Institut National Supérieur des Sciences et Techniques d'Abéché (INSTA)

Cours de Fabrication Mécanique 2

Niveau I : GEn & GM

Dr. ABDALLAH BAN-NAH Mahamat

Année académique 2024-2025

Table des matières

Table des matières 1

I. Tolérancements géométriques 3

Symboles complémentaires 4

1. Inscription normalisée 4

Tolérancement des formes souples ou déformables 7

Principe ou exigence de l'enveloppe : principe de Taylor 7

a. Principe 7

b. inscription normalisée 8

Cotation au maximum et au minimum de matière 8

a. Principe 9

b. Diagramme dynamique de la tolérance 11

II. Principales tolérances géométriques 11

2.1. Tolérances de forme 12

2.1.1. Circularité 12

2.1.2. Cylindricité 12

2.1.3. Rectitude 12

2.1.4. Planéité 13

2.1.5. Profil d'une surface quelconque 13

2.2. Tolérances d'orientation 13

2.2.1. Parallélisme 14

2.2.2. Perpendicularité 14

2.2.3. Inclinaison 14

2.3. Tolérances de position 14

2.3.1. Localisation 15

2.3.2. Coaxialité 16

2.3.3. Symétrie 16

2.4. Tolérances de battement 17

2.4.1. Battement simple 17

2.4.2. Battement total 17

3. Tolérances générales géométriques 18

4. Normes et Vocabulaires 20

4.1. Concepts de base du tolérancement ISO 20

4.2. Principe de l'Indépendance 20

II. Tolérancements dimensionnels 24

1. Tolérances dimensionnelles linéaires (ISO 8015) 24

2. Tolérances dimensionnelles angulaires (ISO 8015) 25

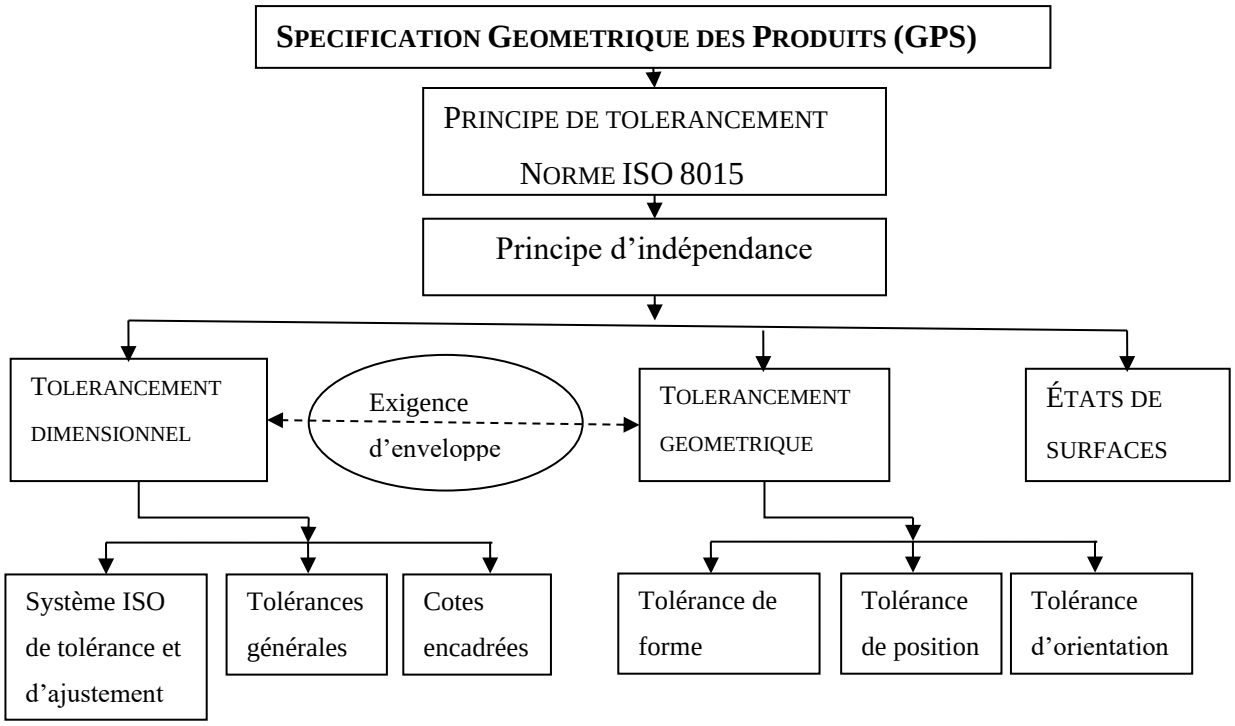
3. Tolérances générales dimensionnelles (linéaires et angulaires) 28

Introduction

L'objectif premier de ce cours est d'apporter les éléments nécessaires à une interprétation géométrique certaine des différentes tolérances géométriques apparaissant sur un dessin technique. Pour atteindre cet objectif, il est nécessaire de s'appuyer sur les normes ISO du domaine du dessin technique, des tolérancements (dimensionnel et géométrique) et de la métrologie. Ces normes sont nombreuses et certaines sont en cours de révision de réécriture car elles évoluent avec le progrès scientifique, ou plus simplement de rédaction suite à l'introduction du concept spécification géométrique du produit (GPS) en 1995.

Afin de comprendre cette évolution et de faciliter la compréhension des documents normalisés à venir, il nous a semblé judicieux d'avoir une lecture synthétique des normes actuelles.

La réalisation d'un modèle de définition répondant aux normes ISO fait appel à de nombreux outils (voir l'organigramme ci-dessous).

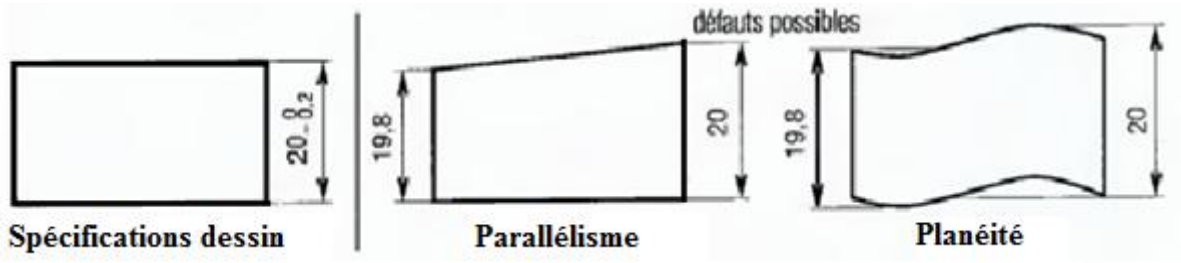


Après ce cours l'étudiant doit être capable de lire et écrire les spécifications dimensionnelles et géométriques ISO c'est-à-dire être capable de lire les spécifications ISO et de :

- Juger de la bonne écriture des spécifications ;
- Juger de la complétude des définitions normalisées ;
- Définir la grandeur tolérancée.

I. Tolérancements géométriques

Les tolérances dimensionnelles usuelles (ajustements…) ne suffisent pas toujours pour définir rigoureusement la forme géométrique d'un objet. Malgré la cotation tolérancée des dimensions, des défauts géométriques nuisibles au fonctionnement et à l'assemblage sont toujours possibles. Les tolérances géométriques permettent de corriger ces défauts et précisent les variations permises. Elles sont toujours restrictives par rapport aux tolérances dimensionnelles. Leur emploi ne doit pas être systématique. Un excès de spécifications amène un surcout inutile. Les tolérances retenues doivent rester aussi large que possible.



Objectifs :

✓ Décrire et définir les tolérancements géométriques et indiquer la normalisation correspondante : symboles et règles d'inscription ;

✓ Donner des notions dans le cas de cotation au maximum de matière.

Symboles complémentaires

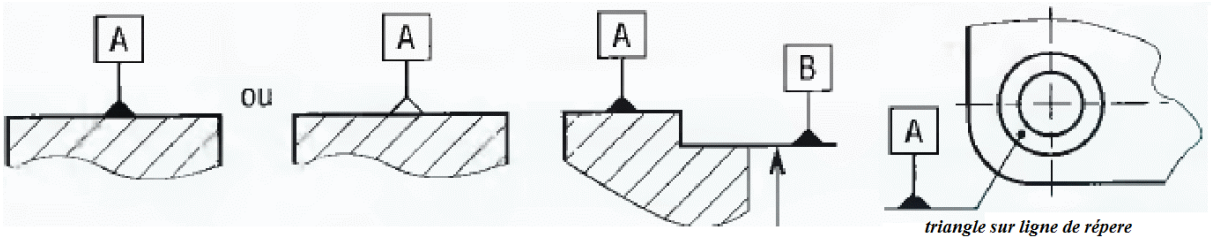
Ⓔ *Exigence ou principe d'enveloppe*
Ⓕ *Condition à l'état libre (pièces non rigides)*
Ⓛ *Exigence au minimum de matière*
Ⓜ *Exigence au maximum de matiere*
Ⓟ *Zone de tolérance projetée*
Ø *Zone de tolérannce cylindrique ou circulaire*
SØ *Zone de tolérance sphérique*

1. Inscription normalisée

1.1.1. Inscription des éléments de référence

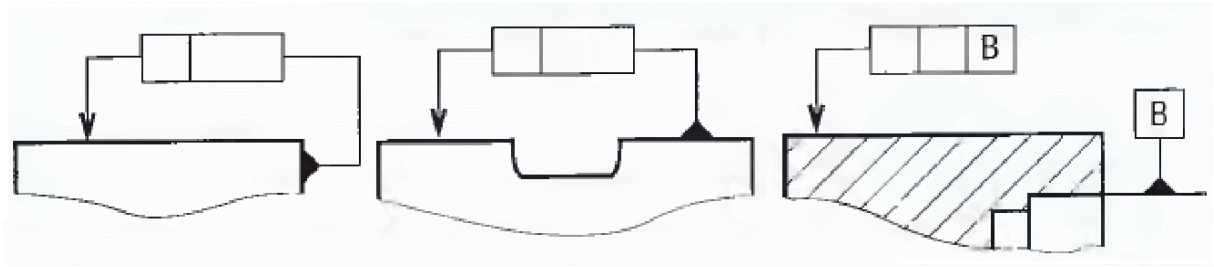
Contrairement aux tolérances de forme, les tolérances de position, d'orientation, de battement exigent l'emploi d'une référence ou élément de référence : point, ligne, surface…

a. ***Identification d'un élément de référence :*** la forme choisie comme référence doit être identifiée par une lettre majuscule inscrite dans un cadre relié à un triangle noirci ou non.

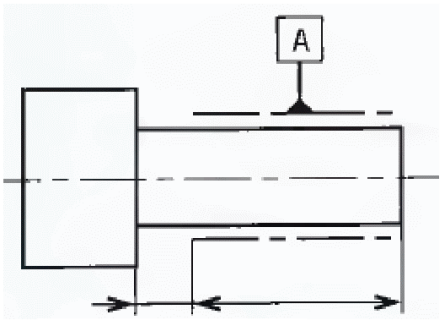


triangle sur ligne de répere

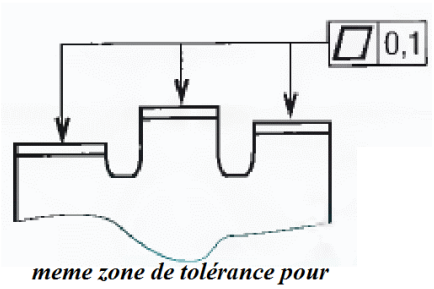
Dans certains cas la lettre de référence peut être omise et le triangle de repérage directement reliée au cadre d'inscription de la cotation.



b. ***Éléments restreints :*** si la référence ne concerne qu'une partie de forme choisie (Élément restreint), cette partie doit être représentée par un trait mixte fort et les cotes utiles sont indiquées.

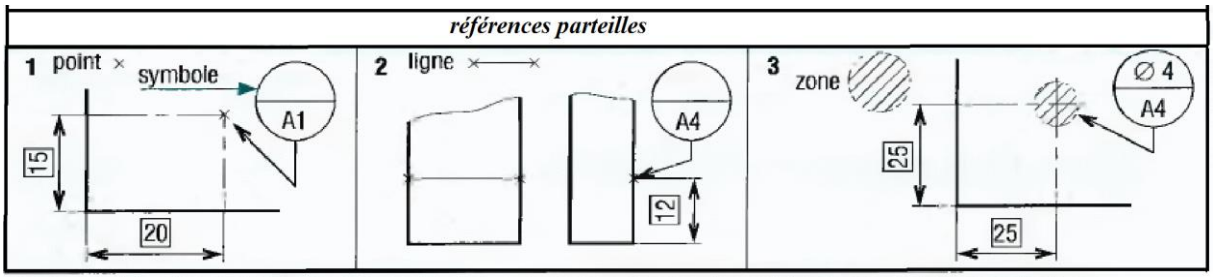


cas d'un élément restrint



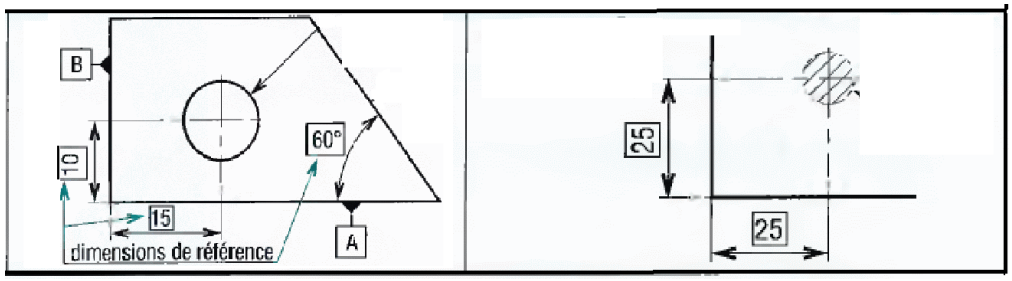
meme zone de tolérance pour chaque élément séparé

c. ***Référence partielle :*** il est parfois nécessaire de repérer un ou plusieurs points. Une ligne ou une zone limitée comme élément de référence. À cette fin on utilise les ***Références partielles.*** l'identification est inscrite dans la partie inferieure du cadre circulaire normalisé et les informations additionnelles sont dans la partie supérieure.



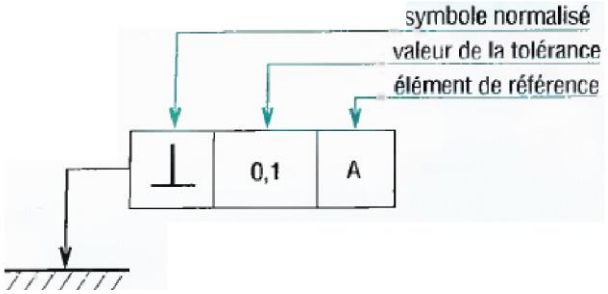
d. ***Dimension théoriquement exact :*** pour un élément de référence, et pour un élément à tolérancer, il faut parfois indiquer ou ajouter certaines cotes utiles (dimension de référence) pour

définir une forme une position un angle ou une orientation. Ces cotes ne doivent pas être tolérancées mais doivent être encadrées pour différencier de la cotation normale.

