

Y...N° d'ordre : /2012/DM



RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DE BATNA

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE

Mémoire présenté pour l'obtention du diplôme de

MAGISTÈRE

En

Génie Mécanique

Option : Biomécanique

Par

AMRANI Hichem

**CALCUL DE LA PRESSION MAXIMALE
HERTZIENNE DU CONTACT CYLINDRE/PLAN
(SIMULATION DU CONTACT AU NIVEAU DE LA HANCHE)**

Soutenu le : 30/06/2012

Encadré par : Dr. MAZOUZ Hamoudi.

Devant le jury :

Pr. Kamel ZIDANI
Dr. Hamoudi MAZOUZ
Dr. Kamel SEGHIR
Dr. Ahmed LEGRAT

Pr. Université de Batna
M.C. Université de Batna
M.C. Université de Batna
M. C. Université d'Annaba

Président.
Rapporteur.
Examineur.
Examineur.

Année Universitaire 2011 / 2012



REMERCIEMENTS

Je saisi cette opportunité pour remercier en premier lieu mon Directeur de thèse, Docteur **H. MAZOUZ** pour tout ce qu'il a fait pour moi, en me conseillant, en m'aidant et en m'assistant le long du chemin de la thèse.

Je remercie par la même occasion les membres du Jury, pour l'intérêt qu'ils ont montré en acceptant de lire ma thèse.

Un grand merci pour mes enseignants de Magistère qui n'ont pas cessé un instant à contribuer à la bonne marche de ma thèse.

Mes remerciements chaleureux vont aussi à tous les employés de département LMD-ST pour leurs encouragements et compréhension, ainsi qu'à toute l'administration du département de Mécanique, qu'ils aient tous ma haute sympathie, mon respect et mes grands remerciements.

*Je dédie ce travail à ma défunte mère que Dieu
ait son âme ainsi qu'à mon père*

A ma future épouse

A mes sœurs et frères

A tous mes amis et collègues du travail

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE	9
-----------------------------	---

ETAT DE L'ART

I. TRAVAUX ANTERIEUR ET SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE	12
--	----

II. NOTRE CONTRIBUTION	22
------------------------------	----

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LE CONTACT DES CORPS

METTALIQUES

I.1. INTRODUCTION	25
-------------------------	----

I.2. IMPORTANCE DE LA TRIBOLOGIE	25
--	----

I.4.1. STRUCTURE D'UNE SURFACE USINEE.....	27
--	----

I.4.2. TYPES DE SURFACE	29
-------------------------------	----

I.4.3. LES ORDRES DE DEFANTS D'UNE SURFACE GEOMETRIQUE	31
--	----

I.4.5. CARACTERISATION TOPOGRAPHIQUE DES SURFACES	34
---	----

I.5.1. ECART QUADRATIQUE MOYEN DU PROFIL (R Q).....	35
---	----

I.5.2. LIGNE DE REFERENCE ARITHMETIQUE (LIGNE CENTRALE)	36
---	----

I.5.3. ECART ARITHMETIQUE MOYEN DU PROFIL (RA).....	36
---	----

MODELISATION DES MECANISMES ALAIN CAIGNOT ET DAVID VIOLEAU	37
--	----

I.6.1. GEOMETRIE DES ASPERITES.....	38
-------------------------------------	----

I.6.2. RELATIONS GEOMETRIQUES	38
-------------------------------------	----

I. 6.3. CONTACT SUR UNE ASPERITE	39
--	----

I.6.4. DEFORMATION ELASTIQUE DE LA SURFACE DE CONTACT	39
---	----

I.6.5. CONTACT PONCTUEL OU LINEIQUE -----	40
I.6.6. CONTACT EXTERIEUR ENTRE DEUX SPHERES -----	41
I.6.7. CONTACT EXTERIEUR DE DEUX CYLINDRES PARALLELES -----	42
I.6.8. CONTACT DU CYLINDRE SUR UN PLAN -----	43
I.6.9. CONTACT PLAN -----	43
I.7.1. SURFACE DE CONTACT NOMINALE-----	44
I.7.2. SURFACE DE CONTACT REELLE-----	45
I.7.3. CONTACT DES ASPERITES-----	46
I.7.4. SURFACE DE CONTACT EN PRESENCE D'UNE FORCE DE CISAILLEMENT -----	47

CHAPITRE II

CONTACT ELASTIQUE : THEORIE DE HERTZ

II.1. RAPPELS SUR LA THEORIE DU CONTACT HERTZ ELASTIQUE -----	50
II.2 PRINCIPALES HYPOTHESES ASSOCIEES AU CONTACT DE HERTZ -----	50
II.3. L'APPROCHE GEOMETRIQUE -----	51
II.4 .THEORIE DE HERTZ -----	53
II.5. SYNTHESE DES PRINCIPAUX RESULTATS -----	58
II.6. PRESSION HERTZIENNE ENTRE DEUX CORPS -----	58
II.6.1. CARACTERISTIQUES MECANQUES-----	59
II.6.2. PRESSION SUPERFICIELLE SUR UN CYLINDRE -----	60
II.7.1.SPHERE – CONTACT SPHERE -----	61
II.7.2. CONTACT CYLINDRE- CYLINDRE -----	64

CHAPITRE III

CALCUL DE LA PRESSION HERTZIENNE MAXIMALE DANS LES

COUPLES BIOMATERIAUX

Zircone/Polyéthylène & Zircone/316L

III. RAPPEL SUR LES BIOMATERIAUX -----	70
III.1. INTRODUCTION AUX BIOMATERIAUX-----	70
III.2. MATERIAUX DES PROTHESES -----	70
III.2.1 - BIOCOMPATIBILITE ET BIOCOMPETENCE-----	70
III.2.2 - MATERIAUX CONSTITUTIFS DES IMPLANTS PROTHETIQUES -----	71
III.3.1.METHODOLOGIE SOLUTION-----	78

CHAPITRE IV

BIOMECHANIQUE DE LA HANCHE ET LES P.T.H

IV.1.1 ENVIRONNEMENT OSSEUX-----	97
IV.1.2.ENVIRONNEMENT LIGAMENTAIRE-----	97
IV.1.3 ENVIRONNEMENT MUSCULAIRE -----	97
IV.1.4. MOUVEMENTS ET MODELISATION MECANIQUE-----	98
IV.2.1 ETUDE DE LA MARCHE-----	99
IV.2.2.ETUDE DE LA COURSE-----	101
IV.2.3 ETUDE DES MONTEES ET DESCENTES D'ESCALIERS -----	102
IV.2.4. FACTEURS INFLUENÇANT LA VALEUR DU MAXIMUM DE FORCE-----	103
IV.8.1.IMPLANTS INSTRUMENTES-----	109
IV.8.2. ETUDE DE LA MARCHE-----	110
IV.8.3.ETUDE DES MONTEES ET DESCENTES D'ESCALIERS -----	111
IV.12.1.COUPLES DE FROTTEMENT -----	115
IV.12.2. CONTACT TETE FEMORALE - CUPULE -----	116

IV.12.3. APPROCHE MECANIQUE-----116

CHAPITRE V

MODELISATION PAR ELEMENTS FINIS ET SIMULATIONS DE CONTACT

V. MODELISATION PAR ELEMENTS FINIS-----119

V.1. DEFINITION DE LA METHODE-----119

V.3.1 MODELE 3D ET MAILLAGE ASSOCIE -----120

V.3.2. MODELISATION DU CONTACT-----121

COMPARAISON DES RESULTATS

CONCLUSION GENERALE

PERSPECTIVE

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

INTRODUCTION

GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

En raison des évolutions rapides de la technologie informatique et du calcul technique, les progrès dans un large éventail de technologies, et d'autres avancées, sont couplés avec de transdisciplinaires poursuites entre la technologie et ses applications aux processus du corps humain. De nombreuses zones de progrès significatifs peuvent être notées dans le domaine de la biomécanique qui continue d'évoluer.

La biomécanique s'intéresse aux principes de construction du corps humain et aux relations entre les structures et les fonctions du corps. Leurs complexités nécessitent des approches analytiques spécifiques et complexes afin de décrire, analyser et modéliser les différents systèmes biomécaniques mis en jeu. L'adaptation des structures biologiques aux exigences fonctionnelles se heurte à une contrainte particulière qui est la variation des propriétés physico-chimiques du corps dans le temps. Les principaux objectifs de la biomécanique sont axés sur les applications pratiques et peuvent se définir ainsi :

- Comprendre les lois de la mécanique et formuler les principes biomécaniques sous-jacents aux mouvements humains,
- Identifier les facteurs susceptibles d'influencer les fonctions motrices et les facteurs physiologiques limitant leur réalisation,
- Améliorer les fonctions motrices, et à tous les niveaux, les performances accomplies par ces fonctions.

Ce travail a pour but de présenter les bases des deux grands thèmes abordés dans cette étude la pression hertzienne maximum dans un contact cylindre/plan, cas des couples biomatériaux « Zircon/polyéthylène » et « Zircon/316L », la biomécanique de la hanche, « les prothèses totales de hanche, et enfin simulation du contact rotule-cupule".

Pour introduire cette thèse, il est nécessaire de passer sur l'état de l'art, qui est la synthèse de la recherche bibliographique des travaux antérieurs, ayant pour but d'articuler la démarche à suivre pour bien entamer notre thème d'étude.

Dans le premier chapitre, nous avons fait une étude bibliographique sur la tribologie du contact. Nous avons défini tous les aspects scientifiques de la tribologie, et la structure et type de surface, ainsi que l'ordre de mesure des défauts, la rugosité, et la mécanique du contact.

Quant au deuxième chapitre, nous avons élaboré une synthèse sur le contact élastique par la théorie d'Hertz. Nous l'avons débuté par un rappel de la théorie, les principales hypothèses et l'approche géométrique ensuite les caractéristiques des contraintes de contact en formulant le contact proposé pour l'étude.

Le troisième chapitre renferme l'application numérique pour le calcul de la pression hertzienne du contact entre deux couples de biomatériaux et un rappel sur les biomatériaux utilisés pour l'étude, qui s'est imposé à nous. Nous avons donné les caractéristiques mécaniques de ces biomatériaux afin de permettre le calcul avec un logiciel de tribologie, et faire une analyse comparative entre les deux couples biomatériaux Zircon 316L et Zircon Polyéthylène.

Le quatrième chapitre est un passage à la deuxième partie d'étude, c'est une application de la théorie de Hertz dans le domaine biomécanique, cas de la prothèse totale de hanche.

Pour articuler le chapitre, nous avons parlé de la biomécanique de la hanche, anatomie et environnement osseux, ligamentaire, musculaire, mouvement et force de contraintes développées dans l'articulation de la hanche puis tribologie des couples biomatériaux utilisées en implantation, et enfin le contact entre la tête fémorale et la cupule.

Le cinquième chapitre est la modélisation par un logiciel d'éléments finis et simulation du contact entre tête fémorale et cupule. En premier, nous définissons la méthode des éléments finis et logiciel utilisé Abaqus puis le développement et la modélisation du modèle pour les deux couples biomatériaux, et après les résultats et leur interprétation.

Enfin, l'interprétation des résultats analytiques et pratiques « par modélisation ». Et, en dernier lieu la conclusion générale et les perspectives d'avenir.

Etat de l'Art

Notre travail est une approche tribologique, due à une supposition bâti sur différentes études et recherches faites dans le domaine de la biomécanique.

Dans cette partie de notre travail, nous représentons quelques travaux antérieurs et des études abordées pour donner des appuis à notre recherche.

I. Travaux antérieur et synthèse bibliographique

a) Choix des couples biomatériaux dans l'implantation cas des PTH :(B.G. Weber,)

Les concepts métal/métal de McKee et métal/polyéthylène de Charnley pour la première fois, sa prothèse totale de hanche métal/métal cimentée (d'abord la tige seulement, plus tard aussi ecotyle cimenté) (PTH) est née en 1960, jusqu'en 1965. Son principe bien mis au point de l'arthroplastie "low friction" avec tête métallique et cupule en polyéthylène provoqué par la suite un "raz de marée" mondial. En revanche, actuellement la prothèse de McKee n'est plus utilisée que dans quelques endroits. Il s'agit de prothèses McKee de seconde génération ou de copies dotées de meilleures propriétés de glissement et d'un col de prothèse plus mince que celui de la prothèse de Thompson utilisée initialement. En ce qui concerne la prothèse métal-métal, le chirurgien orthopédiste et son patient sont donc aujourd'hui confrontés à des résultats à long terme décevants. Jantsch, Schwägerl, Zenz, Semlitsch, Fertschak (1989) rapportent plus de 34 % de cotyles de McKee descellés et de 26 % de tiges de McKee descellées.

Un résultat remarquable ressort toutefois de l'examen de trois prothèses explantées, descellées respectivement après 13, 14, et 15,5 ans d'implantation : au microscope à éclairage incident, on n'a pu déceler qu'une usure minimale de 0,001 mm sur la tête comme sur la cupule.

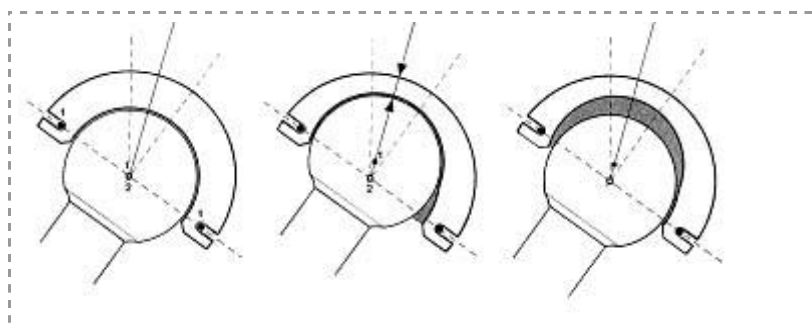
Täger (1976, 1987, 1994) est resté fidèle jusqu'à ce jour à la PTH de McKee. Ses examens pratiqués sur des prothèses explantées permettent de s'attendre à une durabilité illimitée. Il reste en suspens les questions concernant la tolérance de l'organisme vis à vis des débris de métal - toujours est-il que l'antigénicité de ces prothèses reste non prouvée (Masshoff 1974). L'explication du taux élevé de descellement des PTH métal/métal avait déjà été donnée par McKee et ses disciples (1971), par Ungethüm, Jäger, Witt (1972) et par Semlitsch (1989, 1992, 1993). *Early G.K. McKee design (~1960)*

Les PTH en usage actuellement avec cotyles en polyéthylène, avec leurs innombrables assortiments, étaient au début, sans aucun doute, moins menacées de descellement que les prothèses de McKee. En raison, du diamètre de tête plus petit, c'est à dire de 22, 28 ou même 32 mm, il s'agissait plus ou moins de prothèses à "low friction" comparativement aux prothèses de McKee à "high friction", mal usinées, sujettes au blocage et comportant des têtes de diamètres de l'ordre de 40 mm. Malgré cet avantage primaire. Willert, en examinant des

prothèses descellées, réussit à décrire dès 1978 le phénomène connu sous le terme "polyéthylène-débris disease" : le descellement tardif provoqué par des débris de polyéthylène, en raison du déclenchement d'une réaction d'intolérance aux corps étrangers et qui s'étend progressivement le long de la jonction implant/os. Des collectifs comparatifs examinés (tab.1) montrent, dix ans après l'opération, ce qui suit :

Tableau 1 : Comparaison radiologique 10 ans après l'implantation de PTH comportant des couples de frottement différents		
Métal/Polyéthylène n = 139		Céramique d'alumine/polyéthylène n = 108
92 = 66,1%	pas d'ostéolyse	6 = 79,6%
34 = 24,4%	ostéolyse	16 = 14,8%
13 = 9,4%	sans descellement	6 = 5,6%
139 = 100%	descellements	108 = 100%
	Totaux	

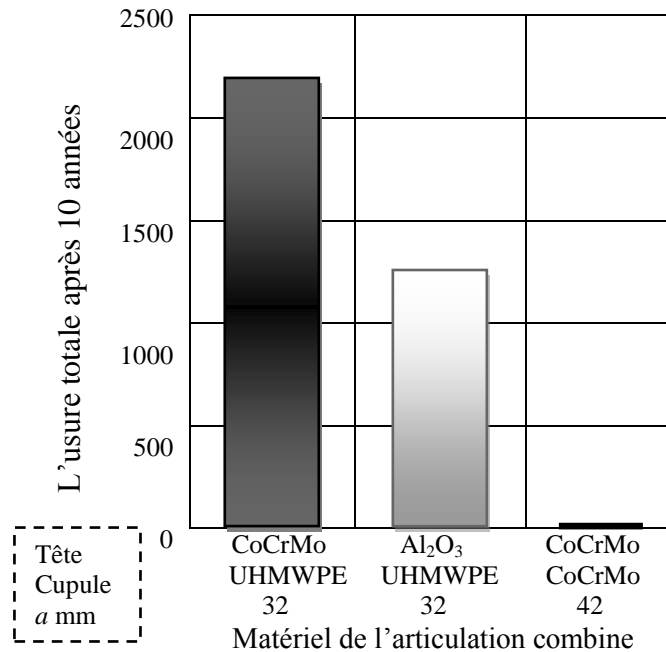
Les têtes en céramique d'alumine produisent moins de débris, elles sont souvent moins sujettes aux phénomènes d'ostéolyse et causent moitié moins de descellements complets que les prothèses analogues avec têtes métalliques. En ce qui concerne le polyéthylène contre tête métallique ou en céramique : le descellement tardif est inévitable si le patient vit assez longtemps. Les prothèses avec tête métallique sont descellées après 10 ans, au plus tard après 15 ans, les prothèses avec tête en céramique le sont après 15 ans, au plus tard après 20 ans. Les exceptions - rares - confirment la règle



Figures 1 a, b, c : Usure **linéaire** en radiographie à l'exemple de la cupule en polyéthylène. **a)** Per opératoire : usure nulle. Les centres de la cupule ⁽¹⁾ et de la tête ⁽²⁾ coïncident. **b)** Quelques temps plus tard : la tête s'est enfoncée dans le polyéthylène de la distance entre 1 et 2 (= usure linéaire, mesurable en mm). **c)** La quantité de débris correspond plutôt à la zone marquée (dans cette représentation une surface, en réalité un volume de débris mesuré en mm³). (Ch. Delaunay ; HUTEN D)

La différence fondamentale entre les prothèses métal/métal traditionnelles et celles fonctionnant bien est dans la résistance différente à l'usure.

L'usure **linéaire** (fig. 1), mieux la pénétration ou l'enfoncement de la tête dans l'articulation artificielle est de 0,1 à 0,2 mm par an pour le polyéthylène (Semlitsch, Weber), et de 0,001 à 0,006 mm par an pour le métal/métal (McKee, Semlitsch, Jantsch), autrement dit, on a un rapport entre les deux taux d'usure allant de 50 à 100 : 1 (tab. 2).



Graph 1 : Usure linéaire de couples de frottement différents de PTH (Selon Semlitsch).

La PTH métal/métal Weber Metasul perfectionnée a éliminé les défauts inhérents aux précédentes PTH comparables. La finition de très haute précision garantit tant la "low friction" que la "low wear" (Semlitsch) et prévient la "polyethylen-debris disease". A ce jour, les cent premières articulations de ce type fonctionnent parfaitement.

On pourra donc résumer les qualités nécessaires à un biomatériau inerte comme suit :

1. bonnes propriétés mécaniques
2. bonnes propriétés tribologiques
3. bonne inertie chimique et stabilité au cours du temps.

Les céramiques présentent de grands avantages sur deux de ces trois points. Elles sont célèbres pour la grande inertie chimique apportée par leurs liaisons fortes (covalentes ou ioniques). Leurs propriétés tribologiques sont en règle générale excellentes comparées à celles d'un métal ou d'un polymère, grâce à leur grande dureté et aux rugosités très faibles qu'il est

possible d'obtenir. Les propriétés mécaniques restent cependant leur point faible par rapport aux métaux, surtout en ce qui concerne la résistance à la fissuration et l'énergie de rupture.

Parmi les céramiques, la zircone et l'alumine sont des candidats de choix : les ténacités (de l'ordre de 4 MPa.m^{1/2} pour l'alumine, supérieures à 6 MPa.m^{1/2} pour la zircone) et contraintes aux ruptures (environ 500 MPa pour l'alumine et jusqu'à 2 GPa pour la zircone, en compression) sont élevées.

Ces matériaux peuvent être utilisés comme surfaces frottantes (têtes de prothèses de hanche par exemple). Les premières têtes de prothèses céramiques ont été réalisées en alumine. Les premières têtes aluminées ont subi de nombreuses ruptures (environ 1% des têtes implantées) dues à la fragilité du matériau, les têtes actuelles étant bien améliorées (taux de rupture au moins 10 fois plus faible). La zircone, plus résistante, a été introduite plus tard (au début des années 1980), avec un succès certain (taux de rupture de l'ordre de 1 pour 10000). Cette meilleure résistance de la zircone s'explique par un phénomène de renforcement par transformation de phase,

Nous nous intéresserons principalement à l'utilisation des céramiques dans les prothèses de hanches. Ces prothèses sont constituées d'une tige métallique insérée dans le fémur (tige fémorale), liée à une tête sphérique (tête fémorale en métal ou céramique). Cette tête forme une liaison rotule avec la cupule cotyloïdienne (en polyéthylène à très haute masse moléculaire, UHMWPE) liée au bassin via une pièce (métal-back) vissée dans la cavité acétabulaire. L'emploi des céramiques pour remplacer le métal dans les têtes, associé aux nouvelles techniques de scellement des tiges fémorales (revêtement ostéoconducteur remplaçant le ciment acrylique précédemment employé), a fait faire un progrès considérable aux prothèses : les prothèses de hanches supportent maintenant d'être implantées sur des patients jeunes (<50 ans) et actifs. Le principal problème limitant la durée de vie des prothèses de hanches est à l'heure actuelle l'usure de la cupule en polyéthylène. Cette usure, due au frottement contre la tête, est beaucoup moins forte avec une tête en céramique qu'avec une tête en métal, mais produit dans tous les cas des débris mal tolérés par l'organisme, qui entraînent à plus ou moins long terme une nécrose de l'os et un descellement de la tige fémorale. L'amélioration des prothèses passe donc d'une part par la réduction de ces débris d'usure, d'autre part par une optimisation de la fixation de la tige fémorale dans le fémur.

Grâce à l'emploi de cupules en céramique, séparées du *metal-back* par un *liner* en polyéthylène qui a pour fonction d'amortir les chocs, la production de débris est alors si faible qu'elle est indétectable. Un revêtement ostéo conducteur permet l'a repousse de l'os directement sur la tige fémorale, et donc une accroche bien meilleure de celle ci que par un

scellement par ciment polymère (figure 1). La conception a également été améliorée, de manière à réduire les concentrations de contraintes et donc les risques de rupture des têtes.

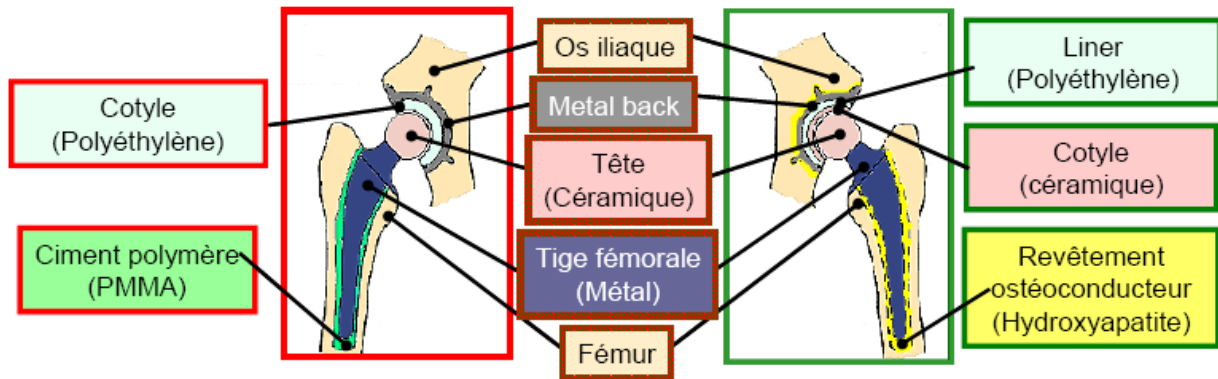


Figure 2 : prothèse de hanche ancienne génération (à gauche), avec les techniques les plus modernes (à droite). (FTPHZ,www.google.com)

Tableau 2. – Comparaison des propriétés des matériaux par classe (Alain dambreville,2005).
 + : élevée ; ± : moyenne ; - : faible.

Propriétés	Module d'élasticité	Resistance à la rupture	Limite de résistance	Contrainte de rupture	Resistance a l'environnement biologique	Résilience	Durete	Réponse locale de l'hôte
Céramiques	+	±	+	-	±	+	+	-
Métaux	±	+	±	±	+	±	-	+
Polymères	-	-	-	+	-	-	±	±

Tableau 3. – Caractéristiques comparées des différents matériaux (Dr. S.Mishler)
 X : Propriété systématique ;
 O : Propriété variables dépendant de la nature exacte des matériaux

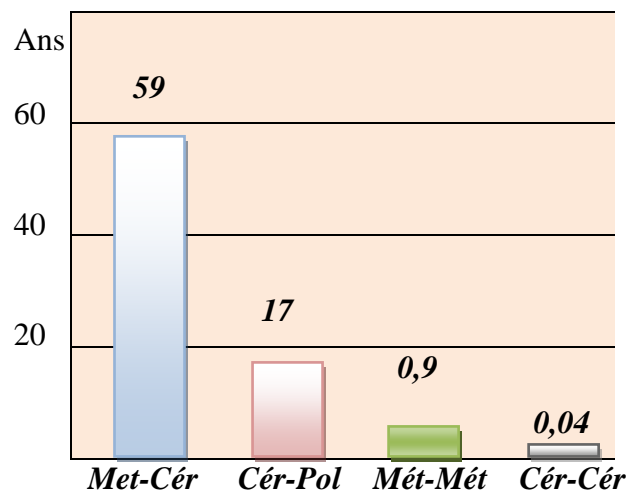
Propriétés	Céramiques y compris verre	Métaux y compris les alliages	Polymères
Transparence	O		O
Brillance		X	
Légèreté			X
Dureté	X	X	
rigidité	X	X	O
Fragilité	X		O
Stabilité chimique	X		
Conductivité électrique		X	
Tenue à la température	X	X	

✓ Les combinaisons possibles de matériaux et composants tête-cupule Dans une hanche totale de l'articulation, des matériaux antifriction pour surfaces articulaires:

- cupule en polyéthylène peut être couplée avec des têtes en céramique ou tête métalliques, en outre cupule en polyéthylène peut être fabriquée à partir soit d'un lié UHMWPE croix (ultra polyéthylène de poids moléculaire) ou de l'UHMWPE classique.
- cupule en métal peut être couplée avec des têtes métalliques.
- cupule en céramique peut couplée avec des têtes en céramique.

Couples classiques	Coefficient de frottement	Pénétration	Usure
CoCr/PEhd	0,03-0,05	0,15 mm/an	20 mg/an 20 à 40 millions de particules < 10µ
Inox/PEhd	0,04-0,06	0,15 mm/an	Selon préparation
Alum/PEhd	0,01-0,04	0,1 mm/an	30 mg/an
Zi/PEhd	0,01-0,04	0,15 mm/an	< 10mg/an
Alum/Alum	0,04-0,1	N.mesurable	0,5-1 mm ³ /an
Mét/Mét	0,02-0,04	N.mesurable	1-2 mm ³ par million de cycle

Tableau4 : Couple de frottement résultats Comparés d'après **S Terver** (CHU Clermont Ferrand)



Graphe 2 : Taux d'usure en mm³/anc (HAS,2008)

Sur la figure différentes combinaisons de surface d'appui ; différentes quantités de particules d'usure (mesurée en millimètres cubes par an) sont produites. Le pire de particules d'usure dans la prothèse totale de hanche où la combinaison UHMWPE classiques articule contre un composant à billes métalliques. Cette combinaison produit (testé dans le simulateur de la hanche) 59 millimètres cubes de particules d'usure UHMWPE.

La combinaison Céramique – Céramique produit, la plus faible production de particules d'usure à une prothèse totale de hanche 0.004 millimètres cubes de particules d'usure en céramique. (Heisel 2003)

b) Contact Rotule-Cupule :

Dans la hanche saine conjointe de la tête fémorale est continuellement en contact étroit et stable avec la prise de cours de tous les mouvements. (METOXIT)

La stabilité de l'articulation de la hanche en bonne santé est fournie par de nombreuses structures de soutien autour de l'articulation de la hanche, y compris une épaisseur de la capsule articulaire, un système de ligaments construit dans la capsule articulaire, et un ligament à l'intérieur de la hanche elle-même. Ces structures communes créent une résistance passive, force sur l'articulation de la hanche qui garde la tête fémorale en contact étroit avec l'articulation de la hanche au cours de prise de tous les mouvements.

Études aux rayons X des patients avec la prothèse totale de la hanche ont démontré que la composante tête sépare du centre de la composante de cupule pendant la marche. Quand l'exploité balance sa jambe (la hanche n'est pas chargée) la tête fémorale se déplace à la partie supérieure externe de la composante cupule. Lorsque la jambe du patient entre en contact avec le sol (la jambe prend le poids du corps) la tête revient à l'étroit contact avec la cupule. Ainsi, la tête se déplace du centre de la cupule à l'extérieur et ensuite le dos comme un piston. Les «pistonnages» mouvements sont petits, entre 2 à 5 millimètres. Des études ont montré que ces mouvements du pistonnage se produisent dans toutes les hanches totales conventionnelles où la tête métallique s'articule avec la cupule en polyéthylène (Dennis, 2001 HUTEN D 1996) avec des surfaces en céramique. Les mouvements «pistonnage» n'ont pas été observés dans le métal sur les hanches en métal total (Komistek 2002).

Un autre mouvement particulier entre le composant tête-cupule lorsque les patients sont à monter les escaliers ou à la hausse des chaises. Les statistiques démontrent que les patients utilisant la prothèse totale de la hanche sont performants et grimpent en moyenne 45 escaliers et montent 70 chaises chaque jour (HUTEN D 1996).

Quand la cuisse est pliée, le composant tête est en contact avec le bord arrière (RIM) de la cupule. Lorsque le patient étire la cuisse, la tête est d'abord poussée avec force contre le bord arrière de la cupule. La contrainte est à ce stade concentrée sur une zone étroite du bord de la cupule. C'est ce qu'on appelle "la charge de bord» lorsque la tête est en contact avec la cupule dans une petite zone. Les fortes contraintes dans ce domaine causent des rayures sur une zone de la cupule et la surface de la tête. L'usure des bandes est facile à observer si les surfaces

sont très difficiles (céramique), sur des surfaces à base de matériaux tendres (polyéthylène ou même en métal) bientôt le polissage efface automatiquement ces bandes. (Walter 2004)

- La prothèse totale de hanche est construite de telle sorte que cela puisse permettre au patient de fléchir la cuisse de 0 à 90 degrés contre le tronc
- En théorie, une grande tête de diamètre permet plus de flexion de la tête de faible diamètre

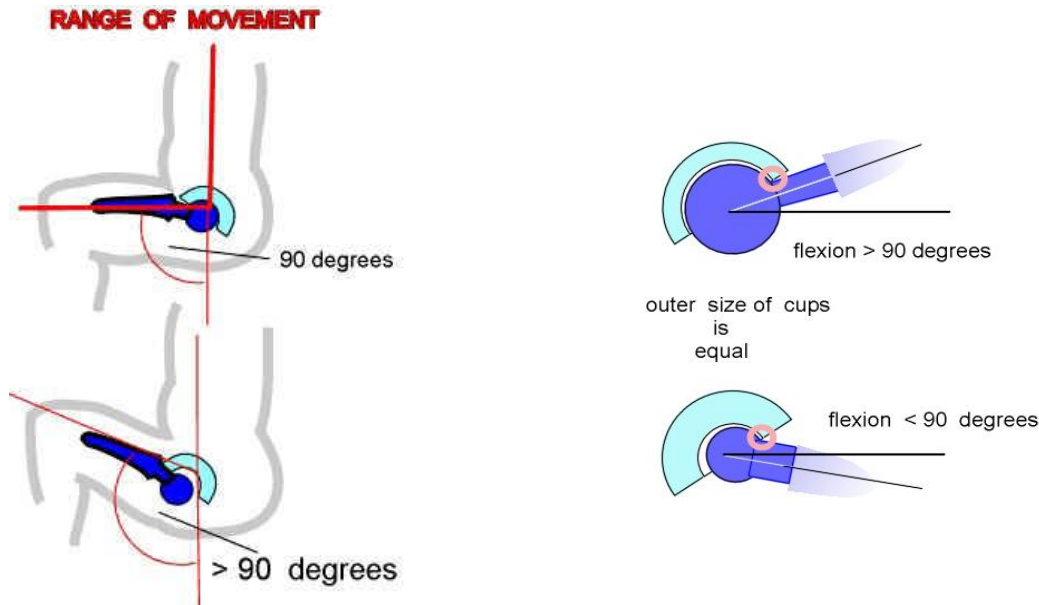


Figure 5 : La règle de 90 degrés, b) flexion suivant diamètres de têtes fémorales (Ch. Delaunay)

- Le différentiel radial entre R_2 (cupule) et R_1 (tête prothétique) est appelé Clearance



Figure 6 : Clearance entre tête fémorale et la cupule (Ch. Delaunay ; J. haussel)

- Mode de contact influence par le rayon des 2 pièces prothétiques
- En mouvement les générations d'un film fluide entraîne dans l'angle de clearance

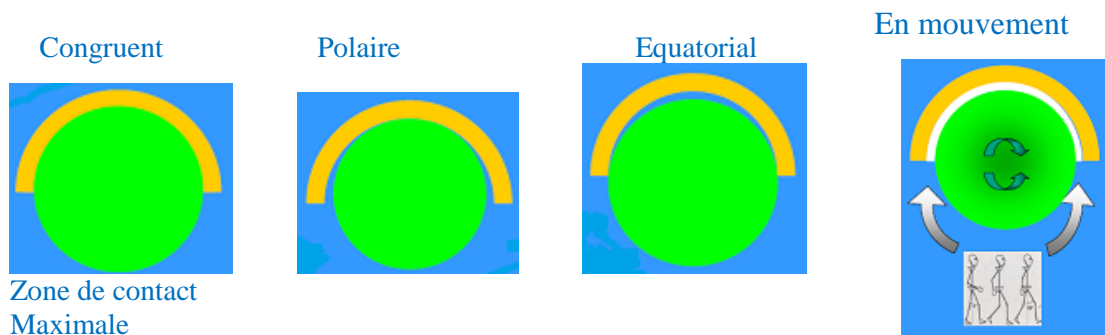


Figure 7 : différentes zones de contact tête-cupule (Cornelius T Leondes).

c)-La théorie d'Hertz dans le contact cylindre/plan dans les différents implants :

En génie mécanique et en tribologie, le contact de Hertz est une description, due à Heinrich Rudolf Hertz (dont le nom est également associé aux unités SI Hertz), de la contrainte au sein de deux objets en contact. Elle était appliquée pour calculer le contact de deux sphères de rayons différents, cas des galets de roulements.

La théorie de Hertz est appliquée dans beaucoup de domaines pas seulement dans la mécanique et mécanismes. La biomécanique est parmi les nouveaux domaines dans lesquels il est nécessaire aujourd'hui d'appliquer cette théorie pour déterminer les différents paramètres du contact.

Dans notre recherche bibliographique, peu de travaux parlent de la théorie de Hertz dans un contact cylindre-plan dans le domaine de la biomécanique. Ces derniers sont limités seulement aux prothèses de genou dus à sa conception comme le montre la figure III :



Figure 8 : prothèses de genou (D weichert-LAM ; <http://français.wmt.com/>)

Au contraire, dans la prothèse totale de hanche, cas de notre étude, nous avons trouvé un seul travail d'Ahmet C. Cilingir-2010 « Department of Mechanical Engineering, Sakarya University, Sakarya, Turkey ». Son travail est basé sur une hypothèse semi-infinie ballon - plan, car la forme de conception est sphère-sphère.

d) la pression hertzienne maximale dans contact cylindre/plan « cas de la PTH » :

Pour introduire le mémoire, il est nécessaire de passer en revue le travail d'Ahmed C.Cilingir intitulé "Finite Element Analysis of the Contact Mechanics of Ceramic-on-Ceramic Hip Resurfacing Prostheses". Dans son étude, il prévoit que l'effet de ces paramètres de conception et les caractéristiques de l'os du patient sur la mécanique de contact est sur les surfaces d'appui de la prothèse de hanche ; des remplacements seront importants pour comprendre l'exécution tribologique de ces derniers implants.

Afin de faire au mieux la comparaison, un modèle analytique basé sur la théorie de contact de Hertz a été employé pour prévoir les pressions de contact et secteurs de contact. Le modèle

théorique a été fondé sur l'hypothèse d'un équivalent solide semi-infini ballon -plan (fig. a), et de divers paramètres ont été calculés comme le montre la figure V.

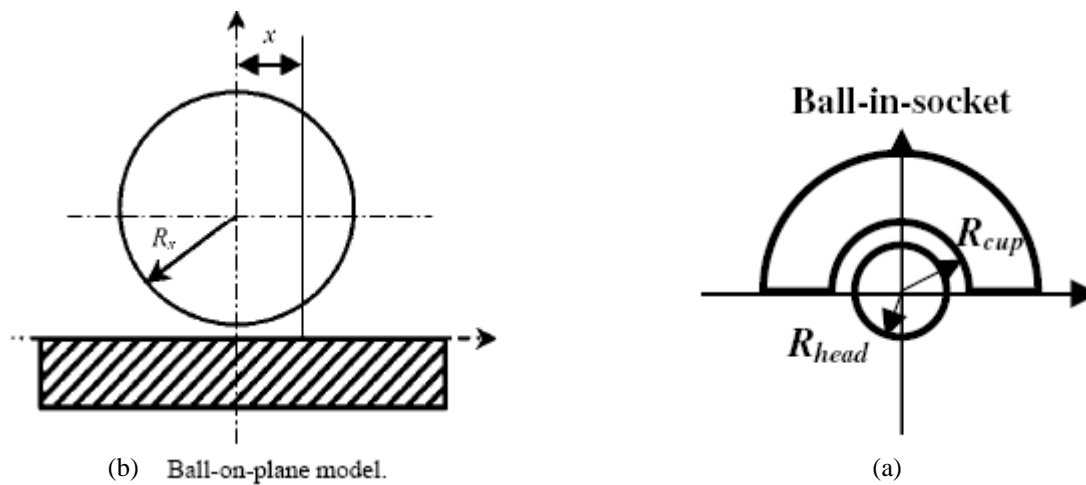


Figure 9 : Transformation des coordonnées entre le ballon-plan et les modèles à billes.(Ahmet C.Cillinir,2010)

- ✓ Des tests de rupture sur la prothèse de hanche totale sont faits expérimentalement sous des normes « Test de rupture, ISO 7206-10-2003 » Affolter et al (2009) ont supposé un contact semi sphère plan comme le représente la figure VI

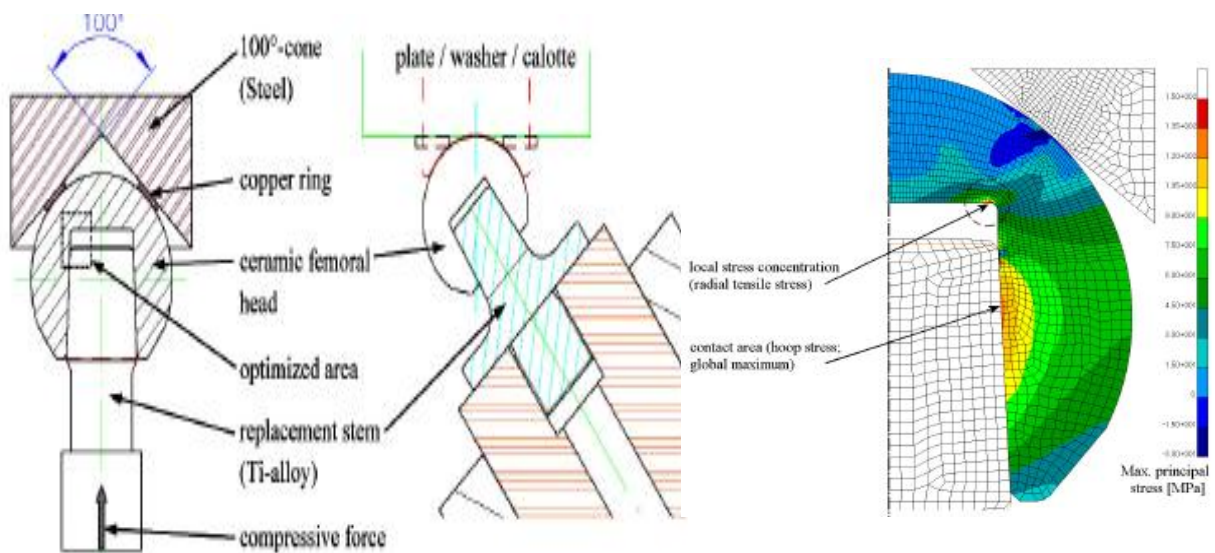


Figure 10: Rupture test set up acc. to ISO 7206-10-2003
Test de rupture, ISO 7206-10-2003

- ✓ Dans le volume 4 de la troisième série, “**biomechanical systems technology**”; L’éditeur Cornelius T Leondes (*University of California, Los Angeles, USA*) a supposé en gardant la géométrie en termes de rayons de la tête fémorale (R_{head}) et la cotyle

(R_{cup}) ou le jeu radial ($c = R_{cup} - R_{head}$) est illustré dans Fig. V pour une prothèse de hanche MOM typique. En génie tribologie, il est souvent possible de représenter la balle-dans-prise configuration de la (fig. 9(a)) par un équivalent bille sur le plan du modèle (Fig. 9 (b)) avec le rayon effectif (R) donnée.

- ✓ Louis-Marie RABBE de l'institut national polytechnique de Grenoble et de l'école nationale supérieure des mines de Saint Étienne (Spécialité : Sciences et Génie des Matériaux), dans sa thèse de doctorat a recherché des solutions permettant de diminuer ou même de supprimer ces émissions de débris apparaît donc comme un des problèmes actuels majeurs de la chirurgie orthopédique. Son étude portera essentiellement sur la mécanique du contact entre deux cylindres parallèles et le comportement du contact métal/polymère en milieux chlorurés.

II. Notre contribution

Notre travail est une hypothèse basée sur la synthèse de l'état de l'art. Notre hypothèse contact cylindre-plan dans une prothèse de hanche est générée à partir des résultats suivants :

- Tests expérimentaux de Rupture «ISO 7206-10-2003 »
- La règle de 90 degrés flexion suivant les diamètres de têtes fémorale.
- La Clearance : Le différentiel radial entre R_2 (cupule) et R_1 (tête prothétique).
- Usure **linéaire** de couples de frottement différents de PTH (Selon Semlitsch).

On constate que l'usure linéaire sur la zone du contact cupule-rotule, est due à l'Influence de l'orientation de la cupule sur les contraintes de surface ; Contraintes en surface de la cupule pour les inclinaisons possibles ; décoaptation ; clearance ; ...etc.

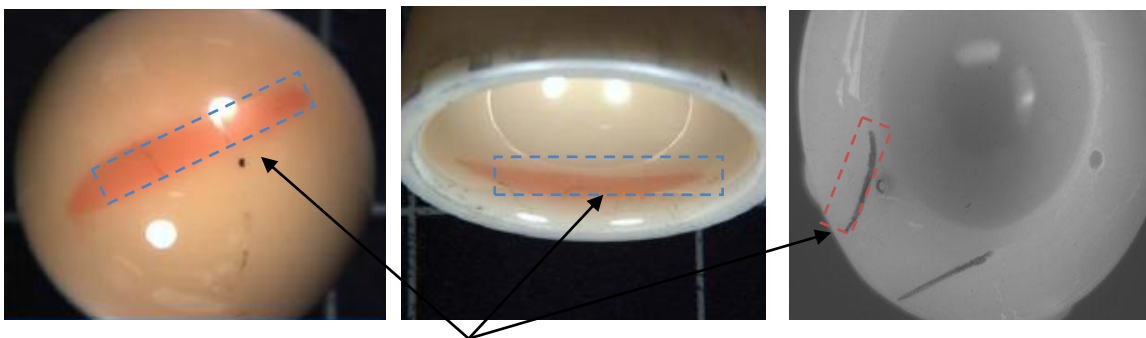


Figure 10 : zone de contact tête-cupule, dans des tests d'usure

De même que le type d'usure « linéaire » est le résultat d'un contact linéaire comme le montre la figure 10. Aussi, nous avons proposé une hypothèse basée théoriquement sur la

théorie de Hertz dans un contact cylindre/plan, afin de faire une approche théorique et la comparer avec des résultats obtenus par un logiciel de simulation Abaqus.

Chapitre I

Généralités sur

le Contact

I.1. Introduction

Le mot tribologie, construit à partir des racines grecques, signifie science du frottement, créé à l'instigation des Anglais en 1968, et n'apparaît qu'en 1974 dans le dictionnaire français.

La tribologie est la science et la technologie de surfaces solides en contact; elle traite des multiples aspects du frottement, de la lubrification, de l'usure et de l'adhérence (Hertz, H., 1882). D'après G. Salomon (1968) la tribologie est la science qui étudie les phénomènes susceptibles de se produire lorsque deux corps en contact sont animés de mouvements relatifs. Il recouvre, entre autre, tous les domaines du frottement proprement dit, de l'usure et de la lubrification (Johnson, K. L., 1985). On peut dire que, si la mécanique est la science du mouvement, la tribologie est la science qui permet le mouvement.

I.2. Importance de la tribologie (Technique de l'ingénieur, BM5 067, 2005).

On observe des phénomènes de frottement dans tous les systèmes mécaniques, et cette composante tribologique est décisive dans les domaines d'application variés qui vont de la mécanique industrielle aux systèmes du vivant.

La tribologie s'intéresse à l'étude et à l'interprétation scientifique des faits expérimentaux, elle entre en jeu de façon significative dans de nombreux domaines industriels. La connaissance de la tribologie est devenue une nécessité pour de multiples raisons:

- Assurer le bon fonctionnement et la fiabilité des mécanismes
- Diminuer le coût d'obtention des surfaces flottantes.
- Améliorer le rendement et la longévité des mécanismes.
- Assurer la sécurité des biens et des personnes, particulièrement dans le domaine de transport,
- Contribuer à la santé publique et au confort, par exemple en diminuant les bruits, très nombreux, liés aux contacts mécaniques.

Le tableau I.1 suivant montre que la tribologie trouve ses applications dans deux grands domaines: celui des systèmes mécaniques et celui de la mise en œuvre des matériaux.

Systèmes mécaniques	Mise en œuvre des matériaux
<p>Vivant: animal, homme</p> <ul style="list-style-type: none"> - Membranes biologiques - Prothèses biomécaniques - Cartilages - Dentisterie <p>Organes de machines</p> <ul style="list-style-type: none"> - Paliers, roulements - Segments - Cames, engrenages, freins - Joints - Systèmes électriques - Systèmes magnétiques <p>Terre</p> <ul style="list-style-type: none"> - Génie civil - Mouvements des sols - Tremblements de terre - Ecoulement des glaciers - Ski <p>Maintenance</p> <ul style="list-style-type: none"> - Fiabilité - Durée de vie 	<p>Types de matériaux</p> <ul style="list-style-type: none"> - Artificiels: métaux, polymères - Céramiques, Composites - Naturels <p>Adhérence, collage</p> <ul style="list-style-type: none"> - Composites, textiles, fibres matrices <p>Déformations plastiques</p> <ul style="list-style-type: none"> - Laminage, filage, extrusion - Emboutissage, découpage - Outillages de coupe, polissage <p>Lubrifiants</p> <p>Traitements des surfaces</p>

Tableau I.1 : Impacts de la tribologie sur la société (K. L. JOHNSON, 1996).

I.3. Aspects scientifiques de la tribologie

La tribologie est un domaine pluridisciplinaire, dans lequel interviennent, bien sur, les bases fondamentales de la mécanique, mais aussi les aspects scientifiques multiples de la science des matières. Les échelles dimensionnelles des phénomènes étudiés vont en général du mètre (caractéristique des dimensions d'une machine) à l'angström (caractéristique des interactions d'origine atomique et moléculaire).

L'analyse scientifique de la tribologie peut se structurer en trois grands domaines qui concernent : Les matériaux, les surfaces et les écoulements de la matière. Le comportement des matériaux apparaît comme un élément essentiel. Selon leur ductilité ou leur fragilité, la nature de leur contact diffère énormément, et les lois de frottement et d'usure varient aussi.

La compréhension des lois physico-chimiques des surfaces permet dans certains cas, d'apercevoir l'origine de leurs comportements particuliers.

La compréhension de la tribologie nécessite l'application des lois de la mécanique des fluides complexes, de la mécanique des solides, pour pouvoir les régimes de lubrification.

On a dit d'une science qu'elle a l'âge de ses instruments de mesure. La tribologie, qui utilise les toutes dernières de la physique, de la chimie, de la mécanique et aussi de l'informatique, est donc une science jeune et actuelle.

Enfin, les efforts entrepris dans le domaine de la tribologie ne concernent pas uniquement les laboratoires de recherche, mais aussi concernent les laboratoires industriels.

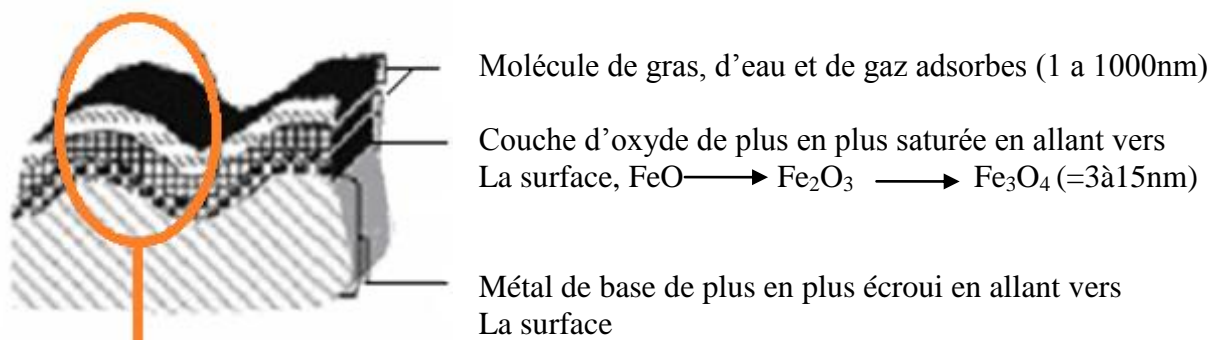
I.4. Etude des surfaces

L'étude des surfaces revêt de l'importance dans un grand nombre d'applications industrielles. Deux types de sciences en proposent une approche: la physique des surfaces et des solides et la physico-chimie.

I.4.1. Structure d'une surface usinée

Surface d'un solide le sépare du milieu ambiant, elle est caractérisée par sa structure physico-chimique et par sa géométrie. Une surface usinée est une zone complexe qui recouvre la masse du solide comme une peau. Ses propriétés, différentes de celle du corps du solide, jouent un rôle fondamental dans le comportement tribologique d'un couple cinématique. Une surface possède également une épaisseur, qui s'étend de l'extérieur jusqu'à l'intérieur du solide.

La figure I.1 illustre ce concept d'une façon schématique.



