



**Objectif:** indiquer sur le dessin de définition d'une pièce les spécifications dimensionnelles et géométriques conformément aux normes.

## 1. Introduction

Le dessin de définition de produit fini est un document de référence **conforme aux normes** et qui représente, en une ou plusieurs vues, l'état de finition d'un produit élémentaire (pièce).

Il est élaboré par les différents intervenants du cycle **conception-fabrication-contrôle** qui doivent maîtriser le même langage : **le langage des normes ISO de cotation**.

**Son but :**

- ✓ définir les éléments de la pièce (surfaces) et leurs dispositions relatives
- ✓ définir la distribution de la matière par rapport à ces surfaces
- ✓ définir toutes les spécifications et indications qui caractérisent la pièce et en particulier :
  - ⇒ les caractéristiques dimensionnelles et/ou géométriques
  - ⇒ le tolérancement des éléments

**Compte tenu du nombre important de normes abordant le domaine de la cotation des produits et afin d'éliminer toutes ambiguïtés d'interprétation, on indiquera sur les dessins de définition la ou les normes utilisées ainsi que leurs dates de publication.**

**L'ensemble des éléments contenus dans ces documents sont issus de normes:**

- **ISO 8015 de 1984: définissant les bases du GPS (Spécification Géométrique des Produits),**
- **NF 04-552 de 1983: définissant le tolérancement géométrique (définitions, symboles, indications sur les dessins),**
- **NF 04-554 de 1988: définissant les références et systèmes de références.**

## 2. Définition du Tolérancement

Le **tolérancement normalisé** définit des **grandeurs mesurables** sur des pièces réelles et leurs **limites** à l'aide :

- ✓ de **cotes**
- ✓ de **tolérances dimensionnelles**
- ✓ de **tolérances géométriques**
- ✓ d'**indications d'états de surface**

C'est un **langage graphique** qui comprend :

- des symboles et des règles d'écriture appliqués aux dessins techniques et aux documents annexes
- des règles de lecture de ce langage qui reposent sur :
  - **un principe : le principe de l'indépendance**
  - **des tolérances dimensionnelles**
  - **une exigence : l'exigence d'enveloppe**
  - **des tolérances géométriques.**

Chaque tolérance possède :

- une **limite supérieure** et/ou
- une **limite inférieure**.

Ces **limites admissibles** sont déterminées dans le but :

- de **maîtriser** la fabrication et/ou
- de **satisfaire** au mieux les fonctions pour lesquelles le mécanisme a été conçu et pour un coût minimal.

L'**écart** entre ces deux limites constitue :

- un **intervalle de tolérance (IT)** pour le **tolérancement dimensionnel**
- une **zone de tolérance** pour le **tolérancement géométrique**.

La comparaison entre les résultats des mesurages effectués sur les pièces et les valeurs limites de ces tolérances permet de déterminer la **conformité** ou la **non-conformité** des pièces mécaniques qui constituent le mécanisme.

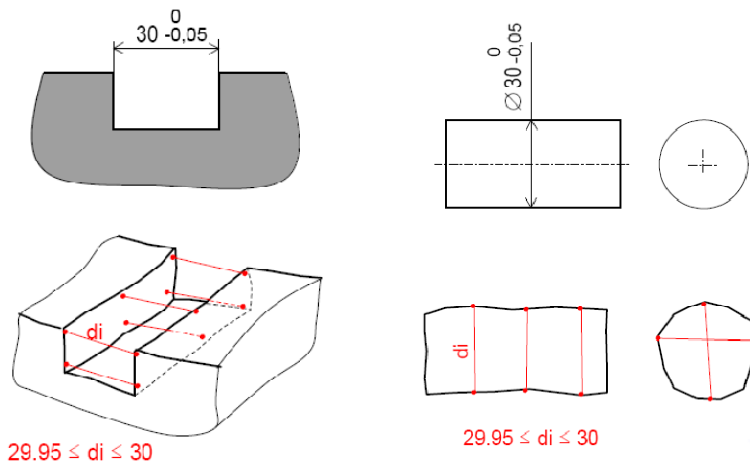


## 3. Les Tolérances Dimensionnelles (cotes et tolérance)

### 3.1. Cote Linéaire et sa tolérance

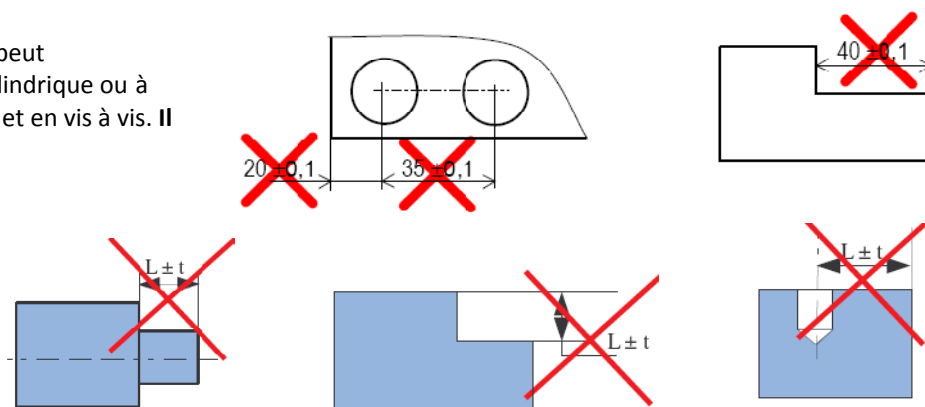
Une cote linéaire et sa tolérance ne limitent que l'aspect dimension d'un élément (*Tolérancement des tailles*).

Chaque bipoint (taille) voit sa dimension limitée par la valeur 30,1 mm en maximum et la valeur 29,9 mm en minimum. Le défaut de forme de l'élément, ici deux plans, n'est pas limité. Il est possible de limiter une dimension uniquement en valeur minimale ou uniquement en valeur maximale.



Remarque :

La **cote linéaire tolérancée** ne peut s'appliquer qu'à un élément cylindrique ou à deux éléments plans parallèles et en vis à vis. Il faut donc que le bipoint existe physiquement.



### 3.2. Cote angulaire et sa tolérance

Une tolérance angulaire, limite uniquement l'orientation générale des lignes ou des éléments linéaires de surfaces mais pas leurs écarts de forme.

La ligne dérivée de la surface réelle est la ligne de forme géométrique idéale en contact avec la ligne réelle et dont la distance maximale entre les deux lignes soit la plus faible possible.



La pièce sera acceptée si toutes les dimensions angulaires locales sont comprises entre 26 et 28°