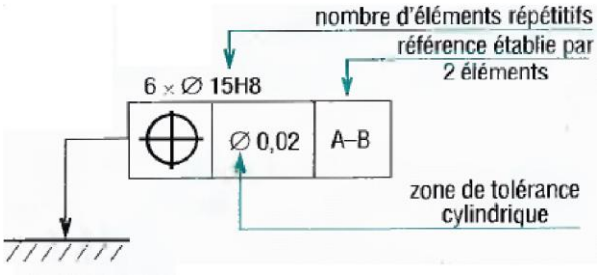


1.1.2. Inscription de la cotation tolérancée

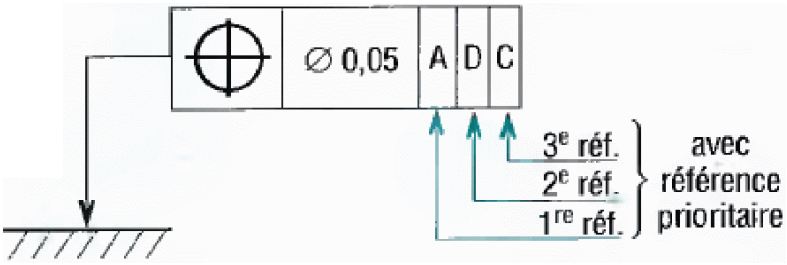
a. ***Cas général :*** la forme à coter est repérée par une flèche reliée à un cadre rectangulaire. Dans le premier cadre, et dans les autres cadres sont inscrits respectivement le symbole du défaut (tolérance géométrique), la valeur de la tolérance et si nécessaire la lettre majuscule repérant l'élément de référence.



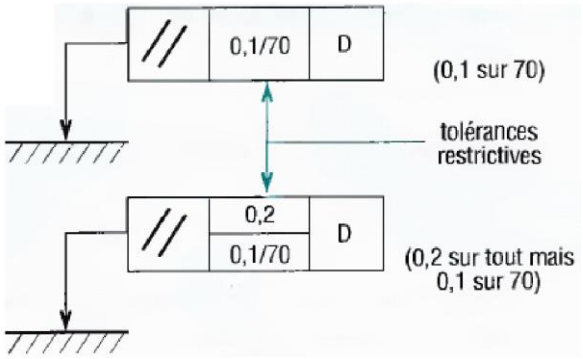
b. ***Cas exigeant plusieurs éléments de référence :*** si deux ou plusieurs éléments sont indispensables à la référence, les lettres correspondantes séparées par un trait d'union sont toutes inscrites dans la même case.



Si un ordre de priorité doit être respecté au moment de la vérification les lettres sont inscrites dans des cases séparées

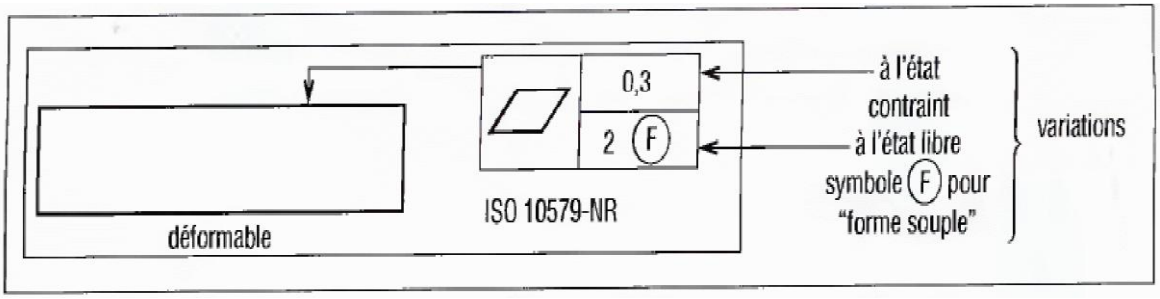


c. ***Cas d'un élément restreint*** *:* une même forme peut parfois être tolérancée sur une partie restreinte ou encore comporter deux tolérances différentes. Les tolérances restrictives permettent la cotation de ces cas :



Tolérancement des formes souples ou déformables

Les formes sont cotées comme si les pièces étaient rigides ou indéformables. Il est nécessaire de préciser sur le dessin que la pièce est déformable : inscrire la référence ISO 10579 NR près du cartouche. Les variations à l'état libre doivent être suivies du symbole F entouré.

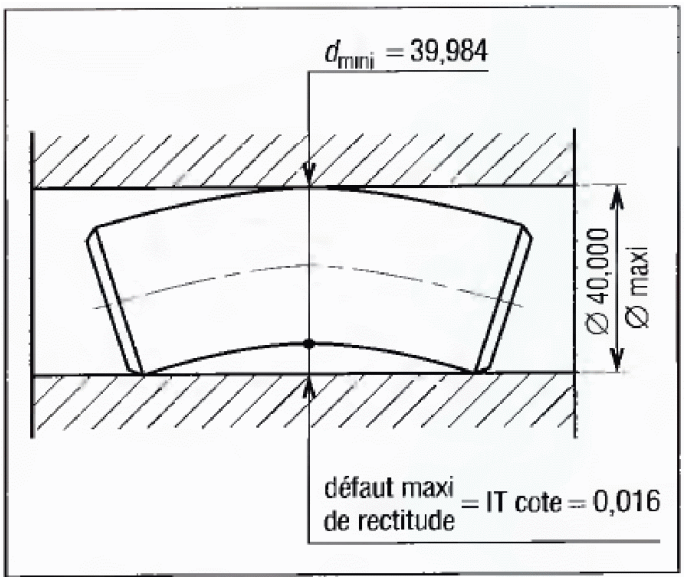


Principe ou exigence de l'enveloppe : principe de Taylor

a. Principe

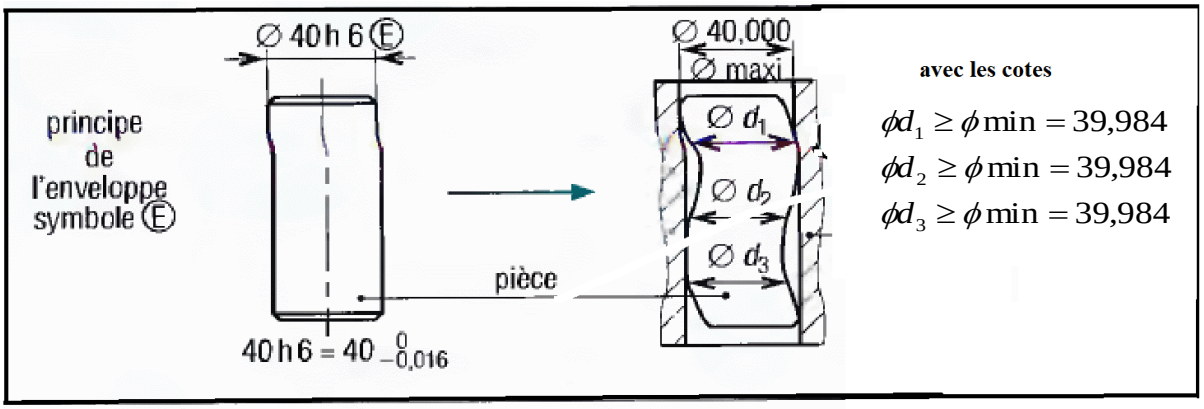
Une surface, après fabrication ne doit pas dépasser les limites imposées par une enveloppe dont la forme géométrique (dimensions de celles de la forme théorique au maximum de matière) est parfaite. Sans oublier que toutes les dimensions locales possibles doivent être supérieures à la valeur minimale admissible de la cote tolérancée.

L'application de ce principe permet un contrôle plus simple après fabrication (jauges, calibres…). L'utilisation est analogue avec les autres formes géométriques (cylindrique, parallélépipède…).



b. inscription normalisée

Pour un élément isolé on indique le symbole **E** encadré après la cote tolérancée ou l'ajustement. Pour l'ensemble d'un dessin, inscrire le symbole précédent près de cartouche. S'il n'y a pas d'indication, le dessin sera interprété suivant le principe des cotes locales.

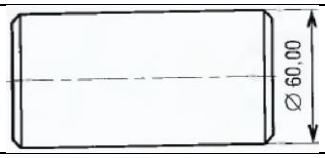
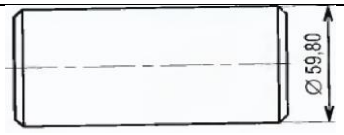
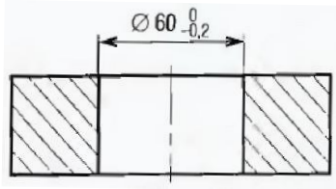
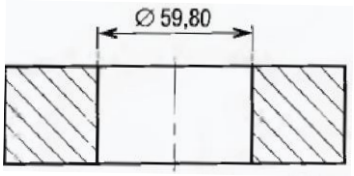
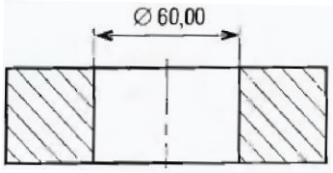


Remarque : si des tolérances géométriques supplémentaires (rectitude, planéité, circularité, cylindricité) sont ajoutées, elles viennent en restriction par rapport à la tolérance (IT). Conséquence aucune tolérance géométrique ne peut être supérieure à l'IT ; la tolérance de rectitude de l'axe de la figure ci-dessus ne peut pas dépasser 0,016

Cotation au maximum et au minimum de matière

À cotation identique, l'utilisation de la condition au maximum de matière permet des coûts de production moins élevés ; elle simplifie l'usinage et le contrôle, rend possible le contrôle de certaines tolérances géométriques par des jauges, calibres, etc.

Il ne peut pas être appliqué aux tolérances de battement, aux entraxes des chaines cinématiques (engrenages, bielles…) et aux assemblages serrés.

Types de pièces	Spécifications de dessin	Au maximum de matières	Au minimum de matière
Pièces males			
Pièces femelles			

a. Principe

La condition au maximum de matière établit une dépendance entre la tolérance dimensionnelle (IT) et la tolérance géométrique. Elle permet de transférer la portion de l'IT non utilisée lors de contrôle (marge restante) sur la tolérance géométrique afin de l'augmenter.

- ✓ Tolérance géométrique au maximum de matière est égal à la tolérance géométrique au maximum de matière plus intervalle de tolérance de la cote (IT)

Dimension virtuelle pièce femelle = dimension au maximum de matière – tolérance géométrique

Dimension virtuelle pièce male = dimension au maximum de matière + tolérance géométrique

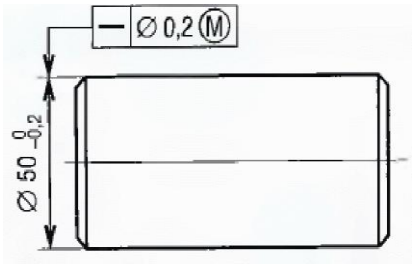
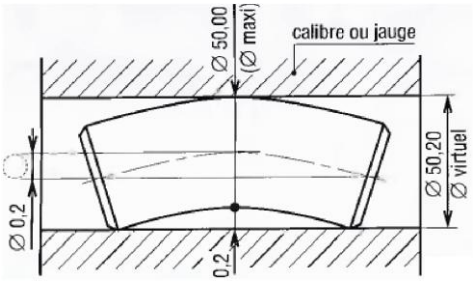
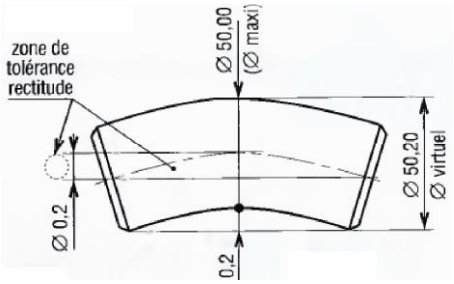
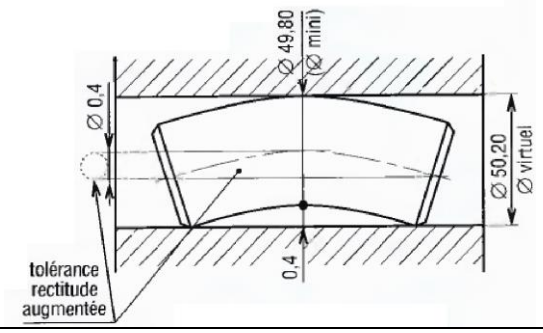
Exemple 1:

Les spécifications imposent une tolérance sur le diamètre (50,00 maximale et 49, 80 minimale) et une tolérance de rectitude au maximum de matière de 0,20. Ces deux conditions font qu'au maximum de matière le diamètre du cylindre enveloppe de la pièce atteint de 50,2 (diamètre virtuel). Si le diamètre (pièce) diminue (à partir de 50,00), le jeu entre la pièce et le cylindre enveloppe augmente. Ce gain peut être ajouté à la tolérance de rectitude (au minimum de matière la tolérance atteint 0,4). En pratique il varie entre 0,2 et 0,4

Diamètre réalisé	Gain obtenu	Nouvelle tolérance de rectitude	Diamètre de l'enveloppe
50,00	0	0,2	50,20

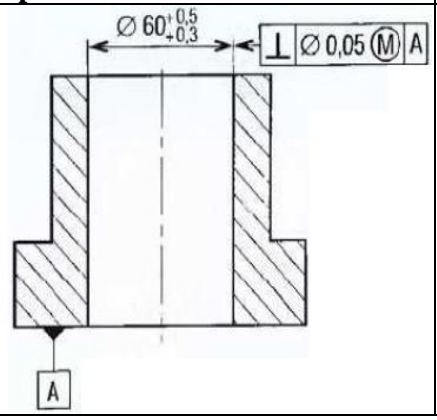
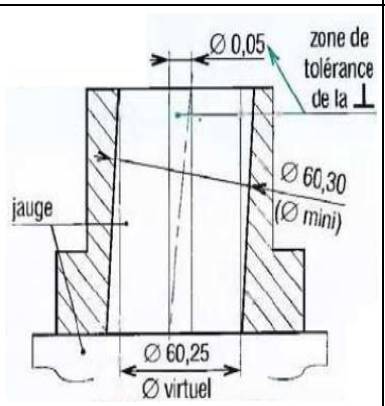
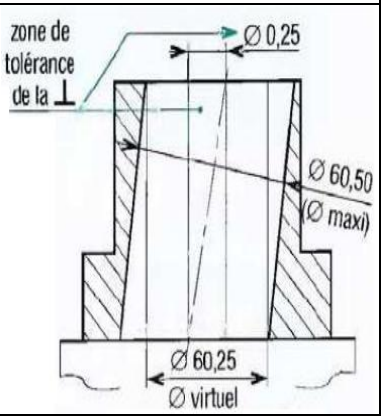
49,95	0,05	0,2 + 0,05 = 0,25	50,20
49,90	0,10	0,2 + 0,1 = 0,30	50,20
49,85	0,15	0,2 + 0,15 = 0,35	50,20
49,80	0,20	0,2 + 0,2 = 0,40	50,20

