

TOLÉRANCEMENT GÉOMÉTRIQUE

INTERPRÉTATION

FABIEN SCHNEIDER

**IUFM DE LORRAINE
UNIVERSITÉ DE METZ
ÎLE DU SAULCY
57 045 METZ CEDEX
f.schneider@ac-nancy-metz.fr**

MARS 99

Avant-propos

L'objectif premier de ce document 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, du tolérancement et de la métrologie. Ces normes sont en cours de révision, de réécriture ou plus simplement de rédaction suite à l'introduction du concept GPS (spécification géométrique du produit) 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.

Ainsi, nous nous sommes attachés à faire ressortir le modèle géométrique implicite du tolérancement géométrique.

Contrairement à la norme qui présente incomplètement une douzaine d'exemples pour décrire les références ou système de référence, nous avons préféré apporter une méthode synthétique de constitution des références. Cette méthode en trois points permet non seulement d'expliquer la douzaine de cas particuliers de la norme, mais elle permet aussi de décrire de façon univoque tous les systèmes de référence qui peuvent se présenter sur un dessin.

Dans le même esprit, nous avons utilisé une approche qui s'appuie sur la fonctionnalité d'un mécanisme pour expliquer les différentes exigences du maximum et du minimum de matière. Ceci nous a permis de prolonger la méthode jusqu'à la description complète de la zone de tolérance et de l'état virtuel.

Ce document a été rédigé en prenant en compte les sensibilités des trois principaux intervenants concernés par la spécification géométrique du produit : le concepteur, le fabricant et le métrologue.

Il est certain que ce document est susceptible d'évoluer dans un très proche avenir, certaines questions soulevées par l'étude des normes devraient obtenir une réponse dans les années, voire les mois prochains.

I. INTERPRÉTATION DU TOLÉRANCEMENT

L'interprétation de la signification des tolérances apparaissant sur un dessin de définition ne peut s'envisager qu'à partir d'une étude approfondie des normes ¹ et une connaissance du contexte dans lequel les dessins ont été obtenus.

Comme pour un texte, un tolérancement utilise des indications syntaxiques et grammaticales pour apporter un sens. Il s'appuie aussi sur des directives de calligraphie.

Les normes de tolérancement définissent donc un langage. Ce langage a la particularité d'être géométrique.

L'objectif reconnu du tolérancement consiste à fixer des limites admissibles de variation de la géométrie réelle des pièces d'un mécanisme.

La géométrie réelle d'une pièce est matérialisée par les surfaces réelles qui délimitent sa matière.

Pour différentes raisons (fonctionnelles, fabrication, dessin, bon sens ...) cette surface est découpée en éléments simples. A chaque élément, on fait correspondre un élément géométrique idéal défini en forme, dimension, position et orientation. Cette géométrie idéale définit la **géométrie nominale**.

Les limites admissibles sont caractérisées par des **zones de tolérance**.

Cette géométrie (géométrie nominale et zones de tolérance) est décrite par le tolérancement en utilisant le langage défini par les normes de tolérancement.

Ainsi on décrit l'opération d'interprétation d'un tolérancement :

L'interprétation d un tolérancement consiste à décrire géométriquement une géométrie nominale et une zone de tolérance associée à l aide de normes.

L interprétation d un tolérancement se termine par l expression d une condition de conformité qui relie la surface réelle à la zone de tolérance.

En général, la condition de conformité consiste à imposer que l'élément réel spécifié soit inclus dans la zone de tolérance.

Sous une forme plus élaborée, l'interprétation consiste à rechercher le sens ou la raison de la spécification. L'interprétation est d'autant meilleure que l'on connaît l'auteur de la spécification et le contexte d'élaboration. On dépasse ici le domaine géométrique pour atteindre le domaine de la pensée.

¹ Les caractères du texte seront en italique lorsque la norme sera citée.

La première phase (phase géométrique) de description de la zone de tolérance présente peu de problèmes si les exemples fournis par les normes en vigueur correspondent exactement à la spécification, et si l'auteur de la spécification s'est contenté d'exprimer uniquement l'aspect géométrique.

Mais, dans la pratique, on débouche souvent sur des imprécisions ou même des incompréhensions. Essentiellement parce que l'auteur n'a pas réussi à exprimer proprement ses idées et a été obligé de prendre des libertés par rapport aux normes.

Une autre raison vient du fait que le langage normalisé n'est pas toujours rigoureux, il est même parfois contradictoire. Tous les mots nécessaires pour exprimer l'idée de l'auteur ne sont pas présents, il manque aussi des règles d'application.

Les normes de tolérancement (en l'état actuel) peuvent être considérées comme le plus petit commun dénominateur entre les différents intervenants de l'industrialisation d'un produit. Elles sont le résultat d'un consensus.

Cela oblige l'auteur des spécifications à déformer son idée pour réussir à l'exprimer avec le langage normalisé. Il lui arrive donc de prendre des libertés par rapport à la norme, par méconnaissance ou par impuissance. Ce qui pose bien évidemment des problèmes au lecteur pour comprendre la pensée de l'auteur.

Cependant malgré ces faiblesses, les normes constituent le seul langage commun à la disposition du concepteur, du fabricant et du métrologue pour exprimer l'aspect géométrique d'un mécanisme. Ce langage est international, c'est à dire que par l'intermédiaire des normes ISO, un tolérancement aura la même interprétation quel que soit le pays ou le métier du lecteur. D'autre part les normes sur le tolérancement évoluent et deviennent novatrices. On voit déjà apparaître des outils et des concepts nouveaux qui tendent, dans un premier temps, à rendre l'interprétation univoque.

Dans cet ouvrage, nous étudierons principalement l'expression géométrique des tolérancements, c'est à dire la phase d'analyse ou de lecture. Cependant, nous donnerons quelques éléments qui permettront d'aborder la phase de synthèse du tolérancement ou d'écriture.

II. PRÉSENTATION DES NORMES DE TOLÉRANCEMENT (ANALYSE)

A. CONCEPT GPS (GEOMETRICAL PRODUCT SPECIFICATION)

Depuis le début des années 1990, les normes évoluent plus vite, 30% des normes ont été revues entre le recueil des normes sur le dessin technique de 1992 et celui de 1994. Ceci

justifie notamment la nécessité de préciser sur les documents (dans ou au voisinage du cartouche) le numéro et aussi la date de parution de la norme de référence.

La norme **ISO/TR 14638**² de 1995 représente certainement l'apport essentiel à l'évolution future des normes concernant la **spécification géométrique des produits** (GPS : Geometrical product specification).

Ce rapport technique de l'ISO présente une vue d'ensemble de la normalisation internationale dans le domaine du GPS. Il explique le concept GPS et fournit un schéma directeur sur les normes existantes, à modifier et à établir dans le domaine.

Normes GPS de base	Normes GPS globales
	Chaînes de normes GPS générales
	Chaînes de normes GPS complémentaires

Vue d'ensemble du schéma directeur GPS - Matrice GPS

Maillon n°	1	2	3	4	5	6
Caractéristique géométrique de l'élément	Indication dans la documentation du produit - codification	Définition des tolérances - Définition théorique et valeurs	Définitions des caractéristiques ou paramètres de l'élément extrait	Évaluation des écarts de la pièce - Comparaison avec les limites de la tolérance	Exigences pour l'équipement de mesure	Exigences d'étalonnage - Étalons d'étalonnage
1	Taille					
2	Distance					
3	Rayon					
4	Angle °					
5	Forme d'une ligne (indépendante d'une référence)					
6	Forme d'une ligne (dépendant d'une référence)					
7	Forme d'une surface (indépendante d'une référence)					
8	Forme d'une surface (dépendant d'une référence)					
9	Orientation					
10	Position					
11	Battement circulaire					
12	Battement total					
13	Références					
14	Profil de rugosité					
15	Profil d'ondulation					
16	Profil primaire					
17	Défauts de surface					
18	Arêtes					

Structure des chaînes de normes GPS générales - Matrice GPS générale réduite

² **ISO/TR 14638 1995** : Spécification géométrique des produits (GPS) - Schéma directeur. Reprise par la norme française sous FD CR ISO/TR 14638 décembre 1996

L'élaboration des normes, étalée dans le temps (depuis 1967 à nos jours) et non concertée, a donné des normes incomplètes et parfois contradictoires.

La recherche de la qualification ISO 9000 demande notamment de s'assurer que "les exigences sont définies et documentées de façon adéquate". Cet objectif est hors de portée avec le contenu actuel des normes.

Pour résoudre cette impossibilité, l'ISO a constitué un comité technique (groupe d'harmonisation ³) qui a élaboré un schéma directeur pour planifier tous les travaux des comités techniques concernés par le domaine.

Par exemple, ce schéma directeur se retrouve depuis 1996 dans la structure de la table des matières des recueils de normes.

Le schéma directeur a été bâti pour mettre en place le concept GPS (spécification géométrique du produit). L'apport essentiel du concept GPS est de centrer le classement des normes et l'élaboration des nouvelles normes sur **le produit**.

Par exemple, historiquement, les normes françaises étaient élaborées par différentes commissions : Dessins techniques, États de surface, Métrologie dimensionnelle travaillant souvent de façon indépendante. Maintenant, ces commissions ont été regroupées en deux commissions GPS-Spécification et GPS-Mesure qui mettent le produit au centre des préoccupations.

L'intérêt évident de ce concept est d'apporter une homogénéité et une 'complétude' à l'évolution future des normes de tolérancement.

D'ailleurs, les travaux actuels et futurs des comités de l'ISO pour la rédaction de nouvelles normes ou pour la révision d'anciennes sont régis par trois règles : univocité, exhaustivité et complémentarité.

L'objectif général du concept GPS est donné dans l'introduction du rapport **ISO/TR 14638** : *La spécification géométrique des produits, symbolisée GPS, consiste à définir, au travers d'un dessin de définition, la forme (géométrie), les dimensions et les caractéristiques de surface d'une pièce qui en assurent un fonctionnement optimal, ainsi que la dispersion autour de cet optimal pour laquelle la fonction est toujours satisfaite.*

Pour atteindre cet objectif, le GPS prend en compte les trois aspects de la pièce correspondant aux trois principaux points de vue des intervenants :

- *la pièce imaginée et représentée par le concepteur*
- *la pièce fabriquée (fabricant)*
- *la connaissance de la pièce obtenue par mesurage de la pièce effective (métrologue)*

³ Le groupe d'harmonisation intervient sur les comités et sous-comités techniques Ajustement (ISO/TC3), Dessins techniques ... (ISO/TC10), Cotation et tolérancement (10/SC5), Métrologie et propriétés des surfaces (ISO/TC57).

Le concept GPS n'est pas plus défini par le rapport. On peut penser qu'il est le résultat de l'ensemble des normes concernant le produit et qu'il deviendra de plus en plus probant au fur et à mesure de leur écriture.

Pour l'instant les normes sont encore très centrées sur la définition des tolérances et très peu sur la définition des exigences fonctionnelles géométriques du produit et leurs implications sur la fabrication et la métrologie. L'aspect humain du tolérancement est nettement privilégié (définir un langage univoque), l'aspect technique du tolérancement est encore peu abordé (fabriquer des produits qui satisfassent aux exigences fonctionnelles). Il ne faut pas oublier que l'évolution actuelle des normes est engagée pour satisfaire aux contraintes de la mise sous assurance qualité et non pour fabriquer des produits de meilleure qualité. Ces deux objectifs ne sont bien évidemment pas équivalents.

Le rapport est plus explicite quant au schéma directeur de l'évolution des normes.

Normes GPS de base	Normes GPS globales
	Chaînes de normes GPS générales
	Chaînes de normes GPS complémentaires

Celui-ci s'appuie sur une matrice GPS qu'on pourrait qualifier 'de base' constituée de 4 groupes principaux de normes.

Deux groupes sont structurés en chaîne de normes. Une chaîne de normes est l'ensemble des normes relatives à la même caractéristique géométrique.

- Normes GPS de base :
On y retrouve le principe de tolérance de base (**N FE 04-561, ISO 8015**). Ces normes ne sont pas encore écrites, elles décriront à terme, ce qu'est le tolérancement.
- Normes globales :
Ce sont les *normes qui influencent tout ou partie des chaînes de normes générales ou complémentaires*, (normes sur les mesures d'angles, conversion d'inches en millimètres, cotation des pièces non rigides **NF ISO 10579 1994**, règles de décision pour prouver la conformité ou non à la spécification **NF EN ISO 14253-1**, vocabulaire des termes fondamentaux et généraux de métrologie **NF X 07-001**).
- Chaînes de normes générales ou matrice GPS générale :
C'est le noyau des normes, il *établit les règles pour l'indication sur les dessins, les définitions et les principes de vérification, applicables à différents types de caractéristiques géométriques*. On y retrouve par exemple l'**ISO 8015** pour la définition des caractéristiques d'éléments extraits.

- Chaînes de normes complémentaires ou normes GPS complémentaires :

Elles apportent des règles complémentaires qui dépendent du procédé de fabrication ou du type de produit lui-même.

Deux types de normes :

- normes de tolérances en fonction du procédé (usinage, fonderie ...).
- normes définissant la géométrie de produits particuliers (filetages, engrenages, cannelures ...).

Les matrices GPS générales ou complémentaires font apparaître des chaînes pour 18 caractéristiques géométriques de l'élément considéré. Les caractéristiques recouvrent les notions de taille, distance, rayon, angle, forme, orientation, position, battement, profil et arêtes.

Les chaînes sont constituées de 6 maillons. Les normes de tolérancement auxquelles nous nous intéresserons recouvrent généralement les 3 ou 4 premiers maillons. Les deux derniers maillons concernent des normes du domaine de la métrologie. Cependant, il faudra de plus en plus prendre en compte tous les maillons pour comprendre pleinement une caractéristique d'un élément.

Les 6 maillons permettent de passer progressivement de l'aspect symbolique d'une tolérance aux exigences d'étalonnage de l'instrument de mesure.

Maillon 1 : Identification dans la documentation - Codification

Façon d'indiquer sur le dessin la caractéristique de la pièce. Définition des symboles et de la façon de les utiliser (calligraphie, syntaxe et grammaire).

Maillon 2 : Définition des tolérances - Définition théorique et valeurs

Définition des valeurs numériques associées aux symboles, d'un point de vue textuel et d'un point de vue mathématique par rapport à l'élément nominal.

Maillon 3 : Définitions des caractéristiques ou paramètres de l'élément extrait

Définition de l'élément extrait concerné par le symbole, d'un point de vue textuel et d'un point de vue mathématique.

Maillon 4 : Évaluation des écarts de la pièce - Comparaison avec les limites de la tolérance

Définition des exigences détaillées nécessaires à l'évaluation des écarts de la pièce par rapport à l'indication du dessin.

Maillon 5 : Exigences pour l'équipement de mesure

Prise en compte de la notion d'erreur.

Maillon 6 : Exigences d'étalonnage - Étalons d'étalonnage

Maillon n°		1	2	3	4	5	6
Caractéristique géométrique de l'élément		Indication dans la documentation du produit - codification	Définition des tolérances - Définition théorique et valeurs	Définitions des caractéristiques ou paramètres de l'élément extrait	Évaluation des écarts de la pièce - Comparaison avec les limites de la tolérance	Exigences pour l'équipement de mesure	Exigences d'étalonnage - Étalons d'étalonnage
1	Taille	ISO 129 (R) ISO 286-1 ISO 406	ISO 286-1 ISO 286-2 ISO 1829	ISO 286-1 ISO 1938 (R) ISO 8015 (R) ISO 14660-1-2	ISO 1938 (R)	ISO 1938 (R) ISO 463 (R) ISO 3599 (R) ...	ISO 1938 (R) ISO 3670 (R) ISO 3650 (R)
2	Distance	ISO 129 (R) ISO 406	?	?	?	ISO 1938 (R) ISO 463 (R) ISO 3599 (R) ...	?

Exemple de chaîne de norme pour les caractéristiques Taille et Distance

(R) : indique les normes en cours de révision

? : indique l'absence de norme pour ce maillon

Les normes en révision sont celles qui ne définissent pas parfaitement le maillon. Une case vide indique les travaux futurs des comités de normalisation.

B. INDICE, TITRE, DATE ET CORRESPONDANCE DES NORMES ÉTUDIÉES

Nous n'analysons pas dans cet ouvrage chaque norme des Dessins Techniques. Nous n'étudions que les plus récentes, les plus novatrices et les plus utiles pour comprendre les évolutions futures dans le domaine. On s'intéresse aux normes suivantes.

ISO/DIS 14660-1-2 1996 : GPS - Éléments géométriques - Partie 1 : termes généraux et définitions - Partie 2 - définition de l'axe extrait d'un cylindre ou d'un cône, de la surface médiane extraite, de la taille locale extraite et du diamètre local extrait.

NF E 04-561 1991, ISO 8015 1985 : Principe de tolérancement de base

NF E 04-553 1984 : Cotation et tolérancement - Tolérancement géométrique, Exploitation des normes NFE 04-552 et NFE 04-554

NF E 04-554 1988, ISO 5459 : Cotation et tolérancement
Références et systèmes de référence pour tolérances géométriques

NF E 04-552 1983, ISO 1101 1983 : Tolérancement Géométrique,
Généralités, définitions, symboles, indications sur les dessins

NF E 04-555 1992, ISO 2692 1988 : Tolérancement géométrique
Exigence du maximum de matière

NF E 04-559 1991, ISO 5458 1987 : Cotation et tolérancement
Tolérancement de localisation

NF ISO 10578 1996 ≈ ISO 10578 1992 : Tolérance d'orientation et de position - Zone de tolérance projetée

NF EN 22768-1, ISO 2768-1 1993 : Tolérances générales

Partie 1 : Tolérances pour dimensions linéaires et angulaires non affectées de tolérances individuelles

NF EN 22768-1, ISO 2768-2 1993 : Tolérances générales

Partie 2 : Tolérances géométriques pour éléments non affectés de tolérances individuelles

NF E 02-351 1993 : Tolérances générales

Tolérances géométriques pour éléments non affectés de tolérances individuelles. Guide d'application de la norme NF EN 22768-2

NF ISO 1302 1995, ISO 1302 1992 (E05-016) : Indication des états de surface

Les normes suivantes sont aussi importantes, elles sont en général mieux maîtrisées et plus connues ou moins fondamentales.

NF E 04-511 1984, ISO 7083 : Symboles pour tolérancement géométrique - Dimensions et proportions

NF EN 22086-1 1993, ISO 286-1 1988: Système ISO de tolérance et d'ajustement - Partie 1 : Base des tolérances, écarts et ajustements.

