



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



جامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة و الأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département : Maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : Electromécanique

Spécialité : Electromécanique industrielle

Thème :

Simulation de la lubrification des engrenages avec Ansys Fluent

Présenté par

BENAYAD Boumediene
BENAMEUR Mohamed el amine

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
ACHACHE Habib	MCA	IMSI.	Président
CHAREF Djilali	MCB	IMSI	Examineur
BELARIFI Farid	Professeur	IMSI	Encadreur
Bouzana Abdelghani	Doctorant	IMSI	Co encadreur

Année 2022/2023

Résumé

Les engrenages sont les organes de transmission de puissance les plus rentables, précis et spécifiques. Ils constituent la meilleure solution technologique pour transmettre le couple et le mouvement en rotation. Ils sont largement répandus dans les domaines les plus variés de la construction mécanique : machines-outils, automobiles, appareils de levage..., particulièrement dans les boîtes de vitesses, boîtes des avances, variateurs, ...

La lubrification des engrenages est un élément essentiel pour garantir le bon fonctionnement et la longue durée de vie des engrenages. Pour atteindre cet objectif en connaître les conditions limites d'une bonne lubrification, Les résultats obtenus grâce aux simulations réalisées par la Méthode de volume de fluide (VOF) de précision à l'aide du logiciel ANSYS Fluent ont renforcé notre compréhension de lubrification hydrodynamique Ce qui contribue à augmenter l'efficacité et à prolonger la durée de vie des engrenages.

Summary

Gears are the most cost-effective, precise and specific power transmission organs. They constitute the best technological solution for transmitting torque and rotational movement. They are widely used in the most varied fields of mechanical construction: machine tools, automobiles, lifting devices, etc., particularly in gearboxes, feed boxes, variators, etc.

Gear lubrication is an essential part of ensuring smooth operation and long life of gears. To achieve this objective by knowing the limiting conditions for good lubrication, the results obtained thanks to the simulations carried out by the precision volume of fluid (VOF) method using the ANSYS Fluent software have strengthened our understanding of hydrodynamic lubrication. which helps to increase efficiency and extend gear life.

ملخص

التروس هي أجهزة نقل الطاقة الأكثر فعالية من حيث التكلفة والدقة والخصوصية. إنها تشكل أفضل حل تكنولوجي لنقل عزم الدوران والحركة الدورانية. يتم استخدامها على نطاق واسع في مجالات البناء الميكانيكية الأكثر تنوعاً: الأدوات الآلية، والسيارات، وأجهزة الرفع، وما إلى ذلك، وخاصة في علب التروس، وصناديق التغذية، والمتغيرات، وما إلى ذلك.

يعد تزييت التروس جزءاً أساسياً لضمان التشغيل السلس والعمر الطويل للتروس. ولتحقيق هذا الهدف من خلال معرفة الشروط المحددة للتزييت الجيد، فإن النتائج التي تم الحصول عليها بفضل عمليات المحاكاة التي أجريت بواسطة طريقة عززت فهمنا للتزييت الهيدروديناميكي مما يساعد ANSYS Fluent باستخدام برنامج (VOF) الحجم الدقيق للسوائل على زيادة الكفاءة. وإطالة عمر العتاد.

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction général. 01

Chapitre 1 : Etude sur les engrenages.

1. Introduction. 02

2. Classification des engrenages. 04

2.1 Les engrenages à axes parallèles. 04

2.2 Les engrenages à axes concourants. 04

2.3 Les engrenages gauches. 05

3. Caractéristiques des dentures. 05

4. Le rapport de réduction. 06

5. Angle de pression. 06

6. Etude du profil de la denture. 07

6.1 Méthode générale cas d'un engrenage parallèle. 07

6.2 Détermination des profils par la méthode des enveloppes. 08

6.3 La méthode des roulettes. 08

6.4 Equation polaire de la développante de cercle. 09

6.5 Epaisseur de denture. 10

7. Fonctionnement des engrenages. 11

7.1 Etude du contact. 12

7.2 Etude cinématique. 13

8. Ligne d'engrènement ou ligne d'action. 15

9. Interférence.	15
10. Correction de denture.	17
11. Jeu de fonctionnement.	18
12. Conclusion.	19

Chapitre2 : La lubrification des engrenages

1. Introduction.	20
2. Rôle et définition de la lubrification.	20
3. Les Différent types de lubrifiants.	20
3.1 Les lubrifiants liquides.	20
3.2 Les lubrifiants semi-liquides ou graisses.	22
3.3 Les lubrifiants solides.	23
4. Les caractéristiques des lubrifiants.	23
4.1 La viscosité.	23
4.2 L'onctuosité.	24
4.3 Le point d'inflammation.	24
4.4 Le point de congélation.	24
5. Les techniques de lubrification.	24
5.1 Lubrification par bain d'huile (Barbotage).	24
5.2 Lubrification par projection d'huile.	24
5.3 Lubrification goutte à goutte.	25
5.4 Lubrification par circulation d'huile.	25
5.5 Lubrification par graisseur.	26
6. Facteurs influençant le graissage.	27

6.1 Les vitesses.	27
6.2 La charge et la pression de contact.	29
6.3 Température des dents.	30
7. Possibilités de graissage.	30
8. Conclusion.	31

Chapitre 3 : Résolution numériques de la lubrification des engrenages

1. Introduction.	32
2. Modèle géométrique.	32
2.1 Equations de Reynolds.	33
2.2. Les conditions aux limites.	34
3. Modélisation par la méthode des éléments finis.	35
4. La méthode des volumes finis.	37
5. La méthode du volume de fluide.	38
6. Etapes d'analyse.	40
7. Discrétisation.	41
8. Simulation de la lubrification des engrenages par ANSYS Fluent.	41
8.1. Caractéristiques de la géométrie a simulé.	42
8.2. Procédure de la simulation.	42
8.3. Résultats de la simulation.	44
9. Discussions et Conclusion.	83
Conclusion général.	84
Bibliographie.	85

Remerciement

Louange à Allah, qui nous a guidés dans la bonne voie tout au long de notre vie et nous a aidés à accomplir ce humble travail. Nous exprimons notre profonde gratitude envers notre encadreur, le professeur mon encadreur Mr BELARIFI FARID, et mon Co-encadreur BOUZANA ABEDLGHANI pour leur disponibilité, leur encadrement, leur confiance et les conseils qu'ils m'ont généreusement prodigués tout au long de notre recherche.

Nous tenons à remercier chaleureusement tous les enseignants de l'Institut de Maintenance et Sécurité Industrielle d'Oran pour leur soutien et leur contribution à notre formation.

Nous exprimons également notre profonde reconnaissance envers notre famille, en particulier nos parents, pour leur soutien constant et leur aide précieuse tout au long de nos études.

Enfin, nous souhaitons exprimer notre gratitude envers toutes les personnes, de près ou de loin, qui ont contribué à rendre ce travail réalisable et présentable. Leur participation a été d'une valeur inestimable et a contribué au succès de notre mémoire.

Dédicace

Aucunes lettres ne sauraient trouver les mots justes, aucuns mots ne sauraient exprimer la

Reconnaissance, le respect, l'amour et la gratitude. C'est ainsi que je dédie le fruit de mon

Travail :

À mes chers à mon mère, Qui a été mon soutien tout au long de mon parcours académique

et m'a toujours encouragée, et à mon père rbi yrhmh, demande à Dieu Tout-Puissant de la

couvrir de Sa miséricorde et de la faire entrer dans Son Paradis.

Et à mes frères et sœurs et à tous mes amis

À Toutes A tous nos amis, le staff administratif et pédagogique du département d'ELM

Boumedién

Je dédie ce modeste travail Aux être qui me sont les plus chers.

À mes chers parents qui m'ont toujours encouragé Symbole de tendresse pour leur sacrifice

estimable que dieu garde.

Et à mes frères et sœurs et à tous mes amis

À Toutes mes collègues de la promotion 2023 d'ELM

mohamed

Liste des figures

Chapitre I

Figure 1.1 : Dessin représente des mécanismes par Léonard de Vinci.	03
Figure 1.2 : Exemple d'un dispositif de transmission par engrenages.	03
Figure 1.3 : engrenages à axes parallèles.	04
Figure 1.4 : engrenages à axes concourants.	04
Figure 1.5 : Engrenages gauches.	05
Figure 1.6 : Caractéristiques d'un engrenage à denture droit.	05
Figure 1.7 : l'angle de pression.	07
Figure 1.8 : Génération du profil conjugué.	07
Figure 1.9 : Génération de dentures par développante de cercle.	09
Figure 1.10 : Caractéristiques de la denture.	09
Figure 1.11 : début de l'engrènement.	12
Figure 1.12 : début du contact unique.	12
Figure 1.13 : fin du contact unique.	13
Figure 1.14 : fin de l'engrènement.	13
Figure 1.15 : situation cinématique.	14
Figure 1.16 : Ligne d'engrènement ou ligne d'action.	15
Figure 1.17 : Fonctionnements sans interférence.	16
Figure 1.18 : Fonctionnement d'interférence.	16
Figure 1.19 : Interférence de fabrication.	16
Figure 1.20 : Conditions d'interférences.	17
Figure 1.21 : Fonctionnement avec jeu.	18
Figure 1.22 : Fonctionnement sans jeu.	18

Chapitre II

Figure 2.1 : Lubrification par bain d'huile.	24
Figure 2.2 : Lubrification par projection d'huile.	25
Figure 2.3 : Lubrification goutte à goutte.	25
Figure 2.4 : Lubrification par circulation d'huile.	26
Figure 2.5 : exemple de palier avec graisseur et répartiteur de graisse.	26
Figure 2.6 : situation d'engrènement.	27
Figure 2.7 : Direction de la vitesse de glissement.	28
Figure 2.8a : Diagramme des vitesses lors d'un contact.	28
Figure 2.8b : Variation de la vitesse de glissement lors de l'engrènement.	28
Figure 2.9 : Répartition de la charge.	29
Figure 2.10 : Variation de la pression en fonction De la vitesse de glissement.	30

Chapitre III

Figure 3.1a : Modèle de contact entre deux dentures.	32
Figure 3.1b : Géométrie équivalente.	32
Figure 3.2 : diagramme (x, y).	33
Figure 3.3 : Les conditions aux limites.	35
Figure 3.4a : Discrétisation d'une structure en nœuds et éléments (dent d'une roue dentée).	36
Figure 3.4b : les types Discrétisation d'une structure.	36
Figure 3.5 : Schéma représentant Volume de contrôle bidimensionnel.	38

Figure 3.6 : Représentation schématique de l'affectation des phases dans une grille cartésienne	39
Figure 3.7 : Chute d'une goutte à la surface d'un liquide.	39
Figure.3.8 : Principales étapes pour une analyse par la Méthode des Eléments Finis.	40
Figure 3.9 : les caractéristiques de la simulation.	42
Figure 3.10 : Procédure de la simulation.	43
Figure 3.11 : Volume fluide (e=9.6, hl=65,1 itération, 0 tours).	44
Figure 3.12 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 314 itération, 1 tours).	44
Figure 3.13 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 629 itération, 2 tours).	45
Figure 3.14 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 943 itération, 3 tours).	45
Figure 3.15 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 1257 itération, 4 tours).	46
Figure 3.16 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 1572 itération, 5 tours).	46
Figure 3.17 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 1887 itération, 6 tours).	47
Figure 3.18 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 2201 itération, 7 tours).	47
Figure 3.19 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 2516 itération, 8 tours).	48
Figure 3.20 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 2830 itération, 9 tours).	48
Figure 3.21 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 3145 itération, 10 tours).	49
Figure 3.22 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 3459 itération, 11 tours).	49
Figure 3.23 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 3750 itération, 12 tours).	50
Figure 3.24 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 1 itération, 0 tours).	50
Figure 3.25 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 314 itération, 1 tours).	51
Figure 3.26 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 629 itération, 2 tours).	51
Figure 3.27 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 943 itération, 3 tours).	52

Figure 3.28 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 1257 itération, 4 tours).	52
Figure 3.29 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 1572 itération, 5 tours).	53
Figure 3.30 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 1887 itération, 6 tours).	53
Figure 3.31 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 2201 itération, 7 tours).	54
Figure 3.32 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 2516 itération, 8 tours).	54
Figure 3.33 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 2830 itération, 9 tours).	55
Figure 3.34 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 3145 itération, 10 tours).	55
Figure 3.35 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 3459 itération, 11 tours).	56
Figure 3.36 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 3750 itération, 12 tours).	56
Figure 3.37 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 1 itération ,0 tours).	57
Figure 3.38 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 314 itération ,1 tours).	57
Figure 3.39 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 629 itération ,2 tours).	58
Figure 3.40 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 943 itération ,3 tours).	58
Figure 3.41 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 1257 itération ,4 tours).	59
Figure 3.42 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 1572 itération ,5 tours).	59
Figure 3.43 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 1887 itération ,6 tours).	60
Figure 3.44 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 2188 itération ,7 tours).	60
Figure 3.45 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 2201 itération ,8 tours).	61
Figure 3.46 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 2830 itération ,9 tours).	61
Figure 3.47 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 3145 itération ,10 tours).	62
Figure 3.48 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 3459 itération ,11 tours).	62
Figure 3.49 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 3750 itération ,12 tours).	63
Figure 3.50 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 1 itérations ,0 tours).	63
Figure 3.51 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 314 itérations ,1 tours).	64

Figure 3.52 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 629 itérations ,2 tours).	64
Figure 3.53 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 943 itérations ,3 tours).	65
Figure 3.54 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 1258 itérations ,4 tours).	65
Figure 3.55 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 1572 itérations ,5 tours).	66
Figure 3.56 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 1887 itérations ,6 tours).	66
Figure 3.57 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 2201 itérations ,7 tours).	67
Figure 3.58 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 2516 itérations ,8 tours).	67
Figure 3.59 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 2830 itérations ,9 tours).	68
Figure 3.60 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 3145 itérations ,10 tours).	68
Figure 3.61 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 3459 itérations ,11 tours).	69
Figure 3.62 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 3750 itérations ,12 tours).	69
Figure 3.63 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 1 itération, 0 tours).	70
Figure 3.64 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 314 itération, 1 tours).	70
Figure 3.65 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 629 itération, 2 tours).	71
Figure 3.66 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 943 itération, 3 tours).	71
Figure 3.67 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 1257 itération, 4 tours).	72
Figure 3.68 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 1572 itération, 5 tours).	72
Figure 3.69 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 1887 itération, 6 tours).	73
Figure 3.70 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 2201 itération, 7 tours).	73
Figure 3.71 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 2516 itération, 8 tours).	74
Figure 3.72 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 2830 itération, 9 tours).	74
Figure 3.73 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 3145 itération, 10 tours).	75
Figure 3.74 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 3459 itération, 11 tours).	75
Figure 3.75 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 3750 itération, 12 tours).	76

Figure 3.76 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 1 itération ,0 tours).	76
Figure 3.77 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 314 itération ,1 tours).	77
Figure 3.78 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 629 itération ,2 tours).	77
Figure 3.79 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 943 itération, 3 tours).	78
Figure 3.80 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 1257 itération, 4 tours).	78
Figure 3.81 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 1527 itération, 5 tours).	79
Figure 3.82 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 1887 itération, 6 tours).	79
Figure 3.83 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 2201 itération, 7 tours).	80
Figure 3.84 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 2516 itération, 8 tours).	81
Figure 3.85 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 2830 itération, 9 tours).	82
Figure 3.86 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 3145 itération, 10 tours).	82
Figure 3.87 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 3459 itération, 11 tours).	83
Figure 3.88 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 357 itération, 12 tours).	83

Liste des tableaux

Chapitre I

Tableau 1.1 : Désignations des caractéristiques d'un engrenage.	06
Tableau 1.2 : récapitulatif des différentes situations.	14

Chapitre III

Tableau 3.1 : caractéristiques géométriques	42
Tableau 3.2 : de caractéristique des fluides.	42

Nomenclature

b : Largeur de la dent.	[mm]
C : Couple moteur	[NM]
d : Diamètre primitif de l'engrenage	[mm]
F_N : Force normale	[N]
F_T : Force tangentielle	[N]
$h(x)$: Hauteur du film d'huile	[m]
h_u : Hauteur de la dent	[mm]
$I_{\alpha\beta}$: Moment quadratique	[mm ⁴]
K_V : Facteur de vitesse	[----]
$M_{f_{Max}}$: Moment de flexion maximale	[Nm]
m_0 : Module de taillag	[mm]
N^* : Le Nombre de dents minimum pour éviter ce type d'interférence.	[----]
P : Puissance	[W]
r : Rapport de transmission	[----]
V : Vitesse linéaire	[m/s]
X : Le facteur de déport minimum	[--]
$Z1$: Nombre de dents du pignon.	[----]
$Z2$: Nombre de dents de la roue.	[----]

Les lettres greque

ε_α : Rapport de conduit	[----]
$\delta(z)$: Le Déplacement du corps	[m]
$\emptyset = \alpha$: Angle de pression	[degré]
γ : Facteur de capacité de charge	[----]
σ_C : La contrainte normale de compression	[N/m ²]
$\sigma_{F_{Adm}}$: Contrainte admissible à la rupture	[N/m ²]

σ_F : Contrainte maximale au pied de dent.

[N/m²]

ω : Vitesse angulaire

[rd/s]

Introduction général

L'étude et la simulation de la lubrification des engrenages constituent un domaine de recherche essentiel dans le domaine de l'ingénierie mécanique. Les engrenages sont des organes de transmissions du mouvement par contact avec des variations des couples entre les organes moteurs et récepteurs, elles jouent un rôle fondamental dans la transmission du mouvement et sont présents dans de nombreux systèmes mécaniques, allant des applications industrielles aux dispositifs de précision tels que les montres. La lubrification adéquate des engrenages est cruciale pour assurer leur bon fonctionnement, réduire l'usure et prolonger leur durée de vie. Cependant, en raison de la complexité des phénomènes de contact, de déformation et de lubrification qui se produisent entre les surfaces des dentures, la compréhension et l'optimisation de ce processus restent des défis majeurs. La simulation numérique offre un outil puissant pour étudier le comportement de la lubrification des engrenages et permet d'analyser en détail les interactions entre les surfaces en mouvement, le film de lubrifiant et les conditions de fonctionnement. En combinant des modèles mathématiques avancés avec des techniques de calcul haute performance, la simulation de la lubrification des engrenages permet d'évaluer l'efficacité de différentes stratégies de lubrification, d'optimiser la conception des dentures et de prédire les performances et la durabilité des systèmes d'engrenages. Cette approche virtuelle offre ainsi une alternative économique et efficace aux essais expérimentaux coûteux, tout en permettant une meilleure compréhension des mécanismes fondamentaux impliqués dans la lubrification des engrenages. Dans ce contexte nous avons traité dans ce mémoire la simulation de la variation du volume de fluide pour un couple d'engrenage en lubrification par bain d'huile avec le logiciel Ansys Fluent.

Ce mémoire est divisé en trois chapitres distincts, avec une introduction et une conclusion générale. En ce qui concerne le chapitre 1, il traite des généralités sur les engrenages ainsi que l'introduction d'un certain nombre de concepts sur les engrenages tel que la classification, les caractéristiques et leurs fonctionnements.

Le chapitre 2 est consacré à l'étude des techniques de lubrification, ainsi qu'aux différentes caractéristiques des lubrifiants.

En ce qui concerne le chapitre 3, il traite de la résolution numérique de la lubrification des engrenages, avec l'introduction de la méthode des éléments finis et volumes finis. Dans ce contexte nous avons proposés l'étude de la variation du volume de fluide pour un couple d'engrenage soumis à une lubrification par bain d'huile avec le logiciel Ansys Fluent.

Chapitre 1

Étude sur les engrenages

1. Introduction

Les engrenages ont pour fonction de recevoir le mouvement de rotation d'un arbre et de le transmettre à un autre (éventuellement en modifiant la vitesse dans un rapport spécifique) par l'intermédiaire de roues dentées et de courbes enveloppantes de cercle. [1].

L'histoire des engrenages remonte à l'Antiquité, où Aristote a décrit leur fonctionnement au 4^{ème} siècle avant notre ère. Il a écrit que le "sens de rotation est inversé quand une roue dentée entraîne une autre roue dentée" (encyclopédie Hellenic World). Au III^e siècle av. J.-C., plusieurs inventeurs grecs utilisaient des engrenages dans des roues à eau et des horloges. Des croquis de différents types d'engrenages de cette époque ont été découverts ultérieurement dans les cahiers de Léonard de Vinci. De nombreuses années après ces découvertes, peu de progrès significatifs ont été réalisés concernant les roues jusqu'au 17^{ème} siècle, lorsque les premières tentatives de créer des rapports de vitesse constants (profils conjugués) ont été enregistrées. C'est également à cette époque que l'utilisation de la courbe de développante a été mentionnée, marquant une avancée dans le domaine des engrenages.

Au cours du 19^{ème} siècle, les premiers coupeurs de forme et coupeurs rotatoires ont été utilisés, et en 1835, l'inventeur anglais Whitworth a obtenu un brevet pour le premier processus de taillage d'engrenage. Cette innovation a ouvert la voie à de nombreuses avancées dans le domaine. De nouveaux brevets ont été déposés dans les années qui ont suivi, jusqu'en 1897, lorsque l'ingénieur allemand Herman Pfauter a créé la première machine de taillage capable de couper les engrenages à denture droite et hélicoïdale. Cette invention a révolutionné l'industrie des engrenages et a permis des progrès significatifs dans les systèmes de transmission. Mais la prochaine étape importante est venue en 1975 lorsque la société Pfauter en Allemagne a introduit la première machine à tailler les clous NC et en 1982 la machine à 6 axes Full a été introduite. [2]. Aujourd'hui, les engrenages sont présents dans presque tous les types de machines et représente un mécanisme composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position fixe et dont l'une entraîne l'autre par l'action des dents successivement en contact et on dit que les deux roues sont conjuguées. La plus petite roue est appelée pignon, la plus grande est la roue. [3]. Un engrenage est essentiellement une roue dentée qui fonctionne en tandem avec un autre engrenage (ou des engrenages) pour transmettre la puissance et/ou le mouvement pour changer la vitesse et/ou la direction du mouvement. Dudley a défini un engrenage comme "une forme géométrique qui a des dents uniformément espacées autour de la circonférence et

qui est faite pour engrener ses dents avec un autre engrenage". [4]. Il reste néanmoins que le fonctionnement des engrenages reste problématique car la variation de la géométrie tout au long du contact donne naissance à des vitesses de glissement et de roulement qui diffèrent d'un endroit à un autre ce qui crée des pressions instantanées et des conditions de fonctionnements très compliqués et influe sur la manière de les lubrifier et optimise leurs conditions de fonctionnement. Nous nous intéresserons dans ce chapitre au fonctionnement des engrenages cylindriques à dentures droites.

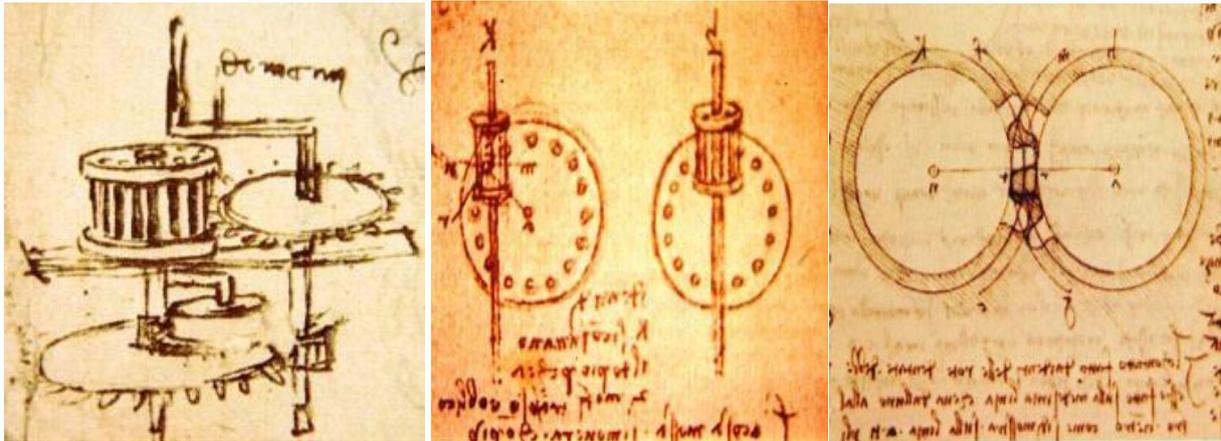


Figure 1.1 : Dessin représente des mécanismes par Léonard de Vinci.

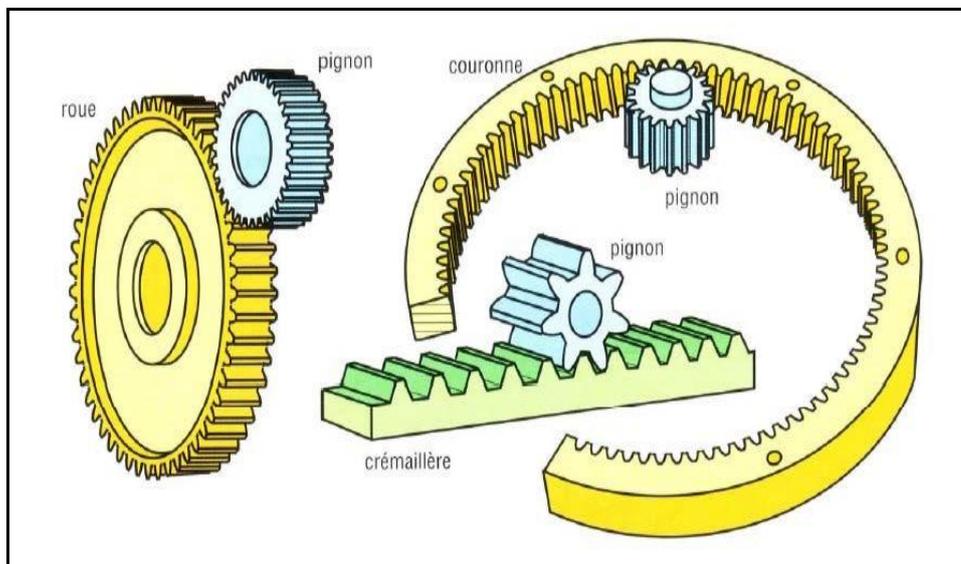


Figure 1.2 : Exemple d'un dispositif de transmission par engrenages.