Une aspérité

Figure I.1 : Composition schématique des couches superposées d'une surface (Tabor, D., 1951)

A l'extérieur du solide (surface extérieure), les atomes possèdent des valences non saturées créant ainsi un champ de force électrostatique. On retrouve inévitablement une couche d'oxyde sur le solide. Même des matériaux nobles comme l'or ou le platine forment une couche d'oxyde sur leur surface dans l'atmosphère. L'épaisseur et les propriétés mécaniques de la couche d'oxyde varient selon le matériau et le temps d'exposition à l'atmosphère. Cette couche d'oxyde joue un rôle important dans le frottement et l'usure de la surface, sans celle-ci,

tous les matériaux se soudent les uns aux autres et les pièces en mouvement relatif grippent. Sur la couche d'oxyde se trouve une couche adsorbée: eau, hydrocarbure gazeux ou liquide, azote, oxygène et toutes sortes d'autres composants qui se trouvent dans l'environnement immédiat de la surface et peuvent réagir avec le métal pour former des oxydes ou y diffuser. L'adsorption d'huile ou de graisse joue un rôle intéressant en lubrification. La couche adsorbée est très tenace, elle isole le métal de tout contact direct. Sur la couche écrouie existe souvent une couche métallique amorphe, ou de cristaux concassés, appelée couche de Bielby (1921) comme l'indique la figure I.2, elle est produite par la fusion du métal puis son auto trempage par la masse froide voisine lors des opérations de finition telles que rectification et polissage. Cette couche, épaisse de quelques dizaines d'angströms.

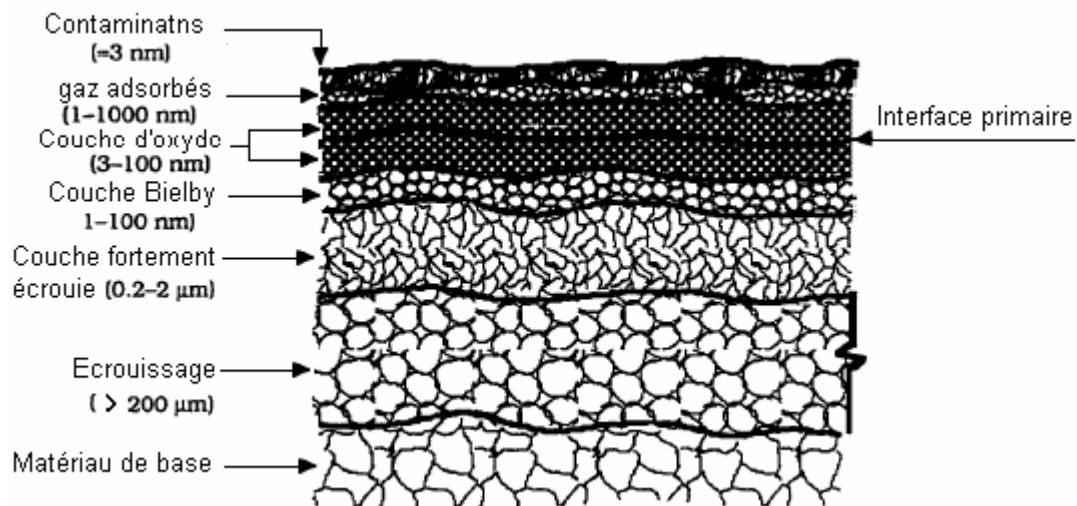


Figure I.2 : Schéma de la surface d'un solide (Greenwood, J. A. & Williamson, J. B. P. 1966)

En profondeur, en partant des aspérités, on trouve une couche de matériau plus ou moins écrouie. Le degré d'écrouissage et la profondeur de la couche écrouie dépendent du procédé de fabrication de la pièce, que ce soit par formage (forgeage, filage...), ou par enlèvement de copeaux (tournage, fraisage, brochage...).

La figure I.3 montre que les procédés de finition par électroérosion ou EDM « Electro Discharge Machining » ou par enlèvement chimique causent peu d'écrouissage et ont une influence sur une faible profondeur. La couche est le siège de contraintes résiduelles de compression.

La Figure I.3 : Contraintes résiduelles et profondeur de la couche écrouie selon le procédé de finition (Tabor, D., 1951).

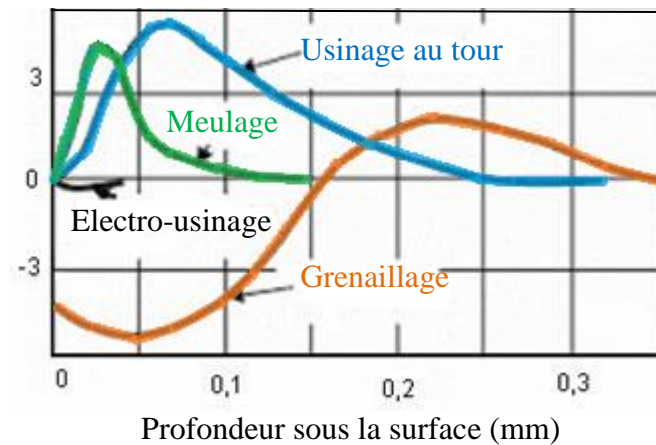


Figure I.3 : Contraintes résiduelles et profondeur de la couche écrouie selon le procédé de finition (Tabor, D., 1951).

La dureté de la couche écrouie de son côté, et jusqu'à un certain point sa profondeur également, dépendent de la courbe σ - ε du matériau en question. La figure I.4 montre le comportement de trois matériaux typiques : (a) un aluminium qui durcit très peu à l'écrouissage; (b) un acier à haute teneur en carbone qui durcit moyennement à l'écrouissage; et (c) un alliage cuivreux qui durcit rapidement avec les déformations plastiques.

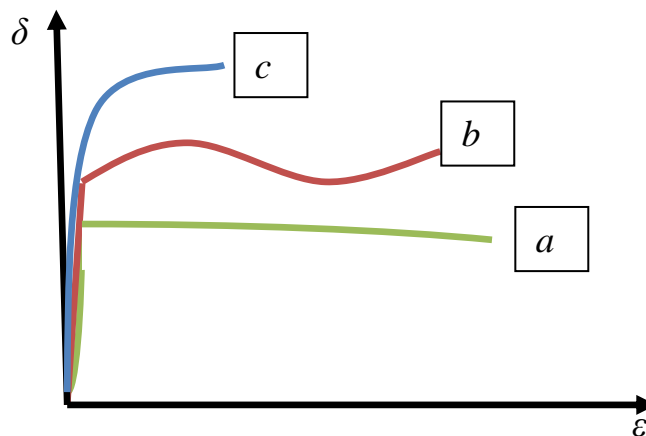


Figure I.4 : Comportement à l'écrouissage : (a) un aluminium ;(b) un acier G86400 (c) un alliage de cuivre (Tabor, D., 1951).

Les gaz ou les liquides ambiants sont adsorbés et peuvent réagir avec le métal pour former des oxydes ou y diffuser. L'adsorption d'huile ou de graisse joue un rôle important en lubrification. La couche adsorbée est très tenace, elle isole le métal de base de tout contact direct. La surface est en contaminée par des particules de poussière et un film moléculaire de substance environnante.

I.4.2. Types de surface

La normalisation précise les termes (types) de surface à utiliser :

I.4.2.1. Surface d'un corps

Elle est constituée par l'ensemble des points qui délimitent la portion de l'espace où se trouve la matière de ce corps.

I.4.2.2. Surface géométrique

C'est la surface parfaite, idéale. Sur le dessin, elle est définie géométriquement par le bureau d'études, à l'aide de cotes nominales.

I.4.2.3. Surface spécifiée

Elle résulte de la surface géométrique, transformée par le bureau des études qui prescrit des limites de réalisation de cette surface à l'aide de symboles et de valeurs numériques en complément des cotes nominales du dessin.

I.4.2.4. Surface réelle

C'est celle qui est obtenue au cours de la fabrication.

I.4.2.5. Surface mesurée

Elle résulte de l'exploration de la surface réelle par des instruments de mesure. Le degré d'approximation de la surface mesurée par rapport à la surface réelle dépend de la technique, de mesure appliquée, de la précision de l'instrument de mesure utilisé et de la nature même de la surface réelle. L'intersection de la surface réelle avec un plan perpendiculaire à la surface géométrique qui lui correspond s'appelle profil, comme indique la figure I.5.

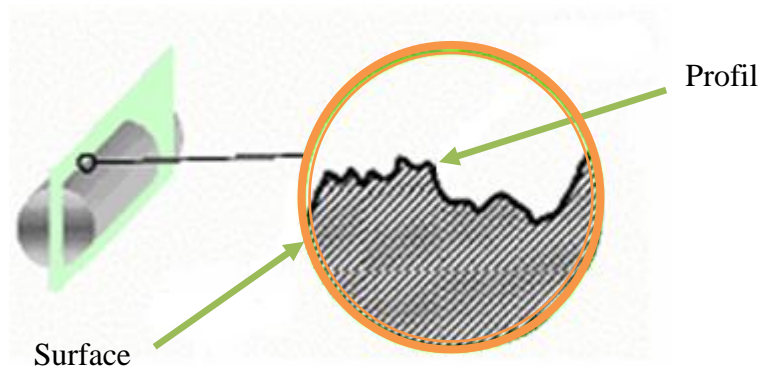


Figure I.5: Profil d'une surface (Greenwood, J. A. & Williamson, J. B. P. 1966).

Le profil agrandi de la surface montre les défauts indiqués sur la figure I.6.

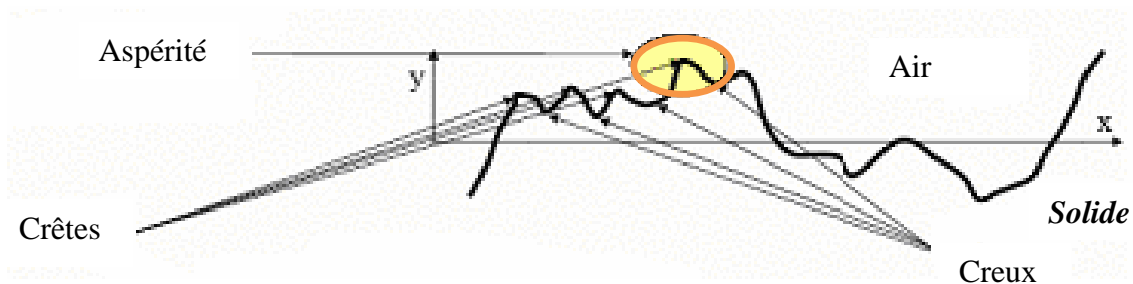


Figure I.6 : Défauts de profil d'une surface (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987)

I.4.3. Les ordres de défauts d'une surface géométrique

On sait que les cotes dimensionnelles des pièces sont sujettes à tolérances, mais les surfaces proprement dites sont aussi affectées par des irrégularités qui jouent un grand rôle dans le fonctionnement des mécanismes. On a classé les irrégularités selon l'échelle qu'il faut choisir pour les observer.

I.4.3.1. Défauts de forme

Les défauts de forme ou erreurs macro géométriques, dites de premier ordre, proviennent des déformations de la pièce et de la machine-outil lors de l'usinage, telles que: les défauts de planéité, cylindricité, parallélisme, perpendicularité. La période x des défauts de forme est de plusieurs ordres de grandeur plus grande que leur amplitude y (figure I.7).

Les défauts de forme se rapportent à la surface géométrique. On les mesure avec les instruments de métrologie comme le pied à coulisse ou le micromètre.

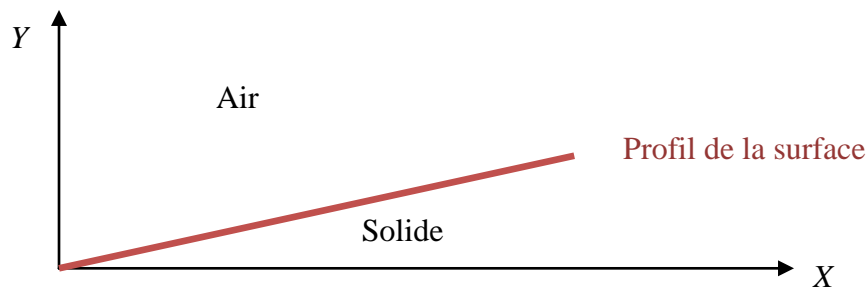


Figure I.7 : Période des défauts de forme d'une surface géométrique.

I.4.3.2. Défauts d'ondulation

Les irrégularités du deuxième ordre (figure. I.8) consistent en ondulations régulières engendrées par des vibrations de la pièce ou de la machine-outil, les ondulations sont apparentes à l'œil nu.

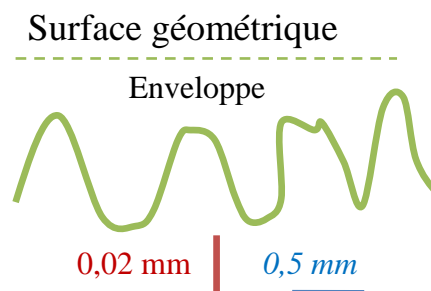


Figure I.8 : Défauts d'ondulation (Williams, J. A., 1994).

La période x des défauts d'ondulation (figure I.9) et de quelques ordres de grandeur plus grande que leur amplitude y soit de 0,1 à 50 μm .

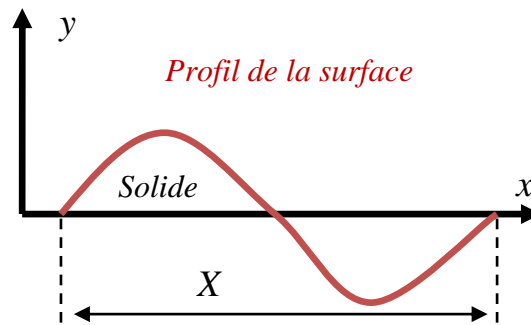


Figure I.9 : Période de défauts d'ondulation.

I.4.3.3. Rugosité (Technique de l'ingénieur, BM5 067, 2005)

A plus petite échelle, visible seulement à la loupe ou au microscope, on rencontre la rugosité. Elle résulte de stries ou sillons 3^{ème} ordre (figure I.10) défauts périodiques de pas A_R voisin de 0.1 mm et une période A_w . Ces stries formées par l'avance progressive de l'outil (tournage, rabotage).

Le 4^{ème} ordre ou les aspérités se forment lors de l'arrachage de la matière par les outils.

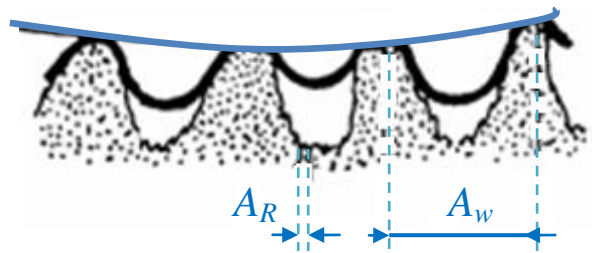


Figure I.10 : Rugosité de 3^{ème} et 4^{ème} ordre (Williams, J. A., 1994).

Le 5^{ème} et 6^{ème} ordre correspondent respectivement aux structures cristallines et moléculaires. Une surface réelle résulte de la superposition de la rugosité et des défauts de forme (figure I.11).

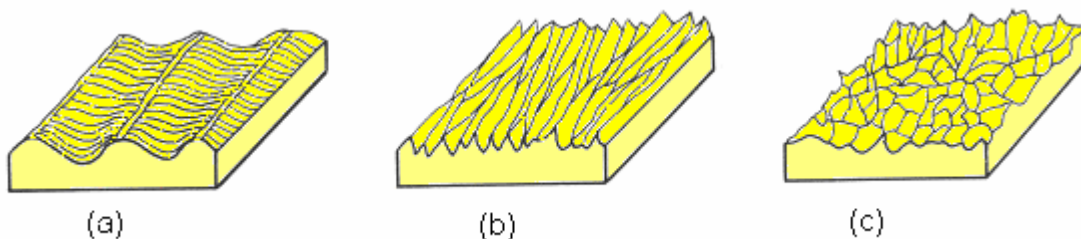


Figure I.11 : Structure de surfaces

(a) stries régulières ;(b) stries orientées ;(c) aspérités irrégulières (Jackson, R. L., Green, I., 2005).

Vu son importance fonctionnelle, on exprime la rugosité par des grandeurs normalisées (figure I.12).

- Rugosité moyenne a_R
- Rugosité quadratique moyenne q_R

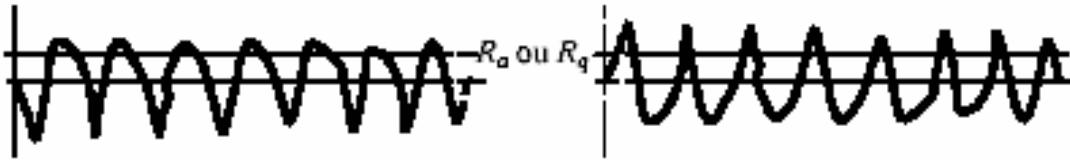


Figure I.12 : Grandeurs de rugosité normalisées (Tabor, D., 1951).

I.4.4. Mesure des défauts

Le profil d'une surface est le résultat de la superposition de trois types de défauts précédents. Les défauts de forme sont facilement mesurés avec les instruments de métrologie classiques comme le micromètre ou le pied à coulisse parce que leur période en x est grande. La période des défauts d'ondulation et de rugosité étant plus petite, un palpeur capable de les détecter doit aussi être petit. L'appareil le plus utilisé pour cette tâche est le profilographe, dont un schéma est donné à la figure I.13. Cet appareil comprend un stylet durci (diamant), qui se déplace sur la surface à très basse vitesse (1mm/s). Le stylet est terminé par une petite pointe (≈ 0.5 micromètre de rayon), qui agit un peu comme un filtre à haute fréquence, les contours plus petits que le rayon de la pointe du palpeur ne sont pas enregistrés (Chang, W. R., 1987).

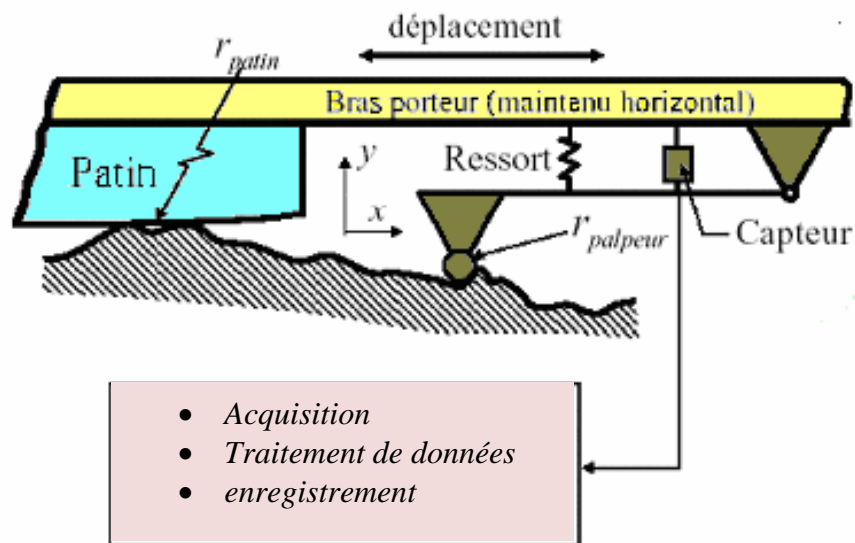


Figure I.13 : Mesure des défauts de surface par un profilographe (Chang, W. R., 1987).

Le déplacement du stylet sur le profil est transformé en signal électrique par le capteur, numérisé et ensuite traité à l'aide d'un ordinateur par des techniques statistiques.

La méthode du profil par contact mécanique d'un palpeur introduit des erreurs de résolution, de distorsion et d'endommagement de la surface.

La distorsion causée par une amplification différente selon x et y fait apparaître les pentes du profil beaucoup plus abruptes (quasi verticales), qu'en réalité (figure I.14).

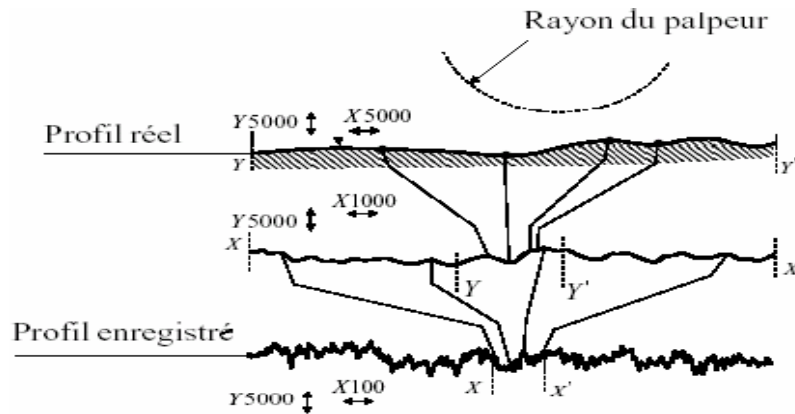


Figure I.14 : Distorsion d'une surface (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987).

Une première limitation du profilographe provient du rayon et de la forme du palpeur, qui ne peut pas détecter des creux profonds et étroits.

Certains appareils spécialisés utilisent un palpeur d'un rayon aussi petit que 0,1 micromètre. Une seconde limitation du profilographe provient de la pression que le ressort exerce sur le palpeur. Ceci cause une distorsion ou endommage la surface en empêchant de détecter les crêtes les plus hautes. Des appareils optiques enregistrent sans contact les défauts de surface par interférométrie, donc sans distorsion ni endommagement.

I.4.5. Caractérisation topographique des surfaces

La topographie des surfaces a une grande influence sur les propriétés d'un système tribologique. Elle couvre un large domaine allant du niveau micrométrique au niveau nanométrique. Les surfaces sont caractérisées par :

I.4.5.1. Ligne de référence

Ligne par rapport à laquelle les paramètres statistiques qui caractérisent le profil d'une surface sont déterminés (figure I.15).

Les paramètres essentiels qui caractérisent le profil d'une surface sont la hauteur des irrégularités. Les irrégularités sont les crêtes et les creux du profil (aspérités).

Les crêtes et les creux sont définis comme les endroits du profil où la pente devient nulle. La hauteur des irrégularités est mesurée perpendiculairement à la ligne de référence.

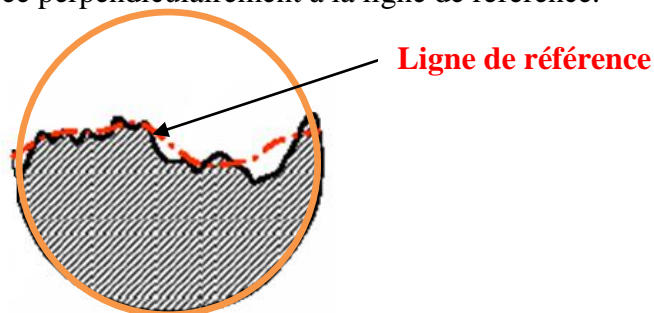


Figure I.15 : Ligne de référence (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987).

I.4.5.2. Longueur de base (l_i)

Longueur sur la ligne de référence utilisée pour séparer les irrégularités constituant la rugosité de surface (figure I.16). Plus la longueur de base est courte, plus les irrégularités de rugosité sont fines.

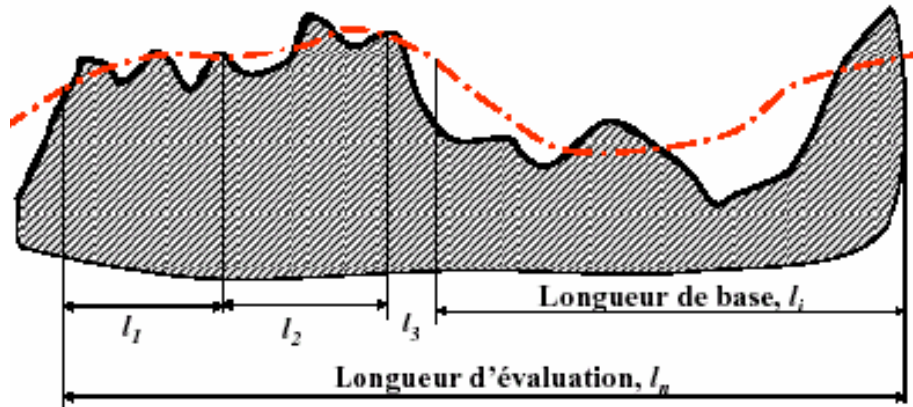


Figure I.16 : Longueur de base (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987).

I.4.5.3. Longueur d'évaluation (l_n)

Longueur utilisée pour déterminer les valeurs de paramètres de rugosité d'une surface (figure I.16). La longueur d'évaluation peut contenir plusieurs fois la longueur de base.

I.4.5.4. Ligne de référence des moindres carrés (ligne moyenne)

Ligne de référence divisant le profil de telle sorte qu'à l'intérieur de la longueur de base (figure I.17), la somme des carrés des écarts des crêtes et des creux mesurés à partir de cette ligne soit minimale.

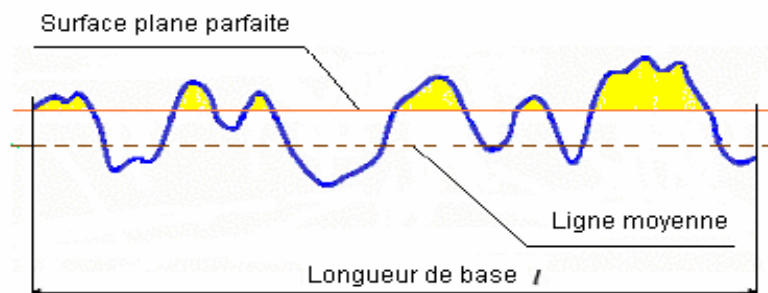


Figure I.17: Ligne moyenne (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987).

I.5. Mesure de la rugosité

I.5.1. Ecart quadratique moyen du profil (R_q)

Valeur moyenne quadratique des écarts du profil par rapport à la ligne de référence des moindres carrés à l'intérieur de la longueur de base (figure I.18).

$$R_q = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1.1)$$

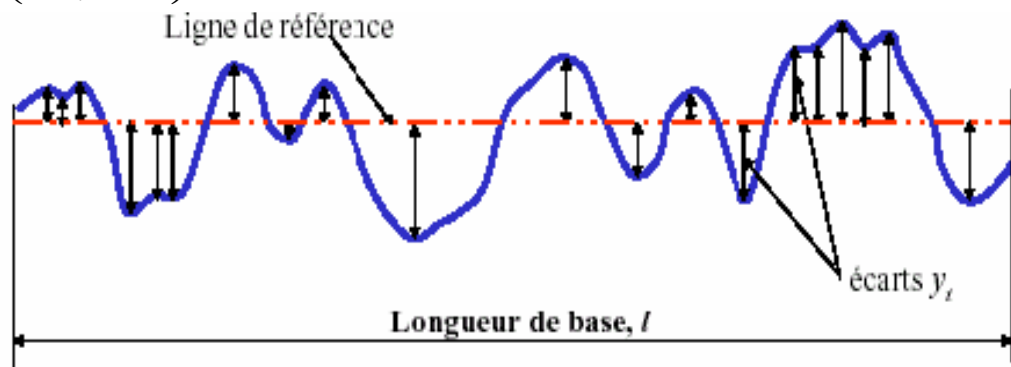


Figure I.18: Ecart quadratique moyen (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987).

I.5.2. Ligne de référence arithmétique (ligne centrale)

Ligne de référence divisant le profil de telle sorte qu'à l'intérieur de la longueur de base (figure I.19) les sommes des aires des solides et des vides compris entre celle-ci et le profil soient identiques.

I.5.3. Ecart arithmétique moyen du profil (R_a)

Est la moyenne arithmétique des valeurs absolues des écarts du profil par rapport à la ligne de référence arithmétique à l'intérieur de la longueur de base (figure I.19).

$$R_a = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |y_i| \quad (1.2)$$

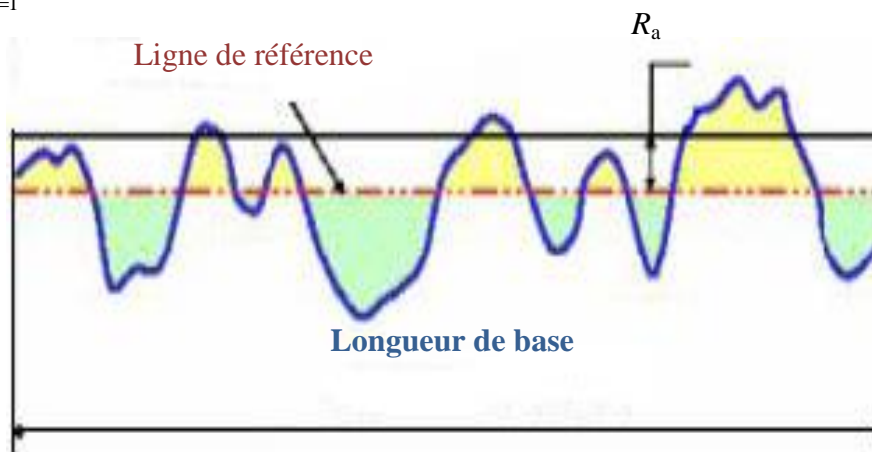


Figure I.19 : Ligne de référence arithmétique [5]. Écart arithmétique moyen du profil R_a (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987).

Le tableau I.2 donne quelques valeurs types de rugosité Ra obtenues avec divers Procédés de fabrication métallique.

Procédé de finition	Ra [μm]
Verre solidifié en flottaison sur un métal fondu	0,001
Verre et métal très finement polis	0,0015 à 0,0020
Polissage et pièces moulées	0,01 à 0,10
Meulage commercial	0,025 à 0,25
Usinage de bonne qualité	0,25 à 2,50
Surfaces laminées et tréfilées	1,0 à 10

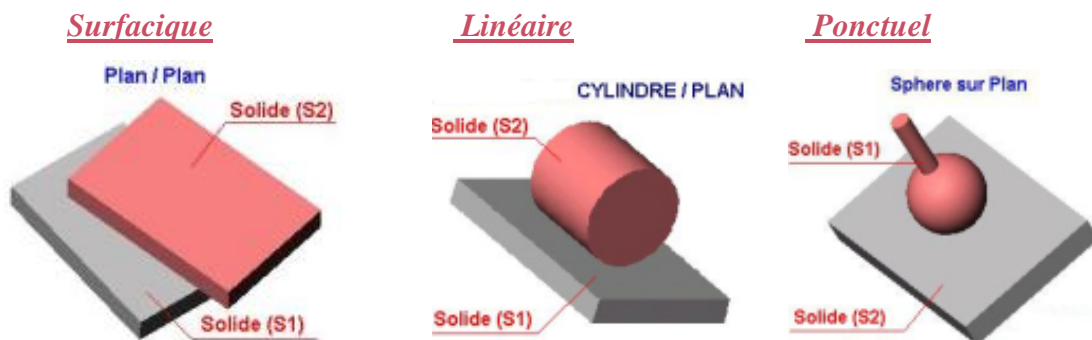
Tableau I.2 : Valeurs types de rugosité arithmétique moyenne (Chang, W. R., 1987).

I.6. Mécanique du contact (Technique de l'ingénieur, BM5 067, 2005)

Dans cette section, on considère le contact statique de deux corps chargés par une force normale unique. Les buts de ces études sont les suivants: il s'agit de calculer l'aire de contact entre deux solides, la pression de contact entre les solides et la distribution des contraintes à l'intérieur des solides, en utilisant les lois de la mécanique des milieux continus.

Les types de contact entre les surfaces varient avec la géométrie des solides en contact (plan/plan, cylindre/plan, sphère/plan). Ils se ramènent aux trois types suivants:

Contact surfacique, contact linéaire et contact ponctuel (figure I.21).



Modélisation des mécanismes Alain Caignot et David Violeau

Figure I. 20 : Types de contact (K. L. JOHNSON, 1996).

Les surfaces en contact se touchent par le sommet de leurs aspérités. Si les aspérités sont représentées idéalement par des sphères ou des cylindres, on aura alors les situations possibles schématisées dans la figure I.22.

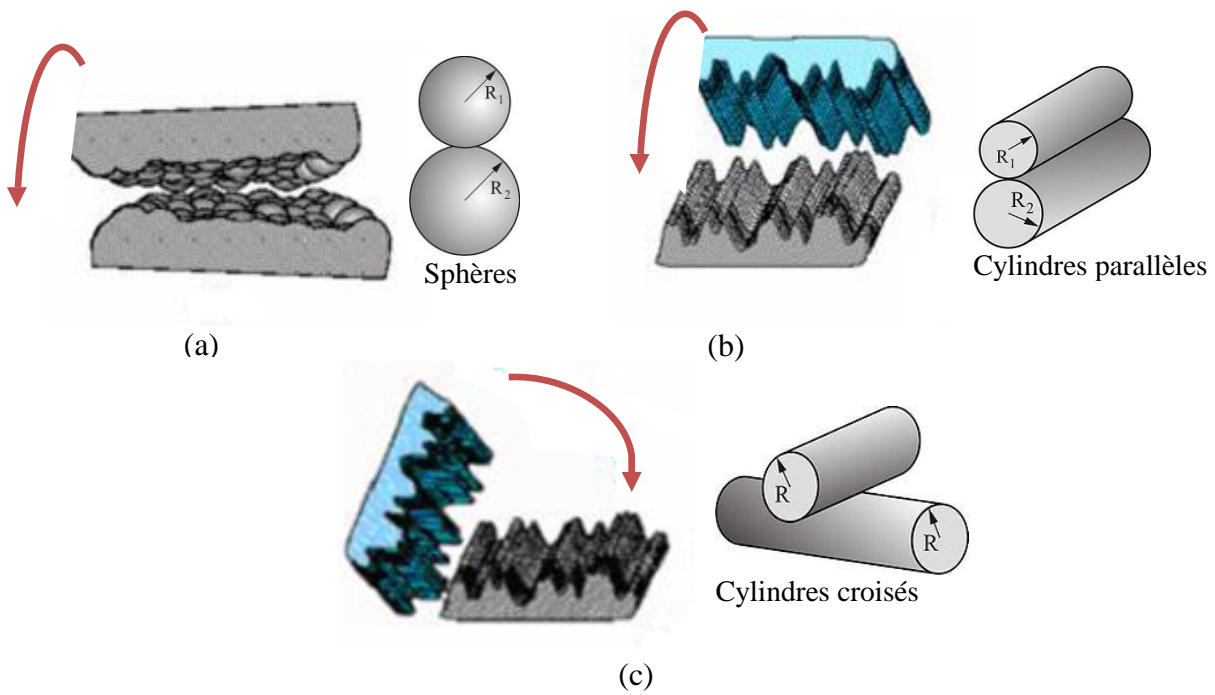


Figure I.21 : Différentes situations des aspérités :

(a) sphère ;(b) cylindres parallèles (c) cylindres croisés (Chang, W. R., 1987).

I.6.1. Géométrie des aspérités

En ramenant les facteurs d'amplification en x et y à la même valeur, le sommet des aspérités est arrondi et peut être supposé lisse (figure I.23).

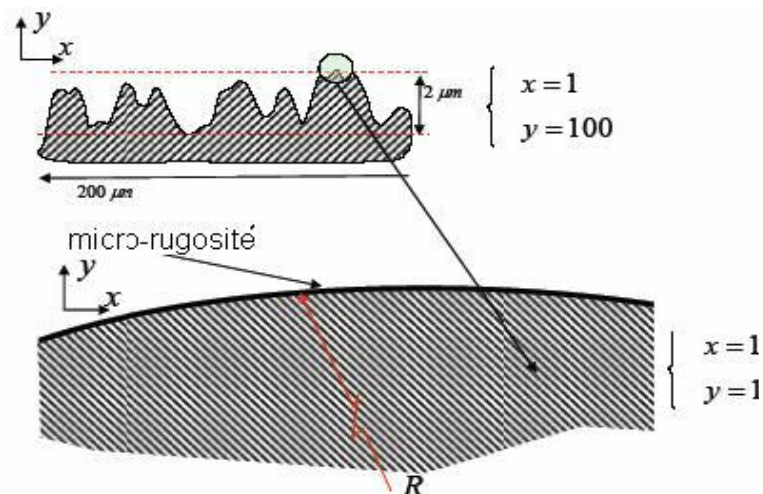


Figure I.22: Géométrie des aspérités (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987).

I.6.2. Relations géométriques

Le rayon moyen r_m peut être relié au paramètre R_a (figure I.24) par la relation empirique :

$$r_m \approx \frac{S_m^2}{4\pi^2 R_a} \quad (1.3)$$

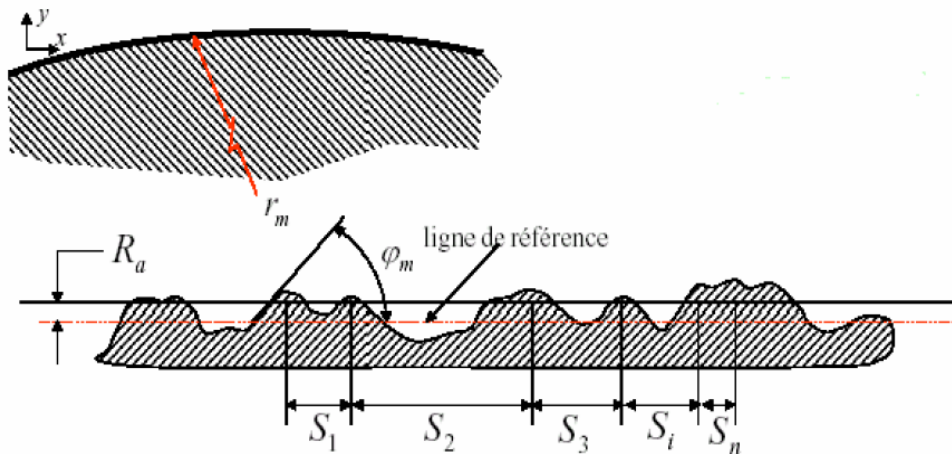


Figure I.23 : Rayon moyen d'une aspérité (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987).

I. 6.3. Contact sur une aspérité

Quand deux solides sont en contact, ils se touchent par le sommet de leurs aspérités. Ils feront d'abord contact par une aspérité. Au début du contact, $N=0$ et les deux aspérités vont tout simplement s'effleurer et se touchent par un point ou une ligne (figure I.25).

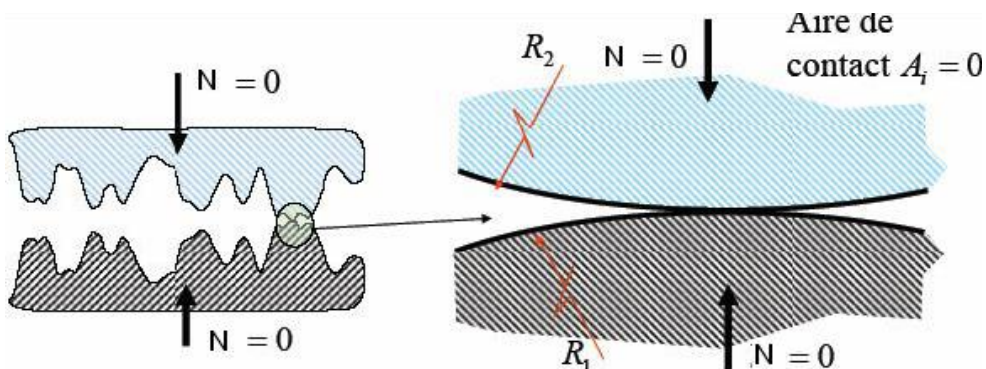


Figure I.24 : Contact sur une aspérité (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987).

I.6.4. Déformation élastique de la surface de contact

La déformation élastique repose sur les hypothèses suivantes :

- Les solides sont soumis à de petites déformations sans dépasser leur limite.
- Les surfaces sont continues et non conformables.
- La déformation élastique est calculée en admettant que chaque corps en contact est un demi-espace élastique.
- Les surfaces sont sans frottement, les composantes de la force tangentielle dans le plan du contact sont nulles.

Les dimensions de l'aire de contact, par exemple le rayon a , sont petites par rapport au rayon de courbure des surfaces ($a \ll R$) (figure I.26)

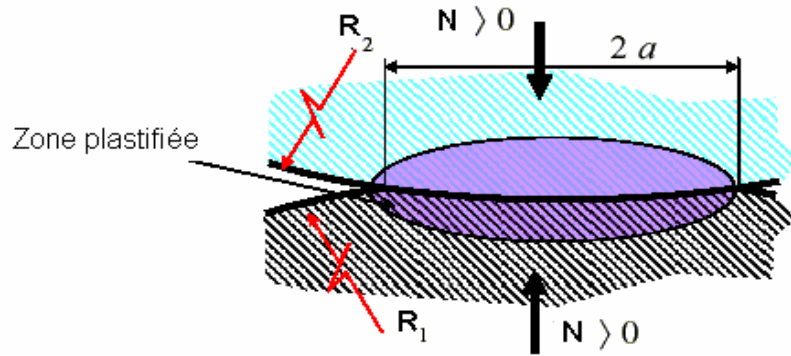


Figure I.25 : Déformation élastique de la surface de contact (Shigley, J. E., Mischke, C. R., 1989)

I.6.5. Contact ponctuel ou linéique (Hertz, H., 1882).

Deux solides non conformes se touchent apparemment en un point, ou selon une ligne de contact. Si une force N est transmise de l'un à l'autre, on dit que la charge de contact est ponctuelle dans le premier cas (figure I.27), linéique dans le second (figure I.28). La charge de contact se répartit le long de la ligne de contact. Désignons par q la charge linéique répartie le long d'une ligne de contact de longueur l (Jackson, R. L., Green, I., 2005).

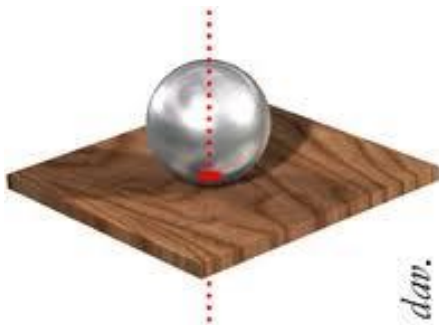


Figure I.26 : Contact ponctuel.



Figure I.27: Contact linéique.

(Hamrock, B.J., McGraw-Hill, 1994).

On a :

$$N = \int_0^l q(s) ds \text{ .la distribution } q(s) \text{ dépend des déformations locales.}$$

L'aire de contact étant A , la pression de contact est :
$$P = \lim_{A \rightarrow 0} \frac{N}{A} = \infty \tag{I.4}$$

C'est un résultat évidemment absurde. En réalité, les solides se déforment au voisinage du contact de manière à former une surface d'aire finie (figure I.29).

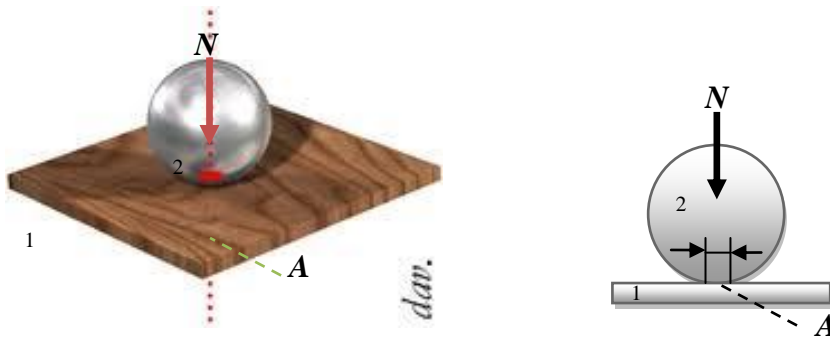


Figure I.28 : Aire de contact d'une bille sur un plan.

I.6.6. Contact extérieur entre deux sphères (Hertz, H., 1882).

Soit R_1 et R_2 le rayon de deux sphères (figure I.30), E_1 et E_2 les modules d'élasticité et ν_1, ν_2 les coefficients de poisson de leur matériau.

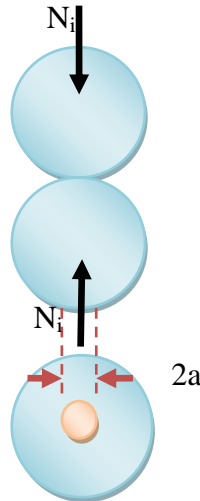


Figure I.29 : Contact extérieur de deux sphères.

La surface de contact est un cercle de rayon $a = \sqrt[3]{\frac{3N}{2E} \frac{1}{\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)}}.$ (1.5)

On a posé pour alléger l'écriture, le module d'élasticité réduit :

$$E = 2 \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \tag{1.6}$$

Les centres de sphères chargées par une force F se rapprochent de:

$$f = \sqrt[3]{\frac{9}{16} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) F^2} \tag{1.7}$$

Pour des matériaux dont le coefficient de poisson vaut 0.3 :

$$f = 1,231 \sqrt[3]{\frac{F^2}{RE^2}} \tag{1.8}$$

Avec le rayon réduit : $\frac{1}{R} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$

Dans le cas particulier d'une bille de rayon R_1 sur un plan, $= \infty R_2$ et $R = R_1$.

On tire la force en fonction de la déformation :

$$F = \frac{E\sqrt{R}}{1,365} f^{\frac{3}{2}} \tag{1.9}$$

La pression hertzienne, au centre du cercle de contact:

$$P_0 = \frac{3F}{2\pi a^2} = 0,3644 \sqrt[3]{E^2 F \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^2} \tag{1.10}$$

P est aussi la contrainte maximale ZZ s comme indique la (figure I.31a). On utilise aussi souvent le concept de pression moyenne P_m sur la surface de rayon a (figure I.31b).

$$\sigma_m = \frac{F}{\pi a^2} = \frac{2}{3} \sigma_{zz} \tag{1.11}$$

Dans le cas du contact d'une sphère de rayon R et d'un plan de rayon infini, la pression est :

$$P_0 = 0,3644 \sqrt[3]{\frac{E^2 F}{R^2}} \tag{1.12}$$

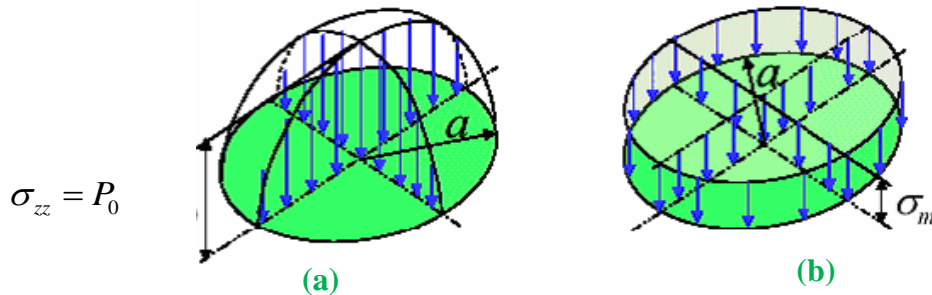


Figure I.30 : Distribution des contraintes:

(a) contrainte maximale ;(b) pression moyenne (Chang, W. R1987).

I.6.7. Contact extérieur de deux cylindres parallèles (Hertz, H., 1882).

La surface de contact est un rectangle de longueur L (longueur du cylindre le plus court) et de demi-largeur b (figure I.32).

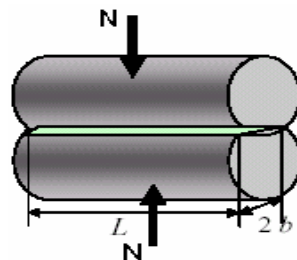


Figure I.31 : Contact extérieur de deux cylindres parallèles (Chang, W. R., 1987).

$$b = \sqrt{\frac{8F}{\pi \cdot l E \frac{1}{R}}} \quad (I.13)$$

L'aire de contact $A = 2bL$

La pression hertzienne sur l'axe du rectangle de contact vaut :

$$P_0 = 0,3979 \sqrt{\frac{F}{l} E \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)} \quad (I.14)$$

$$P = \sigma_{zz} \text{ (la contrainte maximale)} \quad (I.15)$$

La contrainte moyenne est :

$$\sigma_m = \frac{F}{2bL} = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{F' \pi \cdot E}{R}} \quad (I.16)$$

$$\text{Avec} \quad R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (I.17)$$

$F' = \frac{F}{l}$: est la charge par unité de longueur reprise par l'aspérité.

I.6.8. Contact du cylindre sur un plan (Hertz, H., 1882).

La déformation ne peut pas se calculer par la théorie d'Hertz. Palme green donne un résultat empirique pour de l'acier (Jackson, R. L., Green, I., 2005) :

$$f = 1,53 \cdot 10^{-10} \frac{F^{0,9}}{b^{0,8}} \quad [\text{m}] \quad (I.18)$$

Où F est la charge exprimée en [N] et b la longueur de la ligne de contact en [m].

La figure I.33 représente la relation entre force et déformation d'un cylindre et d'une sphère sur un plan.

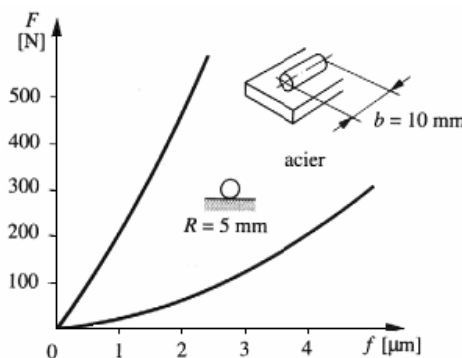


Figure I.32 : Relation force-déformation d'un cylindre et d'une sphère sur un plan (Jackson, R. L., Green, I., 2005)

I.6.9. Contact plan

Une pièce (2) supposée infiniment rigide est appliquée sur une plaque épaisse reposant elle-même sur une base rigide (figure I.34a). La pièce s'enfonce dans la surface de la plaque

comme on peut l'observer facilement dans le cas d'un objet posé sur du sable, la pression de contact, maximale au milieu de la surface d'appui, diminue vers le bord.

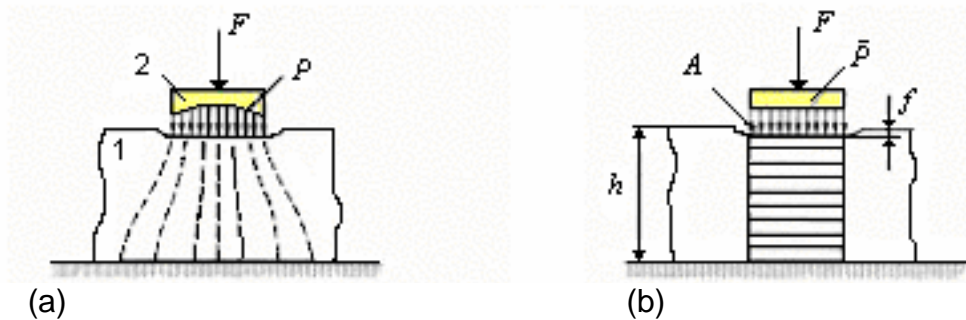


Figure I.33 : Enfoncement d'une pièce dans une plaque

(a) champ de force ;(b) modèle de calcul (Jackson, R. L., Green, I., 2005)

Le calcul de la distribution de la pression et des déformations est difficile, il a surtout été développé en mécanique des sols. Admettons pour simplifier (figure I.34b) que la pression soit uniformément répartie sur la surface d'appui d'aire A et qu'elle comprime une colonne imaginaire de même section.

La déformation de la colonne est donnée par la loi de Hooke:

$$f_0 = \frac{h}{EA} F = \frac{\bar{P}}{E} h \quad (1.19)$$

L'enfoncement réel f est plus petit que la déformation théorique parce que la colonne est encastrée dans la plaque. On écrit :

$$f_0 = \psi \frac{h}{EA} F = \psi \frac{\bar{P}}{E} h = \psi \cdot f_0 \quad (1.20)$$

Le facteur de correction ψ est plus petit que l'unité, il dépend de la forme de la surface d'appui, des propositions géométriques et du coefficient de Poisson.

Dans le cas d'une surface circulaire de diamètre D et d'un métal avec $\mu = 0,3$.