Illustration :

<table>
<tr><td>Spécifications de dessin</td><td>Au maximum de matière</td></tr>
<tr><td>
</td><td>
</td></tr>
<tr><td>Interprétation</td><td>Au minimum de matière</td></tr>
<tr><td>
</td><td>
</td></tr>
</table>

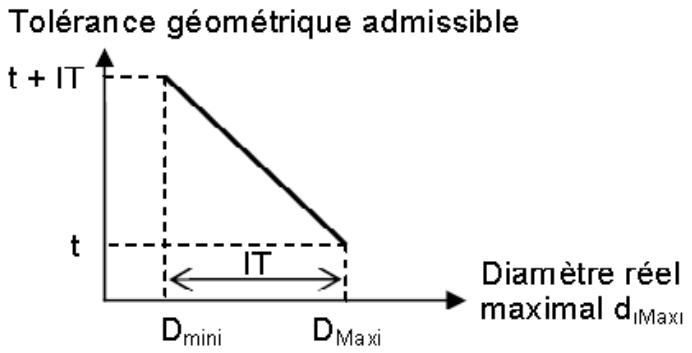
<u>Exemple 2 :</u>

Les spécifications imposent une tolérance sur le diamètre (60,50 maximale et 60, 30 minimale) et une tolérance de perpendicularité au maximum de matière (de 0,50 avec la référence A). Ces deux conditions font qu'au maximum de matière le diamètre du cylindre enveloppe du trou atteint de 60,25 (diamètre virtuel). Si le diamètre (à partir de 60,30), le jeu entre la pièce et le cylindre enveloppe augmente et le gain obtenu peut être ajouté à la tolérance de perpendicularité ; il atteint 0,25 au minimum de matière et peut varier entre 0,05 et 0,25.

Spécifications de dessin	Au maximum de matière	Au minimum de matière
		

b. Diagramme dynamique de la tolérance

La tolérance géométrique admissible dépend du diamètre réel maximal atteint par l'assemblage des bipoints tolérancées en maximum de matière



II. Principales tolérances géométriques

Les tolérances géométriques limitent les écarts admissibles de ***forme***, d'***orientation***, de ***position*** ou de ***battement*** d'un élément (point, ligne, surface) en définissant une zone de tolérance à l'intérieur de laquelle l'élément doit être compris. Elles regroupent quatorze symboles géométriques repartis en quatre familles.

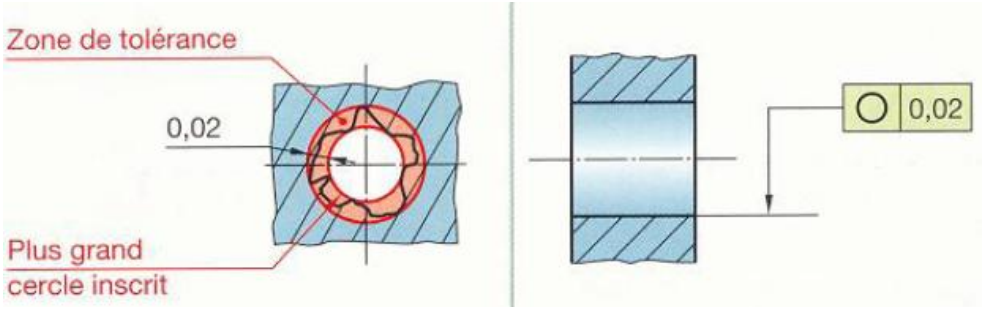
2.1. Tolérances de forme

Cette famille regroupe six tolérances, ces dernières ne s'utilisent pas avec un élément de référence et sont placées dans le tableau ci-dessous :

Symboles						
Significations	***Circularité***	***Cylindricité***	***Rectitude***	***Planéité***	***Profil d'une ligne***	***Profil d'une surface***
Tolérance réduite	***TI5***	***0,02 mm/m***	***0,02 mm/m***	***0,04 mm/m***	-	-
Tolérance large	***IT8***	***0,04 mm/m***	***0,1 mm/m***	***0,1 mm/m***	-	-

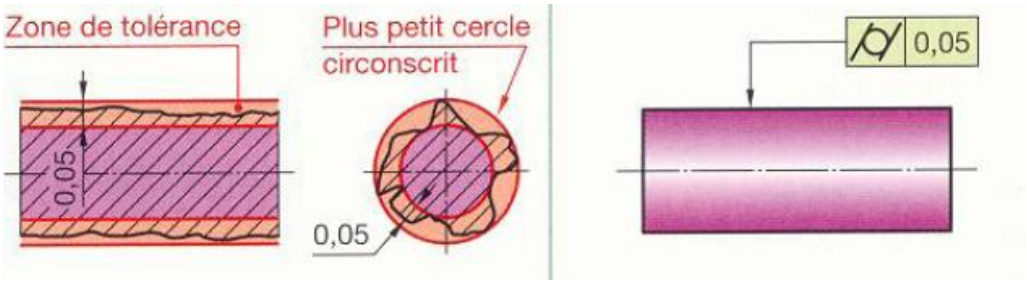
2.1.1. Circularité

Le profil de chaque section droite doit être compris entre deux cercles coplanaires concentriques dont les rayons diffèrent de 0,02. Le cercle intérieur est le plus grand cercle inscrit.



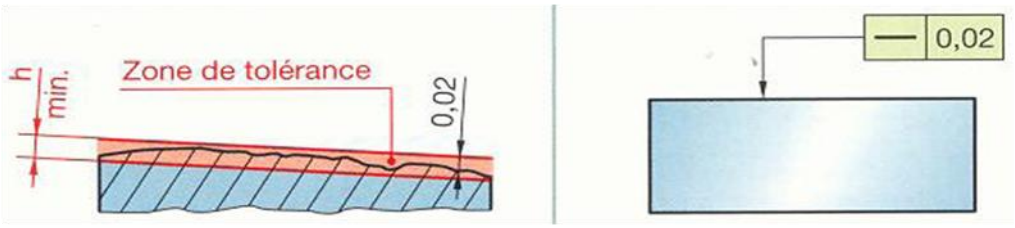
2.1.2. Cylindricité

La surface section doit être comprise entre deux cylindres coaxiaux dont les rayons diffèrent de 0,05. Le cylindre intérieur est le plus petit cylindre circonscrit.



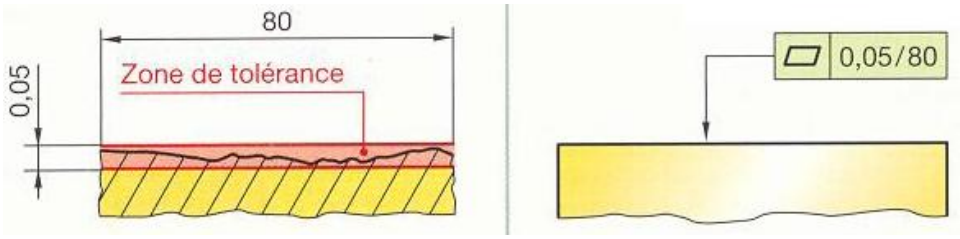
2.1.3. Rectitude

Une ligne quelconque du plan suivant la direction donnée, doit être comprise entre deux droites parallèles et distantes de 0,02. Pour une ligne convexe, les droites sont orientées pour que la hauteur soit minimale.



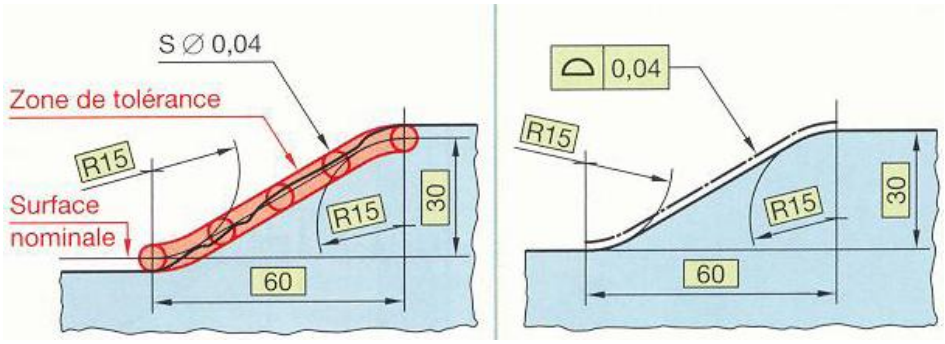
2.1.4. Planéité

Une partie quelconque de la surface sur une longueur de 80, doit être comprise entre deux plans parallèles distants de 0,05. L'orientation des plans est la même que précédemment définie pour le cas d'une rectitude



2.1.5. Profil d'une surface quelconque

La surface tolérancée doit etre comprise entre les deux surfaces qui enveloppent l'ensemble des sphères de Ø0,04 centrées sur une surface ayant la forme géométrique théorique exacte (surface nominale).



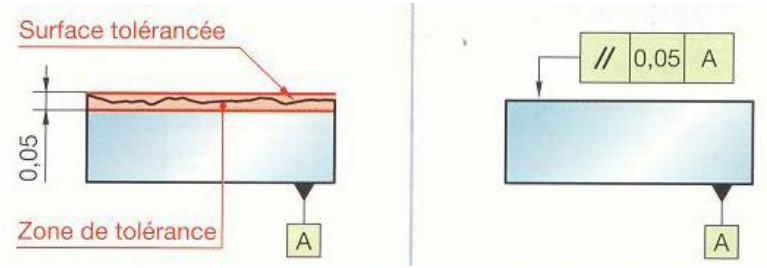
2.2. Tolérances d'orientation

Contrairement aux tolérance de forme, les tolérances d'orientation s'utilisent obligatoirement avec un element pris comme référence. De plus pour l'inclinaison, il est très intéressant d'indiquer en plus l'angle par rapport à l'élément de référence.

Symboles	//	⊥	∠
Significations	***Parallélisme***	***Perpendicularité***	***Inclinaison***
Tolérance réduite	***TI5***	***0,1 mm/m***	***0,1mm/m***
Tolérance large	***IT9***	***0,4 mm/m***	***0,4 mm/m***

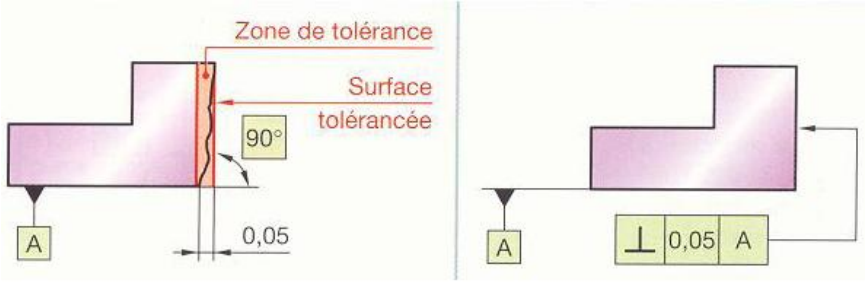
2.2.1. Parallélisme

La surface tolérancée doit etre comprise entre les deux plans parallèles distants de 0,05 et parallèles au plan de référence A.



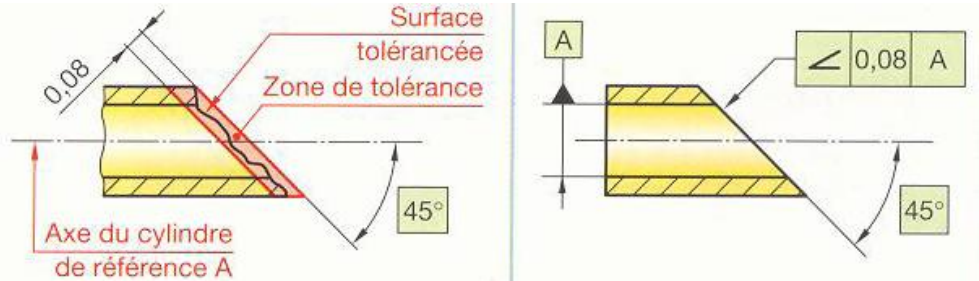
2.2.2. Perpendicularité

La surface tolérancée doit etre comprise entre les deux plans parallèles distants de 0,05 et perpendiculaire au plan de référence A.



2.2.3. Inclinaison

La surface tolérancée doit etre comprise entre les deux plans parallèles distants de 0,08 et inclinés de 45º par rapport à l'axe du cylindre de référence A.



2.3. Tolérances de position

Également s'utilisent avec un élément de référence, la localisation théorique de l'élément est définie par rapport au système de référence au moyen de cotes encadrées. La zone de tolérance

est répartie également de part et d'autre de cette position theorique exacte. Les tolérances de position sont composées de trois tolérances géométriques :

Symboles			
Significations	***Localisation***	***Co axialité ; concentricité***	***Symétrie***
Tolérance réduite	***0,02***	***0,005***	***0,02***
Tolérance large	***IT11***	***0,02***	***IT11***

2.3.1. Localisation

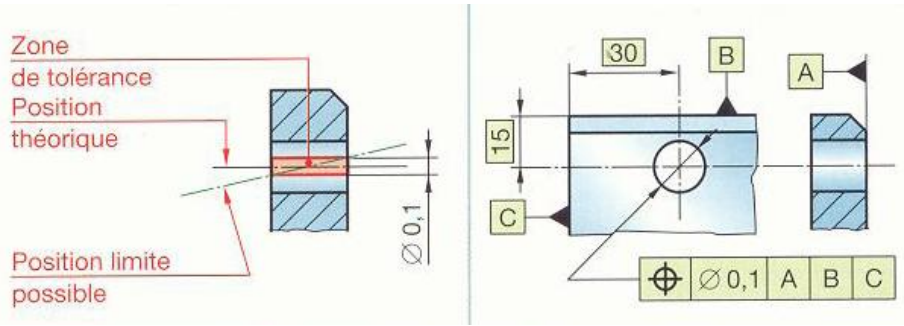
Variante 1 :

L'axe d'un trou doit être compris dans une zone cylindrique de Ø 0,1 dont l'axe est dans la position theorique exacte :

A : référence primaire (appui plan) ;

B : référence secondaire (orientation) ;

C : référence tertiaire (butée).