NF ISO 1660 1989, NF E 04-556 : Cotation et tolérancement des profils

NF E 04-557 1991 ≈ ISO 3040 1990 : Cotation et tolérancement - Cônes

NF E 04-560 1985 : Cotation et tolérancement - Vocabulaire

NF E 04-565 1986 : Dessins techniques

Cotation des pièces souples dites déformables

C. MODÈLE GÉOMÉTRIQUE DE TOLÉRANCEMENT ET GÉNÉRALITÉS

1. DOMAINE GÉOMÉTRIQUE D EMPLOI

On ne trouve pas indiqué dans les normes NF E 04 sur le dessin technique le domaine géométrique d'application de ces normes. En fait c'est la norme **NF E 05-015**⁴, entre autres, qui indique que le tolérancement géométrique ne concerne que les différences ou défauts du 1^{er} ordre (aspect macroscopique des défauts). Les défauts du 2^{ème} ordre (ondulations) et du troisième et quatrième ordre (rugosités) sont limités par ailleurs par les

⁴ États de surface des produits – Prescriptions – Première partie : Généralités – Terminologie – Définitions

normes sur les profils. Les travaux du groupe d'harmonisation devraient permettre d'apporter ce type de précision.

Le tolérancement géométrique n'est pas à même de prendre en compte, de façon générale, les déformations locales et globales des pièces.

Donc, le tolérancement s'applique à des pièces supposées indéformables tant localement que globalement.

Ainsi, la norme **NF E 04-565** sur les pièces souples définit les pièces à l'état libre.

En conséquence, les pièces tolérancées sont de dimension moyenne pour ne pas être déformée par leur propre poids. Les défauts maîtrisés par le tolérancement sont au mieux de l'ordre du centième de millimètre, pour des valeurs plus faibles, il est trop réducteur de ne pas prendre en compte les déformations locales ou la liaison entre la caractéristique forme et la caractéristique profil. Ceci serait pourtant utile pour maîtriser réellement les ajustements.

La température de contrôle, donc de définition, est de 20°C (**NF E 10-100** juin 1984 ou ISO 1).

La pièce tolérancée est vue selon deux points de vue, le point de vue nominal qui correspond au dimensionnement et à la définition géométrique, le point de vue tolérancement qui limite les différences entre le réel et le nominal et définit la zone de tolérance.

2. DÉFINITIONS ET MODÈLE

a) Éléments

Un projet de norme **ISO/DIS⁵ 14660-1 : 1996** apporte quelques définitions fondamentales.

Entité dimensionnelle : *forme géométrique définie par une dimension linéaire du type taille*. Par exemple : cylindre, sphère, 2 surfaces parallèles opposées, cône, coin.

Élément : *point, ligne ou surface*. En général, partie constitutive d'une pièce quelle qu'en soit la nature. Surface simple ou, parfois, ensemble de surfaces (ensemble de trous).

Dans l'**ISO 8015**, deux plans parallèles sont considérés comme un élément unique.

Élément intégral : *Surface ou ligne d'une surface* (dont on n'a rien retiré, entière, complète⁶).

⁵ DIS : projet de norme internationale

⁶ (c) Larousse.

Élément dérivé : centre, ligne médiane ou surface médiane dérivée à partir d'un ou plusieurs éléments intégraux.

Élément nominal (intégral ou dérivé) : élément théorique exact habituellement défini sur un dessin technique.

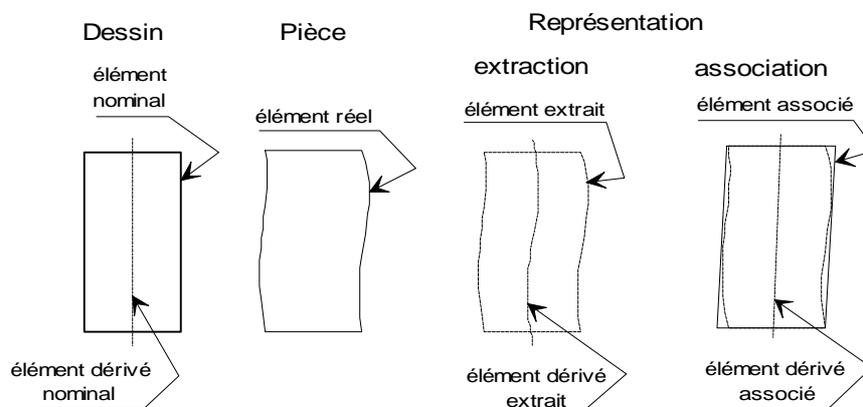
Élément (intégral) réel : élément intégral constitutif de la surface réelle de la pièce, limité par les éléments réels adjacents.

Élément intégral extrait : représentation approchée de l'élément réel obtenue par l'extraction d'un nombre fini de points de l'élément réel. Cette extraction est réalisée en appliquant des conventions spécifiées.

Élément intégral associé : élément intégral de forme parfaite associé à l'élément intégral extrait suivant des conventions spécifiées.

		ÉLÉMENTS		
		ÉLÉMENTS INTÉGRAUX		ÉLÉMENTS DÉRIVÉS
Modèle	NOMINAL (dessin)	élément intégral nominal	dérivation ⇒	élément dérivé nominal
Pièce	RÉEL (nombre infini de points)	élément (intégral) réel		
Extraction				
Représentation de la pièce	EXTRAIT (nombre fini de points)	élément intégral extrait	dérivation ⇒	élément dérivé extrait
	Association			
	ASSOCIÉ (forme parfaite)	élément intégral associé	dérivation ⇒	élément dérivé associé

Relation matricielle des définitions des éléments géométriques ISO/DIS 14660-1



Relation entre les définitions des éléments géométriques ISO/DIS 14660-1

Une seconde partie de la norme **ISO/DIS 14660-2** donne les définitions de certains éléments extraits. Il s'agit de définitions par défaut, ce qui laisse donc la possibilité d'indiquer ses propres procédures sur un dessin technique. On peut supposer que de nouvelles normes préciseront d'autres conventions pour extraire et pour associer des éléments.

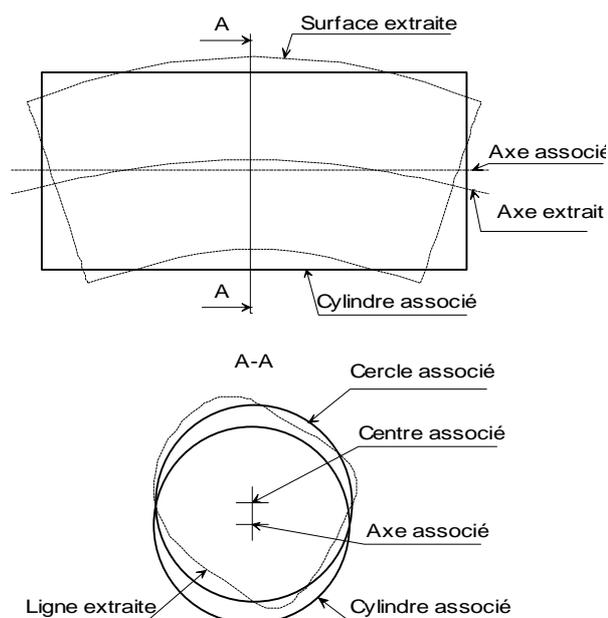
Nous donnons comme exemple la définition de l'axe extrait d'un cylindre :

Lieu des centres de sections, tels que :

- les centres des sections sont les centres de cercles associés,
- les sections sont perpendiculaires à l'axe du cylindre associé obtenu à partir de la surface extraite (son rayon peut donc être différent du rayon nominal)

Dans le cas de la définition par défaut () de l'axe extrait d'un cylindre,

- les cercles associés sont les cercles obtenus par la méthode totale des moindres carrés,
- le cylindre associé est le cylindre obtenu par la méthode totale des moindres carrés.



Axe extrait d'un cylindre **ISO/DIS 14660-2**

Le projet de norme propose la définition de l'axe extrait d'un cône, de la surface médiane extraite et de la taille locale extraite d'un cylindre ou de deux surfaces parallèles.

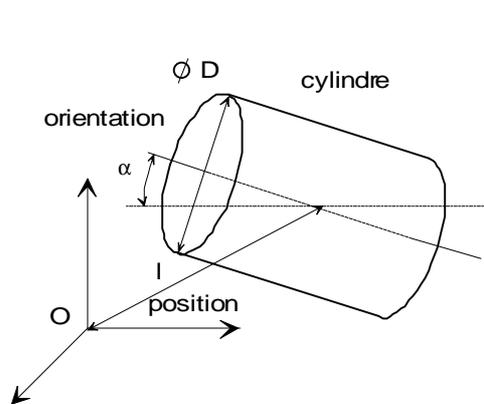
b) Modèle

Une évolution majeure des 10 dernières années concerne l'esquisse d'un modèle de tolérancement qui permet entre autres de structurer les apports des différentes normes.

Il est important en effet de définir le modèle géométrique sur lequel s'appuie le tolérancement et de savoir comment il est constitué.

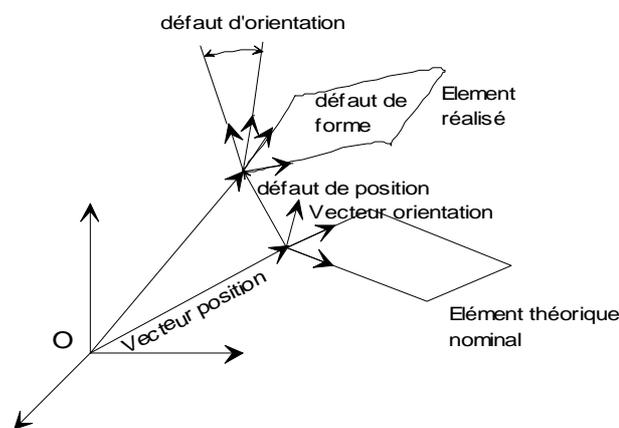
Cette esquisse apparaît dans la norme **NFE 04-561 1991, ISO 8015 1985** lorsqu'elle définit le domaine d'application du principe de tolérancement de base (nous décrivons ce principe un peu plus loin).

<p><i>Le principe spécifié doit être appliqué sur les dessins techniques et les documents connexes aux :</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - cotes linéaires et leurs tolérances ; - cotes angulaires et leurs tolérances ; - tolérances géométriques ; 	<p>Les cotes linéaires, angulaires, leurs tolérances et les tolérances géométriques constituent les mots ou les termes de base du tolérancement. On peut ajouter les mots de la définition de la géométrie nominale (cotes implicites et cotes encadrées).</p>
<p><i>qui définissent pour chaque élément d'une pièce, les quatre aspects suivants :</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - dimension ; - forme ; - orientation ; - position. 	<p>Les quatre aspects d'un élément d'une pièce constituent le modèle de représentation de la géométrie des éléments par les normes. Ils définissent le découpage du paramétrage de la géométrie d'un élément.</p>



CYLINDRE

paramétrage de l'élément selon les 4 aspects :
dimension : \varnothing ; forme : cylindre, α : orientation et
 l : position.



PLAN

paramétrage de la position et de l'orientation
ainsi que de leurs défauts

Il s'agit d'un paramétrage géométrique vectoriel tridimensionnel. On verra plus tard comment la norme permet d'appréhender les défauts de l'élément réalisé par rapport à l'élément théorique nominal. On peut comparer ce paramétrage au tolérancement vectoriel élaboré par certains métrologues (WIRTZ Suisse). Ces métrologues sont capables de

donner pour toute surface réelle une valeur à chacun des quatre aspects. Par comparaison avec les valeurs nominales, on peut déduire les défauts suivant les quatre aspects.

Remarques sur le modèle défini par la norme **ISO 8015** :

- Il est fait une distinction nette entre cote et tolérance. La cote correspond au nominal, la tolérance à la variation par rapport au nominal.
- On dispose de deux modes de tolérancement : le tolérancement des dimensions et le tolérancement par zones de tolérance.

Le tolérancement des dimensions est historiquement le premier tolérancement. Il est encore souvent utilisé pour spécifier des positions d'éléments, les orientations étant implicites et définies par la géométrie nominale dessinée. Maintenant, ce type de tolérancement doit se limiter uniquement à l'aspect dimension. Le positionnement par dimension n'a plus de signification, il relève d'une vision unidimensionnelle (alignement de vecteurs), l'utilisation des tolérances géométriques de position (localisation) correspond mieux à une approche tridimensionnelle et au modèle défini par la norme.

D'ailleurs, les développements récents s'appliquent exclusivement au tolérancement par zones de tolérance à l'aide des tolérances géométriques. Mais, le mode dimension reste toujours nécessaire pour l'aspect dimension.

- Les différentes tolérances normalisées (tolérances géométriques) ne permettent pas de limiter les défauts des éléments indépendamment selon les quatre aspects. Les tolérances géométriques ne limitent jamais uniquement l'aspect position ou orientation, elles limitent toujours les déviations de l'aspect orientation ou position et de l'aspect forme. Par exemple la tolérance géométrique de parallélisme limite simultanément les déviations de l'aspect orientation et de l'aspect forme.
- L'aspect forme correspond à la forme géométrique (cylindre, couple de plans, cône ...).

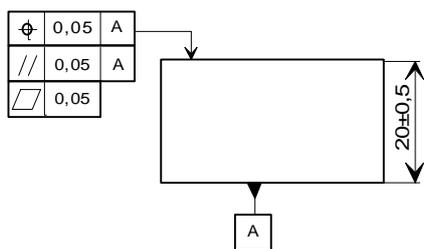
Par la suite nous allons expliquer le principe de tolérancement de base (l'indépendance) puis nous analyserons les deux tolérancements par dimensions et par zones de tolérance.

D. PRINCIPE DE TOLÉRANCEMENT DE BASE : L'INDÉPENDANCE

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

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

Les spécifications contraignent successivement la géométrie de la pièce. Un élément peut être : incomplètement, juste suffisamment ou surabondamment spécifié⁷. Chaque spécification s'applique indépendamment des autres, les plus contraignantes l'emportent.



Ci-contre, les trois aspects, position, orientation et forme de l'élément plan supérieur sont spécifiés. L'aspect dimension de l'élément couple de plans est aussi spécifié. Les quatre spécifications s'appliquent indépendamment les unes des autres. Certaines tolérances ne sont pas utiles,

mais elles ne contreviennent pas au principe de l'indépendance.

Les relations particulières entre aspects sont apportées par des modificateurs appelés **exigences** :

Aspects reliés	Modificateur
dimension ↔ forme (géométrie)	Ⓔ Enveloppe
orientation ou position ↔ forme	toutes les tolérances géométriques
dimension ↔ forme ↔ orientation ou position	Ⓜ Ⓛ Maximum et minimum de matière
orientation ou position seule	Ⓣ Surface tangente (pas encore normalisé)

Ainsi qu'indiqué dans le tableau ci-dessus, les modificateurs agissent simultanément sur deux, voire trois, des aspects de description. Donc il n'est pas possible de spécifier uniquement l'aspect position ou l'aspect orientation (la norme américaine ANSI prévoit une exigence sur la surface tangente (Ⓣ))

Nous reviendrons plus tard sur l'explication de ces exigences.

En fait, l'application principale du principe de base concerne les cotes linéaires et angulaires.

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

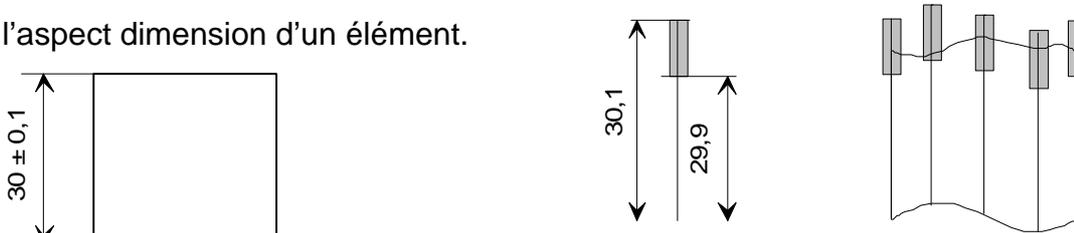
Ceci s'applique directement à la définition de la dimension (taille) du diamètre d'un cylindre ou à la distance entre deux plans qui peuvent constituer un élément unique. L'existence d'une cote linéaire et de sa tolérance ne limite pas l'aspect forme de ou des éléments spécifiés.

⁷ Bien que l'utilité de la surabondance de localisation puisse être justifiée, la norme la refuse sur les tolérances linéaires et certainement sur les tolérances géométriques.

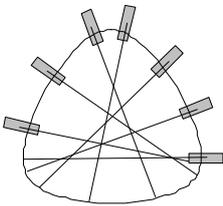
E. TOLÉRANCEMENT DES DIMENSIONS : PRINCIPE DE L'INDÉPENDANCE ET EXIGENCE DE L'ENVELOPPE

1. COTE LINÉAIRE ET SA TOLÉRANCE

Selon le principe de l'indépendance, une cote linéaire et sa tolérance ne limitent que l'aspect dimension d'un élément.

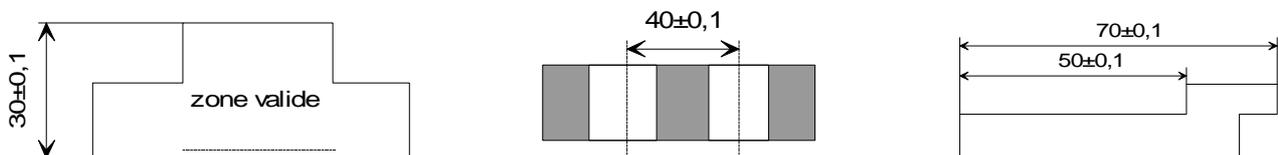


Chaque bipoint voit sa dimension limitée par la valeur 30,1 mm en maximum et la valeur 29,9 mm en minimum. Le défaut de forme de l'élément, ici deux plans, n'est pas limité.



Les mêmes définitions s'appliquent à la dimension (taille) d'un cylindre, c'est à dire son diamètre. On peut noter que le diamètre est à peu près ce qui est mesuré par un pied à coulisse

Une conséquence directe de la signification d'une cote tolérancée est qu'une cote linéaire n'a d'existence que si le bipoint existe physiquement.