2. Classification des engrenages [1,5]

On peut classer les engrenages selon – la position relative des deux arbres l'un par rapport à l'autre on peut classer les engrenages en trois classes principales

2.1 Les engrenages à axes parallèles

Peuvent être à denture droite ou hélicoïdale comme représenté par la figure (1.3)

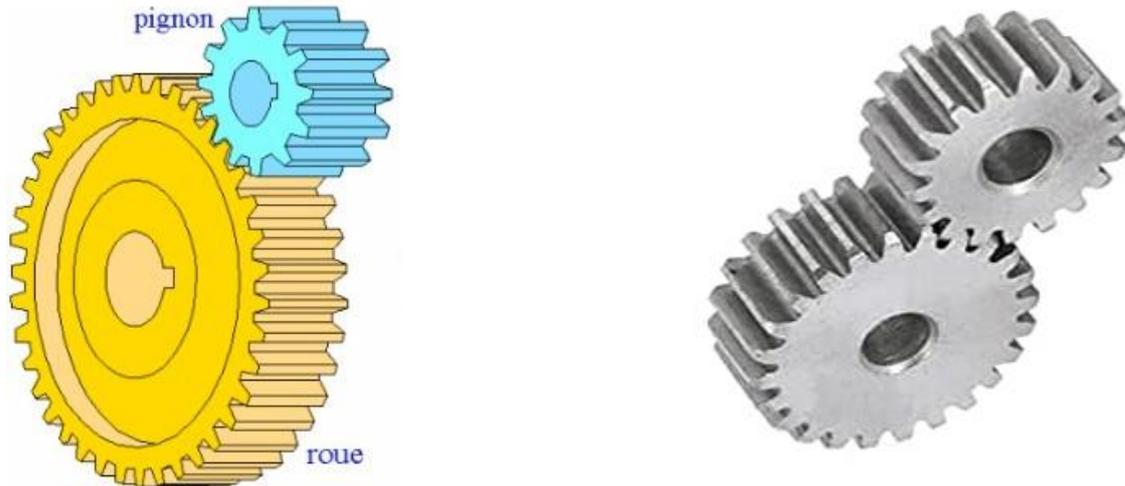


Figure 1.3 : engrenages à axes parallèles

2.2 Les engrenages à axes concourants

Ces engrenages peuvent être à denture droite ou hélicoïdale ou spiroconique comme représenté par la figure 1.4



Figure 1.4 : engrenages à axes concourants

2.3 Les engrenages gauches

Les deux axes occupent une position relative quelconque, ils ne sont ni parallèle, ni concourants. Comme représenté par la figure (1.5)

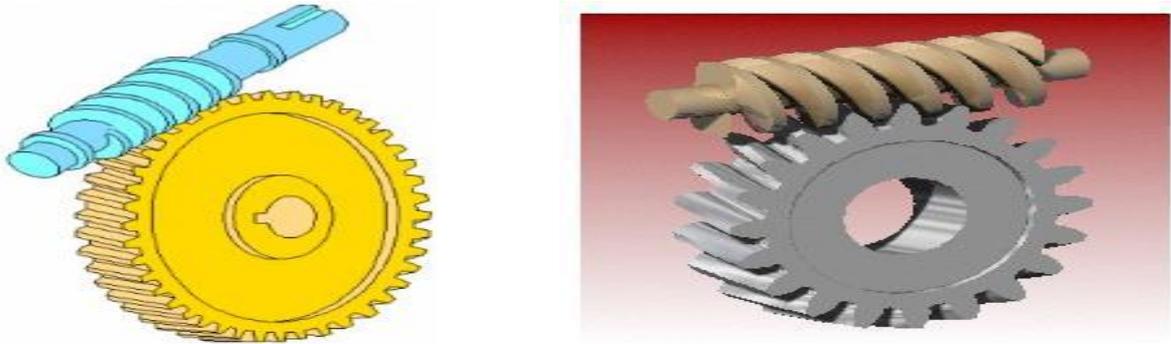


Figure 1.5 : Engrenages gauches

3. Caractéristiques des dentures

Il existe plusieurs types de dentures, aux propriétés particulières. Les dentures droites ce sont les plus simple et les plus économique, ils sont utilisés pour transmettre la puissance et le mouvement entre 2 arbres parallèle. Les dents des roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres. Il y a engrenement « couple de dents » par « couple de dents » ce qui entraîne des chocs d'engrenement. Leur utilisation est généralement bruyante et génère des vibrations. Les différentes caractéristiques sont représentées par la figure (1.6) et le tableau (1.1).

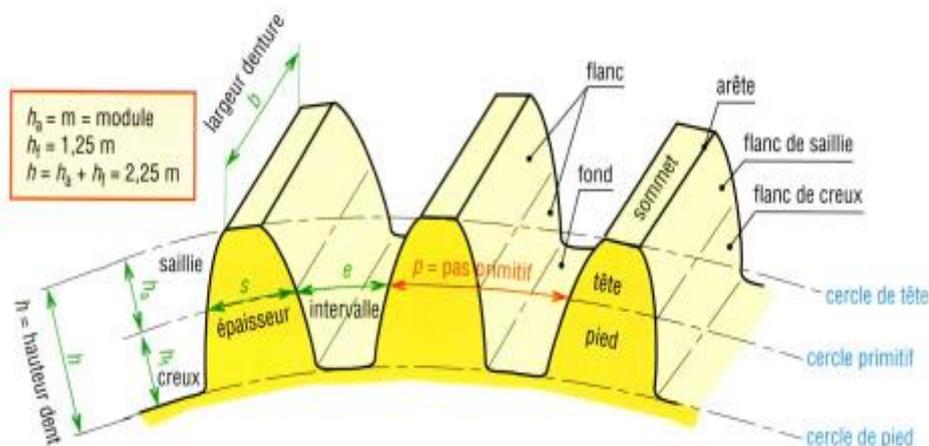


Figure 1.6 : Caractéristiques d'un engrenage à denture droit. [6].

désignation	formule	Désignation	Formule
module	M par un calcul de RDM	Saillie de la dent	$h_a = m$
Nombre de dents	Z	Creux de la dent	$h_f = 1,25m$
Diamètre primitif	$d = m Z$	Hauteur de dent	$h = 2,25m$
Diamètre de tête	$d_a = d + 2m$	Pas	$p = \pi m$
Diamètre de pied	$d_f = d - 2,5m$	Entraxe de deux roues	$a = (d_1 + d_2) / 2$
Largeur de dent	$b = k \cdot m$ (k valeur à se fixer, fréquemment on choisit entre 6 et 10)		

Tableau 1.1 : Désignations des caractéristiques d'un engrenage.

4. Le rapport de réduction

On peut assimiler l'engrènement d'un pignon et d'une roue au roulement sans glissement de deux cercles primitifs l'un sur l'autre. Le rapport de transmission de l'engrènement est alors :

$$r = \frac{n_p}{n_r} = \frac{Z_r}{Z_p} = \frac{D}{d} \quad (1.1)$$

5. Angle de pression

L'angle de pression, également connu sous le nom d'angle de contact, est un paramètre important dans la conception des engrenages à denture droite. Il s'agit de l'angle formé entre la ligne normale à la surface de la dent et la ligne tangente à la base du profil de la dent.

L'angle de pression affecte plusieurs caractéristiques des engrenages, y compris la distribution de la charge entre les dents, le rendement, la résistance à l'usure et le niveau de bruit généré.

- Les angles de pression standard utilisés dans la plupart des applications d'engrenages c'est [7] :

- $a = 20^\circ$ est la valeur la plus utilisée,
- $a = 14^\circ 30'$ est utilisé en remplacement d'engrenages anciens,
- $a = 25^\circ$ est un standard aux USA

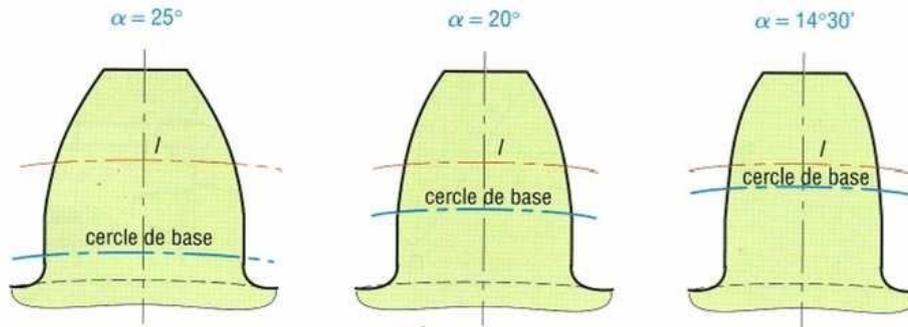


Figure 1.7 : l'angle de pression

6. Etude du profil de la denture

On peut considérer que la surface active d'une dent est la surface d'un prisme dont la section droite est appelée profil de la dent. La dent menant et la dent menée, sont dites conjuguées, par leur surface de contact. Le profil de l'une est le profil de l'autre.

6.1 Méthode générale cas d'un engrenage parallèle

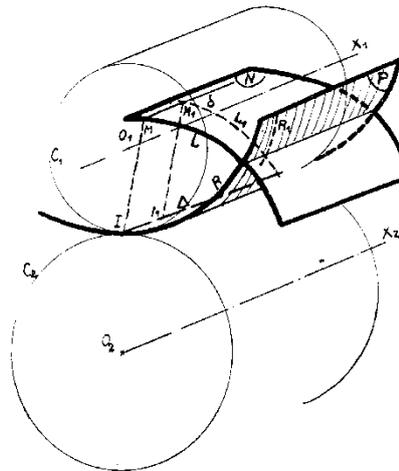


Figure 1.8 : Génération du profil conjugué

Supposons connus les cylindres primitifs du couple de roues d'engrenage, préalablement calculés, de façon que le rapport de vitesse angulaire des deux axes X_1 , X_2 ait une valeur donnée. La méthode des enveloppes consiste à lier une surface quelconque S_1 au cylindre primitif d'axe X_1 , figure (1.8). Faisons rouler sans glisser les deux cylindres primitifs l'un sur l'autre ; la surface S_2 enveloppe la surface S_1 qui est au cylindre primitif d'axe X_2 ; donc S_2 est bien la surface conjuguée de S_1 . Les profils P_1 et P_2 sont des profils conjugués ; leur point de contact à l'instant considéré est M . [1-8].

Cette méthode montre qu'on arrive à un contact ponctuel ; ce qui n'est pratiquement plus utilisé.

6.2 Détermination des profils par la méthode des enveloppes

Il existe plusieurs méthodes de tracés qui ne seront pas développées dans cette thèse, parmi elles, nous citerons :

- la méthode du centre instantané de rotation,
- la méthode de tracés de Poncelet,
- la méthode de tracés de Rouleaux,

La méthode que nous allons développer est celle du tracé des roulettes.

6.3 La méthode des roulettes

A partir de la définition des profils conjugués dans le cas d'engrenage à axes parallèles,

On montre qu'il existe deux cas particuliers de l'utilisation de la méthode des roulettes :

- premier cas : Génération de denture épicycloïde
 - La génération de ce type de denture a été abandonnée pour des raisons de difficultés de réalisation et des contraintes de traçages théoriques qui doivent être rigoureusement respectées.- La charge sur la denture est variable en direction et en intensité, ce qui provoque un engrènement par à-coup.

- deuxième cas : Denture en développante de cercle

Parmi les types de tracés cités ci - dessus, la plupart ont été abandonnés.

On utilise souvent le profil à développante de cercle pour ses qualités, car il permet :

- une tolérance notable sur les entraxes sans altération du fonctionnement,
- la génération de forme est réduite à un seul outil par module, à la limite à deux pour un travail d'enveloppe où de précision quelconque.
- Les vibrations sont plus faibles qu'avec un autre profil

- Génération

La droite Δ roule sans glisser sur le cercle (C). Un point quelconque M de Δ décrit une développante de cercle. Cette courbe toute entière extérieure au cercle a un point de rebroussement à tangente radiale en A. figure (I-9)

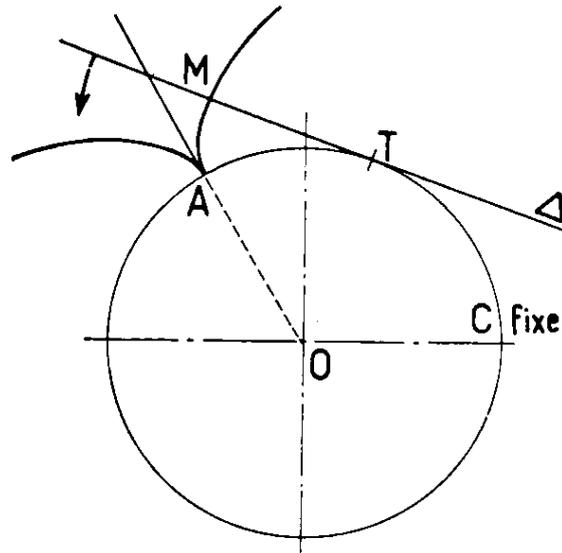


Figure 1.9 : Génération de dentures par développante de cercle

Si on déroule en le tendant, un fil extensible enroulé sur un disque, l'extrémité du fil décrit une développante.

Cette méthode utilise un tracé par point tel que pour chaque position de M, on a :

$$MT = \text{arc } AT \tag{1.2}$$

6.4 Equation polaire de la développante de cercle

La figure (1.10) représente une développante dont le point de rebroussement est Q sur le cercle de base.

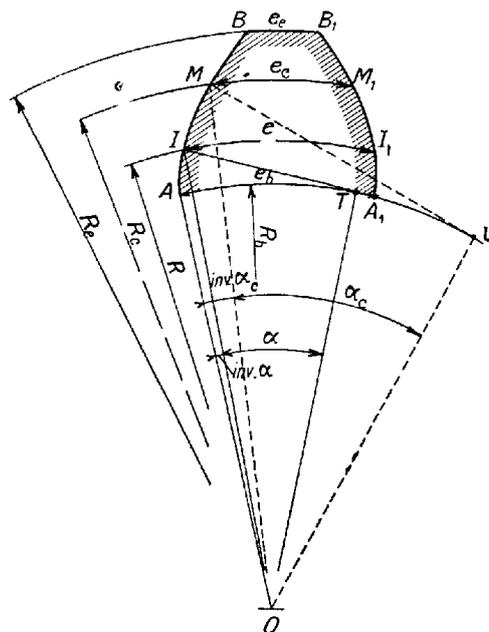


Figure 1.10 : Caractéristiques de la denture

En un point quelconque M de rayon r_M , l'angle de la développante avec OM est l'angle d'incidence α_M défini par :

$$\cos \alpha_M = \frac{r_b}{r_M} \quad (1.3)$$

$$T_M.M = \hat{T}_M Q = r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha_M \quad (1.4)$$

$$\hat{Q}W = \hat{T}_M Q - \hat{T}_M W \quad (1.5)$$

$$r_b \cdot \hat{Q}OM = r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha_M - r_b \alpha_M$$

$$r_b \cdot \hat{Q}OM = r_b (Tg \alpha_M - \alpha_M) \quad (1.6)$$

$$\text{D'où : } \hat{Q}OM = \operatorname{tg} \alpha_M - \alpha_M \quad (1.7)$$

$\hat{Q}OM$: représente l'involuté de α_M

$$\text{D'où : } \hat{Q}OM = \operatorname{inv} \alpha_M$$

$$\text{Donc : } \operatorname{inv} \alpha_M = \operatorname{tg} \alpha_M - \alpha_M \quad (1.8)$$

$\operatorname{inv} \alpha_M$ et α_M sont exprimés en radians

$$\text{- Au point primitif I : } \operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \quad (1.9)$$

$$\text{- Au point de tête, on a : } \operatorname{inv} \alpha_a = \operatorname{tg} \alpha_a - \alpha_a \quad (1.10)$$

La longueur de l'arc de développante t compris entre le cercle de base et un point M quelconque est :

$$(1.11)$$

La distance entre deux points M et M' définis par leurs angles d'incidences α_M et $\alpha_{M'}$, est :

$$\frac{r_b}{2} (\operatorname{tg}^2 \alpha_M - \operatorname{tg}^2 \alpha_{M'}) \quad (1.12)$$

6.5 Epaisseur de denture

La formule générale valable pour un point M situé au - dessus ou au - dessous du primitif, figure (1.9), s'écrit :

$$e_M = r_M \left[\frac{e}{r} + 2(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_M) \right] \quad (1.13)$$

e : représente l'épaisseur au primitif

$$e = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad (1.14)$$

$$e_m = r_M \left[\frac{\pi \cdot m}{2 \cdot r} + 2(\text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_M) \right] \quad (1.15)$$

$$\text{Cos} \alpha_M = \left(\text{Cos} \alpha \cdot \frac{r}{r_M} \right) \quad (1.16)$$

- L'épaisseur à la tête :

$$e_a = r_a \left[\frac{\pi \cdot m}{2 \cdot r} + 2(\text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a) \right] \quad (1.17)$$

- L'épaisseur de base :

$$\alpha_M = 0$$

$$e_b = r_b \left[\frac{e}{r} + 2 \text{inv} \alpha \right] \quad (1.18)$$

- L'épaisseur sur cercle de pointe :

Le rayon de pointe r_p est le rayon du cercle où les deux profils d'une même dent se coupent :

$e = 0$, Dans ce cas, on a :

$$\text{inv} \alpha_p = \text{inv} \alpha + \frac{e}{2 \cdot r} \quad (1.19)$$

$$r_p = \frac{r \cdot \text{Cos} \alpha}{\text{Cos} \alpha_p} \quad (1.20)$$

7. Fonctionnement des engrenages

Lors de l'engrènement, le point A de contact entre les profils des deux dents en développante de cercle, se déplace sur une droite tangente au cercle de base appelée droite d'action définie par TT2. Cette dernière passant par le point I de contact des deux cercles primitifs tangente aux deux cercles de base [9] et inclinée d'angle α appelé angle de pression de denture.

7.1 Étude du contact

Les figures représentent les différentes situations de contact entre la denture lors de l'engrènement

- Début d'engrènement

Le contact 'A' matérialise le début de l'engrènement. C'est le point d'interaction de la droite d'action avec le cercle de tête du pignon mené (figure 1.11)

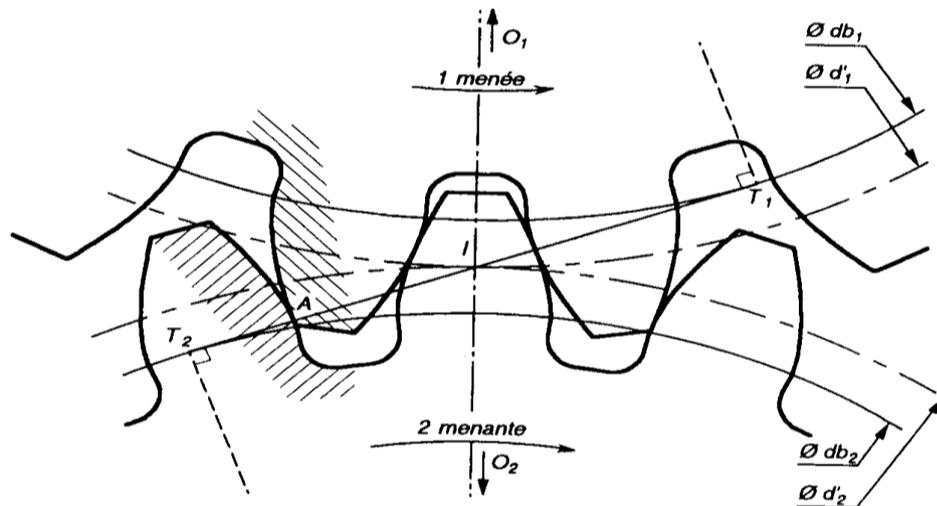


Figure 1.11 : début de l'engrènement

- Début du contact unique

Le point 'V' de la Figure 2 matérialise le début du contact unique, la dent précédente quittant le contact avec le pignon 1.

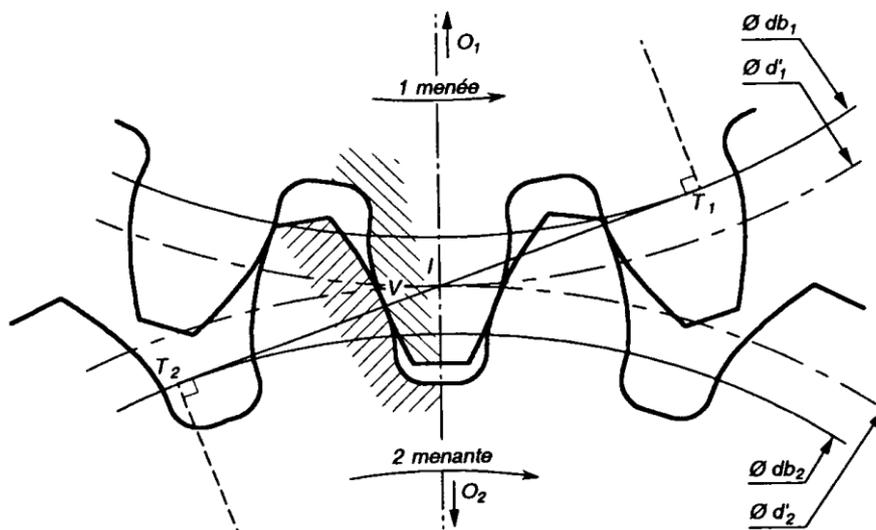


Figure 1.12 : début du contact unique

- Fin de contact unique

Le point W de la Figure 3 matérialise la fin de contact unique, la dent suivante entrant en contact avec le pignon 1.

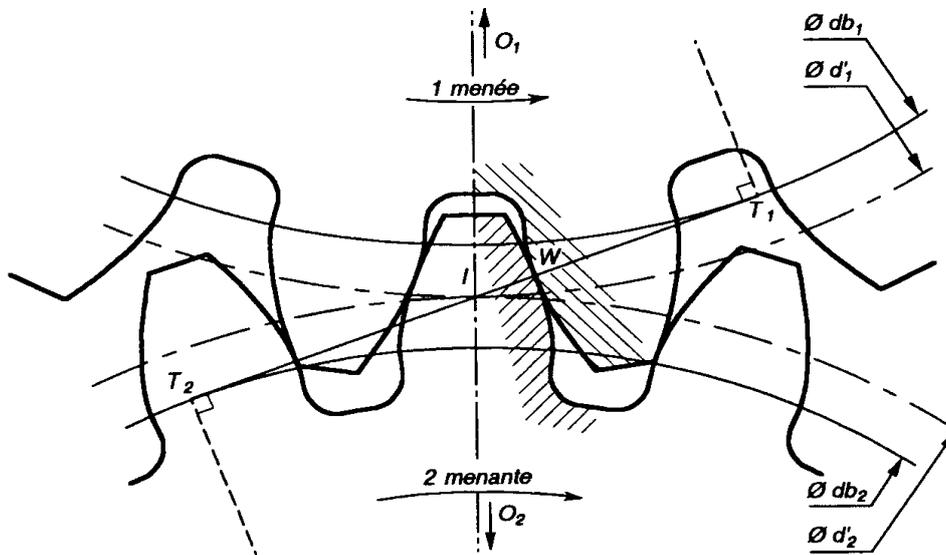


Figure 1.13 : fin du contact unique

- Fin de l'engrènement

Le point B de la Figure 4, matérialise la fin de l'engrènement, c'est le point d'intersection de la droite d'action avec le cercle de tête de la roue menant.

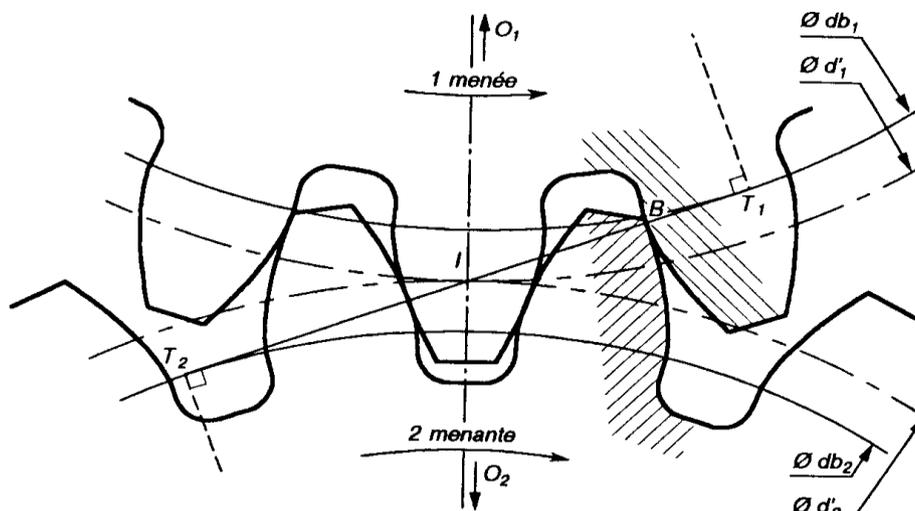


Figure 1.14 : fin de l'engrènement

7.2 Etude cinématique

Les figures ci-dessus peuvent être synthétisé par la figure ci-dessous) qui la représentation cinématique de l'engrènement où, on désigne par ω_1 et ω_2 les vitesses angulaires du pignon et de la roue, et par α_p l'angle de pression. Le tableau 1 récapitule les différentes situations.

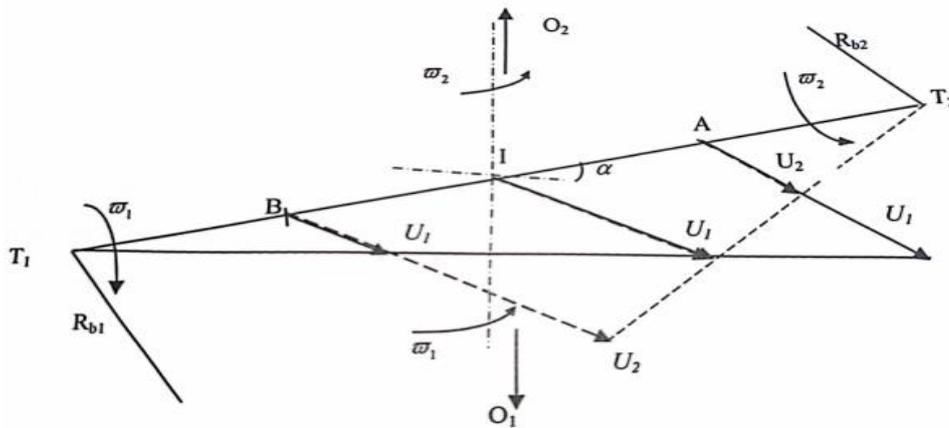


Figure 1.15 : situation cinématique

Situation d'engrènement				
Les points	U_1	U_2	observations	Vg
	pignon	pignon		
B	$\varpi_1(T_1B)$	$\varpi_2(T_2B)$	$U_1 < U_2$	diminue
I	$\varpi_1(T_1I)$	$\varpi_2(T_2I)$	$U_1 = U_2$	nulle
A	$\varpi_1(T_1A)$	$\varpi_2(T_2A)$	$U_1 > U_2$	augment

Tableau 1.2 : récapitulatif des différentes situations

D'après Lefèvre [1]. Henriot [1] le bulletin 95 [1] de l'institut de l'engrenage et des transmissions pour la formation du film d'huile on considère

La vitesse de roulement

$$U = U_1 + U_2 \tag{1.21}$$

Qui augmente du point T1 au point T2

La vitesse de glissement

$$V_g = |U_1 - U_2| \tag{1.22}$$

Qui augmente de I à T1 et de I à T2

Entre autre on définit le taux de glissement

$$g = \frac{V_g}{U} \tag{1.23}$$

Le bulletin 95 de l'institut des engrenages et des transmissions indique que la vitesse de roulement globale augmente du point T_1 au point T_2 , et la vitesse de glissement augmente de I au point T_1 et de I au point T_2 . Quant au taux de glissement, il s'annule au primitif au point I , où $U_1 = U_2$, et prend la valeur de un en T_1 et T_2 où U_1 et U_2 s'annulent.

Les observations faites par Henriot, Borsoff et d'autres auteurs [1] montrent que l'usure des engrenages se fait dans des conditions extrêmes de frottement et se localise à l'entrée et à la sortie du contact.