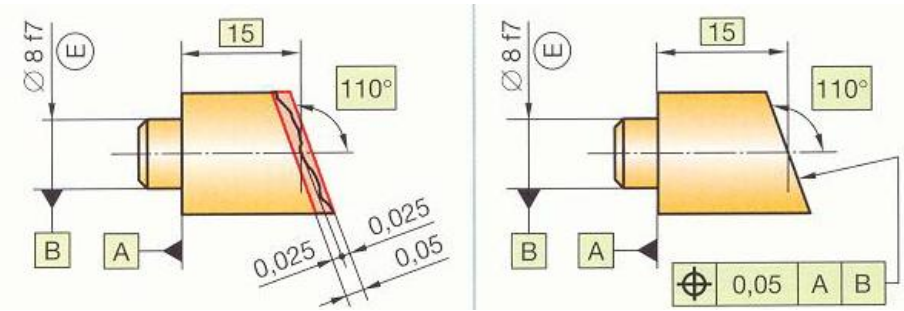


Variante 2 :

La surface tolérancée doit etre comprise entre les deux plans parallèles distants de 0,05 et disposés symetriquement par rapport à la position theorique exacte.

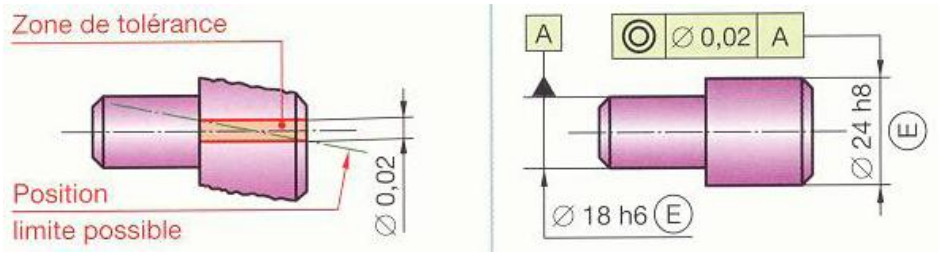
A : référence primaire (appui plan) ;

B : référence secondaire (axe d'un cylidre court).



2.3.2. Coaxialité

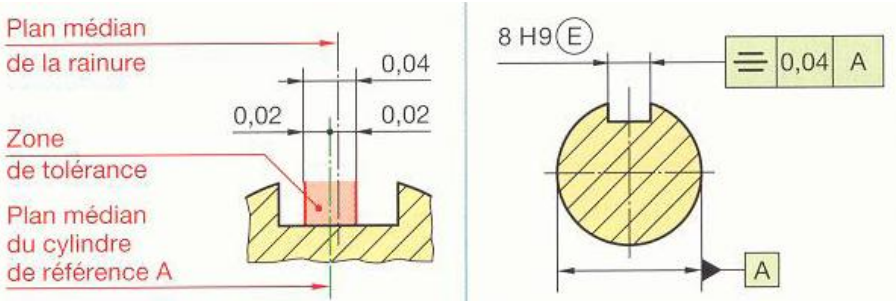
L'axe du cylindre Ø 24 h8 doit etre compris dans une zone cylindrique de Ø 0,02 coaxiale à l'axe du cylindre de référence Ø 18 h6. On parle de coaxialité pour les axes et de concentricité pour les centres.



2.3.3. Symétrie

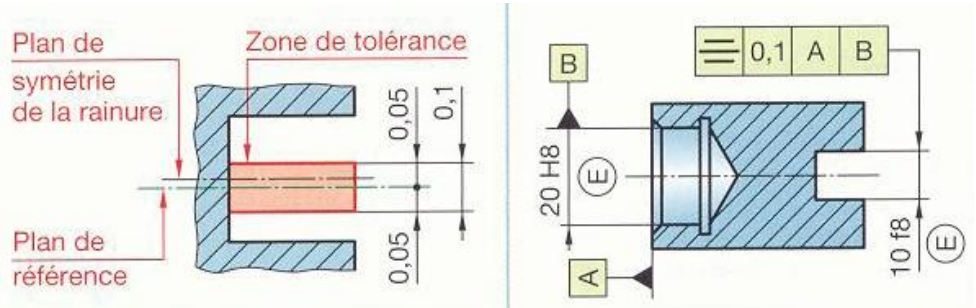
Variante 1 :

Le plan médian de la rainure doit être compris entre deux plans parallèles distants de 0,04 et disposés symétriquement par rapport au plan médian du cylindre. Dans ce cas, l'orientation du plan médian du cylindre est donnée par le plan médian de la rainure.



Variante 2 :

Le plan médian de la rainure doit être compris entre deux plans parallèles distants de 0,1 et disposés symétriquement par rapport à un plan de référence perpendiculaire au plan A et passant par l'axe du cylindre court B.



2.4. Tolérances de battement

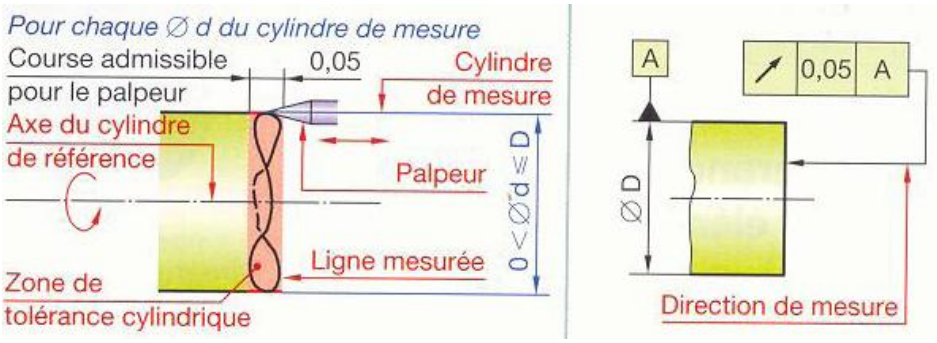
Les tolérances de battement ou encore tolérance de ‘‘forme plus position’’ s’appliquent aux surfaces de révolution et permettent d’exprimer directement les exigences fonctionnelles des surfaces telles que : roues de friction, galets de roulement, jantes de roues etc.

Symboles		
Signification	Battement circulaire ou simple	Battement total

2.4.1. Battement simple

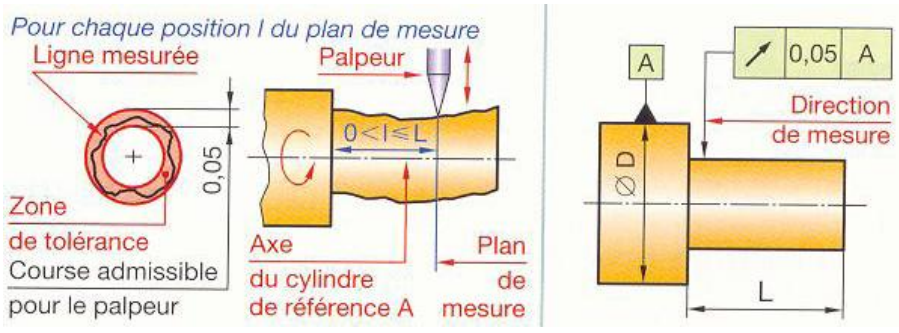
<u>Battement circulaire axial :</u>

Le battement circulaire de la ligne tolérancée, lors d’une révolution complète de la pièce autour de l’axe du cylindre de référence A, ne doit pas dépasser, séparément pour chaque Ød du cylindre de mesure la valeur 0,05.



<u>Battement circulaire radial :</u>

Le battement circulaire de la ligne tolérancée, lors d’une révolution complète de la pièce autour de l’axe du cylindre de référence A, ne doit pas dépasser, séparément pour chaque l du plan de mesure la valeur 0,05.

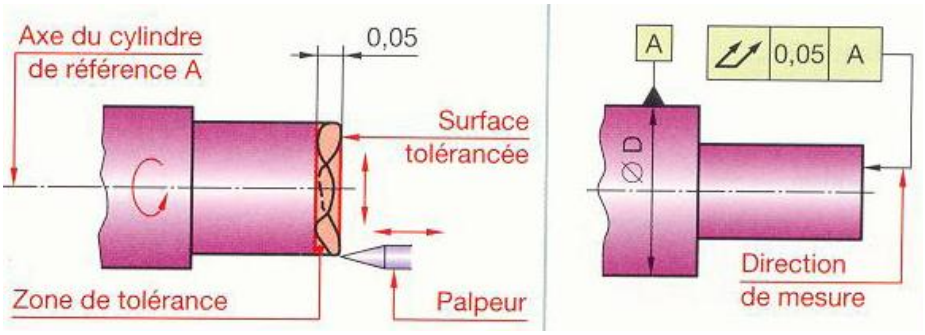


2.4.2. Battement total

<u>Battement total axial :</u>

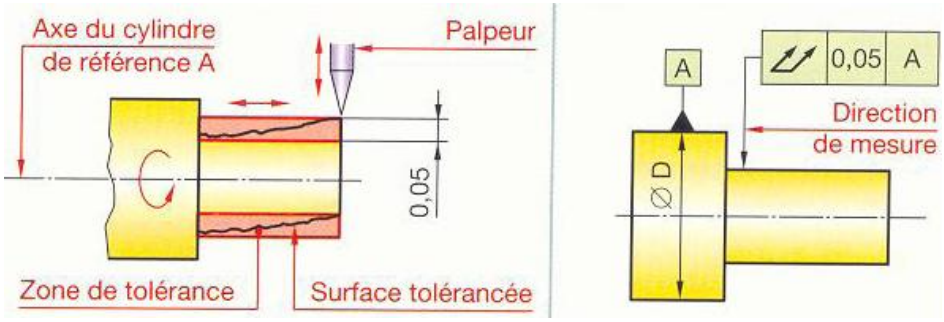
Le battement axial de la surface tolérancée, lors des révolutions complètes de la pièce autour de l’axe du cylindre de référence, doit être compris deux plans distants de 0,05 et perpendiculaire à

l'axe du cylindre de référence. Pratiquement la tolérancée est identique à celle d'une tolérance de perpendicularité.



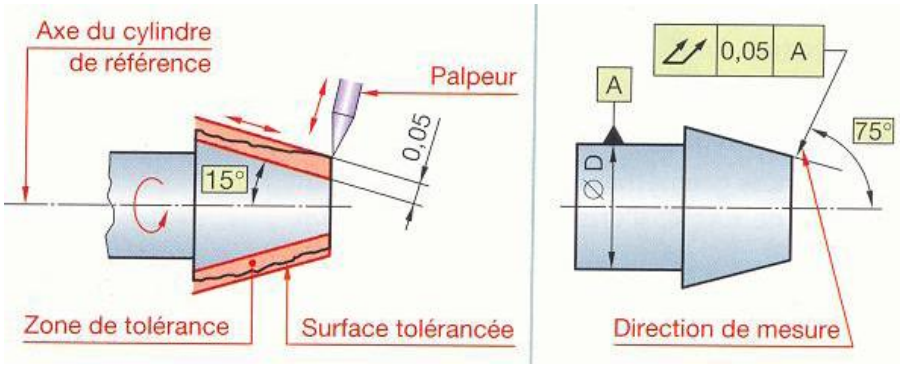
Battement total radial :

Le battement radial de la surface tolérancée, lors des révolutions complètes de la pièce autour de l'axe du cylindre de référence A, doit être compris entre deux cylindres coaxiaux distants de 0,05 dont les axes coïncident avec l'axe du cylindre de référence A.



Battement total dans une direction spécifiée :

Le battement dans la direction spécifiée de la surface tolérancée, lors des révolutions complètes de la pièce autour de l'axe du cylindre de référence, doit être compris entre deux cônes coaxiaux distants de 0,05 dans la direction donnée et dont les axes coïncident avec l'axe du cylindre de référence.



3. Tolérances générales géométriques

L'ISO 2768-2 définit les tolérances géométriques générales suivantes :

1. Tolérances de forme : Rectitude, planéité et circularité ;

2. Tolérances d'orientation : Parallélisme et perpendicularité ;

3. Tolérances de position : Symétrie et battement circulaire radial, axial et toute surface de révolution (battement simple).

- ✓ Elle ne concerne pas les tolérances suivantes car les défauts correspondants sont limités par les tolérances précédentes :
  - Cylindricité : Limité par la circularité, la rectitude et le parallélisme des génératrices ;
  - Inclinaison : Limité par les tolérances générales angulaires et de forme ;
  - Coaxialité : Inférieur au battement circulaire
- ✓ Elle ne concerne pas les tolérances suivantes qui doivent être indiquées individuellement :
  - Forme d'une ligne ou d'une surface quelconque
  - Localisation
  - Battement total

En fin L'ISO 2768-2 définit **3 classes de tolérances** : H, K et L

Classe de tolérance	**tolérances générales de rectitude et de planéité pour des plages des longueurs nominales (valeurs en millimètres)**					
	Jusqu'à 10	**au-delà de 10 jusqu'à 30**	**au-delà de 30 jusqu'à 100**	**au-delà de 100 jusqu'à 300**	**au-delà de 300 jusqu'à 1000**	**au-delà de 1000 jusqu'à 3000**
H (fin)	**0,02**	**0,06**	**0,1**	**0,2**	**0,3**	**0,4**
K (moyen)	**0,05**	**0,1**	**0,2**	**0,4**	**0,6**	**0,8**
L (large)	**0,1**	**0,2**	**0,4**	**0,8**	**1,2**	**1,6**

Rectitude et planéité : Valeur fonction de la plus grande longueur latérale de la surface.

Circularité : Égale à la tolérance sur le diamètre mais inférieure à la tolérance de battement circulaire.

Parallélisme : Égale à la tolérance dimensionnelle ou à la tolérance de planéité/rectitude.

Perpendicularité : Valeur fonction de la longueur la plus courte des deux cotés. Le coté le plus long est pris en référence

Battement circulaire : Une seule valeur par classe : 0,1 ; 0,2 et 0,5 mm.

Symétrie : Fonction de la longueur la plus courte.

Le choix de la classe doit se faire en fonction de la *précision habituelle de l'atelier.*

Indication dans ou près du cartouche du dessin :

Exemples : ISO 2768-K ou ISO 2768-mK

4. Normes et Vocabulaires

Dimension

Grandeur linéaire ou angulaire exprimée à l'aide d'une valeur numérique et d'une unité.

Cote

Représentation graphique sur un dessin montrant à quels éléments se rapporte une dimension et spécifiant sa valeur et l'unité utilisée si celle-ci est différente de l'unité choisie pour l'ensemble du dessin

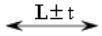
Nota : le terme «cote» est couramment utilisé pour indiquer uniquement la valeur de la dimension.

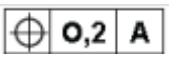
Tolérance

Spécification qui définit la variation admissible de dimension (tolérance dimensionnelle) ou de géométrie (tolérance géométrique)

4.1. Concepts de base du tolérancement ISO

Le **tolérancement macro-géométrique** ISO est construit sur :

- un principe, par défaut
- des tolérances dimensionnelles, 

- des tolérances géométriques, 

- des exigences 

.