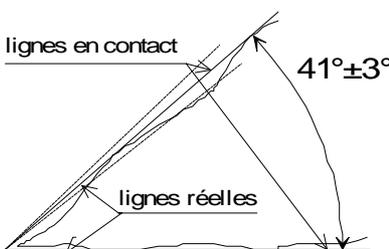


Ainsi les cas de tolérancement ci-dessus n'ont pas de signification certaine ou utile.

La cote de 30 n'existe que dans la zone valide. Les points appartenant à des axes n'ont pas d'existence réelle, aussi il n'y a pas de signification à un bipoint entre deux axes.

Les bipoints n'existent pas pour les cotes de 70 et 50.

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 parfaite en contact avec la ligne réelle et dont la

distance maximale entre les deux lignes soit la plus faible possible.

La tolérance angulaire s'applique à la dimension angulaire entre deux lignes dérivées. Le plan dans lequel sont définis cote et tolérance peut être implicite ou explicite.

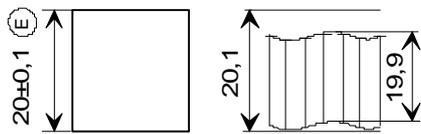
3. EXIGENCE DE L ENVELOPPE

L'exigence de l'enveloppe permet de spécifier une dépendance *entre la dimension et la géométrie* d'un élément. Il faut entendre par géométrie l'aspect forme de l'élément au sens forme cylindrique ou forme plane.

Cette exigence constituait le principe de base de la cotation avant l'adoption de **ISO 8015** par la France en 1991. Différents arguments ont été avancés pour justifier son abandon en tant que principe de base dont le nombre réduit de cotes qui le nécessitait effectivement.

L'exigence de l'enveloppe est identifiée par le symbole : \textcircled{E}

L'exigence de l'enveloppe s'applique soit à un cylindre, soit à deux plans parallèles (éléments isolés et uniques).



L'enveloppe de forme parfaite à la dimension au maximum de matière de l'élément ne doit pas être dépassée. Aucune dimension locale ne peut dépasser l'autre limite de la dimension.

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, ne serait-ce qu'à cause de la dimension du côté minimum de matière.

Par exemple, il n'existe pas de signification à la position d'un axe défini par rapport à un autre axe à l'aide d'une cote linéaire et l'exigence de l'enveloppe. Il est en effet impossible de définir ce que sont l'enveloppe et la dimension minimale dans ce cas.

Ainsi seul l'aspect dimension peut être spécifié par une cote linéaire et sa tolérance. L'aspect position devra donc être spécifié avec une tolérance géométrique.

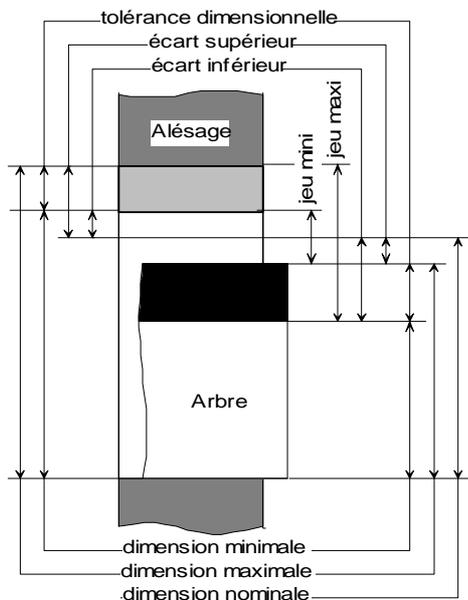
4. AJUSTEMENTS NF EN 20286 1 2 DÉC. 1993 ISO 286-1 1988

a) Domaine d application

Cette norme s'applique essentiellement aux assemblages entre arbres et alésages et peut être étendue aux ajustements entre éléments simples de type couple de plans. Les pièces sont considérées comme étant lisses.

b) Définitions

Un ajustement est un jeu ou serrage entre deux pièces devant s'assembler. La tolérance est la variation dimensionnelle admissible pour l'une des pièces.



L'écart est constitué de la marge en plus ou en moins, par rapport à la dimension nominale des pièces à assembler, pour obtenir le jeu ou le serrage.

Remarque : la dimension est appelée cote lorsqu'elle est inscrite sur un dessin

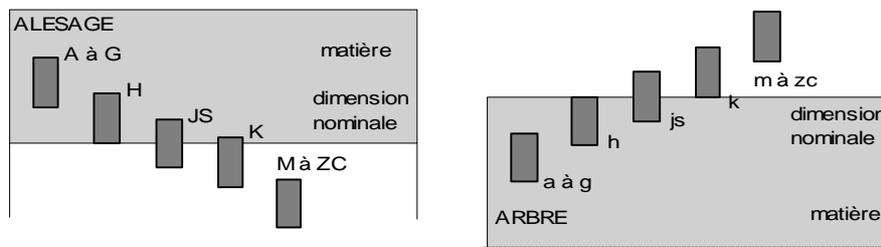
L'ajustement est désigné par un ensemble de caractères (52H7/g6) définissant

- la dimension nominale : 52
- le symbole de classe de tolérance de l'alésage : H7
- le symbole de classe de tolérance de l'arbre : g6

Le nombre s'appelle le degré de tolérance normalisé. C'est l'ensemble des tolérances considérées comme correspondant à un même degré de précision pour toutes les dimensions nominales : le nombre va de 1 (précis) à 18 (large), plus deux cas spéciaux 01 et 0.

Dimension Nominale mm	Aussi de	Degrés de tolérance normalisés																	
		IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
	Jusqu'à et y compris	μm												mm					
-	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7
500	630	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11
630	800	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
800	1000	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
1000	1250	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5
1250	1600	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
1600	2000	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
2000	2500	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28
2500	3150	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33

La lettre 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 car les lettres i, l, o, q, w ne sont pas utilisées et des couples de lettres sont ajoutés : cd, fg, js.



«a» ou «A» : position la plus loin de la dimension nominale du côté minimum de matière

«zc» ou «ZC» : position la plus loin de la dimension nominale du côté maximum de matière

«h» ou «H» : position en contact avec la dimension nominale du côté maximum de matière

«js» ou «JS» : position centrée sur la dimension nominale

On trouvera en annexe les tableaux de valeurs numériques des écarts pour les arbres et alésages.

En plus des tableaux, la norme donne et explique les formules qui ont permis de les établir.

c) Interprétation

Deux cas sont prévus pour l'interprétation :

- Dessin comportant l'indication « **ISO 8015** »

L'indication de l'ajustement seul s'interprète avec le principe de base de l'indépendance et ne concerne donc que l'aspect dimension.

Une indication supplémentaire d'exigence de l'enveloppe (E) implique que l'enveloppe de forme parfaite à la dimension au maximum ne soit pas dépassée.

Comme les ajustements qualifient l'assemblage entre deux pièces, l'exigence de l'enveloppe ou une autre exigence semble donc nécessaire.

- Dessin ne comportant pas l'indication « **ISO 8015** »

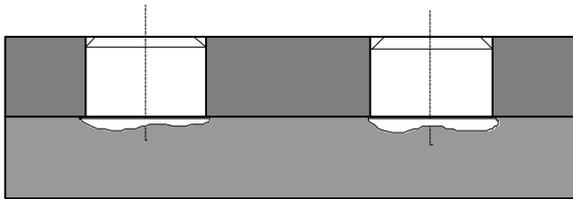
Sur la longueur prescrite de l'alésage (de l'arbre), *le diamètre du plus grand (petit) cylindre fictif parfait pouvant être inscrit dans l'alésage (circonscrit à l'arbre), au contact uniquement des crêtes de la surface, ne doit pas être plus petit (grand) que la dimension limite au maximum de matière. En aucun endroit de l'alésage (de l'arbre), le diamètre maximal (minimal) ne doit être supérieur à la dimension au minimum de matière.*

Cette définition correspond exactement à une exigence de l'enveloppe implicite.

Quelle que soit l'interprétation, l'écart de cylindricité peut atteindre la valeur de la tolérance sur le diamètre.

Fonctionnellement, la notion d'ajustement s'applique entre deux pièces dont la liaison est uniquement matérialisée par une surface de nature cylindrique ou constituée de deux plans parallèles. Elle permet de caractériser et d'assurer l'assemblage entre les deux pièces. Elle transforme l'hyperstatisme nominal local en une contrainte dimensionnelle.

Dans le cas de liaisons complexes présentant un hyperstatisme nominal, la notion d'ajustement n'est plus applicable. En effet, l'hyperstatisme devient global et amène des contraintes géométriques sur l'ensemble des surfaces matérialisant la liaison. Notamment, les contraintes agissent simultanément sur des paramètres dimensionnels et des paramètres de position.



Par exemple, l'assemblage entre les deux pièces du mécanisme ci-contre ne peut pas être caractérisé par des ajustements sur les cylindres, car la contrainte de montage joue sur les deux cylindres simultanément. Il sera nécessaire d'utiliser d'autres exigences pour assurer l'assemblage. Par exemple, l'exigence du maximum de matière (M).

Une majorité de mécanisme présentant un hyperstatisme nominal, l'exigence de l'enveloppe devrait donc être très peu utilisée. On la trouve essentiellement sur les dessins parce que les cotations ne sont menées à leur terme ou parce que le mode implicite de tolérancement est unidirectionnel (cotation vectorielle).

F. TOLÉRANCEMENT PAR ZONES DE TOLÉRANCE NF E 04-553

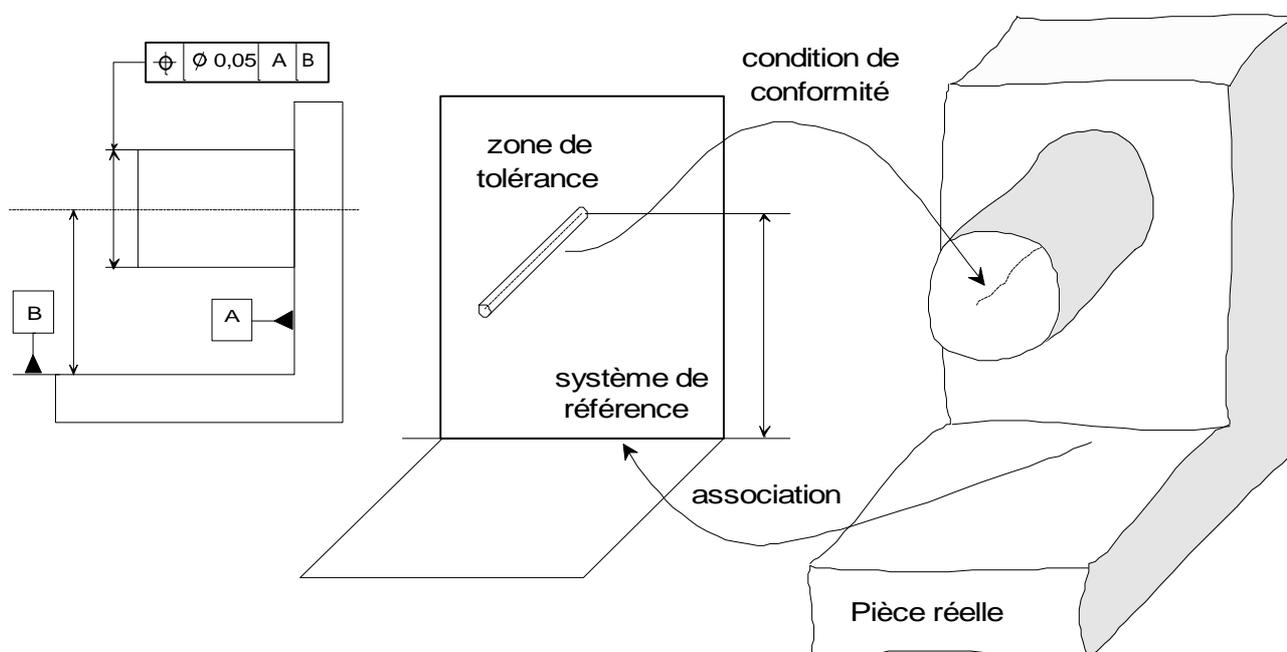
Tous les aspects d'un élément (forme, position, orientation) qui ne sont pas strictement dimensionnels sont à spécifier à l'aide de tolérances géométriques. Ces tolérances définissent toujours directement une zone de tolérance ce qui permet dans ce cas de parler de tolérancement par zones de tolérance.

Une zone de tolérance définit une portion de l'espace d'une pièce réelle qui décrit le lieu de validité de l'existence d'un élément réel (élément auquel s'adresse la tolérance).

La zone de tolérance peut être totalement libre en position par rapport à la pièce réelle, dans ce cas l'élément auquel s'adresse la tolérance est contraint uniquement sur ses caractéristiques propres (intrinsèques).

La zone de tolérance peut être positionnée par rapport à des éléments réels de la pièce, dans ce cas on fait intervenir la notion de référence. L'élément auquel s'adresse la tolérance est contraint sur ses caractéristiques propres et sur ses caractéristiques de position et(ou) orientation.

Il faudra donc accorder une attention toute particulière au rattachement des éléments géométriques constituant la zone de tolérance aux éléments de la pièce réelle. Il s'agit en fait de la description géométrique d'une chaîne reliant la zone de tolérance à l'élément réel auquel s'adresse la tolérance.



Pour décrire les tolérances géométriques, la norme spécifie d'une part une zone de tolérance (analyse) et d'autre part «la surface spécifiée doit appartenir à la zone de

tolérance » (condition de conformité) ceci indépendamment de tout moyen de contrôle ou de mesure.

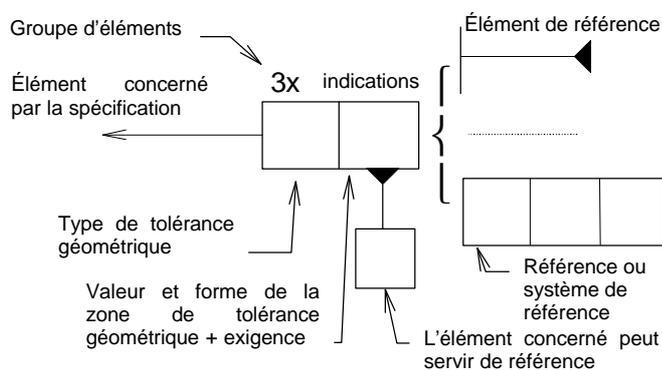
La phase d'analyse consiste uniquement en une construction géométrique. Les langages normalisés ont suffisamment évolué pour permettre de construire de façon assez certaine la zone de tolérance.

Cependant, cela n'implique pas que la spécification ait un sens et réponde explicitement à un problème de tolérancement associé à une fonction (interprétation de la fonction par le « coteur » avec les possibilités offertes par la normalisation).

Les tolérances géométriques ne sont que des mots normalisés permettant de décrire géométriquement une zone de tolérance.

Le cadre de tolérance constitue une phrase symbolique décrivant les caractéristiques géométriques de la zone de tolérance (forme, étendue, position, libertés ...) dont il convient de maîtriser la structure pour construire sans erreur la zone de tolérance.

Constitution du cadre de tolérance géométrique :



Le cadre de tolérance est composé au minimum de deux parties : une case indiquant le type de tolérance géométrique, et une case indiquant la valeur de la tolérance.

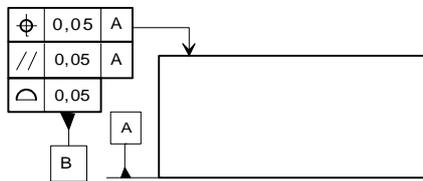
Une troisième partie, à droite, est présente lorsque la zone de tolérance se construit par rapport à une référence ou un système de référence.

NF E 04-552 6 : Sauf cas particulier, le cadre de tolérance est relié à l'élément tolérancé par une ligne de repère terminée par une flèche, selon les cas, la direction de la largeur de la zone de tolérance est dans la direction de la flèche, ou normale à la géométrie désignée. Dans le cas contraire, la direction doit être implicitement désignée. La flèche est rattachée au cadre de tolérance sur son flan droit ou gauche.

NF E 04-553 4 : L'identification de l'élément tolérancé ne doit pas apparaître dans le cadre. Mais il est possible d'utiliser un tableau qui récapitule l'ensemble des spécifications géométriques d'un dessin.

Une indication en clair précise le nombre d'éléments concernés simultanément par la tolérance géométrique. Les éléments constituent alors un groupe d'éléments.

Des indications caractérisant la forme de l'élément peuvent être écrites près du cadre de tolérance (non convexe, zone commune ...).



NF E 04-554 5.3 et **NF E 04-559 6.8** : l'élément ou le groupe d'éléments tolérancé peut servir de référence. Nous verrons dans le paragraphe suivant comment se

construisent ces références.

Lorsqu'un même élément est concerné par plusieurs tolérances géométriques, celles-ci sont accolées les unes sur les autres avec une seule flèche indiquant l'élément tolérancé.

1. RÉFÉRENCE ET SYSTÈME DE RÉFÉRENCE NF E 04-554

Une référence ou référence spécifiée est un élément géométrique unique parfait du type point, droite ou plan.

Dans le cas d'un système de référence, la référence est un assemblage d'éléments géométriques parfaits du type point, droite ou plan uniquement auquel se rapporte un élément tolérancé.

En accord avec le projet **ISO/DIS 14660-1**, ces éléments peuvent être dérivés d'éléments intégraux associés à des éléments intégraux, extraits des éléments réels de la pièce.

Il faut donc distinguer quatre éléments :

L élément réel, l élément extrait de l élément réel, l élément intégral associé et l élément référence dérivé.

Par abus de langage on désigne l'élément réel avec la même lettre que l'élément géométrique parfait qui sert de référence.

Par exemple on appelle « A » le cylindre réel alors que « A » en tant que référence est l'axe (dérivé) d'un cylindre minimal circonscrit associé au cylindre réel. Comme nous le verrons par la suite, le cylindre associé n'est pas unique, il dépend de l'écriture du cadre de tolérance.

Depuis 1988, les termes de surfaces de référence réelle ou simulée qui étaient définis dans la norme **NF E 04-554 1988** n'apparaissent plus. Cependant ils sont encore utilisés dans les normes relevant de la mesure.

Une référence simulée est un *élément réel de contrôle ou de fabrication, de forme adéquate suffisamment précise, en contact avec la référence réelle et utilisé en vue d'établir la référence spécifiée*. Une référence réelle est un *élément réel de la pièce* ()

que l'on utilise en vue de remplir les conditions d'une référence. Il s'agit là de considérations de métrologie.

a) Association, critère et contrainte

Il existe une infinité de surfaces géométriques parfaites associées à un élément extrait d'un élément réel. De façon à avoir l'unicité du système de référence bâti à partir des surfaces réelles, il est nécessaire de définir de façon univoque le critère qui déterminera l'association.

