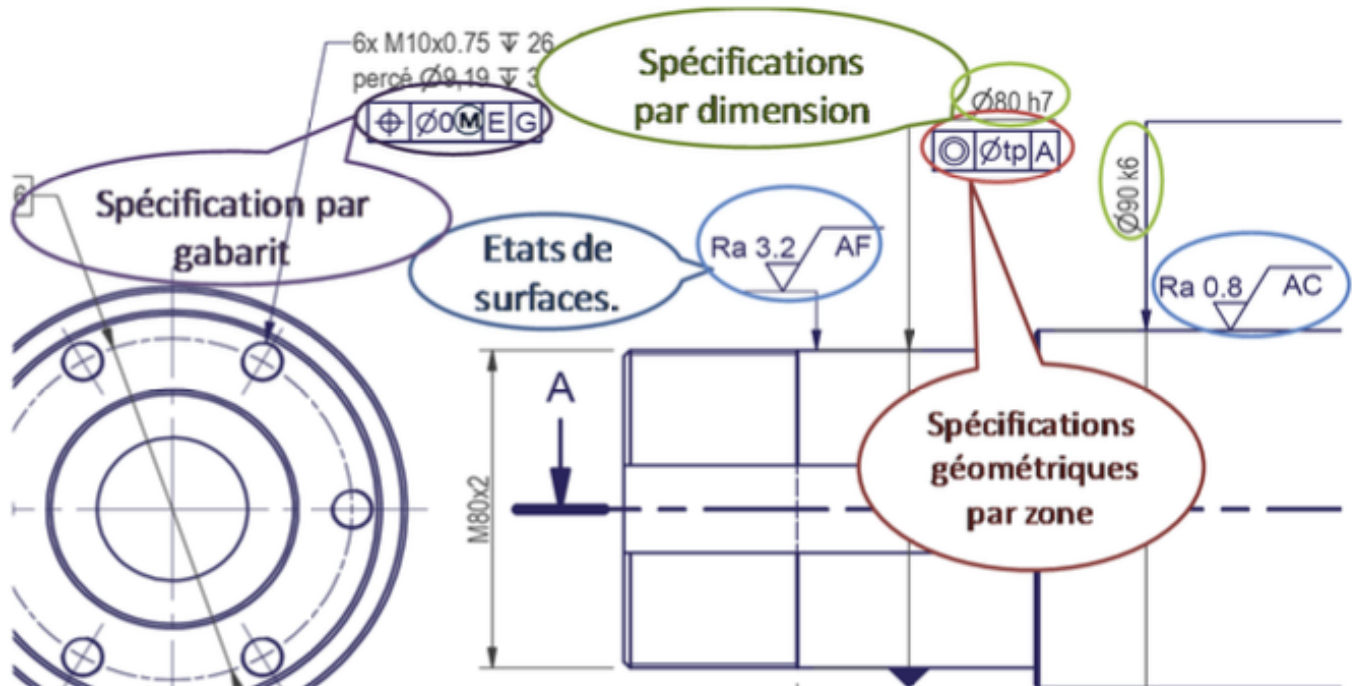


# REPRÉSENTATION DES DÉFAUTS GÉOMÉTRIQUE DES PIÈCES

## Spécifications dimensionnelles et ajustements



### Compétences visées:

- A5-04** Justifier le besoin fonctionnel d'une spécification.
- A5-05** Décoder les spécifications géométriques par taille, par zone et par gabarit.
- E1-05** Lire et décoder un document technique.

## Table des matières

<b>1</b>	<b>Introduction</b>	<b>3</b>
1.1	Concepts clés . . . . .	3
1.2	Géométrie nominale . . . . .	4
<b>2</b>	<b>Tolérancement dimensionnel</b>	<b>5</b>
2.1	Éléments du tolérancement . . . . .	5
2.2	Tolérancement dimensionnel linéaire . . . . .	7
2.2.1	Taille locale de deux surfaces parallèles extraites . . . . .	7
2.2.2	Taille locale d'un cylindre extrait . . . . .	7
2.2.3	Synthèse . . . . .	8
2.3	Exigence de l'enveloppe (spécification par gabarit d'enveloppe) . . . . .	9
<b>3</b>	<b>Désignation des tolérances et ajustements (Notations ISO)</b>	<b>10</b>
3.1	Tolérances fondamentales . . . . .	10
3.2	Ajustements et spécification des assemblages . . . . .	11
3.2.1	Spécification dimensionnelle des arbres et moyeux et conditions d'assemblage . . . . .	12
3.2.2	Spécification des assemblages . . . . .	12
3.2.3	Choix d'un ajustement . . . . .	13
<b>4</b>	<b>Application - pompe à vide</b>	<b>14</b>
<b>5</b>	<b>Annexes</b>	<b>18</b>

# 1 Introduction

Durant sa durée de vie, un produit passe par deux phases importantes :

- **La phase de conception** : Qui consiste à imaginer et dimensionner le produit en fonction du cahier des charges. Cette étape est réalisée par le bureau d'étude (BE).
- **La phase de fabrication** : Qui consiste à obtenir les pièces, à les usiner et à les assembler. Cette étape est réalisée par le bureau des méthodes (BM).

Généralement, ces deux étapes sont réalisées par des unités différentes (voir par des entreprises sous-traitantes) et il est important de définir des règles de communication entre chaque service...

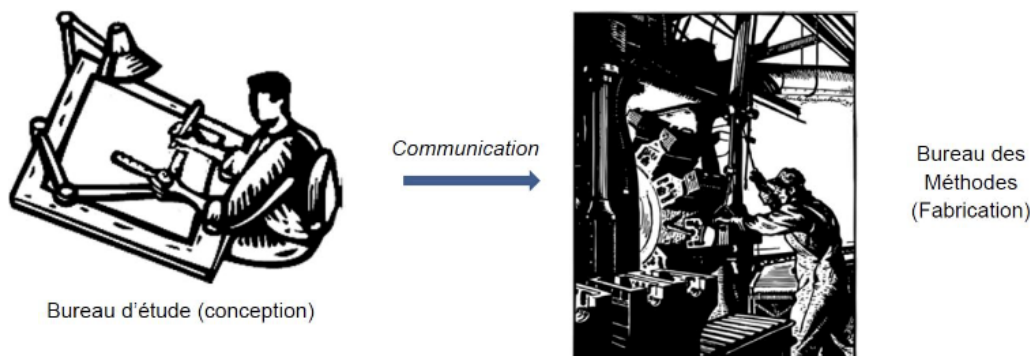


FIGURE 1 – Communication du bureau d'étude au bureau des méthodes

« **Communiquer** » consiste à comprendre et se faire comprendre des différentes entités. Cela passe notamment par une **description précise de la géométrie** des différentes pièces d'un mécanisme.

## 1.1 Concepts clés

Les moyens de production utilisés pour fabriquer des produits ne permettent pas de réaliser des pièces ayant des qualités dimensionnelles et géométriques parfaites. Cependant, le produit final devra quand même fonctionner avec des pièces non parfaites.

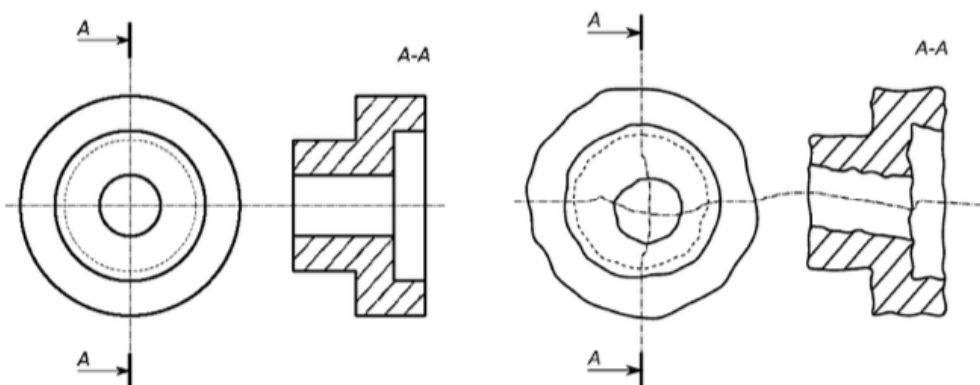


FIGURE 2 – Géométrie nominale (à gauche) ; géométrie réelle (à droite)

Ainsi, une fois le produit « idéal » conçu par le concepteur, il devra alors préciser quels seront les intervalles de tolérance et les zones de tolérances sur les pièces fabriquées afin de garantir l'assemblage. Les difficultés de la lecture des spécifications sont les suivantes :

- dissocier les éléments géométriques réels (non parfaits, non idéaux) et les éléments géométriques parfaits (ou idéaux) ;
- connaître le vocabulaire associé à ces éléments géométriques ;
- connaître les critères d'association entre éléments géométriques idéaux et non idéaux.