4.2. Principe de l'Indépendance

Énoncé (ISO 8015 - 1991)

Selon l'ISO 8015, les dessins pour lesquels le principe d'indépendance s'applique doivent être identifiés par l'indication suivante, à l'intérieur ou près du cartouche :

Selon l'AFNOR, qui a adopté et publié cette norme en 1991, le principe d'indépendance s'applique tout le temps, sous la forme d'une « norme expérimentale » en raison du fait qu'elle n'indique pas la façon de coter et de tolérancer les éléments pour lesquels les dimensions locales n'existent pas. Il convient donc de considérer qu'il s'applique pour tous les dessins, quelque soit leur âge et que la mention Tolérancement ISO 8015 soit indiquée ou non, sauf éventuellement pour les tolérances du système d'ajustement.

Chaque exigence dimensionnelle ou géométrique spécifiée sur un dessin doit être respectée en elle-même (indépendamment), sauf si une relation particulière est spécifiée.

NB : Ainsi, sans relation spécifiée, la tolérance géométrique s'applique sans tenir compte de la dimension de l'élément, et les deux exigences sont traitées comme étant indépendantes.

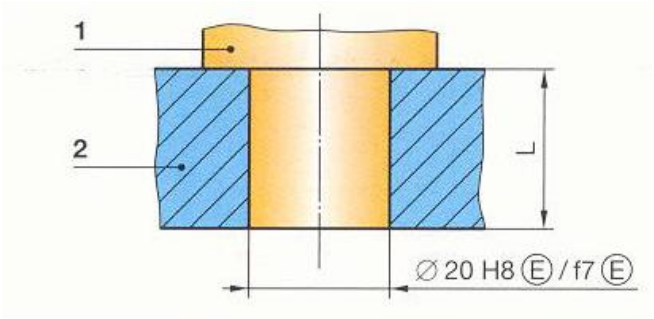
5. Calcul des tolérances géométriques

Dans cette partie nous voulons mettre en évidence les liaisons hyperstatiques, l'interdépendance entre la valeur des jeux fonctionnels et la valeur des tolérances de positon.

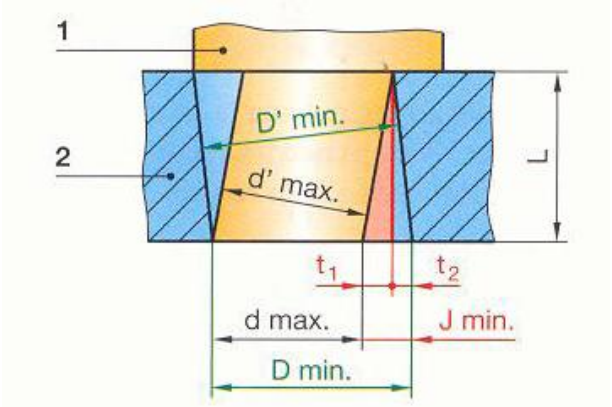
Exemple N°1 : tolérance de perpendicularité

Soit à déterminer les tolérances de perpendicularité de la figure ci-dessous tout en respectant les surfaces qui réalisent la liaison pivot ente les pièces femelle 1 et male 2.

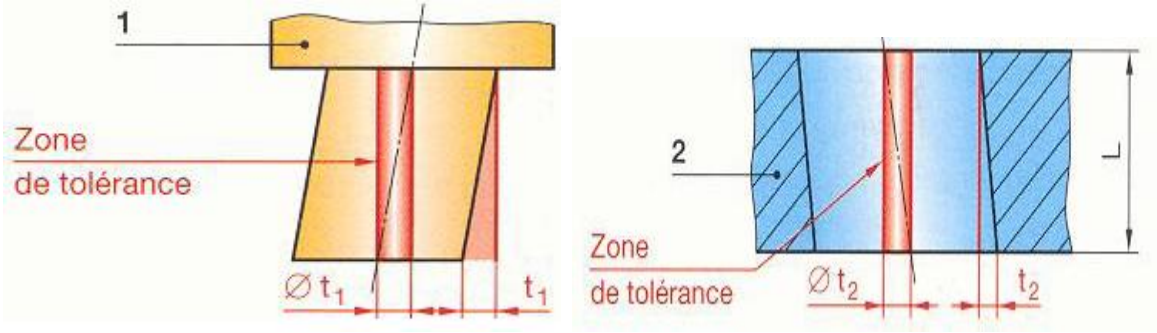
Dessin d'ensemble :



Mise en évidence des défauts de perpendicularité limites :



Ressortissons la pièce male 1de la pièce femelle 2 et montrons la zone de tolérance :



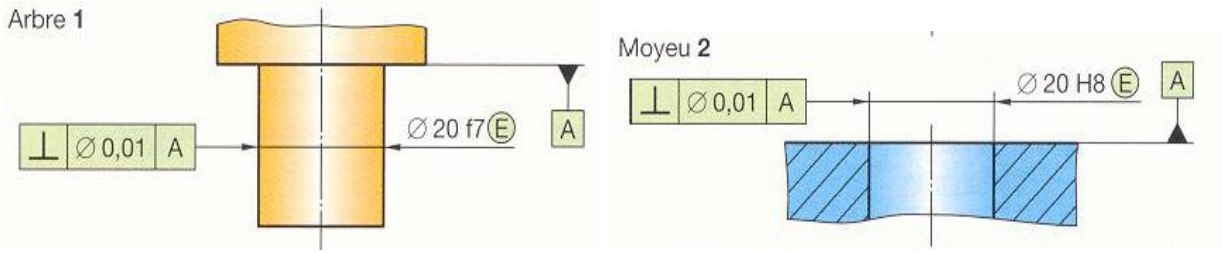
Condition de montage :

Les conditions les défavorables sont obtenues lorsque les éléments concernés sont dans leur état maximal de matière et les écarts de perpendicularité sont les plus grands. Pratiquement le jeu minimal est toujours faible par rapport aux diamètres de l'assemblage c'est pourquoi on peut admettre : $D'_{\min} = D_{\min}$ et $d'_{\max} = d_{\max}$, par définition on a : $D_{\min} - d_{\max} = J_{\min}$.

Soit t_1 le défaut maximal de perpendicularité de l'arbre et t_2 le défaut maximal de perpendicularité de l'alésage. On en déduit que la somme des tolérances de perpendicularité est au jeu minimal.

$t_1 + t_2 = J_{\min}$

La pièce male 1et la pièce femelle 2 ressorties avec les indications :



Remarque 1 : la répartition du jeu minimal entre les tolérances t_1 et t_2 est fonction des procédés de fabrication. Si on admet dans cet exemple précis une répartition égale de la valeur de jeu minimal, on a pour chaque tolérance de perpendicularité la moitié du jeu :

En effet : $20H8 = 20^{+0,033}_{0}$ et $20f7 = 20^{-0,020}_{-0,041}$

$J_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 0 - (-0,020) = 0,02$

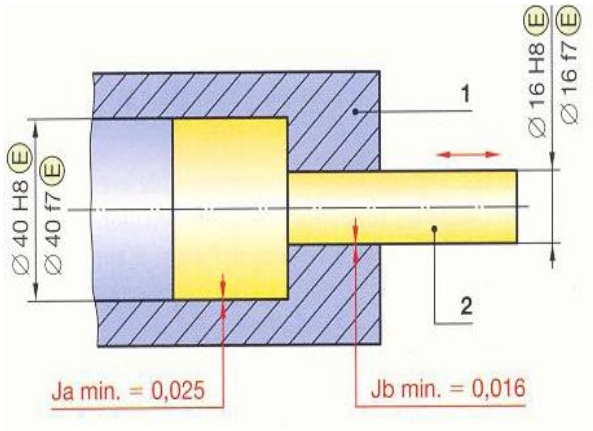
$J_{\min} = t_1 + t_2 = 0,01 + 0,01 = 0,02$

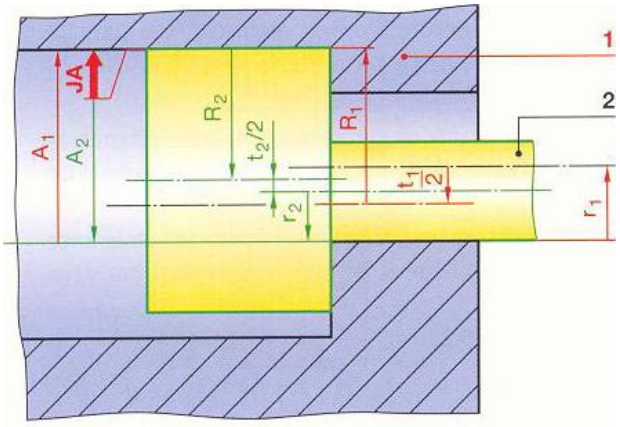
Remarque 2 : si le jeu minimal est nul on a les systèmes normaux c'est-à-dire l'ajustement H / h, la tolérance de perpendicularité est nul. Dans ce cas lorsque les éléments sont dans leur état maximal de matière on ne peut tolérer aucun défaut de perpendicularité.

Exemple N°2 : tolérance de coaxialité

Soit à déterminer les tolérances de coaxialité de la figure ci-dessous tout en respectant les surfaces qui réalisent la liaison pivot glissant ente la pièce femelle 1 et la pièce male 2.

Dessin d'ensemble et mise en évidence des défauts de coaxilaité limites :





Condition de montage :

Les conditions les défavorables sont obtenues lorsque les éléments concernés sont dans leur état maximal de matière et les écarts de coaxialité sont les plus grands. Pratiquement le montage est possible si le jeu est supérieur à zéro $J_A \geq 0$, à la limite minimale il peut être nul : $\left\|\vec{A}_1\right\| = \left\|\vec{A}_2\right\|$

$$\left\|\vec{A}_1\right\| = R_1 + r_1 - \frac{t_1}{2} \text{ et } \left\|\vec{A}_2\right\| = R_2 + r_2 + \frac{t_2}{2}$$

$$\left\|\vec{A}_1\right\| = \left\|\vec{A}_2\right\| \Rightarrow (R_1 - R_2) + (r_1 - r_2) = \frac{t_1}{2} + \frac{t_2}{2} \Leftrightarrow 2\times(R_1 - R_2) + 2\times(r_1 - r_2) = t_1 + t_2$$

Soit t_1 la tolérance de coaxialité du moyeu et t_2 la tolérance de coaxialité de l'arbre, on en déduit que la somme des tolérances de coaxialité est égale à la somme des jeux minimaux des ajustements : $t_1 + t_2 = J_{a\min} + J_{b\min}$

Si l'on admet pour les contenants (pièces femelles) une tolérance de coaxialité double de celle des contenus (pièces males) alors dans notre cas on a : $t_1 + t_2 = 0{,}025 + 0{,}016 = 0{,}041$ or

$$t_1 = 2\times t_2 \Rightarrow t_1 = \frac{0{,}041\times 2}{3} = 0{,}027 \text{ et } \Rightarrow t_2 = \frac{0{,}041\times 1}{3} = 0{,}014$$

NB : on pourra bien faire une exigence de maximum de matière pour ces deux exemples ci-dessus

II. Tolérancements dimensionnels

Les tolérances dimensionnelles limitent les variations des éléments géométriques par des intervalles sur des dimensions.

Une tolérance linéaire limite uniquement les dimensions locales réelles (distance entre deux points) d'un élément géométrique.

Une tolérance angulaire limite uniquement l'orientation générale des lignes ou des éléments linéaires des surfaces.

1. Tolérances dimensionnelles linéaires (ISO 8015)

Une tolérance linéaire limite uniquement les dimensions locales réelles (mesure entre deux points) d'un élément mais pas ses écarts de forme. … un élément consiste en une surface cylindrique ou en deux surfaces planes parallèles.

- *cylindre de révolution arbre ou alesage*

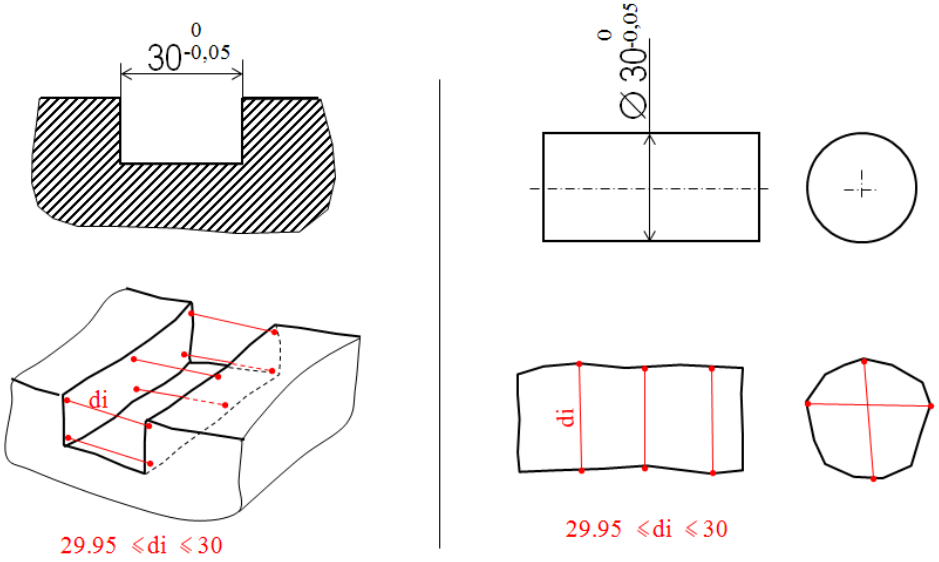


- *deux plans parallèles tenon ou rainure*



NB : Les normes ISO ne considèrent que ces deux formes géométriques. On peut remarquer que l'une est une surface simple et l'autre une forme composée de deux surfaces simples. Ces cas s'appliquent aux deux principales liaisons rencontrées en mécanique. Le concept peut s'appliquer aussi à une sphère mais non décrit dans les normes.

Exemple : deux plans parallèles distants de 30 mm et un cylindre de diamètre de 30 mm



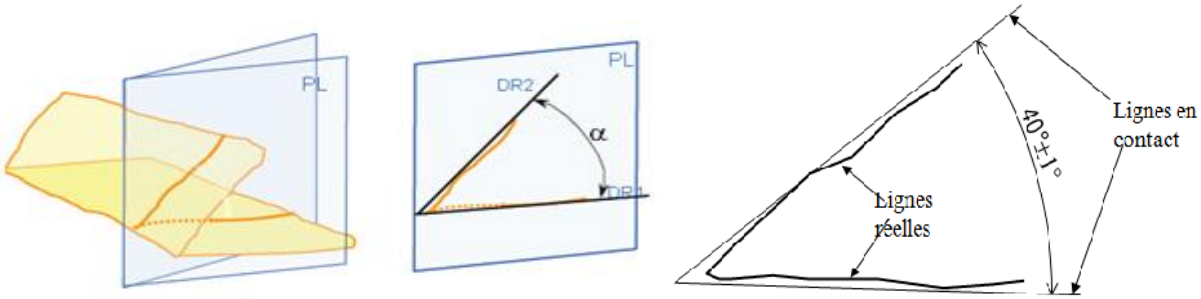
2. Tolérances dimensionnelles angulaires (ISO 8015)

Une tolérance angulaire... limite uniquement l'orientation générale des lignes… mais pas leurs écarts de forme.

