les roulements à rouleaux cylindriques sont utilisés comme paliers libres et soumis à des charges purement radiales, la charge dynamique équivalente est : $P = F_r$ Si des roulements à rouleaux cylindriques avec épaulements sur les bagues intérieures et extérieures sont utilisés, sur un l'arbre, axialement dans un sens ou les deux, la charge dynamique équivalente est : Si $F_a / F_r \leq e$ $P = F_r$ Si $F_a / F_r > e$ $P = 0,92F_r + YF_a$ e coefficient de calcul $e=2$ pour les roulements séries 10, 2, 3 et 4 $e=3$ pour les roulements séries 22 et 23 Y coefficient axial $Y=0,6$ pour série 10,2, 3 et 4 $Y=0,4$ pour série 22 et 23	Les roulements avec épaulements sur les bagues intérieures et extérieures peuvent supporter des charges axiales en plus des charges radiales. La valeur de la charge axiale admissible ne dépend pas de la résistance à la fatigue, il dépend de la lubrification, de la température de fonctionnement et de la dissipation de la chaleur hors du roulement. La charge axiale admissible est : $F_{a-adm} = \frac{k_1 C_0 10^4}{n \cdot (d + D)} - k_2 F_r$ C_0 charge statique de base en N F_r composant radial en tr/min n vitesse de rotation en tr/min d diamètre d'alésage du roulement en mm D diamètre extérieur du roulement en mm k_1 coefficient (voir à gauche) k_2 coefficient (voir à gauche)
Roulement exécution EC																						
k_1	1,5	1,0																				
k_2	0,15	0,10																				
Autres roulements																						
k_1	0,5	0,3																				
k_2	0,05	0,03																				

Tableau 3-11-2 Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques

Série 02							Série 03						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
15	35	11	425	815	19	24	15	-	-	-	-	-	-
17	40	12	520	980	17	20	17	47	14	865	1560	14	17
20	47	14	735	1340	15	18	20	52	15	1160	2040	12	15
25	52	15	880	1530	12	15	25	62	17	1500	2600	9,5	12
30	62	16	1200	2040	10	13	30	72	19	2000	3400	8,5	10
35	72	17	1760	2900	9,0	11	35	80	21	2700	4300	8,0	9,5
40	80	18	2400	3800	8,5	10	40	90	23	3250	5100	6,7	8,0
45	85	19	2550	4000	7,5	9,0	45	100	25	4550	6950	6,3	7,5
50	90	20	2750	4250	7,0	8,5	50	110	27	5200	8000	5,6	6,7
55	100	21	3400	5100	6,3	7,5	55	120	29	6700	10000	5,0	6,0
60	110	22	4300	6200	5,6	6,7	60	130	31	7650	11200	4,8	5,6
65	120	23	5100	7200	5,3	6,3	65	140	33	8500	12500	4,5	5,3
70	125	24	5100	8800	5,0	6,0	70	150	35	10200	14600	4,0	4,8
75	130	25	6300	9650	4,8	5,6	75	160	37	12500	17600	3,8	4,5
80	140	26	6800	11000	4,5	5,3	80	170	39	12500	17600	3,6	4,3
85	150	28	7800	13400	4,3	5,0	85	180	41	14600	20400	3,4	4,0
90	160	30	10000	15000	3,8	4,5	90	190	43	16000	22000	3,2	3,8
95	170	32	11200	16000	3,6	4,3	95	200	45	19000	25000	3,0	3,6
100	180	34	12500	16000	3,4	4,0	100	215	47	22000	29000	2,8	3,4
105	190	36	13700	18300	3,2	3,8	105	225	49	25500	33500	2,6	3,2
110	200	38	16600	22000	3,0	3,6	110	240	50	29000	37500	2,4	3,0
120	215	40	18300	23600	2,8	3,4	120	260	55	34000	44000	2,2	2,8
130	230	40	20400	25500	2,6	3,2	130	280	58	40500	51000	2,0	2,8
140	250	42	23600	29000	2,4	3,0	140	300	62	45500	57000	1,9	2,4

Tableau 3-11-3 Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques

Série 23							Série 04						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
20	52	21	1860	2900	11	14							
25	62	24	2450	3800	9,0	11							
30	72	27	2900	4550	8,0	9,5	30	90	23	3400	5500	7,5	9,0
35	80	31	3800	5700	7,0	8,5	35	100	25	4400	6800	6,7	8,0
40	90	33	5100	7300	6,3	7,5	40	110	27	5700	8800	6,0	7,0
45	100	36	6700	9500	5,6	6,7	45	120	29	6950	10400	5,6	6,7
50	110	40	8000	11000	5,0	6,0	50	130	31	8650	12700	5,0	6,0
55	120	43	9800	13400	4,8	5,6	55	140	33	8650	12900	4,8	5,6
60	130	46	11400	15300	4,3	5,0	60	150	35	10600	15300	4,3	5,0
65	140	48	12900	17300	4,0	4,8	65	160	37	12700	18000	4,0	4,8
70	150	51	16000	20400	3,8	4,5	70	180	42	16300	22400	3,6	4,3
75	160	55	20000	25000	3,4	4,0	75	190	45	17300	24000	3,4	4,0
80	170	58	20000	25000	3,2	3,8	80	200	48	20000	27500	3,2	3,8
85	180	60	22800	28500	3,0	3,6	85	210	52	22800	31000	3,0	3,6
90	190	64	24000	30000	2,8	3,4	90	225	54	26000	34500	2,6	3,4
95	200	67	30000	36000	2,6	3,2	95	240	55	28000	37500	2,6	3,2
100	215	73	35500	42500	2,4	3,0	100	250	58	32000	41500	2,4	3,0

Tableau 3-12-1 Roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques

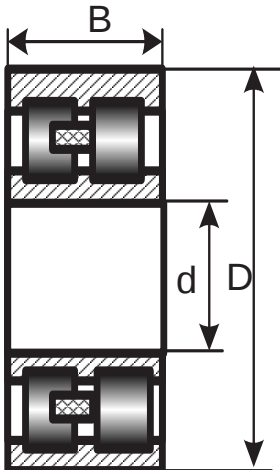
Type de roulements	Figure	Charge radiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge axiale dynamique F_{a-adm} en N										
4-2. Roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques		$F_{rm} = k_r \left(6 + \frac{4n}{n_r} \right) \cdot \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$ avec : F_{rm} charge radiale minimale en N n vitesse de rotation en tr/min n_r vitesse de base pour la lubrification à l'huile en tr/min d_m diamètre moyen du roulement $d_m = 0,5 \cdot (d + D)$ en mm k_r facteur de charge radiale <table><tr><th>Série</th><th>facteur de charge radiale k_r</th></tr><tr><td>Série 10</td><td>100</td></tr><tr><td>Série 2, 3, 4</td><td>150</td></tr><tr><td>Série 22</td><td>200</td></tr><tr><td>Série 23</td><td>250</td></tr></table>	Série	facteur de charge radiale k_r	Série 10	100	Série 2, 3, 4	150	Série 22	200	Série 23	250	Quand les roulements à rouleaux cylindriques sont utilisés comme des paliers libres et soumis à des charges purement radiales, la charge dynamique équivalente est : $P = F_r$ Si les roulements à rouleaux cylindriques avec épaulements sur les bagues intérieure et extérieure sont utilisés pour l'arbre axialement dans un sens ou le deux, la charge dynamique équivalente est : Si $F_a / F_r \leq e$ $P = F_r$ Si $F_a / F_r > e$ $P = 0,92F_r + YF_a$ e coefficient de calcul $e=2$ pour roulement séries 10, 2, 3 et 4 $e=3$ pour roulements séries 22 et 23	Les roulements avec épaulements sur les bagues intérieures et extérieures peuvent supporter des charges axiales en plus des charges radiales. La valeur de la charge axiale admissible ne dépend pas de la résistance à la fatigue, il dépend de la lubrification, de la température de fonctionnement et la dissipation de la chaleur hors du roulement. La charge axiale admissible est : $F_{a-adm} = \frac{k_1 C_0 10^4}{n \cdot (d + D)} - k_2 F_r$ C_0 charge statique de base en N F_r composant radial en tr/min n vitesse de rotation en tr/min d diamètre d'alésage du roulement en mm D diamètre extérieur du roulement en mm k_1 coefficient (voir le cas 4-1) k_2 coefficient (voir le cas 4-1)
Série	facteur de charge radiale k_r													
Série 10	100													
Série 2, 3, 4	150													
Série 22	200													
Série 23	250													

Tableau 3-12-2 Roulements à deux rangées de rouleaux cylindriques

Série 30						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	Huile
30	55	19	1800	2500	11	14
35	62	20	2450	3200	9,5	12
40	68	21	2800	3650	9,0	11
45	75	23	3350	4250	8,0	9,5
50	80	23	3650	4500	7,5	9,0
55	90	26	4900	6000	6,7	8,0
60	95	26	5400	6300	6,3	7,5
65	100	26	5600	6400	6,0	7,0
70	110	30	7350	8300	5,3	6,3
75	115	30	7350	8300	5,0	6,0
80	125	34	9300	10200	4,8	5,6
85	130	34	10000	10600	4,5	5,3
90	140	37	11600	12200	4,3	5,0

Tableau 3-13-1 Roulements à rotule sur rouleaux

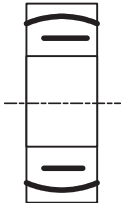
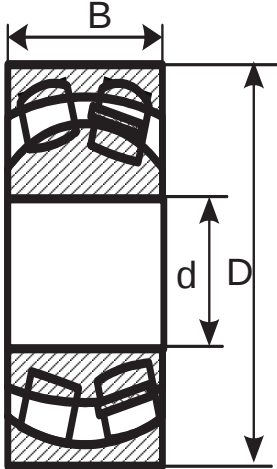
Type de roulements	Figure	Charge radiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge statique équivalente P_0 en N
5. Roulements à rotule sur rouleaux Symbole : 	 Caractéristique : Les roulements existent avec alésage cylindrique ou conique. (conicité 1/12=8,33%) Avantage : Ils supportent des charges plus élevées que les roulements à rotule à billes. Nous pouvons admettre un déversement de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure. Inconvénients : les vitesses de rotation sont limitées.	La charge radiale minimale est: $F_{rm} = 0,02C$ avec : F_{rm} charge radiale minimale en N C charge dynamique de base en N La charge axiale admissible est: $F_{a-adm} = 3Bd$ avec : B largeur du roulement en mm d diamètre d'alésage du roulement en mm	La charge dynamique équivalente est : Si $F_a / F_r \leq e$ $P = F_r + Y_1 F_a$ Si $F_a / F_r > e$ $P = 0,67 F_r + Y_2 F_a$ Les valeurs des coefficients e, Y_1 et Y_2 pour chaque roulement qui se trouvent dans le tableau suivant.	La charge statique équivalente est : $P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$ La valeur du coefficient Y_0 pour chaque roulement qui se trouve dans le tableau 3-5

Tableau 3-13-2 Roulements à rotule à deux rangées de rouleaux

Charge dynamique équivalente P en N $P = XF_r + YF_a$							
Série de dimensions		22			23		
Série de diamètres		25 à 35	40 à 45	50 à 100	40 à 50	55 à 75	80 à 200
$\frac{F_a}{F_r} \leq 0$	X	1			1		
	Y	2,1	2,5	2,9	1,8	1,9	2,0
$\frac{F_a}{F_r} > 0$	X	0,67			0,67		
	Y	3,1	3,7	4,4	2,7	2,9	3,0
e		0,32	0,27	0,23	0,35	0,35	0,34

Tableau 3-13-3 Roulements à rotule à deux rangées de rouleaux

Série 22							Série 23						
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
25	52	18	2160	3100	7,0	9,0	-	-	-	-	-	-	-
30	62	20	3000	4250	6,0	7,5	-	-	-	-	-	-	-
35	72	23	4050	5500	5,0	6,3	-	-	-	-	-	-	-
40	80	23	4750	6400	4,5	5,6	40	90	33	7350	9800	4,3	5,6
45	85	23	5100	6700	4,3	5,3	45	100	36	9500	12000	3,8	4,8
50	90	23	5400	6950	3,8	4,8	50	110	40	12000	15300	3,4	4,3
55	100	25	6700	8650	3,4	4,3	55	120	43	13700	17300	3,0	3,8
60	110	28	8300	10600	3,2	4,0	60	130	46	16600	20400	2,8	3,6
65	120	31	10000	12500	2,8	3,6	65	140	48	18000	22000	2,4	3,2
70	125	31	10400	12900	2,6	3,4	70	150	51	21200	25500	2,2	3,0
75	130	31	11000	13400	2,4	3,2	75	160	55	25500	30000	2,0	2,8
80	140	33	12700	15300	2,2	3,0	80	170	58	27500	32500	1,9	2,6
85	150	36	14600	17600	2,0	2,8	85	180	60	31000	36500	1,8	2,4
90	160	40	18300	21200	1,9	2,6	90	190	64	36500	41500	1,8	2,4
100	180	46	23600	27000	1,8	2,4	100	215	73	47500	53000	1,7	2,2

Tableau 3-14-1 **Douilles à aiguilles à cages et roulements à aiguilles**

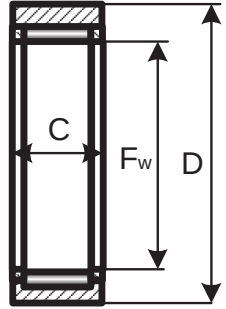
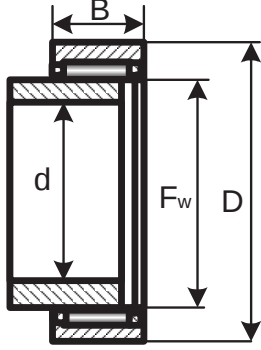
Type de roulements	Figure	Charge radiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge axiale dynamique F_{a-adm} en N
6. Douilles à aiguilles à cages		$F_{rm} = 0,02C$ avec : F_{rm} charge radiale minimale en N C charge dynamique de base en N	Les douilles à aiguilles ne peuvent supporter que des charges radiales. $P = F_r$	Les douilles à aiguilles ne peuvent supporter que des charges radiales. $P_0 = F_r$
		Généralités : Les douilles avec fond assurent une bonne étanchéité évitant les couvercles. Il faut les monter dans un logement rigide. L'emmanchement serré des douilles dans leurs logements rend inutile les arrêts axiaux. Ils peuvent supporter la charge axiale. Avantage : L'encombrement est faible pour une capacité de charge élevée. Inconvénients : Exigent une excellente coaxialité logement/arbre.		
7. Roulements à aiguilles		$F_{rm} = 0,02C$ avec : F_{rm} charge radiale minimale en N C charge dynamique de base en N	Les roulements à aiguilles ne peuvent supporter que des charges radiales. $P = F_r$	Les roulements à aiguilles ne peuvent supporter que des charges radiales. $P_0 = F_r$
		Généralité : Ces roulements ont une forme très allongée. Ils sont utilisés avec ou sans bague intérieure. Avec une bague ils évitent le traitement de l'arbre. Ils n'acceptent aucune charge axiale. Avantage : Ils supportent de grandes charges radiales pour un faible encombrement. Inconvénients : Exigent une excellente coaxialité logement/arbre.		

Tableau 3-14-2 Douilles à aiguilles à cages

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>
			Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	huile				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	huile
4	8	8	87	154	45	20	26	16	1100	1130	12
5	9	9	129	213	40	22	28	16	1200	1190	11
6	10	9	162	255	37	25	32	20	1800	1770	9,5
7	11	9	178	275	34	28	35	20	1970	1850	8,5
8	12	10	234	335	30	30	37	20	2130	1950	8,0
9	13	10	275	375	27	35	42	20	2460	2110	7,0
10	14	10	290	390	24	40	47	20	2800	2260	6,0
12	16	10	350	440	20	45	52	20	3100	2400	5,5
14	20	12	485	630	17	50	58	25	4450	3400	4,8
16	22	12	550	690	15	55	63	28	5100	3700	4,4
18	24	16	960	1030	13	60	68	32	7100	4700	4,0

Tableau 3-14-3 Roulements à aiguilles

Série 49							Série 49						
<i>d</i>	<i>F_w</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	<i>d</i>	<i>F_w</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>
				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	huile					Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	huile
10	14	22	13	540	750	24	50	58	72	22	4250	4100	7,0
12	16	24	13	630	830	23	55	63	80	25	5300	5000	6,5
15	20	28	13	770	940	20	60	68	85	25	5700	5200	6,0
17	22	30	13	810	970	18	65	72	90	25	5900	5300	5,5
20	25	37	17	1480	1860	16	70	80	100	30	8400	7500	5,0
22	28	39	17	1680	2020	14	75	85	105	30	8700	7600	4,7
25	30	42	17	1770	2090	13	80	90	110	30	9300	7900	4,4
28	32	45	17	1870	2160	13	85	100	120	35	12600	9800	4,0
30	35	47	17	1970	2220	11	90	105	125	35	13400	10100	3,8
32	40	52	20	2600	2700	10	95	110	130	35	13800	11300	3,6
35	42	55	20	2750	2800	9,5	100	115	140	40	14300	11300	3,5
40	48	62	22	3700	3800	8,5	110	125	150	40	15200	11700	3,2
45	50	68	22	3900	3950	7,5	120	135	160	45	20900	16100	3,0

Tableau 3-15-1 Roulements à rouleaux coniques à une rangée

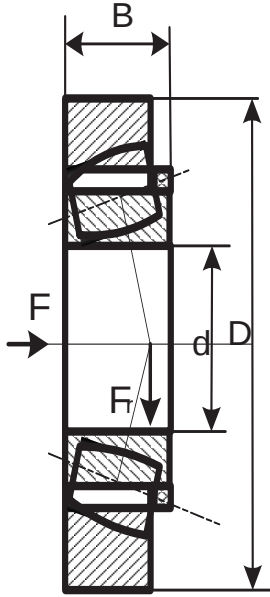
Type de roulements	Figure	Charge radiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge statique équivalente P_0 en N
8. Roulements à rouleaux coniques à une rangée	 Avantage : - Les roulements à rouleaux coniques peuvent supporter des charges importantes, des charge axiales dépendantes de son angle de contact. - leur jeu de fonctionnement est réglable. Inconvénients : leur vitesse d'utilisation est limitée.	La charge radiale minimale est : $F_{rm} = 0,02C$ avec : F_{rm} charge radiale minimale en N C charge dynamique de base en N La charge axiale sur roulement est : $F_a = \frac{0,5F_r}{Y}$ Les valeurs du coefficient Y pour chaque roulement sont données dans le tableau suivant.	La charge dynamique équivalente est : Si $F_a / F_r \leq e$ $P = F_r$ Si $F_a / F_r > e$ $P = 0,4F_r + YF_a$ Les valeurs des coefficients e et Y pour chaque roulement sont données dans le tableau suivant.	La charge statique équivalent est : $P_0 = 0,5F_r + Y_0F_a$ Si $P_0 < F_r$: $P_0 = F_r$ La valeur du coefficient Y_0 pour chaque roulement est donnée dans le tableau dimensionnel.
		Généralités : - les génératrices des rouleaux et du chemin de roulement de la bague intérieure ont un même sommet sur l'axe du roulement. - les bagues intérieures et extérieures doivent être immobilisées axialement. - ils sont normalement montés par paires en opposition.		

Tableau 3-15-2 **Roulements à rouleaux coniques à une rangée**

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>Y</i>	<i>e</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse <i>n=tr /min</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>Y</i>	<i>e</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse <i>n=tr /min</i>	
					Stati. <i>C₀</i>	Dynam. <i>C</i>	graisse	huile						Stati. <i>C₀</i>	Dynam. <i>C</i>	graisse	huile
15	42	13	2,1	0,28	1270	1930	9000	13000	50	80	24	1,9	0,31	5600	5850	4500	6000
17	40	12	1,7	0,35	1100	1630	9000	13000	50	105	29	0,69	0,87	6340	8340	3400	4500
17	47	14	2,1	0,28	1600	2360	8500	12000	55	80	17	1,94	0,31	3800	4200	3500	5500
20	52	15	2,0	0,30	2000	2900	8000	11000	55	115	31	0,69	0,87	7840	10190	3000	4000
20	47	18	1,16	0,52	2150	2850	8000	11000	60	95	27	1,83	0,33	7650	7850	3400	5000
22	40	12	1,88	0,32	2300	3350	7500	10000	60	130	31	0,72	0,83	9650	12200	2600	3600
22	47	14	1,27	0,47	1650	2200	7500	10000	65	125	42	1,88	0,32	16800	17650	3200	4500
25	62	17	2,00	0,30	2650	3800	6700	9000	65	130	33,5	0,69	0,87	9950	12430	2400	3000
25	62	17	0,72	0,83	2320	3250	5600	7500	70	110	31	2,10	0,28	10800	11000	3200	4300
28	45	12	1,88	0,32	2700	3800	6500	9000	70	140	35,5	0,69	0,87	11460	14440	2200	2800
28	58	19	1,07	0,56	2850	3600	5500	7000	75	115	31	2,00	0,30	11800	11200	3000	4000
30	55	20	2,06	0,29	2900	3600	6200	6800	75	150	38	0,69	0,87	13360	16450	2000	2600
30	72	19	0,72	0,83	2900	4050	5000	6700	80	125	36	2,10	0,28	15300	14300	2600	3600
32	52	15	1,88	0,32	1880	2350	6000	6700	80	160	41	0,69	0,87	14900	18750	1900	2400
32	65	21,5	1,10	0,55	3650	4500	4800	6200	85	130	36	2,00	0,30	16600	15300	2600	3500
35	55	14	2,06	0,29	2000	2600	5800	6500	85	180	41	0,72	0,83	16600	20800	1800	2400
35	80	21	0,72	0,83	3800	5200	4500	6000	90	140	39	2,20	0,27	19600	18600	2200	3200
40	68	22	2,12	0,28	4400	5000	5500	6300	90	175	45	0,72	0,83	16000	20400	1700	2400
40	90	23	0,72	0,83	4750	6300	4000	5300	95	145	39	2,10	0,28	20000	19000	2200	3200
45	75	24	2,04	0,29	5100	5600	5000	6000	95	180	45	0,69	0,87	18950	22600	1500	2000
45	95	26,5	0,69	0,87	5250	6890	3700	5000									

Tableau 3-16-1 Butées à billes

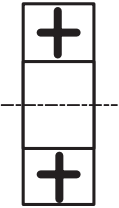
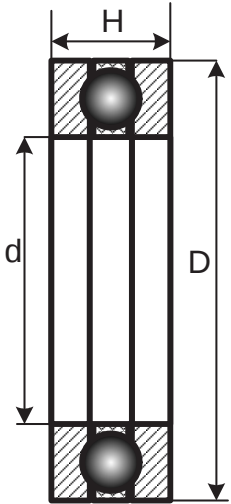
Type de roulements	Figure	Charge axiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge statique équivalente P_0 en N
9. Butées à billes Symbole : 	 Généralité : les butées n'admettent aucun déversement entre les rondelles. Elles ne permettent pas de guider radialement l'arbre en rotation. Il faut une force axiale minimale pour le fonctionnement et la butée. Avantage : Encaisse des forces axiales importantes dans un seul sens. Inconvénients : Les butées à billes ne servent pas au guidage en rotation, pour cela il faut prévoir des roulements. Leur vitesse de rotation est limitée.	Si les butées tournent à grande vitesse où les forces d'inertie agissant sur les billes et la cage, les frottements dans le lubrifiant peuvent avoir une influence défavorable sur les conditions de rotation dans la butée et entraînent des mouvements de glissement nuisibles entre les billes et les chemins, les butées devront être soumises à une charge axiale minimale. La charge axiale minimale est : $F_{am} = A \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2$ avec : F_{am} charge axiale minimale en N n vitesse de rotation A facteur de charge axiale La valeur du facteur A pour chaque roulement est donnée dans le catalogue des fabricants. (voir le tableau 3-16-2)	Pour les butées à billes à simple et à double effet, la charge dynamique équivalente est : $P = F_a$	Pour les butées à billes à simple et à double effet, la charge dynamique équivalente est : $P_0 = F_a$

Tableau 3-16-2 Butées à billes à simple effet

Série 11								Série 12							
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>H</i>	<i>A</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>H</i>	<i>A</i>	Charge de base <i>daN</i>		Vitesse = <i>n*1000</i>	
				Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile					Statique <i>C₀</i>	Dynamique <i>C</i>	graisse	huile
10	24	9	1,10	1120	765	7	9,5	10	26	11	1,10	1370	980	6,0	8,0
12	26	9	0,81	1220	780	7	9,5	12	28	11	0,81	1530	1020	5,6	7,5
15	28	9	1,00	1340	815	6,3	8,5	15	32	12	1,00	2000	1200	5,3	7,0
17	30	9	1,20	1560	880	6,3	8,5	17	35	12	1,20	2160	1250	5,3	7,0
20	35	10	2,20	2160	1160	5,6	7,5	20	40	14	2,20	3050	1700	4,3	5,6
25	42	11	4,40	2850	1400	4,8	6,3	25	47	15	4,40	4050	2120	3,8	5,0
30	47	11	5,80	3200	1430	4,5	6,0	30	52	16	5,80	4750	2240	3,6	4,8
35	52	12	7,30	3800	1530	4,3	5,6	35	62	18	7,30	6300	3000	3,2	4,3
40	60	13	13,0	5100	2080	3,8	5,0	40	68	19	13,0	7500	3400	2,8	3,8
45	65	14	16,0	5600	2120	3,4	4,5	45	73	20	16,0	8500	3600	2,6	3,6
50	70	14	20,0	6100	2200	3,4	4,5	50	78	22	20,0	9000	3650	2,4	3,4
55	75	16	31,0	7500	2700	3,0	4,0	55	90	25	31,0	12900	5400	2,0	3,0
60	85	17	44,0	9150	3200	2,6	3,6	60	95	26	44,0	14300	5600	1,9	2,8
65	90	18	49,0	9500	3200	2,4	3,2	65	100	27	49,0	15300	5700	1,8	2,6
70	95	18	56,0	10200	3250	2,4	3,2	70	105	27	56,0	16000	5850	1,8	2,6
75	100	19	97,0	11000	3400	2,2	3,2	75	110	27	97,0	17000	6000	1,7	2,4
80	105	19	100	11400	3450	2,0	3,0	80	115	28	100	17600	6100	1,7	2,4
85	110	19	120	12200	3550	2,0	3,0	85	125	31	120	21600	7350	1,6	2,2
90	120	22	190	15300	4550	1,8	2,6	90	135	35	190	26500	9000	1,5	2,0
100	135	25	380	21600	6550	1,7	2,4	100	150	38	380	33500	11200	1,3	1,8

Tableau 3-17 Butées à rouleaux cylindriques

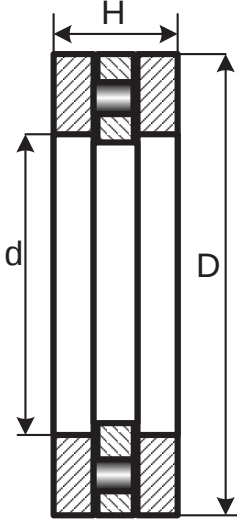
Type de roulements	Figure	Charge axiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge statique équivalente P_0 en N
10. Butées à rouleaux cylindriques	 Généralité : les butées n'admettent aucun déversement entre les rondelles. Elles ne permettent pas de transmettre de charge radiale. Il faut une force axiale minimale pour le fonctionnement de la butée. Avantage : Encaisse des forces axiales importantes dans un seul sens.	Si les butées tournent à grande vitesse où les forces d'inertie agissant sur les rouleaux et la cage, les frottements dans le lubrifiant peuvent avoir une influence défavorable sur les conditions de rotation dans la butée et entraînent des mouvements de glissement nuisibles entre les rouleaux et les chemins, les butées devront être soumises à une charge axiale minimale. La charge axiale minimale est: $F_{am} = A \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2$ avec : F_{am} charge axiale minimale en N n vitesse de rotation A facteur de charge axiale La valeur du facteur A pour chaque roulement est donnée dans le catalogue des fabricants.	Pour les butées à rouleaux cylindriques, la charge dynamique équivalente est : $P = F_a$	Pour les butées à rouleaux cylindriques, la charge dynamique équivalente est : $P_0 = F_a$

Tableau 3-18-1 Butées à aiguilles

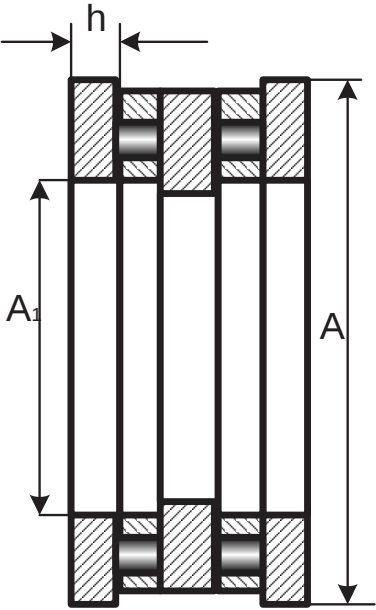
Type de roulements	Figure	Charge axiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge statique équivalente P_0 en N
11. Butées à aiguilles	 Générales : les butées à aiguilles s'agitent retenues par une simple cage.	Si les butées tournent à grande vitesse où les forces d'inertie agissant sur les aiguilles et la cage, les frottements dans le lubrifiant peuvent avoir une influence défavorable sur les conditions de rotation dans la butée et entraînent des mouvements de glissement nuisibles entre les rouleaux et les chemins, les butées devront être soumises à une charge axiale minimale. La charge axiale minimale est : $F_{am} = 0,0005 \cdot C_0$ avec : F_{am} charge axiale minimale en N C_0 charge statique de base en N	Pour les butées à aiguilles, la charge dynamique équivalente est : $P = F_a$	Pour les butées à aiguilles, la charge dynamique équivalente est : $P_0 = F_a$
		Avantage : Encaisse des fortes charges axiales à une vitesse élevée. Pour une lubrification à la graisse, prendre ¼ des valeurs de l'huile. Inconvénients : Les surfaces durcies de roulement doivent être parfaitement planes et perpendiculaires à l'axe.		

Tableau 3-18-2 **Butées à aiguilles**

A_1	A	h	Charge de base daN		Vitesse = $n*1000$	A_1	A	h	Charge de base daN		Vitesse = $n*1000$
			Statique C_0	Dynamique C	huile				Statique C_0	Dynamique C	huile
15	28	2,75	1640	980	11	50	70	4,0	6500	2750	3,9
16	29	2,75	1720	1000	10	55	78	5,0	8400	3300	3,5
17	30	2,75	1800	1030	10	60	86	4,75	10700	3850	3,2
18	31	2,75	1955	1080	9,0	65	90	5,25	11500	4050	3,0
20	35	2,75	2110	1130	8,5	70	95	5,25	11500	4650	2,9
25	42	3,0	2650	1270	7,0	75	100	5,75	12100	4750	2,7
30	47	3,0	3150	1410	6,0	80	105	5,75	12700	4850	2,6
35	52	3,5	3700	1540	5,5	85	110	5,75	13200	4950	2,4
40	60	3,5	5200	2410	4,7	90	120	6,5	18400	6300	2,3
45	65	4,0	5800	2500	4,3	100	135	7,0	25500	7800	2,0

Tableau 3-19-1 Butées à rotule sur rouleaux

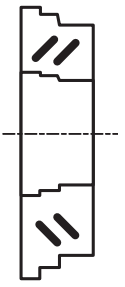
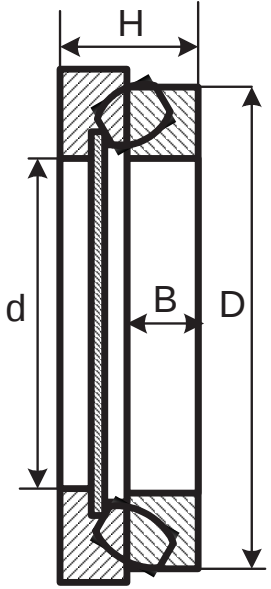
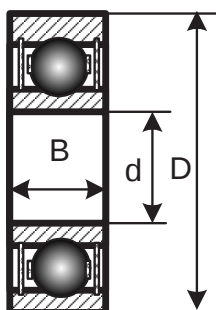
Type de roulements	Figure	Charge axiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge statique équivalente P_0 en N
12. Butées à rotule sur rouleaux Symbole : 		La charge axiale minimale est : $F_{am} = 1,8F_r + A \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2$ Si $1,8F_r < 0,0005C_0$ $F_{am} = 0,0005C_0 + A \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2$ avec : F_{am} charge axiale minimale en N F_r composant radial de la charge pour les butées soumises à une charge combinée en N C_0 charge statique de base en N n vitesse de rotation A facteur de charge axiale La valeur du facteur A pour chaque roulement est donnée dans le catalogue des fabricants.	Pour les butées à rotule sur rouleaux, à condition que $F_r \leq 0,55F_a$, la charge dynamique équivalente est : $P = F_a + 1,2F_r$ Si la butée est disposée de telle façon qu'elle peut compenser le battement axial et le faux - rond de rotation par des mouvements relatifs entre les rondelles, à condition que $F_r \leq 0,55F_a$, la charge dynamique équivalente est : $P = 0,88 \cdot (F_a + 1,2F_r)$	Pour les butées à rotule sur rouleaux, à condition que $F_r \leq 0,55F_a$, la charge dynamique équivalente est : $P_0 = F_a + 2,7F_r$
Générale : Le chemin de roulement sphérique autorise un léger déversement de la rondelle – logement par rapport à l'axe de rotation.		Avantage : Des charges radiales peuvent être encaissées. Inconvénients : La charge de base est très élevée.		

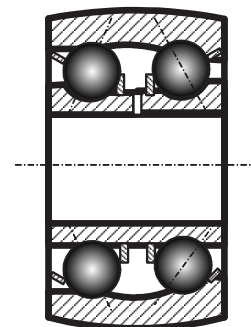
Tableau 3-20 **Galets**

Type de roulements	Générales	Galets de came	Galets-supports	Galets de came avec axe
13. Galets	Générales : les galets sont des roulements à bague extérieure épaisse conçus pour supporter des charge élevées et des chocs. Capacité de charge : Contrairement aux roulements, dont la bague extérieure est soutenue entièrement dans la longueur, la bague extérieure d'un galet est en contact, avec la piste conjuguée- rail ou came par exemple, que sur une surface très réduite, dont la taille dépend de la forme de la bande de roulement et de la charge. Utilisation : D'une mise en œuvre simple, ils conviennent dans tous types de mécanismes à cames, convoyeurs... etc. Types des Galets : - Galets de came - Galets-supports - Galets de came avec axe	Types des Galets de came 1. Galets de came, type étroit Les galets de came étroits, dérivent du roulement rigide à billes. Ils ont une bande de roulement bombée et sont protégés par des joints. 2. Galets de cames, type large Les galets de cames du type large ont été développés à partir des roulements à billes à contact oblique à deux rangées, mais leur angle de contact est de 25°.	Les galets - supports sont dans le principe des roulements à aiguilles ou à rouleaux cylindriques à bague extérieure épaisse, ils peuvent supporter de plus fortes charges que les galets de cames dérivés de roulements à billes mais n'ont pas les mêmes possibilités de vitesse. Types des Galets -supports 1. Galets supports sans maintien axial - Galets supports RSTO et STO - Galets supports NAST-2Z 2. Galets supports avec maintien axial - Galets supports NATR - Galets supports NATV - Galets supports NUTR	Les galets de came avec axe sont des galets -supports non séparables, prêts au montage, dans lesquels la bague intérieure est remplacée par un axe. Celui-ci est fileté, ce qui permet une fixation facile et rapide du galet sur un élément de machine approprié, au moyen d'un écrou six-pans. Types des Galets de came avec axe - Galets de came avec axe KR - Galets de came avec axe KRV - Galets de came avec axe NUKR

Tableau 3-20-1 Galets de came



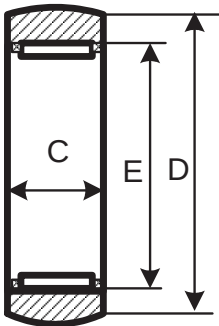
361200R



305802 C-2Z

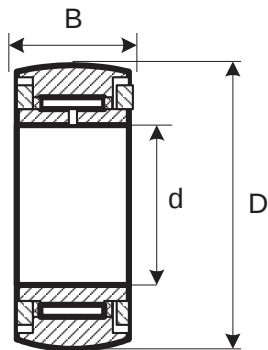
Diamètre <i>D</i>	Désignation	Dimensions <i>mm</i>		Charge de base en <i>N</i>		Limites de fatigue en <i>N</i>		Charges radiales maximales en <i>N</i>	
		<i>B</i>	<i>d</i>	Dynamique <i>C</i>	Statique <i>C₀</i>	Roulement <i>P_u</i>	Galets de came <i>P_u</i>	Dynamique <i>F_r</i>	Statique <i>F_{0r}</i>
32	361200R	9	10	4620	2000	100	85	3400	4900
	305800C-2Z	14,0	10	7410	4050	190	173	9000	12900
35	361201R	10,0	12	6240	2600	132	110	3250	4650
	305801C-2Z	15,9	12	9950	5200	250	224	8300	12000
40	361202 R	11,0	15	7020	3200	160	134	5000	7200
	305802 C-2Z	15,9	15	11100	6400	300	270	12200	17600
47	361203 R	12,0	17	8840	4150	200	176	8150	11600
	305803 C-2Z	17,5	17	13800	8300	380	355	19300	27500
52	361204 R	14,0	20	11400	5400	280	232	7350	10600
	305804 C-2Z	20,6	20	18200	11000	530	465	17000	24500
62	361205 R	15,0	25	12700	6800	335	285	12900	18300
	305805 C-2Z	20,6	25	19900	13400	620	570	30500	44000
72	361206 R	16,0	30	17400	9300	475	400	14300	20400
	305806 C-2Z	23,8	30	27600	18600	900	800	34000	49000
80	361207 R	17,0	35	22100	11800	655	500	12700	18000
	305807 C-2Z	27,0	35	35100	24000	1220	1020	31000	44000

Tableau 3-20-2 Galets supports sans maintien axial



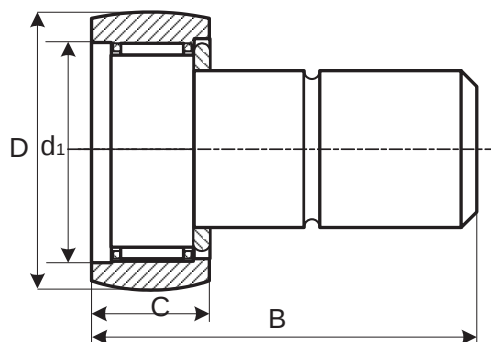
Diamètre <i>D</i>		Dimensions <i>mm</i>		Charge de base en <i>N</i>		Limites de fatigue en <i>N</i>		Charges radiales maximales en <i>N</i>	
		<i>C</i>	<i>E</i>	Dynamique <i>C</i>	Statique <i>C₀</i>	Roulement <i>P_u</i>	Galets de came <i>P_u</i>	Dynamique <i>F_r</i>	Statique <i>F_{0r}</i>
16	RSTO 5	7,8	10	2510	2500	290	270	3550	5000
19	RSTO 6	9,8	13	3740	4500	630	500	4250	6100
24	RSTO 8	9,8	15	4130	5400	695	600	7500	10800
30	RSTO 10	11,8	20	8250	8800	1250	1040	8500	12200
32	RSTO 12	11,8	22	8800	9800	1500	1180	8300	12000
35	RSTO 15	11,8	26	9130	10600	1960	1270	7100	10000
40	RSTO 17	15,8	29	14200	17600	3050	2080	12000	17300
47	RSTO 20	15,8	32	16100	21200	3350	2500	18600	26500
52	RSTO 25	15,8	37	16500	22800	4000	2700	18000	26000
62	RSTO 30	19,8	46	22900	34500	6950	4250	23600	33500
72	RSTO 35	19,8	50	25500	40500	7350	5000	36000	51000
80	RSTO 40	19,8	58	23800	39000	7650	4750	34500	49000
85	RSTO 45	19,8	63	25100	43000	9150	5300	34500	50000
90	RSTO 50	19,8	68	26000	45500	10600	5700	34500	50000

Tableau 3-20-3 Galets supports avec maintien axial



Diamètre <i>D</i>		Dimensions <i>mm</i>		Charge de base en <i>N</i>		Limites de fatigue en <i>N</i>		Charges radiales maximales en <i>N</i>	
		<i>B</i>	<i>d</i>	Dynamique <i>C</i>	Statique <i>C₀</i>	Roulement <i>P_u</i>	Galets de came <i>P_u</i>	Dynamique <i>F_r</i>	Statique <i>F_{0r}</i>
16	NATR 5	12	5	3140	3200	415	345	2900	4150
	NATR 5 PP	12	5	3140	3200	415	345	2900	4150
19	NATR 6	12	6	3470	3800	510	415	3800	5500
	NATR 6 PP	12	6	3470	3800	510	415	3800	5500
24	NAST 8-2Z	14	8	4730	6400	865	720	7350	10400
	NATR 8	15	8	5280	6100	880	695	5200	7350
30	NATR 10	15	10	6440	8000	1100	880	7800	11200
	NATR 10 PP	15	10	6440	8000	1100	880	7800	11200
32	NATR 12	15	12	6600	8500	1250	950	7650	10800
	NATR 12 -PP	15	12	6600	8500	1250	950	7650	10800
35	NAST 15 -2Z	16	15	9130	10600	1900	1270	7800	11200
	NATR 15	19	15	9520	13700	2200	1560	11400	16300
40	NAST 17 2Z	20	17	13800	16600	2850	2000	11400	16300
	NATR 17	21	17	10500	14600	2400	1730	12500	18000

Tableau 3-20-4 Gales de came avec axe



Diamètre <i>D</i>		Dimensions <i>mm</i>			Charge de base en <i>N</i>		Limites de fatigue en <i>N</i>		Charges radiales maximales en <i>N</i>	
		<i>C</i>	<i>d</i>	<i>B</i>	Dynamique <i>C'</i>	Statique <i>C₀</i>	Roulement <i>P_u</i>	Galets de came <i>P_u</i>	Dynamique <i>F_r</i>	Statique <i>F_{0r}</i>
16	KR16	11	6	28	3140	3200	415	345	2900	4150
	KR16PP				3140	3200	415	345	2900	4150
19	KR19	11	8	32	3470	3800	510	415	3800	5500
	KR19PP				3470	3800	510	415	3800	5500
22	KR22	12	10	36	4400	5000	735	560	4250	6000
	KR22PP				4400	5000	735	560	4250	6000
26	KR26	12	10	36	4840	6000	735	655	9300	13200
	KR26PP				4840	6000	735	655	9300	13200
30	KR30	14	12	40	6440	8000	1100	880	7800	11200
	KR30PP				6440	8000	1100	880	7800	11200
32	KR32	14	12	40	6710	8500	1100	950	10600	15000
	KR32PP				6710	8500	1100	950	10600	15000
35	KR35	18	16	52	9520	13700	2200	1560	11400	16300
	KR35PP				9520	13700	2200	1560	11400	16300

IV RESISTANCE DES MATÉRIAUX DES ROULEMENTS :

Les raisons pour lesquelles un roulement ne peut plus être utilisé, sont les suivantes : la fatigue ; la flèche de déformation trop importante ; l'usure due aux frottements.

Les contrôles de résistances de roulement comprennent trois domaines :

- 1/ Pour la résistance des matériaux en fatigue des roulements, nous contrôlons la durée de vie. La fatigue vient de la charge dynamique sur le roulement.
- 2/ Pour les déformations des roulements, nous contrôlons la charge statique. La charge statique provoque la déformation de roulement. Pour éviter une déformation importante, chaque roulement doit avoir une charge nominale. Elle est déterminée par les dimensions et les types de roulements.
- 3/ Pour les problèmes d'usure, nous contrôlons la résistance de matériaux au contact. C'est-à-dire nous contrôlons le frottement entre les chemins de roulement et les éléments roulants, qui dépendent de la surface de roulement et la résistance au contact de roulement.

4-1 Résistance des matériaux en fatigue : (Durée des roulements)

La résistance des matériaux en fatigue des roulements se traduit par la durée de vie des roulements.

Pendant la rotation des roulements, les efforts répétés sur les roulements, occasionnent une fatigue de la matière. Cette fatigue se traduit par la formation de craquelures et produit ensuite un écaillage sur les surfaces des chemins de roulement.

La résistance des matériaux en fatigue est mesurée par la durée de vie de roulement, ou la durée de roulement, que nous appelons le nombre de tours ou le nombre d'heures de fonctionnement à la vitesse constante. Celle-ci peut être effectuée avant l'apparition des premiers signes de fatigue (écaillage) sur une bague ou un élément de roulement.

4-1-1 Relation entre la charge et la durée

L'équation de la durée de roulement :

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^\rho$$

avec :

- C** charge de base dynamique (correspondant à une durée nominale d'1 million de tours), en daN
- P** charge équivalente sur le roulement en daN
- L** durée nominale en millions de tours sous une charge **P**
- ρ** coefficient de la résistance au contact
 $\rho = 3$ pour les roulements à billes ; $\rho = 10/3$ pour les roulements à rouleaux

Tableau 3-20 Rapport de la charge dynamique et charge équivalente de roulement

Durée L en millions de tours	$\frac{C}{P}$		Durée L en millions de tours	$\frac{C}{P}$		Durée L en millions de tours	$\frac{C}{P}$	
	Roulem. à billes	Roulem. à rouleaux		Roulem. à billes	Roulem. à rouleaux		Roulem. à billes	Roulem. à rouleaux
0,50	0,793	0,812	100	4,64	3,98	1500	11,4	8,97
0,75	0,909	0,917	120	4,93	4,20	1600	11,7	9,16
1,00	1,000	1,000	140	5,19	4,40	1700	11,9	9,31
1,50	1,140	1,130	160	5,43	4,58	1800	12,2	9,48
2,00	1,260	1,230	180	5,65	4,75	1900	12,4	9,63
3,00	1,440	1,390	200	5,85	4,90	2000	12,6	9,78
4	1,59	1,52	250	6,30	5,24	2200	13,0	10,1
5	1,71	1,62	300	6,69	5,54	2400	13,4	10,3
6	1,82	1,71	350	7,05	5,80	2600	13,8	10,6
8	2,00	1,87	400	7,37	6,03	2800	14,1	10,8
10	2,15	2,00	450	7,66	6,25	3000	14,4	11,0
12	2,29	2,11	500	7,94	6,45	3500	15,2	11,5
14	2,41	2,21	550	8,19	6,64	4000	15,9	12,0
16	2,52	2,30	600	8,43	6,81	4500	16,5	12,5
18	2,62	2,38	650	8,66	6,98	5000	17,1	12,9
20	2,71	2,46	700	8,88	7,14	5500	17,7	13,2
25	2,92	2,63	750	9,09	7,29	6000	18,2	13,6
30	3,11	2,77	800	9,28	7,43	7000	19,1	14,2
35	3,27	2,91	850	9,47	7,56	8000	20,0	14,8
40	3,42	3,02	900	9,65	7,70	9000	20,8	15,4
45	3,56	3,13	950	9,83	7,82	10000	21,5	15,8
50	3,68	3,23	1000	10,0	7,94	12500	23,2	16,9
60	3,91	3,42	1100	10,3	8,17	15000	24,7	17,9
70	4,12	3,58	1200	10,6	8,39	17500	26	18,7
80	4,31	3,72	1300	10,9	8,59	20000	27,1	19,5
90	4,48	3,86	1400	11,2	8,79	25000	29,2	20,9

Dans le tableau 3-1, la valeur du rapport des charges C/P est pour des durées exprimées en millions de tours.

Si la vitesse est constante, il est en général plus simple de calculer avec une durée L_h exprimée en heures de fonctionnement. Nous avons :

$$L = 60 \cdot 10^{-6} L_h \cdot n$$

avec :

n vitesse en tr/min
 L durée nominale en millions de tours sous une charge P

En introduisant cette valeur L dans la formule de durée, nous pouvons calculer la charge de base dynamique pour chaque durée L_h que nous choisirons.

4-1-2 Formule de durée nominale de roulement

La durée nominale est la durée atteinte ou dépassée par 90% des roulements apparemment identiques et en nombre suffisant fonctionnant dans les mêmes conditions.

Sur une base des données hypothétiques de charge et de vitesse, nous tenons compte de l'expérience acquise avec des machines similaires et choisissons généralement $R = 0,9$. Nous obtenons d'une durée L_{10} , appelée la durée nominale. L_{10} se calcule par la formule ISO. Voir ci-dessous :

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

ou $\frac{C}{P} = (L_{10})^{\frac{1}{\rho}}$ (F-3-1)

avec :

L_{10} durée nominale en millions de tours
 C charge dynamique de base en N
 P charge dynamique équivalente en N
 ρ exposant qui est en fonction du contact entre les pistes et les éléments roulants
 $\rho = 3$ pour les roulements à billes
 $\rho = 10/3$ pour les roulements à rouleaux

Si la vitesse de rotation est constante, la durée nominale de roulement en heures de fonctionnement est :

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\rho} \quad \text{ou} \quad L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10}$$

avec :

L_{10h}	durée nominale, en heures de fonctionnement
n	vitesse de rotation en tr/min
C	charge dynamique de base en N
P	charge dynamique équivalente en N
ρ	exposant qui est en fonction du contact entre les pistes et les éléments roulants
	$\rho = 3$ pour les roulements à billes
	$\rho = 10/3$ pour les roulements à rouleaux

4-1-3 Formule de durée corrigée :

Dans la formule de F3-1, la durée est basée sur une expérience. La formule de durée corrigée représente les influences des coefficients : fiabilité, matière et conditions de fonctionnement. Cette formule a été adoptée par l'ISO en 1977.

L'hypothèse de la formule de durée corrigée est :

- Les conditions de fonctionnement du roulement sont bien connues.
- Les charges peuvent être calculées et elles comprennent l'ensemble des efforts et de la flexion de l'arbre.

La formule de durée corrigée est :

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^\rho$$

avec :

L_{na}	durée corrigée en million de tours (l'indice n représente la différence entre 100% et la fiabilité considérée)
a_1	coefficient de fiabilité
a_2	coefficient de matière
a_3	coefficient de condition de fonctionnement
C	charge dynamique de base en N
P	charge dynamique équivalente en N
ρ	exposant qui est en fonction du contact entre les pistes et les éléments roulants
	$\rho = 3$ pour les roulements à billes
	$\rho = 10/3$ pour les roulements à rouleaux

Dans les conditions de fonctionnement usuelles, nous avons $a_1 = a_2 = a_3 = 1$, pour la fiabilité admise de 90% avec une matière correspondant aux charges dynamiques de base. La formule de durée corrigée est identique à la formule de durée nominale.

P.C Les coefficients a_1 , a_2 , a_3 sont : voir réf. suivante.

1/ Coefficient de fiabilité a_1 :

Le coefficient de fiabilité permet de déterminer la durée réelle. Il compte les fiabilités de l'ensemble des roulements.

Tableau 3-21 **Coefficient de fiabilité**

Fiabilité de roulement	90%	95%	96%	97%	98%	99%
Durée corrigée L_{na}	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
Coefficient de fiabilité a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

2/ Coefficient de matière a_2 :

Le coefficient de matière est présent dans les matières que nous utilisons pour les roulements. (Voir ISO 281/1-1977).

3/ Coefficient de conditions de fonctionnement a_3 :

Le facteur est lié à la lubrification et à la température de fonctionnement. La valeur de v_1 donne la viscosité d'huile de base requise à la température de fonctionnement.

Pour que les roulements effectuent des mouvements d'oscillation au lieu de rotation, il faut utiliser dans le diamètre 1 une vitesse de rotation équivalente n :

$$n = \frac{2\gamma}{180} n_{osc}$$

avec :

n	vitesse de rotation équivalente	<i>en tr/min</i>
n_{osc}	fréquence d'oscillation,	<i>en cycle/min</i>
γ	amplitude d'oscillation,	<i>en degrés</i>

4-1-4 Charge de base dynamique C :
(Voir dans ce chapitre 3-1)

4-2 Déformation permanente de roulements et charge statique de base:

4-2-1 Déformation permanente de roulements :

La résistance des matériaux des roulements en déformation permanente limitée se traduit par la charge de base statique admissible. Nous appelons, charge de base statique admissible, lorsque la contrainte produite par cette charge arrive à son maximum.

Les charges admissibles ne sont pas limitées par la fatigue des matériaux, mais elles sont limitées par les déformations permanentes causées par les charges aux contacts.

Les roulements sont conçus de telle manière que sous leur chargement statique maximum de base C_0 , la déformation permanente totale de l'élément roulant n'excède pas 0,01% du diamètre de l'élément roulant.

Dans la pratique, les roulements sont utilisés sous des charges au moins 5 fois plus faible que C_0 . Et une déformation permanente sur le diamètre est égal à 1/10 000 ème du diamètre de l'élément roulant.

$$\delta << 0,01\%D_w$$

$$\delta = 0,0001D_w$$

La charge statique de base est définie comme la charge radiale qui crée au niveau du contact, entre l'élément roulant et le chemin de roulement, le plus chargé une pression de HERTZ de :

- 4200 MPa pour les roulements à billes
- 4600 MPa pour les roulements à rotule sur billes
- 4000 MPa pour les roulements à rouleaux

En général nous choisissons les roulements à partir d'une durée de roulement. Mais dans les cas ci-dessous nous devons choisir les roulements à partir de la charge de base statique admissible. (Voir réf. 3)

- Le roulement est à l'arrêt, soumis à une charge continue ou intermittente (chocs) ;
- Le roulement effectue sous charge, de faibles mouvements d'oscillation ou d'alignement ;
- Le roulement chargé tourne à petite vitesse. Sa durée exigée est très courte.
- Les roulements supportent des chocs importants en dehors du fonctionnement normal.

4-2-2 Charge de base statique nominale :

Les formules ci-dessous sont utilisées dans les cas suivants :

- Pour les roulements à billes et les roulements à billes à contact oblique :
 - . Les rayons de courbure du chemin intérieur des roulements sont inférieurs à $0,52 D_w$.
 - . Les rayons de courbure du chemin extérieure des roulements sont inférieurs à $0,53 D_w$.
- Pour les butées : le rayon de courbure du chemin est inférieur de $0,54 D_w$.
- Pour les roulements à rotule : le rayons de courbure du chemin intérieur est inférieur de $0,53 D_w$.

1/ Charge de base statique nominale radiale de roulement à billes :

$$C_{0r} = k_{0a} \cdot i \cdot z \cdot \cos \alpha \cdot (D_w)^2$$

avec :

D_w	diamètre d'une bille roulante en mm
z	nombre d'éléments du roulement par rangée
i	nombre de rangée de billes
k_{0a}	coefficient (voir le tableau 3-22)
α	angle de contact

2/ Charge de base statique nominale radiale de roulement à rouleaux :

$$C_{0r} = 44 \cdot \left(1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{\rho w}} \right) \cdot i \cdot z \cdot D_{we} \cdot L_a \cdot \cos \alpha$$

avec :

D_{we}	diamètre d'un rouleau roulant en mm
$D_{\rho w}$	diamètre de roulement en mm
L_a	longueur effective du rouleau (longueur de contact entre le rouleau et le chemin de roulement) en mm
z	nombre d'éléments du roulement par rangée
i	nombre de rangée de billes
α	angle de contact

3/ Charge de base statique nominale axiale de butée à billes :

$$C_{0a} = k_{0a} \cdot i \cdot z \cdot \sin \alpha \cdot (D_w)^2$$

avec :

D_w	diamètre d'une bille roulante en mm
z	nombre d'éléments du roulement par rangée
i	nombre de rangée de billes
k_{0a}	coefficient (voir le tableau 3-22)
α	angle de contact

4/ Charge de base statique nominale radiale de butée à rouleaux :

$$C_{0a} = 220 \cdot \left(1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot i \cdot z \cdot D_{we} \cdot L_a \sin \alpha$$

avec :

D_{we}	diamètre d'un rouleau roulant en mm
D_{pw}	diamètre de roulement en mm
L_a	longueur effective du rouleau (longueur de contact entre le rouleau et le chemin de roulement) en mm
z	nombre d'éléments du roulement par rangée
i	nombre de rangée de billes
α	angle de contact

 Tableau 3-22 Coefficient de charge de base statique nominale k_{0a}

Rapport $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$	Coefficient k_{0a}		
	Roulements à billes	Roulements à rotule	Butées
0	14,7	1,9	61,6
0,01	14,9	2,0	60,8
0,02	15,1	2,0	59,9
0,03	15,3	2,1	59,1
0,04	15,5	2,1	58,3
0,05	15,7	2,1	57,5

(à suivre)

(suite)

Rapport $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$	Coefficient k_{0a}		
	Roulements à billes	Roulements à rotule	Butées
0,06	15,9	2,2	56,7
0,07	16,1	2,2	55,9
0,08	16,3	2,3	55,1
0,09	16,5	2,3	54,3
0,10	16,4	2,4	53,5
0,11	16,1	2,4	52,7
0,12	15,9	2,4	51,9
0,13	15,6	2,5	51,2
0,14	15,4	2,5	50,4
0,15	15,2	2,6	49,6
0,16	14,9	2,6	48,8
0,17	14,7	2,7	48,0
0,18	14,4	2,7	47,3
0,19	14,2	2,8	46,5
0,20	14,0	2,8	45,7
0,21	13,7	2,8	45,0
0,22	13,5	2,9	44,2
0,23	13,2	2,9	43,5
0,24	13,0	3,0	42,7
0,25	12,8	3,0	41,9
0,26	12,5	3,1	41,2
0,27	12,3	3,1	40,5
0,28	12,1	3,2	39,7
0,29	11,8	3,2	39,0
0,30	11,6	3,3	38,2
0,31	11,4	3,3	37,5
0,32	11,2	3,4	36,8
0,34	10,7	3,5	35,3
0,36	10,3	3,6	-
0,38	9,8	3,7	-
0,40	9,4	3,8	-

4-2-3 Charge statique de base nécessaire :

$$C_0 = s_0 P_0$$

avec :

C_0	charge statique de base	en N
P_0	charge statique équivalente	en N
s_0	coefficient de sécurité statique (voir le tableau 3-23)	

Tableau 3-23 Coefficient de sécurité s_0

Type de fonctionnement	Coefficient de sécurité s_0							
	Roulement en rotation						Roulement en l'arrêt	
	Exigences de silence de fonctionnement							
	Faibles		Normales		Elevées			
	Roulem. à bille	Roulem. à rouleaux	Roulem. à bille	Roulem. à rouleaux	Roule. à bille	Roulem. à rouleaux	Roulem. à bille	Roulem. à rouleaux
Régulier sans vibration	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Chocs prononcés	$\leq 0,5$	$\leq 2,5$	$\leq 0,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

4-3 Résistance des matériaux au contact (frottement des roulements) :

La résistance totale au roulement est constituée du frottement de roulement et de glissement :

- dans les contacts des roulements ;
- dans les zones de contact entre les éléments roulants et la cage ;
- dans les surfaces de guidage des éléments roulants et de la cage ;

La résistance totale au roulement est constituée aussi du frottement dans la lubrification et du frottement dans le glissement des joints d'étanchéité des roulements protégés.

Le frottement dans un roulement dépend de la charge ; le type et la taille du roulement ; la vitesse de la rotation du roulement ; les propriétés du lubrifiant et la quantité de lubrifiant.

La contrainte au contact entre les chemins de roulement et les éléments roulants, doit être inférieure aux valeurs suivantes.

- Pour les roulements à billes, la contrainte limite au contact est de 4200 MPa.
- Pour les roulements à rouleaux, la contrainte limite au contact est de 4000 MPa.

4-3-1 Moment de frottement :

1/ Formule approximative du moment de frottement :

$$M = 0,5\mu \cdot F \cdot d$$

avec :

<i>M</i>	moment de frottement	<i>en N.mm</i>
<i>F</i>	charge appliquée sur le roulement	<i>en N</i>
<i>d</i>	diamètre d'alésage du roulement	<i>en mm</i>
<i>μ</i>	coefficient de frottement du roulement (voir le tableau 3-24)	

Tableau 3- 24 Coefficient de frottement μ

Type de roulement	Coef. de frottement μ	Type de roulement	Coeff. de frottement μ
Roulements rigides à billes	0,0015	Roulements à aiguilles	0,0025
Roulements à rotule sur billes	0,0010	Roulements à rotule sur rouleaux	0,0018
Roulements à billes à contact oblique - une rangée	0,0020	Roulements à rouleaux coniques	0,0018
Roulements à billes à contact oblique – deux rangées	0,0024	Butées à billes	0,0013
Roulements à rouleaux cylindrique – avec cage	0,0011	Butées à rouleaux cylindriques	0,0050
Roulements à rouleaux cylindrique- à rouleaux jointifs	0,0020	Butées à aiguilles	0,0050
Roulements à quatre points de contact	0,0024	Butées à rotule sur rouleaux	0,0018

Dans les conditions de l'utilisation de cette formule:

- la charge équivalente égale 0,1 de la charge dynamique. $P \approx 0,1C$
- une bonne lubrification
- la condition de fonctionnement normal

2/ Formule précise du moment de frottement :

Le moment résistant total ***M*** d'un roulement est :

$$M = M_0 + M_1$$

avec :

<i>M</i>₁	moment résultant de la charge
<i>M</i>₀	moment indépendant de la charge

Le moment de frottement M_f provient des déformations élastiques et des mouvements de glissement qui se produisent dans les zones de contact.

$$M_t = f_1 P_1 a d_m b$$

avec :

M_f	moment dépendant de la charge
f_1	facteur dépendant du type de roulement et de la charge appliquée
P_1	charge déterminant le moment de frottement <i>en N</i>
d_m	diamètre moyen du roulement $d_m = 0,5 \cdot (d + D)$ <i>en mm</i>
a, b	exposants dépendants du type de roulement (voir le tableau 3-26)

Tableau 3-25 Facteur f_1 et P_1

Type de roulement	Facteur f_1	Charge P_1
Roulements rigides à billes	$f_1 = 0,0001 (P_0 / C_0)^{0,55}$ $\rightarrow 0,0006 (P_0 / C_0)^{0,55}$	$P_1 = 3F_a - 0,1F_r$
Roulements à rotule sur billes	$f_1 = 0,0003 (P_0 / C_0)^{0,4}$	$P_1 = 1,4Y_2 F_a + 0,1F_r$
Roulements à billes à contact oblique - une rangée - deux rangées, une rangée, appariés	$f_1 = 0,0001 (P_0 / C_0)^{0,33}$ $f_1 = 0,0001 (P_0 / C_0)^{0,33}$	$P_1 = F_a - 0,1F_r$ $P_1 = 1,4F_a - 0,1F_r$
Roulements à quatre points de contact	$f_1 = 0,0001 (P_0 / C_0)^{0,33}$	$P_1 = 1,5F_a + 3,6F_r$
Roulements à rouleaux cylindriques avec cage - série 10 - série 2 - série 3 - série 4, 22, 23	$f_1 = 0,0002$ $f_1 = 0,0003$ $f_1 = 0,00035$ $f_1 = 0,0004$	$P_1 = F_a$
Roulements à rouleaux cylindriques jointifs	$f_1 = 0,00055$	$P_1 = F_a$
Roulements à aiguilles	$f_1 = 0,002$	$P_1 = F_a$
Roulements à rotule sur rouleaux - série 213 - série 222 - série 223 - série 230, 241 - série 231 - série 232 - série 239 - série 240	$f_1 = 0,00022$ $f_1 = 0,00015$ $f_1 = 0,00065$ $f_1 = 0,001$ $f_1 = 0,00035$ $f_1 = 0,00045$ $f_1 = 0,00025$ $f_1 = 0,0008$	Si $F_r / F_a < Y_2$ $P_1 = 1,35Y_2 F_a$ Si $F_r / F_a \geq Y_2$ $P_1 = F_r \left[1 + 0,35(Y_2 F_a / F_r)^3 \right]$
Roulements à rouleaux coniques - une rangée - une rangée, appariés	$f_1 = 0,0004$ $f_1 = 0,0004$	

Type de roulement	Facteur f_1	Charge P_1
Butées à billes	$f_1 = 0,0008 (F_a / C_0)^{0,33}$	
Butées à rouleaux cylindriques Butées à aiguilles	$f_1 = 0,0015$	$P_1 = F_a$
Butées à rotule sur rouleaux - série 292E - série 292	$f_1 = 0,00023$ $f_1 = 0,0003$	$P_1 = F_a (F_{r\max} \leq 0,55F_a)$

Tableau 3-26 Facteur a et b

Type de roulement	Exposants	
	a	b
Tous (sauf les roulements à rotule sur rouleaux)	1	1
Roulements à rotule sur rouleaux		
Série 213	1,35	0,2
Série 222	1,35	0,3
Série 223	1,35	0,1
Série 230	1,5	-0,3
Série 231, 232, 239	1,5	-0,1
Série 240, 241	1,5	-0,2

4-3-2 Moment de frottement des roulements cylindriques :

Si les roulements supportent une charge axiale, le moment résistant total M d'un roulement est :

$$M = M_0 + M_1 + M_2$$

avec :

M_0 moment indépendant de la charge
 M_1 moment résultant de la charge
 M_2 moment de frottement dépendant de la charge axiale en Nmm

$$M_2 = f_2 \cdot F_a \cdot d_m$$

F_a charge axiale appliquée en N
 d_m diamètre moyen du roulement $d_m = (d + D)$ en mm
 f_2 facteur dépendant du type de roulement et de la lubrification (voir le tableau 3-27)

Tableau 3-27 Facteur f_2 pour le roulement à rouleaux cylindriques

Roulements	Facteur f_2	
	Lubrification-graisse	Lubrification-huile
Roulements avec cage : - exécution EC - autres roulements	0,003	0,002
	0,009	0,006
Roulements à rouleaux jointifs : - une rangée - deux rangées	0,006	0,003
	0,015	0,009

4-3-3 Moment de frottement des roulements avec joint d'étanchéité :

Quand les roulements sont munis de joints à frottement, les pertes de puissance résultantes du joint peuvent dépasser celles du roulement lui-même.

- Le moment de frottement des joints pour un roulement protégé des deux côtés est estimé :

$$M_3 = \left(\frac{d + D}{f_3} \right)^2 + f_4$$

avec :

M_0	moment indépendant de la charge	en $N.mm$
M_1	moment résultant de la charge	
M_3	moment de frottement des joints	en $N.mm$
d	diamètre d'alésage du roulement	en mm
D	diamètre extérieur du roulement	en mm
f_3	facteur (voir le tableau 3-28)	
f_4	facteur (voir le tableau 3-28)	

Tableau 3-28 Facteur f_3 et f_4

Roulement (exécution)	Facteur f_3	Facteur f_4
Roulement rigide à billes Roulement à rotule sur billes Roulement à billes à contact oblique	20	10
Roulement à aiguilles	20	25
Roulement à rouleaux cylindriques jointifs	10	50

- Le moment de frottement total d'un roulement protégé des deux côtés par des joints d'étanchéité est :

$$M = M_0 + M_1 + M_3$$

avec :

M_0	moment indépendant de la charge	en $N.mm$
M_1	moment résultant de la charge	
M_3	moment de frottement des joints	en $N.mm$

- Le moment de frottement total d'un roulement protégé d'un côté par des joints d'étanchéité est :

$$M = M_0 + M_1 + \frac{M_3}{2}$$

avec :

M_0	moment indépendant de la charge	en $N.mm$
M_1	moment résultant de la charge	en $N.mm$
M_3	moment de frottement des joints	en $N.mm$

4-3-4 Perte de puissance et température du roulement :

1/ Perte de puissance :

La perte de puissance dans le roulement produit par frottement, se calcul par la formule :

$$N_R = 1,05 \times 10^{-4} \cdot M \cdot n$$

avec :

N_R	perte de puissance	en W
n	vitesse de rotation	en tr/min
M	moment de frottement total du roulement	en $N.mm$

$$M = M_0 + M_1 + M_2 + M_3$$

M_1	moment résultant de la charge	en $N.mm$
M_3	moment de frottement des joints	en $N.mm$
M_2	moment de frottement dépendant de la charge axiale	en Nmm

$$M_2 = f_2 \cdot F_a \cdot d_m$$

F_a	charge axiale appliquée	en N
d_m	diamètre moyen du roulement $d_m = (d + D)$	en mm

f_2 facteur dépendant du type de roulement et de la lubrification (voir le tableau 3-27)

2/ Température du roulement :

La température du roulement est estimée :

$$\Delta T = \frac{N_R}{w_s}$$

avec :

ΔT différence entre la température du roulement et l'environnement
en $^{\circ}\text{C}$

N_R perte de puissance en W
 w_s facteur de refroidissement en $\text{W}/^{\circ}\text{C}$

Le facteur w_s de refroidissement représente la chaleur à éliminer du roulement par degré de différence de température entre le roulement et l'environnement.

4-4 Vitesse admissible (température et lubrifiant) :

La vitesse admissible est une limite de la vitesse de fonctionnement. Cette limite est fixée par la température admissible ; la lubrification utilisée et les matériaux des éléments du roulement.

4-5 Lubrification :

Nous utilisons essentiellement des graisses ou des huiles minérales pour la lubrification des roulements. Pour choisir la graisse appropriée, il faut tenir compte des conditions de fonctionnement des roulements.

- Température du lubrifiant et la plage de température d'utilisation :

La température de fonctionnement est déterminée par le choix du lubrifiant.

Dans le cas où il y a peu de changement de température, nous utilisons de la graisse à chaud, qui convient entre -20°C et 55°C .

Les graisses au lithium admettent des températures de -30° à 100°C . Nous pouvons les utiliser pour la basse température. Les graisses au lithium pour basse température sont généralement utilisables de -55°C à $+70^{\circ}\text{C}$ environ.

La plage de température d'utilisation d'une graisse dépend du type d'huile de base ; de l'épaississant utilisé et des additifs.

- **Lubrification à la graisse :**

La graisse est utilisée pour lubrifier les roulements dans les cas normaux, parce que la graisse présente l'avantage d'être plus facilement retenue dans le montage.

Les graisses lubrifiantes sont des huiles minérales ou synthétiques épaissies, l'agent épaississant étant habituellement un savon métallique.

La viscosité de l'huile de base sert à former un film lubrifiant séparant les surfaces du roulement.

La viscosité de l'huile de base des graisses normalement utilisées pour les roulements se situe entre 15 à 500 mm²/s.

- **Lubrification à l'huile :**

La lubrification à l'huile est utilisée dans le cas où les vitesses de rotation et les températures de fonctionnement sont trop élevées pour permettre l'emploi de la graisse.

Le mode de lubrification le plus simple est par bain d'huile. Pour la vitesse élevée et la température haute nous utilisons une lubrification par circulation. A la très grande vitesse, pour avoir une quantité d'huile suffisante nous pouvons utiliser la lubrification par jet d'huile.

Dans ce cas l'huile est injectée latéralement dans le roulement par un ou plusieurs gicleurs. Nous pouvons utiliser la lubrification de l'air/huile pour les températures basses et les vitesses élevées.

Dans les pages suivantes nous présenterons la façon de contrôler le choix du type de lubrification.

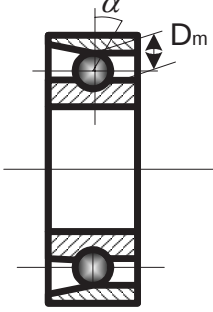
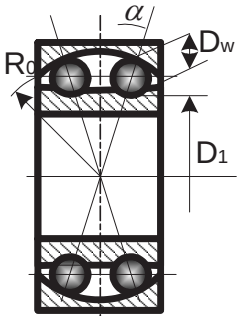
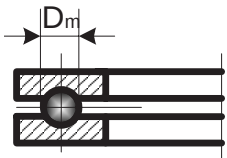
Nous contrôlons l'épaisseur du film de graisse ou d'huile et le rapport d'épaisseur du film et la tolérance de surface des roulements.

4-5-1 Lubrification des roulements à billes : (méthode de calcul pratique)

4-5-1-1 Paramètres déterminant pour la lubrification :

1/ Rayon de courbure principale et fonction de rayon principal :

Tableau 3-29 Rayon de courbure principale et fonction de rayon principal

	Roulement à billes	Roulement à billes à rotule	Butée à billes
			
Billes et bague intérieure	Rayon de courbure principal : $\sum \rho_i = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$ $= \frac{2}{D_w} + \frac{2}{D_w} + \frac{2}{D_w} \left(\frac{\gamma}{1-\gamma} \right) - \frac{1}{D_w f_i}$ $= \frac{1}{D_w} \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right)$	Rayon de courbure principal : $\sum \rho_i = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$ $= \frac{2}{D_w} + \frac{2}{D_w} + \frac{2 \cos \alpha}{D_1} - \frac{1}{D_w f_i}$ $= \frac{4}{D_w} - \frac{1}{f_i D_{wi}} + \frac{2 \cos \alpha}{D_1}$	Rayon de courbure principal : $\sum \rho_i = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$ $= \frac{2}{D_w} + \frac{2}{D_w} + 0 - \frac{1}{D_w f_i}$ $= \frac{1}{D_w} \left(4 - \frac{1}{f_i} \right)$
	Fonction de rayon de courbure : $F(\rho_i) = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}$	Fonction de rayon de courbure : $F(\rho_i) = \frac{\frac{1}{f_i D_w} + \frac{2 \cos \alpha}{D_1}}{\frac{4}{D_w} - \frac{1}{f_i D_{wi}} + \frac{2 \cos \alpha}{D_1}}$	Fonction de rayon de courbure : $F(\rho_i) = \frac{1}{4 f_i - 1}$

(à suivre)

(suite)

	Roulement à billes	Roulement à billes à rainure pour segment d'arrêt dans la bague extérieure	Butée à billes
Billes et bague extérieure	Rayon de courbure principal : $\sum \rho_e = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$ $= \frac{2}{D_w} + \frac{2}{D_w} - \frac{2}{D_w} \left(\frac{\gamma}{1-\gamma} \right) - \frac{1}{D_w f_e}$ $= \frac{1}{D_w} \left(4 - \frac{1}{f_e} - \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right)$	Rayon de courbure principal : $\sum \rho_e = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$ $= \frac{2}{D_w} + \frac{2}{D_w} + \frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_{0i}}$ $= \frac{1}{D_w} - \frac{2}{R_0}$	Rayon de courbure principal : $\sum \rho_e = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$ $= \frac{2}{D_w} + \frac{2}{D_w} + 0 - \frac{1}{D_w f_e}$ $= \frac{1}{D_w} \left(4 - \frac{1}{f_e} \right)$
	Fonction de rayon de courbure : $F(\rho_e) = \frac{\frac{1}{f_e} - \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_e} - \frac{2\gamma}{1-\gamma}}$	Fonction de rayon de courbure : $F(\rho_e) = 0$	Fonction de rayon de courbure : $F(\rho_e) = \frac{1}{4f_e - 1}$

avec :

f_e et f_i coefficients dépendants du rayon des chemins de roulement. En général leurs valeurs sont entre 0,515 et 0,525

D_w diamètre d'une bille roulante en mm

$$\gamma = \frac{D_w}{D_{pw}} \cos \alpha$$

D_{pw} diamètre du roulement en mm

2/ Rayon de courbure équivalent suivant la direction du mouvement des billes :

Aux points de contact entre le chemin extérieur de roulement et les billes :

$$R_x = \frac{D_w}{2} (1 + \gamma)$$

Aux points de contact entre le chemin intérieur de roulement et les billes :

$$R_x = \frac{D_w}{2} (1 - \gamma)$$

avec :

D_w diamètre d'une bille roulante en mm

$$\gamma = \frac{D_w}{D_{pw}} \cos \alpha$$

D_{pw} diamètre du centre de l'élément roulant en mm

3/ Rayon de courbure équivalent perpendiculaire à la direction du mouvement de bille :

Aux points de contact entre le chemin extérieur de roulement et les billes :

$$R_{ye} = \frac{D_w f_e}{2 f_e - 1}$$

Aux points de contact entre le chemin intérieur de roulement et les billes :

$$R_{yi} = \frac{D_w f_i}{2 f_i - 1}$$

avec :

f_e et f_i facteurs de rayon de courbure des chemins de roulement. En général leurs valeurs sont entre 0,515 et 0,525

D_w diamètre d'une bille roulante en mm

4-5-1-2 Charge maximum supportée par l'élément roulant Q_{max} :

1/ Choisir la charge $Q_0 = \frac{5F_a}{Z}$ connaissant la charge axiale F_a et le nombre de billes Z .

2/ Calculer la déformation permanente :

La déformation permanente totale admissible au contact d'élément roulant et du chemin de roulement étant fixée à 0,0001 du diamètre de l'élément roulant $\delta / D_w = 0,0001$, nous obtenons la déformation élastique :

- aux points de contact du chemin intérieur de roulement et les billes :

$$\delta_i = 2,79 \times 10^{-4} K_i \cdot \sqrt[3]{Q_o^2 \sum \rho_i}$$

- aux points de contact du chemin extérieur de roulement et les billes :

$$\delta_e = 2,79 \times 10^{-4} K_e \cdot \sqrt[3]{Q_o^2 \sum \rho_e}$$

avec :

ρ rayon de courbure de chemin de bague
 Q_0 charge minimum

La déformation totale au contact (déplacement radial) est :

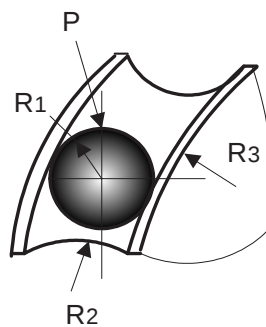
$$\delta = \delta_i + \delta_e = 2,79 \times 10^{-4} (K_i \sum \rho_i^{1/3} + K_e \sum \rho_e^{1/3}) \cdot Q_0^{2/3}$$

PS :

Pour déterminer les coefficients K_i et K_e , nous utilisons la méthode de déformation aux contacts :

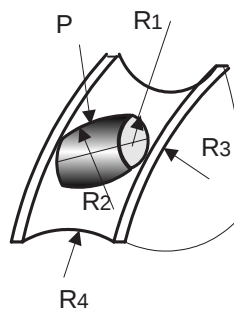
- * Pour les roulements à billes les coefficients d'équation d'ellipse sont : (voir XIONG Youde *Résistance des matériaux* :

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \quad B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$



- * Pour les roulements à rouleaux, les coefficients d'équation d'ellipse sont: (voir XIONG Youde *Résistance des matériaux* :

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_4} \right) \quad B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_3} \right)$$



Avec les coefficients d'équation d'ellipse nous pouvons trouver le coefficient K dans le tableau 3-30.

Tableau 3-30 Coefficient K

A/B	K	A/B	K	A/B	K	A/B	K
1,0000	1,0000	0,3518	0,9432	0,1739	0,8566	0,04032	0,6409
0,9623	0,9999	0,3410	0,9400	0,1603	0,8451	0,03823	0,6333
0,9240	0,9997	0,3301	0,9366	0,1462	0,8320	0,03613	0,6251
0,8852	0,9992	0,3191	0,9329	0,1317	0,8168	0,03400	0,6164
0,8459	0,9985	0,3080	0,9290	0,1166	0,7990	0,03183	0,6071
0,8059	0,9974	0,2967	0,9248	0,1010	0,7775	0,02962	0,5970
0,7652	0,9960	0,2853	0,9203	0,09287	0,7650	0,02737	0,5860
0,7238	0,9942	0,2738	0,9155	0,08456	0,7509	0,02508	0,5741
0,6816	0,9919	0,2620	0,9102	0,07600	0,7349	0,02273	0,5608
0,6384	0,9889	0,2501	0,9045	0,06715	0,7163	0,02033	0,5460
0,5942	0,9852	0,2380	0,8983	0,05797	0,6943	0,01787	0,5292
0,5489	0,9804	0,2257	0,8916	0,04838	0,6675	0,01533	0,5096
0,5022	0,9744	0,2132	0,8841	0,04639	0,6613	0,01269	0,4864
0,4540	0,9667	0,2004	0,8759	0,04439	0,6549	0,00993	0,4574
0,4040	0,9566	0,1873	0,8668	0,04237	0,6481	0,00702	0,4186
						0,00385	0,3579

3/ Déterminer le coefficient ε de répartition de charge de roulement et la fonction de répartition $j_x(\varepsilon)$:

- a/ Pour les roulements à billes nous calculons le coefficient ε de répartition de charge avec la formule ci-dessous :

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{u_r}{2\delta + u_r} \right)$$

avec :

u_r jeu radial de roulement
 δ déformation permanente au contact

A partir du coefficient ε de répartition de charge, nous déterminons la fonction de répartition $j_r(\varepsilon)$ grâce à tableau 3-31.

Tableau 3-31 Fonction de répartition de charge $j_r(\varepsilon)$

ε	$J_r(\varepsilon)$		ε	$J_r(\varepsilon)$	
	Roulement au contact au point	Roulement au contact sur une ligne		Roulement au contact au point	Roulement au contact sur une ligne
0	1/Z	1/Z	0,8	0,2559	0,2658
0,1	0,1156	0,1268	0,9	0,2576	0,2628
0,2	0,1590	0,1737	1,00	0,2546	0,2523
0,3	0,1892	0,2055	1,25	0,2289	0,2078
0,4	0,2117	0,2286	1,67	0,1871	0,1589
0,5	0,2288	0,2453	2,50	0,1339	0,1075
0,6	0,2416	0,2568	5,00	0,0711	0,0544
0,7	0,2505	0,2636	∞	0	0

b/ Pour les roulements à contact oblique, nous calculons les valeurs de $\frac{F_r}{F_a} \tan \alpha$. En utilisant le tableau 3-32 nous déterminons le coefficient ε et la fonction $j_r(\varepsilon)$.

Tableau 3-31 Coefficient ε et fonction de répartition de charge $j_r(\varepsilon)$

Roulement au contact à point		Roulement au contact sur une ligne		ε
$\frac{F_r}{F_a} \tan \alpha$	$J_r(\varepsilon)$	$\frac{F_r}{F_a} \tan \alpha$	$J_r(\varepsilon)$	
1,0000	1/Z	1,0000	1/Z	0,0
0,9663	0,1156	0,9613	0,1268	0,1
0,9318	0,1590	0,9215	0,1737	0,2
0,8964	0,1892	0,8805	0,2055	0,3
0,8601	0,2117	0,8380	0,2286	0,4
0,8225	0,2288	0,7939	0,2453	0,5
0,7835	0,2416	0,7480	0,2568	0,6
0,7427	0,2505	0,6999	0,2636	0,7
0,6995	0,2559	0,6486	0,2658	0,8
0,6529	0,2576	0,5920	0,2628	0,9
0,6000	0,2546	0,5238	0,2523	1,0
0,4338	0,2289	0,3598	0,2078	1,25
0,3088	0,1871	0,2340	0,1589	1,67
0,1850	0,1339	0,1372	0,1075	2,5
0,0831	0,0711	0,0611	0,0544	5,0
0	0	0	0	∞

4/ Calculer la charge maximale :

$$Q_{\max} = \frac{F_r}{z \cdot J(\varepsilon)}$$

avec :

z	nombre de billes de roulement
F_r	charge radiale
$J_x(\varepsilon)$	répartition de charge de roulement

- 5/ Comparons la charge maximale $Q_{\max}$ avec la charge supposée Q_o . S'il y a trop de différence entre Q_o et $Q_{\max}$, nous devons supposer une autre valeur de la charge Q_o et refaire le même calcul jusqu'à ce que Q_o et $Q_{\max}$ soient proches ou égaux.