Le but de ce cours et du suivant sera donc d'interpréter les spécifications présentes sur un dessin de définition. Il peut alors s'agir de spécifications dimensionnelles (objet de ce cours) et de spécifications géométriques (objet du cours suivant). Dans les deux cas, on parlera de cotation fonctionnelle, qui regroupe l'ensemble des descriptions de la géométrie d'une pièce, dans le but de réaliser les fonctions techniques souhaitées.

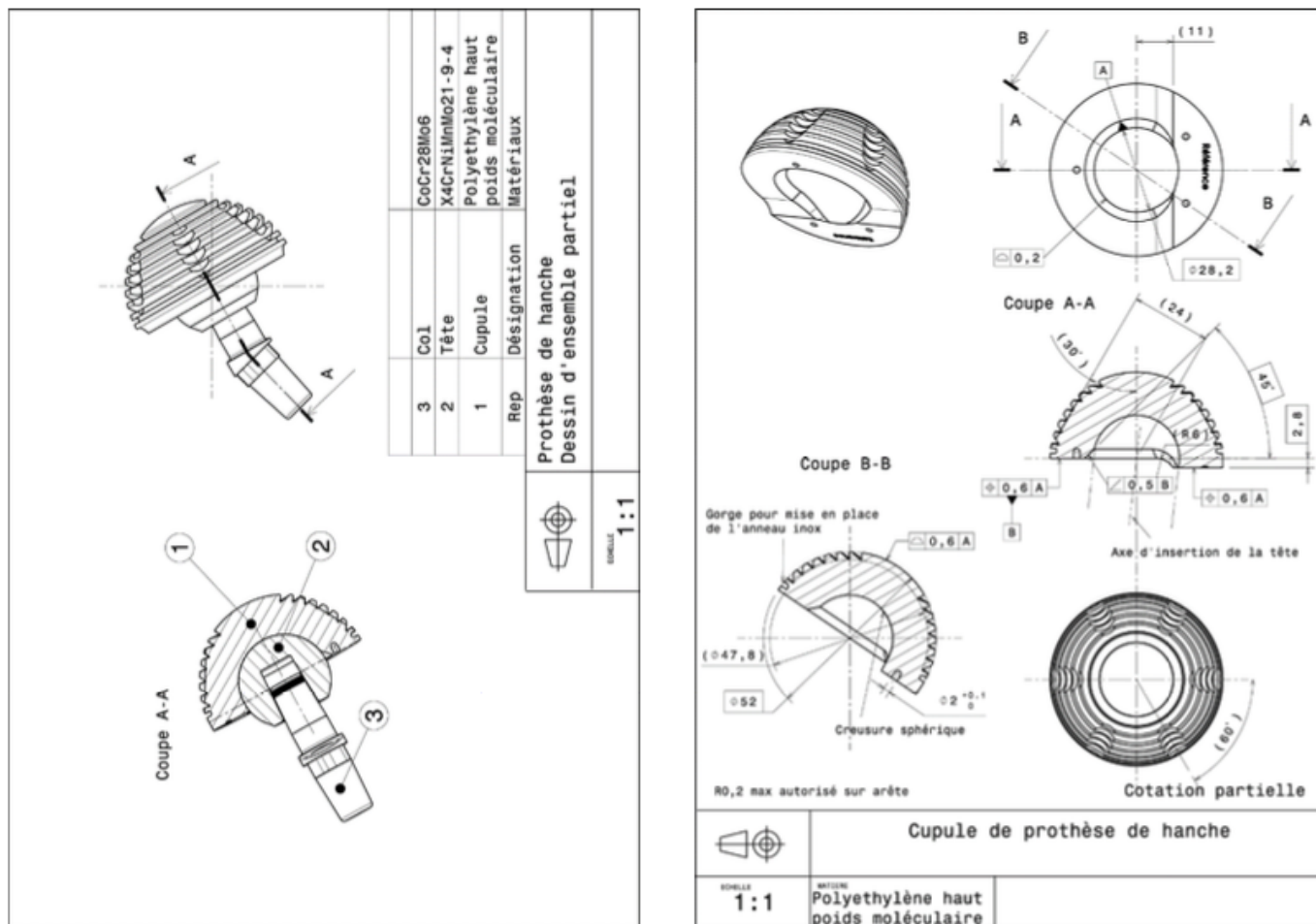


FIGURE 3 – Dessin d'ensemble (à gauche) ; dessin de définition d'une pièce (à droite)

**Définition** *Principe de l'indépendance*

Chaque exigence dimensionnelle ou géométrique spécifiée sur un dessin doit être respectée en elle-même sauf indication particulière.

**1.2 Géométrie nominale**

**Définition** *Géométrie nominale*

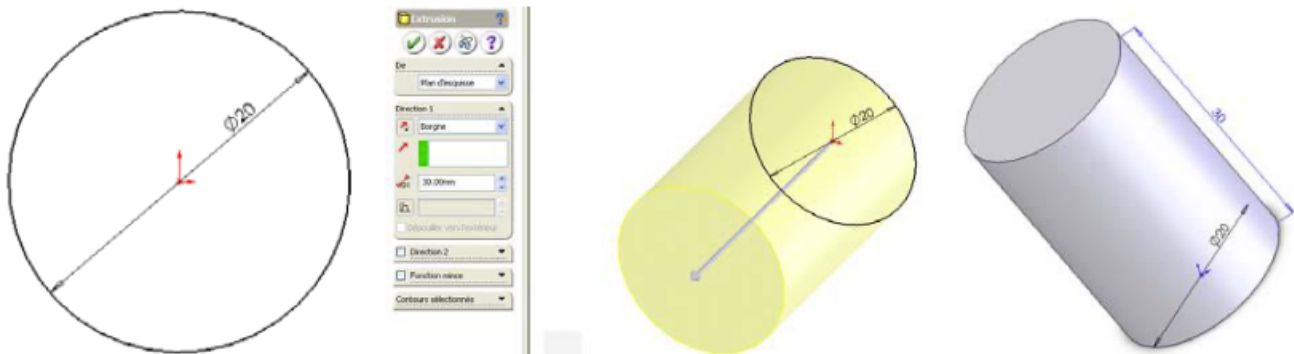
On appelle géométrie nominale, l'ensemble des objets géométriques (droites, cercles, plans, cylindres, sphères, ...) caractérisé par des paramètres intrinsèques et des distances non tolérancées. L'ensemble



de ces objets est défini en suivant les règles mathématiques de la géométrie euclidienne portant sur les points, les lignes, les surfaces et les distances.

### Exemple :

Réalisation avec SolidWorks d'un cylindre de diamètre 20mm et de longueur 30mm par extrusion d'une esquisse circulaire.



Un modèle nominal de pièce ou de mécanisme sert :

- À visualiser les formes des objets sur l'écran d'ordinateur.
- Aux calculs utiles au dimensionnement : volume, centre de gravité, inertie, maillage, simulation, contraintes, déformations, vibration, écoulement des fluides, etc.
- À la simulation numérique : vérification des assemblages, des collisions, photoréalisme, etc.
- Aux calculs de la trajectoire des outils réalisant une surface par balayage.
- À la réalisation de plans (dessin technique) : contours de la pièce projetés dans des plans respectant les règles traditionnelles du dessin technique (vues, coupes, sections).
- Au support du tolérancement géométrique.



### Remarque

En mécanique, les dimensions sont exprimées en **mm** et sont la plupart du temps des nombres simples.