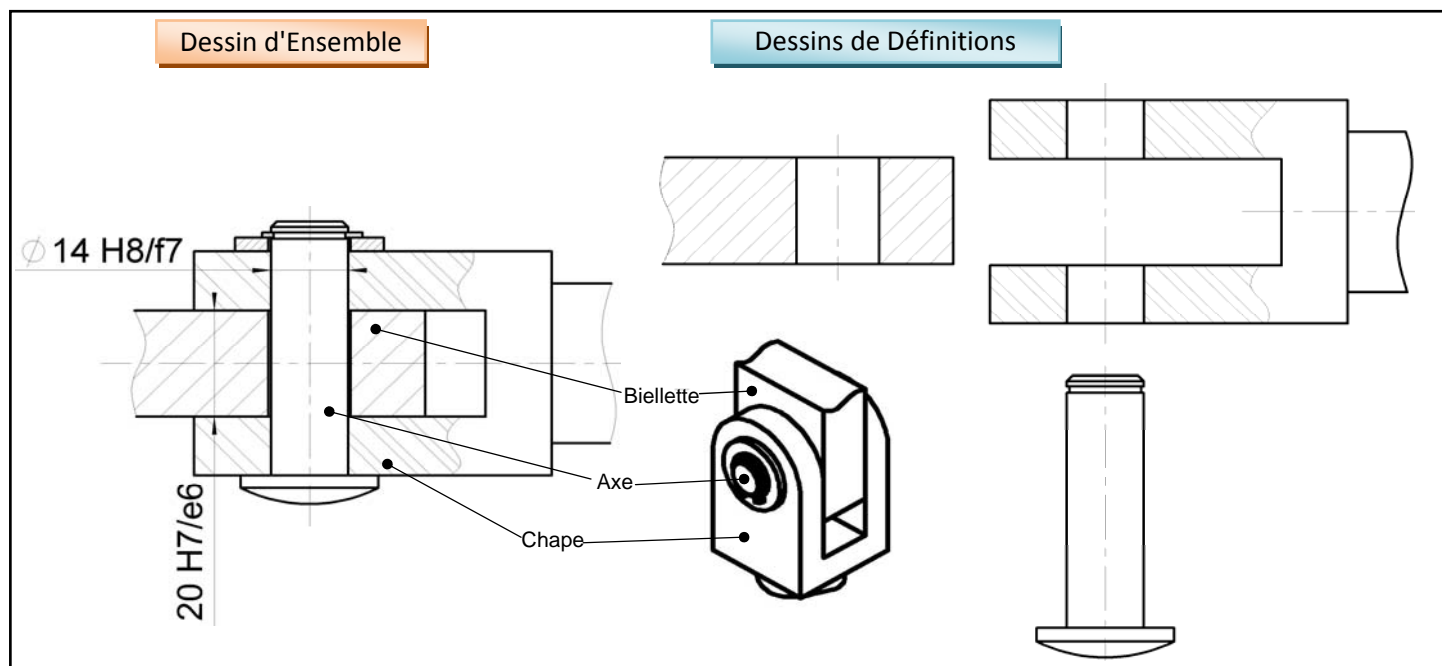
## 3.3. Cote par ajustements

Les ajustements s'appliquent essentiellement aux assemblages entre arbres et alésages et peuvent être étendue aux ajustements entre éléments simples de type couple de plans.

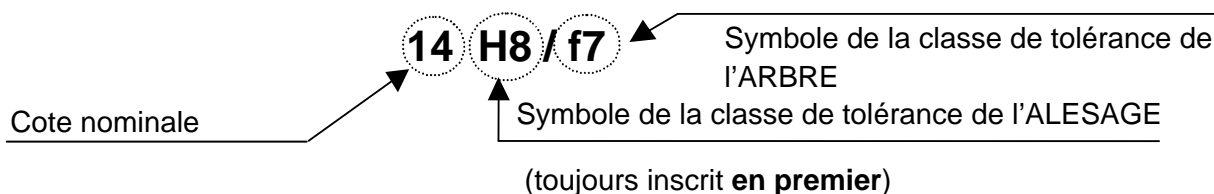
Les pièces sont considérées comme étant lisses ce qui revient à ne pas prendre en compte les défauts de formes.

Un ajustement est un jeu ou serrage entre deux pièces devant **s'assembler**. Il est composé de la cote nominale commune suivie des symboles correspondants à la tolérance de chaque pièce en commençant toujours par l'alésage.

Exemple : Chape



L'ajustement entre la biele et la chape a l'écriture suivante :



### 3.3.1. Degré de tolérance

Le nombre '8' ou '7' s'appelle le **degré de tolérance** normalisé (appelé également *grandeur, qualité* ou *précision*)

La norme définit 20 degrés de tolérance repérés par un numéro: 01, 0, 1, 2,..., 17, 18.

En mécanique générale, les valeurs usuelles sont comprises entre IT5 et IT13.

Plus le chiffre de l'IT augmente, plus la valeur de l'IT augmente.

Pour une même qualité, l'IT augmente avec la dimension concernée.

Principales qualités ou tolérances (IT) ISO (IT en micromètre : 1µm = 0.001 mm)													
dimensions nominales en mm													
au-delà de →	1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
à (inclus) →	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
IT5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
IT6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
IT7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
IT8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
IT9	25	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140	155
IT10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250
IT11	60	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400
IT12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
IT13	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	810	890	970

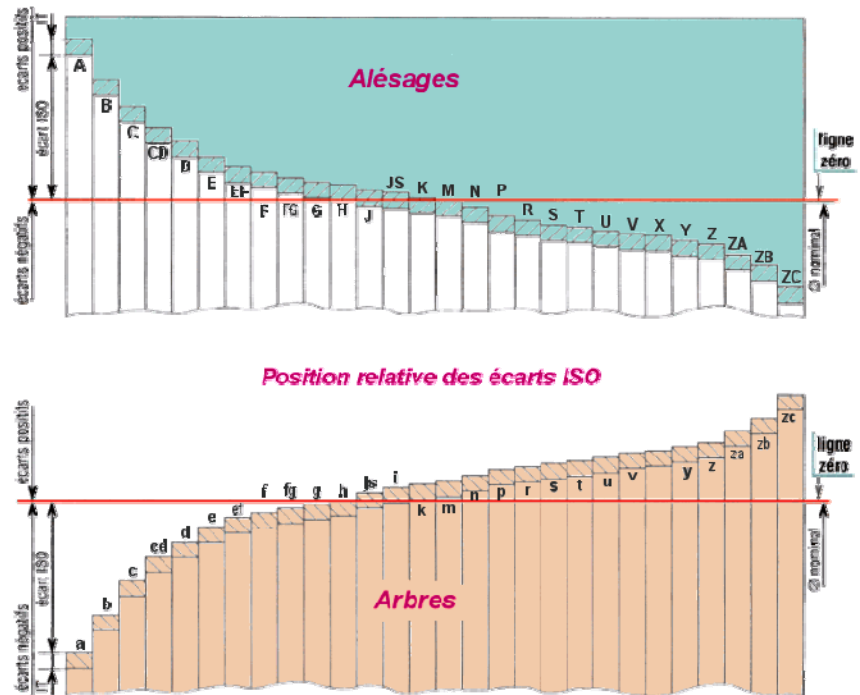


## 3.3.2. Position de la zone de tolérance

La lettre 'H' ou 'h' décrit la **position de la zone de tolérance** par rapport à la dimension nominale. La lettre est majuscule pour les alésages, minuscule pour les arbres. Elle va de A à ZC, soit 28 positions.

### Remarques :

- la dimension minimale d'un alésage H correspond à la dimension nominale ( $E_i = 0$ ),
- la dimension maximale d'un arbre h correspond à la dimension nominale ( $E_s = 0$ ),
- les tolérances Js ou js donnent des écarts égaux en valeur absolue ( $E_s = E_i = e_s = e_i$ ),



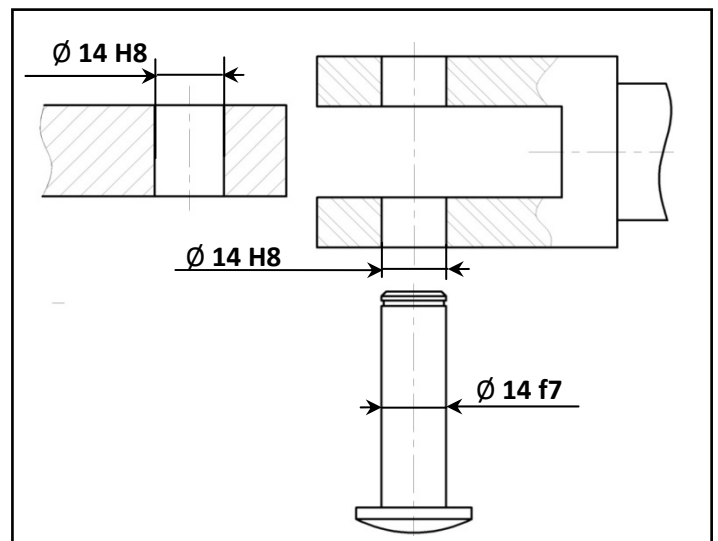
## 3.3.3. Inscription sur le dessin

Sur le dessin d'ensemble on indique la cote d'ajustement :

**$\varnothing 14 H8 / f7$ .**

Sur les dessins de définition de chacune des pièces on indique la cote nominale plus le symbole de la tolérance correspondante :

- ⇒  $\varnothing 14 H8$  pour l'alésage
- ⇒  $\varnothing 14 f7$  pour l'arbre.