8. Ligne d'engrènement ou ligne d'action

L'approche se définit comme étant la phase où le point de contact C entre une paire de dents sur la ligne d'action se déplace de T_1 à O , soit du début du contact jusqu'au point primitif. La retraite se définit comme étant la phase où le point de contact C entre une paire de dents sur la ligne d'engrènement se déplace de O à T_2 , soit du point primitif jusqu'à la fin du contact (figure 1.16). [8].

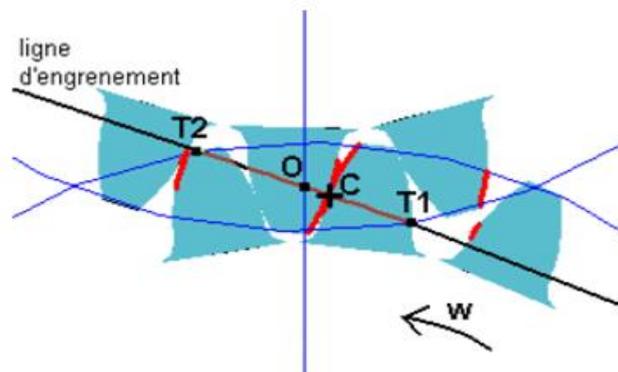


Figure 1.16 : Ligne d'engrènement ou ligne d'action

9. Interférence

Pour engrener correctement, les deux profils de denture en contact doivent rester constamment tangents. Dans le cas de denture à développante de cercle, le lieu des points de contact est la droite T_1T_2 . Le mouvement se fait sans interférence, si le point de contact se fait au-delà du cercle de base (figure 1.17)

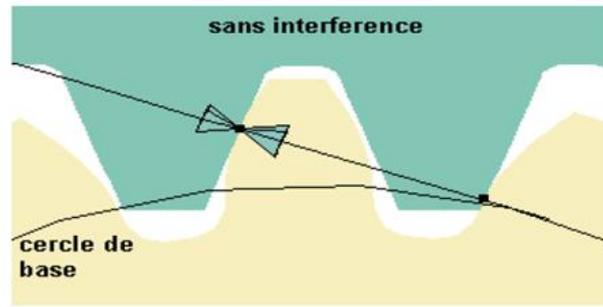


Figure 1.17 : Fonctionnements sans interférence

S'il en est autrement, c'est-à-dire le contact se fait en dessous du cercle de base, on dit qu'il y a interférence (figure 1.18).

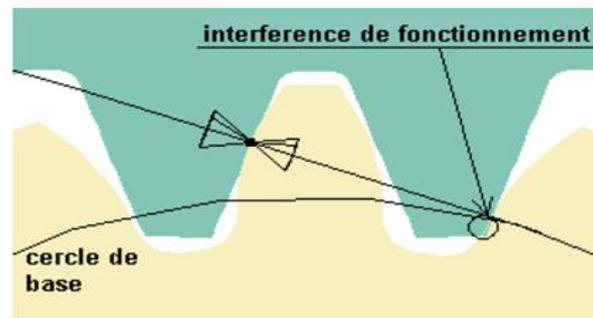


Figure 1.18 : Fonctionnement d'interférence

Deux cas se présentent :

- Lorsque le nombre des dents du pignon menant est faible devant celui de la roue menée ; il y a alors coincement des dents : c'est l'interférence de fonctionnement.
- Lors du taillage, si le nombre de dents de l'engrenage taillé est insuffisant, il y a interférence de fabrication. Ce phénomène se traduit par une diminution de la section en pied de dent (figure 1.19) qui sera alors fragilisée puisque le profil de raccord de la dent Interfère avec une portion du profil utile de la développante de cercle.

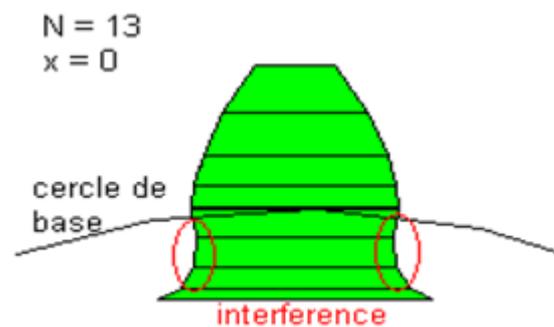


Figure 1.19 : Interférence de fabrication

Cette condition s'écrit :

$$N^* = \frac{2}{\sin^2 \phi_c} \quad (1.24)$$

Où :

N^* : est le nombre de dents minimum pour éviter ce type d'interférence.

ϕ_c : est l'angle de pression.

Si le nombre de dents est imposé et inférieur à N^* , on peut résoudre le problème d'interférence de fabrication en effectuant un déport de denture x . Ceci revient à déplacer radialement la crémaillère lors du taillage.

Le facteur de déport minimum s'écrit :

$$x = 1 - N/N^*$$

La valeur de x , doit être positif pour éviter l'interférence (figure 1.20a) ; s'il est négatif il y a interférence (figure 1.20b) On est à la limite d'interférence si : $N = N^*$ figure (figure 1.20c)

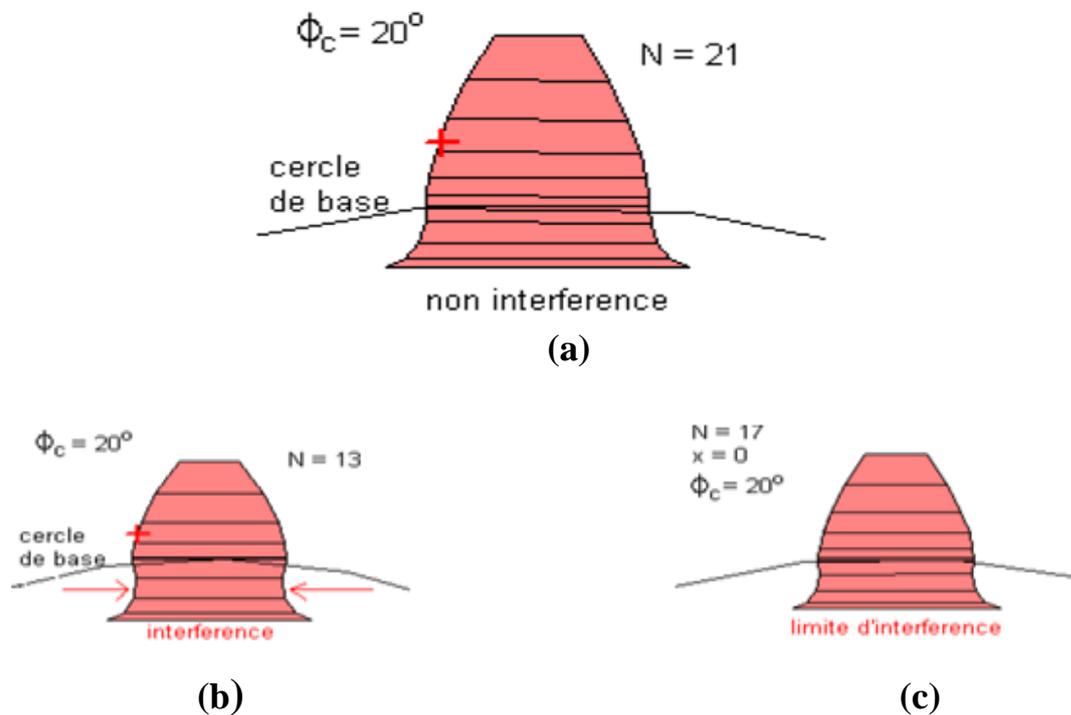


Figure 1.20 : Conditions d'interférences

10. Correction de denture

Pour éviter les interférences que les corrections de denture ont été introduites dans la construction des engrenages [3]. Elles apportent, une amélioration très sensibles en ce qui concerne la résistance des dents et pour certaines d'entre elles en ce qui concerne l'usure.

Les corrections de denture sont réalisées comme suit :

- a- Par augmentation de l'angle de pression
- b- Par emploi de dentures déportées sans variation d'entraxe,
- c- Par emploi de la denture courte

11. Jeu de fonctionnement

S'il y a jeu entre dents important, la transmission n'est certainement pas arrêtée, mais le contact s'effectue dans de très mauvaises conditions donnant lieu à des variations de vitesse angulaire, à des vibrations intenses et à une usure très rapide. Si par contre, le jeu entre dents est nul ou faible, il se produit coincement. Le jeu B est nécessaire pour le bon fonctionnement des engrenages. Il permet une bonne lubrification, et évite le blocage en cas de dilatation due à une variation de température.

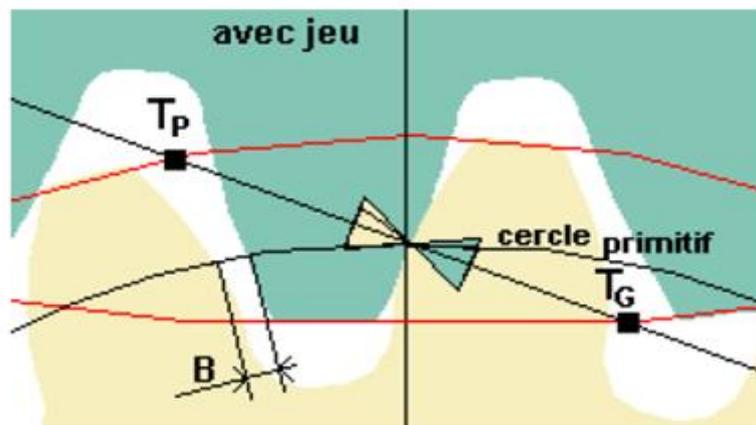


Figure 1.21 : Fonctionnement avec jeu

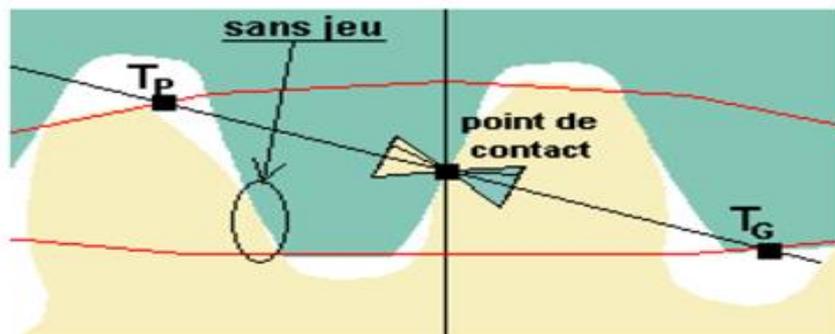


Figure 1.22 : Fonctionnement sans jeu

Le jeu peut être contrôlé par une modification d'entraxe, un déport de fabrication ou une modification de l'épaisseur des dents de l'outil à taillage. [8].

12. Conclusion

Nous avons présentés dans ce chapitre une synthèse bibliographique consacrée aux engrenages, et leurs évolutions à travers les âges de l'antiquité à nos jours où ils sont passés de méthodes archaïques à une science très complexes avec des lois de fonctionnement et de générations de leurs géométries. Nous avons traité et détaillé les engrenage cylindrique droits et mis en évidence leurs différentes caractéristiques, qui nous seront utiles dans la simulation qui sera traité dans ce mémoire.

Chapitre2

La lubrification des engrenages

1. Introduction

La lubrification est une technique qui permet de réduire les frictions entre deux surfaces en mouvement en plaçant une couche liquide ou solide entre elles. Ce procédé permet d'optimiser les performances des mécanismes en diminuant les pertes d'énergie et de puissance, et en améliorant leurs conditions de fonctionnement. Cette méthode repose sur une discipline scientifique et technologique qui intègre les connaissances les plus récentes en mécanique des fluides, en mécanique des solides, en science des matériaux, en chimie et en physicochimie, et qui garantit la fiabilité croissante des mécanismes actuels [5].

2. Rôle et définition de la lubrification

La nécessité fondamentale d'assurer une lubrification des surfaces en contact dans les mécanismes découle de la transformation du frottement sec ou direct en frottement fluide ou indirect. Cela s'accomplit en interposant une couche continue de lubrifiant entre les surfaces frottantes. Cette lubrification présente plusieurs raisons essentielles qui justifient son utilisation [8] :

- D'une réduction des pertes d'énergie mécanique pour abaisser le coefficient de frottement.
- D'une réduction de l'usure des organes ayant des surfaces frottantes.
- D'une protection des surfaces frottantes contre la corrosion.
- D'évacuer les calories (dans les moteurs thermiques, dans la coupe des métaux).
- D'accroître l'étanchéité (moteur thermique).
- D'évacuer les impuretés de fonctionnement (moteur diesel).
- D'abaisser le niveau sonore.

3. Les Différent types de lubrifiants

Il existe différents types de lubrifiants [11] :

3.1 Les lubrifiants liquides

Ils se décomposent en trois grandes familles distinctes :

3.1.1 Les huiles minérales

Ce sont des très loin les plus utilise. Obtenues par distillation du pétrole brut, elles sont composées de trois constituants :

- Les paraffines.
- Les aromatiques.

- Les naphthéniques.

Cependant, bien qu'elles soient moins efficaces en termes de lubrification par rapport aux huiles végétales ou animales, elles présentent des avantages distincts

- Une stabilité thermique.
- Une bonne résistance à l'oxydation.
- Un prix de revient relativement bas.

Il est possible d'utiliser des additifs tels que le graphite ou le bisulfure de molybdène (MoS_2) pour conférer à l'huile des propriétés anti-usure et anti-grippage. De plus, l'ajout d'éléments à base de chlore, de phosphore ou de soufre peut améliorer les performances en termes de résistance à la pression, ou encore dans le cas des additifs à « pression extrême ». Dans cette situation, ces agents actifs réagissent avec les surfaces en frottement pour former des chlorures, des phosphates ou des sulfures.

3.1.2 Les huiles synthétiques

Leur croissance est graduelle, bien que leur quantité reste modeste par rapport aux huiles minérales. Elles ont cependant acquis un quasi-monopole dans certaines applications spécifiques, comme l'aviation supersonique, par exemple.

Les huiles synthétiques sont obtenues par la combinaison de dérivés gazeux du pétrole par le biais de procédés chimiques, permettant ainsi l'isolation facile de constituants purs. Contrairement aux huiles minérales, elles possèdent une structure moléculaire unique, ce qui leur confère des propriétés constantes.

Environ 10 % du volume final est consacré à l'ajout d'additifs visant à améliorer les qualités du produit de base.

3.1.3 Les huiles végétales et animales

Les caractéristiques de ces produits naturels varient en fonction de leur lieu de production, de l'année de récolte et de la variété, qu'elle soit végétale ou animale. Leur utilisation peut être destinée à la consommation animale ou humaine. De plus, leur prix est en augmentation. Une tendance actuelle consiste à les remplacer par des huiles minérales ou synthétiques. Toutefois, elles sont toujours utilisées dans des environnements marins en raison de leur résistance aux conditions d'eau salée.

Les principales huiles utilisées sont les suivantes :

- Huile de coprah.
- L'huile de plane.

- E suif de bœuf.
- L'huile de coton.
- L'huile de colza.

Pendant leur utilisation, ces huiles ont tendance à s'oxyder de manière spontanée et incontrôlée. Cette oxydation conduit à la formation d'acides gras bénéfiques. Pour induire artificiellement cette oxydation souhaitée avant la mise en service de l'huile, un procédé de soufflage est utilisé. Il implique la circulation d'air à une température comprise entre 100 et 120 °C à travers l'huile.

3.2 Les lubrifiants semi-liquides ou graisses

Les graisses naturelles comme :

- L'allostarine ;
- La suintine ;
- Le brai de suint ;
- Le beurre de karité ;

Leur rareté les rend inappropriées pour une utilisation à grande échelle dans l'industrie.

Les graisses artificielles sont composées :

- L'huile minérale ou synthétique pour 80 à 90 % ;
- D'agents épaississants, comme :
 - Le calcium ;
 - Le sodium ;
 - Le lithium ;
 - L'aluminium ;
 - Le barium ;
 - Le plomb ;
 - Le zinc.

Pour 10 à 15%.

- ❖ D'additifs :
 - Anti oxydant ;
 - Anti-usure ;

Identiques à ceux utilisés pour les huiles.

3.3 Les lubrifiants solides

Pour être utilisés comme lubrifiants solides sous forme de poudre, de nombreux matériaux doivent posséder les propriétés principales suivantes :

- Faible résistance au cisaillement ;
- Faible dureté ;
- Bonne adhésion au matériau à protéger ;
- Sans impuretés abrasives.

En utilisant différentes méthodes de dépôt telles que le dépôt chimique en phase vapeur

Une autre approche consiste à incorporer les lubrifiants solides dans des matériaux composites, tels que des polymères renforcés de fibres ou des composites métalliques, afin de créer des surfaces autolubrifiantes.

Il est également possible d'utiliser des revêtements lubrifiants solides à base de poudre, tels que le téflon ou le molybdène disulfure, qui sont appliqués sur les surfaces de frottement pour réduire la friction et l'usure.

En résumé, les lubrifiants solides en poudre sont généralement utilisés en combinaison avec un milieu liquide ou sous forme de revêtements pour assurer une lubrification efficace des surfaces en mouvement. Ce revêtement peut être réalisé :

- Au pinceau ;
- Par pulvérisation ;
- Au trempé ;
- Par dépôt sous vide.

4. Les caractéristiques des lubrifiants

Les lubrifiants utilisés dans la plupart du temps doivent répondre à des conditions de qualité suivantes [11] :

4.1 La viscosité

La viscosité caractérise les forces de frottement qui interviennent entre les molécules d'un fluide seulement quand celle-ci sont en mouvement les unes par rapport aux autres.

Elle se mesure de différentes manières. La méthode la plus courante est celle d'Enger. Cette méthode consiste à comparer la vitesse d'écoulement d'un certain volume d'huile à celle d'écoulement d'un même volume d'eau par un trou de petit diamètre (1mm par exemple).

La viscosité de l'huile diminue avec l'élévation de la température.

La qualité d'une huile est d'avoir un degré de viscosité suffisant pour assurer un frottement fluide aux températures de fonctionnement des organes du moteur : de 80°C à 150°C.

On a 3 types de viscosité :

- Viscosité dynamique
- Viscosité cinématique
- Viscosité relative

4.2 L'onctuosité

L'onctuosité est la facilité pour un lubrifiant de bien adhérer aux surfaces métalliques.

4.3 Le point d'inflammation

C'est la température à laquelle l'huile émet des vapeurs. Ces vapeurs risquent de s'enflammer.

La température d'inflammation est environ : 200°C à 250°C.

4.4 Le point de congélation

C'est la température où l'huile ne s'écoule plus. Elle doit être la plus basse possible. Pour les régions tempérées, cette température est de l'ordre de -25°C à -20°C.

5. Les techniques de lubrification

Il existe plusieurs techniques de lubrifications utilisées selon les conditions d'utilisation à savoir les charges, la vitesse et l'encombrement du système.

5.1 Lubrification par bain d'huile (Barbotage)

C'est la méthode de lubrification à l'huile la plus répandue pour des vitesses de rotation faible ou moyenne, mais elle nécessite une surveillance continue du niveau de l'huile.

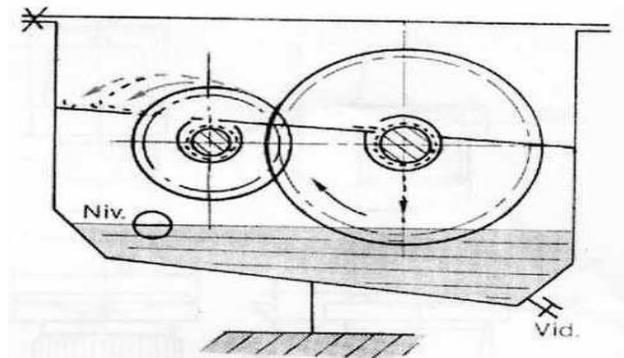


Figure 2.1 : Lubrification par bain d'huile

5.2 Lubrification par projection d'huile

Un disque ou un déflecteur monté à proximité de palier sur l'arbre et plongé dans l'huile projette de l'huile dans les paliers. Ce système est conseillé pour des vitesses de rotation relativement importantes.

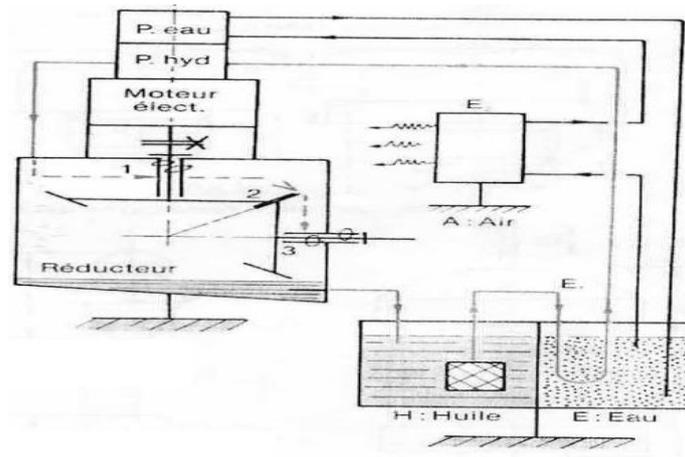


Figure 2.2 : Lubrification par projection d'huile

5.3 Lubrification goutte à goutte

Ce mode de lubrification convient aux charges légères à modérées et aux vitesses assez élevées. En partant d'un réservoir, l'huile est dirigée vers l'arbre en rotation, où elle est pulvérisée et s'infiltre dans le palier indiqué (2-3).

Il est également possible d'acheminer l'huile directement vers le roulement. La quantité d'huile requise dépend du type de roulement et de ses dimensions. En général, quelques gouttes par minute sont suffisantes pour garantir une lubrification adéquate.

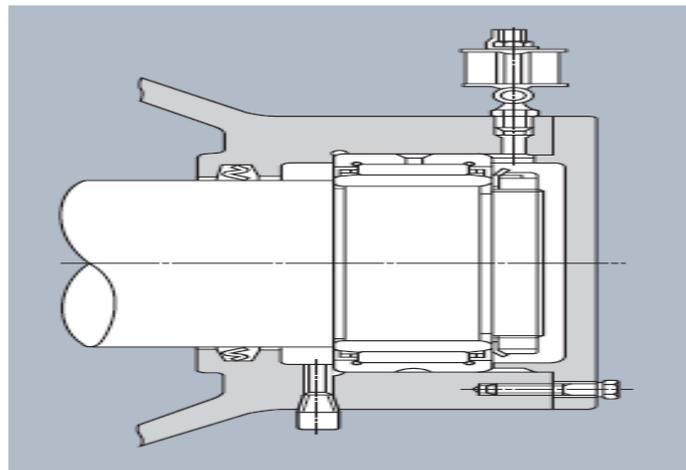


Figure 2.3 : Lubrification goutte à goutte.

5.4 Lubrification par circulation d'huile

Cette méthode permet d'assurer à la fois la lubrification et le refroidissement du roulement. Elle permet également le montage d'un filtre retenant les impuretés et éventuellement le montage d'un système de refroidissement de l'huile. Les trous d'évacuation doivent avoir une section

suffisante pour éviter la stagnation de l'huile et être placés à l'opposé des orifices d'entrée d'huile. Figure (2.4).

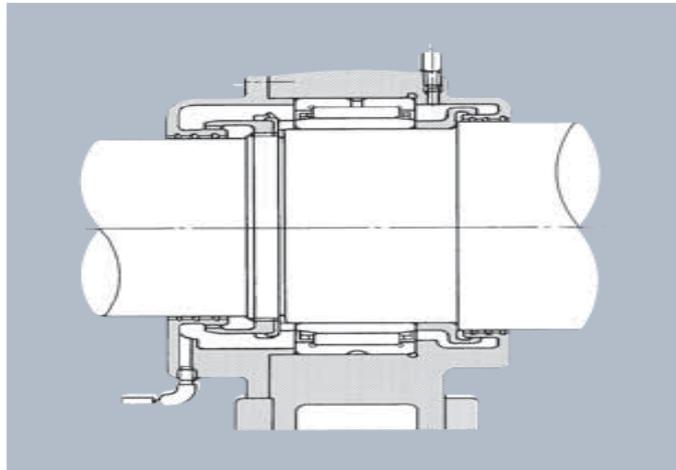


Figure 2.4 : Lubrification par circulation d'huile

5.5 Lubrification par graisseur

La méthode de lubrification par graisse est la plus simple à mettre en œuvre. Elle ne requiert que des systèmes d'étanchéité simples, ce qui en fait la méthode de lubrification la plus répandue. Il est essentiel de choisir une graisse optimale et de l'appliquer correctement dans le roulement. Il convient de s'assurer en permanence que la surface de guidage est entièrement graissée sur toute sa superficie, en particulier lorsque la cage est guidée par les bagues intérieure ou extérieure du roulement. De plus, il est recommandé d'utiliser des graisseurs, des répartiteurs de graisse, et autres dispositifs similaires pour faciliter le remplissage.

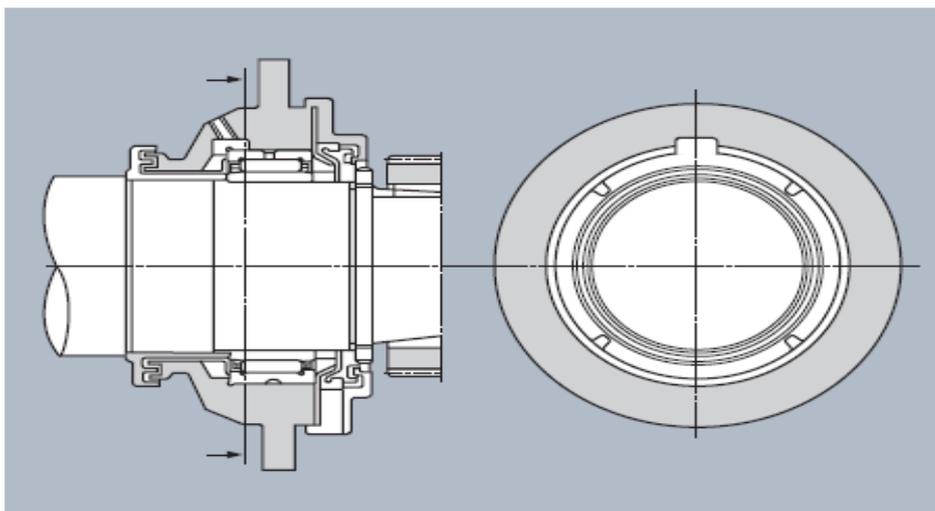


Figure 2.5 : exemple de palier avec graisseur et répartiteur de graisse.

6. Facteurs influençant le graissage

Un certain nombre de facteurs influe sur le graissage des engrenages qui sont [8] à savoir, les conditions de montage et de service (Les liaisons, la variation des efforts, le fini des dentures, et la précision de l'entraxe), les vitesses, les charges et les pressions de contact ainsi que la température de la dent.

6.1 Les vitesses

La figure (2.6) représente la différente situation cinématique de la position de la dent lors de l'engrenement.