## 2 Tolérancement dimensionnel

### 2.1 Éléments du tolérancement

Comme nous l'avons vu plus haut, une pièce fabriquée ne pouvant pas avoir des cotes rigoureusement exactes, il sera impossible lors d'une production en série d'avoir les mêmes dimensions (ou cotes) d'une pièce à l'autre.

Il faut donc tolérer que la cote effectivement réalisée soit comprise entre deux valeurs limites, compatibles avec le fonctionnement correct de la pièce : une cote maximale et une cote minimale. La différence entre les deux cotes s'appelle la tolérance.

D'un point de vue vocabulaire, on retiendra les termes suivants :

- **Cote Nominale ( $C_N$ )** : Cote théorique définie par le concepteur. Dimension ou cote qui sert de référence pour l'indication et l'inscription sur le dessin.
- **Écart Supérieur** : Valeur supérieure de l'écart par rapport à la cote nominale (ligne zéro). Nous le noterons :  $e_s$  pour les arbres et  $E_s$  pour les alésages
- **Écart Inférieur** : Valeur inférieure de l'écart par rapport à la cote nominale (ligne zéro). Nous le noterons :  $e_i$  pour les arbres et  $E_i$  pour les alésages



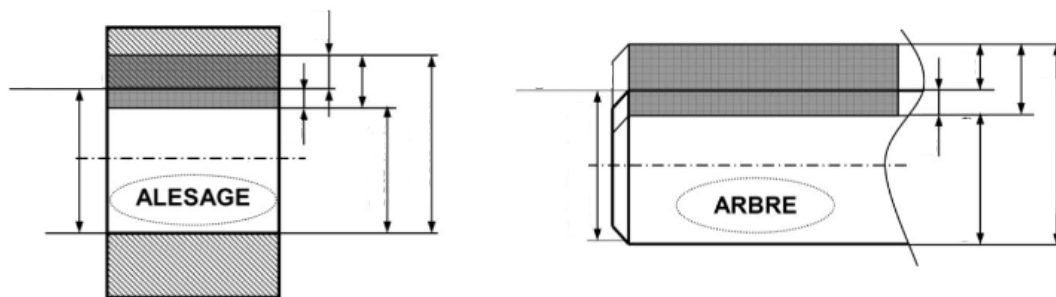


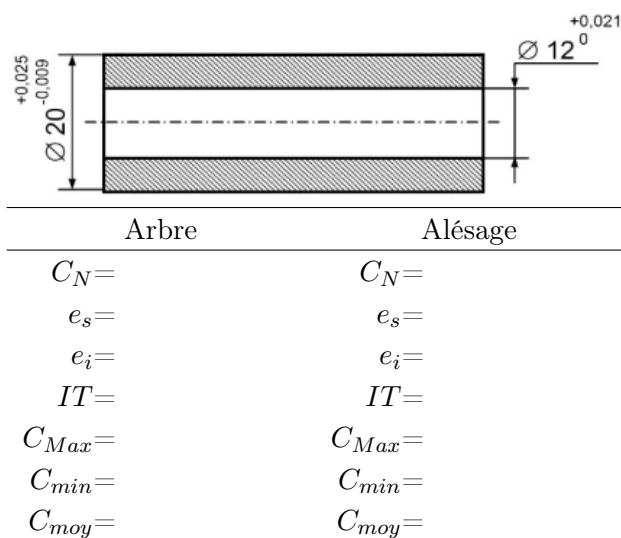
FIGURE 4 – Cotes sur un alésage et un arbre

- **Cote Maximale ( $C_{Max}$ )** : Valeur de la cote nominale plus l'écart supérieur
- **Cote minimale ( $C_{min}$ )** : Valeur de la cote nominale plus l'écart inférieur
- **Cote moyenne ( $C_{moy}$ )** : Valeur moyenne entre la cote maximale et la cote minimale
- **Intervalle de Tolérance ( $IT$ )** : C'est la variation permise (tolérée, admissible) de la cote effective de la pièce. Elle est égale à la différence entre l'écart supérieur et l'écart inférieur.
- **Cote effective** : Cote réalisée. Elle doit être comprise entre la cote maximale et la cote minimale.

**Remarque**

Les écarts sont positifs au-dessus de la ligne zéro et sont négatifs en dessous.  
 Pour un arbre : Les écarts positifs augmente le volume de matière, les écarts négatifs le diminue.  
 Pour un alésage : Les écarts positifs diminue le volume de matière, les écarts négatifs l'augmente.

**Exemple :**



**Remarque**

- Inscrire après la cote nominale la valeur des écarts en plaçant toujours l'écart supérieur au-dessus.
- Les écarts sont inscrits dans la même unité que la cote nominale : le mm.
- Ne pas mettre de signe lorsque l'écart est nul
- Lorsque la tolérance  $IT$  est répartie symétriquement par rapport à la cote nominale  $C_N$ , on ne donne qu'un écart précédé du signe  $\pm$  :  $C_N^{\pm \frac{IT}{2}}$

## 2.2 Tolérancement dimensionnel linéaire

Une tolérance linéaire limite uniquement les dimensions locales réelles (distances entre deux points) d'un élément simple, mais pas ses écarts de forme.

Dans le cadre de la présente norme internationale, un élément unique consiste en une surface cylindrique ou en deux surfaces planes parallèles.

### 2.2.1 Taille locale de deux surfaces parallèles extraites

Distance entre deux points, appartenant aux surfaces opposées extraites, tels que :

- les lignes joignant la paire de points (bi-points) sont perpendiculaires au plan médian associé ;
- le plan médian associé est le plan médian de deux plans parallèles associés obtenus à partir des surfaces extraites (la distance entre les deux plans parallèles associés peut donc être différente de la distance nominale).

Dans le cas de la définition par défaut (sauf spécification contraire) de la taille locale de deux surfaces parallèles extraites, la condition suivante s'applique : les deux plans parallèles associés sont obtenus par la méthode totale des moindres carrés.

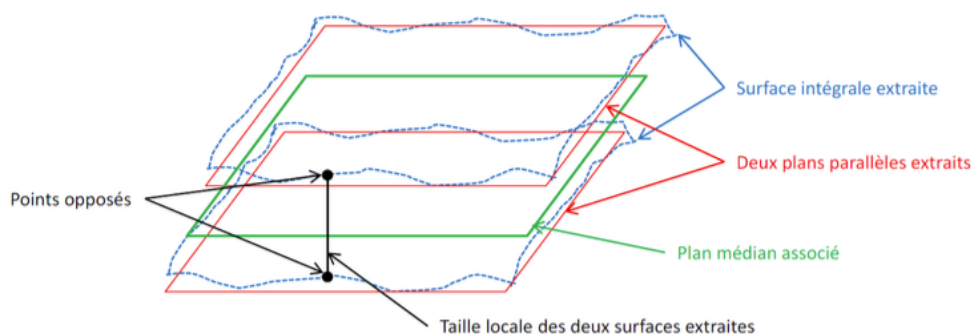


FIGURE 5 – Tolérancement de l'écart entre deux plans

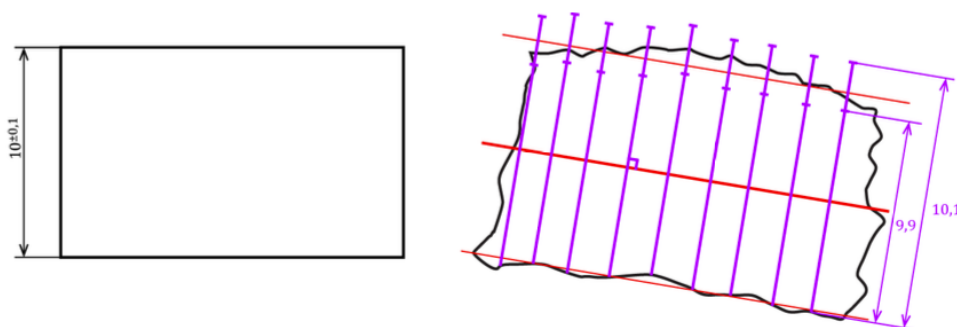


FIGURE 6 – Interprétation pour la tolérance dimensionnelle d'un plan

Condition de conformité : il faut que la distance entre les lignes moyennes au sens des moindres carrés soit comprise entre  $9,9 < d_i < 10,1$

### 2.2.2 Taille locale d'un cylindre extrait

Distance entre deux points, opposés de l'élément, tels que :

- La ligne joignant les points passe par le centre du cercle associé et ;



- Les sections sont perpendiculaires à l'axe du cylindre associé obtenu à partir de la surface extraite.