## 3.3.4. Nature d'un ajustement

Selon la fonction des assemblages à réaliser, on peut être amené à définir :

- des ajustements avec jeu
- des ajustements sans jeu (avec serrage)
- des ajustements incertains

Ajustement avec **jeu**:  $\varnothing 80 H8 / f7$

**jeu mini =**

**jeu Maxi =**

Ajustement avec **jeu incertain** (jeu ou serrage):  $\varnothing 80 H7 / k6$

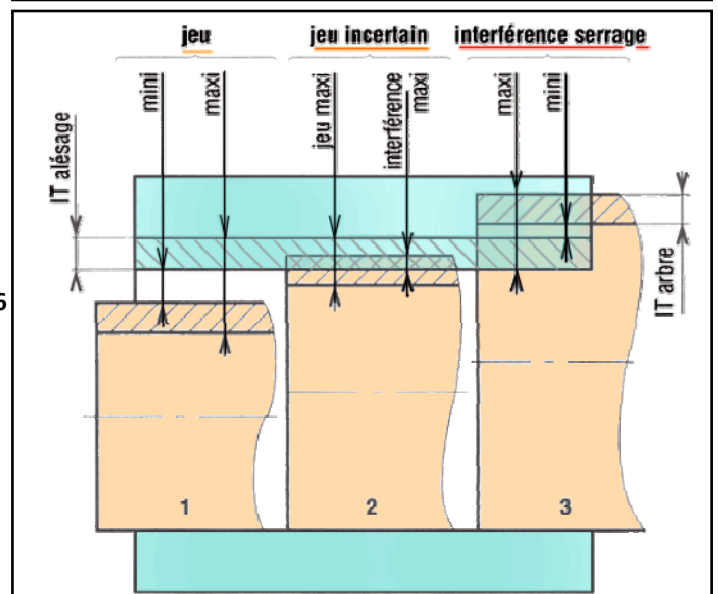
**jeu Maxi =**

**Serrage Maxi =**

Ajustement avec **serrage ou interférence**:  $\varnothing 80 H7 / p6$

**Serrage mini =**

**Serrage Maxi =**





## 3.3.5. Ajustements usuels

Principaux ajustements				Arbres*	H 6	H 7	H 8	H 9	H 11
Pièces mobiles l'une par rapport à l'autre	Pièces dont le fonctionnement nécessite un grand jeu (dilatation, mauvais alignement, portées très longues, etc.).			c				9	11
				d				9	11
	Cas ordinaire des pièces tournant ou glissant dans une bague ou palier (bon graissage assuré).			e		7	8	9	
				f	6	6-7	7		
	Pièces avec guidage précis pour mouvements de faible amplitude.			g	5	6			
Pièces immobiles l'une par rapport à l'autre	Démontage et remontage possible sans détérioration des pièces	L'assemblage ne peut pas transmettre d'effort	Mise en place possible à la main	h	5	6	7	8	
			Mise en place au maillet	js	5	6			
				k	5				
				m		6			
	Démontage impossible sans détérioration des pièces	L'assemblage peut transmettre des efforts	Mise en place à la presse	p		6			
			Mise en place à la presse ou par dilatation (vérifier que les contraintes imposées au métal ne dépassent pas la limite élastique)	s			7		
				u			7		
				x			7		





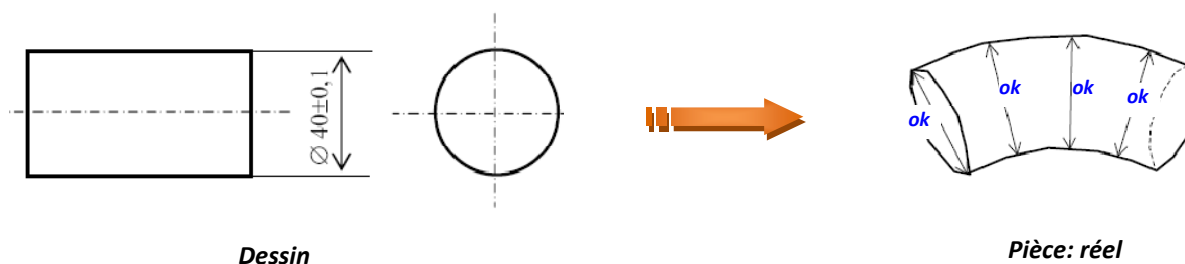
## 4. Principe de l'indépendance

Ce Principe de base est décrit dans la norme de base **NF E 04-561 1991, ISO 8015 1985**.

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

Selon ce principe, chaque spécification s'applique indépendamment des autres. Que ce soit entre une tolérance dimensionnelle et une tolérance géométrique ou entre deux tolérances géométriques. C'est ce principe qui permet de lire chaque spécification sans prendre en compte les autres.

**Une tolérance dimensionnelle linéaire ne limite pas le défaut de forme de l'élément:**

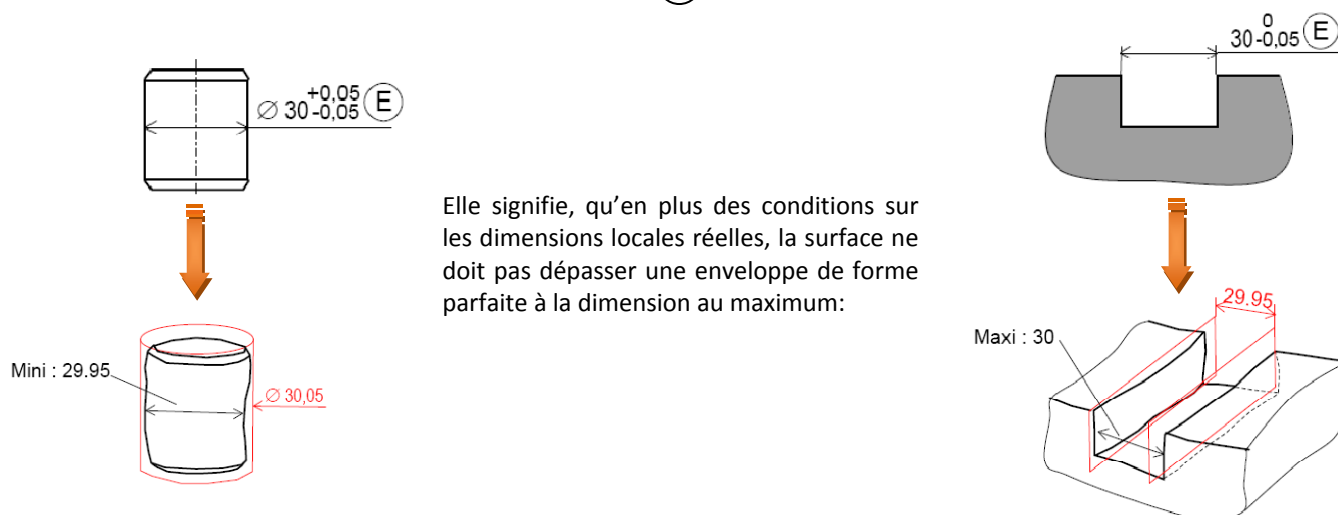


Des dimensions locales "bonnes" n'empêchent pas les défauts de forme (ou de position) sur la pièce.

## 5. Exigence de l'Enveloppe

L'exigence de l'enveloppe permet de spécifier une dépendance entre la dimension et la géométrie d'un élément. L'exigence de l'enveloppe ne modifie pas spécifiquement le principe d'indépendance.

**L'exigence d'enveloppe est indiquée par** le symbole  $\textcircled{E}$  placé à la suite de la tolérance linéaire.



L'exigence de l'enveloppe ne s'applique qu'à une borne de la tolérance : la borne maxi pour un arbre, la borne mini pour un alésage. Mais, même avec l'exigence de l'enveloppe, le bipoint doit exister physiquement.

## 6. Tolérancement Géométrique

Dans le cas du tolérancement par zone de tolérance, toutes les déviations des aspects d'un élément (forme, position, orientation) qui ne sont pas strictement dimensionnelles sont à tolérer à l'aide de tolérances géométriques.