L'orientation générale de la ligne dérivée de la surface réelle est l'orientation de la ligne en contact de forme géométrique parfaite. La distance maximale entre cette ligne de contact et la ligne réelle doit être la plus faible possible.

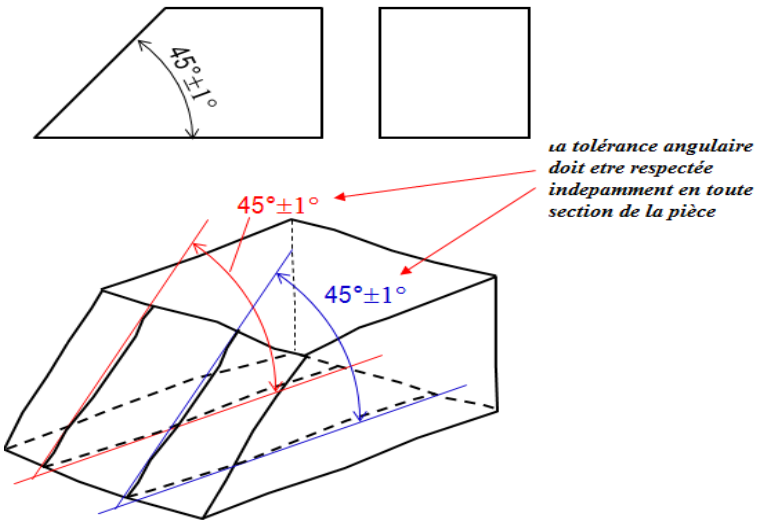
Cependant, les écarts de forme doivent être limités par les critères suivants :

- tolérance de forme indiquée individuellement
- tolérances géométriques générales



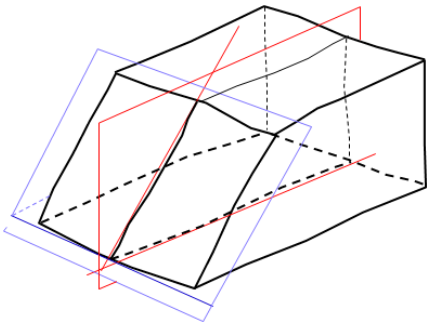
Remarque : dans la norme ISO 8015 (1991), les définitions des plans de section et des droites ne sont pas données.

a. Cas de l'angle entre deux plans



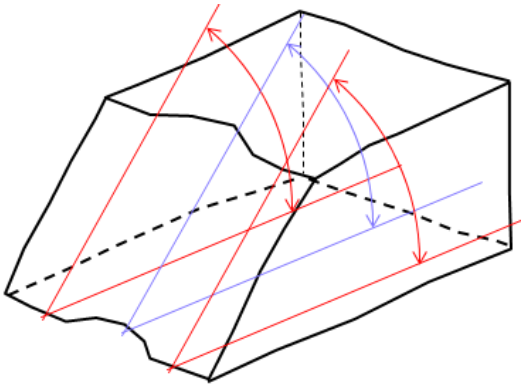
Quels plans de coupe faut-il considérer ?

Étant que les normes ne le précisent pas, alors la construction est possible par des plans perpendiculaires aux plans tangents aux surfaces réelles. Ce qui montre la figure ci-dessous.

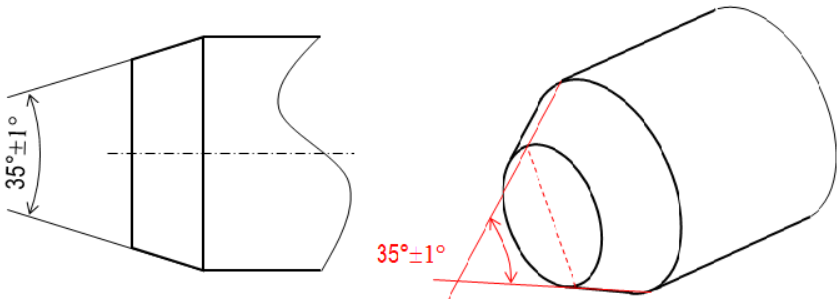


Par conséquent il ya une indépendance par rapport à la forme. Par exemple de défaut de forme possible :

Les tolérances générales géométriques permettent de limiter les défauts de planéité des surfaces. Si elles ne sont pas suffisamment petites, on indiquera des tolérances de planéité individuelles.

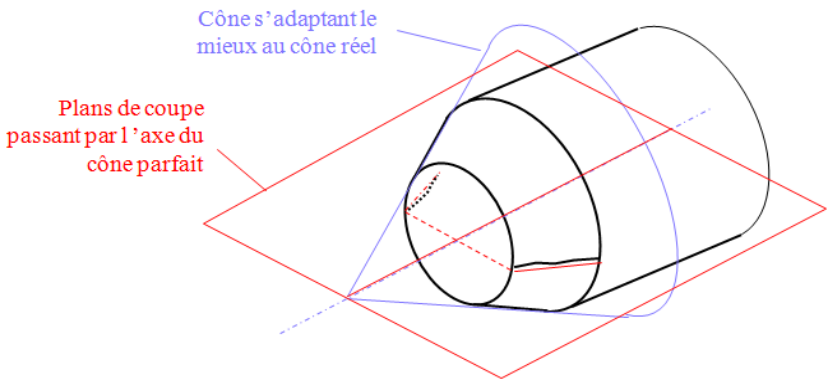


b. Cas de l'angle d'un cône



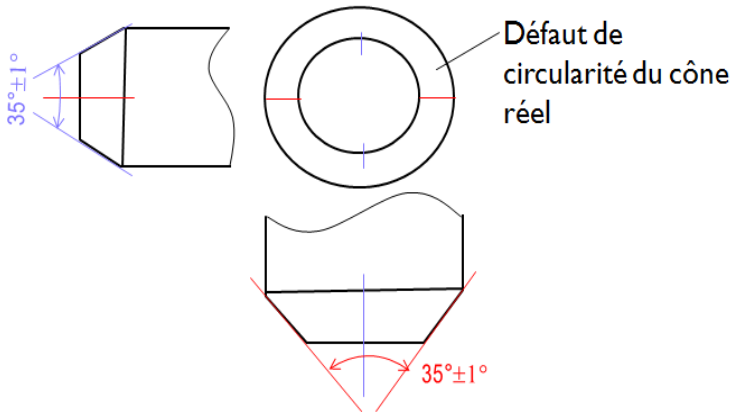
Quels plans de coupe faut-il considérer ?

Étant donné que les normes ne le précisent pas, donc il faut une construction si possible des plans de coupe passant par l'axe du cône parfait s'adaptant mieux à la surface réelle :



Par conséquent il ya une indépendance par rapport à la forme. Par exemple de défaut de forme possible :

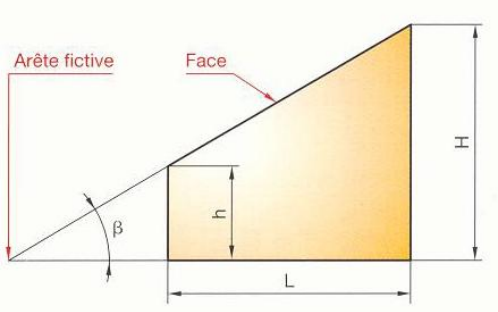
Les tolérances générales géométriques permettent de limiter les défauts de forme de la surface conique. Des tolérances particulières peuvent être indiquées car les cônes font l'objet d'une norme de tolérancement particulière. Cette norme préconise de ne pas tolérancer directement l'angle.



c. calcul de l'angle

c.1. l'angle d'un élément prismatique

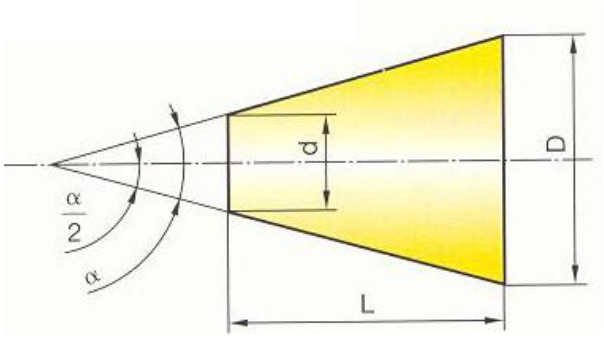
Définition ***(NF ISO2538) :*** soit β un angle de prisme sur lequel deux faces se coupent, S l'inclinaison ou la pente est égale au rapport entre la différence des hauteurs H et h et de la distance L entre deux sections planes, parallèles à l'arête fictive du prisme et perpendiculaires à l'une de ses faces.



$$S = \tan\beta = \frac{H-h}{L}$$

c.2. l'angle d'un élément conique

***Définition* (NF ISO1119) :** soit α un angle formé par deux génératrices d'intersection de la surface conique avec un plan contenant son axe. La conicité C est égale au rapport entre la différence des diamètres D et d de deux sections et de la distance L entre ces sections.



$$C = 2\tan\frac{\alpha}{2} = \frac{D-d}{L}$$

Remarque :

La conicité est habituellement employée pour les angles inferieurs à 30°, elle est une grandeur sans dimension qui, normalement exprimée par une fraction (1/10 ou 1:10). Si necessaire elle peut etre aussi exprimée en pourcentage (10%). Elle vaut aussi le double de la pente.

3. Tolérances générales dimensionnelles (linéaires et angulaires)

***L'ISO 2768-1** :*

1. Vise à simplifier les dessins techniques et spécifie les tolérances générales pour les dimensions linéaires et angulaires sans indication de tolérances...

2. Concerne les dimensions des pièces exécutées par enlèvement de matière ou des pièces exécutées en tôle. (des normes analogues existent, par exemple l 'ISO 8062 pour les pièces moulées).

Elle s'applique aux dimensions sans indication de tolérance individuelles suivantes :

a. dimensions linéaires (par exemple diamètres, rayons, distances, rayons extérieurs et hauteurs de chanfrein pour arêtes abattues) ;

b. dimensions angulaires, y compris les angles droits à moins qu'il soit fait référence à l'ISO 2768-2.

Elle ne s'applique pas :

c. aux dimensions auxiliaires indiquées entre parenthèses ;

d. aux dimensions théoriques indiquées dans un cadre rectangulaire ;

e. aux dimensions dont les tolérances générales sont définies par référence à d'autres normes de tolérances générales.

En fin l'**ISO 2768-1** définit **4 Classes de tolérances** à savoir :

fine : **f**, moyenne : **m**, grossière : **c**, très grossière : **v.**

La norme donne un tableau de tolérances générales pour les dimensions linéaires à l'exception des dimensions d'arêtes abattues :

Classe de tolérance		**Écarts admissibles pour des plages linéaires à l'exception des dimensions nominales (valeurs en millimètres)**							
Désignation	**Description**	**0,5 Jusqu'à 3**	**au-delà de 3 jusqu'à 6**	**au-delà de 6 jusqu'à 30**	**au-delà de 30 jusqu'à 120**	**au-delà de 120 jusqu'à 400**	**au-delà de 400 jusqu'à 1000**	**au-delà de 1000 jusqu'à 2000**	**au delà de 2000 jusqu'à 4000**
f	**fine**	**±0,05**	**±0,05**	**±0,1**	**±0,15**	**±0,2**	**±0,3**	**±0,5**	**-**
m	**moyenne**	**±0,1**	**±0,1**	**±0,2**	**±0,3**	**±0,5**	**±0,8**	**±1,2**	**±2**
c	**grossière**	**±0,2**	**±0,3**	**±0,5**	**±0,8**	**±1,2**	**±4**	**±3**	**±4**
v	**très grossière**	**-**	**±0,5**	**±1**	**±1,5**	**±2,5**	**±4**	**±6**	**±8**

Les dimensions linéaires d'arêtes abattues (rayons extérieurs et hauteurs de chanfrein) et les dimensions angulaires leur indication est dans ou près du cartouche du dessin (par exemple ISO 2768-m)

4. Spécification Géométrique des produits

Le concept de Spécification Géométrique des produits ou en anglais Geometrical product Specifiction (GPS) proposé par l'organisation internationale de normalisation (ISO) a pour but de fournir des normes cohérentes dans les domaines de la spécification et de la vérification de la géométrie des produits.

Quelques normes ISO

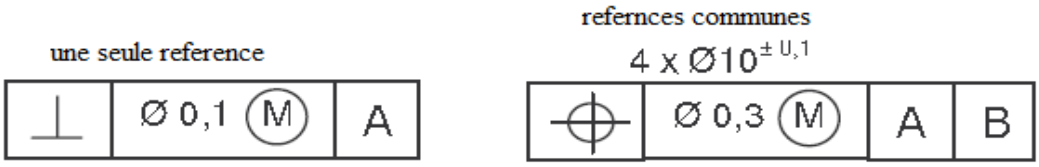
- ISO 1101-1983 : tolérancement géométrique ;
- ISO 10578-1992 : zone de tolérance projetée ;
- ISO 10579-1993 : cotation des pièces non rigides ;
- ISO 8015-1985 : principe de tolérancement de base ;
- ISO 5458-1998 : tolérancement des localisations ;
- ISO 3040-1990 : cotation et tolérancement des cônes ;
- ISO 1660-1988 : tolérancement des profils ;
- ISO 2692-1988 : principe de maximum de matière ;

- ISO 5459-1981 : référence spécifiée et systèmes de références ;
- ISO13715-1999 : tolérancement des arêtes.