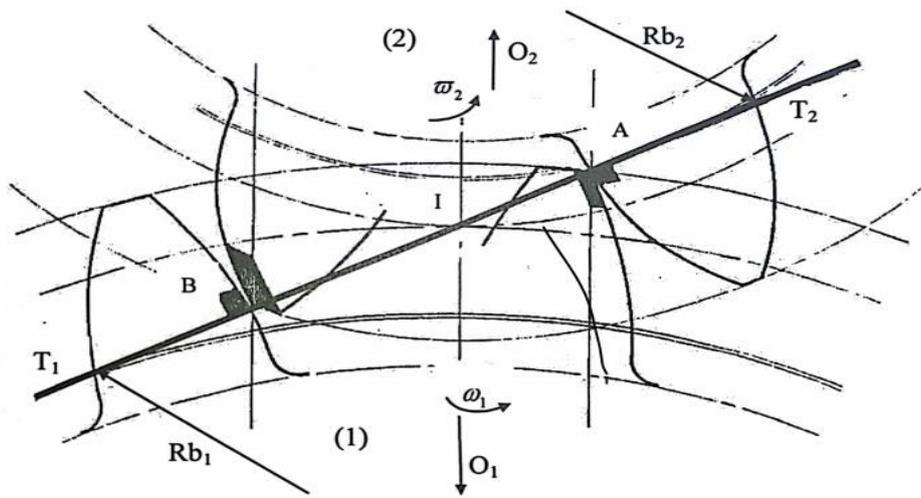


Figure 2.6 : situation d'engrènement

6.1.1 La vitesse de glissement

Dans les divers types d'engrenages, la vitesse de glissement reste perpendiculaire à la ligne d'action, comme illustré dans la figure (2.7). Cela entraîne une perturbation temporaire du film lubrifiant lorsque la vitesse de glissement s'annule, comme indiqué dans la figure (3.8a) (cas général) et la figure (2.8b) (cas des engrenages), ainsi que lorsqu'elle change de direction. Les principes de l'hydrodynamique ne peuvent être entièrement appliqués, et la formation d'un coin d'huile entre les dents reste un problème.

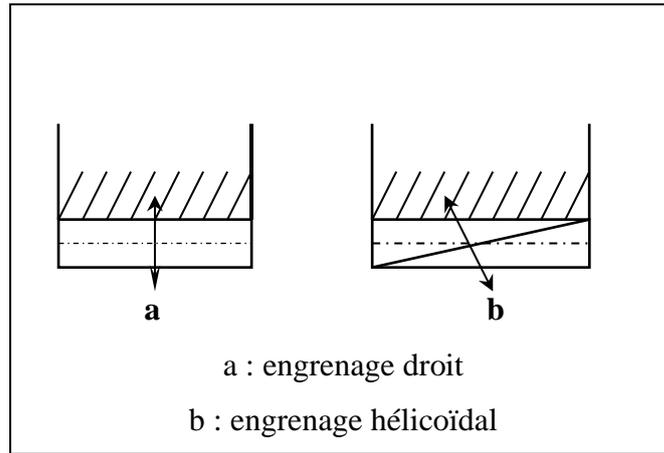


Figure 2.7 : Direction de la vitesse de glissement

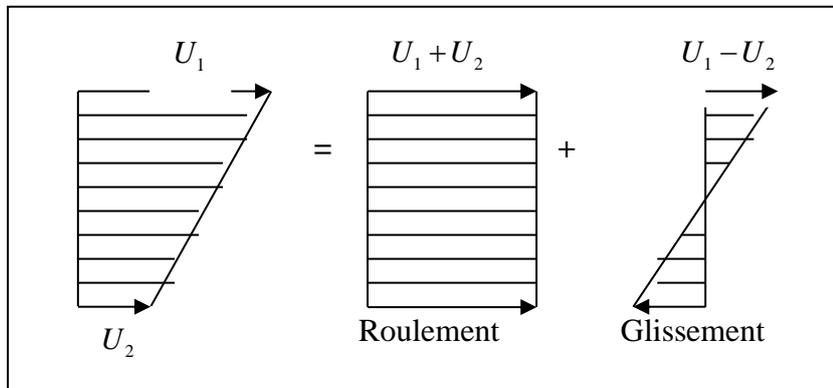


Figure 2.8a : Diagramme des vitesses lors d'un contact

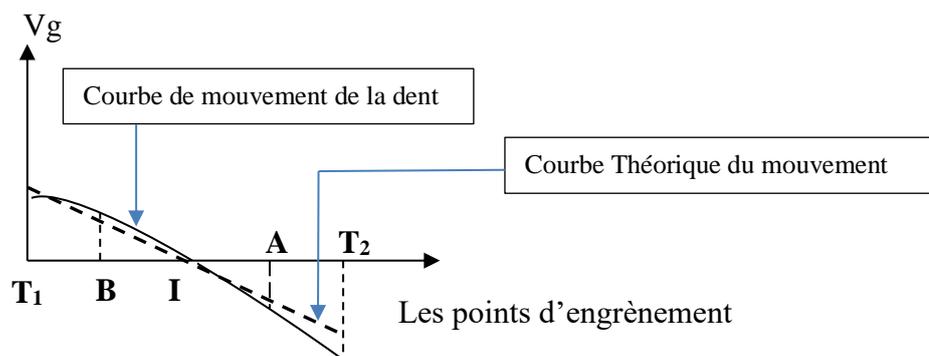


Figure 2.8b : Variation de la vitesse de glissement lors de l'engrènement

6.1.2 La vitesse de rotation

La vitesse de rotation joue un rôle important en raison de son effet centrifuge, qui permet d'éliminer l'huile des dentures, et affecte la sévérité des conditions de fonctionnement. Trois facteurs sont directement liés à la vitesse de rotation : la fréquence des variations de pression associées aux engrenages, la valeur de la vitesse de glissement et sa fréquence de variation.

6.2 La charge et la pression de contact

6.2.1 La charge

La force normale présente une magnitude et une direction constantes dans l'engrenage à profil de développante de cercle [10]. La répartition de cette force normale (W) lors de l'engrènement est représentée dans la figure (2.9).

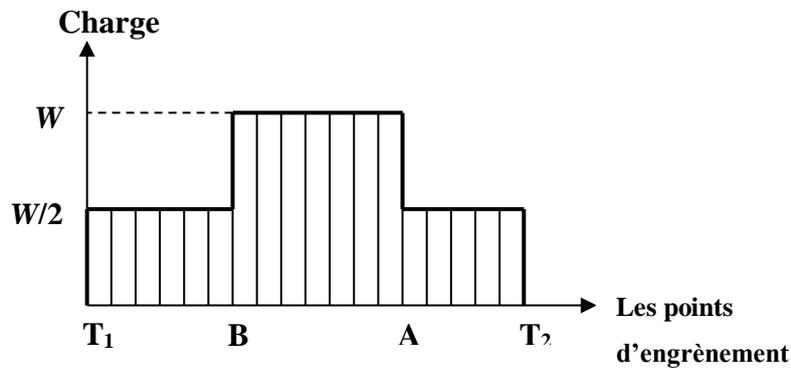


Figure 2.9 : Répartition de la charge

Sur cette figure (2.9) [1] on a le pas de la base est représenté par $T_2B=T_1A$. Un couple transmet seul l'effort entre les points A et B, par contre entre les segments T_2A et T_1B , deux couples se partagent la charge. Cette théorie selon Henriot [1] est émise en faisant abstraction des erreurs de dentures et des flexions des dents.

6.2.2 La pression

La pression de contact (de l'ordre de 1800 à 10^4 kg/cm^2) [10] entre deux dents en prises crée une aire de longueur finie due aux déformations élastiques et varie en fonction de la vitesse de glissement. Le diagramme de la figure (2.10) montre des variations brusques aux points B et A, les conditions les plus difficiles de graissage étant rencontrées au début de l'engrènement (au point A et de parcours $T_2 A$), ce qui caractérise la difficulté du problème de graissage

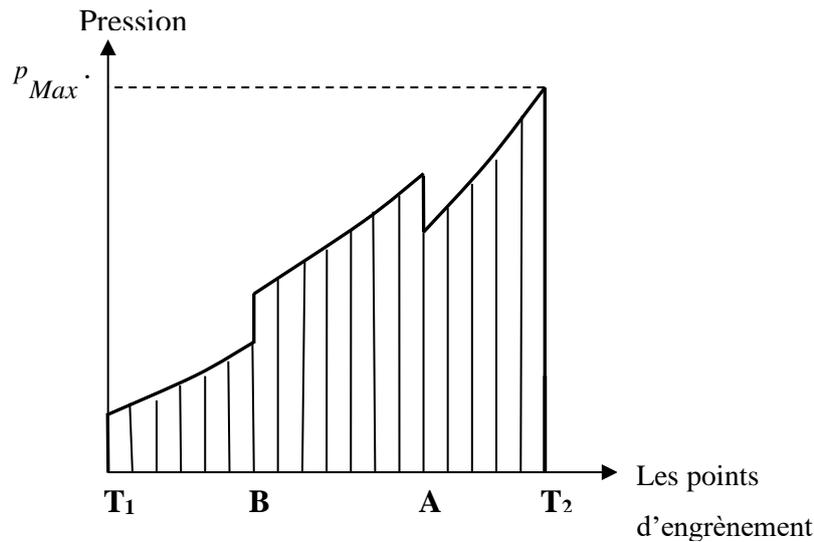


Figure 2.10 : Variation de la pression en fonction De la vitesse de glissement

6.3 Température des dents

Block [10] a été le premier à étudier le phénomène de grippage et à identifier le concept de température éclair (flash température). Selon R. Lefèvre, chaque type de lubrifiant est limité dans son action par une charge de grippage qui entraîne la rupture du film lubrifiant. Cette charge est liée à la température maximale que l'huile utilisée peut supporter. L'échauffement des dentures peut être expliqué par le mécanisme intrinsèque du fonctionnement des engrenages, où les déformations élastiques se produisent à grande vitesse, accompagnées de contraintes de glissement et de frottements internes au niveau des dents.

7. Possibilités de graissage

Une synthèse des observations effectuées par différents auteurs sur l'épaisseur du film tel que G. Henriot et R. Lefèvre [1, 5] montrent :

- L'influence défavorable du glissement : l'épaisseur maximale du film se situe au point de glissement nul. Henriot l'explique par l'augmentation de la température du film, ce qui entraîne une diminution de la viscosité de l'huile.
- L'influence favorable de la viscosité : le phénomène de piézo viscosité favorise la formation du film lubrifiant.
- L'influence de la charge : elle tend à rendre le film lubrifiant insensible, à vitesse constante, et accentue les variations d'épaisseur lorsque la viscosité diminue.

- L'influence favorable de la vitesse : l'épaisseur du film varie dans le même sens que le rayon de courbure des dentures, la vitesse et la viscosité.
- L'épaisseur du film est d'autant plus réduite que la charge est élevée.

8. Conclusion

La lubrification est indéniablement un élément essentiel de l'industrie moderne. Avec les multiples facteurs qui affectent le processus de graissage et la variété des types de lubrifiants disponibles, la décision de choisir le bon lubrifiant et de déterminer la fréquence d'application ne peut être prise à la légère. En effet, cette décision revêt une importance critique pour assurer le bon fonctionnement de l'engrenage et, par extension, de l'ensemble du mécanisme et du processus industriel.

Chapitre 3

Résolution numérique de la lubrification des engrenages

1. Introduction

L'étude du fonctionnement d'un mécanisme constitué par un minimum de deux corps en contact, définis par leur forme géométrique et leur cinématique, peut se ramener à l'étude de la zone de contact de ces deux solides soumis à un effort normal et séparés par un film de fluide complet. L'analyse micro géométrique de fonctionnement de ces deux corps en contact montre que les aspérités peuvent être soit en régime hydrodynamique ou élastohydrodynamique. Ces dernières sont soumises à des efforts normaux et tangentiels qu'il faut évaluer. Nous synthétisons dans ce chapitre les travaux, de la détermination de situation de lubrifiant dans lubrifications des engrenages avec Ansys Fluent version 19R3.

2. Modèle géométrique

Le contact de deux dents en prise d'un couple d'engrenage de Rayon R_1 et R_2 tournant à des vitesses ω_1 et ω_2 . Soumis à un effort normal W se modélise géométriquement comme un contact entre deux cylindres ou deux demi cylindres (figure 3.1a) et dont la géométrie équivalente de ce contact est illustrée par la figure 2.1b.

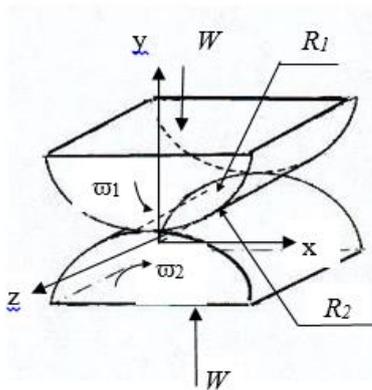


Figure 3.1a :

Modèle de contact entre deux dentures

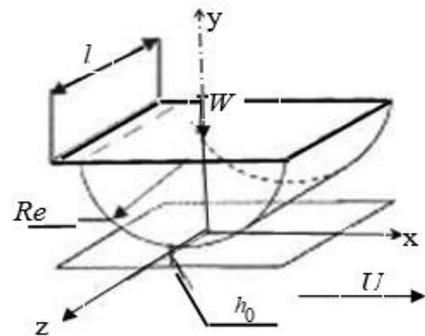


Figure 3.1b :

Géométrie équivalente

2.1 Equations de Reynolds

Lorsque la vitesse d'une paroi du contact est tangente en tout point à cette paroi (cas fréquent en lubrification), l'équation de la mécanique des films minces visqueux généralisée se simplifie, car en plaçant l'origine du système d'axes sur cette paroi on peut poser $H_1 = 0$ et $H_2 = h$, (figure 3.2) et en admettant que la masse volumique et la masse ne varient pas selon l'épaisseur du film [12] comme c'est toujours le cas on obtient en coordonnées cartésiennes l'équation de Reynolds généralisée qui s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) &= \underbrace{6\rho(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x}}_{\text{effet d'entraînement}} + 6\rho(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + \\ &+ \underbrace{6h \frac{\partial}{\partial x} [\rho(U_1 + U_2)]}_{\text{effet d'étirement}} + \underbrace{6h \frac{\partial}{\partial z} [\rho(W_1 + W_2)]}_{\text{effet d'écrasement}} \\ &+ \underbrace{12\rho V_2}_{\text{effet d'écrasement}} + \underbrace{12h \frac{\partial p}{\partial t}}_{\text{compressibilité du fluide}} \end{aligned} \quad (3.1)$$

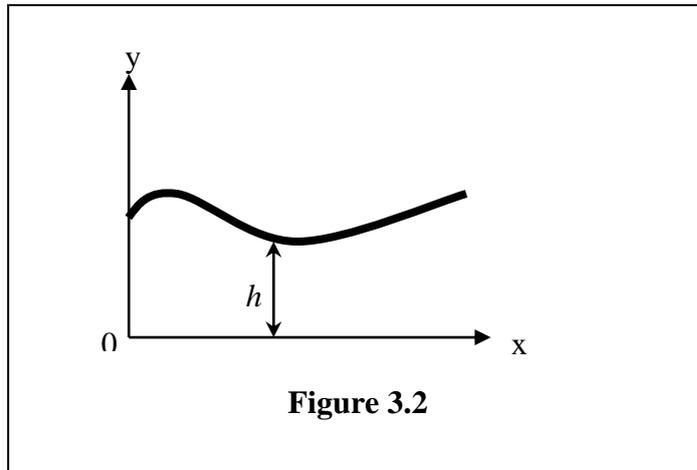


Figure 3.2

- L'équation de conservation de la masse s'écrit :

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3.2)$$

- Les contraintes de cisaillement dans un fluide Newtonien s'écrivent :

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xy} &= \eta \frac{\partial u}{\partial y} \\ \tau_{yz} &= \eta \frac{\partial w}{\partial y} \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

- Les équations des vitesses s'écrivent :

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y \left(y - h_{(x,z)} \right) + \frac{h_{(x,z)} - y}{h_{(x,z)}} U_1 + \frac{y}{h_{(x,z)}} U_2 \\ w &= \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y \left(y - h_{(x,z)} \right) + \frac{h - y}{h_{(x,z)}} W_1 + \frac{y}{h_{(x,z)}} W_2 \end{aligned} \right\} \quad (3.4a)$$

Les dérivée des vitesses u et w par rapport à y s'écrivent :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial y} &= \frac{U_2 - U_1}{h} + \frac{1}{\eta} \left(y - \frac{h_{(x,z)}}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial w}{\partial y} &= \frac{W_2 - W_1}{h} + \frac{1}{\eta} \left(y - \frac{h_{(x,z)}}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (3.4b)$$

Les équations de (2.4) deviennent :

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xy} &= \eta \left(\frac{U_2 - U_1}{h} \right) + \left(y - \frac{h_{(x,z)}}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \\ \tau_{yz} &= \eta \left(\frac{W_2 - W_1}{h} \right) + \left(y - \frac{h_{(x,z)}}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

Les équations du débit s'écrivent :

$$\left. \begin{aligned} q_x &= \int_0^h u dy = -\frac{h^3}{12\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \left(\frac{U_1 + U_2}{2} \right) h \\ q_z &= \int_0^h w dy = -\frac{h^3}{12\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) + \left(\frac{W_1 + W_2}{2} \right) h \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

2.2. Les conditions aux limites

Selon la nature physique du problème étudié (géométrie, cinématique,...) la pression calculée peut être inférieure à la pression atmosphérique dans certains points du domaine Ω qui est découpé en deux domaines distincts. Un domaine Ω_+ où le film est complet et la pression est non nulle, et un domaine Ω_0 où l'on observe une dépression qui entraîne des pressions inférieures à la pression atmosphérique et la rupture du film d'huile.

La figure 3.3 illustre le phénomène d'observation et sa modélisation.

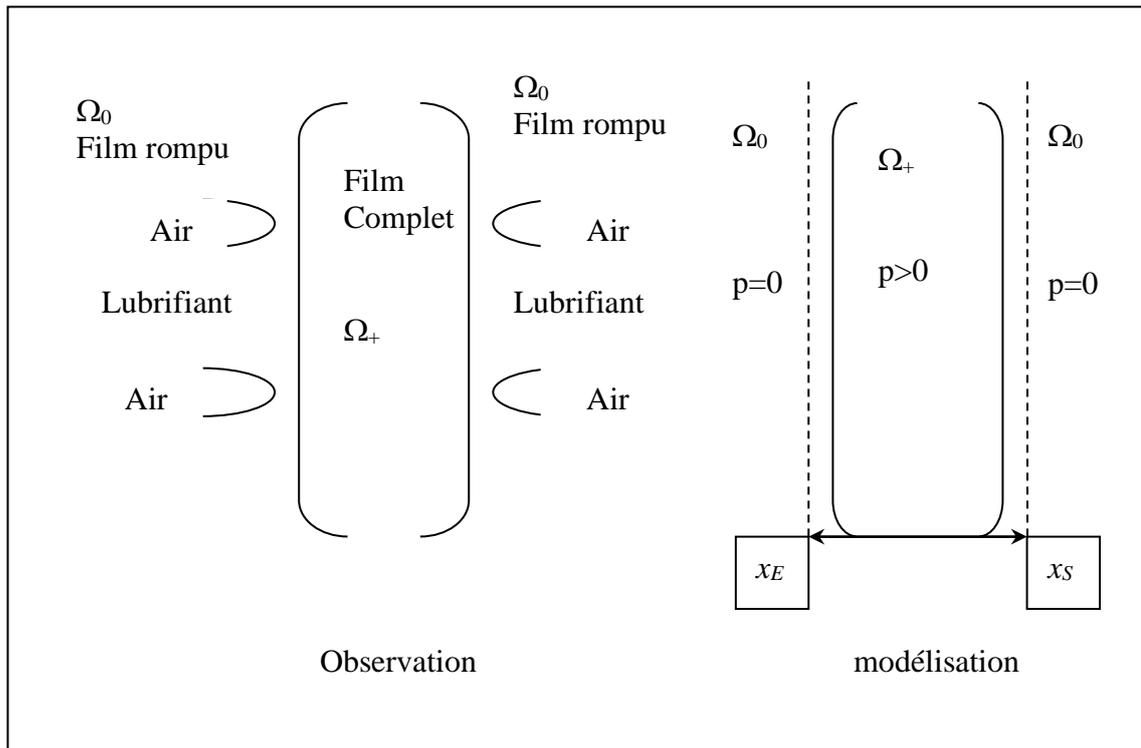


Figure 3.3

- Les conditions aux limites sur la vitesse qui sont les conditions d'adhérence à la paroi d'une particule fluide s'écrivent :

$$y = 0 \rightarrow \begin{cases} U = U_1 \\ V = V_1 \\ W = W_1 \end{cases} ; \quad y = h \rightarrow \begin{cases} U = U_2 \\ V = V_2 \\ W = W_2 \end{cases} \quad (3.7)$$

3. Modélisation par la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis est une méthode de calcul numérique qui, ayant un profond caractère plus physique qu'abstrait, a été inventée plutôt par les ingénieurs que par les mathématiciens. Cette méthode est appliquée lorsque l'équation de continuité est considérée comme acquise et qu'il n'y a pas de discontinuité dans l'analyse à considérer. Elle a été appliquée pour la première fois dans des problèmes liés à l'analyse des contraintes et depuis, elle a été étendue dans d'autres problèmes liés au milieu continu.

La méthode des éléments finis (abrévée MEF) représente une modalité d'obtenir une solution numérique correspondant à un problème spécifique. Cette méthode n'offre pas une formule pour une certaine solution et ne résout pas une classe de problèmes. La MEF est une méthode approximative à moins qu'un certain problème puisse être extrêmement simple conduisant ainsi à une formule exacte toujours valable.

Une description non-sophistiquée de la MEF pourrait être définie sous la forme suivante : la structure à analyser est divisée en plusieurs éléments (petites pièces comme celles qui forment un puzzle). Ces éléments sont ensuite reconnectés par l'intermédiaire des nœuds (fig.3.4). Ces nœuds sont « des punaises » ou « des points de colle » qui maintiennent les éléments dans un ensemble unitaire.

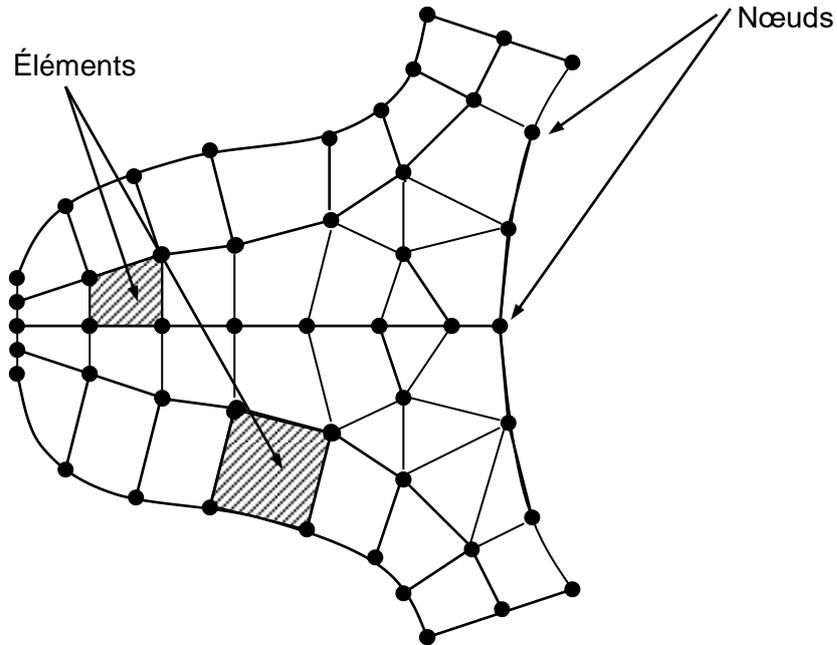


Figure 3.4a : Discrétisation d'une structure en nœuds et éléments (dent d'une roue dentée)

Eléments	linéaires	paraboliques (quadratiques)	cubiques
unidimensionnels			
bidimensionnels			
tridimensionnels			
autres types	● Masse	Ressort	Contact

Figure 3.4b

Le comportement de chaque élément est décrit par un set d'équations algébriques. Dans l'analyse des contraintes ces équations sont des équations d'équilibre des nœuds. Du fait que le nombre de ces équations est très grand (centaines ou milliers), l'utilisation d'un ordinateur est absolument obligatoire.

Autrement dit, dans un élément, une quantité de champ (ex. le champ de déplacement) est interpolé à partir des valeurs existantes dans les nœuds. En connectant les éléments ensemble, la quantité de champ devient interpolée sur l'entier de la structure. Les meilleures valeurs de la quantité de champ dans les nœuds sont celles qui minimisent certaines fonctions (telle que l'énergie totale). Le processus de minimisation génère un set d'équations algébriques simultanées pour les différentes valeurs de la quantité de champ dans les nœuds.

Ce set d'équations est décrit sous forme matricielle par :

$$\{F\} = [K] \cdot \{\delta\} \quad (3.8)$$

où :

$\{\delta\}$ = vecteur d'inconnues (valeurs de la quantité de champ dans les nœuds – ex : vecteur des déplacements) ;

$[K]$ = matrice des constantes (connue – ex : matrice de rigidité) ;

$\{F\}$ = vecteur des chargements (connu – ex : matrice des forces nodales).

4. La méthode des volumes finis

Elle est surtout utilisée dans les problèmes où la nécessité de vérifier l'équation de continuité est primordiale, c'est pour cette raison qu'elle est très utilisée dans le domaine de résolutions des problèmes de mécanique des fluides tel que l'hydrodynamique, l'aérodynamique et les problèmes de choc.

Le principe de la méthode par volume fini consiste à diviser le domaine de calcul en un nombre fini de sous-domaines élémentaires [13], appelés volumes de contrôle. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles, sur chaque volume de contrôle. Chacun de ces derniers (volumes de contrôle) contenant un nœud dit: "nœud principal". Un exemple de volume de contrôle est montré dans la figure ci-dessous. Pour un nœud principal (P'), les points E et W (E: Est, W: West) sont des voisins dans la direction ξ , tandis que N et S (N: Nord, S: Sud) sont ceux dans la direction η . Le volume de contrôle entourant P') est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points (e) et (w) dans la direction ξ , (n) et (s) dans la direction η .

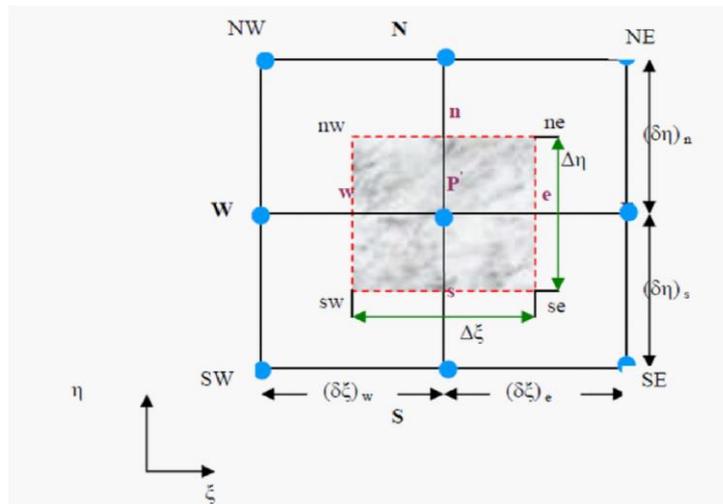


Figure 3.5 : Schéma représentant Volume de contrôle bidimensionnel

5. La méthode du volume de fluide

La **méthode du volume de fluide** (en anglais *volume of fluid*, VOF) est une méthode utilisée en mécanique des fluides numérique pour le traitement des écoulements diphasiques. C'est l'une des méthodes standard dans ce domaine et elle est presque exclusivement utilisée avec la discrétisation en volumes finis. La méthode a été introduite en 1976 par William F. Noh et Paul Woodward [14]. La première publication dans un journal a été faite en 1981 par W. Hirt et B. D. Nichols [15].