### 6.1. Classification des tolérances géométriques

Les tolérances géométriques sont de natures diverses. On trouve des tolérances géométriques de forme, orientation, position et les tolérances de battement.



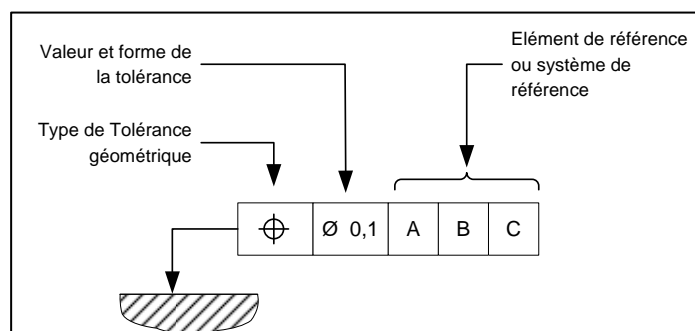
Tolérances	Cas généraux		Cas particuliers	
Forme	Forme d'une ligne quelconque		Rectitude	
	Forme d'une surface quelconque		Circularité	
Orientation	Inclinaison		Planéité	
			Cylindricité	
Position	Localisation		Parallélisme	
			Perpendicularité	
			Concentricité	
Coaxialité				
			symétrie	

<div>Battements</div> <div>(Le battement est le défaut conjugué de <b>forme</b>, <b>d'orientation</b> et de <b>position</b> mesuré au cours de la rotation d'un élément autour d'un axe de référence)</div>	Battements circulaires (norme ISO) simples (norme NF)	Radial	
		Axial	
		Oblique	
	Battements totaux	Radial	
		Axial	
		Oblique (Norme NF)	

## 6.2. Principe du tolérancement géométrique

Les tolérances géométriques s'expriment par un cadre de tolérance constitué de deux à cinq cases :

- ✓ La première case contient le symbole de la tolérance.
- ✓ La seconde case définit Valeur et la forme de la tolérance. Celle-ci peut être surfacique ou volumique (si la zone de tolérance est un cylindre, le symbole  $\emptyset$  doit précéder sa dimension).
- ✓ Les cases suivantes définissent la référence (ou le système de références).



### 6.2.1. Définition des Références et Systèmes de Références

Une référence ou référence spécifiée est un élément géométrique unique idéal du type point, droite ou plan. Dans le cas d'un système de références, la référence est un ensemble d'éléments géométriques idéaux auxquels se rapporte un élément tolérancé. Selon la norme, il existe quatre types d'écritures de références :

	Langage graphique désignant l'élément tolérancé	Définitions
<b>Référence simple :</b>		élément géométrique (point, droite ou plan) spécifié à partir d'un seul élément.
<b>Référence commune :</b>		élément géométrique spécifié à partir de plusieurs éléments de la pièce ayant la même importance.
<b>Système de références ordonné :</b>		Ensemble de plusieurs éléments géométriques, d'importance ordonnée, en position théorique exacte, auquel se rapporte un élément tolérancé. L'ordre de construction est donné de la gauche vers la droite.
<b>Référence partielle :</b>		Partie d'un élément réel (surface réelle) utilisée pour bâtir une référence spécifiée. Une référence partielle peut être un point, une ligne ou une zone de la surface réelle.



## 6.2.2. Notation des Références et Systèmes de Références

Attention, l'interprétation de la référence est fonction de la position de l'écriture de celle-ci!

Représentation graphique		Commentaires
<p>Ou bien</p>	<p><b>Référence spécifiée</b></p> <p>surface de référence</p>	<p>La référence spécifiée est le <b>plan associé</b> à la surface réelle. C'est un plan géométriquement parfait, tangent du côté libre de matière et, si nécessaire, occupant une <b>position moyenne</b>.</p>
	<p><b>Référence spécifiée</b></p> <p>Cylindre associé</p> <p>surface de référence</p>	<p>La référence spécifiée est <b>l'axe du cylindre associé</b> à la surface réelle.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Pour un arbre le cylindre associé est le plus petit cylindre parfait <b>circonsrit</b> au cylindre réel.</li> <li>- Pour un alésage le cylindre associé est le plus grand cylindre parfait <b>inscrit</b> au cylindre réel.</li> </ul>
	<p>Plans associés</p> <p>Référence spécifiée</p> <p>surfaces de référence</p>	<p>La référence spécifiée est le <b>plan médian</b> aux 2 plans associés à chaque surface plane réelle. C'est un plan géométriquement parfait bissecteur des 2 plans tangents et, si nécessaire en position moyenne aux deux surfaces réelles.</p>





## 6.3. Etude des tolérances de forme: Planéité et Cylindricité

Tolérance géométrique de planéité d'une surface plane.	
<p><b>Représentation graphique</b></p>	<p><b>Modélisation</b></p>
<p><b>Zone de tolérance</b> : espace compris entre deux plans P1 et P2 idéaux, parallèles entre eux et distants de <math>t=0,08</math>. Cette zone est libre en rotation et en translation par rapport à la pièce.</p> <p><b>Condition de conformité</b> : la surface réelle tolérancée doit être située dans la zone de tolérance.</p>	

Tolérance géométrique de cylindricité d'une surface cylindrique.	
<p><b>Représentation graphique</b></p>	<p><b>Modélisation</b></p>
<p><b>Zone de tolérance</b> : espace compris entre deux cylindres C1 et C2 idéaux, coaxiaux, de rayons variables et dont la différence des rayons est de <math>t = 0,08</math>. Cette zone est libre en rotation et en translation par rapport à la pièce.</p> <p><b>Condition de conformité</b> : la surface réelle tolérancée doit être située dans la zone de tolérance.</p>	



## 6.4. Etude des tolérances d'orientation: Parallélisme et Perpendicularité

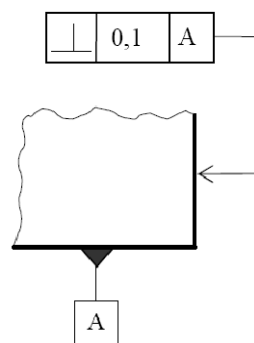
Tolérance géométrique de parallélisme d'une surface plane par rapport à une surface plane.	
<p><b>Représentation graphique</b></p> <p>Tolérancements ISO 8015 1985 NF E 04-552 1983</p>	<p><b>Modélisation</b></p> <p><b>Référence spécifiée A :</b> élément idéal associé à la surface de référence (tangent du côté libre de matière).</p> <p><b>Zone de tolérance :</b> espace compris entre deux plans P1 et P2 idéaux, parallèles entre eux, distants de <math>t = 0,1</math> et parallèles à la référence spécifiée A. La distance de P1 et P2 par rapport à A est variable. La zone de tolérance est libre en translation par rapport à la référence spécifiée.</p> <p><b>Condition de conformité :</b> la surface réelle tolérancée doit être située dans la zone de tolérance.</p>

Tolérance géométrique de parallélisme d'une surface cylindrique par rapport à une surface cylindrique.	
<p><b>Représentation graphique</b></p> <p>Tolérancements ISO 8015 1985 NF E 04-552 1983</p>	<p><b>Modélisation</b></p> <p><b>Référence spécifiée :</b> axe du cylindre idéal A associé à la surface de référence.</p> <p><b>Zone de tolérance :</b> cylindre idéal de diamètre <math>t = \varnothing 0,1</math> dont l'axe est parallèle à l'axe du cylindre de référence spécifié A. La distance entre la zone de tolérance et l'axe de A est variable. La zone de tolérance est libre en translation par rapport à la référence spécifiée et en rotation par rapport à la pièce.</p> <p><b>Condition de conformité :</b> la ligne médiane extraite de la surface réelle tolérancée doit être située dans la zone de tolérance.</p>



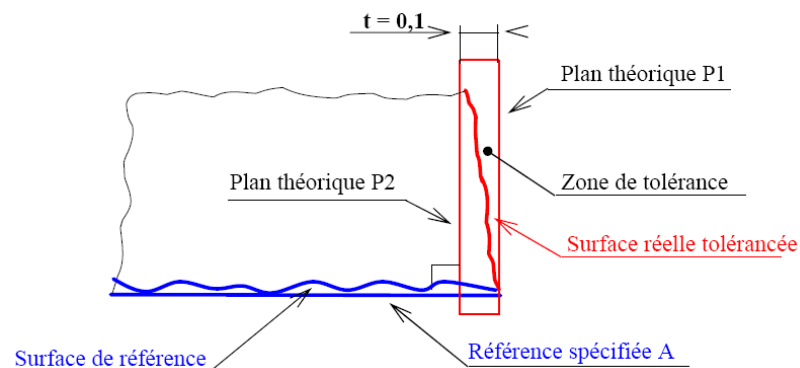
## Tolérance géométrique de perpendicularité d'une surface plane par rapport à une autre plane.