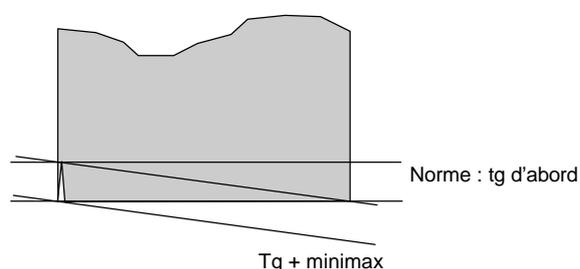
La norme n'est pas encore parfaitement claire à ce sujet, le projet **ISO/DIS 14660-2** n'apporte pas de réponse pour l'association de référence. Il concerne seulement la détermination d'éléments extraits.

En l'état actuel des normes, seule une contrainte d'association est définie : l'élément associé est une surface géométrique parfaite qui est tangente à la surface réelle du côté libre de la matière. Dans le cas d'un cylindre plein, cela se traduit par le plus petit cylindre circonscrit, dans le cas d'un cylindre creux, par le plus grand cylindre inscrit.

Mais, lorsqu'il existe plusieurs surfaces tangentes du côté libre de la matière, la norme précise que l'on garde celle qui assure à l'élément de référence une position moyenne. Ce critère est volontairement peu précis pour permettre l'interprétation.

Du point de vue de la métrologie, cela se traduit par l'utilisation de deux critères mathématiques :

- Contrainte et critère du minimax : position tangente du côté libre qui minimise les écarts maximaux
- Contrainte ou non et critère de Gauss : position qui minimise la somme des écarts au carré puis décalage ou non du côté libre. Il s'agit d'un critère majoritaire ou barycentrique.

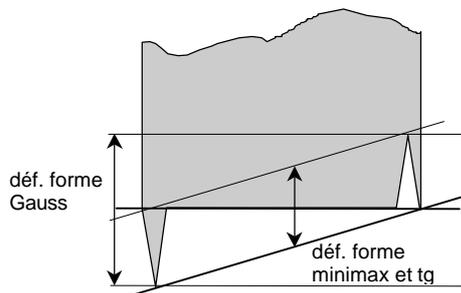


Des deux critères définis précédemment, le critère minimax semble être le plus proche de l'expression de la norme. Cependant il n'y a pas équivalence comme le montre le dessin ci-contre.

De même, l'utilisation des critères ne conduit pas à la même valeur de défaut de forme.

Le défaut de forme est la distance minimale entre deux surfaces géométriques parfaites parallèles encadrant la surface réelle considérée (minimisation de la distance maximale).

Un défaut de forme est une distance entre deux surfaces géométriques parfaites parallèles encadrant la surface considérée. Le critère du minimax permet d'atteindre la valeur du défaut de forme.



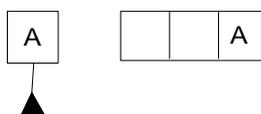
On s'aperçoit sur la figure ci-contre que le défaut de forme évalué pour une même surface est doublé par l'utilisation du critère de Gauss. Dans les cas courants de surface plane, on peut avoir une majoration du défaut de forme de 10 à 15 % par l'utilisation du critère de Gauss à la place du critère du minimax.

L'imprécision qui existe sur le critère d'association est très gênante pour la métrologie à base de MMT. Deux machines de constructeurs différents donneront des références différentes selon le critère d'association retenu par le logiciel d'exploitation des mesures. Une solution consisterait à préciser sur le dessin de définition le critère à retenir lors du contrôle ou mieux le critère qui a été retenu lors de la détermination de la valeur de la spécification.

b) Écritures des références

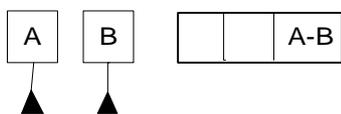
Il existe quatre types d'écritures de références :

(1) Référence simple



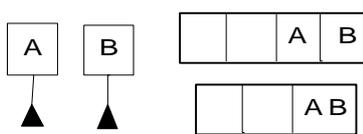
Référence simple : élément géométrique spécifié à partir d'un seul élément (ou d'un seul groupe d'éléments de la pièce, identifié par un autre cadre de tolérance, mais on ne peut pas dire dans ce cas que la référence soit simple).

(2) Référence commune



Référence commune : élément géométrique spécifié à partir de plusieurs éléments de la pièce.

(3) Système de référence



Système de référence ordonné : ensemble de plusieurs éléments géométriques en position théorique exacte, auxquels se rapporte un élément tolérancé.

Système de référence non ordonné, il n'y a pas de tiret entre A et B, ce n'est donc pas une référence commune. Le système de référence non ordonné correspond à toutes les

combinaisons de systèmes de références ordonnés que l'on puisse bâtir à partir des références spécifiées.

A	B
---	---

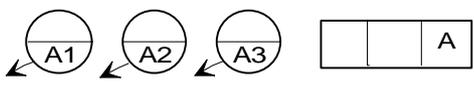
B	A
---	---

Le système de référence ordonné est un système construit progressivement à partir des références réelles spécifiées indiquées dans les cases du cadre de tolérance.

L'ordre de construction est donné de la gauche vers la droite. Ainsi la référence la plus à gauche est la référence primaire, la suivante la référence secondaire, tertiaire. Théoriquement on peut aller jusqu'à 6 références si les références sont dérivées de points extraits des surfaces réelles. En général, trois références suffisent (plan, droite, point) pour construire un système de référence complet.

(4) Référence partielle

Référence partielle : point \times , ligne $\times \text{---} \times$ ou zone \bullet limitée de la pièce utilisé pour spécifier un élément géométrique.

 La référence spécifiée A est constituée des références partielles A1, A2 et A3.

 La partie supérieure du symbole de référence partielle sert à indiquer le type et l'étendue de la zone limitée ($\varnothing 4$, 20x20).

Il est nécessaire ici de préciser les définitions apportées par la norme.

La référence spécifiée A ne peut être par définition que un point, une droite ou un plan. Ces éléments étant de nature géométrique et dépendant de l'écriture du cadre de tolérance, il ne peut être question de les limiter en étendue. D'autre part, il faut préciser que la référence partielle « point » n'a pas de rapport avec l'élément de référence de nature point. Du point de vue de la liaison entre l'élément dérivé et l'élément réel, le premier correspond à une liaison ponctuelle, le second à une liaison rotule.

Pour lever ces contradictions, il suffit d'admettre que la norme confond ici 4 éléments : l'élément dérivé qui constitue la référence A, l'élément intégral associé, l'élément extrait et l'élément réel. La référence partielle limite l'étendue de l'élément extrait de la surface réelle. Une expression plus précise serait : la référence A est l'élément de nature point, droite ou plan dérivé de l'élément associé à l'élément limité en étendue extrait de l'élément réel tel qu'indiqué par les symboles de référence partielle.

c) Détermination de référence

Tout d'abord, il est important de rappeler que la référence est un point, une droite ou un plan ou un assemblage de ces trois éléments. La référence sert à déterminer soit un repère complet (point-droite-plan), soit incomplet (point ; droite ; plan ; point-droite ; droite-plan). Il

n'existe que 6 classes de références. (point-plan \Leftrightarrow point-droite). Selon les cas, la norme ne définit pas forcément les éléments géométriques minimaux comme référence, mais il est préférable de rechercher ces éléments géométriques minimaux systématiquement.

Pour traiter un maximum de cas, ceux décrits par la norme et d'autres, nous proposons ici une méthode de détermination de la référence à partir des surfaces réelles de la pièce.

La méthode s'appuie sur trois opérations successives :

1. Construction : On construit une surface géométrique parfaite comme un assemblage des éléments intégraux nominaux correspondant aux éléments réels dont sera tirée la référence. Cet assemblage constitue un modèle nominal.

Les dimensions, positions et orientations entre les surfaces composant le modèle sont lues sur le dessin sous la forme de cotes encadrées, de valeurs moyennes ou nominales ou de valeurs implicites. Il est important de noter que les éléments géométriques constituant le modèle sont en position exacte les uns par rapport aux autres.

Les éléments composant le modèle peuvent disposer de libertés cinématiques les uns par rapport aux autres. Les libertés sont indiquées sur le dessin :

- par déduction à partir des caractéristiques géométriques tolérancées de l'élément concerné
- par expérience, selon que le groupe d'élément est un groupe de trous (pas de libertés) ou un groupe de plans (mobilité totale entre les plans dans le cas d'une référence commune ou de l'utilisation d'un plan médian, pas de mobilité dans le cas d'une référence ordonnée).

Le problème des libertés sera mieux appréhendé à partir des exemples qui suivent.

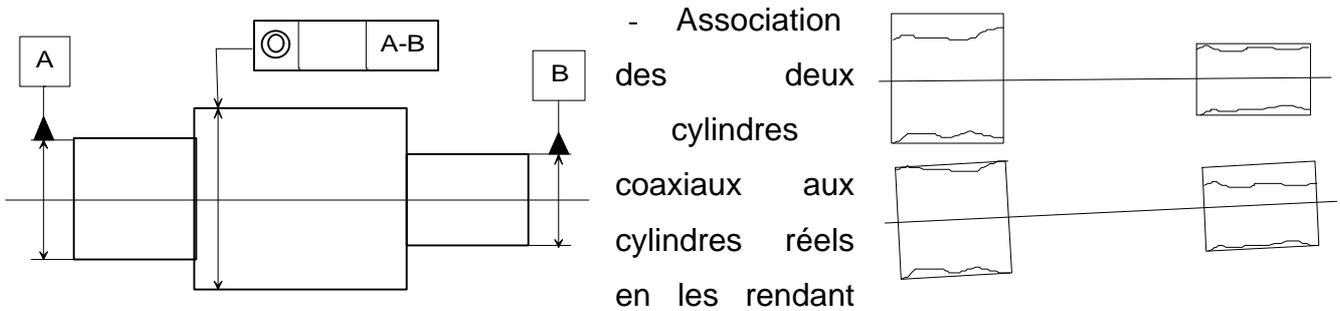
2. Association : La position du modèle par rapport aux surfaces réelles est obtenue en rendant les surfaces du modèle tangentes du côté libre de la matière aux surfaces réelles. Cette opération nécessite d'abord un déplacement et une déformation du modèle (translations et rotations globales et libertés cinématiques). Si la position n'est pas unique, on peut déformer le modèle suivant ces dimensions propres. La norme ne définit pas de règle pour déterminer toutes ces variations. Elle donne seulement quelques exemples. Cependant, pour choisir les variations, on peut retenir qu'elles ne doivent pas favoriser l'une des surfaces. On entre ici dans des problèmes d'optimisation multi-critères sur lesquels la norme ne donne pas encore d'avis. La position finale obtenue dépendra donc de la procédure retenue.

Pour un système de référence, l'association est progressive pour respecter la hiérarchie des références (primaire, secondaire,...). Dans un premier temps le modèle est rendu tangent à la surface réelle de la référence primaire. Puis tout en restant tangent à cette surface réelle, il est rendu tangent à la surface réelle de la référence secondaire, et ainsi de suite en gardant les conditions de tangence. Cette opération joue sur des déplacements du modèle et comme précédemment, s'il existe plusieurs positions du modèle par rapport aux surfaces réelles, on garde la position moyenne.

3. Dérivation : À partir des surfaces associées, on bâtit la référence équivalente la plus complète possible (assemblage de point, de droite et de plan). Dans le cas d'union de références, on peut utiliser un tableau de reclassement qui permet de donner la nature du référentiel résultant sous la forme d'éléments géométriques minimaux (voir annexe 1).

d) Applications

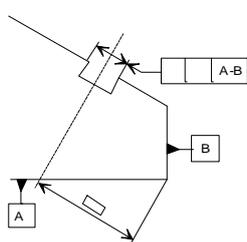
- Références simples dérivées d'éléments réels simples
Plan tangent du côté libre de la matière à un plan réel.
Droite axe du cylindre parfait circonscrit à un cylindre plein réel.
Point centre d'un cercle parfait circonscrit à un cercle réel intersection d'un cylindre et d'un plan perpendiculaire à l'axe du cylindre.
Plan médian de deux plans dérivés librement de deux plans réels constituant un élément nominal de type 2 plans parallèles.
- Références simples dérivées de groupes d'éléments réels
Par exemple, groupe de trous d'axes parallèles :
Le modèle construit est constitué d'un d'ensemble de cylindres positionnés entre eux tel que défini sur le dessin et ayant pour diamètre le diamètre nominal.
L'association demande que le modèle soit tangent du côté libre de la matière aux cylindres réels. Pour ce faire, le modèle est déplacé et les diamètres des trous varient simultanément.
La dérivation permet de définir une référence commune à l'ensemble des trous. Dans certains cas la référence est composée d'une droite parallèle à l'axe des trous et d'un plan contenant cette droite et passant par l'axe de l'un des trous. (Voir le reclassement de plusieurs surfaces cylindriques parallèles). Sinon la référence est réduite à une seule droite.
- Référence commune dérivée d'un groupe d'éléments réels cylindriques coaxiaux
 - Construction de deux cylindres coaxiaux ayant les diamètres nominaux



circonscrits et en faisant varier les diamètres (plusieurs positions finales sont possibles)

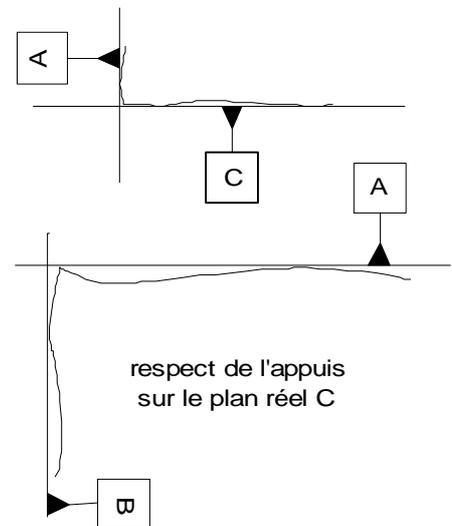
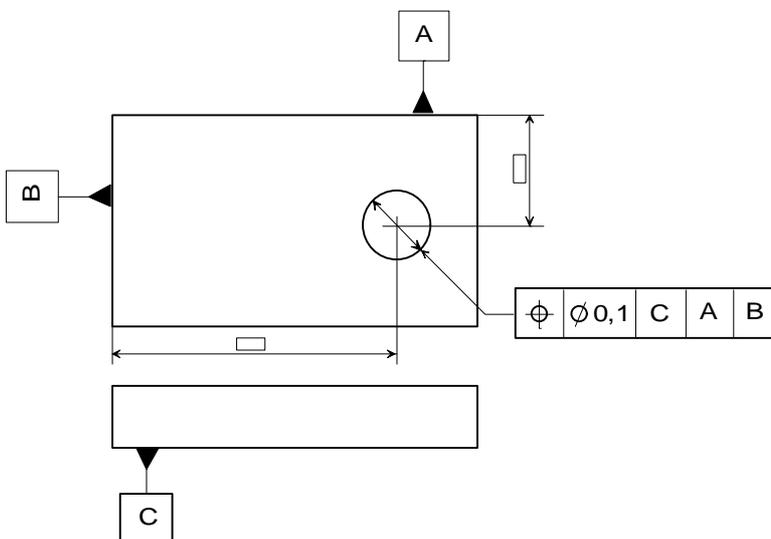
- Dérivation de la référence en tant que droite axe des deux cylindres coaxiaux, c'est la référence A-B.

- Référence commune dérivée d'un groupe d'éléments réels plans



- Construction de deux plans nominalement perpendiculaires mais ayant toutes libertés de position l'un par rapport à l'autre
- Association des deux plans tangents du côté libre de la matière aux plans réels
- Dérivation de la référence en tant que droite intersection des deux plans associés, c'est la référence A-B.

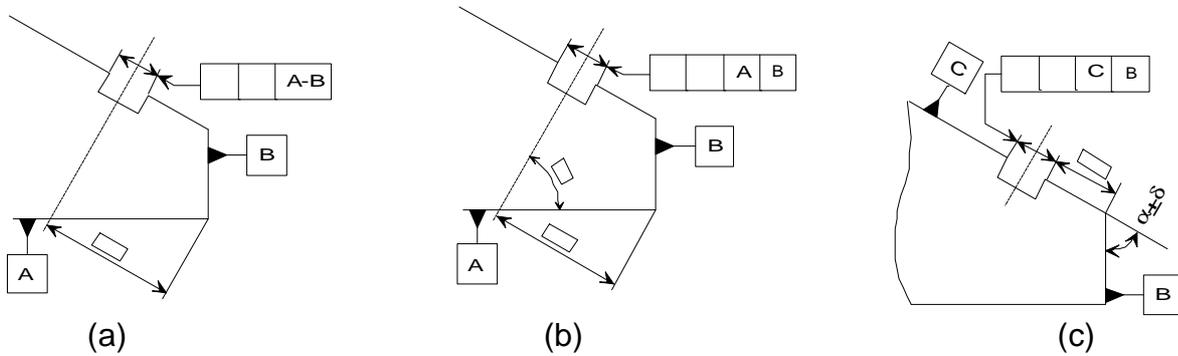
- Référence ordonnée dérivée d'éléments réels plans



- Le modèle est construit par assemblage de trois plans nominalement perpendiculaires entre eux. Le modèle ne dispose pas de libertés.
- L'association du modèle est effectuée de façon progressive. Le modèle est d'abord rendu tangent du côté libre de la matière à l'élément réel de C ; tout en restant tangent du côté libre de la matière au premier plan réel, le modèle est rendu tangent du côté libre de la matière au plan réel de A ; finalement en restant tangent du côté libre de la matière aux deux plans réels, tel que vu précédemment, le modèle est rendu tangent du côté libre de la matière au plan réel de B.

- La référence maximale que l'on peut dériver est obtenue par reclassement de trois surfaces de nature plane. On obtient une référence composée d'un plan (par exemple le plan C), d'une droite (par exemple la droite intersection de C et A) et d'un point (par exemple l'intersection de la droite et du plan B).