Dans le cas de la définition par défaut (sauf spécification contraire) du diamètre local d'un cylindre extrait (d'une section), les conditions suivantes s'appliquent : le cercle associé est le cercle obtenu par la méthode totale des moindres carrés et le cylindre associé est le cylindre obtenu par la méthode totale des moindres carrés.

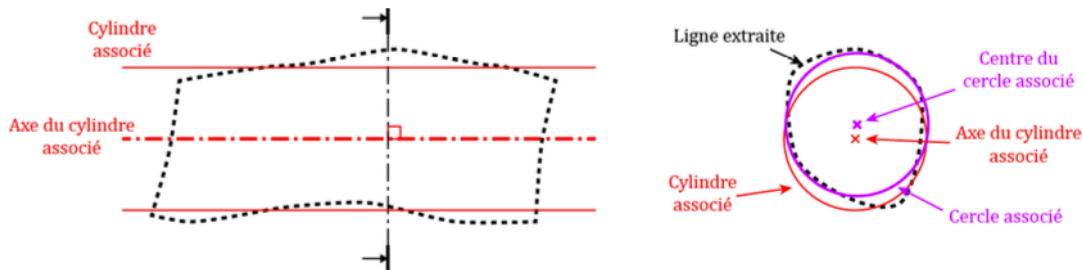


FIGURE 7 – Taille locale d'un cylindre

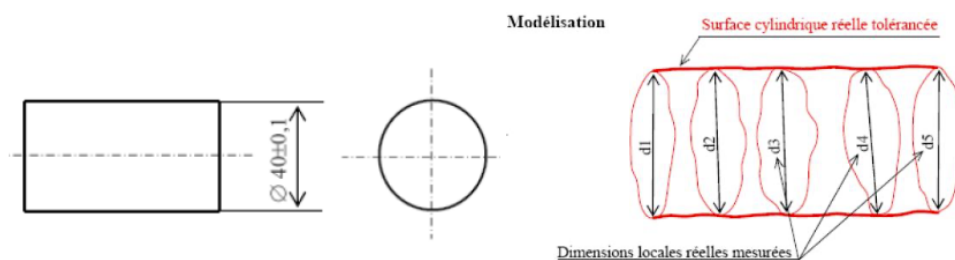


FIGURE 8 – Interprétation pour la tolérance dimensionnelle d'un cylindre

Condition de conformité : il faut que la distance entre les lignes moyennes au sens des moindres carrés soit comprise entre  $39,9 < d_i < 40,1$

### 2.2.3 Synthèse

#### Remarque

Il existe le même type de définition dans le cas de tolérances angulaires. Une tolérance angulaire, spécifiée en unité de mesure angulaire, limite uniquement l'orientation générale des lignes ou des éléments linéaires de surfaces, mais pas leurs écarts de forme.

#### Attention

La norme limite les tolérances linéaires aux cas où la distance entre deux points existe physiquement. Le bipoint doit exister ! Ainsi, on ne peut pas coter une distance entre 2 axes...

Un moyen de se rappeler que l'on peut coter des éléments avec des tolérances dimensionnelles est que ce n'est possible uniquement si l'on peut mesurer avec un pied à coulisse les surfaces « en regard ».

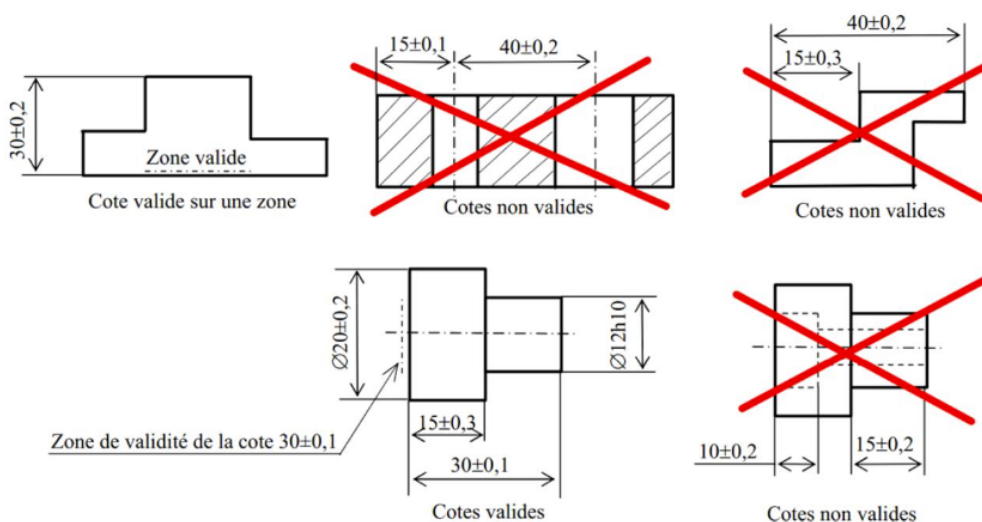


FIGURE 9 – Exemple de tolérances dimensionnelles et de cotes non valides

### 2.3 Exigence de l’enveloppe (spécification par gabarit d’enveloppe)

Une surface, après fabrication, ne doit pas dépasser les limites imposées par une enveloppe dont la forme géométrique, de dimensions, celles de la forme théorique au maximum de matière, est parfaite (sur l'exemple ci-dessous : 30,1 mm).

Sans oublier que toutes les dimensions locales possibles doivent être supérieures à la valeur minimale admissible de la cote tolérancée (sur l'exemple ci-dessous : 29,9 mm).

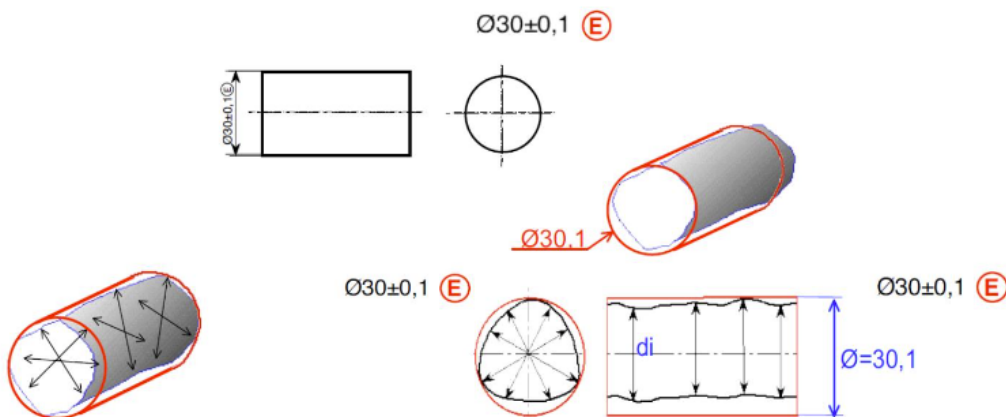


FIGURE 10 – Exigence de l’enveloppe

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

On remarquera que le principe d’indépendance n’est plus respecté dans le cas d’une spécification par gabarit.

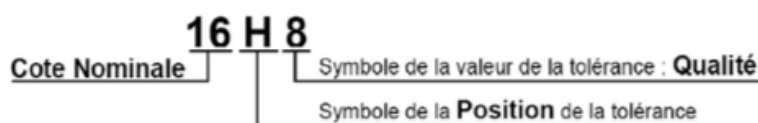
### 3 Désignation des tolérances et ajustements (Notations ISO)

#### 3.1 Tolérances fondamentales

Pour pallier les inconvénients précédents, l'Organisation Internationale de normalisation a normalisé l'écriture des cotes tolérancées. Naturellement, la notation de la tolérance demande deux symboles qui d'une certaine manière déterminent les valeurs limites de la cote. Il s'agit d'une lettre (majuscule pour les formes femelles et minuscule pour les formes mâles) suivie d'un chiffre entre 0 et 16.