On a par exemple : D = 20 h $\psi = 0,55$ D = 2 h $\psi = 0,65$

On voit toute l'importance de l'effet d'encastrement. La rigidité de la plaque vis-à-vis de l'écrasement vaut :

$$K = \frac{EA}{\psi \cdot h} \quad (1.21)$$

I.7.Surfaces de contact

I.7.1. Surface de contact nominale

Deux pièces conformes se touchent par une surface géométrique finie (figure I.35) leur contact est dit surfacique. L'aire A contenue dans le contour de contact apparent est appelée

surface de contact nominale ou apparente. La force normale d'appui étant N , on définit la pression de contact nominale ou apparente (Jackson, R. L., Green, I., 2005).

$$P = \frac{N}{A} \quad (1.22)$$

Ce serait la pression de contact qui régnerait entre les surfaces si elles étaient idéalement lisses et si les pièces étaient indéformables.

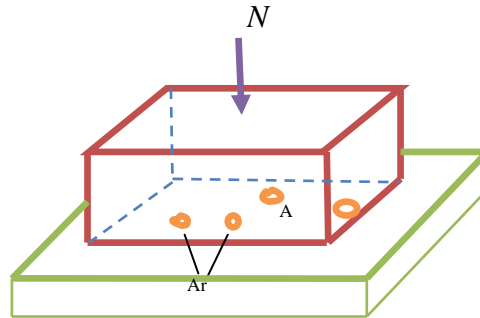


Figure I.34 : Aires de contact.

I.7.2. Surface de contact réelle

Agrandissons fortement la coupe de la surface de contact de deux corps (figure I.36).

Même si les surfaces paraissent macro géométriquement parfaitement polies, elles présentent chacune des aspérités dont certaines touchent ponctuellement la surface opposée.

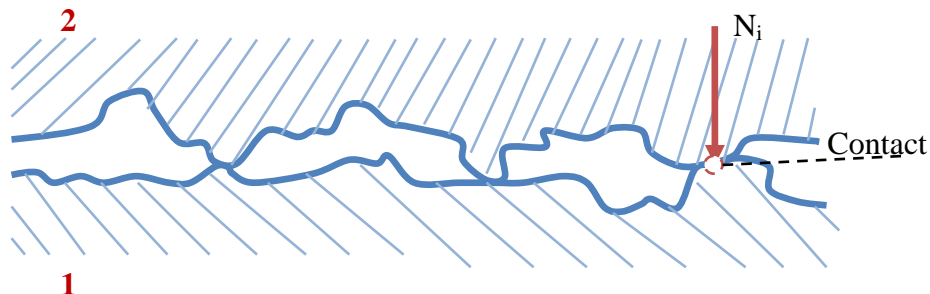


Figure I.35 : Contact de deux surfaces (Jackson, R. L., Green, I., 2005)

L'aire de la surface de contact effective des aspérités est appelée surface de contact réelle A_r . Elle est naturellement plus petite que la surface apparente, c'est pourquoi la pression de contact réelle P_r est beaucoup plus forte que la pression nominale P .

Une aspérité progressivement chargée par une force N_i subit tout d'abord une déformation élastique. En admettant que l'extrémité de l'aspérité soit sphérique, le matériau subit une déformation plastique et l'aspérité s'écrase en agrandissant l'aire de contact.

La pression de contact ne peut pas dépasser la pression de plastification P_e tant que l'aspérité n'est pas complètement aplatie. La surface de contact de l'aspérité est :

$$A_{ri} = \frac{N_i}{P_e} \quad (1.23)$$

En état de déformation plastique, l'aire de contact d'une aspérité croît proportionnellement à la charge. La pression de plastification est en relation avec la limite élastique e et R du matériau.

Pour les métaux et une aspérité sphérique on a :

$$P_e \approx 3R_e \quad (1.24)$$

On notera que, même si la pointe d'une aspérité est déformée plastiquement, la charge est transmise au corps de la pièce par une zone plus massive où les déformations restent le plus souvent dans le domaine élastique.

I.7.3. Contact des aspérités

En considérant maintenant l'ensemble de la surface apparente de contact, on constate qu'à faible charge, les pièces ne se touchent que par les aspérités les plus élevées comme indique la figure I.37.

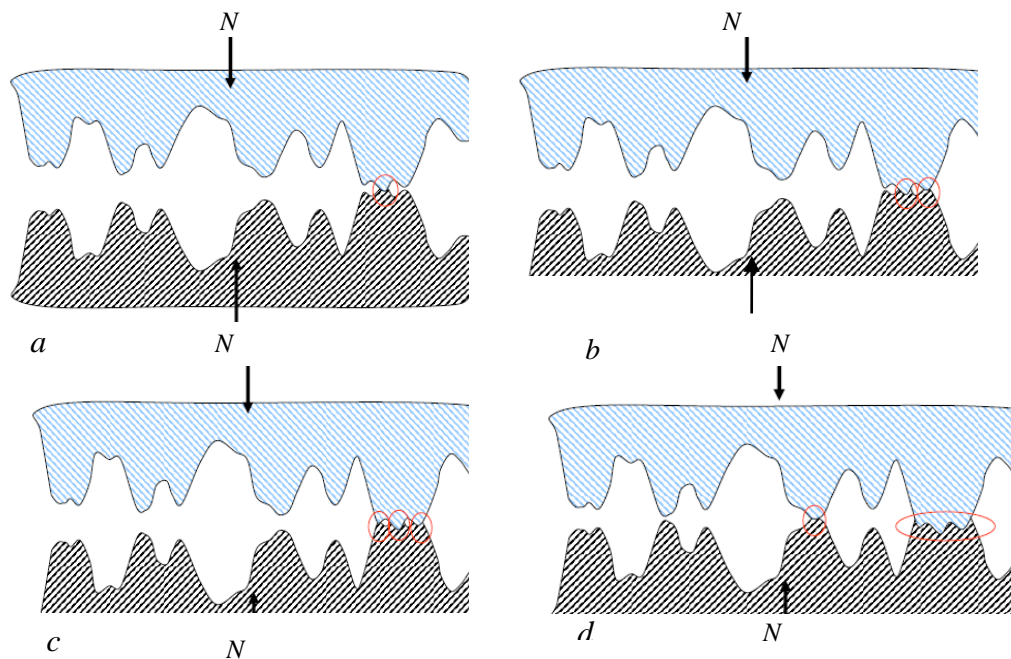


Figure I.36 : Contact des aspérités :(a) sur une aspérité ;(b) sur deux aspérités;

(c) sur trois aspérités ; (d) sur quatre aspérités (Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987)

Les aspérités s'écrasent et les pièces se rapprochent au fur et à mesure que la charge F augmente. En fin, la surface comprend des aspérités en état de déformation élastique et d'autre en état de déformation plastique (figure I.38).

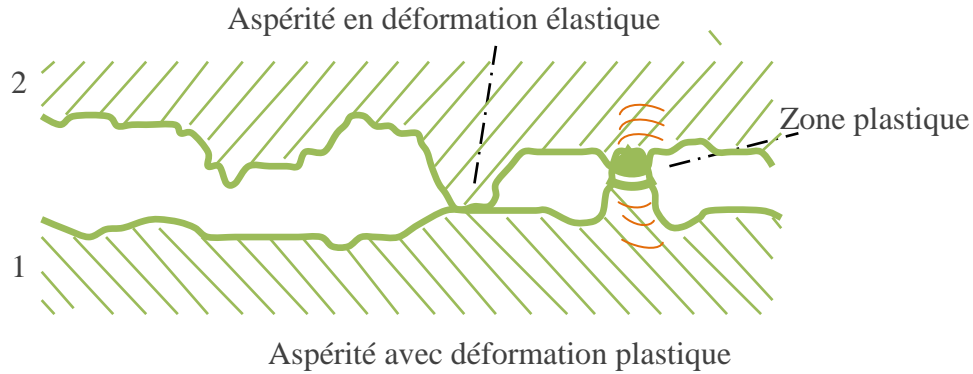


Figure I.37 : Surfaces en contact par leurs aspérités (Jackson, R. L., Green, I., 2005).

Des expériences ont prouvé que l'augmentation de la surface de contact réelle avec la charge est due à l'accroissement du nombre de points de contact autrement dit, à l'agrandissement des aspérités déjà écrasées.

On peut raisonner comme si toutes les aspérités en contact se trouvaient en état de sollicitation plastique. Comme $N = \sum N_i$, l'aire de contact réelle est :

$$A_r = \frac{N}{P_e} \quad (1.25)$$

En exprimant la charge à partir de la pression apparente $N = AP$

Calculons le rapport de la surface de contact réelle à la surface nominale

$$\frac{A_r}{A} = \frac{P}{P_e} \quad (1.26)$$

I.7.4. Surface de contact en présence d'une force de cisaillement

Supposons qu'une aspérité chargée par une force normale N_i soit plastifiée (pression d'écrasement plastique P_e), elle est en contact par une surface d'aire (figure I.39a).

$$A_{r,i} = \frac{N_i}{P_e} \quad (1.27)$$

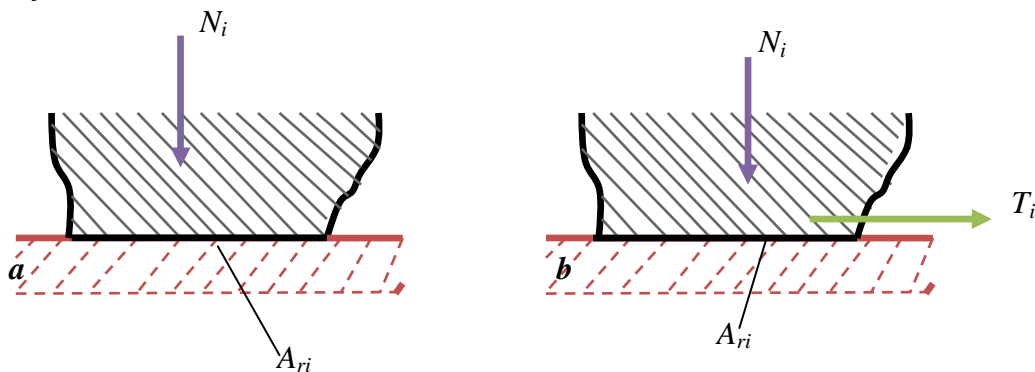


Figure I.38 : Aire de contact d'une aspérité : (a) charge normale seule ; (b) avec force tangentielle (Jackson, R. L., Green, I., 2005).

L'application d'une force tangentielle T_i provoque une déformation latérale qui accroît la surface de contact jusqu'à la valeur $T_i A_{ri}$. (Figure I.39b). Les sollicitations de la nouvelle surface de contact sont :

$$\text{+} \quad \text{Contrainte de compression : } P_{ri} = \frac{N_i}{A_{ri.T}} \quad (1.28).$$

$$\text{+} \quad \text{Contrainte de cisaillement : } \tau_{ri} = \frac{T_i}{A_{ri.T}} \quad (1.29)$$

Selon la théorie de Von Mises pour l'écoulement plastique des matériaux, la plastification intervient lorsqu'une relation de la forme suivante est satisfaite : $P_{ri}^2 + C\tau_{ri}^2 = R_{lim}^2$ (1.30)

Où C est une constante et R_{lim} une limite caractéristique du matériau. Si $T_i = 0$, la plastification intervient lorsque $P_{ri} \approx P_e$, donc $R_{lim} = P_e$ et : $P_{ri}^2 + C\tau_{ri}^2 = P_e^2$ (1.31)

En introduisant l'expression des contraintes, cette équation fournit l'aire de la surface de contact avec des charges normales et tangentielles :

$$A_{ri.T} = \sqrt{\left(\frac{N_i}{P_e}\right)^2 + C\left(\frac{T_i}{P_e}\right)^2}; \quad (1.32)$$

On sait que :

$$A_{ri} = \left(\frac{N_i}{P_e}\right)$$

Donc :

$$A_{ri.T} = A_{ri} \sqrt{1 + C\left(\frac{T_i}{N_i}\right)^2} \quad (1.32)$$

La constante C a été déterminée empiriquement, est comprise entre 12 et 27. On voit que la surface de contact d'une aspérité augmente lorsqu'elle est sollicitée par une force tangentielle.

Chapitre II

Théorie du Contact Hertzien

Elastique

II.1. Rappels sur la théorie du contact Hertz élastique

Les principaux développements concernant le contact de HERTZ sont tirés des ouvrages de références sur le sujet. Pour n'en citer que quelques uns, le lecteur pourra se référer à (Love, 1952 ; JOHNSON, 1985 ; NOWELL et al. 1993). On ne donnera pas, dans ce chapitre, tous les détails techniques de ces développements souvent fastidieux. On s'attachera seulement à préciser les principaux résultats, leurs cadres d'applications, c'est à dire, les principales hypothèses formulées. Il s'agit avant tout de se donner les moyens de comprendre et justifier l'emploi du problème académique que constitue le contact d'Hertz dans les applications qui nous interrogent.

Ce chapitre est organisé de la manière suivante. Dans un premier temps, on rappelle les principales hypothèses qui permettent de se placer dans le cadre de la théorie d'Hertz. Ces hypothèses souvent restrictives permettent la résolution d'un problème d'élasticité linéaire tridimensionnelle. Ensuite, on exposera les principales solutions à ce problème d'Hertz en distinguant deux cas : le contact initialement ponctuel se développant suivant une ellipse et le contact initialement linéique se développant suivant une bande.

II.2 Principales hypothèses associées au contact de Hertz (<http://www.cours.polymtl.ca>).

Sous le terme de "contact de Hertz", on réunit de manière générique les problèmes de contact entre deux solides élastiques qui respectent les hypothèses fondamentales suivantes :

1) Les surfaces de contact sont supposées régulières et non conformes. Le contact initial se fait donc par un point ou par une ligne. Les problèmes de contact mettant en jeu des cônes, des coins ou des poinçons plats n'entrent pas directement dans le cadre de la théorie de Hertz. De même, le contact entre des surfaces conformes comme par exemple un arbre cylindrique dans un alésage ne relève pas de la théorie du contact d'Hertz.

2) La résolution du problème de Hertz s'appuie sur la résolution d'un problème supposé équivalent sur un demi-espace élastique infini homogène²(Willis, 1966). Cela conduit à formuler les hypothèses suivantes :

— Les déformations générées par l'application d'un chargement sont supposées rester faibles et concentrées dans une zone proche du contact.

— Les dimensions caractéristiques du solide sont supposées être grandes devant la zone de contact. Ceci pour plusieurs raisons. D'une part, la zone de contact doit pouvoir être approchée par un plan. D'autre part, les dimensions globales du solide ainsi que les conditions aux limites qui lui sont appliquées ne doivent pas influencer la solution locale au contact.

3) La pression due au contact, ainsi que sa résultante sur toute la surface de contact est supposée normale au contact. Cette hypothèse conduit en particulier à négliger le frottement. Dans le cas d'une application aux impacts, cette hypothèse conduit à ne considérer que des chocs directs.

4) Enfin, on suppose que le chargement de compression est appliqué suffisamment lentement pour négliger l'inertie des solides. Nous sommes donc dans une hypothèse d'évolution quasi-statique du processus de déformation.

Sous ces hypothèses, la résolution du problème de contact d'Hertz permet d'évaluer les grandeurs suivantes :

- La géométrie et l'évolution de la surface de contact en fonction du chargement,
- L'amplitude et la distribution des pressions de contact,
- Les contraintes et les déformations dans les zones proches de contact,
- Dans la partie suivante, nous allons voir comment ces hypothèse se traduisent au niveau géométriques et comment elles conduisent a une estimation de la pression de contact

II.3. L'approche géométrique (Johnson, K. L, 1985).

a).Les surfaces

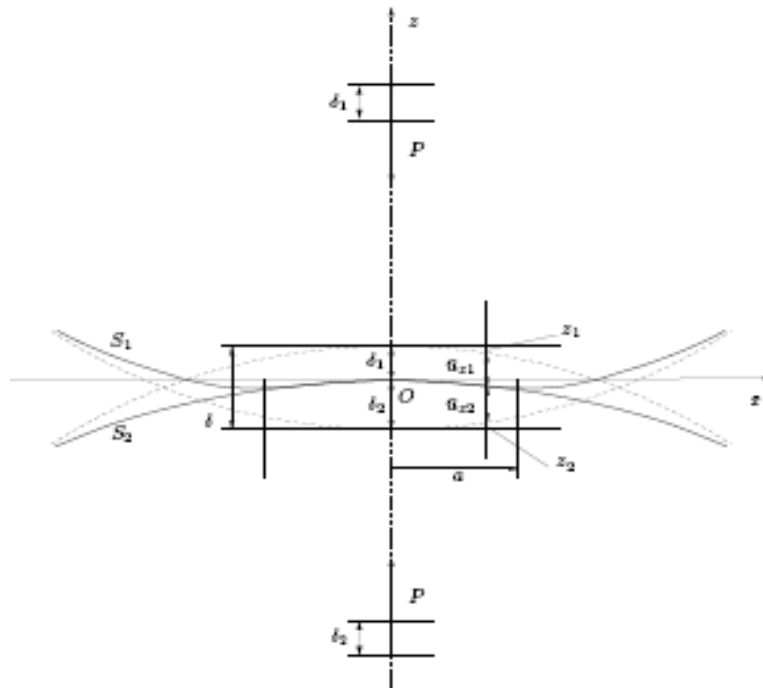


Figure II.1 : deux solides non conformes en contact (Shigley, J.E., Mischke, C.R., 1989).

Quand deux solides 1 et 2 non conformes sont mis en contact sous charge ils se touchent dans un premier temps en un point O puis sur une surface finie, petite face aux dimensions des deux solides. Cette surface augmente à mesure que la charge augmente.

$(0, \vec{x}_1, \vec{y}_1) = (0, \vec{x}_2, \vec{y}_2)$; est le plan tangent aux deux surfaces en contact.

Chaque surface est considérée lisse aux échelles micro et macroscopique. Ainsi, le contact est continu et en choisissant judicieusement (\vec{x}_1, \vec{y}_1) ,

La surface Σ 1 de 1 autour du point de premier contact a pour équation.

Remarquant que : ρ_1 et ρ_1'' sont les courbures principales de 1 en O. C'est à dire les extrema de toutes les courbures de 1 sur l'ensemble des plans contenant $(0, \vec{z})$.

$$z_1 = \frac{\rho_1'}{2} x_1^2 + \frac{\rho_1''}{2} y_1^2 \tag{II.1}$$

De même, pour le solide 2 l'équation de Σ 2 au voisinage de O s'écrit :

$$z_2 = -\left(\frac{\rho_2'}{2} x_2^2 + \frac{\rho_2''}{2} y_2^2 \right) \tag{II.2}$$

La distance h entre les deux surfaces s'obtient à partir de (1) et (2) en écrivant $h = z_1 - z_2$

Un choix approprié de (\vec{x}, \vec{y}) permet alors d'écrire : $h = A*x_2 + B*y_2$ (II.3)

b).Les déformations : (Shigley, J.E., Mischke, C.R., 1989).

On applique une charge P et les solides se rapprochent. On note S_1 et S_2 deux points respectivement de 1 et 2 de projection commune S sur $(0, \vec{x}, \vec{y})$.

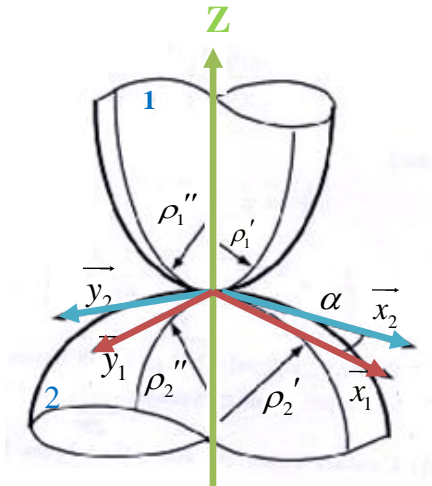


Figure II.2 : déformations de deux solides en contact (V.Acary,B.brogliato).

Si les solides s'étaient déplacés sans se déformer, S_1 se serait translaté de δ_1 et S_2 de δ_2 selon \vec{z} . Or les solides 1 et 2 se déforment selon \vec{z} pendant la compression due à P. Notons \bar{U}_{z1} et \bar{U}_{z2} (valeurs positives) les déplacements suivant \vec{z} des solides 1 et 2 en S_1 et S_2 .

Si après déformation $S_1=S_2=S$ ce qui signifie que les solides se touchent en S alors :

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = h + \bar{U}_{z1} + \bar{U}_{z2} \text{ soit :}$$

$$\bar{U}_{z1} + \bar{U}_{z2} = \delta - A.x^2 - B.y^2 \quad (\text{II.4})$$

Si non, si les solides ne se touchent pas en S:

$$\bar{U}_{z1} + \bar{U}_{z2} < \delta - A.x^2 - B.y^2 \quad (\text{II.5})$$

Approche en contrainte :

Pour simplifier on regarde le problème en [2-D] et on choisit les deux solides comme étant de révolution (rayons R_1 et R_2), la zone de contact ayant pour largeur $2a$.

✚ (4) donne en remarquant que $\delta_1 = \bar{U}_{z1}(0)$ et $\delta_2 = \bar{U}_{z2}(0)$ en l'exprimant sous forme

$$\text{adimensionnée} \left(\frac{\bar{U}_{z1}(0) - \bar{U}_{z1}(x)}{a} \right) + \left(\frac{\bar{U}_{z2}(0) - \bar{U}_{z2}(x)}{a} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \frac{x^2}{a}. \quad (\text{II.6})$$

Pour $x=a$ et en écrivant

$$\bar{U}_z(0) - \bar{U}_z(a) = d \text{ On obtient: } \frac{d_1}{a} - \frac{d_2}{a} = \frac{a}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right). \quad (\text{II.7})$$

Nous sommes en petite déformations ($d \ll a$) donc les déformations dans chaque solides sont caractérisées par un ratio $\frac{d}{a}$. ou $\frac{d}{a} = \frac{p_m}{E}$ ou p_m est la pression moyenne au contact donc

$$P_m \approx a \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) / \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (\text{II.8})$$

Ainsi, pour une géométrie donnée, la pression de contact et les déformations associées augmentent en proportion directe avec la zone de contact.

II.4 .Théorie de hertz (Johnson, K. L, 1985).

Hertz formula les conditions (4) et (5) que doivent satisfaire les déplacements normaux à la surface des solides. Il fit ensuite les hypothèses suivantes :

- ✚ (i) Les surfaces sont continues et non conformes : $a \ll R$
- ✚ (ii) Les déformations sont petites : $a \ll R$
- ✚ (iii) Chaque solide est considéré comme un espace élastique semi infini: $a \ll l$ et $a \ll R_{1,2}$
- ✚ (iv) pas de frottement au contact : $p_x = p_y = 0$

a). Cas des solides de révolution

Les solides étant de révolution, la surface de contact est un cercle de rayon a et $R'_1 = R''_1 = R_1$,

et $R'_2 = R''_2 = R_2$. Ce qui donne pour les constantes A et B : $A = B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$ On pose

$r^2 = x^2 + y^2$ afin de donner la nouvelle expression du déplacement des surfaces dans la zone de contact : $\bar{U}_{z1} + \bar{U}_{z2} = \delta - \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2R} \right) r^2$ (II.9)

Pour donner lieu à ce type de déplacement Hertz propose une répartition de pression :

$$p(r) = p_0 \left(1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (II.10)$$

La résolution du problème élastique nous donne le déplacement normal sur la zone où s'applique la pression :

$$\bar{U}_z = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot \frac{\pi p_0}{4a} (2a^2 - r^2) \quad \text{Pour } r < \text{ou } = a \quad (II.11)$$

En vertu du principe de l'interaction des forces cette expression du déplacement de la surface

est valable pour les deux solides. Donc après avoir posé : $\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$ (II.12)

On peut remplacer dans l'expression des déplacements des surfaces, on obtient :

$$\frac{\pi p_0}{4aE^*} (2a^2 - r^2) = \delta - \left(\frac{1}{2R} \right) r^2 \quad (II.13)$$

On obtient alors une égalité entre deux polynômes du second degré en r , en identifiant les coefficients on trouve les valeurs de a et δ :

$$a = \pi p_0 R / 2E^* \quad (II.14)$$

$$\delta = \pi a p_0 / 2E^* \quad (II.15)$$

La charge totale est reliée à la distribution de pression par :

$$P = \int_0^a p(r) 2\pi r dr = \frac{2}{3} p_0 \pi a^2 \quad (II.16)$$

D'ou la formule :

$$\bullet \quad p_0 = \left(\frac{6PE^{*2}}{p^3 R^2} \right)^{1/3} \quad (II.17)$$

$$\bullet \quad a = \left(\frac{3PR}{4E^*} \right)^{1/3} \quad (II.18)$$

$$\bullet \quad \delta = \left(\frac{9P^2}{16RE^{*2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{II.19})$$

La contrainte maximale à l'intérieur du solide a une valeur de 0.31p₀ à une profondeur de 0.48a.

b) Cas général (Shigley, J.E., Mischke, C.R., 1989).

Dans le cas général la forme de la surface de contact n'est pas connue avec certitude, on suppose que cette surface est une ellipse. Par analogie avec le cas des solides de révolution Hertz propose la répartition de pression suivante :

$$p = p_0 \left[1 - (x/a)^2 - (y/b)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{II.20})$$

Une telle répartition de pression donne lieu à un déplacement normal des surfaces (au niveau du contact) :

$$\bar{U}_z = \frac{1-\nu^2}{E} (L - Mx^2 - Ny^2) \quad (\text{II.21})$$

Pour les deux solides :

$$\bar{U}_{z1} + \bar{U}_{z2} = (L - Mx^2 - Ny^2) / \pi E^* \quad (\text{II.22})$$

$$\text{Les déplacements vérifient aussi l'équation : } \bar{U}_{z1} + \bar{U}_{z2} = \delta - A.x^2 - B.y^2 \quad (\text{II.23})$$

On en déduit les relations :

$$\begin{aligned} A &= M / \pi E^* = (p_0 / E^*) (b / e^2 a^2) \{ K(e) - E(e) \} \\ B &= N / \pi E^* = (p_0 / E^*) (b / e^2 a^2) \{ (a^2 / b^2) E(e) - K(e) \} \\ \delta &= L / \pi E^* = (p_0 / E^*) b K(e) \end{aligned} \quad (\text{II.24})$$

Où E(e) et K(e) sont des intégrales de la variable $e = \left(1 - (b/a)^2 \right)^{1/2}$, on remarquera que e ne dépend que du rapport b/a.

En intégrant la distribution de pression sur la surface on obtient l'expression du chargement en fonction de la pression maximale et des caractéristiques de la surface de contact :

$$P = (2/3) p_0 \pi ab \quad (\text{II.25})$$

On a vu au 1 que :

$$(AB)^{1/2} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R'R''} \right)^{1/2} = \frac{1}{2R_e} \quad (\text{II.26})$$

En remplaçant A et B par leur expression plus haut (II.24) :

$$(AB)^{1/2} = \frac{P_0}{E^*} \frac{b}{a^2 e^2} \left[\left\{ (a/b)^2 E(e) - K(e) \right\} \left\{ K(e) - E(e) \right\} \right]^{1/2} \quad (\text{II.27})$$

$$c^3 = (ab)^{1/2} = \left(\frac{3PR_e}{4E^*} \right) \frac{4}{\pi e^2} (b/a)^{3/2} \left[\left\{ (ab)^2 E(e) - K(e) \right\} \left\{ K(e) - E(e) \right\} \right]^{1/2} \quad (\text{II.28})$$

On peut exprimer $c = (ab)^{1/2}$ en fonction du chargement et de la géométrie du problème :

$$c = (ab)^{1/2} = \left(\frac{3PR_e}{4E^*} \right)^{1/3} F_1(e) \quad (\text{II.29})$$

Cette seule équation ne nous suffit pas pour déterminer a et b, pour ce faire nous allons exprimer le rapport $A/B = R'/R''$ en fonction de e et donc du rapport b/a :

$$\frac{B}{A} = \frac{R'}{R''} = \frac{(a/b)^2 E(e) - K(e)}{K(e) - E(e)} \quad (\text{II.30})$$

On peut alors déterminer a et b en fonction des données des problèmes (géométrie et chargement). D'après (II.24) :

$$\delta = \frac{3P}{2\pi ab E^*} b K(e) \quad (\text{II.31})$$

Exprimons ce déplacement en fonction du rapport b/a :

$$\delta = \left(\frac{9P^2}{16E^{*2}} \right)^{1/3} \frac{2}{\pi} \left(\frac{b}{a} \right)^{1/2} \left\{ F_1(e) \right\}^{1/3} K(e) \quad (\text{II.32})$$

$$\delta = \left(\frac{9P^2}{16E^{*2}} \right)^{1/3} F_2(e) \quad (\text{II.33})$$

On fait de même pour la pression maximale p_0 :

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} = \left(\frac{6PE^{*2}}{\pi^3 R^{*2}} \right)^{1/3} \left\{ F_1(e) \right\}^{-2/3} \quad (\text{II.34})$$

En comparant les expressions de c, δ et p_0 ci dessus à celle trouvées dans le cas des solides de révolution (6), on peut interpréter le second terme comme un facteur correctif. Ces facteurs correctifs $F_1(e)$ et $F_2(e)$ sont calculés numériquement, des abaques ont été publiés.

c).Solution du problème d'hertz pour un contact initialement linéique (Shigley, J.E., 1989).

Nous allons maintenant aborder le cas du contact de deux corps cylindriques dont les axes de révolution sont parallèles. Le problème devient alors un problème bidimensionnel, ou le chargement total P doit être exprime en uniate de force par unité de longueur.

Le contact initial n'est alors plus un contact ponctuel comme dans le cas General de deux surfaces non conformes mais s'opère suivant une ligne parallèle aux axes des cylindres. Sous chargement, la surface de contact est donc une bande de longueur infinie et de largeur 2a

Hertz (1882) a considéré ce problème comme un cas limite de contact entre deux surfaces des profils généraux. Dans ce cas, l'ellipse de contact est supposée avoir un demi-axe b infini.

Une alternative, plus simple, à cette approche est de considérer que les problèmes peuvent être résolus en deux dimensions sous l'hypothèse des déformations planes

- On considère deux solides en contact le long d'une ligne. Ces deux solides sont mis en contact sous l'effet d'une charge (normale au plan tangent commun aux deux surfaces) exprimée par unité de longueur. Le problème devient plan.

Le déplacement normal des surfaces (de contact) devient :

$$\bar{U}_{z1} + \bar{U}_{z2} = \delta - A \cdot x = \delta - 1/2(1/R)x^2 \quad (\text{II.35})$$

Dérivons l'équation précédente par rapport à x :

$$\frac{\partial \bar{U}_{z1}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{U}_{z2}}{\partial x} = -(1/R)x \quad (\text{II.36})$$

L'élasticité du problème nous permet d'exprimer le gradient des déplacements en fonction de la répartition de la pression sur la surface de contact (conditions limites). Cette répartition étant la même pour les deux solides :

$$\frac{\partial \bar{U}_{z1}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{U}_{z2}}{\partial x} = -\frac{2}{\pi E^*} \int_{-a}^a \frac{p(s)}{x-s} ds \quad (\text{II.37})$$

En remplaçant dans l'expression précédente :

$$\int_{-a}^a \frac{p(s)}{x-s} ds = \frac{\pi E^*}{2R} x \quad (\text{II.38})$$

Cette équation a pour solution :

$$p(x) = -\frac{\pi E^*}{2R} \frac{x^2 - a^2/2}{\pi(a^2 - x^2)^{1/2}} + \frac{P}{\pi(a^2 - x^2)^{1/2}} \quad (\text{II.39})$$

On remarquera que cette expression fait intervenir directement le chargement. Dans un premier temps on notera que la pression ne peut pas être négative, ce qui implique :

$$P \geq \pi a^2 E^* / 4R$$

Dans un second temps, on peut constater que pour une valeur de la charge supérieure à $\pi a^2 E^* / 4R$ la pression est infinie aux extrémités du contact (en $x = \pm a$), on en conclut :

$$P = \pi a^2 E^* / 4R \quad (\text{II.40})$$

On a donc déterminé la valeur de a et la répartition de la pression :

$$a^2 = \frac{4PR}{\pi E^*} \quad (\text{II.41})$$

$$p(x) = \frac{2P}{\pi a^2} (a^2 - x^2)^{1/2} \quad (\text{II.42})$$

D'où la pression maximale :

$$p_0 = \frac{2P}{\pi a^2} = \frac{4}{\pi} p_m = \left(\frac{PE^*}{\pi R} \right)^{1/2} \quad (\text{II.43})$$

- ✓ La contrainte maximale à l'intérieur du solide a une valeur de 0.30p₀ à une profondeur de 0.78a.

II.5. Synthèse des principaux résultats

Type de contact	Pression de contact	Indentation	Dimension de la surface de contact
Solides de révolution autour de l'axe z	$p_0 = \frac{3P}{2\pi a^2} = \left(\frac{6PE^{*2}}{\pi^2 R^2} \right)^{1/3}$	$\delta = \frac{a^2}{R} = \left(\frac{9P^2}{16RE^{*2}} \right)^{1/3}$	$a = \left(\frac{3PR}{4E^*} \right)^{1/3}$
Solides cylindriques d'axe y	$p_0 = \frac{2P}{\pi a} = \frac{4}{\pi} p_m = \left(\frac{PE^*}{\pi R} \right)^{1/2}$		$a^2 = \frac{4PR}{\pi E^*}$
Solides de profils généraux	$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} = \left(\frac{6PE^*}{\pi^3 R_e^2} \right)^{1/3} F_1(e) - \frac{2}{3}$	$\delta = \left(\frac{9P^2}{16E^* R_e} \right)^{1/3} F_2(e)$	$c = (ab)^{1/2} = \left(\frac{3PR_e}{4E^*} \right)^{1/3} F_1(e)$
	Sachant que : $\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} ; \frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} ; R_e = (R'R'')^{1/2}$ $F_1(e) = \left(\frac{4}{\pi e^2} \right)^{1/3} (1-e^2)^{1/6} \left[\left(\frac{1}{1-e^2} \right) E(e) - K(e) \right] (K(e) - E(e))^{1/2}$ $F_2(e) = (F_1(e))^{1/3} K(e)$ $K(e) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\phi}{\sqrt{1-e^2 \sin^2 \phi}} ; E(e) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1-e^2 \sin^2 \phi} d\phi$		

Tab.II.1 Synthèse des principaux résultats sur le contact de Hertz élastique (Lionel deradeux).

II.6. Pression Hertzienne entre deux corps

Hertz a développé des relations analytiques permettant de trouver la pression superficielle maximale dans le contact de cylindres ou de sphères entre eux et aussi sur le plan appartenant au semi infini. Ces développements sont basés sur les résultats trouvés par Boussinesq qui étudia la déformation d'un semi infini sous l'effet de l'application d'une force concentrée au niveau du plan (fig. II.3). Les expressions d'Hertz permettent de trouver la pression

maximale, les déformations des pièces et la répartition des contraintes à l'intérieur des pièces. Les hypothèses simplificatrices introduites sont (Emil w derg AMP Incorporated).

Les cylindres ou les sphères et le semi infini sont constitués par des matières homogènes, isotropes et parfaitement élastiques,

1. la loi de Hooke entre les déformations et les contraintes est applicable,
2. les déformations restent très petites vis à vis des dimensions géométriques des corps,
3. sur les surfaces en contact, seules des contraintes de compression interviennent dans la formation de la pression. Il n'y a pas de contraintes tangentielles à ce niveau engendrées par exemple par des forces de frottement.

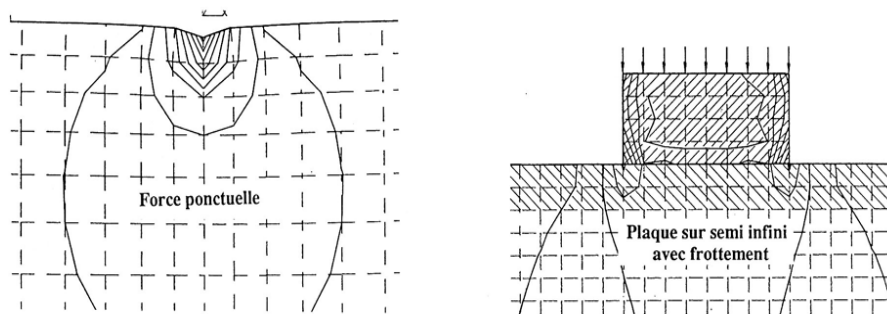


Figure II.3 Force ponctuelle et plaque chargée sur le semi infini, solution par éléments finis (Pression Hertzienne, [www.google translate.com](http://www.google.translate.com)).

La figure II.3 montre à gauche la répartition de la contrainte idéale, calculée par la méthode des éléments finis au moyen de l'énergie de distorsion, dans le semi infini sollicité soit par une force concentrée F , soit à droite par une plaque chargée par des forces égales aux divers nœuds. Les niveaux de contrainte ne sont pas directement comparables sur les deux figures. Les conditions de sollicitation sur la plaque sont : rapport des modules d'élasticité 1 à 10 entre le semi infini et la plaque, coefficient de frottement entre la plaque et le semi infini 0,20. La figure démontre clairement la concentration des contraintes sur les extrémités de la plaque de forme rectangulaire (voir également la figure sur la répartition des contraintes dans le semi infini selon une publication FAG).

II.6.1. Caractéristiques mécaniques

A part les caractéristiques géométriques des corps, les caractéristiques mécaniques intervenant dans les relations d'Hertz sont :

1. Module d'élasticité :

Corps 1 : E_1 ,

Corps 2 : E_2 .

2. Coefficient de Poisson (appelé également coefficient de contraction) :

Corps 1 : μ_1 ,

Corps 2 : μ_2 .

Les relations proposées dans ce sous-chapitre concernent tout d'abord deux cas particuliers : Le contact entre un cylindre et un plan ou un autre cylindre, le contact entre une sphère et plan ou sur une autre sphère. Le contact entre deux corps de forme quelconque sera développé en fin de ce sous-chapitre.

II.6.2. Pression superficielle sur un cylindre

H. Hertz considéra le contact de deux cylindres parallèles comme un cas particulier du contact général entre deux corps en supposant que le rayon de courbure dans le plan Oyz était infiniment grand. Le contact entre un cylindre et un plan introduit une hypothèse complémentaire difficilement réalisable en pratique : la répartition axiale de la pression et de la déformation ne dépend pas, le long des génératrices déformées du cylindre, de la coordonnée axiale y. La recherche des pressions et déformations peut se faire dans le plan Oxz (fig. 2.4). Les dimensions géométriques intervenant dans les relations sont :

- rayon du cylindre

Contact cylindre sur plan : $r_1 = r$,

Contact cylindre sur cylindre : $r_1 = (r_1 r_2) / (r_1 + r_2)$.

- longueur du cylindre ou des deux cylindres: l ,

- demi-largeur de la déformation : a

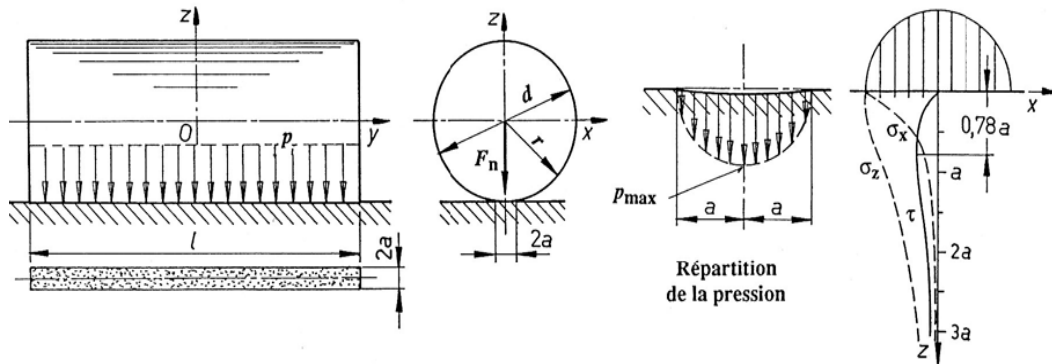


Figure II.4 Pression superficielle et déformation entre un cylindre et un plan

Valeur des pressions superficielles moyenne et maximales :

$$p_{moy} = F_n / 2al$$

$$p_{max} = 2F_n / (\pi al)$$

$$\text{Pression maximale : } p_{max} = \sqrt{\frac{F_n}{\pi r_1 l \left[(1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2 \right]}} \quad (\text{II.44})$$

II.7. Caractéristiques des contraintes de contact :

1. Représenter des contraintes de compression développée à partir des pressions de surface entre deux corps courbés pressés ensemble;
2. Posséder une surface de contact. Le point de contact initial (sphères) ou ligne de contact (cylindres) deviendront des contacts région, en raison de la force de pression les corps les uns contre les autres;
3. Constituent les contraintes principales d'un triaxial (trois dimensions) état de stress;
4. Parce que le développement d'une section critique en dessous de la surface du corps;
5. Le défaut se traduit généralement par écaillage ou de piqûres sur les surfaces des corps.

➤ Deux cas de conception

Deux cas de conception seront considérés,

Sphère: Contactez-Sphère (contact ponctuel --Surface de contact circulaire)

Cylindre: Cylindre Contact (Contact Linéaire __ zone rectangulaire)

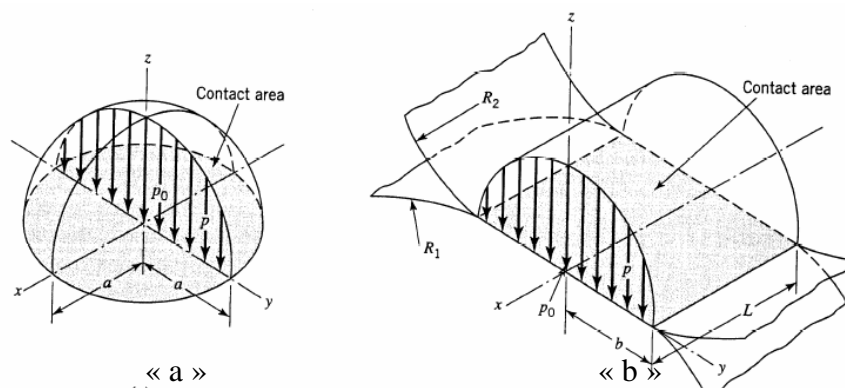
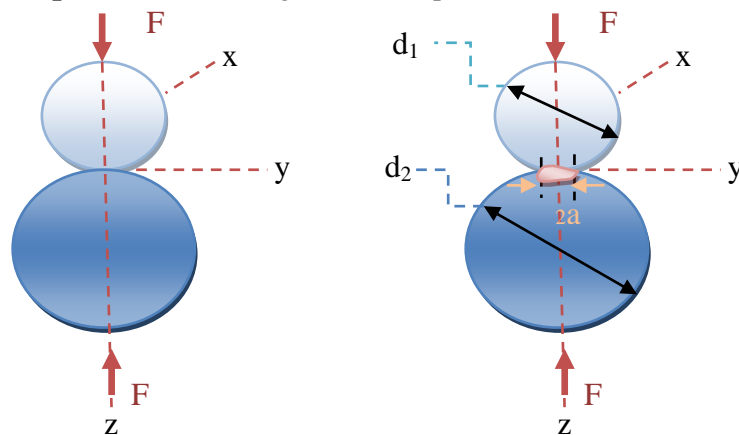


Figure II.5: a) Sphère. Contact ponctuel ; b) cylindre. Contact cylindre

II.7.1.Sphère – contact sphère (Emil w derg AMP Incorporated).



a) : deux sphères maintenues en contact par la force F

b) : contraintes de contact a une distribution elliptique travers le contact sur la zone d'un diamètre 2a

Figure II-6 : deux sphères en contact (hertz contact, www.google.com)

Considérons deux sphères élastiques solides maintenues en contact par une force F de telle sorte que leur point de contact se développe dans une zone circulaire de rayon a, étant donné

$$\text{que: } a = K_a \sqrt[3]{F} \quad (\text{II-45})$$

$$\text{Ou ; } K_a = \left[\frac{3}{8} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{(1/d_1) + (1/d_2)} \right]^{1/3} \quad (\text{II-46})$$

- F : la force appliqué
- ν_1, ν_2 : coefficient de poisson pour sphères 1 et 2
- E_1, E_2 : module d'élasticité pour sphères 1 et 2
- d_1, d_2 : diamètres pour sphères 1 et 2

Cette expression générale pour le rayon de contact peut être appliquée à deux cas supplémentaires communs:

1. Sphère en contact avec un plan ($d_2 = \infty$);
2. Sphère en contact avec une surface interne sphérique ou «Coupe» ($d_2 = d$).

Revenant au cas sphère-sphère, la pression de contact maximale, p_{\max} , se produit au centre de la zone de contact.

$$p_{\max} = \frac{3F}{2\pi a^2} \quad (\text{II-47})$$

II.7.1.1. Etat de contrainte (Georgia Institute of Technology 2005).

➤ L'état de contrainte est calculé sur la base de la mécanique qui suit:

1. Deux plans de symétrie dans le chargement et la géométrie n'imposent que $\sigma_x = \sigma_y$.
2. La contrainte dominante se produit sur l'axe de chargement: $\sigma_{\max} = \sigma_z$
3. Les contraintes principales sont $\sigma_x = \sigma_y = \sigma_1 = \sigma_2$ et $\sigma_z = \sigma_3$ donnée, $\sigma_1 \geq \sigma_3$;
4. Une charge de compression conduit à σ_x, σ_y , et σ_z est la contrainte de compression

- Calcul de la contrainte principale

$$\sigma_x = -p_{\max} \left[\left[1 - |\zeta_a| \tan^{-1} \left(\frac{1}{|\zeta_a|} \right) \right] (1 + \nu) - \frac{1}{2(1 + \zeta_a^2)} \right] \quad (\text{II-48})$$

$$= \sigma_y = \sigma_1 = \sigma_2$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-p_{\max}}{1 + \zeta_a^2} \quad (\text{II-49})$$

$|\zeta_a|$: Non dimensionnel profondeur sous la surface

ν : Coefficient de Poisson pour le domaine étudié (1 ou 2)

- **Cercle de Mohr** (Shigley, J.E., Mischke, C.R., 1989).

Le tracé des contraintes principales sur les résultats d'une parcelle de cercle de Mohr: un

cercle, défini par $\zeta_a = \frac{z}{a}$

- ✓ $\sigma_1 = \sigma_2$, la réduction à un point et deux cercles, définis par σ_1, σ_2 et σ_3, σ_3 , tracée au-dessus de l'autre.
- ✓ La contrainte de cisaillement maximum, ζ_{\max} , pour la parcelle est calculée comme suit:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2} \quad (\text{II-50})$$

Si la contrainte de cisaillement maximale, $\max \tau$, et les contraintes principales, σ_1, σ_2 , and σ_3 , sont tracés en fonction de la pression maximale, p_{\max} , ci-dessous le point de contact de surface, le tracé de la figure. 4-43 est généré. Cette parcelle, basé sur un coefficient de Poisson $\nu = 0,3$ d', révèle que la section critique existe sur l'axe de charge, environ $0.48a$ -dessous de la surface de la sphère. De nombreuses autorités avancent que cette contrainte de cisaillement maximale est responsable de la rupture par fatigue de surface de ces éléments de contact, un crack, leur origine au point de cisaillement maximum, progresse vers la surface où la pression du lubrifiant coins lâche une puce et crée ainsi des piqûres de surface.

II.7.1.2. Contrainte maximum de Von Mises et les paramètres critiques

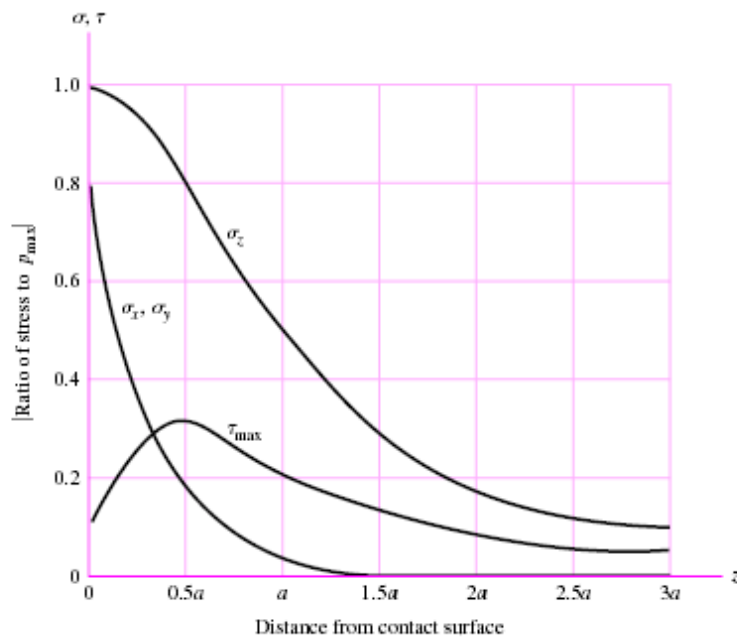


Figure II.7: magnitude des composantes de contrainte en dessous de la surface en fonction de la pression maximale dans un contact sphérique (Georgia Institute of Technology 2005).

Basé sur les équations ; de Von Mises, σ_e , normalise par la pression de contact p_0 , est calculée avec :

$$\frac{\sigma_e}{P_0} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(1-2\nu-2\xi^2(1+\nu)+2(\xi+\xi^3)(1+\nu) \text{ArcCot}|\xi|)^2}{(1+\xi^2)^2}} \quad (\text{II-51})$$

Le figure ci-dessus varie avec le paramètre ξ où ν . Plot de ce ratio est donné dans la figure

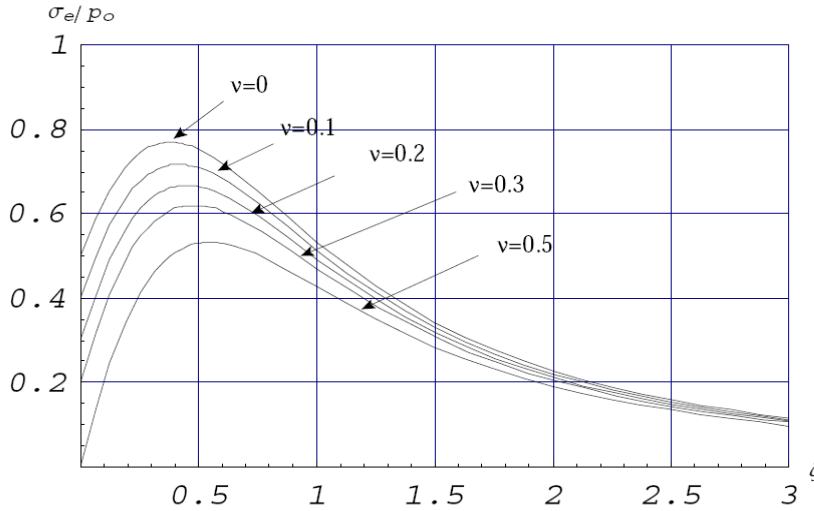


Figure.II.8. Normalisé pour la contrainte de Von Mises contact sphérique en fonction d'adimensionnelle $|z/a|$ pour divers coefficient de Poisson (Georgia 2005).

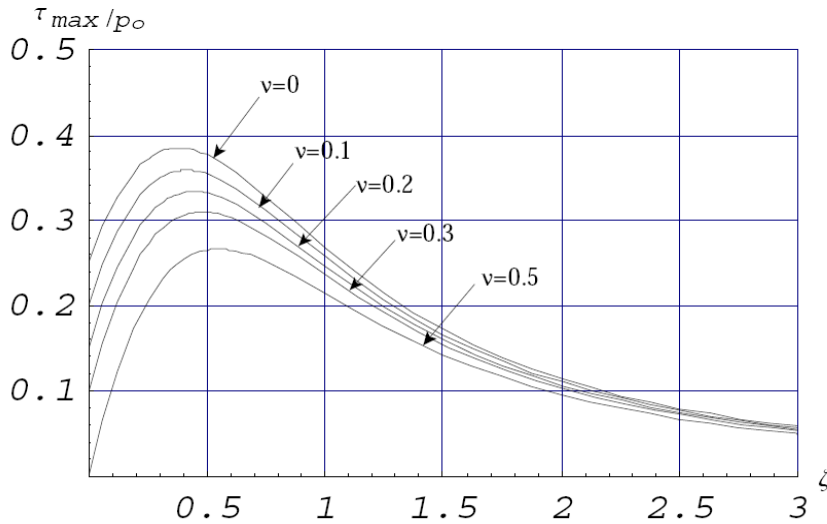


Figure.II.9 : normalisation des contraintes maximales de cisaillement pour contact sphérique en fonction de $|z/a|$ adimensionnelle pour de diverses Poisson ratio (Georgia 2005).