Principe de la méthode

On examine l'écoulement laminaire d'un milieu diphasique sans échanges entre phases. Le milieu est décrit par la fraction volumique C de l'une des phases. La valeur de C dans chaque cellule de calcul est une variable du problème qui est advectée avec la vitesse \mathbf{V}

Le milieu multiphasique est traité comme un fluide unique dont les propriétés (masse volumique, viscosité) dans chaque cellule de calcul sont moyennées en fonction de C

- la masse volumique par une expression évidente
- la viscosité dynamique par une expression *ad hoc*, ici une loi linéaire (sans justification physique, d'autres choix sont possibles)

Les équations de Navier-Stokes s'écrivent, en supposant un fluide incompressible

où \mathbf{F} est la force par unité de volume résultant des interactions entre phases :

Où σ est la tension superficielle et \mathbf{n} la normale à l'interface

Cette méthode permet de traiter le fractionnement du milieu et est conservative.



Figure 3.6 : Représentation schématique de l'affectation des phases dans une grille cartésienne

- Reconstruction géométrique

La méthode VOF n'est pas une méthode de suivi d'interface, comme la méthode des surfaces de niveau (*Level set*) qui assure une description continue de l'interface au prix de la perte de conservativité^{5,4}.

Pour la reconstitution de l'interface la méthode VOF utilise :

- la méthode SLIC (*Simple line interface calculation*) où les interfaces sont alignées avec les mailles,
- la méthode PLIC (*Piecewise linear interface calculation*) basée sur la connaissance de la pente locale mais constituant une interface discontinue (voir figure ci-dessus).

Cette méthode est simple à implémenter et, comme on peut le voir sur la figure ci-contre, particulièrement bien adaptée aux milieux subissant une déformation importante et une fragmentation. Elle est disponible dans la plupart des codes industriels de mécanique des fluides numérique.

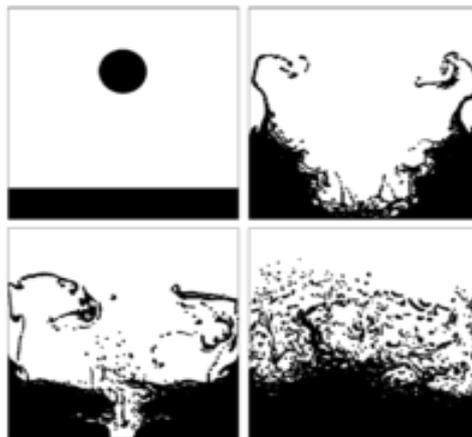


Figure 3.7 : Chute d'une goutte à la surface d'un liquide.

6. Etapes d'analyse

Les différentes étapes de résolution d'un problème par la MEF ou MVF est décrite par la figure ci-dessous.

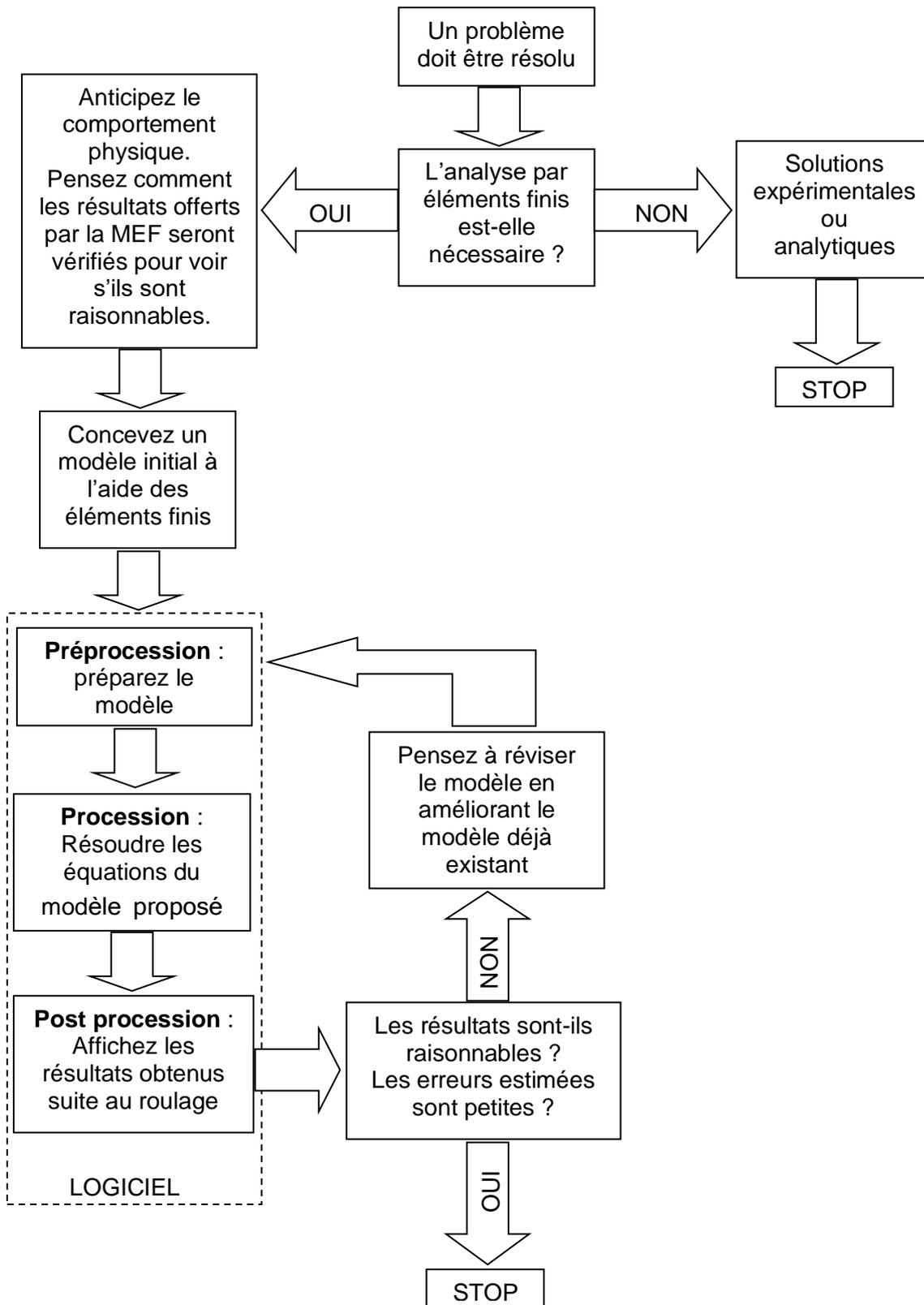


Figure.3.8 : Principales étapes pour une analyse par la Méthode des Eléments Finis.

7. Discrétisation

La Méthode des Eléments Finis a développé une série de types d'éléments finis qui, pour le début, peuvent être classifiés en :

- éléments finis unidimensionnels (généralement des barres) ;
- éléments finis bidimensionnels (plaques et mêmes volumes) ;
- éléments finis tridimensionnels (blocs massifs).

Les éléments finis sont générés par des points qui ne sont que des nœuds de la structure. Il existe des éléments ayant un degré supérieur à ceux cubiques (qui sont les plus performants) mais le plus couramment sont utilisés les éléments linéaires et paraboliques.

Certains éléments finis ont des nœuds intérieurs pour améliorer la précision, mais l'utilisateur ne travaille pas avec ces nœuds. Ils sont générés et ensuite condensés dans la phase de calcul des matrices de rigidité des éléments.

8. Simulation de la lubrification des engrenages par ANSYS Fluent

ANSYS est un logiciel à usage général, utilisé pour simuler des interactions de toutes les disciplines de la physique [16], de la structure, de la vibration, de la dynamique des fluides, du transfert de chaleur et de l'électromagnétisme pour les ingénieurs.

Ainsi, ANSYS, permet de simuler des tests ou des conditions de travail, permet de tester en environnement virtuel avant de fabriquer des prototypes de produits. En outre, la détermination et l'amélioration des points faibles, la vie informatique et la prévision des problèmes probables sont possibles grâce à des simulations 3D en environnement virtuel.

ANSYS peut importer des données CAO et permet également de construire une géométrie avec ses capacités de "pré-traitement". De même, dans le même préprocesseur, un modèle d'éléments finis (maillage) requis pour le calcul est généré. Après avoir défini les chargements et effectué les analyses, les résultats peuvent être visualisés sous forme numérique et graphique. Notre objectif dans l'utilisation de module de Fluent est de visualiser la variation du volume de fluide lubrifiant d'une enceinte occupé par un couple d'engrenage droit et lubrifié par un bain d'huile (Barbotage). Pour cette raison nous avons étudié six cas avec des variations des conditions d'entrée et la hauteur du lubrifiant. Cette lubrification se déroule en condition biphasique de l'air et lubrifiant dont les caractéristiques sont indiqués au tableau 1 et au tableau 2.

8.1. Caractéristiques de la géométrie à simulé

Dans ce contexte nous exécuter des simulations de lubrification d'un boîtier contient deux engrenages avec ces paramètres

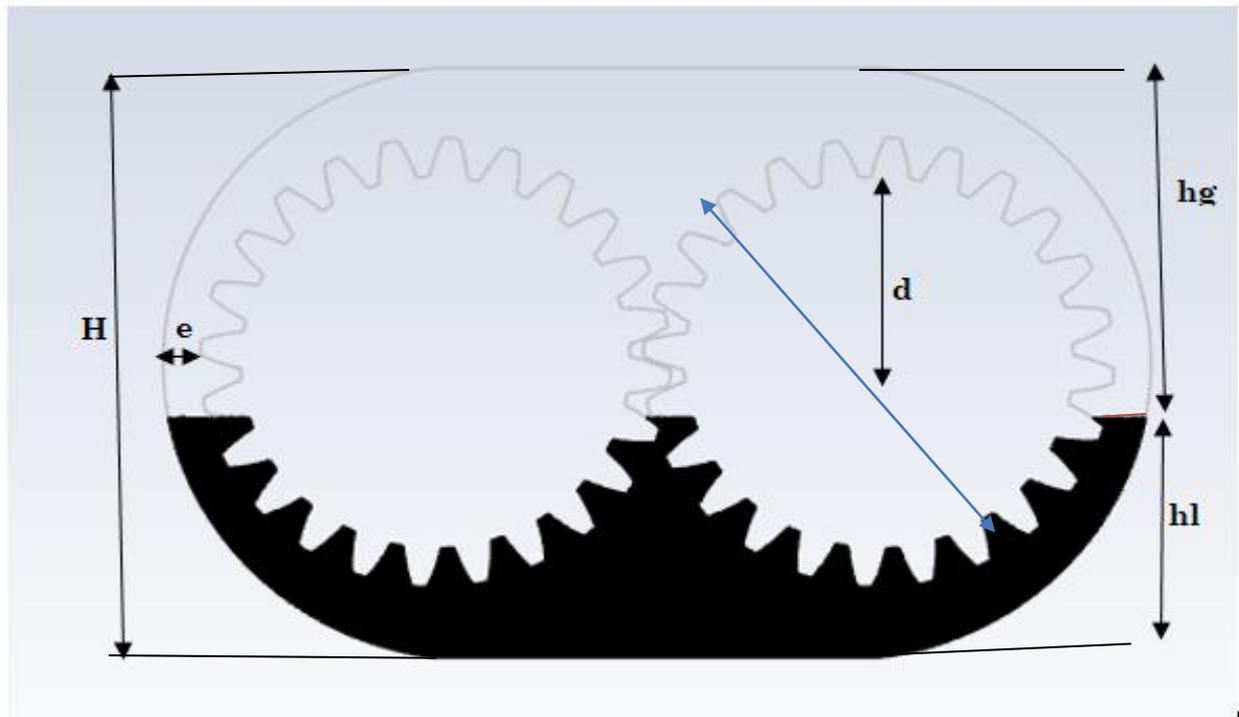


Figure 3.9 : les caractéristiques de la simulation

Tableau 3.1 : caractéristiques géométriques

Caractéristiques des engrenages				Différents Cas Simulés	
m (mm)	$Z_1=Z_2$	ω (rd/s)	h (mm)	e (mm)	h_1 (mm)
4	24	10	160	9.6	65
				9.6	95
				6.4	65
				6.4	95
				3.2	65
				3.2	95

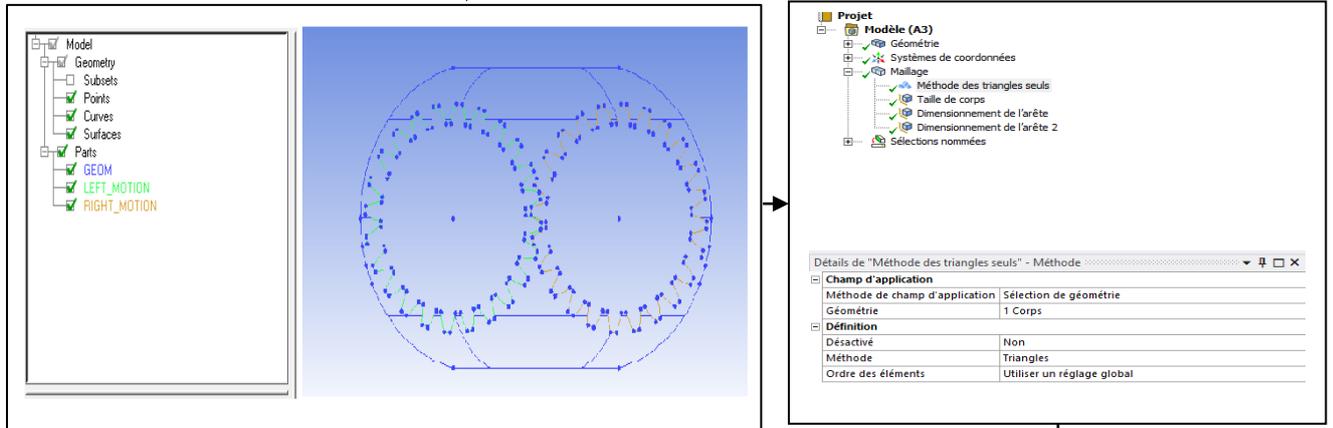
Tableau 3.2 : de caractéristique des fluides

Phases	Nom	Viscosité (Kg/m-s) ou Pa S	Densité (Kg/m ³)
Fluide Primaire	Air	$17.2 \cdot 10^{-6}$	1.225
Fluide Secondaire	Tassilia ep-90	0.324	0.96

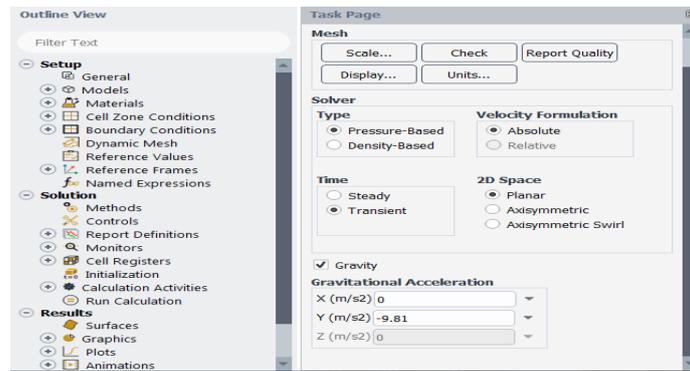
8.2. Procédure de la simulation

La procédure de simulation, consiste dans les différentes étapes établis pour aboutir à la finalisation de notre simulation indiquée par la figure3.10.

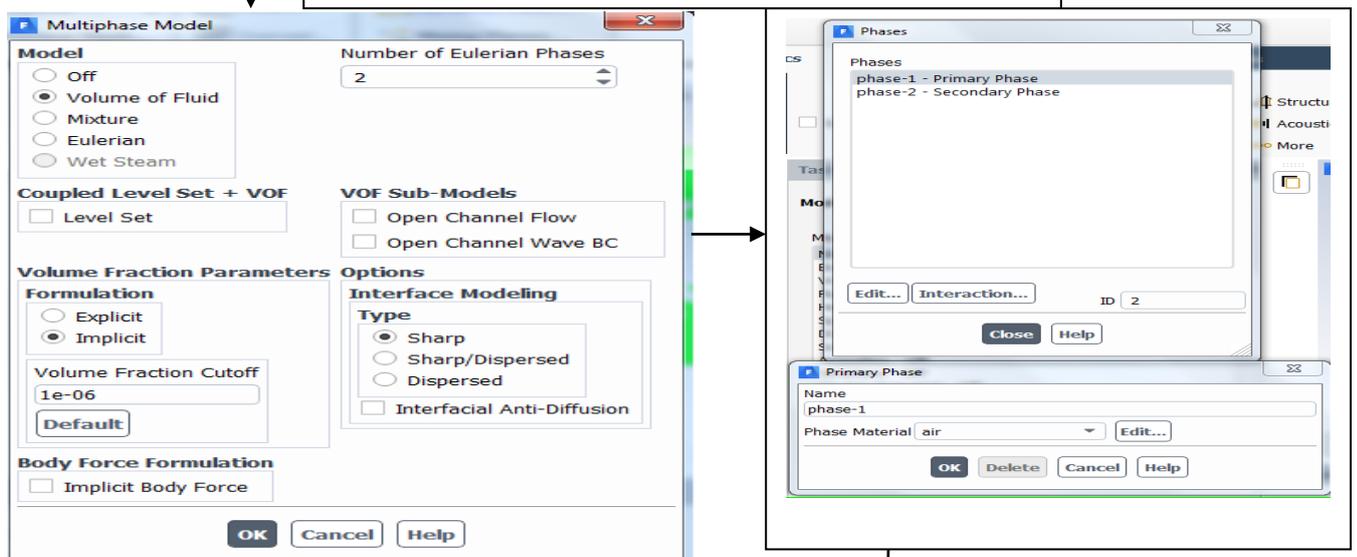
Insertion de la géométrie dans le module ICEM_CFD et génération du maillage



Ouverture de Fluent et Configuration de la simulation



Choix de la méthode Volume of fluide à deux phases



Génération de la simulation

Figure 3.10 : Procédure de la simulation

8.3. Résultats de la simulation

Les différents résultats de la simulation pour les six cas étudiés sont indiqués par les figures 3.11 à la figure 3.8

-Résultats du premier cas étudié

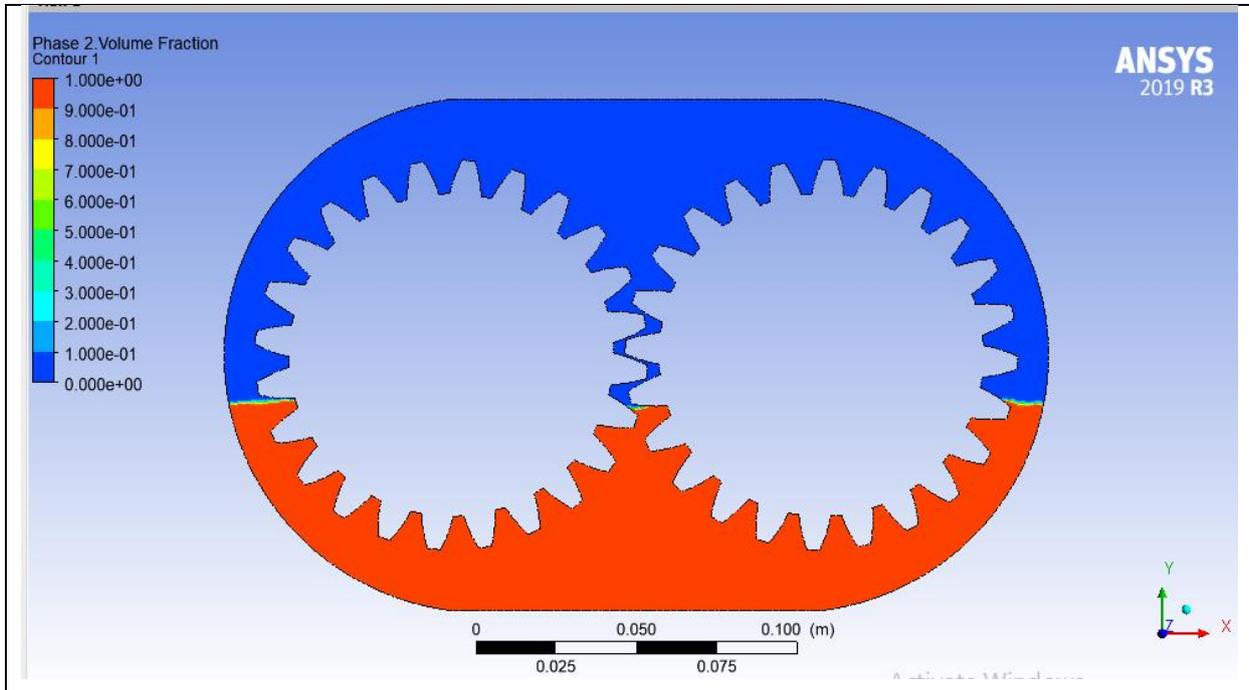


Figure 3.11 : Volume fluide (e=9.6, hl=65,1 itération, 0 tours)