Les arbres sont cotés avec des lettres en minuscules de *a* à *z*. Les moyeux sont cotés avec des lettres majuscules de *A* à *Z*. Ces lettres définissent la position de l'intervalle de tolérance par rapport à la dimension nominale.

Le chiffre indique le degré de précision (ou degré de tolérance), c'est-à-dire pour une cote donnée, l'étendue de la zone de tolérance ou intervalle de tolérance *IT* entre les valeurs maximales et minimales de la cote.



Notons que la difficulté de réalisation de la forme dépend uniquement de la grandeur de l'intervalle de tolérance, donc seulement du chiffre de précision. Dans les tableaux du système I.S.O., les valeurs numériques des intervalles de tolérances ont été fixées pour qu'à qualité donnée, la difficulté d'exécution reste à peu près la même quelle que soit la valeur de la cote nominale.

- Les qualités de 12 à 16 sont obtenues sur certaines pièces brutes.
- La qualité 11 correspond habituellement à la qualité de fabrication obtenue par un foret.
- Les procédés d'usinage à l'outil coupant permettent d'obtenir couramment des qualités de 7 à 10.
- Les qualités 5 et 6 font appel à des techniques d'abrasion (rectification, rodage...).
- Les qualités inférieures sont réservées aux étalons et aux laboratoires.

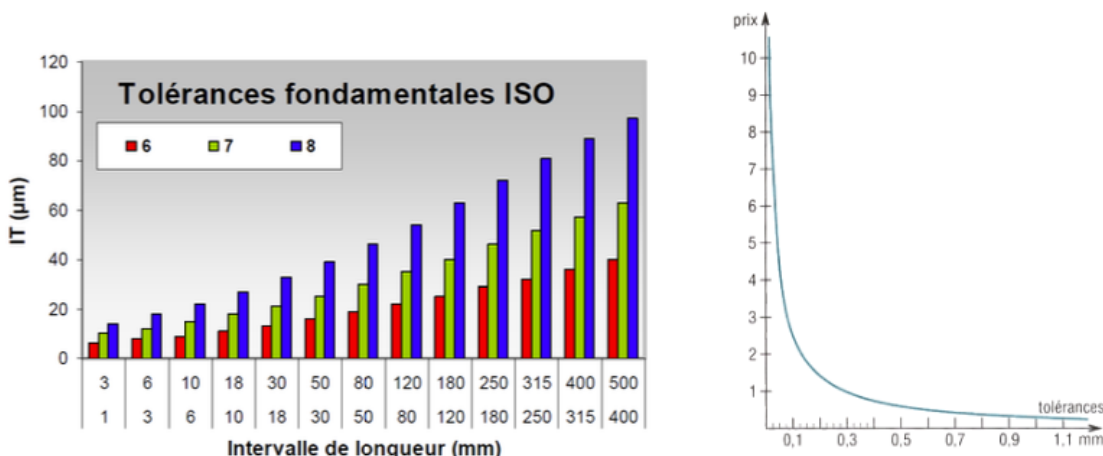
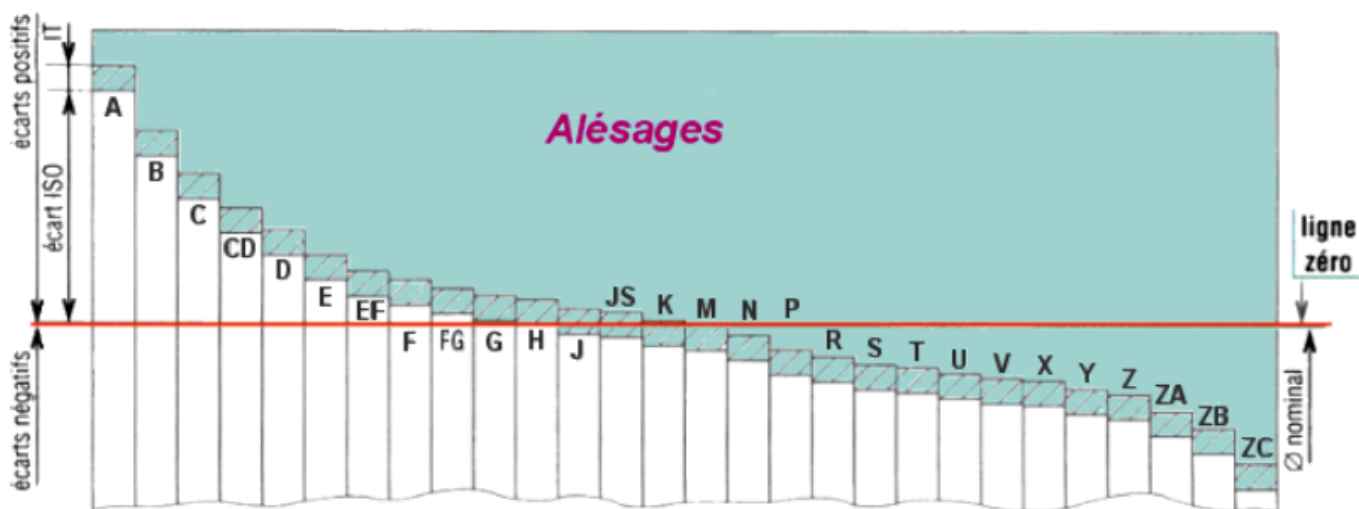
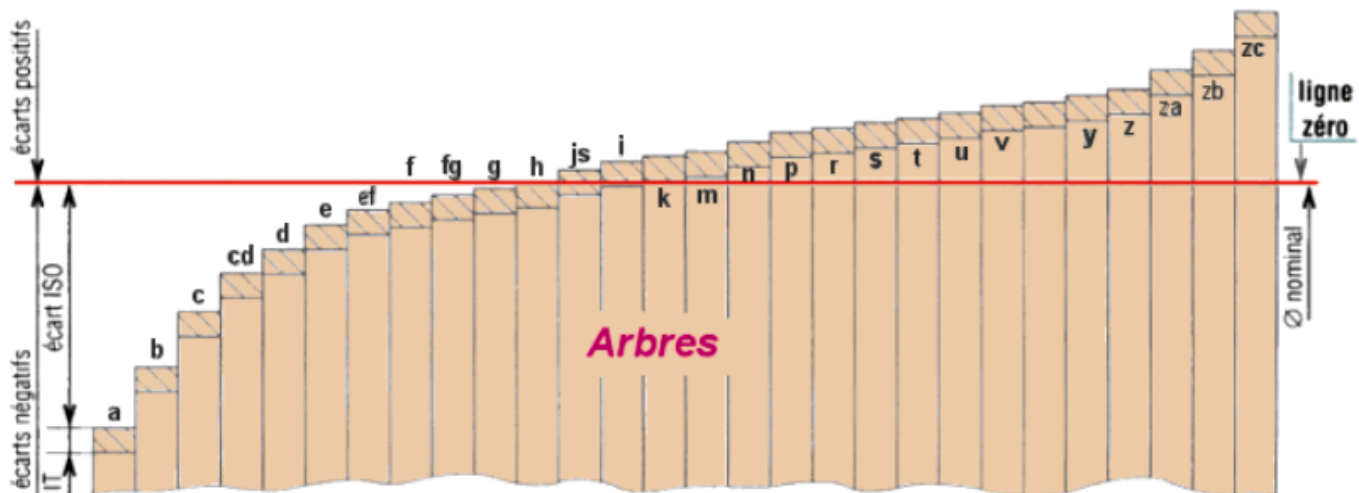


FIGURE 11 – Tolérances fondamentales ISO (Qualités 6 ; 7 et 8 représentées) et cout de fabrication



**Position relative des écarts ISO**



Arbres :

Un arbre tolérancé avec une lettre antérieure à *h* aura toujours une dimension inférieure à la dimension nominale.

Un arbre tolérancé avec une lettre postérieure à *m* aura toujours une dimension supérieure à la dimension nominale.