II.7.2. Contact cylindre- cylindre (Emil w derg AMP Incorporated).

Bien que certaines des tendances générales du contact sphérique se rapportent à contact cylindrique, le comportement de ce dernier est plus complexe comme on le verra. Soit x l'axe le long de la ligne de contact, l'axe y est tangent aux deux cylindres, et l'axe z est la

coordonnée dans les cylindres (voir Fig. 1b). Le maximum (et principal) souligne survenir à $x = y = 0$. Sous une charge totale par unité de longueur, (P / L) , la pression maximale est générée à l'origine (Johnson).

Ces deux contraintes sont calculées soit en matériau 1 ou 2, où encore une fois que $\xi \geq 0$ est autorisé dans les deux matériaux, notant que les deux sont indépendants du coefficient de Poisson. En supposant que l'état de contrainte plane puis la contrainte transversale est Comme précédemment, la discussion est limitée à la gamme de $0 \leq \mu \leq 1 / 2$. Idéalement, laissant μ approche zéro qui conduit à un état de stress bi-axiale.

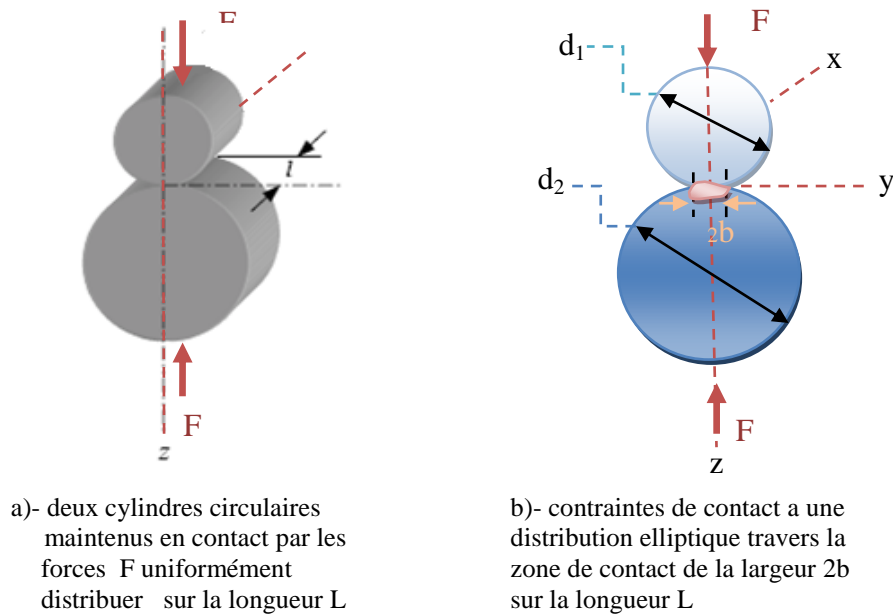


Figure II-10 : deux cylindres en contact

Sous la pression, la ligne de contact à devenir une zone de contact rectangulaire de demi-largeur b donnée par:

$$b = K_b \sqrt{F} \quad \text{Ou}$$

$$K_b = \left[\frac{2}{\pi l} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{(1/d_1) + (1/d_2)} \right]^{1/2} \quad \text{(II-52)}$$

- F : force appliqué
- ν_1, ν_2 : coefficients de poisson pour les cylindres 1 et 2
- E_1, E_2 : module d'élasticité pour les cylindres 1 et 2
- d_1, d_2 : diamètres 1 et 2
- l : longueur du cylindre 1 et 2 ($l_1=l_2$)

Cette expression de la demi-largeur de contact, b , est générale et peut être utilisée pour deux autres cas qui sont fréquemment rencontrés:

1. Cylindre en contact avec un plan, par exemple, un rail ($d_2 = \infty$);
2. Cylindre en contact avec une surface cylindrique interne, par exemple la course d'un roulement à rouleaux ($d_2 = -d$).

La pression de contact maximale entre les cylindres agit le long d'une ligne longitudinale au centre de la zone de contact rectangulaire, et est calculé comme suit:

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi bl} \quad (\text{II-53})$$

II.7.2.1. Etat de contrainte

➤ L'état de stress est calculé sur la base de la mécanique qui suit:

1. Un plan de symétrie dans le chargement et la géométrie impose que $\sigma_x \neq \sigma_y$;
2. Le stress se produit dominant sur l'axe de chargement: $\sigma_{\max} = \sigma_z$;
3. Les contraintes principales sont égales à σ_x , σ_y , et σ_z avec $\sigma_z = \sigma_3$;
4. Une charge de compression conduit à σ_x , σ_y , et σ_z soit la contrainte de compression.

✓ Calcul des contraintes principales et contrainte de cisaillement maximale

▪ Ont redéfinissant $\xi_b = z/a$, puis les contraintes de contact cylindriques sont (Shigley)

$$\sigma_3 = \sigma_z = -p_{\max} \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_b^2}} \quad (\text{II-54})$$

$$\sigma_1 = \begin{cases} \sigma_x \text{ pour } 0 \leq \xi_b \leq 0,436 \\ \sigma_y \text{ pour } 0,436 \leq \xi_b \end{cases} \quad \text{Ou,}$$

$$\sigma_x = -2\nu p_{\max} \left[\sqrt{1 + \xi_b^2} - |\xi_b| \right] \quad (\text{II-55})$$

$$\sigma_y = -p_{\max} \left[\left(\frac{1 + 2\xi_b^2}{\sqrt{1 + \xi_b^2}} \right) - 2|\xi_b| \right] \quad (\text{II-56})$$

$\xi_b = z/a$; la contrainte de cisaillement maximale est donc donnée par:

$$\tau_{\max} = \begin{cases} \tau_{1/3} = (\sigma_z - \sigma_x)/2 \text{ pour } 0 \leq \xi_b \leq 0,436 \\ \tau_{1/3} = (\sigma_z - \sigma_y)/2 \text{ pour } 0,436 \leq \xi_b \end{cases} \quad (\text{II-57})$$

Lorsque ces équations sont tracées en fonction de la pression maximale de contact jusqu'à une distance $3b$ ci-dessous le point de contact de surface, le tracé de la figure. 4-45 est généré.

Basé sur un coefficient de Poisson de 0,3, ce terrain révèle que τ_{\max} atteint un maxima pour

$\xi_b = z/b = 0,786$ et $0,3 p_{\max}$.

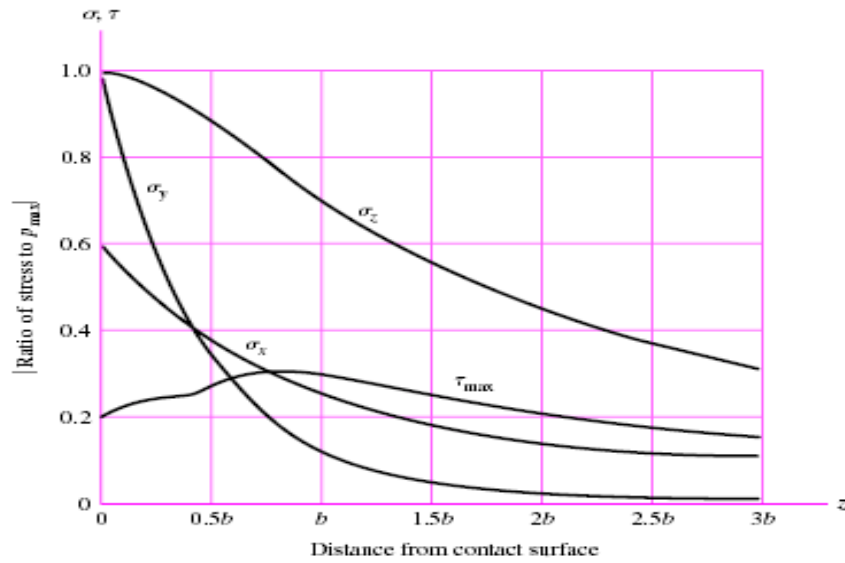


Figure II.11: l'ampleur des composantes de contrainte en dessous de la surface en fonction de la pression maximale pour les cylindres en contact

II.7.2.2. Contrainte maximum de Von Mises et les paramètres critiques (Georgia 2005).

Basé sur les équations. (17-19), la contrainte de Von Mises σ_e , est normalise par la pression de contact, P_0 , et calcule par :

$$\frac{\sigma_e}{P_0} = \sqrt{\frac{\left(-1 + 2\xi\left(-\xi + \sqrt{1 + \xi^2}\right)\right)\left(1 + 4\xi^2 + 4\left(1 + \xi^2\right)\left(-1 + \nu\right)\nu\right)}{1 + \xi^2}} \quad (\text{II-58})$$

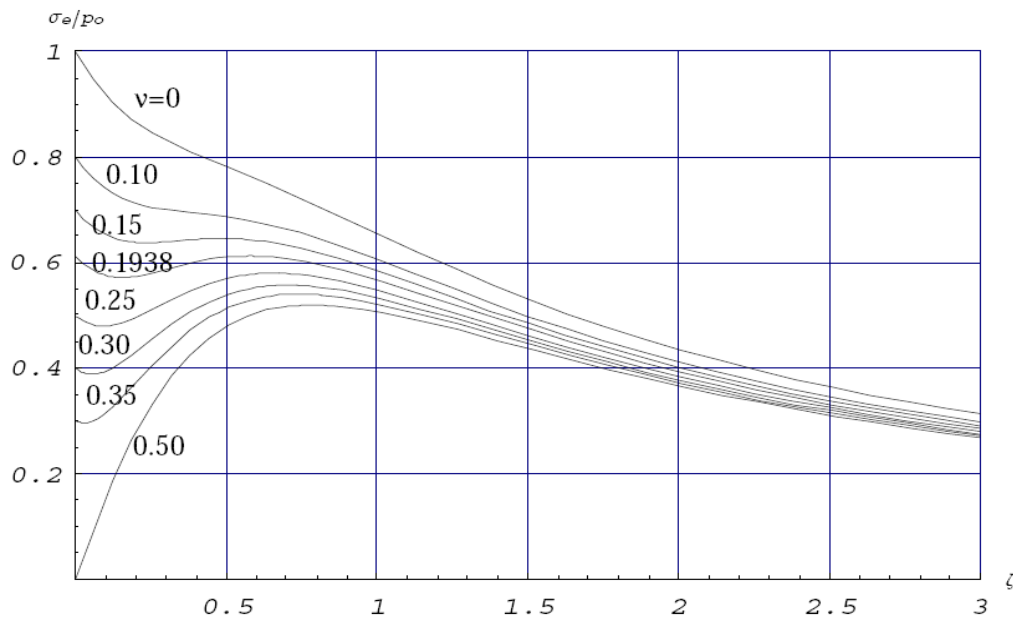


Figure II.12. Normalisation contrainte de Von Mises pour un contact cylindrique en fonction de (z/a) adimensionnelle en coefficients de Poisson différents. (Georgia 2005).

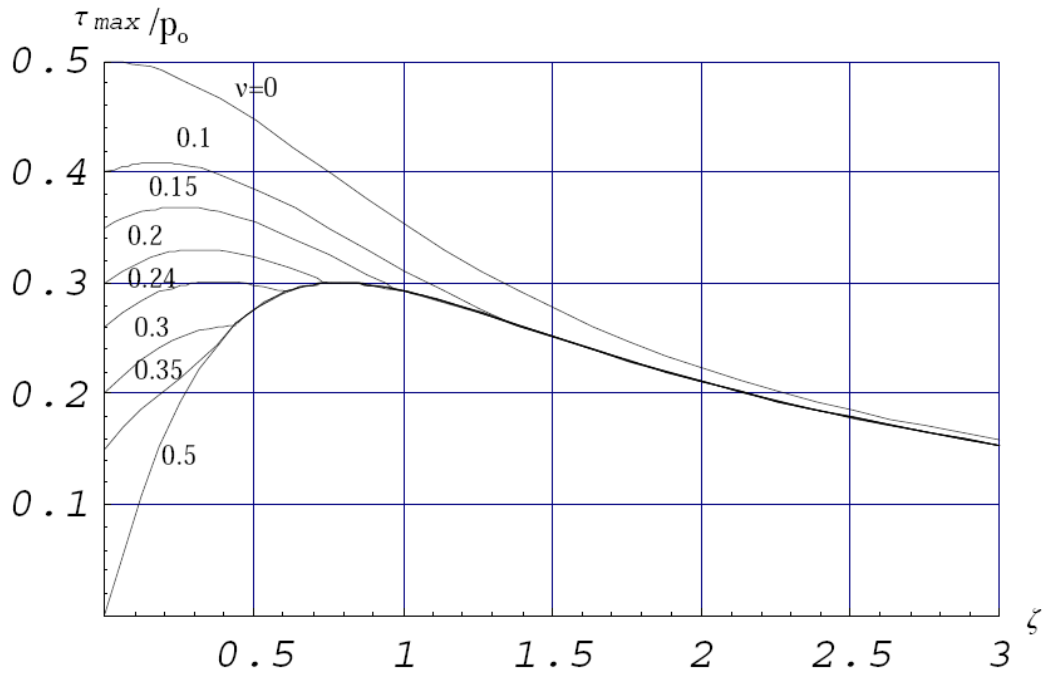


Figure II.13: normalisation de la contrainte maximale de cisaillement pour un contact cylindrique, a une fonction de (z/a) pour adimensionnelle coefficients de Poisson différents (Georgia 2005).

Chapitre III

**Calcul de la Pression
Hertzienne Maximale dans le
Contact.**

Zircone/Polyéthylène

Zircone/316L

Théoriquement, la prothèse de hanche peut donner satisfaction plusieurs années. C'est le cas chez les personnes âgées, sollicitant peu leur prothèse. Toutefois chez les sujets plus jeunes, très actif set dont l'espérance de vie est longue, il y'a un risque de descellement de la prothèse a long terme. Une large gamme de modèle de PTH sur le marché dépasse 440 (S.Albertini), mais le choix de prothèse doit être soigneusement adapté au patient avant l'intervention ; d'où l'anticipation du problème commence par une étude de biomatériaux

III. Rappel sur les biomatériaux

III.1. Introduction aux biomatériaux

Les progrès de la chirurgie reconstructive, orthopédique et vasculaire sont traduits par une demande de plus en plus pressante de matériaux pour implantation. Les réalisations les plus spectaculaires ont été effectuées dans les années 60 lorsque le chirurgien orthopédiste américain *Charnley* eût l'idée de remplacer l'articulation de la hanche de ses patients par une prothèse métallique. Les matériaux des premiers implants ne devaient pas cependant résister à l'usage et il fallut bien vite essayer de trouver des matériaux adaptés. La science des biomatériaux était née et enrichissait le vocabulaire biomédical d'une série de nouveaux mots (voir glossaire) destinés à définir les interactions entre un organisme vivant et un matériau. Le secteur des biomatériaux ne compte pas moins de 4000 produits différents et 10 % de l'activité médicale ou chirurgicale nécessite l'utilisation de biomatériaux à des fins diagnostiques, préventives ou thérapeutiques (Etienne DUGUET, (2005)).

III.2. Matériaux des prothèses

III.2.1 - Biocompatibilité et biocompétence

Les matériaux destinés à être en contact permanent ou provisoire avec les systèmes biologiques doivent obéir à des règles très strictes, notamment de biocompatibilité et de biocompétence, pour pouvoir être utilisés en pratique médicale.

La biocompatibilité est définie par l'absence de réaction de l'organisme vis à vis d'un matériau sous la forme d'un élément complet ou sous forme de produits d'usure ou de corrosion susceptibles d'être libérés par cet élément. La biocompétence est caractérisée par la capacité du matériau à supporter les contraintes mécaniques qu'il est supposé subir. Ces deux propriétés sont regroupées sous le terme de biofonctionnalité, ou aptitude d'un matériel à remplir la fonction attendue pendant la durée prévue.

Toutes les prothèses, quel qu'en soit le mode de fixation - avec ou sans ciment -, sont soumises aux mêmes principes biologiques (lang93) : la réaction de l'organisme aux corps

étrangers microscopiques (débris d'usure du polyéthylène de la cupule, débris acryliques ou d'hydroxyapatite (bloe97), produits de la corrosion métallique). Ces mécanismes ne sont pas spécifiques des arthroplasties mais font appel aux processus généraux de l'inflammation et à ses médiateurs, ou plus exceptionnellement aux mécanismes immunologiques.

La dimension des particules d'usure détermine le type de réaction de l'organisme (lang93) : lorsque les fragments sont très petits - de l'ordre du micron – (débris d'hydroxyapatite, par exemple), ou de forme très irrégulière (débris d'alliage de titane, par exemple), il se produit une réaction macrophagique intense, même si les particules sont en quantité modérée. La réaction macrophagique se traduit par une résorption osseuse, ou ostéolyse, qui à la longue déstabilise la prothèse. Les particules de plus de 10 microns, trop volumineuses pour être phagocytées, sont entourées de cellules géantes et de tissu fibreux qui apparaît radiologiquement sous la forme d'un liseré radio transparent (Schm92-1, Van H99) et ne donnent pas naissance à un granulome inflammatoire. Les ions métalliques libérés au contact de l'implant (Dela 93-1) passent dans la circulation générale et sont retrouvés dans des viscères (rate, foie, poumon, rein) et des muscles. La résorption osseuse peut avoir d'autres origines. Elle peut être liée à la trophicité de l'os porteur et notamment à l'ostéoporose. Plus souvent, la résorption osseuse est due aux contraintes mécaniques exercées par la prothèse sur le support osseux.

Par ailleurs, lorsqu'un processus de descellement est très avancé, il devient difficile de distinguer le mécanisme primaire des facteurs secondaires (Schm92-1). Un descellement peut être accompagné de fracture ou d'effritement du ciment acrylique (Van H99).

III.2.2 - Matériaux constitutifs des implants prothétiques

- Biomatériaux les plus couramment utilisés:

Matériau	Domaine d'application
Cobalt-Chrome	Implants articulaires, implants dentaires
Titane-TA6V	Implants articulaires, plaques et vis d'ostéosynthèse, pacemaker, implants dentaires, éléments de chirurgie reconstructive
Aciers inoxydables	Pacemaker (électrode), plaque et vis d'ostéosynthèse, agrafes diverses
polytétrafluoroéthylène	Implants vasculaires, chirurgie faciale
Polyuréthane	Urologie, implants mammaires, valves cardiaques, pacemaker (isolant)
Silicone	Implants mammaires, urologie de la main
Polyéthylène	Sutures, implants vasculaires
Dacron	Implants vasculaires, ligaments ,chirurgie du tube digestif
polyméthylmethacrylate	Lentilles, intraoculaire, ciments orthopédiques
Polyester	Sutures, implants vasculaires

Polypropylène	Sutures, ligaments
Polyamide	Sutures
Acides polylactiques et polyglycoliques	Structures, implants biodegradables, support de médicaments implantables
Alumine	Pacemaker (isolant), prothèses articulaires
Carbone	Valves cardiaques, ligaments
Bioverres	Implants orthopédiques et dentaires
Phosphates de calcium	Implants orthopédiques, ciment, support de médicaments implantables
Collagènes	Remplacement tissulaires (tissus durs ou mous), cornée, cicatrisation
Xéno greffes, Allogreffes	Greffes vasculaires, valves cardiaques, tendons ligaments
Acide hyaluronique	Protection oculaires (lubrifiants), fluide synovial
Corail	Substitut osseux

Tableau III.1. Biomatériaux les plus couramment utilisés et domaine d'application

III.2.2.1. Les alliages métalliques (dominique foucat 2003).

Ils constituent l'ensemble des tiges fémorales, certaines têtes fémorales et la plupart des coques externes des cupules lorsqu'elles existent :

a) aciers inoxydables : seuls sont utilisés les aciers austénitiques (Delagoutte J.-P., 93-1) qui sont amagnétiques et résistants à la corrosion. L'alliage 316L contenant 0,03% de carbone constitue le meilleur acier orthopédique. Il est particulièrement destiné à la fabrication d'implants permanents comme les prothèses. Sa teneur en carbone améliore sa résistance à la corrosion en milieu biologique. Sa teneur en chrome, égale à 12% au minimum, assure une passivation par une couche d'oxyde de chrome. Ses propriétés mécaniques sont les suivantes : module d'Young $E = 200$ GPa, coefficient de poisson $\mu = 0,29$, limite élastique $R_e = 280$ MPa, contrainte à la rupture en traction $R_r = 520$ MPa, résistance à la fatigue $R_f = 250$ MPa.

L'acier inoxydable reste cependant sensible à la corrosion in vivo (Pass93) avec relargage d'ions (Ni^{2+} , Cr^{3+} , Cr^{6+}) et ce d'autant plus qu'il existera des micromouvements de l'implant. Il est également très rigide. (Memento)

b) alliages à base de cobalt : leur utilisation fait suite aux résultats obtenus par les odontologistes (Delagoutte J.-P., 93-1) dans la fabrication de prothèses dentaires. Ils sont bien tolérés, très durs et peu déformables. Ils peuvent être moulés selon le principe de la cire perdue (vitallium, vinertia, zimalloy, stellite HS 21) ou forgés (vitallium forgé, Protasul 2 (Cr, Co, Mo), Protasul 10 (Cr, Ni, Co, Mo)). Les alliages moulés, composés de 63 à 65% de cobalt, 26 à 30% de chrome, 4 à 7% de molybdène et de moins de 2,5% de nickel, sont difficiles à usiner mais, du fait de leur dureté, sont bien adaptés pour constituer des surfaces de frottement. La composition et les propriétés mécaniques des alliages forgés varient d'un

alliage à l'autre. Citons pour mémoire celles du Protasul 10 : $E = 220$ GPa, $R_e = 640$ MPa, $R_r = 835$ MPa, $R_f = 530$ MPa. La passivation [PASS93] de la surface par une couche de chrome assure une excellente résistance à la corrosion. Malgré cela, il existe toujours une dissolution passive du métal. Si ces alliages résistent mieux à la corrosion que les aciers inoxydables, ils sont également très rigides. (Memento)

c) alliages à base de titane : on les rencontre sous deux formes : le Protasul 64 WF (Ti6Al4V) et le Protasul 100 (Ti6Al7Nb) qui ne contient pas de vanadium. Le vanadium serait responsable de réactions d'intolérance. Ils sont caractérisés par une bonne résistance à la fatigue et par un module d'élasticité deux fois moins élevé que celui des aciers inoxydables et des alliages de cobalt-chrome : $E = 110$ GPa, $R_e = 1\ 050$ MPa, $R_r = 1\ 185$ MPa, $R_f = 650$ MPa. Leur dureté médiocre les rend inadaptés pour constituer des surfaces de frottement. Il existe un risque d'abrasion de la couche de dioxyde de titane et de corrosion (Will96-2) en présence de ciment.

II.2.2.2. Les céramiques (Gerard.Moulin)

Deux céramiques sont actuellement utilisées comme matériau des têtes fémorales : l'alumine Al_2O_3 et la Zircone ZrO_2 . (Encyclopedie Medico-chirurgicale).

a) l'alumine : en réponse aux problèmes liés à l'usure du polyéthylène, Boutin introduisit le premier un couple articulaire alumine – alumine en 1970. Dans le domaine médical, cette céramique doit répondre à un cahier des charges très précis (Blan87) : densité supérieure à 3,93 ; taille de grains inférieure à 6 micromètres ; résistance à la flexion ≥ 500 MPa ; résistance à la compression $> 4\ 000$ MPa ; résilience – résistance aux chocs : 45 N/cm².

Ce matériau présente une excellente résistance à toutes les formes de corrosion, une bonne biotolérance sous forme massive et sous forme de particules, une densité élevée et une structure cristalline très fine permettant d'avoir un excellent état de surface après polissage, l'indice de rugosité R_a pouvant atteindre 0,01 mm, une mouillabilité et une dureté élevées.

Ces propriétés lui confèrent des caractéristiques d'usure et de frottement remarquables.

Cependant, la différence importante entre les modules d'Young de l'alumine (380 GPa), de l'os sous-chondral ($\sim 0,2$ à 2,2 GPa) et du ciment (~ 3 GPa), de même que l'absence de propriétés d'amortissement de l'alumine peuvent être à l'origine, lorsqu'elle est utilisée comme matériau de la cupule, d'un taux de descellement supérieur à celui enregistré pour des cupules en polyéthylène cimentées (Blan87, Lero97). L'alumine est un matériau fragile qui résiste peu aux chocs et qui supporte mal une répartition des contraintes non uniforme.

Les couples céramiques – céramiques ont conduit à de nombreux problèmes tels que des fractures de cupules ou une usure inexplicquée (Toom92) rapidement évolutive dès la libération des premiers débris de céramique. Par ailleurs, la pureté de l'alumine doit être maximale pour éviter les fissures entre les grains et la sphéricité de la tête doit être parfaite au micromètre près. (Brian R. Lawn)

b). la zirconne : généralement stabilisée à l'aide d'additifs (MgO, CaO, Y₂O₃, Al₂O₃,...) dont le taux varie entre 5 et 10% (Blan87), elle possède une bonne résistance à toutes les formes de corrosion, de bonnes caractéristiques mécaniques (densité = 6,02 ; résistance à la flexion = 900 MPa ; module d'élasticité = 200 GPa ; résistance à la compression = 2 500 MPa), une bonne résistance à l'usure et au frottement. Elle semble avoir une bonne biotolérance massive et sous forme de fines particules, qui reste cependant à confirmer. Des cas de rupture fragile de têtes fémorales ont été rapportés. Des phénomènes de rupture de têtes en zirconne par instabilité au cours du temps ont également été observés. (Willmann, G., 1996.).

III.2.2.3. Le polyéthylène (S.Albertini,)

Le polyéthylène actuellement retenu en orthopédie comme matériau des cupules est le HMWPE (Ultra High Molecular Weight PolyEthylene). C'est un matériau viscoélastique dont le module d'élasticité, voisin de (0,7 - 1) GPa, est plus proche de celui du ciment et de l'os que les alliages métalliques ou la céramique et dont les propriétés d'amortissement (S.Albertini) ménagent l'ancrage os – ciment. Sa biocompatibilité est excellente même vis-à-vis des particules de polyéthylène si leur quantité reste suffisamment faible pour permettre l'élimination des débris.

Le problème essentiel du polyéthylène est son usure par abrasion liée à la présence d'un troisième corps ou d'irrégularités sur la surface (métal ou céramique) en regard du polyéthylène : par adhérence (liée à l'élimination par le frottement des irrégularités à la surface du polyéthylène), par fatigue (liée au vieillissement et qui apparaît à partir de la 8ème année) ou par fluage.

Les prothèses cimentées ont une grande longévité si l'épaisseur du polyéthylène est de l'ordre de 10 mm (8 mm en fond de rainures). Dans ce cas, le polyéthylène joue le rôle d'un répartiteur de forces, évitant toute surcharge localisée du ciment autour de la cupule

Ceci explique sans doute la longévité des prothèses de Charnley, où, en raison du faible diamètre de la tête fémorale, une épaisseur importante de la cupule a pu être conservée

Dans le cas contraire, le polyéthylène flue et se déforme, entraînant des sollicitations anormales du ciment, au pôle supérieur de la tête, avec dégradation du ciment, granulome acrylique et descellement à partir du pôle supéro - médial de la prothèse.

-Les Polyéthylènes possèdent une telle variété de structures moléculaires qu'il n'est pas possible de les décrire tous, nous donnons donc quelques caractéristiques des appellations les plus communes. Les Valeurs et commentaires ci dessous sont bien sur indicatifs et ne constituent pas une garantie, ils sont à vérifier auprès de vos fournisseurs, qui de plus possèdent peut-être des qualités sortant de l'épure. Ces Valeurs dépendent de la Norme utilisée et surtout des différentes conditions d'essais prévues par cette Norme, telle que forme de l'éprouvette et vitesse de sollicitation.

<p><i>Principaux avantages du PE :</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • Résistance au choc même à froid. • Résistance à l'abrasion. • Faible coefficient de friction. • Qualité du souple au Rigide. • Inertie Chimique. • Qualité contact alimentaire. • Isolation électrique. 	<p><i>Principaux Inconvénients du PE :</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • Collage difficile • Températures maxi d'utilisation de 50 à 80°C suivant les qualités. • Retrait Important.
---	---

Tableau III.2a. Principaux avantages et Inconvénients du PE <http://www.plasticway.com>

➤ **Caractéristiques du polyéthylène**

Propriétés		Moyenne Densité	Basse Densité	Haute Densité
Indice de Fluidité	dg/mn à 190°C-2,16 Kg	3 à 10	3 à 10	3 à 10
Poids Volumique	Kg/M3	930 à 945	0,915 à 929	
Absorption d'eau		Néant	Néant	Néant
Dureté Shore		62		
Coefficient de Poisson		0,40	0,45	0,40
Module en Flexion	Mpa	600 à 900	300 à 600	900 à 1300
Résistance Traction au seuil	Mpa	15 à 23	7 à 15	23 à 30
Allongement Rupture	%	500 à 1000	500 à 1000	500 à 1000
Résistance au choc Charpy entaillé	23 °C KJ/M2	20		
	-20 °C KJ/M2	15		
Température de transition vitreuse	°C	-110	-110	-110
Point de Fusion	°C	~125	~120	~135

Conductivité thermique	W/m*°C	0,48	0,48	0,48
Coefficient de Dilatation	10-4 *K -1	2*10-4	2*10-4	2*10-4

Tableau III.2b. Caractéristiques du polyéthylène (Sciences des matériaux 1/7)

III.3. Calcule tribologique « pression hertzienne max » dans un contact cylindre/plan

Heinrich Rudolf Hertz a développé sa théorie pour calculer la déformation causée par le contact mécanique et les dimensions correspondantes surface de contact et les contraintes matérielles. Les applications pratiques de sa théorie exigent que les intégrales elliptiques soient résolues. Ce n'est pas facile à résoudre, ce qui explique pourquoi plusieurs approximations sont apparues au fil des ans. La plupart de ces approximations peuvent être résolues en utilisant une calculatrice, mais les erreurs sont facilement faites. Les calculs utilisant des PC fournissent la meilleure solution. Sur un PC, il est possible d'arriver à une valeur exacte en utilisant l'intégration numérique. Cependant, l'intégration numérique n'est pas facile à réaliser et détourne du processus de conception. Par ailleurs, le monde n'a pas toujours les formules à portée de main. L'application fournit une solution HertzWin. L'application effectue tous les calculs automatiquement. Une clairement agencée écran vous permet de saisir les propriétés des matériaux, des dimensions et des charges. Le même écran affiche alors immédiatement les résultats.

Beaucoup de sociétés spécialisées en conception du système fournissent des logiciels qui peuvent être utilisés pour calculer les contraintes d'Hertz soit ponctuelle ou linéaire, ainsi que les dimensions et les pressions. Parmi les derniers

- **Conception du Système Vink & Analyse de l'ONU:** fournit un logiciel gratuit qui peut être utilisé pour calculer les différents paramètres physiques du contact par la théorie d'Hertz en ligne, dimensions et des contraintes matérielles. L'application effectue tous les calculs automatiquement. Le même écran affiche alors immédiatement les résultats.
- **Engineering-abc.com :** fournit un logiciel gratuit qui peut être utilisé pour le calcul du contact hertzien ; rouler avec la traction ; température de contact ; lubrification élastohydrodynamique (www.tribologie-abc.com)
- **demonstrations.wolfram.com :** Conçu par le créateur de Mathematica et le scientifique Stephen Wolfram comme un moyen de faire l'exploration de calcul à l'auditoire le plus large possible. Cette démonstration présente la répartition de contact hertzienne stress et les déformations élastiques. Il utilise une fonction de couleur pour visualiser la zone de contact entre une paire chargée statiquement des modèles de contact, une sphère et un

tore. En portant l'ingénierie, les termes sont égalisés entre les boules et une bague intérieure ou extérieure

- **Design & Analysis Vink** : L'application HertzWin a été développée par System Design & Analysis Vink. HertzWin est disponible gratuitement pour une utilisation par quiconque à des fins commerciales ou personnelles. Répartition des fichiers d'origine à des tiers est autorisée. Bien que l'application HertzWin et ce fichier d'aide ont été conçus et compilés avec le plus grand soin
- **MESYS AG à Zurich (Suisse)** (ver-dimo) : développe des logiciels pour les calculs techniques en génie mécanique. L'objectif principal est le dimensionnement des éléments de la machine comme des engrenages, des arbres ou des roulements. En plus de logiciels normalisés ont aussi personnalisé est élaboré. Certains calculs sont fournis gratuitement en ligne sur le site « version de démonstration » (Mesys test ;hertzian stress).

❖ Dans cette partie de notre travail, on va présenter les résultats analytiques de la tête fémorale en contact avec la cupule par un logiciel de tribologie, où on a supposé le contact entre la rotule et la cupule, un contact cylindre/plan (voir état de l'art), basé sur la théorie de Hertz. On a supposé le cylindre « corps en Zircon », et le plan « corps en polyéthylène ; puis corps en 316L » ; puisque notre choix de l'étude inspire des modèles de prothèses de hanches les plus utilisés de nos jours. Un modèle de prothèses pour un homme de 80 Kg, (force = 4xPoid, D=28mm, et L=(varie entre D,D/2,D/4,D/8,D/16)).

❖ Hertz a établi un contact avec la théorie de la mécanique qui est encore utilisée aujourd'hui par les ingénieurs travaillant dans la tribologie. Pour rendre sa théorie accessible pour les applications d'ingénierie, le programme que je vais utiliser est une solution rapide et précise.

III.3.1.Méthodologie Solution

a) Couple Zircon /316L

➤ Premier cas : donnés proposes pour l'étude

<u>Body 1</u> « Zircon »		<u>Cylinder</u> ▾
<u>First radius body 1</u>	r_{11}	<input type="text" value="2"/> mm
<u>Body 2</u> « 316L »		<u>Plane</u> ▾
<u>First radius body 2</u>	r_{21}	<input type="text" value="5"/> mm
<u>Normal force</u>	F_n	<input type="text" value="100"/> N
<u>Youngs modulus body 1</u>	E_1	<input type="text" value="200000"/> MPa
<u>Youngs modulus body 2</u>	E_2	<input type="text" value="210000"/> MPa
<u>Poisson number body 1</u>	ν_1	<input type="text" value="0.29"/>
<u>Poisson number body 2</u>	ν_2	<input type="text" value="0.3"/>
<u>Angle between axes</u>	α	<input type="text" value="0"/> °
<u>Calculate</u>		

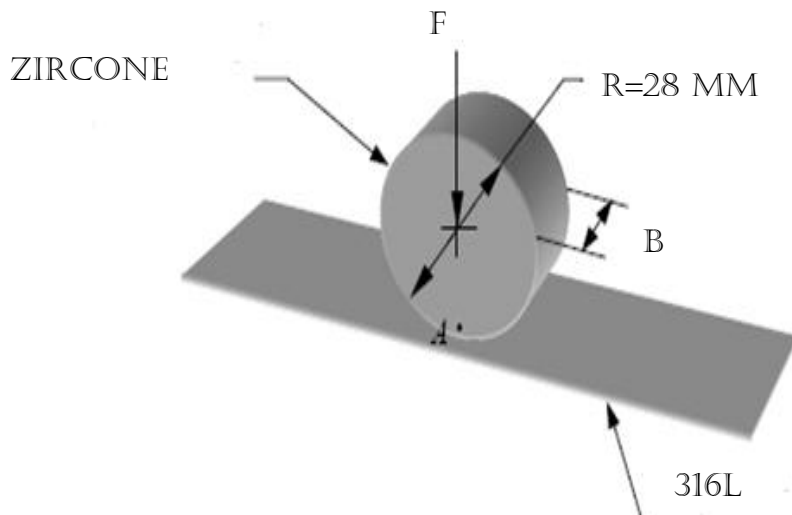


Figure III .1 : Représentation du contact cylindre plan du couple Zircon/316L
 Tableau représente les Résultats du contact pour le couple Zircon /316 L
 pour différents valeurs de L

Résultats		Couple « Zircon-316 L »				
		L=28mm	L=14mm	L=7mm	L=3,5mm	L=1,75mm
Demi- largeur majeur de contact-----a		14,000 mm	7,0000 mm	3,5000 mm	1,7500 mm	0,8750 mm
Demi- largeur mineur de contact -----b		0,1343 mm	0,1899 mm	0,2685 mm	0,3798 mm	0,5371 mm
Approche des deux corps-----δ		0,0042 mm	0,0071 mm	0,0115 mm	0,0176 mm	0,0245 mm
La rigidité de contact-----R		824104N/mm	497887N/mm	314447N/mm	213365N/mm	165935N/mm
Pression hertzienne-----pH		541,875 MPa	766,327 MPa	1083,8 MPa	1532,7 MPa	2167,5 MPa
Zircon	Contrainte de cisaillement maximale-----τMax ₁	162,716 MPa	230,115 MPa	325,432MPa	460,230 MPa	650,864 MPa
	Contrainte de cisaillement maximale octaédrique-----τOctMax ₁	140,551 MPa	198,769 MPa	281,102MPa	397,538 MPa	562,203 MPa
	Profondeur de Contrainte de cisaillement maximale --z (τMax ₁)	0,1056 mm	0,1493 mm	0,2111 mm	0,2986 mm	0,4222 mm
	Contrainte équivalente (Tresca) -----σeTresca ₁	325,432 MPa	460,230 MPa	650,864MPa	920,461MPa	1301,7 MPa
	Contrainte équivalente (Mises) ---σeMises ₁	298,153 MPa	421,652 MPa	596,307MPa	843,305MPa	1192,6 MPa
Acier inoxydable 316L	Contrainte de cisaillement maximale-----τMax ₂	162,716 MPa	230,115 MPa	325,432MPa	460,230MPa	650,864 MPa
	Contrainte de cisaillement maximale octaédrique-----τOctMax ₂	143,428 MPa	202,838 MPa	286,857MPa	405,677MPa	573,713 MPa
	Profondeur de Contrainte de cisaillement maximale --z (τMax ₂)	0,1056 mm	0,1493 mm	0,2111 mm	0,2986 mm	0,4222 mm
	Contrainte équivalente (Tresca) -----σeTresca ₂	325,432 MPa	460,230 MPa	650,864MPa	920,461MPa	1301,7 MPa
	Contrainte équivalente (Mises) ---σeMises ₂	304,257 MPa	430,285 MPa	608,515MPa	860,570MPa	1217,0 MPa

Tableau.III.3.Résultats trouver de couple « Zir/316L »

➤ *Interprétation des résultats du tableau1 pour le couple Zircon/316L :*

- Demi- largeur majeur de contact « $a = L/2$ » ; quelque soit la valeur de la longueur L.
- Demi-largeur mineur de contact « b augmente ; quand L diminue » proportion inverse.
- Approche des deux corps « δ augmente ; quand L diminue » proportion inverse.
- La rigidité de contact « R diminue; quand L diminue » proportion directe.
- Pression hertzienne « pH augmente ; quand L diminue » proportion inverse.
- Contrainte de cisaillement maximale et octaédrique pour les deux corps « τMax_{1,2} et τOctMax_{1,2} augmentes ; quand L diminue» proportion inverse.
- Profondeur de Contrainte de cisaillement maximale « z (τMax₁) augmente ; quand L diminue » proportion inverse.
- Contrainte équivalente « σeTresca_{1,2} ; σeMises_{1,2} proportion inverse avec L ».

D'après les résultats, ont remarquent que :

- La contrainte de cisaillement maximale et la même pour les deux corps ; ainsi les contraintes de cisaillements maximale octaédrique sont proches avec un petit écart de plus pour le Zircon.

- La contrainte $\sigma_{e\text{ Tresca}}$ est de même valeur pour les deux corps, quelque soit la variation de la longueur L, mais $\sigma_{e\text{ Mises}}$ du corps en acier inoxydable 316L est supérieur à $\sigma_{e\text{ Mises}}$ Zircon.

➤ *Interprétation des graphes pour le couple Zircon/316L :*

✚ Suivant la variation de la longueur L/ « $1,75 \leq L \leq 28$ » [mm]

Graphe « a » et « b » : ses graphes concernent le corps 1(Zircon) et corps 2 (316L) successivement ; les courbes représentent la contrainte de contact « Mpa » en fonction de la profondeur [mm], qui sont identique pour les deux corps. On remarque que :

- les contraintes de cisaillements τ et τ_{oct} , sont supérieures à zéro ; et comme L diminue les valeurs des contraintes de cisaillements augmentent.
- Les contraintes maximales $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ sont inférieures à zéro.

Graphe « c » : la courbe c'est une droite qui représente le déplacement « mm » en fonction de la charge, c'est une droite où la profondeur est un rapport constant. La projection sur la droite de la profondeur pour une charge $P=3200$ N, nous donne un déplacement de x [mm] suivant le tableau c :

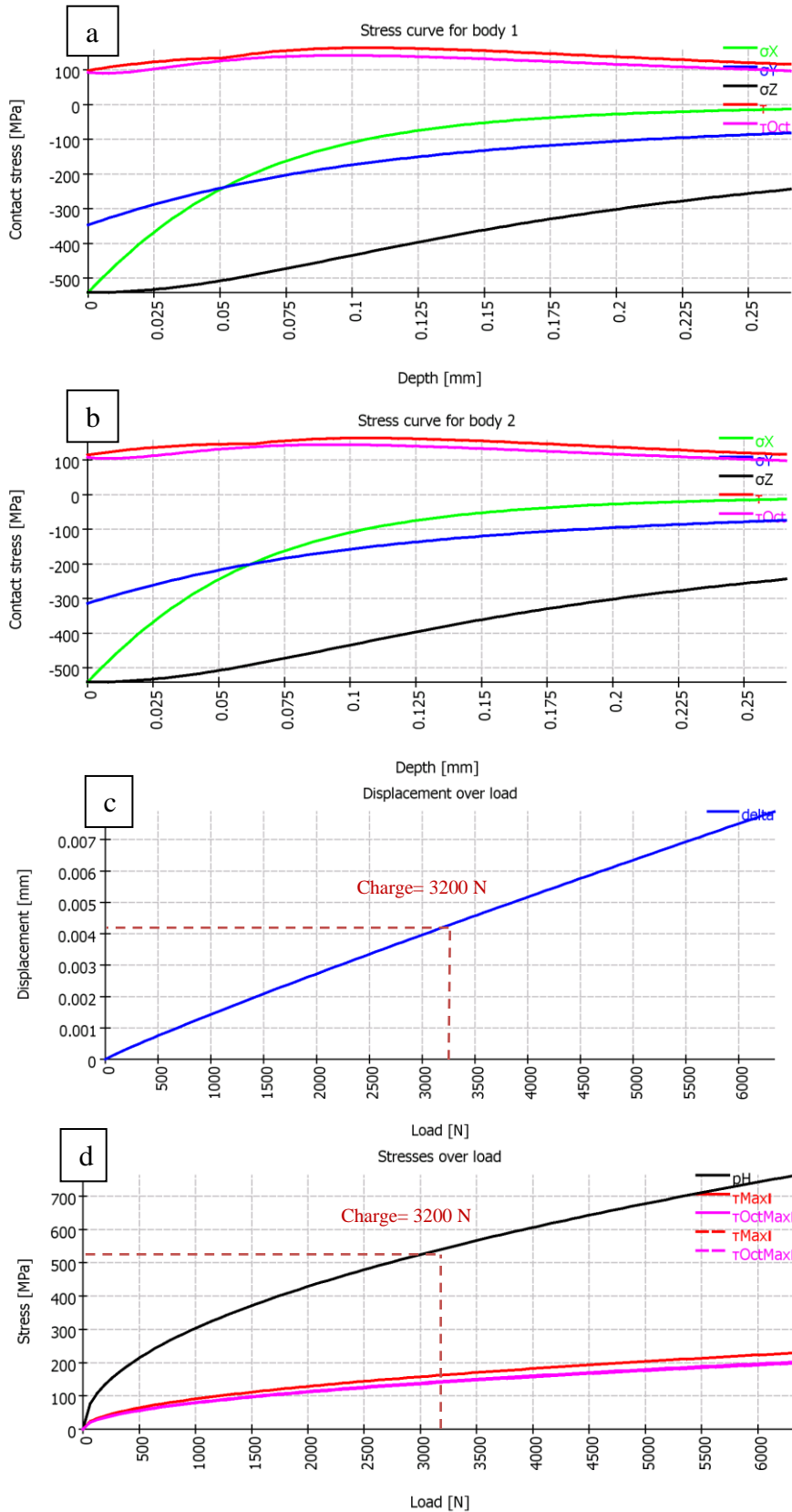
L=28 mm	L=14 mm	L=07 mm	L=3,5 mm	L=1,75 mm
$0,004 \leq x \leq 0,005$	$0,006 \leq x \leq 0,008$	$0,01 \leq x \leq 0,0125$	$0,0175 \leq x \leq 0,02$	$0,025 \leq x \leq 0,03$

D'après le tableau on remarque que lorsque L (longueur du cylindre) diminue le déplacement augmente.

Graphe « d » : les courbes représentent la contrainte [Mpa] en fonction de la charge [N]. La projection sur les courbes de la pression Ph [Mpa]; la contrainte de cisaillement maximales et octaédrique τ et τ_{oct} [Mpa] pour une charge $P=3200$ N, nous donne une contrainte suivant le tableau d :

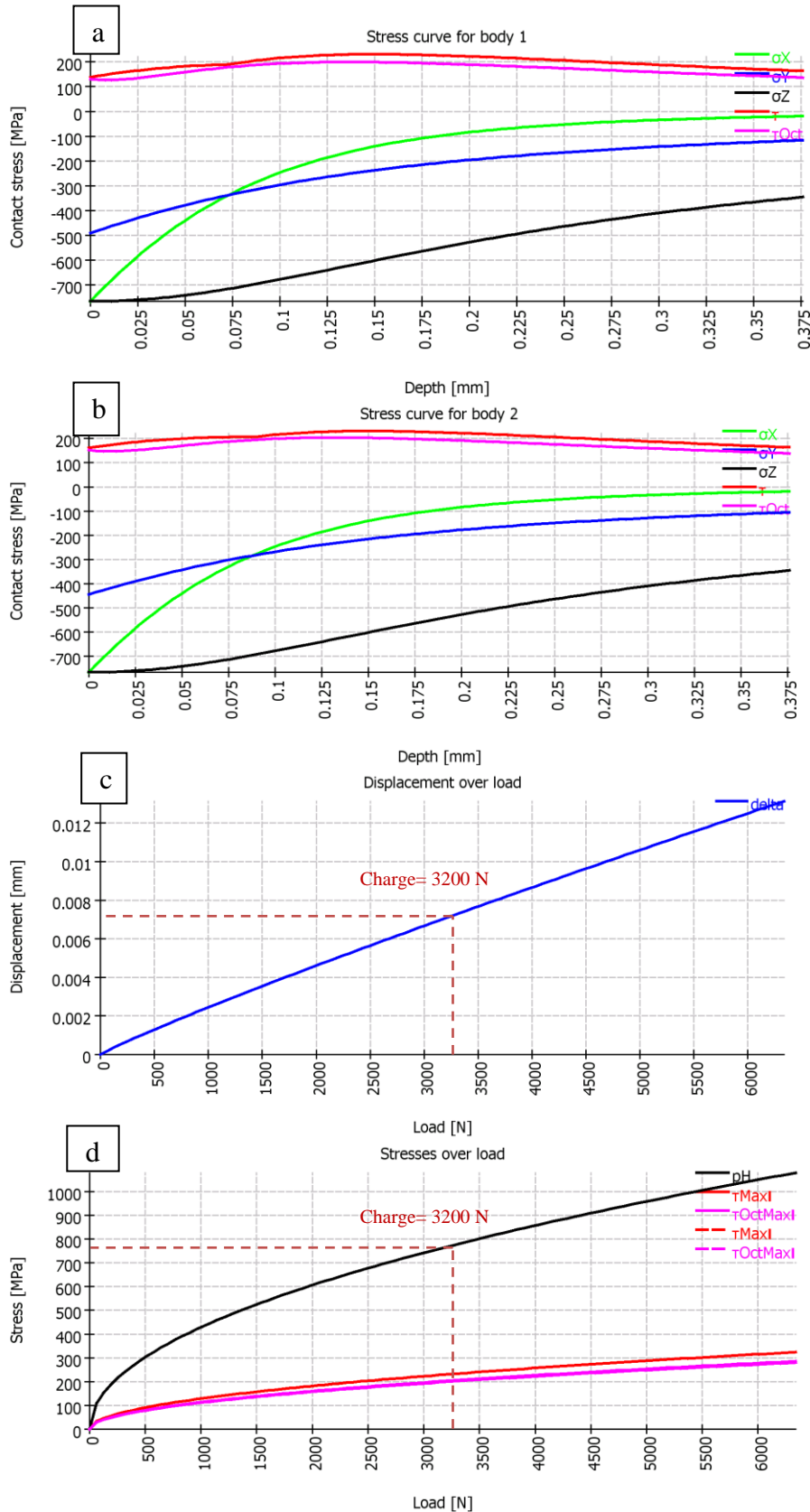
	L=28 mm	L=14 mm	L=07 mm	L=3,5 mm	L=1,75 mm
Ph	$500 \leq \delta \leq 600$	$700 \leq \delta \leq 800$	$1000 \leq \delta \leq 1200$	$1500 \leq \delta \leq 1750$	$2000 \leq \delta \leq 2250$
τ max	$100 \leq \delta \leq 200$	$200 \leq \delta \leq 300$	$200 \leq \delta \leq 400$	$250 \leq \delta \leq 500$	$500 \leq \delta \leq 750$
τ_{oct} max	$100 \leq \delta \leq 200$	$200 \leq \delta \leq 300$	$200 \leq \delta \leq 400$	$250 \leq \delta \leq 500$	$500 \leq \delta \leq 750$

D'après le tableau on remarque que lorsque L (longueur du cylindre) diminue, la contrainte de hertz augmente.