4-5-1-3 Calcul de la vitesse moyenne au point de contact entre les éléments roulants et la bague intérieure ou extérieure.

$$V = \frac{\pi}{120} n D_{pm} (1 - \gamma^2)$$

avec :

n	vitesse de rotation	en tour / min
D_{pw}	diamètre du centre de l'élément roulant	en mm
D_w	diamètre d'une bille roulante	en mm
$\gamma = \frac{D_w}{D_{pw}} \cos \alpha$		

4-5-1-4 Module équivalent d'élasticité longitudinale des roulements :

$$E' = \frac{E}{1 - \nu} = \frac{2,07 \times 10^5}{1 - 0,3} = 2,25 \times 10^5 \text{ MPa}$$

avec :

E	module d'élasticité longitudinale en N/mm^2 (MPa) Pour l'acier $E = 2,07 \times 10^5 \text{ MPa}$
ν	coefficient de POISSON

4-5-1-5 Epaisseur minimum du film lubrifiant :

- Pour l'intérieur de chemin de bague du roulement l'épaisseur minimum du film de lubrifiant est :

$$h_{\min-i} = 3,63 \cdot \bar{U}_i^{0,68} G^{0,89} \bar{W}_i^{-0,073} (1 - e^{-0,68k_i}) R_{xi}$$

avec :

$$\bar{U}_i = \frac{\eta_i \cdot V}{E' R_{xi}}$$

$$\bar{W}_i = \frac{Q_{\max}}{E' R_{xi}^2}$$

$$G = \alpha_1 E'$$

V vitesse moyenne

E' module équivalent d'élasticité longitudinale en N/mm^2 (MPa)

R_{xi} rayon de courbure équivalent (voir ce chapitre 4-5-1-1)

η_o viscosité de la graisse en mm^2/s

α_i coefficient de consistance, pour la graisse $\alpha_i = 0,5$ à $3,6 \times 10^{-8} Pa^{-1}$,
en général $\alpha_i = 2,3 \times 10^{-8} Pa^{-1}$

- Pour l'extérieur du chemin de bague du roulement, l'épaisseur minimum du film de lubrifiant est :

$$h_{\min-e} = 3,63 \cdot \bar{U}_e^{0,68} G^{0,89} \bar{W}_e^{-0,073} (1 - e^{-0,68k_e}) R_{xe}$$

avec :

$$\bar{U}_e = \frac{\eta_e \cdot V}{E' R_{xe}}$$

$$\bar{W}_e = \frac{Q_{\max}}{E' R_{xe}^2}$$

V vitesse moyenne

E' module équivalent d'élasticité longitudinale en N/mm^2 (MPa)

R_{xe} rayon de courbure équivalent (voir ce chapitre 4-5-1-1)

η_o viscosité de la graisse en $mm^2.s$

α_i coefficient de consistance, pour la graisse $\alpha_i = 0,5$ à $3,6 \times 10^{-8} Pa^{-1}$, en
général $\alpha_i = 2,3 \times 10^{-8} Pa^{-1}$

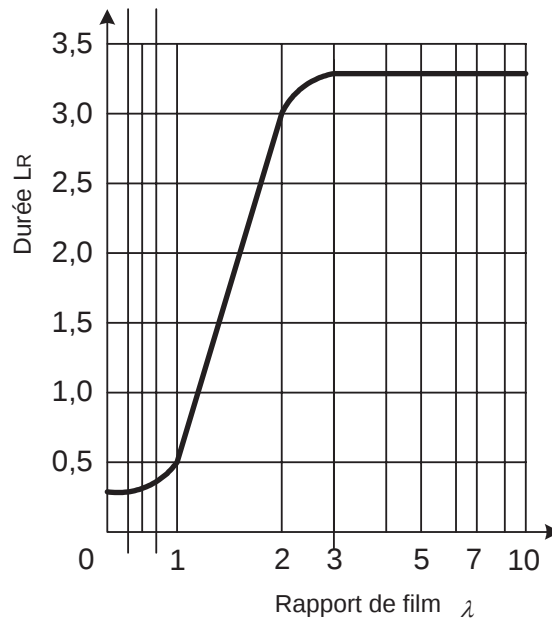
4-5-1-6 Ecarts géométriques moyens des états de deux surfaces en contact :

$$\delta = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2}$$

δ_1 et δ_2 écarts géométriques des états de deux surfaces en contact

4-5-1-7 Rapport de film de lubrifiant

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\delta}$$



Dans la figure, la courbe de rapport du film nous montre lorsque $\lambda \geq 3$, la durée de vie est plus grande. Donc nous souhaitons que le rapport du film de lubrifiant soit $\lambda \geq 3$

Exemple 3-1 Un roulement à billes: diamètre de roulement $D_{pw} = 65mm$; Diamètre de billes $D_w = 12,7mm$; nombre de billes $z = 9$; Rayon de courbure du chemin de roulement $r_i = r_e = 6,604mm$. Ecart géométrique des états de surface de billes et de chemin de bague $\delta_1 = 0,0625\mu m$; $\delta_2 = 0,175\mu m$. Charge radiale $F_r = 8900N$; Vitesse de roulement $n = 3820tr/min$; Viscosité de la graisse $\eta_0 = 0,04Pa \cdot s$. Le coefficient de consistance $\alpha = 2,3 \times 10^8 Pa^{-1}$. Le jeu radial de roulement $u_r = 0,015mm$. Vérifier l'épaisseur de film de lubrifiant de roulement.

- (1) Calculer les facteurs de rayon de courbure des chemins intérieurs et extérieurs du roulement :

$$f_i = f_e = \frac{r_i}{D_w} = \frac{r_e}{D_w} = 0,52$$

- (2) Rapport des diamètres :

$$\gamma = \frac{D_w}{D_{pw}} = 0,1954$$

(3) En utilisant le tableau nous avons :

$$\begin{aligned}\sum \rho_i &= \frac{1}{D_w} \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right) \\ &= \frac{1}{12,7} \left(4 - \frac{1}{0,52} + \frac{2 \times 0,1954}{1-0,1954} \right) = 0,202 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$F(\rho_i) = \frac{\left(\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right)}{\left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right)} = 0,94$$

$$\begin{aligned}\sum \rho_e &= \frac{1}{D_w} \left(4 - \frac{1}{f_i} - \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right) \\ &= \frac{1}{12,7} \left(4 - \frac{1}{0,52} - \frac{2 \times 0,1954}{1-0,1954} \right) = 0,138 \text{ mm}^{-1}\end{aligned}$$

$$F(\rho_i) = \frac{\left(\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right)}{\left(4 - \frac{1}{f_i} - \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right)} = 0,912$$

(4) Rayon de courbure équivalent aux points de contact :

$$R_{xi} = \frac{D_w}{2} (1-\gamma) = 5,11 \text{ mm}$$

$$R_{xe} = \frac{D_w}{2} (1+\gamma) = 7,55 \text{ mm}$$

$$R_{yi} = \frac{f_i \cdot D_w}{2 f_i - 1} = 165,1 \text{ mm}$$

$$R_{ye} = R_{yi} = 165,1 \text{ mm}$$

- Les coefficients de l'ellipse :

$$k_i = 1,0339 \cdot \left(\frac{R_{yi}}{R_{xi}} \right)^{0,636} = 9,428$$

$$k_e = 1,0339 \cdot \left(\frac{R_{ye}}{R_{xe}} \right)^{0,636} = 7,355$$

- (5) En utilisant la méthode HERTZ nous pouvons déterminer les coefficients :

$$K_i = 0,603$$

$$K_e = 0,660$$

- (6) Supposons que la charge radiale minimum est :

$$Q_o = \frac{5 \cdot F_r}{z} = \frac{5 \times 8900}{9} = 4944,4N$$

- (7) Déformation au point de contact :

$$\begin{aligned} \delta &= 2,79 \times 10^{-4} \left(K_i \sum \rho_i^{1/2} + K_e \sum \rho_e^{1/2} \right) \cdot Q_o^{2/3} \\ &= 1,939 \times 10^{-4} \times Q_o^{2/3} = 0,0563mm \end{aligned}$$

- (8) Coefficient ε de répartition de charge :

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{u_r}{2\delta + u_r} \right) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{0,015}{2 \times 0,0563 + 0,015} \right) = 0,44$$

- (9) En utilisant le tableau 3-31 nous déterminons la fonction de répartition de charge $j_r(\varepsilon)$:

$$J_r(\varepsilon) = 0,2160$$

- (10) Calculer la charge minimum :

$$Q_{\max} = \frac{F_r}{z J_r} = \frac{8900N}{9 \times 0,2160} = 4578N$$

- (11) Comme il y a trop de différence entre Q_o et $Q_{\min}$, donc nous supposons $Q_o = 4578N$ et recalculons à partir du septième (7) :

- déformation au point de contact :

$$\begin{aligned} \delta &= 2,79 \times 10^{-4} \left(K_i \sum \rho_i^{1/2} + K_e \sum \rho_e^{1/2} \right) \cdot Q_o^{2/3} \\ &= 1,939 \times 10^{-4} \times Q_o^{2/3} \\ &= 1,939 \times 10^{-4} \times 4578^{2/3} = 0,0535mm \end{aligned}$$

- coefficient ε de répartition de charge :

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{u_r}{2\delta + u_r} \right) = 0,438$$

- Fonction de répartition de charge $j_r(\varepsilon)$:

$$J_r(\varepsilon) = J(0,438) = 0,2154$$

- charge minimum :

$$Q_{\max} = \frac{F_r}{zJ_r} = \frac{8900N}{9 \times 0,2154} = 4590N$$

Le résultat $Q_{\max} = 4590N$ est proche de $Q_0 = 4578N$. Donc nous considérons que la charge minimum est $Q_{\max} = 4590N$.

- (12) Vitesse moyenne au point de contact entre les éléments roulants et la bague intérieure ou extérieure.

$$V = \frac{\pi}{120} nD_{pm}(1 - \gamma^2) = 6252,3mm/s$$

- (13) Epaisseur minimum du film de lubrifiant:

Pour l'acier, le module équivalent d'élasticité longitudinale des roulements est :

$$E' = 2,07 \times 10^5 MPa$$

Le coefficient de consistance est en général $\alpha_i = 2,3 \times 10^{-8} Pa^{-1}$

Les coefficients équivalents sont :

$$\bar{U}_i = \frac{\eta_i \cdot V}{E' R_{xi}} = 2,174 \times 10^{-4}$$

$$\bar{U}_e = \frac{\eta_e \cdot V}{E' R_{xe}} = 1,472 \times 10^{-4}$$

$$\bar{W}_i = \frac{Q_{\max}}{E' R_{xi}^2} = 7,79 \times 10^{-4}$$

$$\bar{W}_e = \frac{Q_{\max}}{E' R_{xe}^2} = 3,57 \times 10^{-4}$$

$$G = \alpha_1 E' = 5175$$

- Pour l'intérieur du chemin de roulement, l'épaisseur minimum du film de lubrifiant est :

$$h_{\min-i} = 3,63 \cdot \bar{U}_i^{0,68} G^{0,89} \bar{W}_i^{-0,073} (1 - e^{-0,68k_i}) R_{xi} \\ = 0,554 \mu m$$

- Pour l'extérieur du chemin de roulement, l'épaisseur minimum du film de lubrifiant est :

$$h_{\min-e} = 3,63 \cdot \bar{U}_e^{0,68} G^{0,89} \bar{W}_e^{-0,073} (1 - e^{-0,68k_e}) R_{xe} \\ = 0,660 \mu m$$

- (14) Ecarts géométriques moyens de l'état des deux surfaces en contact :

$$\delta = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} = 0,186 \mu m$$

- (15) Rapport du film de lubrifiant

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\delta} = 2,98$$

$1,2 \leq \lambda \leq 3$ donc le roulement est accepté.

4-5-2 Lubrification des roulements à rouleaux :

- * **Le processus du calcul est normalement le même que le roulement à billes :**

- La méthode de détermination de la charge minimum $Q_{\min}$
- La façon de calcul du rapport de film de lubrifiant

- * **Les différences sont suivantes :**

- (1) **La charge sur la longueur unitaire est :**

$$q = \frac{Q_{\max}}{L_r}$$

L_r longueur de rouleaux

- (2) **L'épaisseur minimum du film de lubrifiant est :**

- Pour l'intérieur du chemin de roulement, l'épaisseur minimum du film de lubrifiant est :

$$h_{\min-i} = 0,154 \cdot \alpha_1^{0,54} (\eta_0 n)^{0,7} D_w^{0,43} D_{pw}^{0,7} \times (1-\gamma)^{1,13} (1+\gamma)^{0,7} \frac{E'^{-0,03}}{q^{0,13}}$$

- Pour l'extérieur du chemin de roulement, l'épaisseur minimum du film de lubrifiant est :

$$h_{\min-i} = 0,154 \cdot \alpha_1^{0,54} (\eta_0 n)^{0,7} D_w^{0,43} D_{pw}^{0,7} \times (1+\gamma)^{1,13} (1-\gamma)^{0,7} \frac{E'^{-0,03}}{q^{0,13}}$$

V CHOIX DES ROULEMENTS :

5-1 Méthode de calcul pratique pour contrôler un roulement choisi :

1. Calculer la charge réelle :

Dans un premier temps, nous déterminons la résultante des forces appliquées au roulement. Pour un roulement à contact oblique, le point d'application de la charge doit être le centre des poussées.

Par la suite nous calculons les composants axiaux F_a et radiaux F_r de cette résultante.

- **Charge radiale** : chaque roulement encaisse une charge radiale (sauf les butées à aiguilles.)
- **Charge axiale** : en général, la charge est encaissée par le roulement dit fixe ou la butée. Pour les roulements à rouleaux coniques ou le roulement à contact oblique la charge radiale induit une force axiale.

2. Déterminer la charge équivalente P :

$$P = XF_r + YF_a$$

Pour déterminer X et Y , nous utilisons le rapport de F_a/F_r et nous le comparons à une valeur. Pour un roulement rigide à billes nous devons calculer de plus F_a/C_0 .

3. Contrôler la durée de roulement :

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

5-2 Déterminer les types de roulement et leurs dimensions :

5-2-1 Déterminer les types de roulement :

Les conditions sur le choix d'un type de roulement sont :

- 1 / chaque type de roulement est utilisé selon les différents cas et présente des caractéristiques différentes. Par exemple, les roulements rigides à billes peuvent supporter des charges radiales modérées et des charges axiales. Tandis que les roulements à rotule sur rouleaux admettent des charges radiales élevées.

2/ Quand nous choisissons un roulement, nous devons aussi voir l'espace disponible.

* Pour les petits diamètres d'arbre, nous pouvons choisir tous les types de roulement à billes, nous pouvons également choisir les roulements à aiguilles.

* Pour les grands diamètres d'arbre, nous choisirons les roulement à rouleaux cylindriques, ou les roulements à rotule sur rouleaux, ou les roulements à rouleaux coniques ou les roulements rigides à billes.

3/ Les charges supportées par les roulements sont importantes pour le choix d'un roulement. En général nous examinons :

- Intensité de la charge (c'est un facteur qui détermine la taille du roulement)
- Direction de la charge : charge radiale ; charge axiale
- Charge combinée (le résultat d'une charge axiale et d'une charge axiale)
- Couple (si la charge est excentrée appliquée sur le roulement, il se produit des couples de renversement)

4/ Vitesse de rotation :

La vitesse de rotation du roulement est limitée par la température de fonctionnement maximale admissible.

5/ Silence de fonctionnement

6/ Rigidité

7/ Possibilité de déplacement axial

8/ Montage et démontage...

5-2-2 Déterminer les dimensions des roulements :

1/ Déterminer les dimensions des roulements **par la durée de vie de roulement** : (voir ce chapitre partie 4)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\rho} \quad \text{ou} \quad \frac{C}{P} = (L_{10})^{\frac{1}{\rho}}$$

avec :

L_{10}	durée de vie nominale	<i>en millions de tours</i>
C	charge dynamique de base	<i>en N</i>
P	charge dynamique équivalente	<i>en N</i>

ρ exposant qui est en fonction du contact entre les pistes et les éléments roulants
 $\rho = 3$ pour les roulements à billes
 $\rho = 10/3$ pour les roulements à rouleaux

2/ Déterminer les dimensions des roulements **par la charge statique de base**

Nous rappelons la méthode dans le chapitre précédent.

* Charge statique équivalente :

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

avec :

F_r	composant radial de la charge	en N
F_a	composant axial de la charge	en N
X_0	coefficient radial de roulement	
Y_0	coefficient axial de roulement	

* Charge statique de base nécessaire :

$$C_0 = s_0 P_0$$

avec :

C_0	charge statique de base	en N
P_0	charge statique équivalente	en N
s_0	coefficient de sécurité statique (voir le tableau 3-23)	

* Contrôle de la capacité de charge statique :

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Si le roulement a été choisi par la durée de vie, nous utilisons la formule pour le contrôler. Si la valeur s_0 obtenue est inférieure à la valeur de principe, nous choisirons un roulement ayant une charge statique de base plus élevée.

Chapitre 4

RESSORTS

I GENERALITES :

1-1 Fonction des ressorts :

Le ressort est une liaison élastique. Nous pouvons dire aussi : le ressort est un composant mécanique élastique destiné à se déformer. Chaque fois qu'il est soumis à l'action d'une force, il absorbe une énergie en se déformant progressivement tout en amortissant le mouvement et/ou en filtrant des vibrations. En fin de course, il restitue l'énergie emmagasinée jusqu'à la reprise de sa forme initiale.

Les fonctions principales des ressorts sont :

- Amortissement et réduction des chocs (ex : suspensions de voitures).
- Emmagasinement de l'énergie (ex : Horloge).
- Contrôle de mouvement (ex : Ressort de soupape).
- Mesure de charge (ex : Balance).

1-2 Matières pour ressort :

Afin d'assurer l'élasticité du ressort, on utilise des métaux de hautes limites élastiques :

- les aciers tréfilés durs (ressorts hélicoïdaux classiques)
- les aciers trempés à l'huile (ressorts de soupapes)
- les aciers inoxydables (ressorts pour l'industrie alimentaire)
- le titane (ressorts en aviation)
- le bronze béryllium (ressorts sans magnétisme)

L'annexe A présente les caractéristiques des matières pour ressorts.

1-3 Types de ressort

Les ressorts sont classés à partir de la sollicitation subie. Les ressorts travaillent soit en traction, soit en compression, soit en torsion, soit en flexion.

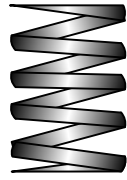
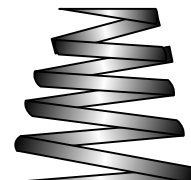
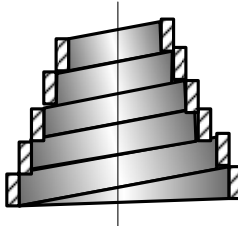
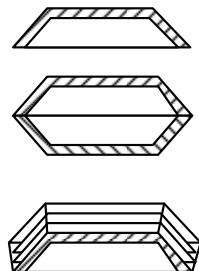
1-3-1 Ressorts métalliques :

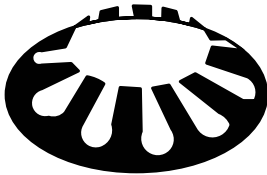
Les familles des ressorts métalliques :

1/ Ressorts de compression :

Cette famille est la plus répandue. Le fil enroulé travaille essentiellement en torsion (analogie avec une barre de torsion enroulée en hélice).

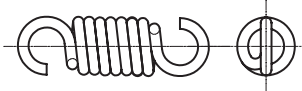
Tableau 4-1 Types des ressorts de compression

Ressort	Caractéristique	Figure
(1) Ressorts cylindriques de compression	a/ Ce type de ressort est fait pour supporter la charge de compression. b/ Le fil du ressort travaille en torsion. c/ Le ressort est souvent meulé aux deux extrémités. d/ Les spires deviennent jointives, en contact les unes avec les autres, en cas de surcharge le ressort réagit comme un solide, ce qui le protège de la rupture.	
(2) Ressorts coniques de compression	Les ressorts coniques de compression sont très peu encombrants en position comprimée.	
(3) Ressorts coniques à volutes	Les ressorts coniques à volutes sont très peu encombrants en position comprimée.	
(4) Rondelles ressorts -Rondelles « Belleville »	a/ De forme tronconique, les rondelles ressorts permettent de réaliser simplement et « sur mesure » des ressorts de compression à l'unité ou en petites séries. b/ L'utilisation d'empilages sont possibles : en série, en parallèle ou une combinaison des deux. c/ L'utilisateur peut choisir entre plusieurs raideurs et plusieurs déformations. d/ les rondelles ressorts sont faites pour supporter la charge de compression. Ils ont comme caractéristiques : - Petite hauteur. - Grande raideur. - Relation force / flèche non linéaire.	

Ressort	Caractéristique	Figure
(5) Ressorts diaphragme	a/ Le ressort diaphragme est un ressort conique fendu radialement. b/ Les ressorts diaphragmes sont utilisés dans les cas : - l'encombrement est réduit. - l'effort produit doit être sensiblement constant.	

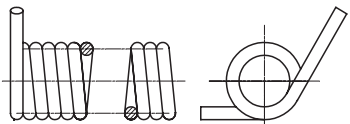
2/ Ressorts de traction :

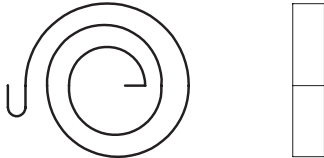
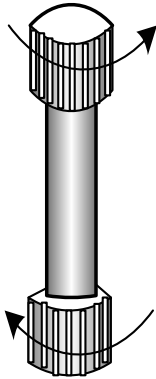
Tableau 4-2 Types des ressorts de traction

Ressort	Caractéristique	Figure
(1) Ressort hélicoïdal cylindrique de traction	a/ Ces ressorts sont habituellement réalisés en fil rond et à spires jointives. b/ Le métal est sollicité à la torsion dans la partie active du ressort et en flexion et torsion sur une portion de l'attache. c/ Le ressort hélicoïdal de traction est fait pour supporter la charge de traction. d/ Les ressorts de traction peuvent avoir des attaches différentes.	
(2) Ressort hélicoïdale conique de traction		

3/ Ressorts de torsion :

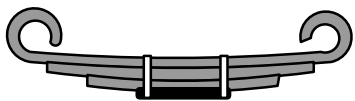
Tableau 4-3 Types des ressorts de torsion

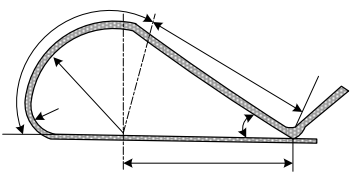
Ressort	Caractéristique	Figure
(1) Ressorts cylindriques de torsion	a/ Ce type de ressort est fait pour supporter la charge de torsion. b/ Le fil du ressort travaille en flexion. c/ Le ressort est souvent monté sur un axe.	

Ressort	Caractéristique	Figure
(2) Ressorts en spirale (Ressort hélicoïdal de torsion)	a/ Ce type de ressort est fait pour supporter la charge de torsion. b/ La matière travaille en flexion. c/ Le ressort a un grand diamètre et une petite hauteur.	
(3) Barre de torsion	a/ Les ressorts en barres de torsion sont des barres cylindriques pleines soumises à un moment suivant leur axe. b/ Elles sont munies, à chaque extrémité, de cannelures permettant leur ancrage. c/ La barre de torsion est utilisée dans les suspensions automobile.	

4/ Ressorts de flexion : - Ressorts à lames

Tableau 4-4 Types des ressorts à lames

Ressort	Caractéristique	Figure
(1) Ressorts à lames	a/ Une lame peut être assimilée à une poutre de section constante encastrée à une extrémité. L'autre extrémité supporte la charge. Elle est donc soumise à la flexion. b/ Lorsqu'un ressort est constitué de plusieurs lames en flexion, celles-ci glissent les unes sur les autres. Ce frottement absorbe de l'énergie et amorti le mouvement. c/ Le ressort à lame est utilisé pour les voitures (de moins en moins), les camions, les wagons.	

Ressort	Caractéristique	Figure
(2) Ressort de forme en fil	a/ Ce type de ressort pourrait supporter plusieurs charges. b/ Il est généralement fabriqué par des machines de pliage.	
(3) Ressort de forme en feuillard	a/ Ce type de ressort pourrait supporter plusieurs charges. b/ Le ressort est généralement fabriqué par des machines à multi coulisseaux ou des presses.	

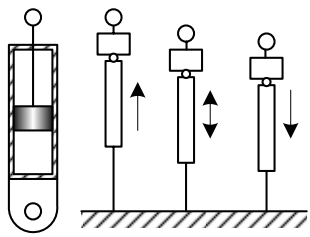
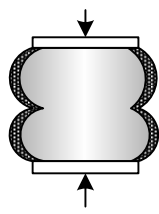
1-3-2 Ressorts pneumatiques :

Il existe deux types de ressorts pneumatiques :

- Ressorts pneumatiques à gaz
- Ressorts dits pneumatiques

Leurs avantages par rapport aux ressorts mécaniques :

- L'effort est presque linéaire sur une grande course.
- Ils ont un même encombrement pour une large plage de poussée.
- La vitesse de déplacement est modulable dans les 2 sens, mais elle est constante sur la course pneumatique.
- La poussée nominale est dès les premiers millimètres.
- Il est possible de faire varier la courbe des efforts
- Sa vitesse réduit en fin de course. La longueur d'amortissement est modulable.
- Sécurité : pas de rupture brutale (perte progressive de gaz en cas de détérioration).
- Esthétique et propre

Ressort	Caractéristique	Figure
(1) Ressorts à gaz (Dans le cas la fonction entre la charge et la flèche est linéaire)	a/ Le ressort à gaz est constitué d'un tube de précision dans lequel se place une tige d'acier rectifiée et chromée ou nitrurée équipée d'un ensemble guide de sortie avec joint, et d'un piston, obturé en fond sur le tube par un couvercle. b/ Le ressort est utilisée en poussée, en équilibrage ou en amortissement.	
(2) Ressorts pneumatique (Ressort - amortisseur) (Dans le cas la fonction entre la charge et la flèche est linéaire)	a/ La forme du ressort pneumatique est libre. Nous pouvons décider les raideurs souhaitées de toutes les dimensions. b/ Son module d'élasticité est petit, nous pouvons obtenir une grande déformation. c/ Le ressort pneumatique a un très bon amortissement et supporte bien les chocs. d/ Le ressort pneumatique peut supporter des charges venants de différentes directions.	

1-4 Effort supporté par ressort :

1-4-1 Elasticité et rigidité :

L'élasticité est la faculté de se déformer avec une amplitude sensiblement proportionnelle à la charge, et, de manière réversible.

Les rigidités linéaires sont les rapports de l'effort appliqué suivant une direction sur le déplacement suivant cette même direction :

$$k_x = \frac{F_x}{x} ; \quad k_y = \frac{F_y}{y} ; \quad k_z = \frac{F_z}{z} \quad \text{en N/mm}$$

Les rigidités de torsion, appelées parfois « couple de rappel », sont les rapports du moment appliqué suivant une direction sur le déplacement angulaire suivant cette même direction :

$$C_x = \frac{M_x}{\alpha} ; \quad C_y = \frac{M_y}{\alpha} ; \quad C_z = \frac{M_z}{\alpha} \quad \text{en Nm/rad}$$

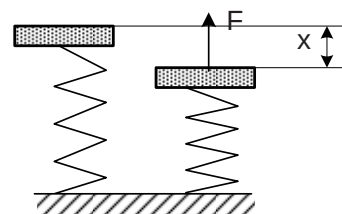
1-4-2 Effort supporté par un ressort :

L'effort supporté par le ressort est lié à l'allongement ou au raccourcissement du ressort.
Le rapport est :

$$F = K \cdot x$$

avec :

K raideurs des ressorts
x allongement ou raccourcissement de des
ressorts suivant la direction de x



Dans les cas où nous montons plusieurs ressorts, les raideurs assemblées se calculent :

Tableau 4-6 **Raideurs assemblées**

Façons de montage	Raideurs assemblées	Figure
Cas 1 Les ressorts sont montés en séries.	$K = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}}$ avec : K_1, K_2 et K_3 raideurs des ressorts 1, 2 et 3 Les raideurs peuvent être jusqu'à n ressorts.	
Cas 2 Les ressorts sont montés en parallèles.	$K = K_1 + K_2 + K_3$ avec : K_1, K_2 et K_3 raideurs des ressorts 1, 2 et 3 Les raideurs peuvent être jusqu'à n ressorts.	

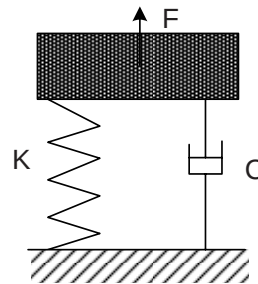
Dans le cas où nous utilisons les ressorts avec l'amortisseur.

L'effort devient :

$$F = K \cdot x + C \cdot x'$$

avec :

x déplacement d'ensemble
 x' vitesse de déplacement d'ensemble
 C amortissement de l'amortisseur



1-5 Energie stockée par ressort :

Pour les trois familles des ressorts l'énergie stockée est :

$$E_s = \frac{1}{2} M_t \alpha$$

avec :

E_s	énergie stockée		en joule
M_t	couple appliquant sur le ressort	$M_t = F \cdot \alpha$	en N.m
α	angle de torsion		en rad

1-6 Critères des ressorts :

Le ressort doit subir les conditions mécaniques de fonctionnement et les conditions des résistances des matériaux. C'est-à-dire le ressort puisse fonctionner pendant la durée voulue sans avoir de déformation permanente ni de cassure.

1/ Choisir une matière : La matière doit adapter aux contraintes de l'environnement : température, milieux corrosifs, etc.

2/ Dimensionner les ressorts

Le ressort doit pouvoir rentrer dans le logement prévu. Comme le ressort est souvent un composant clé d'un mécanisme, il est conseillé de faire d'abord la conception du ressort et de déterminer ensuite son logement.

Pour qu'un ressort de torsion travaille en position de fermeture maximale, il ne doit pas être serré sur l'axe du guidage.

3/ Prévoir le fonction de ressort : Le ressort doit avoir une bonne position initiale et finale sous les charges prévues.

4/ Contrôler la résistance des matériaux :

- **Contrainte :**

La contrainte maximale doit être inférieure à la limite élastique de la matière pour un ressort statique et un ressort quasi statique.

La contrainte maximale tolérée est encore plus faible pour un ressort travaillant en dynamique. En cas de nécessité, des tests doivent être réalisés.

- **Raideur**

- **Déformation des ressorts**

II RESSORT HELICOÏDAL CYLINDRIQUE DE COMPRESSION

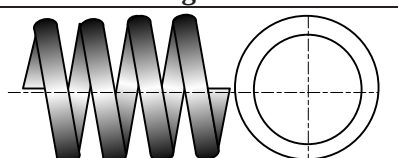
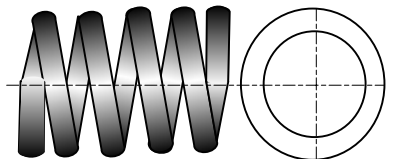
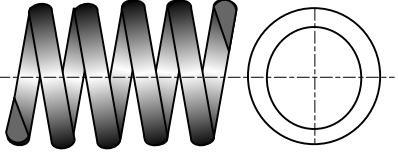
2-1 Caractéristiques

Un ressort hélicoïdal cylindrique de compression est un composant mécanique conçu pour supporter des charges (forces) sur l'axe du ressort. Il doit toujours être guidé à ses deux extrémités et de préférence par son diamètre intérieur.

Une fois que le ressort subit une charge, il se comprime et diminue en longueur. Quand on décharge le ressort complètement, il revient à la longueur initiale. Les spires ne sont pas jointives à l'état initial du ressort. Quand le ressort est sous charge, le fil travaille à la torsion.

Pour avoir un bon plan d'appui, les deux extrémités peuvent être meulées à $\frac{3}{4}$ de tour. Ces ressorts peuvent avoir des extrémités différentes :

Tableau 4-7 Type de ressorts cylindrique de compression

Forme	Exécution	Figure
A	Non rapprochée, non meulée	
B	Rapprochée, non meulée	
C	Non rapprochée, meulée	

Forme	Exécution	Figure
D	Rapprochée, meulée	
E	Rapprochée, en forme de « queue de cochon »	
F	Rapprochée et dirigée vers le centre	

Les caractéristiques d'un tel ressort sont :

- le diamètre intérieur D_i
- la longueur L
- le diamètre du fil d
- le pas p
- la raideur K en N/mm . L'effort de compression pour une variation de longueur ΔL du ressort est

$$F = K \cdot \Delta L$$

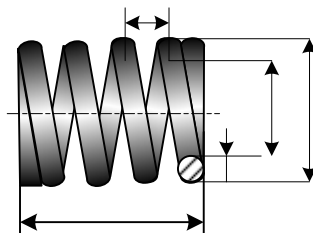


Figure 4-1 Ressort hélicoïdal cylindrique de compression

2-2 Formes des fils des ressorts et leurs caractéristiques :

Un ressort hélicoïdal cylindrique de compression est le plus souvent fabriqué en fil de section ronde, mais aussi de section carrée ou rectangulaire.

2-2-1 Ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil rond :

2-2-1-1 Caractéristique :

1. Diamètre moyen du ressort :

$$D = \frac{D_e + D_i}{2} = D_e - d = D_i + d$$

avec :

D_e	diamètre extérieur du ressort	en mm
D_i	diamètre intérieur du ressort	en mm
d	diamètre du fil	en mm

2. Rapport conseillé d'enroulement D/d :

Le rapport d'enroulement D/d est un coefficient important pour le ressort de compression.

Si le rapport D/d est petit le ressort est raide. Le rapport conseillé d'enroulement est :

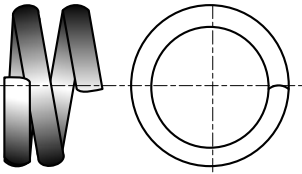
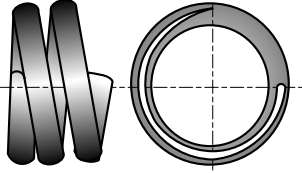
d (mm)	0,2-0,4	0,45 - 1	1,1 - 2,2	2,5 - 6	7 - 16	18- 42
$\frac{D}{d}$	7-14	5 - 12	5 - 10	4 - 9	4 - 8	4 - 6

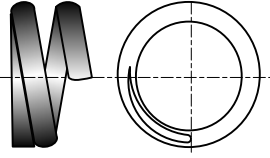
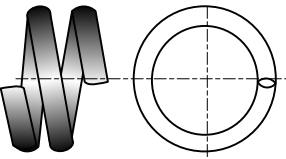
3. Pas conseillé du ressort :

$$p < 0,5D$$

4. Longueur du ressort:

Tableau 4-8 Longueur des ressorts

Types des ressorts		Longueur du ressort	Nombre de spires actives	Figures
Spires rapprochées	Non meulées	$L = n \cdot p + 3d$	$n = N - 2$	
	Meulées	$L = n \cdot p + 2d$	$n = N - 2$	

Types des ressorts		Longueur du ressort	Nombre de spires actives	Figures
Spires non rapprochées	Meulées	$L = n \cdot p + d / 2$	$n = N - 1,5$	
	Couplées	$L = n \cdot p + d$	$n = N - 1,5$	

L Longueur du ressort en mm
 n nombre de spires actives
 N nombre de spires
 d diamètre du fil en mm

5. Augmentation du diamètre extérieur lorsque le ressort est comprimé à bloc :

$$\Delta D_e = 0,1 \cdot \frac{p^2 - 0,8 \cdot p \cdot d - 0,2d^2}{D}$$

avec :

D diamètre moyen du ressort en mm
 p pas du ressort en mm
 d diamètre du fil en mm

6/ Ecart minimal entre les deux spires utiles voisines :

- Ressorts statiques façonnés à froid :

$$S_a = 0,0015 \frac{D^2}{d} + 0,1 \cdot d$$

- Ressorts dynamiques façonnés à froid :

$$S_a = \left(0,0015 \frac{D^2}{d} + 0,1 \cdot d \right) \cdot 1,5$$

- Ressorts statiques façonnés à chaud :

$$S_a = 0,02 \cdot (D + d)$$

- Ressorts dynamiques façonnés à chaud :

$$S_a = 0,04 \cdot (D + d)$$

avec :

S_a	Ecart minimal entre 2 spires utiles voisines	en mm
D	diamètre moyen du ressort	en mm
d	diamètre du fil	en mm

2-2-1-3 Charge supportée par ressort et provoquant une flèche

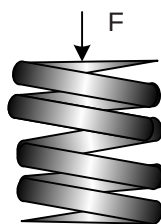


Figure 4-2 Charge supportée par ressort et provoquant une flèche

$$F = \frac{G \cdot d^4 \cdot f}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

avec :

F	charge supportée par le ressort	en N
G	module d'élasticité transversale (module de Coulomb)	en N/mm^2
f	flèche	en mm
D	diamètre moyen du ressort	en mm
n	nombre de spires actives	
d	diamètre du fil	en mm

2-2-1-4 Résistance des matériaux

1/ Raideur de ressort hélicoïdal cylindrique de compression K :

$$K = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8n \cdot D^3}$$

avec :

D	diamètre moyen du ressort	en mm
F	charge supportée par le ressort	en N
d	diamètre du fil	en mm
G	module d'élasticité transversale ($G=80\,000\,N/mm^2$) pour acier	en MPa (N/mm^2)
f	flèche	en mm

2/ Résistance des matériaux en cisaillement :

- Résistance des matériaux en cisaillement de ressort de compression

La contrainte de cisaillement subie par le ressort doit être inférieure ou égale à la contrainte admissible. La contrainte subie par le ressort est :

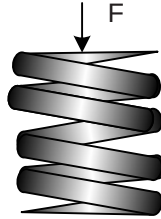


Figure 4-4 Déformation en cisaillement

$$\tau = \frac{8 \cdot D \cdot F \cdot k}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot F \cdot k \cdot C^3}{\pi \cdot D^2} \quad \text{et} \quad \tau \leq [\tau]$$

avec :

$[\tau]$	contrainte admissible	en MPa(N/mm ²)
D	diamètre moyen du ressort	en mm
F	charge supportée par le ressort de compression	en N
d	diamètre du fil	en mm
k	coefficient de rapport des diamètres (ou coefficient de courbure)	

$$k = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{R} = \frac{4 \frac{D}{d} - 1}{4 \frac{D}{d} - 4} + \frac{0,615}{\frac{D}{d}}$$

$$\text{ou } k \approx \frac{C+0,5}{C-0,5} = \frac{\frac{D}{d} + 0,5}{\frac{D}{d} - 0,75}$$

$$C \quad \text{courbure (rapport de diamètre)} \quad C = \frac{D}{d}$$

- Contrainte de cisaillement dans une spire

$$\tau_0 = \frac{16M_t}{\pi \cdot d^3} = \frac{2,55F \cdot D}{d^3}$$

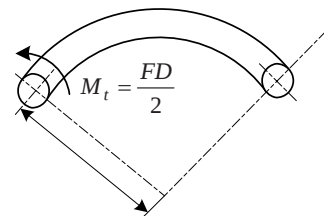


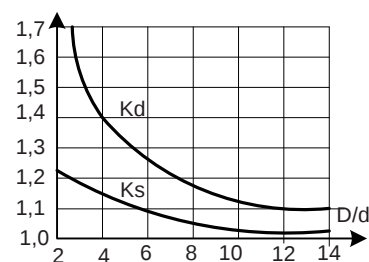
Figure 4-5 Contrainte de cisaillement dans une spire

Contrainte maximum de cisaillement dans une spire : (statique)

$$\tau_{\max} = K_s \tau_0$$

Contrainte minimum de cisaillement dans une spire : (dynamique)

$$\tau_{\max} = K_d \tau_0$$



K_s et K_d sont les coefficients de concentration de contraintes correspondants à l'utilisation.

Figure 4-6 Coefficients de concentration de contraintes

La valeur de $\tau_0 = \frac{16M_t}{\pi \cdot d^3}$ correspond au cas d'un fil droit avec courbure négligée et permet un calcul approximatif.

2/ Déformation du ressort de compression - Flèche du ressort de compression

$$f = \frac{8n \cdot F \cdot D^3}{G \cdot d^4} \quad \text{en mm}$$

avec :

D	diamètre moyen du ressort	en mm
F	charge supportée par le ressort	en N
d	diamètre du fil	en mm
G	module d'élasticité transversale ($G = 80\,000 \text{ N/mm}^2$ pour l'acier)	

3/ Résistance au flambage des ressorts de compression :

Quand la longueur du ressort est supérieure à 4D ou 5D, nous devons contrôler le risque de flambage. Pour éviter le flambage les ressorts doivent être maintenus, ou guidés aux deux extrémités, ou guidés totalement.

La charge critique de flambage est :

$$F_c = K \cdot L_0 \cdot C_L$$

avec :

F_c	charge critique de flambage	en N
K	raideur	en N/mm
L₀	longueur libre au repos	en mm
D	diamètre moyenne du ressort	en mm
C_L	coefficient dépendant de L_0/D	

Tableau 4-9 Coefficient dépendant de L_0/D

L_0/D		1	2	3	4	5	6	7	8
C_L	Ressort guidé aux extrémités	0,72	0,71	0,68	0,63	0,53	0,38	0,26	0,19
	Ressort non guidé aux extrémités	0,72	0,63	0,38	0,20	0,11	0,07	0,05	0,04

Condition de résistance au flambage

La charge supportée par le ressort doit être inférieure ou au moins égale à la charge critique de flambage

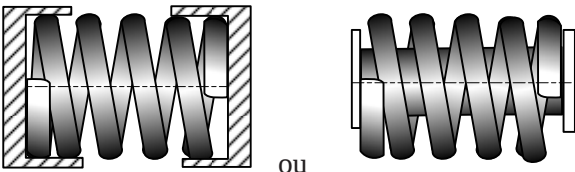
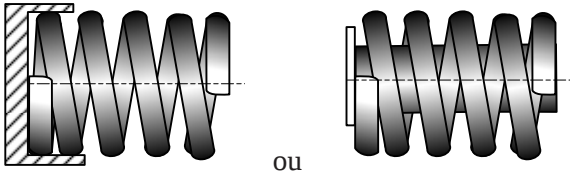
$$F \leq F_c$$

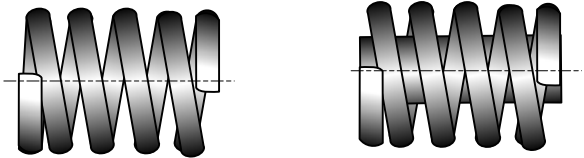
Remarque :

Les règles de choix du rapport L_0/D sont :

- (1) En général pour que le ressort soit stable, les rapports L_0/D , que nous conseillons, sont sous la condition ci-dessous :

 Tableau 4-10 Règles de choix le rapport L_0/D

Fixation de ressort	Figure	Rapport L_0/D conseillés
Cas 1 Le ressort est guidé aux deux extrémités	 ou	$\frac{L_0}{D} \leq 5,3$
Cas 2 Le ressort est guidé à l'une extrémité et libéré à l'autre extrémité :	 ou	$\frac{L_0}{D} \leq 3,7$

Fixation de ressort	Figure	Rapport L_0/D conseillés
Cas3 Le ressort est libéré au deux extrémités	 ou	$\frac{L_0}{D} \leq 2,6$

- (2) Si le rapport L_0/D est supérieur à ce que nous conseillons dans le tableau, la charge critique, charge maximum admissible, est calculée par la formule ci-dessous :

$$F_c = C_u K L_0$$

avec :

C_u coefficient de stabilité (choisir dans la figure 4-7)
 K raideur du ressort en N/mm

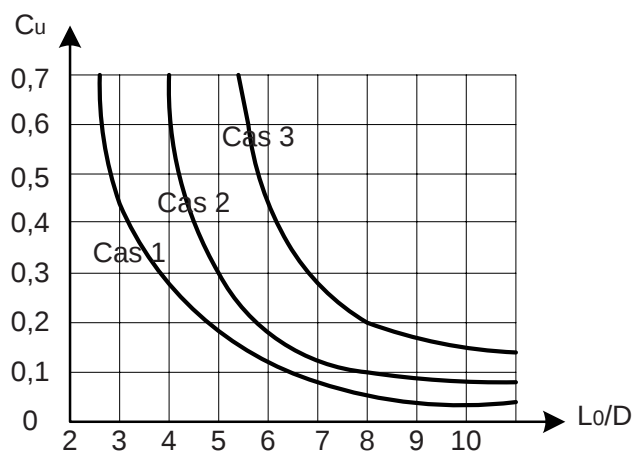


Figure 4-7 Coefficient de stabilité C_u

Cas 1 Le ressort est guidé aux deux extrémités

Cas 2 Le ressort est guidé à l'une extrémité et libéré à l'autre extrémité

Cas 3 Le ressort est libre au deux extrémités

- (3) Pour que le ressort fonctionne correctement, le rapport L_0/D doit être supérieur de 0,4.

$$\frac{L_0}{D} \geq 0,4$$

4/ Résistance des matériaux en vibration de ressort de compression:

Nous devons éviter que la fréquence de vibration soit synchrone entre le ressort, la machine et le support. Donc la fréquence propre du ressort doit être différente de celle de la machine.

$$f_p = 3,56 \times 10^5 \times \frac{d}{n \cdot D^2}$$

$$f_p > 10 f_m$$

avec :

d	diamètre de fil de ressort
D	diamètre moyen du ressort
f_p	fréquence propre du ressort
f_m	fréquence de la machine ou du support de la machine
n	nombre de spires actives

Pour le ressort amorti, la fréquence du ressort est contrôlée par la formule ci-dessous :

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K \cdot g}{F}}$$

$$f_p \leq 0,5 f_m$$

avec :

f_p	fréquence propre de ressort	en Hz
f_m	fréquence de la machine ou du support de la machine	en Hz
K	raideur du ressort	en N/mm
F	force supportée par le ressort de compression	en N
g	g = 9800 mm/s²	

5/ Raideur du ressort de compression

$$K = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8n \cdot D^3} \quad \text{en N/mm}$$

avec :

D	diamètre moyen du ressort	en mm
d	diamètre du fil	en mm
n	nombre de spires actives	
F	force supportée par le ressort de compression	en N
K	raideur du ressort	en N/mm

6/ Energie potentielle du ressort de compression :

$$E_p = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{2} K \cdot f^2$$

avec :

f	course (flèche) $f = L - L_0$	en mm
L_0	longueur libre au repos	en mm
L	longueur comprimée	en mm
F	force supportée par le ressort de compression	en N
K	raideur du ressort	en N/mm

2-2-2 Ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil carré :

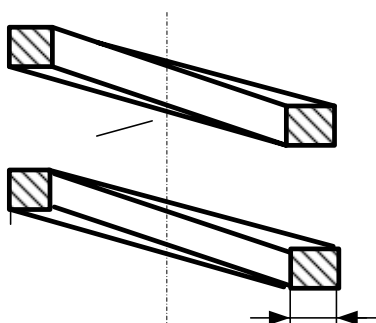


Figure 4-8 Ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil carré

2-2-2-1 Caractéristique du ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil carré :

1/ Diamètre moyen du ressort :

$$D = \frac{D_e + D_i}{2} = D_e - c = D_i + c$$

avec :

D_e	diamètre extérieur du ressort	en mm
D_i	diamètre intérieur du ressort	en mm
c	côté du fil carré	en mm

2/ Rapport d'enroulement conseillé :

$$\left(\frac{D}{d} \right) = 5 \text{ à } 12$$

3/ Longueur du ressort comprimé à bloc :

a/ Pour le ressort non meulé la longueur du ressort comprimé à bloc est :

$$L_b = (n + 3) \cdot c$$

b/ Pour le ressort meulé la longueur du ressort comprimé à bloc est :

$$L_b = (n + 1,5) \cdot c$$

avec :

L_b	longueur du ressort comprimé à bloc (spires jointives)	en mm
n	nombre de spires actives	
c	côté du fil carré	en mm

2-2-2-2 Force supportée par le ressort et flèche :

$$F = \frac{G \cdot c^4 \cdot f}{5,59 \cdot D^3 \cdot n}$$

avec :

F	charge supportée par le ressort	en N
G	module d'élasticité transversale (module de Coulomb)	en N/mm ²
f	flèche provoquée par la charge F	en mm
D	diamètre moyen du ressort	en mm
n	nombre de spires actives	
c	côté du fil carré	en mm

2-2-2-3 Résistance des matériaux du ressort de compression à fil carré

1/ Résistance des matériaux au cisaillement :

La contrainte de cisaillement subie par le ressort doit être inférieure ou égale à la contrainte admissible. La contrainte subie par le ressort est :

$$\tau = \frac{D \cdot F}{0,416 \cdot c^3} \quad \text{et} \quad \tau \leq [\tau]$$

avec :

$[\tau]$	contrainte admissible en cisaillement	en MPa(N/mm ²)
D	diamètre moyen du ressort	en mm
F	charge supportée par le ressort	en N
c	côté du fil carré	en mm

Pour la résistance des matériaux en fatigue, la résistance des matériaux en vibration et la raideur du ressort nous utilisons la même méthode que pour le ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil rond. (Voir ce chapitre 2-2-1-4)

2/ Raideur du ressort cylindrique de compression à fil carré

$$K = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot c^4}{8n \cdot D^3} \quad \text{en N/mm}$$

avec :

D	diamètre moyen du ressort	en mm
c	côté du fil carré	en mm
n	nombre de spires actives	
F	force supportée par le ressort en compression	en N
K	raideur du ressort	en N/mm

2-2-3 Ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil rectangulaire :

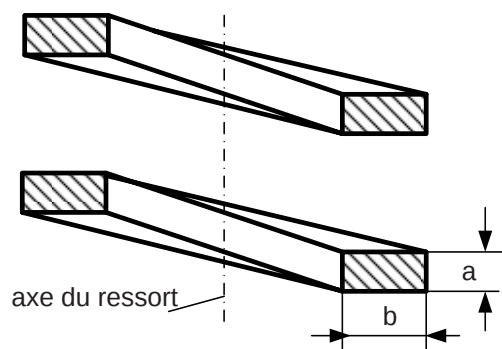


Figure 4-9 Ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil rectangulaire

2-2-3-1 Caractéristiques du ressort de compression à fil rectangulaire :

1/ Diamètre moyen du ressort de compression:

$$D = \frac{D_e + D_i}{2} = D_e - b = D_i + b$$

avec :

D_e	diamètre extérieur du ressort	en mm
D_i	diamètre intérieur du ressort	en mm
a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	en mm
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	en mm

2/ Longueur du ressort comprimé à bloc :

- Ressort non meulé :

$$L_b = (n + 3) \cdot a$$

- Ressort meulé :

$$L_b = (n + 1,5) \cdot a$$

avec :

L_b	Longueur du ressort comprimé à bloc (spires jointives)	en mm
n	nombre de spires actives	
a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	en mm

2-2-3-2 Force supportée par le ressort et flèche :

$$F = \frac{G \cdot a^3 \cdot b \cdot k_1}{D^3 \cdot n}$$

avec :

F	charge supportée par le ressort	en N
G	module d'élasticité transversale (module de Coulomb)	en N/mm ²
D	diamètre moyen du ressort	en mm
n	nombre de spires actives	
a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	en mm
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	en mm
k_1	coefficient fonction de la section rectangulaire (voir le tableau 4-10)	

2-2-3-3 Résistance des matériaux du ressort de compression à fil rectangulaire

1/ Résistance des matériaux au cisaillement :

La contrainte de cisaillement subie par le ressort doit être inférieure ou égale à la contrainte admissible. La contrainte subie par le ressort est :

$$\tau = \frac{D \cdot F}{k_2 \cdot a^2 \cdot b} \quad \text{et} \quad \tau \leq [\tau]$$

avec :

$[\tau]$	contrainte admissible	en MPa (N/mm ²)
D	diamètre moyen du ressort	en mm
F	charge supportée par le ressort	en N
a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	en mm
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	en mm
k_2	coefficient en fonction de la section rectangulaire (voir le tableau 4-10)	

2/ Raideur de ressort

$$K = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot a^3 b}{8n \cdot D^3} \quad \text{en N/mm}$$

avec :

a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	en mm
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	en mm
D	diamètre moyen du ressort	en mm
n	nombre de spires actives	
F	charge supportée par ressort en compression	en N
K	raideur de ressort	en N/mm

Tableau 4-10 Coefficients k_1 et k_2 en fonction du rapport des côtés b/a

b/a	k_1	k_2
1,00	0,1791	0,4056
1,05	0,1878	0,4224
1,10	0,1962	0,4278
1,15	0,2041	0,4330
1,20	0,2116	0,4378
1,25	0,2187	0,4424
1,30	0,2256	0,4472
1,35	0,2320	0,4508
1,40	0,2381	0,4546
1,45	0,2438	0,4578
1,50	0,2494	0,4620
1,60	0,2595	0,4686
1,70	0,2687	0,4750
1,75	0,2730	0,4780
1,80	0,2769	0,4808
1,90	0,2845	0,4864
2,00	0,2913	0,4918
2,25	0,3059	0,5040
2,50	0,3177	0,5152
2,75	0,3274	0,5252
3,00	0,3354	0,5344
3,50	0,3482	0,5502
4,00	0,3577	0,5634
4,50	0,3651	0,5740
5,00	0,3712	0,5830
10,00	0,3978	0,6246

Pour la résistance des matériaux en fatigue, la résistance des matériaux en vibration et la raideur de ressort nous utilisons la même méthode que le ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil rond. (Voir ce chapitre 2-2-1-4)

Remarques :

1. Pour un ressort de compression, le sens d'enroulement a peu d'importance. Nous pouvons laisser le libre choix aux fabricants.
2. En général, un ressort de compression hélicoïdal doit être meulé aux deux extrémités pour avoir un meilleur appui.
3. Afin d'éviter le risque de flambage d'un ressort hélicoïdal de compression, nous conseillons de prévoir un axe de guidage ou un logement fermé pour un ressort dont le rapport de la hauteur libre sur le diamètre moyen est grand.
4. Le nombre de spires utiles ne doit pas être inférieur de 2.
5. Le grenailage permet une augmentation significative de la tenue en fatigue d'un ressort de compression travaillant en dynamique.

Exemple 4-1 Un ressort de compression en fil rond d'acier.

Le module d'élasticité transversal $G = 80000 \text{ N/mm}$. Diamètre du fil $d = 2 \text{ mm}$.

Diamètre moyen : $D = 20 \text{ mm}$. Nombre de spires actives : $n = 10$ tours

Déterminer la raideur du ressort.

La raideur d'un ressort de compression est (voir ce chapitre 2-2-1-4 5/)

$$K = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

$$= \frac{80000 \times 2^4}{8 \times 20^3 \times 10} = 2 \text{ N/mm}$$

Exemple 4-2 Déterminer un ressort de compression pour soupape.

Nous souhaitons : Diamètre de ressort : $D = 32 \text{ mm}$.

La précharge $F_1 = 250 \text{ N}$. La charge est $F_2 = 450$, la flèche du ressort est $f_2 = 10 \text{ mm}$.

- 1/ Choisir le matériau
Comme le ressort va travailler en dynamique, nous utilisons une matière de haute limite élastique : classe D de DIN 17221.
- 2/ Calculer le diamètre du fil : Nous utilisons la condition de la limite de contrainte $[\tau] = 450 \text{ MPa}$. Pour la charge de $F_2 = 450 \text{ N}$, le diamètre du fil du ressort est :

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot D \cdot F_2}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{8 \times 40 \times 450}{3,14 \times 400}} = 4,86 \text{ mm}$$

Nous choisirons $d = 5 \text{ mm}$

3/ Calculer la raideur du ressort :

Comme la précharge est $F_1 = 250 \text{ N}$, donc nous avons la flèche $f_1 = 0$

$$K = \frac{F_2 - F_1}{f_2 - f_1} = \frac{450 - 250}{10 - 0} = 20 \text{ N / mm}$$

4/ Déterminer le nombre de spires actives :

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot K \cdot D^3} = \frac{80000 \times 5^4}{8 \times 20 \times 40^3} = 4,88$$

5/ Déterminer des paramètres divers :

- Le nombre de spires totales :

$$n_t = n + 2 = 4,88 + 2 = 6,88$$

- La hauteur à bloc :

$$L_c = (n+1) \cdot d - 1,5 \cdot d = (6,88+1) \times 5 - 1,5 \times 5 = 32,25$$

Pour ce ressort dynamique façonné à froid l'écart minimal entre les deux spires actives voisines est :

$$S_a = \left(0,0015 \frac{D^2}{d} + 0,1 \cdot d \right) \cdot 1,5 = \left(0,0015 \times \frac{40^2}{8} + 0,1 \times 5 \right) \times 1,5 = 1,2$$

La hauteur de travail H_2 :

$$H_2 = L_c + n \cdot S_a = 32,25 + 6,88 \times 1,2 = 40,5$$

Donc, $H_1 = H_2 + 10 = 50,5 \text{ mm}$

La hauteur libre :

$$H_0 = \frac{F_2}{k} + H_2 = \frac{450}{20} + 40,5 = 63$$

Flambage du ressort :

$$\frac{H_0}{D} = \frac{63}{40} = 1,575$$

Avec cette valeur faible, le ressort sera stable.

III RESSORT HELICOÏDAL CONIQUE DE COMPRESSION

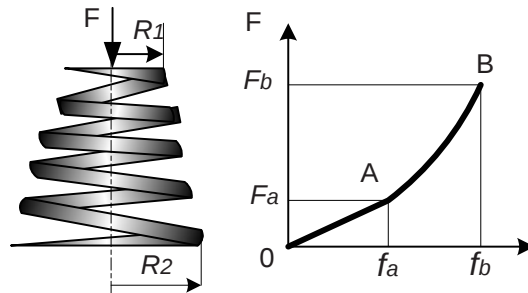


Figure 4-10 Ressort hélicoïdal conique de compression

- Courbe $F - f$:

Dans la courbe $F - f$, F est la charge supportée par le ressort, f est la flèche provoquant la charge F . Le point **B** est le point où le ressort est comprimé à bloc. La charge F_b est la charge maximum provoquée par la flèche f_b maximum du ressort.

La charge augmente linéairement en fonction de la flèche du point **0** au point **A**. Au point **A** la charge a pour valeur F_a , la spire la plus grande du ressort commence à toucher. Si la charge F continue d'augmenter, les spires vont toucher l'une après l'autre.

Quand la charge F arrive à F_b , au point de bloc **B**, toutes les spires vont se toucher.

3-1 Caractéristiques de ressort de compression conique :

1/ Nombre de spires actives n

$$n = \frac{G \cdot d^4}{16K} \left(\frac{R_2 - R_1}{R_2^4 - R_1^4} \right)$$

avec :

R_1	rayon du ressort conique	en mm
R_2	rayon du ressort conique	en mm
d	diamètre du fil	en mm
n	nombre de spires actives	
K	raideur du ressort	en N/mm
G	module d'élasticité transversale	en MPa (N/mm^2)

2/ Nombre de spires total n_1

- Pour un ressort avec des extrémités rapprochées et meulées

$$n_1 = n + 2$$

- Pour un ressort avec des extrémités rapprochées et non meulées

$$n_1 = n + 1,5$$

3/ Pas du ressort de compression conique lorsque le ressort est comprimé à bloc :

$$p' = d \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R_2 - R_1}{n \cdot d} \right)^2} \quad \text{en mm}$$

avec :

R_1	rayon de cône de tête du ressort conique	en mm
R_2	rayon de cône de pied du ressort conique	en mm
d	diamètre du fil	en mm
n	nombre de spires actives	

4/ Pas du ressort de compression conique

$$p = \frac{F_b + n \cdot p'}{n} \quad \text{en mm}$$

avec :

n	nombre de spires actives
F_b	charge supportée par le ressort comprimé à bloc en N

5/ Longueur initiale du ressort

- Pour un ressort avec des extrémités rapprochées et meulées

$$L_0 = n \cdot p + d$$

- Pour un ressort avec des extrémités rapprochées et non meulées

$$L_0 = n \cdot p + 1,5d$$

3-2 Résistance des matériaux de ressort en compression conique :

1/ Contrainte de cisaillement :

$$\tau = \frac{16k \cdot F \cdot R_2}{\pi \cdot d^3}$$

avec :

k facteur de rapport de diamètre $2R_2/d$

$$k = \frac{4(2R_2/d) - 1}{4(2R_2/d) - 4} + \frac{0,615}{(2R_2/d)}$$

R₂	rayon de cône de pied du ressort conique	en mm
d	diamètre du fil	en mm
n	nombre de spires actives	
F	charge supportée par le ressort	en N

2/ Déformation en flexion

La flèche du ressort est :

$$f = \frac{16n \cdot F}{G \cdot d^4} \left(\frac{R_2^4 - R_1^4}{R_2 - R_1} \right) \quad \text{en mm}$$

avec :

R₁	rayon du cône de tête du ressort conique	en mm
R₂	rayon du cône de pied du ressort conique	en mm
d	diamètre du fil	en mm
n	nombre de spires actives	
G	module d'élasticité transversale	en MPa (N/mm ²)

3/ Raideur de ressort :

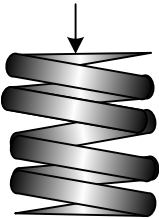
$$K = \frac{Gd^4(R_2 - R_1)}{16n(R_2^4 - R_1^4)}$$

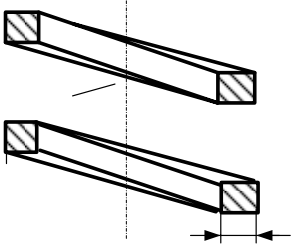
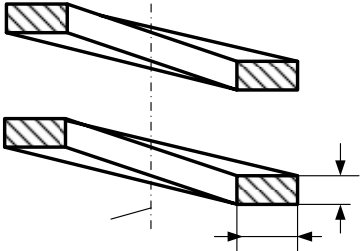
avec :

R₁	rayon du cône de tête du ressort conique	en mm
R₂	rayon du cône de pied du ressort conique	en mm
d	diamètre du fil	en mm
n	nombre de spires actives	
G	module d'élasticité transversale	en MPa (N/mm ²)

Tableau 4-11 **Résistance du ressort hélicoïdal de compression à fil**

$[\tau]$	contrainte admissible	en MPa(N/mm ²)	F	charge supportée par le ressort	en N
d	diamètre du fil	en mm	C	courbure (rapport de diamètre) $C = \frac{D}{d}$	
$M_t = \frac{FD}{2}$			G	module d'élasticité transversal ($G = 80\,000\text{ N/mm}^2$) pour acier	
F_c	charge critique de flambage	en N	K	raideur	en N/mm
L_0	longueur libre au repos	en mm	D	diamètre moyenne de ressort	en mm
C_L	coefficient dépendant de L_0/D	(voir le tableau 4-9)			

	Raideur et paramètre important	Contrainte du ressort en cisaillement en MPa(N/mm ²)	Déformation du ressort - Flèche du ressort en mm	Charge critique de flambage en N
1/ Ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil rond 	$K = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8n \cdot D^3}$ en N/mm	$\tau = \frac{8 \cdot D \cdot F \cdot k}{\pi \cdot d^3}$ Contrainte de cisaillement dans une spire $\tau_0 = \frac{16M_t}{\pi \cdot d^3} = \frac{2,55F \cdot D}{d^3}$	$f = \frac{8n \cdot F \cdot D^3}{G \cdot d^4}$	$F_c = K \cdot L_0 \cdot C_L$
	Coefficient de rapport des diamètres k (courbure) $k = \frac{4 \frac{D}{d} - 1}{4 \frac{D}{d} - 4} + \frac{0,615}{\frac{D}{d}}$	Condition de résistance des matériaux en cisaillement : $\tau \leq [\tau]$		Condition de résistance des matériaux au flambage: $F \geq F_c$

	Raideur <i>en N/mm</i>	Contrainte du ressort au cisaillement <i>en MPa (N/mm²)</i>	Déformation du ressort (Flèche du ressort) <i>en mm</i>	Charge critique de flambage <i>en N</i>
2/ Ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil carré 	Raideur $K = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot c^4}{8n \cdot D^3}$	Contrainte de cisaillement $\tau = \frac{D \cdot F}{0,416 \cdot c^3}$	$f = \frac{8n \cdot F \cdot D^3}{G \cdot c^4}$	$F_c = K \cdot L_0 \cdot C_L$
		Condition de résistance des matériaux au cisaillement $\tau \leq [\tau]$		Condition de résistance des matériaux au flambage: $F \geq F_c$
3/ Ressort hélicoïdal cylindrique de compression à fil rectangulaire 	Raideur $K = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot a^3 b}{8n \cdot D^3}$	Contrainte de cisaillement $\tau = \frac{D \cdot F}{k_2 \cdot a^2 \cdot b}$	$f = \frac{8n \cdot F \cdot D^3}{G \cdot a^3 b}$	$F_c = K \cdot L_0 \cdot C_L$
		Condition de résistance des matériaux au cisaillement $\tau \leq [\tau]$		Condition de résistance des matériaux en flambage: $F \geq F_c$

c longueur du côté du fil carré

b côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire

en mm

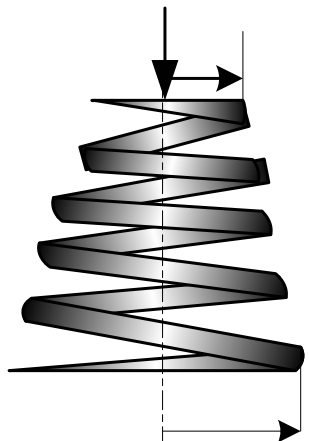
en mm

a

k₂

côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire *en mm*

coefficient en fonction de la section (voir le tableau 4-10)

	Raideur et paramètre important <i>en N/mm</i>	Contrainte du ressort au cisaillement <i>en MPa(N/mm²)</i>	Déformation du ressort (Flèche du ressort) <i>en mm</i>
4/ Ressort en compression conique	Raideur $K = \frac{Gd^4(R_2 - R_1)}{16n(R_2^4 - R_1^4)}$	Contrainte de cisaillement $\tau = \frac{16k \cdot F \cdot R_2}{\pi \cdot d^3}$	Flèche de ressort $f = \frac{16n \cdot F}{G \cdot d^4} \left(\frac{R_2^4 - R_1^4}{R_2 - R_1} \right)$
	Facteur de rapport de diamètre $2R_2/d$ $k = \frac{4(2R_2 / d) - 1}{4(2R_2 / d) - 4} + \frac{0,615}{(2R_2 / d)}$	Condition de résistance des matériaux au cisaillement $\tau \leq [\tau]$	

d diamètre du fil *en mm*
F charge supportée par le ressort *en N*
R₁ rayon du cône de tête du ressort conique *en mm*
G module d'élasticité transversale *en MPa (N/mm²)*

n nombre de spires actives
R₂ rayon du cône de pied du ressort conique *en mm*

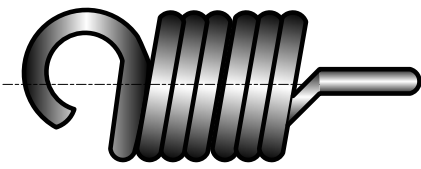
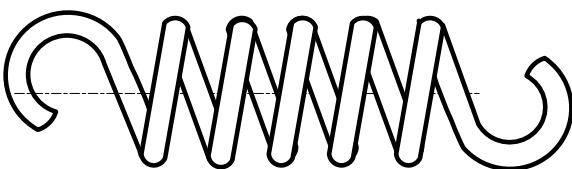
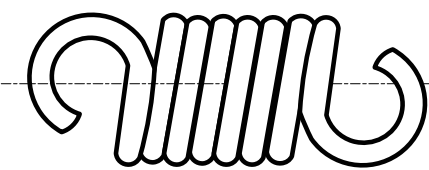
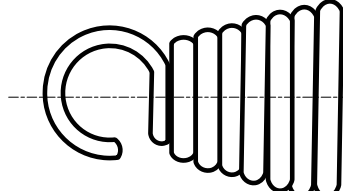
IV RESSORT HELICOÏDAL CYLINDRIQUE DE TRACTION A SPIRES :

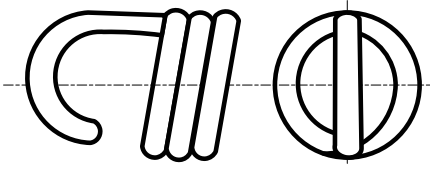
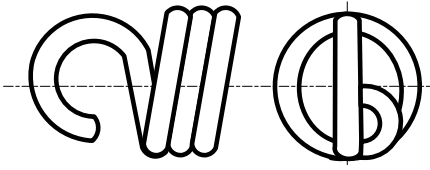
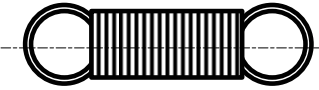
4-1 Caractéristiques :

Un ressort hélicoïdal de traction est un composant mécanique conçu pour supporter des forces de traction suivant son axe.

A l'état initial, les spires sont jointives. Il faut souvent une force pour pouvoir décoller les spires. Cette force est appelée la force initiale. « Les spires sont jointives ou en contact au repos car ces ressorts sont légèrement préchargé au moment de leur fabrication (tension initiale valant 10 à 20% de la valeur de la charge maximale admissible) » (voir Ref.).

Tableau 4-12 Types de ressorts de traction

Types des ressorts	Bouches	Figures
Ressort cylindrique de traction	Bouches ouvertes	
		
		
		
Ressort conique de traction	Boche ouverte	

Types des ressorts	Bouche	Figures
Ressort cylindrique de traction	Bouche fermée	
		
		

Afin de fixer un ressort de traction dans un mécanisme, dans la pratique, le ressort comporte en ses extrémités des dispositifs ou aménagements. La norme DIN 4000 codifie des modes d'attachement. On peut diviser ceux-ci en deux catégories :

- 1/ Les fixations sont constituées d'un dispositif adjoint au ressort. Par exemple

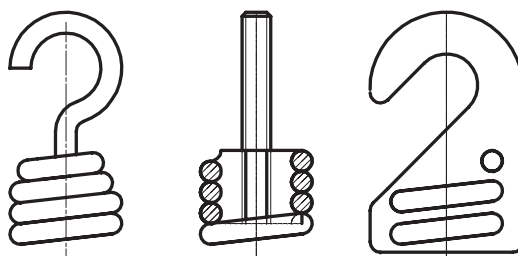


Figure 4-11 Ressort de traction plus dispositif de fixation

Dans ce cas-ci, pour le calcul de la raideur, les spires relevées sont à déduire afin de calculer le nombre de spires utiles. L'embout fileté permet un réglage de raideur du ressort.

Comme il y a un dispositif en plus, le coût du ressort est plus élevé que dans le cas où les fixations sont formées dans le fil. L'avantage est qu'il n'existe pas de fragilisation du ressort en raison du niveau de contrainte élevée dans les boucles.

2/ Les fixations sont formées dans le fil même du ressort. Par exemple :

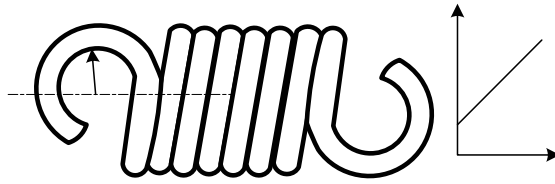


Figure 4-12 Ressort de traction avec boucles

Les contraintes sont généralement plus élevées dans les boucles que dans le corps du ressort. Les avantages sont la facilité de fabrication et le coût moins élevé.

Comme dans un ressort de compression, le fil du corps d'un ressort de traction hélicoïdal travaille en torsion.

En général sans accord préalable, le ressort est enroulé à droite.

4-2 Caractéristiques du ressort hélicoïdal cylindrique de traction :

1/ Diamètre moyen du ressort :

$$D = \frac{D_e + D_i}{2} = D_e - d = D_i + 2 \cdot d$$

avec :

D	diamètre moyen du ressort	en mm
D_e	diamètre extérieur du ressort	en mm
D_i	diamètre intérieur du ressort	en mm
d	diamètre du fil	en mm

2/ Longueur du corps :

$$L_k = (n + 1) \cdot d$$

avec :

L_k	longueur du corps	en mm
n	nombre de spires actives	
d	diamètre du fil	en mm

4-3 Charge supportée par le ressort :

$$F = \frac{G \cdot d^4 \cdot f}{8 \cdot D^3 \cdot n} + F_0$$

avec :

F	charge supportée par le ressort	en N
F_0	précharge (force pour décaler les spires jointives)	en N
G	module d'élasticité transversale (module de Coulomb)	en N/mm^2
f	flèche	en mm
D	diamètre moyen du ressort	en mm
n	nombre de spires actives	
d	diamètre du fil	en mm

4-4 Résistance des matériaux de ressort :

4-4-1 Résistance des matériaux en cisaillement :

1/ Contrainte de cisaillement :

$$\tau = \frac{8 \cdot D \cdot F \cdot k}{\pi \cdot d^3}$$

avec :

τ	contrainte de cisaillement	en $MPa (N/mm^2)$
D	diamètre moyen du ressort	en mm
F	charge supportée par ressort	en N
d	diamètre du fil	en mm

$$k = \frac{\frac{D}{d} + 0,5}{\frac{D}{d} - 0,75}$$

- Condition de résistance des matériaux au cisaillement :

La contrainte supportée par le ressort doit être inférieure ou au moins égale à la limite élastique de cisaillement :

$$\tau \leq [\tau] \quad \text{en } MPa (N/mm^2)$$

2/ Précontrainte maximum en cisaillement $\tau_{0\max}$

Le précontrainte est produite par la précharge de ressort. Le précontrainte est calculée par les formules ci-dessous.

- Cas 1 Enroulement sur un banc d'enroulement :

$$\tau_{0\max} = \left(0,135 - 0,00623 \frac{D}{d} \right) \cdot R_m \quad \text{en } MPa (N/mm^2)$$

- **Cas 2** Enroulement par des machines automatique :

$$\tau_{0\max} = \left(0,075 - 0,00375 \frac{D}{d} \right) \cdot R_m \quad \text{en MPa (N/mm}^2 \text{)}$$

avec :

$\tau_{0\max}$	précontrainte maximale en cisaillement	en MPa (N/mm ²)
D	diamètre moyen du ressort	en mm
d	diamètre du fil	en mm
R_m	contrainte minimale à la rupture en traction	en MPa (N/mm ²)

4-4-2 Résistance des matériaux en vibration :

Nous devons éviter que la fréquence de vibration soit synchrone entre le ressort, la machine et le support. Donc la fréquence propre du ressort doit être différente de celle de la machine.

$$f_p = 3,56 \times 10^5 \times \frac{d}{n \cdot D^2} \quad \text{et} \quad f_p > 10 f_m$$

avec :

d	diamètre du fil du ressort	en mm
D	diamètre moyen du ressort	en mm
f_p	fréquence propre du ressort	en Hz
f_m	fréquence de la machine ou du support de la machine	en Hz
n	nombre de spires actives	

Pour le ressort amorti, la fréquence de ressort est contrôlée par la formule ci-dessous :

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K \cdot g}{F}} \quad \text{et} \quad f_p \leq 0,5 f_m$$

avec :

f_p	fréquence propre du ressort	en Hz
f_m	fréquence de la machine ou du support de la machine	en Hz
K	raideur de ressort	en N/mm
F	force supportée par le ressort	en N
g	accélération de la pesanteur $g = 9800 \text{ mm/s}^2$	

4-4-3 Raideur du ressort :

$$K = \frac{F - F_0}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^4} \quad \text{en N/mm}$$

avec :

D	diamètre moyen du ressort	en mm
d	diamètre du fil	en mm
n	nombre de spires actives	
F	charge supportée par le ressort en traction	en N
F_0	précharge du ressort	en N
K	raideur du ressort	en N/mm

4-4-4 Flèche du ressort f :

$$f = \frac{8n \cdot D^3 (F - F_0)}{G \cdot d^4}$$

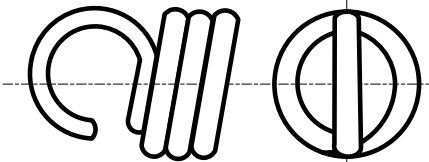
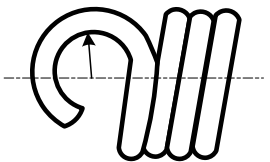
avec :

D	diamètre moyen du ressort	en mm
d	diamètre du fil	en mm
n	nombre de spires actives	
F	charge supportée par le ressort de traction	en N
F_0	précharge du ressort	en N
K	raideur du ressort	en N/mm
G	module d'élasticité transversale (module de Coulomb)	en N/mm ²

4-5 Résistance des matériaux des boucles :**4-5-1 Deux types de boucles courantes:**

- Boucle allemande
- Boucle anglaise

Tableau 4-13 Comparaison entre la boucle anglaise et la boucle allemande

Sujet	Boucle allemande	Boucle anglaise
		
1/ Respect de la géométrie	Dépasse légèrement le diamètre extérieur du corps	Reste à l'intérieur du diamètre extérieur du corps
2/ Fabrication manuelle	Facile	Difficile
3/ Fabrication à la machine	Dépend de la machine	Dépend de la machine
4/ Réalisation du petit rayon de raccordement	Contrôle possible	Contrôle impossible
5/ Concentration de contraintes	Peu importante	Importante

4-5-2 Condition de résistance des matériaux des boucles:

La contrainte normale dans la bouche doit être égale ou inférieure de la contrainte normale admissible.

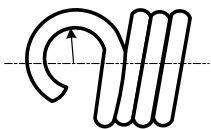
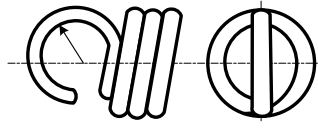
$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad \text{en MPa (N/mm}^2\text{)}$$

La contrainte transversale dans la bouche doit être égale ou inférieure de la contrainte transversale admissible.

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \quad \text{en MPa (N/mm}^2\text{)}$$

4-5-3 Résistance des matériaux de la boucle anglaise et la boucle allemande

Tableau 4-14 Résistance des matériaux de la boucle anglaise et la boucle allemande

Résistance des matériaux	Boucle allemande	Boucle anglaise
		
1/ Contrainte de flexion	$\sigma_{\max} = \frac{16 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot \left(1 + \frac{d}{2 \cdot R}\right)$	$\sigma_{\max} = \frac{16 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot \left(\frac{D}{D-d}\right)$
2/ Contrainte de cisaillement	$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot \left(1 + \frac{d}{2 \cdot R}\right)$	$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot \left(1 + \frac{d}{2 \cdot R}\right)$

$\sigma_{\max}$	contrainte maximale de flexion	en N/mm ²
$\tau_{\max}$	contrainte maximale de cisaillement	en N/mm ²
F	charge supportée par le ressort	en N
D	diamètre moyen du ressort	en mm
d	diamètre du fil	en mm
R	rayon intérieur de raccordement	en mm
d	diamètre du fil	en mm

Remarques :

- Concernant un ressort de traction avec boucles, nous conseillons plutôt la boucle allemande que la boucle anglaise, en raison de la concentration de contraintes trop élevée dans celle-ci.
- En général, un ressort hélicoïdal de traction procède toujours d'une tension initiale (c'est à dire la nécessaire pour décoller les spires). Le ressort ne s'allonge pas avant que la charge atteigne cette valeur.

- 3/ Il est important de définir des aménagements destinés à permettre l'adaptation du ressort de traction dans les divers mécanismes, et il faut le faire dès le stade de la conception.

Exemple 4-3 Un ressort de traction en acier est fabriqué par machine d'enroulement classique. Les fixations constituées par un dispositif adjoint au ressort. Diamètre du fil $d = 2 \text{ mm}$. Module élastique de cisaillement du fil : $G = 80\,000 \text{ N/mm}^2$. Résistance minimale de rupture à la traction du fil : $R_m = 1\,760 \text{ N/mm}^2$, $\tau_{\max} = 880 \text{ N/mm}^2$. Diamètre moyen du ressort : $D = 20 \text{ mm}$. Nombre de spires utiles du ressort : $n = 10$. Déterminer la tension initiale, raideur et précharge de ressort. Tracer la courbe 'force en fonction de la flèche' de ressort.

- (1) Tension initiale : (voir ce chapitre 4-4-1)

$$\begin{aligned}\tau_{0\max} &= \left(0,075 - 0,00375 \frac{D}{d}\right) \cdot R_m \\ &= \left(0,075 - 0,00375 \times \frac{20}{2}\right) \times 1760 = 66 \text{ (N / mm}^2\text{)}\end{aligned}$$

Afin de faire un ressort facilement réalisable, on prend 80% de cette valeur :

$$\tau_{0\max} = \tau_0 \cdot 80\% = 66 \cdot 0,8 = 52,8 \text{ N / mm}^2$$

Suivant la formule F4-43, la tension initiale se calcule ainsi :

$$F_0 = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_0}{8 \cdot D \cdot k} = \frac{3,14 \times 2^3 \times 52,8}{8 \times 20 \times \frac{\frac{20}{2} + 0,5}{\frac{20}{2} - 0,75}} = 7,3 \text{ N}$$

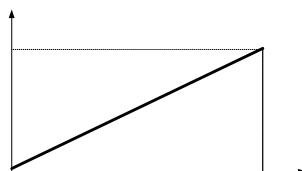
- (2) Raideur du ressort

$$K = \frac{\Delta F}{\Delta f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{80000 \times 2^4}{8 \times 20^3 \times 10} = 2 \text{ N/mm}$$

- (3) Force maximale avant la déformation permanente du ressort

$$F_{\max} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_{\max}}{8 \cdot D \cdot k} = \frac{3,14 \times 2^3 \times 880}{8 \times 20 \times \frac{\frac{20}{2} + 0,5}{\frac{20}{2} - 0,75}} = 122 \text{ N}$$

- (4) La courbe 'force en fonction de la flèche' :



Exemple 4-4 Un ressort de traction, travaillant en statique.

Le diamètre de ressort est $D = 32 \text{ mm}$, La précharge appliquée sur ressort est $F_1 = 170 \text{ N}$

Nous souhaitons que la flèche soit de 30 mm pour une force appliquée sur le ressort de 404 N .

1/ Choisir le matériau

Comme le ressort travaille en quasi statique, nous utilisons une matière standard pour le ressort : le fil de classe B de DIN 17221.

2/ Calculer le diamètre du fil :

Pour commencer, nous prendrons $\tau = 600 \text{ MPa}$ comme la limite de la contrainte de cisaillement. Dans ce cas-la, pour la charge de 404 N , nous obtenons le diamètre du fil de la manière suivante :

$$\begin{aligned} d &= \sqrt[3]{\frac{8 \cdot D \cdot F}{\pi \cdot \tau}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{8 \times 32 \times 404}{3,14 \times 600}} = 3,801 \text{ mm} \end{aligned}$$

Nous choisirons $d = 4 \text{ mm}$.

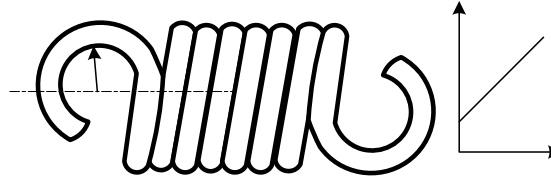
3/ Calculer la raideur du ressort :

$$\begin{aligned} K &= \frac{F_2 - F_1}{L_2 - L_1} \\ &= \frac{404 - 170}{30 - 0} = 7,8 \text{ N / mm} \end{aligned}$$

4/ Déterminer le nombre de spires actives :

$$\begin{aligned} n &= \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot K \cdot D^3} \\ &= \frac{80000 \times 4^4}{8 \times 7,8 \times 32^3} = 10 \end{aligned}$$

Tableau 4-15 Résistance des matériaux des ressorts hélicoïdaux cylindriques de traction



Raideur <i>en N/mm</i>	Contrainte de cisaillement <i>en MPa (N/mm²)</i>	Précontrainte maximum en cisaillement $\tau_{0\max}$ <i>en MPa (N/mm²)</i>	Résistance des matériaux en vibration f_p <i>en Hz</i>	Flèche du ressort f <i>en mm</i>
$K = \frac{F - F_0}{f}$ $= \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^4}$	$\tau = \frac{8 \cdot D \cdot F \cdot k}{\pi \cdot d^3}$	Cas 1 Enroulement sur un banc d'enroulement : $\tau_{0\max} = \left(0,135 - 0,00623 \frac{D}{d} \right) \cdot R_m$ Cas 2 Enroulement par des machines automatiques : $\tau_{0\max} = \left(0,075 - 0,00375 \frac{D}{d} \right) \cdot R_m$	$f_p = 3,56 \times 10^5 \times \frac{d}{n \cdot D^2}$ $f_p > 10 f_m$ Pour le ressort amorti la fréquence de ressort $f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K \cdot g}{F}}$ $f_p \leq 0,5 f_m$	$f = \frac{8n \cdot D^3 (F - F_0)}{G \cdot d^4}$

τ contrainte de cisaillement *en MPa (N/mm²)*

F charge supportée par le ressort *en N*

k facteur de rapport des diamètres $k = \left(\frac{D}{d} + 0,5 \right) / \left(\frac{D}{d} - 0,75 \right)$

f_p fréquence propre du ressort

n nombre de spires actives

F_0 précharge du ressort

$g = 9800 \text{ mm/s}^2$

en N

D

diamètre moyen du ressort *en mm*

d

diamètre du fil *en mm*

R_m

contrainte minimale à la rupture en traction *en MPa (N/mm²)*

f_m

fréquence de la machine ou du support de la machine

K

raideur du ressort *en N/mm*

G

module d'élastique transversal (module de Coulomb) *en MPa (N/mm²)*

V RESSORT DE TORSION

Il existe trois familles de ressorts de torsion :

- Ressort de torsion cylindrique à spires
- Barre de torsion et tige de torsion
- Ressorts à spirale

5-1 Ressort de torsion cylindrique à spires

Les ressorts de torsion cylindriques à spires ont différentes de sections des fils. Les sections des fils peuvent être rondes, carrées ou rectangulaires.