### Représentation graphique



Tolérancements ISO 8015 1985  
NF E 04-552 1983

### Modélisation



**Référence spécifiée A** : élément idéal A associé à la surface de référence (tangent du côté libre de matière).

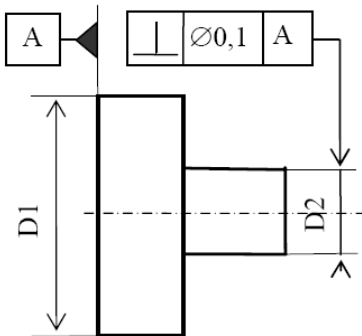
**Zone de tolérance** : espace compris entre deux plans P1 et P2 idéaux, parallèles entre eux, distants de  $t = 0,1$  et perpendiculaires à la référence spécifiée A.

La zone de tolérance dispose de libertés de mouvement par rapport à la pièce (2 translations et une rotation).

**Condition de conformité** : la surface réelle tolérancée doit être située dans la zone de tolérance.

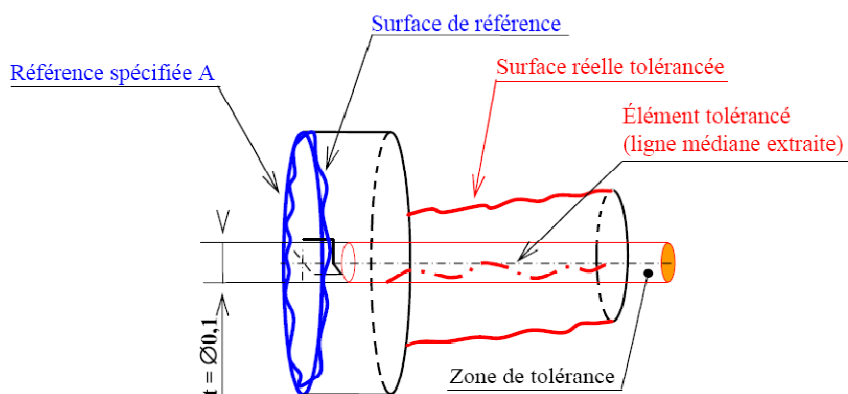
## Tolérance géométrique de perpendicularité d'une surface cylindrique par rapport à une surface plane

### Représentation graphique



Tolérancements ISO 8015 1985  
NF E 04-552 1983

### Modélisation



**Référence spécifiée A** : élément idéal associé à la surface de référence (tangent du côté libre de matière).

**Zone de tolérance** : cylindre idéal de diamètre  $t = \varnothing 0,1$  perpendiculaire à la référence spécifiée A.

La zone de tolérance est libre en translation par rapport à la pièce.

**Condition de conformité** : la ligne médiane extraite du cylindre réel tolérancé doit être située dans la zone de tolérance