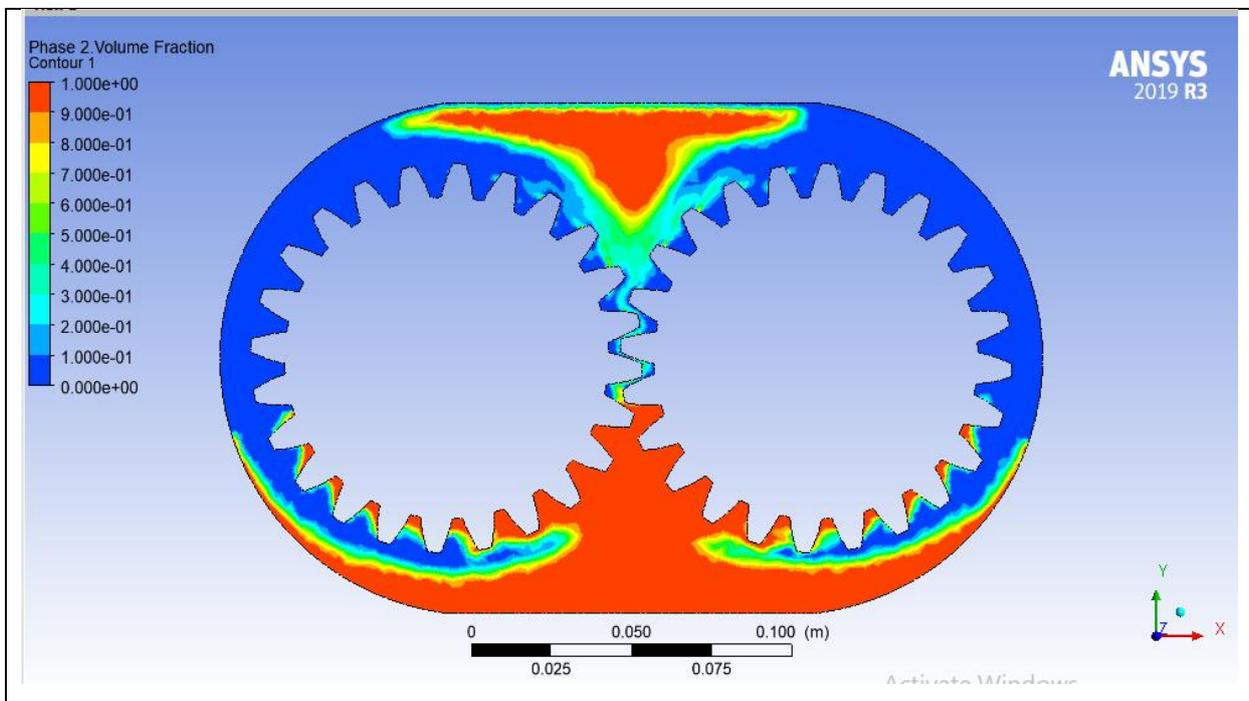
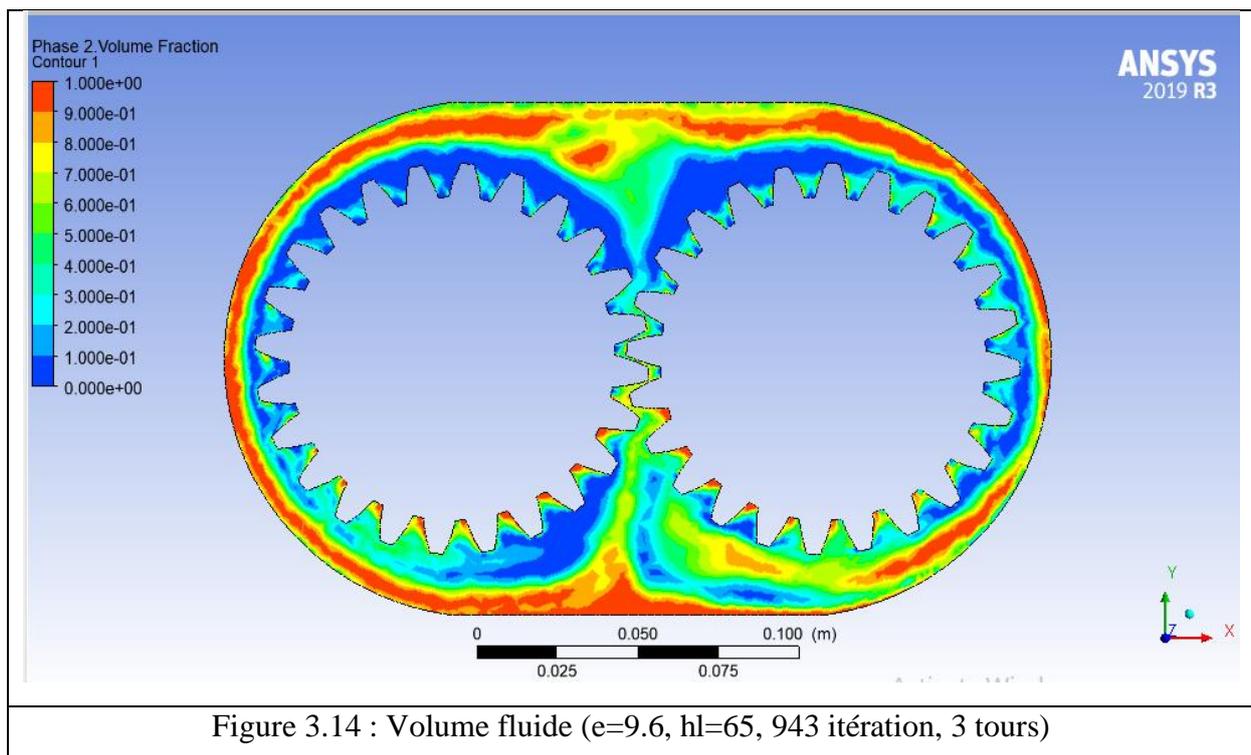
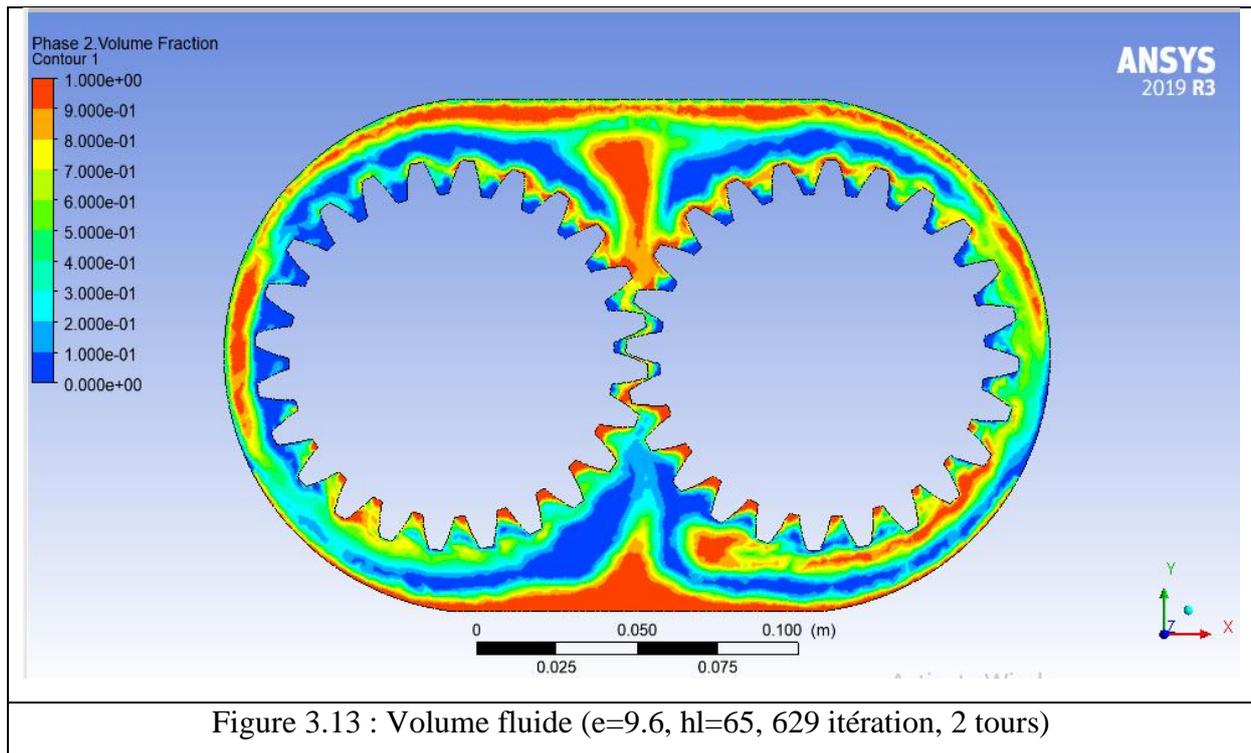
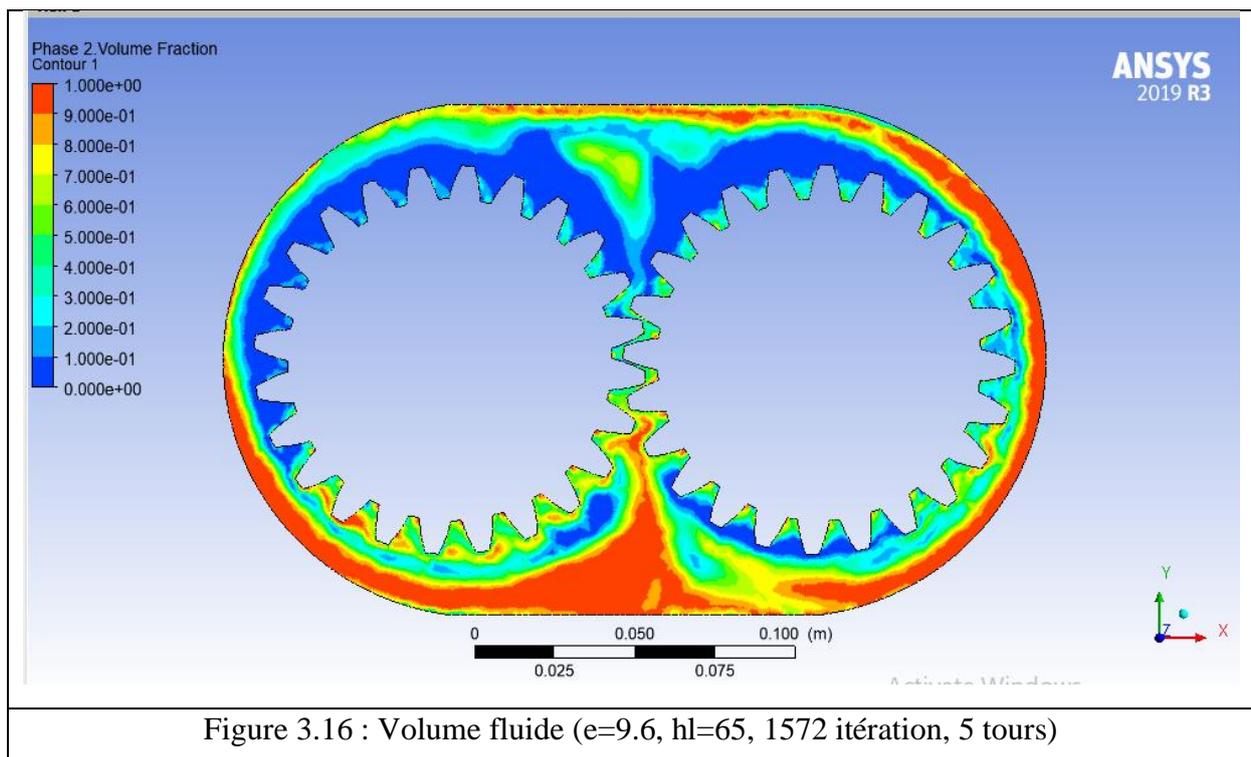
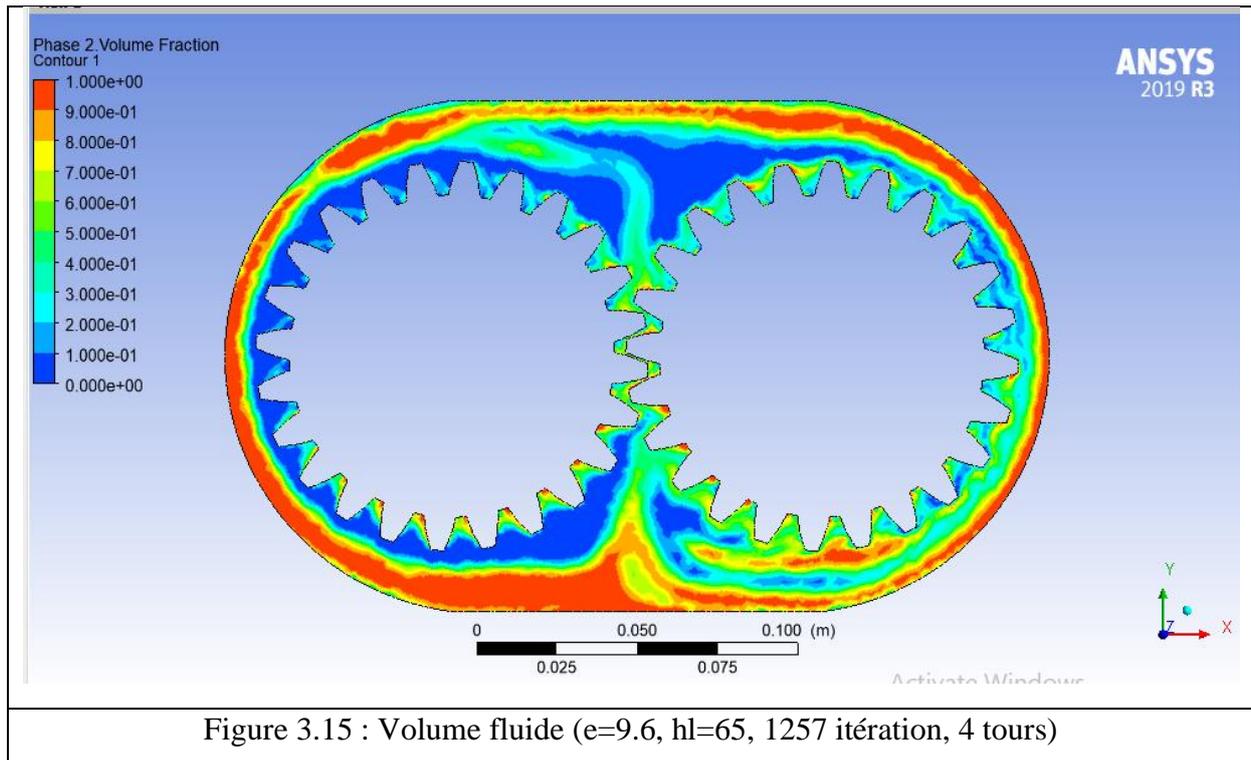


Figure 3.12 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 314 itération, 1 tours)





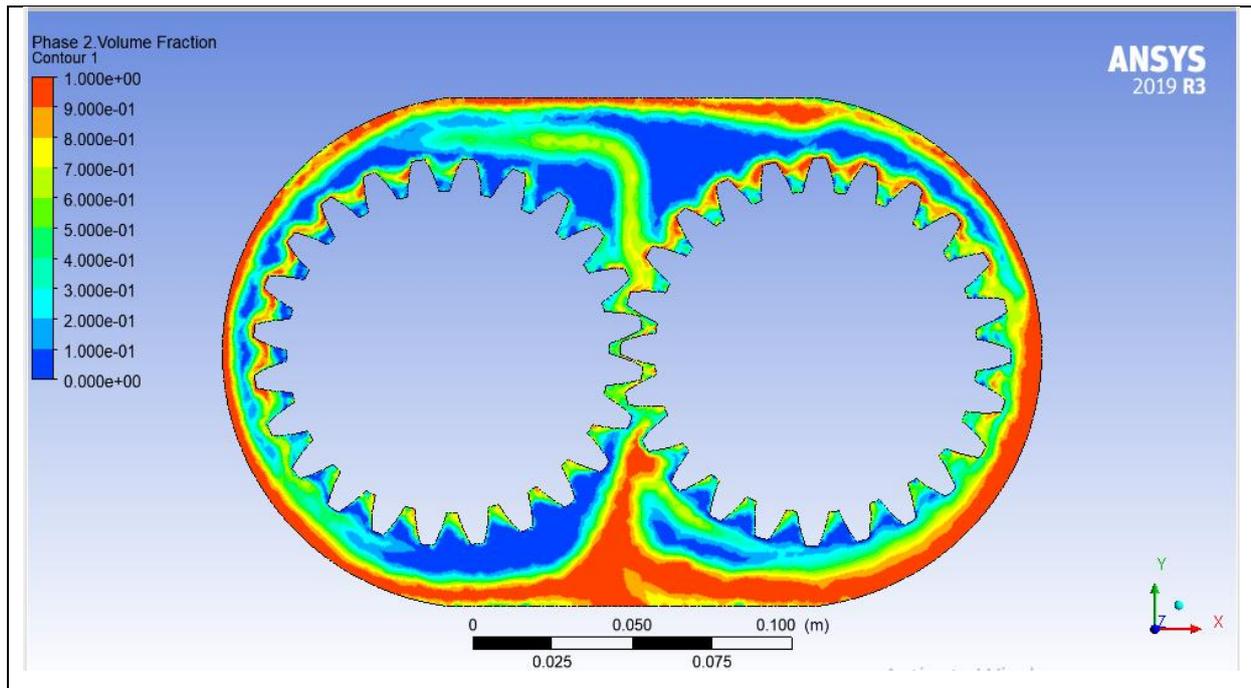


Figure 3.17 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 1887 itération, 6 tours)

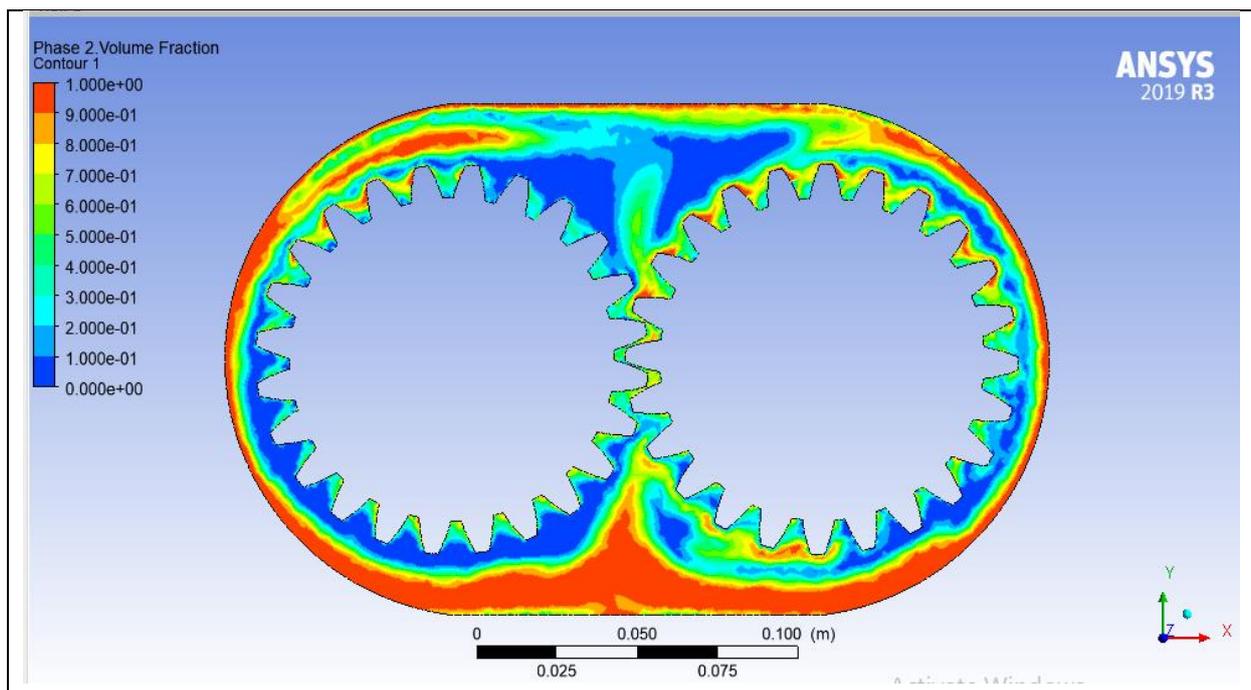


Figure 3.18 : Volume fluide (e=9.6, hl=65, 2201 itération, 7 tours)

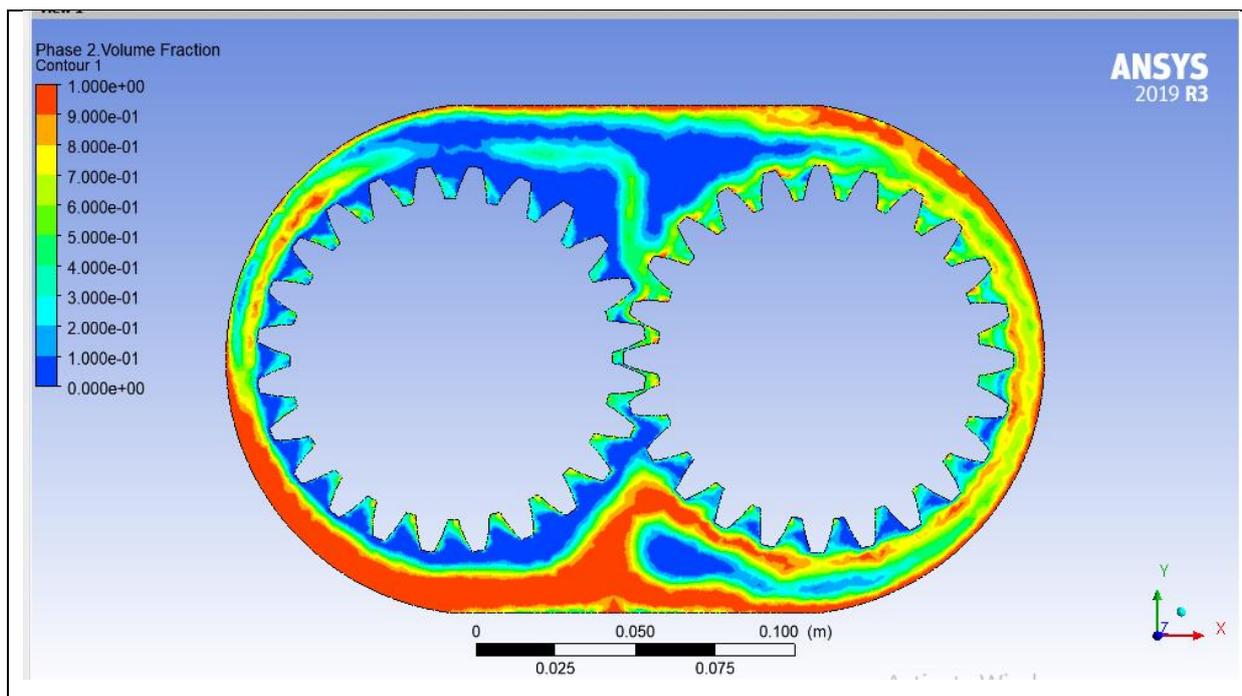


Figure 3.19 : Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 2516 itération, 8 tours)

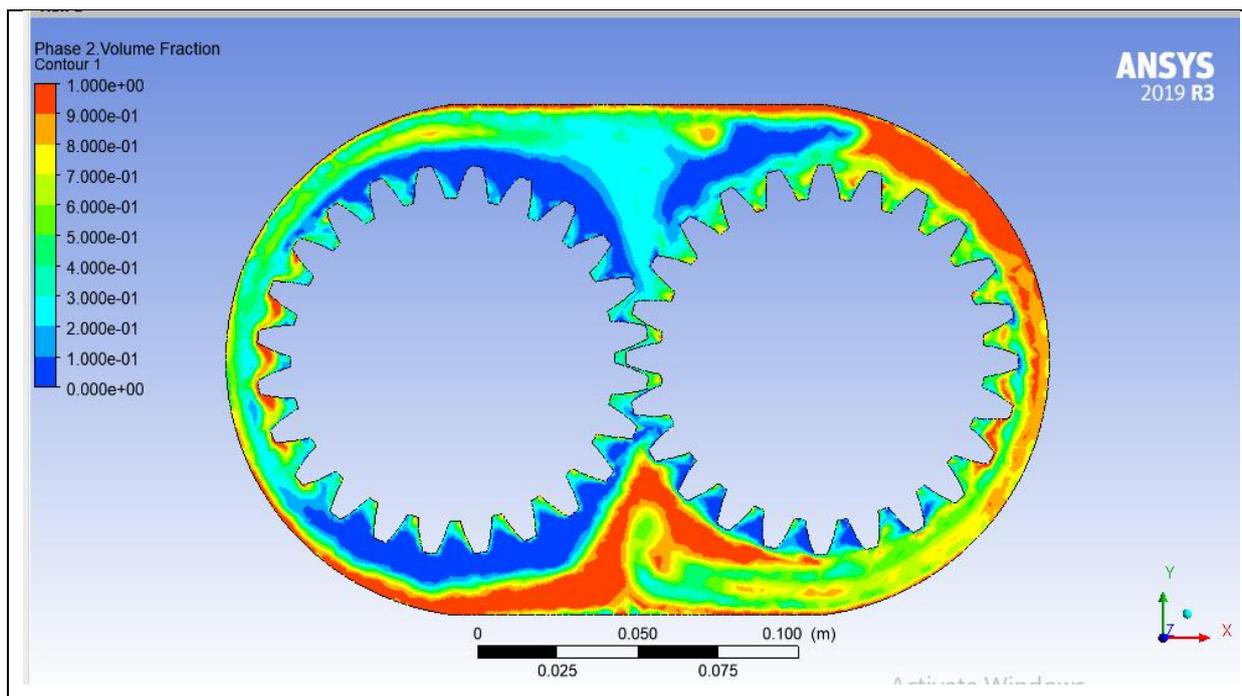


Figure 3.20 : Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 2830 itération, 9 tours)

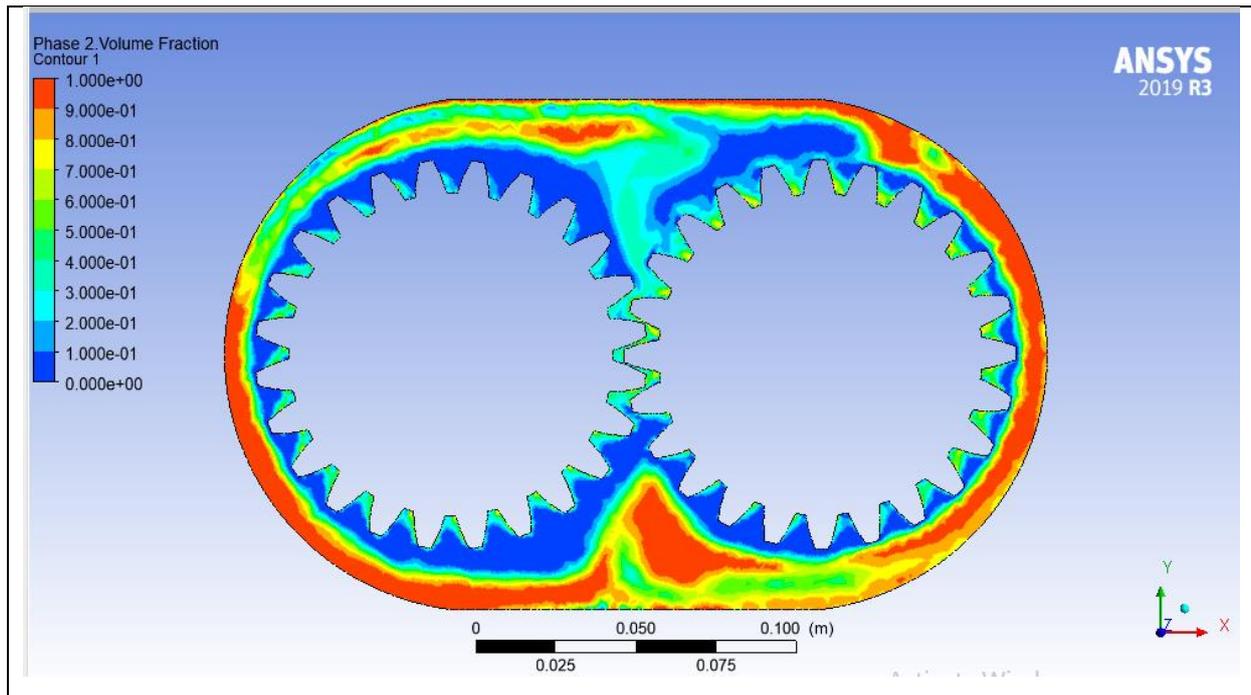


Figure 3.21 : Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 3145 itération, 10 tours)

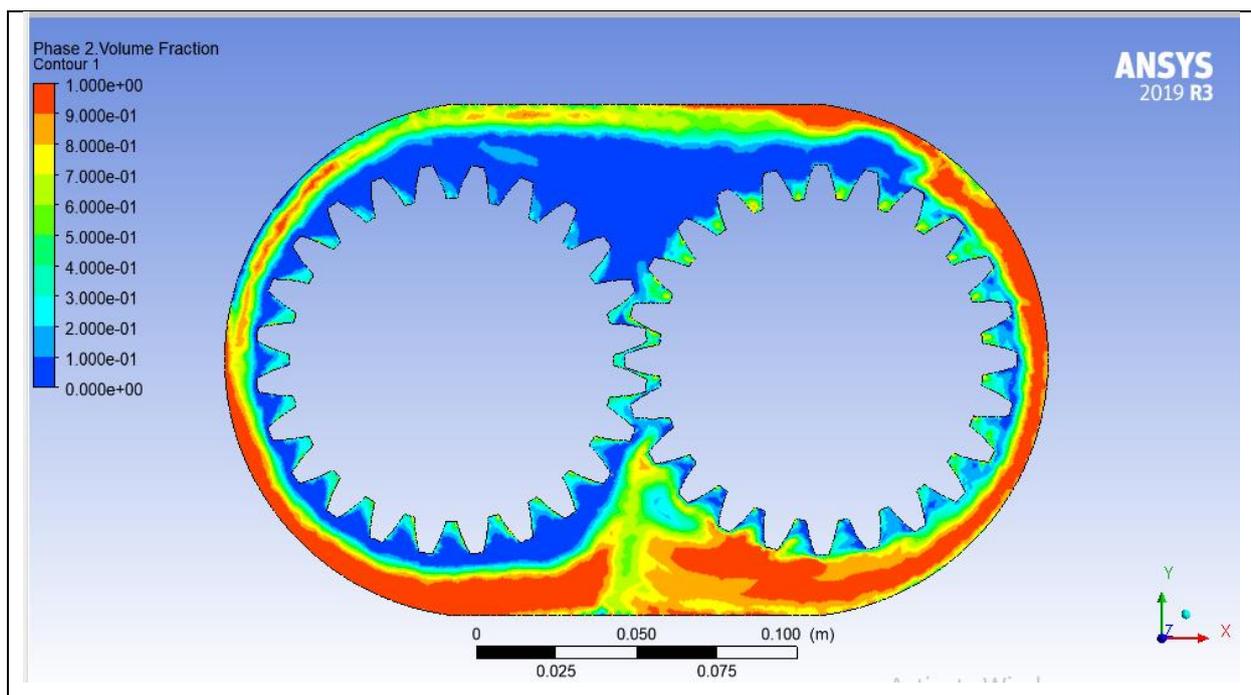


Figure 3.22 : Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 3459 itération, 11 tours)

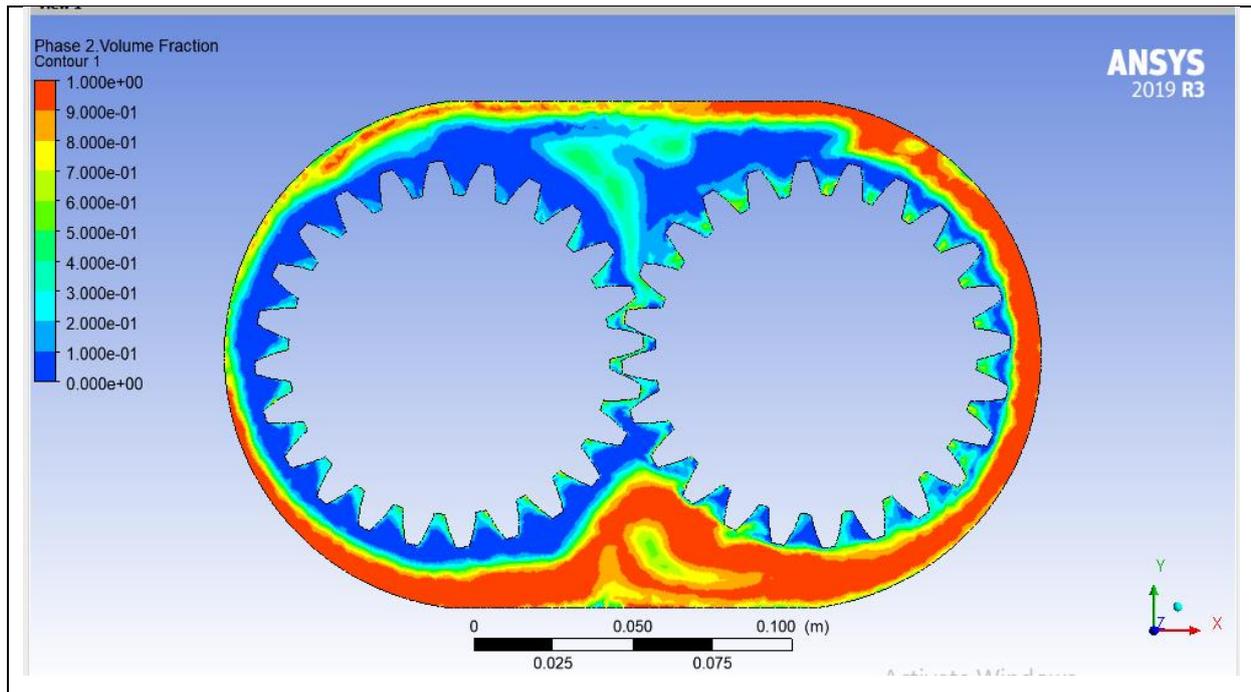


Figure 3.23 : Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 3750 itération, 12 tours)