Un ressort de torsion hélicoïdal est un composant mécanique conçu pour supporter des moments de rotation. Il est fabriqué le plus souvent en fil de section ronde, mais aussi de section carrée ou rectangulaire. Sous la charge, la déformation est angulaire. Le fil travaille en flexion. Normalement, le sens de travail est celui qui tend à resserrer les spires sur l'axe.

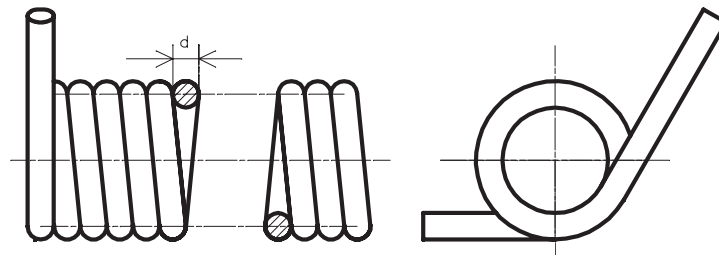


Figure 4-12 Ressort de torsion

5-1-1 Ressort de torsion cylindrique à spires à fil rond :

5-1-1-1 Caractéristiques

1/ Diamètre moyen du ressort :

$$D = \frac{D_e + D_i}{2} = D_e - d = D_i + 2 \cdot d$$

avec :

D_e	diamètre extérieur du ressort	en mm
D_i	diamètre intérieur du ressort	en mm
d	diamètre du fil	en mm

2/ Rapport d'enroulement conseillé :

$$\left(\frac{D}{d}\right) = 5 \text{ à } 20$$

3/ Longueur du corps à spires jointives :

$$L_k = (n+1) \cdot d$$

avec :

<i>n</i>	nombre de spires	
<i>d</i>	diamètre du fil	<i>en mm</i>

4/ Diamètre intérieur des spires du ressort $D_{i-\alpha}$, tourné de l'angle α dans le sens de l'enroulement :

$$D_{i-\theta} = \frac{D \cdot n}{n + \frac{\alpha}{360}} - d$$

<i>D</i>	diamètre moyen du ressort	<i>en mm</i>
<i>d</i>	diamètre du fil	<i>en mm</i>
<i>n</i>	nombre de spires actives	

5/ Longueur développée du fil sans branche :

$$L_d = \pi \cdot D \cdot n$$

<i>D</i>	diamètre moyen du ressort	<i>en mm</i>
<i>n</i>	nombre de spires actives	

5-1-1-2 Résistance des matériaux :**1/ Contrainte maximum en flexion :****- Contrainte normale :**

$$\sigma = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3}$$

avec :

σ	contrainte normale	<i>en MPa (N/mm²)</i>
M_f	moment de flexion $M_f = F \cdot h$	<i>en N.mm</i>
<i>d</i>	diamètre du fil	<i>en mm</i>

Nous pouvons utiliser l'autre formule ci-dessous pour déterminer la contrainte maximum en flexion :

$$\sigma_{\max} = K_f \frac{32 \cdot h \cdot F}{\pi \cdot d^3}$$

avec :

h	distance éloignée du centre gravité	en mm
σ	contrainte normale	en MPa (N/mm ²)
M_f	moment de flexion $M_f = F \cdot h$	en N.mm
F	charge supportée par le ressort	en N
d	diamètre du fil	en mm
K_f	coefficient de concentration de contraintes en fonction de la courbure	

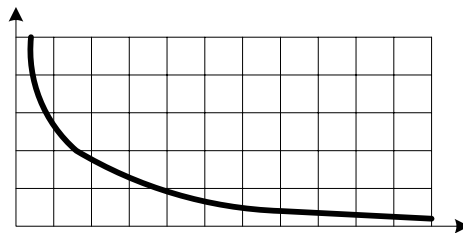


Figure 4-13 Coefficient K_f de concentration de contraintes en fonction de la courbure

- Condition de résistance des matériaux:

La contrainte normale de ressort doit être inférieure ou au moins égale à la limite élastique :

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad \text{en MPa (N/mm}^2\text{)}$$

2/ Angle d'enroulement α :

$$\alpha = \frac{11520 \cdot D \cdot n \cdot M_f}{\pi \cdot E \cdot d^4} \quad \text{en degré}$$

$$\text{ou} \quad \alpha = \frac{64 \cdot D \cdot n \cdot h \cdot M_f}{E \cdot d^4} \quad \text{en rad}$$

avec :

D	diamètre moyen du ressort	en mm
n	nombre de spires actives	
M_f	moment de flexion $M_f = F \cdot h$	en N. mm
E	module d'élasticité	en MPa (N/mm ²)
d	diamètre du fil	en mm
h	distance éloignée du centre gravité	en mm

3/ Raideur de ressort de torsion à spires à fil rond

$$K = \frac{E \cdot d^4}{64 \cdot n \cdot \alpha} = \frac{M_f}{\alpha}$$

avec :

n	nombre de spires actives	
M_f	moment de flexion $M_f = F \cdot h$	en N. mm
E	module d'élasticité	en MPa (N/mm^2)
d	diamètre du fil	en mm
α	angle d'enroulement	en rad

5-1-2 Ressort de torsion cylindrique à spires à fil carré :

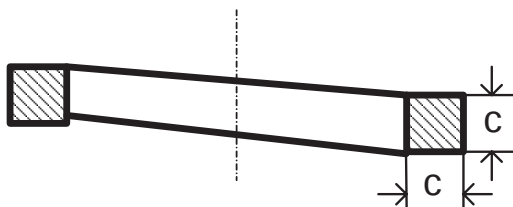


Figure 4-14 Vue en coupe d'une spire d'un ressort hélicoïdal de torsion

5-1-2-1 Caractéristiques

1/ Diamètre moyen du ressort :

$$D = \frac{D_e + D_i}{2} = D_e - c = D_i + 2 \cdot c$$

avec :

D_e	diamètre extérieur du ressort	en mm
D_i	diamètre intérieur du ressort	en mm
c	côté du fil carré	en mm

2/ Rapport d'enroulement conseillé :

$$\left(\frac{D}{c} \right) = 5 \text{ à } 20$$

3/ Longueur du corps à spires jointives :

$$L_k = (n+1) \cdot c$$

avec :

n nombre de spires actives
c côté du fil carré *en mm*

4/ Diamètre intérieur des spires du ressort, tourné de l'angle α dans le sens de l'enroulement :

$$D_{i-\alpha} = \frac{D \cdot n}{n + \frac{\alpha}{360}} - c$$

D diamètre moyen du ressort *en mm*
c côté du fil carré *en mm*
n nombre de spires actives

5/ Longueur développée du fil sans branche :

$$L_d = \pi \cdot D \cdot n \quad (\text{F4-10})$$

D diamètre moyen du ressort *en mm*
n nombre de spires actives

5-1-2-2 Résistance des matériaux

1/ Angle de enroulement :

$$\alpha = \frac{2160 \cdot M \cdot n \cdot D}{\pi \cdot E \cdot c^4} \quad \text{en degré}$$

$$\text{ou } \alpha = \frac{12 \cdot M \cdot n \cdot D}{E \cdot c^4} \quad \text{en rad}$$

avec :

\alpha angle de rotation
D diamètre moyen du ressort *en mm*
n nombre de spires actives
M moment de rotation *en N.mm*
E module d'élasticité longitudinale *en MPa (N/mm²)*
c côté du fil carré *en mm*

2/ Contrainte normale en flexion :

$$\sigma = \frac{6M}{c^3}$$

avec :

σ	contrainte normale	en MPa (N/mm^2)
M	moment de rotation	en N.mm
c	côté du fil carré	en mm

- Condition de résistance des matériaux en flexion

La contrainte de ressort doit être inférieure ou au moins égale à la contrainte admissible.

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad \text{en MPa } (N/mm^2)$$

3/ Raideur de ressort de torsion à spires à fil rond

$$K = \frac{M_f}{\alpha}$$

avec :

M_f	moment de flexion $M_f = F \cdot h$	en N. mm
α	angle d'enroulement	en rad

5-1-3 Ressort de torsion cylindrique à spires à fil rectangulaire :

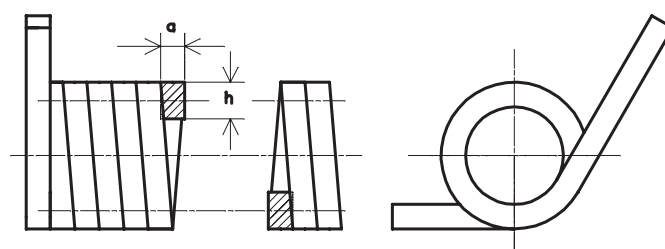


Figure 4-15 Ressort de torsion cylindrique à spires à fil rectangulaire

5-1-3-1 Caractéristiques

1/ Diamètre moyen du ressort :

$$D = \frac{D_e + D_i}{2} = D_e - b = D_i + 2 \cdot h$$

avec :

D_e	diamètre extérieur du ressort	<i>en mm</i>
D_i	diamètre intérieur du ressort	<i>en mm</i>
b	longueur du côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	<i>en mm</i>

2/ Longueur de corps à spires jointives :

$$L_k = (n+1) \cdot a$$

avec :

n	nombre de spires actives	
a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	<i>en mm</i>

3/ Longueur développée du fil sans branche :

$$L_d = \pi \cdot D \cdot n$$

D	diamètre moyen du ressort	<i>en mm</i>
n	nombre de spires actives	

4/ Diamètre intérieur des spires du ressort, tourné de l'angle θ dans le sens de l'enroulement :

$$D_{i-\theta} = \frac{D \cdot n}{n + \frac{\theta}{360}} - b$$

avec :

D	diamètre moyen du ressort	<i>en mm</i>
n	nombre de spires actives	
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	<i>en mm</i>

5-1-3-2 Résistance des matériaux du ressort de torsion à spires à fil rectangulaire

1/ Angle d'enroulement α :

$$\alpha = \frac{2160 \cdot M_f \cdot n \cdot D}{\pi \cdot E \cdot a \cdot b^3} \quad \text{en degré}$$

$$\text{ou } \alpha = \frac{12 \cdot M_f \cdot n \cdot D}{E \cdot a \cdot b^3} \quad \text{en rad}$$

avec :

D	diamètre moyen du ressort	en mm
n	nombre de spires actives	
M_f	moment de flexion	en N.mm
E	module d'élasticité longitudinale	en N/mm ²
a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	en mm
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	en mm

2/ Contrainte normale:

$$\sigma = \frac{6 \cdot M_f}{a \cdot b^2} \quad \text{en MPa (N/mm}^2\text{)}$$

avec :

σ	contrainte de traction	en MPa (N/mm ²)
M_f	moment de flexion	en N.mm
a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	en mm
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	en mm

- Condition de résistance des matériaux

La contrainte subie par le ressort doit être inférieure ou au moins égale à la contrainte admissible.

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad \text{en MPa (N/mm}^2\text{)}$$

3/ Raideur du ressort de torsion à spires à fil rectangulaire

$$K = \frac{M_f}{\alpha}$$

avec :

M_f	moment de flexion $M_f = F \cdot h$	en N. mm
α	angle d'enroulement	en rad

Remarques :

- 1/ En général, un ressort hélicoïdal de torsion doit être utilisé de manière à ce que le ressort tende à diminuer de diamètre, c'est-à-dire dans le sens d'enroulement du ressort. En conséquence, ceci constitue la base pour définir le sens d'enroulement.
- 2/ L'utilisation d'un axe peut mieux guider le ressort.
- 3/ Quand la branche est longue, il faut aussi tenir compte de la déformation de la branche.
- 4/ Comme les spires sont normalement jointives, il existe un phénomène d'hystérésis. Autrement dit, les moments de rotation nécessaires à la mise sous tension d'un ressort sont légèrement plus importants que ceux restitués à la détente.
- 5/ Avec le durcissement de la matière, pour un ressort travaillant en statique, on peut prendre la limite de rupture à la traction comme la contrainte admissible dans le calcul.

Exemple 4-5 : Un ressort de torsion cylindrique en fil rond $d=1$ mm (Clase B de DIN 17223-1)
 Diamètre extérieur $D_e = 11$ mm.
 Nombre de spires utiles : $n = 5$.
 Angle de travail : $\alpha = 90^\circ$

Déterminer le moment de flexion pour l'angle de travail $\alpha = 90^\circ$ et le diamètre de l'axe de guidage

1. Calculer le moment de flexion pour $\alpha = 90^\circ$: (voir ce chapitre 4-1-3-2)

$$M_f = \frac{\pi \cdot E \cdot d^4 \cdot \alpha}{11520 \cdot D \cdot n}$$

$$= \frac{3,14 \times 206000 \times 1^4 \times 90}{11520 \times 10 \times 5} = 101 \quad N \cdot mm$$

2. Calcul du diamètre de l'axe de guidage :

Diamètre intérieur à l'angle $\alpha = 90^\circ$

Le diamètre se détermine ainsi :

$$D_{i\theta} = \frac{D \cdot n}{n + \frac{\alpha}{360}} - d$$

$$= \frac{(11-1) \cdot 5}{5 + \frac{90}{360}} - 1 = 8,26 \quad mm$$

En prenant de la marge, on pourrait choisir un axe de guidage de 8 mm de diamètre.

Exemple 4-6 Déterminer un ressort de torsion travaillant en statique.

Diamètre moyen du ressort : 12 mm.

L'angle de rotation est de 360° lorsque le couple subi par le ressort est de 900 N.mm.

Déterminer le ressort

1/ Choisir le matériau

Comme le ressort travail en statique, nous utilisons une matière standard de ressort : le fil classe B de DIN 17221.

2/ Calculer le diamètre du fil :

Nous prendrons 1800 MPa comme la limite de contrainte de flexion. Dans ce cas-la, pour le moment de rotation de 900 Nmm, nous obtenons le diamètre de fil de la manière suivante :

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 900}{3,14 \times 1800}} = 1,72 \text{ mm}$$

Nous choisirons $d = 1,8 \text{ mm}$

3/ Calculer le nombre de spires actives :

$$\begin{aligned} n &= \frac{\pi \cdot E \cdot d^4 \cdot \alpha}{11520 \cdot D \cdot M} \\ &= \frac{3,14 \times 210000 \times 1,8^4 \times 360}{11520 \times 12 \times 900} = 20 \end{aligned}$$

4/ Vérifier la contrainte avec le coefficient de concentration de contrainte :

$$\frac{D}{d} = \frac{12}{1,8} = 6,67$$

Nous trouvons K_f dans la figure 4-13, donc $K_f = 1,05$.

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} K_f \\ &= \frac{32 \times 900}{3,14 \times 1,8^3} \cdot 1,05 = 1651 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

Cette valeur est inférieure à la résistance à la traction du fil. $\sigma \leq [\sigma]$

5-2 Barre de torsion

Les barres de torsion ont la forme d'une barre avec, éventuellement, des sections différentes et des cannelures aux extrémités pour l'ancrage. Elles sont couramment utilisées dans les suspensions d'automobiles. Les matériaux de la barre travaillent en torsion.



Figure 4-15 Barre de torsion

Résistance des matériaux :

5-2-1 Angle de rotation

$$\alpha = \frac{M_{\tau} \cdot L}{G \cdot I_p}$$

avec :

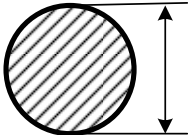
α	angle d'enroulement	en rad
M	moment de rotation	en N.mm
L	longueur de la tige	en mm
G	module d'élasticité de cisaillement	en N/mm ²
I_p	module d'inertie polaire de la section	en mm ⁴

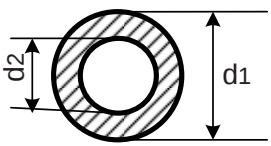
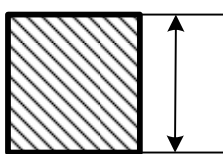
5-2-2 Module d'inertie polaire de la section

Dans le tableau nous présentons la valeur I_p pour les différentes sections, et les formules de détermination du taux de contrainte.

Pour éviter la déformation permanente, la valeur maximale de la contrainte ne doit pas dépasser la limite élastique de cisaillement de la matière

Tableau 4-16 Moment d'inertie et contrainte de tige de torsion

Forme de la section de tige de torsion		Moment d'inertie polaire en mm ⁴	Contrainte de cisaillement en MPa(N/mm ²)
Ronde		$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$	$\tau = \frac{16 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$

Forme de la section de tige de torsion		Moment d'inertie polaire en mm^4	Contrainte de cisaillement en $\text{MPa}(\text{N/mm}^2)$
Tube		$I_p = \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)}{32}$	$\tau = \frac{16 \cdot M_\tau \cdot d_1}{\pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)}$
Carrée		$I_p = 0,141 \cdot c^4$	$\tau = \frac{M_\tau}{0,208 \cdot c^3}$

5-2-3 Contrainte transversale :

$$\tau_0 = \frac{16M_\tau}{\pi \cdot d^3}$$

avec :

M_t moment de torsion
 d diamètre de barre

5-2-4 Déformation unitaire angulaire :

$$\frac{\alpha}{L} = \frac{32M_\tau}{G \cdot \pi \cdot d^4}$$

avec :

M_t moment de torsion en N.mm
 d diamètre de barre en mm
 G module d'élasticité de cisaillement en $\text{MPa}(\text{N/mm}^2)$
 L longueur de barre en mm
 α déformation angulaire (angle de rotation) en rad

Exemple 4-4 Barre de torsion en section circulaire. Déterminer l'angle de rotation.

Diamètre de la section : 5 mm

Longueur de la tige : 40 mm

Module d'élasticité transversale : 78000 N/mm²

Limite élastique de la matière : 900 N/mm²

En utilisant les formules :

$$\alpha = \frac{M_f \cdot L}{G \cdot I_p} \quad \text{et} \quad \tau = \frac{16 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3}$$

Angle de rotation de la tige :

$$\alpha = \frac{L}{G \cdot I_\rho} \cdot \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{16} = \frac{L}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} \cdot \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{16} = \frac{2L \cdot d}{G \cdot d}$$

$$= \frac{2 \times 40 \times 900}{78000 \times 1} = 0,923 \text{ Rad} = 53^\circ$$

5-3 Ressort de torsion à spirale :

La spire du ressort de torsion à spirale est de section rectangulaire. Les matériaux de la spire travaillent en flexion. Le moment de flexion est noté M_f . Le maximum du moment de flexion est situé au centre. $M_{f-\max} = F \cdot \alpha$.

5-3-1 Ressort de torsion à spirale mobile avec une fixation:

5-3-1-1 Fixer les extrémités de ressort :

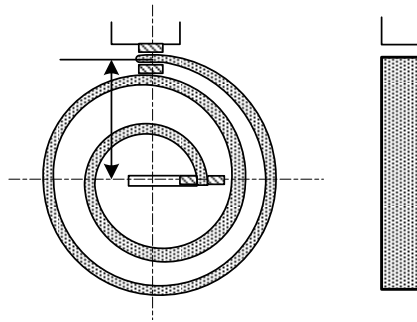


Figure 4-16 Ressort de torsion fixé aux extrémités du ressort

Résistance des matériaux

1/ Angle d'enroulement :

$$\alpha = \frac{M_f L}{EI}$$

Nous pouvons remplacer l'angle d'enroulement par la nombre de spires utiles n :

$$n = \frac{M_t L}{2\pi \cdot E \cdot I}$$

avec :

M_f	moment de flexion
L	longueur de ressort
E	module d'élasticité longitudinale
I	module d'inertie (voir le tableau 4-17)

2/ Contrainte de flexion :

$$\sigma = \frac{M_f}{W} \leq [\sigma]$$

avec :

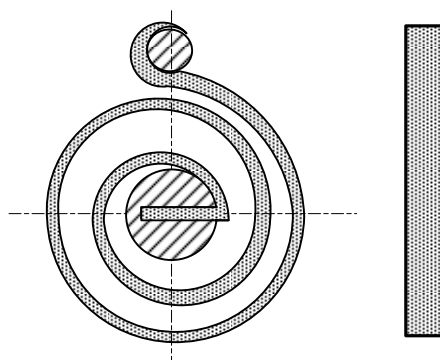
M_f	moment de flexion
W	module de résistance élastique (voir le tableau 4-17)
$[\sigma]$	contrainte admissible

3/ Raideur d'enroulement:

$$K = \frac{M_f}{\alpha} = \frac{E \cdot I}{L}$$

avec :

M_f	moment de flexion
L	longueur de ressort
E	module d'élasticité longitudinale
I	module d'inertie (voir le tableau 4-17)

5-3-1-2 Articuler les extrémités du ressort :Figure 4-17 **Ressort de torsion articulé aux extrémités du ressort****Résistance des matériaux** (voir le tableau 4-17)**1/ Angle d'enroulement :**

$$\alpha = \frac{1,25 M_f L}{EI}$$

avec :

M_f	moment de flexion
L	longueur de ressort
E	module d'élasticité longitudinale
I	module d'inertie (voir le tableau 4-17)

2/ Contrainte maximum de flexion :

$$\sigma = \frac{2M_f}{W} \leq [\sigma]$$

avec :

M_f moment de flexion
 W module de résistance élastique (voir le tableau 4-17)
 $[\sigma]$ contrainte admissible

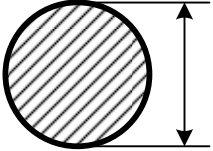
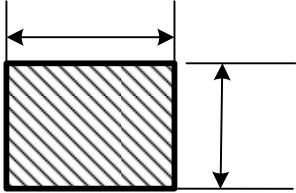
3/ Raideur d'enroulement:

$$K = \frac{M_f}{\alpha}$$

avec :

M_f moment de flexion
 L longueur de ressort
 E module d'élasticité longitudinale
 I module d'inertie (voir le tableau 4-17)

**Tableau 4-17 Ressort de torsion à spirale mobile
avec une fixation aux extrémités.**

Forme de la section de ressort de torsion à spirale mobile avec une fixation aux extrémité		Moment d'inertie en flexion I en mm^4	Module de résistance élastique W en MPa (N/mm^2)
Ronde		$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$	$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$
Rectangulaire		$I = \frac{ab^3}{12}$	$W = \frac{ab^2}{6}$

Remarque :

Les formules présentées sont destinées uniquement pour calculer le ressort à spirale avec un écart entre les spires voisines. Ces formules ne doivent pas être utilisées pour calculer les ressorts spiraux sous contrainte, dont les spires voisines sont jointives à l'état initial.

5-3-2 Ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube :

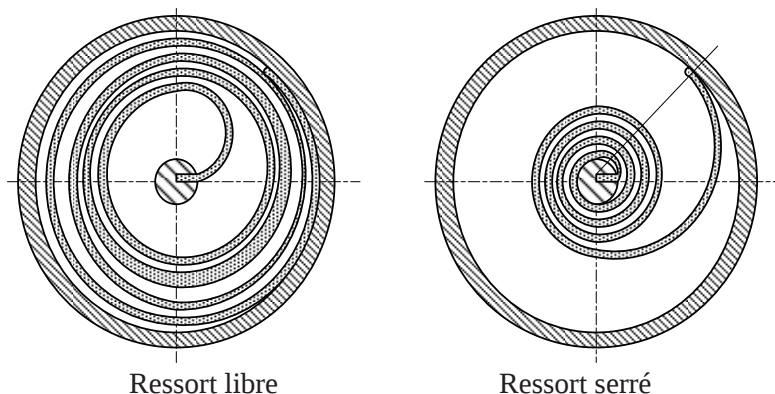


Figure 4-18 Ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube

1/ Nombre des spires utiles n :

- Pour le ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube à fil rond :

$$n \approx \frac{M_f L}{2\pi \cdot E \cdot I}$$

- Pour le ressort de torsion immobilisé dans un tube à fil rectangulaire :

$$n = \frac{6M_f L}{\pi \cdot E \cdot a \cdot b^3}$$

avec :

M_f	moment de flexion	
a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	en mm
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	en mm

2/ Contrainte maximum de flexion :

- Pour le ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube à fil rond :

$$\sigma \approx \frac{2M_f}{W} \leq [\sigma]$$

- Pour le ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube à fil rectangulaire :

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f}{W} = \frac{6M_f}{a \cdot b^2} \leq [\sigma]$$

avec :

W	module de résistance élastique (voir le tableau 4-17)	
M_f	moment de flexion	
$[\sigma]$	contrainte admissible	
a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	en mm
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	en mm

3/ Raideur :

- Pour le ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube à fil rond :

$$K \approx \frac{M_f}{\alpha} = \frac{E \cdot I}{L}$$

avec :

M_f	moment de flexion
L	longueur de ressort
E	module d'élasticité longitudinale
I	module d'inertie (voir le tableau 4-17)

- Pour le ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube à fil rectangulaire :

$$K = \frac{M_f}{n} = \frac{\pi \cdot E \cdot a \cdot b^3}{6 \cdot L}$$

avec :

M_f	moment de flexion
L	longueur de ressort
E	module d'élasticité longitudinale
I	module d'inertie (voir le tableau 4-17)
a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire en mm
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire en mm

Méthode de calcul pour le ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube :

- (1) À partir du moment de flexion maximum nous déterminons les dimensions de la section du ressort.
- (2) Déterminer la longueur du ressort

$$L = \frac{\pi \cdot E \cdot a \cdot b^2}{6 \cdot K}$$

En général, les rapports de la longueur du ressort et de la hauteur de la section du ressort sont :

$$\frac{L}{b} = 3000 \text{ à } 7000$$

Si ce rapport augmente, la contrainte diminue. Mais il ne doit pas passer 15 000 au maximum.

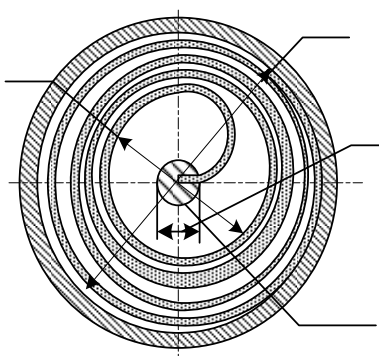


Figure 4-19 Ressort de torsion à spirale immobilisé dans un tube

- (3) Choisir la dimension du cœur :

Le diamètre d du cœur du ressort normalement est :

$$d = (\text{de } 15 \text{ à } 25) \cdot b$$

Plus le diamètre est petit, plus la contrainte augmente. Plus le diamètre est grand, plus le moment de flexion et le nombre de spires diminuent.

En général nous choisirons :

$$d \approx 20b.$$

b est la longueur du côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire en mm

- (4) Déterminer le diamètre intérieur de tube :

Le diamètre intérieur de tube est déterminé par le rapport de surface de l'intérieur du tube et la surface occupée par le ressort :

$$m = \frac{\pi(D_2^2 - d_1^2)}{4 \cdot L \cdot h}$$

En général nous choisissons m entre 2 et 3. Quand le rapport $m=2$, le ressort a plus de spires.

La longueur du ressort sera :

$$L = \frac{D_2^2 - d_1^2}{2,55 \cdot h}$$

- (5) Calculer le nombre de spires dans les différentes positions :

- Quand le ressort à une position serrée, le nombre de spires est :

$$n_1 = \frac{1}{2b} \left(\sqrt{\frac{4Lh}{\pi} + d_1^2} - d_1 \right)$$

- Quand le ressort à la position libre, le nombre des spires est :

$$n_2 = \frac{1}{2b} \left(D_2 - \sqrt{D_2^2 - \frac{4Lh}{\pi}} \right)$$

Le nombre de spires déformées est :

$$n' = n_1 - n_2$$

$$= \frac{K_c}{2b} \left[\sqrt{\frac{4Lh}{\pi} + d_1^2} + \sqrt{D_2^2 - \frac{4Lh}{\pi}} - (D_2 + d_1) \right]$$

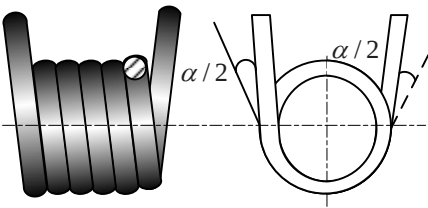
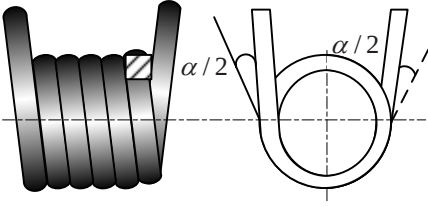
avec :

- D_1 diamètre intérieur du ressort quand les spires sont libres dans le tube
- D_2 diamètre intérieur du tube
- d diamètre du coeur
- K_c coefficient de correction théorique $K_c = 1$. En pratique nous trouvons K_c dans le tableau 4-18

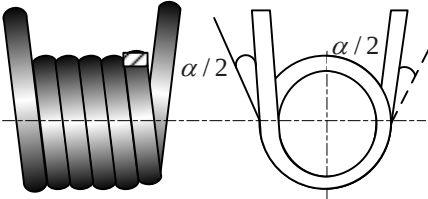
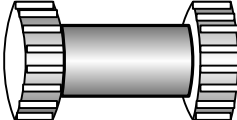
Tableau 4-18 Coefficient de correction K_c

<i>m</i>	5	4	3	2	1,5
<i>k</i>	0,627	0,702	0,739	0,796	0,850

Tableau 4-19 Résistance des matériaux de ressort de torsion

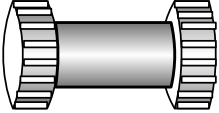
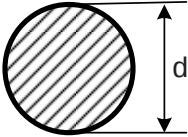
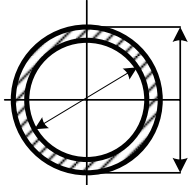
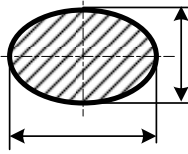
Type de ressorts de torsion	Raideur d'enroulement K en $N \cdot mm / rad$	Angle d'enroulement α	Contrainte en flexion σ en MPa (N/mm^2)
1/ Ressort de torsion cylindrique à spires à fil rond 	$K = \frac{E \cdot d^4}{64 \cdot n \cdot \alpha} = \frac{M_f}{\alpha}$	$\alpha = \frac{11520 \cdot D \cdot n \cdot M_f}{\pi \cdot E \cdot d^4} \text{ en degré}$ ou $\alpha = \frac{64 \cdot D \cdot n \cdot h \cdot M_f}{E \cdot d^4} \text{ en rad}$	Contrainte normale $\sigma = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3}$ Contrainte maximum en flexion $\sigma_{\max} = K_f \frac{32 \cdot h \cdot F}{\pi \cdot d^3}$
2/ Ressort de torsion cylindrique à spires à fil carré 	$K = \frac{M_f}{\alpha}$	$\alpha = \frac{2160 \cdot M_f \cdot n \cdot D}{\pi \cdot E \cdot c^4} \text{ en degré}$ ou $\alpha = \frac{12 \cdot M_f \cdot n \cdot D}{E \cdot c^4} \text{ en rad}$	Contrainte normale en flexion : $\sigma = \frac{6M_f}{c^3}$

σ	contrainte normale	en MPa (N/mm^2)	M_f	moment de flexion $M_f = F \cdot h$	en $N \cdot mm$
D	diamètre moyen du ressort	en mm	n	nombre de spires actives	
E	module d'élasticité longitudinale	en MPa (N/mm^2)	h	distance éloignée du centre gravité	en mm
d	diamètre du fil	en mm	α	angle d'enroulement	en rad
c	côté du fil carré	en mm			

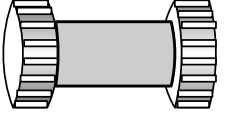
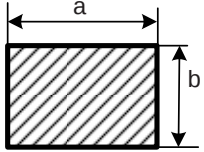
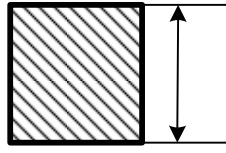
Type de ressorts de torsion	Raideur d'enroulement K en $N.mm/rad$	Angle d'enroulement α	Contrainte en MPa (N/mm^2)
3/ Ressort de torsion cylindrique à spires à fil rectangulaire 	$K = \frac{M_f}{\alpha}$	Angle d'enroulement $\alpha = \frac{2160 \cdot M_f \cdot n \cdot D}{\pi \cdot E \cdot a \cdot b^3} \text{ en degré}$ ou $\alpha = \frac{12 \cdot M_f \cdot n \cdot D}{E \cdot a \cdot b^3} \text{ en rad}$	Contrainte en flexion $\sigma = \frac{6 \cdot M_f}{a \cdot b^2}$
4/ Barres de torsion 	(voir les pages suivantes)	Déformation unitaire angulaire $\frac{\alpha}{L} = \frac{32 M_\tau}{\pi \cdot d^3}$ Déformation angulaire $\alpha = \frac{M_\tau L}{G \cdot I_\rho} \text{ en rad}$	Contrainte en cisaillement $\tau_0 = \frac{16 \cdot M_\tau}{\pi \cdot d^3}$

σ	contrainte normale	en MPa (N/mm^2)	M_f	moment de flexion $M_f = F \cdot h$	en $N.mm$
D	diamètre moyen du ressort	en mm	n	nombre de spires actives	
M_t	moment de torsion	en $N. mm$	E	module d'élasticité longitudinale	en $MPa(N/mm^2)$
α	angle d'enroulement	en rad	a	côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire	en mm
b	côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire	en mm			

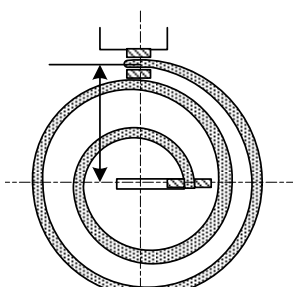
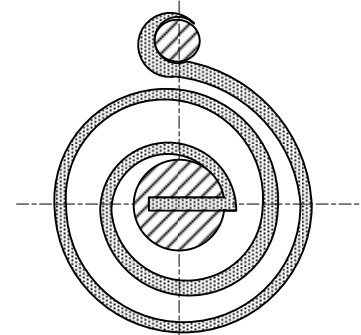
4/ Résistance des matériaux des barres de torsion avec sections différentes

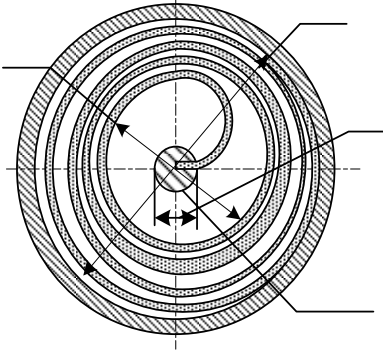
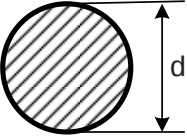
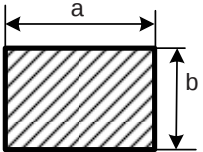
Forme de la section de barres de torsion 	Moment d'inertie polaire I_p <i>en mm⁴</i>	Module de résistance élastique W <i>en mm³</i>	Angle de torsion $\alpha = \frac{M_f L}{G \cdot I_p}$ <i>en rad</i>	Contrainte en cisaillement $\tau = \frac{M_f}{W}$ <i>en MPa (N/mm²)</i>	Raideur d'enroulement $K = \frac{M_f}{\alpha}$ <i>en N.mm/rad</i>	Energie de déformation $E = \frac{M_f \cdot \alpha}{2}$ <i>en N.mm</i>
Section circulaire 	$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$	$W = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$	$\alpha = \frac{32 M_f L}{\pi \cdot d^4 \cdot G}$	$\tau = \frac{16 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3}$	$K = \frac{\pi \cdot d^4 G}{32 L}$	$E = \frac{\tau^2 \cdot V}{4 \cdot G}$
Section tube 	$I_p = \frac{\pi \cdot (d^4 - d_1^4)}{32}$	$W = \frac{\pi \cdot (d^4 - d_1^4)}{16 \cdot d}$	$\alpha = \frac{32 M_f L}{\pi \cdot (d^4 - d_1^4) \cdot G}$	$\tau = \frac{16 \cdot M_f \cdot d}{\pi \cdot (d^4 - d_1^4)}$	$K = \frac{\pi \cdot (d^4 - d_1^4) G}{32 L}$	$E = \frac{\tau^2 (d^2 + d_1^2) \cdot V}{4 d^2 \cdot G}$
Section elliptique 	$I_p = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot d_1^3}{16 \cdot (d^2 + d_1^2)}$	$W = \frac{\pi \cdot d \cdot d_1^2}{16}$	$\alpha = \frac{16 M_f L (d^2 + d_1^4)}{\pi \cdot d^3 \cdot d_1^3 \cdot G}$	$\tau = \frac{16 \cdot M_f}{\pi \cdot d \cdot d_1^2}$	$K = \frac{\pi \cdot d^3 d_1^3 G}{16 L (d^2 + d_1^2)}$	$E = \frac{\tau^2 (d^2 + d_1^2) \cdot V}{8 d^2 \cdot G}$

4/ Résistance des matériaux des barres de torsion avec sections différentes (suite)

Forme de la section de barres de torsion 	Moment d'inertie polaire I_p <i>en mm⁴</i>	Module de résistance élastique W <i>en mm³</i>	Angle de torsion $\alpha = \frac{M_f L}{G \cdot I_p}$ <i>en rad</i>	Contrainte en cisaillement $\tau = \frac{M_f}{W}$ <i>en MPa (N/mm²)</i>	Raideur d'enroulement $K = \frac{M_f}{\alpha}$ <i>en N.mm/rad</i>	Energie de déformation $E = \frac{M_f \cdot \alpha}{2}$ <i>en N.mm</i>
Section rectangulaire 	$I_p = k_1 \cdot a^2 \cdot b$	$W = k_2 \cdot a^2 \cdot b$	$\alpha = \frac{M_f L}{k_1 a^3 b \cdot G}$	$\tau = \frac{M_f}{k_2 \cdot a^2 b}$	$K = \frac{k_1 \cdot a^3 b \cdot G}{L}$	$E = \frac{k_2^2}{k_1} \frac{\tau^2 \cdot V}{2 \cdot G}$
Section carrée 	$I_p = 0,141 \cdot c^4$	$W = 0,208 \cdot c^3$	$\alpha = \frac{M_f L}{0,0141 \cdot c^4 \cdot G}$	$\tau = \frac{M_f}{0,208 \cdot c^3}$	$K = \frac{0,141 \cdot c^4 \cdot G}{L}$	$E = \frac{\tau^2 \cdot V}{6,48 \cdot G}$

 α angle d'enroulement*en rad* M moment de rotation*en N.mm* G module d'élasticité de cisaillement*en MPa (N/mm²)* V volume de barre*en mm³* L longueur de la barre*en mm* I_p module d'inertie polaire de la section*en mm⁴*

Type de ressorts de torsion	Raideur d'enroulement K en $N.mm/rad$	Angle d'enroulement α en rad	Contrainte en MPa (N/mm^2)
5/ Ressort de torsion à spirale 5-1/ Fixer les extrémités du ressort 	$K = \frac{M_f}{\alpha} = \frac{E \cdot I}{L}$	$\alpha = \frac{M_f L}{EI}$ Nous pouvons remplacer l'angle d'enroulement par le nombre de spires utiles n $n = \frac{M_t L}{2\pi \cdot E \cdot I}$	$\sigma = \frac{M_f}{W} \leq [\sigma]$
5-2/ Articuler les extrémités de ressort 	$K = \frac{M_f}{\alpha} = \frac{E \cdot I}{1,25L}$	$\alpha = \frac{1,25M_f L}{EI}$	$\sigma = \frac{2M_f}{W} \leq [\sigma]$

Type de ressorts de torsion	Section de ressort	Raideur d'enroulement K en $N.mm/rad$	Angle d'enroulement α en rad	Contrainte σ en MPa (N/mm^2)
5-3/ Fixer les extrémités du ressort 	Section ronde 	$K \approx \frac{M_f}{\alpha} = \frac{E \cdot I}{L}$	Nombre de spires utiles n : $n \approx \frac{M_t L}{2\pi \cdot E \cdot I}$	$\sigma_{\max} \approx \frac{2M_f}{W}$ $= \frac{64M_f}{a \cdot b^3}$ $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$
	Section rectangulaire 	$K \approx \frac{M_f}{n}$ $= \frac{\pi \cdot E \cdot a \cdot b^3}{6 \cdot L}$	Nombre de spires utiles n : $n = \frac{6M_t L}{\pi \cdot E \cdot a \cdot b^3}$	$\sigma_{\max} \approx \frac{M_f}{W}$ $= \frac{6M_f}{a \cdot b^2}$ $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$

M_f moment de flexion en $N.mm$

I module d'inertie (voir le tableau 4-17)

$[\sigma]$ contrainte admissible

a côté parallèle à l'axe du fil rectangulaire en mm

L longueur de ressort en mm

W module de résistance élastique en mm^3 (voir le tableau 4-17)

E module d'élasticité longitudinale en N/mm^2

b côté perpendiculaire à l'axe du fil rectangulaire en mm

VI RONDELLES RESSORTS (type Belleville)

Les rondelles ressorts sont de forme tronconique. Les matériaux travaillent en flexion. La flèche totale n'est pas utilisée en sollicitations dynamiques. Ces rondelles ressorts (NF E 25-104) sont utilisées pour construire des ressorts de compression.

Par rapport à des ressorts de compression en fil, la rondelle ressort (rondelle BELLEVILLE) a les avantages ci-dessous:

- Permettre de réaliser des ressorts de compression en petites séries, jusqu'à une pièce ;
- Petite hauteur ;
- Grande raideur ;
- Courbe force - flèche non linéaire.

6-1 Rondelles ressorts à seule pièce

6-1-1 Charge supportée par ressort

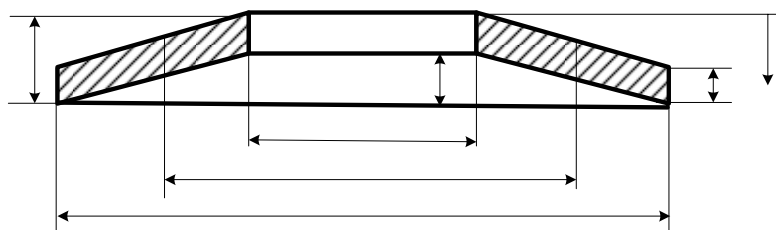


Figure 4-20 Rondelle Belleville

La charge supportée par ressort est :

$$F = \frac{4 \cdot E}{(1 - \nu^2)} \cdot \frac{e^4}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{f}{e} \left[K_4^2 \left(\frac{h_0}{e} - \frac{f}{e} \right) \left(\frac{h_0}{e} - \frac{f}{2e} \right) + 1 \right]$$

Si la rondelle est comprimée jusqu'à plan $f = h_0$, la charge supportée par ressort est :

$$F_c = \frac{4E}{1 - \nu} \cdot \frac{e^3 \cdot h_0}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4^2$$

avec :

E	module d'élasticité longitudinale	en MPa
f	flèche	en mm
ν	coefficient de Poisson. Pour l'acier $\nu = 0,3$	
$K_1 ; K_2 ; K_3$	voir le tableau 4-20	
$K_4 = 1$	(dans le cas où il n'y a pas de supports de rondelle)	

6-1-2 Résistance des matériaux :

6-1-2-1 Contrainte en flexion :

Sur le milieu **A** de la rondelle (voir la figure 4-20), la contrainte est :

$$\sigma_A = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{e^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{f}{e} \cdot \frac{3}{\pi}$$

1/ Sur le point **1** de la rondelle (voir la figure 4-20), la contrainte est :

$$\sigma_1 = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{e^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{f}{e} \cdot \left[K_4 K_3 \left(\frac{h_0}{e} - \frac{f}{2e} \right) + K_3 \right]$$

2/ Sur le point **2** de la rondelle (voir la figure 4-20), la contrainte est :

$$\sigma_2 = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{e^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{f}{e} \cdot \left[K_4 K_2 \left(\frac{h_0}{e} - \frac{f}{2e} \right) - K_3 \right]$$

3/ Sur le point **3** de la rondelle (voir la figure 4-20), la contrainte est :

$$\sigma_3 = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{e^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{R_d} \cdot \frac{f}{e} \cdot \left[K_4 (K_2 - 2K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{e} - \frac{f}{2e} \right) - K_3 \right]$$

4/ Sur le point **4** de la rondelle (voir la figure 4-20), la contrainte est :

$$\sigma_4 = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{e^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{R_d} \cdot \frac{f}{e} \cdot \left[K_4 (K_2 - 2K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{e} - \frac{f}{2e} \right) + K_3 \right]$$

avec

R_d	rapport de diamètre $R_d = D / d$	
ν	coefficient de Poisson. Pour l'acier $\nu = 0,3$	
f	flèche de la rondelle simple	en mm
e	épaisseur de la rondelle	en mm
h_0	hauteur initiale de la rondelle	en mm
D	diamètre extérieur de la rondelle	en mm
d	diamètre intérieur de la rondelle	en mm
E	module d'élasticité longitudinale	en MPa
$K_1 ; K_2 ; K_3$	voir le tableau 4-20	
$K_4 = 1$	(dans le cas où il n'y a pas de supports de rondelle)	

Tableau 4-20 Coefficient K_1 ; K_2 ; K_3
Pour les rondelles sans support intérieur

Rapport de diamètre $R_d = D / d$	K_1	K_2	K_3
1,90	0,672	1,197	1,339
1,92	0,677	1,201	1,347
1,94	0,682	1,206	1,355
1,96	0,686	1,211	1,362
1,98	0,690	1,215	1,370
2,00	0,694	1,220	1,378
2,02	0,698	1,224	1,385
2,04	0,702	1,229	1,393
2,06	0,706	1,233	1,400

P.S

- 1/ Pour les rondelles sans support intérieur, les formules pour calculer K_1 ; K_2 ; K_3 et K_4 sont :

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{R_d - 1}{R_d}\right)^2}{\frac{R_d + 1}{R_d - 1} - \frac{2}{\ln R_d}} ; \quad K_2 = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{\frac{R_d - 1}{\ln R_d} - 1}{\ln R_d}$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{R_d - 1}{\ln R_d} ; \quad K_4 = 1$$

- 2/ Pour les rondelles avec un support intérieur, les formules pour calculer K_1 ; K_2 ; K_3 et K_4 sont :

Quand la rondelle est installée sur un support intérieur de rondelle, l'épaisseur de rondelle va diminuer. Le rapport des épaisseurs de diminution est entre 0,94 à 0,96 :

$$e' / e = 0,94 \text{ à } 0,96 \text{ (voir le tableau 4-23)}$$

Les formules pour calculer K_1 ; K_2 ; K_3 et K_4 sont :

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{R_d - 1}{R_d}\right)^2}{\frac{R_d + 1}{R_d - 1} - \frac{2}{\ln R_d}} ; \quad K_2 = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{\frac{R_d - 1}{\ln R_d} - 1}{\ln R_d}$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{R_d - 1}{\ln R_d} ; \quad K_4 = \sqrt{-\frac{C_1}{2} + \sqrt{\frac{C_1}{2} + C_2}}$$

$$C_1 = \frac{\left(\frac{e'}{e}\right)^2}{\left(\frac{H_0}{4e} - \frac{e'}{e} + \frac{3}{4}\right) \cdot \left(\frac{5}{8} \frac{H_0}{e} - \frac{e'}{e} + \frac{3}{8}\right)} \quad ; \quad C_2 = \frac{C_1}{\left(\frac{e'}{e}\right)^3} \left[\frac{5}{32} \left(\frac{H_0}{e} - 1\right)^2 + 1 \right]$$

e' épaisseur de rondelle avec support intérieur
e épaisseur de rondelle sans support intérieur

6-1-2-2 Condition de résistance des matériaux :

Les contraintes σ_1 , σ_2 , σ_3 et σ_4 doit être inférieures ou au moins égales à la contrainte admissible.

$$\begin{aligned} \sigma_1 &\leq [\sigma] & \sigma_2 &\leq [\sigma] \\ \sigma_3 &\leq [\sigma] & \sigma_4 &\leq [\sigma] \end{aligned}$$

6-1-2-3 Déformation :

$$f = h_0 - h_1$$

avec :

h_0 hauteur initiale
 h_1 hauteur près de la déformation sous charge **F**

6-1-2-4 Raideur :

$$K = \frac{dF}{df} = \frac{4E}{1-\nu} \cdot \frac{e^3}{K_1 D^2} \cdot K_4^2 \cdot \left\{ K_4^2 \cdot \left[\left(\frac{h_0}{e}\right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{e} \cdot \frac{f}{e} + \frac{3}{2} \left(\frac{f}{e}\right)^2 \right] + 1 \right\}$$

6-1-2-5 Energie de la déformation :

$$E = \int_0^f F df = \frac{2E}{1-\nu^2} \cdot \frac{e^3}{K_1 \cdot D^2} \cdot K_4^2 \cdot \left(\frac{f}{e}\right)^2 \cdot \left[K_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{e} - \frac{f}{2e}\right)^2 + 1 \right]$$

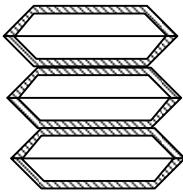
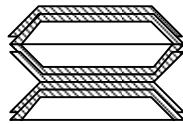
avec

f	flèche de rondelle simple	en mm
e	épaisseur de la rondelle	en mm
h_0	hauteur initiale de la rondelle	en mm
D	diamètre extérieur de la rondelle	en mm
d	diamètre intérieur de la rondelle	en mm
K_1 ; K_2 ; K_3	voir le tableau 4-20	
$K_4 = 1$	(dans le cas où il n'y a pas de supports intérieurs de rondelle)	

6-2 Association de rondelles

Les rondelles ressorts pourront être utilisés en différents empilages : en série ; en parallèle ou une combinaison des deux... selon le besoin des utilisateurs.

Tableau 4-21 **Déformation des rondelles ressorts**

Type d'empilage		En série	En parallèle	En parallèle et série Montage en opposition ou mixte
Figures				
Charge	Une rondelle F_i	F_i	F_i	F_i
	Totale F	$F = F_i$	$F = \sum F_i = n \cdot F_i$	$F = \sum F_i = n \cdot F_i$
Hauteur initiale	Une rondelle h_0	h_0	h_0	h_0
	Totale H_0	$H_0 = m \cdot h_0$	$H_0 = h_0 + (n-1) \cdot e$	$H_0 = m \cdot (h_0 + (n-1) \cdot e)$
Déformation	Une rondelle f_i	$f_i = 6(h - h_0)$	$f_i = \frac{(h - h_0)}{6}$	$f_i = \frac{3 \cdot (h - h_0)}{2}$
	Totale f	$f = \sum f_i = m \cdot f_i$	$f = f_i$	$f = \sum f_i = m \cdot f_i$

avec :

h_0 hauteur initiale d'une rondelle, en mm
 h_1 hauteur d'une rondelle près de la déformation sous charge, en mm
 n nombre de rondelles
 m nombre de combinaison de rondelles
 e épaisseur d'une rondelle

6-3 Dimensions et charges admissibles (NF-E 25-104)

Tableau 4-22 **Dimensions et charges admissibles**

<i>D</i>	<i>d</i>	1^{er} Série <i>D / e ≈ 18 et f₀ / e = 0,4</i>				2^{er} Série <i>D / e ≈ 28 et f₀ / e = 0,75</i>			
		<i>e</i>	<i>f₀</i>	<i>h₀</i>	<i>F₃</i> <i>f₃ = 3 / 4 f₀</i>	<i>e</i>	<i>f₀</i>	<i>h₀</i>	<i>F₃</i> <i>f₃ = 3 / 4 f₀</i>
8	4,2	0,4	0,2	0,60	21	0,3	0,25	0,55	11
10	5,2	0,5	0,25	0,75	32	0,4	0,3	0,70	20
12,5	6,2	0,7	0,3	1,00	66	0,5	0,35	0,85	29
14	7,2	0,8	0,3	1,10	79	0,5	0,4	0,90	27
16	8,2	0,9	0,35	1,25	101	0,6	0,45	1,05	41
18	9,2	1,0	0,4	1,40	125	0,7	0,5	1,20	56
20	10,2	1,1	0,45	1,55	152	0,8	0,55	1,35	74
22,5	11,2	1,25	0,5	1,75	193	0,8	0,65	1,45	71
25	12,2	1,5	0,55	2,05	286	0,9	0,7	1,60	87
28	14,2	1,5	0,65	2,15	296	1	0,8	1,80	111
31,5	16,3	1,75	0,7	2,45	387	1,25	0,9	2,15	191
35,5	18,3	2,0	0,8	2,80	518	1,25	1	2,25	169
40	20,4	2,25	0,9	3,15	651	1,5	1,15	2,65	262
45	22,4	2,5	1	3,5	774	1,75	1,3	3,05	365
50	25,4	3,0	1,1	4,10	1197	2	1,4	3,40	470
56	28,5	3,0	1,3	4,30	1137	2	1,6	3,60	443
63	31	3,5	1,4	4,90	1503	2,5	1,75	4,25	719
71	36	4,0	1,6	5,60	2049	2,5	2	4,50	671
80	41	5,0	1,7	6,70	3356	3	2,3	5,30	1052
90	46	5,0	2	7,00	3140	3,5	2,5	6,00	1406
100	51	6	2,2	8,20	4802	3,5	2,8	6,30	1307
112	57	6	2,5	8,50	4377	4	3,2	7,20	1779
125	64	8	2,6	10,60	8596	5	3,5	8,50	2994
140	72	8	3,2	11,20	8519	5	4	9,00	2791
160	82	10	3,5	13,50	13829	6	4,5	10,50	4103
180	92	10	4	14,00	12540	6	5,1	11,10	3753
200	102	12	4,2	16,20	18359	8	5,6	13,60	7662
225	112	12	5	17,00	17148	8	6,5	14,50	7100
250	127	14	5,6	19,60	24875	10	7	17,00	11908

P.S.

Afin d'avoir des rondelles plus souples permettant une plus grande flèche, il est possible de faire des fentes homogènes :

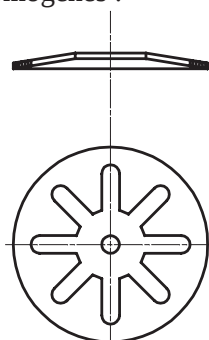


Figure 4-21 Le grenailage des rondelles ressorts

Il est conseillé de faire le grenailage dans le but d'augmenter la tenue en fatigue d'un ressort à disque si celui-ci travaille en dynamique.

6-4 Courbe caractéristique des rondelles ressorts

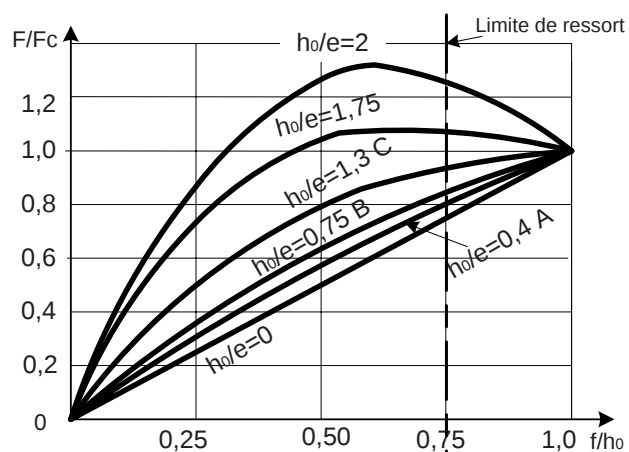


Figure 4-22 Courbe caractéristique des rondelles ressorts

Tableau 4-23 Rapport de diamètre de rondelle

Modèle de rondelle	A $h_0 / e = 0,4$	B $h_0 / e = 0,75$	C $h_0 / e = 1,3$
Rapport des diamètres e'/e	0,94	0,94	0,96

e' épaisseur de la rondelle avec support intérieur

e épaisseur de la rondelle sans support intérieur

Les dimensions du modèle A sont présentées dans le tableau 4-22.

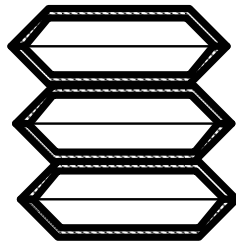
Exemple 4-7 Déterminer les rondelles ressorts montées en série supportant une charge statique.

La flèche totale du ressort f doit être de 10mm lorsque la charge N est de 5000 N .
Le plus grand diamètre est $D = 20\text{mm}$.

Avec le diamètre $D = 20\text{ mm}$, nous trouvons les autres paramètres de rondelle dans le tableau 4-22 :

$$h_0 = 0,9\text{mm} ; \quad d = 20,4\text{ mm} ; \quad e = 2,25\text{mm} ; \quad H_0 = 3,15\text{mm}$$

Nous choisirons la rondelle en série ci-dessous :



- (1) Calculer le rapport de diamètre $R_d = D / d$

$$R_d = \frac{D}{d} = \frac{40}{20,4} = 1,96$$

En utilisant le tableau 4-20 nous trouvons $K_1 = 0,686$; Comme le ressort est sans support intérieur, donc $K_4 = 1$

- (2) La rondelle est comprimée jusqu'au plan $f = h_0$, la charge supportée par le ressort est :

$$\begin{aligned} F_c &= \frac{4E}{1-\nu} \cdot \frac{e^3 h_0}{K_1 D^2} \cdot K_4^2 \\ &= \frac{4 \times 2,06 \times 10^5}{1-0,3^2} \times \frac{2,25^3 \times 0,9}{0,686 \times 40^2} \times 1^2 = 8460\text{ N} \end{aligned}$$

- (3) Déterminer le nombre de rondelles pour le ressort :

Nous calculons les rapports :

$$\begin{aligned} \frac{h_0}{e} &= \frac{0,9}{2,25} = 0,4 \\ \frac{F}{F_c} &= \frac{5000}{8460} = 0,59 \end{aligned}$$

En utilisant la courbe caractéristique du ressort, (voir la figure 4-22), nous obtenons :

$$\frac{f_1}{h_0} = 0,57$$

Donc la déformation de chaque rondelle de ressort est :

$$f_1 = 0,57h_0 = 0,57 \times 0,9\text{mm} = 0,51\text{mm}$$

Pour avoir la déformation totale de 10 mm, le nombre de rondelles devra être :

$$n = \frac{f}{f_1} = \frac{10}{0,51} = 19,6$$

Nous avons besoin de 20 rondelles.

(4) La hauteur totale de ressort libre est :

$$H = n \cdot H_0 = 20 \times 3,15 = 63\text{mm}$$

(5) Quand le ressort supporte une charge de 5000N, la hauteur de ressort est :

$$H_1 = H - n \cdot f_1 = 63 - 20 \times 0,51 = 52,8\text{mm}$$

VII RESSORT A COURONNES CONIQUES

7-1 Caractéristiques :

Le ressort à couronnes coniques est construit par des couples des couronnes. Un couple comprend deux couronnes. La couronne extérieure comporte une surface intérieure conique et une surface extérieure cylindrique. La couronne intérieure comporte des surfaces inversées par rapport à la couronne extérieure. (Voir la figure 4-22)

Quand le couple de couronnes supporte une charge axiale, il y a glissement entre les surfaces coniques. Le ressort est comprimé. Le diamètre extérieur de la couronne extérieure est augmenté, alors que le diamètre intérieur de la couronne intérieure va diminuer. Il se produit une force en opposition à la charge. Ce phénomène permet également d'amortir les chocs. Cette force va augmenter jusqu'à ce que les deux forces arrivent à l'équilibre.

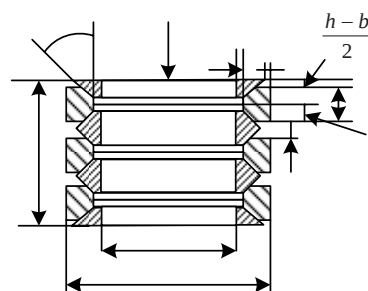


Figure 4-22 Ressort des couronnes coniques

Les ressorts peuvent supporter des charges et des chocs importants. Donc nous les utilisons dans des machines lourdes.

7-2 Résistance des matériaux :

7-2-1 Contrainte :

Quand le ressort supporte une charge axiale, la couronne extérieure est déformée par traction. Au contraire la couronne intérieure est déformée par compression.

1/ Contrainte de traction dans la couronne extérieure sur sa section transversale :

$$\sigma_1 = \frac{F}{\pi \cdot A_1 \tan(\alpha \pm \beta)} \quad \text{en MPa (N/mm}^2\text{)}$$

avec :

F charge supporte par le ressort
 A_1 surface de section de grande couronne

$$A_1 = h \cdot e_1 + \frac{h^2 \tan \alpha}{4} \quad \text{en mm}^2$$

α angle du cône
 β angle de frottement
 e_1 épaisseur de grande couronne en mm

2/ Contrainte de compression dans la couronne intérieure sur sa section transversale :

$$\sigma_2 = \frac{F}{\pi \cdot A_2 \tan(\alpha \pm \beta)} \quad \text{en MPa (N/mm}^2\text{)}$$

avec :

F charge supporte par le ressort
 A_2 surface de la section de couronne extérieure

$$A_2 = h \cdot e_2 + \frac{h^2 \tan \alpha}{4} \quad \text{en mm}^2$$

α angle du cône
 β angle de frottement
 e_2 épaisseur de la couronne intérieure en mm

3/ Contrainte maximum :

La pression sur la surface conique au contact entre la couronne extérieure et la couronne intérieure engendre la contrainte de traction suivant la direction radiale

La composition de cette contrainte de traction et la contrainte de traction dans la couronne extérieure est la contrainte maximum :

$$\sigma_{1-\max} = \frac{F}{\pi \cdot A_1 \tan(\alpha + \beta)} \cdot \left[1 + \frac{2A_1}{\nu \cdot D_1 (h-b) \cdot (1 - \tan \alpha \tan \beta)} \right]$$

avec :

F	charge supportée par le ressort	
A_1	surface de section de grande couronne	
	$A_1 = h \cdot e_1 + \frac{h^2 \tan \alpha}{4}$	en mm ²
α	angle du cône	
β	angle de frottement	
b	distance initiale entre deux couronnes extérieures	en mm
e_1	épaisseur de la couronne extérieure	en mm
D_1	diamètre extérieur de couronne extérieure	$D_1 = D$ en mm

7-2-2 Déformation sous la charge F :

$$f = \frac{nF}{2\pi \cdot E \cdot \tan \alpha \cdot \tan(\alpha + \beta)} \left(\frac{D_{01}}{A_1} + \frac{D_{02}}{A_2} \right)$$

avec :

F	charge supportée par le ressort	
α	angle du cône	
β	angle de frottement	
A_1	surface de section de la couronne extérieure	
	$A_1 = h \cdot e_1 + \frac{h^2 \tan \alpha}{4}$	en mm ²
A_2	surface de la section de la couronne intérieure	
	$A_2 = h \cdot e_2 + \frac{h^2 \tan \alpha}{4}$	en mm ²
e_1 et e_2,	épaisseurs de la couronne extérieure et de la couronne intérieure	
	en mm	
D_1 et D_2	diamètre extérieur de la couronne extérieure et de la couronne intérieure	
	en mm	

D_{01}	diamètre moyen au milieu de la couronne extérieure	en mm
	$D_{01} = D_1 - e_1 - \frac{h}{4} \tan \alpha$	
D_{02}	diamètre moyen au milieu de la couronne intérieure	en mm
	$D_{02} = D_2 - e_2 - \frac{h}{4} \tan \alpha$	
n	nombre total de couronnes (nombre de surfaces coniques au contact)	
E	module d'élasticité longitudinale	

7-2-3 Energie de déformation d4 ressort :

$$E = \frac{1}{2} F \cdot f$$

avec :

F	charge supporte par le ressort	en N
f	flexion du ressort	en mm

7-3 Déterminer les dimensions du ressort :

1/ Angle du cône α :

Si l'angle du cône est trop petit, la raideur du ressort est petite. Mais lorsque l'angle du cône est important, la capacité d'amortissement est diminuée. Donc en général, l'angle du cône est :

$$\alpha = 12^\circ \text{ à } 30^\circ$$

2/ Angle de frottement entre les surfaces coniques β :

- Pour des surfaces coniques non usinées et une charge importante : $\beta = 9^\circ$
- Pour des surfaces coniques usinées et une charge importante : $\beta = 8^\circ 30'$
- Pour des surfaces coniques usinées et une charge faible : $\beta = 7^\circ$

3/ Hauteur d'une couronne h :

En générale la hauteur d'une couronne h égale à 16% à 20% du diamètre extérieur de la couronne extérieure D_1 .

$$h = (0,16 \text{ à } 0,20) \cdot D_1$$

4/ Epaisseur des couronnes e_1 et e_2 :

L'épaisseur de chaque couronne influe sur la résistance. Normalement nous choisissons :

$$e_1 = e_2 \geq \left(\frac{1}{5} \text{ à } \frac{1}{3} \right) \cdot h$$

Quand nous finissons de calculer la résistance des matériaux de ressort, déterminer e_1 et e_2 . Comme la couronne extérieure travaille en traction et la couronne intérieure travaillent en compression, pour que les résistances des deux couronnes soient égales, la couronne extérieure devra être plus épaisse que la couronne intérieure. La relation entre les deux épaisseurs est :

$$e_1 = 1,3e_2$$

5/ Diamètres des couronnes :

Nous choisirons le diamètre extérieur de couronne intérieure D_2 . A partir de D_2 nous calculons les autres diamètres.

- Diamètre extérieur de couronne extérieure D_1

$$D_1 = D_2 + 2 \cdot (e_1 + e_2) + (h - b) \cdot \tan \alpha$$

- Diamètre intérieur de couronne extérieure D_{i-1}

$$D_{i-1} = D_1 - 2 \cdot \left(e_1 + \frac{h}{2} \tan \alpha \right)$$

- Diamètre intérieur de couronne intérieure D_{i-2}

$$D_{i-2} = D_2 + 2 \cdot \left(e_2 + \frac{h}{2} \tan \alpha \right)$$

avec :

D_1 et D_2	diamètres extérieurs de la couronne extérieure et de la couronne intérieure	en mm
α	angle du cône	
e_1 et e_2 ,	épaisseurs de la couronne extérieure et de la couronne intérieure	en mm
b	distance initiale entre deux couronnes extérieures	en mm
h	hauteur d'une couronne	en mm

Le diamètre intérieur de couronne intérieure doit être au moins de 102% du diamètre du guide cylindrique ou de l'axe intérieur du ressort pour que le ressort fonctionne correctement.

6/ Hauteur du ressort :

- Hauteur initiale du ressort : (hauteur libre)

$$H_0 = \frac{1}{2} n \cdot (h + b)$$

- Hauteur comprimée à bloc

$$H_b = \frac{1}{2} n \cdot h$$

avec :

<i>n</i>	nombre total de couronnes (nombre de surfaces coniques au contact)	
<i>b</i>	distance initiale entre deux couronnes extérieures	<i>en mm</i>
<i>h</i>	hauteur d'une couronne	<i>en mm</i>

- Distance initiale entre deux grandes couronnes :

(1) En générale nous choisissons la distance initiale entre deux couronnes extérieures :

$$b = \frac{h}{4}$$

(2) Pour que le ressort fonctionne correctement, cette distance minimum doit être supérieure à 1 mm.

$$b_{\min} \geq 1$$

(3) Si les tolérances sur les surfaces du ressort sont faibles,

$$b_{\min} \approx D_0 / 50$$

(4) Si les tolérances sur les surfaces du ressort sont hautes,

$$b_{\min} \approx D_0 / 100$$

7/ Déformation maximum du ressort :

$$f_{\max} = \frac{n}{2} (b - b_{\min})$$

avec :

<i>n</i>	nombre total de couronnes (nombre de surfaces coniques au contact)
-----------------	--

8/ Charge maximale du ressort :

$$F_{\max} = \frac{2\pi \cdot E \cdot \tan \alpha \cdot \tan(\alpha + \beta) \cdot f_{\max}}{n \cdot \left(\frac{D_{01}}{A_1} + \frac{D_{02}}{A_2} \right)}$$

avec :

α angle conique
 β angle de frottement
 A_1 surface de la section de la couronne extérieure

$$A_1 = h \cdot e_1 + \frac{h^2 \tan \alpha}{4} \quad \text{en } mm^2$$

A_2 surface de la section de la couronne intérieure

$$A_2 = h \cdot e_2 + \frac{h^2 \tan \alpha}{4} \quad \text{en } mm^2$$

e_1 et e_2 , épaisseurs de la couronne extérieure et de la couronne intérieure
en mm

D_{01} diamètre moyenne au milieu de la couronne extérieure en mm

$$D_{01} = D_1 - e_1 - \frac{h}{4} \tan \alpha$$

D_{02} diamètre moyenne au milieu de la couronne intérieure en mm

$$D_{02} = D_2 - e_2 - \frac{h}{4} \tan \alpha$$

D_1 et D_2 diamètres extérieurs de la couronne extérieure et de la couronne intérieure
en mm

n nombre total de couronnes (nombre de surfaces coniques au contact)

E module d'élasticité longitudinale

9/ Nombre de couronnes :

Avec la charge supportée par le ressort, nous pouvons déterminer le nombre de couples de couronnes n .

En général chaque extrémité de ressort est construite avec le moitié de petite ressort.

- Nombre de couronnes extérieures :

$$n_1 = \frac{n}{2}$$

- Nombre de couronnes intérieures :

$$n_2 = \frac{n}{2} + 1$$

avec :

n nombre total de couronnes (nombre de surfaces coniques au contact)

VIII RESSORT À LAME

Les ressorts à lame supportent une flexion. Nous trouvons deux types principaux de ressorts de flexions :

- les ressorts à lame simple
- les ressorts à lames multiples.

8-1 Ressorts à lame simple :

Les ressorts à lame simple peuvent être modélisés comme une lame encastrée à une extrémité et supportant la charge à l'autre extrémité.

La résistance des matériaux permet de calculer la flexion de l'extrémité sous la charge F . (voir la figure 4-23) La flèche est :

$$f = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

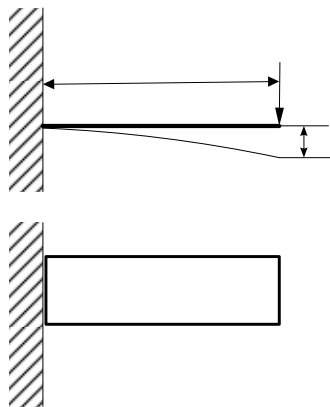


Figure 4-23 Ressorts à lame simple

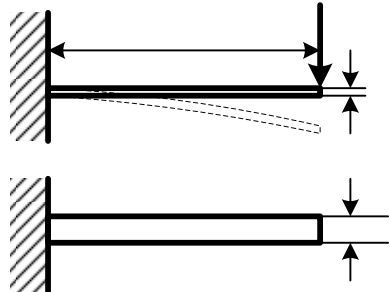
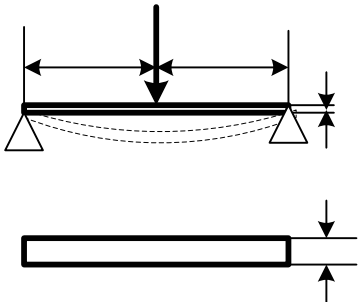
avec :

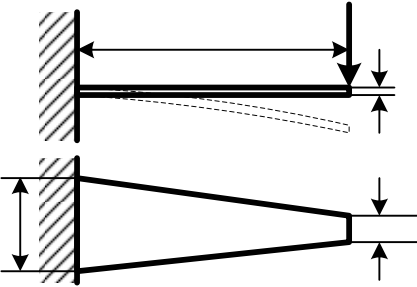
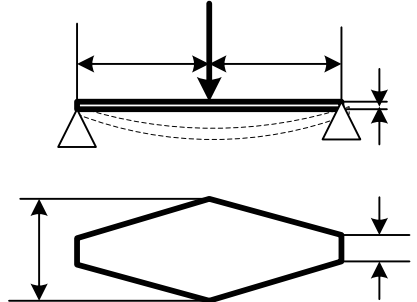
E	module d'élasticité longitudinale	$\text{en } N/mm^2$
I	moment d'inertie par rapport l'axe de flexion	$\text{en } mm^4$
L	longueur de lame	
F	charge appuyé sur l'extrémité de la lame	

La raideur du cet ressort est $K = \frac{3EI}{L^3}$, donc l'élasticité d'un ressort à lame simple de section constante est linéaire.

Dans le tableau nous montrons plusieurs cas de fixation de lame et leur résistance des matériaux.

Tableau 4-24 Résistance des matériaux de ressorts à lame simple

	Flèche f en mm	Raideur K en N/mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²	Energie de déformation E_f en N.mm
Cas 1 Lame de ressort rectangulaire encastrée une extrémité et l'autre extrémité libre. 	$f = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$	$K = \frac{3 \cdot E \cdot I}{L^3}$	$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot F \cdot L}{b \cdot h^2}$	$E_f = \frac{F^2 \cdot L^3}{6 \cdot E \cdot I}$
Cas 2 Lame rectangulaire de ressort en appui sur ses deux extrémités 	$f = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$	$K = \frac{6 \cdot E \cdot I}{L^3}$	$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot F \cdot L}{b \cdot h^2}$	$E_f = \frac{F^2 \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$

	Flèche f en mm	Raideur K en N/mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²	Energie de déformation E_f en N.mm
Cas 3 Lamé de ressort trapézoïdale encastrée à une extrémité et libre à l'autre extrémité. 	$f = \frac{k_1 \cdot F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_1}$	$K = \frac{3 \cdot E \cdot I_1}{k_1 L^3}$	$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot F \cdot L}{b \cdot h^2}$	$E_f = \frac{k_1 F^2 \cdot L^3}{6 \cdot E \cdot I_1}$
	b largeur d'une section dangé E module d'élasticité longitudinale en N/mm² I₁ moment d'inertie par rapport l'axe de flexion en mm⁴ k₁ coefficient de forme de ressort $I_1 = \frac{b_2 h^3}{12} ; \quad k_1 = \frac{3}{(1-\eta)^3} \left[\frac{1}{2} - 2\eta + \eta^2 \left(\frac{3}{2} - \eta \right) \right] ; \quad \eta = \frac{b_1}{b_2}$			
Cas 4 Lamé de ressort trapézoïdale en appui sur ses deux extrémités 	$f = \frac{k_1 \cdot F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$	$K = \frac{6 \cdot E \cdot I_1}{k_1 L^3}$	$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot F \cdot L}{b \cdot h^2}$	$E_f = \frac{k_1 \cdot F^2 \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$
	b largeur d'une section dangé E module d'élasticité longitudinale en N/mm² I₁ moment d'inertie par rapport l'axe de flexion en mm⁴ k₁ coefficient de forme de ressort $I_1 = \frac{b_2 h^3}{12} ; \quad k_1 = \frac{3}{(1-\eta)^3} \left[\frac{1}{2} - 2\eta + \eta^2 \left(\frac{3}{2} - \eta \right) \right] ; \quad \eta = \frac{b_1}{b_2}$			

8-2 Ressorts à lames multiples :

Les ressorts à lames multiples sont définis par les normes NF R 17-201/202. Les lames sont placées l'une sur l'autre. Quand le ressort est soumis à une charge, les lames glissent l'une sur l'autre. Ce glissement associé au frottement absorbe de l'énergie. Ces ressorts ont donc aussi un rôle d'amortisseur, nous les utilisons comme suspensions de véhicules.

8-2-1 Méthode de « Poutre équivalente » pour calculer la résistance des matériaux :

Nous utilisons la méthode « Poutre équivalente » pour calculer la résistance des matériaux de ressort.

1/ Les lames du ressort ont la même largeur et même épaisseur (hauteur) :

Nous considérons que chaque lame garde ses caractéristiques dimensionnelles et nous supposons que le contact entre les lames du ressort a lieu sur toute la longueur des lames.

Le ressort est fixé par vis ou par anneaux. La poutre équivalente est modélisée par deux demi-largeurs de lames. Elles sont placées symétriquement par rapport à la jonction entre les deux demi-lames constituant la première lame. En général, toutes les lames du ressort ont la même largeur b et la même épaisseur e . La largeur de la poutre équivalente est égale à la somme des largeurs de toutes les lames du ressort. Son épaisseur e est égale à l'épaisseur e d'une lame.

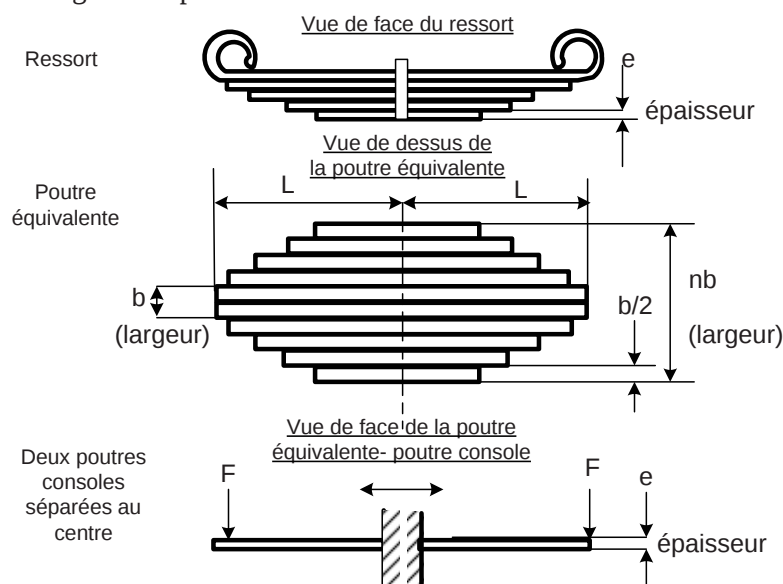


Figure 4-24 Ressorts à lames multiples avec une fixation au centre

- Flèche du ressort :

$$f = \frac{F \cdot L^3 \cdot k_1}{3E \cdot I}$$

- Raideur du ressort:

$$K = \frac{2F}{f} = \frac{6 \cdot E \cdot I}{k_1 \cdot L^3}$$

- Contrainte maximum :

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot F \cdot L}{n \cdot b \cdot e^2} = \frac{3E \cdot e \cdot f}{2 \cdot k_1 \cdot L^2}$$

avec :

<i>n</i>	nombre de lames	
<i>E</i>	module d'élasticité longitudinale	en MPa (N/mm ²)
<i>I</i>	moment d'inertie d'une lame $I = \frac{b \cdot e^3}{12}$	en mm ⁴
<i>k₁</i>	coefficient de forme	
	$k_1 = \frac{1}{n} + \sum_{i=1}^{n-1} \frac{(1 - \lambda_i)^3}{(n-i)(n-i+1)}$	
<i>λ_i</i>	rapport de la longueur du i ^{er} lame $\lambda_i = \frac{L_i}{L}$	
<i>2L</i>	longueur de la lame la plus longue (première lame)	en mm
<i>L_i</i>	longueur de la i ^{ème} lame	en mm
<i>b</i>	largeur d'une lame	en mm
<i>e</i>	épaisseur d'une lame (hauteur d'une lame)	en mm

2/ Les lames du ressort ont la même largeur, mais chaque lame a une épaisseur différente (hauteur) :

- Flèche du ressort :

$$f = \frac{F \cdot L^3 \cdot k_1}{3 \cdot E \cdot I_1}$$

- Raideur :

$$K = \frac{2F}{f} = \frac{6 \cdot E \cdot I_1}{k_1 \cdot L_1^3}$$

- Contrainte du $i^{\text{ème}}$ lame :

$$\sigma_i = \frac{M_i \cdot e_i}{2 \cdot I_i} = \frac{M \cdot e_i}{2 \cdot \sum_{i=1}^n I_i} = \frac{6F \cdot I_1 \cdot e_i}{b \cdot \sum_{i=1}^n e_i^3}$$

avec :

M_i moment de flexion de $i^{\text{ème}}$ lame *en N.mm*
 M moment de flexion au milieu du ressort *en N.mm*

$$M_i = \frac{M I_i}{\sum_{i=1}^n I_i}$$

n nombre de lames
 E module d'élasticité longitudinale *en MPa(N/mm²)*
 I_i moment d'inertie de $i^{\text{ème}}$ lame

$$I_i = \frac{b \cdot e_i^3}{12} \quad \text{en mm}^4$$

k_1 coefficient de forme

$$k_1 = \frac{1}{n} + \sum_{i=1}^{n-1} \frac{(1-\lambda_i)^3}{(n-i)(n-i+1)}$$

L_i rapport de la longueur du $i^{\text{ème}}$ lame $\lambda_i = \frac{L_i}{L}$

$2L$ longueur de la lame la plus longue (première lame) *en mm*

L_i longueur de la $i^{\text{ème}}$ lame *en mm*

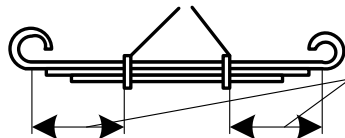
b largeur d'une lame *en mm*

e épaisseur d'une lame (hauteur d'une lame) *en mm*

P.S. :

Si le ressort est fixé par des anses nous avons des modifications dans les calculs de résistance des matériaux.

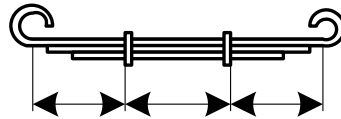
- (1) Modification de la longueur de la lame : nous utilisons la longueur utile de la lame pour le calcul de la flèche et de la contrainte.



(2) **Raideur du ressort :**

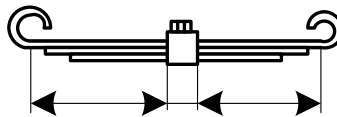
- Si nous utilisons deux boulonneries, la raideur est :

$$K_m = \left(\frac{2L}{2L - (\text{de } 0,4 \text{ à } 0,6) s} \right)^3 K$$



- Si nous utilisons une fixation, la raideur est :

$$K_m = \left(\frac{2L}{2L - 0,6 s_1} \right)^3 K$$



avec :

L	longueur utile	en mm
K	raideur du ressort sans fixation	en N/mm

8-2-2 Déterminer les dimensions du ressort à lame :

1/ Utiliser la condition de résistance des matériaux, nous pouvons déterminer les dimensions de la première lame.

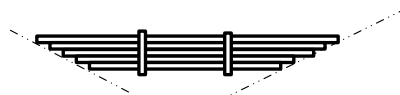
2/ **Epaisseur de la lame :** normalement nous utilisons des lames qui ont la même largeur **b** et la même épaisseur **e**. La longueur est de 6 à 10 fois l'épaisseur.

$$L = (\text{de } 6 \text{ à } 10) e$$

Si nous devons utiliser des épaisseurs différentes, le maximum est de 3 épaisseurs différentes. L'épaisseur la plus forte est inférieure de 1,5 fois à l'épaisseur la plus faible.

3/ **Nombre de lames :** en générale le nombre de lames est compris entre 6 et 14. Mais pour les poids lourds nous utilisons jusqu'à 20 lames.

4/ **Longueur des lames :** Quand nous déterminons la première lame, la ligne joignant les extrémités doit être une ligne droite pour que les résistances de lames soient identiques.



8-2-3 Hauteur de l'arc de la lame et rayon de courbure :

Les ressorts à lames sont normalement pré-déformés en forme d'arc. (voir la figure 4-25)

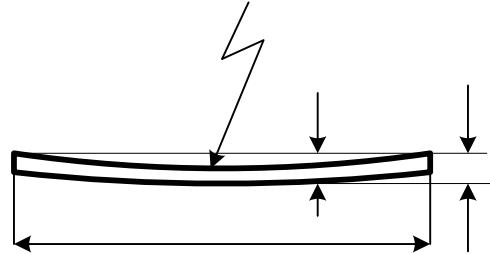


Figure 4-25 **Première lame du ressort**

- La hauteur de l'arc est mesurée lorsque les lames ne supportent pas de charge.

$$H_1 = H + f + \delta$$

avec :

H hauteur de l'arc de la lame supportant la charge nominale. La valeur de **H** est comprise entre 10 et 30 mm.

f flèche de la lame supportant la charge nominale

δ déformation restante quand la charge est supprimée. $\delta = 10$ à 20 mm

- La rayon courbure de la première lame est :

$$R_0 = \frac{L^2}{2H_0}$$

avec :

2L longueur de la première lame

H₀ hauteur de l'arc de lame libre (sans charge)

- La longueur de la première lame après la pré-déformation **2L₀₋₁** :

$$L_{0-1} = \sqrt{L^2 - H_0^2}$$

8-2-4 Précontrainte de la lame :

Condition de précontrainte : après l'assemblage du ressort la somme des précontraintes des lames doit être égale à zéro ou au moins proche de zéro.