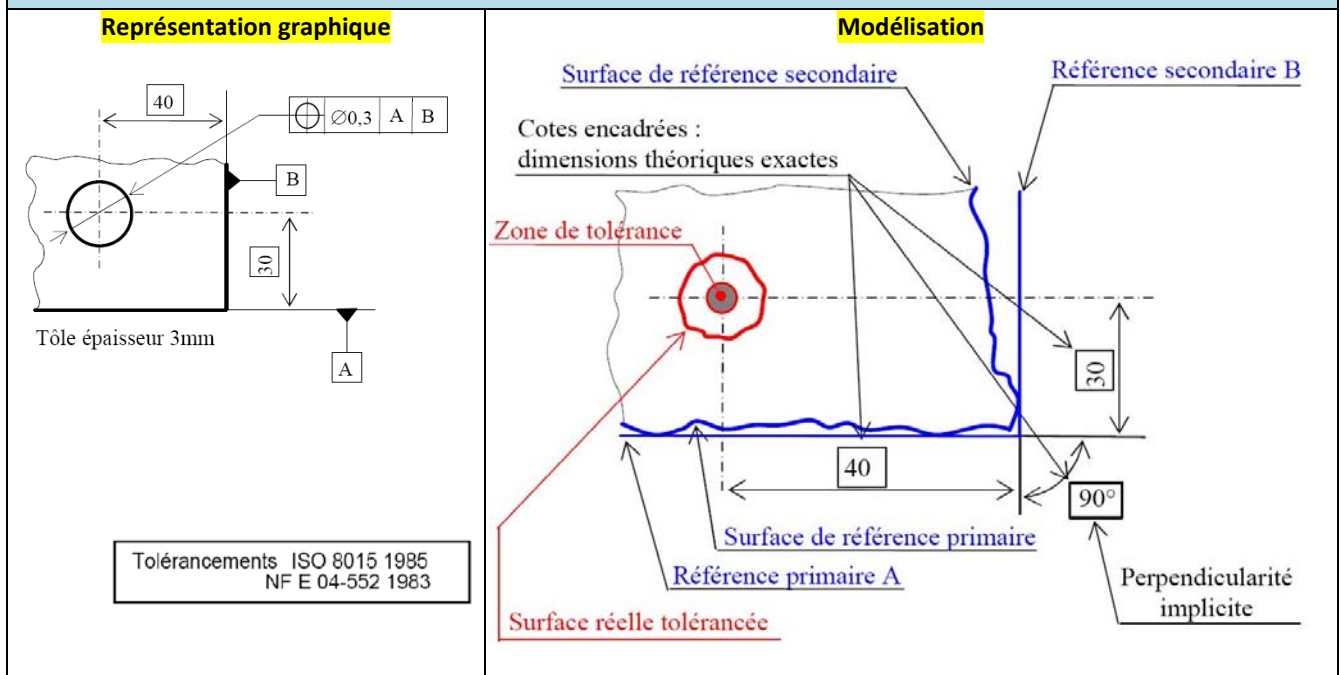


## 6.5. TOLÉRANCES GÉOMÉTRIQUES DE POSITION

Tolérance géométrique de localisation d'une surface plane par rapport à une surface plane.	
Représentation graphique	Modélisation
<p>Cadre de tolérance</p> <p>Cote encadrée</p> <p>Cadre de référence</p> <p>A</p>	<p>Intervalle de tolérance</p> <p>Support de la zone de tolérance</p> <p>Surface tolérancée</p> <p>Zone de tolérance</p> <p>Dimension théorique exacte</p> <p>Surface de référence</p> <p>Élément de référence ou bien Référence spécifiée A</p>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>La surface de référence</b> : élément réel appartenant à la pièce et utilisé pour construire la <b>référence spécifiée A</b>.</li> <li>• <b>L'élément de référence</b> : élément idéal (géométriquement parfait), de même nature que l'élément nominal, associé à une surface de référence réelle de façon unique. Dans ce cas il s'agit d'un plan tangent du côté libre de matière et, si nécessaire, occupant une position moyenne.</li> <li>• <b>La référence spécifiée</b> : élément idéal identique à l'élément de référence ou dérivé de celui-ci. Ici la référence spécifiée et l'élément de référence sont identiques.</li> <li>• <b>Le support de la zone de tolérance</b> : élément idéal de même nature que l'élément tolérancé idéal (plan), parallèle à la référence spécifiée et situé à une distance théorique de 40mm de celle-ci.</li> <li>• <b>La zone de tolérance</b> : espace limité par deux plans parallèles au support de la zone de tolérance, distants de 0,2mm et situés symétriquement par rapport à ce support.</li> <li>• <b>La surface tolérancée</b> : élément réel de la pièce dont il faut limiter les défauts et qui doit donc être compris à l'intérieur de la zone de tolérance pour satisfaire la condition de conformité.</li> <li>• <b>La dimension théorique exacte</b> : cote encadrée (sur le dessin de définition) qui définit la position théorique du support de la zone de tolérance par rapport à la référence spécifiée.</li> </ul>	
<p><b>Condition de conformité</b> : la surface réelle tolérancée doit être située dans la zone de tolérance</p>	
<p>Tolérancements ISO 8015 1985 NF E 04-552 1983</p>	<p>Surface de référence</p> <p>Surface réelle tolérancée</p> <p>t = 0,1</p> <p>P1</p> <p>P2</p> <p>Zone de tolérance</p> <p>Support de la zone de tolérance</p> <p>Référence spécifiée A</p> <p>Cote encadrée : dimension théorique exacte</p>
<p><b>Référence spécifiée A</b> : élément idéal associé à la surface de référence et tangent du côté libre de matière.</p> <p><b>Zone de tolérance</b> : espace compris entre deux plans P1 et P2 idéaux, parallèles entre eux, distants de <math>t = 0,1</math> et disposés symétriquement par rapport au support de la zone de tolérance situé à une distance théorique exacte de 30mm de la référence spécifiée A.</p>	

**Condition de conformité** : la surface réelle tolérancée doit être située dans la zone de tolérance

### Tolérance géométrique de localisation d'une surface cylindrique par rapport à deux surfaces planes.



Le système de référence est un dièdre constitué par :

- **une référence primaire A :** *élément idéal associé à la surface de référence primaire et tangent du côté libre de matière.*
- **une référence secondaire B :** *élément idéal perpendiculaire à A et associé à la surface de référence secondaire (tangent du côté libre de matière).*

**Zone de tolérance** : cylindre idéal de diamètre  $t = \varnothing 0,3$  dont l'axe est disposé par rapport à la référence primaire A dans une position théorique déterminée par la cote encadrée 30 et par rapport à référence secondaire B dans une position théorique déterminée par la cote encadrée 40.

**Remarque :** La zone de tolérance n'a pas de liberté par rapport aux deux références A et B.

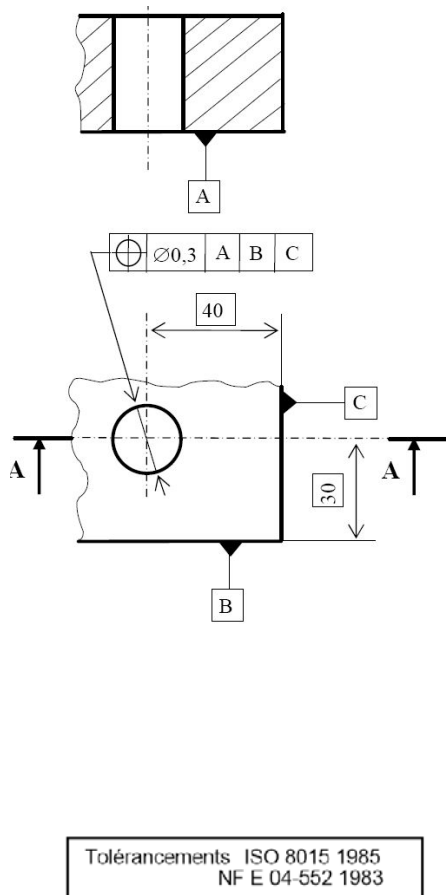
**Condition de conformité :** la ligne médiane extraite du cylindre réel tolérancé doit être située dans la zone de tolérance.



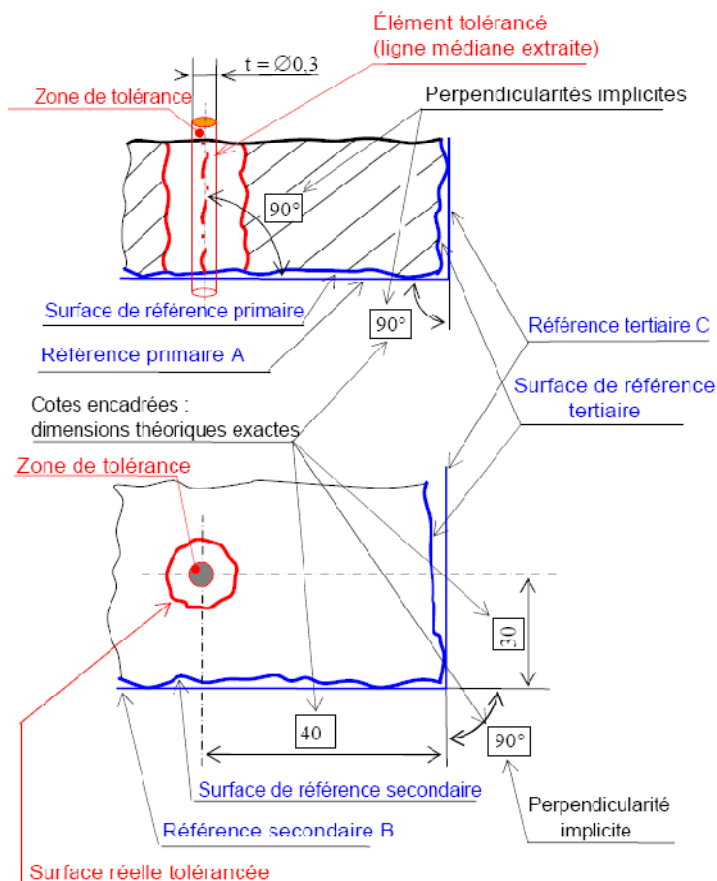


## Tolérance géométrique de localisation d'une surface cylindrique par rapport à trois surfaces planes.

### Représentation graphique



### Modélisation



### Le système de référence est un trièdre constitué par :

- une référence primaire A : élément idéal associé à la surface de référence primaire et tangent du côté libre de matière.
- une référence secondaire B : élément idéal perpendiculaire à A et associé à la surface de référence secondaire (tangent du côté libre de matière).
- une référence tertiaire C : élément idéal perpendiculaire à A et à B et associé à la surface de référence tertiaire (tangent du côté libre de matière).

**Zone de tolérance** : cylindre idéal de diamètre  $t = \varnothing 0,3$  dont l'axe est perpendiculaire à la référence primaire A et disposé par rapport à la référence secondaire B dans une position théorique déterminée par la cote encadrée 30 et par rapport à référence tertiaire C dans une position théorique déterminée par la cote encadrée 40.

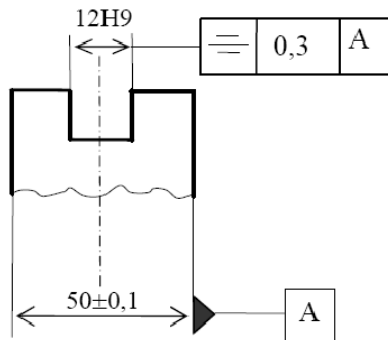
**Remarque** : La zone de tolérance n'a pas de liberté par rapport à la pièce.

**Condition de conformité** : la ligne médiane extraite du cylindre réel tolérancé doit être située dans la zone de tolérance.



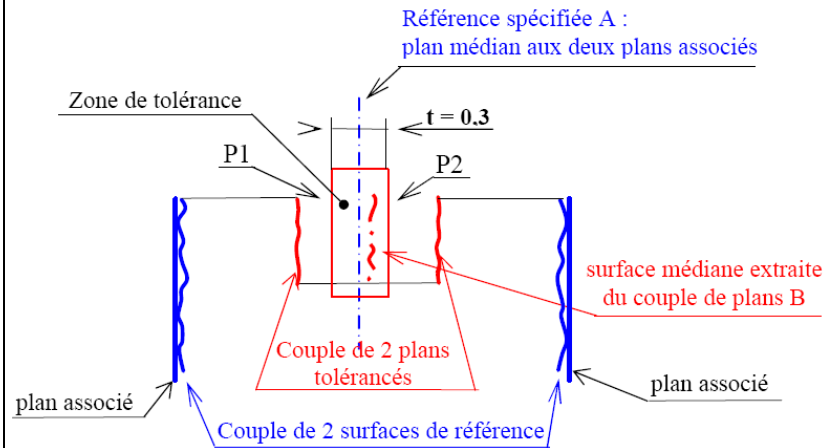
## Tolérance géométrique de symétrie d'un couple de surfaces planes par rapport à un autre couple de surfaces planes.