4.1. exigence ou principe de maximum de matiere (norme ISO 2692)

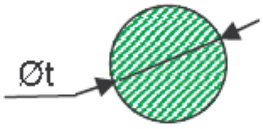
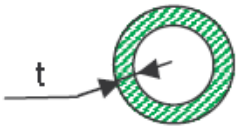
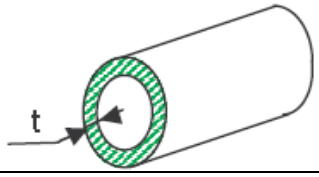
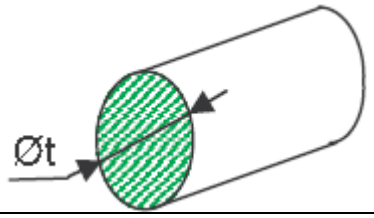
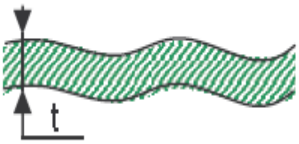
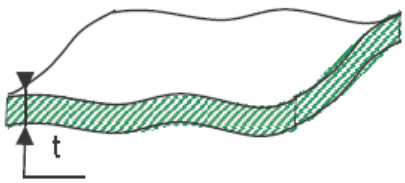
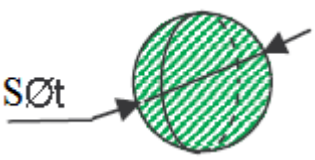
Dans le cas d'une exigence du maximum de matière sur l'élément tolérancé, la valeur de la tolérance est augmentée de la différence entre la dimension de matière de l'élément tolérancé et la dimension réelle de l'élément

Exemple :



4.2. zone de tolerance géométrique (norme ISO 1101)

La zone de tolérance est la portion de plan ou de volume à l'intérieur de laquelle doit être compris un élément tolérancé (élément réel) ou les éléments tolérances (groupe d'éléments tolérances).
Elle est limitée par des éléments géométriques idéaux de la valeur de tolérance t et sa forme dépend du type d'élément tolérancé, du symbole et du modificateur se trouvant devant la valeur de la tolérance.

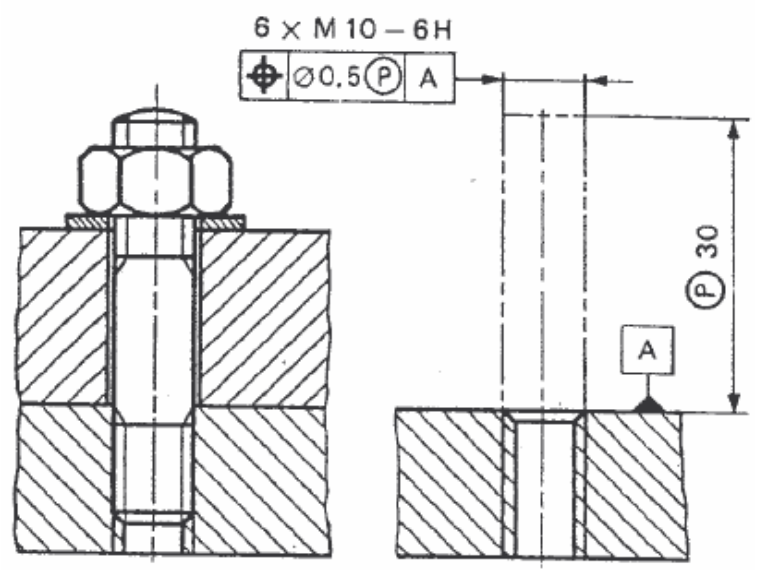
Zone de tolérance plane limitée par :	***Zone de tolérance volumique limitée par :***	***Cas de l'inscription Øt ou SØt Zone de tolérance limitée par :***
Deux droites parallèles distantes de t 	Deux plans parallèles distants de t 	Un cercle *Øt* 
Deux cercles concentriques distants de t 	Deux cylindres coaxiaux distants de t 	Un cylindre *Øt* 
Deux lignes distantes de t 	Deux surfaces distantes de t 	*Une sphere SØt* 

4.3. zone de tolerance projetée Ⓟ (norme ISO 10578)

Lorsque deux pèces sont en liaison encastrement (montage de vis, goujons, goupille etc.) la tolérance geometrique ne s'applique pas à l'element lui-même mais à son prolongement.

La zone de tolerance projetée est :

- indiquée sur le dessin par le symbole Ⓟ placé devant la cote de longueur de la zone de tolérance projetée ;
- reperesentée sur le dessin pat un trait mixte fin à deux tirets ;
- indiquée dans le cadre de tolétance geometrique par le symbole Ⓟ placé apres la valeur de tolerance de l'element.



VI. États de surfaces

1. Généralités

L'aptitude d'une pièce à une fonction donnée dépend d'un ensemble des conditions notamment des caractéristiques de ses états de surface. Les principes, les termes, les définitions, les paramètres, les symboles et les indications d'état de surface à inscrire sur les dessins sont normalisés internationalement par ISO. Il en est de même du contrôle, des procédures, des équipements de mesure et de leur étalonnage. Cet ensemble de normes relatif aux états de surface fait partie d'un édifice plus important appelé Spécification Géométrique des Produits ou en anglais Geometrical Product Specifiction (GPS).

La surface d'un corps est le lieu des points qui délimitent une portion de l'espace. Celle d'une pièce est composée d'une ou plusieurs surfaces élémentaires.

2. Les principaux défauts surfaciques

Lorsqu'on réalise une pièce mécanique, les surfaces obtenues présentent toujours des défauts géométriques qui peuvent être divisés en quatre catégories, classés par ordre de grandeur c'est-à-dire en allant du plus grand au plus petit.

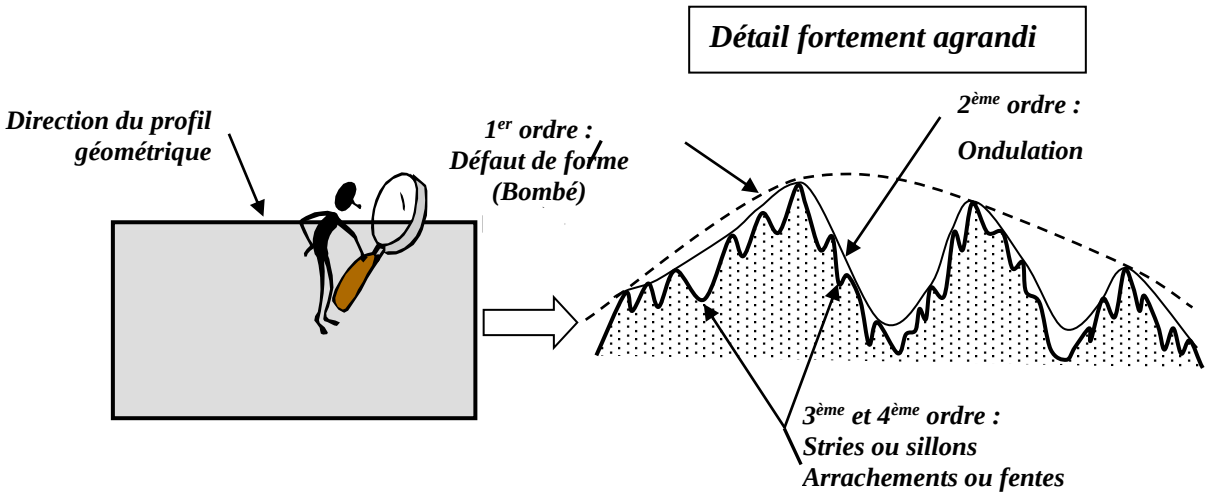
1. ***Défauts de premier ordre* :** Ce ne sont pas des défauts d'état de surface mais des **défauts géométriques de forme** planéité rectitude etc.

2. ***Défauts de deuxième ordre*** : Ils se traduisent par une **ondulation** due, par exemple, aux vibrations et déformation de la machine qui a usiné la surface.

3. ***Défauts du troisième ordre*** : ce sont les **stries de rugosité**, sortes de **sillons** tracés avec régularité dans le relief des ondulations.

4. ***Défauts du quatrième ordre*** : plus irrégulières parfois accidentels, ils correspondent à des arrachements et des fentes etc.

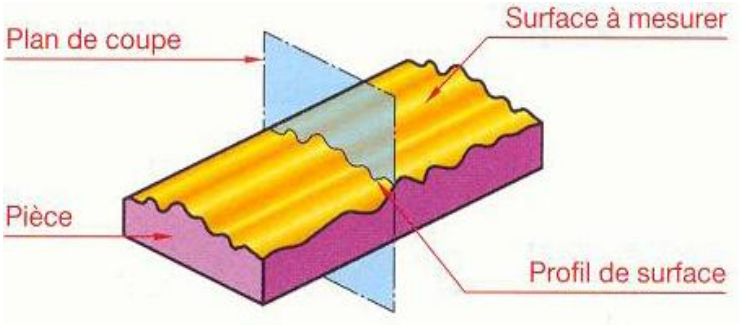
Les deux dernières catégories sont retenues pour caractériser la **rugosité de la surface**.



3. Principales surfaces

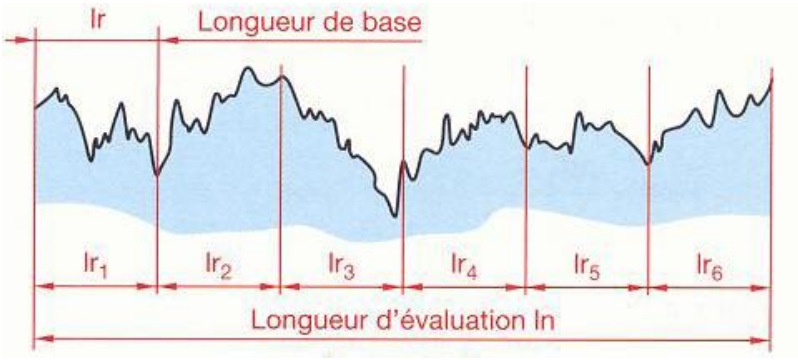
- ✓ ***Surface nominale*** : elle est définie géométriquement par des cotes nominale donc une surface parfaite ;
- ✓ ***Surface spécifiée*** : c'est une surface géométrique affectée des tolérances de fabrication ;
- ✓ ***Surface réelle*** : c'est la surface qui résulte des procédés de fabrication, elle limite la pièce et la sépare du milieu environnant et diffère sensiblement de la surface nominale ;
- ✓ ***Surface mesurée*** : elle est le résultat de l'exploration à l'aide des instruments de mesure, de la surface réelle.

Analyse d'une surface



4. Caractéristique de profil

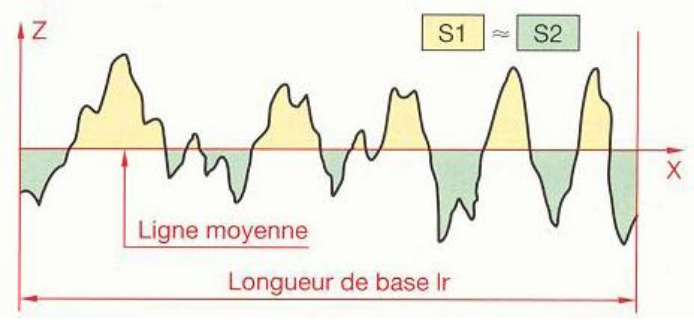
- ***longueur d'élévation ln*** : c'est la longueur mesurée suivant la direction générale du profil ;
- ***longueur de base lr*** : c'est une partie de la longueur d'élévation utilisée pour séparer les irrégularités du profil ;



- ***ligne d'enveloppe supérieure*** : segments des droites joignant les points les plus hauts des saillies locales du profil ;



- ***ligne moyenne*** : c'est une droite ayant la direction generale du profil et divise le profil de telle sorte qu'à l'interieur de la longueur de base la somme des carres des ecarts à partir de cette soit minimale «ligne des moindres carrés».



5. Parametres liés au motif

Les parametres liés au motif sont nombreux, et proportionnels aux defauts parmi lesquels on a :

- ***Profondeur moyenne d'ondulation W*** : c'est la moyenne des distances saillie-creux des écarts de deuxième ordre.

$$W \approx \frac{W_1 + ... + W_n}{n} \text{ avec } n \geq 3$$

- ***Pas moyen de l'ondulation AW*** : c'est la moyenne des distances saillie-saillie des écarts du deuxième ordre.

$$AW \approx \frac{AW_1 + ... + AW_n}{n} \text{ avec } n \geq 3$$

- ***Profondeur moyenne de rugosité R*** : c'est la moyenne des distances saillie-creux des écarts de troisième et quatrième ordre.

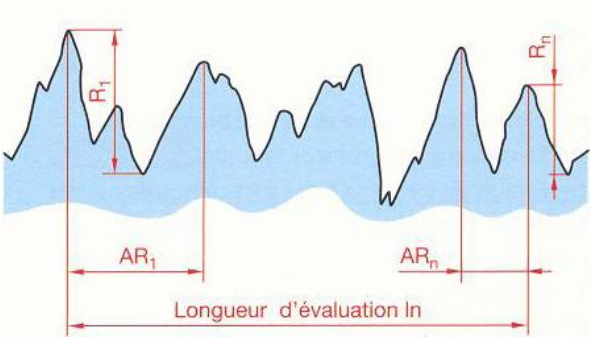
- $$R \approx \frac{R_1 + ... + R_n}{n} \text{ avec } n \geq 8$$

- ***Pas moyen de rugosité AR*** : c'est la moyenne des distances saillie-saillie des écarts de troisième et quatrième ordre.

$$AR \approx \frac{AR_1 + ... + AR_n}{n} \text{ avec } n \geq 8$$



Ecarts du deuxième ordre



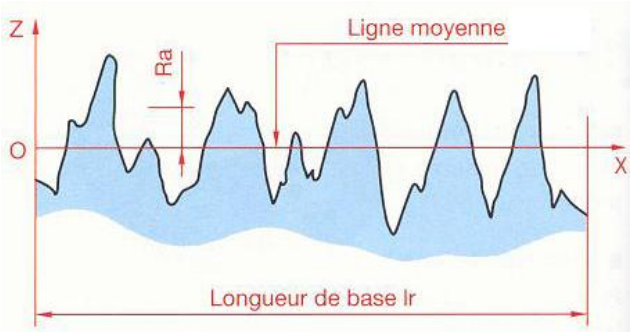
Ecarts du troisieme et quatrième ordre

Remarque : les tolérances de forme incluent l'ondulation mais pas la rugosité. Si necessaire, l'ondulation peut etre spécifiée séparément de la forme et de la rugosité.

Comme la rugosité est caracterisée par les defauts de troisième et quatrième ordre par la suite on s'intéresse qu'à ces défauts.

6. Rugosité

Par définition la rugosité est caracterisée par les defauts de troisième et quatrième ordre dont les défauts sont micro géométriques caractérisant l'état de la surface. Parmi toutes les grandeurs permettant de définir l'état d'une surface, nous retiendrons l'**écart moyen arithmétique du profil** noté **Ra** en micromètres (**µm**) ou encore la rugosité moyenne. Cet écart est égal moyenne arithmétique, calculé sur la longueur de base, de la valeur absolue de l'ordonnée *Z* entre chaque point du profil et l'axe *0X*.



$$R_a = \frac{1}{l}\int_0^l |Z(x)|dx \text{ d'où } R_a \approx \frac{|Z_1|+...+|Z_n|}{n}$$

Remarque : Z_1 est la hauteur d'une saillie et Z_n est la profondeur d'un creux.