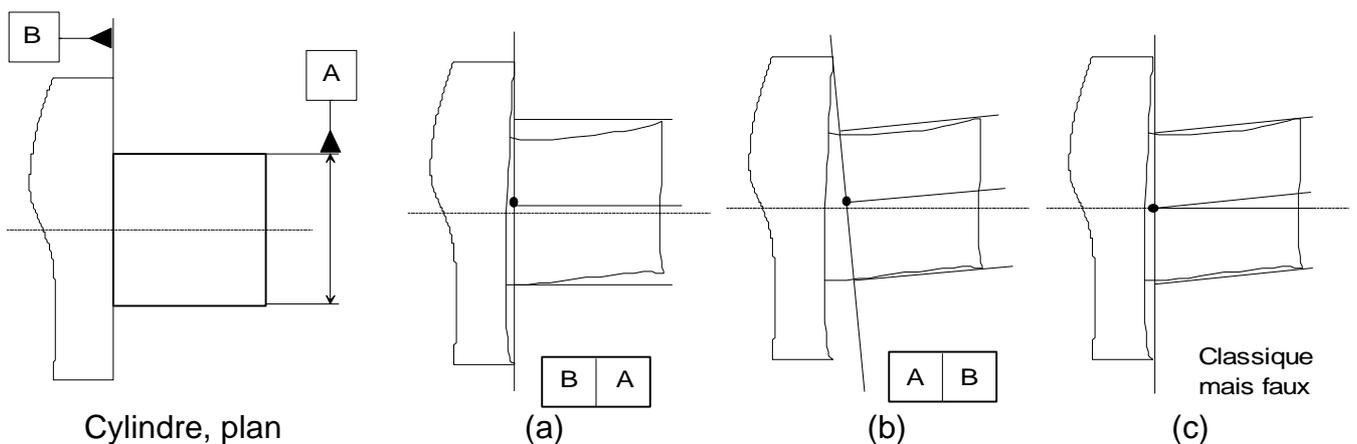
- Autres exemples de référence dérivée à partir de 2 plans :



- (a) la référence est la droite intersection des 2 plans tangents aux plans réels
 (b) la référence est constituée du plan tangent à la surface réelle de A et de la droite intersection entre ce plan et le plan tangent à la surface réelle de B contraint à être perpendiculaire à A
 (c) la référence est constituée du plan tangent à la surface réelle de C et de la droite intersection entre ce plan et le plan tangent à la surface réelle de B contraint à avoir un angle de α° par rapport à C

Il est intéressant de remarquer que la référence n'est pas forcément complète (plan + droite).

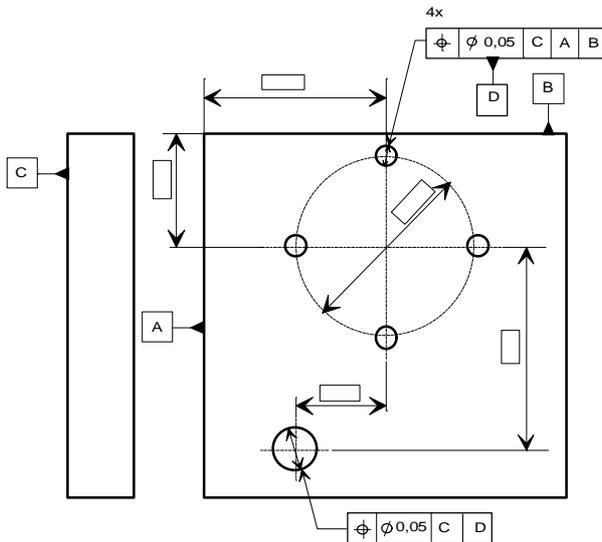
- Système de référence dérivé à partir d'un cylindre et d'un plan :



- Dans les trois cas la référence est constituée d'une droite et d'un point,
 (a) la droite est normale au plan tangent à la surface réelle B en tant que référence primaire, le point est l'intersection de l'axe du cylindre perpendiculaire au plan et circonscrit au cylindre réel

- (b) la droite est l'axe du cylindre circonscrit au cylindre réel, le point est l'intersection de cet axe avec le plan perpendiculaire à l'axe et tangent à la surface réelle B
- (c) la droite est, soit la droite perpendiculaire au plan tangent à B, soit l'axe du cylindre circonscrit, le point est l'intersection entre l'axe du cylindre et le plan. Ces constructions sont classiques mais ne correspondent pas à la norme, donc ne sont pas valables. Elles induisent une erreur dans la position de la zone de tolérance.

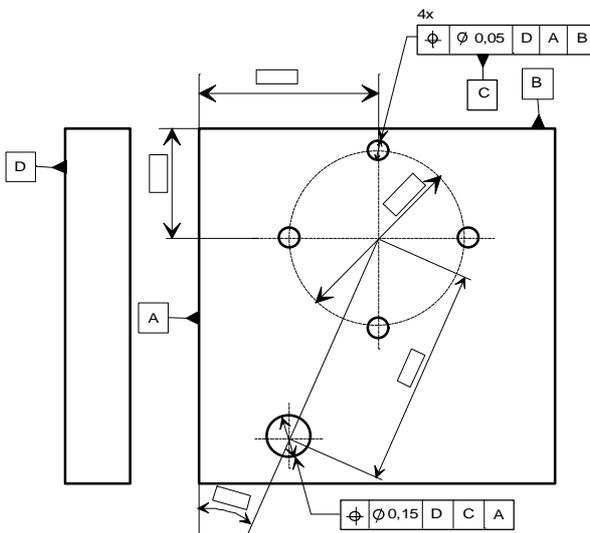
Un groupe d'élément peut servir de référence pour localiser un autre élément :



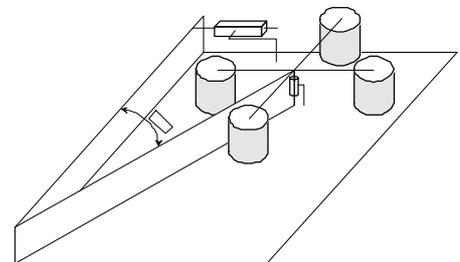
Le modèle est constitué d'un plan et de quatre cylindres d'axes perpendiculaires au plan et de diamètre égal au diamètre nominal.

L'association se fait d'abord par rapport au plan réel de C (référence primaire), puis par rapport au groupe de trous (référence secondaire). Le modèle est donc rendu tangent du côté libre de la matière au plan réel de C puis les diamètres des trous varient jusqu'à être tangent du côté libre de la matière aux alésages. La dérivation

donne un système de référence constitué du plan C, d'une droite appartenant à C et passant par deux axes de trous opposés et d'un point intersection du plan C et de l'axe central aux trous.



Cet exemple montre que le modèle dépend des paramètres géométriques définissant l'élément spécifié. Ici, le groupe de trous n'oriente pas la référence, il dispose donc d'une liberté en rotation, de même le plan A ne positionne pas la référence, il dispose d'une liberté en translation⁸.



⁸ La cote encadrée entre le plan A et l'axe du groupe de trous sert à l'autre tolérance géométrique de localisation.

2. TOLÉRANCES GÉOMÉTRIQUES

La norme **N FE 04-552** ou **ISO 1101** définit les zones de tolérance de toutes les tolérances géométriques. Il faut lire cette norme avec précaution car les concepts qui ont prévalu lors de sa publication en 1983 ont évolué. Certaines indications, qui ne sont pas en contradiction avec les orientations adoptées par les nouvelles normes de 1991, prêtent cependant à confusion.

Les tolérances géométriques sont classées en quatre types : forme, orientation, position et battement. Mais, les types 'orientation' et 'position' ne correspondent pas directement aux aspects 'orientation' et 'position' de l'élément spécifié.

a) Identification d'une zone de tolérance

Une zone de tolérance se construit comme une portion de l'espace positionnée ou non par rapport à une référence.

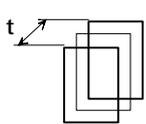
(1) Largeur et forme de la zone de tolérance

La portion de l'espace est définie par rapport à l'élément nominal de l'élément concerné.

La largeur de la zone de tolérance est définie implicitement suivant une normale à l'élément nominal. Dans le cas contraire, la direction de la flèche située au bout de la ligne joignant le cadre de tolérance à l'élément tolérancé donne la direction de la largeur. La direction doit alors être définie.

La forme de la zone de tolérance dépend de la nature de l'élément.

- Élément de nature surfacique :



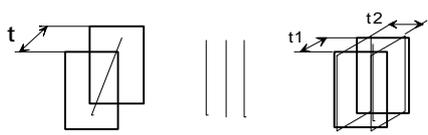
La zone de tolérance est un espace compris entre deux éléments géométriques parfaits parallèles de même nature que l'élément nominal de l'élément tolérancé placés symétriquement par rapport lui. La distance entre les deux éléments géométriques parfaits correspond à la largeur de la zone. La largeur est donnée par la valeur indiquée dans le cadre de tolérance.

On peut considérer, dans ce cas, que la zone de tolérance est l'enveloppe générée par le déplacement d'une sphère, de diamètre égal à la valeur de la tolérance, le long de l'élément nominal surfacique ; c'est ce qui ressort de l'étude de la norme sur le tolérancement des profils **NF E 04-556**, **NF EN ISO 1660 1995**.

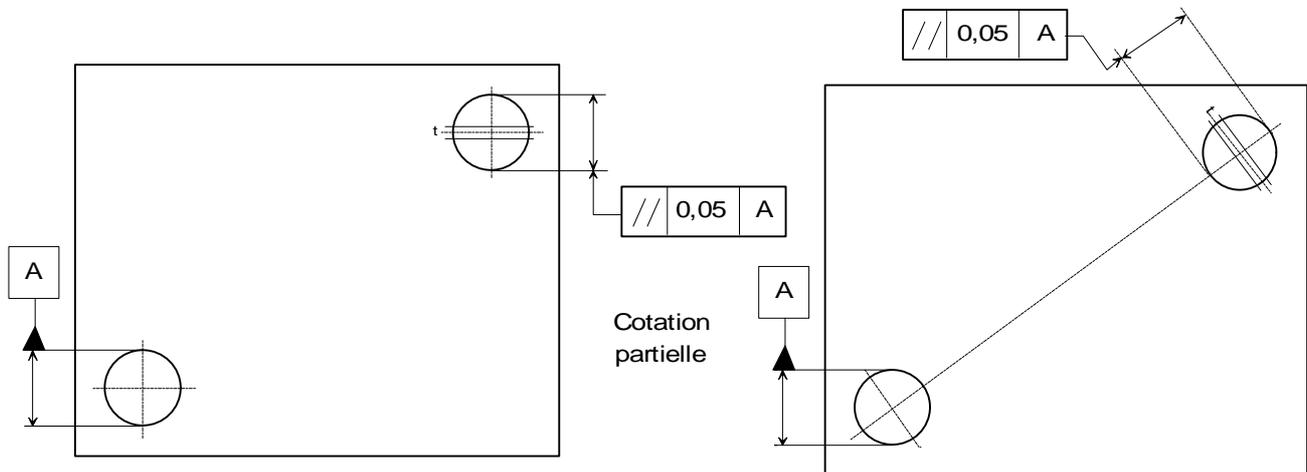
- Élément de nature linéique :



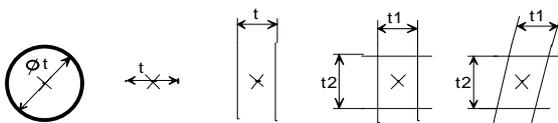
Si la valeur de la largeur de la tolérance est précédée du signe \emptyset , la zone de tolérance est l'enveloppe générée par le déplacement d'une sphère le long de l'élément nominal linéique.



Autrement, la zone de tolérance peut être établie comme l'espace entre deux plans parallèles placés symétriquement par rapport à l'élément nominal. La direction des plans est définie perpendiculaire à la direction de la flèche et dépend de la direction de l'élément toléré. La vue de projection et l'endroit où est indiquée la tolérance géométrique ont donc une forte incidence sur l'expression de la zone de tolérance.



• Élément de nature ponctuelle :



Si la valeur de la largeur de la tolérance est précédée du signe \varnothing , la zone de tolérance est un cercle ayant pour centre le point toléré.

Autrement, la zone de tolérance peut être établie comme l'espace entre deux droites parallèles placées symétriquement par rapport à l'élément nominal. La direction des droites est définie perpendiculaire à la direction de la flèche.

Pour finir de définir la portion de l'espace composant la zone de tolérance, l'étendue est limitée par l'étendue de l'élément spécifié, sauf cas particuliers indiqués.

Il s'agit :

- de la tolérance projetée présentée plus loin
- de l'indication de zone restreinte, la zone restreinte est définie soit par un trait mixte coté par rapport à la pièce ou par l'indication du type 0,01/80 si la tolérance de 0,01 mm s'applique à toute longueur de 80 mm de l'élément. L'indication en pourcentage n'est pas admise (NF E 04-553, §4).

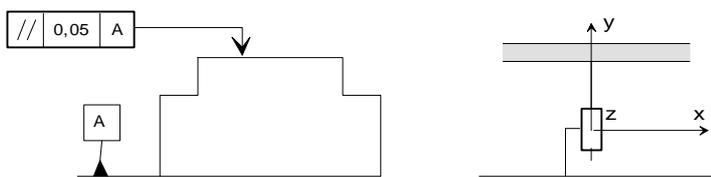
(2) Position de la zone de tolérance

La position de la zone de tolérance dans l'espace de la pièce est libre sauf si une référence est définie. On peut alors considérer la zone de tolérance comme un solide placé quelque part dans un référentiel associé à la pièce.

Initialement ce solide possède 6 degrés de liberté ⁹.

La nature de la tolérance géométrique, les indications de position portées sur le dessin (cotes encadrées, cotes implicites), la complétude du référentiel éliminent plus ou moins de degrés de liberté. Des indications en clair (position angulaire indifférente) peuvent apporter des libertés.

La zone de tolérance de parallélisme du dessin ci-dessous est l'espace compris entre deux



plans distants de 0,05 mm. Cette zone est limitée par l'étendue de la surface spécifiée.

La zone possède toutes les libertés sauf les celles de tourner autour des axes x et z. La zone de tolérance possède notamment la possibilité de se translater suivant l'axe y. La rotation suivant y et les translations suivant x et z ne nous intéressent pas car elles laissent la zone invariante.

La mobilité de la zone de tolérance est utilisée pour vérifier la condition de conformité qui s'énonce : « la surface spécifiée doit appartenir à la zone de tolérance » et qu'on pourrait inverser en : « la zone de tolérance doit inclure la surface spécifiée », si on considère que la zone de tolérance est mobile par rapport à la pièce.

Attention : Dans le cas où une tolérance géométrique s'attacherait à un cylindre, son axe réel effectif ¹⁰ (élément dérivé du cylindre extrait) est contraint à s'inclure dans la zone de tolérance.

b) 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. Les tolérances géométriques définissent toutes le même type de contrainte, l'utilisation de symboles différents permet d'être plus ou moins concis. La tolérance de battement est cependant de

⁹ Un degré de liberté correspond à un mouvement possible d'un point bien choisi du solide selon l'une des trois translations ou trois rotations possibles suivant les trois axes du repère.

¹⁰ L'axe effectif d'un cylindre est défini par la ligne constituée des centres des sections successives du cylindre (ISO/DIS 14660).

nature différente des tolérances de forme, position et orientation, elle est d'ailleurs apparue plus tard.

Le tableau suivant montre la particularisation des différentes tolérances géométriques.

- Forme, orientation et position **NF E 04-553**, §12.1

Tolérances	Cas général		Cas particulier	
Forme	Forme d'une ligne quelconque	\frown	Rectitude	—
			Circularité	○
	Forme d'une surface quelconque	\triangle	Planéité	▭
			Cylindricité	∅
Orientation	Inclinaison	\sphericalangle	Parallélisme	//
			Perpendicularité	⊥
Position	Localisation	\oplus	Concentricité	◎
			Coaxialité	
			Symétrie	≡

Les tolérances géométriques ne contraignent pas directement les aspects définis par la norme **ISO 8015**. En effet en raison de la définition de la forme de la zone de tolérance et de la condition de conformité¹¹, les tolérances géométriques d'orientation et de position contraignent à la fois l'aspect orientation ou position et l'aspect forme.

Attention, le symbole de la tolérance géométrique de forme d'une ligne quelconque \frown est différent de celui d'une surface quelconque \triangle .

Lorsque la flèche du cadre de tolérance est attachée à la cote dimensionnelle d'un élément (cylindre ou couple de plans parallèles), la surface spécifiée est l'élément extrait dérivé de l'élément réel spécifié (axe réel du cylindre, plan médian réel pour le couple de plans).

Selon les particularités géométriques des éléments et l'expression des paramètres de position, des tolérances géométriques différentes peuvent définir la même zone de tolérance :

- entre l'expression générale et l'expression particulière :
 Une tolérance géométrique de localisation est équivalente à une tolérance de coaxialité lorsqu'il s'agit de contraindre la position d'un axe nominalement coaxial à un autre.

¹¹ L'élément tolérancé doit être inclus dans la zone de tolérance.

Deux plans nominaleme^{nt} parallèles peuvent être contraints l'un par rapport à l'autre par une tolérance de parallélisme ou une tolérance d'inclinaison et une cote angulaire (encadrée) de 0°.

- mais aussi entre la tolérance géométrique de forme et les autres tolérances géométriques :

Une tolérance de parallélisme d'un plan par rapport à un autre peut s'écrire à l'aide d'une tolérance géométrique de forme de surface quelconque s'appuyant sur une référence et d'une cote encadrée angulaire de 0°.

Finalement, toutes les tolérances du tableau précédent ←  pourraient se ramener à des tolérances de forme, surface quelconque pour les surfaces, ligne quelconque pour les axes, si on les associe à un système de référence. Ceci est accepté par la norme.

La tendance actuelle serait plutôt d'utiliser la tolérance de localisation comme tolérance géométrique universelle. Une tolérance de localisation, qui n'utilise pas de référence, est alors équivalente à une tolérance de forme (cas du groupe de trous).

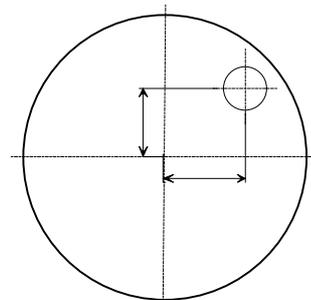
Nous allons étudier plus particulièrement deux tolérances géométriques, il s'agit de la tolérance géométrique de localisation et de la tolérance géométrique de battement.

c) Localisation NF E 04-559 1991, ISO 5458 1987 norme expérimentale

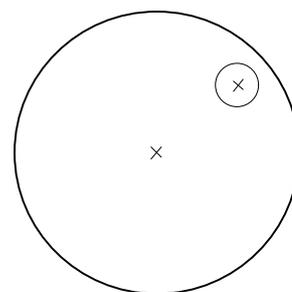
Le tolérancement de localisation s'applique exclusivement aux éléments suivants : point, ligne réputée rectiligne ou surface réputée plane.