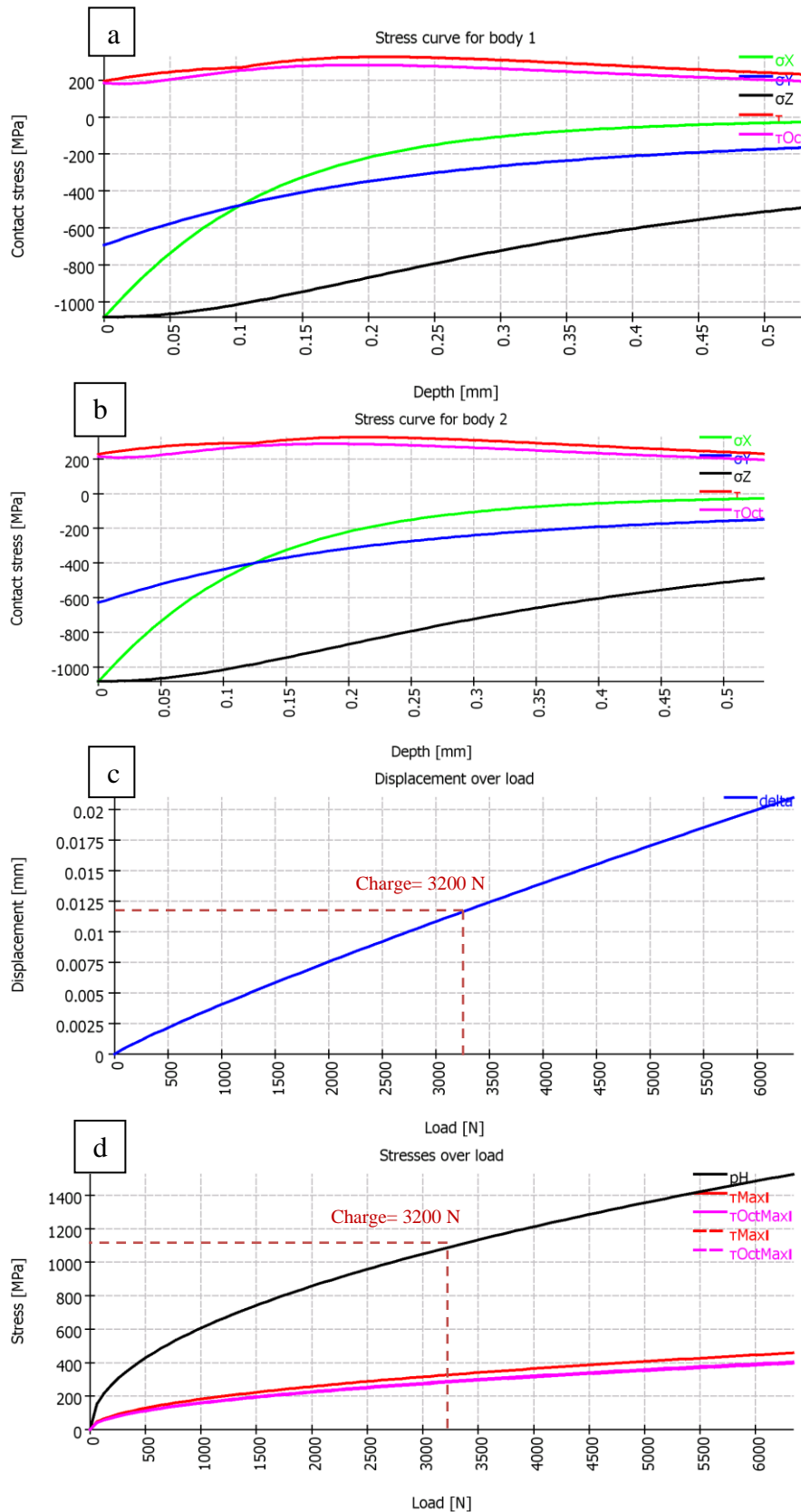
Figures.III.2 : les résultats du contact Zirconium/316L pour L=28 mm.

- a) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur ; b) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur.
 d) le déplacement en f^{ct} de la charge ; e) la contrainte en f^{ct} de la charge.



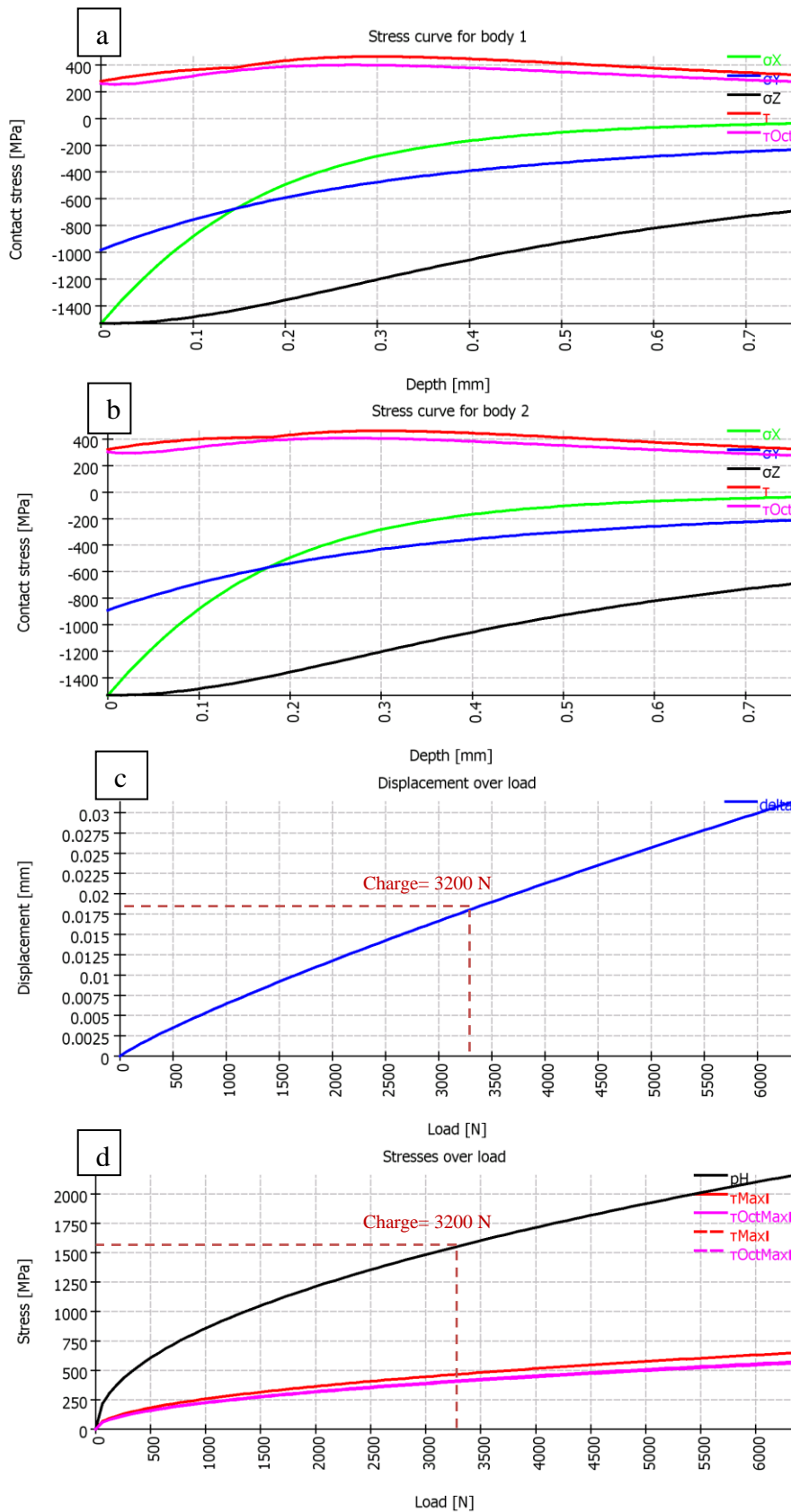
Figures.III.3 : les résultats du contact Zirconie/316L pour L=14 mm.

- a) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur ; b) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur.
- d) le déplacement en f^{ct} de la charge ; e) la contrainte en f^{ct} de la charge.



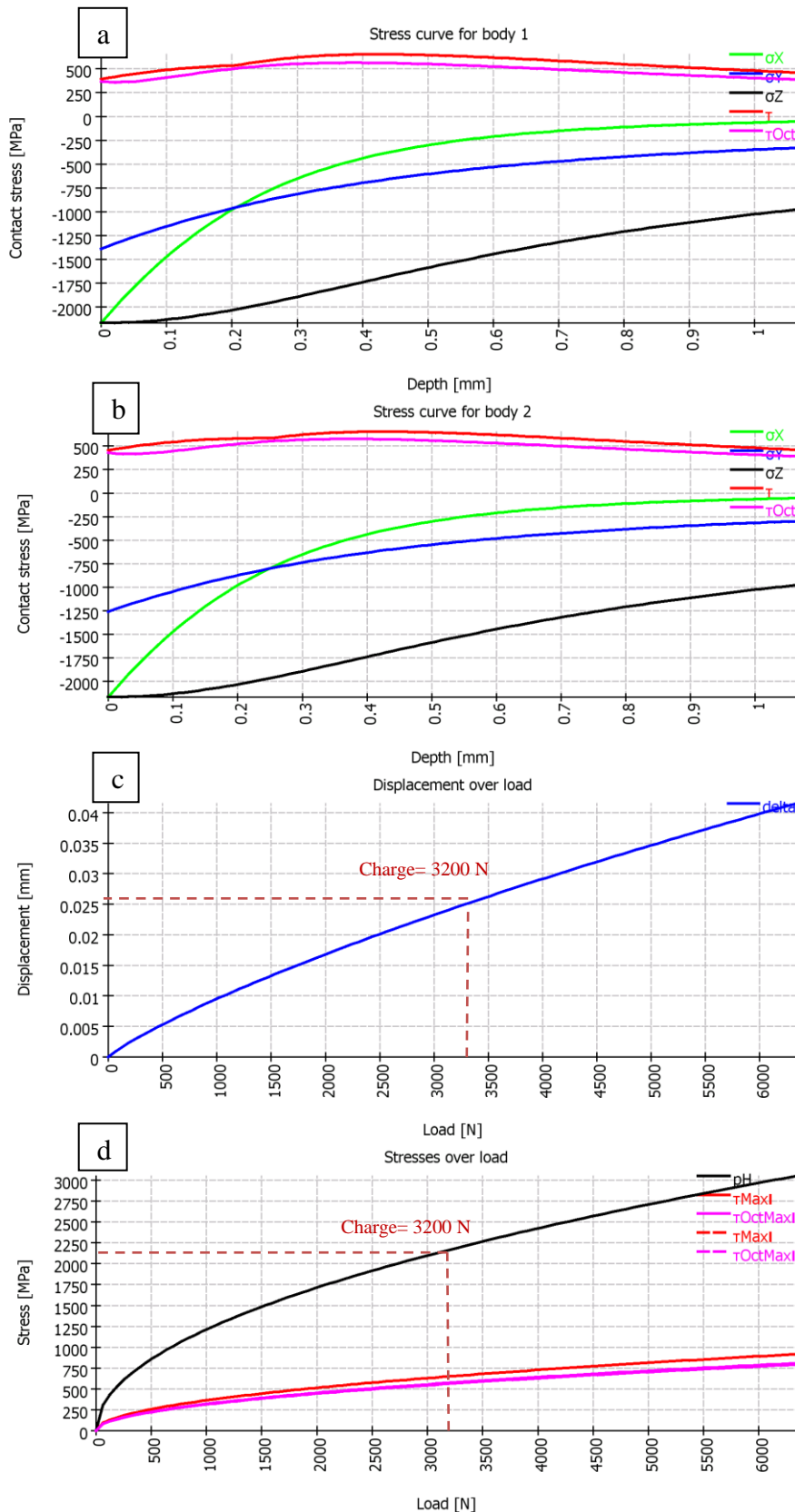
Figures.III.4 : les résultats du contact Zirconie/316L pour $L=7$ mm.

- a) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur ; b) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur
- d) le déplacement en f^{ct} de la charge ; e) la contrainte en f^{ct} de la charge



Figures.III.5 : les résultats du contact Zirconium/316L pour L=3,5 mm.

- a) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur ; b) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur
- c) le déplacement en f^{ct} de la charge ; d) la contrainte en f^{ct} de la charge



Figures.III.6 : les résultats du contact Zircon/316L pour L=1,75 mm.

- Contrainte de contact en f^c de la profondeur ; b) Contrainte de contact en f^c de la profondeur
- d) le déplacement en f^c de la charge ; e) la contrainte en f^c de la charge

b) Couple Zircon /Polyéthylène

➤ Deuxième cas :

<u>Body 1</u> « Zircon »		<input type="text" value="Cylinder"/>	
<u>First radius body 1</u>	r_{11}	<input type="text" value="2"/>	<u>mm</u>
<u>Body 2</u> « Polyéthylène »		<input type="text" value="Plane"/>	
<u>First radius body 2</u>	r_{21}	<input type="text" value="5"/>	<u>mm</u>
<u>Normal force</u>	F_n	<input type="text" value="100"/>	<u>N</u>
<u>Youngs modulus body 1</u>	E_1	<input type="text" value="210000"/>	<u>MPa</u>
<u>Youngs modulus body 2</u>	E_2	<input type="text" value="10 000"/>	<u>MPa</u>
<u>Poisson number body 1</u>	ν_1	<input type="text" value="0.3"/>	
<u>Poisson number body 2</u>	ν_2	<input type="text" value="0.42"/>	
<u>Angle between axes</u>	α	<input type="text" value="0"/>	<u>°</u>
		<u>Calculate</u>	

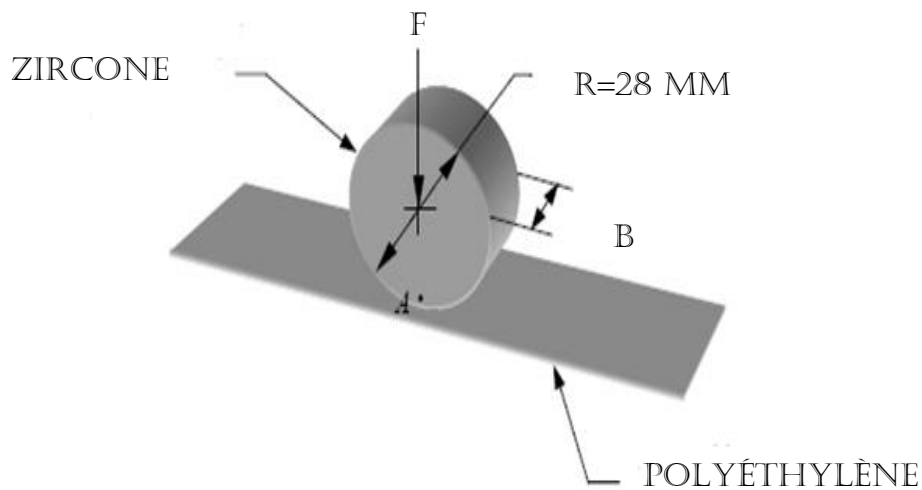


Figure.III.7 : représentation du contact cylindre plan du couple Zircon / polyéthylène

Le tableau suivant représente les Résultats du contact pour le couple Zircon / Polyéthylène pour différents valeurs de L :

Résultats		Couple « Zircon-Polyéthylène »				
		L=28mm	L=14mm	L=7mm	L=3,5mm	L=1,75mm
Demi- largeur majeur de contact-----a		14,000 mm	7,0000 mm	3,5000mm	1,7500 mm	0,8750 mm
Demi- largeur mineur de contact -----b		1,3116 mm	1,8549 mm	2,6233mm	3,7099 mm	5,2465 mm
Approche des deux corps-----δ		0,2614 mm	0,3950 mm	0,5345mm	0,5579 mm	0,0937 mm
La rigidité de contact-----R		3882,2N/mm	9602,2N/mm	7786,1N/mm	10292,3N/mm	0,0000 N/mm
Contrainte hertzienne-----pH		55,470 MPa	78,447 MPa	110,941MPa	156,894 MPa	221,881 MPa
Zircon	Contrainte de cisaillement maximale-----τMax ₁	16,657 MPa	23,556 MPa	33,314MPa	47,113 MPa	66,627 MPa
	Contrainte de cisaillement maximale octaédrique---τOctMax ₁	14,388 MPa	20,347 MPa	28,776MPa	40,695 MPa	57,551 MPa
	Profondeur de Contrainte de cisaillement maximale --z (τMax ₁)	1,0307 mm	1,4576 mm	2,0614mm	2,9156 mm	4,1245 mm
	Contrainte équivalente (Tresca) ---σeTresca ₁	33,314 MPa	47,112 MPa	66,627MPa	94,225 MPa	133,254 MPa
	Contrainte équivalente (Mises) ---σeMises ₁	30,521 MPa	43,163 MPa	61,042MPa	86,327 MPa	122,084 MPa
Polyéthylène	Contrainte de cisaillement maximale-----τMax ₂	16,657 MPa	23,556 MPa	33,314MPa	47,113 MPa	66,627 MPa
	Contrainte de cisaillement maximale octaédrique---τOctMax ₂	13,839 MPa	19,572 MPa	27,679MPa	39,143 MPa	55,357 MPa
	Profondeur de Contrainte de cisaillement maximale --z (τMax ₂)	1,0307 mm	1,4576 mm	2,0614mm	2,9163 mm	4,1244 mm
	Contrainte équivalente (Tresca) ---σeTresca ₂	33,314 MPa	47,112 MPa	66,627MPa	94,225 MPa	133,254 MPa
	Contrainte équivalente (Mises) ---σeMises ₂	29,357 MPa	41,518 MPa	58,715MPa	83,036 MPa	117,430 MPa

Tableau.III.4.Résultats trouver de couple « Zir/Poly »

➤ *Interprétation des résultats du tableau I pour le couple Zircon/316L :*

- Demi- largeur majeur de contact « $a = L/2$ » ; quelque soit la valeur de la longueur L.
- Demi-largeur mineur de contact « b augmente ; quand L diminue » proportion inverse.
- Approche des deux corps « δ augmente ; quand L diminue » proportion inverse.
- La rigidité de contact « R diminue; quand L diminue » proportion directe.
- Pression hertzienne « pH augmente ; quand L diminue » proportion inverse.
- Contrainte de cisaillement maximale et octaédrique pour les deux corps « τMax_{1,2} et τOctMax_{1,2} augmentes ; quand L diminue» proportion inverse.
- Profondeur de Contrainte de cisaillement maximale « z (τMax₁) augmente ; quand L diminue » proportion inverse.
- Contrainte équivalente « σeTresca_{1,2} ; σeMises_{1,2} proportion inverse avec L ».

D’après les résultats, ont remarquent que :

- La contrainte de cisaillement maximale et la même pour les deux corps ; ainsi les contraintes de cisaillements maximale octaédrique sont proches, mais avec un écart de plus entre 1MPa et 2MPa pour le Zircon.

- La contrainte $\sigma_{e\text{ Tresca}}$ est de même valeur pour les deux corps, quelque soit la variation de la longueur L, mais $\sigma_{e\text{ Mises}}$ du corps en Polyéthylène est inférieur à $\sigma_{e\text{ Mises}}$ Zircon.

➤ *Interprétation des graphes pour le couple Zircon/Polyéthylène :*

✚ Suivant la variation de la longueur L/ « $1,75 \leq L \leq 28$ » [mm]

Grphe « a » et « b » : ses graphes concernent le corps 1(Zircon) et corps 2 (Polyéthylène) successivement ; les courbes représentent la contrainte de contact « Mpa » en fonction de la profondeur [mm], qui sont identique pour les deux corps. On remarque que :

- les contraintes de cisaillements τ et τ_{oct} , sont supérieur à zéro ; et comme L diminue les valeurs des contraintes de cisaillements augmentent.
- Les contraintes maximales $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ sont inférieurs a zéro.

Grphe « c » : la courbe c'est une droite qui représente le déplacement « mm » en fonction de la charge, c'est une droite d'ou la profondeur est un rapport constant. La projection sur la droite de la profondeur pour une charge $P=3200\text{ N}$, nous donne un déplacement de x [mm] suivant le tableau c :

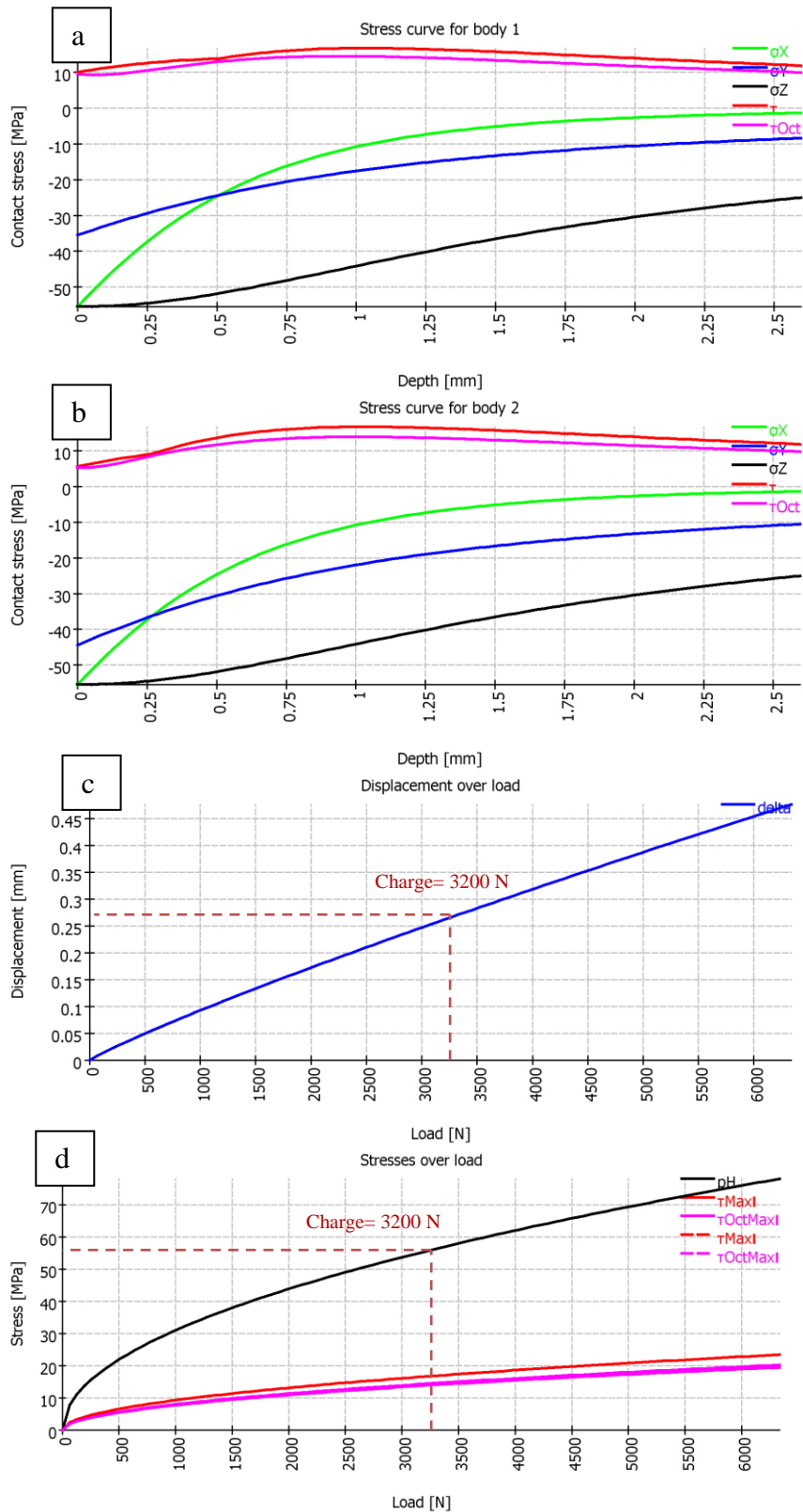
L=28 mm	L=14 mm	L=07 mm	L=3,5 mm	L=1,75 mm
$0,25 \leq x \leq 0,3$	$0,4 \leq x \leq 0,5$	$0,5 \leq x \leq 0,6$	$0,5 \leq x \leq 0,6$	$0,05 \leq x \leq 0,15$

D'après le tableau on remarque que lorsque L (longueur du cylindre) diminue le déplacement augmente d'une valeur très importante quand ($3,5 \leq L \leq 28$) [mm], mais quand $L \leq 3,5$ [mm] le déplacement diminue. car on voit que la courbe de la profondeur est croissante quand la charge $P, 0 \leq P \leq 3750$ [Mpa] et décroissante a $P \geq 3750$ [Mpa].

Grphe « d » : les courbes représente la contrainte [Mpa] en fonction de la charge [N]. La projection sur les courbes, de la pression Ph [Mpa]; la contrainte de cisaillement maximales et octaédrique τ et τ_{oct} [Mpa] pour une charge $P=3200\text{ N}$, nous donne une contrainte suivant le tableau d :

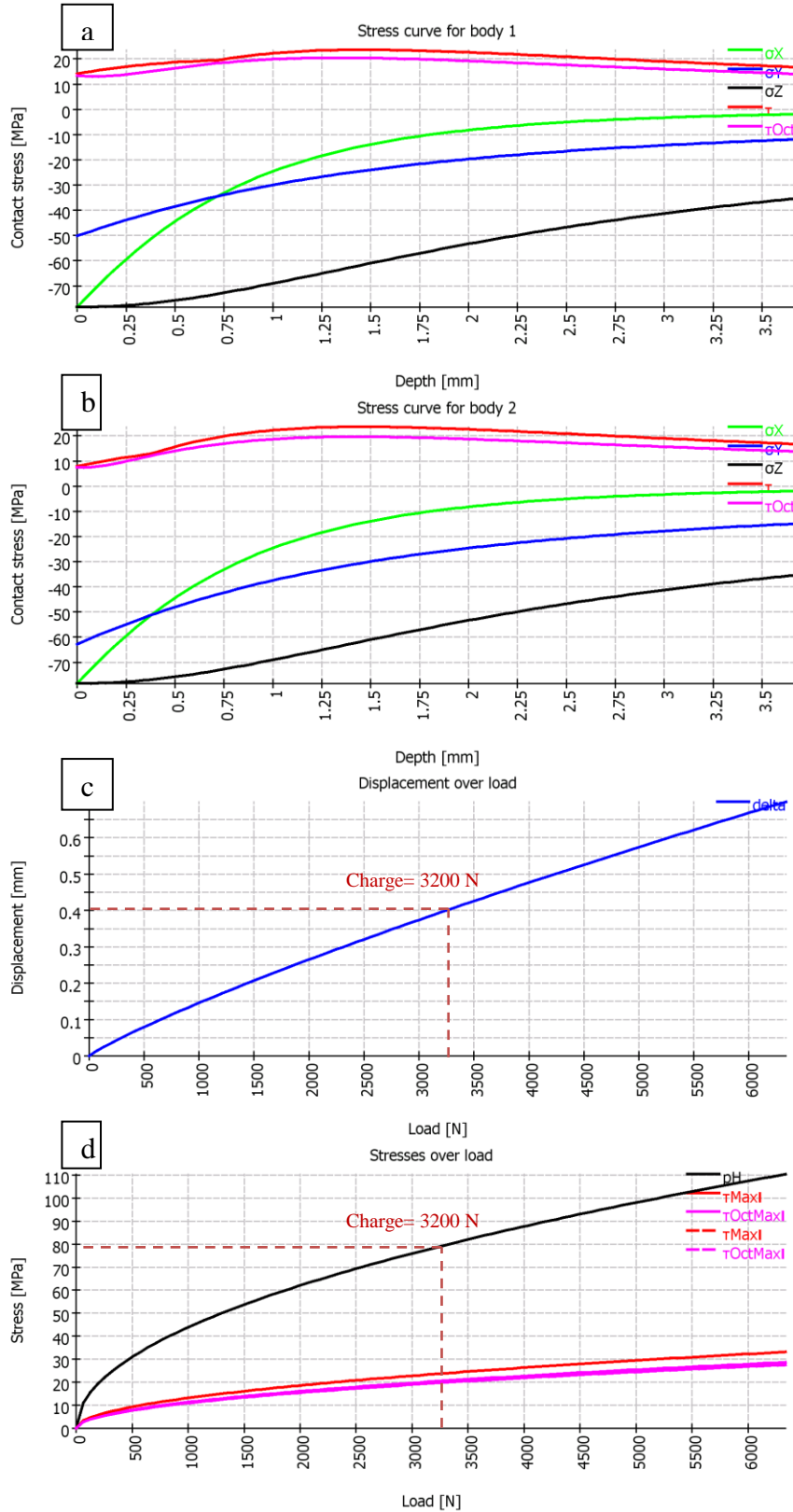
	L=28 mm	L=14 mm	L=07 mm	L=3,5 mm	L=1,75 mm
Ph	$50 \leq \delta \leq 60$	$70 \leq \delta \leq 80$	$100 \leq \delta \leq 120$	$150 \leq \delta \leq 175$	$200 \leq \delta \leq 225$
τ_{max}	$10 \leq \delta \leq 20$	$20 \leq \delta \leq 30$	$20 \leq \delta \leq 40$	$25 \leq \delta \leq 50$	$50 \leq \delta \leq 75$
$\tau_{\text{oct max}}$	$10 \leq \delta \leq 20$	$20 \leq \delta \leq 30$	$20 \leq \delta \leq 40$	$25 \leq \delta \leq 50$	$50 \leq \delta \leq 75$

D'après le tableau on remarque que lorsque L (longueur du cylindre) diminue, la contrainte de hertz augmente.



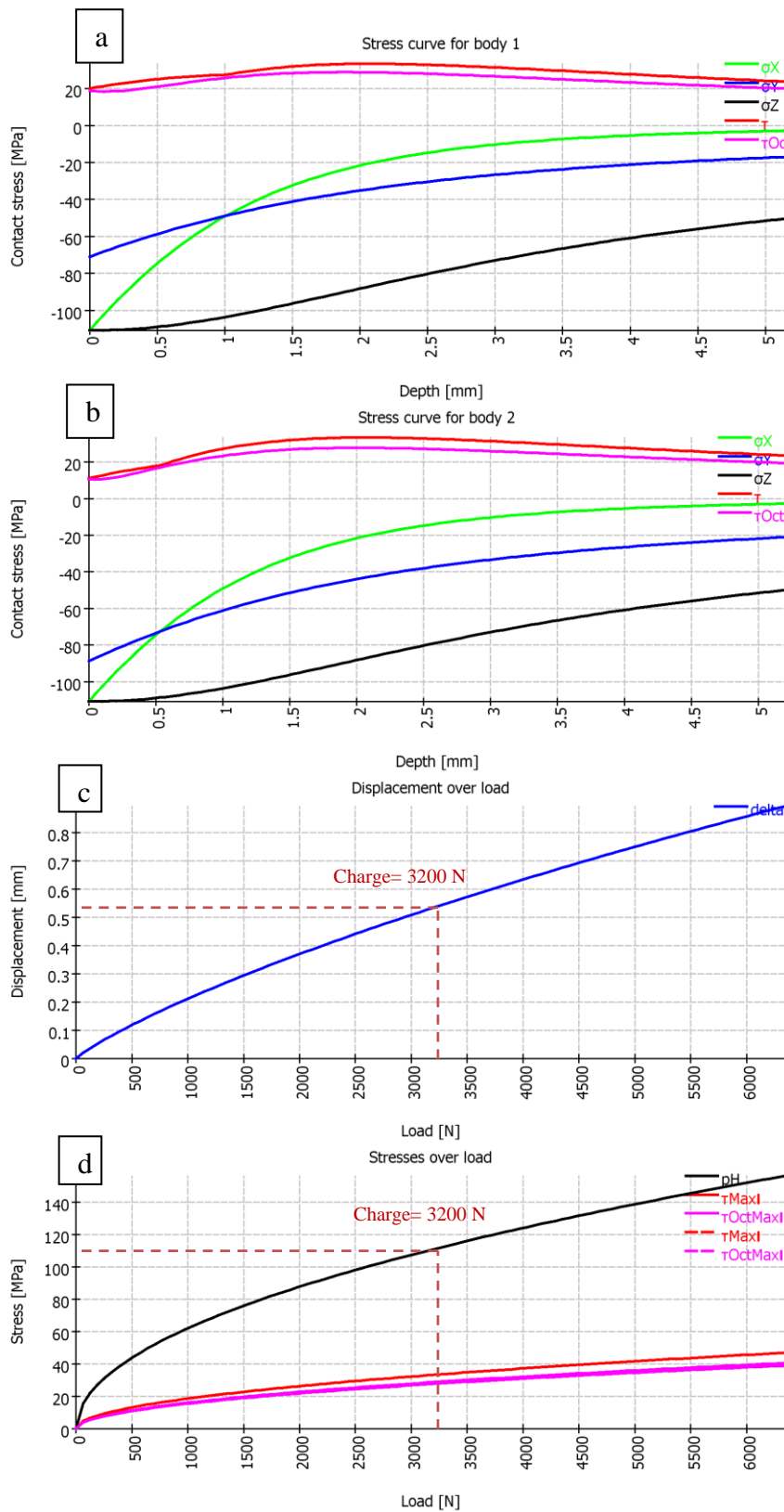
Figures.III.8 : les résultats du contact Zirconie/Polyéthylène pour L=28 mm.

- a) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur ; b) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur
- d) le déplacement en f^{ct} de la charge ; e) la contrainte en f^{ct} de la charge



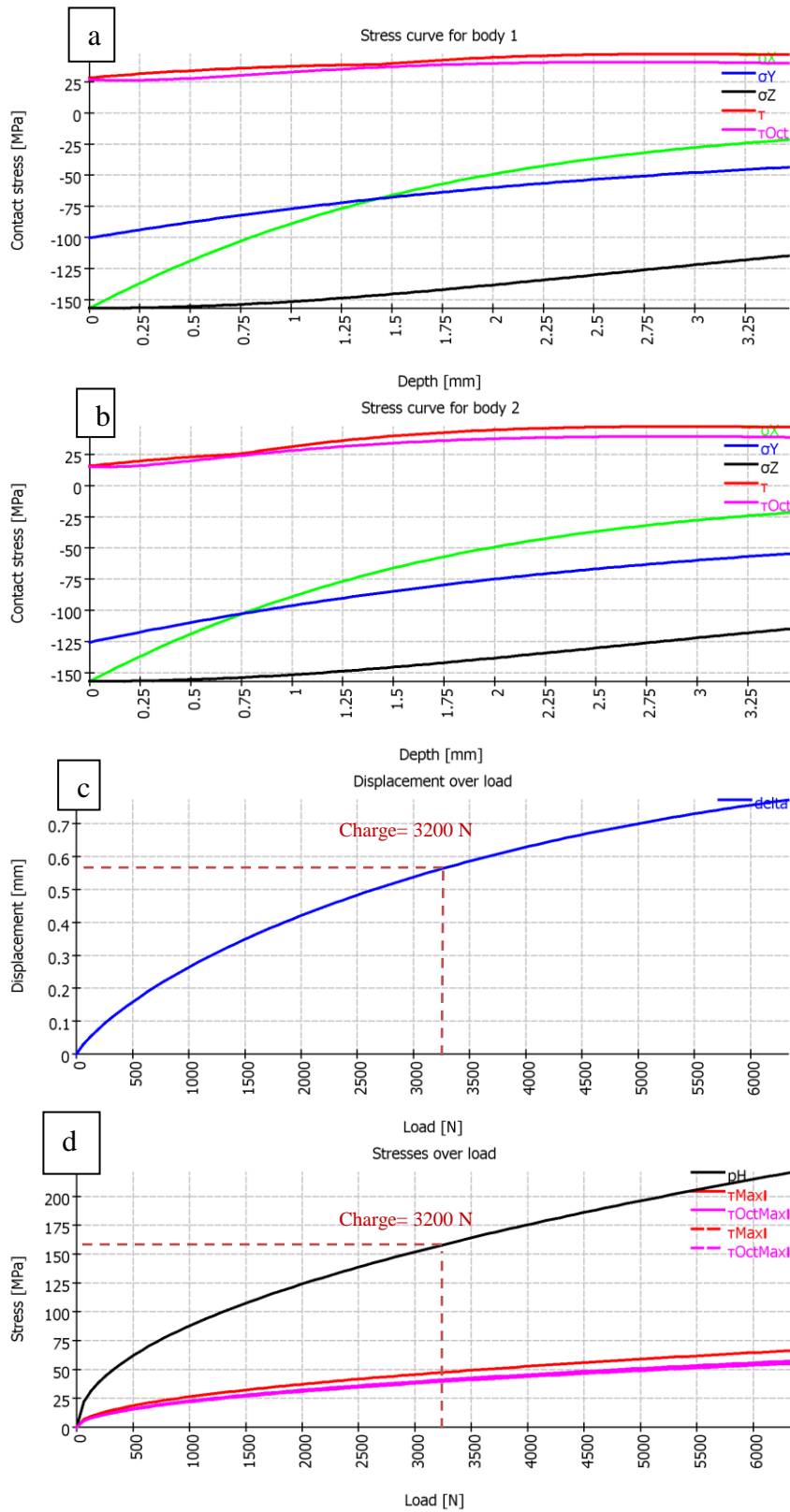
Figures.III.9. : les résultats du contact Zircone/Polyéthylène pour L=14 mm.

- a) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur ; b) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur
- d) le déplacement en f^{ct} de la charge ; e) la contrainte en f^{ct} de la charge



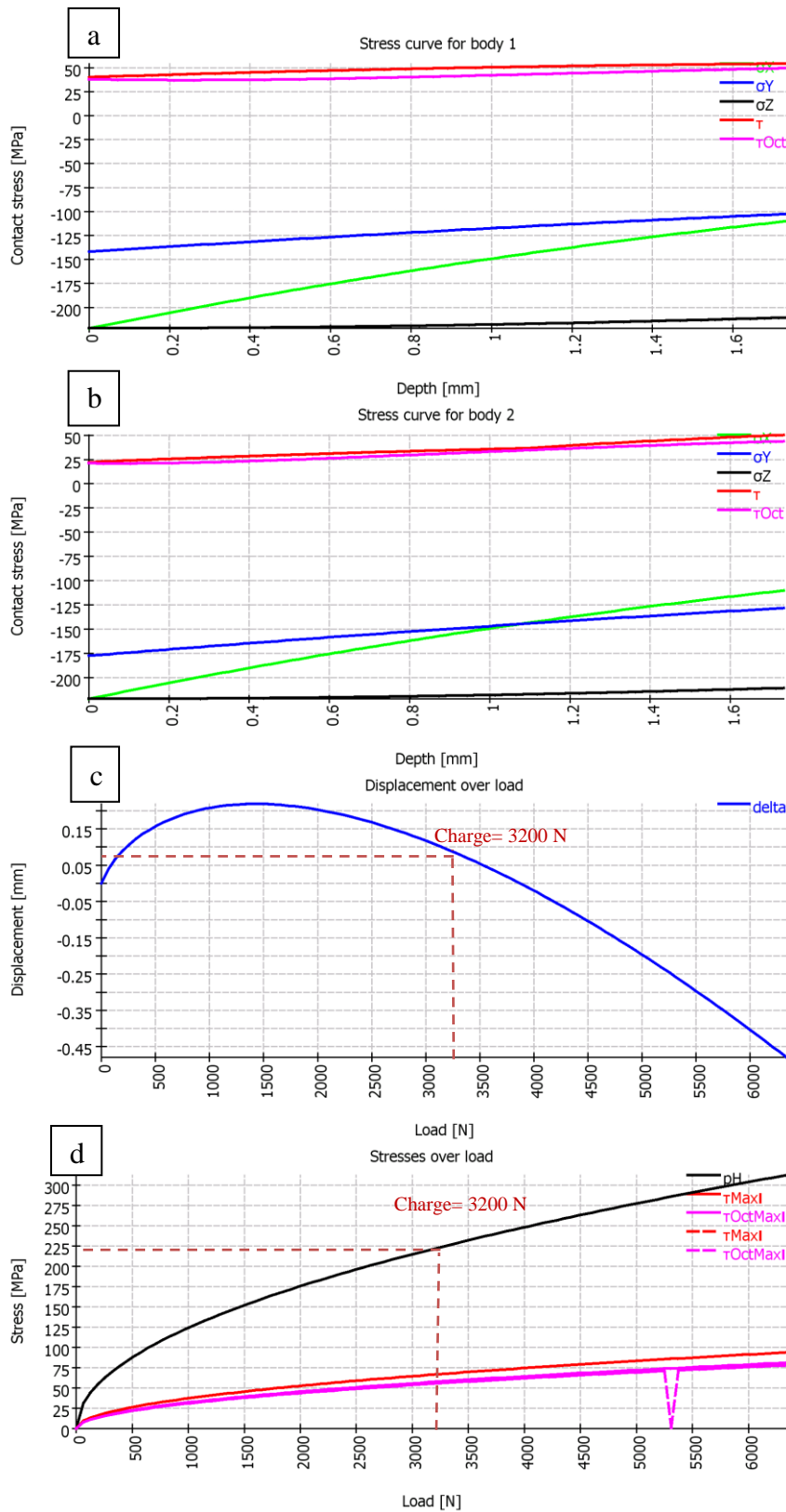
Figures.III.10 : les résultats du contact Zirconium/Polyéthylène pour $L=7$ mm.

- a) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur ; b) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur
- d) le déplacement en f^{ct} de la charge ; e) la contrainte en f^{ct} de la charge



Figures.III.11 : les résultats du contact Zircone/Polyéthylène pour $L=3,5$ mm.

- a) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur ; b) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur
- d) le déplacement en f^{ct} de la charge ; e) la contrainte en f^{ct} de la charge



Figures.III.12 : les résultats du contact Zirconie/Polyéthylène pour $L=1,75$ mm.

- Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur ; b) Contrainte de contact en f^{ct} de la profondeur
- d) le déplacement en f^{ct} de la charge ; e) la contrainte en f^{ct} de la charge

III.4. Interprétation et comparaison des résultats

D'après les tableaux a et b, on remarque que :

- ✓ La demi-largeur maximale du contact $[a=d/2]$, pour les deux couples 1 et 2.
- ✓ La demi-largeur minimale du contact $[b]:/ b_{(Zir/316L)} < b_{(Zir/Poly)}$; d'où on distingue que $b_{(Zir/Poly)} = 10 b_{(Zir/316L)}$, a cause de la rigidité des couples biomatériaux.
- ✓ Approche des deux corps $[\delta]:/ \delta_{(Zir/316L)} \ll \delta_{(Zir/Poly)}$, revient aux caractéristiques physiques des biomatériaux du Polyéthylène et Acier inoxydable 316L.
- ✓ La rigidité du contact $[R]:/ R_{(Zir/316L)} \gg R_{(Zir/Poly)}$.
- ✓ La pression hertzienne $[Ph]:/ Ph_{(Zir/316L)} > Ph_{(Zir/Poly)}$, on voit que la pression du couple (Zir/Poly) est 10 fois du couple (Zir/316L).
- ✚ Pour le corps en biomatériau Zircon, qui est le cylindre dans notre contact :
- ✓ La contrainte de cisaillement maximale $\tau_{max}:/ \tau_{max(316L/Poly)} > \tau_{max(Zir/Poly)}$; d'où la valeur de $\tau_{max(Zir/316L)}$ est dix fois de la valeur de $\tau_{max(Zir/Poly)}$.
- ✓ La contrainte de cisaillement maximale octaédrique $\tau_{oct\ max}:/$
 $\tau_{oct\ max(Zir/316L)} > \tau_{oct\ max(Zir/Poly)}$; d'où la valeur de $\tau_{oct\ max(Zir/316L)}$ est dix fois de la valeur de $\tau_{oct\ max(Zir/Poly)}$.
 La profondeur de contrainte de cisaillement $z(\tau_{max}):/$
 $z(\tau_{max}(Zir/316L)) < z(\tau_{max}(Zir/Poly))$, d'où la valeur de $z(\tau_{max}(Zir/316L))$ est dix fois de la valeur de $z(\tau_{max}(Zir/Poly))$.
- ✓ La contrainte équivalente de Tresca $(\delta_e\ Tresca):/$
 $(\delta_e\ Tresca)_{(Zir/316L)} \gg (\delta_e\ Tresca)_{(Zir/Poly)}$, plus de dix fois de valeur.
- ✓ La contrainte équivalente de Tresca $(\delta_e\ Mises):/$
 $(\delta_e\ Mises)_{(Zir/316L)} \gg (\delta_e\ Mises)_{(Zir/Poly)}$, plus de dix fois de valeur.
- ✚ Pour le corps en biomatériau soit Polyéthylène ou 316L, qui est le plan dans notre contact « cylindre/plan »:
- ✓ La contrainte de cisaillement maximale $\tau_{max}:/ \tau_{max(316L)} > \tau_{max(Poly)}$; d'où la valeur de $\tau_{max(316L)}$ est dix fois de la valeur de $\tau_{max(Poly)}$.
- ✓ La contrainte de cisaillement maximale octaédrique $\tau_{oct\ max}:/$
 $\tau_{oct\ max(316L)} > \tau_{oct\ max(Poly)}$; d'où la valeur de $\tau_{oct\ max(316L)}$ est dix fois de la valeur de $\tau_{oct\ max(Poly)}$.
- ✓ La profondeur de contrainte de cisaillement $z(\tau_{max}):/$
 $z(\tau_{max}(316L)) < z(\tau_{max}(Poly))$, d'où la valeur de $z(\tau_{max}(Poly))$ est dix fois de la valeur de $z(\tau_{max}(316L))$.
- ✓ La contrainte équivalente de Tresca $(\delta_e\ Tresca):/$

$(\delta_e \text{ Tresca})_{(316L)} \gg (\delta_e \text{ Tresca})_{(\text{Poly})}$, plus de dix fois de valeur.

✓ La contrainte équivalente de Tresca ($\delta_e \text{ Mises}$):/

$(\delta_e \text{ Mises})_{(316L)} \gg (\delta_e \text{ Mises})_{(\text{Poly})}$, plus de dix fois de valeur.

❖ D'après des testes faits sur un cylindre de (D=22mm), pour le couples deux corps du couple biomatériau on remarque que :

$$\begin{aligned} \sigma_e(\text{mises}) \xrightarrow{\text{pour } D=22\text{mm}} > \sigma_e(\text{mises}) \xrightarrow{\text{pour } D=28\text{mm}} \\ "P" \xrightarrow{\text{pour } D=22\text{mm}} > "P" \xrightarrow{\text{pour } D=28\text{mm}} \end{aligned}$$

❖ Et d'après le graphe du déplacement en fonction de la force, pour la même force (F=3200N) et longueur du cylindre on remarque que :

$$"depl" \xrightarrow{\text{pour } D=22\text{mm}} > "depl" \xrightarrow{\text{pour } D=28\text{mm}}$$

Conclusion :

Les résultats trouver par notre approche théorique de notre modèle « tête-cupule », nous amènent à conclure que le 1^{er} cas, Couple « Zircone/316L » :

✚ la contrainte de Von mises : comme montre le (Tab III.2), est beaucoup élevée que la limite élastique R_e , pour le corps en Zircone (cylindre), ainsi pour le corps en 316L (plan) ; d'où en conclus que notre modelé « couple (Zircone/316L) », passe du domaine élastique au domaine plastique, qui amène a l'endommagement avec le temps.

$$[\sigma_e(\text{rotule}) (\text{mises}) > R_e \text{ Zircone} \geq 138-240 \text{ N/mm}^2]. \text{ (Sciences des matériaux).}$$

$$[\sigma_e(\text{cupule}) (\text{mises}) > R_e \text{ 316L} \geq 240-400 \text{ N/mm}^2]. \text{ (Sciences des matériaux).}$$

Ainsi la pression entre les deux corps a de grande valeur pour l'ensemble tête-cupule varie entre : $541,875 \leq Ph \leq 21,68 \text{ e}+02 \text{ (Mpa)}$; pour $(1,75 \leq L \leq 28) \text{ mm}$.

Mais par contre pour le deuxième cas, couple « Zircone/polyéthylène »

✚ la contrainte de Von mises : comme montre le (Tab III.2), est dix fois moins que dans le couple « Zircone/316L », pour les deux corps

$$[\sigma_e(\text{rotule}) (\text{mises}) < R_e \text{ Zircone} \geq 138-240 \text{ N/mm}^2]. \text{ (Sciences des matériaux)}$$

$[\sigma_e(\text{cupule}) (\text{mises}) > R_e \text{ polyéthylène} \geq 20-30 \text{ N/mm}^2]. \text{ (Sciences des Matériaux)}$, d'après le Tableau III.2a ; la qualité du polyéthylène est du souple au Rigide « viscoélastique ».

On conclut que le contact entre le corps Zircone et polyéthylène, nous donnent des contraintes et une pression de dix fois moins que l'autre modèle Zircone-316L, avec la même force et même dimensions, ce qui le cas dans notre domaine de recherche biomécanique, précisément dans le domaine d'étude du contact des prothèses, qui exige des biomatériaux biocompatible qui vie long temps avec des contraintes faibles et une pression de contact non dommageable pour le mécanisme humain.

Chapitre IV

BIOMECHANIQUE

DE LA HANCHE

ET LES P.T.H

Cette partie d'introduction a pour but de présenter les bases des trois grands thèmes abordés dans cette étude : la biomécanique de la hanche, les prothèses totales de hanche, et enfin les couples biomatériaux utilisées en implantation orthopédique. Dans cette première partie, nous présentons l'articulation de la hanche ainsi que la biomécanique associée. Ensuite, nous rappelons les résultats essentiels concernant l'estimation des forces agissant au niveau de cette articulation, ainsi que les paramètres les plus influents. Enfin, nous introduisons les phénomènes de déformations au niveau de la prothèse de hanche, et nous calculons les contraintes d'impact et la pression au niveau de la zone du contact.

IV. Biomécanique de la hanche

IV.1. Anatomie de la hanche

IV.1.1 Environnement osseux

L'articulation de la hanche, ou coxo-fémorale, est une énarthrose du type rotule. Elle est formée par la tête fémorale, qui vient s'emboîter dans la cavité sphérique de l'acetabulum (Fig. IV.1). Du cartilage, plus épais au centre qu'à la périphérie, recouvre entièrement la surface de la tête fémorale, à l'exception de la zone sur laquelle est attaché le ligament fémoral (Gray 1918).

IV.1.2. Environnement ligamentaire

L'articulation est maintenue en place grâce notamment à l'action de puissants ligaments (Fig. IV.2) : le ligament ilio-fémoral, le ligament pubo-fémoral, le ligament ischio-fémoral et le ligament de la tête fémorale. Ce dernier est une bande plate, triangulaire, reliant le fond de l'acetabulum à la tête fémorale, sa résistance est fortement variable d'un sujet à l'autre. Il est tendu quand la cuisse est semi-fléchie et la jambe en adduction (ramenée vers l'axe du corps) ou en mouvement de rotation externe, il est au contraire relâché quand la jambe est en abduction (écartée par rapport à l'axe du corps). Néanmoins, son rôle en tant que ligament est relativement limité (Gray 1918).

IV.1.3 Environnement musculaire

Les principaux groupes de muscles contribuant directement à la stabilité et à la mobilité de cette articulation sont répartis tout autour de celle-ci (Fig. IV.3) :

- au niveau antérieur : le grand psoas, l'iliaque et le pectiné,

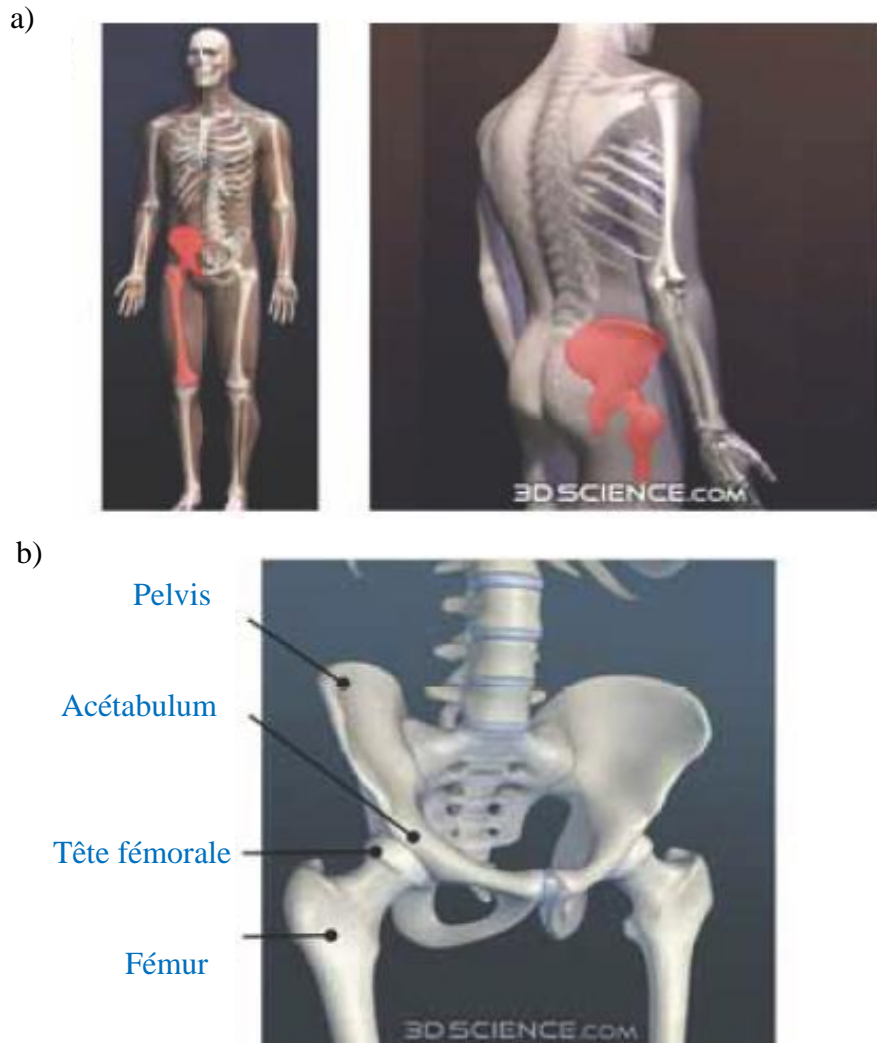


Figure VI.1 : L'articulation de la hanche. a) Localisation dans le corps humain, vue antérieure et de trois quarts postérieure. b) Os constituant l'articulation (www.3DScience.com).