Un arbre tolérancé avec la lettre *h* toujours du type  $d^0$ . C'est-à-dire qu'au maximum, le diamètre de l'arbre sera *d*. On parle d'«arbre normal».

Alésage :

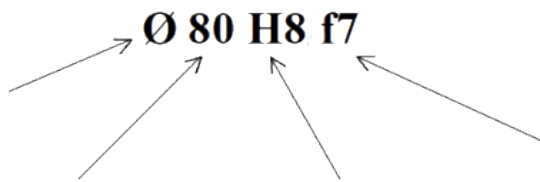
Un alésage tolérancé avec une lettre antérieure à *H* aura toujours une dimension supérieure à la dimension nominale.

Un alésage tolérancé avec une lettre postérieure à *M* aura toujours une dimension inférieure à la dimension nominale. Un alésage tolérancé avec la lettre *H* est toujours du type  $d^{+IT}$ . C'est-à-dire qu'au minimum, le diamètre de l'arbre sera *D*. On parle d'«alésage normal»

**3.2 Ajustements et spécification des assemblages**

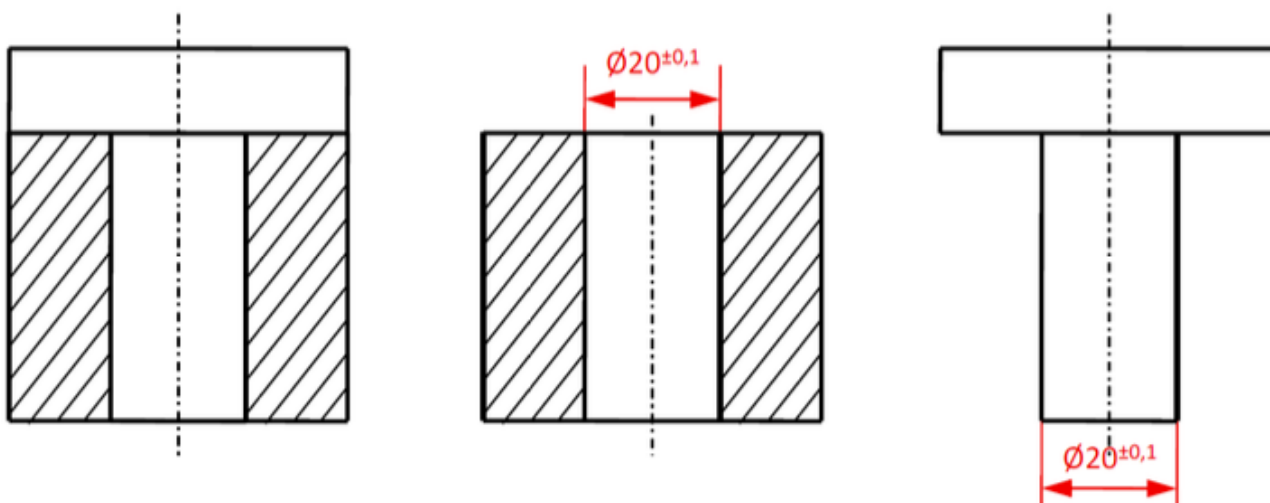
Un ajustement est noté de la manière suivante. On parle d'ajustement pour désigner un couple de tolérances entre deux pièces d'un assemblage.





### 3.2.1 Spécification dimensionnelle des arbres et moyeux et conditions d'assemblage

On a vu que les spécifications dimensionnelles sur les arbres ou sur les moyeux pouvaient être représentées ainsi :

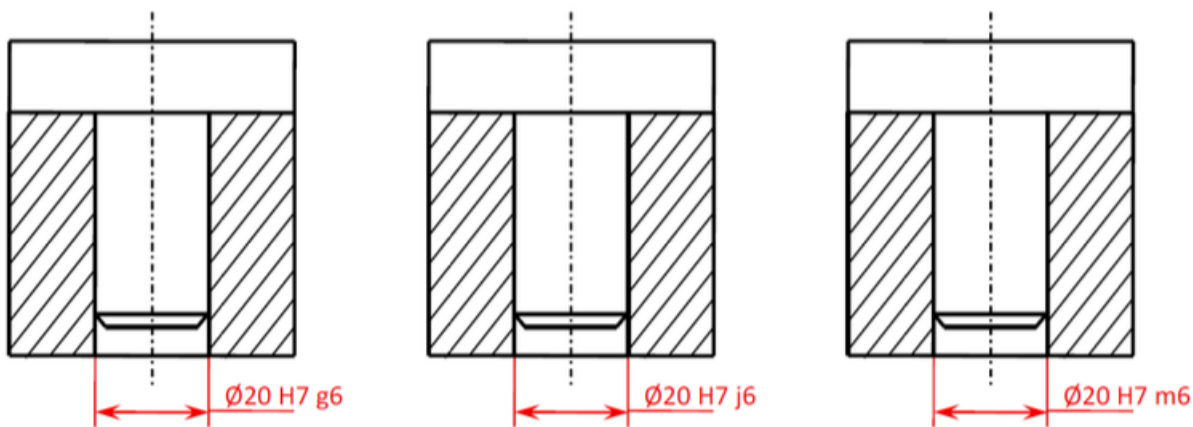


Notons  $D$  le diamètre de l'alésage et  $d$  le diamètre de l'arbre. Dans ces conditions dimensionnelles, si on fabrique un arbre au diamètre le plus petit et un alésage au diamètre le plus grand on aura  $d = 19,9$  mm et  $D = 20,1$  mm. Le jeu entre les deux pièces sera donc de 0,2 mm. L'assemblage des deux composants ne posera donc pas de problèmes.

Si on fabrique un arbre au diamètre le plus grand et un alésage au diamètre le plus petit on aura  $d = 20,1$  mm et  $D = 19,9$  mm. Le jeu entre les deux pièces sera donc de -0,2 mm. L'assemblage des deux composants est maintenant plus difficile...

### 3.2.2 Spécification des assemblages

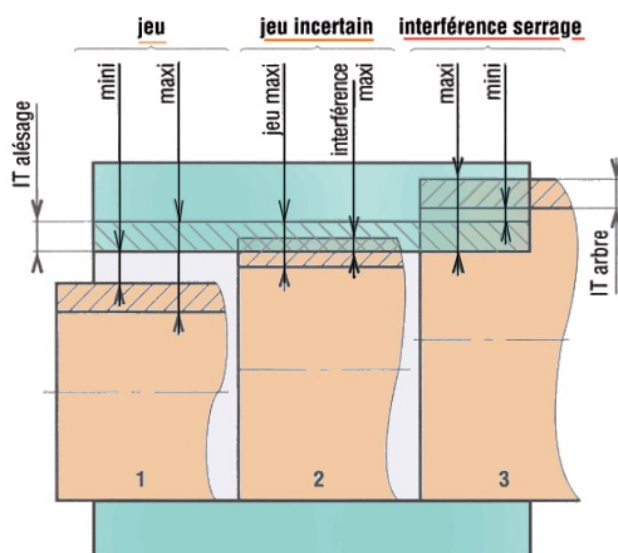
La spécification des ajustements est utilisée pour coter les assemblages. Elle permet de savoir si le concepteur désire que deux pièces assemblées soient montées glissantes, serrées ou avec un jeu incertain.



1. Ajustement avec jeu

2. Ajustement incertain

3. Ajustement serré



**Remarque**

En fabrication, il est plus facile de fabriquer des pièces « extérieures » (comme des arbres) que des pièces « intérieures » comme les moyeux ou alésages. En conséquence, l'intervalle de tolérance sera plus grand sur les alésages que sur les arbres. Cela se traduit par le fait que le degré de qualité est supérieur sur le moyeu que sur l'arbre (et donc que l'intervalle de tolérance est plus élevé sur le moyeu que sur l'arbre).