Lorsqu'il s'agit de mettre en position des lignes non réputées rectilignes ou des surfaces non réputées planes, utiliser le tolérancement de forme d'une ligne ou surface quelconque, rapportée à une référence.

Le tolérancement de localisation s'applique, entre autres, aux axes effectifs, aux plans et plans médians.



Cette norme préconise (sans l'imposer toutefois) que les axes vus de bout sont représentés par une croix inclinée à 45°, afin d'éviter que les axes servent d'appui à des cotations 'par rapport aux bords de la feuille'.



Un tolérancement de localisation peut concerner un élément unique pour le localiser par rapport à une référence, ou un groupe d'éléments pour les localiser entre eux ou par rapport à une référence.

Un ensemble d'éléments forme un groupe lorsqu'il s'agit d'éléments répartis sur une forme géométrique identifiée (droite, cercle, rectangle...) et devant satisfaire au même tolérancement (même forme et même dimension de la zone de tolérance).

La position nominale de l'élément ou du groupe d'éléments par rapport à la référence est donnée par des cotes dimensionnelles ou angulaires encadrées ou par les valeurs implicites de ces dimensions telles qu'elles apparaissent sur le dessin. Par exemple : 0 mm, symétrie, 0°, 90°, 30° dans le cas d'une répartition angulaire uniforme de 12 trous...

Lorsqu'une dimension n'est ni indiquée, ni implicite, alors elle correspond à une liberté de la zone de tolérance suivant cette dimension.

Dans certain cas il est nécessaire de supprimer la contrainte d'un paramètre implicite, par exemple pour supprimer un paramètre angulaire implicite, il faudra placer l'indication «Position angulaire indifférente».

L'ensemble des indications associé aux possibilités du système de référence (référence complète ou non) permet de construire une ou un ensemble de surfaces géométriques qui va définir les éléments (point (s), droite(s) et (ou) plan(s)) qui supporteront la zone de tolérance.

Les constructions les plus complexes apparaissent lors de la localisation de groupes de d'éléments.

d) Tolérances de battement circulaire ou total NF E 04-552, ISO 1101

Le battement en tant que défaut est le *défaut conjugué de forme, d'orientation et de position constaté au cours de la rotation d'un élément autour d'un axe de référence.*

Le battement est radial, axial ou oblique suivant que la direction de la spécification est parallèle, perpendiculaire ou inclinée par rapport à l'axe de référence.

Il est total ou circulaire suivant que la tolérance concerne une surface ou une ligne circulaire.

Lorsque le battement est circulaire, il concerne cependant toute ligne circulaire de la surface concernée.

Dans la norme française, le battement circulaire est appelé battement simple.

On distingue ainsi 6 tolérances de battement en combinant le battement circulaire ou total avec les trois directions radiale, axiale ou oblique.

La norme ISO ne prévoit pas de battement total oblique contrairement à la norme française. L'intérêt de la tolérance de battement est de limiter par une seule zone de tolérance les défauts des trois aspects forme, orientation et position. On se rapproche ainsi davantage de la prise en compte de l'aspect fonctionnel. Il reste cependant encore à intégrer le défaut

de dimension. Cela pourra être envisagé avec la notion d'état virtuel introduit avec l'exigence du maximum de matière.

G. EXIGENCE DU MAXIMUM DE MATIÈRE ISO 2692 1988, NF E 04-555 1992

Quelques définitions tout d'abord :

Dimension d'assemblage : Dimension du plus petit (plus grand) élément parfait tangent du côté libre de la matière.

État au maximum de matière : État de l'élément considéré lorsque, en tout endroit, il est à la dimension limite telle que l'élément ait le maximum de matière. Avec le principe de base, l'élément n'est pas obligatoirement de forme parfaite. Avec l'exigence de l'enveloppe, il est de forme parfaite.

Cet état est noté MMC : maximum material condition.

État au minimum de matière : État de l'élément considéré lorsque, en tout endroit, il est à la dimension limite telle que l'élément ait le minimum de matière. Avec le principe de base, l'élément n'est pas obligatoirement de forme parfaite, il en est de même avec l'exigence de l'enveloppe.

Cet état est noté LMC : low material condition.

État virtuel : État de l'enveloppe limite de forme parfaite permis par les exigences du dessin pour l'élément. Il est généré par l'effet collectif de la dimension au maximum de matière et des tolérances géométriques (calibre fonctionnel).

Dans l'avant-propos de la norme, il est précisé que l'appellation « Principe du maximum de matière » utilisée dans le texte ISO doit être comprise comme exigence du maximum de matière.

L'exigence du maximum de matière implique que *l'état virtuel de l'élément tolérancé et, si indiqué, l'état de forme parfaite au maximum de matière pour l'élément de référence ne soient pas dépassés*. Cette exigence prend en compte la relation mutuelle de la dimension et de la tolérance géométrique concernée. L'application de l'exigence est indiquée par le symbole : (M).

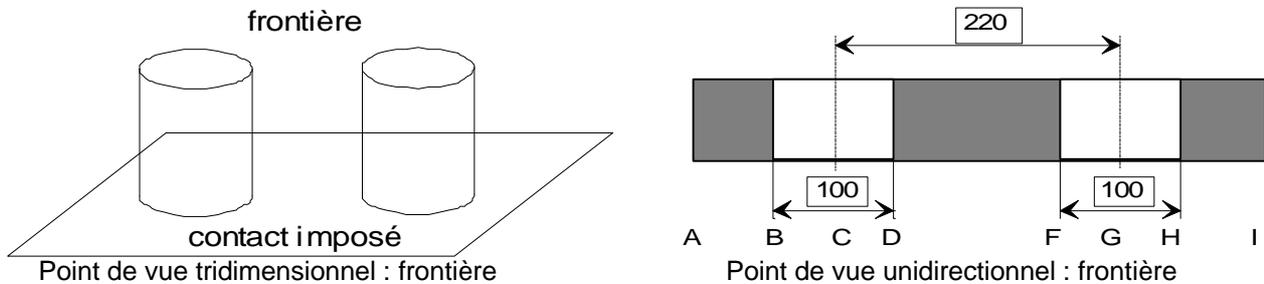
La norme accorde beaucoup d'importance à la notion d'état virtuel. L'état virtuel est une frontière qui ne doit pas être franchie par la matière de la pièce. Cette frontière permet de décrire de façon très commode la frontière d'interchangeabilité imposée par la condition de montage et la contrainte d'interchangeabilité.

Pour aborder l'explication de l'exigence du maximum nous allons résoudre un problème de cotation fonctionnelle appliqué à une condition de montage.

Intéressons-nous à une pièce, composée d'un plan et de deux alésages, contrainte à se monter dans une pièce complémentaire. L'appui plan est privilégié.

Si on ne respecte que la condition de montage, il est facile de bâtir une frontière géométrique que la pièce concernée ne doit pas dépasser. On peut même ajouter une contrainte de contact imposé de la pièce sur le plan de la frontière.

Pour étudier le problème, nous le simplifions en un problème unidirectionnel.



Conditions de montage sur les bipoints :

locales

$$BD_m \geq 100$$

$$FH_m \geq 100$$

globales

$$BH_m \geq 320$$

$$DFM \leq 120$$

Si on tient compte du processus de fabrication, on fait intervenir les axes et les diamètres des alésages. Le système devient avec $CG = L$, $BD = \varnothing_1$ et $FH = \varnothing_2$:

$$BD_m = \varnothing_1 m \geq 100$$

$$FH_m = \varnothing_2 m \geq 100$$

$$BH_m = BD_m/2 + CG_m + FH_m/2 = \varnothing_1 m/2 + L_m + \varnothing_2 m/2 \geq 320$$

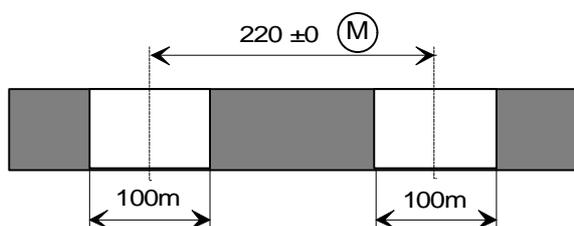
$$DFM = -BD_m/2 + CGM - FH_m/2 = -\varnothing_1 m/2 + LM - \varnothing_2 m/2 \leq 120$$

L'application stricte de la condition de montage s'exprime donc par quatre inéquations dont deux établissent une relation entre les diamètres (dimension) et l'entre-axe (position).

Comment écrire de façon symbolique ce système sur un dessin ?

L'exigence du maximum de matière le permet.

Il suffit de remarquer que lorsque les diamètres sont au maximum de matière, la condition sur l'entre-axe devient : $L_m \geq 220$ et $LM \leq 220$, soit $L_m = LM = 220$ ou IT L = 0.

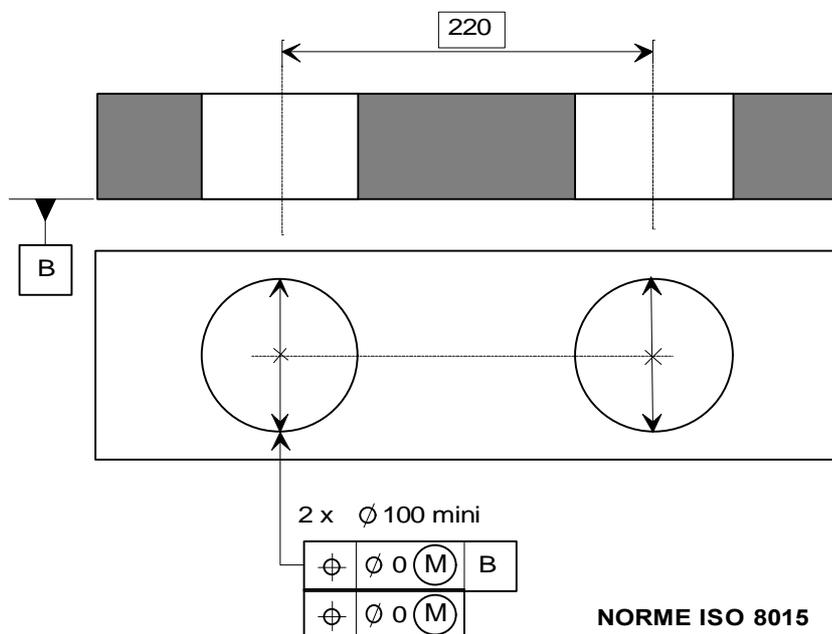


Donc, lorsque les dimensions sont au maximum de matière, la tolérance sur l'entre axe est nulle.

Nous trouvons ci-contre le dessin résultat de notre étude. Attention, il s'agit d'une cotation qui n'a de signification que dans un espace

unidirectionnel ¹².

On s'aperçoit aussi que les dimensions indiquées sur le dessin correspondent aux dimensions de la frontière, elles correspondent aussi aux dimensions de l'état virtuel. Ainsi la cotation à 0 au maximum de matière donne directement les dimensions du calibre fonctionnel.



On peut transposer le résultat de l'étude unidirectionnelle au domaine tridimensionnel. Il suffit, pour traduire la condition de montage, de décrire la frontière tridimensionnelle avec l'indication de l'exigence du maximum de matière pour préciser les relations entre les dimensions et les positions ou orientations.

Donc l'écriture d'une tolérance géométrique à 0 au maximum de matière indique une possibilité de répartition entre une dimension et une tolérance géométrique.

Selon les intervenants (concepteur, fabricant, métrologue), la poursuite de l'interprétation d'une spécification au maximum de matière peut varier.

- Point de vue du concepteur :

Comme nous venons de la voir, le concepteur définit une frontière. L'exigence du maximum de matière avec la valeur 0 lui permet de décrire la frontière telle qu'elle est nominalement.

- Point de vue du fabricant :

Le fabricant, connaissant la capabilité de son moyen de fabrication, est en mesure de déterminer la valeur de la tolérance géométrique qui sera consommée par le défaut de fabrication. En déterminant de nouveau les inéquations fonctionnelles traduisant le respect de l'état virtuel, il calcule, s'il dispose des outils, la nouvelle valeur limite des dimensions. De toute façon, les défauts de fabrication sont compensés par une diminution de la matière des pièces.

¹² Cette syntaxe n'est plus admise par la norme, il n'est plus possible de placer le symbole d'exigence de matière après une dimension, car une dimension n'a plus à être utilisée pour localiser un élément.

Il est intéressant de noter que l'exigence du maximum de matière permet d'envisager un défaut géométrique de position ou d'orientation nul, par exemple lorsque deux surfaces sont fabriquées dans la même phase avec le même outil.

- Point de vue du métrologue :

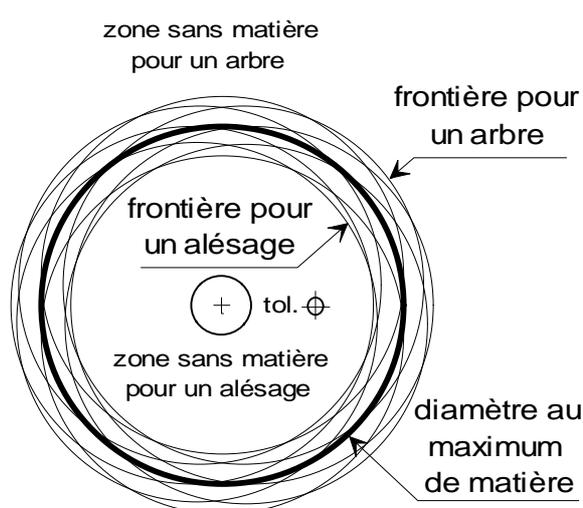
La vérification de l'aptitude à l'emploi se fait par rapport au calibre fonctionnel déterminé par l'état virtuel. Le calibre peut être réel (gabarit ou hardgage en anglais) ou virtuel (softgage en anglais). Il est à regretter que les logiciels actuels associés aux machines à mesurer tridimensionnelles ne soient pas capables de faire cette opération. Il faut alors déterminer les valeurs des dimensions de la pièce pour déduire par calcul les valeurs des tolérances géométriques restantes. Le risque est de rejeter des pièces aptes à l'emploi ou d'accepter des pièces inaptes.

Détermination de l'état virtuel

L'état virtuel est l'état de l'enveloppe limite de forme parfaite permis par les exigences du dessin pour l'élément. Il est généré par l'effet collectif de la dimension au maximum de matière et des tolérances géométriques.

Lorsque la référence est elle-même spécifiée avec l'exigence du maximum de matière, l'état virtuel est complété par l'enveloppe à la dimension au maximum de matière de la surface de référence.

Si le tolérancement est fait à 0 au maximum de matière, l'état virtuel est décrit directement par les dimensions de la pièce nominale.



Si une répartition a déjà été faite entre la dimension au maximum de matière et la tolérance géométrique, construire l'état virtuel consiste à retrouver la frontière de montage avant répartition. La prise en compte d'un défaut sur la tolérance géométrique implique de changer la dimension dans le sens de la diminution de matière. Parmi les deux enveloppes possibles pour l'état virtuel, on retiendra l'enveloppe qui définit la frontière limite de la zone sans matière.

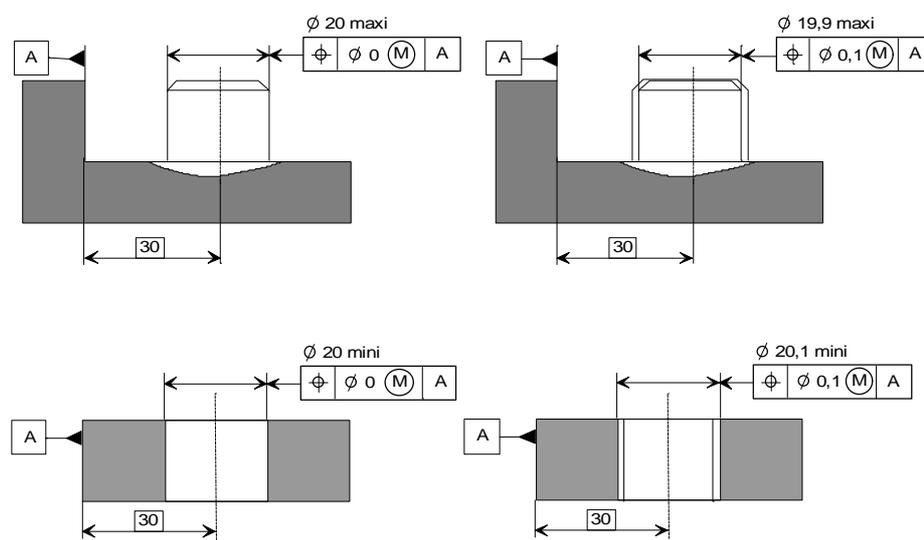
On s'aperçoit, à la lecture de dessins industriels, que la tolérance géométrique, lors de l'utilisation de l'exigence du maximum de matière, est assez rarement nulle.

L'existence d'une tolérance géométrique de localisation différente de 0 indique qu'une hypothèse de répartition entre la dimension et la localisation a été faite.

Souvent, la tolérance géométrique indiquée correspond au défaut de fabrication attendu parce qu'on connaît le processus de fabrication. L'exigence du maximum de matière apporte alors un surcroît de liberté pour la fabrication et surtout le contrôle par rapport à la stricte répartition. Le contrôle est plus long car il faut s'assurer du non-dépassement de la tolérance géométrique.

Dans d'autre cas la tolérance géométrique avec exigence du maximum de matière est non nulle parce qu'elle est le résultat d'une modification ou d'une transposition d'une cotation existante. La norme est d'ailleurs rédigée dans ce sens.

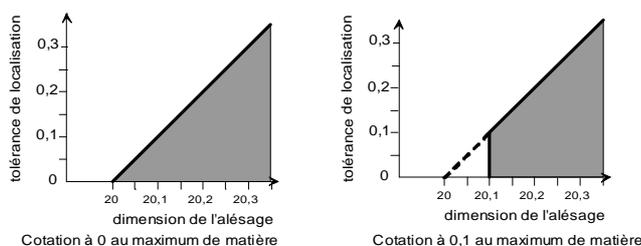
On peut en effet ajouter le symbole du maximum de matière à une cotation existante quasiment sans risques (lorsqu'il y a effectivement relation entre dimension et tolérance géométrique) et sans avoir à refaire l'étude fonctionnelle du mécanisme.