- au niveau postérieur : le piriforme, les jumeaux, l'obturateur interne, l'obturateur externe, les quadriceps et, plus superficiellement, le grand fessier,
- au niveau latéral : le petit fessier et, plus superficiellement, le moyen fessier,
- au niveau médial : l'obturateur externe et le pectiné.

IV.1.4. Mouvements et modélisation mécanique

Cette articulation peut être représentée d'un point de vue mécanique par une liaison rotule, avec trois degrés de liberté qui sont les trois degrés de rotation (adduction/abduction, flexion/extension et rotation interne/externe). Chez l'homme, ces mouvements peuvent être très amples. La longueur du col du fémur et son inclinaison par rapport à l'axe du fémur ont pour effet de convertir ces mouvements angulaires en mouvements de rotation de la tête du fémur dans l'acetabulum. Quand la cuisse est en flexion ou en extension, la tête du fémur roule dans la cupule avec peu de glissement, en fonction de l'inclinaison médiale du col. L'inclinaison antérieure du col affecte quant à elle les mouvements d'adduction et

d'abduction. La rotation interne/externe de la cuisse, permise par l'inclinaison du col dans le plan frontal, n'est pas une simple rotation de la tête du fémur dans l'acétabulum, puisqu'elle est accompagnée par du Glissement (Gray 1918).

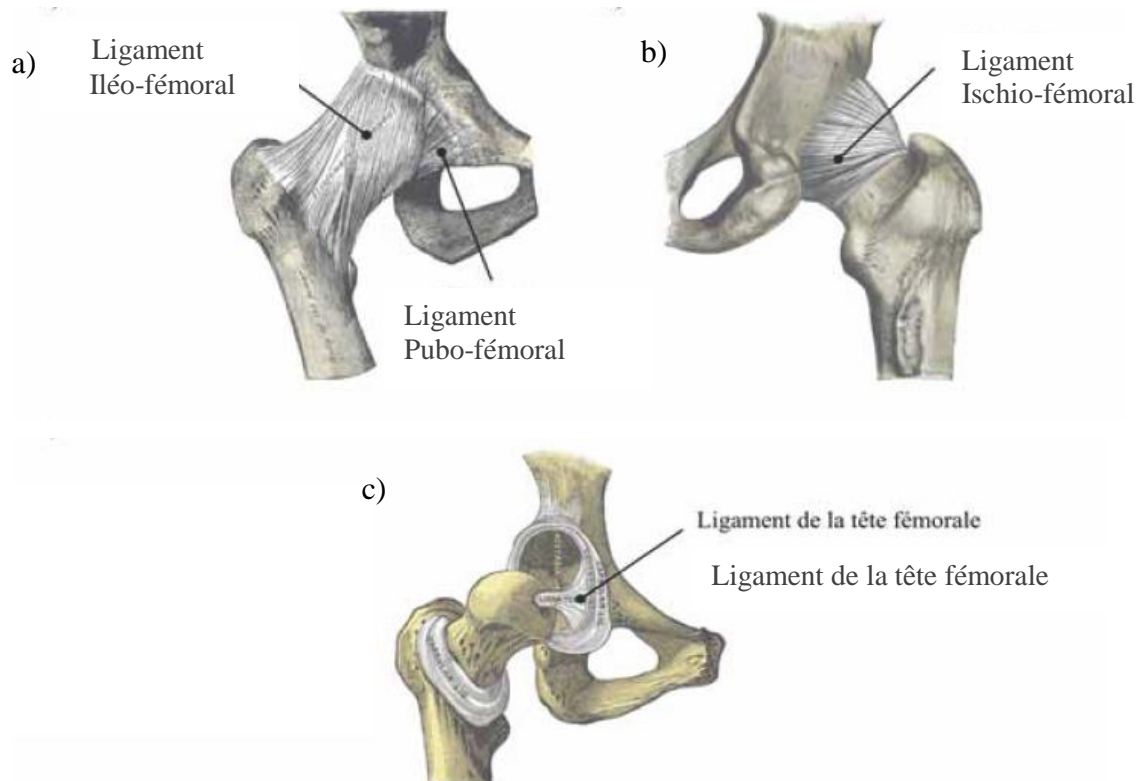


Figure VI.2 : Environnement ligamentaire de la hanche droite (Gray 1918).
a) Vue antérieure. b) Vue postérieure. c) Vue éclatée de la hanche droite.

L'agencement de l'articulation est tel qu'il permet d'obtenir une stabilité et une limitation des mouvements garantissant sa sécurité. L'assemblage de la tête avec l'acetabulum est conforme afin de former une surface de contact légèrement supérieure à celle d'une demi-sphère.

Le ligament ilio-fémoral est le plus résistant du corps et est tendu dès lors que les axes du tronc et du fémur ne sont plus confondus. Ce ligament est donc un des principaux responsables du maintien de la position debout sans fatigue musculaire excessive. La sécurité de la hanche est également assurée par le ligament de la tête fémorale, mais l'utilité de ce dernier sur le fonctionnement mécanique de l'articulation est loin d'être démontrée.

IV.2. Forces et contraintes développées dans l'articulation de la hanche

IV.2.1 Etude de la marche

De nombreuses études ont été menées dans le but d'estimer les forces et contraintes résultantes dans les articulations lors de la marche. La longueur du pas semble dépendre de l'âge et de la taille du sujet, ainsi que de l'amplitude du mouvement de flexion/extension.

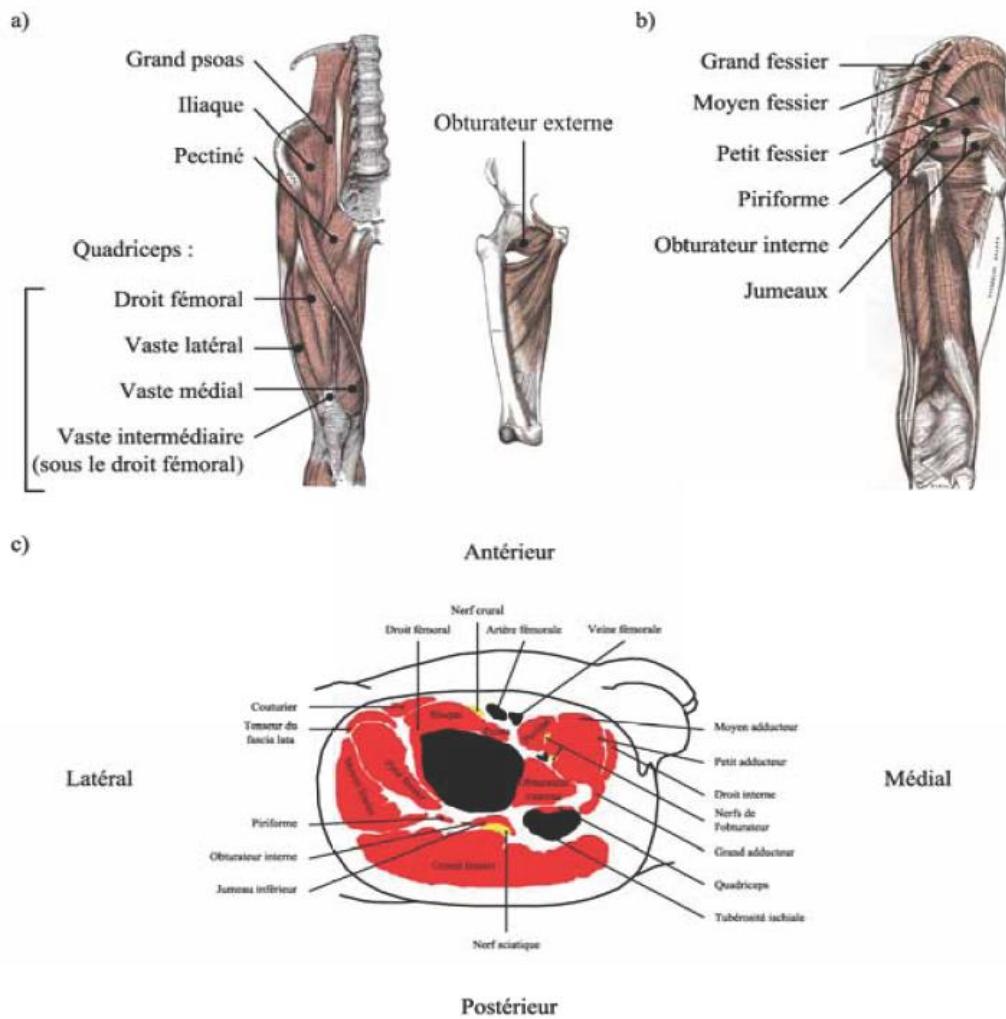


Figure VI.3 : Muscles assurant la stabilité et la mobilité de la hanche (Gray 1918).
 a) Muscles antérieurs superficiels et profonds. b) Muscles postérieurs.
 c) Vue anatomique en coupe de la hanche droite.

Mais, même si les variations inter-individus sont très élevées, la fréquence naturelle de la marche semble être d'environ 0,9 Hz (Dujardin et al. 1997).

Les forces résultantes dans les articulations peuvent être déterminées en utilisant la méthode de la dynamique inverse, qui combine l'utilisation de plate-forme de force et d'un système d'acquisition de mouvements. Les signaux obtenus sont généralement filtrés afin de s'affranchir des vibrations ambiantes et des micromouvements des capteurs sur la peau. Le but est de ne conserver que les signaux de basses fréquences, caractéristiques du mouvement à étudier. De plus, le calcul des forces musculaires est indéterminé du fait de la redondance des muscles. Il existe alors deux approches : la méthode de réduction, qui consiste à regrouper plusieurs muscles dans des unités fonctionnelles, ou une méthode d'optimisation, qui modélise certains paramètres physiologiques. Les différentes études utilisant cette méthode

proposent des résultats qui concordent pour décrire la courbe de force à double maximum caractéristique de la marche (Duda et al. 1997, Glitsch et al. 1997, Hurwitz et al. 2003, Komistek et al. 1998, Stansfield et al. 2002). Le premier maximum de force a lieu au bout de 20 % du cycle de marche et le second au bout de 80 % (Fig. IV.4.a), le début du cycle étant déterminé par la pose du talon sur le sol et la fin par le décollement des orteils lors de la phase de poussée. Les maxima de la force résultante calculés pour la marche par la méthode de la dynamique inverse sont de l'ordre de 180 à 400 % du Poids du corps (%P) (Hurwitz et al. 2003, Komistek et al. 1998, Stansfield et al. 2003).

Dans une hanche saine, quand les surfaces de contact sont conformes et normalement lubrifiées, le coefficient de frottement est de l'ordre de 0,001. Ceci permet lors des modélisations de négliger la contrainte tangentielle de frottement devant la contrainte normale (Ipavec et al. 1999). Le maximum de contraintes varie peu avec la direction de la force résultante exercée par les muscles de la hanche (Ipavec et al. 1999). Lors de la marche, les contraintes sont maximales au niveau de la partie supérieure de l'acetabulum, principalement du côté médial, ce qui correspond aux régions dégénérées de l'acetabulum observées sur cadavres.

Une étude de la position statique sur une jambe a également mis en avant cette zone supérieure comme étant la plus contrainte (Mavcic et al. 2002). Cette position a été choisie pour sa similitude avec la position à mi-cycle de la jambe lors de la marche lente caractérisant les patients. La distribution de la pression de contact et la valeur du pic jouent un rôle déterminant dans la dégénération du cartilage et dans l'usure des implants, usure générant des débris qui peuvent ensuite, à plus ou moins long terme, entraîner des réactions inflammatoires ou une ostéolyse conduisant au descellement de la prothèse (Genda et al. 2001).

IV.2.2. Etude de la course

Cette activité a été étudiée par application de la méthode de la dynamique inverse et optimisation d'un modèle 3D simulant l'action de 47 muscles de la jambe (Glitsch et al. 1997). La principale différence avec la marche, outre bien sûr la valeur du maximum de force, est la présence d'un seul pic majeur, au bout d'environ 40 % du cycle, au lieu des deux pics présents lors de la marche. Pour une vitesse de course de 5 m/s, la valeur du maximum de force simulée varie entre 500 et 2 000 %P (Fig. IV.4.b) selon le type d'optimisation, soit au maximum environ cinq fois plus que lors de la marche.

IV.2.3 Etude des montées et descentes d'escaliers

La cinématique et la biomécanique des montées ou descentes d'escaliers varient de façon considérable par rapport à la marche (Riener et al. 2002) : la phase d'appui (entre 59,6 et 63,7 % de la durée du cycle) diminue avec l'augmentation de la pente durant la descente et augmente légèrement durant la montée. De plus, la durée du cycle est plus longue pendant la montée (1,4 s) que pendant la descente (1,2 s). Mais surtout, la force de réaction est plus importante durant la descente que durant la montée, l'influence de la pente restant relativement faible

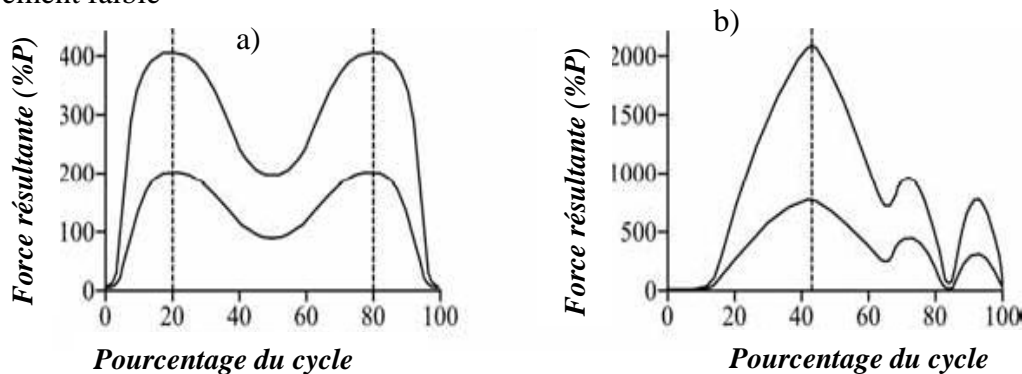


Figure VI.4 : Allure des intervalles de valeurs de la force résultante (% du Poids du corps) agissant sur l'articulation de la hanche au cours d'un cycle. a) Lors de la marche. b) Lors de la course (Glitsch et al. 1997).

En ce qui concerne la composante verticale de cette force, l'influence de la pente est visible : l'augmentation de cette composante selon l'inclinaison peut être d'environ 15 %. Ceci peut être expliqué par la variation de puissance développée dans les articulations, celle-ci étant reliée à la quantité d'énergie potentielle devant être produite (montée) ou absorbée (descente) par les muscles (Riener et al. 2002).

L'allure de la courbe représentant l'évolution de la force agissant sur la hanche au cours d'un cycle est très voisine de celle de la marche. Uniquement les valeurs des maxima de force diffèrent, ces derniers étant plus élevés lors de la montée et descente d'escaliers que lors de la marche (Riener et al. 2002). Le maximum de force lors de la montée d'escaliers est d'environ 300 à 600 %P (Costigan et al. 2002), et il est légèrement plus élevé en ce qui concerne la descente. En effet, pendant la descente, l'énergie potentielle doit être dissipée par les muscles et pour ce faire, elle est transformée en énergie cinétique durant la phase de balancement de la jambe. Ensuite, presque toute l'énergie cinétique accumulée doit être absorbée par le contact du pied avec le sol (Riener et al. 2002). Différentes valeurs des maxima de force concernant la marche et les descentes et montées d'escaliers ont été regroupées (Stansfield et al. 2002), montrant la grande variabilité inter-sujet et l'incertitude des mesures. Néanmoins, il semble acquis que le maximum de force le plus élevé soit engendré lors de la descente d'escaliers.

IV.2.4. Facteurs influençant la valeur du maximum de force

Quelle que soit la tâche considérée, la vitesse d'exécution est reconnue comme étant un paramètre important (Komistek et al. 1998, Glitsch et al. 1997, Pedersen et al. 1997), (Stansfield et al. 2002). Ainsi, lors de la marche, le maximum de force peut passer de 200 %P, pour une vitesse faible, à 400 %P pour une vitesse élevée (Stansfield et al. 2003).

La contraction musculaire est aussi à prendre en compte, puisqu'une grande partie de la force résultante agissant sur l'articulation est engendrée par les muscles responsables de son mouvement (Duda et al. 1997, Genda et al. 2001, Hurwitz et al. 2003). De plus, les muscles jouent un rôle prépondérant en répartissant les contraintes au niveau du fémur (Genda et al. 2001). Ainsi, pour chaque augmentation de 10 % de l'activité des muscles antagonistes, le maximum de force augmente de 20 %P (Hurwitz et al. 2003).

Différents paramètres anatomiques influencent la valeur des contraintes exercées sur les surfaces portantes de l'articulation. Ainsi, la surface de contact a été corrélée avec la couverture de la tête par l'acetabulum, caractérisée par l'angle de Wiberg (θ_{CE}). Cet angle est défini comme étant l'angle entre la verticale et la ligne passant par le bord de l'acetabulum et par le centre de la tête fémorale (Fig. IV.5). De même, l'orientation (θ_R) de la force de contact résultante (R) a été corrélée avec le rapport tête-trochanter (e/d) et la ligne d'action des muscles abducteurs (Genda et al. 2001). Ainsi, plus θ_{CE} est faible, plus la surface de contact est faible et plus le point de maximum de contraintes se déplace vers le bord latéral de l'acetabulum, ces deux phénomènes entraînant une forte augmentation des contraintes. En parallèle, plus θ_R est faible et plus le maximum des contraintes surfaciques se déplace, encore une fois, vers le bord latéral de l'acetabulum. Ainsi, plus la somme arithmétique $\theta_{CE} + \theta_R$ est faible (Fig. IV.5.b) et plus les contraintes sont importantes et localisées au niveau du bord latéral de l'acetabulum (Genda et al. 2001, Ipavec et al. 1999, Mavcic et al. 2002). De plus, le maximum de contraintes varie selon le sexe des sujets, à cause d'une différence du rayon de la tête et du rapport tête-trochanter, les femmes ayant un pelvis plus large.

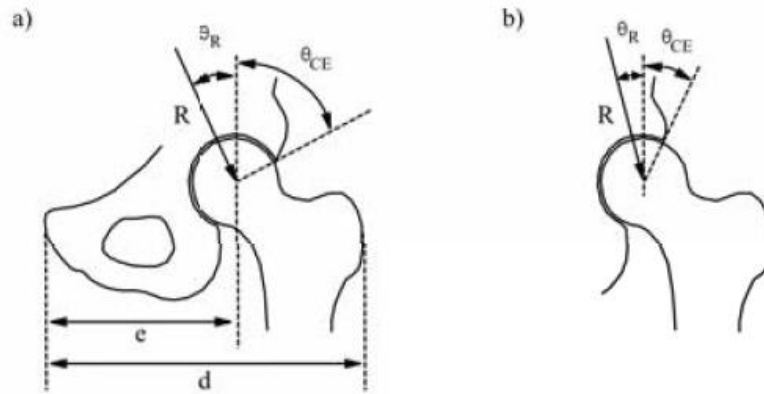


Figure VI.5 : Paramètres anatomiques influençant la valeur des contraintes exercées sur la tête fémorale. a) Cas d'un angle de Wiberg (θ_{CE}) important. b) Cas d'un angle de Wiberg (θ_{CE}) faible (Ipavec et al. 1999).

L'âge des sujets étudiés est aussi un facteur pouvant influencer les valeurs des forces mesurées (Stansfield et al. 2002), des sujets plus jeunes développant généralement des forces supérieures. Ainsi, les forces mesurées chez de jeunes sujets peuvent être 50 % plus élevées lors de la marche et 300 % plus élevées lors de la course (Glitsch et al. 1997), ceci pouvant aussi être dû au fait que les jeunes sujets effectuent les mêmes tâches à des vitesses jusqu'à 2,5 fois plus élevées.

IV.3. Mécanismes d'absorption des chocs

Des ondes de chocs sont générées lors de toute activité, telles la marche, la course et les montées et descentes d'escaliers. La génération, la propagation et l'atténuation de ces ondes sont des processus physiologiques normaux qui accompagnent tous ces mouvements. Contrairement aux maxima de force précédemment cités, ces ondes de chocs sont représentées par des signaux de plus hautes fréquences. Par exemple, des modélisations à l'aide d'un système masse oscillante-amortisseur-ressort ont montré que les forces de réaction verticales lors de la course ont un pic d'impact durant les premières 50 ms du contact (Liu et al. 2000). Il a été démontré que les muscles agissent pour diminuer les contraintes de flexion des os et pour atténuer les pics de forces susceptibles d'endommager les tissus (Nigg et al. 1999, Voloshin et al. 1998). Il est possible d'atténuer la vitesse verticale d'impact d'environ 60 % et l'énergie cinétique verticale de près de 90 % grâce à une contraction excentrique au niveau de la hanche et du genou (Robinovitch et al. 2000). De plus, des modélisations de chutes verticales (Pain et al. 2004) ont montré que les forces agissant au niveau des articulations sont inférieures de 50 % pour le modèle prenant en compte les masses molles par rapport au modèle rigide, indiquant l'importance des masses oscillantes pour l'atténuation des impacts, ceci étant aussi valable pour la course (Liu et al. 2000). Néanmoins, le processus

d'atténuation des ondes de chocs peut aussi être influencé par plusieurs paramètres, dont le mode de locomotion, l'état de fatigue et le type de chaussures, etc. (Liu et al. 2000).

Des modélisations mécaniques prédisent des forces dans la hanche de l'ordre de 200 %P, tandis que les mesures *in vivo* sont encore plus importantes. Il existe deux mécanismes pour limiter ces forces : il y a une corrélation entre la masse osseuse et le poids du corps au niveau des extrémités porteuses chez les humains. Augmenter le poids du corps augmente les forces de réactions pour les mêmes conditions cinétiques de déambulation. L'augmentation de la densité osseuse permettrait d'augmenter la section sur laquelle les forces peuvent être redistribuées. Le second mécanisme concerne les paramètres du mouvement adoptés pour atténuer les chocs et minimiser les forces musculaires, un de ces paramètres serait la fréquence des pas (Ratcliffe et al. 1997).

Ratcliffe et al. (Ratcliffe et al. 1997) ont modélisé la marche humaine à l'aide d'un système hybride pendulaire masse-ressort et ont montré que la résonance de ce système prédit à 1 % près la fréquence naturelle de marche d'un adulte ou d'un enfant.

Dans tous les cas, le choc au niveau de la tête reste faible, allant de 8 % de la valeur du choc à la cheville à la fréquence naturelle prédite, jusqu'à 15 % à la fréquence la plus basse, et ne dépassant pas 12 % aux hautes fréquences. Ceci prouve que la minimisation du choc à la tête est une contrainte importante du cycle de marche, et ceci quelles que soient la fréquence de marche ou la longueur des pas (Ratcliffe et al. 1997). Le maximum d'accélération à la cheville a lieu moins de 100 ms après contact du talon avec le sol (Ratcliffe et al. 1997, Spagele et al. 1999).

Le travail de thèse de Benoit Jobard (Jobard 2003), a permis de mesurer les pics de forces dus aux impacts lors de diverses activités, dont la marche et les montées et descentes d'escaliers.

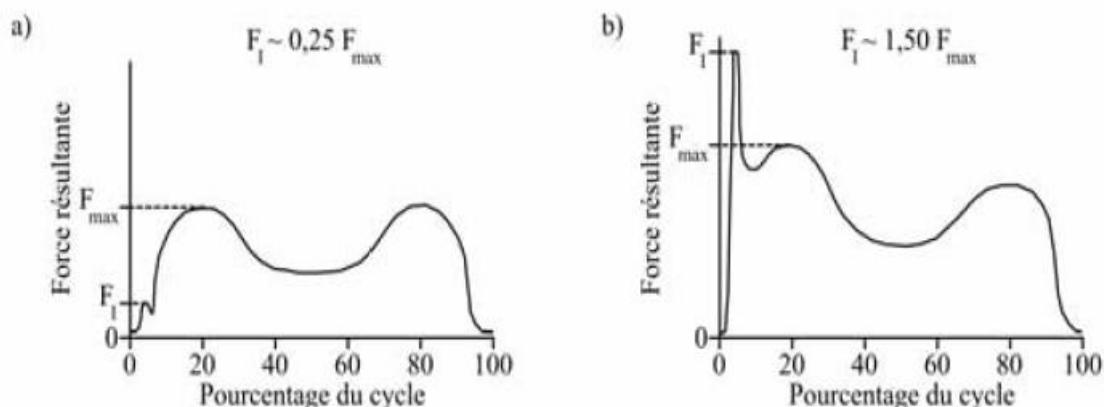


Figure VI.6 : Pics de force FI au niveau de la hanche.
a) Lors de la marche. b) Lors de la descente d'escaliers (Jobard 2003).

IV.4. Effets de la fatigue musculaire

Les muscles jouent un rôle dans l'atténuation des ondes de chocs transmises au corps humain. Ainsi, la fatigue musculaire réduit la capacité qu'a le système musculo-squelettique à atténuer et à dissiper ces ondes, ce qui soumet les cartilages et les ligaments à des charges dynamiques excessives. En effet, des études par accéléromètre ont montré une augmentation significative des forces résultantes avec la fatigue (Voloshin et al. 1998). Des accéléromètres, placés au niveau de la tubérosité tibiale (protubérance située sous le plateau tibial, du côté antérieur) et du sacrum, ont été utilisés pour mesurer les accélérations au niveau du tibia et du sacrum au cours d'une course sur tapis roulant de 30 minutes en condition anaérobie.

L'augmentation de l'accélération mesurée au cours de ce test de fatigue prouve l'incapacité du système fatigué à atténuer les ondes de chocs, apparaît à des moments différents selon l'endroit du corps où elle est constatée. Dans la partie supérieure du corps, la capacité d'atténuation est préservée plus longtemps.

IV.5. Calculs des forces articulaires associées à diverses activités

La table ci-dessous (Tab. IV.1) présente les forces maximales enregistrées ou calculées lors d'études menées sur des sujets implantés, ainsi que les forces d'impact en découlant (Fig. IV.6). Il est clair que ces forces varient en fonction des tâches considérées mais aussi de la vitesse d'exécution de ces dernières (Fig. IV.7).

Table IV.1 : Forces maximales et forces d'impact au niveau de la hanche (%P).

<i>Tâche</i>	<i>Marche</i>				<i>Descentes d'escaliers</i>			
<i>Vitesse (m/s)</i>	0,76	1,24	1,73	1,94	0,76	1,24	1,73	1,94
(Bergmann et al. 1993)	280	445	550					
(Bergmann et al. 1995)	304	381		493	304	352	393	446
(Bergmann et al. 2001 - 1)	242	238	250			260		
(Duda et al. 1997)	270							
(Heller et al. 2001)		270						
(Stansfield et al. 2002)		441				424		
d'après les citations de l'article ci-dessus		320				420		
(Stansfield et al. 2003)	200		400					
<i>F_{max} moyenne (%P)</i>	260	350	400	493	304	364	393	446
<i>F_I (%P)</i>	65	88	100	123	456	546	590	669

Ainsi, les forces d'impact peuvent s'élever à presque sept fois le poids du corps lors de la descente d'escaliers à vitesse rapide. Pour un patient pesant 75 kg, cela correspond à une force d'environ 5,2 kN. Les forces agissant au niveau de la hanche peuvent donc être ponctuellement bien supérieures aux forces usuellement considérées, en particulier au moment du contact du talon avec le sol lors de la descente d'escaliers.

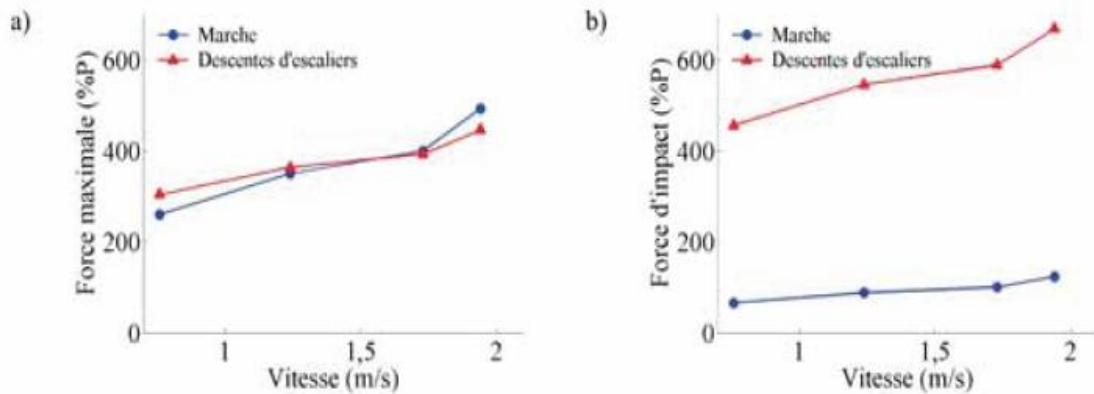


Figure VI.7 : Force au niveau de la hanche (%P) en fonction du type d'activité et de la vitesse d'exécution. a) Force maximale. b) Force d'impact.

Dans la deuxième partie du chapitre, nous introduisons les prothèses totales de hanche, leur design ainsi que les biomatériaux les plus utilisés. Ensuite, nous présentons les valeurs typiques des forces générées dans ce type de prothèses, ainsi que les paramètres pouvant influencer sur ces forces. Enfin, nous introduisons le phénomène de dé coaptation, dont les effets sur l'usure et les ruptures éventuelles de prothèses.

IV.6.Historique et chiffres clefs

L'âge ou l'arthrite peuvent être la cause de dégénération cartilagineuses ou osseuses, provoquant des douleurs aiguës au niveau des articulations et, à plus ou moins long terme, une perte des fonctions motrices. Ces problèmes ont toujours existé mais il faut attendre 1925 pour que le Docteur Smith-Petersen, un chirurgien de Boston, façonne un hémisphère en verre et l'ajuste sur la tête fémorale d'un patient. Le verre est un matériau trop fragile pour ce type d'utilisation donc d'autres matériaux ont été expérimentés : plastiques, métaux inoxydables, et finalement un alliage de cobalt-chrome (Co Cr), qui donne des résultats encourageants. Jusque dans les années 1940, cette technique de resurfaçage de la tête fémorale est la meilleure solution. Néanmoins, elle n'est pas sans faille et de nombreux patients continuent à avoir des douleurs et à être limités dans leurs mouvements. Au cours des années 1940, deux chirurgiens français, les frères Judet, commencent à remplacer la tête toute entière par une sphère en méthacrylate de méthyle, un procédé appelé héli-arthroplastie. La tête artificielle est connectée au fémur par l'intermédiaire d'un col en métal mais l'assemblage n'est pas parfait et les patients souffrent de douleurs lorsque l'assemblage se désolidarise, ce qui arrive fréquemment.

Aucune des deux techniques précédentes n'apporte de modifications à l'acetabulum. Il faut attendre 1958 pour qu'un chirurgien anglais, Sir John Charnley (1911-1982), remplace un acetabulum arthritique par un implant en téflon. Cet essai est un échec mais il tente à nouveau l'expérience, avec succès, en utilisant un implant en polyéthylène. La tête de diamètre 22,2

mm est quant à elle en acier. Ce couple de matériaux permet de réduire les contraintes de frottement générées au niveau des surfaces de contact (Hall et al. 1997). A partir de 1968, Sir John Charnley réalise avec succès de nombreuses implantations de ce que l'on nomme dorénavant des Prothèses Totales de Hanche (PTH). Le second changement le plus significatif, en ce qui concerne la réduction de l'usure, est le remplacement des cupules en polytétrafluoroéthylène (PTFE), par des cupules en polyéthylène à très haut poids moléculaire (Ultra High Molecular Weight Polyéthylène : UHMWPE) (Hall et al. 1997). Les têtes en céramique apparaissent une dizaine d'années plus tard. L'utilisation du couple alumine-UHMWPE débute en 1974 et celle du couple zircone-UHMWPE en 1986 (Willmann et al. 1996). Au début des années 1990, les céramiques pressées isostatiquement à chaud (Hot Isostatic Pressed : HIPed) sont introduites.

Elles sont plus pures, plus denses (3,98 contre 3,95 g/cm³ pour l'alumine) et avec des tailles de grains plus faibles (1,8 μm contre 3,2 μm , toujours pour l'alumine) que les céramiques classiques (Tipper et al. 2002).

Le marché mondial de l'orthopédie était, en 2004, d'environ 3 milliards d'euros, dont 1,5 milliard dédié aux PTH aux Etats-Unis, et 860 millions en Europe. En effet, en Europe, les PTH représentent 53 % des dépenses orthopédiques, tandis que les prothèses de genoux représentent 45 %, et que les 2 % restants sont les prothèses de coude et d'épaule. En Europe, il y a donc eu près de 730 000 PTH implantées en 2004, dont 160 000 en France, pour un marché d'environ 200 millions d'euros (source : Avicenne). De nos jours, la PTH de type Charnley, avec une tête métallique et une cupule en UHMWPE, est toujours considérée comme l'une des meilleures, étant donnée sa bonne tenue *in vivo*, même si environ 20 % des têtes produites dans le monde sont en céramique, dont 60 % en alumine et 40 % en zircone (Masonis et al. 2004).

IV.7. Mise en œuvre

Le design et les matériaux utilisés ont fortement évolué depuis les années 1950, et grâce notamment aux nombreuses études biomécaniques de la dynamique des articulations, en particulier lors de la déambulation. Les études cadavériques ont, quant à elles, amené des informations utiles au design des PTH mais elles ne suffisaient pas à expliquer les problèmes rencontrés. De nos jours, une PTH classique se compose de cinq éléments (Fig. IV.8) : l'anneau cotyloïdien, ou métal-back, fixé dans le pelvis et servant d'intermédiaire entre ce dernier et la cupule, ou insert cotyloïdien ; la tête et la cupule, qui constituent les deux surfaces de contact par l'intermédiaire desquelles le mouvement de l'articulation va pouvoir se faire. Les couples de biomatériaux tête-cupule utilisés sont : acier inoxydable austénitique

(316L ou 316LN) - UHMWPE, alliage de cobalt-chrome (CoCr) - UHMWPE, CoCr - CoCr, alumine (Al₂O₃) ou zirconium (ZrO₂) - UHMWPE, Al₂O₃ - Al₂O₃, ZrO₂ - Al₂O₃, et, dans une moindre mesure, ZrO₂ - ZrO₂. La tige fémorale, insérée comme son nom l'indique dans le fémur, est maintenue en place soit par du ciment chirurgical soit par ostéointégration, cette dernière étant favorisée par un revêtement préalable de la tige avec de l'hydroxyapatite. La tige fémorale se termine du côté proximal par un cône sur lequel est insérée la tête. Cette tige peut être en acier inoxydable austénitique (316L ou 316LN), en cobalt-chrome (CoCr) ou en alliage de titane (Ti-6Al-4V).

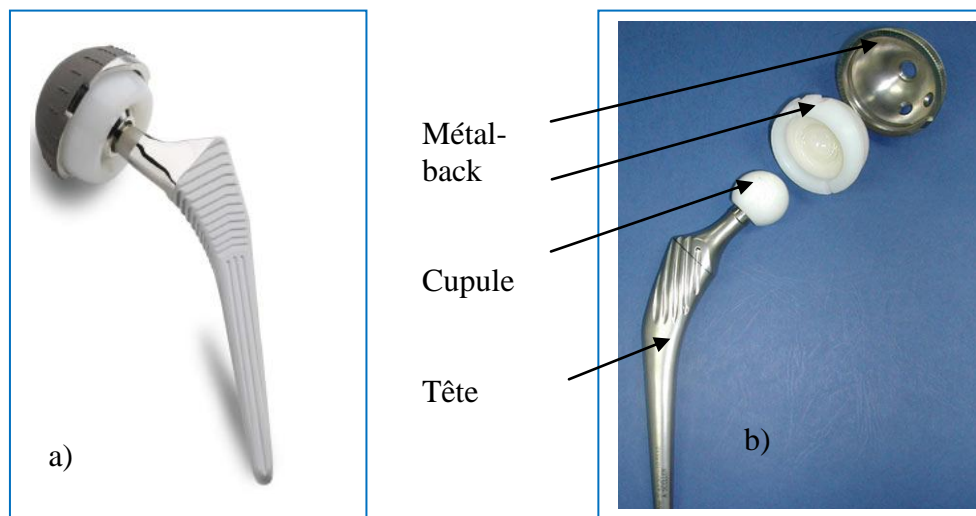


Figure VI.8 : Eléments constituant une prothèse totale de hanche.
a) Vue de l'assemblage. b) Vue éclatée.

IV.8. Forces et contraintes développées dans une PTH

IV.8.1. Implants instrumentés

Le fait d'introduire des biomatériaux dans le corps humain, dont les propriétés mécaniques sont certes remarquables, mais loin d'être aussi adaptatives que celles de l'os, entraîne des différences notoires avec les forces et contraintes estimées pour des articulations saines. Afin de vérifier les résultats obtenus par la méthode de la dynamique inverse, des prothèses instrumentées ont été développées. La première tentative d'implant instrumenté a été réalisée par Rydell, qui a mesuré une pression maximale. Ensuite, d'autres PTH instrumentées plus sophistiquées ont été mises au point (Bergmann et al. 1993, 1995, 2001-1), (Graichen et al. 1999). Des jauges de déformations ont été implantées dans le col afin de mesurer les forces selon les trois axes, la précision des mesures atteignant 1 %. De plus, la répartition des activités des patients a été estimée, montrant que l'activité la plus fréquente est de rester assis, puis se tenir debout, marcher, rester allongé et monter ou descendre des escaliers, les activités

restantes n'ayant pu être classifiées (Morlock et al. 2001). Le nombre moyen de pas par an a été calculé est de l'ordre de 1,1 million, tandis qu'environ 60 000 marches d'escaliers sont gravies ou descendues par an.

IV.8.2. Etude de la marche

En ce qui concerne la majorité des patients, les fonctions motrices après implantation ne reviennent jamais à la normale, il subsiste toujours une déficience et une dissymétrie, ceci pouvant être du à une anomalie déjà présente avant opération, ou à une adaptation après implantation (Andriacchi et al. 1997, McCrory et al. 2001, Miki et al. 2004, Perron et al. 2000). En particulier, la vitesse de déambulation reste de 15 à 20 % inférieure à la normale, ceci étant corrélé avec une diminution du moment développé par les muscles extenseurs et une diminution de l'amplitude d'extension de la hanche (Perron et al. 2000). Cette vitesse libre de marche a été mesurée à environ 0,8 m/s. De plus, les patients mettent moins de charge sur leur jambe prothèse, et celle-ci est appliquée moins vite, entraînant une diminution des contraintes induites (Heller et al. 2001, Stansfield et al. 2002). En ce qui concerne la diminution de l'amplitude du mouvement, il a été démontré qu'elle représente une réponse adaptative afin de diminuer les micromouvements de torsion apparaissant si l'articulation travaille à une amplitude élevée (Andriacchi et al. 1997).

Les valeurs des forces mesurées par l'intermédiaire de PTH instrumentées confirment celles calculées de façon indirecte par la méthode de la dynamique inverse. En particulier, la présence du double maximum de force est démontrée (Bergmann et al. 2001 - 1, Heller et al. 2001). Pour la déambulation, les valeurs des maximums de force varient selon les patients de 150 à 480 %P selon la vitesse (Bergmann et al. 1993, 1995, 2001 - 1, Heller et al. 2001, Stansfield et al. 2002, 2003).

Les études réalisées concordent pour montrer que la force résultante de contact de la tête sur la cupule est toujours dirigée dans la direction postéro-supérieure et médiale (Fig. I.9) (Bergmann et al. 1993, Pedersen et al. 1997). De plus, les charges importantes sur la tête du fémur ont des directions qui dépendent peu du type d'activité. Ceci vient du fait que les contractions musculaires créent la plus grande partie de la charge sur l'articulation et que les directions effectives des muscles les plus gros sont alignées avec le fémur. Par contre, la direction des forces agissant au niveau de la cupule varie considérablement car les lignes d'actions musculaires relatives au pelvis varient énormément au cours des diverses activités (Pedersen et al. 1997).

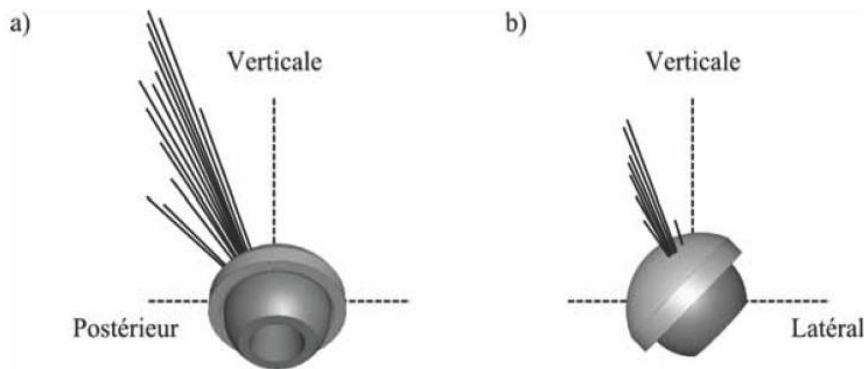


Figure VI.9 : Orientation des forces de contact au niveau de la cupule pendant la marche, dans le cas d'une PTH implantée à droite (Pedersen et al. 1997). a) Vue latérale. b) Vue postérieure.

Les contraintes sont principalement localisées sur le bord antérieur et du côté latéral de la cupule (Ipavec et al. 1999, Mavcic et al. 2002). Il a été montré que, en moyenne, la force résultante et les contraintes au niveau de la hanche sont plus importantes pour les sujets équipés d'une PTH que pour les sujets sains.

IV.8.3. Etude des montées et descentes d'escaliers

Les variations du chargement de l'articulation lors de la montée d'escaliers sont beaucoup plus importantes que pour la marche. Le premier maximum est plus important lors de la montée tandis que le second est plus important lors de la descente, ces deux instants correspondant à des phases pendant lesquelles les muscles extenseurs sont activés.

La direction de la force résultante varie très peu, ce qui tendrait à démontrer que certaines parties de la prothèse ne sont jamais contraintes (Bergmann et al. 1995). L'angle de cette force par rapport à l'axe transverse est d'environ 46° lors de la montée d'escaliers et de 35° lors de la descente, tandis qu'il varie de 28° à 35° lors de la marche (Bergmann et al. 2001 - 1). Un an après l'opération, la pression mesurée dans l'articulation est environ deux fois plus élevée pour la montée d'escaliers que pour la marche. Mais, après trois ans, la pression est quasi identique (Bergmann et al. 1995). De plus, les points d'application de la force sont plus étalés sur la surface de la tête, cet effet a été observé chez des sujets mais aussi chez des animaux et semble être caractéristique d'une marche non sécurisée.

IV.9. Le phénomène de décoaptation et ses conséquences

Lors d'une opération pour une pose de PTH, le ligament de la tête fémorale est coupé, la tête fémorale n'est donc pas reliée à la cupule et un phénomène de décoaptation, c'est-à-dire de micro séparation entre la tête et la cupule, peut avoir lieu (Fig. IV.10). Une étude de la position relative de la tête par rapport à la cupule lors de mouvements d'adduction/abduction a montré que ni les hanches saines ni les PTH contraintes, c'est-à-dire celles dont la cupule est maintenue en place par un anneau de fixation, ne présentaient de micro séparation, tandis

que toutes les PTH non contraintes présentaient une micro séparation moyenne de 3,3 mm (de 1,9 à 5,2 mm), cette séparation pouvant augmenter les contraintes induites dans la prothèse (Dennis et al. 2001, Lombardi et al. 2000).

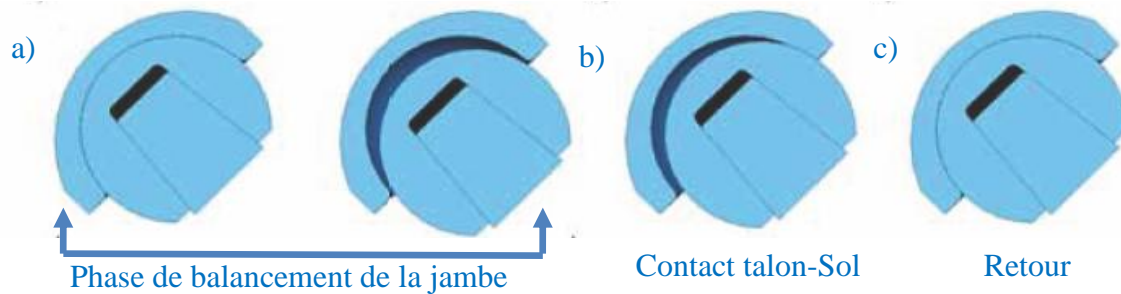


Figure VI.10 : Phénomène de décoaptation. a) Décollement de la tête pendant la phase de balancement de la jambe. b) Impact de la tête sur le bord supérieur de la cupule, en bordure du chanfrein. c) Relogement de la tête dans la cupule en fin de cycle (Dennis et al. 2001).

De plus, il existe des différences entre les profils d'usure observés sur simulateurs et ceux observés sur explants, il existe donc des différences entre ce qui est simulé et ce qui se passe réellement *in vivo*. En effet, l'ablation de tissus mous stabilisant la hanche change la cinématique de l'articulation et peut donc conduire à des taux d'usure plus élevés. Hodge et al. ont montré, grâce à un implant instrumenté, que la pression entre la tête et la cupule s'annulait parfois lors de la marche, ce qui prouverait la présence de ce phénomène de décoaptation (Bono et al. 1994). De récentes modifications apportées à des simulateurs de marche ont permis de prendre en compte ce phénomène de décoaptation. Les premiers résultats ont montré que, dans des conditions de décoaptation limitée, l'usure d'un couple alumine-alumine est de l'ordre de 0,2 mm³/million de cycles, tandis qu'elle passe à 1,8 mm³/million de cycles dans des conditions de décoaptation plus sévère (Fisher et al. 2003, Stewart et al. 2003). Pendant la séparation, la tête fémorale entre en contact avec le bord supérieur de la cupule, sur la partie latérale, produisant une concentration de contraintes dans cette région. Des études avec implants instrumentés ont montré que les forces résultantes lors du contact du talon sont plus importantes que celles lors de la phase de poussée, ces forces pouvant être, au moins en partie, dues aux conditions d'impacts créées par la décoaptation. Ceci prouve que le phénomène de décoaptation accélère l'usure et donc peut éventuellement diminuer la durée de vie de la PTH. Par conséquent, ce phénomène est à prendre en compte lors de tests *in vitro*.

IV.10. Influence de la température (A.Boulilla, 2010).

Une étude basée sur des implants instrumentés avec des jauges de contraintes et des capteurs de température a permis de mesurer l'élévation de température en différents endroits des PTH durant diverses activités (Bergmann et al. 2001 - 2, Bergmann et al. 2001 - 3). Durant la

marche, la moitié de l'élévation totale de la température a lieu durant les six premières minutes, tandis que le maximum est atteint au bout d'environ une heure. Même si les variations inter-individus sont importantes, ce maximum de température est toujours mesuré au niveau de la tête, démontrant que cette production de chaleur résulte de la dissipation de l'énergie de frottement entre la tête et la cupule. Le maximum de température est de 42,5 °C pour un couple alumine-alumine et de 43,1 °C pour un couple alumine-UHMWPE. Néanmoins il n'y a pas de corrélation évidente, ni entre le poids du sujet et le maximum de température, ni entre le maximum de force et le maximum de température, d'autres paramètres devant masquer l'influence de la force, tels la longueur des pas et la fréquence de marche, ainsi que le volume de fluide synovial. Une comparaison intéressante a été effectuée en faisant pédaler les sujets. La moyenne du pic de température n'atteint alors que 39,9 °C, au lieu de 41,4 °C pour la marche. Ceci démontre tout de même l'influence de la force sur le pic de température, puisque, dans le cas du vélo, les forces n'atteignent que 45 % de celles mesurées durant la marche. Cette augmentation de température excessive peut être problématique puisqu'elle est susceptible d'entraîner une détérioration du liquide synovial et donc de ses propriétés lubrifiantes, conduisant à une usure plus rapide des parties prothèse.

IV.11. Taux d'échec des PTH en biocéramiques

Les principaux organismes d'alertes concernant les produits de santé sont, en France ; l'Agence Française de Sécurité Sanitaire des Produits de Santé (AFSSAPS), aux Etats-Unis ; la Food and Drug Administration (FDA), et au Royaume Uni : la Medicines and Healthcare products Regulatory Agency (MHRA). Ces organismes collectent les informations provenant des chirurgiens et des fabricants et émettent des bulletins d'alerte préconisant le retrait de lots de produits susceptibles de poser problème. En ce qui concerne les alertes et rappels de lots d'éléments de PTH en zircone, dès 1996, la stérilisation à la vapeur d'eau est déconseillée, celle-ci favorisant le vieillissement des matériaux et la dégradation de leurs propriétés mécaniques. Mais l'alerte la plus importante concerne plusieurs lots de têtes céramiques en zircone fabriquées par la société Saint Gobain Céramiques Avancées Desmarquet, entre janvier 1998 et août 2001. En effet, en août 2002, 191 ruptures étaient survenues en France. Les mauvaises propriétés mécaniques des céramiques concernées étaient dues à un mauvais réglage des fours, ce qui a entraîné une température de frittage trop faible et donc une hétérogénéité importante de la microstructure. Ce rappel est à l'origine de la perte de confiance des chirurgiens en la zircone.

En 2003, quelques cas de fractures de têtes alumine de diamètre 28 mm ont été reportés, faisant grimper les taux de rupture à 2,4 %. En 2004, quatre cas de ruptures de têtes alumine à

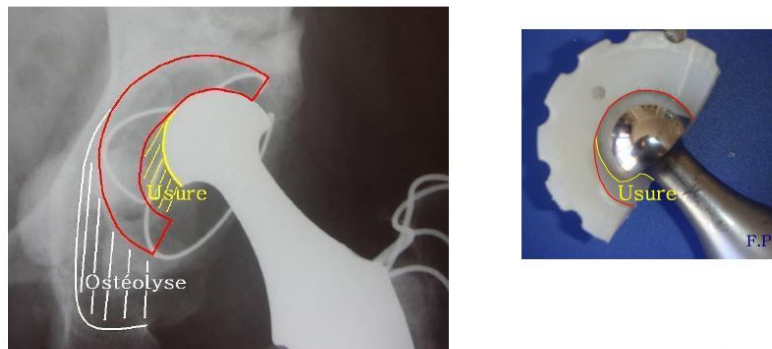
cols courts ont été détectées, ces ruptures s'étant produites entre trois et neuf mois après implantation. En 2005, d'autres cas de ruptures de têtes alumine de diamètre 32 mm sont survenus, portant le taux de rupture à environ 4 %. Toutes ces ruptures concernent des têtes et non des cupules. Ceci vient du fait que très peu de couples céramique-céramique sont implantés, en comparaison avec les couples céramique-UHMWPE.

De plus, ces ruptures sont déclarées volontairement par les chirurgiens et les sociétés fabriquant ces prothèses, il n'est donc pas irréaliste de penser que d'autres ruptures surviennent sans être déclarées, et que le taux de rupture global réel est supérieur au taux admis de 1 tête fracturée pour 10 000 implantées (Weisse et al. 2003). Après plusieurs discussions avec les chirurgiens collaborant, il semblerait que le taux de casse soit proche de 1 à 3 pour 1 000, soit 10 à 30 fois supérieur à celui annoncé par les fabricants de prothèses.