**3.2.3 Choix d'un ajustement**

En fonction de la fonction technique à réaliser, et du type de condition fonctionnelle à respecter, le choix d'un ajustement se fera à partir de tableaux comparables à celui-ci contre qui récapitule les ajustements usuels :

Ajustements Usuels (Système de l'alésage H)											
Type	arbre	Alésages						Observations			
		H6	H7	H8	H9	H10	H11				
Pièces mobiles	jeu élevé	c11							Cas usuels de longues portées, mauvais alignement, dilatations...		
		c10									
		c9									
		d10									
	jeu moyen	d9							Cas usuels pour guidages tournants ou glissant avec jeu (bon graissage assuré)		
		d8									
		e9									
		e8									
		e7									
		f8									
		f7									
jeu faible	f6							pour guidages précis			
	g6										
Pièces immobiles	ajusté	g5							assemblage possible à la main	Pour centrages et positionnement ne peut pas transmettre des efforts	pas de détérioration des pièces au démontage
		h9									
		h7									
		h6									
	très ajusté	h5							assemblage possible au "maillet" (Presse recommandée)		
		js7									
		js6									
	peu serré	js5							assemblage à la presse	Pour transmission des efforts	détérioration des pièces au démontage
		k6									
		k5									
		m7									
		m6									
	serrage (interférence)	n6							assemblage à la presse ou par dilatation (fretage)		
		p6									
		r6									
s7											
s6											
t6											
serré fort	u6										
	x7										

■ cas les plus utilisés ■ cas les plus utilisés (à connaître)

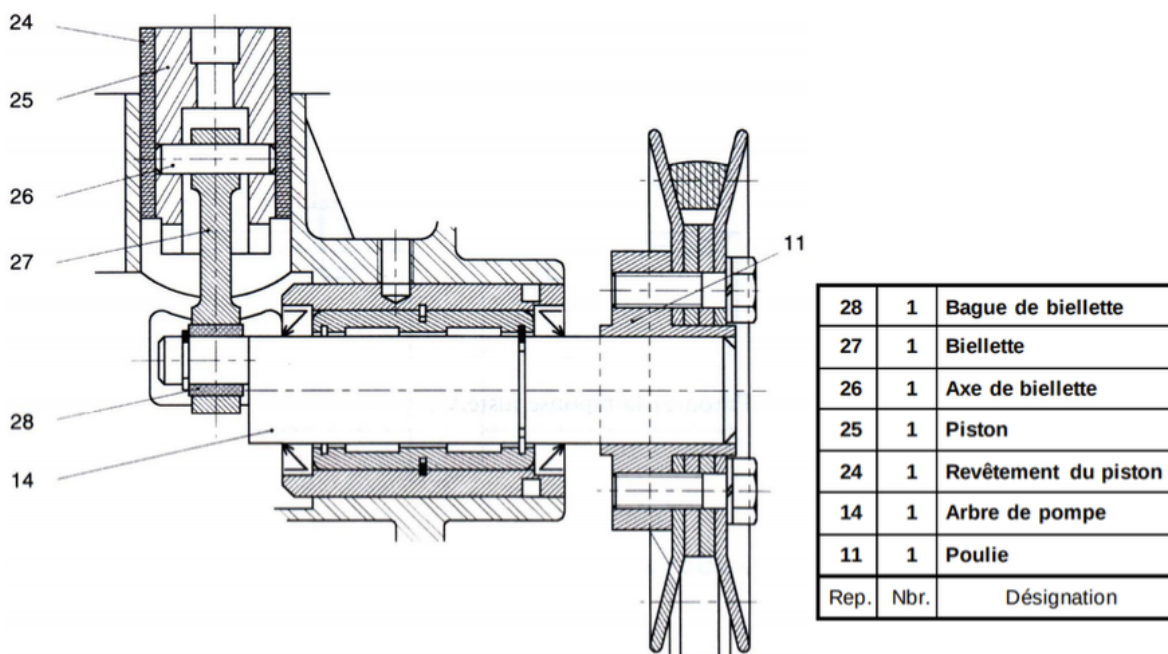
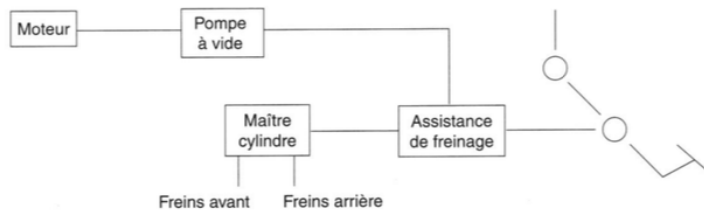
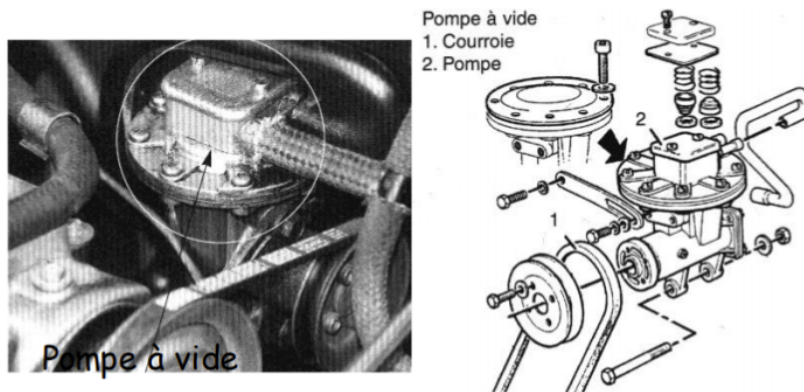
Pour le choix de la qualité, il faut éviter tout excès de précision inutile, car le prix de revient d'un usinage n'est pas linéaire avec la qualité. Il faut donc que l'ajustement réponde au plus juste aux critères donnés dans le cdf pour la fonction technique considérée.

### 4 Application - pompe à vide

Les automobiles sont équipées pour la plupart d'assistance de freinage.

Cette assistance diminue l'effort fourni par le conducteur sur la pédale de frein. Pour cela, la pompe à vide crée une dépression nécessaire au fonctionnement de l'assistance de freinage. Cette pompe est entraînée par une poulie motrice fixée sur l'arbre à cames du moteur.





**Objectif**

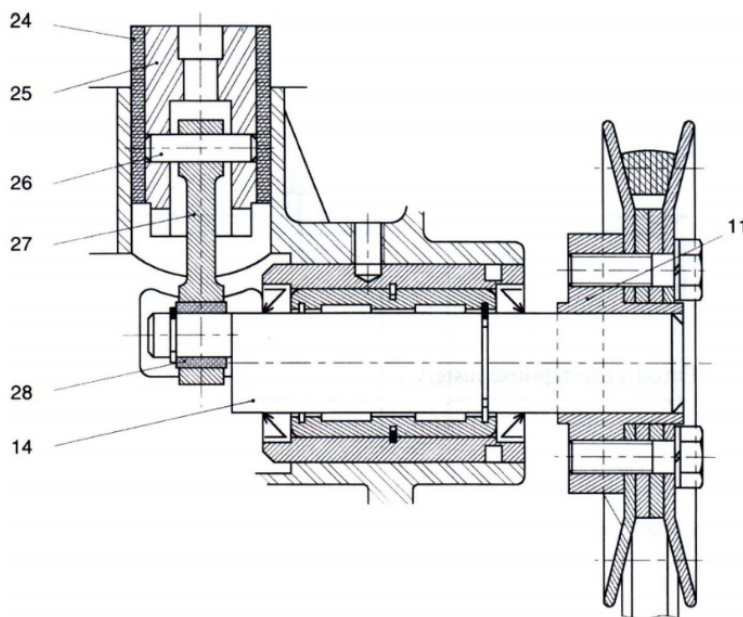
Définir l'ajustement nécessaire pour assurer une liaison encastrement directe par emmanchement serré (montage à la presse) entre la poulie 11 et l'arbre de pompe 14.

**Q1** Donner la nature de l'ajustement nécessaire (avec jeu, avec serrage ou incertain). Justifier votre choix.

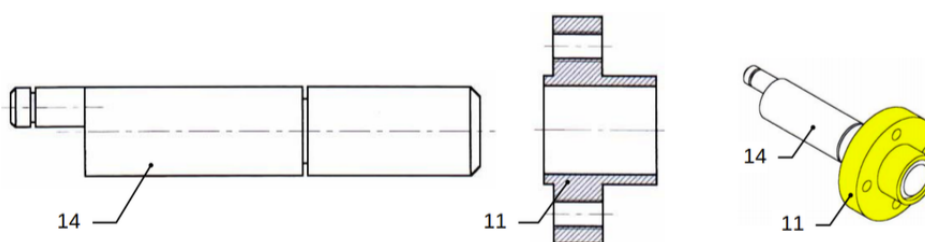
**Q2** Choisir dans le tableau ci-dessous, un ajustement pour la liaison arbre 14 - poulie 11.