- Résultats du second cas étudié

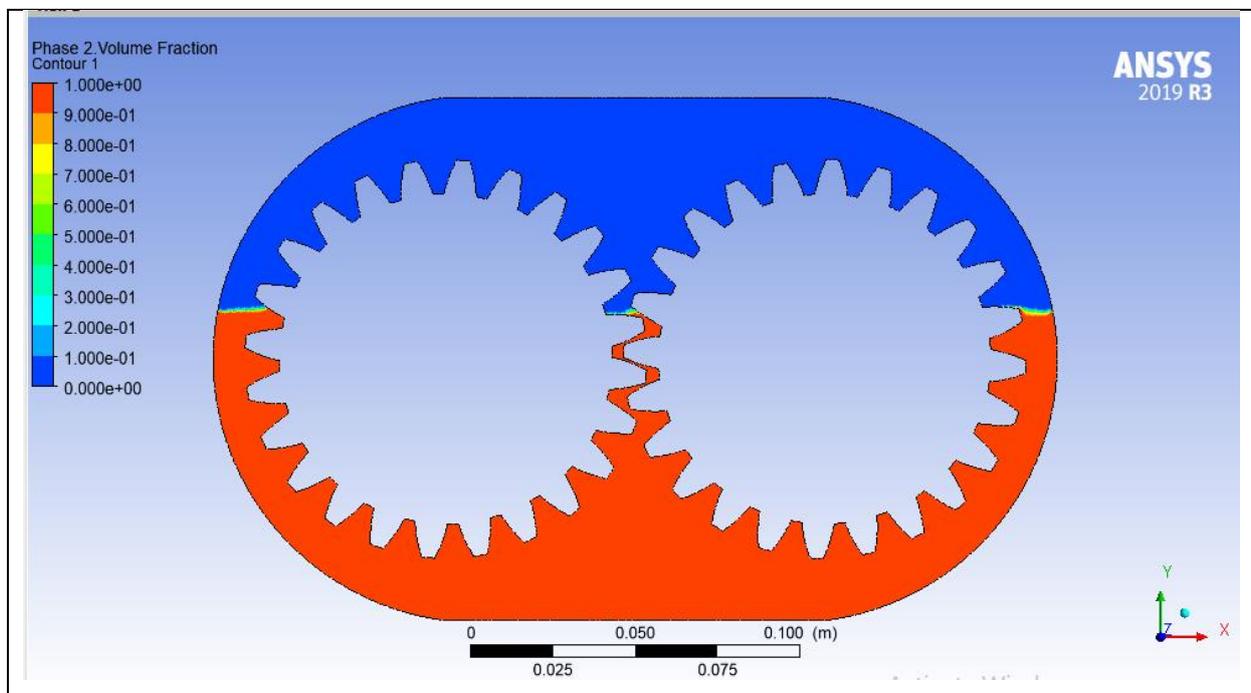
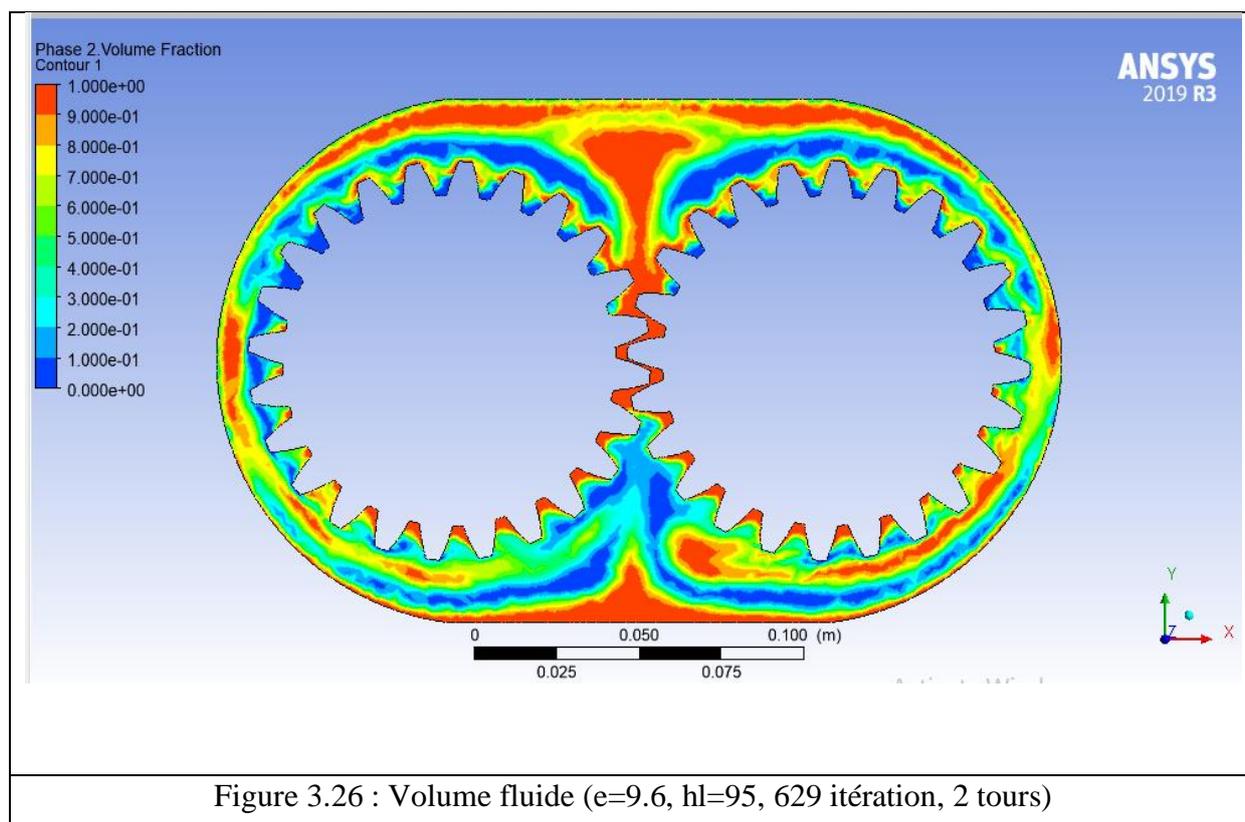
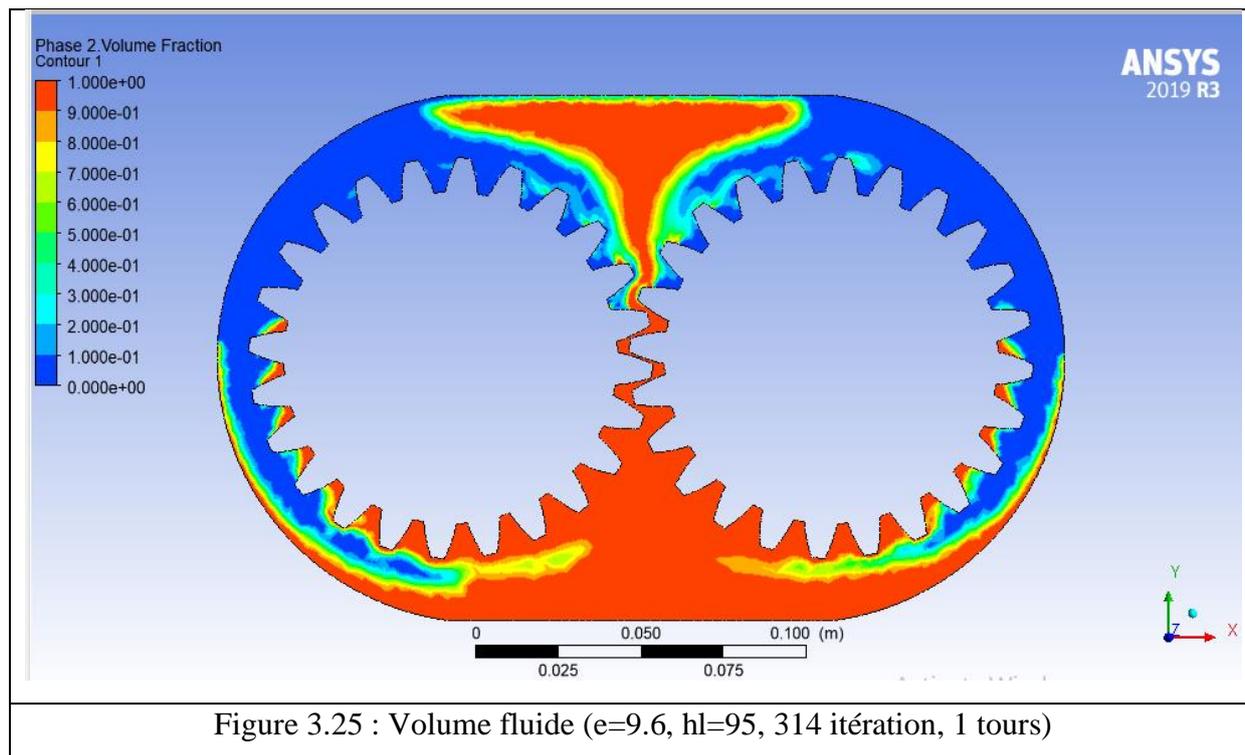


Figure 3.24 : Volume fluide ($e=9.6$, $hl=95$, 1 itération, 0 tours)



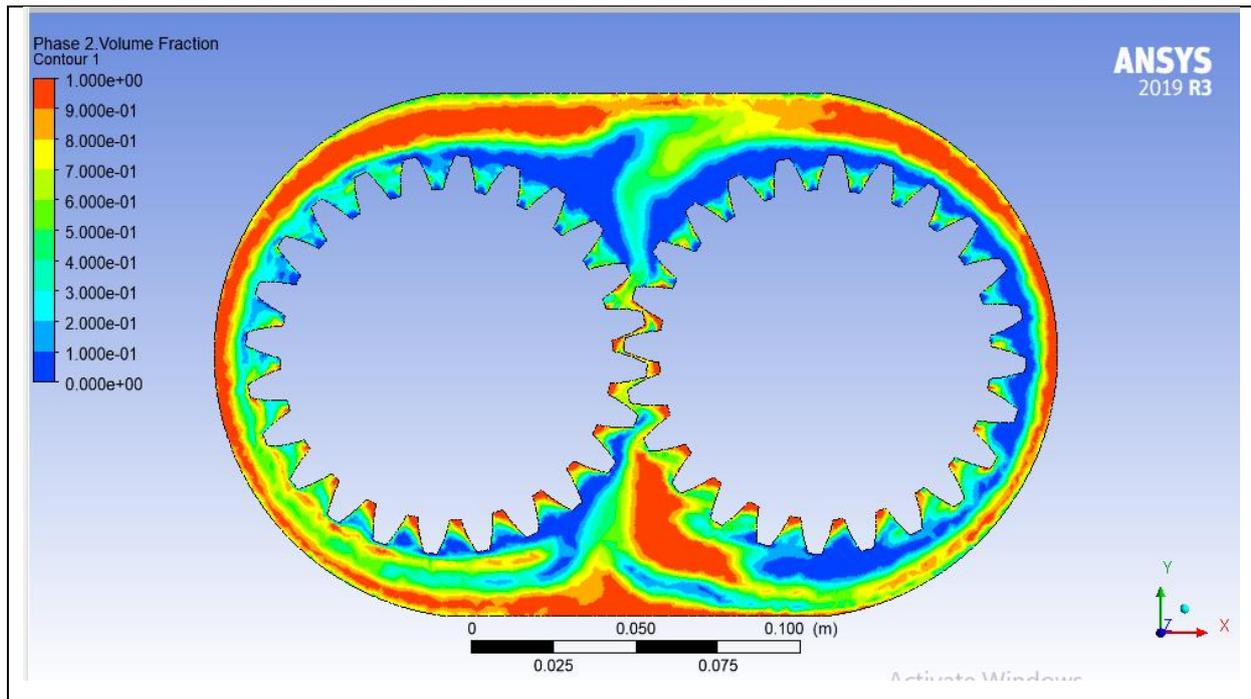


Figure 3.27 : Volume fluide ($e=9.6$, $hl=95$, 943 itération, 3 tours)

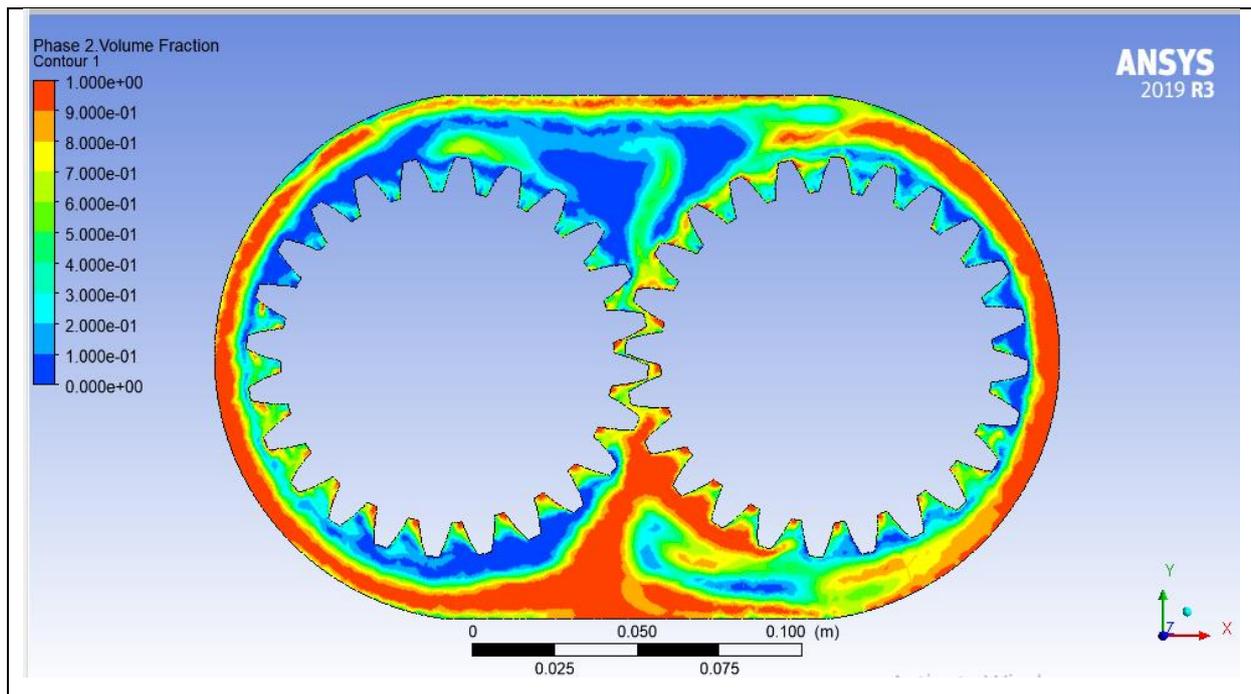


Figure 3.28 : Volume fluide ($e=9.6$, $hl=95$, 1257 itération, 4 tours)

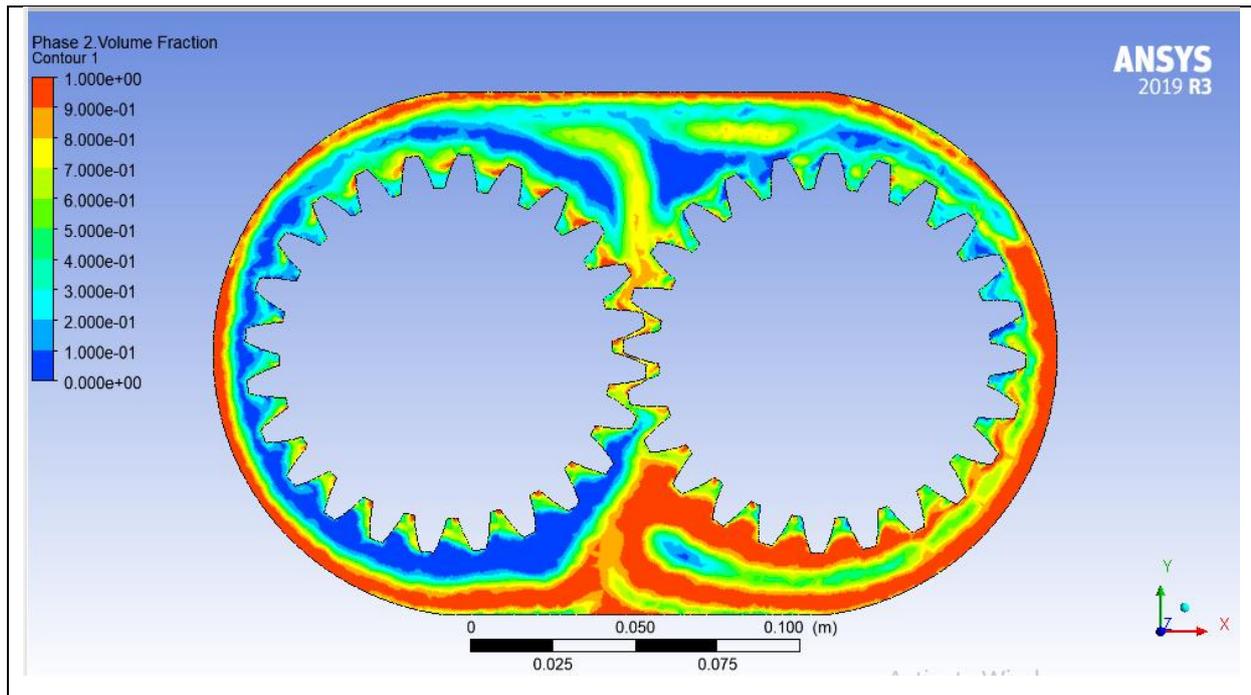


Figure 3.29 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 1572 itération, 5 tours)

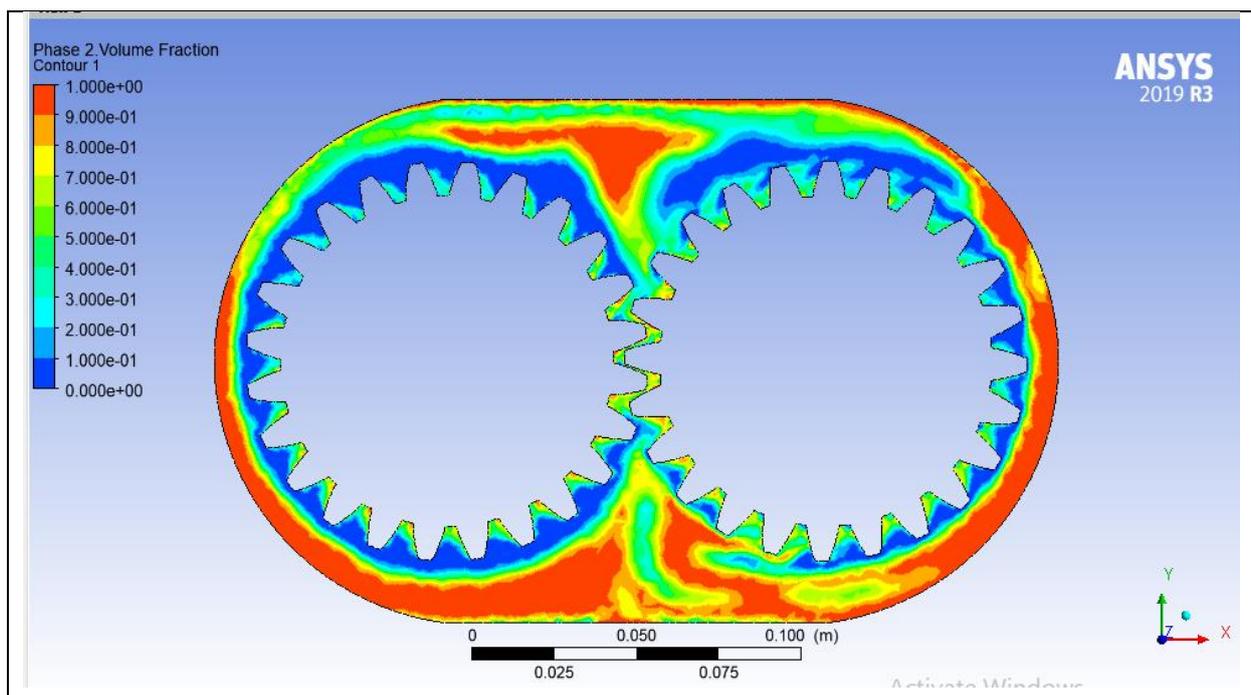


Figure 3.30 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 1887 itération, 6 tours)

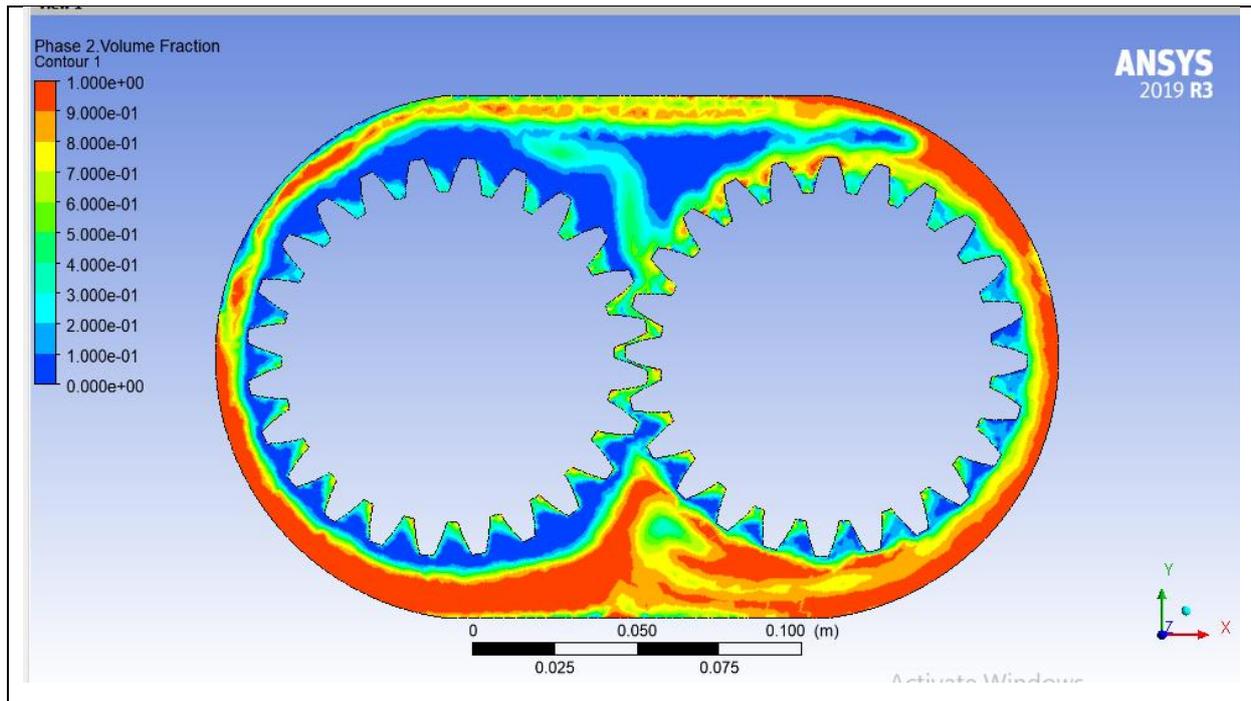


Figure 3.31 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 2201 itération, 7 tours)

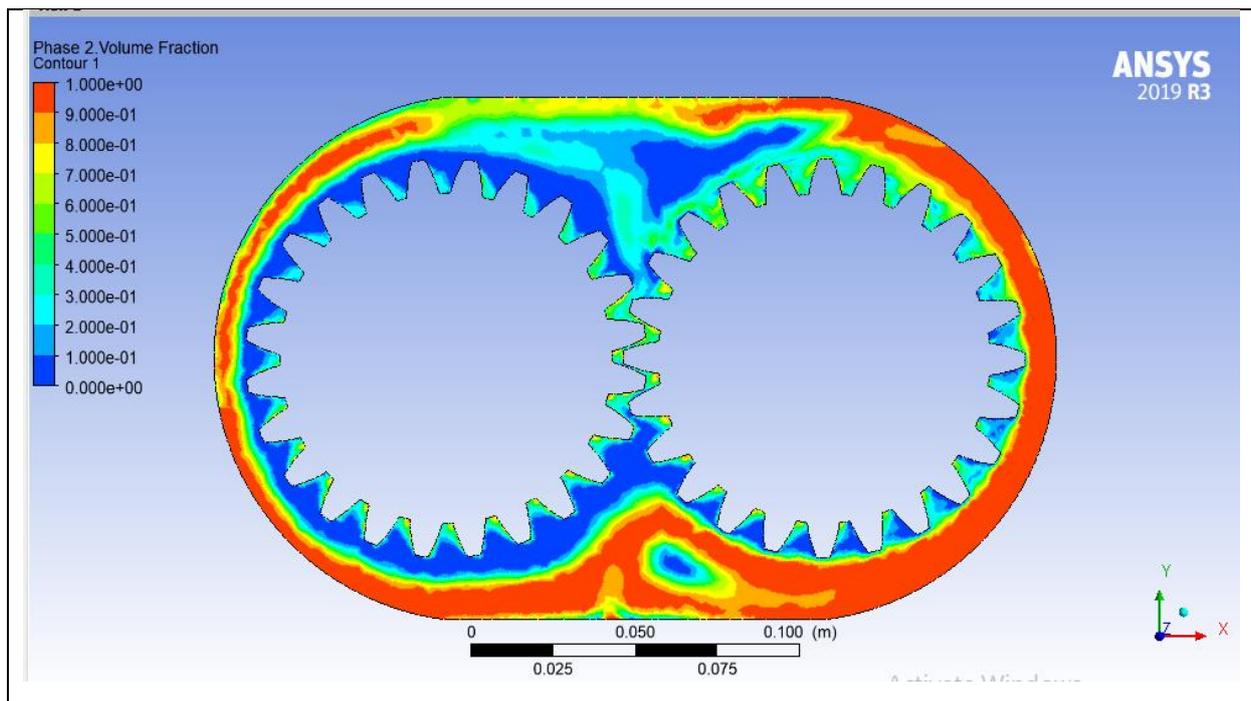


Figure 3.32 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 2516 itération, 8 tours)