IV.12. Tribologie des couples biomatériaux utilisés en implantation

Lors de chaque mouvement, la tête du fémur effectue une rotation dans la cavité cotyloïdienne. La tête du fémur et la cotyle fonctionnent en couple. Une bonne prothèse doit posséder un couple de rotation qui s'use peu.

A chaque pas, le frottement des deux surfaces en contact, tête fémorale et cupule cotyloïdienne libère des particules d'usure. L'organisme cherche à éliminer ces particules « étrangers » et détruit aussi l'os avoisinant : c'est l'ostéolyse déviatrice pour le support osseux.



Migration, avec le temps, du cotyle prothétique : usure du polyéthylène et lyse osseuse

Figure VI.11 : Usure de la cotyle (Docteur François Prigent).

La tenue à long terme de prothèse est directement liée à l'usure des nouvelles surfaces articulaires mises en contact lors de l'intervention. Certains couples résistent mieux à l'usure que d'autres. Dans une prothèse ces deux éléments sont fabriqués à partir de 3 composants : le plastique polyéthylène, le titane ou la céramique. (Docteur François Prigent).

Il existe actuellement quatre associations possibles :

- ✓ Métal/Métal

- ✓ Céramique/Céramique
- ✓ Métal/Plastique
- ✓ Céramique/Plastique

IV.12.1. Couples de frottement

➤ **Couple métal/plastique**

- ✓ Le descellement des prothèses à couples métal /plastique a pour origine habituelle l'usure.
- ✓ Pour diminuer l'usure, la taille de la tête fémorale a été réduite ; En effet plus la tête est petite moins la cupule s'use. En contre le risque de luxation de la prothèse augmente.

Dans le couple classique métal/plastique le compromis actuel s'accorde autour des diamètres de tête de 28 mm et 22 mm.



Couple métal-plastique

➤ **Couple céramique/plastique**

Une tête céramique, de par sa faible rugosité, entraîne une usure moindre de la cupule plastique avec laquelle elle fonctionne en couple. (Docteur François Prigent)



couple céramique-plastique

➤ **Couple céramique/ céramique**

Le couple céramique/céramique s'use très peu. Ceci permet des tailles de tête plus grandes et donc moins luxables (32 mm ; 36 mm). (Docteur François Prigent)

Le couple céramique/céramique est une voie d'avenir, avec les technologies modernes le risque de fracture de la céramique est maintenant très rare (1/2000).



Couple céramique- céramique

➤ **Couple métal/métal**

Le couple métal/métal s'use peu. Celui-ci permet également des tailles de têtes plus grandes et donc moins luxables. Le couple métal/métal prometteur, présente une préoccupation non encore résolue : la dispersion dans l'organisme de particules métalliques (Cobalt). (Docteur François Prigent)



Couple métal- métal

❖ *La durée a long terme d'une prothèse totale de hanche est directement liée à l'usure des surfaces articulaires en contact « Docteur François Prigent »*

IV.12.2. Contact tête fémorale - cupule

La zone de contact tête fémorale – cupule se déplace au cours des différentes phases d'une activité. Si on applique une pression de contact à l'intérieur de la cupule, elle doit être modifiée pour chaque phase de chaque cas de charge étudié.

En appliquant une charge F au centre de la tête fémorale, dont le diamètre est légèrement inférieur à celui de l'intérieur de la cupule ($\varphi_{\text{tête}} = 28 \text{ mm}$; $\varphi_{\text{cupule}} \sim 28,1 \text{ mm}$), on obtient un modèle plus proche de la réalité ainsi l'approche théorique proposer sur l'extension de hertz et permettant de reproduire toutes les phases de chaque mouvement en ne changeant que les composantes des efforts à appliquer.

IV.12.3. Approche mécanique

Aujourd'hui, la plupart des modèles mécaniques reposent sur l'extension des travaux de Hertz (H. Poritsky - JJ. O'connor). Des hypothèses restrictives subsistent toujours :

- les matériaux sont supposés être élastiques, homogènes et isotropes ;
- la déformation des matériaux reste élastique ;
- le contact demeure plan au cours des essais ;
- la charge normale imposée donne des aires de contact dont la dimension doit rester petite devant celle des éprouvettes.
- le contact se fait sans glissement relatif des deux corps.

La distribution de pression, dans le cas d'un contact entre deux sphères ou deux cylindres (le long d'une génératrice) a été déterminée par Hertz. Les résultats ont ensuite été développés en étudiant l'effet d'une force tangentielle appliquée au contact et en calculant la distribution de l'effort de cisaillement générée au niveau du contact. Nous limiterons notre étude au contact entre cylindre et plan, plus proche de notre configuration. (K-H winder, M Majewski 2005).

Chapitre V

Modélisation par Eléments

Finis et Simulations de

Contact

Dans ce chapitre, nous présentons les modélisations par éléments finis réalisées, ainsi que les simulations de croissance de défauts dus au contact pouvant conduire à la rupture brutale des cupules de prothèses de hanche. Dans cette première partie, nous développons la mise en place des modèles éléments finis sous Abaqus[®] _ 6.8.

V. Modélisation par éléments finis

V.1. Définition de la méthode

La méthode des éléments finis est une technique de calcul numérique fondée sur la formulation variationnelle d'un problème. Il s'agit de résoudre de manière discrète des équations aux dérivées partielles, afin de trouver une solution approchée. L'hypothèse fondamentale est l'existence et l'unicité de la solution exacte du problème continu initial. Cette méthode nécessite la définition d'un espace de fonctions tests locales, espace dans lequel la solution de la formulation variationnelle des équations est exacte. Ceci conduit à la discrétisation du domaine physique en un maillage constitué d'éléments finis. Ces éléments sont connectés entre eux par des nœuds, dont les déplacements constituent les inconnues du problème. La démarche est d'analyser la réponse de chaque élément en construisant des matrices de rigidité élémentaires et des vecteurs chargements. Ensuite, ces matrices élémentaires sont assemblées dans une matrice de rigidité globale. L'équation matricielle ainsi obtenue relie les déplacements nodaux aux chargements nodaux pour l'intégralité du domaine physique. Enfin, après avoir pris en compte les conditions aux limites, il reste à résoudre l'équation matricielle afin de trouver les déplacements nodaux et ainsi la déformation de la structure. Ensuite, les contraintes peuvent être calculées à partir de ces déformations et de la loi de Hooke.

V.2. À-propos d'Abaqus R_

Abaqus^R_ est un ensemble de programmes de simulations par éléments finis. Ayant une vocation généraliste, il peut simuler aussi bien des problèmes relativement classiques de calculs de structures que des problèmes de thermique, d'acoustique, de fluide et de piézoélectricité. Il est assez simple à mettre en œuvre étant donné que l'utilisateur n'a besoin de définir que la géométrie de son modèle, les caractéristiques mécaniques des matériaux employés, ainsi que les conditions aux limites et de chargement. En particulier, lors d'une analyse dynamique non linéaire, Abaqus R_ calcule automatiquement les incréments de chargement et les tolérances de convergence. De plus, il ajuste ces derniers en permanence afin de s'assurer de la précision et de l'efficacité du calcul de la solution. Par conséquent, l'utilisateur a rarement à intervenir pour contrôler la simulation numérique du problème.

La modélisation de l'être humain nécessite une bonne connaissance anatomique du corps humain, avec des descriptions précises des différents éléments. Pour se faire, nous avons utilisé un modèle reconstruit tridimensionnelle (Metoxit,high tech ceramics).

V.3. Développement des modèles

Nous avons utilisé lors des tests un type de géométries tête – cupule ($\varphi_{\text{tête}} = 28 \text{ mm}$; $\varphi_{\text{cupule}} \sim 28,1 \text{ mm}$). Ou nous étudierons un modèle 1, de couple biomatériaux (Zircone/316L), et un modèle 2 avec un autre couple de biomatériaux (Zircone/Polyéthylène),avec même géométrie.

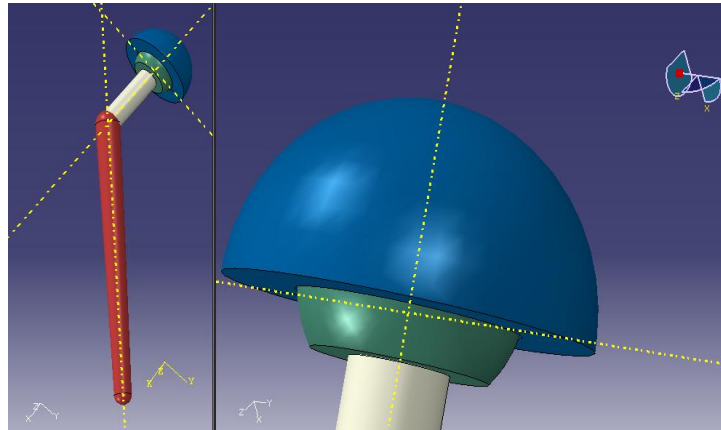


Figure V.1.modèle geometrique de la prothèse

V.3.1 Modèle 3D et maillage associé (J .Haussel, 2007)

Notre modèle en 3D représente l'ensemble cône-tête-cupule tel qu'il a été tester (ISO 7206-10-2003) par la société (Metoxit,high tech ceramics) (Fig. V.2.a). La tête et la cupule ont été partitionnées afin de pouvoir mailler plus précisément les zones critiques, c'est-à-dire celles susceptibles d'être soumises a de fortes contraintes, a savoir les chanfreins comme solution au fond de l'alésage de la tête et au bord de la cupule, ainsi que les surfaces de contact potentielles entre la tête et la cupule (Fig. V.2.b). Les éléments de maillage choisis sont des hexaédrique, qui sont les éléments les mieux a même de mailler une géométrie pour simulation avec Abaqus. Ainsi, la tête est composée de 7280 nœuds, la cupule de 1596.

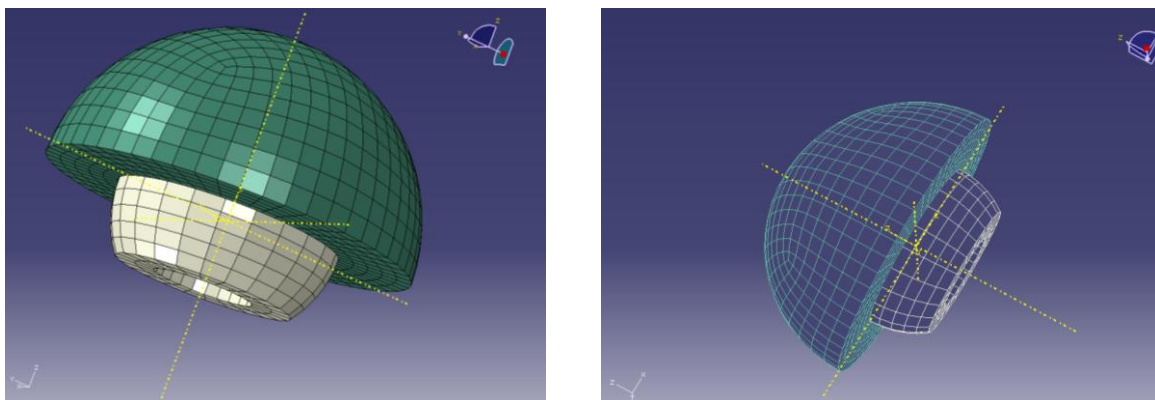


Figure V.2.modele 3D maillé

V.3.2. Modélisation du contact

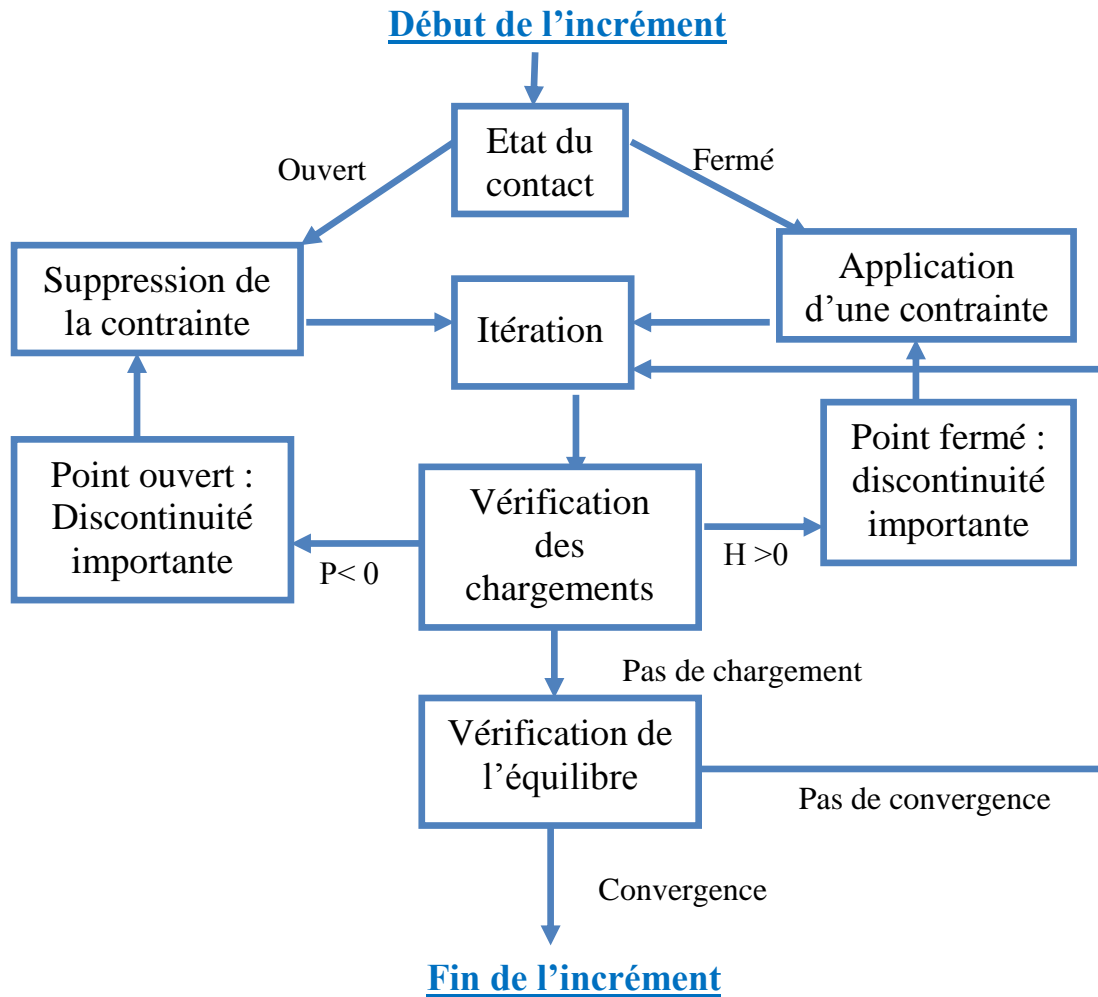
L'algorithme de contact dans Abaqus[®] est basé sur la méthode de « Newton-Raphson » (Fig. IV.3). Au début de chaque incrément, Abaqus^R commence par examiner l'état actuel du contact, c'est-à-dire si les nœuds concernés sont en contact (fermés) ou non (ouverts). Si un nœud est fermé, l'algorithme détermine s'il glisse ou s'il adhère. Ensuite, une contrainte est appliquée pour chaque nœud fermé et, au contraire, les contraintes sont éliminées à chaque nœud ou l'état de contact évolue de fermé vers ouvert. Une itération est alors effectuée en tenant compte de ces corrections. D'éventuels changements de l'état de contact sont recherchés : chaque nœud pour lequel la distance après itération est devenue négative est passé d'un état ouvert à un état fermé et, au contraire, chaque nœud pour lequel la pression de contact est négative est passé d'un état fermé à un état ouvert. Si un seul de ces changements d'état de contact a été détecté, Abaqus[®] le classe comme une discontinuité importante et les contraintes sont modifiées avant d'effectuer une seconde itération. Cette procédure est itérée jusqu'à ce qu'aucun changement de l'état de contact ne soit détecté. Ensuite, l'équilibre est vérifié afin de valider la convergence. Si cet équilibre n'est pas respecté, une autre itération est effectuée, et ce jusqu'à convergence de la solution (Documentation Abaqus[®], "Getting started with Abaqus[®]").

Le contact tête-cupule est modélisé par le même algorithme de contact par pénalité. Ce choix découle du fait que cet algorithme, avec l'option d'un contact « dur », permet de simuler des contacts élastiques, dans lesquels toute l'énergie emmagasinée aux nœuds en contact est restituée, ce qui permet de prendre en compte d'éventuels rebonds. De plus, les coefficients de frottement des couples céramique-polymère ; céramique-inox étant particulièrement faibles, les forces de frottement résultantes sont négligeables devant les forces de contact. Le coefficient de frottement est donc choisi nul.

Cet algorithme a été testé sur l'exemple très simple d'une balle en zircone lâchée sans vitesse initiale, de différentes hauteurs : 5 et 10 mm, représentant la distance entre l'extrémité inférieure de cette balle et le plan supérieur d'un disque, lui aussi en zircone (Fig. IV.4.a). Le coefficient de restitution a ainsi pu être évalué à l'aide de la formule suivante (J .Hausse1,2007):

$$e = \sqrt{\frac{h_{i+1}}{h_i}} \tag{IV.1}$$

Avec h_i la hauteur avant le rebond et h_{i+1} la hauteur maximale atteint après le rebond. Ce calcul a été effectué pour 14 rebonds, lorsque la balle est lâchée de 5 mm, et 8 rebonds lorsque La balle est lâchée de 10 mm (Fig. IV.4.b). (J .Hausse1,2007)



*Algorithme *de contact d'Abaqus R_ 6.5 (Documentation Abaqus R_ : "Getting started with Abaqus R_"). P est la pression de contact et h la distance entre deux nœuds.

Dans le premier cas, le coefficient de restitution moyen est de 0,95 avec un écart type de 0,04. Dans le second cas, ce coefficient est également de 0,95 avec un écart type de 0,03. Ces valeurs correspondent à un choc presque purement élastique (coefficient de 1) et ont le même ordre de grandeur que celles usuellement admises pour les contacts verre-verre et acier-acier, respectivement de 0,95 et 0,93 (Lecornu 1908). Ces résultats ne remettent donc pas en cause le choix de l'algorithme de contact par pénalité.

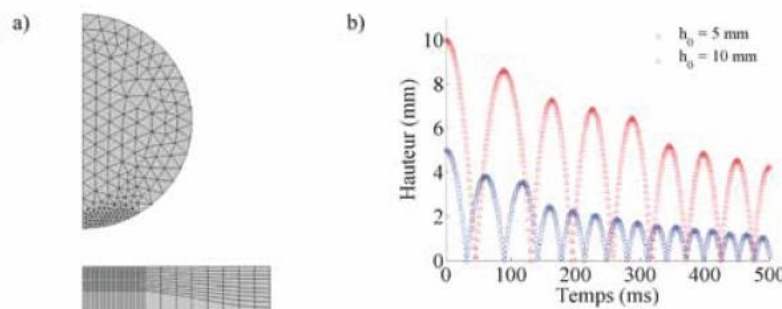


Figure V.3 : Vérification de l'algorithme de contact par pénalité. a) Modèle axisymétrique utilisé. b) Hauteur du centre de gravité de la balle en fonction du temps.

Les facteurs de la pression sur le cartilage

La pression est fonction de la force par unité de surface et se calcule en kilos par centimètre carré. $P = F/S = \text{kilos/cm}^2$. La surface correspond à la surface de cartilage en contact et la force tient compte du poids du corps, de l'effet dynamique et de la contracture musculaire. Cette force est donc bien supérieure à la somme du poids du corps et des objets transportés. La répartition des forces qui s'exercent sur la tête fémorale ainsi que sur le col du fémur est mal connue. Cependant, bien qu'elle ne soit pas uniformément répartie, la force appliquée sur la tête fémorale a été représentée par Pauwels (A.Boulilla, 2010).

La balance de Pauwels

Le bassin de face peut être assimilé à un système de balance. Lorsque nous sommes en appui bi-podal, chaque hanche reçoit une force correspondant à la moitié du poids du corps, la résultante se trouvant au centre du corps. Mais lorsque nous sommes en appui uni-podal, seule la hanche du côté qui reste en contact avec le sol, reçoit l'ensemble des contraintes, ces contraintes sont une somme du poids du corps et éventuellement des objets transportés à laquelle s'ajoute la force exercée par les muscles et notamment le groupe gluteus medius pour empêcher la bascule du bassin. Le centre de la tête devient le pivot d'une balance; la contraction musculaire tient compte d'un effet de levier comme dans les balances grecques ou romaines : ainsi s'oppose par rapport au centre de la tête fémorale, une force qui a tendance à faire basculer le bassin correspondant au poids du corps multipliée par une distance entre la résultante de la force et le centre de la tête fémorale et une force de contraction musculaire pour résister à cette bascule correspondant à la puissance de la contracture musculaire que multiplie la distance entre le centre de la tête du fémur et l'insertion des muscles fessiers sur le grand trochanter c'est à dire le sommet du grand trochanter. Bien entendu, le calcul est en fait complexe parce qu'il doit être aussi fait dans le plan sagittal. Cependant on peut estimer que globalement une personne en appui uni-podal reçoit au niveau de l'articulation une force correspondant à environ quatre fois le poids du corps. (P. Chiron)

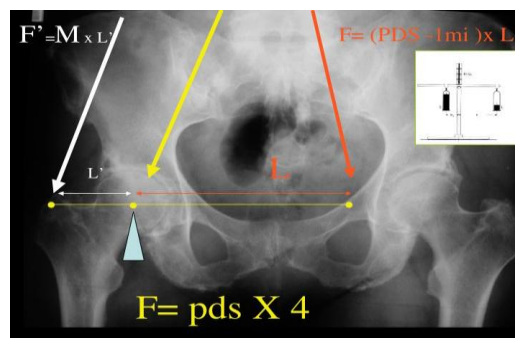
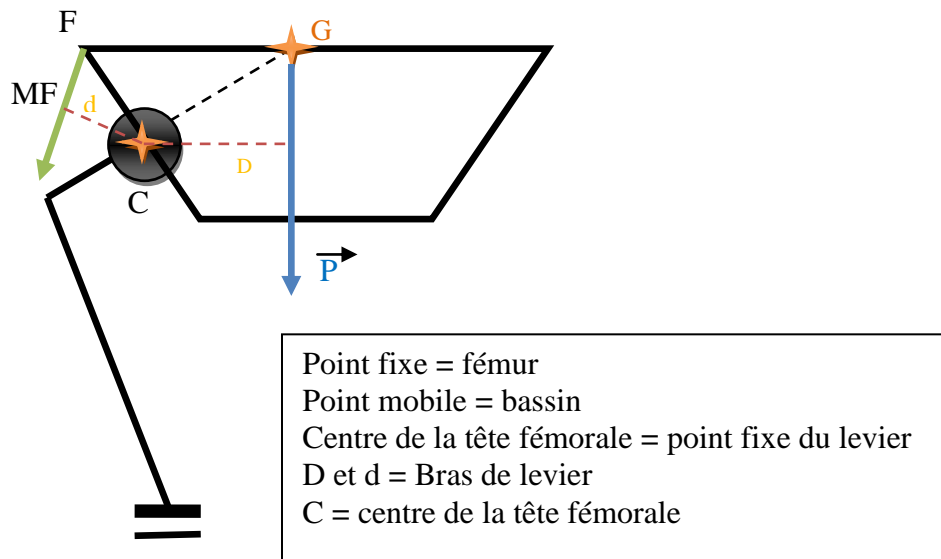


Figure V.4 : balance de Pauwels (P. Chiron)

La stabilité musculaire (Balance de PAUWELS) (cours de M.BOINI 2002-2003)

Calcul de la force de Pauwels :

Calcul de la force mise en jeu par le moyen fessier (MF), et des contraintes exercées sur la coxo-fémorale, lorsque le sujet est debout en appui antipodale simple



Pour qu'il y'ait équilibre d'un levier, il faut que les moments des forces soient égale de part et d'autre : $M_{MF} = M_P$.

$$MF \times d = P \times D.$$

$$D = 3d \text{ (car } P \text{ à un bras de levier 3fois supérieur à celui du MF).}$$

$$MF = P \times D/d = P \times 3d/d = 3P.$$

Le MF doit donc tirer 3 fois le poids du corps.

En C, la force exercée est :

$3 \times P + P = 4P$ (car il faut rajouter encore une fois le poids du corps en ce point, car c'est le centre du bras de levier et la force qui s'exerce en ce point est : $M_{MF} = M_P$).

Donc, en C (le point fixe) supporte 4 fois le poids du corps.

- Calcul de la surface portante du poids du corps au niveau de la coxo-fémorale en unipodal :

Ex : sujet de 80 kg ; surface portante $s = \frac{1}{2} (4\pi R^2) = 12 \text{ cm}^2$ / $R=14 \text{ mm}$

$$MF = 3 \times P = 3 \times 80 = 240 \text{ kg.}$$

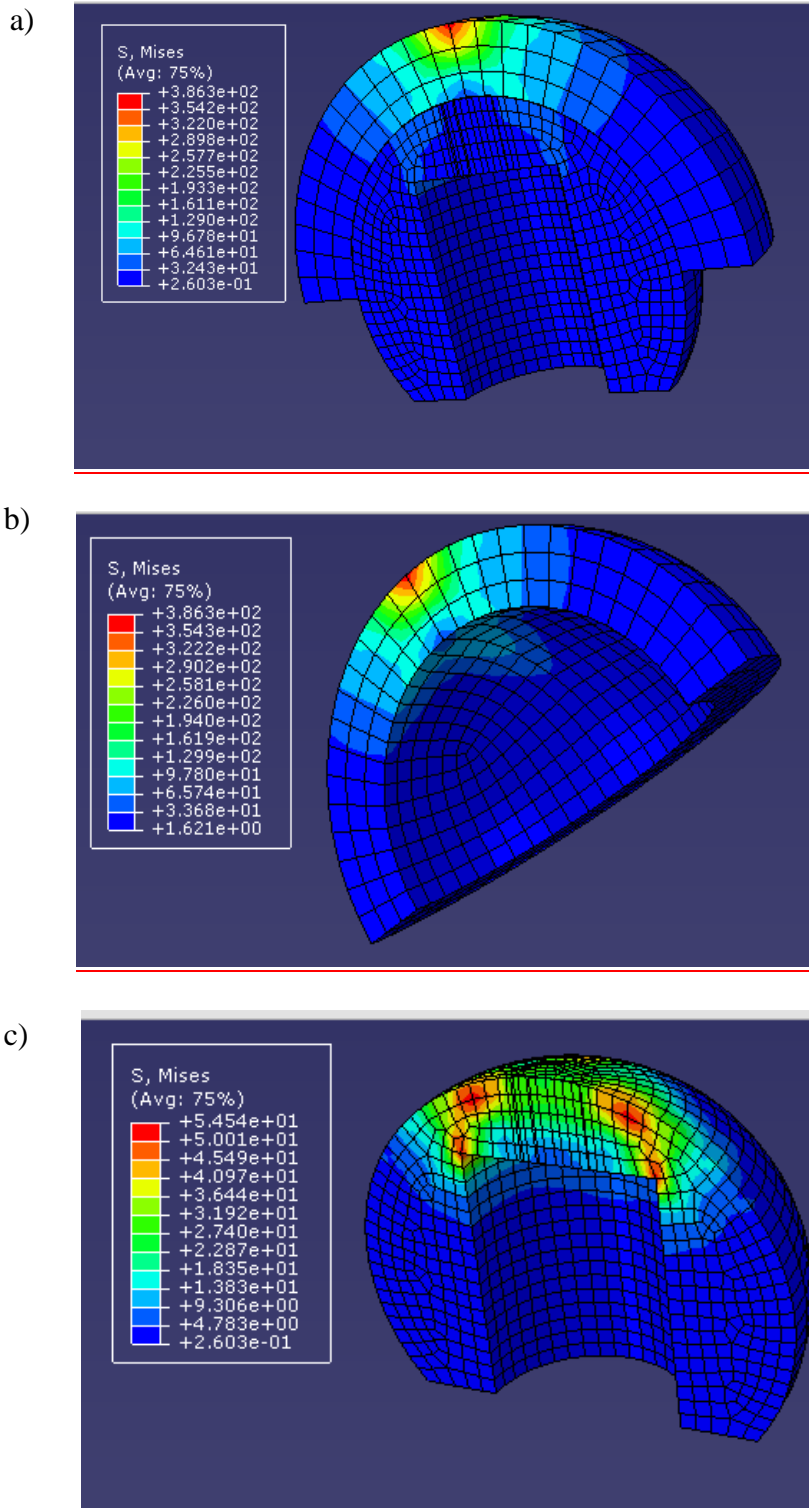
$$\text{Tête fémorale (TF)} = 4 \times 80 = 320 \text{ kg. / } 1\text{kgf} = 10 \text{ N}$$

$$\text{Pression} = F_{TF}/S = 320 \text{ kg} / 12\text{cm}^2 = 26 \text{ kg/cm}^2.$$

Résultats Abaqus

➤ Couple Zircon/Polyéthylène :

La force sur la cupule « Zir/Pol-top »



Figures V.5 : Contrainte de von mises dans : a) rotule-cupule b) cupule,c) rotule ,

Pour l'increment 11

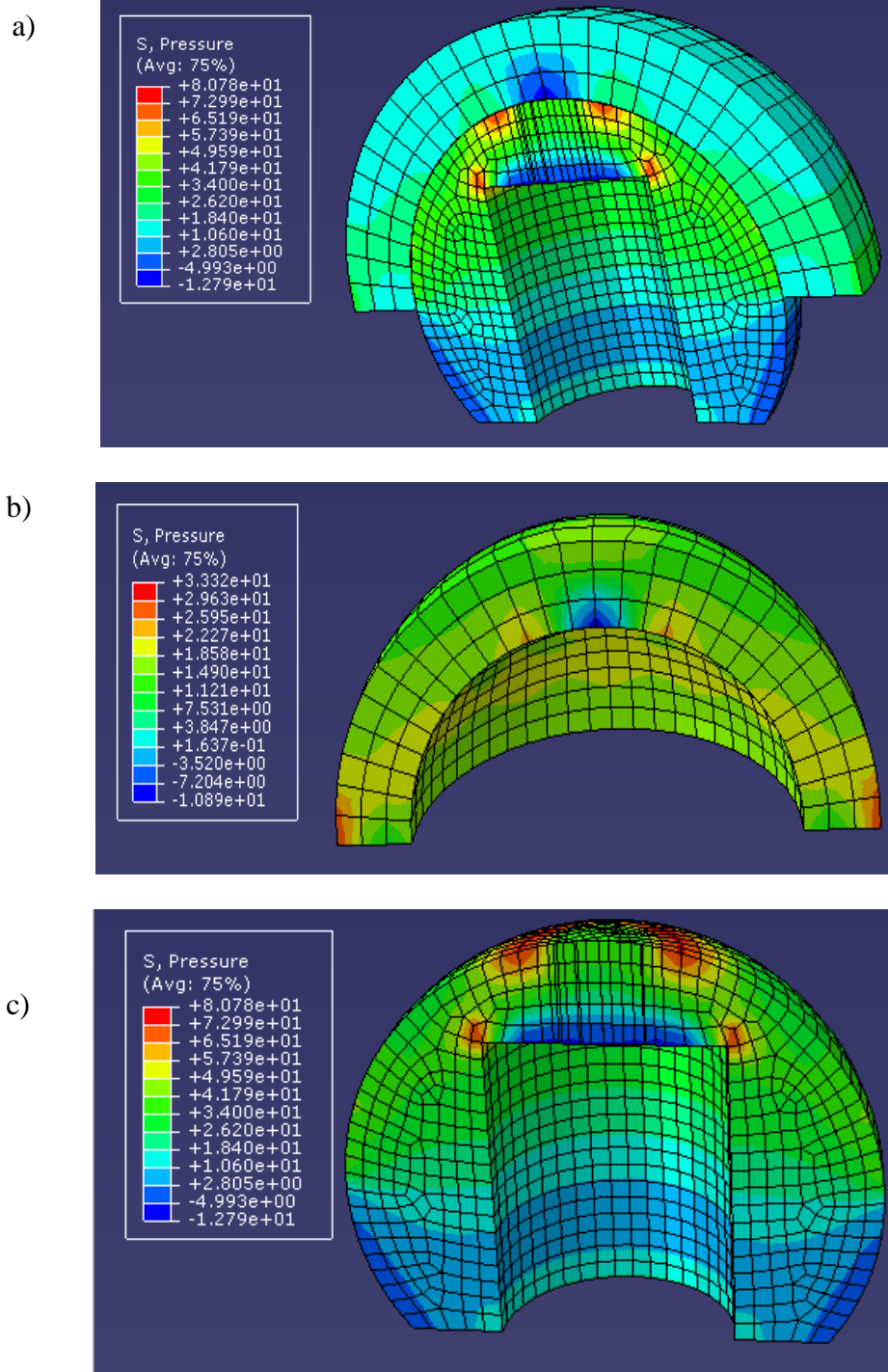


Figure V.6 : Pression maximale dans a) cupule, b) rotule , c) rotule-cupule

Pour l'increment 11

➤ Couple Zircon/316L:

La force sur la cupule « Zir/316L-top »

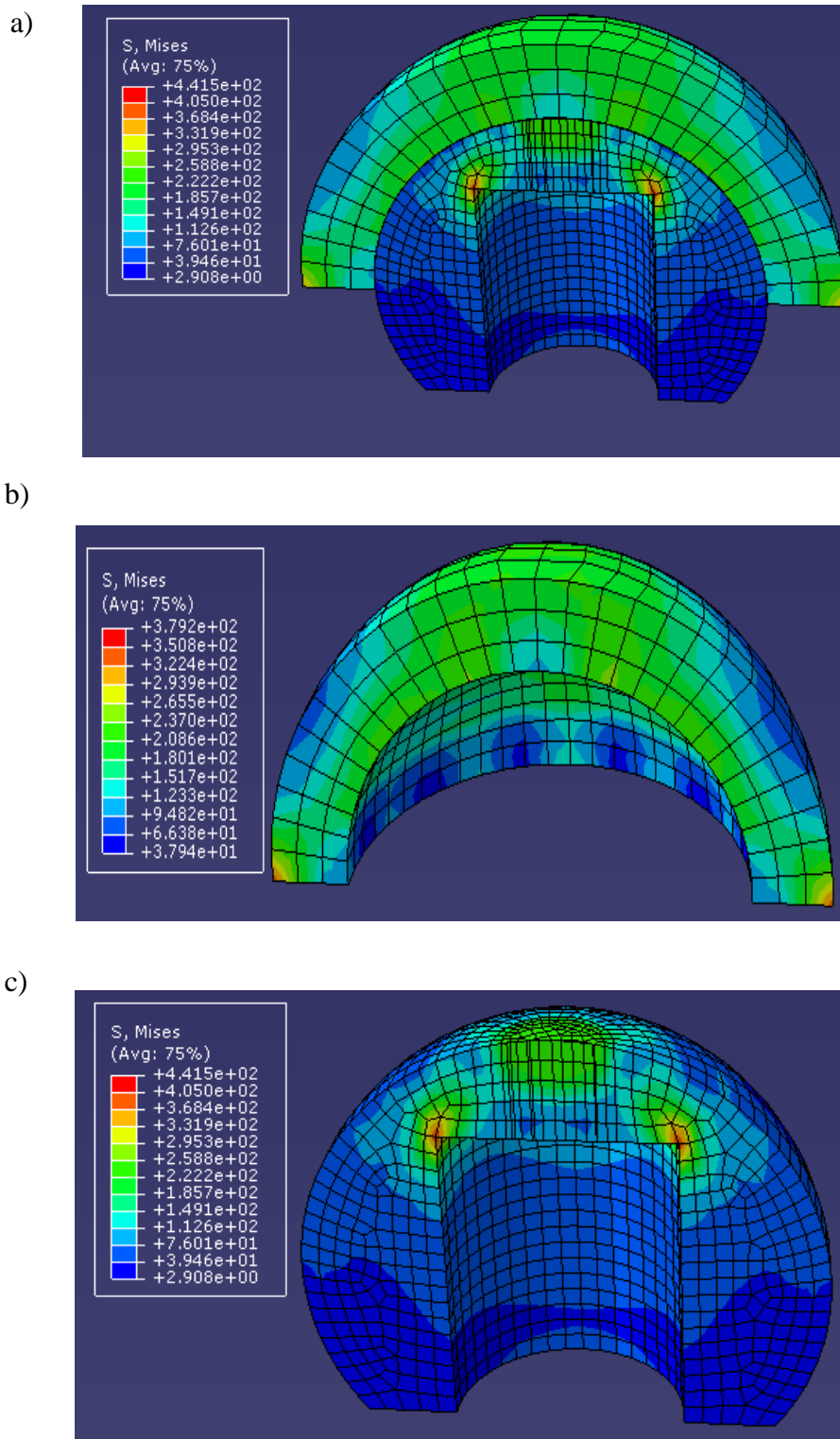
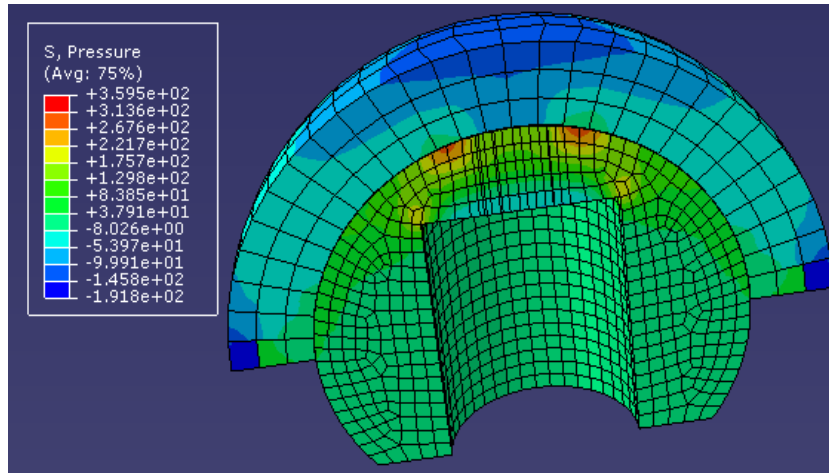
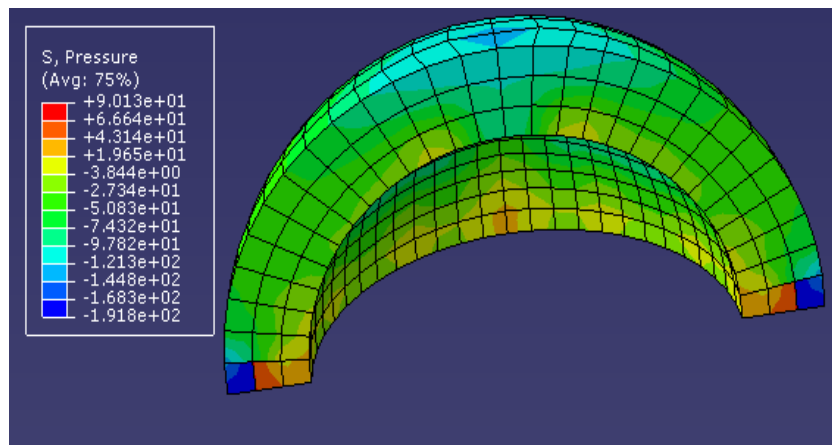


Figure V.7 : Contrainte de von mises dans : a) rotule-cupule b) cupule,c) rotule ,
Pour l'increment 11

a)



b)



c)

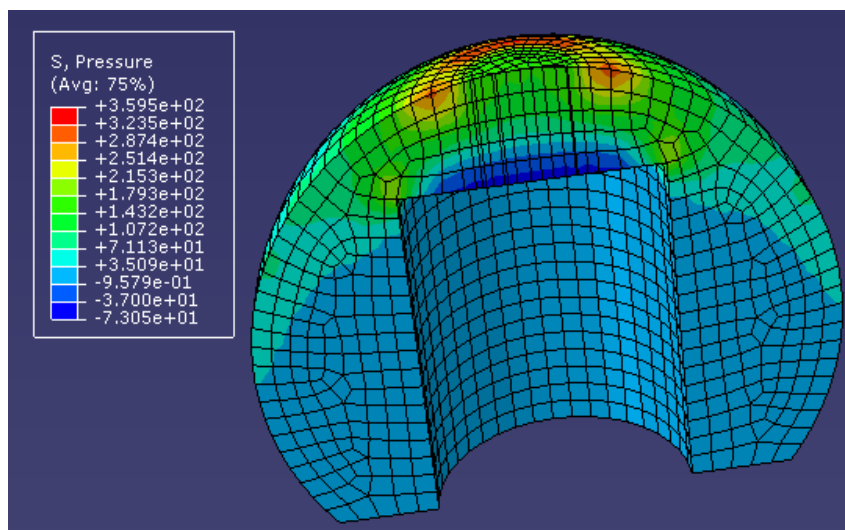


Figure V.8 : Pression maximale dans a) cupule, b) rotule, c) rotule-cupule
Pour l'increment 11

➤ Couple Zircon/Polyéthylène :

La force sur la rotule « Zir/Pol-bot »

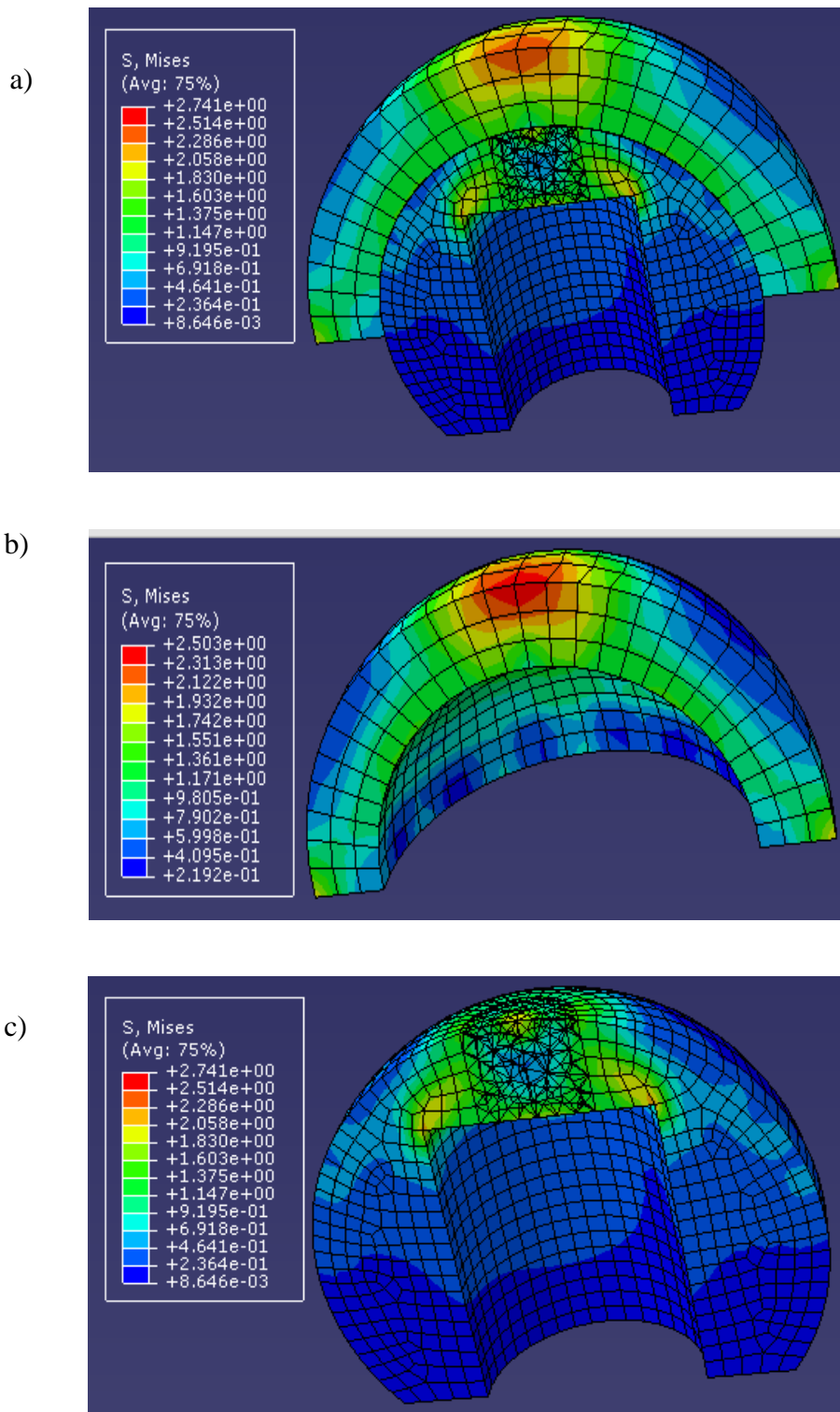


Figure V.9 : Contrainte de von mises dans : a) rotule-cupule b) cupule,c) rotule ,

Pour l'increment 11

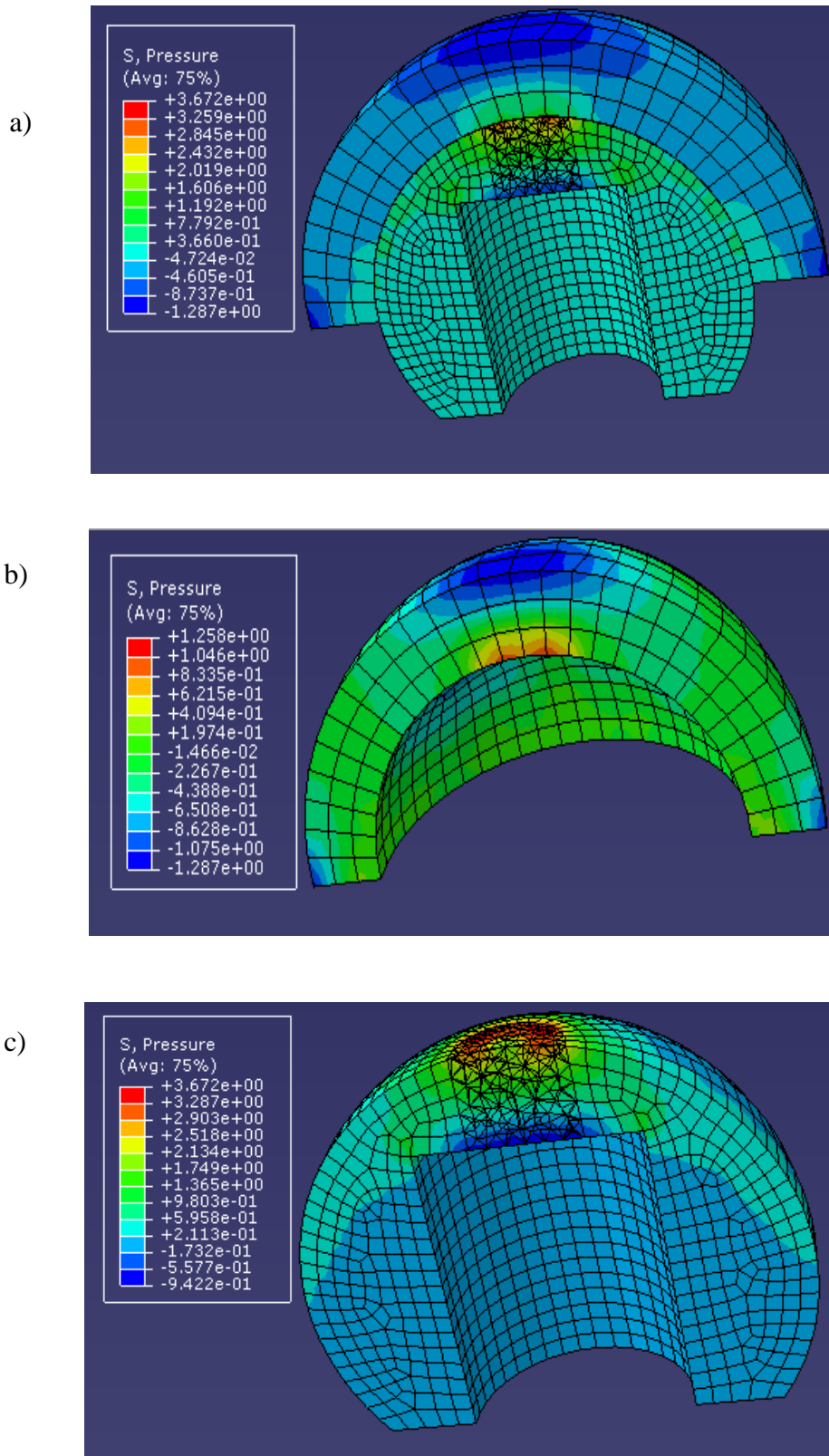


Figure V.10 : Pression maximale dans a) cupule, b) rotule, c) rotule-cupule

Pour l'increment 11

➤ Couple Zircon/316L:

La force sur la rotule « Zir/316L-bot »

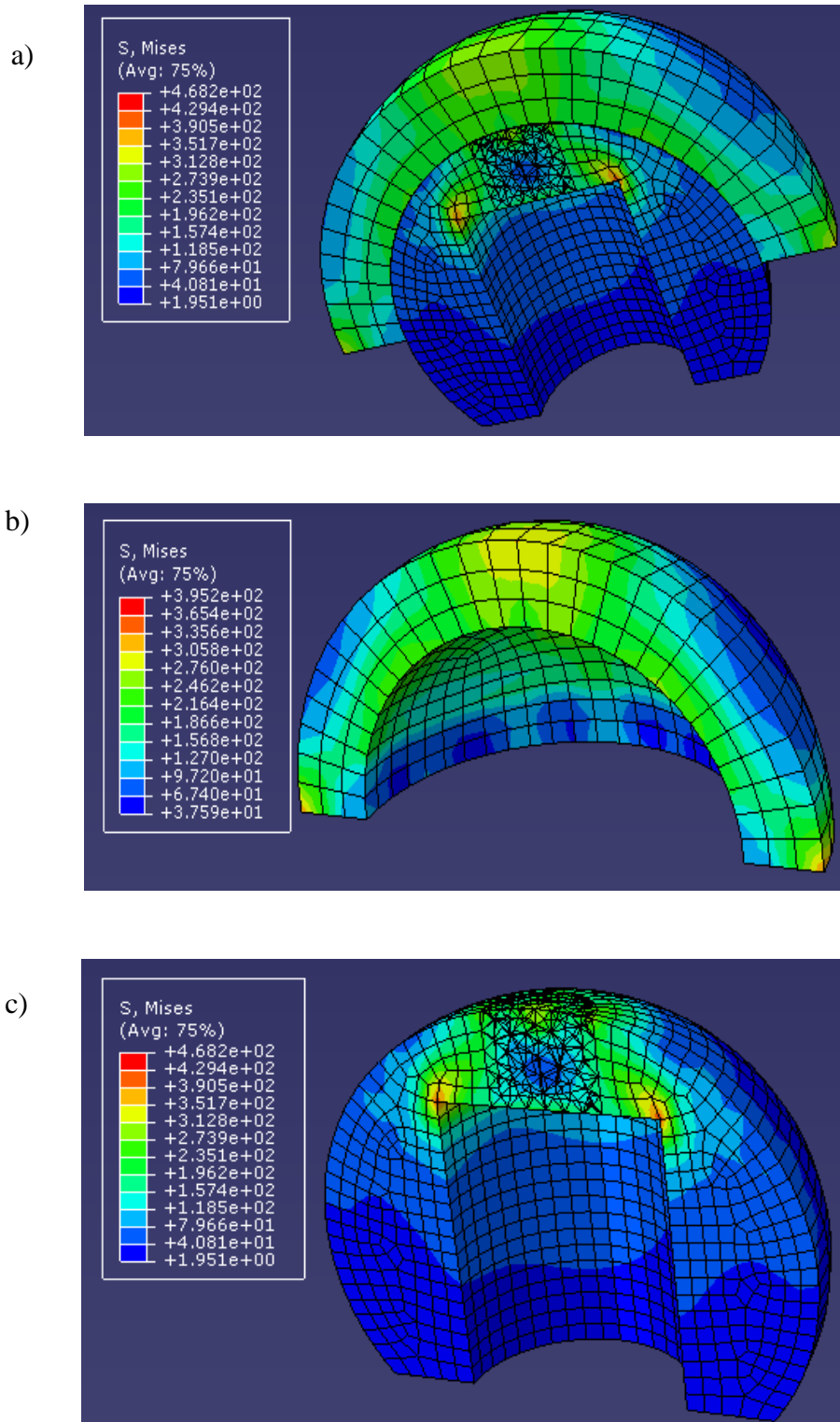


Figure V.11 : Contrainte de von mises dans : a) rotule-cupule b) cupule,c) rotule ,
Pour l'increment 11

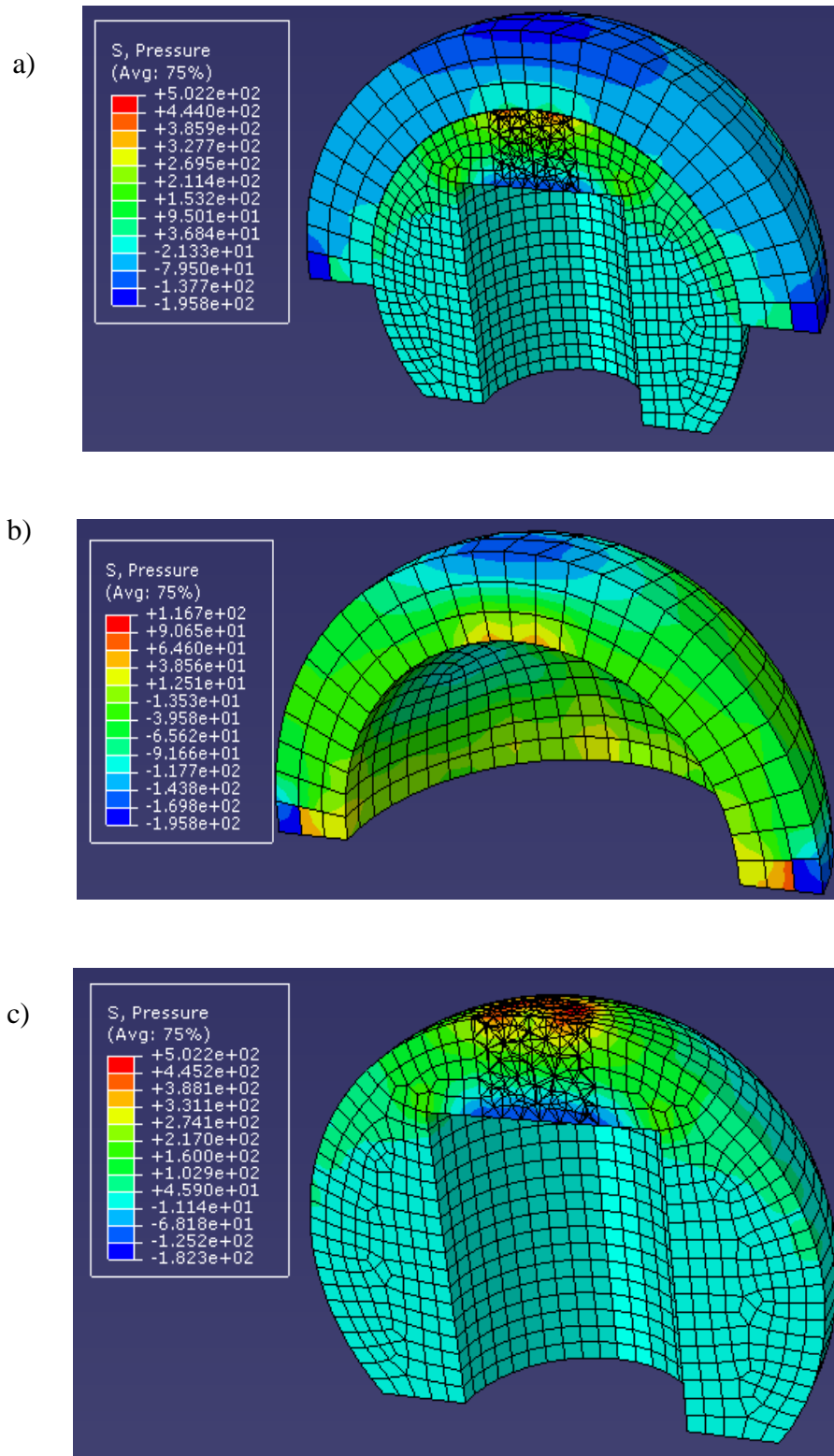


Figure V.12 : Pression maximale dans a) cupule, b) rotule ,c) rotule-cupule

Pour l'increment 11

V.5. Interprétation des Résultats

Dans cette partie de notre travail, nous présentons les résultats de la simulation de la tête fémorale en contact avec la cupule. Nous avons opéré deux testes sur deux couples de biomatériaux, en changeant le point d'application de la force comme montre les deux cas suivants :

1^{ier} cas :

Dans le premier test (« Zir/316L » top ; « Zir/Pol » top), nous avons appliqué une charge sur la cupule en contact avec la rotule. Dans notre domaine de recherche seulement les contraintes de Von Mises et la pression qui nous intéressent, Les résultats trouvés pour :

➤ Couple « Zircon/316L » :

- ✚ la contrainte de Von mises : comme montre la (fig V.7 a) ; la valeur de la contrainte de Von mises dans tête-cupule varie entre : $2,908 \leq \sigma_e \text{ (mises)} \leq 4,415 \text{ e}+02 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; ainsi dans la (fig V.7 b) ; la valeur de la contrainte de Von mises dans la cupule varie entre : $3,794 \text{ e}+01 \leq \sigma_e \text{ (mises)} \leq 3,792 \text{ e}+02 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; et enfin la valeur de la contrainte de Von mises dans la rotule varie entre : $2,908 \leq \sigma_e \text{ (mises)} \leq 4,415 \text{ e}+02 \text{ (N/mm}^2\text{)}$. Et, en comparant notre contrainte de Von mises avec la limite élastique

$$[\sigma_e \text{ (rotule)} \text{ (mises)} > R_e \text{ Zircon} \geq 138-240 \text{ N/mm}^2]. \text{ (Sciences des matériaux)}$$

$$[\sigma_e \text{ (cupule)} \text{ (mises)} > R_e \text{ 316L} \geq 240-400 \text{ N/mm}^2]. \text{ (Sciences des matériaux)}$$

- ✚ la pression entre les deux corps, comme le montre la figure (fig. V.8 a) ; la valeur de la pression de l'ensemble tête-cupule varie entre : $-1,918\text{e}+2 \leq Ph \leq 3,595 \text{ e}+02 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ainsi dans la (fig. V.8 b) ; la valeur de la pression dans la cupule varie entre : $-1,918\text{e}+2 \leq Ph \leq 9,013 \text{ e}+01 \text{ ;(N/mm}^2\text{)}$; et enfin la valeur de la pression dans la rotule varie entre : $-7,305\text{e}+1 \leq Ph \leq 3,595 \text{ e}+02 \text{ ;(N/mm}^2\text{)}$.