La précontrainte de la **i^{ème}** lame est :

$$\sigma_{0-i} = \frac{E \cdot I_i}{W_i} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_{0-i}} \right)$$

avec :

E module d'élasticité longitudinale en MPa (N/mm²)

I_i	module d'inertie de la $i^{\text{ème}}$ lame	en mm
W_i	module de résistance en flexion	en mm ³
R_i	rayon de courbure de la $i^{\text{ème}}$ lame	en mm
R_{0-i}	rayon de courbure de la $i^{\text{ème}}$ lame après l'assemblage du ressort	en mm

Supposons que les lames ont les mêmes largeurs et que leurs rayons de courbures sont égaux. La précontrainte de la $i^{\text{ème}}$ lame est :

$$\sigma_{0-i} = \frac{E \cdot h_i}{2} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_{0-i}} \right)$$

avec :

E	module d'élasticité longitudinale	en MPa (N/mm ²)
h_i	épaisseur de la $i^{\text{ème}}$ lame	en mm
R_i	rayon de courbure de la $i^{\text{ème}}$ lame	en mm
R_{0-i}	rayon de courbure de la $i^{\text{ème}}$ lame après l'assemblage du ressort	en mm

8-2-5 Rayon de courbure du ressort après l'assemblage des lames:

Si les lames ont la même largeur et la même épaisseur, le rayon de courbure du ressort à l'état libre (pas de charge supportée) après l'assemblage des lames est :

$$\frac{1}{R_0} = \frac{\sum \left(\frac{L_i}{R_i} \right)}{\sum L_i}$$

avec :

L_i	longueur de la $i^{\text{ème}}$ lame	en mm
R_i	rayon de courbure de la $i^{\text{ème}}$ lame	en mm

Exemple 4-8 Un ressort à lames comporte 8 lames.

Les lames ont la même épaisseur $h=8$ mm et la même largeur $b=76$ mm.

Leurs longueurs sont : $L_1 = 270\text{mm}$; $L_2 = 450\text{mm}$; $L_3 = 630\text{mm}$; $L_4 = 810\text{mm}$;

$L_5 = 990\text{mm}$; $L_6 = 1170\text{mm}$; $L_7 = 1350\text{mm}$; $L_8 = 1350\text{mm}$

Hauteur de l'arc du ressort souhaitée : $H_0 = 130\text{mm}$

Déterminer les rayons de courbure de chaque lame et leur précontrainte après l'assemblage du ressort.

(1). Calculer le rayon de courbure du ressort – rayon de courbure de la lame principale :

$$R_0 = \frac{L^2}{2H_0} = \frac{\left(\frac{1350}{2} \right)^2}{2 \times 130} = 1750\text{mm}$$

(2). Supposons les rayons de courbure de chaque lame :

$$\begin{array}{ll} R_1 = 1635 \text{ mm} & R_2 = 1690 \text{ mm} \\ R_3 = 1710 \text{ mm} & R_4 = 1730 \text{ mm} \\ R_5 = 1750 \text{ mm} & R_6 = 1770 \text{ mm} \\ R_7 = 1790 \text{ mm} & R_8 = 1960 \text{ mm} \end{array}$$

(3). Calculer les précontraintes après l'assemblage du ressort :

N° lame	R_i mm	$\frac{1}{R_i}$ mm^{-1}	$\frac{1}{R_0}$ mm^{-1}	$\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0}$ mm^{-1}	$\frac{E \cdot h_i}{2}$ en N/mm	σ_{0i} MPa
1	1635	$6,116 \times 10^{-4}$	$5,714 \times 10^{-4}$	$4,02 \times 10^{-5}$	824000	33,1
2	1690	$5,917 \times 10^{-4}$		$2,03 \times 10^{-5}$		16,7
3	1710	$5,848 \times 10^{-4}$		$1,34 \times 10^{-5}$		11,0
4	1730	$5,780 \times 10^{-4}$		$0,66 \times 10^{-5}$		5,4
5	1750	$5,714 \times 10^{-4}$		0		0
6	1770	$5,650 \times 10^{-4}$		$-0,64 \times 10^{-5}$		-5,3
7	1790	$5,587 \times 10^{-4}$		$-1,27 \times 10^{-5}$		-10,5
8	1960	$5,102 \times 10^{-4}$		$-6,12 \times 10^{-5}$		-50,4

(4). Contrôler la précharge du ressort :

$$\sum \sigma_{0-i} h_i = 33,1 + 16,7 + 11 + 5,4 + 0 + (-5,3) + (-10,5) + (-50,4) + 0$$

Donc la condition de précontrainte est conforme.

(5). Rayon de courbure après l'assemblage du ressort :

$$\frac{1}{R_0} = \frac{\sum \left(\frac{L_i}{R_i} \right)}{\sum L_i}$$

$$= \frac{\frac{270}{1635} + \frac{450}{1690} + \frac{630}{1710} + \frac{810}{1730} + \frac{990}{1750} + \frac{1170}{1770} + \frac{1350}{1790} + \frac{1350}{1960}}{270 + 450 + 630 + 810 + 990 + 1170 + 1350 + 1350} = 0,0005609$$

$$R_0 = 1783 \text{ mm}$$

(6). Hauteur du l'arc du ressort libre sans charge :

$$H'_0 = \frac{L^2}{2R_0} = \frac{\left(\frac{1350}{2} \right)^2}{2 \times 1783} = 127,8 \text{ mm}$$

La hauteur du l'arc du ressort est proche de l'hypothèse.

IX RESSORT DE FORME

Tout élément élastique peut être considéré comme un ressort. Dans le domaine mécanique, nous utilisons souvent le fil ou le feuillard d'acier ou autre matière de haute limite élastique pour créer différentes formes. On appelle ces éléments des ressorts de forme.

Nous avons généralement deux types de ressorts de formes :

- ressort de forme en feuillard
- ressort de forme en fil.

La fabrication de ressort de forme en fil est généralement faite par des machines spéciales de pliage de fil. La réalisation de ressort de forme en feuillard est soit sur des machines à coulisseaux multiples ou des outillages à pas multiples montés sur presse.

Si la forme de ressort est très complexe, il faut utiliser un logiciel de calcul par la méthode des éléments finis (citons : NASTRAN, ANSYS, etc.) pour effectuer le calcul dans le domaine de grand déplacement et petite formation.

9-1 Ressort de forme en feuillard

Les ressorts de forme en feuillard sont construits avec une poutre mince comme une feuille. Cette poutre peut être droite, courbé, ou circulaire. Dans le tableau 4-25 nous montrons les formules pour calculer les contraintes et les déformations des ressorts de forme en feuillard.

Dans les ressorts de forme en feuillard il existe des trous, des angles courbés ou des changements de section. Donc le problème des concentrations de contraintes devient important. Nous devons contrôler ce phénomène de concentration de contraintes.

Nous utilisons la contrainte maximum σ_{max} dans le tableau 4-24 pour déterminer la contrainte de concentré : (voir Youde XIONG *Toute la résistance des matériaux*)

$$\sigma_1 = K_c \sigma_{max}$$

avec :

K_c coefficient de concentration (voir le tableau 4-24)

Tableau 4-25 Coefficient de contrainte concentré

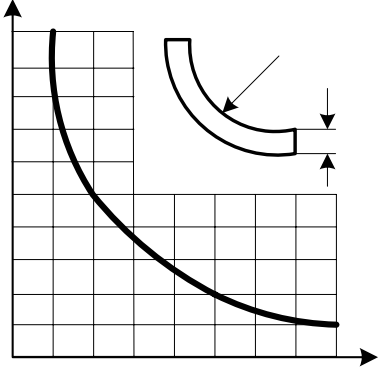
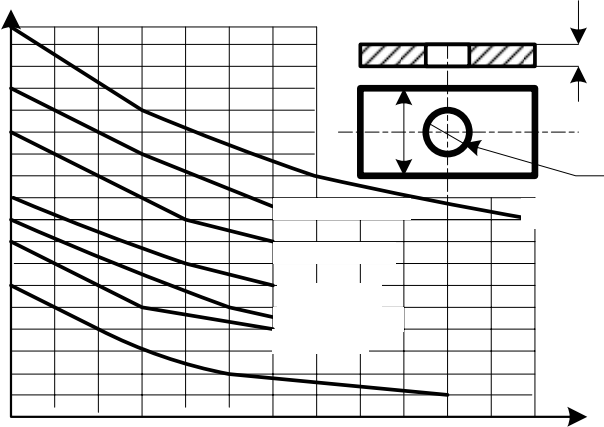
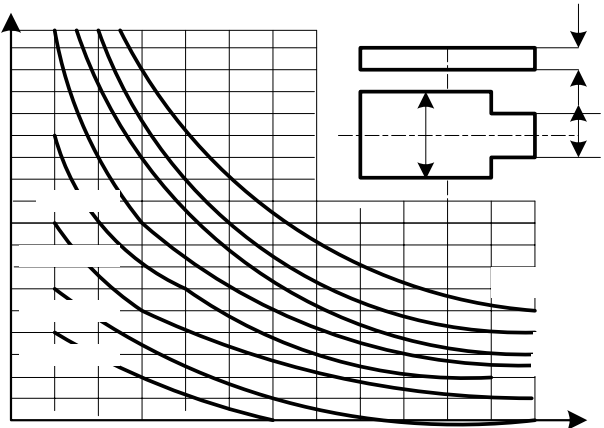
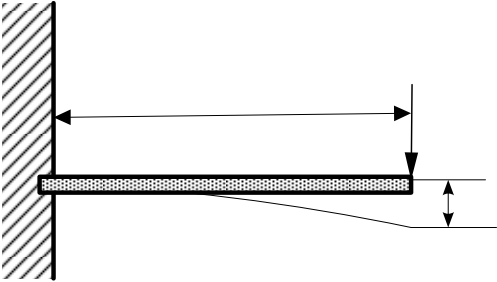
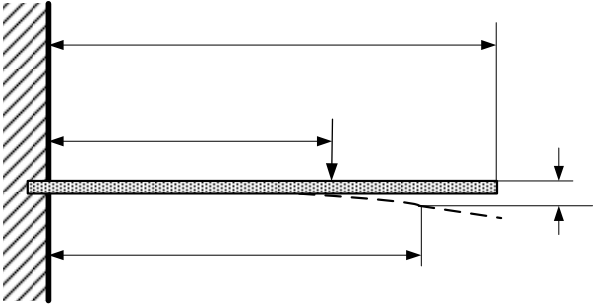
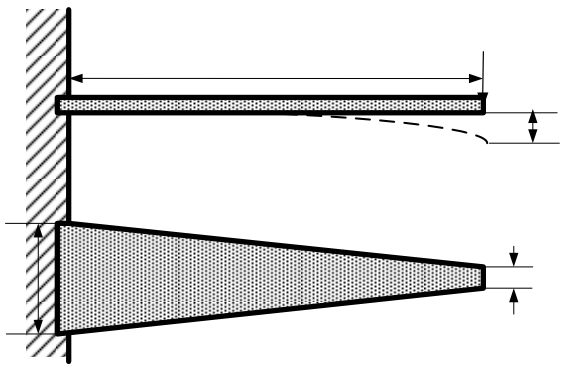
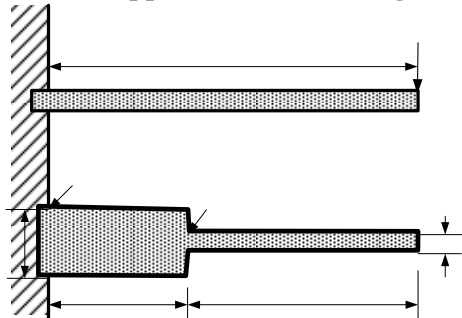
Contrainte concentrée σ_c	Coefficient de contrainte concentré $K_c = \frac{\sigma_c}{\sigma_{\max}}$
1/ L'angle circulaire du ressort $\sigma_c = K_c \sigma_{\max}$	
2/ Le trou circulaire du ressort $\sigma_c = K_c \sigma_{\max}$ $\sigma_{\max} = \frac{bF}{(b-d)h^2}$	
3/ Changement de largeur $\sigma_c = K_c \sigma_{\max}$ $\sigma_{\max} = \frac{F}{b \cdot h}$	

Tableau 4-25 Résistance des matériaux de ressort de forme en feuilard

	Flexion f en mm	Contrainte maximum σ_{max} en N/mm ²
Cas 1. Ressort de forme en feuilard droit, avec une section constante supportant une charge à l'extrémité 	$f = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$	La contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{max} = \frac{F \cdot L}{W}$
Cas 2. Ressort de forme en feuilard droit, avec une section constante supportant une charge au milieu 	Quand $a < x < L$ $f_x = \frac{F \cdot a^3}{6 \cdot E \cdot I} \left(\frac{3x}{a} - 1 \right)$ Quand $0 < x < a$ $f_x = \frac{F \cdot a^3}{6 \cdot E \cdot I} \left(3 - \frac{x}{a} \right)$	La contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{max} = \frac{F \cdot a}{W}$

$f; F; L; E; I; \sigma; W$ voir la fin de ce tableau

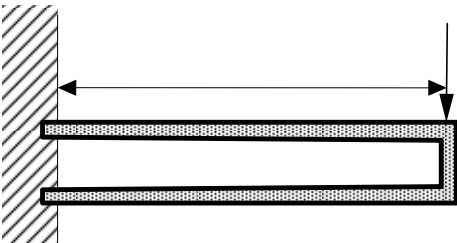
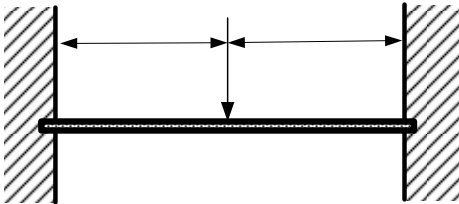
	Flexion f en mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²
Cas 3. Ressort de forme en feuillard droit avec une section variable supportant une charge à l'extrémité 	$f = \frac{12 \cdot F \cdot L}{E \cdot h^3 \cdot (b - a)} \left(\frac{L^2}{2} - C \cdot L + C^2 (\ln(L + C) - \ln C) \right)$ $C = \frac{a \cdot L}{b - a}$	La contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{\max} = \frac{F \cdot L}{W} = \frac{6 \cdot F \cdot L}{b \cdot h^2}$
Cas 4. Ressort de forme en feuillard avec une section variable supportant une charge à l'extrémité 	$f = \frac{2 \cdot F \cdot L \cdot L_2^2}{E \cdot b \cdot h^3} \left(3 - \frac{L_2}{L} \right) + \frac{6 \cdot F \cdot L \cdot L_1 \cdot L_2^2}{E \cdot b \cdot h^3} \left(2 - \frac{L_2}{L} \right) + \frac{4 \cdot F \cdot L_1^3}{E \cdot a \cdot h^3}$	La contrainte maximum se trouve au point A et au point B: $\sigma_A = \frac{6 \cdot F \cdot L}{b \cdot h^2}$ $\sigma_B = \frac{6 \cdot F \cdot L_1}{a \cdot h^2}$

a largeur de la section en mm

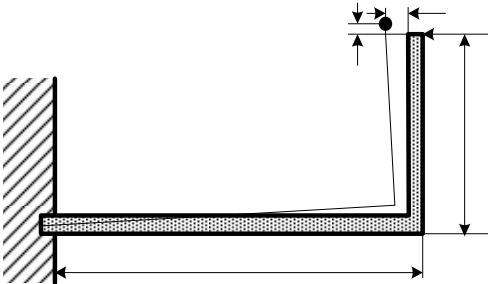
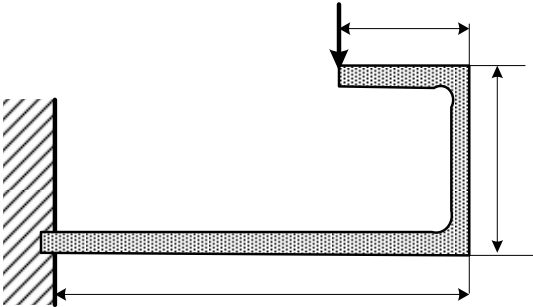
b largeur de la section en mm

h hauteur de la section en mm

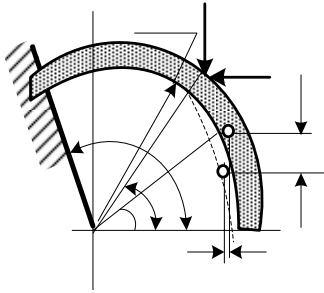
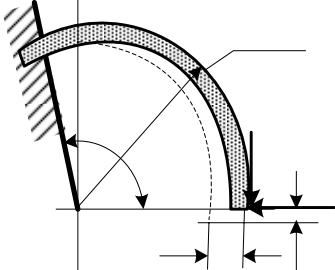
$f; F; L; E; I; \sigma; W$ voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum σ_{max} en N/mm ²
Cas 5. Ressort de forme en feillard avec une section constante supportant une charge F 	Flèche de l'extrémité du ressort : $f = \frac{F \cdot L^3}{12 \cdot E \cdot I}$	La contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{A-max} = \frac{F \cdot L}{2 \cdot W}$
Cas 6. Ressort de forme en feillard droit encastré deux extrémités, avec une section constante supportant une charge au milieu 	Flèche au milieu du ressort : $f = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}$	La contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{max} = \frac{F \cdot L}{4 \cdot W}$

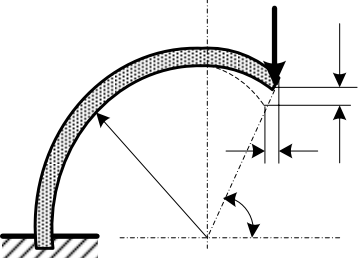
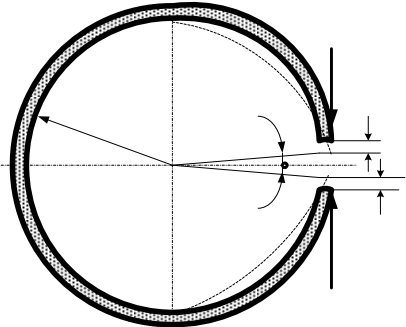
$f; F; L; E; I; \sigma; W$ voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum σ_{max} en N/mm ²
Cas 7. Ressort de forme en feillard avec une section constante supportant une charge horizontale F 	$f_x = \frac{F \cdot L_1^3}{3 \cdot E \cdot I} \left(1 + \frac{L_2}{L_1} \right)$ $f_y = \frac{F \cdot L_1 \cdot L_2^3}{2 \cdot E \cdot I}$	La contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{A-max} = \frac{F \cdot L_1}{W}$
Cas 8. Ressort de forme en feillard avec une section constante supportant une charge à l'extrémité 	Flèche verticale au point A : $f_y = \frac{F}{3EI} (L_1^3 + 3L_1^2 L_2 + 3L_1^2 L_3 - 3L_1 L_3^2 + L_3^3)$	Quand $L_1 > L_3 / 2$ la contrainte maximum se trouve sur le BC : $\sigma_{max} = \frac{F \cdot L_1}{W}$ Quand $L_1 < L_3 / 2$ la contrainte maximum se trouve au point D : $\sigma_{max} = \frac{F(L_3 - L_1)}{W}$

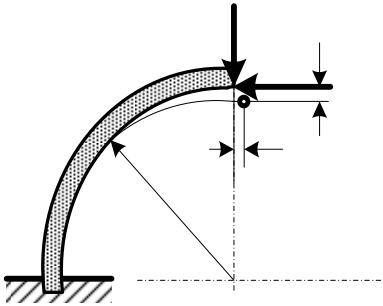
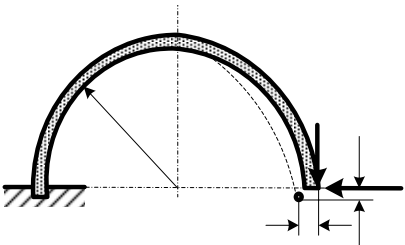
$f ; F ; L ; E ; I ; \sigma ; W$ voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum σ_{max} en N/mm ²
Cas 9. Ressort de forme en feillard courbé avec une section constante supportant une charge F 	Cas $\beta < \alpha$: $f_x = (F_x r^3 / EI) \left[(\phi - \alpha) \sin \alpha \sin \beta - (\cos \alpha - \cos \beta) \cdot (\sin \alpha + \sin \beta) + \frac{1}{2} (\phi - \alpha) + \frac{1}{4} (\sin 2\alpha - \sin 2\beta) \right]$ $f_y = (F_y r^3 / EI) \left[(\phi - \alpha) \cos \alpha \cos \beta - (\cos \alpha + \cos \beta) \cdot (\sin \phi - \sin \alpha) + \frac{1}{2} (\phi - \alpha) + \frac{1}{4} (\sin 2\phi - \sin 2\alpha) \right]$ Cas $\beta > \alpha$: $f_x = (F_x r^3 / EI) \left[(\phi - \beta) \sin \alpha \sin \beta - (\cos \beta - \cos \phi) \cdot (\sin \alpha + \sin \beta) + \frac{1}{2} (\phi - \beta) + \frac{1}{4} (\sin 2\beta - \sin 2\phi) \right]$ $f_y = (F_y r^3 / EI) \left[(\phi - \beta) \cos \alpha \cos \beta - (\cos \alpha + \cos \beta) \cdot (\sin \phi - \sin \beta) + \frac{1}{2} (\phi - \beta) + \frac{1}{4} (\sin 2\phi - \sin 2\beta) \right]$	La contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{y-max} = \frac{F_y r (\cos \alpha - \cos \beta)}{W}$ $\sigma_{x-max} = \frac{F_x r (\sin \phi - \sin \alpha)}{W}$
Cas 10. Ressort de forme en feillard courbé avec une section constante supportant une charge à l'extrémité 	Les flèches de l'extrémité dues à la charge F_y sont : $f_y = \frac{F_y r^3}{4EI} (6\phi + \sin 2\phi - 8 \sin \phi)$ $f_x = \frac{F_y r^3}{4EI} (\cos 2\phi - 4 \cos \phi + 3)$ Les flèches de l'extrémité dues à la charge F_x sont : $f_y = \frac{F_x r^3}{4EI} (\cos 2\phi - 4 \cos \phi + 3)$ $f_x = \frac{F_x r^3}{4EI} (2\phi - \sin 2\phi)$	La contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{y-max} = \frac{F_y r (1 - \cos \beta)}{W}$ $\sigma_{x-max} = \frac{F_x r \cdot \sin \phi}{W}$

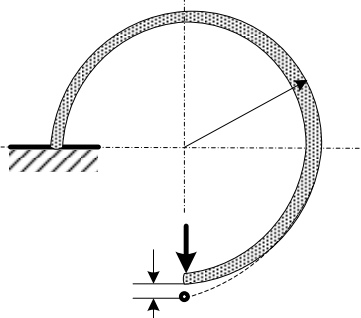
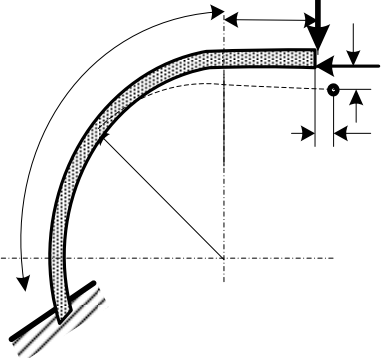
f ; F ; L ; E ; I ; σ ; W voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum σ_{max} en N/mm ²
Cas 11. Ressort de forme en feillard courbé avec une section constante supportant une charge verticale F 	$f_x = \frac{F_x r^3}{EF} \left[(\pi - \alpha) \left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha \right) + \frac{3}{4} \sin 2\alpha - 2 \sin \alpha \right]$ $f_y = \frac{F_y r^3}{EF} \left[(\pi - \alpha) \left(\frac{1}{2} + \cos^2 \alpha \right) + \frac{3}{4} \sin 2\alpha \right]$	- La contrainte maximum suivant direction y se trouve au point A : $\sigma_{y-max} = \frac{F_x \cdot r \cdot (1 + \cos \alpha)}{W}$ - La contrainte maximum suivant direction x se trouve : . au point A si $\alpha < 30^\circ$: $\sigma_{x-max} = \frac{F_x \cdot r \cdot (1 - \sin \alpha)}{W}$. au point B si $\alpha > 30^\circ$: $\sigma_{x-max} = \frac{F_x \cdot r \cdot \sin \alpha}{W}$
Cas 12. Ressort de forme en feillard courbé avec une section constante supportant une charge à l'extrémité 	$f = \frac{F \cdot r^3}{E \cdot I} \left[(\pi - \alpha)(1 + 2 \cdot \cos^2 \alpha) + \frac{3}{2} \sin 2\alpha \right]$ quand $\alpha = 0$ $f = \frac{3 \cdot \pi \cdot F \cdot r^3}{E \cdot I}$	La contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{max} = \frac{F \cdot r \cdot (1 + \cos \alpha)}{W}$

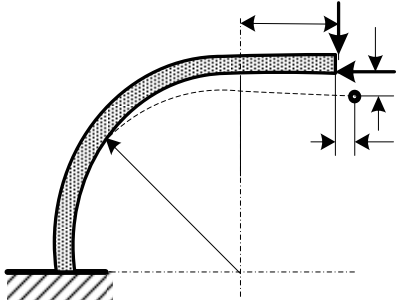
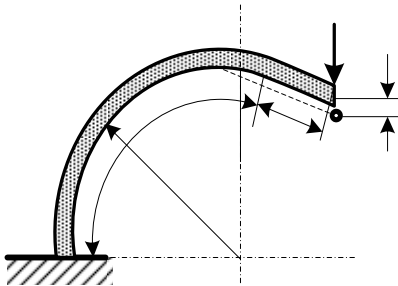
f ; F ; L ; E ; I ; σ ; W voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²
Cas 13. Ressort de forme en feuillard courbé avec une section constante supportant une charge verticale F_y et une charge horizontale F_x à l'extrémité 	Les flèches dues à la charge F_y sont : $f_x = \frac{\pi \cdot F_y \cdot r^3}{2 \cdot E \cdot I}$ $f_y = \frac{\pi \cdot F_y \cdot r^3}{4 \cdot E \cdot I}$ Les flèches dues à la charge F_x sont: $f_x = \frac{F_x \cdot r^3}{E \cdot I} \left(\frac{3\pi}{4} - 2 \right)$ $f_y = \frac{\pi \cdot F_x \cdot r^3}{2 \cdot E \cdot I}$	La contrainte maximum se trouve au point A : - par la charge F_y $\sigma_{\max} = \frac{F_y r}{W}$ - par la charge F_x $\sigma_{\max} = \frac{F_x r}{W}$
Cas 14. Ressort de forme en feuillard courbé avec une section constante supportant une charge verticale F_y et une charge horizontale F_x à l'extrémité 	Les flèches dues à la charge F_y sont : $f_x = \frac{2\pi \cdot F_y \cdot r^3}{E \cdot I}$ $f_y = \frac{3\pi \cdot F_y \cdot r^3}{2 \cdot E \cdot I}$ Les flèches dues à la charge F_x sont: $f_x = \frac{\pi \cdot F_x \cdot r^3}{2E \cdot I}$ $f_y = \frac{2\pi \cdot F_x \cdot r^3}{E \cdot I}$	La contrainte maximum se trouve: - au point A par la charge F_x $\sigma_{\max} = \frac{F_x r}{W}$ - au point B par la charge F_y $\sigma_{\max} = \frac{2F_y r}{W}$

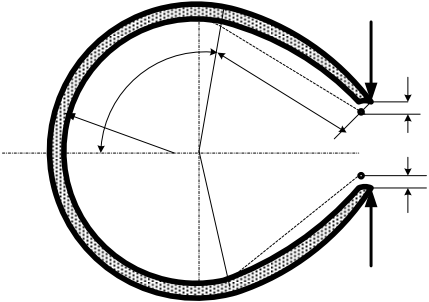
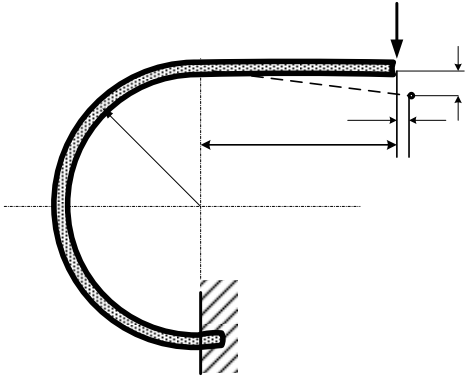
$f; F; L; E; I; \sigma; W$ voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²
Cas 15. Ressort de forme en feuillard courbé avec une section constante supportant une charge verticale F 	Les flèches dues à la charge F sont: $f_y = \frac{3\pi \cdot F \cdot r^3}{4 \cdot E \cdot I}$ Si la direction x est bloquée $f_y = \frac{F \cdot r^3}{E \cdot I} \left(\frac{9\pi^2 - 8}{12\pi} \right)$	La contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{\max} = \frac{F \cdot r}{W}$
Cas 16. Ressort de forme en feuillard courbé avec une section constante supportant une charge verticale F_y et une charge horizontale F_x à l'extrémité 	Les flèches dues à la charge F_y sont : $f_x = \frac{F_y r^3}{EI} \left[\frac{L}{r} (\alpha - \sin \alpha) - \cos \alpha + \frac{1}{4} \cos 2\alpha + \frac{3}{4} \right]$ $f_y = \frac{F_y r^3}{EI} \left[\frac{L^3}{3r^3} + \frac{\alpha L^2}{r^2} + \frac{2L}{r} (1 - \cos \alpha) + \frac{\alpha}{2} - \sin 2\alpha \right]$ Les flèches dues à la charge F_x sont : $f_x = \frac{F_x r^3}{4EI} [6\alpha - 8 \sin \alpha + \sin 2\alpha]$ $f_y = \frac{F_x r^3}{EI} \left[\frac{L}{r} (\alpha - \sin \alpha) - \cos \alpha + \frac{1}{4} \cos 2\alpha + \frac{3}{4} \right]$	(1) Pour la charge F_y, quand $\alpha \leq \pi / 2$, la contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{\max} = \frac{F_y (L + r \sin \alpha)}{W}$ Quand $\alpha > \pi / 2$, la contrainte maximum se trouve au point B : $\sigma_{\max} = \frac{F_y (L + r \sin \alpha)}{W}$ (2) Pour la charge F_x, le contrainte maximum se trouve au point A : $\sigma_{\max} = \frac{F_x r (L - \cos \alpha)}{W}$

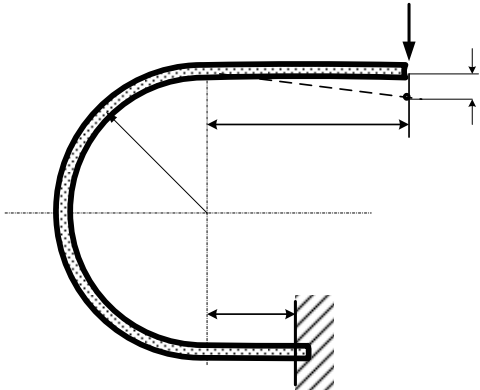
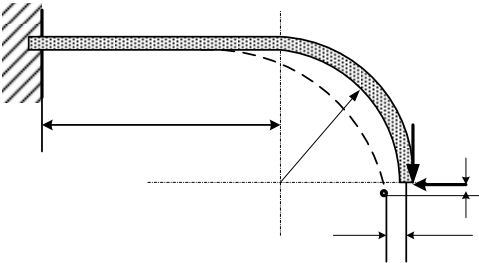
$f; F; L; E; I; \sigma; W$ voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²
Cas 17. Ressort de forme en feuillard courbé avec une section constante supportant une charge verticale F_y et une charge horizontale F_x à l'extrémité 	Les flèches dues à la charge F_y sont : $f_x = \frac{F_y r^3}{EI} \left[\frac{\pi \cdot L}{2 \cdot r} - \frac{L}{r} + \frac{1}{2} \right]$ $f_y = \frac{F_y r^3}{EI} \left[\frac{L^3}{3r^3} + \frac{\pi \cdot L^2}{2 \cdot r^2} + \frac{2L}{r} + \frac{\pi}{4} \right]$ Les flèches dues à la charge F_x sont: $f_x = \frac{F_x r^3}{EI} \left[\frac{3\pi}{4} - 2 \right]$ $f_y = \frac{F_x r^3}{EI} \left[\frac{\pi \cdot L}{2 \cdot r} - \frac{L}{r} + \frac{1}{2} \right]$	La contrainte maximum se trouve: - au point A par la charge F_x $\sigma_{\max} = \frac{F_x r}{W}$ - au point A par la charge F_y $\sigma_{\max} = \frac{2F_y (L + r)}{W}$
Cas 18. Ressort de forme en feuillard courbé avec une section constante supportant une charge F à l'extrémité 	$f_y = \frac{F \cdot r^3}{EI} \left[\frac{L^3}{3r^3} + \frac{\alpha L^2}{r^2} + \frac{2L}{r} (1 - \cos \alpha) + \frac{\alpha}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right] \sin^2 \alpha$	La contrainte maximum se trouve au point A $\sigma_{\max} = \frac{F \cdot [r(1 - \cos \alpha) + L \sin \alpha]}{W}$

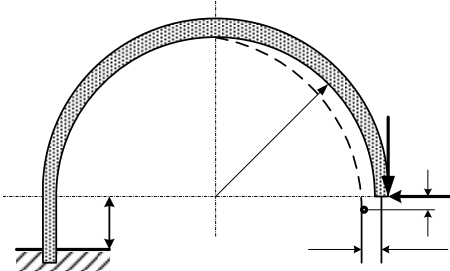
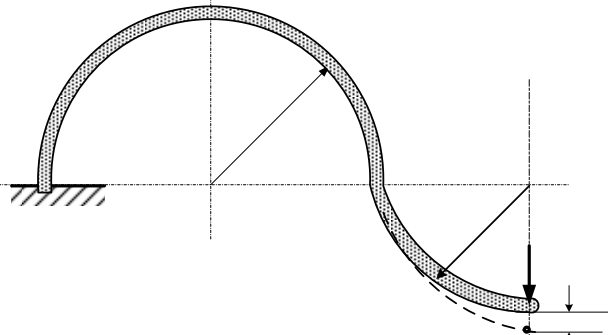
f ; F ; L ; E ; I ; σ ; W voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²
Cas 19. Ressort de forme en feillard courbé avec une section constante supportant une charge horizontale F 	$f_y = \frac{2F \cdot r^3}{EI} \left[\frac{L^3}{3r^3} + \frac{\alpha L^2}{r^2} + \frac{2L}{r} (1 - \cos \alpha) + \frac{\alpha}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right] \sin^2 \alpha$	La contrainte maximum se trouve au point A $\sigma_{\max} = \frac{F \cdot [r(1 - \cos \alpha) + L \sin \alpha]}{W}$
Cas 20. Ressort de forme en feillard courbé avec une section constante supportant une charge à l'extrémité 	Les flèches dues à la charge F_y sont : $f_x = \frac{F_y r^3}{EI} \left[\frac{\pi \cdot L}{r} + 2 \right]$ $f_y = \frac{F_y r^3}{EI} \left[\frac{L^3}{3r^3} + \frac{\pi \cdot L^2}{r^2} + \frac{4L}{r} + \frac{\pi}{2} \right]$ Les flèches dues à la charge F_x sont: $f_x = \frac{3\pi \cdot F_x \cdot r^3}{2EI}$ $f_y = \frac{F_x r^3}{EI} \left[\frac{\pi \cdot L}{r} + 2 \right]$	La contrainte maximum se trouve: - au point B par la charge F_x $\sigma_{\max} = \frac{2F_x r}{W}$ - au point A par la charge F_y $\sigma_{\max} = \frac{F_y (L + r)}{W}$

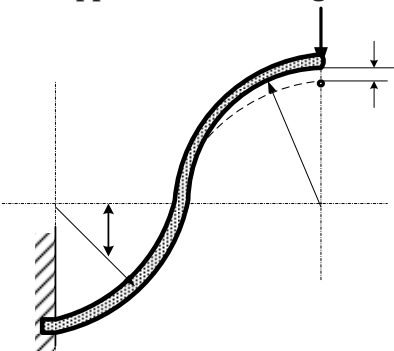
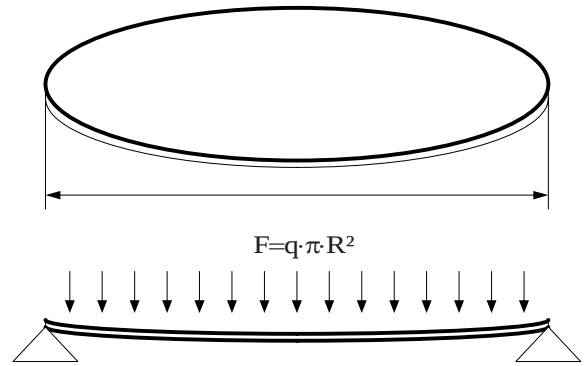
f ; F ; L ; E ; I ; σ ; W voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²
Cas 21. Ressort de forme en feillard courbé avec une section constante supportant une charge à l'extrémité 	$f_y = \frac{F \cdot r^3}{EI} \left[\frac{1}{3} \left(\frac{L_1^3}{r^3} + \frac{L_2^3}{r^3} \right) + \frac{L_1^2}{r^2} \left(\pi + \frac{L_2}{r} \right) + \frac{L_1}{r} \left(4 - \frac{L_2^2}{r^2} \right) + \frac{\pi}{2} \right]$	$\sigma_{\max} = \frac{F(L_1 + r)}{W}$ 1/ Quand $L_1 > L_2$, la contrainte maximum se trouve au point A. 2/ Quand $L_1 < L_2$ et $(L_2 - L_1) < (L_1 + r)$, la contrainte maximum se trouve au point A. 3/ Quand $L_1 < L_2$ et $(L_2 - L_1) > (L_1 + r)$, la contrainte maximum se trouve au point B.
Cas 22. Ressort de forme en feillard courbé avec une section constante supportant une charge horizontale F_x et une charge verticale F_y 	Les flèches dues à la charge F_y sont : $f_x = \frac{F_y r^3}{EI} \left[\frac{L^2}{2r^2} + \frac{L}{r} + \frac{1}{2} \right]$ $f_y = \frac{F_y r^3}{EI} \left[\frac{L^3}{3r^3} + \frac{L^2}{r^2} + \frac{L}{r} + \frac{3\pi}{4} - 2 \right]$ Les flèches dues à la charge F_x sont: $f_x = \frac{F_x \cdot r^3}{EI} \left(\frac{L}{r} + \frac{\pi}{4} \right)$ $f_y = \frac{F_x r^3}{EI} \left[\frac{L^2}{2r^2} + \frac{L}{r} + \frac{1}{2} \right]$	La contrainte maximum se trouve: - au point A par la charge F_x $\sigma_{\max} = \frac{F_x r}{W}$ - au point A par la charge F_y $\sigma_{\max} = \frac{F_y (L + r)}{W}$

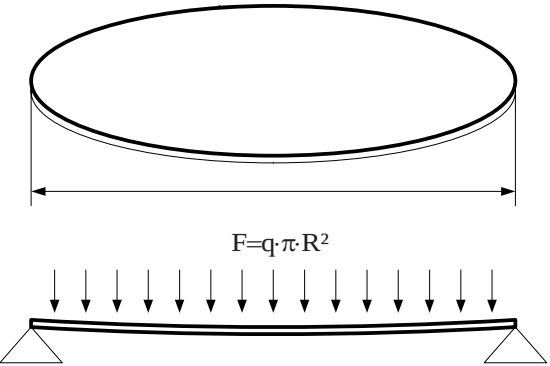
f ; F ; L ; E ; I ; σ ; W voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²
Cas 23. Ressort de forme en feuillard courbé avec une section constante supportant une charge à l'extrémité 	Les flèches dues à la charge F_y sont : $f_x = \frac{F_y r^3}{EI} \left[2 - \frac{L^2}{r^2} \right]$ $f_y = \frac{F_y r^3}{EI} \left[\frac{4L}{r} + \frac{3\pi}{2} \right]$ Les flèches dues à la charge F_x sont : $f_x = \frac{F_x \cdot r^3}{EI} \left(\frac{L^3}{3r^3} + \frac{\pi}{2} \right)$ $f_y = \frac{F_x r^3}{EI} \left[2 - \frac{L^2}{r^2} \right]$	La contrainte maximum se trouve: - au point A par la charge F_x $\sigma_{\max} = \frac{F_x r}{W}$ - au point A par la charge F_y $\sigma_{\max} = \frac{2 \cdot F_y \cdot r}{W}$
Cas 24. Ressort de forme en feuillard courbé avec une section constante supportant une charge à l'extrémité 	$f_y = \frac{19\pi \cdot F \cdot r^3}{4EI}$	La contrainte maximum se trouve au point A $\sigma_{\max} = \frac{3 \cdot F \cdot r}{W}$

$f; F; L; E; I; \sigma; W$ voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²
Cas 25. Ressort de forme en feuillard courbé avec une section constante supportant une charge à l'extrémité 	$f_y = \frac{113\pi \cdot F \cdot r^3}{24EI}$	La contrainte maximum se trouve au point A $\sigma_{\max} = \frac{2 \cdot F \cdot r}{W}$
Cas 26. Ressort de forme en feuillard circulaire supportant une charge uniformément répartie 	Au milieu du feuillard circulaire : $f = \frac{3 \cdot F \cdot \left[\left(\frac{1}{\nu} \right)^2 - 1 \right] \cdot \left(\frac{5}{\nu} + 1 \right) \cdot R^2}{16 \cdot \pi \cdot E \cdot \left(\frac{1}{\nu} \right)^2 \cdot h^3}$	$\sigma = \frac{3F}{\frac{8\pi}{\nu} h^2} \left(\frac{3}{\nu} + 1 \right)$

$f; F; L; E; I; \sigma; W$ voir la fin de ce tableau

	Flexion f en mm	Contrainte maximum $\sigma_{\max}$ en N/mm ²
Cas 27. Ressort de forme en feuillard circulaire supportant une charge uniformément répartie, son périphérie extérieure supportée par l'appui circulaire. 	$f = \frac{3 \cdot F \cdot \left[\left(\frac{1}{\nu} \right)^2 - 1 \right] \cdot R^2}{16 \cdot \pi \cdot E \cdot \left(\frac{1}{\nu} \right)^2 h^3}$	$\sigma = \frac{3F}{\frac{8\pi}{\nu} h^2} \left[\frac{1}{\nu} + 1 \right]$

f	flèche en mm	L	longueur en mm	F	charge supportée par le ressort en N
E	module d'élasticité longitudinale en MPa (N/mm ²)			σ	contrainte de traction en N/mm ²
a	largeur de la section du ressort de forme en feuillard en mm				
b	hauteur de la section du ressort de forme en feuillard en mm				
W	module de résistance en mm ³	Pour une section rectangulaire $W_x = \frac{ab^2}{12}$; $W_y = \frac{a^2b}{12}$			
I	moment d'inertie de flexion en mm ⁴	Pour une section rectangulaire $I_x = \frac{ab^3}{12}$; $I_y = \frac{a^3b}{12}$			

P.S.

a/ Les sections du ressort de forme en feuillard peuvent être rectangulaires ou circulaires :

- Pour les sections rectangulaires :

$$\text{Moment d'inertie : } I_x = \frac{ab^3}{12}; \quad I_y = \frac{a^3b}{12} \text{ en } mm^4$$

$$\text{Module de résistance : } W_x = \frac{ab^2}{12}; \quad W_y = \frac{a^2b}{12} \text{ en } mm^3$$

- Pour les sections circulaires :

$$\text{Moment d'inertie : } I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \text{ en } mm^4$$

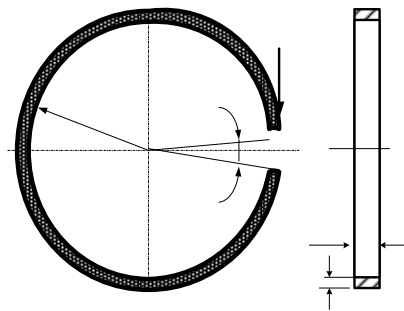
$$\text{Module de résistance : } W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \text{ en } mm^3$$

b/ Pour un ressort de forme en feuillard, il faut :

- éviter de faire des trous dans la partie où la contrainte va être concentrée.
- respecter le sens de laminage pour avoir une meilleure tenue à la contrainte.
- faire attention à la bavure issue de la fabrication.

Exemple 4-9 : Soit un ressort de forme en feuillard circulaire ouvert. Son module d'élasticité longitudinal $E = 206\,000 \text{ MPa}$. La distance de l'ouverture est $d = 10 \text{ mm}$. La contrainte admissible est $[\sigma] = 640 \text{ MPa}$.

Contrôler la résistance des matériaux.



- (1) Supposons lorsque la force F est appliquée sur le ressort, celui-ci est fermé et l'angle de l'ouverture devient nul $\alpha = 0^\circ$.

Calculer la contrainte maximum.

Dans le tableau 25 le cas 12 nous trouvons la contrainte maximum est :

$$\sigma_{\max} = \frac{F \cdot r \cdot (1 + \cos \alpha)}{W}$$

Nous savons aussi que quand l'angle $\alpha = 0^\circ$ la déformation de ressort est maximum :

$$f = \frac{3\pi \cdot F \cdot r^3}{EI} \quad \rightarrow \quad F = \frac{3\pi \cdot f \cdot r^3}{EI}$$

Donc :

$$\sigma_{\max} = \frac{2f \cdot E \cdot I}{3\pi \cdot r^2 \cdot W} = \frac{f \cdot E \cdot h}{3\pi \cdot r^2} = \frac{10 \times 206000 \times 1}{3 \times \pi \times 20^3} = 546 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} < [\sigma]$$

(2) Calculer la force **F** correspondant la distance d'ouverture $d = 10 \text{ mm}$:

$$F = \frac{3\pi \cdot f \cdot r^3}{EI} = \frac{10 \times 206000 \times \frac{8 \times 1^4}{12}}{3 \times \pi \times 20^3} = 18,2 \text{ N}$$

9-2 Ressort de forme en fil :

1/ Utilisation :

Nous utilisons les fils pour fabriquer des ressorts de forme dans les cas suivants :

- les ressorts supportent une charge faible
- il y a moins de critères sur les ressorts.

Pour un ressort de forme en fil, il faut éviter d'en fabriquer un avec des plis dans tous les sens. Puisqu'un fil n'est jamais idéalement homogène, plus il y aura de plis, plus ce sera difficile de respecter la tolérance.

Le rayon intérieur d'un pli doit être supérieur ou égal au diamètre du fil pour un ressort de forme en fil, ou bien supérieur ou égal à l'épaisseur du feuillard pour un ressort de forme en feuillard.

2/ Résistance des matériaux :

Nous pouvons utiliser les formules dans le tableau 4-25. Nous changeons simplement les moments d'inertie et les modules de résistances.

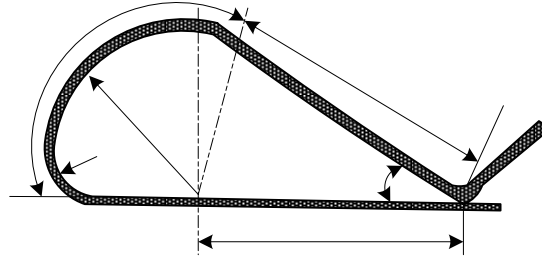
Pour ressorts de forme en fil carré:

- le moment d'inertie est : $I = \frac{a^4}{12}$
- le module de résistance est : $W = \frac{a^3}{6}$

Pour ressorts de forme en fil circulaire :

- le moment d'inertie est : $I = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$
- le module de résistance est : $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$

Exemple 4-10 : Un ressort de forme en fil avec une section circulaire pour une pince. Pour ouvrir la pince, la force est $F=18\text{ N}$ pour une flèche de 5 mm. Ses dimensions sont $R=15\text{ mm}$; $L=40\text{ mm}$ et $R=5\text{ mm}$. Contrôler la résistance des matériaux et déterminer le diamètre de la section de la pince.



Nous utilisons le cas 2 et le cas 18 dans le tableau 4-25.

(1) Calculer le diamètre de la pince :

$$f_y = \frac{FL^3}{3EI} = \frac{64FL^3}{3\pi \cdot d^4 E}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64FL^3}{3\pi E \cdot f_y}} = \sqrt[4]{\frac{64 \times 18 \times (15 + 40)^3}{3 \times \pi \times 206000 \times 5/2}} \text{ mm} = 2,0506 \text{ mm}$$

Choisir le diamètre $d=3\text{ mm}$, contrôler la déformation en bas de la pince.

$$f_{y1} = \frac{64FL^3}{3\pi \cdot d^4 E} = \frac{64 \times 18 \times (15 + 40)^3}{3 \times \pi \times 2,5^4 \times 206000} = 2,52 \text{ mm}$$

(2) Calculer la déformation en haut de la pince f_{y2} :

$$\begin{aligned} f_y &= \frac{F \cdot r^3}{EI} \left[\frac{L^3}{3r^3} + \frac{\alpha L^2}{r^2} + \frac{2L}{r} (1 - \cos \alpha) + \frac{\alpha}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right] \sin^2 \alpha \\ &= \frac{64F \cdot r^3}{\pi \cdot d^4 E} \left[\frac{L^3}{3r^3} + \frac{\alpha L^2}{r^2} + \frac{2L}{r} (1 - \cos \alpha) + \frac{\alpha}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right] \sin^2 \alpha \\ &= \frac{64 \times 18 \times 15^3}{\pi \times 2,5^4 \times 206000} \left[\frac{34,4^3}{3 \times 1,5^3} + \frac{1,96 \times 34,4^2}{15^2} + \frac{2 \times 34,4}{15} (1 - \cos 112^\circ) \right. \\ &\quad \left. + \frac{1,96}{2} - \frac{\sin(2 \times 112^\circ)}{4} \right] \times \sin^2 112^\circ \\ &= 2,876 \text{ mm} \end{aligned}$$

Déformation totale :

$$f = f_{y1} + f_{y2} = (2,527 + 2,876) \text{ mm} = 5,4 \text{ mm}$$

Donc le résultat de la flèche est proche de 5 mm. Ce que nous souhaitons.

(3) Contrôler la résistance des matériaux :

La contrainte maximum est :

$$\sigma_{\max} = \frac{F \cdot L}{W} = \frac{18 \times 55}{\pi \times \frac{2,5^3}{32}} \text{ MPa} = 645,4 \text{ MPa}$$

Comme il y a des concentrations de contraintes au niveau de l'angle arrondi de rayon **R**, la contrainte pratique est :

$$\sigma' = K_c \sigma_{\max} = 1,3 \times 645,4 \text{ MPa} = 839 \text{ MPa}$$

La contrainte maximum est inférieure à la contrainte admissible. $\sigma' = [\sigma]$

X CARACTÉRISTIQUES DES MATIÈRES POUR RESSORTS

10-1 Généralités

Pour assurer l'élasticité du ressort, nous utilisons des métaux de hautes limites élastiques :

- 1/ les aciers tréfilés durs (ressorts hélicoïdaux classiques)
- 2/ les aciers trempés à l'huile (ressorts de soupape)
- 3/ les aciers inoxydables (ressorts pour l'industrie alimentaire)
- 4/ le titane (ressorts en aviation)
- 5/ bronze béryllium (ressorts sans magnétisme)

Tableau 4-27 Modules d'élasticité longitudinale et masses volumiques des matières

Matière	Norme	Module d'élasticité longitudinale E en N/mm ²	Module d'élasticité transversale G en N/mm ²	Masse volumique ρ en g/cm ³
Aciers tréfilés durs	AFNOR A35-571 DIN 17223-1 DIN 17223-2	206 000	81 500	7,85
Acier trempé à l'huile	suivant fabricant	206 000	78 500	7,85
Aciers Inoxydables	AISI 302 AISI 316 AISI 631 AFNOR Z10CN18.09 AFNOR Z8CNA17.07 AFNOR Z6CND17.11 DIN 17224	185 000 180 000 195 000	70 000 68 000 73 000	7,90 7,95 7,90

Matière	Norme	Module d'élasticité longitudinale E en N/mm²	Module d'élasticité transversale G en N/mm²	Masse volumique ρ en g/cm³
Alliages cuivreux	CuZn36 CuSn7P	110 000 115 000	39 000 42 000	8,40 8,73

10-2 Fils

10-2-1 Aciers tréfilés durs

Afin d'obtenir le fil d'acier tréfilé dur, le fabricant part d'un fil laminé à chaud qu'il fait passer dans une série de filières de diamètres de plus en plus petits. Ces aciers obtiennent ainsi une limite élastique élevée.

Ces aciers, à forte teneur en carbone (de 0,6% à 0,9 %), sont généralement employés jusqu'au diamètre de 20 mm pour le façonnage de ressorts à froid. En pratique, à partir de 14 mm de diamètre, les fabricants de ressorts les façonnent plutôt à chaud.

La norme DIN 17223-1 est très utilisée dans l'industrie des ressorts. Cette norme distingue quatre grandes catégories (appelées aussi 'classes') de fil d'acier tréfilé dur : A, B, C, D.

Le fil de la classe A est l'entrée de gamme de ces 4 classes. Il n'est pratiquement pas utilisé dans la fabrication des ressorts hélicoïdaux.

Le fil de la classe B possède une limite élastique élevée. Cette classe de fil est la plus utilisée dans la fabrication des ressorts hélicoïdaux. Afin d'assurer une protection contre la corrosion, il existe des fils en classe B galvanisés.

Le fil de la classe C possède une limite élastique encore plus élevée par rapport au fil de la classe B. Le fil est utilisé lorsque l'exigence sur la contrainte est plus stricte. Il existe des fils de classe C galvanisés.

Le fil de la classe D est le haut de gamme. Il regroupe les aciers qui présentent les meilleures qualités de pureté et de surface permettant une plus grande résistance à la fatigue, tout en ayant une limite élastique identique à la classe C.

Il faut savoir qu'il existe des fils tréfilés durs, dont la résistance est supérieure à la classe C et D. Ces fils sont appelés HLE (haute limite élastique).

Tableau 4-27 Extrait de la norme DIN 17223-1

Diamètre de fil (mm)	Résistance à la traction (N/mm ²)	
	Classe B	Classe C, D
0,45	2240-2500	2510-2780
0,48	2220-2480	2490-2760
0,50	2200-2470	2480-2740
0,53	2180-2450	2460-2720
0,56	2170-2430	2440-2700
0,60	2140-2400	2410-2670
0,63	2130-2380	2390-2650
0,65	2120-2370	2380-2640
0,70	2090-2350	2360-2610
0,75	2070-2320	2330-2580
0,80	2050-2300	2310-2560
0,85	2030-2280	2290-2530
0,90	2010-2260	2270-2510
0,95	2000-2240	2250-2490
1,00	1980-2220	2230-2470
1,05	1960-2200	2210-2450
1,10	1950-2190	2200-2430
1,20	1920-2160	2170-2400
1,25	1910-2140	2150-2380
1,30	1900-2130	2140-2370
1,40	1870-2100	2110-2340
1,50	1850-2080	2090-2310
1,60	1830-2050	2060-2290
1,70	1810-2030	2040-2260
1,80	1790-2010	2020-2240
1,90	1770-1990	2000-2220
2,00	1760-1970	1980-2200
2,10	1740-1960	1970-2180
2,25	1720-1930	1940-2150
2,40	1700-1910	1920-2130
2,50	1690-1890	1900-2110
2,60	1670-1880	1890-2100
2,80	1650-1850	1860-2070
3,00	1630-1830	1840-2040
3,20	1610-1810	1820-2020
3,40	1590-1780	1790-1990
3,60	1570-1760	1770-1970
3,80	1550-1740	1750-1950

Diamètre de fil (mm)	Résistance à la traction (N/mm ²)	
	Classe B	Classe C, D
4,00	1530-1730	1740-1930
4,25	1510-1700	1710-1900
4,50	1500-1680	1690-1880
4,75	1480-1670	1680-1860
5,00	1460-1650	1660-1840
5,30	1440-1630	1640-1820
5,60	1430-1610	1620-1800
6,00	1400-1580	1590-1770
6,30	1390-1560	1570-1750
6,50	1380-1550	1560-1740
7,00	1350-1530	1540-1710
7,50	1330-1500	1510-1680
8,00	1310-1480	1490-1660
8,50	1290-1460	1470-1630
9,00	1270-1440	1450-1610
9,50	1260-1420	1430-1590
10,00	1240-1400	1410-1570
10,50	1220-1380	1390-1550
11,00	1210-1370	1380-1530
12,00	1180-1340	1350-1500
12,50	1170-1320	1330-1480
13,00	1160-1310	1320-1470
14,00	1310-1280	1290-1440
15,00	1110-1260	1270-1410
16,00	1090-1230	1240-1390
17,00	1070-1210	1220-1360
18,00	1050-1190	1200-1340
19,00	1030-1170	1180-1320
20,00	1020-1150	1160-1300

La limite élastique à la traction pourrait être estimée à 80% de la résistance à la traction.

La limite élastique au cisaillement pourrait être estimée à 45% de la résistance à la traction.

10-2-2 Aciers trempés à l'huile

Comme l'indique ce nom, le fabricant trempe en continu le fil au cours de sa fabrication.

Par rapport aux fils d'aciers tréfilés durs, il n'existe pas beaucoup d'écart au niveau de la résistance à la rupture lorsque le diamètre est petit. Mais lorsque le diamètre est gros, la résistance à la traction d'un fil d'acier trempé à l'huile est plus élevée.

Surtout, les fils d'acier trempés à l'huile résistent mieux à la fatigue. L'utilisation des fils trempés à l'huile devient nécessaire lorsqu'il apparaît des exigences sévères de contraintes mécaniques. En fait, la trempe et le recuit garantissent l'obtention d'un acier dont les caractéristiques sont plus homogènes que celles des aciers tréfilés durs. La norme généralement utilisée est DIN 17223-2.

10-2-3 Aciers inoxydables

Les aciers inoxydables voient leur part de marché augmenter. Ils présentent des avantages économiques dans la mesure où ils ne nécessitent pas de traitement de surface onéreux et indésirables pour l'environnement, comme c'est le cas pour les aciers au carbone. A titre indicatif, le tableau suivant montre la résistance et la limite élastique à la traction.

Tableau 4-29 Fil d'acier inoxydable standard pour ressort

Diamètre de fil d <i>en mm</i>	Résistance à la traction <i>en N/mm²</i>	Limite élastique à la traction <i>en N/mm²</i>
d ≤ 0,20	2350-2700	2270
0,20 < d ≤ 0,30	2300-2640	2220
0,30 < d ≤ 0,40	2250-2580	2170
0,40 < d ≤ 0,50	2200-2530	2130
0,50 < d ≤ 0,65	2150-2470	2080
0,65 < d ≤ 0,80	2100-2410	2030
0,80 < d ≤ 1,00	2050-2350	1980
1,00 < d ≤ 1,25	2000-2300	1940
1,25 < d ≤ 1,50	1950-2240	1890
1,50 < d ≤ 1,75	1900-2180	1840
1,75 < d ≤ 2,00	1850-2120	1790
2,00 < d ≤ 2,50	1750-2010	1690
2,50 < d ≤ 3,00	1700-1950	1550
3,00 < d ≤ 3,50	1650-1900	1510
3,50 < d ≤ 4,25	1600-1840	1460
4,25 < d ≤ 5,00	1550-1780	1420
5,00 < d ≤ 6,00	1500-1720	1370
6,00 < d ≤ 7,00	1450-1660	1320
7,00 < d ≤ 8,50	1400-1600	1280
8,50 < d ≤ 10,00	1350-1550	1230

10-3 Feuillard

Pour la fabrication des ressorts de forme en feuillard, l'idéal est d'utiliser des feuillards d'épaisseur uniforme, aussi bien longitudinalement que transversalement. De plus, les feuillards doivent avoir une parfaite planéité.

10-3-1 Feuillard en aciers non alliés ou faiblement alliés

A titre indicatif, le tableau suivant montre la résistance et la limite élastique à la traction.

Tableau 4-30 Résistance et limite élastique à la traction de feuillard d'acier

Epaisseur de feuillard h <i>en mm</i>	Résistance à la traction <i>en N/mm²</i>	Limite élastique à la traction <i>en N/mm²</i>
$h \leq 0,125$	1950-2200	1750-2000
$0,125 < h \leq 0,175$	1850-2200	1700-2000
$0,175 < h \leq 0,225$	1850-2200	1700-2000
$0,225 < h \leq 0,275$	1800-2150	1650-1950
$0,275 < h \leq 0,375$	1800-2150	1650-1950
$0,375 < h \leq 0,425$	1750-2100	1600-1900
$0,425 < h \leq 0,475$	1700-2050	1550-1850
$0,475 < h \leq 0,625$	1650-2050	1500-1850
$0,625 < h \leq 0,825$	1600-1950	1450-1750
$0,825 < h \leq 1,000$	1550-1850	1400-1650
$1,000 < h \leq 1,575$	1500-1750	1350-1600

10-3-2 Feuillard en aciers inoxydables

A titre indicatif, le tableau suivant montre les épaisseurs disponibles, les résistances à la traction et les limites élastiques.

Tableau 4- 30 Résistance et limite élastique à la traction de feuillard en acier inoxydable

Epaisseur de feuillard (h) (mm)	Résistance à la traction (N/mm ²)	Limite élastique à la traction (N/mm ²)
0,15	1500-1700	1300-1550
0,20	1500-1700	1300-1550
0,25	1500-1700	1300-1550
0,30	1500-1700	1300-1550
0,35	1300-1500	1100-1300
0,40	1300-1500	1100-1300
0,50	1300-1500	1100-1300

(à suivre)

(suite)

Epaisseur de feuillard (h) (mm)	Résistance à la traction (N/mm ²)	Limite élastique à la traction (N/mm ²)
0,60	1300-1500	1100-1300
0,70	1300-1500	1100-1300
0,80	1300-1500	1100-1300
1,00	1300-1500	1100-1300

10-4 Phénomène de relaxation

La relaxation, appelée aussi ‘avachissement’ est une perte de force qui est fonction de la contrainte, de la température et du temps pendant lequel la matière est sous contrainte. La perte de charge est très rapide au commencement, puis diminue par la suite pour devenir beaucoup plus lente. Ce fait est particulièrement notable à température élevée. La figure ci-dessous est un diagramme de principe :

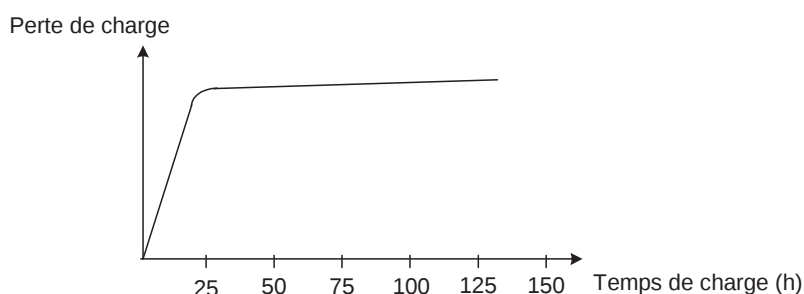


Figure 4-26 Perte de charge en fonction de la durée d'application de la charge

Pour le test de relaxation du fil, nous fabriquons une série de ressorts de compression (destinés à quantifier la relaxation correspondant à la contrainte de cisaillement) ou de ressorts de torsion (destinés à quantifier la relaxation correspondant à la contrainte de flexion).

Ces ressorts seront ensuite soumis à diverses contraintes et à diverses températures pendant un certain temps (souvent 48 heures). Suivant la déformation permanente, on arrive ainsi à obtenir le diagramme de relaxation du fil.

Pour le test de relaxation du feuillard, l'essai à température ambiante est réalisé en fixant un feuillard sur un montage et en soumettant celui-ci à une contrainte axiale. Les pertes de charge sont calculées à partir des mesures des variations de la fréquence de résonance dans le feuillard à différentes périodes de temps. L'essai à température élevée est réalisé en recourbant un feuillard à la surface d'un cylindre. En faisant varier le rayon du cylindre, on modifie les contraintes de flexion appliquées au feuillard. Après un certain temps de maintien à une température constante, le feuillard est libéré et l'on calcule les pertes de charges subies à partir des déformations résiduelles qu'il conserve.

En général, le diagramme de relaxation est fourni par le fabricant de matière pour ressort.

Dans les pages suivantes figurent certains diagrammes de relaxation avec des différents niveaux de contrainte de cisaillement.

1/ Fil classe B1 de AFNOR 47301, équivalent de DIN 17723-1 classe B, diamètre = 1 mm

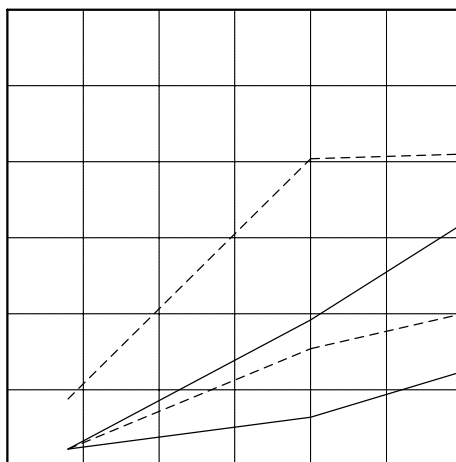


Figure 4-27 Diagramme de relaxation après 24 heures
(test sur ressort de compression)

2/ Fil classe C1 de AFNOR 47301, équivalent de DIN 17723-1 classe C, diamètre = 1 mm

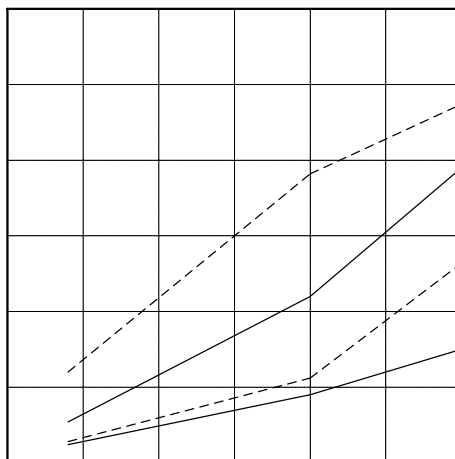


Figure 4-28 Diagramme de relaxation après 24 heures (test sur ressort de compression)

3/ Fil d'acier haute limite élastique, diamètre = 1 mm. Contraintes de cisaillement en N/mm² : 708, 944, 1180, 1416

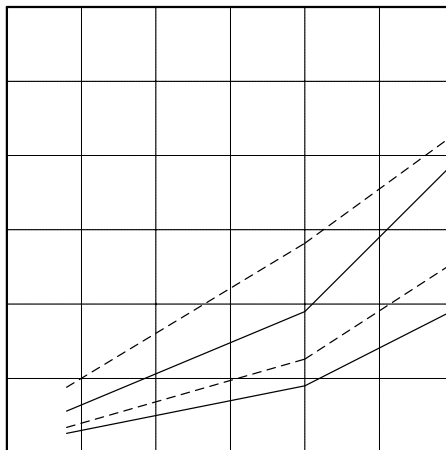


Figure 4-29 **Diagramme de relaxation après 24 heures**
(test sur ressort de compression)

4/ Fil inox ressort, AFNOR Z12 CN 18-09(Acier ressort inoxydable standard)
Diamètre = 1 mm
Contraintes de cisaillement en N/mm² : 400, 600, 800

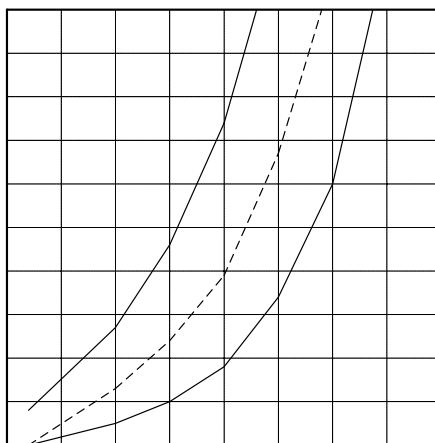


Figure 4-30 **Diagramme de relaxation après 24 heures**

- 5/ Fil inox ressort, AFNOR Z9 CNA 17-07
 (Acier ressort inoxydable haute limite élastique)
 Diamètre = 1 mm
 Contraintes de cisaillement en N/mm² : 400, 600, 800, 1000

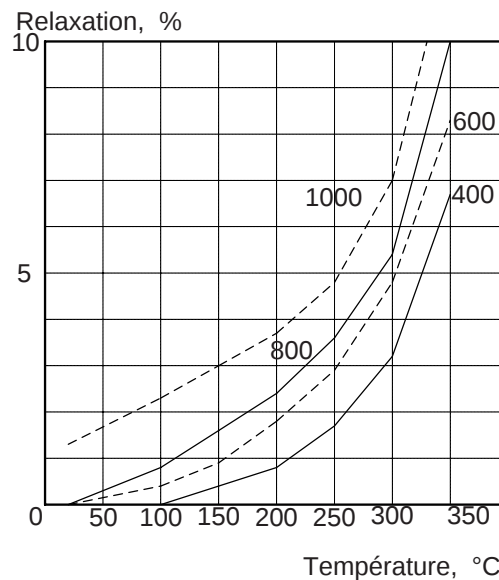


Figure 4-31 Diagramme de relaxation après 24 heures

10-5 Fatigue

10-5-1 Généralités

Un ressort travaillant en dynamique est soumis à des charges variables lesquelles engendrent des variations de contraintes dans sa structure.

Bien que ces niveaux de contrainte soient très inférieurs à leur limite d'élasticité, il peut se produire des ruptures. Ces ruptures sont dues aux phénomènes de fatigue, lesquels peuvent être généralement décomposés en trois étapes :

1/ Période d'amorçage :

C'est le début des fissures. Seuls des moyens puissants de laboratoire sont capables de mettre en évidence les signes annonciateurs d'un endommagement qui peut devenir irréversible.

2/ Période de propagation :

Les fissures sont plus visibles. On peut les détecter plus facilement et procéder au remplacement du ressort.

3/ Rupture :

La section non fissurée est trop faible pour supporter les sollicitations, et le ressort peut casser.

10-5-2 Courbe de Wöhler

La courbe de Wöhler est aussi appelée la courbe SN (stress – number of cycles) dans les pays anglo-saxons. Elle est utilisée pour formaliser la relation entre le niveau de contrainte et le nombre de cycles de tenue en fatigue.

Traditionnellement, une courbe de Wöhler est représentée par une courbe dont l'axe des ordonnées correspond à l'axe des niveaux de contrainte subie par les pièces mécaniques, et l'axe des abscisses l'axe des nombres de cycles que les pièces mécaniques ont tenus avant la rupture de fatigue. Celui-ci est en général un axe logarithmique.

En fait, afin d'obtenir la courbe de Wöhler, une série d'éprouvettes sont soumises à des contraintes variables sur des machines d'essai. Ces variations de contrainte sont généralement sinusoïdales en raison du fonctionnement des machines de test. Pour chaque éprouvette cassée par la fatigue, on note le niveau de contrainte et le nombre de cycles tenus par l'éprouvette. La courbe Wöhler représente une probabilité de casse de 50%. La figure ci-dessous illustre ce principe :

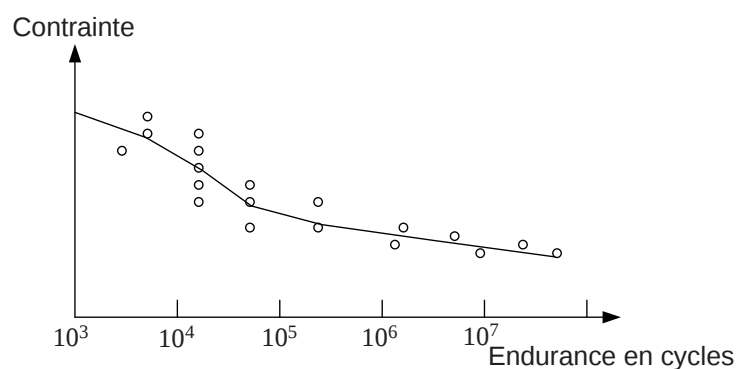


Figure 4-29 Principe de la courbe de Wöhler

10-5-3 Diagramme de Goodman

Le diagramme de Goodman permet de calculer sur le graphique la résistance à la fatigue des matières. La figure ci-dessous montre le principe du diagramme :

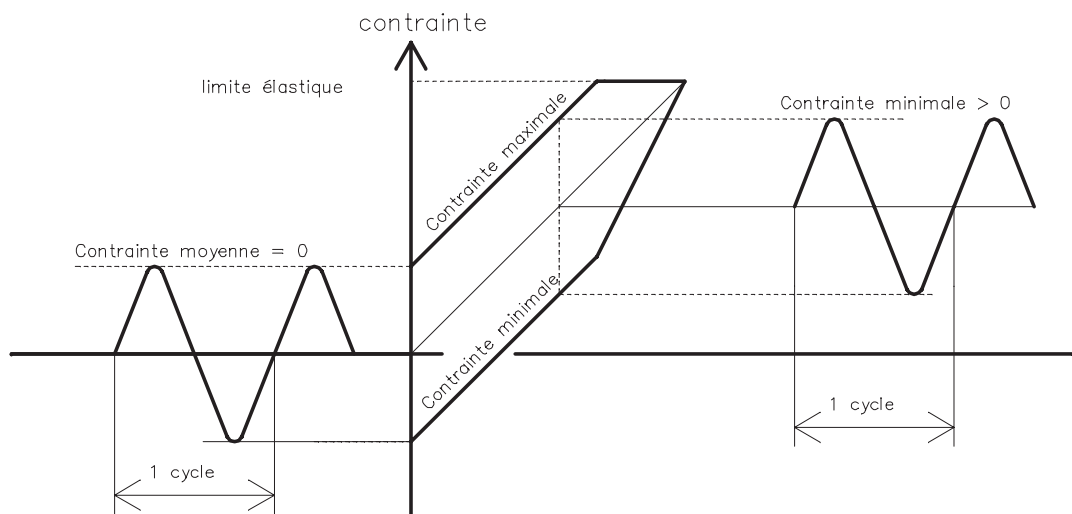


Figure 4-33 **Diagramme de Goodman**

Nous présentons d'autres diagrammes de Goodman :

- 1/ Ressort de compression façonné à chaud, DIN 17221 à surface rectifié et grenaillé 10^5 cycles avant rupture)

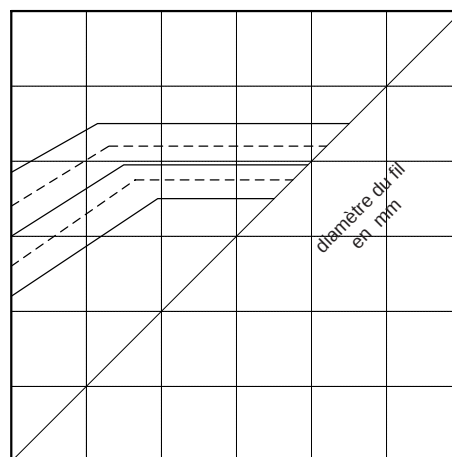


Figure 4-34 **Diagramme de Goodman**

- 2/ Ressort de compression façonné à chaud, DIN 17221 à surface rectifié et grenaillé, 2×10^6 cycles avant rupture)

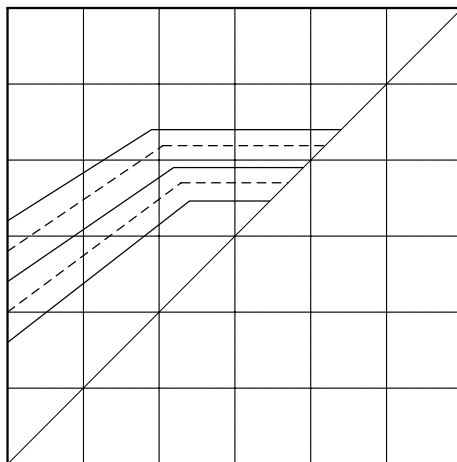


Figure 4-35 **Diagramme de Goodman**

- 3/ Ressort de compression façonné à chaud, DIN 17221-1 D, grenaillé 10^6 cycles avant rupture

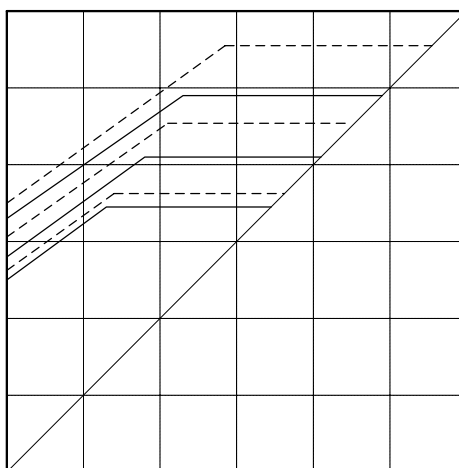


Figure 4-36 **Diagramme de Goodman**

- 4/ Ressort de compression façonné à froid, DIN 17221-2, fil trempé et revenu, grenaillé 10^6 cycles avant rupture

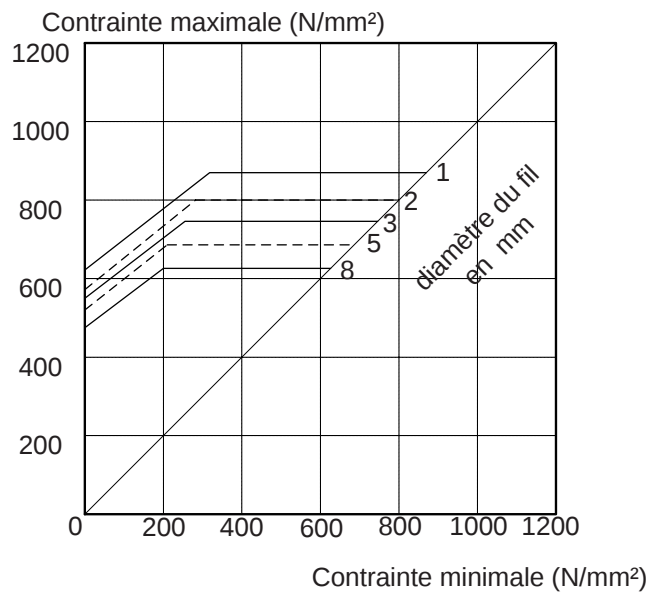


Figure 4-37 **Diagramme de Goodman**

- 5/ Ressort de compression façonné à froid, DIN 17221-1 classe D, grenaillé 10^7 cycles avant rupture)

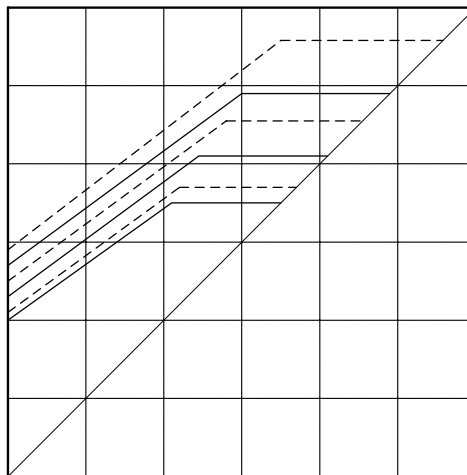


Figure 4-38 **Diagramme de Goodman**

- 6/ Ressort de compression façonné à froid, DIN 17221-1 classe D, NON grenailé (10^7 cycles avant rupture)

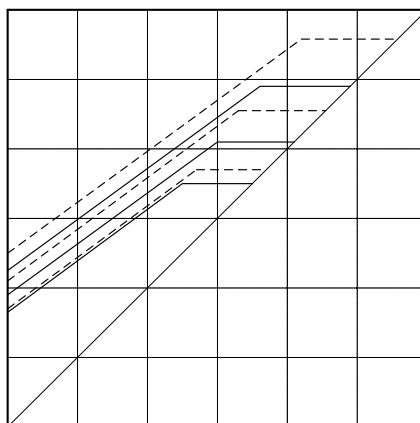


Figure 4-39 **Diagramme de Goodman**

- 7/ Ressort de compression façonné à froid, DIN 17221-2, fil trempé et revenu, NON grenailé (10^7 cycles avant rupture)

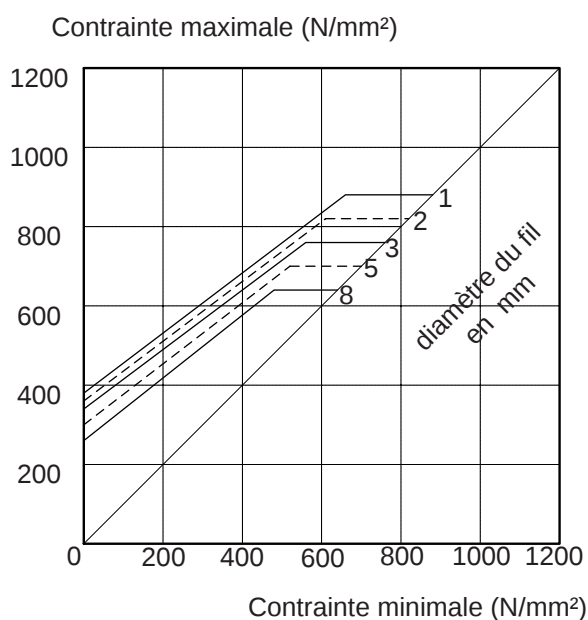


Figure 4-40 **Diagramme de Goodman**

- 8/ Ressort de compression façonné à froid, DIN 17221-2, fil trempé et revenu, grenailé 10^7 cycles avant rupture

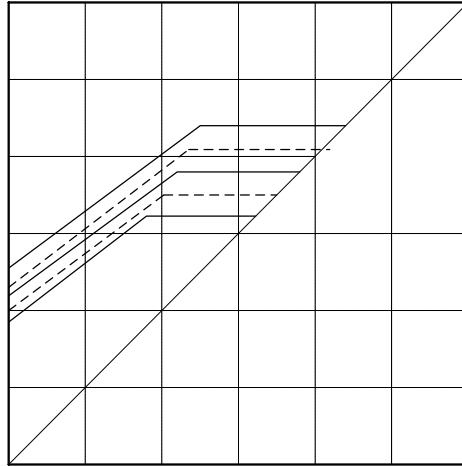


Figure 4-41 **Diagramme de Goodman**

- 9/ Ressort de compression façonné à froid, DIN 17221-2, ressort de soupape, grenailé 10^7 cycles avant rupture)

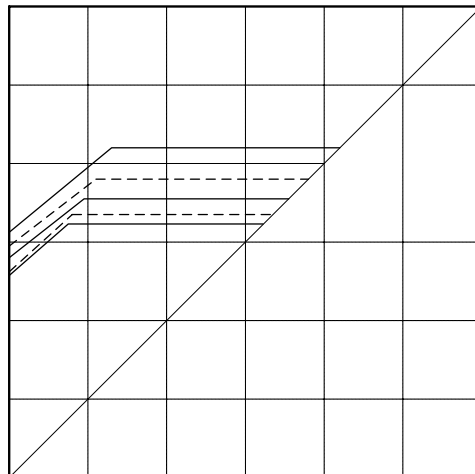


Figure 4-42 **Diagramme de Goodman**

- 10/ Ressort de compression façonné à froid, DIN 17221-2, ressort de soupape, NON grenaillé 10^7 cycles avant rupture

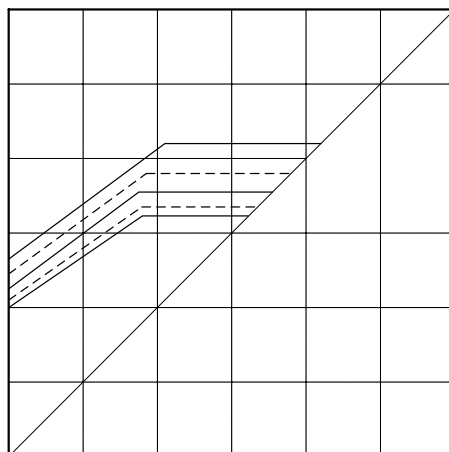


Figure 4-43 Diagramme de Goodman

- 11/ Ressort de compression façonnée à froid, Fil inox ressort classique, NON grenaillé 10^7 cycles avant rupture

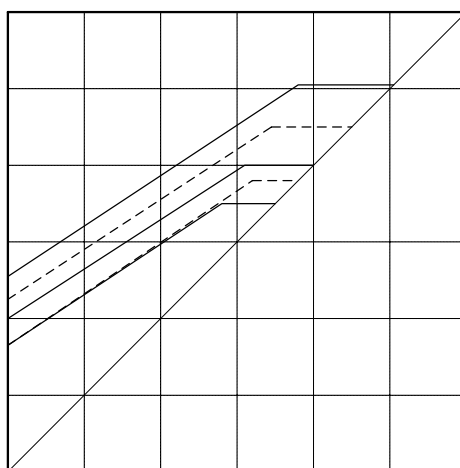


Figure 4-44 Diagramme de Goodman

- 12/ Ressort de compression façonné à froid, Fil inox ressort haute limite élastique, NON grenailé 10^7 cycles avant rupture)

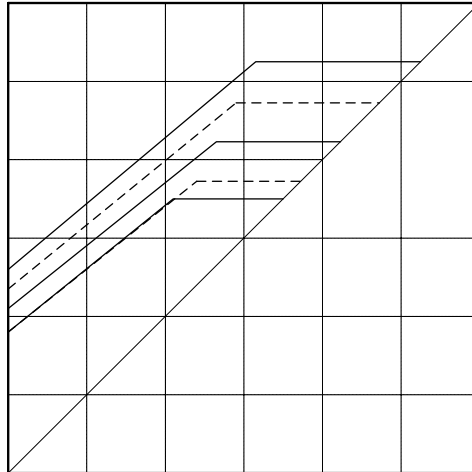


Figure 4-45 Diagramme de Goodman

P.S.