Valeurs normalisées en micromètres à utiliser prioritairement pour les inscriptions :

50 - 25 - 12,5 - 6,3 - 3,2 - 1,6 - 0,8 - 0,4 - 0,2 - 0,1 - 0,05 - 0,025 - 0,0125

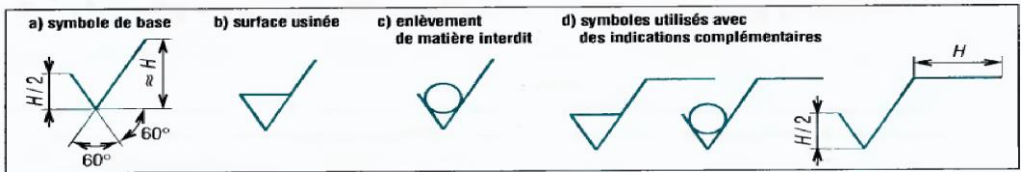
7. Inscription normalisée d'un état de surface

Le symbole de base, sorte de vé dissymétrique à 60° est employé dans le cas général et préjugé d'aucun procédé de fabrication.

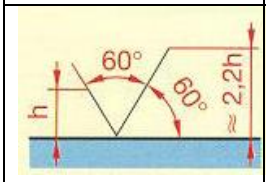
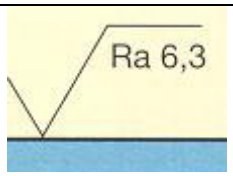
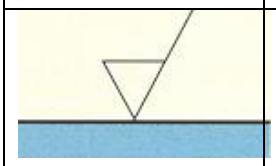
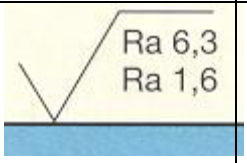
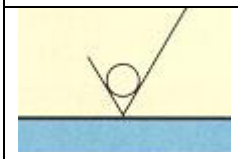
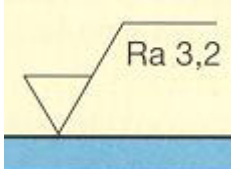
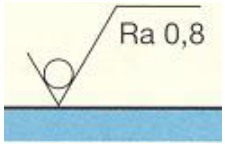
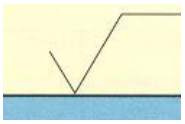
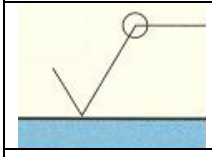
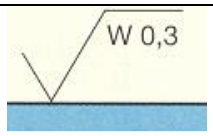
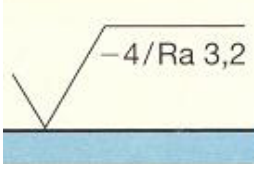
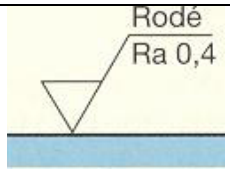
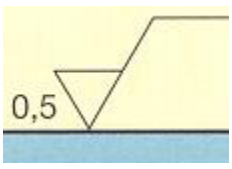
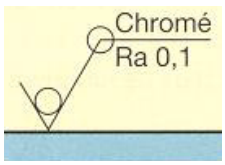
Si un enlèvement de matière est nécessaire (usinage…) une barre est ajoutée au symbole de base.

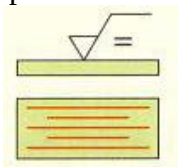
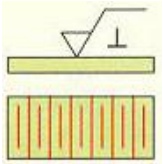
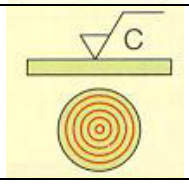
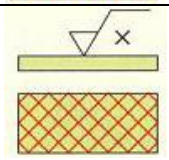
Si l'enlèvement de matière est proscrit la barre est remplacée par un cercle.

L'écart arithmétique Ra, indiqué en haut à gauche du vé est le critère de base généralement retenue pour la spécification des états de surface.



Symbole de base et signification	*Indications sur l'état de surface*

Symbole	***Interprétation***	***Symbole***	***Interprétation***
	Surface prise en considération. Ce symbole ne spécifie aucune exigence pour l'état de surface		L'état de surface Ra de limite supérieure 6,3 µm peut être obtenu par un procédé quelconque (enlèvement de matière par usinage facultatif)
	Surface à usiner par enlèvement de matière sans spécification d'exigence pour l'état de surface		l'écart moyen arithmétique du profil Ra doit être compris entre une limite superieure de 6,3 µm et une limite inferieure 1,6 µm
	Surface où l'enlèvement de matière est interdit, sans spécification d'exigence pour l'état de surface		L'état de surface Ra de limite superieure 3,2 µm doit être obtenu obligatoirement par usinage
Remarque : Sur les dessins d'opérations de fabrication, ce troisième symbole peut être employé seul. On spécifie ainsi que la surface doit rester dans l'état obtenu lors d'une précédente opération, qu'il y ait eu ou non enlèvement de matière.			L'état de surface Ra de limite supérieure 0,8 µm doit être obtenu par un procédé sans enlèvement de matière.
	Surface avec spécification d'exigence complementaire pour l'état de surface		l'état de surface doit respecter deux paramètres de rugosité : -Ra limite superieure de 6,3 µm -Rz une limite inferieure 0,8 µm
	l'état de surface est la même pour toutes les surfaces de la pièce.		La profondeur moyenne d'ondulation du profil W doit être au maximum de 0,3 µm.
Indication complémentaire éventuelle (méthode de fabrication ou de mesure)			
	Bande de transmission : - 4. Longueur d'évaluation par défaut 5 x 4 = 20 mm. N'inscrire cette longueur que si elle est différente des valeurs normalisées		État de surface obtenu par rodage. Limite supérieure de rugosité Ra 0,4 µm.
	Surépaisseur d'usinage 0,5 mm. Prendre en compte lors de l'enlèvement de matière		État de surface obtenu sans limite supérieure de rugosité Ra 0,1 µm. traitement de chromage. Spécifications valables pour toutes les surfaces.

Indication complémentaire éventuelle (direction des stries)			
Symbole	Exemple	Symbole	Exemple
=		⊥	
C		×	

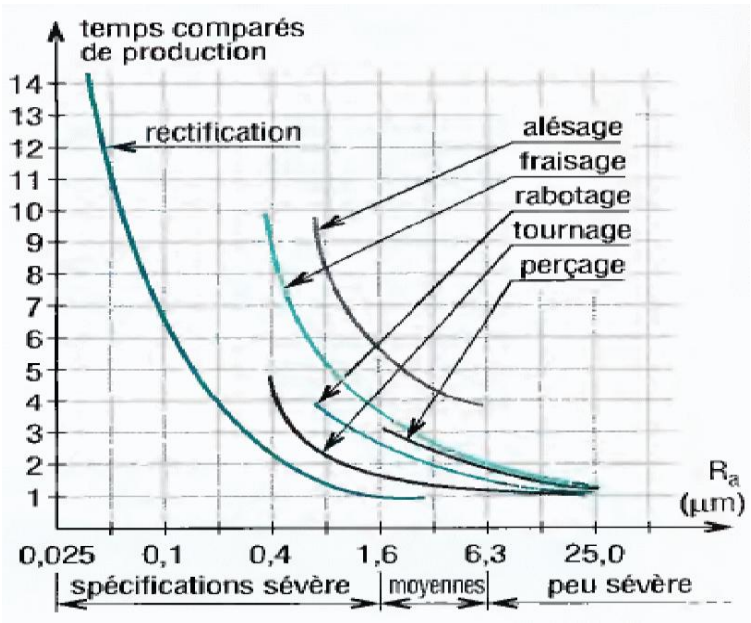
8. Fonction ou choix d'un etat de surface

L'analyse d'une surface permet de définir les paramètres d'état de surface qui caractérisent au mieux les écarts maximaux à respecter pour satisfaire une fonction donnée.

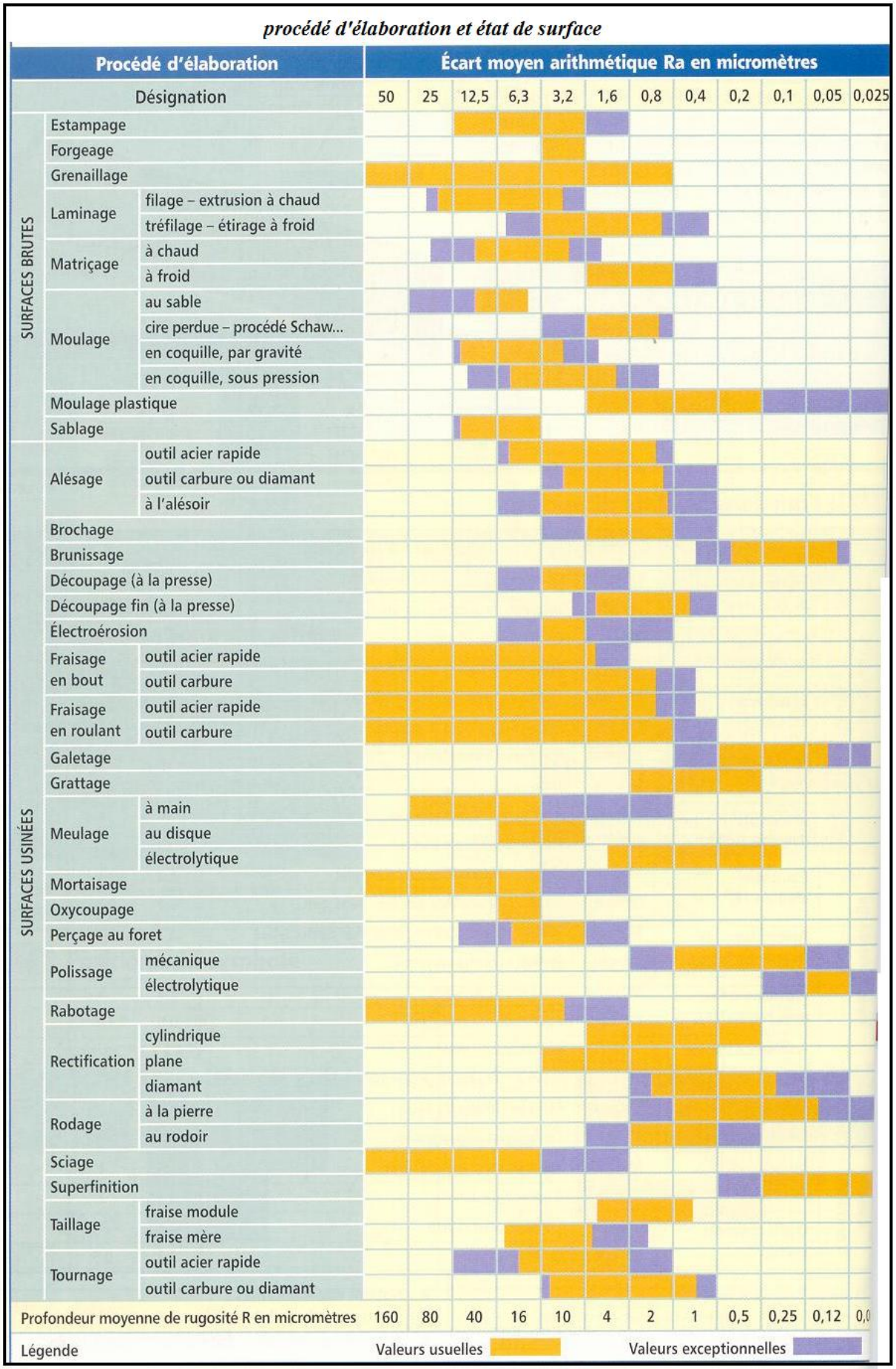
Le tableau ci-dessous donne le cout relatif d'un usinage en fonction de l'état de surface

Usinage	État de surface	Cout relatif
Pas d'usinage - état brut	Ra 12,5	1
Usinage ordinaire	Ra 3,2	5
Usinage fin	Ra 0,8	12
Polissage	Ra 0,2	50

La courbe ci-dessous donne le temps de réalisation ou production en fonction de l'état de surface



procédé d'élaboration et état de surface



Fonction et état de surface

Surface	Fonction	Condition	Exemples d'application	Ra*	R*	W*
Avec déplacements relatifs	Frottement de glissement (1)	Moyenne	Coussinets – Portées d'arbres	0,8	2	⩽ 0,8R
		Difficile	Glissières de machines-outils	0,4	1	
	Frottement de roulement (2)	Moyenne	Galets de roulement	0,4	1	⩽ 0,3R
		Difficile	Chemins de roulements à billes	0,02	0,06	
	Résistance au matage**	Moyenne	Cames de machines automatiques	0,4	1	–
		Difficile	Extrémités de tiges de poussée	0,10	0,25	
	Frottement fluide	Moyenne	Conduits d'alimentation	6,3	16	–
		Difficile	Gicleurs	0,2	0,5	
	Étanchéité dynamique (3)	Moyenne	Portées pour joints toriques	0,4	1	⩽ 0,6R
		Difficile	Portées pour joints à lèvres	0,3	0,8	
Avec assemblage fixe	Étanchéité statique (3)	Moyenne	Surfaces d'étanchéité avec joint plat	1,6	4	⩽ R
		Difficile	Surfaces d'étanchéité glacées – sans joint	0,1	0,25	
	Assemblage fixe (contraintes faibles)	Moyenne	Portées et centrages de pièces fixes démontables	3,2	10	–
		Difficile	Portées et centrages précis	1,6	4	
	Ajustement fixe avec contraintes	Moyenne	Portées de coussinets	1,6	4	–
		Difficile	Portées de roulements	0,8	2	
	Adhérence (collage)	–	Constructions collées	1,6 à 3,2	2 à 10	–
Sans contrainte	Dépôt électrolytique	–	Indiquer la rugosité exigée par la fonction, après dépôt	0,1 à 3,2	0,25 à 10	–
	Mesure	Moyenne	Faces de calibres d'atelier	0,1	0,25	⩽ R
	Revêtement (peinture)	–	Carrosseries d'automobiles	⩾ 3,2	⩾ 10	–
Avec contrainte	Résistance aux efforts alternés	Moyenne	Alésages de chapes de vérin	1,6	4	–
		Difficile	Barres de torsion	0,8	2	–
	Outils coupants (arête)	Moyenne	Outils en acier rapide	0,4	1	–
		Difficile	Outils en carbure	0,2	0,5	–

(1) Denture d'engrenage voir § 73.4.
(2) Voir également le chapitre 66 concernant les roulements.
(3) Voir également le chapitre 72 concernant les joints d'étanchéité.

- Relations approximatives :
  Rp ≈ 0,4 R ; Rz ≈ 3,2 Ra ; W ⩽ 2 Ra.
- L'intervalle de tolérance doit être supérieur à 10 Ra.