➤ Couple « Zircon/polyéthylène »

1. la contrainte de Von mises : comme le montre la (fig. V.8 a) ; la valeur de la contrainte de Von mises dans tête-cupule varie entre : $2,603\text{e}-01 \leq \sigma_e \text{ (mises)} \leq 3,863 \text{ e}+02 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; ainsi dans la (fig. V.8 b) ; la valeur de la contrainte de Von mises dans la cupule varie entre : $1,621 \leq \sigma_e \text{ (mises)} \leq 3,863 \text{ e}+02 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; et enfin la valeur de la contrainte de Von mises dans la rotule varie entre :

$2,603 \text{ e}-01 \leq \sigma_e \text{ (mises)} \leq 5,454 \text{ e}+01 \text{ (N/mm}^2\text{)}$. En comparant notre contrainte de Von mises avec la limite élastique, nous obtenons les résultats suivants :

$$[\sigma_e \text{ (rotule)} \text{ (mises)} < R_e \text{ Zircon} \geq 138-240 \text{ N/mm}^2]. \text{ (Sciences des matériaux)}$$

$$[\sigma_e \text{ (cupule)} \text{ (mises)} > R_e \text{ polyéthylène} \geq 20-30 \text{ N/mm}^2]. \text{ (Sciences des Matériaux)}$$

2. la pression entre les deux corps, comme le montre la figure (fig. V.8 a) ; la valeur de la pression de l'ensemble tête-cupule varie entre : $-1,279e+01 \leq Ph \leq 8,078 e+01$ (N/mm²) ainsi dans la (fig. V.8 b) ; la valeur de la pression dans la cupule varie entre : $-1,089e+1 \leq Ph \leq 3,332 e+01$;(N/mm²) ; et enfin la valeur de la pression dans la rotule varie entre : $-1,279 e+01 \leq Ph \leq 8,078 e+01$;(N/mm²).

Le deuxième cas est une approche à l'étude faite dans le chapitre 3, ou on suppose le cylindre « corps en Zircon » , et le plan « corps en polyéthylène ; corps en 316L ».

2^{ème} cas :

Dans le deuxième teste (Zir/316Lbot ; Zir/Pol bot), nous avons appliqué une charge sur la surface intérieur de la rotule en contact avec la cupule, dans notre domaine de recherche seulement les contraintes de Von Mises et la pression qui nous intéressent. Les résultats trouvés pour :

➤ **Couple « Zircon/316L » :**

1. la contrainte de Von mises : comme le montre la (fig. V.11 a) ; la valeur de la contrainte de Von mises dans tête-cupule varie entre : $1,951 \leq \sigma_e$ (mises) $\leq 4,682 e+02$ (N/mm²) ; ainsi dans la (fig. V.11 b) ; la valeur de la contrainte de Von mises dans la cupule varie entre : $3,759 e+01 \leq \sigma_e$ (mises) $\leq 3,952 e+02$ (N/mm²) ;et enfin la valeur de la contrainte de Von mises dans la rotule varie entre : $1,951 \leq \sigma_e$ (mises) $\leq 4,682 e+02$ (N/mm²) .et en comparant notre contrainte de Von mises avec la limite élastique

$$[\sigma_e \text{ (rotule) (mises Max) } > R_e \text{ Zircon } \geq 138-240 \text{ N/mm}^2]. \text{ (Sciences des matériaux).}$$

$$[\sigma_e \text{ (cupule) (mises Max) } > R_e \text{ 316L } \geq 240-400 \text{ N/mm}^2]. \text{ (Sciences des matériaux).}$$

2. la pression entre les deux corps, comme le montre la figure (fig. V.12 a) ; la valeur de la pression de l'ensemble tête-cupule varie entre : $-1,958 e+2 \leq Ph \leq 5,022 e+02$ (N/mm²) ainsi dans la (fig V.12 b) ;la valeur de la pression dans la cupule varie entre : $-1,958e+2 \leq Ph \leq 1,167 e+02$;(N/mm²) ; et enfin la valeur de la pression dans la rotule varie entre : $-1, 823e+2 \leq Ph \leq 5,022 e+02$ (N/mm²).

➤ **Couple « Zircon/polyéthylène »**

1. la contrainte de Von mises : comme le montre la (fig. V.9 a) , nous avons constaté que la valeur de la contrainte de Von mises dans tête-cupule varie entre : $8,646e-03 \leq \sigma_e$ (mises) $\leq 2,741$ (N/mm²) ; ainsi dans la (fig V.9 b) ; la valeur de la contrainte de Von mises dans la cupule varie entre : $2,192 e-01 \leq \sigma_e$ (mises) $\leq 2,503$ (N/mm²) ;et enfin la valeur de la contrainte de Von mises dans la rotule varie entre :

$8,646e-03 \leq \sigma_e \text{ (mises)} \leq 2,741 e+03 \text{ (N/mm}^2\text{)}$.et en comparant notre contrainte de Von mises avec la limite élastique

$[\sigma_e \text{ (rotule) (mises Max)} < R_e \text{ Zircon} \geq 138-240 \text{ N/mm}^2\text{}]$. (Sciences des matériaux)

$[\sigma_e \text{ (cupule) (mises Max)} < R_e \text{ polyéthylène} \geq 23-30 \text{ N/mm}^2\text{}]$. (Sciences des Matériaux)

2. la pression entre les deux corps, comme le montre la figure (fig. V.10 a) ; la valeur de la pression de l'ensemble tête-cupule varie entre : $-1,287 \leq Ph \leq 3,672 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ainsi dans la (fig. V.10 b) ; la valeur de la pression dans la cupule varie entre : $-1,287 \leq Ph \leq 1,258 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; et enfin la valeur de la pression dans la rotule varie entre : $-9,422 e-01 \leq Ph \leq 3,672 \text{ ;(N/mm}^2\text{)}$.

Interprétation des résultats

D'après les résultats trouver cas 1 et 2 par simulation, nous remarquons que :

La contrainte de Von mises maximale, ainsi la pression maximale dans l'ensemble en contact « rotule/cupule » est de même valeur que la rotule, et de même pour l'ensemble « cupule/rotule » est de même valeur que la cupule. Nous distinguons ainsi que la pression et la contrainte de Von mises sont maximum sur le corps, là où la charge de deux corps en contact est appliquée.

Dans le cas 1, la contrainte de Von mises du couple (Zircon/Polyéthylène) est inférieure à la contrainte de Von mises du couple (Zircon/316L) ; ainsi la contrainte de Von mises du corps (Zircon) est inférieure dans le couple (Zircon/Polyéthylène), que dans le couple (Zircon/316L).

La pression du couple (Zircon/Polyéthylène) est inférieure, à la pression du couple (Zircon/316L) ; et la pression sur le corps en (Zircon) est inférieure dans le couple (Zircon/Polyéthylène), que dans le couple (Zircon/316L).

A partir des résultats trouvés, nous estimons que notre modèle « rotule-Cupule » dans le premier cas passe du domaine élastique au domaine plastique surtout pour le couple (Zircon/316L), la résistance de Von mises est supérieure à la limite élastique pour les deux biomatériaux zircon et 316L, ainsi que la pression. Donc ce modèle est envisagé, qu'il passe du domaine élastique au domaine plastique, il en résulte la déformation et la rupture de notre modèle.

Mais dans le deuxième couple (Zircon/Polyéthylène), on voit que la contrainte de Von mises du biomatériau Zircon « rotule » est inférieure de la limite élastique, par contre la

contrainte de Von mises dans le biomatériau « polyéthylène) est supérieure à la limite élastique donc passe à la plasticité, et sachant que les polymères sont des biomatériaux élastoplastique donc il faut recalculer les contraintes et la pression du contact en supposant la cupule élastoplastique.

Dans le **deuxième cas**, le couple (zircone/316L), nous donne une contrainte de Von mises plus grande que la limite élastique ainsi une grande pression en contact.

Ce qui implique que l'orientation de la charge suivant l'axe (Z), ne change pas de la supériorité de la contrainte de Von mises par rapport à la limite élastique, par contre si on applique une force ponctuelle, ça change carrément le domaine d'étude, et entraîne de grandes déformations aux éléments sur lesquels est appliquée cette force.

Nous pouvons conclure que dans un couple de biomatériaux rigide, la pression de contact est grande, ainsi les contraintes passent la limite élastique.

Mais dans le deuxième couple (Zircone/Polyéthylène), nous constatons que la contrainte de Von mises du biomatériau Zircone « rotule » est inférieure à la limite élastique, ainsi qu'à la contrainte de Von mises du polyéthylène. Donc, nous sommes toujours dans le domaine élastique, il n'y a pas de danger de rupture ou de déformation sur notre modèle de prothèses. Donc le couple Zircone/polyéthylène est plus assurant pour la prothèse.

❖ **Remarque :**

Nous avons fait des tests et nous avons appliqué une force ponctuelle au centre de la cupule, mais les résultats étaient beaucoup plus grands : les contraintes concentrées dans le nœud du centre, le point de l'influence de la force. (Annexe) ????

Interprétation des Résultats

Interprétation des résultats

La simulation en éléments finis a longtemps et continue à être critiquée à cause du manque de validité des modèles. Pourtant cette méthode est souvent la seule possibilité pour explorer de nouveaux domaines même si les résultats ne peuvent être garantis à cause du manque d'informations biologiques. Si d'énormes efforts ont été faits, les lois des matériaux modélisés restent incertaines et le manque de connaissance sur les conditions limites existe. Rarement les articles concernant les modèles d'éléments finis comparent leurs résultats avec les résultats expérimentaux.

Les résultats obtenus par notre étude, nous amènent à négliger et sanctionner la comparaison du modèle constitué du corps supposé en couple (Zircone/316L), à cause des résultats obtenus dans l'approche théorique, ainsi que par simulation. D'où notre choix d'étude qui tend vers le couple (Zircone/polyéthylène).

Aussi, dans la partie analytique, nous avons supposé le corps cylindre « Zircone », et le corps plan « polyéthylène ».

Les résultats trouvés par le biais de la résistance de Von mises et de la pression sont en augmentation par rapport à la diminution de la longueur du cylindre c.-à-d., proportion inverse pour les deux corps de biomatériaux.

Toutefois dans la partie modélisation, nous avons expérimenté deux tests : le premier consiste dans l'application de la charge sur la surface extérieure de la cupule, et le deuxième sur l'intérieure de la tête fémorale.

Le deuxième test nous a donné des valeurs faibles et négligeables, dues à la surface sur laquelle est appliquée la charge (surface du contact tige-tête) et à la nature de transmission de contraintes, du corps mou à un corps rigide et le contraire, dans le cas de la zone d'application de la force.

La comparaison des résultats analytiques et les résultats trouvés par modélisation sont réalisés par le test de modélisation proche de la réalité et le test analytique.

D'après les résultats du tableau (III.4) et ceux de la partie de simulation, figures (V.11), et (V.12), nous déduisons que :

RÉSULTATS ANALYTIQUES						
Résultats		Couple « Zircone-Polyéthylène »				
		L=28mm	L=14mm	L=7mm	L=3,5mm	L=1,75mm
Contrainte hertzienne-----pH-----		55,470 MPa	78,447 MPa	110,941MPa	156,894 MPa	221,881 MPa
Zirc	Contrainte équivalente (Mises) ---- -----σe Mises ₁	30,521 MPa	43,163 MPa	61,042MPa	86,327 MPa	122,084 MPa
Poly	Contrainte équivalente (Mises) ---- -----σe Mises ₂	29,357 MPa	41,518 MPa	58,715MPa	83,036 MPa	117,430 MPa
RÉSULTATS PAR MODÉLISATION						
Poly	Contrainte équivalente (Mises) ---- -----σe Mises	σeMises ₁ Max =3,863 10 ² MPa ; σeMises ₁ Min=2,603 10 ⁻¹ MPa				
Zirc	Contrainte équivalente (Mises) ---- -----σe Mises	5,454 10 ¹ MPa				
Contrainte hertzienne-----pH Max-----		« Tête-Cupule » = 8,078 10 ¹ MPa				

Tableau IV : résultats comparatifs

✓ Sachant que, le polyéthylène est un Matériau Viscoélastique ; dans notre approche de cette étude il représente le corps plan. Dans la partie modélisation, comme l'indique la figure IV, le polyéthylène est un corps mou Par rapport à la zircone (rigide), et comme le contact entre corps mou et rigide entraîne des déformations, les contraintes dans le corps mou sont beaucoup plus importantes que dans le corps rigide.

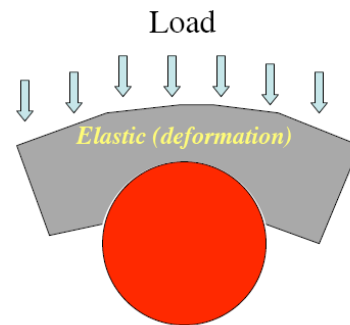


Figure IV : contact corps mou et rigide

Nous constatons qu'il y'a une différence dans les résultats analytiques et modélisés. Cet écart dans les résultats, revient à la surface d'application de la charge, ainsi qu'à d'autres facteurs comme les conditions aux limites, types de maillages et à la conception qui jouent un grand rôle dans l'approche théorique.

Nous distinguons que $\sigma_{\min}(mises) \leq \sigma_{analytique}(mises) \leq \sigma_{\max}(mises) / \forall l$, ces valeurs nous poussent à conclure qu'il y a des éléments qui ont des valeurs proches par la méthode analytique.

Pour le deuxième corps, qui représente en partie analytique, le cylindre et la partie de modélisation, la tête, et d'après le tableau IV, nous remarquons que :

$$\sigma_{analytique}(mises) \approx \sigma_{\max,modélisation}(mises) / \text{Pour } l = 14mm \quad (a)$$

Ainsi, nous constatons que la pression maximale entre les deux corps, Zircon et Polyéthylène, comme le montre le tableau IV :

$$P_{analytique}(mises) \approx P_{max,modélisation}(mises) / \text{Pour, } l = 14mm \quad (b)$$

✚ *Des conséquences précédentes, et d'après les résultats, (a) et (b) nous supposons que la tête, un cylindre de rayon (R) égale à la longueur (l). R=l=14mm.*

Conclusion Générale & Perspectives

CONCLUSION GENERALE

Ce travail s'inscrit dans le cadre des mises en place des P.T.H, par des études basées sur la modélisation pour appréhender les phénomènes physiques.

Nous avons choisi une approche tribologique, due à une supposition bâtie sur différentes études et recherches faites dans le domaine de la biomécanique.

Le but de notre étude étant de simplifier la résolution des différents contacts surtout en biomécanique, nous avons supposé le contact Rotule/ Cupule un contact cylindre plan et nous avons utilisé la théorie de Hertz pour définir et calculer la pression maximale de Hertz entre deux biomatériaux en contact en utilisant un logiciel de simulation.

Notre démarche consistait en une étude comparative, premièrement entre deux couples de biomatériaux, et ensuite entre les résultats trouvés, théoriquement et par la simulation avec Abaqus

Les effets que nous avons eus dans l'étude analytique et par modélisation par le logiciel de simulation Abaqus se résument comme suit:

- Le comportement tribologique n'est pas une propriété intrinsèque des matériaux, il dépend, en effet, d'un certain nombre de paramètres: les conditions nominales d'essai, les propriétés et les structures des couples des biomatériaux en contact ainsi que les caractéristiques propres du dispositif d'essai et du milieu environnant.
- Il existe une coexistence des couples dur/dur et dur/mou pour les articulations de hanche. Nous observons une certaine tendance à l'amélioration du couple dur/mou.
- Les céramiques à haute résistance comme le Zirconium apportent un bénéfice à cela en réduisant le taux de casse en présence de particules à l'interface cône métallique/ tête céramique.
- Le futur des biomatériaux métalliques va dépendre d'une meilleure compréhension et d'un contrôle efficace de leurs propriétés de surface. En raison de la différence de leurs liaisons atomiques, les métaux sont difficiles à unir aux polymères ou aux céramiques dans les conceptions ; ceci est causé par le pourcentage élevé des contraintes et pressions.
- La solution d'analyse par éléments finis optimise le prototypage virtuel et la simulation numérique pour l'entreprise en utilisant les hypothèses de la mécanique de la rupture en élasticité et de la dynamique. Ainsi, elle simule et améliore les performances des composants, des matériaux et des produits sujets à de fortes exigences opérationnelles (sécurité, endommagement...)

- En ce qui concerne le modèle par éléments finis, nous nous sommes bornés à un nombre d'éléments suffisant pour obtenir des résultats fiables, mais uniquement dans les zones de surface que nous avons estimées être les plus sollicitées. Ainsi, il serait intéressant de raffiner aussi le maillage en volume, afin de confirmer que les contraintes les plus importantes se limitent effectivement à la surface. Néanmoins, le raffinement du maillage a tendance à augmenter de façon significative les temps de calculs. Dans cette étude, le but était d'obtenir des résultats fiables, même avec un maillage originel.

D'après la littérature existante, les synthèses des résultats trouvés analytiquement et par simulation se résument à :

- Le couple métal/céramique est non utilisable pour la réalisation des prothèses totales de hanche ; et notre approche confirme cette hypothèse de non usage de ce couple dans la réalisation des prothèses de hanche, car l'étude du contact entre la tête et la cupule de la P.T.H, que nous avons entamées, nous a donné des résultats de contraintes de Von mises supérieur à la limite élastique pour le couple céramique-inox316L. Nous signalons ici que notre approche analytique est basée sur la théorie de Hertz, appliquée dans le domaine élastique.

Ainsi notre étude se dirige vers le traité du couple céramique-polyéthylène. Les résultats trouvés analytiquement et par modélisation sont inclus dans le domaine élastique.

- Le couple Zircon-polyéthylène, est le couple le plus utilisé de nos jours, beaucoup de recherches sont faites et se font actuellement pour améliorer et augmenter la durée de vie de la prothèse totale de hanche. Notre étude consiste dans le fait d'essayer d'adopter une approche de l'analytique par l'utilisation de la théorie de Hertz et la pratiquer par le biais de l'outil informatique. Il faut dire que cette approche est basée sur la convergence des résultats des contraintes et de la pression des les deux cas d'étude.

Les résultats rassemblés dans cette étude qui concerne le contact entre les têtes prothétiques et la cupule sont acceptables en l'absence de données suffisantes et des moyens et protocoles expérimentaux efficaces. Notre initiative qui se situe dans les études comparatives, est analytique et par modélisation ; elle se veut de ce fait une ébauche à une recherche plus approfondie dans ce domaine prolifique.

En définitif, nous supposons que *la tête, un cylindre de rayon (R) égale à la longueur (l) et le contact tête-cupule est un contact cylindre plan.*

Perspectives

Le développement des recherches sur les propriétés biologiques des interfaces métal-tissus devrait déboucher sur une fixation biologique véritable grâce au contrôle des propriétés des surfaces métalliques. L'avenir est à l'outil numérique et à la réalité virtuelle.

Le principal challenge que nous devons affronter consiste dans l'étude adéquate du contact des biomatériaux avec l'os et avec l'inclusion d'autres phénomènes physiques tels que la température, aussi bien que l'influence de l'environnement, de façon générale.

Les conséquences négatives des prothèses métalliques dans les années à venir seront remplacées par de nouveaux matériaux composites renforcés par les fibres.

En conclusion, nous estimons qu'aujourd'hui, et grâce au développement des sciences et de la technologie, la majorité des patients pourrait avoir une prothèse de hanche sûre, pour une durée longue et pour un prix raisonnable, et surtout assez perfectionnée.

Références Bibliographiques

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- **A.Boulilla, P.chabrand, M.Ayadi, A.Zeghal.** Prévion de l'échauffement a l'interface.ESSTT. Congrès des innovations mécaniques, Sousse 28.Avril 2010.
- **Affatato, S., Goldoni, M., Testoni, M., Toni, A., 2001.** Mixed oxides prosthetic ceramic ball heads. Part 3: effect of the ZrO₂ fraction on the wear of ceramic on ceramic hip joint prostheses.A long-term in vitro wear study. *Biomaterials* 22, 717-723
- **Affolter et Al, 2009.**Test de rupture, ISO 7306-10-2003.
- **Ahmet C.Cillinir.** Finite element analysis of the contact mechanics of ceramic-on-ceramic hip resurfacing prostheses.*Science Direct /7(2010)* 244-253.
- **Alain dambreville.** Atlas.22octobre 2005.Paris.
- **Andriacchi, T.P., Hurwitz, D.E., 1997.** Gait biomechanics and the evolution of total joint replacement. *Gait and Posture* 5, 256-264.
- **Audrey pustoc'h.** Élaboration d'un modèle mécanique de l'articulation de la hanche sous sollicitations dynamiques, version 1 - 10 Mar 2008
- **B.G. Weber. st gall-Suisse.** Couple métal métal metasul pour prothèse totale de hanche
- **Bergmann,G., Graichen, F., Rohlmann, A., 1993.** Hip joint loading during walking and running, measured in two patients. *Journal of Biomechanics* 26, 969-990.
- **Bergmann, G., Graichen, F., Rohlmann, A., 1995.** Is staircase walking a risk for the fixation of hip implants? *Journal of Biomechanics* 28, 535-553.
- **Bergmann, G., Deuretzbacher, G., Heller, M., Graichen, F., Rohlmann, A., Strauss, J.,Duda, 2001.** Hip contact forces and gait patterns from routine activities. *Journal of Biomechanics* 34, 859-
- **Bergmann, G., Graichen, F., Rohlmann, A., Verdonschot, N., van Lenthe, G.H., 2001.**Frictional heating of total hip implants, Part 1: 34, 421-428.Part 2 34, 429-435.
- **Blanquaert D.** Les céramiques et céramo-métalliques in *Biomécanique orthopédique*, p. 82-93. Masson, 1987
- **Bloebaum R. D., Zoul., Bachus K. N., Sheak. G., Hofmann A. A., Dunn H. K.** Analysis of particles in acetabular components from patients with osteolysis.*Clinical Orthopaedics and Related Research*, 1997, Number 338, 109-118
- **Bono, J.V., Sanford, L., Toussaint, J.T., 1994.** Severe polyethylene wear in total hip arthroplasty. Observations from retrieved AML PLUS hip implants with an ACS polyethylene liner. *The Journal of Arthroplasty* 9, 119-125.
- **Brian R. Lawn.**Indentation of Ceramics with Spheres: A Century after Hertz. *J. Am. Ceram. Soc.*, 81 [8] 1977-94 (1998)
- **Ch. Delaunay.**Les luxations précoces des prothèses totales primaires de hanche.
- **Chang, W. R., Etsion, I., and Bogy, D. B., 1987,** "An Elastic-Plastic Model for the Contact of Rough Surfaces," *ASME J. Tribol.*, 109, pp.257-263.
- **Cornelius T Leondes** (University of California, Los Angeles, USA)
Muscular Skeletal systems Biomechanical systems technology a 4-volume set, page 273.
- **Costigan, P.A., Deluzio, K.J., Wyss, U.P., 2002.** Knee and hip kinetics during normal stair climbing. *Gait and Posture* 16, 31-37.
- **Dujardin, F.H., Roussignol, X., Mejjad, O., Weber, J., Thomine, J.M., 1997.** Interindividual variations of the hip joint motion in normal gait. *Gait and Posture* 5, 246-250.
- **D.Muster ; JL Vouillot ; JH Dubruille.**Biomatériaux, biomatériels et bio-ingénierie en chirurgie orale et maxillofaciale (I), *Encyclopédie Médico-chirurgicale* 22-014-F-10.
- **D weichert-Lam.** La mécanique pour réparer notre Corp.
- **Delagoutte J-P, Mainard D,** Les métaux et les polymères utilisés en arthroplasties in *Conception des prothèses articulaires. Biomécanique et biomatériaux.* 1993, 44, 23- 30
- **Dennis, D.A., Komistek, R.D., Northcut, E.J., Ochoa, J.A., Ritchie, A., 2001.** "In vivo" determination of hip joint separation and the forces generated due to impact loading conditions. *Journal of Biomechanics* 34, 623-629.

- **Docteur François Prigent.** Prothèse totale de hanche Le couple. www.genou-hanche.com
Prothese totale de hanche ; le couple. Clinique.st.louis.poissy.
- **Dr.S.Mishler.** Tribologie and Implants .Ingenring tribologie.ISBN.0-7506-7836-4.EPEL.I.M.
cours biomateriaux 10-11-2008.
- **Duda, G.N., Schneider, E., Chao, E.Y.S., 1997.** Internal forces and moments in the femur during walking. *Journal of Biomechanics* 30, 933-941
- **Dujardin, F.H., Roussignol, X., Mejjad, O., Weber, J., Thomine, J.M., 1997.** Interindividual variations of the hip joint motion in normal gait. *Gait and Posture* 5, 246-250
- **Elément de tribologie** (<http://www.cours.polymtl.ca>).
- **Emil w derg AMP Incorporated.** New algorithm for calculating hertzian stress, deformation, and contact zone parameters. *AMP journal of technologie* Vol.2 November 92.
- **Etienne Duguet, Jean-Louis Pariente, Pierre Conort.** *Progrès en Urologie* (2005), 15, 865-886. Aspects physico-chimiques des biomatériaux utilisés en Urologie
- **Fractures des têtes de prothèses de hanche en zircone**, comparaison avec les têtes alumine.
www.google.com
- **Francisco Romero, Farid Amirouche, Luke Aram.** Experimental and analytical validation of a modular acetabular prosthesis in total hip arthroplasty. *Bio Med central journal of orthopaedic surgery and research*, 16may2007- 2.7.
- **Franck Jourdan, Amine Samida.** An implicit numerical method for wear modeling applied to a hip joint prosthesis problem. *Compat methods Appl Mech Engrg* 198(2009)2209-2217.
- **Franck Jourdan** , Numerical wear modeling in dynamics and large strains. Application to knee joint prostheses *Wear* 261 (2006) 283–292
- **Fisher, J., Ingham, E., Stone, M.H., 2003.** Alternative bearing couple in total hip replacements: solutions for young patients. *Hip International* 13 (supplement 2), 31-35.
- **G.M. Hamilton, L.E. Goodman,** "The Stress Field created by a Circular Sliding Contact", *J. of Appl. Mechanics*, 33, (1966), 371-376.
- **Genda, E., Iwasaki, N., Li, G., MacWilliams, B.A., Barrance, P.J., Chao, E.Y.S., 2001.** Normal hip joint contact pressure distribution in single-leg standing - effect of gender and anatomic parameters. *Journal of Biomechanics* 34, 895-905.
- **Georgia Institute of Technology.** Poisson ratio effects and critical values in spherical and cylindrical hertzian contacts. *Int. J. of Applied Mechanics and Engineering*, 2005, vol. 10, No. 3.
- **Gerard.Moulin.** Tech.Ing.zircone :ceramique fonctionnelle.
- **Glitsch, U., Baumann, W., 1997.** The three-dimensional determination of internal loads in the lower extremity. *Journal of Biomechanics* 30, 1123-1131.
- **Gray, H., 1918.** *Anatomy of the Human Body.* Philadelphia, Lea and Febiger, 1918. On-line edition: <http://www.bartleby.com/107/>.
- **Greenwood, J. A. & Williamson, J. B. P. 1966,** "Contact of Nominally Flat Surfaces," *Proc. R. Soc. Lond. A*, 295, pp. 300-319.
- **Hall, R.M., Unsworth, A., 1997.** Friction in hip prostheses. *Biomaterials* 18, 1017-1026.
- **Heller, M.O., Bergmann, G., Deuretzbacher, G., Durselen, L., Pohl, M., Claes, L., Haas, N.P., Duda, G.N., 2001.** Musculo-skeletal loading conditions at the hip during walking and stair climbing. *Journal of Biomechanics* 34, 883-893.
- **H. Poritsky,** "Stresses and Deflections of Cylindrical Bodies in Contact with Application to Contact of Gears and of locomotive Wheels", *J. of Appl. Mechanics*, 17,(1950), 191-201.
- **Hamrock, B.J.,** "Fundamentals of Machine Elements," McGraw-Hill, 1994.
- **HAS,** haute autorité de sante. Implants articulaires de hanche (titre III.Chapitre 1. Section5). 5september 2007
- **Hertz, H., 1882,** Über die berührung fester elastische körper, *Journal fuer die Reine und angewandte Mathematik*, Vol. 92, pp. 156-171.
- **Huten D.** Luxations et subluxations des prothèses totales de hanche. Conférences d'enseignement de la SOFCOT 1996, éd. sous la dir. de Jacques Duparc, Expansion Scientifique Française, Cahiers d'enseignement de la SOFCOT; 55, 19-46.

- **Hurwitz, D.E., Foucher, K.C., Andriacchi, T.P., 2003.** A new parametric approach for modeling hip forces during gait. *Journal of Biomechanics* 36, 113-119.
- <http://fr.advantacell.com/wiki/Zircone>
- http://www.maitrise-orthop.com/corpusmaitri/orthopaedic/mo78_zircone/index_vf.shtm
- http://fr.wikipedia.org/wiki/Proth%C3%A8se_de_hanche
- <http://www.drbbaudet.com/>
- <http://www.hanche-genou.info/index.php?ctnu=hanch-proth>
- **I.Green.** Poisson ratio effect and critical valus in spherical and cylindrical hertzian contacts. *Inf.J,of applied mechanics and engineering.* 2005 Vol,10N°03,pp.451-462
- **INSA de Lyon 2003,** Simulation numérique du soudage-Acier 316L. validation sur cas tests de complexité croissante.
- **Ipavec, M., Brand, R.A., Pedersen, D.R., Mavcic, B., Kralj-Iglic, V., Iglic, A., 1999.** Mathematical modelling of stress in the hip during gait. *Journal of Biomechanics* 32, 1229-1235.
- **J. haussel, S. drapier, J. Geringar, M. Dursapt, J. Stolarz, B. Forest.** Modélisation de la croissance de défauts dans des cupules de prothèses de hanche en Zircone soumise au phénomènes de decoaptation. *Mécanique et industrie* 9,2(2008)153-158/meca2008020
- **Jackson, R. L., Green, I., 2005,** "A Finite Element Study of Elasto-plastic Hemispherical Contact Against a Rigid Flat," *ASME Trans., J. of Tribology*, Vol. 127, No. 2, pp. 343-354.
- **Jérôme Hausselle.** Etude de la dégradation par chocs de têtes et cupules de prothèses de hanche en biocéramique. version 1 - 4 Jun 2010 .N°d'ordre : 458 SGM
- **JJ. O'Connor,** "The Role of Elastic Stress Analysis in the Interpretation of Fretting Fatigue Failures", *Fretting Fatigue*, Edited by R.B. Waterhouse, Applied Science,(1981), 23-66.
- **Johnson, K. L., 1985,** *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge.
- **K-H winder, M Majewski.** The impact of the CCD-angle on range of motion and cup positioning in total hip arthroplasty. *Elsevier.* April 2005. *clinical biomechanics* 20(2005)723-728
- **K. L. Johnson.** "Contact Mecanics". Cambridge, 1996.
- **Komistek, R.D., Stiehl, J.B., Dennis, D.A., Paxson, R.D., Soutas-Little, R.W., 1998.** Mathematical model of the lower extremity joint reaction forces using Kane's method of dynamics. *Journal of Biomechanics* 31, 185-189.
- **Lerouge S., Huko, Yahia L'H., Witvoet J., Sedell,** Ceramic -ceramic and metal-polyethylene total hip replacements. Comparison of pseudomembranes after loosening. *The Journal of Bone and Joint Surgery*, 1997, Vol. 79-B, N° 1, 135-139.
- **Ling.R. S. M., Lee J. C,** Porosity reduction in acrylic cement is clinically irrelevant. *Clinical Orthopedics*, 1998, 355, 249-253
- **Liu, W., Nigg, B.M., 2000.** A mechanical model to determine the influence of masses and mass distribution on the impact force during running. *Journal of Biomechanics* 33, 219-224.
- **Lombardi, J., Adolph, V., Mallory, T.H., Dennis, D.A., Komistek, R.D., Fada, R.A., Northcut, E.J., 2000.** An in vivo determination of total hip arthroplasty pistoning during activity. *The Journal of Arthroplasty* 15, 702-709.
- **Mavcic, B., Pompe, B., Antolic, V., Daniel, M., Iglic, A., Kralj-Iglic, V., 2002.** Mathematical estimation of stress distribution in normal and dysplastic human hips. *Journal of Orthopaedic Research* 20, 1025-1030.
- **McCrary, J.L., White, S.C., Lifeso, R.M., 2001.** Vertical ground reaction forces: objective measures of gait following hip arthroplasty. *Gait and Posture* 14, 104-109.
- **Memento.** science des matériaux. Tables des éléments (periodiques ;...etc).
- **Mesys test ;** Engineering • Consulting • Software | Binzstrasse 18 | CH – 8045 Zürich | ©2010 • Design: idart.com
- **Metoxit High Tech Ceramics.** Geco .2009. 33^{eme} reunion
- **Nigg, B.M., Liu, W., 1999.** The effect of muscle stiffness and damping on simulated impact force peaks during running. *Journal of Biomechanics* 38, 849-856.
- **Passutin., Gouin F., Delecrin J., Daculsi G.,** Tiges centromédullaires fémorales sans ciment in Conception des prothèses articulaires. *Biomécanique et biomatériaux. Cahiers d'enseignement de la SOFCOT.* Expansion scientifique française, 1993, 44, 31-38

- **P. Chiron, B. Mazières.** Physiologie de la Hanche.
- **Pain, M.T.G., Challis, J.H., 2004.** The influence of soft tissue movement on ground reaction forces, joint torques and joint reaction forces in drop landings. *Journal of Biomechanics* 39, 119-124.
- **Pedersen, D.R., Brand, R.A., Davy, D.T., 1997.** Pelvic muscle and acetabular contact forces during gait. *Journal of Biomechanics* 30, 959-965.
- **Pression Hertzienne entre deux corps.** Chapitre 1-8
<http://translate.google.fr/translate?hl=fr&langpair=http://www.totaljoints.info/THPconstruction.htm>
- **Sciences des matériaux 1/7.**www.axesindustries.com/pdf/sciences_materiaux.pdf
- **Ratcliffe, R.J., Holt, K.G., 1997.** Low frequency shock absorption in human walking. *Gait and Posture* 5, 93-100.
- **Riener, R., Rabuffetti, M., Frigo, C., 2002.** Stair ascent and descent at different inclinations. *Gait and Posture* 15, 32-44.
- **Robinovitch, S.N., Chiu, J., Sandler, R., Liu, Q., 2000.** Impact severity in self-initiated sits and falls associates with center-of-gravity excursion during descent. *Journal of Biomechanics* 33, 863-870.
- **S.Albertini.** Modélisation Numérique d'une prothèse totale de hanche(PTH).Stage de fin d'étude. Septembre 2004.MEGALOG/ISP, Galilée Paris 13
- **Schmalzried T. P., Kwong I. M., Jasty m., Sedlacek r. c., Haire t. c.,o'connord. o., Bragdon C. R Kabo j. m., Malcolm a J.,Harris w. h.,**The mechanism of loosening of cemented acetabular components in total hip arthroplasty.Analysis of specimens retrieved at autopsy. *Clinical Orthopaedics and Related Research*,1992, Number 274, 60-78
- **Shigley, J.E., Mischke, C.R., 1989,** *Mechanical Engineering Design Tutorial 4-20: Hertz Contacts Tresses* , Fifth Edition, Chapter 2, McGraw-Hill, Inc, 1989, ISBN 0-07-056899-5.
- **Spagele, T., Kistner, A., Gollhofer, A., 1999.** Modelling, simulation and optimisation of a human vertical jump. *Journal of Biomechanics* 32, 521-530.
- **Stansfield, B.W., Nicol, A.C., Paul, J.P., Kelly, I.G., Graichen, F., Bergmann, G.,2002 2003.** Direct comparison of calculated hip joint contact forces with those measured using instrumented implants. *Journal of Biomechanics* 36, 929-936.
- **Stewart, T.D., Tipper, J.L., Insley, G., Streicher, R.M., Ingham, E., Fisher, J., 2003.** Longterm wear of ceramic materials composite materials for hip prostheses under severe swing phase microseparation. *Journal of British Medical Research* 66 B, 562-573.
- **Tabor, D., 1951,** *the Hardness of Materials*, Clarendon Press, Oxford.
- **Technique de l'ingénieur, BM5 067, 2005.**
- **Tipper, J.L., Firkins, P.J., Besong, A.A., Barbour, P.S.M., Nevelos, J., Ston, M.H., Ingham, E., Fisher, J., 2001.** Characterisation of wear debris from UHMWPE on zirconia ceramic,metal-on-metal and alumina ceramic-on-ceramic hip prostheses generated in a physiological anatomical hip joint simulator. *Wear* 250, 120-128.
- **Tooms R. E, Harkess J. W.,** *Arthroplasty. Introduction and overview in Campbell's Operative Orthopaedics.* Mosby Year Book, St Louis, 8th edition, 1992, Vol. 1, 371-387
- **V.Acary, B.brogliato.Coefficients** de restitution et effort aux impacts.Revue et comparaison des estimations analytiques.INRIA.rapport de recherche.N°5401 Dec 2004
- **Vav Hille W.,** Etude à plus de 7 ans d'une série consécutive de 118 arthroplasties totales de hanche cimentées du système modulaire S.K.H. - S.K.S. Analyse clinique, radiographique et survie actuarielle. Thèse pour le diplôme de docteur en médecine, 1999
- **Voloshin, A.S., Mizrahi, J., Verbitsky, O., Isakov, E., 1998.** Dynamic loading on the human musculoskeletal system - effect of fatigue. *Clinical Biomechanics* 13, 515-520.
- **Williams, J. A., 1994,** *Engineering Tribology*, Oxford University Press, Oxford.
- **Willmann, G., Fruh, H.J., Pfaff, H.G., 1996.** Wear characteristics of sliding pairs of zirconia (Y-TZP) for hip endoprostheses. *Biomaterials* 17, 2157-2162.
- **WillerT H. G., Brobäck L. G., Buchhorn G. H., Jensen P. H., Köster G., Lang I. Ochsner P. Schenk R.,** Crevice corrosion of cemented titanium alloy stems in total hip replacements. *Clinical Orthopaedics and Related Research*, 1996,Number 333, 51-75

GLOSSAIRE

GLOSSAIRE

Abaqus : logiciel de simulation

Acetabulum : de cavité cotyloïde (cavité de l'os iliaque où s'articule la tête fémorale).

Arthroplastie : Intervention au niveau d'une articulation.

Arthrose : Affection chronique dégénérative des articulations.

Aseptique : exempt de tout microbe.

Austénitique : Constituant des aciers, solution solide de carbone dans le fer.

Chanfrein : Surface obtenue en abattant l'arête d'une pièce.

Cisaillement : Coupure progressive d'une pièce métallique par une autre pièce avec laquelle le contact est mal assuré.

Concavité : Concave : Qui présente une courbure en creux.

Convexité : Convexe : bombé, courbé en dehors. Ant. Concave.

Cortical : Qui appartient, qui dépend d'un cortex (couche superficielle de certains organes).

Cotyle : Cavité d'un os dans laquelle s'articule la tête d'un autre os.

Cotyloïde : cavité de l'os iliaque où s'articule la tête fémorale.

Cupule : petit organe, objet en forme de coupe.

Descellement : Desceller : Dégager ce qui est fixé par un scellement (fixation au moyen d'un matériau qui sèche et durcit (de l'extrémité d'une pièce de bois ou de métal).

Granulome : Formation tumorale d'origine inflammatoire.

Insert : Pièce que l'on inclut dans une autre au moment de la fabrication.

Interstice : Très petit espace, écart entre les éléments constitutifs d'un tout.

Ischiatique : Ischion : Partie inférieure de l'os iliaque, situé au niveau de la fesse.

Ligament : Faisceau fibreux résistant plus ou moins élastique, qui relie deux parties d'une articulation ou deux organes.

Médullaire : Qui a rapport à la moelle osseuse ou à la moelle épinière.

Moignon : 1- Extrémité d'un bras ou d'une jambe amputés ou mutilés.

Monomère : Constitué de molécules simples susceptibles de former un ou des polymères.

Muscles abducteurs : Des muscles qui effectuent le mouvement d'abduction (mouvement par lequel un membre s'écarte du plan de symétrie du corps.).

Nécrose : Mort cellulaire ou tissulaire.

Odontologie : Étude des dents et de leurs affections, médecine dentaire.

Orthopédique : Qui est destiné à étudier ou à traiter les affections et les déformations du squelette, des articulations ou des muscles.

Os iliaque : Chacun des deux os qui forment le pelvis.

Ostéoarthrite : Arthrite compliquée de lésions osseuses des surfaces articulaires.

Ostéochondrite : Inflammation de l'os encore partiellement cartilagineux chez l'enfant.

Ostéolyse : Destruction du tissu osseux.

Pelvis : Bassin.

Peroxyde : Composé contenant le groupement de deux atomes d'oxygène –O-O–

Plexiglas : Matière plastique transparente et flexible.

PMMA : Poly-méthyle méthacrylate.

Polyéthylène : Matière plastique obtenue par polymérisation de l'éthylène, utilisée notamment pour fabriquer des récipients souples des tuyaux.

Polymère : Molécule constituée d'un grand nombre de répétition d'une ou plusieurs espèces d'atomes ou de groupes d'atomes.

Polymérisation : Union de molécules d'un même composé (monomère) en une seule molécule plus grosse (macromolécule).

Rhumatoïde : Qui a des caractères rhumatismaux.

Solvant : Substance, générale liquide, dans laquelle d'autres substances peuvent être dissoute. Syn. Dissolvant.

Toluidine : Matière colorante dérivée du toluène.

Trochanter : Chacune des deux apophyses (partie saillante des os qui permet leur articulation ou la fixation des muscles.) de la partie supérieure du fémur.

Biomatériaux : des matériaux destinés à être en contact temporaire ou permanent avec différents tissus, organes ou fluides d'un être vivant,

Biocompatibilité : capacité d'un matériau à être accepté par un être vivant.

Bio tolère : le degré minimal de la biocompatibilité ; peut avoir quelques effets nocifs. Certains polymères sont seulement tolérés.

Bio inerte : le matériau n'a pas d'effet nocif apparent, (diverses céramiques : alumine, zircone, le carbone vitreux sont bio inertes).

Bioactif : Le contact entre le tissu et le matériau est direct.

Re : correspond à la contrainte à partir de laquelle le matériau commence à se déformer plastiquement.

Arthrite : Nom donné aux affections inflammatoires aiguës ou chroniques qui touchent les articulations

Sacrum : Os triangulaire situé entre la cinquième vertèbre lombaire et le coccyx, dernier os de la colonne vertébrale

ملخص

في مجال البحث، قمنا بدراسة تريبولوجية تقريبية مبنية على احتمالات مستخلصة من مختلف الدراسات والبحوث المنجزة في مجال الميكانيك الحيوية، وذلك بهدف تبسيط طريقة تحليل مختلف الاتصالات، خاصة في مجال الميكانيك الحيوية.

في البداية قمنا بدراسة نظرية تحليلية، بافتراض الاتصال بين التجويف الحقي والرأس الكروي اتصال اسطوانة مع مستوى وذلك باستعمال نظرية هرتز لاستخلاص قيمة الضغط القصوى لهرتز. ثم قمنا بدراسة تطبيقية عن طريق استعمال برنامج محاكاة، وفي الأخير قمنا بدراسة مقارنة، الأولى بين زوجين من المواد الحيوية لكل من الدراستين، ثم بين النتائج النظرية التحليلية و النتائج التطبيقية باستعمال برنامج المحاكاة اباكيس

مفردات ذات مدلول: الاتصال الهرتزي، الضغط، التجويف الحقي، الرأس الكروي، التريبولوجيا، المواد الحيوية.

Summary

In our work we make a tribological approach, due to an assumption built on various studies and research in the field of biomechanics. To simplify the resolution of the various contacts especially in biomechanics, in our case, it was assumed the contact ball cup cylinder with a plan and we used the Hertz theory to define and calculate the maximum pressure of Hertz contact between biomaterials is using software simulations.

We made a comparative study, first between two pairs of biomaterials, and then find the results between theory and simulation with Abaqus

Keywords: contact Hertz pressure, ball, cup, Tribology, Biomaterials

Résumé

Dans notre travail on a fais une approche tribologique, due à une supposition bâti sur des différentes études et recherches faites dans le domaine de la biomécanique, Pour but de simplifier la résolution des différents contacts surtout en biomécanique ; dans notre cas, on a supposé le contact Tête Cupule, un contact cylindre plan et on a utilisé la théorie de hertz pour définir et calculer la pression maximale de hertz entre deux biomatériaux en contact, on utilisant des logiciels de simulations.

On a fait une étude comparative, premièrement entre deux couples de biomatériaux, et ensuite entre les résultats théoriques et ceux de la simulation avec Abaqus

Mots clés : contact, pression d'hertz, rotule, cupule, Tribologie, Biomatériaux.