1/ Traitement de la surface :

1-1/ Généralités

Les traitements de surface peuvent être divisés en deux catégories :

- (1) Traitements en vue d'améliorer les caractéristiques mécaniques des ressorts,
- (2) Traitements en vue d'augmenter la tenue en corrosion des ressorts.

1-2/ Traitements de surface en vue d'améliorer les caractéristiques mécaniques

a/ Décapage :

Le décapage a pour but d'enlever les éléments indésirables.

Il est à souligner que le décapage thermique ne convient pas aux ressorts, qui sont des pièces mécaniques sensibles. Pour les ressorts, on utilise le décapage chimique.

Pour des ressorts de haute précision en petites quantités, on peut utiliser le décapage mécanique manuel par une petite meule pour enlever les bavures.

b/ Grenaillage de précontrainte :

Le grenaillage de précontrainte (appelé shot-peening en anglais) est un procédé pour l'industrie de ressort. Il s'agit d'un très vieux procédé souvent utilisé autrefois, consistant dans le martelage de la surface d'une pièce par un marteau, afin d'induire des contraintes de compression, qui vont stabiliser et accroître la durée de vie de cette pièce. En fait, le martelage crée une déformation plastique du matériau dans la couche superficielle.

Actuellement, de manière industrielle, le martelage de la surface des ressorts est obtenu par la projection des billes à grande vitesse sur le ressort. La projection est obtenue soit par des turbines, soit par des buses alimentées par un flux d'air comprimé. C'est pourquoi le procédé ne peut s'appliquer qu'à des ressorts dont les surfaces sont accessibles à la projection.

La rupture d'un ressort intervenant toujours dans sa partie la plus faible, c'est-à-dire à l'endroit où la contrainte est maximale, l'important est d'assurer un martelage adéquat, régulier sur toute la surface. En outre, il faut que ce procédé puisse se reproduire le plus parfaitement possible sur l'ensemble d'une production.

Les meilleurs résultats sont obtenus par l'utilisation d'une grenaille homogène (acier dur trempé et revenu, dont la dureté doit être supérieure à celle des pièces traitées) projetée le plus perpendiculairement possible à la surface du ressort.

Ce procédé, qui intervient en fin de fabrication, ne modifie que faiblement la géométrie du ressort.

L'efficacité du grenaillage est contrôlée par la mesure de la déformation d'une éprouvette, appelée éprouvette Almen, petite plaque en tôle de dimensions et de qualité normalisées, fixée sur un support placé dans des conditions de grenaillage identiques à celles des ressorts.

1-3/ Traitements de surface en vue d'améliorer la tenue en corrosion des ressorts

Le test BS (brouillard salin) est souvent utilisé pour mesurer la tenue en heures, avant la survenue de la rouille blanche ou de la rouille rouge, d'une pièce placée dans une enceinte où est vaporisée une solution d'eau salée chaude.

a/ Huilage :

C'est l'opération consistant à plonger les pièces dans un bain d'huile. Les ressorts sont souvent huilés avant un transport de longue durée (par exemple transport maritime).

b/ Etamage :

L'étain est utilisé pour ses principales propriétés :

- VIII. une résistance chimique élevée,
- IX. une absence de toxicité,
- X. une basse température de fusion.

Epaisseur de protection : environ 1 micron :

c/ Phosphatation :

C'est le revêtement anticorrosion à base de sels d'acide phosphorique. Parmi les différentes phosphatations, citons la phosphatation du zinc et du manganèse.

Epaisseur de protection : 5 à 10 microns

d/ Peinture :

On entend par peinture la variété des couleurs, la tenue anticorrosion, la décoration, la tenue aux agents chimiques, etc.

Epaisseur de protection : environ 70 microns

Tenue BS > 200 heures pour peinture thermodurcissable à base de polyester et d'époxy.

e/ Zingage :

C'est un traitement anticorrosion universel. Il peut être effectué au tonneau ou à l'attache pour les pièces délicates comme ressort en feuillard mince. Différentes finitions sont possible :

- XI. bichromatée ou verte pour la corrosion, (Tenue BS > 400 heures)
- XII. blanche ou noire pour l'aspect.

Epaisseur de protection : 5 à 30 microns

f/ Dacromet :

C'est un traitement anticorrosion lamellaire de haute tenue à base de zinc et d'aluminium.

Epaisseur de protection : 5 à 30 microns

Tenue BS : 500 à 1000 heures

g/ Zinc Nickel :

C'est le dépôt électrolytique d'un alliage de zinc et de nickel (5 à 10% de ce dernier) répondant aux normes de l'automobile et de l'aéronautique. Il a une bonne résistance à la corrosion.

Epaisseur de protection : 5 à 20 microns

Tenue BS : 500 à 1000 heures

h/ Passivation (pour ressort en inox seulement) :

Pour résister correctement à la corrosion, un acier inoxydable austénitique doit être "passif".

Cet état est conféré par la présence d'un film d'oxyde de chrome de faible épaisseur (100 angströms), qui est partiellement détruit lors des opérations de fabrication du ressort. Il est indispensable que ce film soit reconstitué à l'issue de la fabrication.

La passivation consiste à mettre les ressorts finis dans un mélange à base d'acide nitrique, à température ambiante (minimum 5°C) pendant minimum 1 heure.

2/ Conseils pour la conception des ressorts :**2-1/ Etape de la conception**

Nous insistons sur le rôle important d'un ressort dans un mécanisme. C'est souvent la pièce-clé du mécanisme.

Afin de pouvoir supporter une charge, le ressort doit avoir une certaine taille. Si un petit emplacement seulement a été prévu au départ pour loger le futur ressort dont la conception se fera au dernier moment, on s'aperçoit souvent que cet emplacement n'est pas suffisant et qu'il faudra tout recommencer au niveau de la conception du mécanisme. Au cas où il demeure des incertitudes pendant la conception du ressort, nous conseillons de solliciter l'avis des fabricants de ressorts.

2-2/ Choix de la matière

Pour une question de coût et de facilité de fabrication, nous conseillons dans la mesure du possible d'utiliser une matière standard plutôt qu'une matière du haut de gamme. De plus, cela laisse de la marge pour passer à la matière de haut de gamme, au cas où le ressort serait trop sollicité.

Par exemple, en fil d'acier clair, nous conseillons d'utiliser la classe B de DIN 17223-1 au lieu de la classe C. En fil d'acier inoxydable, il est préférable d'utiliser X12 Cr Ni 18-09 plutôt que X9 Cr Ni Al 17-07.

Pour une protection simple, nous recommandons d'utiliser du fil galvanisé plutôt que de faire des traitements de surface anti-corrosion. La raison est que la fabrication de ressort et le traitement de surface anti-corrosion concernent des domaines et des métiers différents (respectivement, déformation mécanique des métaux et procédés chimiques). Souvent le fabricant de ressort doit sous-traiter le traitement chimique.

Dans un environnement contenant des chlorures (au bord de la mer par exemple), si la température de service du ressort est élevée et la contrainte sous charge est importante, il risque de se produire un phénomène de corrosion anodique. Ce type de corrosion est particulièrement dangereux puisqu'il peut provoquer des ruptures brutales du ressort sans signal d'alarme. Dans ce cas, nous recommandons d'utiliser des aciers inoxydables spécifiques.

Dans l'aviation, afin de diminuer au maximum le poids des ressorts, nous recommandons d'utiliser le titane.

3-3/ Tolérances

a/ Tolérance sur charge

Il convient de demander un contrôle sur la charge pour une géométrie donnée, au lieu d'exiger une géométrie pour une charge définie. La raison est que pour les appareils de contrôle, il est beaucoup plus facile de mesurer la charge pour une géométrie définie que de mesurer la géométrie pour une charge donnée.

A titre indicatif, en règle générale, il est relativement facile d'obtenir une précision de charge de l'ordre de 8 à 10% de la charge pour un ressort. Tandis qu'une tolérance de l'ordre de 1 à 2 % sur ressort semble difficile.

b/ Tolérance sur géométrie

Au niveau de la fabrication du ressort, il est inutile de préciser la tolérance sur le diamètre du fil, les normes de fabrication du fil l'ayant déjà précisée.

Pour la géométrie du ressort, nous présentons ci-dessous à titre indicatif le tableau qui pourrait être consulté pour marquer la tolérance sur le diamètre moyen d'un ressort hélicoïdal de compression.

Tableau 4-31 Tolérance sur le diamètre moyen d'un ressort de compression
(en mm)

Diamètre moyen (en mm)		Qualité 1 Rapport diamètre ressort sur diamètre de fil (en mm)			Qualité 2 Rapport diamètre ressort sur diamètre de fil (en mm)			Qualité 3 Rapport diamètre ressort sur diamètre de fil (en mm)		
entre		4-8	8-14	14-20	4-8	8-14	14-20	4-8	8-14	14-20
0,63 1 1,6	1 1,6 2,5	0,05 0,05 0,07	0,07 0,07 0,1	0,1 0,1 0,15	0,07 0,08 0,1	0,1 0,1 0,15	0,15 0,15 0,2	0,1 0,15 0,2	0,15 0,2 0,3	0,2 0,3 0,4
12,5 4 6,3	4 6,3 10	0,1 0,1 0,15	0,1 0,15 0,15	0,15 0,2 0,2	0,15 0,2 0,25	0,2 0,25 0,3	0,25 0,3 0,35	0,3 0,4 0,5	0,4 0,5 0,6	0,5 0,6 0,7
10 16 25	16 25 31,5	0,15 0,2 0,25	0,2 0,25 0,3	0,25 0,3 0,35	0,3 0,35 0,4	0,35 0,45 0,5	0,4 0,5 0,6	0,6 0,7 0,8	0,7 0,9 1,0	0,8 1,0 1,2
31,5 40 50	40 50 63	0,25 0,3 0,4	0,3 0,4 0,5	0,35 0,5 0,6	0,5 0,6 0,8	0,6 0,8 1,0	0,7 0,9 1,1	1,0 1,2 1,5	1,2 1,5 2,0	1,5 1,8 2,3
63 80 100	80 100 125	0,5 0,6 0,7	0,7 0,8 1,0	0,8 0,9 1,1	1,0 1,2 1,4	1,2 1,5 1,9	1,4 1,7 2,2	1,8 2,3 2,8	2,4 3,0 3,7	2,8 3,5 4,4
125 160	160 200	0,9 1,2	1,2 1,5	1,4 1,7	1,8 2,1	2,3 2,9	2,7 3,3	3,5 4,2	4,6 5,7	5,4 6,6

Chapitre 5

AMORTISSEURS ÉLASTIQUES ET PNEUMATIQUES

Un amortisseur est une liaison élastique. Le rôle principal d'un amortisseur est de réduire au maximum les oscillations dues aux vibration ou aux chocs.

La différence entre le ressort et l'amortisseur est suivante.

La force appliquée sur le ressort est la fonction de déformation du ressort.

$$F = K \cdot x$$

x est la déformation du ressort. K est la raideur du ressort.

Mais la force appliquée sur l'amortisseur est la fonction de vitesse de déformation du ressort.

$$F = C \cdot V$$

C est coefficient de amortissement de l'amortisseur. V est la vitesse de déformation de l'amortisseur.

L'amortissement est un effort de freinage du mouvement. Elle réduit les amplitudes de mouvement.

Le coefficient de l'amortissement C est très difficile à trouver car la vitesse de déformation est très difficile à déterminer pendant le déformation des amortisseurs. Dans l'équation dynamique par les éléments finis :

$$F = [K]\{X\} + [C]\{X'\} + [m]\{X''\}$$

Nous avons le même problème pour déterminer la matrice d'amortissement $[C]$. Pour résoudre ce problème, dans la méthode des « éléments finis » nous supposons que la matrice d'amortissement $[C]$ est une fonction de la matrice de masse $[m]$ et de la matrice de rigidité $[K]$. (Voir la réf 3)

Dans la pratique nous supposons que la masse est moins importante pour changer le coefficient de l'amortissement C . Nous utilisons la raideur de l'amortissement K_C pour le coefficient de l'amortissement. Donc nous avons :

$$F = K_C \cdot V$$

Il existe différents types d'amortisseurs :

- **mécaniques**
- **hydrauliques**
- **pneumatiques**
- **élastiques**
- **magnétiques**

Dans cet ouvrage nous présentons seulement les amortisseurs élastiques et pneumatiques.

I AMORTISSEURS ÉLASTIQUES :

1-1 Caractéristiques des amortisseurs élastiques en traction ou compression :

1-1-1 Contrainte dans un amortisseur élastique :

1/ Amortisseurs supportant une charge en traction ou compression :

Quand les amortisseurs élastiques supportent une charge statique, en traction ou en compression, nous avons la relation de contrainte et allongement unitaire ci-dessous :

$$\sigma = \frac{E}{3} \left[(1 + \varepsilon) - (1 + \varepsilon)^{-2} \right]$$

avec :

E module d'élasticité longitudinale *en MPa (N/mm²)*
 ε déformation unitaire

2/ Amortisseurs supportant une charge en cisaillement :

Quand les amortisseurs élastiques supportent une charge statique, en cisaillement, nous avons la relation de contrainte tangentielle et de déformation tangentielle unitaire ci-dessous :

$$\tau = G\gamma$$

avec :

G module d'élasticité transversale *en MPa (N/mm²)*
 γ déformation transversale

Pour l'amortisseur élastique nous avons : $E \approx 3G$

1-1-2 Module d'élasticité transversale pratique G_p et module d'élasticité longitudinale pratique E_p :

$$\sigma = E_p \varepsilon$$

$$\tau = G_p \lambda$$

1/ Pour la déformation en traction, nous avons :

$$E_p \approx E$$

2/ Pour la déformation en compression, nous avons :

$$E_p = C_c G$$

avec :

C_c coefficient de influence de compression

- Si la forme de l'amortisseur élastique est un cylindre plein,

$$C_c = 3 + ms^2$$

- Si la forme de l'amortisseur élastique est cylindre creux,

$$C_c = 4 + 0,56ms^2$$

- Si la forme de l'amortisseur élastique est pyramidale à base rectangulaire,

$$C_c = \frac{1}{1 + \frac{b}{a}} \left[4 + 2 \cdot \frac{b}{a} + 0,56 \cdot \left(1 + \frac{b}{a} \right)^2 ms^2 \right]$$

s coefficient de forme $s = \frac{A_F}{A_L}$

- Si la forme de l'amortisseur élastique est un cylindre plein avec le diamètre d et sa hauteur h , le coefficient s est :

$$s = \frac{d}{4h}$$

- Si la forme de l'amortisseur élastique est un cylindre creux, de diamètre extérieur d_1 , de diamètre intérieur d_2 et de hauteur h , le coefficient s est :

$$s = \frac{d_1 - d_2}{4h}$$

- Si la forme de l'amortisseur élastique est un tronc de cône avec le diamètre petite d_1 , le diamètre grand d_2 et hauteur h , la coefficient s est :

$$s = \frac{d_1^2 - d_2^2}{4b(d_1 + d_2)}$$

- Si la forme de l'amortisseur élastique est pyramidale à base rectangulaire avec la largeur a , la longueur b et la hauteur h , le coefficient s est :

$$s = \frac{ab}{2(a+b)h}$$

A_F surface supportant la charge

A_L surface libre

$m = 10,7$ à $0,098$ HS

HS dureté de l'élastomère

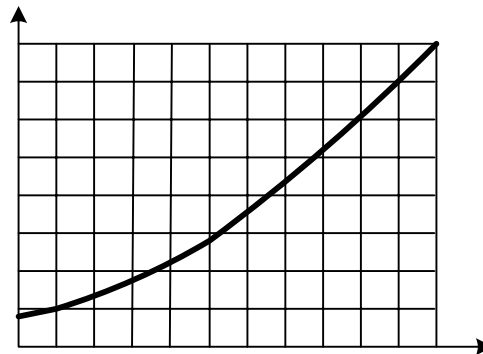


Figure 5-1 Relation entre dureté et module d'élasticité transversale

1-1-3 Caractéristiques des amortisseurs élastiques en torsion :

Quand l'amortisseur se déforme par cisaillement, il subit en même temps une déformation en flexion. Nous utilisons le coefficient C_f pour présenter l'influence de la flexion. Le module d'élasticité transversale pratique devient :

$$G_p = C_f \cdot G$$

avec :

C_f coefficient d'influence de la flexion

- Si la forme de l'amortisseur élastique est un cylindre plein,

$$C_f = \left(1 + \frac{1}{12 \cdot C_c s^2} \right)^{-1}$$

- Si la forme de l'amortisseur élastique est pyramidale à base rectangulaire,

$$C_f = \left(1 + \frac{1}{16 \cdot C_c s^2} \right)^{-1}$$

s coefficient de forme (voir ce chapitre 8-1)

C_c coefficient de influence de compression (voir ce chapitre 1-1)

G module d'élasticité transversale de l'amortisseur élastique

P.S

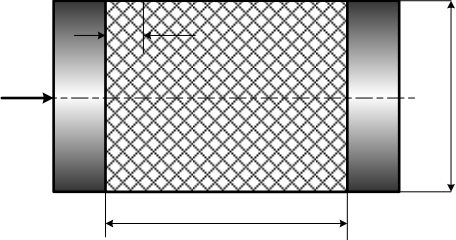
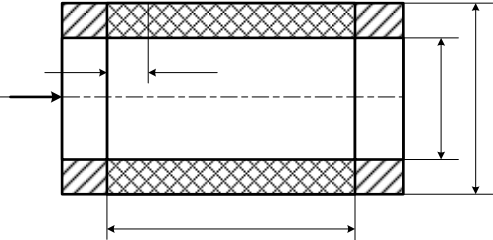
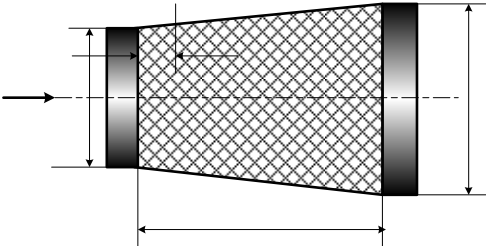
Si le rapport h/d du cylindre plein de l'amortisseur ou le rapport h/a de tronc rectangulaire est inférieur à 0,5, l'influence de la flexion est petite. Donc nous pouvons utiliser la formule donnant une valeur approchée :

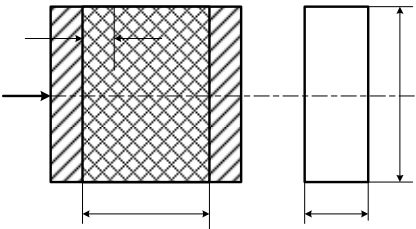
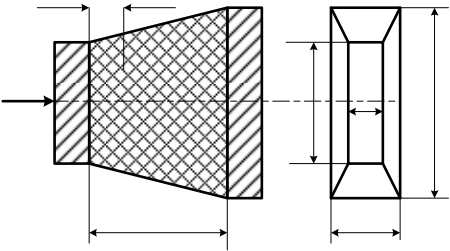
$$G_p \approx G$$

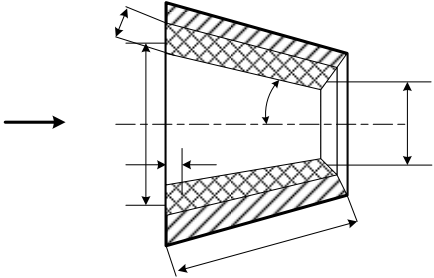
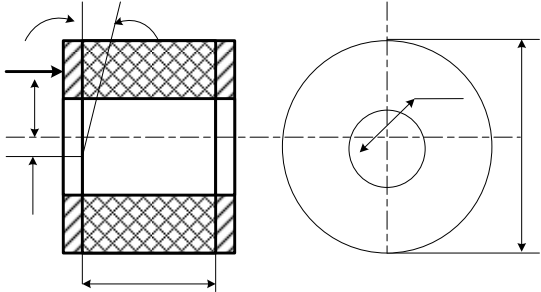
1-2 Amortisseurs élastiques simples :

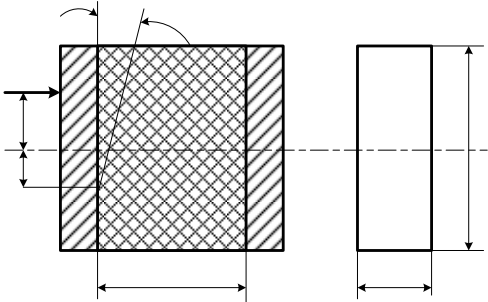
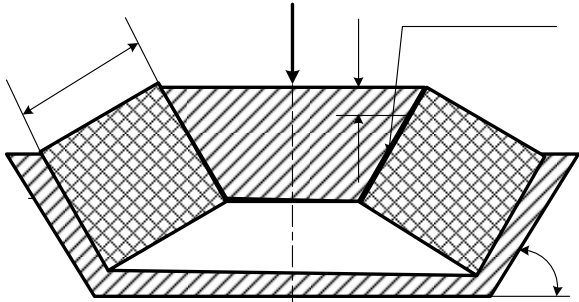
1/ Amortisseurs élastiques en compression simple :

Tableau 5-1 Amortisseurs élastiques en compression simple

Forme d'amortisseur	Déformation F en mm	Raideur de l'amortissement K_C en N/mm
Cas 1 Amortisseur élastique cylindrique plein 	$f = \frac{4F \cdot h}{\pi \cdot d^2 \cdot E_p}$	$K_C = \frac{\pi \cdot d^2 E_p}{4h}$
Cas 2 Amortisseur élastique cylindrique creux 	$f = \frac{4F \cdot h}{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2) \cdot E_p}$	$K_C = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2) E_p}{4h}$
Cas 3 Amortisseur élastique conique plein 	$f = \frac{4F \cdot h}{\pi \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot E_p}$	$K_C = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot E_p}{4h}$

Forme d'amortisseur	Déformation f en mm	Raideur de l'amortissement K_C en N/mm
Cas 4 Amortisseur élastique parallélépipédique rectangle 	$f = \frac{F \cdot h}{a \cdot b \cdot E_p}$	$K_C = \frac{a \cdot b \cdot E_p}{h}$
Cas 5 Amortisseur élastique pyramidal à base rectangulaire 	Si le sommet de la pyramide est le centre géographique, la flèche est : $f = \frac{F \cdot h}{a_2 b_1 E_p}$ Si non, la flèche est : $f = \frac{F \cdot h \cdot \ln\left(\frac{a_1 b_2}{a_2 b_1}\right)}{(a_1 b_2 - a_2 b_1) E_p}$	Si le sommet de la pyramide est le centre géographique, la raideur est : $K_C = \frac{a_2 \cdot b_1 \cdot E_p}{h}$ Si non, la raideur est : $K_C = \frac{(a_1 b_2 - a_2 b_1) \cdot E_p}{h \cdot \ln\left(\frac{a_1 b_2}{a_2 b_1}\right)}$

Forme d'amortisseur	Déformation f en mm	Raideur de l'amortissement K_C en N/mm
Cas 6 Amortisseur élastique conique creux 	$f = \frac{2F \cdot b}{\pi \cdot L \cdot (d_1 + d_2)(E_p \sin^2 \beta + G \cos^2 \beta)}$	$K_C = \frac{\pi \cdot L \cdot (d_1 + d_2)(E_p \sin^2 \beta + G \cos^2 \beta)}{2b}$ avec : $E_p = C_c G$ $C_c = 4 + 0,56ms^2$ $m = 10,7 - 0,0981HS$ $s = L / 2b$
Cas 7 Amortisseur élastique cylindrique creux supportant une charge excentrée 	Au point A la flèche est : $f = \frac{4 \cdot F \cdot h}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) E_p} \left(1 + \frac{16e^2}{d_1^2 + d_2^2} \right)$ $r = \frac{d_1^2 + d_2^2}{16 \cdot e}$ $\beta = \frac{64 \cdot F \cdot e \cdot h}{\pi \cdot (d_2^4 - d_1^4) \cdot E_p}$	$K_C = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot E_p}{4h \cdot \left(1 + \frac{16e^2}{d_1^2 + d_2^2} \right)}$

Forme d'amortisseur	Déformation f en mm	Raideur de l'amortissement K_C en N/mm
Cas 8 Amortisseur élastique parallélépipédique rectangle supportant une charge excentrée 	Au point A la flèche est : $f = \frac{F \cdot h}{a \cdot b \cdot E_p} \left(1 + \frac{12 \cdot e^2}{a^2} \right)$ avec : $e_1 = \frac{a^2}{12e^2}$ $\beta = \frac{12F \cdot e \cdot h}{a^3 \cdot b \cdot E_p}$	$K_C = \frac{a \cdot b \cdot E_p}{h \cdot \left(1 + \frac{12e^2}{a^2} \right)}$
Cas 9 Amortisseur élastique en deux pièces parallélépipédiques 	$f = \frac{F \cdot h}{2A(E_p \sin^2 \beta + G \cos^2 \beta)}$ A est surface supportant les efforts	$K_C = \frac{2A}{h} (E_p \sin^2 \beta + G \cos^2 \beta)$

 E_p

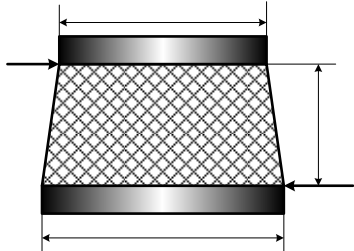
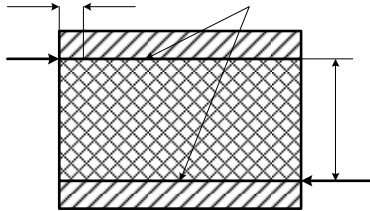
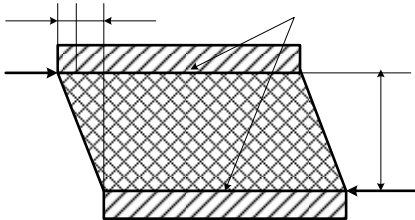
module pratique d'élasticité longitudinale

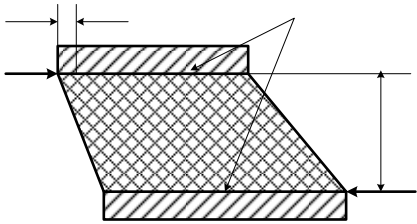
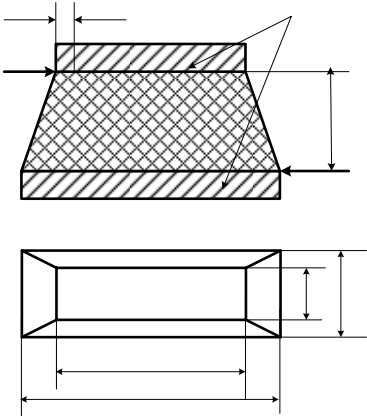
en MPa (N/mm^2) F

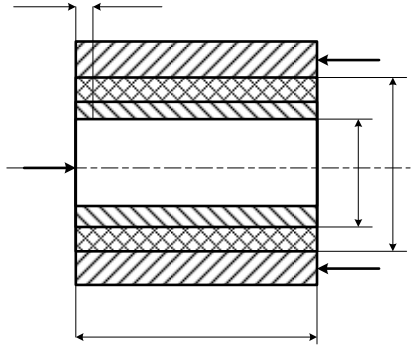
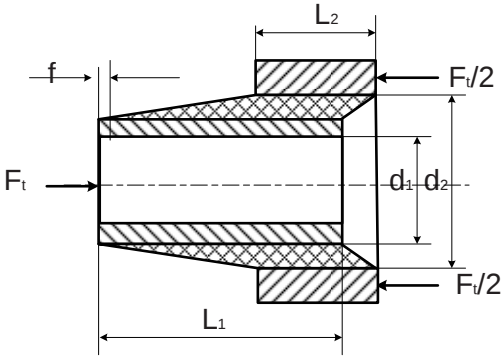
charge en compression

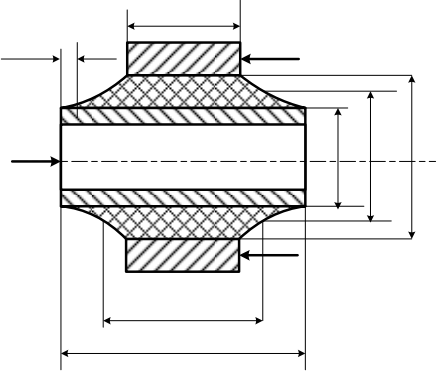
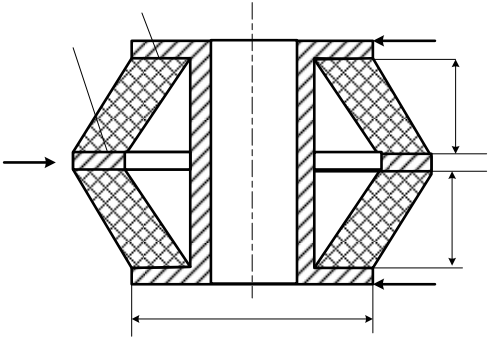
en N

2/ Amortisseurs élastiques simples de cisaillement :
 Tableau 5-2 Amortisseurs élastiques simples de cisaillement

Forme d'amortisseur	Déformation f en mm	Raideur en cisaillement de l'amortissement K_{C-t} en N/mm
Cas 1 Amortisseur élastique conique plein 	$f = \frac{F_t \cdot h}{\pi \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot E_p}$	$K_{C-t} = \frac{\pi \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot G}{4h}$
Cas 2 Amortisseur élastique parallélépipédique rectangle 	$f = \frac{F_t \cdot h}{A \cdot G}$ A surface supportant la charge	$K_{C-t} = \frac{A \cdot G}{h}$
Cas 3 Amortisseur élastique parallélépipédique oblique 	$f = \frac{F_t \cdot h}{A \cdot G} \left(1 + \frac{a^2}{h^2} \right)$ A surface supportant la charge a dimension après déformation Si $a=0$, $f = \frac{F_t \cdot h}{A \cdot G}$	$K_{C-t} = \frac{A \cdot G}{h} \left(1 + \frac{a^2}{h^2} \right)^{-1}$ Si $a=0$, $K_{C-t} = \frac{A \cdot G}{h}$

Forme d'amortisseur	Déformation f en mm	Raideur en cisaillement de l'amortissement K_{C-t} en N/mm
Cas 4 Amortisseur élastique trapézoïdal 	$f = \frac{F_t \cdot h \cdot \ln\left(\frac{A_2}{A_1}\right)}{(A_2 - A_1) \cdot G}$ Formule proche : $f \approx \frac{2F_t \cdot h}{(A_2 + A_1) \cdot G}$	$K_{C-t} = \frac{(A_2 - A_1) \cdot G}{h \cdot \ln\left(\frac{A_2}{A_1}\right)}$ Formule proche : $K_{C-t} = \frac{(A_2 - A_1) \cdot G}{2 \cdot h}$
Cas 5 Amortisseur élastique pyramidal à base rectangulaire 	Si le sommet de la pyramide est le centre géographique, la flèche est : $f = \frac{F_t \cdot h}{a_2 b_1 G}$ Si non, la flèche est : $f = \frac{F_t \cdot h \cdot \ln\left(\frac{a_1 b_2}{a_2 b_1}\right)}{(a_1 b_2 - a_2 b_1) G}$	Si le sommet de la pyramide est le centre géographique, le raideur est : $K_{C-t} = \frac{a_2 \cdot b_1 \cdot G}{h}$ Si non, la raideur est : $K_{C-t} = \frac{(a_1 b_2 - a_2 b_1) \cdot G}{h \cdot \ln\left(\frac{a_1 b_2}{a_2 b_1}\right)}$

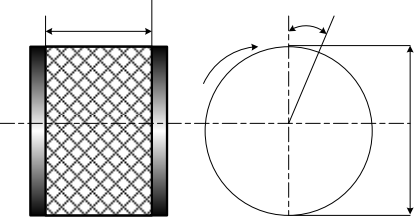
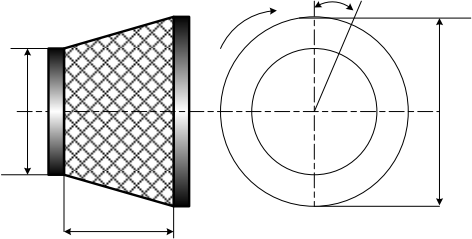
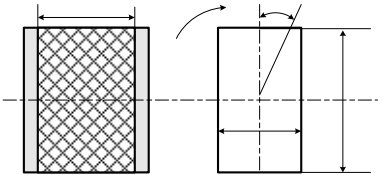
Forme d'amortisseur	Déformation f en mm	Raideur en cisaillement de l'amortissement K_{C-t} en N/mm
Cas 6 Amortisseur élastique cylindrique creux 	$f = \frac{F_t \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}{2\pi \cdot L \cdot G}$	$K_{C-t} = \frac{2\pi \cdot L \cdot G}{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}$
Cas 7 Amortisseur élastique conique creux 	$f = \frac{F_t (d_2 - d_1) \ln\left(\frac{L_1 d_2}{L_2 d_1}\right)}{2\pi \cdot (L_1 d_2 - L_2 d_1) \cdot G}$	$K_{C-t} = \frac{2 \cdot \pi (L_1 d_2 - L_2 d_1) G}{(d_2 - d_1) \cdot \ln\left(\frac{L_1 d_2}{L_2 d_1}\right)}$

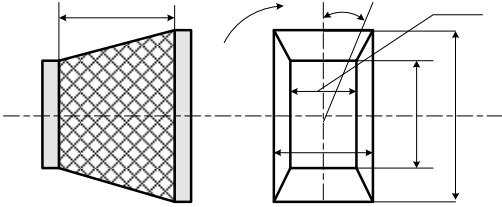
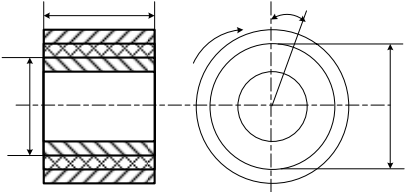
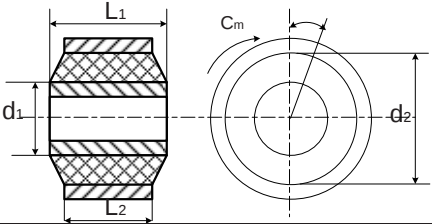
Forme d'amortisseur	Déformation f en mm	Raideur en cisaillement de l'amortissement K_{C-t} en N/mm
Cas 8 Amortisseur élastique biconique creux 	$f = \frac{F_t \cdot (d_2 - d_1)}{2\pi \cdot L_2 \cdot d_2 \cdot G}$	$K_{C-t} = \frac{2\pi \cdot L_2 \cdot d_2 \cdot G}{d_2 - d_1}$
Cas 9 Amortisseur élastique en assiette 	(1) Si l'épaisseur de l'élastomère est constante : $f = \frac{F_t \cdot b \cdot \ln\left(\frac{A_2}{A_1}\right)}{2\pi \cdot (A_2 - A_1) \cdot G}$ (2) Formule proche : $f = \frac{F_t b}{(A_2 + A_1) \cdot G}$ (3) Si $A_1 = A_2$ $f = \frac{F_t b}{2A \cdot G}$	(1) Si l'épaisseur de l'élastomère est constante : $K_{C-t} = \frac{2(A_2 - A_1) \cdot G}{b \cdot \ln\left(\frac{A_2}{A_1}\right)}$ (2) Formule proche : $K_{C-t} = \frac{(A_2 - A_1) \cdot G}{b}$ (3) Si $A_1 = A_2$ $K_{C-t} = \frac{2A \cdot G}{b}$

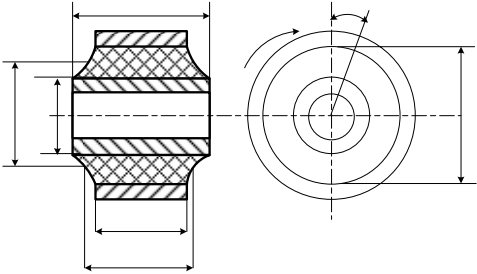
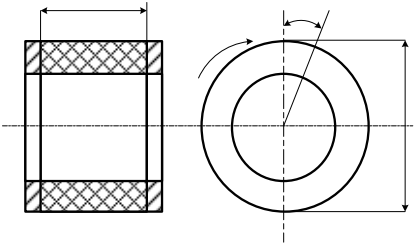
A_1 et A_2 surfaces supportant les efforts en mm^2 G module d'élasticité transversale en MPa (N/mm^2) F_t charge de cisaillement en N

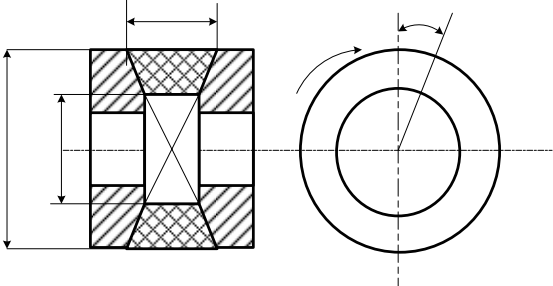
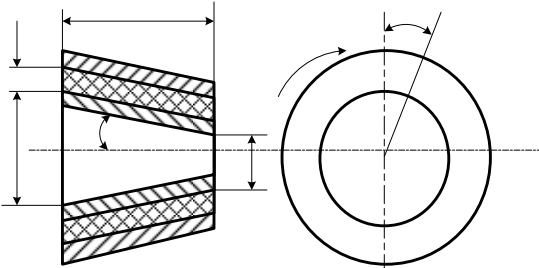
3/ Amortisseurs élastiques simples de torsions :

Tableau 5-3 Amortisseurs élastiques simples de torsions

Forme d'amortisseur	Déformation angulaire ϕ en °	Raideur en torsions de l'amortissement K_{C-T} en N/mm
Cas 1 Amortisseur élastique cylindrique plein supportant un couple de torsion 	$\phi = \frac{32 \cdot C_m \cdot h}{\pi \cdot d^4 \cdot G}$	$K_{C-T} = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot G}{32h}$
Cas 2 Amortisseur élastique conique plein supportant un couple de torsion 	$\phi = \frac{32C_m \cdot h \cdot (d_1^2 + d_1d_2 + d_2^2)}{3\pi \cdot d_1^3 \cdot d_2^3 \cdot G}$	$K_{C-T} = \frac{3\pi \cdot d_1^3 \cdot d_2^3 \cdot G}{32h \cdot (d_1^2 + d_1d_2 + d_2^2)}$
Cas 3 Amortisseur élastique parallélépipédique rectangle supportant un couple de torsion 	$\phi = \frac{C_m \cdot h}{\beta \cdot a \cdot b^3 \cdot G}$ β est la fonction du b/a. Sa valeur se trouve dans la figure 4-24	$K_{C-T} = \frac{\beta \cdot a \cdot b^3 \cdot G}{h}$ β est la fonction du b/a. Sa valeur se trouve dans la figure 4-24

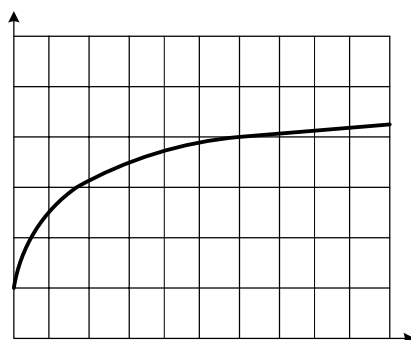
Forme d'amortisseur	Déformation angulaire ϕ en °	Raideur en torsions de l'amortissement K_{C-T} en N/mm
Cas 4 Amortisseur élastique pyramidal à base rectangulaire supportant un couple de torsion 	$\phi = \frac{C_m \cdot h \cdot (b_1^2 + b_1 b_2 + b_2^2)}{3\beta \cdot a_2 \cdot b_1^3 \cdot b_2^2 \cdot G}$ β est la fonction du b/a. Sa valeur se trouve dans la figure 4-24	$K_{C-T} = \frac{3\beta \cdot a_2 \cdot b_1^3 \cdot b_2^3 \cdot G}{h \cdot (b_1^2 + b_1 b_2 + b_2^2)}$ β est la fonction du b/a. Sa valeur se trouve dans la figure 4- 24
Cas 5 Amortisseur élastique comportant un anneau cylindrique en élastomère encadré par deux anneaux métalliques de même longueur supportant un couple de torsion 	$\phi = \frac{C_m}{\pi \cdot L \cdot G} \left(\frac{1}{d_1^2} - \frac{1}{d_2^2} \right)$	$K_{C-T} = \frac{\pi \cdot L \cdot G}{\left(\frac{1}{d_1^2} - \frac{1}{d_2^2} \right)}$
Cas 6 R Amortisseur élastique comportant un anneau cylindrique en élastomère encadré par deux anneaux métalliques de longueur différente supportant un couple de torsion. La relation entre la longueur et le diamètre est linéale. 	$\phi = \frac{C_m \cdot (d_2 - d_1)}{\pi \cdot G \cdot (L_1 d_2 - L_2 d_1)} \left(\frac{1}{d_1^2} - \frac{1}{d_2^2} \right)$	$K_{C-T} = \frac{\pi \cdot G \cdot (L_1 d_2 - L_2 d_1)}{(d_2 - d_1) \left(\frac{1}{d_1^2} - \frac{1}{d_2^2} \right)}$

Forme d'amortisseur	Déformation angulaire ϕ en °	Raideur en torsions de l'amortissement K_{C-T} en N/mm
Cas 7 Amortisseur élastique comportant un anneau cylindrique en élastomère encadré par deux anneaux métalliques de longueur différente supportant un couple de torsion, la relation entre la longueur et le diamètre est : $L_1 d_1 = L_2 d_2 = L \cdot d$ 	$\phi = \frac{2 \cdot C_m}{\pi \cdot L_2 \cdot d_2^2 \cdot G} \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right)$	$K_{C-T} = \frac{\pi \cdot L_2 \cdot d_2^2 \cdot G}{2 \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right)}$
Cas 8 Amortisseur élastique cylindrique creux supportant un couple de torsion 	$\phi = \frac{32 \cdot C_m \cdot L}{\pi \cdot (d_2^4 - d_1^4) \cdot G}$	$K_{C-T} = \frac{\pi \cdot (d_2^4 - d_1^4) \cdot G}{32L}$

Forme d'amortisseur	Déformation angulaire ϕ en °	Raideur en torsions de l'amortissement K_{C-T} en N/mm
Cas 9 Amortisseur élastique cylindrique supportant un couple de torsion 	$\phi = \frac{24 \cdot C_m \cdot L}{\pi \cdot d_2 \cdot (d_2^3 - d_1^3) \cdot G}$	$K_{C-T} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot (d_2^3 - d_1^3) \cdot G}{24 \cdot L}$
Cas 10 Amortisseur élastique comportant un anneau conique en élastomère encadré par deux anneaux métalliques supportant un couple de torsion 	$\phi = \frac{32 \cdot b \cdot C_m \tan \beta}{\pi \cdot G} \left[(d_2^4 - d_1^4) + 4b(d_2^3 - d_1^3) + 2b^2(d_2^2 - d_1^2) + 4b^3(d_2 - d_1) - 4b^4 \ln \left(\frac{d_2 + b}{d_1 + b} \right) \right]^{-1}$ β est la fonction du b/a. Sa valeur se trouve dans la figure 4-24	$K_{C-T} = \frac{\pi \cdot G}{32 \cdot b \cdot \tan \beta} \left[(d_2^4 - d_1^4) + 4b(d_2^3 - d_1^3) + 2b^2(d_2^2 - d_1^2) + 4b^3(d_2 - d_1) - 4b^4 \ln \left(\frac{d_2 + b}{d_1 + b} \right) \right]^{-1}$ β est la fonction du b/a. Sa valeur se trouve dans la figure 4-24

G module d'élasticité transversale en MPa (N/mm²)
C_m couple de torsion en N.mm
F_t charge de cisaillement en N

E_p module pratique d'élasticité longitudinale en MPa (N/mm²)
F charge de compression en N


 Figure 5- 2 Relation entre β et a/b

1-2-1 Amortisseurs élastiques multiples :

- Raideur des amortisseurs élastiques multiples :

Tableau 5-4 Raideur ensemble des amortisseurs élastiques multiples

Méthode des montages	Figure	Raideur ensemble de l'amortissement
1/ Les amortisseurs élastiques sont montés en parallèles L_1 et L_2 sont les distances entre le centre de amortisseur et la charge		$K_C = \frac{(L_1 + L_2)^2}{\frac{L_1^2}{K_1} + \frac{L_2^2}{K_2}}$ Si $L_1 = L_2$; $K_1 = K_2$, la raideur ensemble est : $K_C = 2K_1 = 2K_2$
2/ Les amortisseurs sont montés en séries		$K_C = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2}$ Si $K_1 = K_2$, la raideur ensemble est : $K_C = K_1 / 2 = K_2 / 2$
3/ Les amortisseurs sont montés en séries inverses		$K_C = K_1 + K_2$ Si $K_1 = K_2$, la raideur ensemble est : $K_C = 2K_1 = 2K_2$

1-4 Flambage des amortisseurs élastiques :

Lorsque la longueur (hauteur) d'amortissement est importante par rapport la largeur de l'amortisseur, nous devons contrôler la stabilité de l'équilibre élastique appelée le flambage. En général la déformation unitaire en comprimé d'amortisseur ne doit pas passer la déformation unitaire critique.

$$\varepsilon < \varepsilon_c$$

La déformation unitaire critique se calcule par les formules ci-dessous.

- Pour l'amortisseur cylindrique plein la déformation unitaire critique est :

$$\varepsilon_c = \frac{1}{1 + \frac{1,62 \cdot h^2}{d^2}}$$

avec :

h épaisseur du ressort *en mm*
d diamètre de la section transversale du ressort *en mm*

- Pour l'amortisseur rectangulaire plein la déformation unitaire critique est :

$$\varepsilon_c = \frac{1}{1 + \frac{1,2 \cdot h^2}{a^2}}$$

avec :

h hauteur du ressort pneumatique *en mm*
a longueur du côté court de la section transversale du ressort *en mm*

1-2-2 Contrainte admissible et déformation unitaire admissible d'un amortisseur élastique :

Tableau 5-5 Contrainte admissible et déformation unitaire admissible

Type de déformation	Contrainte admissible [σ] <i>en N/mm² (MPa)</i>		Déformation unitaire admissible [ε] <i>en %</i>	
	Statique	Dynamique	Statique	Dynamique
Compression	3,0	± 1,0	15	5
Cisaillement	1,5	± 0,4	25	8
Torsion	2,0	± 0,7	-	-

Exemple 5-1 Nous souhaitons qu'un amortisseur élastique de compression supporte une charge de $F=8000$ N. La déformation en comprimée soit 10 mm. La déformation maximum du ressort soit 15 mm. La dureté de l'élastomère est de 55HS. Déterminer cet amortisseur.

- (1) Déterminer la hauteur de l'amortisseur élastique h :

Dans le tableau 4-28 nous trouvons $[\varepsilon]=15\%$ la hauteur de l'amortisseur est :

$$h = \frac{f_{\max}}{[\varepsilon]} = \frac{15\text{mm}}{15\%} = 100\text{mm}$$

- (2) Choisir le diamètre du ressort et calculer le module d'élasticité longitudinale :

Nous supposons le diamètre de l'amortisseur est $d = 180\text{mm}$

Le coefficient de forme de l'amortisseur s est :

$$s = \frac{d}{4h} = \frac{180}{4 \times 100} = 0,45$$

Les autres coefficients sont : (voir ce chapitre 8-1-1-2)

$$m = 10,7 - 0,098\text{HS} = 10,7 - 0,098 \times 55 = 5,3$$

$$C_c = 3 + ms^2 = 3 + 5,3 \times 0,45^2 = 4,07$$

Connaissant la dureté de l'élastomère 55HS, nous trouvons le module transversal pratique dans la figure 4-23 $G = 0,76\text{MPa}$

Le moment d'inertie longitudinale est

$$E_p = C_c \cdot G = 4,07 \times 0,76\text{MPa} = 3,09\text{MPa}$$

- (3) Recalculer le diamètre de l'amortisseur :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot h}{\pi \cdot f \cdot E_p}} = \sqrt{\frac{4 \times 8000 \times 100}{\pi \times 10 \times 3,09}} \text{mm} = 181,6\text{mm}$$

Le diamètre $d=181,6$ est proche de l'hypothèse.

- (4) Contrôler la contrainte subie par l'amortisseur :

Quand la charge est maximum $F = 8000\text{N}$, la contrainte est :

$$\sigma = \frac{F}{A} = 8000 \div \frac{\pi \times 180^2}{4} \text{MPa} = 0,314\text{MPa}$$

Quand la déformation arrive au maximum $f = 15\text{mm}$, la contrainte est :

$$\sigma_{\max} = \frac{f_{\max}}{f} \cdot \sigma = \frac{15}{10} \times 0,314\text{MPa} = 0,471\text{MPa}$$

Dans le tableau 4-28 nous avons $[\sigma] = 3\text{MPa}$, donc

$$\sigma_{\max} < [\sigma]$$

L'amortisseur est conforme à la condition des résistances des matériaux.

II AMORTISSEURS PNEUMATIQUES :

2-1 Caractéristiques amortisseurs pneumatiques :

1/ Avantages des amortisseurs pneumatiques :

- a/* Les amortisseurs à gaz peuvent supporter une charge axiale, en supportant une charge radiale.
- b/* La raideur de l'amortisseur peut être réglée en changeant la pression du gaz.
- c/* En changeant la charge, la raideur de l'amortisseur change
- d/* L'amortisseur peut amortir les vibrations.

2/ Les amortisseurs pneumatiques sont de deux formes différentes :

- Amortisseurs à gaz à membrane en élastomère

L'amortisseur à gaz, à membrane en élastomère, comporte une ou plusieurs chambres en caoutchouc renforcé. Le gaz remplit chaque chambre. Quand l'amortisseur supporte une charge, le gaz dans la chambre est comprimé et donne une force pour supporter la charge.

Les amortisseurs à gaz, à membrane en élastomère, sont de fabrication simple et ont une très longue durée de vie. Mais ils ont une grande raideur et une fréquence importante.

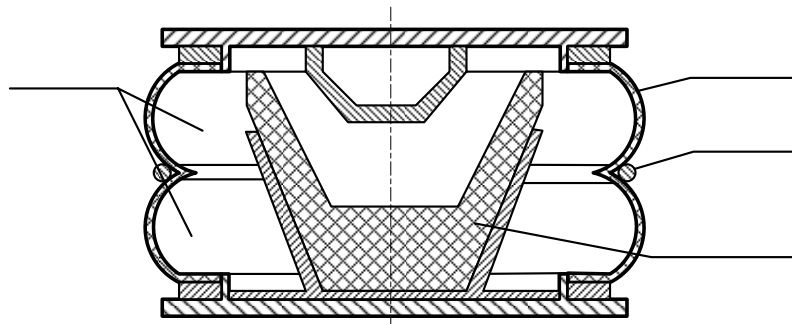


Figure 5- 3 Amortisseur à gaz à membrane en élastomère

- Amortisseurs à gaz à voile en élastomère

Les amortisseurs pneumatiques à voile ont une faible raideur et leur fréquence est petite. Ils ont deux types différents:

Amortisseurs à voile libre;

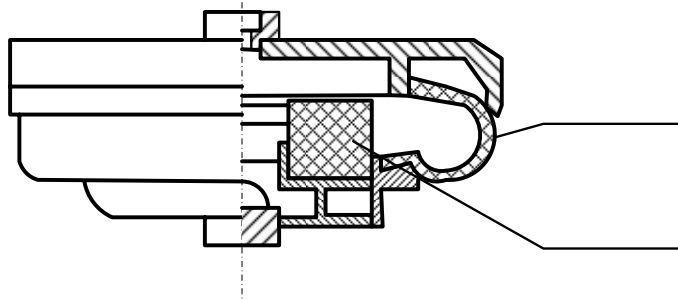


Figure 5- 4 Amortisseur à gaz à voile libre

Amortisseurs à voile limité par une boîte.

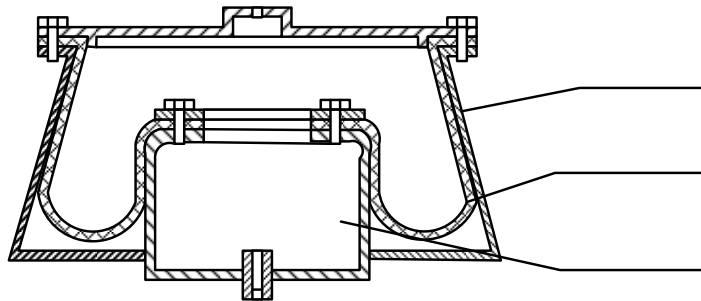


Figure 5- 5 Amortisseur à gaz à voile limité

2-2 Résistance des matériaux des amortisseurs pneumatiques :

2-2-1 Quelques paramètres importants :

1/ Surface active de l'amortisseur à gaz :

$$A = \pi \cdot R^2$$

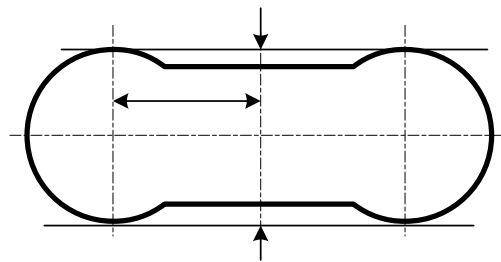


Figure 5- 6 Surface active de l'amortisseur à gaz

2/ Charge supportée par amortisseur :

$$F = A \cdot p = \pi \cdot R^2 p$$

p est la pression de gaz.

3/ Coefficient de forme des amortisseurs à gaz :

1/ Coefficient de forme de l'amortisseur à gaz à membrane en élastomère :

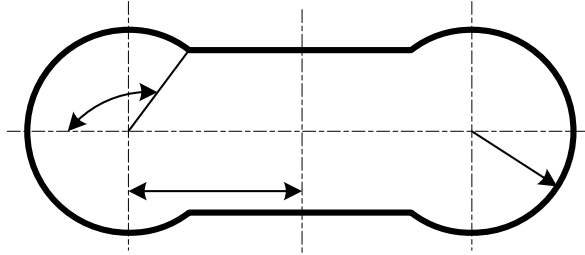


Figure 5- 7 Amortisseur à gaz en membrane en élastomère

$$C_F = \frac{1}{n \cdot R} \cdot \frac{\cos \theta + \theta \sin \theta}{\sin \theta - \theta \cos \theta}$$

avec :

n nombre de chambres du ressort à gaz à membrane en élastomère
Ex : Dans la figure 4-25 l'amortisseur a deux chambres pneumatiques.

2/ Coefficient de forme d'amortisseur à gaz à voile libre en élastomère:

$$C_F = \frac{1}{R} \cdot \frac{\sin \theta \cos \theta + \theta(\sin^2 \theta - \cos^2 \phi)}{\sin \theta(\sin \theta - \theta \cos \theta)}$$

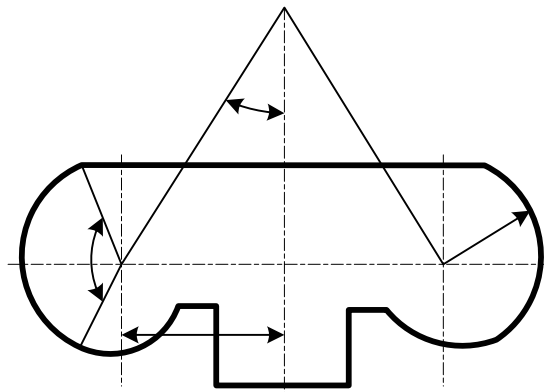


Figure 5- 8 Amortisseur à gaz à voile libre en élastomère

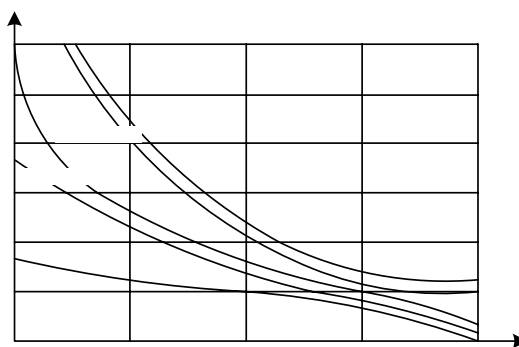


Figure 5- 9 Coefficient de forme C_f de l'amortisseur à gaz à voile libre en élastomère

3/ Coefficient de forme d'amortisseur à gaz à voile limité en élastomère :

$$C_f = \frac{1}{R} \cdot \frac{2 \cdot [\sin(\alpha + \beta) + (\pi + \alpha + \beta) \sin \alpha \sin \beta]}{2 + 2 \cos(\alpha + \beta) + (\pi + \alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)}$$

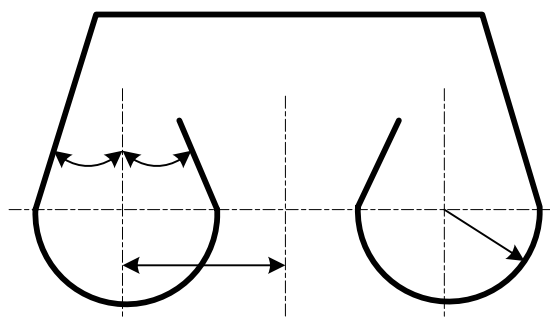


Figure 5- 10 Amortisseur à gaz à voile limité en élastomère

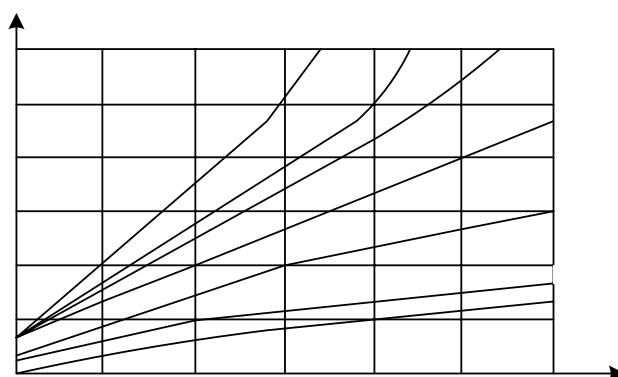


Figure 5- 11 Coefficient de forme C_f de l'amortisseur à gaz à voile limité en élastomère

2-2-2 Raideur axiale d'amortisseur à gaz K_a :

- La raideur axiale de l'amortisseur à gaz est très difficile à calculer. La formule ci-dessous est une formule proche.

$$K_a \approx m(p + p_a) \frac{A^2}{V} + C_f \cdot p \cdot A$$

avec :

m	coefficient de courant de gaz, il dépend de la vitesse de gaz. $1 < m < 1,4$
p	pression de gaz intérieur du ressort <i>en MPa</i>
p_a	pression de l'air extérieur $p_a = 0,098 \text{ MPa}$
A	surface active du ressort à gaz <i>en mm²</i>
V	volume active du ressort à gaz <i>en mm³</i>
C_f	coefficient de forme de l'amortisseur à gaz (voir ce chapitre 8-2-2-1)

2-2-3 Raideur radiale de l'amortisseur à gaz :

La raideur radiale de l'amortisseur à gaz est fonction de la forme de l'amortisseur, de la structure de la chambre et de son matériel.

1/ Amortisseur à gaz à membrane en élastomère :

La raideur radiale du ressort à gaz à membrane en élastomère est la somme de la raideur en flexion et la raideur en cisaillement.

a/ Raideur en flexion d'amortisseur à gaz à membrane en élastomère avec une seule chambre : (n=1)

$$K_f = \frac{1}{2} C_F \cdot \pi \cdot p \cdot R^3 (R + r \cos \theta)$$

avec :

C_F coefficient de forme (voir ce chapitre 8-2-2-1 ; pour n=1)

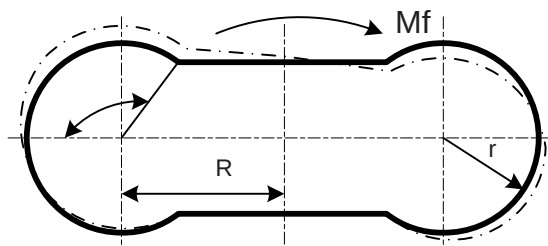


Figure 5- 12 Flexion de l'amortisseur à gaz à membrane en élastomère avec une seule chambre

b/ Raideur en cisaillement d'amortisseur à gaz à membrane en élastomère avec une seule chambre :

$$K_t = \frac{\pi}{16 \cdot r \cdot \theta} m \cdot \rho \cdot E_i \cdot (R + r \cos \theta) \sin^2 2\psi$$

avec :

- m nombre de couche des tissus de la membrane en élastomère
- ρ densité de tissus de la membrane en élastomère
- E_i module d'élasticité longitudinale d'un fil de tissus de la membrane en élastomère
- ψ angle entre l'axe de la chambre et le fil de la membrane en élastomère

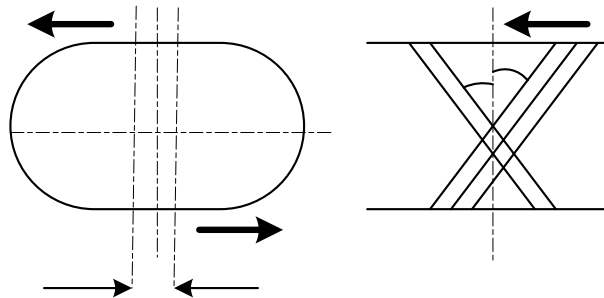


Figure 5- 13 Cisaillement de l'amortisseur à gaz à membrane en élastomère (n=1)

c/ Raideur radiale de l'amortisseur à gaz à membrane en élastomère avec plusieurs chambres : (n>1)

$$K_r = \left\{ \frac{n}{K_t} + \frac{\left[(n-1) \left(h + h' + \frac{F}{K_t} \right) \right]^2}{\left(2K_f + \frac{F^2}{2K_t} \right) - F(n-1) \left(h + h' + \frac{F}{K_t} \right)} \right\}^{-1}$$

avec :

- n nombre de chambres de l'amortisseur à gaz à membrane en élastomère
- h hauteur de la chambre de l'amortisseur à gaz à membrane en élastomère
- h' hauteur de la ceinture entre deux chambres pneumatiques
- F charge axiale supportée par l'amortisseur
- K_f raideur en flexion de l'amortisseur à gaz à membrane en élastomère (n=1)
- K_t raideur en cisaillement d'amortisseur à gaz à membrane en élastomère (n=1)

2 Amortisseur à gaz en voile en élastomère :

La raideur radiale de l'amortisseur à gaz à voile en élastomère, sous une charge radiale, est :

$$K_r = \pi \cdot C_{F-r} \cdot p \cdot R^2 + K_{r0}$$

avec :

K_{r0} raideur radiale propre de la chambre pneumatique
 p pression de gaz
 C_{F-r} coefficient de forme pour raideur radiale

- Pour l'amortisseur à gaz à voile libre en élastomère: (voir la figure 5-8)

$$C_{F-r} = \frac{1}{2R} \frac{\sin \theta \cos \theta + \theta(\sin^2 \theta - \sin^2 \varphi)}{\sin \theta(\sin \theta - \theta \cos \theta)}$$

- Pour l'amortisseur à gaz à voile limite en élastomère: (voir la figure 5-10)

$$C_{F-r} = \frac{1}{2R} \frac{(\pi + \alpha + \beta) \cos \alpha \cos \beta - \sin(\alpha + \beta)}{1 + \cos(\alpha + \beta) + \frac{1}{2}(\pi + \alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)}$$

III AMORTISSEURS COURANTS : (voir réf 20)

Dans la pratique nous utilisons les amortisseurs pour amortir les vibrations des machines, pour diminuer les chocs et pour améliorer les problèmes d'acoustique.

Si la vitesse de compression ou de cisaillement due à la charge est négligeable, la masse de l'amortisseur est petite. Nous pouvons considérer que la charge est une fonction de la flèche.

Nous présenterons quelques utilisations des amortisseurs dans l'industrie.

- Suspensions élastiques
- Suspensions métalliques
- Articulations élastiques
- Accouplement élastiques

3-1 Suspensions métalliques - amortisseurs métalliques :

3-1-1 Avantage :

- 1/ Les amortisseurs métalliques garantissent la constance dans le temps des caractéristiques et de la hauteur sous charge.
- 2/ Ils supportent bien les huiles, graisses, solvants, intempéries, et les produits corrosifs.
- 3/ Ils supportent des températures de -70° à 300°C sans changement de leurs caractéristiques.
- 4/ Ils ont une fréquence très basses de 3 Hz.

3-1-2 Fréquence de résonance :

Un ensemble isolateur - masse support une masse, qui produit une flèche f et une sous tangente Δ (voir la figure 5-15). La flèche f est la distance entre la hauteur libre et la hauteur sous la charge.

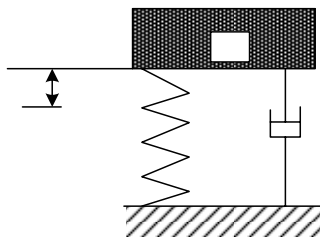


Figure 5-14 Amortisseurs métalliques

La fréquence f_r de résonance de l'ensemble isolateur – masse est :

$$f_r = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{en Hz}$$

K raideur en N/mm
 M masse en kg

L'amortissement ε (en %) se calcule :

$$\varepsilon = \frac{R}{K} V$$

R coefficient en N.s
 V vitesse m /s

La Courbe de la charge – flèche :

La courbe de la charge en fonction de la flèche du ressort est linéaire. Mais la courbe de la charge en fonction de la flèche d'un amortisseur est une courbe non linéaire.

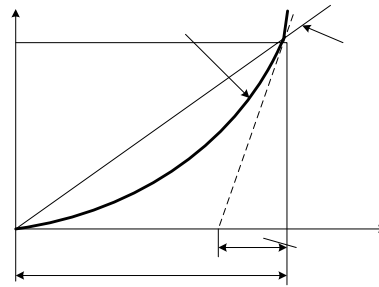
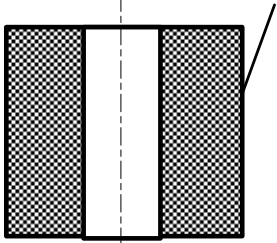
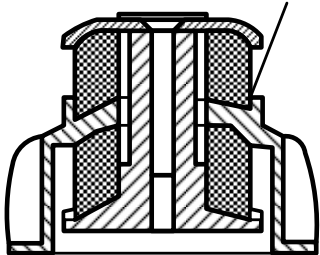
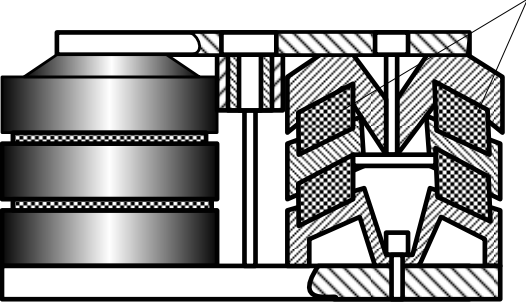
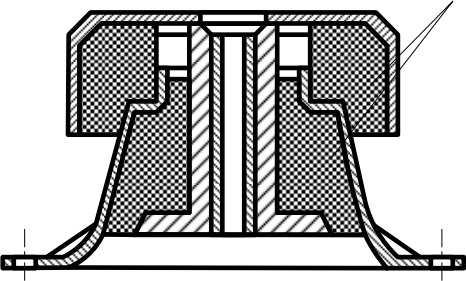


Figure 5-15 **Courbe de la charge – flèche**

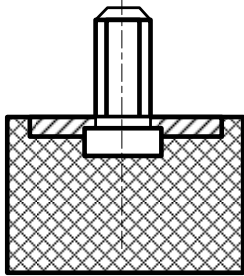
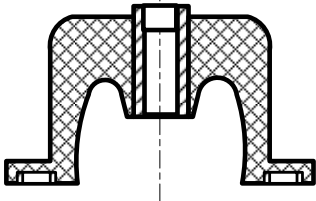
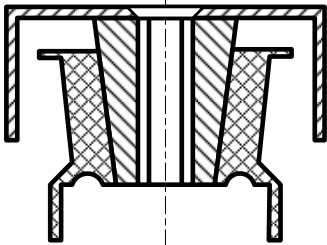
Tableau 5-6 Types des suspensions métalliques - amortisseurs métalliques

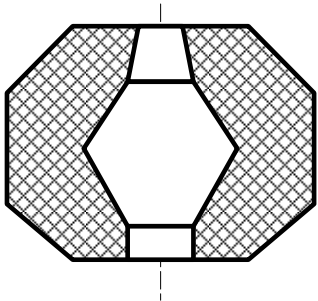
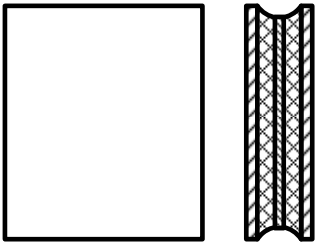
Amortisseurs métalliques	Figures	Charge statique nominale en daN	Fréquence propre en Hz	Fonctionnement
1. Elasticité axiale Ex : Coussins métalliques PDM-1000		De 5 à 5000 daN	Entre 12 et 25 Hz	Le coussin métallique est constitué d'un fil inoxydable écroui, tricoté et comprimé à la presse pour obtenir une forme géométrique. La grande résistance naturelle aux graisses, huiles, eau, et la tenue en température (-70° à 300°C) permettent d'utiliser les coussins dans les industrielles. La fréquence propre comprise est entre 12 et 25 Hz. L'amortissement est 15% à 20%.
2. Elasticité axiale et radiale + antirebond Ex : Coussins métalliques V118- MG		De 50 à 7 000 daN	Entre 11 et 22 Hz	L'amortisseur est constitué d'une coupelle supérieure, d'une embase avec trous de fixation et d'un axe taraudé. La tenue de température est entre - 70° et +300°C. Nous pouvons utiliser pour les machines – outils (broyeurs, concasseurs, presses à balancier, machines d'imprimerie, machines textiles) ; machine tournantes (moteurs, groupes, pompes.) et les ponts roulants.

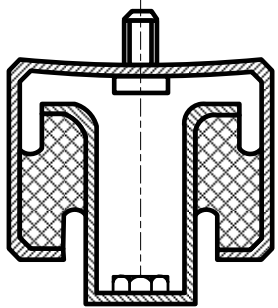
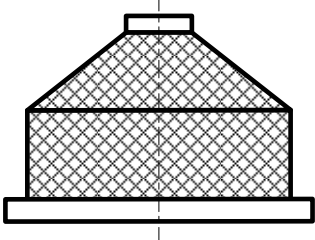
Amortisseurs métalliques	Figures	Charge statique nominale en daN	Fréquence propre en Hz	Fonctionnement
3. Elasticité axiale Ex : Coussins métalliques SP539		De 5 000 à 280 000 daN	Entre 10 et 16 Hz	L'amortisseur métallique est constitué d'un empilage de coussins métalliques compris entre un et trois. Les coussins permettent de faire varier la fréquence propre selon le nombre de coussins et par conséquent d'améliorer l'atténuation vibratoire. Nous utilisons les amortisseurs métalliques pour machines à découpe (presses, poinçonneuse...) et les machines tournantes.
4. Elasticité axiale et radiale + antirebond Ex : Coussins métalliques VIH-6000		De 25 à 500 daN	Entre 12 et 18 Hz	L'amortisseur VIH -6000 est constitué d'une embase, d'une coupelle et d'un axe sorti en acier. Les parties résilientes sont des coussins métalliques en fil inox. Nous utilisons pour la suspension de machines tournantes, de baies électroniques, etc.

3-2 Suspensions élastiques - Supports élastiques :

Tableau 5-7 Types des suspensions élastiques - supports élastiques

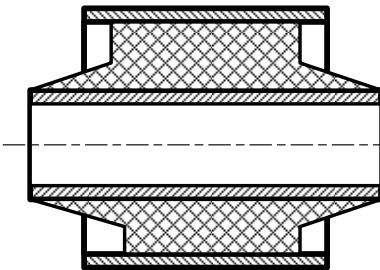
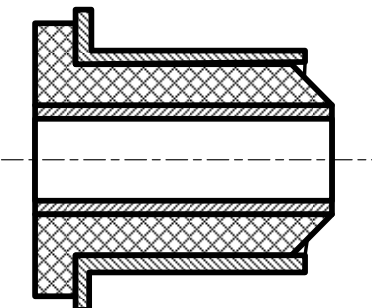
Supports élastiques	Figures	Charge statique nominale en daN	Flèche en mm	Fonctionnement
1. Elasticité radiale prédominante Ex : RADIAFLEX		De 8 à 1 100 daN	De 3,5 à 8mm	Travail du caoutchouc : - en compression - en cisaillement - ou en compression - cisaillement suivant le montage Avantages : - Simplicité de montage - Produit simple en économique
2. Equifréquence Ex : PAULSTRADYN		De 4 à 1 400 daN	Gamme de pièce à flèche identique (≈6,5mm) pour assurer une fréquence propre de 7 Hz	Avantages : - Atténuation vibratoire supérieure à 90% à 1500 tr/min (25Hz) - Facilité montage - Caractéristiques stabilisées - Esthétique
3. Elastique axiale prédominante Ex : STABIFLEX (voir la figure)		De 40 à 1 800 daN	De 3,5 à 8mm	Une élasticité axiale deux à trois fois plus importante que son élasticité radiale. Travail du caoutchouc : - en cisaillement et coincement ou en cisaillement/compression Avantages : - Pose directe de la machine avec ses supports, sur le sol.

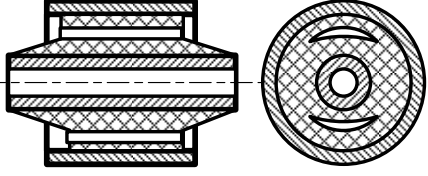
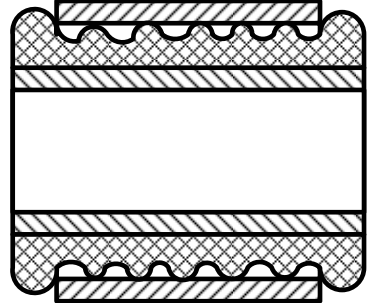
Supports élastiques	Figures	Charge statique nominale en daN	Flèche en mm	Fonctionnement
4. Basse fréquence Ex : EVIDGOM		De 60 à 14 000 daN	De 10 à 60 mm	Il est un support de révolution en caoutchouc. Fréquence propre 2,5 à 7 HZ Avantages : . Une très grande élasticité axiale . Fréquence propre très basse . Effet de butée progressive dans le cas de chocs ou surcharges accidentels . L'élastomère utilisé présente un amortissement propre, donc une absorption d'énergie qui constitue un avantage non négligeable par rapport à un ressort métallique.
5. Faible raideur en cisaillement : Ex : support « SANDWICH »		De 5 000 à 45 000 daN	De 12 à 5 mm	1. Le support est constitué, d'une ou plusieurs couches d'élastomère comprises entre des armatures métalliques planes et parallèles. 2. Les taux de contrainte en compression varient de 20 à 100 bars 3. Ils sont conçus pour supporter de fortes charges en compression Avantages : . Faible épaisseur . Grand surface d'appuis . Superposition possible des supports. . Mouvement dans toutes les directions de l'ensemble suspendu

Supports élastiques	Figures	Charge statique nominale en daN	Flèche en mm	Fonctionnement
6. Elasticité axiale prédominante - TRAXIFLEX		De 20 à 125 daN	De 4 mm	1. Le support est constitué par deux armatures métalliques et U inversées, reliées entre elles par deux blocs de caoutchouc adhérent. 2. Travail de caoutchouc en compression – cisaillement. 3. Fréquence propre de 8 à 10 HZ Avantages : (1). Solution économique contre la propagation des bruits par voie solide. (2). Bonne résistance des constituants aux agents atmosphériques. (3). Filtrage des phénomènes vibratoires et atténuation de leurs conséquences acoustiques. (4). Absorption des allongements dus aux dilatations thermiques.
7. Elastomère VIBRACHOC		De 10 à 70 daN		1. Fréquence de résonance : . Axiale : de 8 à 12 Hz . Radiale de 6 à 10 Hz 2. Course axiale maximale disponible aux choc : 30mm. 3. Résistance structurale correspondant à une accélération continue de 3g sous charge maxi.

3-3 Articulations élastiques

Tableau 5-8 Types des articulations élastiques

Articulations élastiques	Figures	Charge radiale maximum en daN		Torsion		Fonctionnement
1. Articulations simples Ex : FLEXIBOC		Statique daN	Flèche	Angle maxi		L'articulation constituée par 2 tubes concentriques entre lesquels est adhéree une masse d'élastomère.
		De 10 à 550 daN	De 0,03 à 1,5mm	De 5 à 40°		
2. Articulation à collerettes Ex : FLANBLOC		Statique daN	Dynamique daN	Angle maxi	Couple N.m approximatif	Pour cette articulation, l'un des tubes comporte une collerette.
		De 60 à 250 daN	Coefficient de surcharge : 3	30°	De 45 à 90 N.m	

Articulations élastiques	Figures	Charge radiale maximum en daN		Torsion		Fonctionnement
		Statique daN	Dynamique daN	Angle maxi	Couple approx. N.m	
3. Articulations simples Ex : FLEXIBOC		De 400 daN à 10 500 daN	(15 000)	De 6° à 20°	De 10 à 80	L'articulation alvéolée a pour d'avoir des rigidités radiales, très différentes suivant les axes de sollicitation perpendiculaires. L'écart de rigidité est réglé par la taille des alvéoles qui peuvent être traversantes ou non.
4. Articulations tournantes Ex : FLUBLOC		Statique De 900 daN à 7 000 daN		-		L'articulation donne un minimum de résistance en torsion. L'élément est fixé à une seule des armatures. Un lubrifiant assure le glissement entre cet élément et la seconde armature. La structure de l'amortisseur permet une rotation continue à faible vitesse de l'armature intérieure. Elle peuvent tourner sur 360°, n'ont pas besoin d'entretien puisque graissées à vie. L'alésage les recevant n'a pas besoin de grande précision et l'effort de démanchement et de 1 500 à 1 800 daN.

Chapitre 6

BOULONNERIE ET VIS

Un système de boulonnerie est assuré par une liaison rigide démontable. Nous pouvons dire aussi, un boulon crée une liaison rigide, entre les pièces qu'il traverse par la vis, et enserre entre la tête de vis et l'écrou.

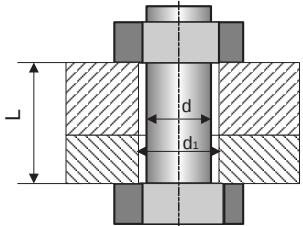
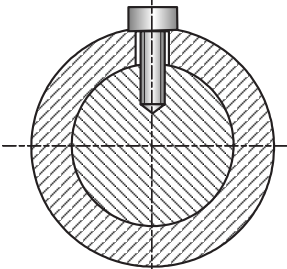
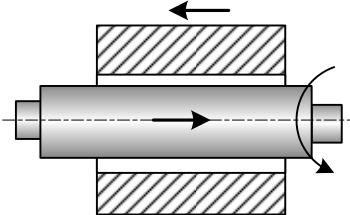
Une ou plusieurs rondelles placées de part et d'autre des pièces permettent de mieux répartir l'effort de compression et/ou de protéger des déformations non désirées. Un écrou peut venir assurer le serrage.

I GÉNÉRALITÉ DES BOULONNERIES (réf. NF E 03-051/25-003/27-006)

1-1 Filets :

1-1-1 Utilisation d'un ensemble filet :

Tableau 6-1 Utilisation d'un ensemble filet

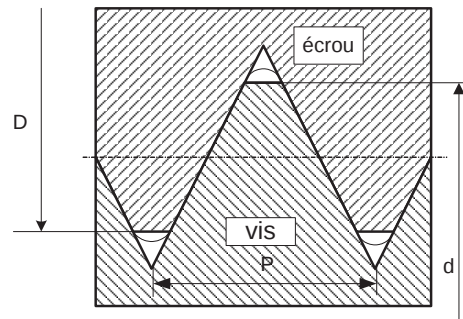
Utilisation	Figure
a/ Assurer une liaison complète rigide démontable entre des pièces.	
b/ Assurer une liaison partielle rigide	
c/ Transformer un mouvement de rotation en un mouvement de translation	

1-1-2 Caractéristiques des filets

a/ Diamètre nominal :

Pour la vis le diamètre d est mesuré
aux sommets de filets

Pour l'écrou le diamètre D est mesuré
à fond de filet



b/ Le Pas :

« Le Pas » est la distance entre deux points homologues de deux profils consécutifs d'un même filet.

- Pas gros : (pas normal) pour usage général
Ex : M10 (diamètre 10 mm)

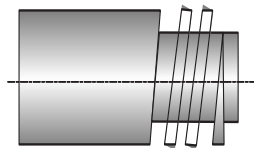
- Pas fin :
Ex M10×1 (diamètre 10 mm ; pas = 1mm)

. Utiliser pour cas spéciaux ; filetage sur tube et pour réglage fin

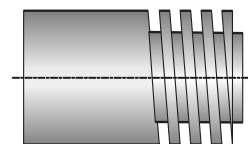
. Caractéristiques : Avance par tour réduite
Empreinte réduite
Tolérances plus sévères à diamètre égal

c/ Sens de l'hélice :

Pas à gauche



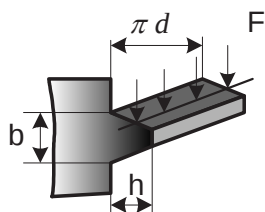
Pas à droite



1-1-3 Résistance des matériaux des filets

1-1-3-1 Résistance des matériaux des filets des vis

Contrainte cisaillement



$$\tau = \frac{F}{k \pi d b z} \leq [\tau]$$

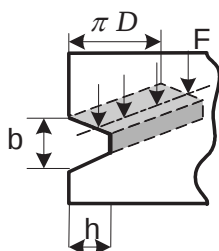
Contrainte normale

$$\sigma = \frac{3 F h}{k \pi d b^2 z} \leq [\sigma]$$

F	force axiale	en N
d	diamètre de vis	en mm
b	largeur de filet de vis	en mm
h	hauteur de filet de vis	en mm
k	coefficient de sécurité	
$[\sigma], [\tau]$	contrainte normale et contrainte cisaillement	en N/mm^2

1-1-3-2 Résistance des matériaux des filets et des écrous

Contrainte cisaillement



$$\tau = \frac{F}{k \pi D b z} \leq [\tau]$$

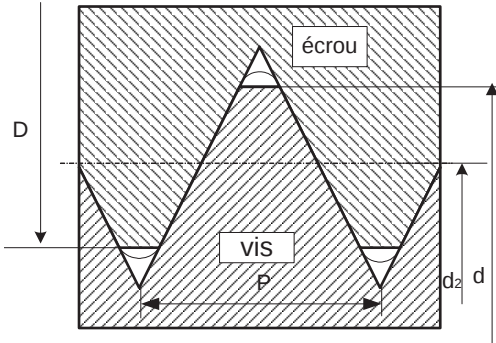
Contrainte normale

$$\sigma = \frac{3 F h}{k \pi D b^2 z} \leq [\sigma]$$

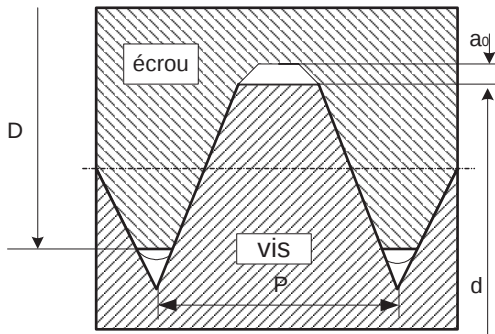
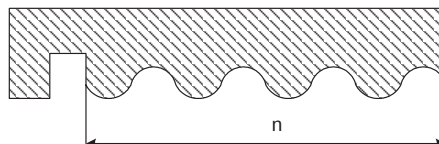
F	force axiale	en N
d	diamètre de vis	en mm
b	largeur de filet de vis	en mm
h	hauteur de filet de vis	en mm
k	coefficient sécurité	
$[\sigma], [\tau]$	contrainte normale et contrainte cisaillement	en N/mm^2

1-1-4 Type de filets :

Tableau 6-2 Type de filets

Type des filets	Dimensions										
1/ Filets ISO Triangulaire :  $d_2 = d - 0,6495P$	1-1/ Filetages à pas fin										
	Diamètre nominal d	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27
	Pas P	1	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2
	Diamètre sur flancs d_2	7,35	9,188	11,188	13,026	15,026	17,03	19,03	21,03	22,70	25,70
	1-2 Filetage à pas gros										
	Diamètre nominal d	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20
	Pas P	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5
	Diamètre sur flancs d_2	3,545	4,48	5,35	7,188	9,026	10,863	12,701	14,701	16,376	18,376

d diamètre nominal = diamètre extérieur de la vis
 d_2 diamètre sur flancs

Type de filets	Dimensions										
2/ Filets trapézoïdaux symétriques	Il faut respecter un vide à fond de filet a_0 dont la valeur en fonction de p est donnée ci-dessous.										
 $d_2 = d - 0,5P$	Diamètre nominal d en mm	8 9	10 11	12 14	15 18	20 22	25 28	32 36	40 45	50 56	63 70
	Pas p en mm	1,5	1,5 2	1,5 2	2 3	2,4 3	3,5 4	4,6 5	4,8 5	5,1 8	5,12 8
	a_0	0,15 pour $P = 1,5$; 0,25 pour $P = 2$ à 5 ; 0,5 pour $P = 6$ à 12									
3/ Filets gaz pour étanchéité	a. Ce type de filetage est utilisé pour les assemblages d'étanchéités. Ex : les tubes filetés ; Les robinetteries ; les raccords des tubes filetés. b. Le filetage extérieur est conique, l'intérieur est cylindrique. c. Longueur filetée extérieur conique utile $> a + L$ d. Longueur filetée du taraudage cylindrique $n \geq 0,8(a_{\min} + L)$										
 Filetage intérieur cylindrique	Dia. nom. d	1/16	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2
	Pas p	0,907	0,907	1,337	1,337	1,337	1,814	2,309	2,309	2,309	2,309
	Nombre de pas pour 25,4	28	28	19	19	14	14	11	11	11	11
	$a_{\min}$	3,1	3,1	4,7	5,1	6,4	7,7	8,1	10,4	10,4	3,6
	$L_{\min}$	2,5	2,5	3,7	3,7	5,0	5,0	6,4	6,4	6,4	7,5

1-2 Boulons :

1-2-1 Définition de boulon - visserie :

(Voir R.Quatremer *Précis de construction mécanique*)

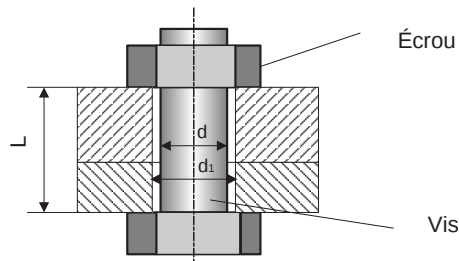


Figure 6-1 Visserie

1/ Vis :

« Pièce constituée d'une tige filetée sur tout ou partie de sa longueur, avec ou sans tête, mais comportant un dispositif d'immobilisation ou d'entraînement. »

Vis de fixation : Une vis de fixation est un organe mécanique, constituée d'une tige filetée et d'une tête destinée à réaliser la fixation d'une ou de plusieurs pièces par pression de celles-ci sur les autres, dans laquelle elle se visse. La fixation par vis crée une liaison complète, rigide et démontable.