Ø 18 H8/e8		Ø 18 H6/p5		Ø 18 H6/g6		Ø 18 H6/k6	
Ø 18 H8	$\begin{matrix} +27 \\ 0 \end{matrix}$	Ø 18 H6	$\begin{matrix} +11 \\ 0 \end{matrix}$	Ø 18 e8	$\begin{matrix} -32 \\ -59 \end{matrix}$	Ø 18 g6	$\begin{matrix} -6 \\ -17 \end{matrix}$
				Ø 18 p5	$\begin{matrix} +26 \\ +18 \end{matrix}$	Ø 18 k6	$\begin{matrix} +12 \\ +1 \end{matrix}$

**Q3** Noter sur le dessin d'ensemble l'ajustement pour la liaison arbre 14 - poulie 11.



**Q4** Reporter les cotes tolérancées sur les vues de l'arbre 14 et de la poulie 11.



**Q5** A l'aide du tableau des écarts donnés en micromètre, compléter le tableau ci-dessous. A l'aide du tableau des écarts donnés en micromètre, compléter le tableau ci-dessous. A l'aide du tableau des écarts donnés en micromètre, compléter le tableau ci-dessous. A l'aide du tableau des écarts donnés en micromètre, compléter le tableau ci-dessous.

	ARBRE : .....	ALESAGE : .....
Cote (mm)		
Ecart supérieur (mm)		
Ecart Inférieur (mm)		
IT (mm)		
Cote Maxi. (mm)	arbre Maxi =	Alésage Maxi =
Cote mini (mm)	arbre mini =	Alésage mini =

**Q6** Positionner les IT par rapport à la ligne «zéro».



**Q7** Calculer.

$$\text{Serrage}_{\text{maxi}} =$$

$$\text{Serrage}_{\text{mini}} =$$

5 Annexes

Extraits de tolérances ISO pour arbres (en microns : 1 $\mu$ = 0.001 mm)														
au-delà de à (inclus)		1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	
		3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	
f7	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-16	-22	-28	-34	-41	-50	-60	-71	-83	-96	-108	-119	-131
f8	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-20	-28	-35	-43	-53	-64	-76	-90	-106	-122	-137	-151	-165
g5	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-6	-9	-11	-14	-16	-20	-23	-27	-32	-35	-40	-43	-47
g6	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-8	-12	-14	-17	-20	-25	-29	-34	-39	-44	-49	-54	-60
h5	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-4	-5	-6	-8	-9	-11	-13	-15	-18	-20	-23	-25	-27
h6	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-6	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-22	-25	-29	-32	-36	-40
h7	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-57	-63
h8	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-14	-18	-22	-27	-33	-39	-46	-54	-63	-72	-81	-89	-97
h9	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-25	-30	-36	-43	-52	-62	-74	-87	-100	-115	-130	-140	-155
h10	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-40	-48	-58	-70	-84	-100	-120	-160	-185	-210	-230	-250	-250
h11	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-60	-75	-90	-110	-130	-160	-190	-220	-250	-290	-320	-360	-400
h13	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-140	-180	-220	-270	-330	-390	-460	-540	-630	-720	-810	-890	-970
j6	es	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+12	+13	+14	+16	+16	+18	+20
	ei	-2	-2	-2	-3	-4	-5	-7	-9	-11	-13	-16	-18	-20
j7	es	+6	+8	+10	+12	+13	+15	+18	+20	+22	+25	+26	+29	+31
	ei	-4	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-15	-18	-21	-26	-28	-32
js5	es	$\pm 2$	$\pm 2.5$	$\pm 3$	$\pm 4$	$\pm 4.5$	$\pm 5.5$	$\pm 6.5$	$\pm 7.5$	$\pm 9$	$\pm 10$	$\pm 11.5$	$\pm 12.5$	$\pm 13.5$
	ei	$\pm 3$	$\pm 4$	$\pm 4.5$	$\pm 5.5$	$\pm 6.5$	$\pm 8$	$\pm 9.5$	$\pm 11$	$\pm 12.5$	$\pm 14.5$	$\pm 16$	$\pm 18$	$\pm 20$
js6	es	$\pm 3$	$\pm 4$	$\pm 4.5$	$\pm 5.5$	$\pm 6.5$	$\pm 8$	$\pm 9.5$	$\pm 11$	$\pm 12.5$	$\pm 14.5$	$\pm 16$	$\pm 18$	$\pm 20$
	ei	$\pm 5$	$\pm 6$	$\pm 7.5$	$\pm 9$	$\pm 10.5$	$\pm 12.5$	$\pm 15$	$\pm 17.5$	$\pm 20$	$\pm 23$	$\pm 26$	$\pm 28.5$	$\pm 31.5$
js7	es	$\pm 5$	$\pm 6$	$\pm 7.5$	$\pm 9$	$\pm 10.5$	$\pm 12.5$	$\pm 15$	$\pm 17.5$	$\pm 20$	$\pm 23$	$\pm 26$	$\pm 28.5$	$\pm 31.5$
	ei	$\pm 12.5$	$\pm 15$	$\pm 18$	$\pm 21.5$	$\pm 26$	$\pm 31$	$\pm 37$	$\pm 43.5$	$\pm 50$	$\pm 57.5$	$\pm 65$	$\pm 70$	$\pm 77.5$
js9	es	$\pm 12.5$	$\pm 15$	$\pm 18$	$\pm 21.5$	$\pm 26$	$\pm 31$	$\pm 37$	$\pm 43.5$	$\pm 50$	$\pm 57.5$	$\pm 65$	$\pm 70$	$\pm 77.5$
	ei	$\pm 30$	$\pm 37.5$	$\pm 45$	$\pm 55$	$\pm 65$	$\pm 80$	$\pm 95$	$\pm 110$	$\pm 125$	$\pm 145$	$\pm 160$	$\pm 180$	$\pm 200$
js11	es	$\pm 30$	$\pm 37.5$	$\pm 45$	$\pm 55$	$\pm 65$	$\pm 80$	$\pm 95$	$\pm 110$	$\pm 125$	$\pm 145$	$\pm 160$	$\pm 180$	$\pm 200$
	ei	$\pm 70$	$\pm 90$	$\pm 110$	$\pm 135$	$\pm 165$	$\pm 195$	$\pm 230$	$\pm 270$	$\pm 315$	$\pm 360$	$\pm 405$	$\pm 445$	$\pm 485$
k5	es	+4	+6	+7	+9	+11	+13	+15	+18	+21	+24	+27	+29	+32
	ei	0	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+4	+5
k6	es	+6	+9	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+28	+33	+36	+40	+45
	ei	0	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4	+4	+5
m6	es	+8	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	ei	+2	+4	+6	+7	+9	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
m7	es	+12	+16	+21	+25	+29	+34	+41	+48	+55	+63	+72	+78	+86
	ei	+2	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
n5	es	+8	+13	+16	+20	+24	+28	+33	+38	+45	+51	+57	+62	+67
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
n6	es	+10	+16	+19	+23	+28	+33	+39	+45	+52	+60	+66	+73	+80
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
p6	es	+12	+20	+24	+29	+35	+42	+51	+59	+68	+79	+88	+98	+108
	ei	+6	+12	+15	+18	+22	+26	+32	+37	+43	+50	+56	+62	+68

Extraits de tolérances ISO pour alésages (en microns : 1 $\mu$ = 0.001 mm)														
au-delà de à (inclus)		1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	
		3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	
H6	ES	+6	+8	+9	+11	+13	+16	+19	+22	+25	+29	+32	+36	+40
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H7	ES	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8	ES	+14	+18	+22	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72	+81	+89	+97
	EI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0