Par contre, la pièce ne bénéficie pas de tout l'espace de liberté qui lui revient, notamment la possibilité d'avoir plus de matière (défaut de fabrication plus petit et dimension plus grande que la valeur de la tolérance), et elle peut

être rejetée alors qu'elle est apte à l'emploi (dimension trop grande mais inférieure à celle de l'état virtuel).

Les deux cotations ci-dessus correspondent à la même condition de montage, c'est à dire au même état virtuel.



Les diagrammes ci-contre s'appellent des diagrammes de tolérances dynamiques, ils montrent la relation entre la dimension et l'écart admissible sur la tolérance géométrique de localisation.

Lorsqu'on envisage une répartition, dans le cas d'un groupe d'éléments, si un élément n'est pas à son état maximum de matière, l'augmentation de la tolérance géométrique ne joue

que pour lui. Si la référence est spécifiée au maximum de matière et qu'elle n'est pas au maximum de matière, l'augmentation de la tolérance joue sur l'élément simple ou simultanément sur tous les éléments du groupe.

H. BIENTÔT EXIGENCE DU MINIMUM DE MATIÈRE ISO 2692

En 1992, est paru un amendement à la norme internationale **ISO 2692** de 1988 concernant la définition de l'exigence du minimum de matière. Cette norme n'est pas reprise par la normalisation française. L'application de l'exigence est indiquée par le symbole : \textcircled{L} (low).

Cette norme définit un état virtuel au minimum de matière :

Limite de forme parfaite ayant la dimension virtuelle au minimum de matière.

Et une dimension virtuelle au minimum de matière :

Dimension due aux effets conjugués de la dimension au minimum de matière et de la tolérance géométrique.

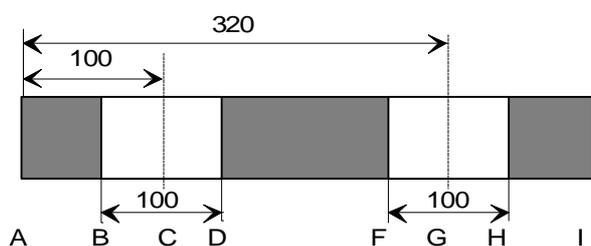
L'exigence du minimum de matière autorise une augmentation de la tolérance géométrique lorsque l'élément concerné s'écarte de l'état au minimum de matière. Elle spécifie aussi que l'état virtuel au minimum de matière doit être entièrement contenu à l'intérieur de la matière de l'élément tolérancé réel.

Appliquée à la référence spécifiée, elle spécifie que la limite de forme parfaite à la dimension au minimum de matière peut varier à l'intérieur de la matière de l'élément de référence réel.

La norme prévoit une utilisation *pour assurer des épaisseurs minimales de paroi, pour empêcher des ruptures, etc.*

Cependant, de tels objectifs ne demandent pas une syntaxe aussi complexe, un objectif plus fonctionnel et plus intéressant serait d'assurer un défaut de position minimal dans une chaîne d'assemblage.

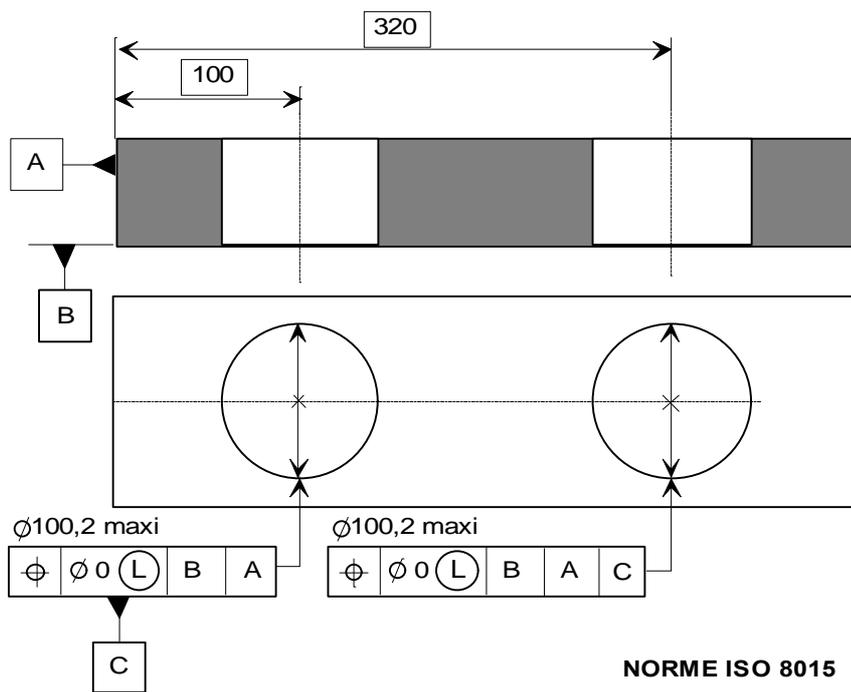
Ce défaut de position devient maximal lorsque les pièces sont au minimum de matière. C'est alors qu'il existe le maximum de flottement, c'est à dire de défaut de position possible d'une pièce par rapport à une autre. Il ne faut pas alors qu'un défaut de position relative des surfaces de la pièce augmente ce défaut. Donc lorsque les pièces sont au minimum de matière, on n'admet aucun défaut de position sur les éléments.



Le système d'inéquations sur la pièce assurant une condition de position de la face A avec une surface d'une autre pièce du mécanisme est le suivant, avec ITp part de la tolérance de position pour la pièce et $AG = L1$, $AC = L2$:

$$\begin{array}{lll}
 (1) \text{ AHM} \leq 370 + \text{ITp}/2 & \text{AGM} + \text{FHM}/2 \leq 370 + \text{ITp}/2 & L_1M + \varnothing_1M/2 \leq 370 + \text{ITp}/2 \\
 (2) \text{ AFm} \geq 270 - \text{ITp}/2 & \text{AGm} - \text{FHM}/2 \geq 270 - \text{ITp}/2 & L_1m - \varnothing_1M/2 \geq 270 - \text{ITp}/2 \\
 (3) \text{ ADM} \leq 150 + \text{ITp}/2 & \text{ACM} + \text{BDM}/2 \leq 150 + \text{ITp}/2 & L_2M + \varnothing_2M/2 \leq 150 + \text{ITp}/2 \\
 (4) \text{ ABm} \geq 50 - \text{ITp}/2 & \text{ACm} - \text{BDM}/2 \geq 50 - \text{ITp}/2 & L_2m - \varnothing_2M/2 \geq 50 - \text{ITp}/2 \\
 (1)-(2) \Rightarrow L_1M - L_1m + \varnothing_1M \leq 100 + \text{ITp} & & \text{ITL}_1 + \varnothing_1M \leq 100 + \text{ITp} \\
 (3)-(4) \Rightarrow L_2M - L_2m + \varnothing_2M \leq 100 + \text{ITp} & & \text{ITL}_2 + \varnothing_2M \leq 100 + \text{ITp}
 \end{array}$$

Si le diamètre (dimension) est au minimum de matière ($\varnothing_M = 100 + \text{ITp}$), alors l'intervalle de tolérance sur la longueur (position) est nul. Si le diamètre n'est pas au minimum de matière, on dispose alors de place pour le défaut de position.

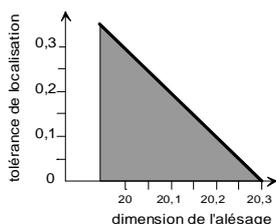
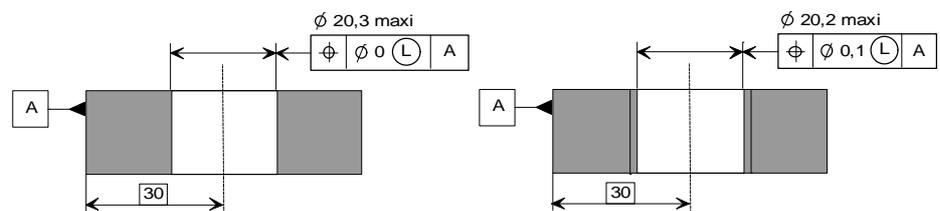


Le raisonnement s'applique bien lors d'une approche unidirectionnelle, par contre la notion de frontière appliquée avec l'exigence du maximum de matière ne fonctionne pas ici.

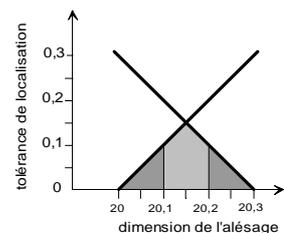
La cotation au minimum de matière n'est pas encore normalisée en France, sans doute à cause de la difficulté d'appréhender ce que peut être une dimension au

minimum de matière sur une pièce réelle tridimensionnelle.

Lorsque la pièce ci-contre est au minimum de matière 20,3 (20,2), le défaut de localisation admissible est nul (= 0,1).



Le diagramme de tolérance dynamique s'établit comme pour le maximum de matière mais en prenant une répartition à partir de la dimension au minimum de matière.



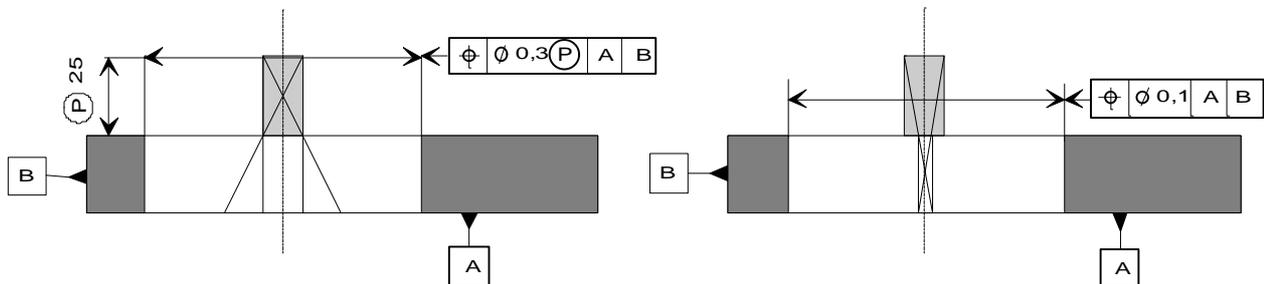
On peut établir le diagramme conjugué de la spécification au maximum de matière et de la spécification au minimum de matière.

I. ZONE DE TOLÉRANCE PROJETÉE NF ISO 10578 1996

La zone de tolérance projetée permet, en définissant la tolérance là où elle est fonctionnelle, de ne pas entraîner de diminution des intervalles de tolérance pour respecter la même fonction. On retrouve les contraintes de la zone de tolérance restreinte, la portion de l'espace limitant la zone de tolérance doit être définie. L'indication du modificateur (P) permet de préciser qu'il s'agit d'une zone de tolérance projetée. On peut ajouter un indice à la lettre P lorsque plusieurs zones de tolérances projetées sont simultanément définies.

La zone de tolérance n'inclut pas implicitement la longueur de l'élément spécifié. Si la tolérance s'applique aussi à la longueur de l'élément, il convient de le préciser.

La norme ne définit pas comment on extrapole l'élément concerné par la zone de tolérance projetée.



La zone grisée est la zone fonctionnellement nécessaire. Ne pas utiliser la zone de tolérance projetée revient ici à diviser par trois la largeur de la zone pour respecter une même fonction.

J. MÉTHODE D'INTERPRÉTATION D'UNE TOLÉRANCE GÉOMÉTRIQUE

L'interprétation d'une tolérance géométrique peut suivre la méthode suivante :

- Identification des éléments réels tolérancés
- Identification des éléments réels dont sera tiré la référence ou le système de référence¹³
- Définition de la référence ou du système de référence
 - Construction d'un modèle parfait. Identifier les paramètres variables.
 - Association du modèle parfait aux éléments réels
 - Dérivation du système de référence
- Construction de l'élément support de la zone de tolérance par rapport au système de référence
- Construction de la zone de tolérance, en épaisseur et en étendue

¹³ Si une référence ou un système de référence est spécifié.

- Si utilisation d'exigences du maximum ou du minimum de matière, détermination de l'état virtuel
- Détermination des libertés de la zone de tolérance et de l'état virtuel (grandes ou petites libertés de déplacement, libertés dimensionnelles)
- Application de la condition de conformité.

K. PARTICULARITÉS

Un dernier modificateur est apporté par la norme **NF E 04-565** traitant de la cotation des pièces souples dites déformables. Il s'agit des pièces qui peuvent se déformer à l'état libre, mais qui reprennent leur état spécifié après liaison avec d'autres pièces.

L'indication déformable doit être présente sur le dessin.

Le modificateur « état libre » (FS) précise que la tolérance est à vérifier à l'état libre (free state).

Une note précise les conditions de définition des cotes qui ne seraient pas suivies du symbole.

L. TOLÉRANCES GÉNÉRALES NF EN 22768-1 2 1993

Cette norme est en deux parties, la première s'applique aux dimensions linéaires et angulaires, la deuxième s'applique aux tolérances géométriques.

Elle est classée dans les normes GPS complémentaires du domaine de l'usinage¹⁴. Une norme française spéciale l'accompagne. Il s'agit de la norme **NF E 02-351** qui sert de guide d'application de la deuxième partie.

La norme garantit le respect du postulat qui veut qu'un tolérancement soit complet, c'est à dire que les aspects dimensionnels et géométriques de tous les éléments soient limités. *Rien ne doit être sous-entendu ni laissé à l'appréciation du personnel d'atelier ou de service de contrôle.*

La norme s'applique lorsque son utilisation est indiquée sur le dessin.

1. TOLÉRANCES POUR DIMENSIONS LINÉAIRES ET ANGULAIRES NON AFFECTÉES DE TOLÉRANCES INDIVIDUELLES

Cette norme s'applique à toutes dimensions linéaires ou angulaires exceptées celles qui sont explicitement définies par ailleurs, celles qui sont entre parenthèses ou encadrées.

Les dimensions linéaires et angulaires et leurs tolérances sont à comprendre au sens de l'**ISO 8015**.

¹⁴ Une norme de même nature existe pour les pièces moulées (**ISO 8062**).

L'indication à porter sur le dessin comprend le terme « ISO 2768 » et l'indication de la classe de tolérance définie dans le tableau suivant « ISO 2768-m ».

Classe de tolérance		Écarts admissibles pour des plages de dimensions nominales mm							
Désignation	Description	0,5< ≤3	3< ≤6	6< ≤30	30< ≤120	120< ≤400	400< ≤1000	1000< ≤2000	2000< ≤4000
f (fin)	fine	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	-
m (medium)	moyenne	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2
c (coarse)	grossière	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v (very coarse)	très grossière	-	±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6	±8

Dimensions linéaires générales

Classe de tolérance		Écarts admissibles pour des plages de dimensions nominales mm		
Désignation	Description	0,5< ≤3	3< ≤6	6<
f	fine	±0,2	±0,5	±1
m	moyenne			
c	grossière	±0,4	±1	±2
v	très grossière			

Dimensions linéaires d'arêtes rabattues (rayons extérieurs et hauteurs de chanfrein)

Classe de tolérance		Écarts admissibles en fonction de plages de longueurs du coté le plus court de l'angle considéré mm				
Désignation	Description	≤10	10< ≤50	50< ≤120	120< ≤400	400<
f	fine	±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	±0°5'
m	moyenne					
c	grossière	±1°30'	±1°	±0°30'	±0°15'	±0°10'
v	très grossière	±3°	±2°	±1°	±0°30'	±0°20'

Écarts admissibles pour dimensions angulaires

L'utilisation des tolérances générales permet de rendre les dessins plus faciles à lire. Les tolérances générales correspondent à une précision générale de l'atelier, cela permet d'éviter des calculs détaillés de tolérances. Il suffit de savoir si la fonction se satisfait de la tolérance générale. Le problème du nombre de phases n'est pas abordé.

Lorsque les tolérances fonctionnelles sont plus resserrées, elles apparaissent clairement sur le dessin.

Ce concept de tolérances générales permet de simplifier l'acceptation de contrats par un atelier à partir du moment où celui-ci a été capable de déterminer sa précision habituelle.

La tolérance permise par la fonction est souvent plus grande que la tolérance générale (principe de la capacité supérieure à 1). Le dépassement de la tolérance générale sur une dimension fabriquée n'aboutira au rebut de la pièce que si la fonction est affectée.

2. TOLÉRANCES GÉOMÉTRIQUES POUR ÉLÉMENTS NON AFFECTÉS DE TOLÉRANCES INDIVIDUELLES

Cette norme s'applique à tous les aspects géométriques des éléments, excepté ceux qui sont explicitement définis par ailleurs. À cause de la redondance des paramétrages géométriques, les tolérances géométriques générales ne portent pas sur les caractéristiques de cylindricité, de forme d'une ligne ou d'une surface quelconque, d'inclinaison, de coaxialité, de localisation et de battement total.

L'indication à porter sur le dessin comprend le terme « ISO 2768 » et l'indication de la classe de tolérance définie dans les tableaux suivants « ISO 2768-K ».

Si on applique les tolérances générales pour les dimensions, on ajoute la lettre de la classe de tolérance « ISO 2768-mK ». Il est de plus possible de spécifier l'exigence de l'enveloppe de façon générale « ISO 2768-mK-E ».

a) Caractéristiques géométriques tolérancées pour un élément isolé

- Rectitude ou planéité :

Dans le guide d'application il est conseillé de ne retenir pour les plans que la rectitude suivant toutes les directions.

Classe de tolérance	Tolérances générales de rectitude et de planéité pour des plages de longueurs nominales mm					
	≤10	10< ≤30	30< ≤100	100< ≤300	300< ≤1000	1000< ≤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

Tolérances générales de rectitude et de planéité

La limitation des défauts de rectitude des génératrices d'un cylindre entraîne une limitation du défaut de rectitude de son axe qui n'a plus à être vérifié.

- Circularité :

La norme ne fournit pas de tableau, la tolérance générale de circularité est égale, en valeur numérique, à la tolérance sur le diamètre, mais inférieure ou égale à la tolérance de battement circulaire radial (voir plus bas). Cela implique que la partie 1 de la classe de tolérance générale dimensionnelle soit indiquée.

- Cylindricité :

Des tolérances générales de cylindricité ne sont pas prescrites. En effet l'effet conjugué des tolérances générales de rectitude, circularité et parallélisme limite le défaut de forme de cylindricité.

b) Caractéristiques géométriques tolérancées pour des éléments associés

- Parallélisme :

Elle est égale à la plus grande des tolérances dimensionnelle ou de rectitude/planéité. Le plus long des éléments est pris comme référence.