Les caractéristiques de définition d'une vis de fixation sont :

- diamètre nominal du filetage
- forme du filet
- pas de vis
- forme de tête,
- longueur de tige,
- longueur filetée

2/ Écrou :

« Pièce taraudée comportant un dispositif d'entraînement et destinée à être vissée. » Nous pouvons dire, un écrou est un composant élémentaire d'un système vis/écrou destiné à l'assemblage de pièces ou à la transformation de mouvement.

Les caractéristiques de définition d'un écrou de fixation sont :

- diamètre nominal du filetage
- forme du filet
- pas de vis correspondant à l'écrou
- forme de l'écrou,
- épaisseur de l'écrou,

3/ Boulon :

Un boulon est un organe d'assemblage constitué d'une vis et d'un écrou. C'est à dire : un boulon est un « ensemble constitué d'une vis à tête et d'un écrou, destiné normalement à assurer un serrage entre la face d'appui de la tête du boulon et celle de l'écrou. »

Un boulon crée une liaison rigide par obstacle et démontable, entre les pièces qu'il traverse par la vis, et enserre entre la tête de vis et l'écrou.

Les caractéristiques de définition d'un boulon sont :

- celle de sa vis (forme de tête, longueur de tige, longueur filetée)
- celle de son écrou (forme et dimension)
- celle communes aux deux (diamètre nominal du filetage, forme du filet, pas de vis)

4/ Goujon

« Tige comportant un filetage à ses deux extrémités et destinée à assurer un serrage entre la face d'une pièce dans laquelle l'une des extrémités vient s'implanter à demeure par vissage et la face d'appui d'un écrou vissé sur l'autre extrémité. »

« Un goujon est toujours bloqué à fond de filetage, on représentera alors les filets incomplètement formés servant au blocage. »

5/ Trou lisse :

Le diamètre du trou permettant le passage d'une vis, d'un goujon ou d'un boulon.

1-2-2 Section équivalente d'une vis :

Dans le calcul d'assemblage boulons, nous considérons que les boulonneries supportent une force en traction. Donc nous remplacerons la vis par une tige pleine. La section de la vis est la suivante :

$$d_2 = d - 0,65 \cdot p$$

$$d_3 = d - 1,226 \cdot p$$

$$A^* = \frac{\pi \cdot d^{*2}}{4} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

avec :

A^* aire équivalente de section S^*

d_2 diamètre sur flanc

d_3 diamètre à fond de filet de la vis

d diamètre nominal

p pas du filet isométrique

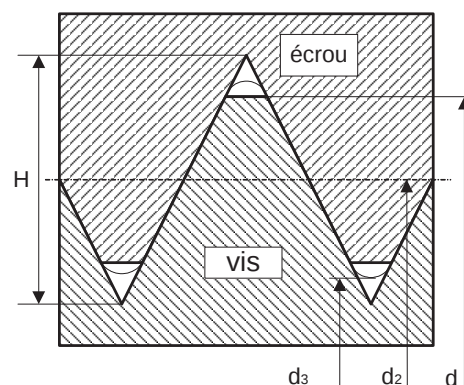


Tableau 6-3 Déterminer la section équivalente des pièces assemblées

Diamètre D_e et D_a	Section équivalente des pièces assemblées A^*	Figure
Cas 1 $D_a \leq D_e$	$A^* = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_b^2)$	
Cas 2 $D_a > D_e$ et $D_a \leq D_e + L$	$A^* = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_b^2) + \frac{\pi}{8} D_e (D_a - D_e) (x + 2) x$ x Pour le serrage par écrou : $x = \left(\frac{L D_e}{D_a^2} \right)^{1/3}$ Pour le serrage dans trou borgne : $x = \left(\frac{L}{D_a} \right)^{0,2}$	
	Si la surface de reprise des efforts est tronquée. $D_a = (x + y) / 2$ x et y inférieurs à $3D_e$	
Cas 3 $D_a > D_e + L$	$A^* = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_b^2) + \frac{\pi}{8} D_e L \cdot (x + 2) \cdot x$ x Pour le serrage par écrou : $x = \left(\frac{L D_e}{L + D_a^2} \right)^{1/3}$ Pour le serrage dans trou borgne : $x = \left(\frac{L}{L + D_a} \right)^{0,2}$	

1-2-3 Rigidité du boulon et des pièces assemblées : (voir ce chapitre 3-3)

La formule ci-dessous tient compte de la déformation de la tête de la vis et la déformation de l'écrou

Définition de rigidité K

$$K = \frac{F_0}{\Delta L}$$

Rigidité du boulon K_B

$$\frac{1}{K_B} = \frac{L_1 + 0,4d}{E \cdot A} + \frac{L_2 + 0,4d}{E \cdot A^*}$$

avec :

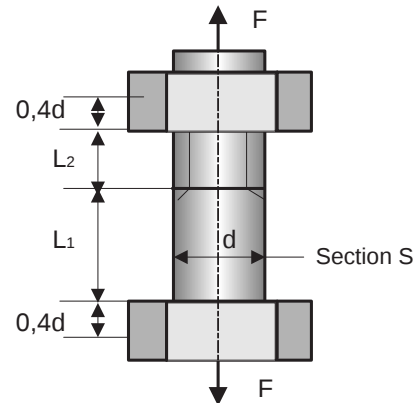
E module d'élasticité longitudinale du boulon

A aire du fût de section S

A^* aire équivalente de section S

d diamètre nominal

F_0 précharge



1-2-4 Rigidité K_A des pièces assemblées (cas de deux tôles) : (voir ce chapitre 3-3)

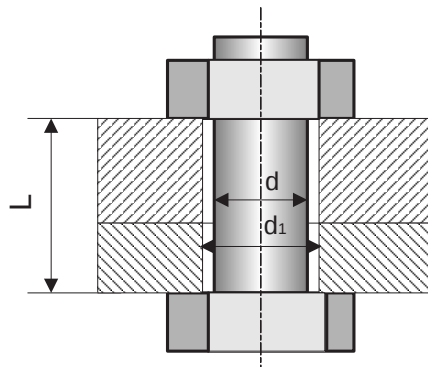


Figure 6-2 Rigidité K_A des pièces assemblées

Nous supposons que la pression de serrage se répartit uniformément sur une surface A_A

$$K_A = \frac{E_A \cdot A_A}{L}$$

Avec :

K_A rigidité des pièces assemblés en N/mm

$$A_A = \frac{\pi}{4} (9d^2 - d_1^2) \quad \text{en } mm^2$$

E_A module d'élasticité longitudinale du matériau des pièces en N/mm^2 (MPa)

II CHARGE S'APPLIQUANT SUR LES ASSEMBLAGES BOULONNÉS :

2-1 Charge statique s'appliquant sur le boulon :

2-1-1 Précharge du boulon :

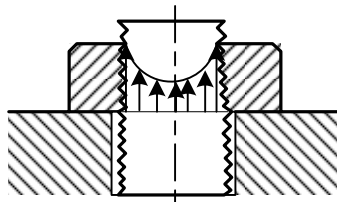
Lors nous montons des boulons, nous devons serrer des boulons. Cette charge statique de serrage est appelée une précharge. La précharge du boulon dépend :

- . du couple de serrage M_c
- . du diamètre nominal de la vis
- . du coefficient de frottement au niveau de la vis – écrou et sous tête.

1/ Hypothèses simplificatrices :

La difficulté de l'étude permettant d'atteindre des résultats garantissant la limitation de la plastification au niveau du premier filet tient :

- à la répartition de la charge entre les filets contact le type d'écrou utilisé.
- aux variations des facteurs de frottement vis - écrou, écrou – vis.
- à l'influence des concentrations de contraintes.



- à l'incertitude sur le couple de serrage.

2/ Couple de serrage :

$$M_c = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \tan(\alpha + \varphi) + F_0 \cdot K_f \cdot \frac{d_m}{2}$$

avec

F_0	précharge
K_f	coefficient de frottement de la tête
d_m	diamètre moyen de la portée sous tête
$F_0 \cdot K_f \cdot \frac{d_m}{2}$	frottement au niveau de la tête
$\tan \varphi = \frac{K_f}{\cos \beta}$	angle d'inclinaison des flancs de filets β et du frottement
α	au niveau des filets
a	angle d'hélice du filetage $\tan \alpha = p$
p	pas du filetage ;
d_2	diamètre sur flanc

Tableau 6-4 **Classe du couple de serrage**
(Voir le M. Aublin, *Systèmes mécaniques*)

Classe du couple de serrage	Couple de serrage	Méthode de serrage		
		Manuel portatif	Motorisé portatif	Motorisé fixe
A $\leq \pm 5\%$		-	-	Visseuses électriques
	$\leq 400 Nm$	Clés dynamométriques électronique	-	-
	Sans limitation			Moteur à deux vitesses
	Sans limitation			Moteur asservis électroniquement
B $\pm 5\%$ à $\pm 10\%$	-	-	-	Visseuses hydrauliques
	$\leq 800 Nm$	Clés dynamométriques à déclenchement automatique	-	-
	$\leq 2000 Nm$	Clés dynamométriques à lecture directe à cadran	-	-
	$\leq 80 Nm$	-	Clé à renvoi d'angle à déclenchement	
	Sans limitation	-	-	Moteurs pneumatiques à contrôle de couple
	Sans limitation	-	-	Moteur à pulsation
C $\pm 10\%$ à $\pm 20\%$	$\leq 10 Nm$	-	Visseuses simples à calage pneumatique	-
	$\leq 10 Nm$	-	Visseuses simples à calage électrique	-
	$\geq 10 Nm$	-	Clés à choc à énergie emmagasinée (barre de torsion ou autre procédé)	-

Classe du couple de serrage	Couple de serrage	Méthode de serrage		
		Manuel portatif	Motorisé portatif	Motorisé fixe
C $\pm 10\%$ à $\pm 20\%$	$\leq 20 Nm$	-	Clés à renvoi d'angle à calage	-
	$\leq 400 Nm$	Clés dynamométriques à déclenchement simple	-	-
	Sans limitation	-	-	Moteurs pneumatiques simples
D $\pm 20\%$ à $\pm 50\%$	$\geq 50 Nm$	-	Clé à choc simple	-
	$\leq 50 Nm$	Clé à main	Visseuses à crabots	-

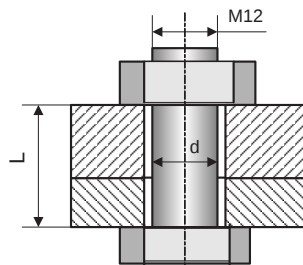
3/ Précharge F_0 en fonction du moment du couple de serrage M_c

$$F_0 = \frac{M_c}{0,161 \cdot p + K_f \left(0,583 \cdot d_2 + \frac{d_m}{2} \right)}$$

avec

d_2 diamètre sur flanc
 d_m diamètre moyen des portées sous tête
 K_f coefficient de frottement considéré comme égal au niveau de la tête et des filets
 p pas du filetage ;

Exemple 6-1 Assemblage boulonné. La vis est **M12** au diamètre intérieur $d_i = 10,1 \text{ mm}$, longueur $L = 80 \text{ mm}$. Allongement $\Delta L = 0,03 \text{ mm}$. Module d'élasticité longitudinale $E = 210 \text{ GN/m}$.



- Déformation unitaire ε

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{0,03}{80} = 0,000375$$

- Contrainte en traction de vis

$$\begin{aligned} \sigma &= E \cdot \varepsilon = 210 \times 10^9 \times 0,000375 \\ &= 78,8 \times 10^6 \text{ N / m}^2 = 78,8 \text{ MPa} \end{aligned}$$

- Précharge F_0

$$F_0 = A^* \cdot \sigma = \frac{\pi}{4} \times (10,1 \times 10^{-3})^2 \times 78,8 \times 10^6 = 6310 N = 6,31 kN$$

2-1-2 Précharge maximum :

Il existe une grande incertitude sur la relation entre le couple de serrage et la tension de la vis. Donc nous définissons une précharge maximum :

$$F_0 \text{ max} = \gamma \cdot F_{0 \text{ min}}$$

avec :

γ coefficient d'incertitude sur serrage

Tableau 6-5 Coefficient d'incertitude sur serrage γ

	Moyen de serrage	Coefficient d'incertitude sur serrage γ
1	Clé dynamique	1,5
2	Visseuse rotative avec étalonnage sur montage	1,5
3	Clé à choc avec adaptation de rigidité et étalonnage périodique sur le montage	2,5
4	Clé à main	4
5	Clé à choc sans étalonnage	4

- Serrage minimum

Le serrage minimum se calcule par la formule ci-dessous :

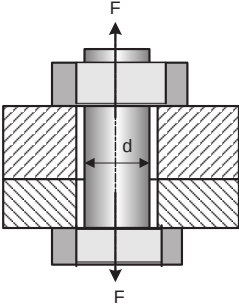
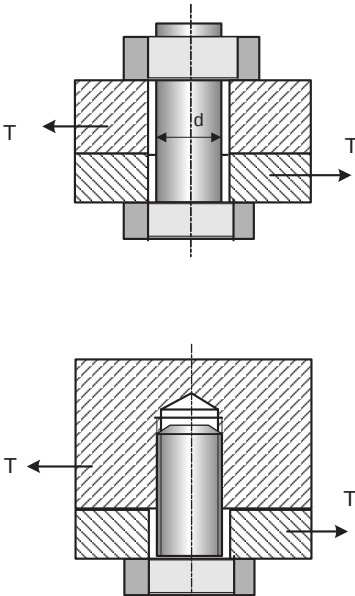
$$F_{0 \text{ min}} = F_e + \frac{T_e}{\tan \varphi}$$

avec :

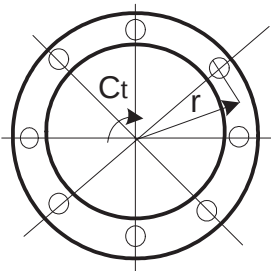
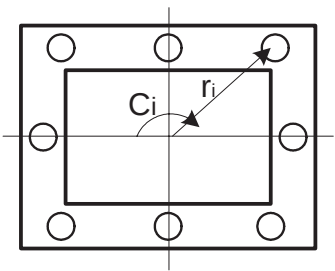
F_e effort extérieur de traction sur chaque vis en N
 T_e effort tangentiel sur chaque vis dû à l'effort transversal sur l'assemblage en N
 $\tan \varphi$ facteur de frottement entre les pièces assemblées

2-1-3 Quelque exemple de précharge supportée par les boulons :

Tableau 6-6 Précharges supportées par les boulons

Type de la charge	Figure	Précharge	
		Précharge sur chaque boulon (en cas de trou lisse)	Précharge sur chaque boulon (en cas de taraudage)
(1) Charge axiale (Charge en traction simple)		La charge totale maximale supportée par le boulon est : $F_{\max} = 0,9 \cdot R_{e-\min} \cdot A^*$ $R_{e-\min}$ limite d'élasticité minimale A^* aire équivalente de section S $A^* = \frac{\pi}{4} d^{*2} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$ d^* diamètre équivalent de vis d_2 diamètre sur flanc d_3 diamètre à fond de filet de la vis	
		S'il y a n boulons, la précharge de chaque boulon est : $F_0 = F / n$	
(2) Charge transversale (Charge en cisaillement)		S'il y a n boulons, la charge transversale supportée par chaque boulon est : $F_0 = \frac{K_0 \cdot T}{n \cdot K_f}$ K_f coefficient de frottement K_0 coefficient de précharge	S'il y a n boulons, la charge transversale supportée par chaque boulon est : $F_0 = \frac{T}{n}$

T charge transversale totale
 F_0 précharge pour chaque boulon
 F précharge axiale totale
 K_0 coefficient de précharge (voir le tableau 6-10)

Type de la charge	Figure	Charge	
		Charge sur chaque boulon (en cas de trou lisse)	Charge sur chaque boulon (en cas de taraudage)
(3) Couple de torsion		S'il y a n boulons, la précharge supportée par chaque boulon est : $F_{0-n} = \frac{K_0 C_t}{n \cdot r \cdot K_f}$ K_f coefficient de frottement K_0 coefficient de précharge	S'il y a n boulons, la charge transversale supportée par chaque boulon est : $F_{0-n} = \frac{C_t}{n \cdot r}$
		S'il y a n boulons, le précharge supportée par chaque boulon est : $F_{0-n} = \frac{K_0 C_i}{K_f \cdot \sum_{i=1}^n r_i}$ K_f coefficient de frottement K_0 coefficient de précharge r_i distance entre centre du boulon i et le centre de plaque	S'il y a n boulons, la charge transversale supportée par chaque boulon est : $F_{0-n} = \frac{C_t \cdot r_{\max}}{\sum_{i=1}^n r_i^2}$
(4) Charge en traction et torsion		La contrainte équivalente est déterminée par le critère de Von Mises : $\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ avec : $\sigma = \frac{F}{A^*}$ $\tau = \frac{16C_s}{\pi \cdot d_1^3}$	

C_s couple de torsion supporté par la vis

F_{0-n} précharge pour chaque boulon

K_0 coefficient de précharge (voir le tableau 6-10)

Type de la charge	Figure	Précharge
(5) Le boulon supporte un couple de flexion		Aire de contact entre deux pièces assemblées $A = ab - a_1b_1$ Module de résistance de flexion $W = \frac{(ab^3 - a_1b_1^3)}{6b}$ Précharge minimum : $F_{0-n} = \frac{C_f \cdot A_s}{n \cdot W}$ Précharge maximum sur le boulon éloigné du centre de la plaque $F_{\hat{a}-\max} = \frac{C_f \cdot L_{\max}}{\sum_{i=1}^n L_i^2}$ La contrainte maximum sur la surface de contact : $\sigma_{\max} = \frac{nF_{0-n}}{A_s} + \frac{C_f}{W}$ $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$

A_s	aire de contact entre la pièce assemblée et la tête de vis	en mm^2
W	module de résistance de flexion	en mm^3
F_{0-n}	précharge pour chaque boulon	
C_f	couple de flexion, supporté par le boulon	en N
$[\sigma]$	contrainte admissible (voir ce chapitre 3-3)	en $\text{MPa}(N/\text{mm}^2)$

3-1-3 Assemblage corps et chapeau de bielle :

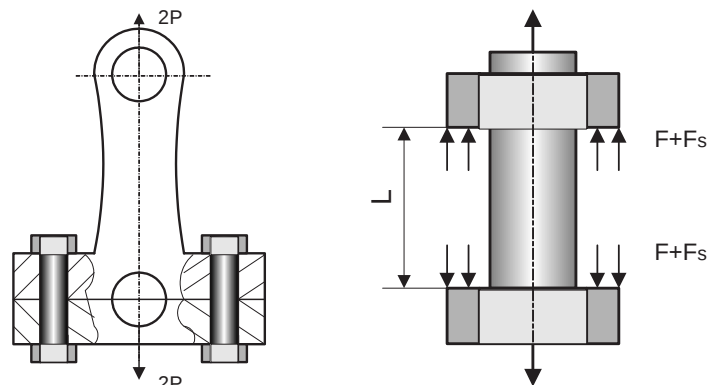


Figure 6-3 Assemblage corps et chapeau de bielle

1/ Force d'extension F

$$F = P \frac{A_{ba} + A_{bo}}{A_{ba}}$$

avec :

 $2P$ efforts appliqués sur la bielle**2/ Couple de serrage M_c**

$$M_c = 0,2 d F$$

3/ Force d'extension supplémentaire F_s

$$F_s = P \frac{A_{bo}}{A_{ba} + A_{bo}}$$

avec :

A_{ba}	surface de section d'une bague	en mm^2
A_{bo}	surface de section d'un boulon	en mm^2
F_s	effort d'extension supplémentaire	en N
E	module d'élasticité longitudinale	en N/mm^2 (MPa)
L	longueur du boulon	en mm

4/ Contrainte d'extension σ

$$\sigma = \frac{F + F_s}{A^*}$$

avec :

A^*	aire équivalente des boulons	en mm^2
F_s	force d'extension supplémentaire	en N
F	force d'extension	en N

Exemple 6-2 Boulon de bielle. Déterminer la contrainte de traction.Diamètre normal $d = 12 \text{ mm}$.Diamètre du corps $9,5 \text{ mm}$;Effort appliqué sur la bille $P = 10\,000 \text{ N}$.Diamètre intérieur de bague 12 mm .Diamètre extérieur de bague 18 mm - Aire de la section de boulon $A_{bo} = 71 \text{ mm}^2$ - Aire de la section de bague $A_{ba} = 142 \text{ mm}^2$

- Valeur minimale de la tension de pose F

$$F = P \frac{A_{ba}}{A_{ba} + A_{bo}}$$

$$= 10000 \times \frac{142}{142 + 71}$$

$$= 6660 N$$

- Couple de serrage M_c

$$M_c = 0,2 \cdot d = 0,2 \times 6660 \times 12$$

$$= 19200 N.mm \approx 19 N.m$$

- Précharge (effort de serrage)

$$F_s = P \frac{A_{bo}}{A_{ba} + A_{bo}}$$

$$= 10000 \times \frac{71}{142 + 71} = 3330 N$$

- Efforts de traction $F + F_s$

$$F + F_s = 6660 N + 3330 N = 11330 N$$

- Contrainte en traction

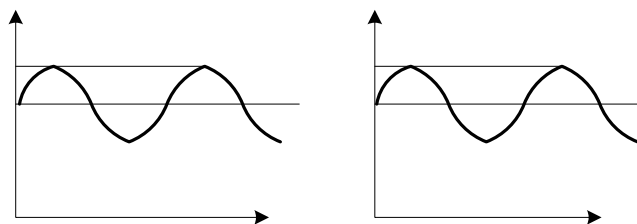
$$\sigma = \frac{F + F_s}{A} = \frac{11330 N}{71 mm^2}$$

$$= 160 N / mm^2 (MPa)$$

3-2 Tenue d'un boulon sous l'effort de charges dynamiques :

La sollicitation d'un boulon à la fatigue correspond à la superposition d'un effort moyen F_m constant et d'une charge dynamique alternée F_a tel que :

$$F_{E \text{ dyn max i}} = F_m + F_{a \text{ max i}}$$



Pour une contrainte due à la charge statique $\sigma_m = 0,7R_e$ de la classe de qualité, nous pouvons trouver les valeurs des contraintes dynamiques admissibles $[\sigma_{dyn}] = \sigma_{a \max i}$ dans le tableau 5-6 :

Tableau 6-7 **Contraintes dynamique admissibles** $[\sigma_{dyn}]$

Classes de qualité des boulons	Dimension des boulons		
	M4 à M8	M10 à M16	M18 à M30
8-8	60 MPa	50 MPa	40 MPa
10-9			
12-9			

Ces faibles valeurs de tenue en fatigue sont dues à l'importance de la déformation plastique à fond de filet.

2-2 Allongement et efforts dynamiques dans l'assemblage :

- Allongement du boulon sous la précharge :

$$\Delta L_B = \frac{F_0}{K_B}$$

- Contraction des éléments assemblés sous la précharge :

$$\Delta L_A = \frac{F_0}{K_A}$$

avec :

F_0 précharge en N
 K_A rigidité respective des pièces assemblées
 K_B rigidité respective du boulon

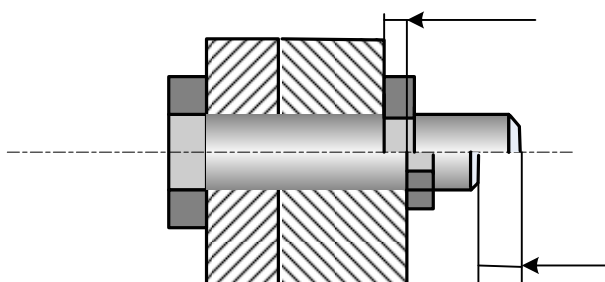


Figure 6-4 **Déformation après serrage**

Nous supposons que la charge extérieure F_E s'applique sur l'assemblage complet ramené à un boulon. F_E se traduit par deux parties : un effort de tension F_B et un effort F_A qui réduit la contraction initiale des pièces assemblées.

L'allongement δ_B par F_B est :

$$\delta_B + \Delta L_B = \frac{1}{K_B} (F_B + F_0)$$

L'allongement δ_A par F_A est :

$$\delta_A + \Delta L_A = \frac{1}{K_A} (F_A + F_0)$$

avec :

F_0 précharge en N
 K_A rigidité respective des pièces assemblées
 K_B rigidité respective du boulon

L'effort de tension F_B et l'effort F_A sont :

$$F_B = \frac{K_B}{K_A + K_B} F_E$$

$$F_A = \frac{K_A}{K_A + K_B} F_E$$

En général l'effort extérieur appliqué dans l'axe du boulon se distribue inégalement entre la vis et les pièces assemblées.

$$K_A \gg K_B \quad \text{et} \quad F_A \gg F_B$$

Si la charge extérieure F_E est une charge dynamique, l'effort dynamique de tension F_B :

$$F_{B-dyn} = \frac{K_B}{K_A + K_B} F_{E-dyn}$$

Nous constatons que la précharge F_0 introduite lors du serrage :

- augmente un peu la charge statique moyenne sur la vis.
- diminue l'amplitude dynamique.

2-3 Tenue d'un boulon sous une haute température :

Les problèmes d'un boulon sous une haute température sont :

- une charge complémentaire produite par les différences de températures
- le changement de caractéristiques de la vis et des pièces assemblées
- la détente de la contrainte qui provoque le desserrage du boulon.

Lorsque la vis travaille sous une haute température, les allongements du boulon et des pièces assemblées ne sont pas la mêmes. Il provoque une charge complémentaire. Cette charge thermique est :

$$F_t = \frac{K_A \cdot K_B}{K_A + K_B} (\alpha_A \Delta T_A L_A - \alpha_B \Delta T_B L_B)$$

avec :

K_A	rigidité respective des pièces assemblées
K_B	rigidité respective du boulon
T_A	température des pièces assemblées
T_B	température du boulon
α_A	coefficient de l'allongement thermique des pièces assemblées
α_B	coefficient de l'allongement thermique du boulon

La charge totale supportée par le boulon est :

$$\sum F = F_0 + K_c F + F_t$$

avec :

F_0	précharge supportée par boulon	<i>en N</i>
F	force axiale supportée par boulon	<i>en N</i>
$K_C = K_A + K_B$		
K_A	rigidité respective des pièces assemblées	
K_B	rigidité respective du boulon	

Pour éviter le blocage de la vis à haute température, nous devons choisir les bons matériaux pour les vis, choisir un diamètre à fond de filet de vis d_3 le plus grand possible et un filet à grand pas. Normalement le diamètre de filetage sous haute température est plus grand que sous température normale. Il faut faire attention au phénomène de « contrainte concentrée ».

Si les vis travaillent à des températures extrêmes, par exemple 300°C à 500°C, après un certain temps le préserrage de vis va diminuer. Donc il faut surveiller et serrer de nouveau.

2-4 Tenue d'un boulon sous basse température :

Lorsque la vis travaille à des températures minima, la résistance statique des matériaux de la vis s'améliore. Mais les caractéristiques élastiques de la vis diminuent rapidement. La vis risque de casser au froid.

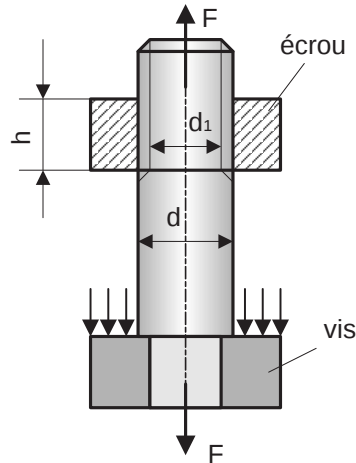
Donc nous devons :

- choisir les matériaux qui ont de bonnes caractéristiques au froid. (en général la caractéristique au choc doit être $\alpha_k > 0,3 N.m / mm^2$).
- éviter le phénomène de « contrainte concentrée ».

III RESISTANCE DES MATÉRIAUX DES BOULONS

3-1 Résistance des matériaux d'un boulon dans le cas d'absence de précharge

3-1-1 Résistance d'une vis



Contrainte en traction dans le corps de la vis :

$$\sigma = \frac{F}{\pi \cdot d^2} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} \quad \text{en } N/mm^2$$

Contrainte en traction dans le noyau de la vis :

$$\sigma_1 = \frac{F}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \quad \text{en } N/mm^2$$

Contrainte tangentielle dans le filet de la vis :

$$\tau_1 = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot h} \quad \text{en } N/mm^2$$

3-1-2 Condition de résistance d'une vis :

- 1/ Si une vis supporte une charge normale (en traction), la contrainte normale σ de la vis doit être égale ou supérieur à la contrainte admissible.

$$[\sigma] \leq \sigma \quad \sigma = \frac{F_{\max}}{A^*} \quad \text{en } N/mm^2$$

avec :

A^*	aire équivalente des boulons	en mm^2
$F_{\max}$	force axiale maximale	en N

- 2/ Si une vis supporte une charge transversale, la contrainte transversale τ doit être égale ou supérieur à la contrainte admissible.

$$[\tau] \leq \tau$$

3-1-3 Définition du diamètre nominal :

$$d = 2 \sqrt{\frac{A^*}{\pi}} \quad A^* \geq \frac{F}{[\sigma]}$$

avec :

F	force axiale normale	en N
A^*	aire équivalente des boulons	en mm^2
$[\sigma]$	contrainte normale admissible des matériaux	en N/mm^2

3-1-4 Définition de l'épaisseur minimale d'un écrou

Nous déterminons l'épaisseur d'un écrou dans les conditions suivantes :

- 1/ Pour éviter la rupture de traction l'effort normal maximal admissible est :

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot R_p \quad \text{en } N$$

R_p contrainte pratique à la rupture N/mm^2 (MPa)

- 2/ Pour que la résistance au cisaillement soit assurée la résistance au cisaillement est :

$$\frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot h} \leq R_{pt} \quad \text{en } N/mm^2$$

R_{pt} contrainte pratique à la rupture au cisaillement N/mm^2 (MPa)

L'épaisseur minimale h d'un écrou est :

$$h \geq \frac{d_1}{4} \cdot \frac{R_p}{R_{pt}} \quad \text{en } mm$$

Pour $d_1 = 0,8 d$ les épaisseurs des écrous sont :

Tableau 6-8 **Epaisseur de l'écrou**
($d_1 = 0,8 d$)

Type de l'écrou	Epaisseur de l'écrou
la vis et l'écrou en acier de même nuance	$h > 0,5 d$
un filet triangulaire	$h = 0,4 d$
en pratique (un écrou normal)	$h = 0,7 d$

3-2 Résistance des matériaux d'un boulon dans le cas de précharge

3-2-1 Condition de résistance d'un boulon

- 1/ Si un boulon ou une vis supporte une charge normale (en traction), pour que la vis reste en sécurité, il faut que la contrainte normale σ de vis soit au plus égale à la contrainte admissible.

$$[\sigma] \leq \sigma$$

- 2/ Si un boulon ou une vis supportent une charge transversale, pour qu'une vis reste en sécurité, il faut que la contrainte transversale τ soit au plus égale à la contrainte admissible.

$$[\tau] \leq \tau$$

3-2-2 Définition du diamètre d'une vis (voir le tableau ci-dessous)

Tableau 6-9 Diamètre d'une vis

Charge supportée pas la vis	Condition de résistance des matériaux	Diamètre de la vis
1/ Le boulon supporte une charge normale statique	$F_2 = (K_0 + K_C)F_e$ $\sigma_1 = \frac{1,66F_2}{d_1^2}$ et $\sigma_1 \leq [\sigma]$	$d_1 = \sqrt{\frac{1,66F_2}{[\sigma]}}$
2/ Le boulon supporte une charge normale dynamique	$F_2 = (K_0 + K_C)F_e$ $\sigma_{\max} = \frac{1,66F_2}{d_1^2}$ et $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$ $\sigma_n = \frac{K_C F_2}{1,57 d_1^2}$ et $\sigma_n \leq [\sigma_n]$	$d_1 = \sqrt{\frac{1,66F_2}{[\sigma]}}$
3/ Le boulon, supportant une charge transversale, est dans un trou lisse.	Le boulon supporte une contrainte en traction en fonction de la précharge. La condition de résistance est : $\sigma_1 = \frac{1,66T}{d_1^2}$ et $\sigma_1 \leq [\sigma]$	Le diamètre du boulon est : $d_1 \geq \sqrt{\frac{1,66T}{[\sigma]}}$
4/ Le boulon, supportant une charge transversale, est dans un trou taraudé.	$\tau = \frac{V_n}{0,785 m d_\tau}$ et $\tau \leq [\tau]$ $\sigma_y = \frac{V_n}{d_\tau L_\tau}$ et $\sigma_y \leq [\sigma_y]$	

F_e	charge axiale supportée par la vis
F_2	charge normale totale supportée la vis
m	nombre de côté supportant l'effort de cisaillement pour une vis
σ	contrainte normale de la vis
$[\sigma]$	contrainte normale admissible de la vis
σ_y	contrainte normale en compression

$[\sigma]_y$	contrainte admissible en compression pour la vis
$[\tau]$	contrainte tangentielle admissible
d_r	diamètre intérieure de vis supportant le cisaillement
K_0	coefficient de précharge (voir le tableau 6-10)
$K_C = K_A + K_B$	Coefficient de rigidité respective
K_A	rigidité respective des pièces assemblées
K_B	rigidité respective de la vis

Tableau 6-10 Coefficient de précharge K_0

Type de liaison	Charge	Coefficient de précharge K_0
Fixe	Charge statique	1,2 – 2,0
	Charge dynamique	2,0 – 4,0
Serrage avec une rondelle en plastique ou en carton	-	1,5 – 2,5
Serrage avec une rondelle plate en métal (conique striée, conique lisse, plaque striée)	-	2,5 – 3,5
Serrage avec une rondelle en métal (Grower, à dents, coniques, à doubles dentures)	-	3,0 – 4,5

Tableau 6-11 Coefficient de rigidité $K_C = K_A + K_B$

Type de boulon	Charge	Coefficient de rigidité respective K_C
Boulon pour l'assemblage corps et chapeau de bielle	-	0,2
Boulon pour l'assemblage de plaques en acier	-	0,2 – 0,3
Boulon pour l'assemblage d'une plaque en acier et d'une plaque en cuivre	-	0,7
Boulon pour l'assemblage d'une la plaque en acier et d'une plaque en cuivre	-	0,8
Boulon pour l'assemblage d'une plaque en acier et d'une plaque en plastique	-	0,9

3-2-3 Précharge excentrée

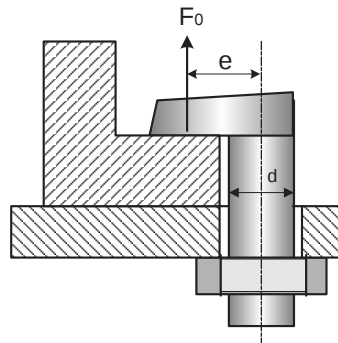


Figure 6-5 **Précharge excentrée**

Dans la figure ci-dessus le boulon supporte une précharge excentrée F_0 qui produit une traction et un moment de flexion $F_0 e$ sur le boulon. La contrainte maximum est :

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{A^*} + \frac{F_0 \cdot e}{W}$$

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

avec :

A^*	aire équivalente des boulons	en mm^2
e	distance excentrée	en mm
F_0	précharge excentrée	en N
$[\sigma]$	contrainte admissible	en $N/mm^2 (MPa)$

3-2-4 Précharge composée par une charge axiale et une charge transversale

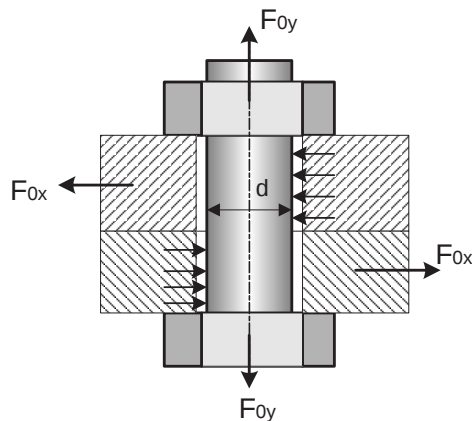


Figure 6-6 **Précharge composée**

Le boulon supporte une charge en traction qui traduit la contrainte normale :

$$\sigma_y = \frac{F_{0y}}{A^*} = \frac{F_{0y}}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

Le serrage a produit une contrainte de cisaillement :

$$\tau = 0,5\sigma_y$$

La charge transversale traduit la contrainte transversale :

$$\tau = \frac{F_{0x}}{A^*} = \frac{F_{0x}}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

Donc la contrainte totale est :

$$\sigma = \frac{4}{\pi d^2} \sqrt{F_{0y}^2 + 3(F_{0x} + 0,5F_{0y})^2}$$

La condition de résistance de matériaux est :

$$\sigma \leq [\sigma]$$

La contrainte équivalente en traction – torsion du boulon peut directement se calculer en utilisant le critère de von Mises.

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

avec :

$$\sigma = \frac{F}{A^*} \quad ; \quad \tau = \frac{16M}{\pi \cdot d^{*2}}$$

A^* aire équivalente de section S

$$A^* = \frac{\pi}{4} d^{*2} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

d^* diamètre équivalent de la vis

d_2 diamètre sur flanc

d_3 diamètre à fond de filet de la vis

Condition de résistance des matériaux :

$$\sigma^* \leq 0,9R_{e-\min}$$

3-3 Résistance des matériaux des boulons dans le cas d'absence de précharge

- Le boulon supporte une charge normale.

La contrainte admissible est:

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{k}$$

Le coefficient sécurité est :

$$k = 1,2 \text{ à } 1,7$$

3-4 Résistance des matériaux des boulons dans le cas de précharge :

3-4-1 Le boulon supporte une charge quelconque (charge normale + charge transversale).

1/ Pour une charge statique :

- La contrainte admissible est:

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{k}$$

- Le coefficient de sécurité est :

$$k = 1,2 \text{ à } 1,5$$

2/ Pour une charge dynamique :

- La contrainte admissible est:

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{k}$$

- Le coefficient de sécurité est :

$$\begin{array}{ll} k = 1,2 \text{ à } 1,5 & \text{dans le cas de précharge fixe} \\ k = 2,5 \text{ à } 4 & \text{dans le cas de précharge variable} \end{array}$$

3-4-2 Le boulon support une charge transversale :

1/ Pour un trou lisse :

- La contrainte admissible est:

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{k}$$

- Le coefficient de sécurité est :

$$k = 1,2 \text{ à } 1,5$$

2/ Pour un trou taraudé :

- La contrainte admissible est :

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{k}$$

Le coefficient de sécurité est :

$$\begin{aligned} k &= 1,2 \text{ à } 1,5 && \text{si la charge est une charge statique} \\ k &= 3,5 \text{ à } 5 && \text{si la charge est une charge dynamique} \end{aligned}$$

3-5 Résistance des matériaux du boulon et des pièces assemblées

Méthodes pratiques pour déterminer l'assemblage :

- Assemblage non optimisé,
- Assemblage optimisé.

La méthode de l'assemblage non optimisé utilise des hypothèses fortement simplifiées. Elle ne prend pas en compte la sollicitation dynamique. Donc nous devons utiliser un coefficient de sécurité pour déterminer les dimensions des vis.

Si l'assemblage est soumis à des contraintes de sécurité ou de fortes sollicitations, nous utilisons la méthode de l'assemblage optimisé.

3-5-1 Méthode de l'assemblage non optimisé

1/ Estimation des efforts : (voir ce chapitre 4-1-2)

Précharge :

$$F_0 > F_e + \frac{T_e}{\tan \varphi}$$

avec :

F_e	effort extérieur de traction sur chaque vis en N
T_e	effort tangentiel sur chaque vis dû à l'effort transversal sur l'assemblage en N
$\tan \varphi$	facteur de frottement entre les pièces assemblées

Les valeurs du facteur de frottement moyen dans le filet et sous la tête de vis sont :

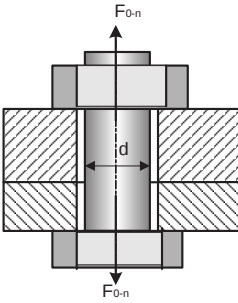
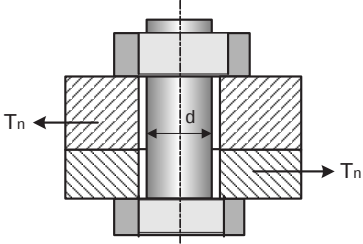
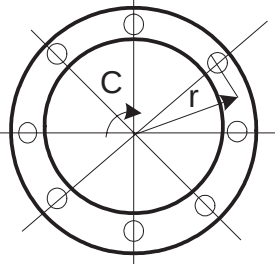
Tableau 6-12 Facteur de frottement $\tan \varphi$

	$\tan \varphi$	Cas d'utilisation
1	$\tan \varphi = 0,10$	Pour la visserie phosphatée ou zinguée avec une lubrification de bonne qualité
2	$\tan \varphi = 0,15$	Pour la visserie noir ou zinguée avec une lubrification sommaire
3	$\tan \varphi = 0,20$	Pour la visserie non revêtue avec un montage à sec

2/ **Choix des vis** (nombre, diamètre et classe de qualité) :

 a/ **Définition du nombre de vis** :

 Tableau 6-13 **Nombre de vis**

Type de charge	Figure	Précharge supportée par une vis	Nombre de vis
(1) Charge axiale (Charge en traction simple)		La précharge moyenne supportée par une vis est : $F_{0-n} = \frac{K_0 \cdot [F_n]}{K_f}$ $[F_n]$ effort admissible pour une vis	$n = \frac{F_0}{F_{0-n}}$ F_0 précharge totale supportée par les vis F_{0-n} précharge moyenne de la vis
(2) Charge transversale (Charge en cisaillement)		La précharge moyenne transversale supportée par une vis est : $F_{0-n} = \frac{K_0 \cdot [T_n]}{K_f}$ $[T_n]$ effort transversal admissible pour une vis	$n = \frac{T}{F_{0-n}}$ T charge transversale totale supportée par les vis F_{0-n} précharge moyenne de la vis
(3) Couple de torsion		La précharge moyenne transversale supportée par une vis est : $F_{0-n} = \frac{K_0 [C_{\tau-n}]}{n \cdot r \cdot K_f}$ $[C_{0-n}]$ effort admissible pour une vis	$n = \frac{C}{r_n F_{0-n}}$ C couple total supporté par les vis r_n distance moyenne entre le centre et la vis

 K_f coefficient de frottement

 K_0 coefficient de précharge (voir le tableau 6-10)

 b/ **Définition du diamètre des vis** (Voir norme NF E 25-030)

A partir de la charge supportée par la vis et la précharge nous déterminons le diamètre de la vis en utilisant les tableaux suivants :

Tableau 6-14 Diamètre nominale et précharge de vis

Diamètre nominal D mm	Précision de serrage	Classe 8-8								
		$\tan \varphi$ moyen = 0,10			$\tan$ moyen $\varphi=0,15$			$\tan$ moyen $\varphi=0,15$		
		Couple de serrage C_0 N.m	Serrage minimum F_{0min} N	Serrage maximum F_{0max} N	Couple de serrage C_0 N.m	Serrage minimum F_{0min} N	Serrage maximum F_{0max} N	Couple de serrage C_0 N.m	Serrage minimum F_{0min} N	Serrage maximum F_{0max} N
3	A	0,95	2079	2298	1,21	1877	2075	1,41	1688	1866
	B	0,91	1880		1,16	1697		1,35	1526	
	C	0,83	1532		1,06	1383		1,23	1244	
	D	0,67	766		0,85	691		0,99	622	
4	A	2,20	3605	3985	2,78	3251	3594	3,22	2922	3230
	B	2,10	3260		2,66	2940		3,08	2642	
	C	1,92	2656		2,44	2396		2,82	2153	
	D	1,54	1328		1,95	1198		2,25	1076	
5	A	4,34	5893	6514	5,5	5325	5886	6,4	4788	5293
	B	4,14	5329		5,2	4815		6,1	4330	
	C	3,80	4342		4,83	3924		5,6	3528	
	D	3,04	2171		3,87	1962		4,48	1764	
6	A	7,5	8319	9195	9,5	7511	8302	11,1	6753	7464
	B	7,2	7523		9,1	6792		10,6	6106	
	C	6,6	6130		8,3	5534		9,7	4976	
	D	5,2	3065		6,7	2767		7,7	2488	
8	A	18,2	15257	16838	23	13790	15242	27	12404	13710
	B	17,4	13797		22	12470		25	11217	
	C	15,9	11242		20	10161		23	9140	
	D	12,7	5621		16,3	5080		18,9	4570	

Diamètre nominal D mm	Précision de serrage	Classe 8-8								
		$\tan \varphi \text{ moyen} = 0,10$			$\tan \text{moyen } \varphi = 0,15$			$\tan \text{moyen } \varphi = 0,15$		
		Couple de serrage C_0 N.m	Serrage minimum F_{0min} N	Serrage maximum F_{0max} N	Couple de serrage C_0 N.m	Serrage minimum F_{0min} N	Serrage maximum F_{0max} N	Couple de serrage C_0 N.m	Serrage minimum F_{0min} N	Serrage maximum F_{0max} N
10	A	36	24282	26838	46	21963	24275	53	19762	21843
	B	34	21958		44	19861		51	17871	
	C	31	17892		40	16183		46	14562	
	D	25	8946		32	8091		37	7291	
12	A	62	35393	39119	79	32029	35401	92	28825	31860
	B	59	32006		76	28964		88	26067	
	C	54	26079		69	23600		81	21240	
	D	43	13039		55	11800		64	10620	
14	A	99	48592	53707	127	43987	48618	148	39595	43763
	B	94	43942		121	39877		141	35806	
	C	86	35804		111	32412		129	29175	
	D	69	17902		89	16206		103	14587	
16	A	153	66778	73808	198	60578	66955	232	54585	60331
	B	146	60388		489	54781		221	49361	
	C	134	49205		173	44636		203	40220	
	D	107	24602		138	22318		162	20110	
18	A	213	81249	89802	274	73584	81330	319	66251	73225
	B	203	73474		261	66542		305	59911	
	C	186	59868		239	54220		279	48816	
	D	149	29934		191	27110		223	24408	

Diamètre nominal D mm	Précision de serrage	Classe 8-8								
		$\tan \varphi$ moyen = 0,10			$\tan$ moyen $\varphi=0,15$			$\tan$ moyen $\varphi=0,15$		
		Couple de serrage C_0 N.m	Serrage minimum F_{0min} N	Serrage maximum F_{0max} N	Couple de serrage C_0 N.m	Serrage minimum F_{0min} N	Serrage maximum F_{0max} N	Couple de serrage C_0 N.m	Serrage minimum F_{0min} N	Serrage maximum F_{0max} N
20	A	300	104342	115326	388	94653	104617	454	85289	94267
	B	286	94357		370	85595		431	77127	
	C	262	76884		339	69744		397	62844	
	D	210	38442		271	34872		318	31422	
22	A	409	130306	144023	533	118370	130830	626	106734	117970
	B	391	117837		509	107042		598	96520	
	C	358	96015		466	87220		548	78646	
	D	286	48007		373	43610		438	39323	
24	A	516	150252	166069	667	136301	150649	781	122816	135745
	B	492	135874		637	123258		746	111064	
	C	451	110712		584	100432		684	90496	
	D	361	55356		467	50216		547	45248	
27	A	759	197635	218439	989	179587	198491	1162	161960	179009
	B	724	178722		944	162401		1109	146461	
	C	664	145626		865	132327		1016	119339	
	D	531	72813		692	66163		813	59669	
30	A	1031	240287	265581	1341	218195	241163	1573	196710	217417
	B	984	217293		1280	197315		1501	177866	
	C	902	177054		1173	169775		1376	144944	
	D	722	88527		983	80387		1101	72472	

Tableau 6-15 Dimensions des vis

Diamètre nominal mm	Filetage pas gros		Filetage pas fin	
	Pas mm	Aire équivalente de section A^* mm ²	Pas mm	Aire équivalente de section A^* mm ²
5	0,80	14,2	-	-
6	1,00	20,1	-	-
7	1,00	28,9	-	-
8	1,25	36,6	1,00	39,2
10	1,50	58,0	1,25	61,2
12	1,75	84,3	1,25	91,2
14	2,00	115	1,50	125
16	2,00	157	1,50	167
18	2,50	192	1,50	216
20	2,50	245	1,50	272
22	2,50	303	1,50	333
24	3,00	353	2	384
27	3,00	459	2	496
30	3,50	561	2	621
33	3,50	694	2	761
36	4,00	817	3	865
38	4,00	976	3	1028

c/ Contrôle de la classe de qualité

Nous devons contrôler la contrainte équivalente. La contrainte équivalente doit être inférieure à la limite d'élasticité de la vis.

Tableau 6-16 Classe de qualité des vis

Caractéristiques mécaniques		Classes de qualité									
		3-6	4-6	4-8	5-6	5-8	6-8	8-8		10-9	12-9
								≤M16	>M16		
Limite apparente d'élasticité R_e en MPa	Nominale	180	240	320	300	400	480	-			
	Minimale	190	240	340	300	420	480				
Limite conventionnelle d'élasticité R_e en MPa	Nominale							640	640	900	1060
	Minimale							640	660	940	1100

3/ Définition de la pression sous la tête de la vis :

Nous devons contrôler la pression de contact sous la tête de la vis. La pression de contact est :

$$P_a = \frac{F_{0m}}{A_m}$$

avec :

$$A_m \quad \text{surface de contact} \quad A_m = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_b^2)$$

D_e diamètre de tête de vis

D_b diamètre de trou de perçage

La pression de contact sous la tête de la vis doit être inférieure à la pression admissible de montage P_m .

$$P_a \leq P_m$$

Si la pression de contact est trop grande, il faut modifier la forme de la tête de vis ou interposer des rondelles d'appui adaptées.

Tableau 6-17 Pression admissible sous la tête de la vis

Matériaux constitutifs des pièces assemblées			Pression maximum admissible en MPa
Nature	Désignation, caractéristique, pourcentage de carbone ou traitement		
Acier	Etat recuit	0,16<C%<0,22	240
		0,35<C%<0,40	280
		0,42<C%<0,48	320
	Etat trempé et revenu	R>900 MPa	750
		R>1200 MPa	1000
		Epaisseur cémentée 0,6mm	1400
	Epaisseur cémentée 1 mm	1800	
Acier inoxydable	Z10CN18 09	500<R _m <700MPa	210
Fonte	FGL 250		450
	Malléable perlitique MN 550-4		550
	A graphite sphéroïdal FGS 500-7		
Alliage léger	A-S 10 G-Y20/Y30		80
	A-S 10 G6423/Y33		130
	A-S 9 U3Y4		180
	AU SGT-Y24		180
Matériau composite fibre verre			120

3-5-2 Méthode des assemblages optimisés :

1/ Définition du rapport de rigidité :

Rapport de rigidité

$$\lambda = \alpha \frac{K_B \left(1 + \frac{b_1}{b_2} \delta \right)}{K_A + K_B (1 + \delta)}$$

avec :

$$\delta = \frac{b_2^2 S_m}{I_{xx}}$$

I_{xx} moment d'inertie de la surface de reprise des efforts par rapport à l'axe $x'ox$

K_A rigidité respective des pièces assemblées

K_B rigidité respective de la vis

O centre de la surface réelle de reprise des efforts

O_1 centre de l'axe de la vis

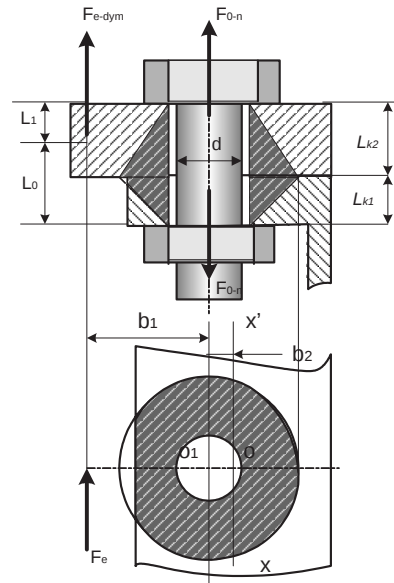


Figure 6-7 Effort extérieur

2/ Définition de la contrainte dynamique σ_d lorsque l'effort extérieur F_E s'exerce dans l'axe de la vis :

Contrainte dynamique :

$$\sigma_d = \lambda \frac{F_{e-dyn}}{A^*}$$

avec :

F_{e-dyn} effort extérieur dynamique appliqué sur la vis

A^* aire équivalente de la section de la vis

λ rapport de rigidité (voir ce chapitre 5-5-2-1)

La contrainte dynamique doit être inférieure à la contrainte dynamique admissible.

$$\sigma_d < [\sigma_d]$$

avec :

$[\sigma_{dyn}]$ contrainte dynamique maximum admissible (voir tableau 6-6)

La contrainte dynamique admissible est indépendante de la classe de qualité et reste faible du fait de la plastification en fond de filet.

3/ **Définition de la contrainte dynamique σ_d** lorsque F_E s'exerce parallèlement à l'axe de la vis :

Contrainte dynamique :

$$\sigma_d = \lambda \left(\frac{F_{e-dyn}}{A_s} + \frac{M_{B-dyn} d^*}{2I^*} \right)$$

avec :

F_{e-dyn}	effort extérieur dynamique appliqué sur la vis
A_s	surface de contact de serrage
d^*	diamètre équivalente de vis $d^* = d - 0,9382p$
p	pas de vis
I^*	moment d'inertie équivalent de la vis
λ	rapport de rigidité (voir ce chapitre 5-5-2-1)
M_{e-dyn}	moment de flexion dynamique dû à l'effort excentré

$$M_{B-dyn} \approx \frac{K_B}{K_A} \left(1 - \frac{b_2}{b_1} \lambda \right) \cdot b_1 F_{E-dyn}$$

K_B rigidité à la flexion de la vis

$$\frac{1}{K_B} = \frac{1}{E_B} \left(\frac{L_1}{I_1} + \frac{L_2}{I_2} \right)$$

K_A rigidité à la flexion des pièces assemblées

$$\frac{1}{K_A} = \frac{1}{I_{xx'}} \sum \frac{L_{ki}}{E_i}$$

I_1 moment d'inertie de la vis

$$I_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

I_0 moment d'inertie équivalent de la vis

$$I_0 = I^* = \frac{\pi \cdot d^{*4}}{64}$$

E_B module élasticité de la vis

E_i module élasticité des pièces assemblées

$b_1, b_2, L_1, L_2, L_{ki}$ voir figure 5-5-2-1

4/ **Définition de la tension minimale de la vis** lors du montage :

$$T_r = \frac{T_e}{\tan \varphi} + (1 - \lambda) F_{e-\max} + 100 \cdot A_s$$

avec :

F_{e-dyn}	effort extérieur dynamique supporté par la vis
A_s	surface de contact de serrage
λ	rapport de rigidité (voir ce chapitre 5-5-2-1)
T_e	tension extérieure
$\tan \varphi$	facteur de frottement entre les pièces assemblées

5/ Définition de la contrainte équivalente : (voir ce chapitre 4-1-2)

- Précharge à appliquer

$$F_{0-\min} = T_r$$

- Relation entre serrage maximum et minimum :

$$F_{0\max} = \gamma \cdot F_{0\min}$$

avec :

γ coefficient d'incertitude sur serrage (voir ce chapitre 4-1-2)

- Contrainte équivalente :

$$\sigma^*_{\max} = \sqrt{\left(\frac{F_{0\max} + \lambda F_{e\max}}{A_s}\right)^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

avec :

$$\tau = \frac{16 \cdot C'}{\pi \cdot d^3} ;$$

$$C' = F_{0\max} (0,16P + 0,583d_2 \cdot \tan \varphi)$$

d^* diamètre équivalent de la vis $d^* = d - 0,9382p$

d_2 diamètre sur flancs $d_2 = d - 0,6495P$

d diamètre nominal de la vis

p pas de vis

$\tan \varphi$ facteur de frottement

A_s surface de contact du serrage

λ rapport de rigidité (voir ce chapitre 5-5-2-1)

6/ Définition du couple de serrage :

$$C_s = F_{0\text{moyen}} (0,16p + 0,583d_2 \cdot \tan \varphi_f + r_m \tan \varphi_t)$$

avec :

$$F_{0\text{moyen}} \quad \text{précharge moyenne} \quad F_{0\text{moyen}} = F_{0\min} \left(\frac{1+\gamma}{2} \right)$$

$F_{0\min}$ précharge minimum

γ coefficient d'incertitude sur serrage (voir ce chapitre 4-1-2)

$\tan \varphi_f$ facteur de frottement au niveau du filet

$\tan \varphi_t$ facteur de frottement au niveau de la tête

d_2 diamètre sur flancs $d_2 = d - 0,6495P$

d diamètre nominal de la vis

p pas de vis

7/ Définition de la pression sous tête :

$$P_{\text{tête}} = \frac{F_{0-\max} + \gamma \cdot F_{e-\max}}{\frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_b^2)}$$

3-6 Caractéristiques mécaniques des vis :

3-6-1 Relation entre classes de qualité et caractéristiques mécaniques : (CETIM, d'après NF E 25 – 100)

1/ Pour les vis, goujons et tiges filetées :

Tableau 6-18 Classes de qualité et caractéristiques mécaniques

Caractéristiques mécaniques		Classes de qualité									
		3-6	4-6	4-8	5-6	5-8	6-8	8-8		10-9	12-9
								≤ M16	>M16		
Résistance à la traction R_m MPa	Nominale	300	400	400	500	500	600	800	800	1000	1200
	min	330	400	420	500	520	600	800	830	1040	1220
Dureté Vickers HV, F>98N	min	95	120	130	155	160	190	230	255	310	372
	max	220					250	300	336	382	434
Dureté Brinelle HBS ou HBW $F = 30D^2$	min	90	114	124	147	152	181	219	242	295	353
	max	290					238	285	319	363	412
Dureté Rockwell HR max HRB max HRC	Min HRB	52	67	71	79	82	89	-	-	-	-
	Min HRC	-	-	-	-	-	-	20	23	31	38
		95					99 30	- 34	- 39	- 44	-
Dureté superficielle max.HV 0,3		-					320	356	402	454	
Limite apparente d'élasticité R_e , MPa	Normale	180	240	320	300	400	480	-	-	-	-
	mini	190	240	340	300	420	480	-	-	-	-
Limite conventionnelle d'élasticité $R_{p0,2}$ MPa	nominale	-					640	640	900	1080	
	mini	-					640	660	940	1100	
Résistance à la charge d'épreuve, S_p MPa	S_p ou $R_{p0,2}$ MPa	0,94	0,94	0,91	0,94	0,91	0,91	0,91	0,91	0,88	0,88
		188	225	310	280	380	440	580	600	830	970
Allongement après rupture A_s %	min	25	22	14	20	10	8	12	12	9	8
Résistance à la traction avec la cale biaise sur les vis uniquement		Les valeurs doivent être égales aux résistances minimales à la traction									
Résilience KCU, J/cm ²	min	-			50	-		60	60	40	30
Solidité de la tête		Aucune rupture									
Profondeur maximale de décarburation totale G,mm		-					0,015				

2/ Pour les écrous : (CETIM, d'après NF E 25-400)

Tableau 6-19 **Classes de qualité et caractéristiques mécaniques**

Dimension nominale (diamètre de filetage)		Classes de qualité									
		4					5				
		Contrainte d'épreuve	Dureté Vickers		Dureté Rockwell		Contrainte d'épreuve	Dureté Vickers		Dureté Rockwell	
de	à	MPa	min	max	min	max		min	Max	min	max
	4						520	130	302		30
4	7						580	130	302		30
7	10						590	130	302		30
10	16						610	130	302		30
16	39	510	117	302		30	630	146	302		30
39	100		117	302		30		128	302		30

Dimension nominale (diamètre de filetage)		Classes de qualité									
		6					8				
		Contrainte d'épreuve	Dureté Vickers		Dureté Rockwell		Contrainte d'épreuve	Dureté Vickers		Dureté Rockwell	
de	à	MPa	min	max	min	max		min	Max		max
	4	600	150	302		30	800	170	302		3à
4	7	670	150	302		30	810	188	302		30
7	10	680	150	302		30	830	188	302		30
10	16	700	150	302		30	840	188	302		30
16	39	720	170	302		30	920	233	353		38
39	100		142	302		30		207	353		38

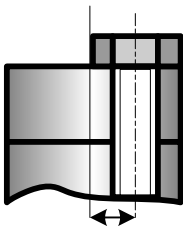
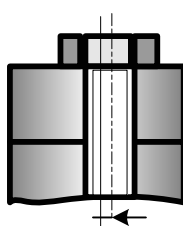
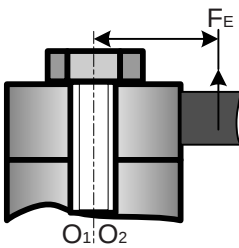
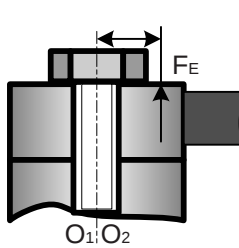
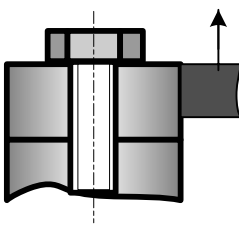
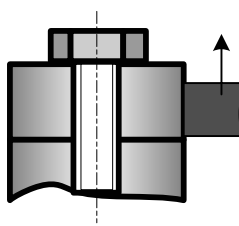
Dimension nominale (diamètre de filetage)		Classes de qualité									
		10					12				
		Contrainte d'épreuve	Dureté Vickers		Dureté Rockwell		Contrainte d'épreuve	Dureté Vickers		Dureté Rockwell	
de	à	MPa	min	max	min	max		min	Max		max
	4	1040	272	253	28	38	1150	295	353	31	38
4	7	1040	272	253	28	38	1150	295	353	31	38
7	10	1040	272	253	28	38	1160	295	353	31	38
10	16	1050	272	253	28	38	1190	295	353	31	38
16	39	1060	272	253	28	38	1200		353		38

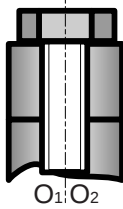
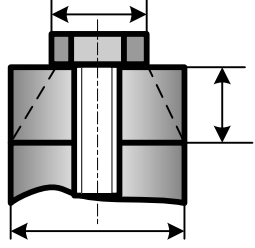
3-6-2 Règles pratiques de conception des assemblages :

(Source : Technique de l'ingénieur, « Traité mécanique et chaleur »)

1/ Règle de conception des liaisons de pièces cylindriques :

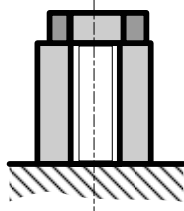
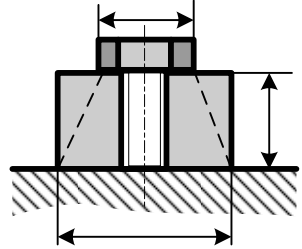
Tableau 6-20 Règle de conception des liaisons de pièces cylindriques

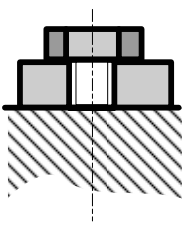
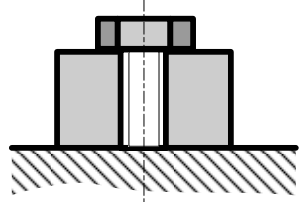
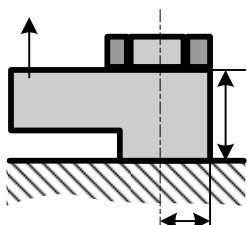
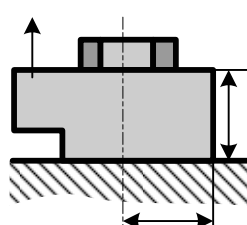
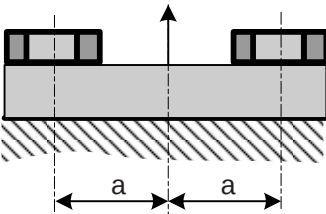
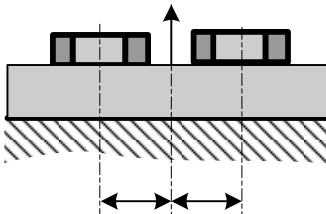
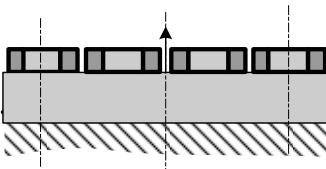
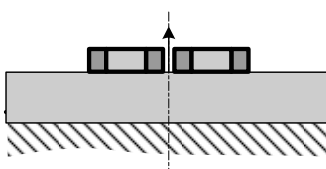
	Règles de conception	Cas défavorable	Cas favorable
1	Force de serrage : - Serrage aussi élevé que possible - Classe de qualité élevée - Procédé de serrage précis. - Petite coefficient de frottement	Force serrage insuffisante	Force de serrage suffisante
2	Excentration de la vis : L'excentration a de l'axe de la vis par rapport l'axe de pièces cylindriques doit être la plus petite possible.	Grande excentration 	Excentration minimale 
3	Excentration de la charge : Lorsque une charge centrée appliquée sur l'assemblage des pièces cylindriques, nous devons choisir une excentration minimale a de la charge pour que le supplément d'effort dans la vis soit faible.	Grande excentration 	Excentration minimale 
4	Niveau d'application de la charge : La pièce cylindrique doit être construite pour que l'application de la charge se fasse près du plan de joint.	Charge appliquée près du plan de la tête du boulon. 	Charge appliquée près du plan de joint 

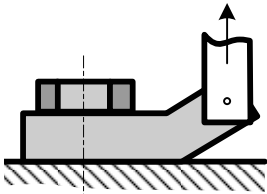
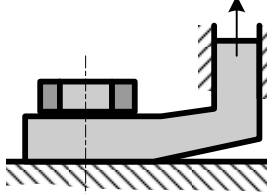
	Règles de conception	Cas défavorable	Cas favorable
5	Diamètre de la pièce cylindrique : La souplesse de la vis doit être plus grand que la souplesse de la pièce cylindrique. Donc nous conseillons que le diamètre du cylindre soit égal à $D = d_1 + h$	Diamètre faible 	Diamètre conseillé 

2/ Règle de conception des liaisons de pièces parallélépipédiques (type poutre):

Tableau 6-21 Règle de conception des liaisons de pièces parallélépipédiques

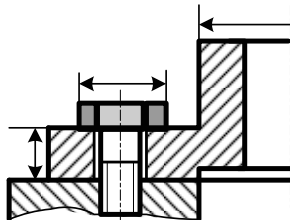
	Règles de conception	Cas défavorable	Cas favorable
1	Force de serrage : - Serrage aussi élevé que possible - Classe de qualité élevée - Procédé de serrage précis. - Petite coefficient de frottement	Force serrage insuffisante	Force de serrage suffisante
2	Largeur de la pièce S'il est possible, nous devons prévoir que la largeur de pièce soit égale à $D = D_e + h$	Largeur de pièce trop faible 	Largeur $D = D_e + h$ 

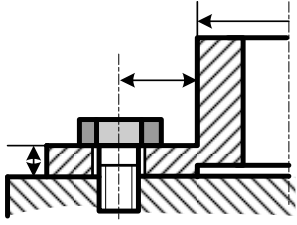
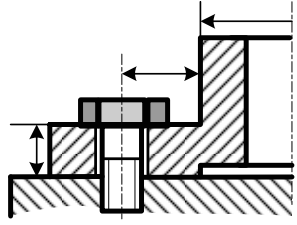
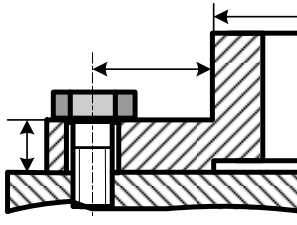
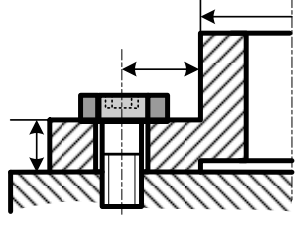
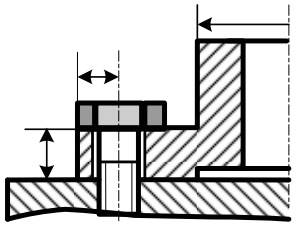
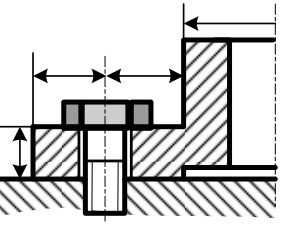
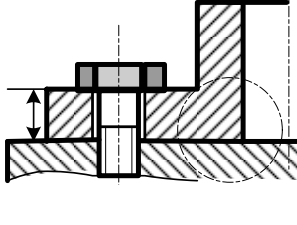
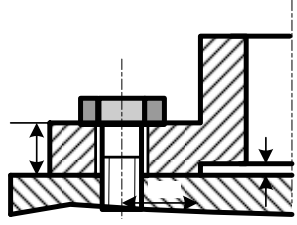
	Règles de conception	Cas défavorable	Cas favorable
3	Epaisseur de la pièce : Si la pièce a une épaisseur importante, cette pièce aura une bonne rigidité à la flexion et engendrera un supplément d'effort faible dans la vis.	Epaisseur de pièce trop faible 	Epaisseur de pièce suffisante 
4	Longueur d'appui extérieur : Les pressions maximales doivent rester inférieures à la pression de matage du matériau le moins résistant. Donc nous devons vérifier si la longueur d'appui extérieur est suffisante.	Appui minimum 	Appui $a = h$ 
5	Excentration de la charge : L'excentration a de la charge par rapport à l'axe des vis doit être aussi faible que possible.	Grande excentration 	Excentration minimum 
6	Nombre de vis La vis proche de la charge supporte l'effort supplémentaire. La vis lointaine n'apporte aucune réduction de l'effort supplémentaire. Donc nous n'avons pas besoin la vis lointaine.	Les vis a et d sont surabondantes 	Si les conditions 2, 3 et 4 sont respectées, les vis proches b et c sont suffisantes. 

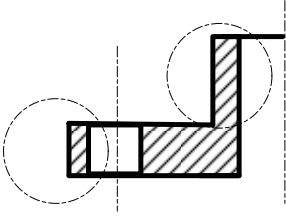
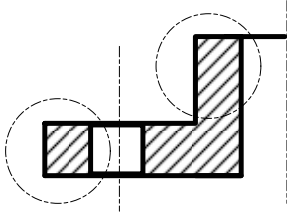
	Règles de conception	Cas défavorable	Cas favorable
7	Disposition Nous devons éviter la position en porte à faux et choisir un guidage pour la pièce pour que l'effort supplémentaire reste petit.	Assemblage libre 	Assemblage guidé 

3/ Règles de conception des liaisons par brides à vis multiples :

Tableau 6-22 Règles de conception des liaisons par brides à vis multiples

	Règles de conception	Cas défavorable	Cas favorable
1	Force de serrage : - Le serrage doit être aussi élevé que possible. - La classe de qualité doit être élevé. - Le procédé de serrage doit être précis. - Le coefficient de frottement doit être faible	Force de serrage faible	En donnant un facteur de serrage faible nous choisissons un procédé de serrage pour que la force de serrage soit élevée.
2	Nombre de vis n Nous devons prévoir le nombre de vis maximum par rapport à la place. La limite de nombre de vis est donnée par le passage de la clé.	Petit nombre de vis	Grand nombre de vis : $n = \frac{\pi \cdot D_v}{D_e + h}$ 

	Règles de conception	Cas défavorable	Cas favorable
3	Epaisseur de bride : - La bride doit être aussi rigide que possible. - Nous souhaitons une épaisseur h égale à l'excentration L_e	Epaisseur insuffisante 	Epaisseur suffisante. 
4	Excentration : Nous devons choisir l'excentration minimum. Si nécessaire, nous choisirons des vis à six pans creux.	Excentration trop grande 	Excentration minimum 
5	Longueur d'appui extérieur : La longueur d'appui extérieur doit être au moins égale l'épaisseur h pour donner une bonne assise.	Longueur d'appui extérieur insuffisante $u \leq h$ 	Longueur d'appui extérieur suffisante. $u \approx h$ 
6	Longueur d'appui intérieur $e = (D_v + h) / 2$ - Le plan d'appuis doit être dégagé. - Le dégagement h_1 doit être inférieur à $0,1 h$	Il n'y a pas de dégagement 	Le dégagement h_1 est inférieur à $0,1 h$. 

	Règles de conception	Cas défavorable	Cas favorable
7	Rigide de la pièce assemblée La pièce assemblée doit être aussi rigide que possible. (ex. l'épaisseur de pièce)		

IV CLASSIFICATION DE BOULONNERIE-VISSERIE (Réf NF E 25-003-004)

4-1 Méthode de classification des vis :

4-1-1 Classification fonctionnelle des vis :

Selon les méthodes de pressions les vis de fixations se divisent deux grands groupes:

- les vis d'assemblage
- les vis de pression

1/ Vis d'assemblage :

La surface inférieure de la tête de vis d'assemblage supporte une pression. En général elles traversent les pièces pressées. La liaison est supprimée par trois translations et deux rotations. La rotation autour de l'axe de la vis est supprimée par adhérence. La pièce réceptrice est équipée d'un trou taraudé.

Les différentes vis se subdivisent selon la forme de l'extrémité, qui permet de les guider dans les trous taraudés. Les types de vis sont :

- Brut de routage (RL)
- Bout chanfreiné (CH)
- Bout tronconique (PN) pour vissage automatique.
- Bout pilote cylindrique (PY) pour vissage automatique.

Si la vis traverse toutes les pièces et assure la pression au moyen d'un écrou, la vis et son écrou deviennent un boulon.

2/ Vis de pression :

L'extrémité de la tête de vis d'assemblage supporte une pression.

La vis de pression réalise la fixation d'une pièce qui sans cette vis pourrait coulisser dans une autre. La vis se place dans le trou taraudé prévu à cet effet dans l'une ou l'autre pièce et exerce une pression sur l'autre par son extrémité, empêchant le coulisement par adhérence.

La vis de pression est utilisée pour la construction mécanique. La vis de pression se subdivise selon la forme de l'extrémité :

- Bout plat (PL)
- Bout bombé (BB)
- Bout tronconique (TR)
- Bout en cuvette (CU)
- Bout à téton court (TC)
- Bout à téton long (TL)

4-1-2 Classification selon les têtes de vis :

La tête de la vis est un élément fonctionnel indispensable pour les vis d'assemblage, car la tête de vis assure la pression (sauf les vis de pression).

La tête de la vis permet l'application d'un couple pour la mise en pression, au moyen d'un outil approprié : tournevis ou clé.