### Représentation graphique



Tolérancements ISO 8015 1985  
NF E 04-552 1983

### Modélisation



**Référence spécifiée A :** plan médian aux deux plans associés à chaque surface du couple de surfaces de référence.

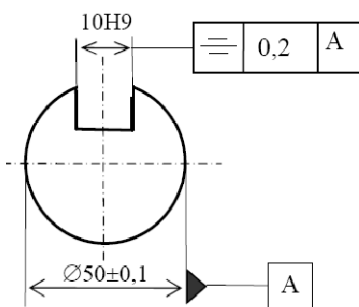
**Zone de tolérance :** espace compris entre deux plans P1 et P2 idéaux, parallèles entre eux, distants de 0,3 et disposés symétriquement par rapport à la référence spécifiée A.

**Remarque :** la zone de tolérance est fixe par rapport à la pièce.

**Condition de conformité :** la surface médiane extraite du couple de plans doit être situé à l'intérieur de la zone de tolérance.

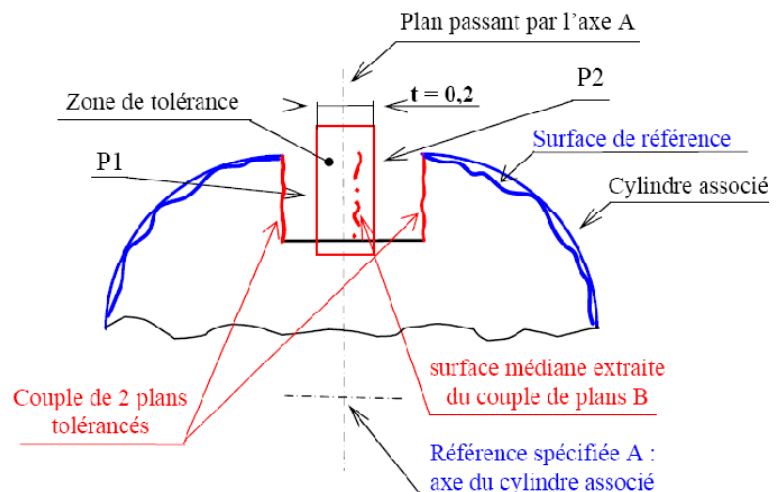
## Tolérance géométrique de symétrie d'un couple de surfaces planes par rapport à une surface cylindrique.

### Représentation graphique



Tolérancements ISO 8015 1985  
NF E 04-552 1983

### Modélisation



**Référence spécifiée A :** axe du cylindre idéal associé à la surface de référence.

**Zone de tolérance :** espace compris entre deux plans P1 et P2 idéaux, parallèles entre eux, distants de 0,2 et disposés symétriquement par rapport à un plan passant par l'axe A du cylindre associé à la surface de référence.

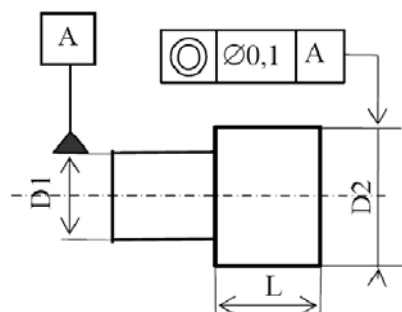
**Remarque :** la zone de tolérance est fixe par rapport à la référence, mais comme la référence peut tourner par rapport à la pièce, la zone de tolérance dispose donc d'une liberté en rotation par rapport à la pièce.

**Condition de conformité :** la surface médiane extraite du couple de plans doit être situé à l'intérieur de la zone de tolérance.



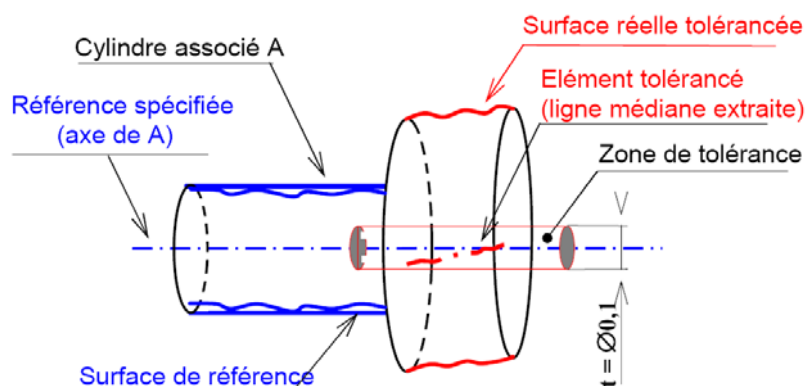
## Tolérance géométrique de coaxialité d'une surface cylindrique par rapport à une surface cylindrique

### Représentation graphique



Tolérancements ISO 8015 1985  
NF E 04-552 1983

### Modélisation



**Référence spécifiée :** axe du cylindre idéal A associé à la surface de référence.

**Zone de tolérance :** cylindre idéal de diamètre  $t = \varnothing 0,1$  coaxial à l'axe de la référence spécifiée A.

**Condition de conformité :** la ligne médiane extraite de la surface réelle tolérancée doit être située dans la zone de tolérance.



## 7. Les Tolérances Générales

Tous les éléments d'un composant ont toujours une dimension et une forme géométrique. La fonction de l'élément nécessite que les écarts dimensionnels et les écarts relatifs aux caractéristiques géométriques, (forme, orientation et position) aient une limite qui, si elle est dépassée, nuit à la fonction.

Le tolérancement sur le dessin devrait être complet afin d'assurer que les aspects dimensionnels et géométriques de tous les éléments sont limités, c'est-à-dire que rien ne doit être sous-entendu ni laissé à l'appréciation du personnel d'atelier ou du service de contrôle.

### 7.1. Généralités

Il est fréquent que, sur les pièces mécaniques usinées, les écarts dimensionnels ou géométriques de certains éléments n'aient pas d'incidence sur leur fonction. Du point de vue économique, il est alors intéressant d'adopter, pour ces éléments, les tolérances les plus larges possibles tout en tenant compte de la précision habituelle des moyens de production de l'atelier.

De plus, afin de simplifier les dessins de définition, une tolérance générale peut être appliquée à un ensemble de dimensions ou d'écarts géométriques.

La norme ISO 2768 constituée de deux parties, définit ces tolérances générales:

- Partie 1: Tolérances pour dimensions linéaires et angulaires non affectées de tolérances individuelles.
- Partie 2: Tolérances géométriques pour éléments non affectés de tolérances individuelles.

### 7.2. Application de la norme ISO 2768-1

#### 7.2.1. Domaine d'application

Elle vise à simplifier les dessins techniques et spécifie les tolérances générales pour les dimensions linéaires et angulaires sans indication de tolérances selon quatre classes de tolérance.

Elle est applicable exclusivement aux dimensions sans indication de tolérances individuelles suivantes :

- ⇒ dimensions linéaires (par exemple dimensions extérieures, dimensions intérieures, dimensions de décrochements, diamètres, rayons, distances, rayons extérieurs et hauteurs de chanfrein pour arêtes abattues) ;
- ⇒ dimensions angulaires, y compris les dimensions angulaires qui habituellement ne sont pas indiquées, par exemple angles droits (90°), à moins qu'il soit fait référence à l'ISO 2768-2, ou angles de polygones réguliers ;
- ⇒ dimensions linéaires et angulaires obtenues par usinage de pièces assemblées.