- Perpendicularité :

Le plus long des éléments est pris comme référence.

Classe de tolérance	Tolérances générales de perpendicularité pour des plages de longueurs nominales des cotés les plus courts mm			
	≤100	100< ≤300	300< ≤1000	1000< ≤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

Tolérances générales de perpendicularité

- Symétrie :

Le plus long des éléments est pris comme référence. Elle s'applique lorsqu'il existe un plan médian ou lorsque deux axes sont perpendiculaires entre eux.

Classe de tolérance	Tolérances générales de symétrie pour des plages de longueurs nominales mm			
	≤100	100< ≤300	300< ≤1000	1000< ≤3000
H	0,5			
K	0,6		0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

Tolérances générales de symétrie

- Coaxialité :

Des tolérances générales de coaxialité ne sont pas prescrites. L'écart de coaxialité est limité par la tolérance de battement circulaire.

- Battement circulaire :

Les surfaces portantes ou l'élément le plus long est pris comme référence.

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

Tolérances générales de battement circulaire

La norme **NF E 02-351** préconise de retenir comme tolérances géométriques générales pour éléments associés les tolérances de perpendicularité, de symétrie et de coaxialité.

La tolérance de coaxialité est extrapolée de la tolérance de battement circulaire. Cette limitation du nombre de caractéristiques géométriques spécifiées permet au premier abord de rendre le tolérancement complet sans faire exploser le nombre de spécifications.

La norme **NF E 02-351** n'apporte aucune information sur le bouclage de tolérances géométriques mais elle relève le problème des interprétations multiples.

Elle met aussi en évidence que dans les sociétés pour lesquelles le plan d'assurance qualité prévoit que toutes les caractéristiques décrites par un dessin de définition doivent être respectées (ISO 9000), cela signifie sans ambiguïté que toutes les valeurs définies dans les tableaux doivent être respectées.

M. ÉTATS DE SURFACE NF ISO 1302 1995, ISO 1302 1992 (E05-016)

Les normes d'états de surface sont pour la plupart en cours de révision. Les dernières datent de juin 1997. Elles sont révisées dans le cadre de l'application du concept GPS.

Cependant la norme **ISO 1302** traitant de l'indication des états de surface n'a pas changé. Cette norme ne permet pas le choix d'un paramètre de rugosité de surface. Elle concerne uniquement le maillon 1 (codification) des chaînes de normes.

Le symbole de base \surd signifie "surface prise en considération".

Des graphismes particuliers donnent des informations complémentaires :

\surd : surface à usiner

\surd : usinage interdit

\surd : indication de caractéristiques spéciales

\surd : indication valable pour toutes les surfaces de la pièce

L'ajout d'indication s'effectue tout autour du symbole : $(e) \surd \begin{matrix} a & b \\ & c/f \\ d \end{matrix}$

a : valeur maximale de rugosité en μm précédée de son paramètre, Ra ou autre. Si deux valeurs encadrantes sont nécessaires, la plus grande se situe au dessus de la plus petite.

b : procédé de fabrication en toutes lettres, traitement, revêtement ou autres exigences de fabrication.

c : hauteur d'ondulation en μm précédée de son paramètre ou (et) longueur de base si elle n'est pas normalisée.

d : code de la direction des irrégularités de surface : = : parallèles au plan de projection de la vue, \perp : perpendiculaires, X : croisées, M : multidirectionnelles, C : circulaires par rapport au centre de la surface, R : radiales, P : particulières, non directionnelles ou protubérantes.

e : surépaisseur d'usinage

f : valeur de rugosité autre que Ra en μm précédée de son paramètre. Cette indication devrait disparaître au profit de l'emplacement a.

Il est possible d'attacher le symbole d'état de surface à une ligne de repère terminée par une flèche pointant sur la surface.

Pour ne pas répéter un même symbole sur toutes surfaces on peut indiquer ce symbole une fois sur le dessin suivi du symbole de base entre parenthèses ($\sqrt{\quad}$) cette indication est à priori équivalente au symbole .

III. CONCLUSION

L'approche synthétique utilisée pour décrire le langage normalisé de tolérancement nous permet de dépasser le seul problème de l'interprétation d'une spécification inscrite sur un dessin technique.

La connaissance du modèle géométrique implicite à la norme et l'étude des fonctions qui peuvent être traduites par les différentes exigences constituent une bonne préparation à l'écriture de tolérancements. Nous pourrions notamment montrer les limites de la norme dans ce domaine.

La méthode de description des références et des systèmes de référence décrit le travail préliminaire à toute vérification de spécification.

Ce document est donc le document préparatoire à deux autres documents, un concernant l'écriture de tolérancements, l'autre concernant la vérification de tolérancements.

IV. ANNEXE 1 : SATT S

Ce tableau est issu de la théorie des SATTs¹⁵. Très succinctement, les surfaces ont une structure de groupe par rapport à la propriété d'être globalement invariantes suite à un déplacement. Par exemple, les surfaces globalement invariantes pour une translation forment le groupe des surfaces prismatiques.

Il existe de cette manière 7 groupes distincts. Toute surface appartient à l'un des groupes. Lorsqu'on combine des surfaces entre elles, la surface résultante appartient forcément à l'un des 7 groupes. L'opération de détermination du groupe d'appartenance s'appelle un «reclassement».

Le résultat du reclassement dépend des positions relatives des surfaces, parallèle, perpendiculaire, coaxiale....

Le groupe «surface hélicoïdale» n'est pas représenté dans le tableau.

	Complexe	Prismatique	Révolution	Cylindrique	Plane	Sphérique
Complexe						
Prismatique						
Révolution						
Cylindrique						
Plane						
Sphérique						

¹⁵ Surfaces associées technologiquement et topologiquement (A. CLÉMENT)

V. ANNEXE 2 : VALEURS NUMÉRIQUES D'ÉCARTS

Arbres

Dimension nominale mm	Écart supérieur e_s											Valeurs des écarts fondamentaux													Écart inférieur e_i																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																									
	Tous degrés de tolérance											IT6 à IT6	IT7	IT8	IT4 à IT7	Tous degrés de tolérance																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																		
	Au-dessus de	Jusqu'à et y compris	a)1)	b)1)	c	cd	d	e	ef	f	fg					g	h	JS2)	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																
...	3 ¹⁾⁵⁾	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	+2	+4	+6	+10	+14	+18	+20	+23	+28	+34	+42	+50	+60	+70	+80	+97	+115	+130	+150	+170	+188	+218	+242	+274	+300	+325	+360	+405	+450	+500	+550	+600	+650	+700	+750	+800	+850	+900	+950	+1000	+1050	+1100	+1150	+1200	+1250	+1300	+1350	+1400	+1450	+1500	+1550	+1600	+1650	+1700	+1750	+1800	+1850	+1900	+1950	+2000	+2050	+2100	+2150	+2200	+2250	+2300	+2350	+2400	+2450	+2500	+2550	+2600	+2650	+2700	+2750	+2800	+2850	+2900	+2950	+3000	+3050	+3100	+3150	+3200	+3250	+3300	+3350	+3400	+3450	+3500	+3550	+3600	+3650	+3700	+3750	+3800	+3850	+3900	+3950	+4000	+4050	+4100	+4150	+4200	+4250	+4300	+4350	+4400	+4450	+4500	+4550	+4600	+4650	+4700	+4750	+4800	+4850	+4900	+4950	+5000	+5050	+5100	+5150	+5200	+5250	+5300	+5350	+5400	+5450	+5500	+5550	+5600	+5650	+5700	+5750	+5800	+5850	+5900	+5950	+6000	+6050	+6100	+6150	+6200	+6250	+6300	+6350	+6400	+6450	+6500	+6550	+6600	+6650	+6700	+6750	+6800	+6850	+6900	+6950	+7000	+7050	+7100	+7150	+7200	+7250	+7300	+7350	+7400	+7450	+7500	+7550	+7600	+7650	+7700	+7750	+7800	+7850	+7900	+7950	+8000	+8050	+8100	+8150	+8200	+8250	+8300	+8350	+8400	+8450	+8500	+8550	+8600	+8650	+8700	+8750	+8800	+8850	+8900	+8950	+9000	+9050	+9100	+9150	+9200	+9250	+9300	+9350	+9400	+9450	+9500	+9550	+9600	+9650	+9700	+9750	+9800	+9850	+9900	+9950	+10000	+10050	+10100	+10150	+10200	+10250	+10300	+10350	+10400	+10450	+10500	+10550	+10600	+10650	+10700	+10750	+10800	+10850	+10900	+10950	+11000	+11050	+11100	+11150	+11200	+11250	+11300	+11350	+11400	+11450	+11500	+11550	+11600	+11650	+11700	+11750	+11800	+11850	+11900	+11950	+12000	+12050	+12100	+12150	+12200	+12250	+12300	+12350	+12400	+12450	+12500	+12550	+12600	+12650	+12700	+12750	+12800	+12850	+12900	+12950	+13000	+13050	+13100	+13150	+13200	+13250	+13300	+13350	+13400	+13450	+13500	+13550	+13600	+13650	+13700	+13750	+13800	+13850	+13900	+13950	+14000	+14050	+14100	+14150	+14200	+14250	+14300	+14350	+14400	+14450	+14500	+14550	+14600	+14650	+14700	+14750	+14800	+14850	+14900	+14950	+15000	+15050	+15100	+15150	+15200	+15250	+15300	+15350	+15400	+15450	+15500	+15550	+15600	+15650	+15700	+15750	+15800	+15850	+15900	+15950	+16000	+16050	+16100	+16150	+16200	+16250	+16300	+16350	+16400	+16450	+16500	+16550	+16600	+16650	+16700	+16750	+16800	+16850	+16900	+16950	+17000	+17050	+17100	+17150	+17200	+17250	+17300	+17350	+17400	+17450	+17500	+17550	+17600	+17650	+17700	+17750	+17800	+17850	+17900	+17950	+18000	+18050	+18100	+18150	+18200	+18250	+18300	+18350	+18400	+18450	+18500	+18550	+18600	+18650	+18700	+18750	+18800	+18850	+18900	+18950	+19000	+19050	+19100	+19150	+19200	+19250	+19300	+19350	+19400	+19450	+19500	+19550	+19600	+19650	+19700	+19750	+19800	+19850	+19900	+19950	+20000	+20050	+20100	+20150	+20200	+20250	+20300	+20350	+20400	+20450	+20500	+20550	+20600	+20650	+20700	+20750	+20800	+20850	+20900	+20950	+21000	+21050	+21100	+21150	+21200	+21250	+21300	+21350	+21400	+21450	+21500	+21550	+21600	+21650	+21700	+21750	+21800	+21850	+21900	+21950	+22000	+22050	+22100	+22150	+22200	+22250	+22300	+22350	+22400	+22450	+22500	+22550	+22600	+22650	+22700	+22750	+22800	+22850	+22900	+22950	+23000	+23050	+23100	+23150	+23200	+23250	+23300	+23350	+23400	+23450	+23500	+23550	+23600	+23650	+23700	+23750	+23800	+23850	+23900	+23950	+24000	+24050	+24100	+24150	+24200	+24250	+24300	+24350	+24400	+24450	+24500	+24550	+24600	+24650	+24700	+24750	+24800	+24850	+24900	+24950	+25000	+25050	+25100	+25150	+25200	+25250	+25300	+25350	+25400	+25450	+25500	+25550	+25600	+25650	+25700	+25750	+25800	+25850	+25900	+25950	+26000	+26050	+26100	+26150	+26200	+26250	+26300	+26350	+26400	+26450	+26500	+26550	+26600	+26650	+26700	+26750	+26800	+26850	+26900	+26950	+27000	+27050	+27100	+27150	+27200	+27250	+27300	+27350	+27400	+27450	+27500	+27550	+27600	+27650	+27700	+27750	+27800	+27850	+27900	+27950	+28000	+28050	+28100	+28150	+28200	+28250	+28300	+28350	+28400	+28450	+28500	+28550	+28600	+28650	+28700	+28750	+28800	+28850	+28900	+28950	+29000	+29050	+29100	+29150	+29200	+29250	+29300	+29350	+29400	+29450	+29500	+29550	+29600	+29650	+29700	+29750	+29800	+29850	+29900	+29950	+30000	+30050	+30100	+30150	+30200	+30250	+30300	+30350	+30400	+30450	+30500	+30550	+30600	+30650	+30700	+30750	+30800	+30850	+30900	+30950	+31000	+31050	+31100	+31150	+31200	+31250	+31300	+31350	+31400	+31450	+31500	+31550	+31600	+31650	+31700	+31750	+31800	+31850	+31900	+31950	+32000	+32050	+32100	+32150	+32200	+32250	+32300	+32350	+32400	+32450	+32500	+32550	+32600	+32650	+32700	+32750	+32800	+32850	+32900	+32950	+33000	+33050	+33100	+33150	+33200	+33250	+33300	+33350	+33400	+33450	+33500	+33550	+33600	+33650	+33700	+33750	+33800	+33850	+33900	+33950	+34000	+34050	+34100	+34150	+34200	+34250	+34300	+34350	+34400	+34450	+34500	+34550	+34600	+34650	+34700	+34750	+34800	+34850	+34900	+34950	+35000	+35050	+35100	+35150	+35200	+35250	+35300	+35350	+35400	+35450	+35500	+35550	+35600	+35650	+35700	+35750	+35800	+35850	+35900	+35950	+36000	+36050	+36100	+36150	+36200	+36250	+36300	+36350	+36400	+36450	+36500	+36550	+36600	+36650	+36700	+36750	+36800	+36850	+36900	+36950	+37000	+37050	+37100	+37150	+37200	+37250	+37300	+37350	+37400	+37450	+37500	+37550	+37600	+37650	+37700	+37750	+37800	+37850	+37900	+37950	+38000	+38050	+38100	+38150	+38200	+38250	+38300	+38350	+38400	+38450	+38500	+38550	+38600	+38650	+38700	+38750	+38800	+38850	+38900	+38950	+39000	+39050	+39100	+39150	+39200	+39250	+39300	+39350	+39400	+39450	+39500	+39550	+39600	+39650	+39700	+39750	+39800	+39850	+39900	+39950	+40000	+40050	+40100	+40150	+40200	+40250	+40300	+40350	+40400	+40450	+40500	+40550	+40600	+40650	+40700	+40750	+40800	+40850	+40900	+40950	+41000	+41050	+41100	+41150	+41200	+41250	+41300	+41350	+41400	+41450	+41500	+41550	+41600	+41650	+41700	+41750	+41800	+41850	+41900	+41950	+42000	+42050	+42100	+42150	+42200	+42250	+42300	+42350	+42400	+42450	+42500	+42550	+42600	+42650	+42700	+42750	+42800	+42850	+42900	+42950	+43000	+43050	+43100	+43150	+43200	+43250	+43300	+43350	+43400	+43450	+43500	+43550	+43600	+43650	+43700	+43750	+43800	+43850	+43900	+43950	+44000	+44050	+44100	+44150	+44200	+44250	+44300	+44350	+44400	+44450	+44500	+44550	+44600	+44650	+44700	+44750	+44800	+44850	+44900	+44950	+45000	+45050	+45100	+45150	+45200	+45250	+45300	+45350	+45400	+45450	+45500	+45550	+45600	+45650	+45700	+45750	+45800	+45850	+45900	+45950	+46000	+46050	+46100	+46150	+46200	+46250	+46300	+46350	+46400	+46450	+46500	+46550	+46600	+46650	+46700	+46750	+46800	+46850	+46900	+46950	+47000	+47050	+47100	+47150	+47200	+47250	+47300	+47350	+47400	+47450	+47500	+47550	+47600	+47650	+47700	+47750	+47800	+47850	+47900	+47950	+48000	+48050	+48100	+48150	+48200	+48250	+48300	+48350	+48400	+48450	+48500	+48550	+48600	+48650	+48700	+48750	+48800	+48850	+48900	+48950	+49000	+49050	+49100	+49150	+49200	+49250	+49300	+49350	+49400	+49450	+49500	+49550	+49600	+49650	+49700	+49750	+49800	+49850	+49900	+49950	+50000	+50050	+50100	+50150	+50200	+50250	+50300	+50350	+50400	+50450	+50500	+50550	+50600	+50650	+50700	+50750	+50800	+50850	+50900	+50950	+51000	+51050	+51100	+51150	+51200	+51250	+51300	+51350	+51400	+51450	+51500	+51550	+51600	+51650	+51700	+51750	+51800	+51850	+51900	+51950	+52000	+52050	+52100	+52150	+52200	+52250	+52300	+52350	+52400	+52450	+52500	+52550	+52600	+52650	+52700	+52750	+52800	+52850	+52900	+52950	+53000	+53050	+53100	+53150	+53200	+53250	+53300	+53350	+53400	+53450	+53500

TABLE DES MATIÈRES

I. Interprétation du tolérancement	3
II. Présentation des normes de tolérancement (Analyse)	4
A. Concept GPS (Geometrical product specification)	4
B. Indice, titre, date et correspondance des normes étudiées	9
C. Modèle géométrique de tolérancement et généralités	10
1. Domaine géométrique d'emploi	10
2. Définitions et modèle	11
D. Principe de tolérancement de base : l'indépendance	15
E. Tolérancement des dimensions : Principe de L Indépendance et exigence de l'enveloppe	17
1. Cote linéaire et sa tolérance	17
2. Cote angulaire et sa tolérance	17
3. Exigence de l'enveloppe	18
4. Ajustements NF EN 20286 –1 –2 déc. 1993 ISO 286-1 1988	18
F. Tolérancement par zones de tolérance NF E 04-553	22
1. Référence et système de référence NF E 04-554	24
2. Tolérances géométriques	33
G. Exigence du maximum de matière ISO 2692 1988, NF E 04-555 1992	39
H. Bientôt Exigence du minimum de matière ISO 2692	44
I. Zone de tolérance projetée NF ISO 10578 1996	46
J. Méthode d'interprétation d'une tolérance géométrique	46
K. Particularités	47
L. Tolérances générales NF EN 22768-1 2 1993	47
1. Tolérances pour dimensions linéaires et angulaires non affectées de tolérances individuelles	47
2. Tolérances géométriques pour éléments non affectés de tolérances individuelles	49
M. États de surface NF ISO 1302 1995, ISO 1302 1992 (E05-016)	51
III. Conclusion	52
IV. Annexe 1 : SATT s	53
V. Annexe 2 : Valeurs numériques d'écart	54
Table des matières	55