La classification selon la tête de vis :

- Entraînement externe :
 - * Hexagonal H construction mécanique
 - * Carré Q bois, engins agricoles
 - * Six lobes externes (vis de bandage)
- Empreinte :
 - * Six pans creux : HC (construction mécanique)
 - * Six lobes internes : X (vissage automatique)
 - * Cruciforme Z (vissage automatique)
 - * Fente (tournevis : grand public)
 - * Fente S (pièce de monnaie : grand public)
 - * Encoche (usage particulier)
- Multi-entraînement :
 - * Hexagonal fendu HS
 - * Six pans creux fendus HCS
 - * Cruciforme fendu ZS
 - * Six lobes fendus XS

4-2 Rondelles :

Classification		Norme	Symbole	Notation et utilisation
1/ Plates	Étroites	NF EN ISO 10673	S	Évite les meurtrissures; Diminue les pressions moyennes.
	Moyennes		N	
	Larges		L	
2/ A denture	Extérieure chevauchante	NF E 27-625	DEC	S'oppose au dévissage ou au desserrage
	Intérieure chevauchante	NF E 27-624	DJC	Trous de passage élargis ; S'oppose au dévissage.
	Double extérieure	NF E 27-626	DD	Pour localiser la denture montage avec vis à tête fraisée. S'oppose au dévissage ou au desserrage. Evite le glissement de 2 pièces l'une par rapport à l'autre.
3/ Grower	Réduite	NF E 25-516	WZ	Évite les meurtrissures. S'oppose au dévissage ou au desserrage
	Courante	NF E 25-515	W	
	Large	NF E 25-517	WL	

4-3 Goupilles et clous

Classification		Symbole	Notation et utilisation
Forme de goupilles	Cylindriques fendues	V	-
	Coniques	I	-
	Cannelées	G ou GG	-
Forme de clous	Cannelés	CT	-

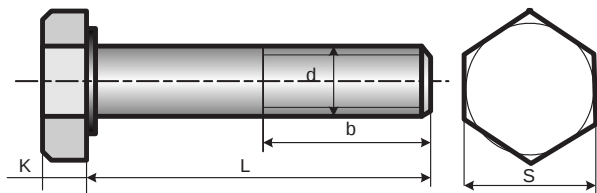
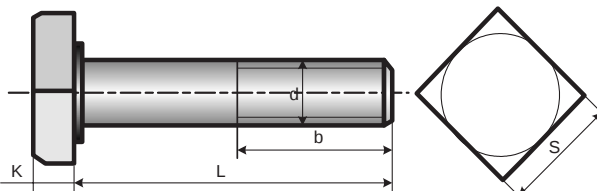
Tableau 6-23 Classifications des Vis - Écrous - Rivets

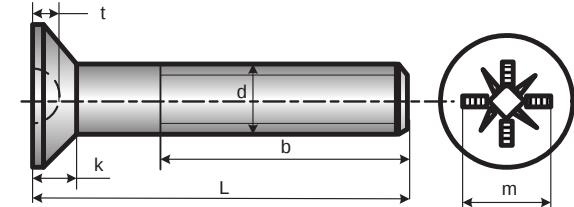
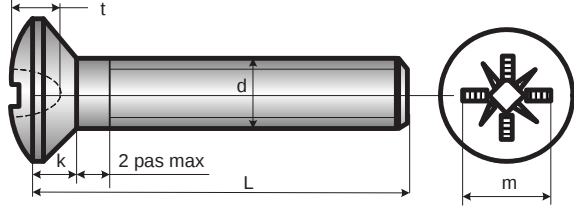
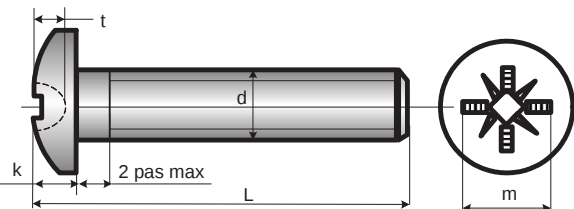
Classification		Symbole	Notation et utilisation
1/ Symboles de terme principaux	Sans tête	A	Vis de réglage
	Cylindrique	C	Pour têtes de vis et écrous cylindriques
	Fraisée	F	Pour têtes de vis traitées plates
	Goutte de suif	G	Pour certains rivets à tête bombée
	Hexagonale	H	Pour têtes de vis et écrous
	Japy	J	Pour tête de vis bombée et collet carré
	Carrée	Q	Pour têtes de vis et écrous
	Ronde	R	Pour têtes de vis en segment de sphère

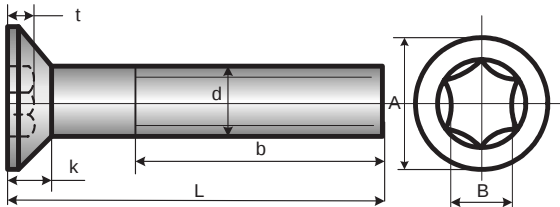
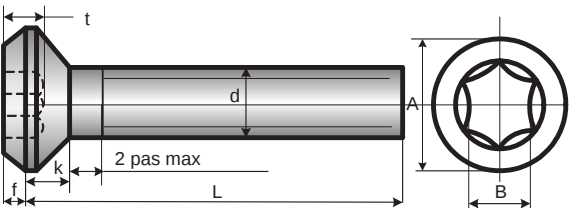
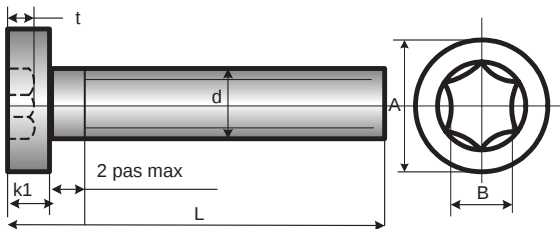
Classification		Symbole	Notation et utilisation
2 / Symbole d'entraînement et d'immobilisation	Collet carré	CC	Pour vis comportant un collet
	Ergot	EG	Pour vis comportant un ergot
	Six pans creux	HC	Entraînement par empreinte 6 pans creux pour vis à tête cylindrique, fraisée
	Fente	S	Pour vis fendue (autre que cylindrique ou fraisée)
	Cruciforme	H	Pour vis à empreintes Philips
	Cruciforme	Z	Pour vis à empreinte Pozidriv
	Six lobes internes	X	
3/ Symboles de terme complémentaires	Bombée	B	Pour vis à tête bombée
	Embase	D	Pour vis ou écrous à embase
	Embase centrée	F	
	A créneaux	K	Pour écrous à créneaux
	A collerette	T	Pour têtes de vis et écrous à collerette
4/ Symbole de dimension relative	Large (ou haute)	L	Pour désigner les têtes de vis plus larges (ou l'écrou crénelé) plus haut que la série usuelle
	Haut	H	Pour désigner les écrous plus hauts que la série normale
	Bas	M	Pour désigner les écrous plus bas que la série normale
	Réduit	Z	Pour désigner les têtes de vis ou écrous de boulonnerie réduits
	Ajustable	A	Pour désigner les corps de boulons ajustables
5/ Filetages	Filetage ISO		Pour tout article de Boulonnerie - visserie
	Métrique	M	
	Filetage à tôle	ST	
	Filetage à bois	VB	
6/ Extrémités des éléments filetés	Bout chanfreiné	CH	Pour vis métal
	Bout bombé	BB	
	Téton court/long	TC/TL	
	Bout plat	PL	
	Bout cuvette	CU	

V DIMENSIONS ET CARACTÉRISTIQUES DES BOULONS ET VISSERIE

5-1 Dimensions et caractéristiques des vis courantes

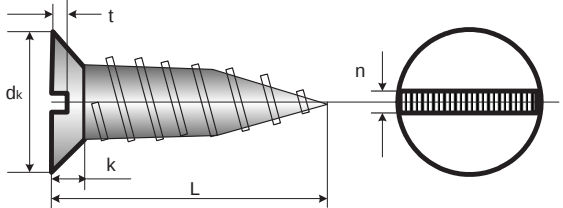
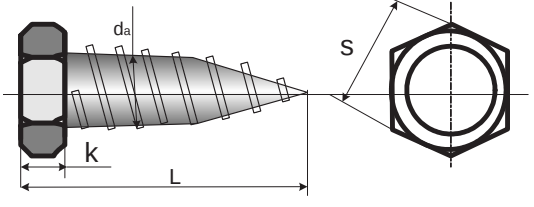
Type de vis	Dimensions (en mm)																								
1/ Vis à tête hexagonale (Réf. NF EN ISO 4014/4017) 	Contrainte admissible en traction pour les vis en acier normal : [σ]= 830 à 1030 en N/mm ²																								
	Dia.nominal <i>d</i>		M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20													
	Pas <i>P</i>		0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,76	2	2	2,5													
	Epaisseur <i>k</i>		2	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	12,5													
	<i>S_{max}</i>		5,5	7	8	10	13	16	18	21	24	30													
	Trou lisse moyenne <i>D</i>		3,4	4,5	5,5	6,6	9	11	13,5	15,5	17,5	22													
2/ Vis à tête carrée (Réf NF E 25-116) 	Longueur <i>L</i>		<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	
			6		8		10		12		16		20		25		30		35		40				
			8		10		12		16		20		25		30		35		40		45				
			10		12		16		20		25		30		35		40		45		50				
			12		16		20		25		30		35		40		45		50		55				
	Longueur filetée <i>b</i>		16		20		25	16	30	18	35	22	40	26	45	30	50	34	55	38	60				
			20	12	25	14	30	16	35	18	40	22	45	26	50	30	55	34	60	38	65	42			
			25	12	30	14	35	16	40	18	45	22	50	26	55	30	60	34	65	38	70	42			
			30	12	35	14	40	16	45	18	50	22	55	26	60	30	65	34	70	38	75	42			
					40	14	45	16	50	18	55	22	60	26	65	30	70	34	75	38	80	42			
							50	16	55	18	60	22	65	26	70	30	75	34	80	38	85	42			

Type de vis	Dimensions (en mm)																
3/ Vis à métaux à empreinte cruciforme z (poziriv) (Réf NF EN ISO 7045/7046/7047)   	Contrainte admissible en traction pour les vis en acier normal : [σ]= 830 à 1030 en N/mm ²																
	Dia.nominal <i>d</i>	M2,5		M3		M3,5		M4		M5		M6		M8		M10	
	Pas <i>P</i>	0,45		0,5		0,6		0,7		0,8		1		1,25		1,5	
	Epaisseur <i>k_{max}</i>	1,50		1,65		2,35		2,70		2,70		3,30		4,65		5,00	
	<i>t_{max}</i>	1,75		2,00		2,20		2,50		3,05		3,45		4,60		5,65	
	<i>m</i>	2,6		2,9		3,9		4,4		4,6		6,8		8,8		10,0	
	Trou lisse Moyen <i>D</i>	2,9		3,4		3,9		4,5		5,5		6,6		9		11	
	Longueur <i>L</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>B</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>
		4		4		5		5		6		8		10		12	
		5		5		6		6		8		10		12		14	
		6		6		8		8		10		12		14		16	
		8		8		10		10		12		14		16		20	
		10		10		12		12		14		16		20		25	
12			12		14		14		16		20		25		30		
14			14		16		16		20		25		30		35		
16			16		20		20		25		30		35		40	38	
20			20		25		25		30		35		40	38	45	38	
25		25		30		30		35		40	38	45	38	50	38		
Longueur filetée <i>b</i>			30	25	35		35		40	38	45	38	50	38	55	38	

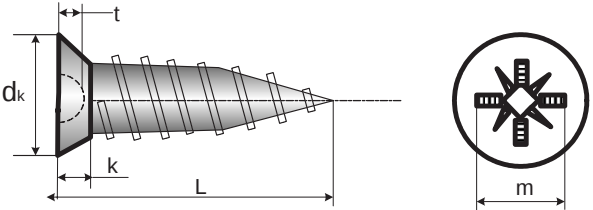
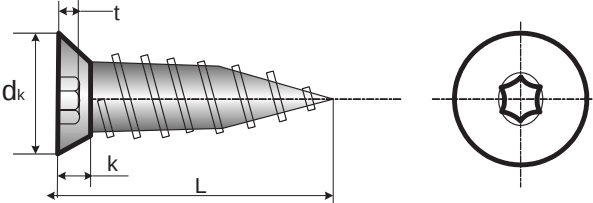
Type de vis		Dimensions (en mm)																		
4/ Vis à métaux à six lobes internes (Réf. NF EN ISO 14580/14583/14584 et NF 25-107)   	Contrainte admissible en traction pour les vis en acier normal: $[\sigma] = 830 \text{ à } 1030 \text{ en N/mm}^2$																			
	Dia.nominal <i>d</i>	M2	M2,5	M3	M3,5	M4	M5	M6	M8	M10	M12									
	Pas <i>P</i>	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75									
	<i>A</i>	1,75	2,4	2,80	2,80	3,95	3,95	5,60	6,75	8,95	11,35									
	<i>B</i>	1,25	1,75	2,05	2,05	2,85	2,85	4,05	4,85	6,45	8,05									
	<i>k</i> _{max}	1,2	1,5	1,65	2,35	2,70	2,70	3,3	4,65	5	6,6									
	<i>k</i> _{1max}	1,4	1,7	2	2,4	2,8	3,5	4	5	6	7									
	<i>t</i> _{max}	0,80	1,10	1,10	1,20	1,35	1,70	2,00	2,70	3,50	4,15									
	Trou lisse moyen <i>D</i>		2,9	3,4	3,9	4,5	5,5	6,6	9	11	13,5									
	Longueur <i>L</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	
		4		6		6		6		8		8		10		12		16		20
		6		8		8		8		10		10		12		16		20		25
8			10		10		10		12		12		16		20		25		30	
10			12		12		12		16		16		20		25		30		35	
12			16		16		16		20		20		25		30		35		40	
16			20		20		20		25		25		30		35		40		45	
20			25		25		25		30		30		35		40		45		50	
					30		30		35		35		40		45		50		55	
							35		40		40		45		50		55		60	
											45		50		55		60		65	
											50		55		60		65		70	

5/ Vis à tôle

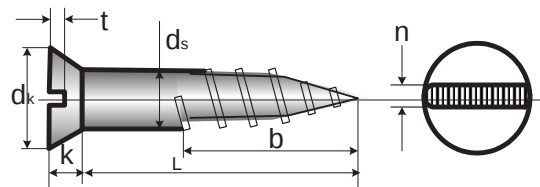
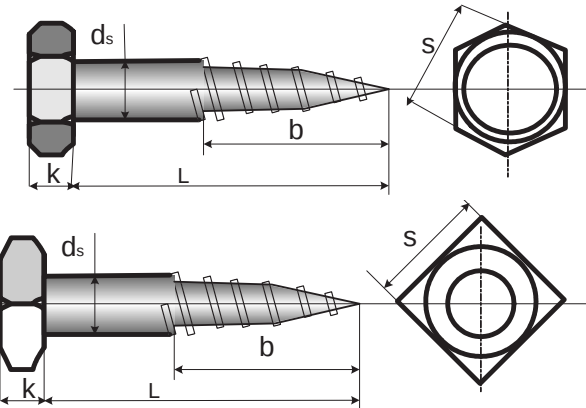
Contrainte admissible en traction pour les vis en acier normal:

Type de vis	Dimensions (en mm)									
NF EN ISO 1482 		ST2,2	ST2,9	ST3,5	ST4,2	ST4,8	ST5,5	ST6,3	ST8	ST9,5
	Pas P	0,8	1,1	1,3	1,4	1,6	1,8	1,8	2,1	2,1
	dk	4,4	6,3	8,2	9,4	10,4	11,5	12,6	17,3	20,0
	n	0,5	0,8	1,0	1,2	1,2	1,6	1,6	2,0	2,5
	k	1,1	1,7	2,35	2,6	2,8	3	3,15	4,65	5,25
	t_{max}	0,6	0,85	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	2,3	2,6
	L_{min}	4,5	6,5	9,5	9,5	9,5	13	13	16	16
		6,5	9,5	13	13	13	16	16	19	19
		9,5	13	16	16	16	19	19	22	22
		13	16	19	19	19	22	22	25	25
		16	19	22	22	22	25	25	32	32
				25	25	25	32	32	35	35
					32	32	35	35	45	45
									50	50
NF EN ISO 1479 		ST2,2	ST2,9	ST3,5	ST4,2	ST4,8	ST5,5	ST6,3	ST8	ST9,5
	Pas P	0,8	1,1	1,3	1,4	1,6	1,8	1,8	2,1	2,1
	da	2,8	3,5	4,1	4,9	5,5	6,3	7,1	9,2	10,7
	k	1,6	2,3	2,6	3,0	3,8	4,1	4,7	6	7,5
	s	3,2	5	5,5	7	8	8	10	13	16
	L_{min}	4,5	6,5	9,5	9,5	9,5	13	13	16	16
		6,5	9,5	13	13	13	16	16	19	19
		9,5	13	16	16	16	19	19	22	22
		13	16	19	19	19	22	22	25	25

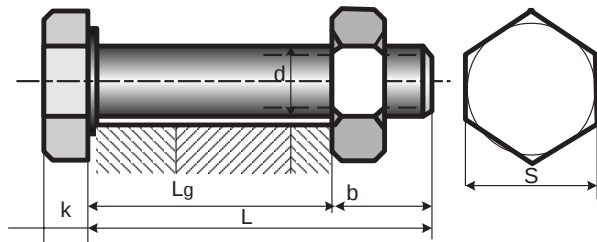
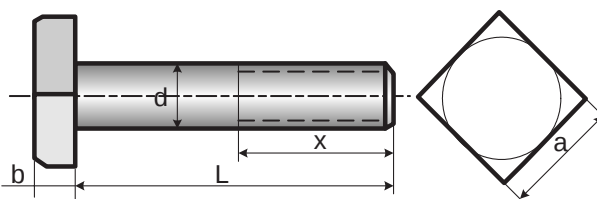
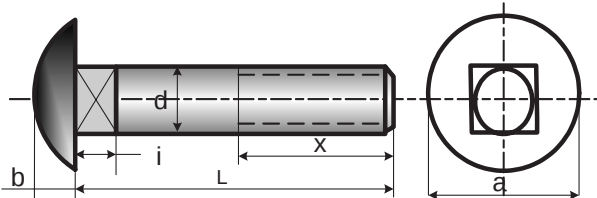
6/ Vis à tôle empreinte cruciforme ou six lobes

Type de vis	Dimensions (en mm)								
NF EN ISO 7050 		ST2,9	ST3,5	ST4,2	ST4,8	ST5,5	ST6,3	ST8	ST9,5
	Pas P	1,1	1,3	1,4	1,6	1,8	1,8	2,1	2,1
	d_k	6,3	8,2	9,4	10,4	11,5	12,6	17,3	20,0
	m	3,1	4,2	4,5	5,0	6,5	6,7	8,9	9,9
	k	1,7	2,35	2,6	2,8	3,0	3,15	4,65	5,25
	t_{max}	2,0	2,2	2,5	3,05	3,2	3,45	4,6	5,65
	L_{min}	6,5	9,5	9,5	9,5	13	13	16	16
		9,5	13	13	13	16	16	19	19
		13	16	16	16	19	19	22	22
		16	19	19	19	22	22	25	25
		19	22	22	22	25	25	32	32
			25	25	25	32	32	38	38
NF EN ISO 14586 		ST2,2	ST2,9	ST3,5	ST4,2	ST4,8	ST5,5	ST6,3	ST8
	Pas P	0,8	1,1	1,3	1,4	1,6	1,8	1,8	2,1
	d_k	3,8	5,5	7,3	8,4	9,3	10,3	11,3	15,8
	k	1,1	1,7	2,35	2,6	2,8	3,0	3,15	4,65
	t	0,8	1,1	1,2	1,15	1,7	1,6	2	2,70
	L_{min}	4,5	6,5	9,5	9,5	9,5	13	13	16
		6,5	9,5	13	13	13	16	16	19
		9,5	13	16	16	16	19	19	22
		13	16	19	19	19	22	22	25
		16	19	22	22	22	25	25	32
				25	25	25	32	32	38

7/ Vis à bois (Réf NF E 25-600/601/602/603/604/605)

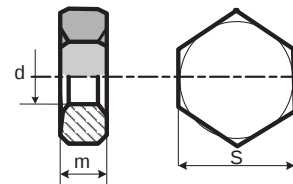
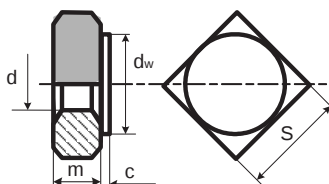
Type de vis	Dimensions (en mm)																				
NF E 26-660 	d_s	1,6		2		2,5		3		3,5		4		4,5		5		6		8	
	Pas P	0,8		1		1,25		1,5		1,5		1,75		2		2		2,5		3,5	
	d_k	3,0		3,8		4,7		5,5		7,3		8,4		8,9		9,3		11,3		15,8	
	n	0,4		0,5		0,6		0,8		1,0		1,2		1,2		1,2		1,6		2,0	
	k			1,10		1,5		1,65		2,35		2,7		2,7		2,7		3,3			
	t			1,00		1,2		1,45		1,7		1,9		2		2,4		2,8			
	Longueur sous tête L	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b
		8	5	8	5	8	5	10	6	12	8	12	8	16	10	16	10	20	12	40	24
	Longueur filetée b	10	6	10	6	10	6	12	8	16	10	16	10	20	12	20	12	25	15	45	27
				12	8	12	8	16	10	20	12	20	12	25	15	25	15	30	18	50	30
				16	10	16	10	20	12	25	15	25	15	30	18	30	18	35	21	60	36
				20	12	20	12	25	15	30	18	30	18	35	21	35	21	40	24	70	43
				25	15	30	18	35	21	35	21	40	24	40	24	45	27	80	47		
NF E 26-662 	d_s	5		6		7		8		10		12		14		16		18		20	
	k	3,5		4		5		5,3		6,4		7,5		8,8		10		11,5		12,5	
	s	8		10		11		13		16		18		21		24		27		30	
	Longueur sous tête L	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b	L	b
		25	15	25	15	30	18	30	18	40	24	45	27	50	30	60	36	70	43	80	47
		30	18	30	18	35	21	35	21	45	27	50	30	60	36	70	43	80	47	90	56
	Longueur filetée b	35	21	35	21	40	24	40	24	50	30	60	35	70	43	80	47	90	56	120	60
		40	24	40	24	45	27	45	27	60	35	70	43	80	47	90	56	120	60	140	67
		50	30	50	30	60	35	60	35	70	43	90	50	100	53	120	60	140	67	160	73
				60	35	70	43	70	43	80	47	120	60	120	60	140	67	160	73	180	80
								80	47	90	50	140	67	140	67	160	73	180	80	200	87
										100	53	160	73	160	73	180	80	200	87		

5-2 Dimensions et caractéristiques des boulons courants (Réf NF E 27-312/313/342/351/701)

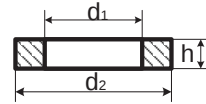
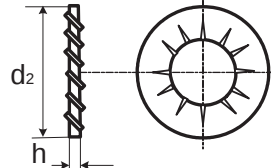
Type de boulon	Dimensions (en mm)												
1/ Boulon à serrage contrôle (symbole hr) 	<i>d</i>	12	14	16	18	20	22	24	27	30			
	Section résistance A*	84,3	115	157	192	245	303	253	459	561			
	<i>k</i>	8	9	10	12	13	14	15	17	19			
	Longueur nominale (vont de 10 en 10 <i>L</i>)	50	50	60	60	70	70	80	80	90			
		120	200	200	200	200	200	200	200	200			
	b pour L =120	30	34	38	42	46	50	54	60	66			
	b pour L =130		40	44	48	52	56	60	66	72			
2/ Boulon de charpente (NF E 27-341) 	<i>d</i>	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	
	<i>Pas</i>	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	
	<i>a</i>	13	17	22	24	29	32	35	38	42	45	50	
	<i>b</i>	5,5	7	9	10	12	13	14	15	16	16	20	
3/ Boulon à tête bombée collet carré (dits « Japy ») 	<i>d</i>	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	22	24
	<i>Pas</i>	0,8	1	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3
	<i>a</i>	14	16	18	20	24	28	32	36	40	44	48	52
	<i>b</i>	3	3,5	4	4,5	5,5	7	9	11	12	13	14	15
	<i>i</i>	3,5	4,2	4,9	5,6	7	8,4	9,8	11,2	12,6	14	15,4	16,8

d diamètre nominal

5-3 Dimensions et caractéristiques des écrous courants

Type d'écrous	Dimensions (en mm)																	
1/. Écrou hexagonal 	La contrainte admissible $[\sigma]=830-1030\text{ N/mm}^2$																	
	Dia. nom d	1,6	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10	12	14	16	20	24	30	36
	Pas P	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	3	3,5	4
	s	3,2	4	5	5,5	6	7	8	10	13	16	18	21	24	30	36	46	55
	m	1,3	1,6	2	2,4	2,8	3,2	4,7	5,2	6,8	8,4	10,8	12,8	14,8	18	21,5	25,6	31
	d_w	2,4	3,1	4,1	4,6	5,1	5,9	6,9	8,9	11,6	14,6	16,6	19,6	22,5	27,7	33,2	42,7	51,1
	c_{max}	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
2/. Écrou carré 																		

5-4 Dimensions et caractéristiques des rondelles courantes (Réf NF E 25-513/615/616/617/619/681)

Type de rondelles	Dimensions (en mm)																
1/ Rondelle plate (moyenne) 	d	1,6	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22
	d1	1,7	2,2	2,7	3,2	3,7	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	12	15	17	19	21	23
	d2	4	6	5	8	9	10	12	14	20	25	30	36	40	-	50	-
	h	0,3	0,3	0,5	0,8	0,8	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	3,0	-	0,3	-
2/ Rondelle à dents intérieures 	d	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20	24	30		
	d1	2,05	2,55	3,05	4,1	5,1	6,1	8,2	10,2	12,3	14,3	16,3	20,5	24,5	30,6		
	d2	4,5	5,5	6	8	9,2	11	14	18	20	24	26	32,5	38	48		
	e	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,4	1,5	1,6		
	h = 2,5 e																

d diamètre nominal

VI FREINAGE DES VIS ET DES ÉCROUS :

Il existe un jeu entre le filet de la vis et ceux de l'écrou, à cause de la tolérance de fabrication. Lorsqu'il y a des vibrations, des choc ou de la dilatation provoquant un léger allongement de la vis, il n'y a plus de contact entre les filets de la vis et ceux de l'écrou. Une rotation de la vis par rapport à l'écrou peut s'effectuer. Le desserrage peut ainsi se produire. Pour éviter du desserrage nous devons freiner les vis et les écrous.

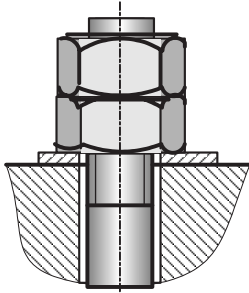
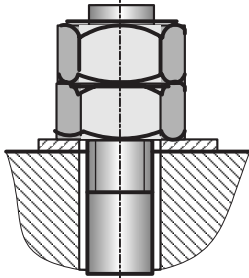
6-1 Freinage à sécurité relative:

6-1-1 Freinage par collage :

Ce freinage s'obtient en enduisant les filets d'une colle.

6-1-2 Freinage par contre-écrou :

Tableau 6-24 Freinage par contre-écrou

Charges	Freinage	Figure
1/ Charge importante	Le freinage par contre-écrou utilise un contre-écrou de même hauteur que l'écrou.	
2/ Charge moins importante	Nous utilisons un écrou HM ou un écrou « PAL ». Ce dernier peut être en C 60, en CuZn9P ou en X5CrNi18-10.	

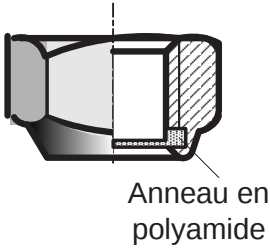
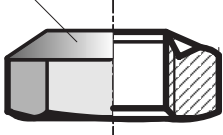
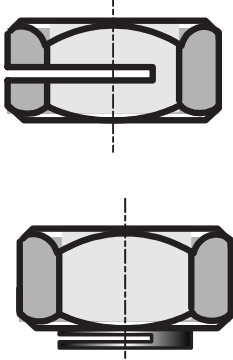
6-1-3 Freinage par écrous spéciaux :

6-1-3-1 Écrou auto - freinés :

- Les Écrou auto - freinés ne nécessitent pas d'effort axial pour s'arc - bouter sur la vis.
- Ils comportent un dispositif spécial exerçant des efforts sur le filetage de la vis.

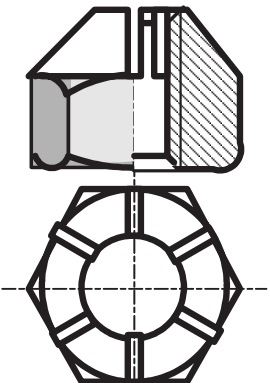
- Les matériaux des écrous peuvent être E 335 ; E360 ; 35NiCr ; CuZn40 ; 6,35NiCrMo16 ; EN AW 2017 (AlCu4Mg) ; EN AW 5086 (AlMg4) ou X5CrNi18-15.

Tableau 6-25 **Écrou auto - freinés**

Type d'écrous et norme	Freinage	Figure
1/ Écrou sans fentes à anneau NF E 25-409 NF E 25-412	(1) Les écrous comportent un anneau en polyamide. La vis comprime cette matière plastique en y formant le filetage au cours du montage. (2) La compression de vis suffit à réaliser le freinage. (3) La température d'utilisation est comprise entre -40°C et 100°C. (4) Après démontage l'écrou doit être changé.	 Anneau en polyamide
2/ Écrou sans fentes NF E 25-410	Les écrous sans fentes comportent une partie conique ovalisée	 Partie conique
3/ Écrou avec fentes NF E 25-411	(1) Les écrous avec fentes comportent une ou plusieurs fentes réalisées perpendiculairement à l'axe. (2) Par déformation permanente, la partie la plus mince est rapprochée de la partie la plus épaisse. Au cours du montage sur la vis, le filet de cette dernière va provoquer une déformation élastique de la partie mince pour que les deux filets coïncident. La déformation élastique engendre un effort axial de la vis sur l'écrou permettant le freinage.	

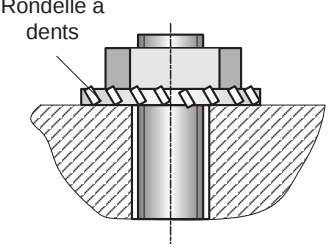
6-1-3-2 Écrous « haute température » :

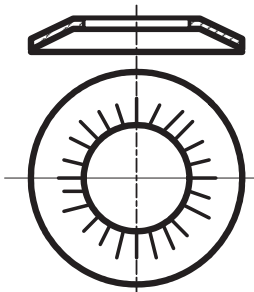
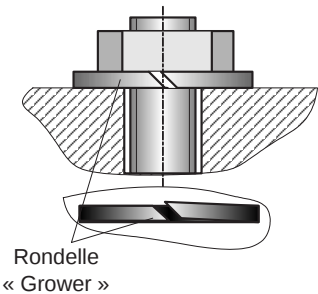
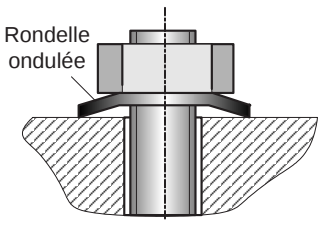
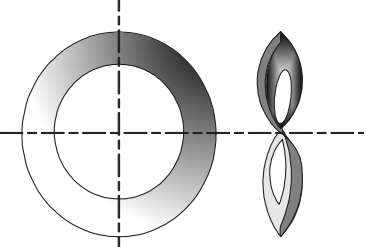
Tableau 6-26 Écrous « haute température »

Type d'écrous et norme	Freinage	Figure
Écrous « haute température »	(1) Les écrous « haute température » sont utilisés pour des températures supérieures à 100°C. (2) La partie conique, au-dessous de la forme hexagonale, comporte six fentes. Après taraudage, les différentes parties du cône sont rapprochées par déformation permanente. (3) Au montage, la vis oblige les secteurs de la partie conique à s'écarter. Cette déformation est élastique et réalise le freinage.	

6-1-4 Freinage par rondelles :

Tableau 5-27 Freinage par rondelles

Type de rondelle et norme	Freinage	Figure
1/ Rondelle à dents NF E 27-624 à 627	(1) Le freinage est obtenu grâce à l'élasticité des dents et l'incrustation des arêtes dans les pièces à freiner. (2) Le couple de freinage des rondelles à denture chevauchante est supérieur d'environ 40% à celui des dentures non chevauchantes. (3) Les rondelle peuvent être en C60 ; Cu Sn9P, X5CrNi 18-10 ou X-CrNiMoTi17-12. (4) La rondelle doit être changée après chaque montage. (5) Leurs symboles sont : D : denture ; E : extérieure I : intérieure DD : double denture C : denture chevauchante F : pour vis à tête fraisée (forme concave)	Rondelle à dents 

Type de rondelle et norme	Freinage	Figure
2/ Rondelles coniques striées NF E 25-511	(1) Les rondelles coniques striées comportent des stries radiales. (2) Le freinage est obtenu, grâce à son élasticité par l'incrustation des stries dans les pièces à freiner. Elles sont en C60 à C75. (4) Leur symbole est CS	
3/ Rondelles « Grower » NF E 25-515 à 517	(1) Les rondelles fendues, de forme hélicoïdale à l'état libre, comportent, ou non, des stries becs. (2) Le freinage est obtenu par l'effort axial, grâce à son élasticité. En comprimant l'hélice. L'efficacité est accrue par l'incrustation des dents dans les pièces à freiner. (4) Elles sont en C65 trempé et revenu, 45 si 8. (5) Leur symbole est : W rondelle courante WZ rondelle réduite WL rondelle forte	
4/ Rondelles conique lisses NF E 25-510	(1) Les rondelles coniques lisses agissent par l'effort axial obtenu, grâce à leur élasticité puisqu'elles sont comprimées au montage. (2) Elles sont en C65 C75. (3) Leur symbole est CL.	
5/ Rondelles ondulée NF E 27-620	(1) Les rondelles ondulées agissent par l'effort axial obtenu, grâce à leur élasticité puisqu'elles sont comprimées au montage. (2) Les rondelles ondulées sont en C60 ; Cusn9P ; CuBe2 ; X6CrNi18-09 ou X8 Cr NiMoTi17-12. (3) Les rondelles ondulées peuvent comporter une, deux ou quatre ondes.	

6-2 Freinage à sécurité absolue :

6-2-1 Freinage par écrous spéciaux :

Type d'écrou et norme	Freinage	Figure
1/ Écrou à créneaux NF E 27 - 414	(1) L'arrêt en rotation est assuré par une goupille cylindrique fendue. (2) Le réglage de la position de l'écrou donc du serrage, est obtenu par sixième de tour. (3) Il faut changer la goupille pour chaque montage et remontage. (4) Il existe deux types d'écrous : - l'écrou hexagonal. - l'écrou hexagonal dégagé.	
2/ Écrou à encoches et sa rondelle NF E 22-306 et 307	(1) La rondelle frein a sa languette intérieure qui se loge dans une rainure de arbre. (2) Une de languette de la périphérie est rabattue dans une encoche de l'écrou	

6-2-2 Freinage par fil

Freinage par fil	Un fil relie les écrous entre eux ou les têtes de vis entre-elle.	
------------------	---	--

6-2-3 Freinage par une tôle ou plaquette arrêtoir :

Frein en tôle ou plaquette arrêtoir NF E 25-534	(1) L'arrêt en rotation est obtenu en rabattant un bord de la plaquette sur la pièce et en relevant l'autre bord sur une face de l'écrou ou de la tête de la vis. (2) Les plaquettes sont en S185, Cu, CuZn36, X2CrNi19-11. (3) Il existe trois modèles de plaquettes : rectangulaire ; droit à ailerons et d'équerre à ailerons.	
--	---	--

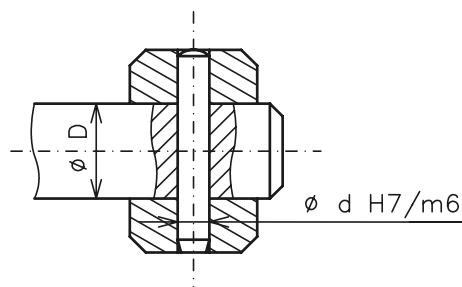
Chapitre 7

GOUPILLES

I DÉFINITIONS

Une goupille est une cheville métallique qui sert :

- soit à immobiliser une pièce par rapport à une autre : c'est alors une goupille d'arrêt ;



avec $d \approx \frac{D}{3}$

Figure 7-1 Goupille d'arrêt

- soit à assurer le positionnement d'une pièce par rapport à une autre : c'est alors une goupille de positionnement.

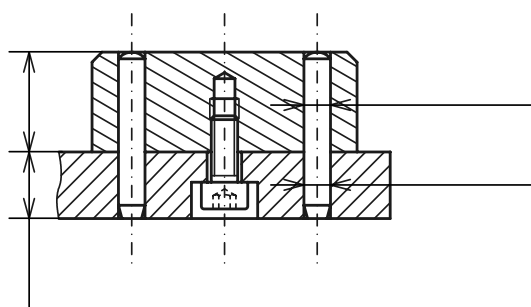


Figure 7-2 Goupille de positionnement

Les goupilles de positionnement s'emploient à l'unité s'il existe par ailleurs un autre centrage ou, par deux, jamais davantage.

II TYPES DE GOUPILLES

2-1 Goupilles coniques

L'alésage doit être usiné après l'assemblage des deux pièces. La conicité est de $1/50^{\text{ème}}$.

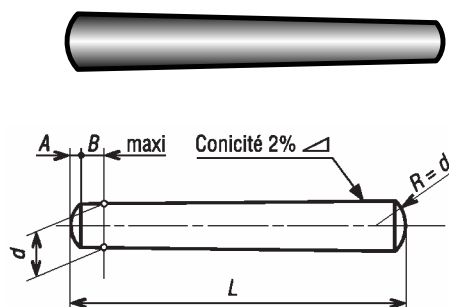


Figure 7-3 Goupilles coniques

Les goupilles coniques sont généralement en E 335.

Elles sont utilisées comme goupilles d'arrêt ou de mise en position.

Elles sont désignées par la lettre **R** lorsqu'elles sont rectifiées ou **NR** lorsqu'elles ne sont pas rectifiées.

1/ Désignation : Goupille R, d x L NF EN 22339

2/ Dimensions :

Tableau 7-1 Dimensions des goupilles coniques

Diamètre nominale <i>d</i>	0,6	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4
<i>A</i>	0,08	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5
<i>B</i>	2	2	2	2	2	2	2	2	2,4
<i>L</i> <i>js 15</i>		5	6	6	8	10	10	12	14
	4	6	8	8	10	12	12	14	16
	5	8	10	10	12	14	14	16	20
	6	10	12	12	14	16	16	20	25
	8	12	14	14	16	20	20	25	30
			16	16	20	25	25	30	35
				20	25	30	30	35	40
						35	35	40	45
								45	50
									55

(à suivre)

(Suite)

Diamètre nominale <i>d</i>	5	6	8	10	12	16	20	25	30
<i>A</i>	0,63	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4
<i>B</i>	2,4	2,4	2,9	2,9	3,5	3,5	4,2	4,2	4,2
<i>L</i> <i>js 15</i>		20	20	25	30	35	40	45	50
		25	25	30	35	40	45	50	55
	20	30	30	35	40	45	50	55	60
	25	35	35	40	45	50	55	60	65
	30	40	40	45	50	55	60	65	70
	35	45	45	50	55	60	65	70	75
	40	50	50	55	60	65	70	75	80
	45	55	55	60	65	70	75	80	90
	50	60	60	65	70	75	80	90	100
	55	65	65	70	75	80	90	100	110
	60	70	70	75	80	90	100	110	120
		75	75	80	90	100	110	120	130
		80	80	90	100	110	120	130	140
		90	90	100	120	140	150	160	170

2-2 Goupilles de positionnement coniques (NF E 27-482)



Figure 7-4 Goupilles de positionnement coniques

Ces goupilles assurent, avec une haute précision, le positionnement relatif de deux pièces. L'alésage doit être usiné après l'assemblage des deux pièces avec un degré de tolérance de 10 et une rugosité arithmétique de 3,2 μm .

La conicité est de 2%.

1/ Elles existent sous **deux formes** : type A et type B.

- **Type A** : goupille habituelle, démontage avec l'écrou ;

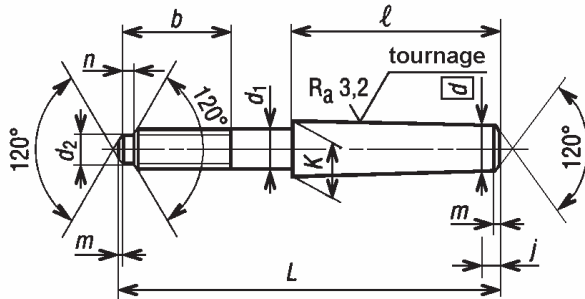


Figure 7-5 Type A (Goupilles de positionnement coniques)

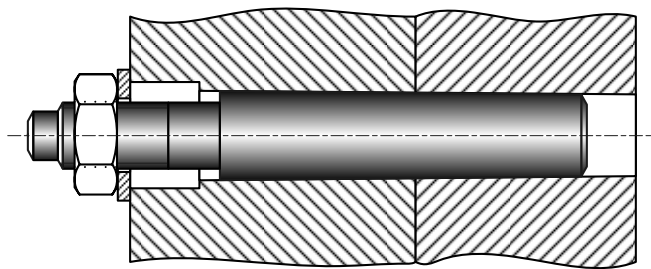


Figure 7-6 Type A (Goupilles de positionnement coniques)

- **Type B** : pour les pièces soumises à des vibrations : le blocage se fait à l'aide de l'écrou.

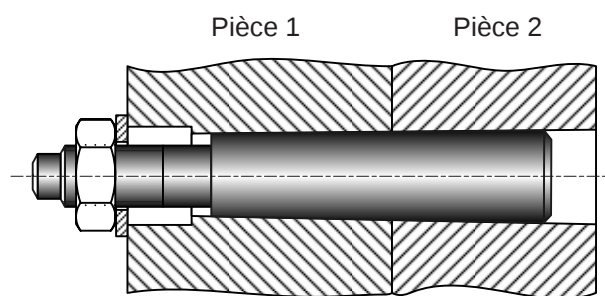
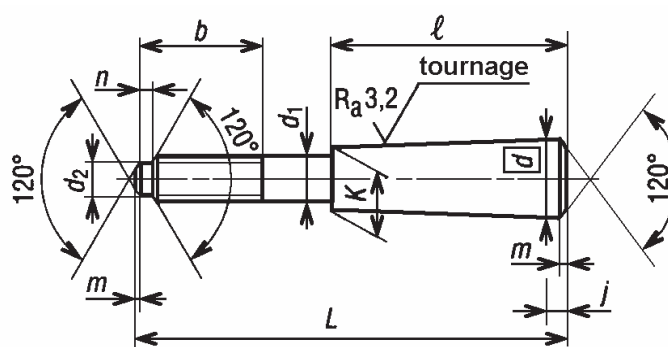


Figure 7-7 Type B (Goupilles de positionnement coniques)

2/ **Désignation** : Goupille de positionnement A, d x L NF E 27-482

3/ Dimensions :

Tableau 7-2 Dimensions des goupilles de positionnement coniques

Diamètre nominal d	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50
m	0,3	0,4	0,6	0,7	0,9	1	1,2	1,4	1,6	2,5	3
J_{max}	2,4		2,9		3,5		4,2			5	
d_1	M 3	M 4	M 6	M 8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36
b^{+2p}_0	15	15	15	20	30	35	45	50	55	75	85
d_2	2	2,5	4,5	6	7	9	12	16	18	24	27
n	1,25	1,5	2	3	3	4	5	6	8	10	12
Série A normale	l	25	30	40	45	55	65	75	90	105	165
	k	5,5	6,6	8,8	10,9	13,1	17,3	51,5	26,8	32,1	42,9
	L	40	45	55	65	85	100	120	140	160	220
	js15	45	50	60	75	100	120	140	160	190	250
Série C courte		50	55	65	85	120	140	160	190	220	280
	l		15	20	25	30	45	50	60	75	100
	k		6,3	8,4	10,5	12,6	16,9	21	26,2	31,5	42
Série C courte			30	35	45	65	85	100	120	140	160
			35	40	55	75	100	120	140	160	190
			40	45	65	85	120	140	160	190	220

2-3 Goupilles cylindriques



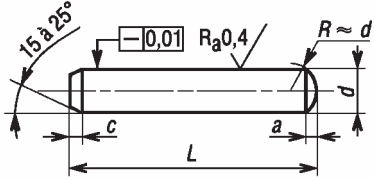
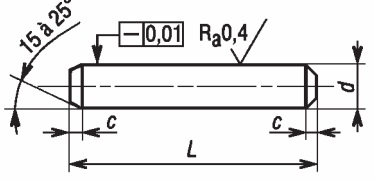
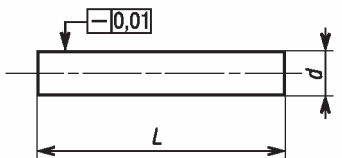
Figure 7-8 Goupilles cylindriques

Ces goupilles sont, en général, obtenues dans du « stub » (C 80 à 100 trempées ou non et rectifiées), dans du 15 Cr Ni 6 ou 50 Cr V 4 (cémentées et trempées pour obtenir HRC > 60 en surface).

2-3-1 Goupilles non trempées :

1/ Les goupilles non trempées sont de trois types : A, B ou C. (voir le tableau)

Tableau 7-3 Type de goupilles cylindriques non trempées

Type de goupilles	Figures	Tolérance
Type A		Tolérance sur d : m 6
Type B		Tolérance sur d : h 8
Type C		Tolérance sur d : h 11

2/ Désignation : Goupille cylindrique type A, $d \times L$ NF EN ISO 2338

3/ Dimensions :

Tableau 7-4 Dimensions de goupilles cylindriques non trempées

Diamètre nominal d	0,6	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5
a	0,08	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,63
c	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,63	0,8
L <i>js 15</i>	2	2	4	4	4	6	6	8	8	10
	3	3	5	5	5	8	8	10	10	12
	4	4	6	6	6	10	10	12	12	14
	5	5	8	8	8	12	12	14	14	16
	6	6	10	10	10	14	14	16	16	20
				12	12	16	16	20	20	25
					14	20	20	25	25	30
					16	25	25	30	30	35
									35	40
									40	45
									45	50

(à suivre)

(suite)

Diamètre nominal d	6	8	10	12	16	20	25	30	40
a	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5
c	1,2	1,6	2	2,5	3	3,5	4	5	6,3
L $js\ 15$	12	14	20	25	30	40	50	60	80
	14	16	25	30	35	45	55	65	90
	16	20	30	35	40	50	60	70	100
	20	25	35	40	45	55	65	75	110
	25	30	40	45	50	60	70	80	120
	30	35	45	50	55	65	75	90	130
	35	40	50	55	60	70	80	100	140
	40	45	55	60	65	75	90	110	150
	45	50	60	65	70	80	100	120	160
	50	55	65	70	75	90	110	130	170
	55	60	70	75	80	100	120	140	180
	60	65	75	80	90	110	130	150	190
		70	80	90	100	120	140	160	200

2-3-2 Goupilles cylindriques de positionnement trempées

1/ Les goupilles cylindriques de positionnement trempées sont d'un seul type, le A.

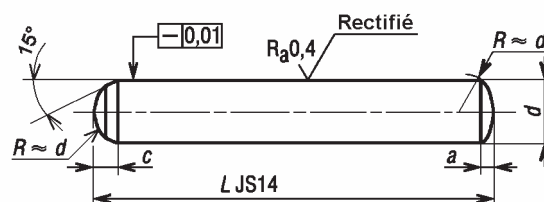


Figure 7-9 Goupilles cylindriques de positionnement trempées

2/ **Désignation** : Goupille cylindrique de positionnement, $d \times L$ NF EN ISO 8734

3/ Dimensions :

Tableau 7-8 Dimensions des goupilles cylindriques

Diamètre nominal d (m 6)	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
a	0,25	0,3	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,2	1,6	2	2	2,5
c	0,7	0,9	0,9	1,2	1,5	2	2,5	3,2	4	4	5	6
L js 15	6	6	8	14	14	14	18	24	28	36	40	50
	8	8	10	16	16	16	20	28	32	40	45	55
	10	10	12	18	18	18	24	32	36	45	50	60
	12	12	14	20	20	20	28	36	40	50	55	70
	14	14	16	24	24	24	32	40	45	55	60	80
	16	16	18	28	28	28	36	45	50	60	70	90
	20	20	20	32	32	32	40	50	55	70	80	100
		24	24	36	36	36	45	55	60	80	90	120
			28	40	40	40	50	60	70	90	100	
			32		45	45	55	70	80	10	120	
			36		50	50	60	80	90	0		
						55	70	90	100	12		
						60	80	100		0		

2-3-3 Les goupilles cylindriques de positionnement trempées ont une variante qui comporte un trou taraudé permettant son extraction d'un trou borgne.

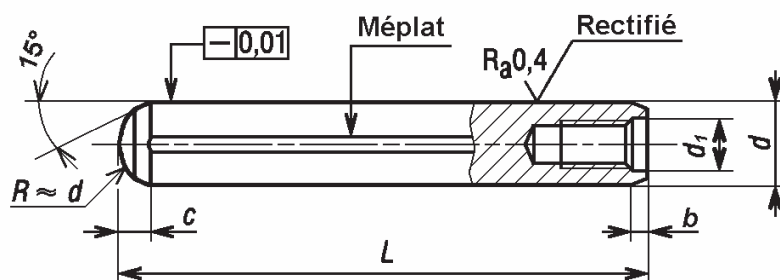


Figure 7-10 Goupille cylindrique de positionnement à trou taraudé

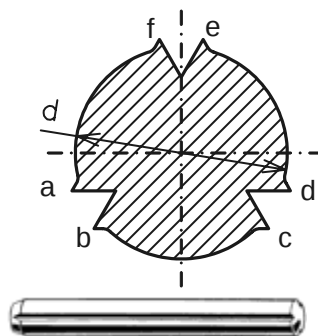
Désignation : Goupille cylindrique de positionnement à trou taraudé, $d \times L$ NF EN ISO 8735
NF EN ISO 8733 si elles ne sont pas trempées.

Dimensions :Tableau 7-9 **Dimensions des goupilles cylindriques de positionnement trempées**

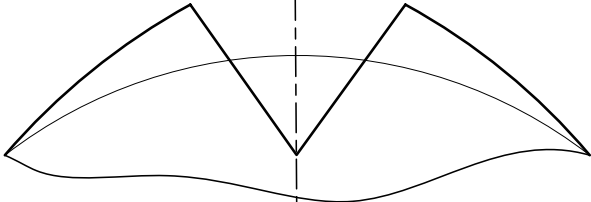
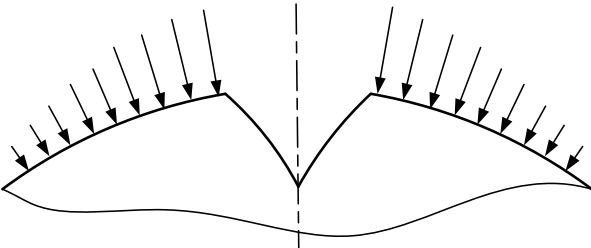
d (m 6)	6	8	10	12	14	16	20	25	30	40	50
b	0,8	1	1,2	1,6	1,6	2	2,5	3	4	5	6,3
c	1,8	2,5	3,2	4	4	5	6	6	8	10	12
d_1	M 4	M 5	M 6	M 6	M 8	M 8	M 10	M 16	M 20	M 20	M 24
L (js 15)	16	16	20	24	28	32	40	50	60	80	100
	20	20	24	28	32	36	45	55	70	90	110
	24	24	28	32	36	40	50	60	80	100	120
	28	28	32	36	40	45	55	70	90	110	130
	32	32	36	40	45	50	60	80	100	120	140
	36	36	40	45	50	55	70	90	110	130	150
	40	40	45	50	55	60	80	100	120	140	160
	45	45	50	55	60	70	90	110	130	150	180
	50	50	55	60	70	80	100	120	140	160	200
	55	55	60	70	80	90	110	130	150	180	
	60	60	70	80	90	100	120	140	160	200	
		70	80	90	100	110	130	150	180		
								160	200		
								180			
								200			

2-4 Goupilles cannelées (voir NF EN ISO 8739 à 8747)

Trois cannelures sont réalisées suivant trois génératrices d'une tige cylindrique par déformation permanente. Au montage, les parties a, b, c, d, e et f acceptent une petite déformation élastique et réalisent ainsi un serrage.



2-4-1 Cannelures avant et après montage :Tableau 7-10 **Goupilles cannelées avant et après montage**

Vue	Figure
1. Vue en coupe avant montage	
2. Vue en coupe après montage	

2-4-2 Matériaux des goupilles cannelées

Ces goupilles sont réalisées en 10 S 1 en fabrication standard mais d'autres matériaux sont possibles :

- en acier ordinaire : 45 S 20 ;
- en acier inoxydable : X 12 Cr Mo S 17, X 10 Cr Ni S 18-9, X 6 Cr Ni Mo Ti 17-12-2 ;
- en alliage d'aluminium : Al Cu Mg Pb F 37 ;
- en laiton : Cu Zn 38 Pb 1.5.

2-4-3 Dimensions générales de goupilles cannelées :

1/ Diamètres de goupilles d :

1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

2/ Longueurs normalisées de goupilles de manière générale :

8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30,
32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90,
95, 100, 120, 140, 160, 180, 200

3/ Résistance minimum au double cisaillement en kN :

Tableau 7-11 Contrainte admissible au double cisaillement
(en kN)

Diamètre nominal d en mm	1,5	2	2,5	3	4	5	-
R	1,6	2,84	4,4	6,4	11,3	17,6	-
Diamètre nominal d en mm	6	8	10	12	16	20	25
R	25,4	45,2	70,4	101,8	181	283	444

2-4-4 Différentes goupilles cannelées :

1/ Goupilles cannelées dans le norme NF EN ISO 8739 et NF EN ISO 8740

Norme	Figure
NF EN ISO 8739	
NF EN ISO 8740	

Tableau 7-12 Relation entre diamètre et longueur
des goupilles cannelées (1)

d	1,5	2	2,5	3	4	5	6
L	8 à 20	8 à 30	10 à 30	10 à 40	10 à 60	14 à 60	14 à 80
d	8	10	12	16	20	25	
L	14 à 100	14 à 100	18 à 100	22 à 100	26 à 100	26 à 100	

2/ Goupilles cannelées (2) dans le norme NF EN ISO 8741

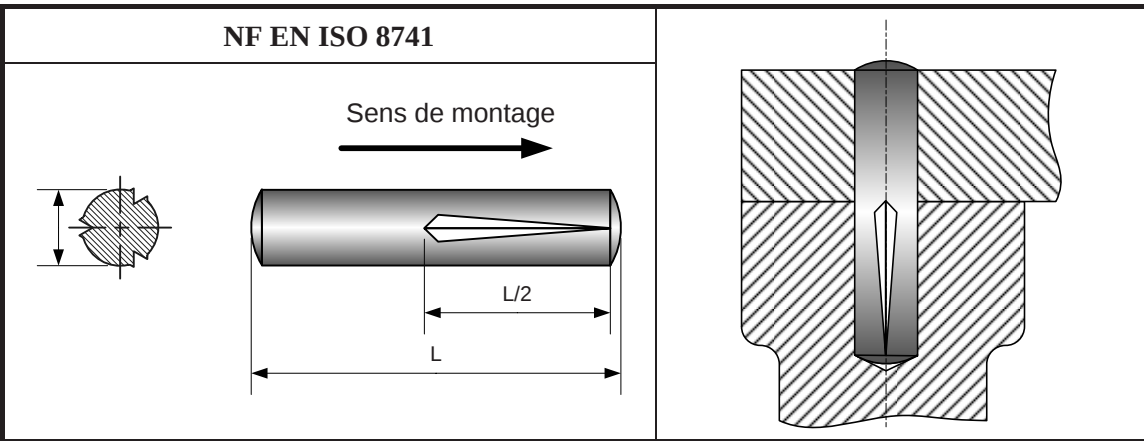


Tableau 7-13 Relation entre diamètre et longueur des goupilles cannelées (2)

<i>d</i>	1,5	2	2,5	3	4	5	6
<i>L</i>	8 à 20	8 à 30	10 à 30	10 à 40	10 à 60	10 à 60	12 à 80
<i>d</i>	8	10	12	16	20	25	-
<i>L</i>	14 à 100	18 à 160	24 à 200	24 à 200	24 à 200	24 à 200	-

3/ Goupilles cannelées (3) dans le norme NF EN ISO 8742 et NF EN ISO 8743

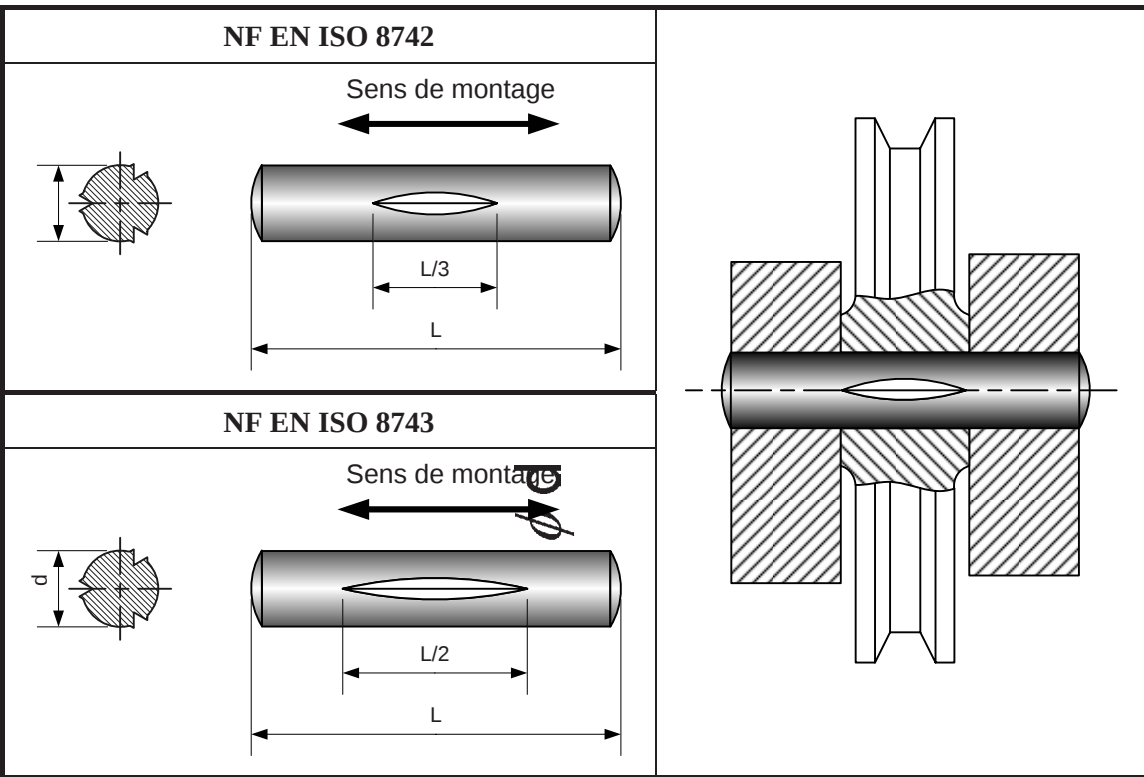


Tableau 7-14 Relation entre diamètre et longueur
des goupilles cannelées (3)

<i>d</i>	1,5	2	2,5	3	4	5	6
<i>L</i>	8 à 20	10 à 30	10 à 30	10 à 40	16 à 60	16 à 60	20 à 80
<i>d</i>	8	10	12	16	20	25	-
<i>L</i>	24 à 100	30 à 160	35 à 200	40 à 200	40 à 200	40 à 200	-

4/ Goupilles cannelées (4) dans le norme NF E ISO 8744

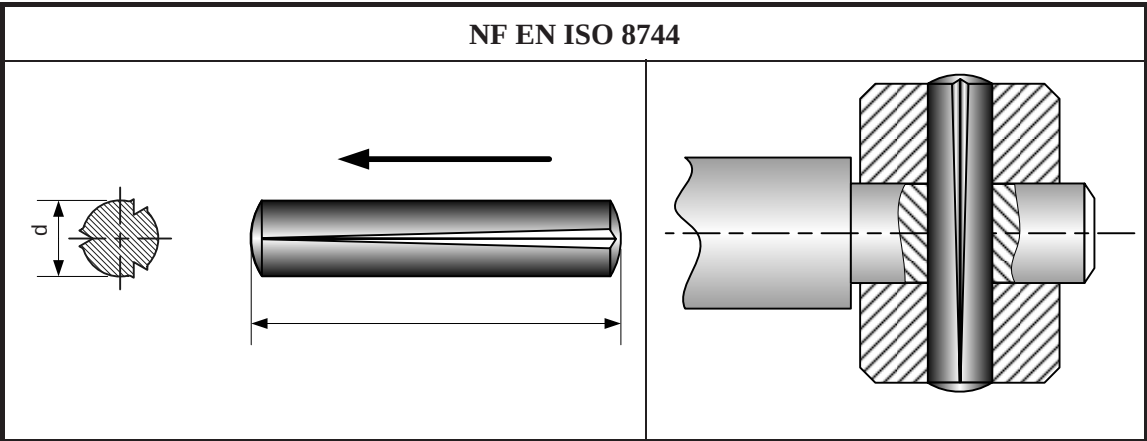


Tableau 7-15 Relation entre diamètre et longueur
des goupilles cannelées (4)

<i>d</i>	1,5	2	2,5	3	4	5	6
<i>L</i>	8 à 20	8 à 30	8 à 30	8 à 40	8 à 60	8 à 60	10 à 80
<i>d</i>	8	10	12	16	20	25	-
<i>L</i>	12 à 100	14 à 120	14 à 120	24 à 120	26 à 120	26 à 120	-

5/ Goupilles cannelées (5) dans la norme NF EN ISO 8745

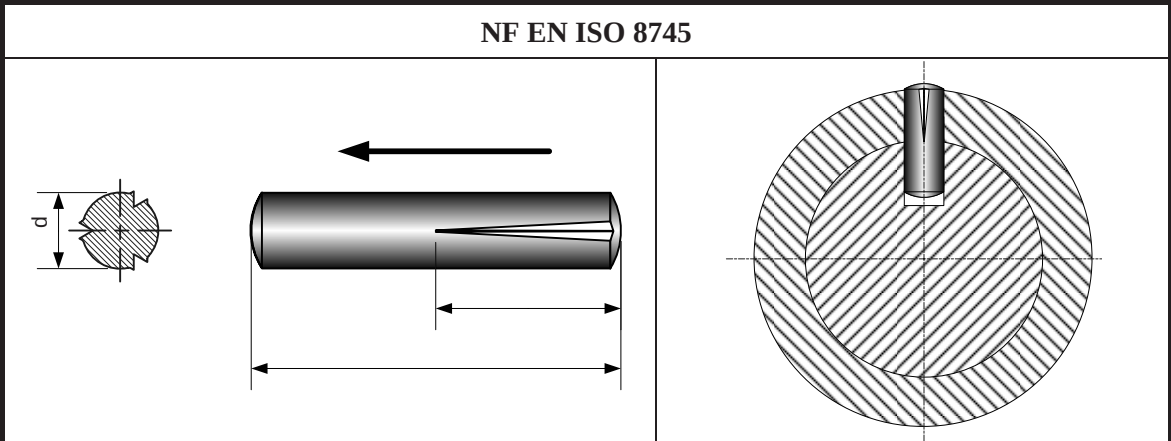
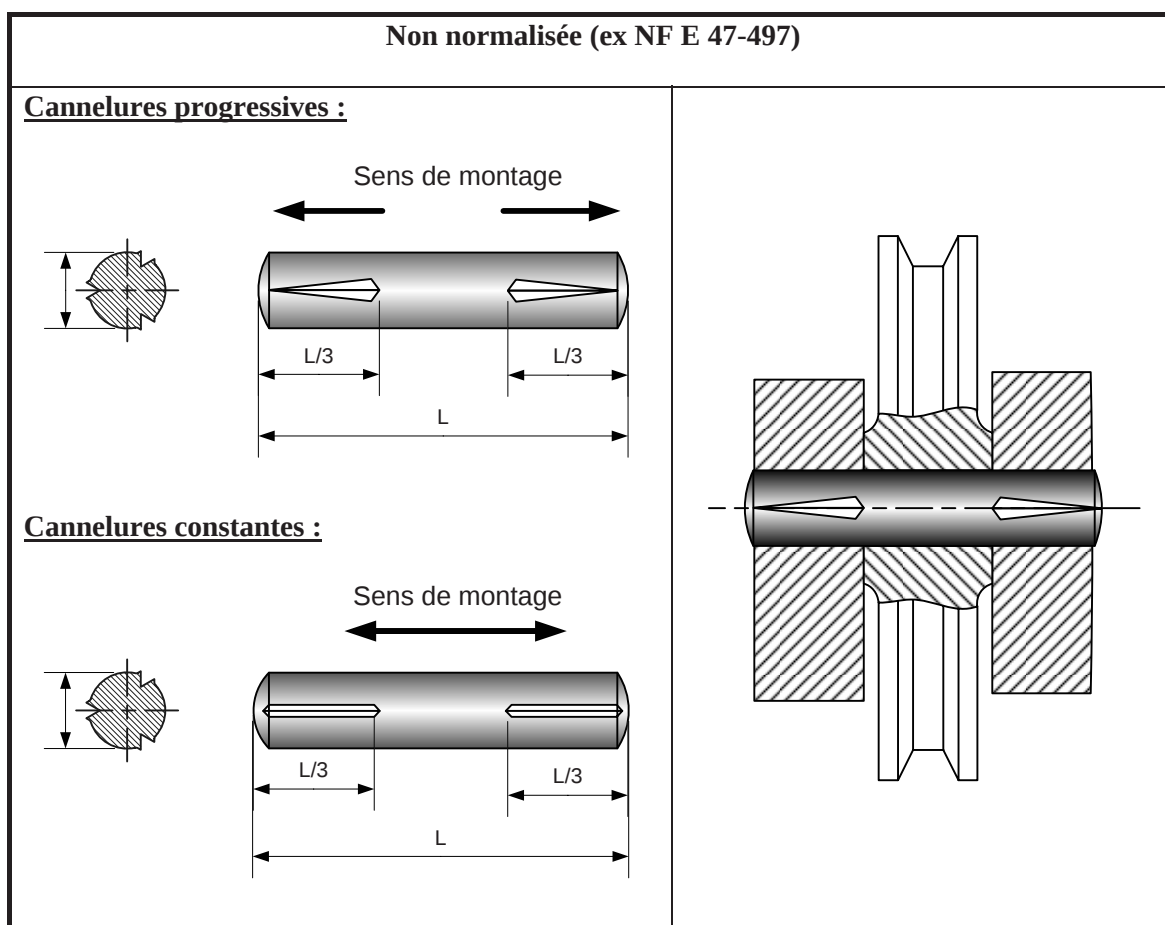


Tableau 7-16 **Relation entre diamètre et longueur
des goupilles cannelées (5)**

<i>d</i>	1,5	2	2,5	3	4	5	6
<i>L</i>	8 à 20	8 à 30	8 à 30	8 à 40	8 à 60	8 à 60	10 à 80
<i>d</i>	8	10	12	16	20	25	-
<i>L</i>	14 à 100	14 à 200	18 à 200	26 à 200	26 à 200	26 à 200	-

6/ Goupilles cannelées (6) : Non normalisée (ex NF E 47-497)



• **Longueurs normalisées :**

24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75,
80, 90, 95, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 200, 250.

• Dimensions :

Tableau 7-17 **Relation entre diamètre et longueur des goupilles cannelées (6)**

a/ Cannelures constantes

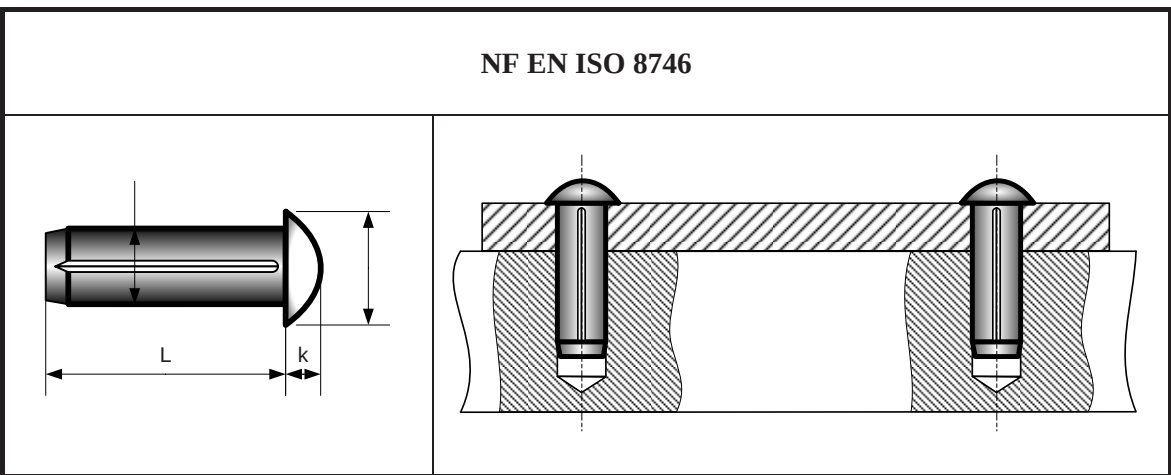
<i>d</i>	3	3,5	4	5	6	(7)	8
<i>L</i>	24 à 26	24 à 30	24 à 30	24 à 34	24 à 38	24 à 38	24 à 45
<i>d</i>	(9)	10	12	14	16	20	25
<i>L</i>	24 à 45	24 à 50	24 à 55	28 à 60	32 à 70	40 à 80	50 à 80

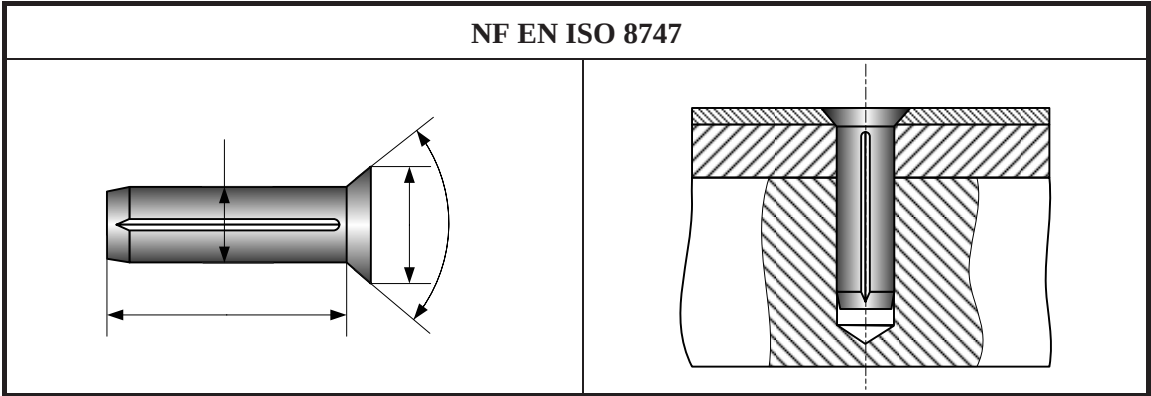
b/ Cannelures progressives

<i>d</i>	3	3,5	4	5	6	(7)	8
<i>L</i>	28 à 30	32 à 36	32 à 40	36 à 50	40 à 60	40 à 70	50 à 80
<i>d</i>	(9)	10	12	14	16	20	25
<i>L</i>	50 à 90	55 à 100	60 à 120	65 à 140	75 à 160	85 à 200	85 à 250

2-4-4 Cas particuliers :

1/ Les clous





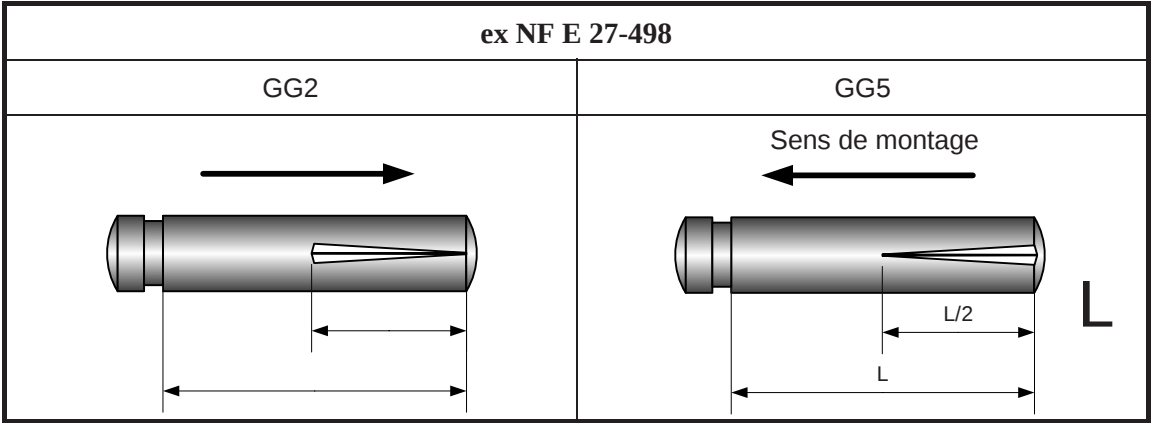
- Longueurs normalisées : 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40.
- Dimensions :

<i>d</i>	1,4	1,6	2	2,5	3	4	5
K1 moyen	2,4	2,8	3,4	4,4	5,2	7	8,75
K2 moyen	2,5	2,8	3,4	4,4	5,2	7	8,75
K moyen	0,8	1	1,2	1,5	1,8	2,4	3
L	3 à 6	3 à 8	4 à 10	4 à 12	5 à 16	6 à 20	8 à 25

<i>d</i>	6	8	10	12	16	20	-
K1 moyen	10,5	14	15,5	18,4	24,4	31,4	-
K2 moyen	10,5	14	15,5	18,4	24,4	31,1	-
K moyen	3,6	4,8	7	8	10,5	13,5	-
L	8 à 30	10 à 40	12 à 40	16 à 40	20 à 40	25 à 40	-

Ø

2/ Les goupilles attaches ressorts



Exemples de montages :

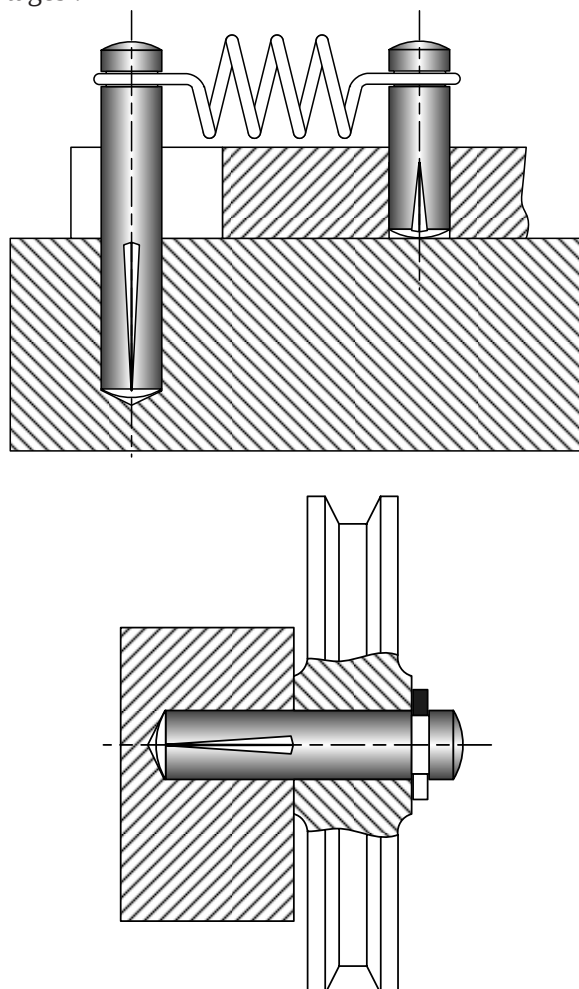


Figure 7-11 Exemples de montages

Désignation : Goupille cannelée ISO 8739 $d \times L$ NF EN ISO 8739

- **Longueurs normalisées :** 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 200, 250.
- **Dimensions :**

Tableau 7-18 Dimensions des goupilles attaches ressorts

d	2	2,5	3	3,5	4	5	6	(7)
L	10 à 20	10 à 20	24 à 30	16 à 30	24 à 36	18 à 50	20 à 60	20 à 70
d	8	(9)	10	12	14	16	20	25
L	26 à 80	26 à 90	20 à 100	32 à 120	34 à 140	36 à 160	40 à 200	50 à 250

2-5 Goupilles élastiques NF EN ISO 8752 et 13337

Ces goupilles sont obtenues par enroulement d'une bande d'acier à haute résistance.



Figure 7-12 Goupilles élastiques

La série épaisse est la série utilisée normalement. La série mince est employée pour les pièces délicates.

Dans le cas d'efforts de cisaillement importants, il est possible d'introduire deux goupilles l'une dans l'autre : c'est le montage compound.

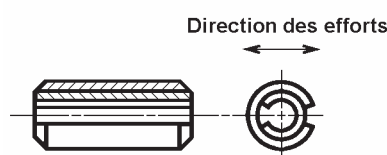


Figure 7-13 Montage compound

Elles sont réalisées en acier à ressort C 75 ou 55 Si 7, en acier inoxydable X 10 Cr Ni 18-8 ou en bronze au béryllium.

Désignation : Goupille élastique ISO 8752 - dxL NF EN ISO 8752

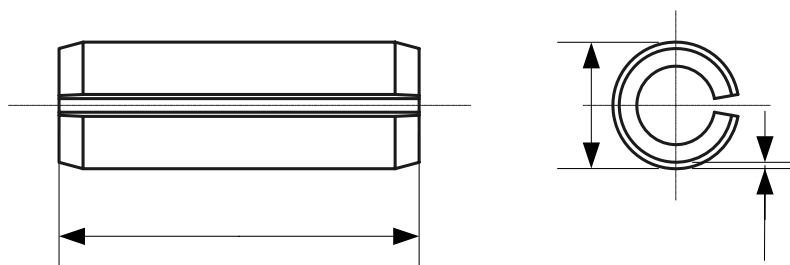


Figure 7-14 Goupille élastique

- Longueurs normalisées :

4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 15, 16, 18, 20, 22, 24, 25, 26,
28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80,
85, 90, 95, 100, 110, 120, 140, 150, 160, 180, 200.

- Dimensions et résistance minimum au double cisaillement en kN :

Tableau 7-18 Dimensions et résistance minimum au double cisaillement
Série épaisse NF EN ISO 8752

<i>d</i>	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
<i>e</i>	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,75	0,8
<i>L</i>	4 à 20	4 à 30	4 à 40	4 à 40	4 à 50	4 à 50	4 à 60
<i>R</i>	0,7	1,58	2,82	4,38	6,32	9,06	11,24
<i>d</i>	4,5	5	6	8	10	12	13
<i>e</i>	1	1	1,2	1,5	2	2,5	2,5
<i>L</i>	6 à 70	6 à 80	10 à 100	10 à 120	10 à 160	10 à 180	10 à 180
<i>R</i>	15,36	17,54	26,04	42,76	70,16	104,1	115,1

<i>d</i>	14	16	18	20	21	25	28
<i>e</i>	3	3	3,5	4	4	5	5,5
<i>L</i>	10 à 200				15 à 200		
<i>R</i>	144,7	171	222,5	280,6	298,2	438,5	542,6
<i>d</i>	30	32	35	38	40	45	50
<i>e</i>	6	6	7	7,5	7,5	8,5	9,5
<i>L</i>	15 à 200	20 à 200					
<i>R</i>	631,4	684	859	1 003	1 068	1 360	1 685

Tableau 7-19 Dimensions et résistance minimum au double cisaillement
Série mince NF EN ISO 13337

<i>d</i>	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
<i>e</i>	0,2	0,25	0,3	0,35	0,5	0,5	0,5	0,75
<i>L</i>	4 à 40	4 à 40	4 à 50	4 à 50	4 à 60	6 à 70	6 à 80	10 à 100
<i>R</i>	1,5	2,4	3,5	4,6	8	8,8	10,4	18
<i>d</i>	8	10	12	13	14	18	20	21
<i>e</i>	0,75	1	1	1,2	1,5	1,7	2	2
<i>L</i>	10 à 120	10 à 160	10 à 180	10 à 180	10 à 200			15 à 200
<i>R</i>	24	40	48	66	84	126	158	168
<i>d</i>	25	28	30	35	40	45	50	-
<i>e</i>	2	2,5	2,5	3,5	4	4	5	-
<i>L</i>	15 à 200			20 à 200				-
<i>R</i>	202	280	302	490	834	720	1 000	-

2-6 Goupilles spiralées

Ces goupilles sont obtenues par enroulement unique d'une tôle sur 2 tours $1/4$.



Figure 7-15 **Goupilles spiralées**

Matériaux utilisés : C 70 trempé, X 10 Cr Ni 18-8, X 30 Cr 13 trempé.

Ces goupilles existent en trois épaisseurs :

Tableau 7-20 **Épaisseurs des goupilles spiralées**

Épaisseurs	Normes	figures
Cas 1 Mince	NF EN ISO 8751	
Cas 2 Moyenne (standard)	NF EN ISO 8750	
Cas 3 Épaisse	NF EN ISO 8748	

- **Longueurs normalisées** : 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 120, 140, 160, 180, 200.

- **Dimensions** :

Tableau 7-21 **Dimensions des goupilles spiralées**
(1) Série mince

<i>d</i>	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5
<i>L</i>	-	-	-	4 à 24	4 à 40	5 à 45	6 à 50	6 à 50
<i>d</i>	4	5	6	8	10	12	16	20
<i>L</i>	8 à 60	10 à 60	12 à 75	16 à 120	-	-	-	-

(2) Série moyenne

<i>d</i>	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5
<i>e</i>	0,07	0,08	0,1	0,13	0,17	0,21	0,25	0,29
<i>L</i>	4 à 16	4 à 16	4 à 16	4 à 24	4 à 40	5 à 45	6 à 50	6 à 50
<i>d</i>	4	5	6	8	10	12	16	20
<i>e</i>	0,33	0,42	0,5	0,67	0,84	1	1,3	1,7
<i>L</i>	8 à 60	10 à 60	12 à 75	16 à 120	20 à 120	24 à 160	32 à 200	45 à 200

(3) Série épaisse

<i>d</i>	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5
<i>L</i>	-	-	-	4 à 24	4 à 40	5 à 45	6 à 50	6 à 50
<i>d</i>	4	5	6	8	10	12	16	20
<i>L</i>	8 à 60	10 à 60	12 à 75	16 à 120	20 à 120	24 à 160	32 à 200	45 à 200

- **Résistance minimum au double cisaillement en kN** :

Tableau 7-22 **Résistance minimum au double cisaillement**
Acier C 70 ou X 20 Cr 13

<i>d</i>	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5
Standard	0,4	0,6	0,9	1,45	2,5	3,9	5,5	7,5
Mince	-	-	-	0,8	1,5	2,3	3,3	4,5
Epaisse	-	-	-	1,9	3,5	5,5	7,6	10

(à suivre)

(suite)

<i>d</i>	4	5	6	8	10	12	16	20
Standard	9,6	15	22	39	62	89	155	250
Mince	5,7	9	13	23	-	-	-	-
Epaisse	13,5	20	30	53	84	120	210	340

Tableau 7-23 **Résistance minimum au double cisaillement**
Acier X 10 Cr Ni 18-8

<i>d</i>	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5
Standard	0,3	0,45	0,65	1,05	1,9	2,9	4,2	5,7
Mince	-	-	-	0,65	1,1	1,8	2,5	3,4
Epaisse	-	-	-	1,45	2,5	3,8	5,7	7,6

<i>d</i>	4	5	6	8	10	12	16	20
Standard	7,6	11,5	16,8	30	48	67	-	-
Mince	4,4	7	10	18	-	-	-	-
Epaisse	10	15,5	23	41	64	91	-	-

2-7 Goupilles épingles

Ces goupilles sont recommandées pour des liaisons devant être fréquemment montées et démontées sans outillage. Elles sont également appelées goupilles « bêta ».

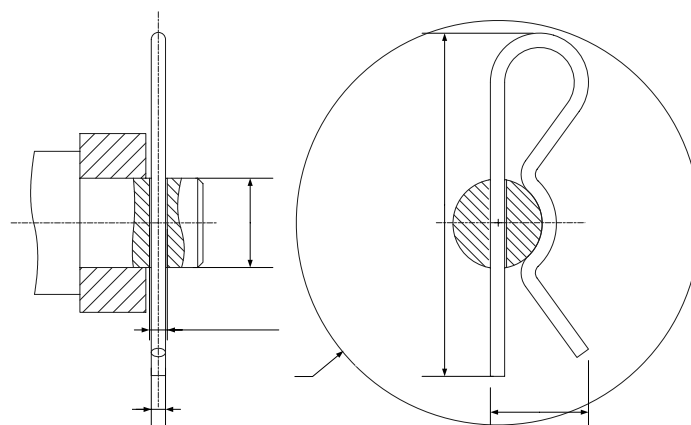


Dimensions :

Tableau 7-24 **Dimensions des goupilles épingles**

<i>D</i>	4 à 6	5 à 8	6 à 10	7 à 12	9 à 14	10 à 16
<i>d</i>	0,9	1,2	1,5	1,8	2	2,4
<i>d₁ mini</i>	1,1	1,4	1,7	2	2,2	2,6
<i>L</i>	22	35	37	46	53	60
<i>E</i>	6	9,5	10,5	12	15	17
<i>D₁</i>	25	35	42	48	62	70

<i>D</i>	11 à 18	12 à 20	13 à 22	15 à 25	18 à 30	-
<i>d</i>	2,7	3	3,5	4	4,5	-
<i>d₁ mini</i>	3	3,4	4	4,5	5	-
<i>L</i>	70	76	84	96	115	-
<i>E</i>	20	21,5	24	27,5	32	-
<i>D₁</i>	78	84	96	110	124	-



Matériaux : Elles sont réalisées en acier à ressort C 60 ou C 65.

Désignation : Goupille épingle, type 4000, dxL

Tableau 7-24 Variantes des goupilles épingles

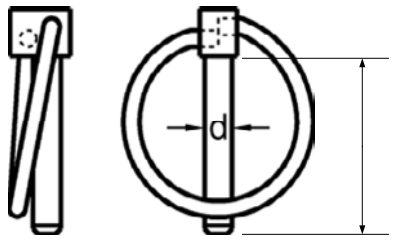
Variantes des goupilles épingles	Figure
1. Goupille « bêta » double	
2. Goupille « bêta » de sécurité	

2-8 Goupilles clip

Ces goupilles sont également utilisées pour des liaisons devant être fréquemment montées et démontées sans outillage. Elles ont l'avantage, par rapport aux précédentes, d'assurer une liaison plus sûre. En effet, l'anneau forme ressort et suppose à l'extraction de la goupille.

Dimensions :

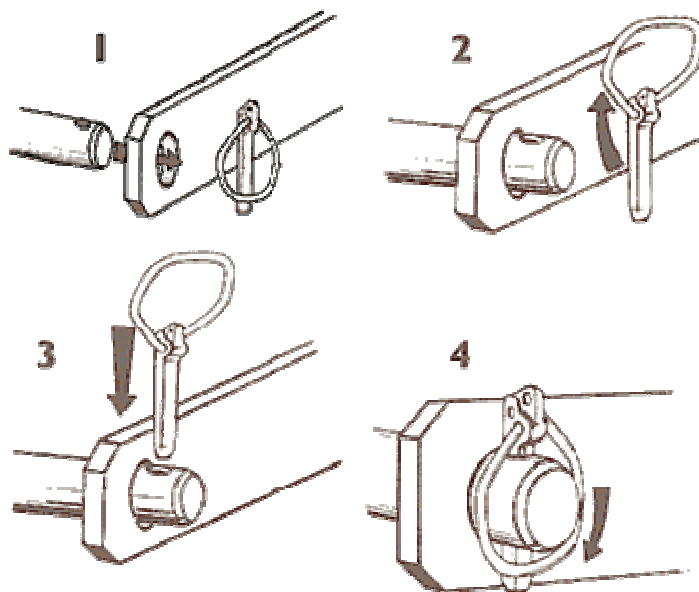
Tableau 7-25 **Dimensions des Goupilles clip**

	<i>d</i>	4,5	5	6	8
	<i>H</i>	40	40	40	40
	<i>d</i>	9	10	11	12
	<i>H</i>	40 et 45	40 et 45	40 et 45	40 et 45

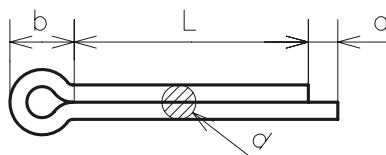
Deux possibilités de montage : alors que l'autre peut être montée.

Tableau 7-26 **Montage des goupilles clip**

Montage des goupilles clip	Figure
1. En bout d'arbre	
2. N'importe où sur l'arbre :	
Variante : 3. Goupille clip de sécurité	

Montage :**2-9 Goupilles cylindriques fendues NF EN ISO 1234**

Ces goupilles sont surtout utilisées comme frein d'écrou mais elles permettent également l'immobilisation en translation.



Elles sont en S 185, en cuivre, en Cu Zn 33 ou en EN AW 5086 (A-G4). Après un démontage, elles doivent être remplacées.

Elles sont désignées par la lettre V suivie du diamètre de perçage et de la longueur.
Désignation : Goupille V g-L NF EN ISO 1234

- Longueurs normalisées : 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200.

• Dimensions :

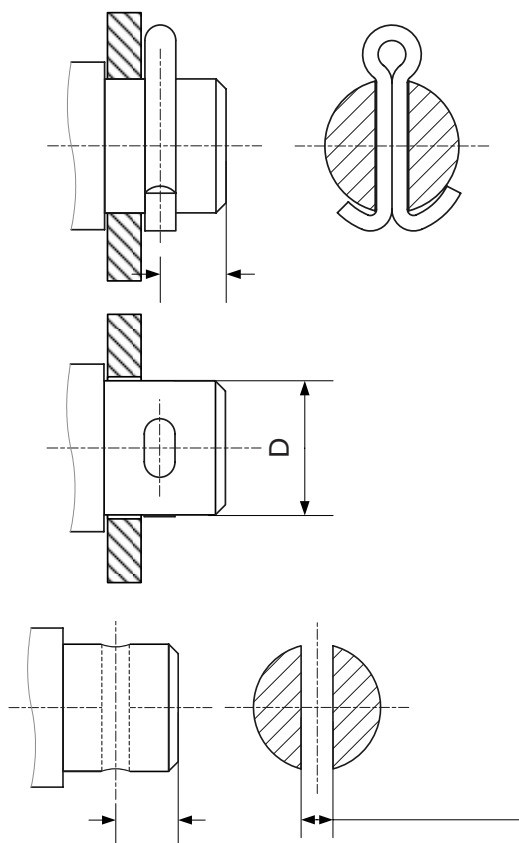
Tableau 7-27 Dimensions des goupilles cylindriques fendues

<i>g</i>	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3,2
<i>d</i>	0,5	0,7	0,9	1	1,4	1,8	2,3	2,9
<i>a</i>	1,6			2,5				3,2
<i>b</i>	2	2,4	3	3	3,2	4	5	6,4
<i>L</i>	4 à 12	5 à 16	6 à 20	8 à 25	8 à 32	10 à 40	12 à 50	14 à 63
<i>g</i>	4	5	6,3	8	10	13		
<i>d</i>	3,7	4,6	5,9	7,5	9,5	12,4		
<i>a</i>	4					6,3		
<i>b</i>	8	10	12,6	16	20	26		
<i>L</i>	18 à 80	22 à 100	32 à 125	40 à 160	45 à 200	55 à 200		

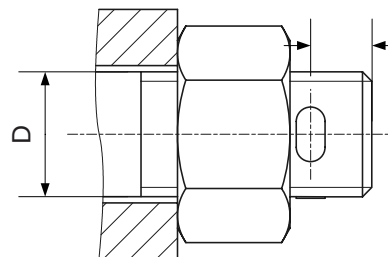
g : diamètre du trou de passage

Montages :

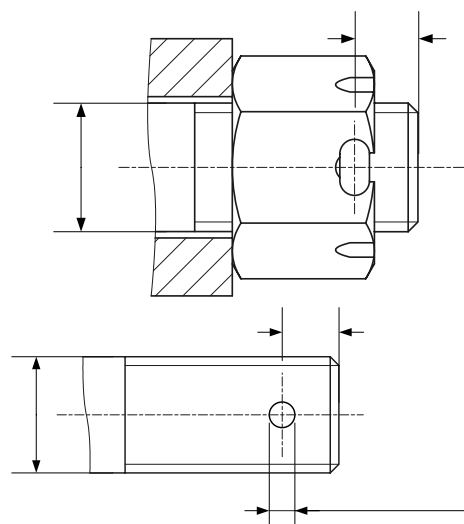
En bout d'arbre



Après un écrou



Avec un écrou à créneaux



Dimensions de montage :Tableau 7-28 **Dimensions de montage**

D	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
g₁				0,8	1	1,2	1,6	2	3,2	3,2
g₂	0,6	0,6	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3,2
h_{1 mini}				1,6	2,2	2,9	3,2	3,5	4,5	5,5
h_{2 mini}	1,2	1,2	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3,2	3,8	4,5
D	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36
g₁	4	4	5	5	5	6,3	6,3	8	8	8
g₂	3,2	4	4	4	5	5	5	6,3	6,3	6,3
h_{1 mini}	6	6	7	8	8	9	9	10	10	10
h_{2 mini}	4,5	5,3	5,3	5,3	6,8	6,8	6,8	8,7	8,7	8,7

III DÉTERMINATION DES GOUPILLES

Remarque préliminaire : les trous de passage des goupilles dans les arbres conduisent aux phénomènes de concentration de contraintes. Il faut en tenir compte dans le calcul de ces arbres.