Elle ne s'applique pas aux dimensions suivantes :

- ⇒ dimensions linéaires et angulaires dont les tolérances générales sont définies par référence à d'autres normes de tolérances générales ;
- ⇒ dimensions auxiliaires indiquées entre parenthèses ;
- ⇒ dimensions théoriquement exactes indiquées dans un cadre rectangulaire.



## 7.2.2. Dimensions linéaires

Les tolérances générales pour dimensions linéaires sont données dans les tableaux 1 et 2 ci-dessous.

**Tableau 1 - Ecart admissible pour dimensions linéaires à l'exception des dimensions d'arêtes abattues**

Classe de tolérance		Écart admissible pour des plages de dimensions nominales							
Désignation	Description	de 0,5 <sup>1)</sup> 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
<b>f</b>	<b>fine</b>	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	-
<b>m</b>	<b>moyenne</b>	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2
<b>c</b>	<b>grossière</b>	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4
<b>v</b>	<b>très grossière</b>	-	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2,5	± 4	± 6	± 8

<sup>1)</sup> Pour les dimensions nominales inférieures à 0,5 mm, l'écart doit figurer à la suite de la dimension nominale.

**Tableau 2 - Ecart admissible pour dimensions linéaires d'arêtes abattues (rayons extérieurs et hauteurs de chanfrein)**

Classe de tolérance		Ecart admissible pour des plages de dimensions nominales		
Désignation	Description	0,5 <sup>1)</sup> jusqu'à 3	Au delà de 3 jusqu'à 6	Au delà de 6
<b>f</b>	<b>fine</b>	± 0,2	± 0,5	± 1
<b>m</b>	<b>moyenne</b>			
<b>c</b>	<b>grossière</b>	± 0,4	± 1	± 2
<b>v</b>	<b>très grossière</b>			

<sup>1)</sup> Pour les dimensions nominales inférieures à 0,5 mm, l'écart doit figurer à la suite de la dimension nominale.

## 7.2.3. Dimensions Angulaires

Les tolérances générales spécifiées en unités angulaires limitent uniquement l'orientation générale des lignes ou des éléments linéaires de surfaces, mais pas leurs écarts de forme.

Les écarts admissibles pour dimensions angulaires sont donnés dans le tableau 3 ci-dessous.

**Tableau 3 - Ecart admissible pour dimensions angulaires**

Classe de tolérance		Ecart admissible en fonction des plages de longueurs, en millimètres. du côté le plus court de l'angle considéré				
Désignation	Description	jusqu'à 10	au-delà de 10 jusqu'à 50	au-delà de 50 jusqu'à 120	au-delà de 120 jusqu'à 400	au-delà de 400
<b>f</b>	<b>fine</b>	± 1 °	± 0°30'	± 0°20'	± 0°10'	± 0°5'
<b>m</b>	<b>moyenne</b>					
<b>c</b>	<b>grossière</b>	± 1°30'	± 1°	± 0°30'	± 0°15'	± 0°10'
<b>v</b>	<b>très grossière</b>	± 3°	± 2°	± 1°	± 0°30'	± 0°20'

## 7.2.4. Indications sur les dessins

Si les tolérances générales conformes à la présente partie de l'ISO 2768 doivent s'appliquer, les indications suivantes doivent apparaître dans ou près du cartouche du dessin :

⇒ « **ISO 2768** » ;

⇒ la classe de tolérance conformément à la partie 1 de l'ISO 2768

Exemple: ISO 2768-m





## 7.3. Application de la norme ISO 2768-2

### 7.3.1. Domaine d'application:

La présente partie de l'ISO 2768 vise à simplifier les indications devant figurer sur les dessins et prescrit les tolérances géométriques générales applicables aux éléments du dessin qui ne font pas l'objet d'un tolérancement individuel. Elle prescrit des tolérances géométriques générales regroupées en trois classes de tolérance.

Elles s'appliquent aux éléments ne faisant pas l'objet d'un tolérancement géométrique individuel.

Les tolérances géométriques générales portent sur toutes les caractéristiques géométriques tolérancées, à l'exclusion des tolérances de cylindricité, de forme d'une ligne ou d'une surface quelconque, d'inclinaison, de coaxialité, de localisation et de battement total.

### 7.3.2. Tolérances pour des éléments isolés

#### 7.3.2.1. Rectitude et planéité:

Les tolérances générales de rectitude et de planéité sont données dans le tableau 1. Lorsqu'une tolérance est choisie parmi celles du tableau 1, elle doit être basée, pour la rectitude, sur la longueur de la ligne correspondante et, pour la planéité, sur la plus grande dimension latérale de la surface ou sur le diamètre dans le cas d'une surface circulaire.

Tableau 1 - Tolérances générales de rectitude et de planéité

Classe de tolérance	Tolérances générales de rectitude et de planéité pour des plages de longueurs nominales					
	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	0,02	0,06	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

#### 7.3.2.2. Circularité :

La tolérance générale de circularité est égale en valeur numérique, à la tolérance sur le diamètre, mais elle ne doit en aucun cas être supérieure à la valeur correspondante de la tolérance de battement circulaire radial donnée dans le tableau 4.

#### 7.3.2.3. Cylindricité :

Des tolérances générales de cylindricité ne sont pas prescrites

### 7.3.3. Tolérances pour des éléments associés

#### 7.3.3.1. Généralités :

Les tolérances prescrites en 5.2.2 et 5.2.6 s'appliquent à tous les éléments qui peuvent être mis en relation avec un autre et ne font pas l'objet d'indications individuelles particulières.

#### 7.3.3.2. Parallélisme :

La tolérance générale de parallélisme est égale en valeur numérique à la tolérance dimensionnelle ou à la tolérance de planéité / rectitude, en retenant la plus grande. Le plus long des deux éléments doit être pris comme référence spécifiée. Si les deux éléments ont la même longueur nominale, l'un ou l'autre peut être pris comme référence spécifiée.

#### 7.3.3.3. Perpendicularité :

Les tolérances générales de perpendicularité sont données dans le tableau 2. Le plus long des deux côtés formant l'angle droit doit être pris comme référence spécifiée.



Tableau 2 - Tolérances générales de perpendicularité

Classe de tolérance	Tolérances générales de perpendicularité pour des plages de longueurs nominales des côtés les plus courts			
	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	0,2	0,3	0,4	0,5
K	0,4	0,6	0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

#### 7.3.3.4. Symétrie :

Les tolérances générales de symétrie sont données dans le tableau 3. L'élément le plus long doit être pris comme référence spécifiée. Si les éléments ont la même longueur nominale, chacun d'eux peut être pris comme référence spécifiée.

NOTE: Les tolérances générales de symétrie s'appliquent:

- quand au moins l'un des deux éléments a un plan médian, ou
- quand les axes des deux éléments sont perpendiculaires entre eux.

Tableau 3 - Tolérances générales de symétrie

Classe de tolérance	Tolérances générales de symétrie pour des plages de longueurs nominales			
	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	0,5			
K	0,6		0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

#### 7.3.3.5. Coaxialité:

Des tolérances générales de coaxialité ne sont pas prescrites.

#### 7.3.3.6. Battement circulaire:

Les tolérances générales de battement circulaire (radial, axial et toute surface de révolution) sont données dans le tableau 4.

Pour les tolérances générales de battement circulaire, les surfaces portantes doivent être prises comme référence spécifiée si elles sont désignées comme telles. Dans le cas contraire, l'élément le plus long doit être pris comme référence spécifiée. Si les éléments ont la même longueur nominale, chacun d'eux peut être pris comme référence spécifiée.

Tableau 4 - Tolérances générales de battement circulaire

Classe de tolérance	Tolérances de battement circulaire.
H	0,1
K	0,2
L	0,5

#### 7.3.4. Indication sur le dessin

Si les tolérances générales de l'ISO 2768-2 doivent s'appliquer avec des tolérances générales de l'ISO 2768-1, les indications suivantes doivent apparaître dans ou près du cartouche du dessin :

- « ISO 2768 » ;
- la classe de tolérance conformément à l'ISO 2768-1 ;
- la classe de tolérance conformément à la présente partie de l'ISO 2768.

**EXEMPLE: ISO 2768-mk**