3-1 Résistance de matériaux des goupilles

Les goupilles étant soumises au cisaillement, la caractéristique du matériau qui intervient est la résistance au glissement R_g .

Les valeurs de la résistance au glissement R_g peuvent être déduites des valeurs de la résistance limite élastique R_e par la formule :

$$R_g = \frac{k_0}{1+k_0} R_e \quad \text{avec} \quad k_0 = \frac{R_e}{R_c} \quad (R_c : \text{résistance à la compression})$$

Tableau 7-29 **Résistance au glissement des goupilles**

Matériaux et résistance limite élastique R_e	Résistance au glissement R_g
Aciers doux ($R_e \leq 270 \text{ MPa}$) Alliages d'aluminium	$R_g \approx 0,5.R_e$
Aciers mi-durs ($320 \leq R_e \leq 500 \text{ MPa}$)	$R_g \approx 0,7.R_e$
Aciers durs ($R_e \geq 600 \text{ MPa}$) Fontes	$R_g \approx 0,8.R_e$

Valeurs usuelles de la résistance pratique au glissement pour un coefficient de sécurité de 3 :

Tableau 7-30 **Résistance Pratique au glissement des goupilles**

Matériaux	Résistance Pratique au glissement R_{pg} en MPa
Fontes	65 à 150
Aciers	40 à 700
Alliages d'aluminium	8 à 100
Bronzes	130 à 260
Laitons	15 à 100
Autres alliages de cuivre	13 à 80

3-2 Détermination des goupilles cylindriques pleines

La contrainte de cisaillement dans la goupille doit être telle que :

$$\tau \leq R_{pg}$$

avec : $\tau = \frac{T}{S}$

L'effort de cisaillement pour une section cisillée est :

$$T = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot R_{pg}}{4}$$

Il est également possible d'utiliser l'abaque donné en annexe mais seulement pour un coefficient de sécurité de 3.

3-3 Détermination des goupilles élastiques

• Montage avec une seule goupille.

La section n'étant pas connue exactement, l'effort de cisaillement global admissible est donné, en kN, par les tableaux ci-dessous :

Goupilles épaissesTableau 7-31 **Goupilles épaisses**

Diamètre nominal	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
Epaisseur	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1
Simple cisaillement	0,35	0,79	1,41	2,19	3,16	4,53	5,62	7,68	8,77
Double cisaillement	0,7	1,58	2,82	4,38	6,32	9,06	11,2	15,4	17,5
Diamètre nominal	6	8	10	12	13	14	16	18	20
Epaisseur	1,25	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	4
Simple cisaillement	13	21,4	35	52	57,5	72,3	85,5	111	140
Double cisaillement	26	42,8	70	104	115	144	171	222	280

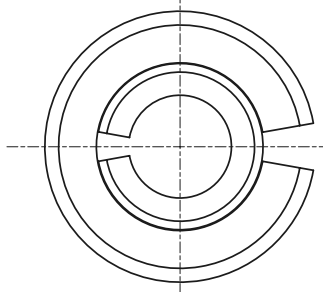
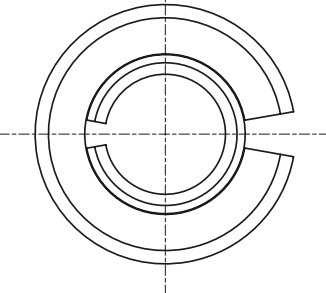
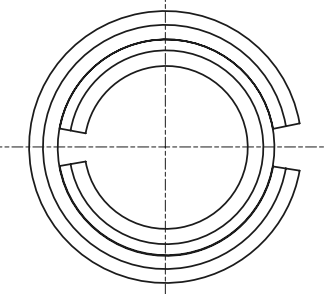
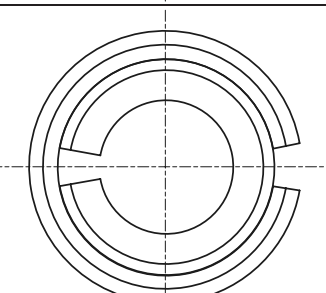
Goupilles mincesTableau 7-32 **Goupilles minces**

Diamètre nominal	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7
Epaisseur	0,2	0,25	0,3	0,35	0,5	0,5	0,5	0,75	0,75
Simple cisaillement	0,75	1,2	1,75	2,3	4	4,4	5,2	9	10,5
Double cisaillement	1,5	2,4	3,5	4,6	8	8,8	10,4	18	21
Diamètre nominal	8	10	11	12	13	14	16	18	8
Epaisseur	0,75	1	1	1	1,25	1,5	1,5	1,75	0,75
Simple cisaillement	12	20	22	24	33	42	49	63	12
Double cisaillement	24	40	44	48	66	84	98	126	24

- Montage compound**

Ce montage peut être effectué de quatre façons selon l'épaisseur et la position relative des deux goupilles.

Tableau 7-33 Montage compound

Montage	Figure
1/ Montage de deux goupilles épaisses	 A technical drawing showing a cross-section of a compound joint with two thick pins. The pins are represented by thick concentric circles. The outer pin is slightly offset from the center, and the inner pin is also offset, creating a compound joint. Dashed lines indicate the horizontal and vertical axes of symmetry.
2/ Montage d'une goupille mince dans une goupille épaisse	 A technical drawing showing a cross-section of a compound joint with a thin pin inside a thick pin. The thin pin is represented by a thin concentric circle, and the thick pin is represented by a thick concentric circle. The thin pin is slightly offset from the center, and the thick pin is also offset, creating a compound joint. Dashed lines indicate the horizontal and vertical axes of symmetry.
3/ Montage de deux goupilles minces	 A technical drawing showing a cross-section of a compound joint with two thin pins. The pins are represented by thin concentric circles. The outer pin is slightly offset from the center, and the inner pin is also offset, creating a compound joint. Dashed lines indicate the horizontal and vertical axes of symmetry.
4/ Montage d'une goupille épaisse dans une goupille mince	 A technical drawing showing a cross-section of a compound joint with a thick pin inside a thin pin. The thick pin is represented by a thick concentric circle, and the thin pin is represented by a thin concentric circle. The thick pin is slightly offset from the center, and the thin pin is also offset, creating a compound joint. Dashed lines indicate the horizontal and vertical axes of symmetry.

L'effort de cisaillement global admissible, en kN, est obtenu en additionnant les efforts unitaires.

Chapitre 8

CLAVETTES

Le clavetage est destiné à assurer une liaison fixe ou une liaison en rotation entre deux pièces assurée par une pièce intermédiaire appelée clavette.

I. LE CLAVETAGE LONGITUDINAL

Les clavettes longitudinales ont leurs faces principales parallèles à l'axe de l'arbre. Elles sont fabriquées essentiellement en E 335 mais aussi en C 45, C 60 (mécanique générale), X22 Cr Ni 17 (pièces haute résistance), X5 Cr Ni 18-9 (industrie alimentaire), X10 Cr Ni Mo Ti 18-10 (industrie alimentaire).

1-1 Clavetage libre

Ce clavetage assure une liaison fixe ou une liaison glissière selon le montage. Il est dit « libre » car la clavette n'est pas en liaison fixe avec le moyeu. Il peut être utilisé en bout d'arbre ou en milieu d'arbre.

1-1-1 Les bouts d'arbres

Les bouts d'arbre des machines tournantes (moteurs, pompes, compresseurs, réducteurs...) doivent respecter la normalisation.

1-1-1-1 Les bouts d'arbres cylindriques.

Deux bouts d'arbres cylindriques sont normalisés : NF E 22-051 pour la série longue, recommandée, et NF E 22-052 pour la série courte.

a/ Tolérances sur d

<i>Tolérances sur d :</i> j6 pour $d \leq 30$ mm k6 pour $32 \leq d < 30$ mm m6 pour $55 \leq d < 130$
--

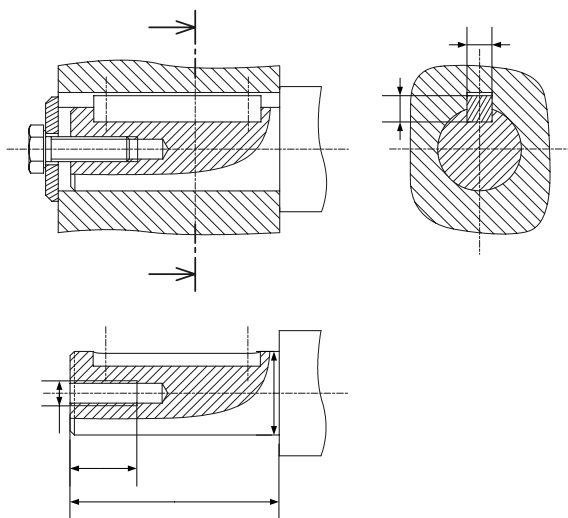
b/ Dimensions des clavetages libres aux bouts d'arbres cylindriques :


Figure 8-1 Clavetages libres aux bouts d'arbres cylindriques

Les deux dimensions **a** et **b** des clavettes sont données dans le paragraphe des clavettes parallèles ordinaires suivant NF E 22-177. Les autres dimensions se trouvent dans le tableau 8-1.

Tableau 8-1 Dimensions des clavetages libres aux bouts d'arbres cylindriques

d	6	7	8	9
L Série longue	16	16	20	20

d	10	11	12	14	16	18	19	20	22	24
d₁	M4	M4	M4	M5	M5	M6	M6	M6	M8	M8
p	10	10	10	13	13	16	16	16	19	19
L Série longue	23	23	30	30	40	40	40	50	50	50
L Série courte	20	20	25	25	28	28	28	36	36	36

d	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50
d₁	M10	M10	M10	M12	M12	M12	M16	M16	M16	M16	M16
p	22	22	22	28	28	28	36	36	36	36	36
L Série longue	60	60	80	80	80	80	110	110	110	110	110
L Série courte	42	42	58	58	58	58	82	82	82	82	82

(à suivre)

(suite)

d	55	56	60	63	65	70	71	75	80
<i>L Série longue</i>	110	110	140	140	140	140	140	140	170
<i>L Série courte</i>	82	82	105	105	105	105	105	150	130

d	85	90	95	100	110	120	125	130
<i>L Série longue</i>	170	170	170	210	210	210	210	250
<i>L Série courte</i>	130	130	130	165	165	165	165	200

1-1-1-2 Les bouts d'arbres coniques

Deux bouts d'arbres coniques sont normalisés : NF E 22-054 pour la série longue, recommandée, et NF E 22-055 pour la série courte.

Deux systèmes filetés permettent d'assurer le maintien de la liaison : la vis et l'écrou.

a/ Maintien par vis

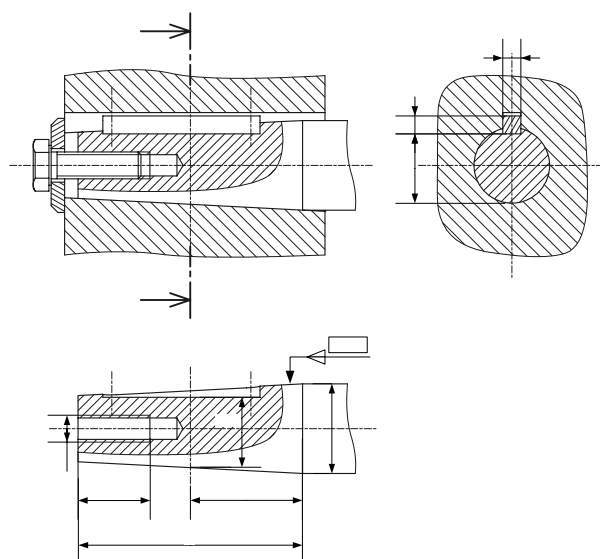


Figure 8-2 **Maintien par vis**

b/ Maintien par écrou

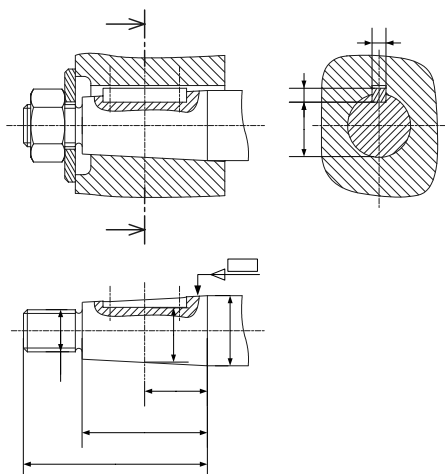


Figure 8-3 Maintien par écrou

Tableau 8-2 Dimensions des clavetages libres aux bouts d'arbres coniques

d	6	7	8	9	10	11	12	14	16
d_1					M4	M4	M4	M5	M5
d_2	M4	M4	M6	M6	M6	M6	M8x1	M8x1	M10x1,25
p	-	-	-	-	10	10	10	13	13
a	-	-	-	-	-	2	2	3	3
b	-	-	-	-	-	2	2	3	3
Série longue									
L	16	16	20	20	23	23	30	30	40
L_1	10	10	12	12	15	15	18	18	28
j	-	-	-	-	-	9,05	9,9	11,3	12,8

d	18	19	20	22	24	25	28	30
d_1	M6	M6	M6	M8	M8	M10	M10	M10
d_2	M10x1,25	M10x1,25	M12x1,25	M12x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5
p	16	16	16	19	19	22	22	22
a	4	4	4	4	5	5	5	5
b	4	4	4	4	5	5	5	5
Série longue								
L	40	40	50	50	50	60	60	80
L_1	28	28	36	36	36	42	42	58
j	14,1	15,1	15,7	17,7	19,2	19,9	22,9	24,1
Série courte								
L	28	28	36	36	36	42	42	58
L_1	16	16	22	22	22	24	24	36
j	14,7	15,7	16,4	18,4	19,9	20,8	23,8	25,2

(à suivre)

(suite)

d	32	35	38	40	42	45	48	50
d_1	M12	M12	M12	M16	M16	M16	M16	M16
d_2	M20x1,5	M20x1,5	M24x2	M24x2	M24x2	M30x2	M30x2	M36x3
p	28	28	28	36	36	36	36	36
a	6	6	6	10	10	12	12	12
b	6	6	6	8	8	8	8	8
Série longue								
L	80	80	80	110	110	110	110	110
L_1	58	58	58	82	82	82	82	82
j	25,6	28,6	31,6	30,9	32,9	35,9	38,9	40,9
Série courte								
L	58	58	58	82	82	82	82	82
L_1	36	36	36	54	54	54	54	54
j	26,7	29,7	32,7	32,3	34,3	37,3	40,3	42,3

1-1-2 Clavettes parallèles

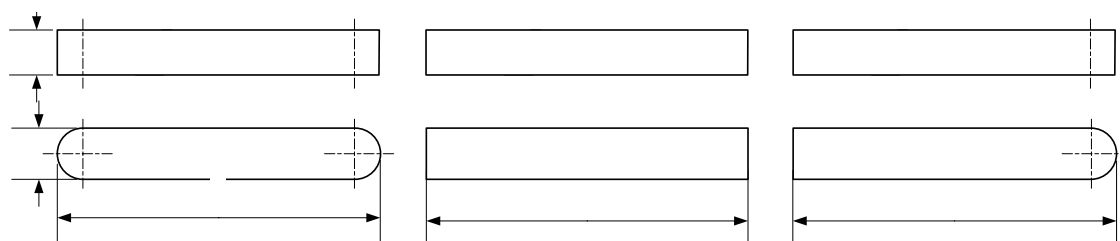
1-1-2-1 Clavettes parallèles ordinaires

Elles sont utilisées pour le clavetage court, c'est-à-dire quand $L < 1,5d$.

Elles existent en trois types selon la forme des extrémités :

Tableau 8-3 Types des clavettes parallèles ordinaires

Forme A	Forme B	Forme C
		



Ces clavettes sont montées soit en bout d'arbre (dessin pages précédentes), soit en milieu d'arbre (dessin ci-dessous) avec ou sans arrêt axial.

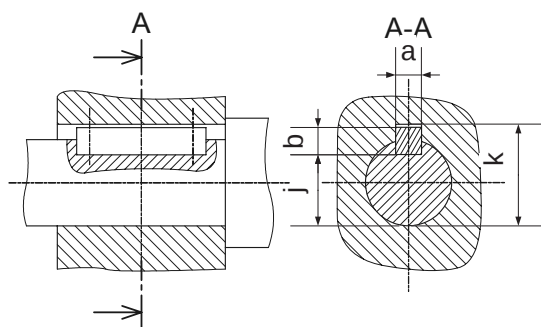


Figure 8-4 Clavettes parallèles ordinaires

- 1/ **Désignation** : clavette parallèle, forme A, $a \times b \times L$ NF E 22-177
- 2/ **Dimensions des clavettes parallèles ordinaires** :

Tableau 8-4 Dimensions des clavettes parallèles ordinaires

d	a	b	s	j	k
De 6 à 8 inclus	2	2	0,16	$d - 1,2$	$d + 1$
8 à 10	3	3	0,16	$d - 1,8$	$d + 1,4$
10 à 12	4	4	0,16	$d - 2,5$	$d + 1,8$
12 à 17	5	5	0,25	$d - 3$	$d + 2,3$
17 à 22	6	6	0,25	$d - 3,5$	$d + 2,8$
22 à 30	8	7	0,25	$d - 4$	$d + 3,3$
30 à 38	10	8	0,4	$d - 5$	$d + 3,3$
38 à 44	12	8	0,4	$d - 5$	$d + 3,3$
44 à 50	14	9	0,4	$d - 5,5$	$d + 3,8$
50 à 58	16	10	0,6	$d - 6$	$d + 4,3$
58 à 65	18	11	0,6	$d - 7$	$d + 4,4$
65 à 75	20	12	0,6	$d - 7,5$	$d + 4,9$
75 à 85	22	14	1	$d - 9$	$d + 5,4$
85 à 95	25	14	1	$d - 9$	$d + 5,4$
95 à 110	28	16	1	$d - 10$	$d + 6,4$
110 à 130	32	18	1	$d - 11$	$d + 7,4$
130 à 150	36	20	1,6	$d - 12$	$d + 8,4$
150 à 170	40	22	1,6	$d - 13$	$d + 9,4$
170 à 200	45	25	1,6	$d - 15$	$d + 10,4$
200 à 230	50	28	1,6	$d - 17$	$d + 11,4$

s : valeur du chanfrein à 45° , non représenté sur les dessins.

L : les longueurs sont à choisir dans le tableau des dimensions normalisées établi par le capitaine Renard.

3/ Cotation de l'arbre et du moyeu des clavettes parallèles ordinaires :

L'ajustement arbre/moyeu peut être choisi le tableau 8-5 :

Tableau 8-5 Ajustement arbre/moyeu

Liaison	Ajustement	Symbole
Liaison encastrement	de précision courante	H8 e8
	à jeu réduit (équilibrage)	H8 h8
	précis avec montage manuel	H7 g6
	fretté avec clavette de sécurité	H7 p6
Liaison glissière	de qualité courante	H8 e8
	de qualité soignée	H7 f7

Les ajustements arbre/clavette et clavette/moyeu peuvent être choisis le tableau 8-6 :

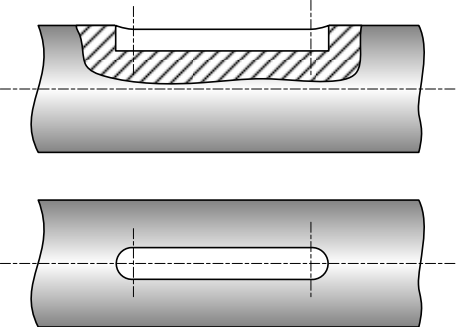
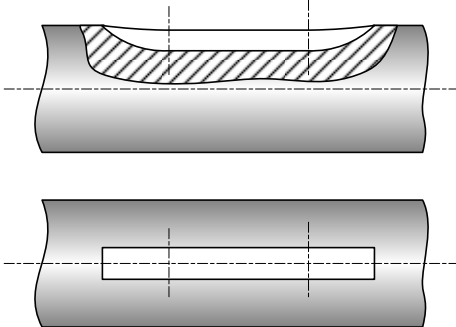
Tableau 8-6 Ajustement arbre/clavette et clavette/moyeu

Clavetage	Libre	Normal	Serré
arbre/clavette	H9 h9	N9 h9	P9 h9
clavette/moyeu	D10 h9	Js9 h9	P9 h9

4/ Forme des rainures des clavettes parallèles ordinaires:

Selon les modes d'obtention, les rainures dans l'arbre ont des formes différentes.

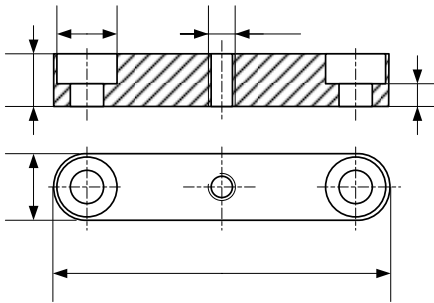
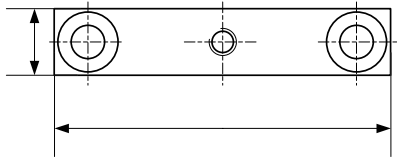
Tableau 8-7 Forme des rainures des clavettes parallèles ordinaires

Obtention par une fraise deux tailles	Obtention par une fraise trois tailles
	

1-1-2-2 Clavette parallèle fixée par vis

Ces clavettes conviennent pour des clavetages longs : $d < L < 1,5.d$.

Tableau 8-8 Clavette parallèle fixée par vis

Forme A	Forme B
	
	

Ces clavettes sont fixées par deux vis à tête cylindriques à six pans creux.
Les chanfreins à 45° ne sont pas représentés sur les dessins.

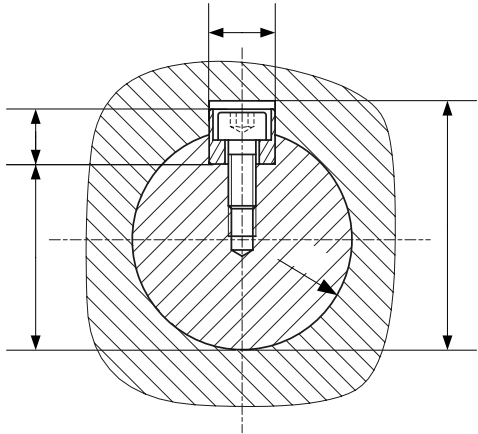


Figure 8-5 Clavette parallèle fixée par vis

Pour leur démontage, il suffit de visser une des deux vis dans le trou taraudé central. Cette opération aura pour effet de décoller la clavette de son logement.

- **Dimensions des clavettes parallèles fixées par vis:**

Tableau 8-9 **Dimensions des clavettes parallèles fixées par vis**

d	a	b	e	f	j	k	vis
De 17 à 22 inclus	6	6	3	4,5	$d - 3,5$	$d + 2,8$	M 2,5-6
22 à 30	8	7	3,5	6,5	$d - 4$	$d + 3,3$	M 3-8
30 à 38	10	8	3,5	9	$d - 5$	$d + 3,3$	M 4-10
38 à 44	12	8	2,5	10,5	$d - 5$	$d + 3,3$	M 5-10
44 à 50	14	9	2,5	11,5	$d - 5,5$	$d + 3,8$	M 6-10
50 à 58	16	10	3,5	10,5	$d - 6$	$d + 4,3$	M 6-10
58 à 65	18	11	3,5	14,5	$d - 7$	$d + 4,4$	M 8-12
65 à 75	20	12	3,5	13,5	$d - 7,5$	$d + 4,9$	M 8-12
75 à 85	22	14	3,5	14,5	$d - 9$	$d + 5,4$	M 10-12
85 à 95	25	14	3,5	14,5	$d - 9$	$d + 5,4$	M 10-12
95 à 110	28	16	5,5	16,5	$d - 10$	$d + 6,4$	M 10-16

- **Désignation :** clavette fixée $a \times b \times L$ NF E 22-181

1-1-2-3 Clavette disque

Elle est utilisée pour des arbres de petit diamètre transmettant de faibles couples.

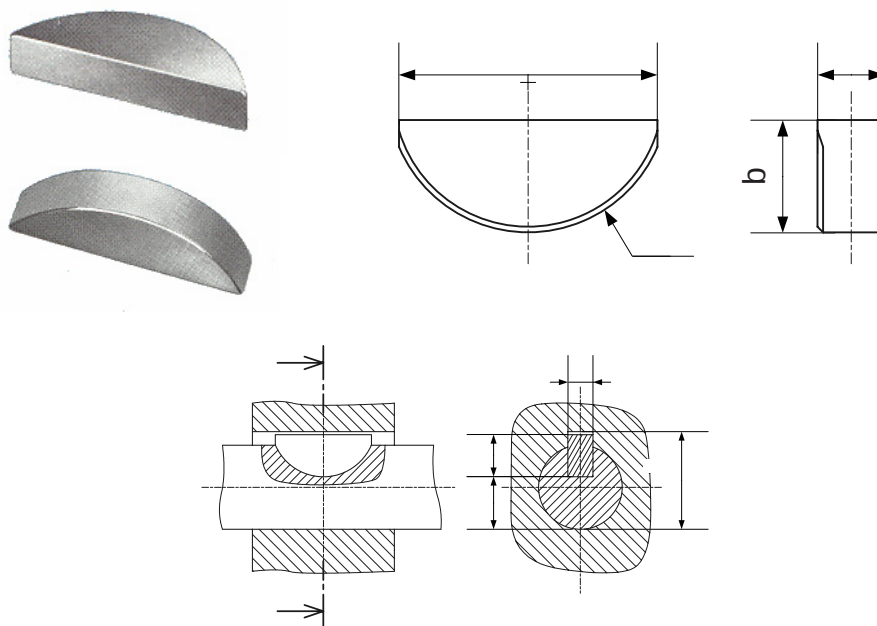


Figure 8-6 **Clavette disque**

Les chanfreins à 45° ne sont pas représentés sur les dessins.

Tableau 8-10 Dimensions et tolérances des clavettes disques

- Dimensions des clavettes disques :

- Tolérances des clavettes disques :

Sur la clavette	a h9
	b h11
	c h11
	e h11
Sur l'arbre	a P9
	j h11
Sur le moyeu	a E9
	k H13

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>j</i>	<i>k</i>
1,5	2,6	7	6,5	d – 1,8	d + 0,9
2	2,6	7	6,5	d – 1,8	d + 0,9
2,5	3,7	10	9	d – 2,7	d + 1,1
3	3,7	10	9	d – 2,7	d + 1,2
	5	13	11,5	d – 4	d + 1,2
	6,5	16	15	d – 5,5	d + 1,2
4	5	13	11,5	d – 3,5	d + 1,8
	6,5	16	15	d – 5	d + 1,8
	7,5	19	17,5	d – 6	d + 1,8
5	6,5	16	15	d – 4,5	d + 2,3
	7,5	19	17,5	d – 5,5	d + 2,3
	9	22	20,5	d – 7	d + 2,3
6	9	22	20,5	d – 6,5	d + 2,8
	10	25	23	d – 7,5	d + 2,8
	11	28	25,5	d – 8,5	d + 2,8
8	13	32	30	d – 10,5	d + 2,8
	11	28	25,5	d – 8	d + 3,3
	13	32	30	d – 10	d + 3,3

- Désignation : clavette disque de a x b NF E 22-179

1-1-3 Détermination d'une clavette parallèle

Les deux principaux problèmes liés à la définition d'un clavetage par clavette parallèle sont :

- la tenue de la clavette lors de la transmission du couple ;
- l'assemblage des éléments (arbre, clavette, moyeu).

La tenue de la clavette est assurée par une condition de non matage qui détermine la longueur minimale de la partie rectiligne de la clavette. Les dimensions transversales, normalisées, sont associées à la valeur du diamètre de l'arbre.

L'assemblage des éléments est permis par les conditions de fabrication imposées par une cotation de l'arbre et du moyeu.

1-1-3-1 Détermination de la longueur de la clavette

La pression sera supposée uniformément répartie sur la surface S de contact entre la clavette et le moyeu. La pression moyenne sera calculée par la formule :

$$p = \frac{F}{S} \quad \text{avec} \quad F = \frac{C_t}{d/2}$$

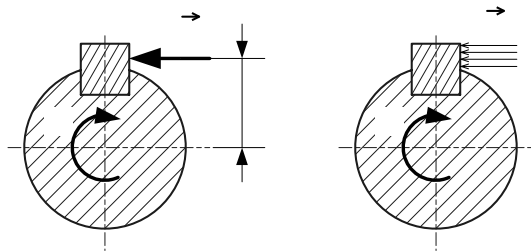


Figure 8-6 Clavette parallèle

Cette pression doit vérifier l'inéquation $p \leq p_{adm}$ telle que p_{adm} est la pression admissible.

La pression admissible en MPa , pour des matériaux dont la résistance minimale à la traction est de $600 MPa$, est donnée dans le tableau 8-11 :

Tableau 8-11 Pression admissible

Conditions de fonctionnement	Utilisations	Pression admissible en MPa		
		Encastrement en MPa	Glissière	
			Glissant sans charge en MPa	Glissant avec charge en MPa
Mauvaises conditions : chocs, vibrations, tolérances larges	Concasseurs Véhicules tous terrains	40 à 70	15 à 30	3 à 10
Conditions moyennes	Mécanique courante	60 à 100	20 à 50	5 à 15
Très bonnes conditions	Mécanique de précision	80 à 150	30 à 50	10 à 20

La longueur de contact de la clavette sera telle que :

$$l \geq \frac{2.C_t}{d.p_{adm}.h_{mini}} \quad \text{avec} \quad S = l.h_{mini}$$

or $h = j + b - s - d$

en posant $j = d - j'$ soit $j' = -d + j$ (voir tableau 8-11)

Nous obtenons :

$$h = -j' + b - s \quad \text{et} \quad h_{\min i} = -j'_{\max i} + b_{\min i} - s_{\max i}$$

Dans un calcul simplifié nous prendrons :

$$l \geq \frac{2.C_t}{d.p_{adm}.h}$$

avec $h = -j' + b - s$

Conclusion :

1 / Si $l < 0,6.d$:

- * envisager des solutions moins coûteuses : clavette disque, goupille...
- * remettre en cause le diamètre d.

2/ Si $l \geq 1,75.d$:

- * fixer la clavette pour $l \leq 2,5.d$,
- * envisager des solutions plus performantes : cannelures, dentelures...
- * remettre en cause le diamètre ou les matériaux en contact.

Choisir la forme de la clavette en fonction de la fabrication, de l'encombrement, du montage...

1- 2 Clavetage forcé

NF E 22-178

La liaison fixe est obtenue par coincement des faces inférieures et supérieures de la clavette sur ses portées. Ce montage a l'inconvénient de désaxer légèrement l'arbre par rapport à l'alésage.

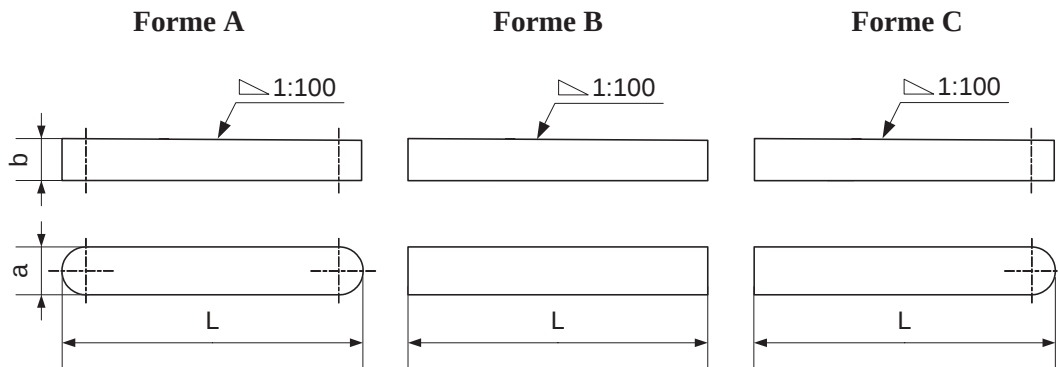
Deux types de clavettes sont utilisés :

1-2-1 Clavettes inclinées sans talon : le coincement est obtenu en exerçant un effort sur l'arbre ou sur le moyeu.

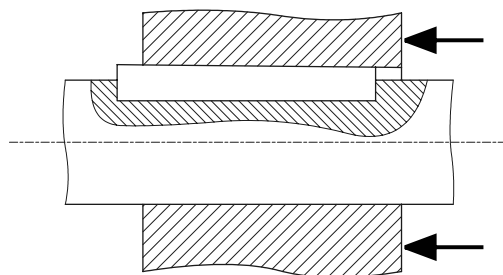


Figure 8-7 Clavettes inclinées sans talon

Elles existent avec trois extrémités différentes :



Exemple 8-1 : Exemple de montage.



Le coincement est obtenu, ici, en exerçant un effort sur le moyeu.

Avantages :

- le moyeu peut être placé axialement n'importe où sur l'arbre ;
- ce montage ne nécessite pas d'épaulement.

Inconvénient : cette liaison crée un désaxage du moyeu par rapport à l'arbre.

1-2-2 Clavettes inclinées à talon : le coincement est obtenu en exerçant un effort directement sur la clavette. Le talon permet de faciliter le démontage.

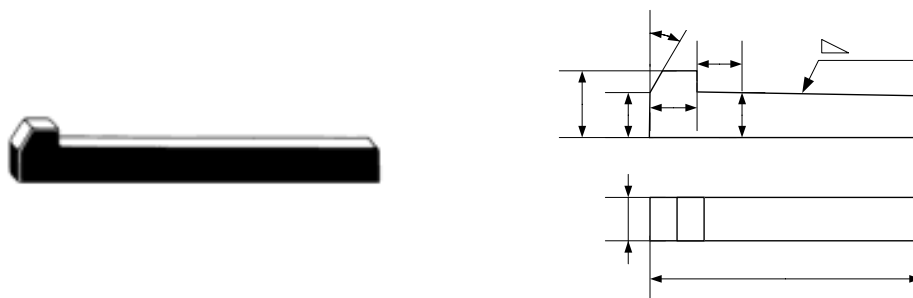
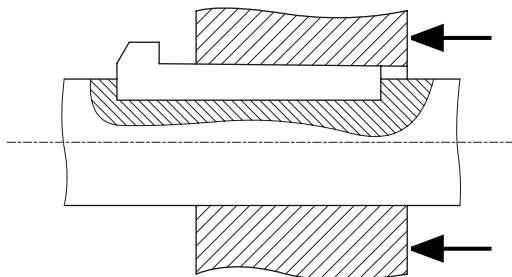


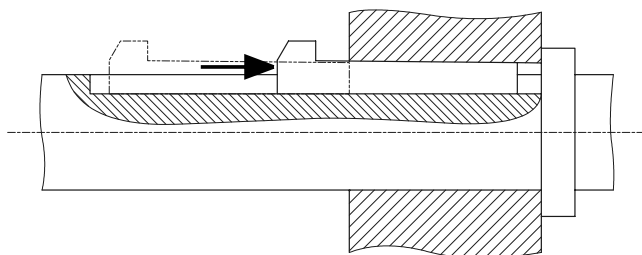
Figure 8-8 Clavettes inclinées à talon

Exemple 8-2 : Montage en plein arbre.

Le coincement est obtenu, ici, en exerçant un effort sur le moyeu.
Le moyeu peut être placé axialement n'importe où sur l'arbre.


Exemple 8-3 : Montage contre un épaulement

Le coincement est obtenu, ici, en exerçant un effort sur le talon de la clavette.
Le moyeu est positionné axialement par l'épaulement.



Inconvénient : cette liaison crée un désaxage du moyeu par rapport à l'arbre.

- Désignation des clavettes inclinées à talon :

clavette inclinée à talon $a \times b \times L$ NF E 22-178
clavette inclinée, forme A, $a \times b \times L$ NF E 22-178

- Dimensions des clavettes inclinées à talon :

Tableau 8-11 Dimensions des clavettes inclinées à talon

a	4	5	6	8	10	12	14	16	18
b	4	5	6	7	8	8	9	10	11
h	7	8	10	11	12	12	14	16	18
s	0,2	0,3			0,5				
L	8 à 40	10 à 50	14 à 70	18 à 90	22 à 120	28 à 140	35 à 160	45 à 180	50 à 200

(à suivre)

(suite)

a	20	22	24	25	28	32	36	40
b	12	14	14	14	16	18	20	22
h	20	22	22	22	25	28	32	36
s	0,7						1,1	
L	55 à 220	60 à 240	70 à 260	70 à 280	80 à 300	90 à 320	100 à 360	240 à 400

s : valeur du chanfrein, non représenté sur les dessins.

L : valeurs de la longueur : 8 – 10 – 12 – 14 – 16 – 18 – 20 – 22 – 26 – 28 – 30 – 35 – 40 – 45 – 50 – 60 – 70 – 80 – 90 – 100 – 120 – 140 – 160 – 180 – 200 – 220 – 240 – 260 – 280 – 300 – 320 – 340 – 360 – 380 – 400 mm.

II LE CLAVETAGE TRANSVERSAL

Une clavette transversale permet d'obtenir une liaison fixe entre deux pièces. La liaison permet de transmettre de grands efforts axiaux.

Ces clavettes ont été très utilisées mais elles ne le sont pratiquement plus.

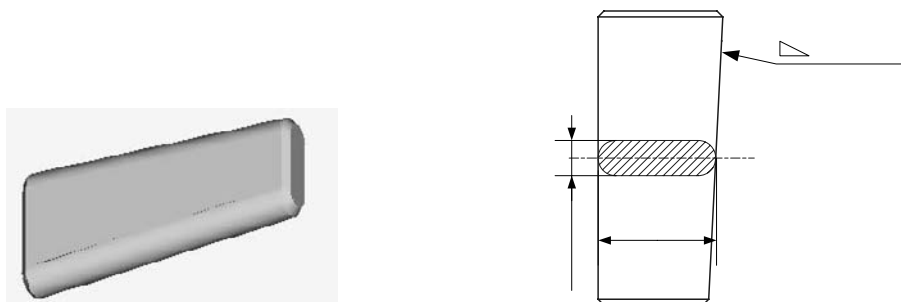


Figure 8-9 Clavette transversale

- Montage conique

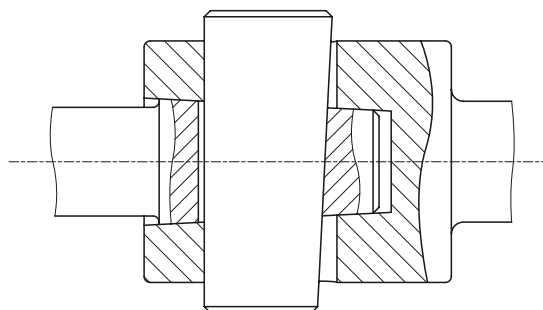


Figure 8-10 Montage conique des clavettes transversales

- Montage cylindrique

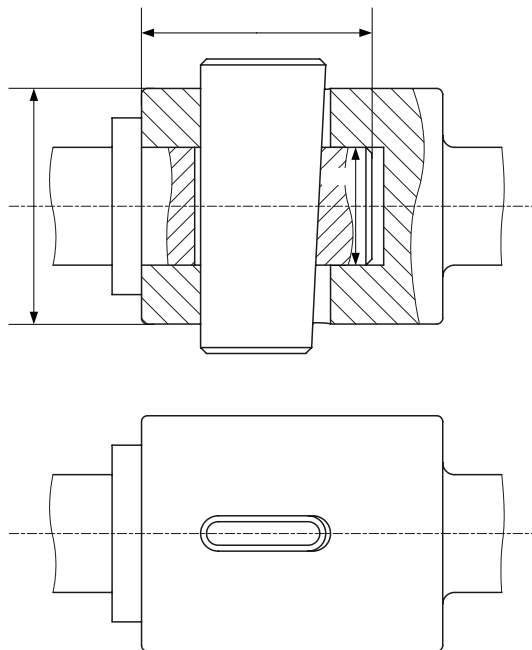


Figure 8-11 Montage cylindrique des clavettes transversales

III LE CLAVETAGE TANGENTIEL

Le clavetage tangentiel par clavette ronde ou par clavette vélo donne une liaison fixe. Il permet de transmettre un couple.

Ces clavettes sont constituées d'un cylindre comportant un plat ayant une pente de 5 à 10% par rapport à l'axe du cylindre.

La liaison s'effectue par coincement.

3-1 Clavettes rondes

Ces clavettes sont composées d'un cylindre arrondi à ses deux extrémités et d'un plat ayant une pente de 10%.

Le maintien en position de la clavette dans son logement, un trou lisse de diamètre d , est assuré par adhérence.

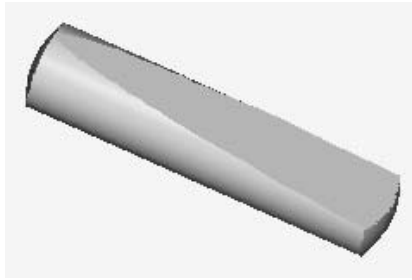


Figure 8-12 Clavettes rondes

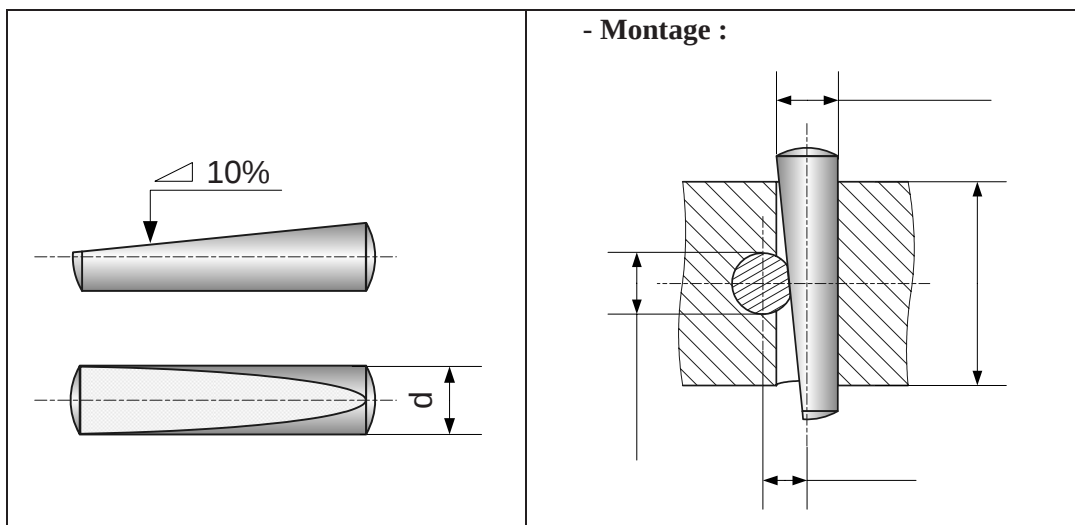


Figure 8-13 Montage des Clavettes rondes

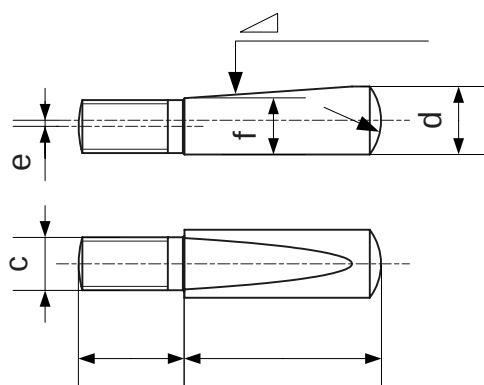
- **Désignation** : clavette ronde de 10

3-2 Clavettes vélo

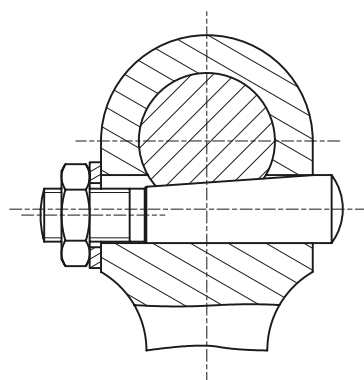
Ces clavettes sont nommées de cette manière car leur emploi principal est pour obtenir la liaison fixe entre le pédalier avec son axe.



Figure 8-14 Clavettes vélo


 Figure 8-15 **Clavettes vélo**

- Montage des clavettes vélo :


 Figure 8-16 **Montage des clavettes vélo**

- Dimensions des clavettes vélo :

 Tableau 8-12 **Dimensions des clavettes vélo**

$D \ h10$	a	b	c	$e \pm 0,1$	f	p	R
7	12	25	M 5x0,80	0,7	5,8	5 %	6
9	14	26	M 7x1,00	0,8	7,45	7 %	7,5
12	18	45	M 8x1,25	1,5	9	8 %	10
16	22	60	M 10x1,25	2,0	12	8 %	13

- Désignation des clavettes vélo : clavette de 9 NF ISO 6693

Chapitre 9

RIVETS

I DESCRIPTION

La construction rivée consiste à réunir un ensemble de pièces à l'aide de rivets. La liaison obtenue est fixe, indémontable sans détérioration de certaines pièces.

Un rivet est constitué d'une tige cylindrique, pleine ou creuse, terminée à une extrémité par une tête de forme variable.

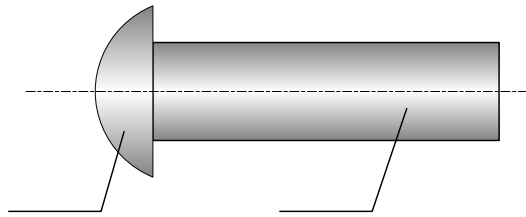


Figure 9-1 **Rivets**

Après mise en place dans un trou préalablement percé, l'autre extrémité est refoulée et forme la rivure.

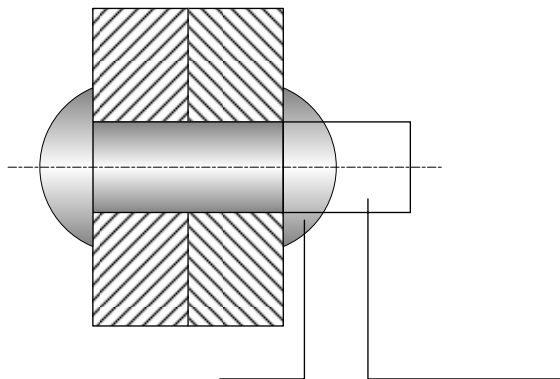


Figure 9-2 **Montage des rivets**

II TYPES DE RIVETAGES

- Les rivetages massifs sont utilisés pour les assemblages de profilés et de tôles épaisses (voir dessin ci-dessus).
- Les rivets creux et « aveugles », car accessibles d'un seul coté, sont employés pour les assemblages de tôles minces.

III RIVETAGE MASSIF

3-1 Pose d'un rivet

Au cours de la pose du rivet, sa tête est maintenue par une contre - bouterolle alors que la bouterolle déforme l'extrémité de sa tige pour obtenir la rivure.

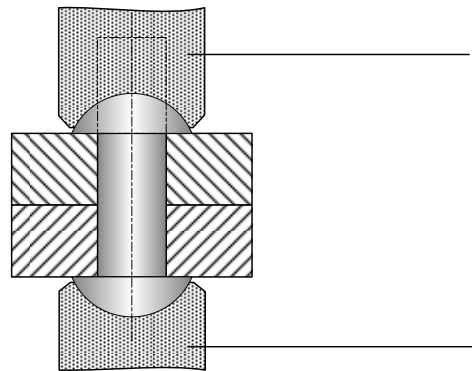


Figure 9-4 Pose d'un rivet

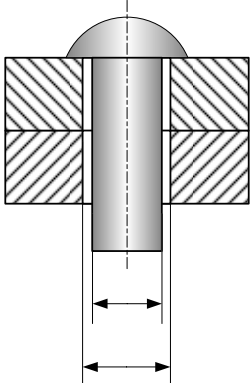
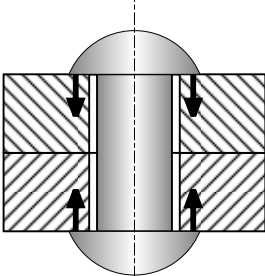
Ce type de rivetage s'effectue à froid ou à chaud selon la nature du matériau et le diamètre du rivet.

Tableau 9-1 Façons de rivetage

Façons de rivetage	Figure	
1. Montage à froid Le serrage des pièces assemblées est faible. La liaison obtenue est dite « par obstacle ». Les rivets travaillent au cisaillement.	$d_1 \approx 1,05 d$	

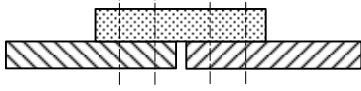
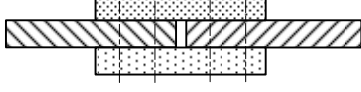
(à suivre)

(suite)

Montage	Figure	
2. Montage à chaud Au cours du refroidissement, les rivets se contractent. Le serrage des pièces assemblées est important. La liaison obtenue est dite « par adhérence ». Les rivets sont sollicités à l'extension.	 $d_1 \approx 1,01 d$	

3-2 Types d'assemblages des tôles

Tableau 9-2 Types d'assemblages des tôles

Types d'assemblages des tôles	Figure
1/ A recouvrement	
2/ A couvre-joint simple	
3/ A couvre-joint double	

3-3 Positionnement des rivets

La distance minimale a entre deux rivets doit permettre de placer une bouterolle :
 $a \geq 2,5d$.

La distance p entre deux rivets consécutifs d'une même ligne est le pas :

- pour un assemblage de résistance : $3.d < p < 7.d$;
- pour un assemblage de résistance avec étanchéité : $2,5.d < p < 3,5.d$.

La distance entre les rivets et le bord de la tôle est de $p / 2$.

Tableau 9-3 Rivures

Rivures	Figure
1/ Rivures en chaînes	
2/ Rivures en quinconce	

3-4 Matériaux

De façon à éviter les phénomènes de corrosion électrolytique, il est préférable de choisir un métal de la même famille que celui des pièces à assembler.

Les principaux matériaux utilisés sont les aciers type S 235, S 275, les aciers inoxydables, l'aluminium EN AW-1050, le Duralumin EN AW-2017, EN AW-5754.

3-5 Longueurs des rivets.

Longueur L : 2 - 2,5 - 3 - 4 - 5 - 6 - 8 - 10 - 12 - 14 - 16 - 20 - 25 - 30 - 35 - 40 - 45 - 50 - 55 - 60 - 65 - 70 - 75 - 80 - 85 - 90 - 100 - 110 - 120 - 130 - 140 - 150 - 160 - 170 - 180 - 190 - 200 puis de 25 en 25 mm.

3-6 Différents rivets à tige cylindrique pleine

3-6-1 Rivets à tête cylindrique plate (voir la norme NF E 27-151)

Tableau 9-4 Rivets à tête cylindrique plate

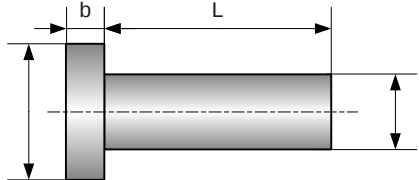
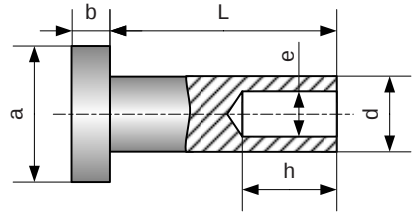
Rivets à tête cylindrique plate	Symboles	Figures
1/ A tête cylindrique plate	Symbole C Emploi général	
2/ A tête cylindrique plate et à tige forée	Symbole Cf L'extrémité favorise la formation de la rivure	

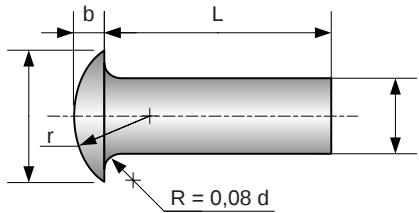
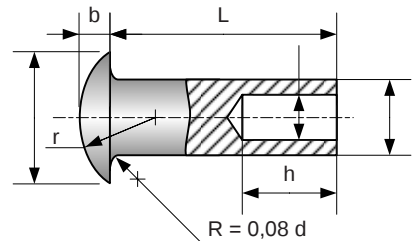
Tableau 9-5 Dimensions des rivets à tête cylindrique plate

d	0,8	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
a	1,6	2	3	4	5	6	7	8
b	0,4	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2
e	-	-	-	-	-	1,8	2,1	2,4
h	-	-	-	-	-	3	3,5	4
d	4,5	5	5,5	6	7	8	10	-
a	9	10	11	12	14	16	20	-
b	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	5	-
e	-	3	-	3,6	-	4,8	6	-
h	-	5	-	6	-	8	10	-

Désignation : Rivet C d. L NF E 27-151 ;

3-6-2 Rivets à tête goutte de suif (voir la norme NF E 27-152)

Tableau 9-6 Rivets à tête goutte de suif

Rivets à tête goutte de suif	Symboles	Figures
1/ A tête goutte de suif	Symbole G Emploi général	
2/ A tête goutte de suif et à tige forcée	Symbole Gf L'extrémité favorise la formation de la rivure	

- Dimensions des Rivets à tête goutte de suif

Tableau 9-7 Dimensions des rivets à tête goutte de suif

d	0,8	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
a	1,6	2	3	4	5	6	7	8	9
b	0,4	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25
r	1,2	1,5	2,25	3	3,75	4,5	5,25	6	6,75
e						1,8	2,1	2,4	
h						3	3,5	4	
d	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12
a	10	11	12	14	16	18	20	22	24
b	2,5	2,75	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
r	7,5	8,25	9	10,5	12	13,5	15	16,5	18
e	3		3,6		4,8		6		
h	5		6		8		10		

Désignation : Rivet G d, L NF E 27-152 ;

3-6-3 Rivets à tête ronde (voir la norme NF E 27-153)

Tableau 9-8 Rivets à tête ronde

Rivets à tête ronde	Symboles	Figures
1/ A tête ronde	Symbole R Emploi général	
2/ A tête ronde avec arrondi	Symbole R_a Emploi lorsque l'étanchéité est nécessaire	
3/ A tête ronde avec bavure et arrondi	Symbole R_b Emploi lorsque l'étanchéité est nécessaire	

Tableau 9-9 Dimensions des rivets à tête ronde (1)

d	0,8	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
a	1,5	1,8	2,7	3,5	4,5	5,5	6,5	7
b	0,6	0,7	1,1	1,5	2	2,5	2,5	3
d	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10
a	8	9	10	11	12	14	16	17
b	3,5	4	4	4,5	5	5,5	6	7

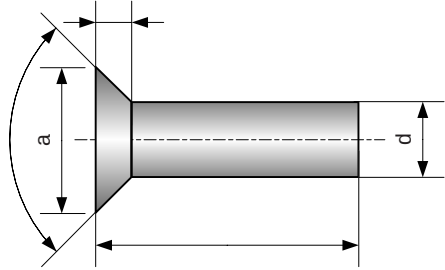
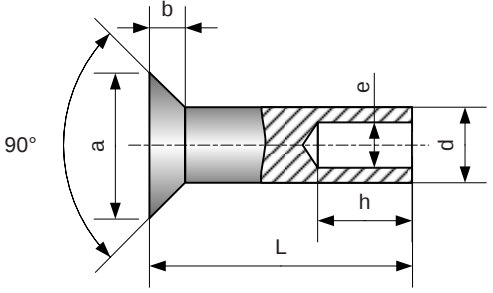
Tableau 9-9 Dimensions des rivets à tête ronde (2)
avec bavure et arrondi

<i>d</i>	11	12	14	16	18	20	22	24
<i>a</i>	19	21	24	28	31	34	38	41
<i>b</i>	8	8	10	11	12	14	16	17
<i>E</i>	24	28	30	34	38	42	46	50
<i>F</i>	0,8	0,8	1	1	1,5	2	2	2
<i>d</i>	27	30	33	36	39	42	45	-
<i>a</i>	46	51	56	61	66	71	76	-
<i>b</i>	19	21	23	25	27	29	31	-
<i>E</i>	56	62	68	74	80	86	92	-
<i>F</i>	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	-

Désignation : Rivet R d, L NF E 27-153 ;

3-6-4 Rivets à tête fraisée (voir la norme NF E 27-154)

Tableau 9-10 Rivets à tête fraisée

Rivets à tête fraisée	Symboles	Figures
1/ A tête fraisée à 90°	Symbole F/90	
	Symbole F _f /90	

Rivets à tête fraisée	Symboles	Figures
2/ A tête fraisée bombée à 90°	Symbole FB/90	
	Symbole FB_f/90	

Dimensions des rivets à tête fraisée :

Tableau 9-9 Dimensions des rivets
à tête fraisée à 90°

d	0,8	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
a	1,6	2	3	4	5	6	7	8	9
b	0,4	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25
c	-	-	-	-	-	0,75	0,9	1	1,1
e	-	-	-	-	-	1,8	2,1	2,4	-
h	-	-	-	-	-	3	3,5	4	-
d	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12
a	10	11	12	14	16	18	20	22	24
b	2,5	2,75	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
c	1,25	1,4	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3
e	3	-	3,6	-	4,8	-	6	-	-
h	5	-	6	-	8	-	10	-	-

Tableau 9-10 Dimensions des rivets
à tête fraisée à 120°

d	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10
a	5	6	7	8	10	12	16	20
b	0,72	0,86	1	1,15	1,44	1,73	2,31	2,88
c	0,13	0,15	0,18	0,20	0,25	0,31	0,41	0,51
e		1,8	2,1	2,4	3	3,6	4,8	6
h		3	3,5	4	5	6	8	10

Existent avec ou sans tige forée

 Tableau 9-11 Dimensions des rivets
à tête fraisée à 60°

d	9	10	11	12	14	16	18	20	22
a	13,5	15	16,5	18,5	21,5	24,5	27,5	30,5	33,5
b	3,9	4,4	4,8	5,6	6,5	7,4	8,2	9,1	10
c	1,9	2,1	2,3	2,5	3	3,4	3,7	4,1	4,5

Existent avec ou sans tige forée

Longueurs : en plus des longueurs définies précédemment, il faut ajouter les dimensions suivantes : 7 – 9 – 11 – 32 et 38.

Désignation : Rivet F/90 d, L NF E 27-154 ;

3-7 Détermination de la longueur des rivets

La longueur sous tête **L** des rivets doit être telle qu'il y aura suffisamment de matière pour constituer la rivure, s_1 et s_2 étant les épaisseurs des deux tôles à assembler.

1/ Pour une rivure ronde la longueur est :

$$L = 1,1 (s_1 + s_2) + 1,5.d ;$$

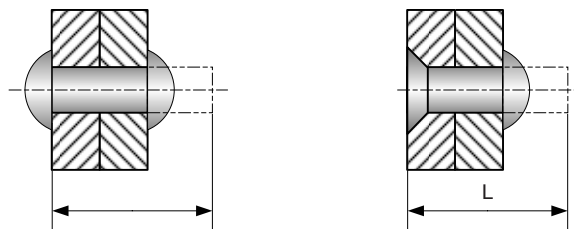


Figure 9-5 Longueurs des rivets longs

2/ Pour une rivure fraisée à 90° : $L = 1,1 (s_1 + s_2) + 0,6.d$.

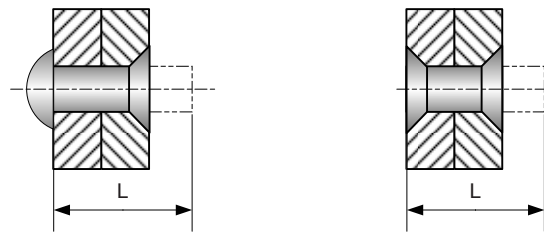


Figure 9-5 Longueurs des rivets fraisés

3-8 Détermination du diamètre des rivets

Les rivets sont calculés comme s'ils étaient seulement soumis au cisaillement même s'ils sont également soumis à la traction. Dans ce dernier cas, des facteurs correctifs, obtenus par des essais, peuvent être appliqués.

Le diamètre d d'un rivet dépend de l'épaisseur s de la tôle à assembler la plus épaisse et peut être calculé par la relation empirique :

$$d = \frac{45.s}{15 + s}$$

3-9 Représentation symbolique des rivets. (voir la norme NF E 04-104)

Tableau 9-12 Symbolique des rivets

Rivets posés à l'atelier			Rivets posés sur chantier		
Vue de face			Vue de face		
Vue de dessus			Vue de dessus		

IV RIVETS À TIGE CYLINDRIQUE CREUSE

4-1 Rivets creux (voir la norme NF R 93-507)

Les rivets creux, très légers, sont faciles à sertir.

Ils sont principalement utilisés en aéronautique, en électrotechnique et en électronique.

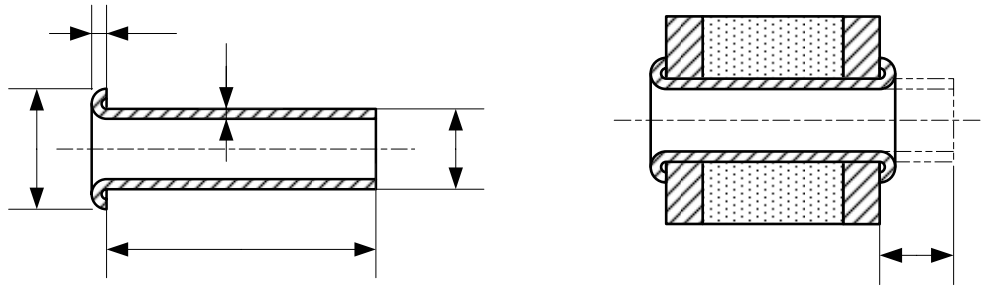


Figure 9-6 Rivets creux

Dimensions des rivets à tige cylindrique creuse :

Tableau 9-13 Dimensions des rivets à tige cylindrique creuse

<i>d</i>	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8
<i>b</i>	2	2,5	3,2	4	4,5	5	6,5	8	9,5	12,5
<i>c</i>	03	0,35	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,8	1	1,2
<i>e</i>	0,2	0,25	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5
<i>g</i>	1	1,2	1,5	1,7	2	2,3	2,4	2,5	3	3,5
<i>L</i>	2 à 20	2 à 20	2 à 20	3 à 30	3 à 40	3,5 à 50	4 à 50	5 à 50	6 à 50	8 à 50

Longueurs L : 2 – 2,5 – 3 – 3,5 – 4 – 5 – 6 – 8 – 10 – 12 – 14 – 16 – 18 – 20 – 25 – 30 – 32 – 35 – 38 – 40 – 45 – 50.

Désignation : Rivet creux, d-e-L NF R 93-507

Matériaux : acier, aluminium, cuivre, laiton.

Finitions : zingué blanc, bichromaté, nickelé.

4-2 Rivets aveugles (voir la norme NF R 93-507)

Ces rivets sont également appelés rivets « pop ».

4-2-1 Composition

Ce type de rivets comporte d'une part un corps, une tête, et d'autre part une tige avec une tête et une amorce de rupture.

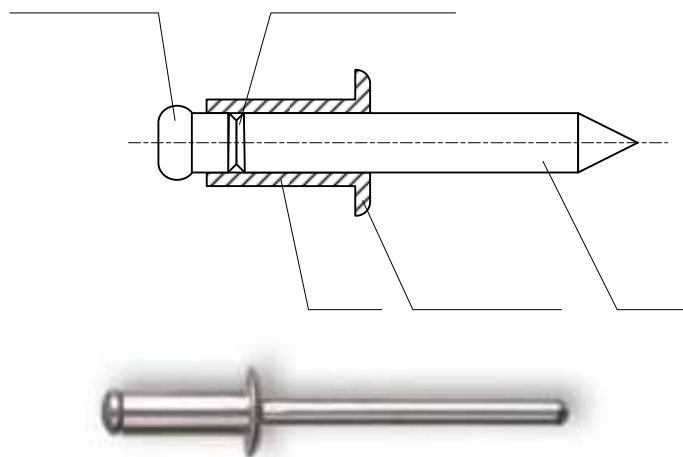
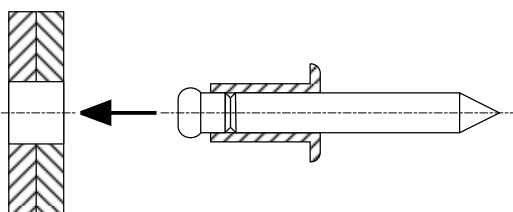


Figure 9-7 Rivets aveugles

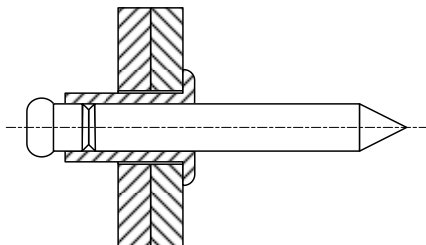
4-2-2 Principe

Deux tôles ou profilés sont à assembler alors qu'une seule face est accessible.

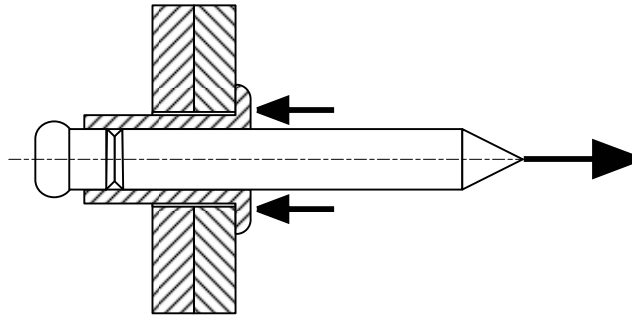
1/ Présentation du rivet :



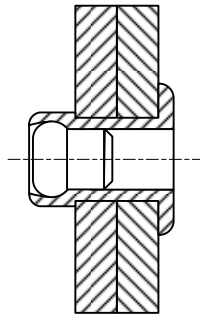
2/ Mise en place du rivet :



3/ Sertissage :



4/ Après sertissage :



4-2-3 Matériaux

Le corps et la tige peuvent être de matière différente.

Couples de matériaux courants : Acier-acier, acier inox-acier inox, acier-aluminium (Al Mg 3 ou 5), aluminium - aluminium, cuivre - acier, cuivre - aluminium...

4-2-4 Différents rivets aveugles

1/ Rivets aveugle à tête plate :

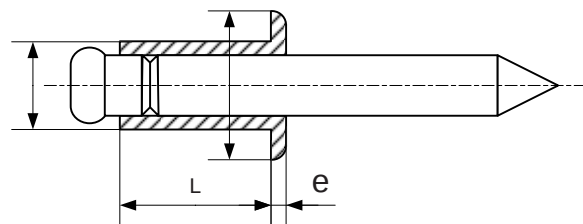


Figure 9-8 Rivets aveugle à tête plate

Désignation : Rivet aveugle **d - L**

Dimensions des rivets standards :Tableau 9-14 **Dimensions des rivets standards**

<i>d</i>	<i>b</i>	<i>e</i>	<i>D</i>	<i>L</i>	<i>s</i>	<i>N</i>	<i>T</i>
2,4	4,6	0,55	2,5	4,5	0,5 à 2	650 N	750 N
				6	2 à 4		
				8	4 à 6		
				10	6 à 8		
				12	8 à 10		
3	6	0,8	3,1	4,5	0,5 à 1,5	1 250 N	850 N
				6	1,5 à 3,5		
				8	3,5 à 5,5		
				10	5,5 à 7		
				12	7 à 9		
				14	9 à 11		
				16	11 à 13		
				18	13 à 15		
				20	15 à 17		
3,2	6,4	0,85	3,3	4,5	0,5 à 1,5	1 350 N	950 N
				6	1,5 à 3,5		
				8	3,5 à 5,5		
				10	5,5 à 7		
				12	7 à 9		
				14	9 à 11		
				16	11 à 13		
				18	13 à 15		
				20	15 à 17		
				25	17 à 22		
4	8	1	4,1	6	1 à 2	2 300 N	1 450 N
				7	2 à 3		
				8	2 à 4		
				10	4 à 6		
				12	6 à 8		
				14	8 à 10		

(suite)

<i>d</i>	<i>b</i>	<i>e</i>	<i>D</i>	<i>L</i>	<i>s</i>	<i>N</i>	<i>T</i>
4	8	1	4,1	16	10 à 12	2 300 N	1 450 N
				18	12 à 14		
				20	14 à 16		
				22	16 à 18		
				25	18 à 21		
				30	21 à 26		
				35	26 à 31		
4,8	9,6	1,1	4,9	6	0,5 à 1,5	3 250 N	2 250 N
				8	1,5 à 3,5		
				10	3,5 à 5,5		
				12	5,5 à 7,5		
				14	7,5 à 9,5		
				16	9,5 à 11,5		
				18	11,5 à 13,5		
				20	13,5 à 15,5		
				22	15,5 à 17,5		
				25	17,5 à 20,5		
				30	20,5 à 25,5		
				35	25,5 à 30,5		
				40	30,5 à 35,5		
				45	35,5 à 40,5		
				50	40,5 à 45,5		
				60	45,5 à 55,5		
				70	55,5 à 65,5		
				80	65,5 à 75,5		
6	12	1,5	6,1	8	1 à 2,5	3 700 N	2 550 N
				10	2,5 à 4,5		
				12	4,5 à 6,5		
				15	6,5 à 9,5		
				18	9,5 à 12,5		
				22	12,5 à 16,5		

(à suivre)

(suite)

d	b	e	D	L	s	N	T
6	12	1,5	6,1	25	16,5 à 19,5	3 700 N	2 550 N
				30	19,5 à 24,5		
				35	24,5 à 29,5		
				40	29,5 à 34,5		
6,4	12,8	1,8	6,5	10	2 à 4	4 150 N	3 200 N
				12	4 à 6		
				15	6 à 9		
				18	9 à 12		
				22	12 à 16		
				25	16 à 19		
				30	19 à 24		
				35	24 à 29		
				40	29 à 34		

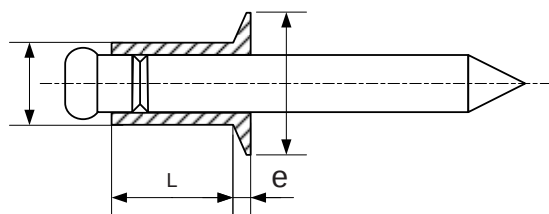
 D : diamètre du trou de perçage. s : épaisseur totale des pièces à assembler. N : effort de traction maximal admissible. T : effort de cisaillement maximal admissible pour un corps en EN AW-5154 et une tige en S 355.**2/ Rivets aveugle à tête fraisée :**

Figure 9-9 Rivets aveugle à tête fraisée

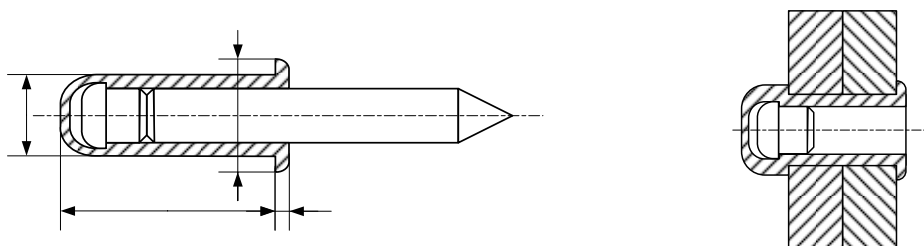
3/ Rivets aveugle étanche à tête plate :

Figure 9-10 Rivets aveugle étanche à tête plate

4/ **Rivets aveugle étanche à tête fraisée :**

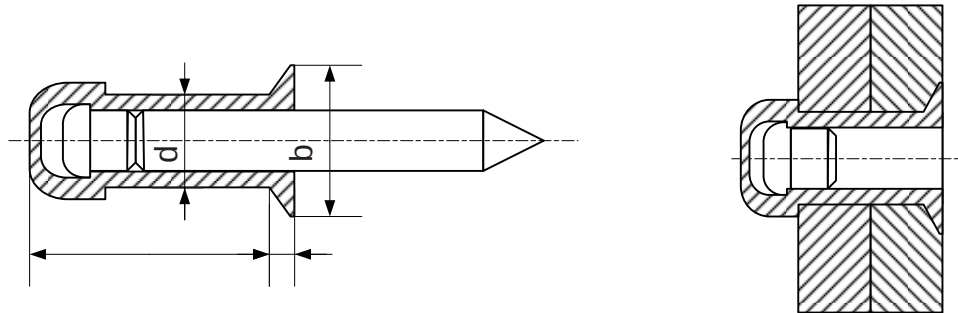


Figure 9-11 Rivets aveugle étanche à tête fraisée

V RIVETS CANNELÉS À EXPANSION

Ce type de rivet est constitué d'un corps dans lequel est placée une goupille cannelée.

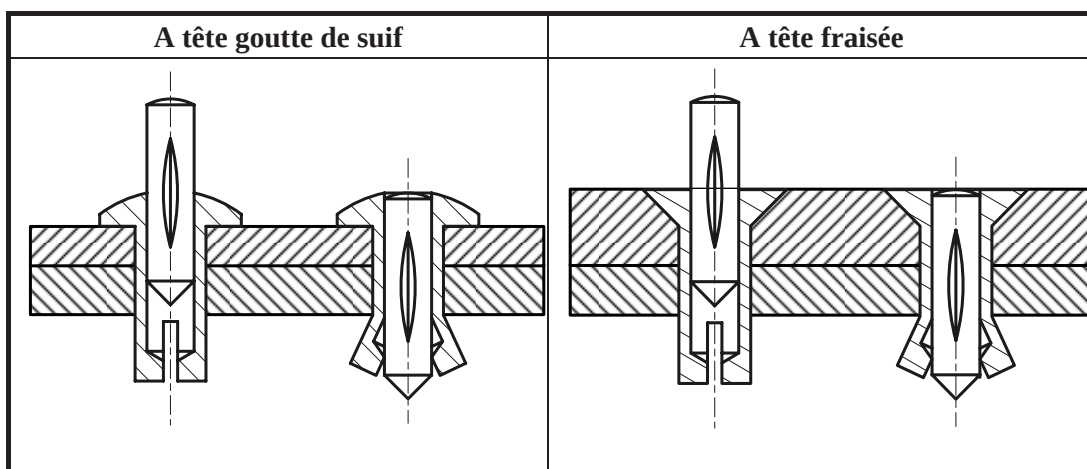
Il existe deux sortes de têtes pour ces rivets :

Tableau 9-15 Deux sortes de têtes pour les rivets à expansion

A tête goutte de suif	A tête fraisée
Symbole REG	Symbole REF

Désignation : Rivet REG, d-L.

Matériaux : Acier S 355, alliage d'aluminium EN AW-5086

Montage des rivets à expansion :Tableau 9-16 **Montage des rivets à expansion****Dimensions des rivets à expansion :**Tableau 9-17 **Dimensions des rivets à expansion**

<i>d</i>	3	4	5	6
<i>L</i>	Epaisseur totale des pièces à assembler <i>s</i>			
5			2,2 à 3,0	
6	3 à 4		2,5 à 3,5	
7	4 à 5	4 à 5	3,5 à 4,5	
8	5 à 6	5 à 6	4,5 à 5,5	
9		6 à 7	5,5 à 6,5	5,5 à 6,5
10		7 à 8	6,5 à 7,5	6,5 à 7,5
11		8 à 9	7,5 à 8,5	7,5 à 8,5
12		9 à 10	8,5 à 9,5	8,5 à 9,5
13		10 à 11	9,5 à 10,5	9,5 à 10,5
14		11 à 12	10,5 à 11,5	10,5 à 11,5
15			11,5 à 12,5	11,5 à 12,5
16			12,5 à 13,5	12,5 à 13,5

VI CLINCHAGE

Deux tôles et/ou profilés peuvent être assemblés sans pièce d'apport.

Le clinchage est une déformation locale permanente à froid qui assure une liaison fixe.

Les deux tôles sont déformées localement par l'action d'un poinçon et d'une matrice :

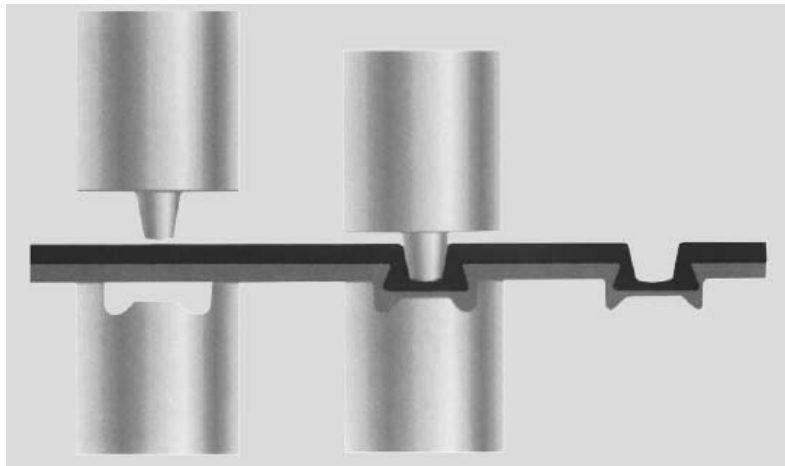


Figure 9-12 **Clinchage**

La forme obtenue dépend de la forme du poinçon et de la matrice.

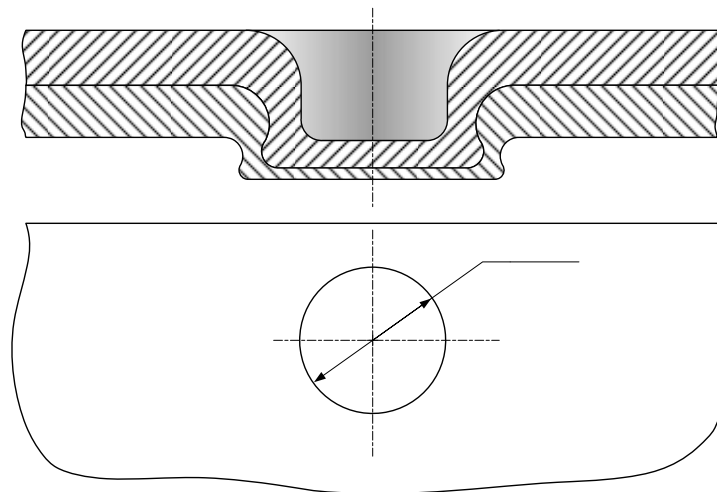


Figure 9-13 **Forme de clinchage**

Les matériaux assemblés sont les aciers, les alliages de cuivre, d'aluminium, de zinc...

VII RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX DES RIVETS : (voir Xiong Youde *Toute la résistance des matériaux*)

- 1/ **Diamètre des rivets :** Le diamètre d doit être choisi en fonction de l'épaisseur la plus grande de tôles à assembler. Plusieurs formules ci-dessous peuvent utiliser pour trouver les diamètres :

$$d = \frac{45e}{15 + e} ;$$

$$\text{ou } d = \sqrt{50e} - 4 ;$$

$$\text{ou } d = 0,7e + 12$$

- 2/ **Dimension des têtes des rivets :**

$$d_1 = 1,75d$$

- 3/ **Distance entre les rivets :**

$$a = 4d \text{ à } 5d$$

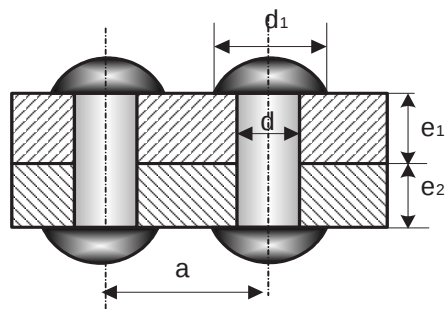
d diamètres des têtes de rivets en mm

d_1 diamètres des corps de rivets en mm

a distance entre les rivets en mm

Pour les tôles des réservoirs concernant des fluides sous pression

$$a = 2,5d \text{ à } 3,5d$$



- 4/ **Résistance des matériaux en cisaillement :**

$$\tau = \frac{F_t}{A} ; \quad \frac{F_t}{A} \leq [\tau]$$

5/ Résistance des matériaux en compression :

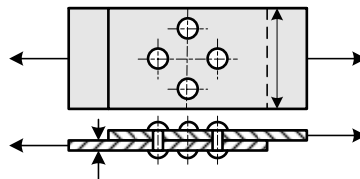
$$\sigma_c = \frac{F_{compression}}{e \cdot d}$$

$$\sigma_c \leq [\sigma_c]$$

avec :

F_t	force de cisaillement
$F_{compression}$	force de compression
d	diamètre de rivet
e	épaisseur
A	aire de section de cisaillement de rivet

Exemple 9-1 Deux plaques en acier, assemblées par quatre rivets, supportent, les charges opposées, en traction $F = 80 \text{ kN}$. Largeur de plaque $b = 80 \text{ mm}$; Épaisseur de plaque $e = 10 \text{ mm}$ diamètres de rivet $d = 16 \text{ mm}$. La contrainte normale admissible de rivet $[\sigma] = 300 \text{ MPa}$. La contrainte de cisaillement admissible de rivet $[\tau] = 100 \text{ MPa}$, Contrôler la résistance du rivet.



(1) Contrôler la résistance de cisaillement :

$$F_c = \frac{F}{4}$$

$$= \frac{80 \times 10^3}{4} = 2 \times 10^4 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{4F_c}{\pi \cdot d^2}$$

$$= \frac{4 \times 2 \times 10^4}{\pi \times 0,016^2} = 99,5 \text{ MPa}$$

Donc, la contrainte de cisaillement est inférieure de la contrainte admissible de cisaillement :

$$\tau < [\tau]$$

Les rivets conforment les conditions de résistance en cisaillement.

(2) Contrôler la résistance de compression :

$$\begin{aligned}\sigma_c &= \frac{F_{compression}}{e \cdot d} \\ &= \frac{F / 4}{e \cdot d} \\ &= \frac{2 \times 10^4}{0,010 \times 0,016} = 1,25 \times 10^8 = 125 MPa\end{aligned}$$

Donc, la contrainte compression est inférieure de la contrainte admissible de compression :

$$\sigma_c < [\sigma_c]$$

Les rives conforment les conditions de résistance en cisaillement.

(3) Contrôler la résistance de traction :

- Pour la section 1, la contrainte de traction est :

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{F_{N1}}{A_1} = \frac{F}{(b-d) \cdot e} \\ &= \frac{80 \times 10^3}{(0,080 - 0,016) \times 0,010} = 125 MPa\end{aligned}$$

- Pour la section 2, la contrainte de traction est :

$$\begin{aligned}\sigma_2 &= \frac{F_{N2}}{A_2} = \frac{3F}{4 \cdot (b-2d) \cdot e} \\ &= \frac{3 \times 80 \times 10^3}{4(0,080 - 2 \times 0,016) \times 0,010} = 125 MPa\end{aligned}$$

Donc, les contraintes de traction de la section 1 et la section 2 sont inférieures de la contrainte admissible de compression :

$$\sigma_1 < [\sigma] \quad \sigma_2 < [\sigma]$$

La section 1 et la section 2 des rives conforment les conditions de résistance de traction.