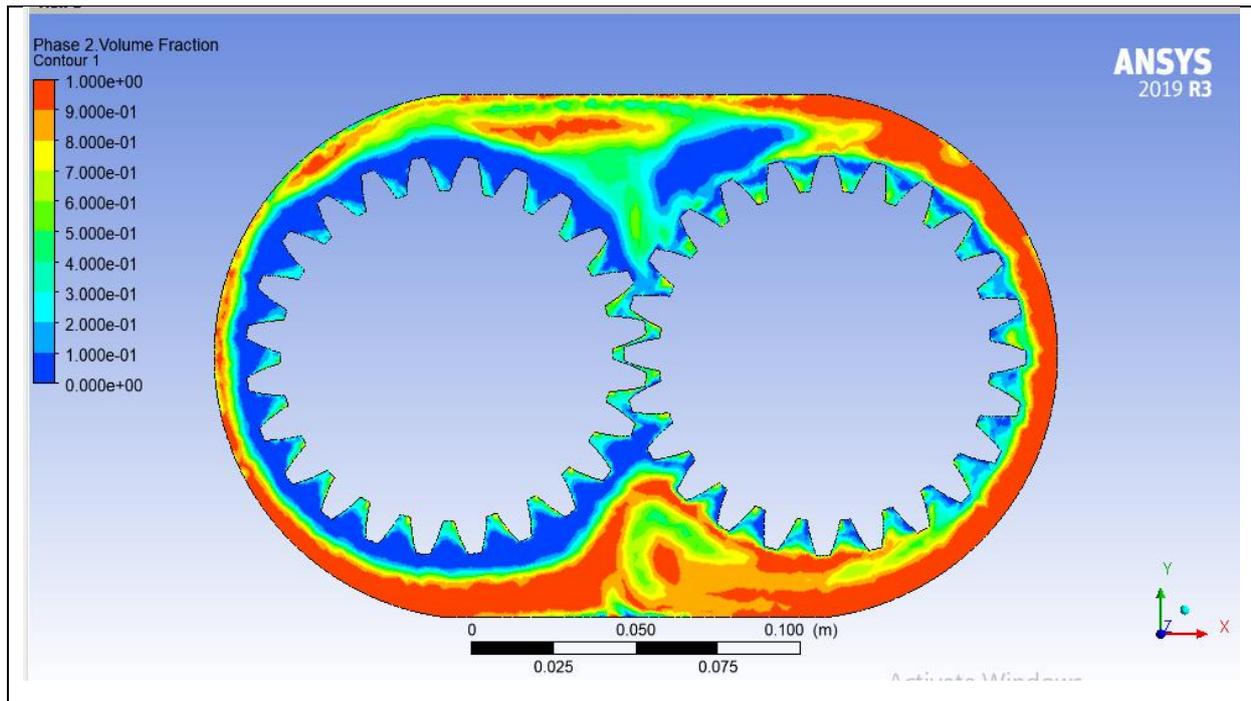


Figure 3.33 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 2830 itération, 9 tours)

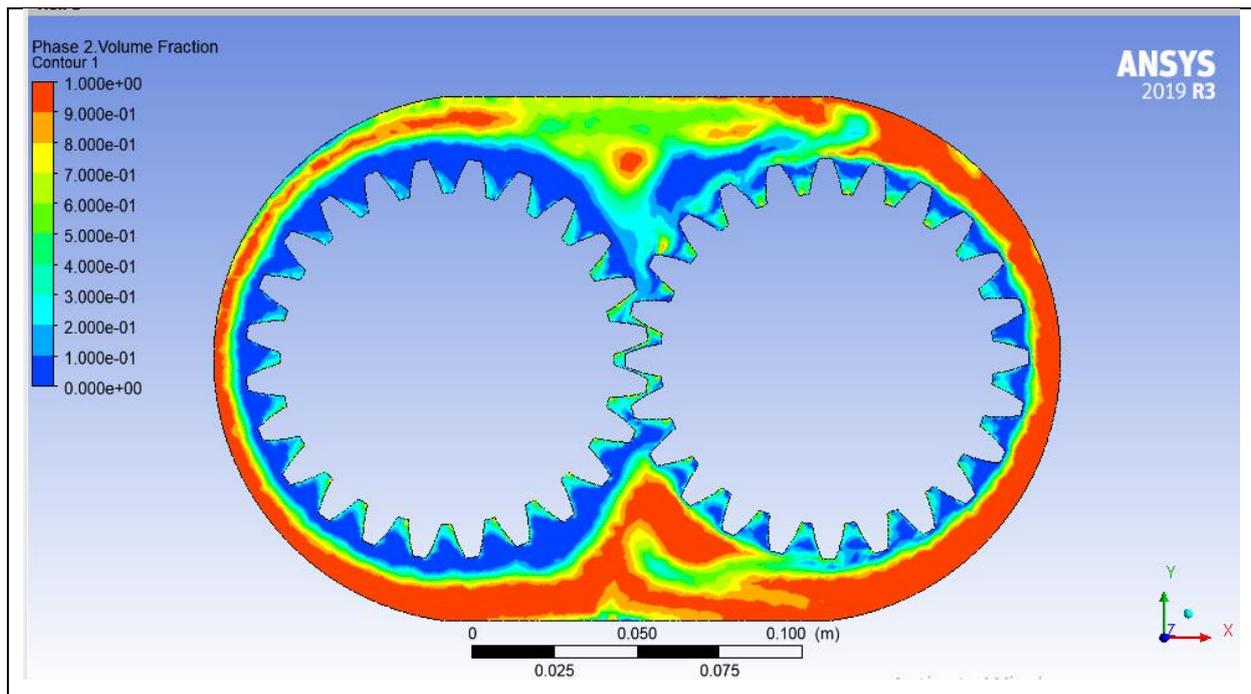


Figure 3.34 : Volume fluide (e=9.6, hl=95, 3145 itération, 10 tours)

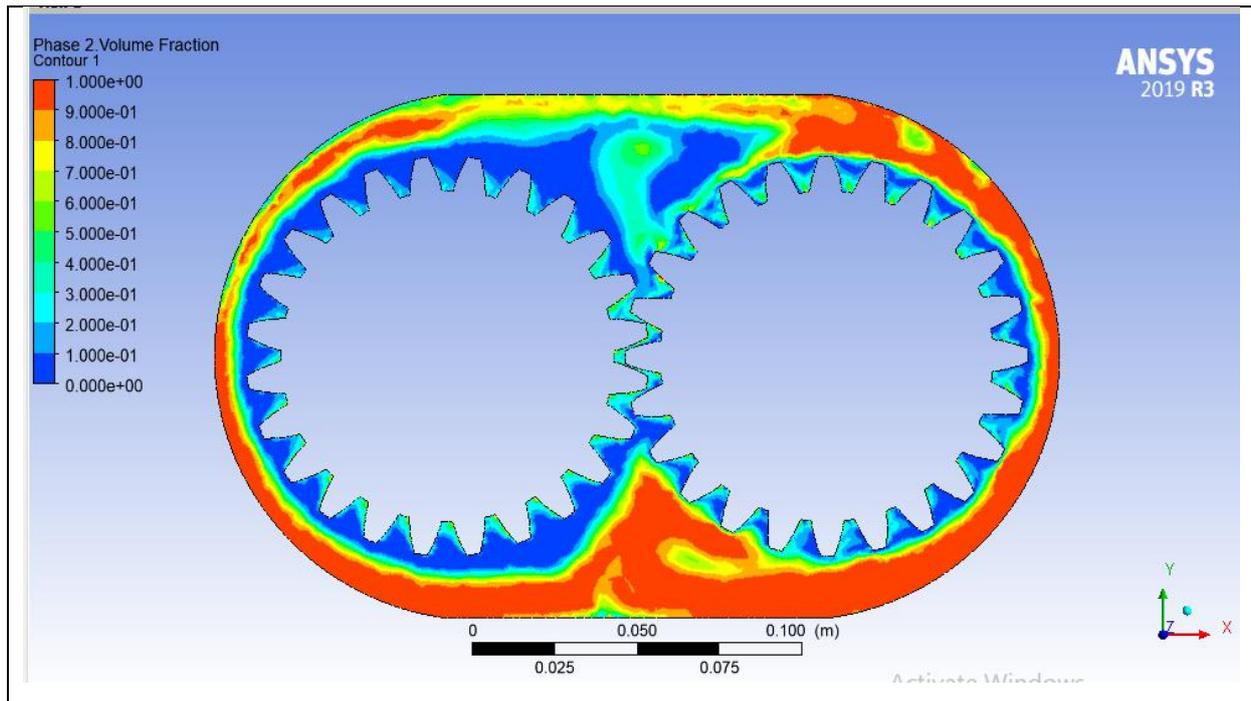


Figure 3.35 : Volume fluide ($e=9.6$, $hl=95$, 3459 itération, 11 tours)

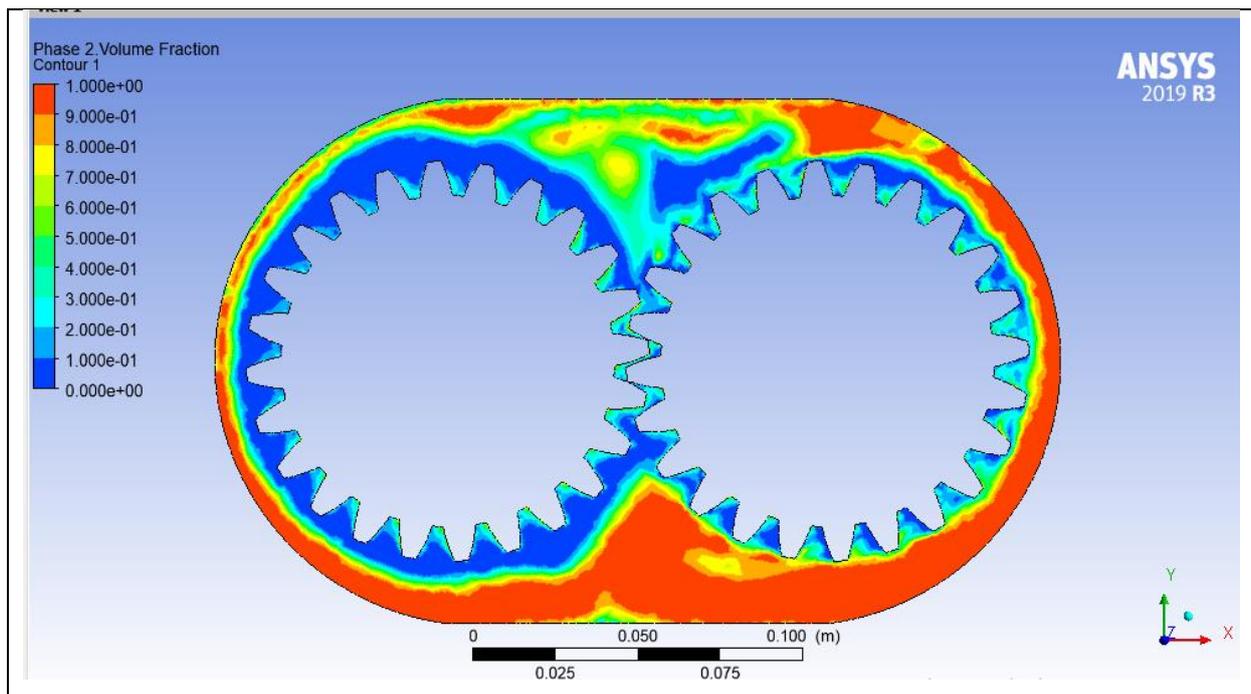


Figure 3.36 : Volume fluide ($e=9.6$, $hl=95$, 3750 itération, 12 tours)

- Résultats du troisième cas étudié

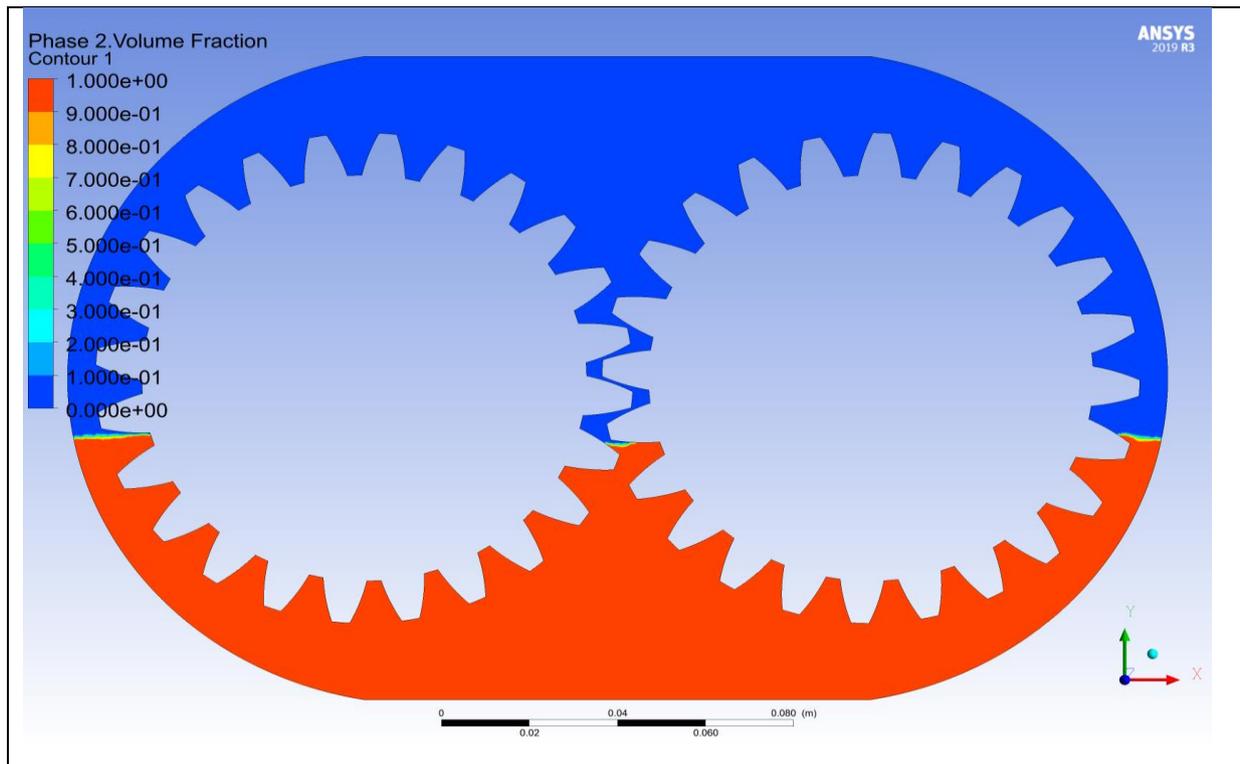


Figure 3.37 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 1 itération ,0 tours)

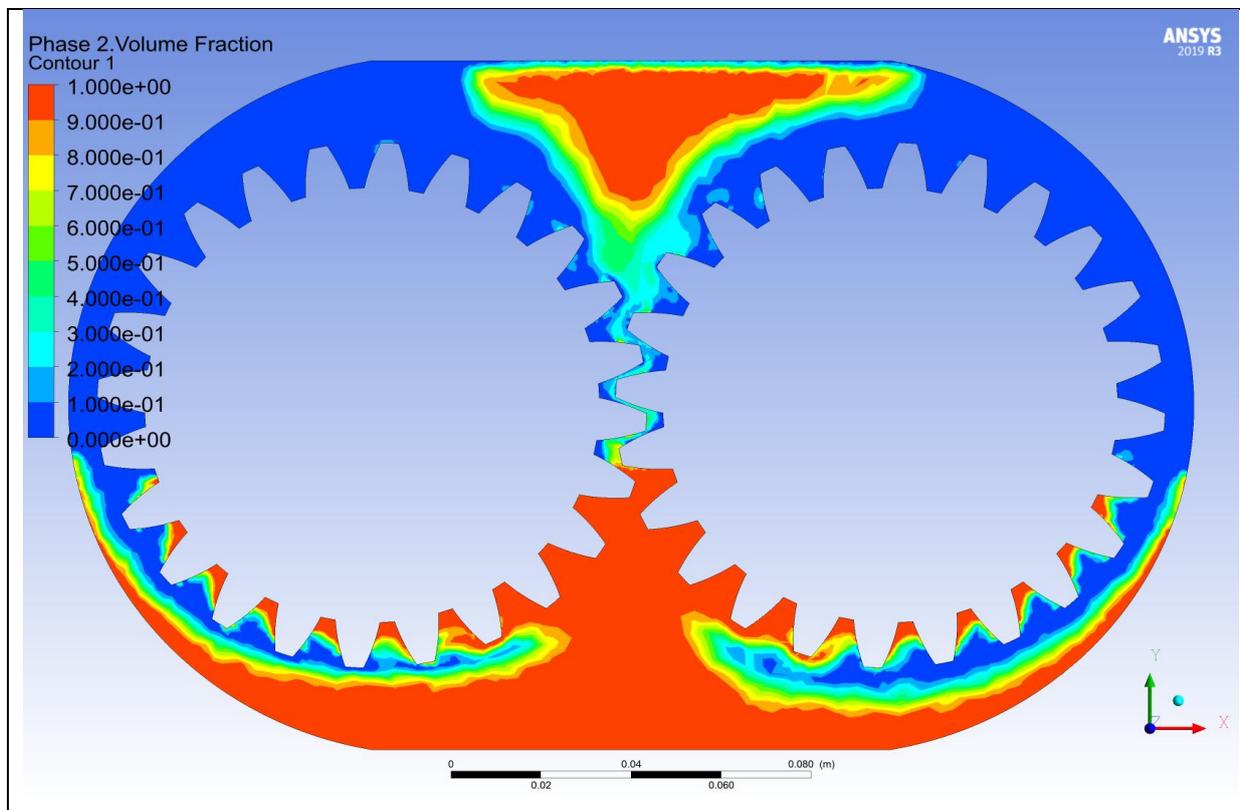
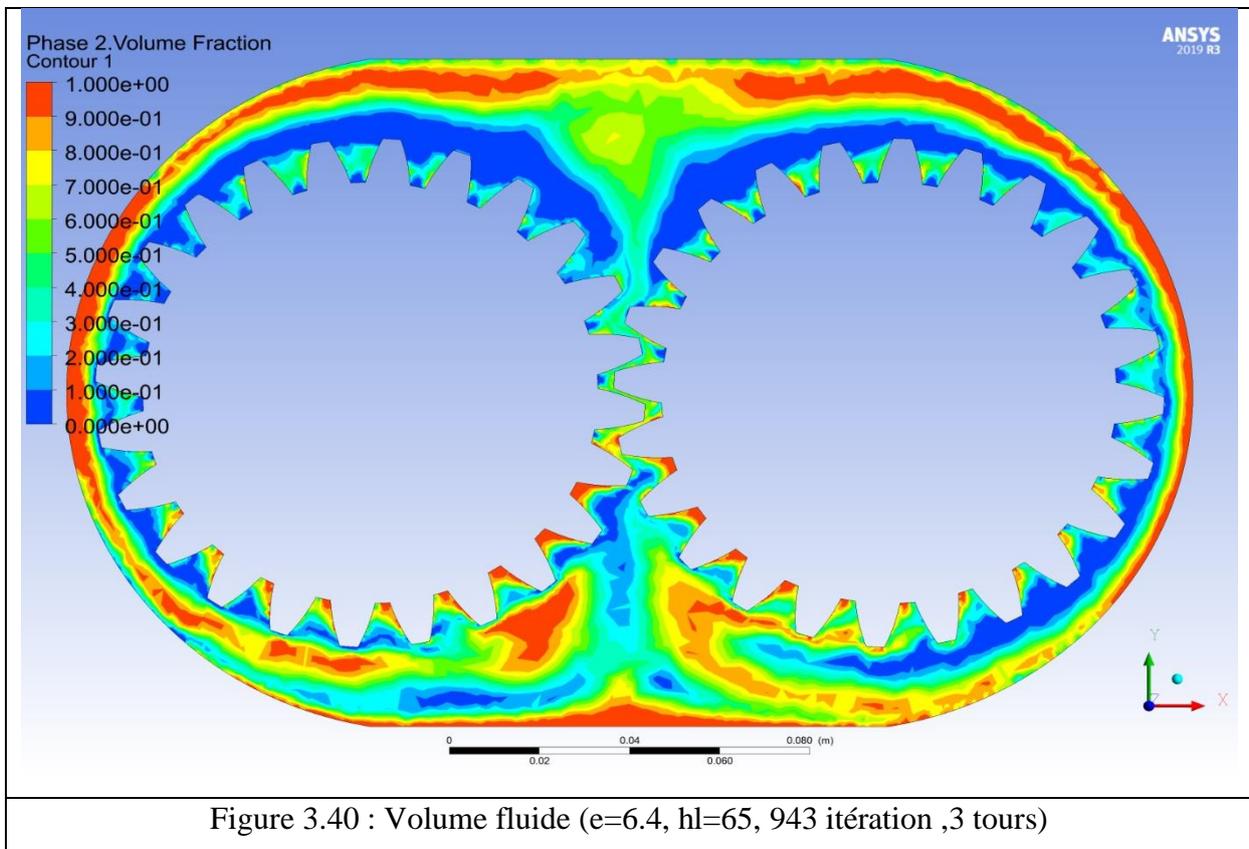
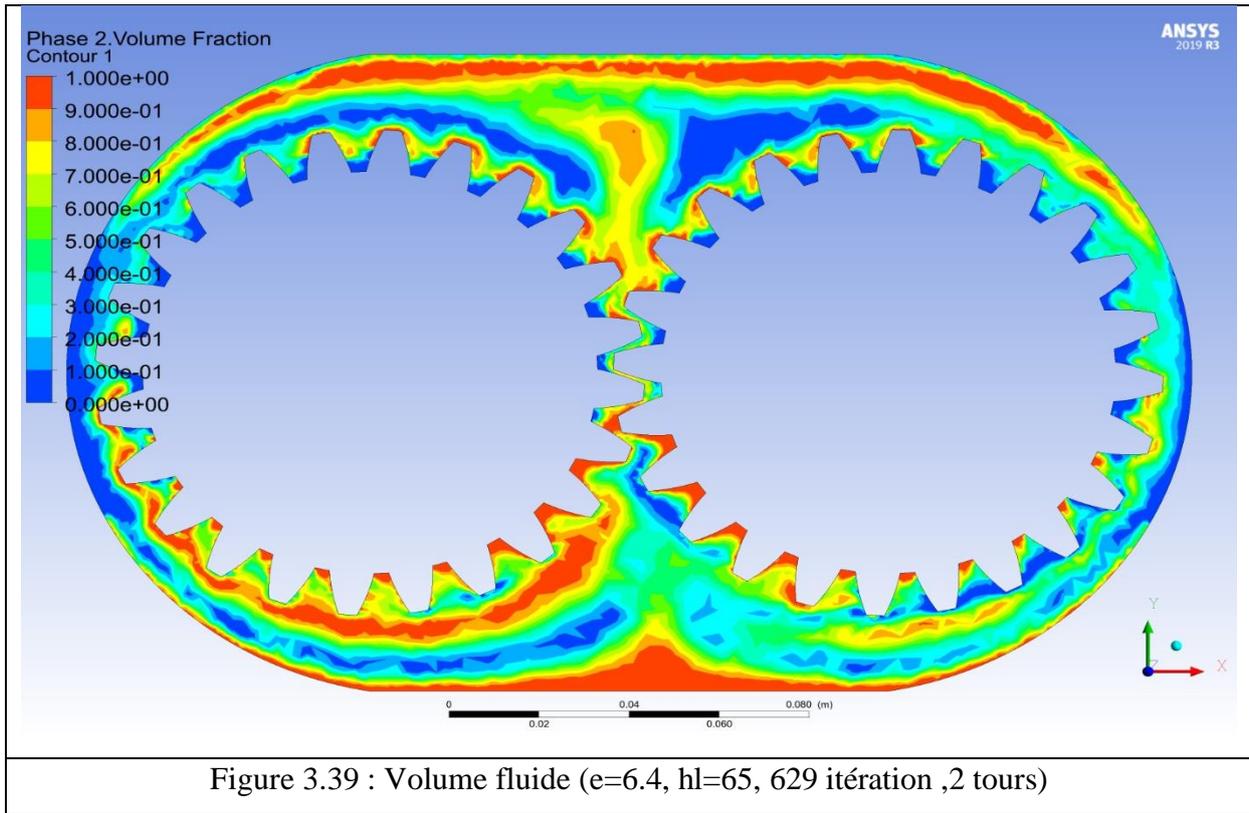


Figure 3.38 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 314 itération ,1 tours)



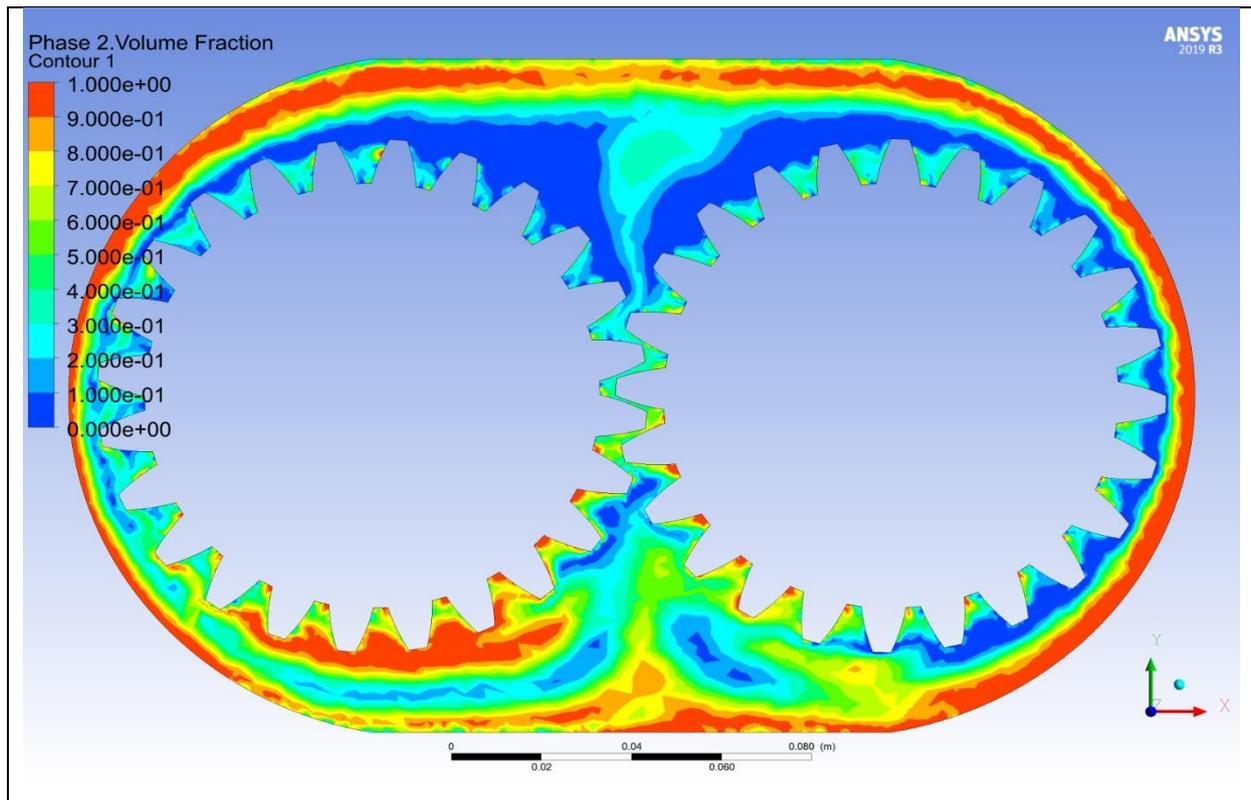


Figure 3.41 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 1257 itération ,4 tours)

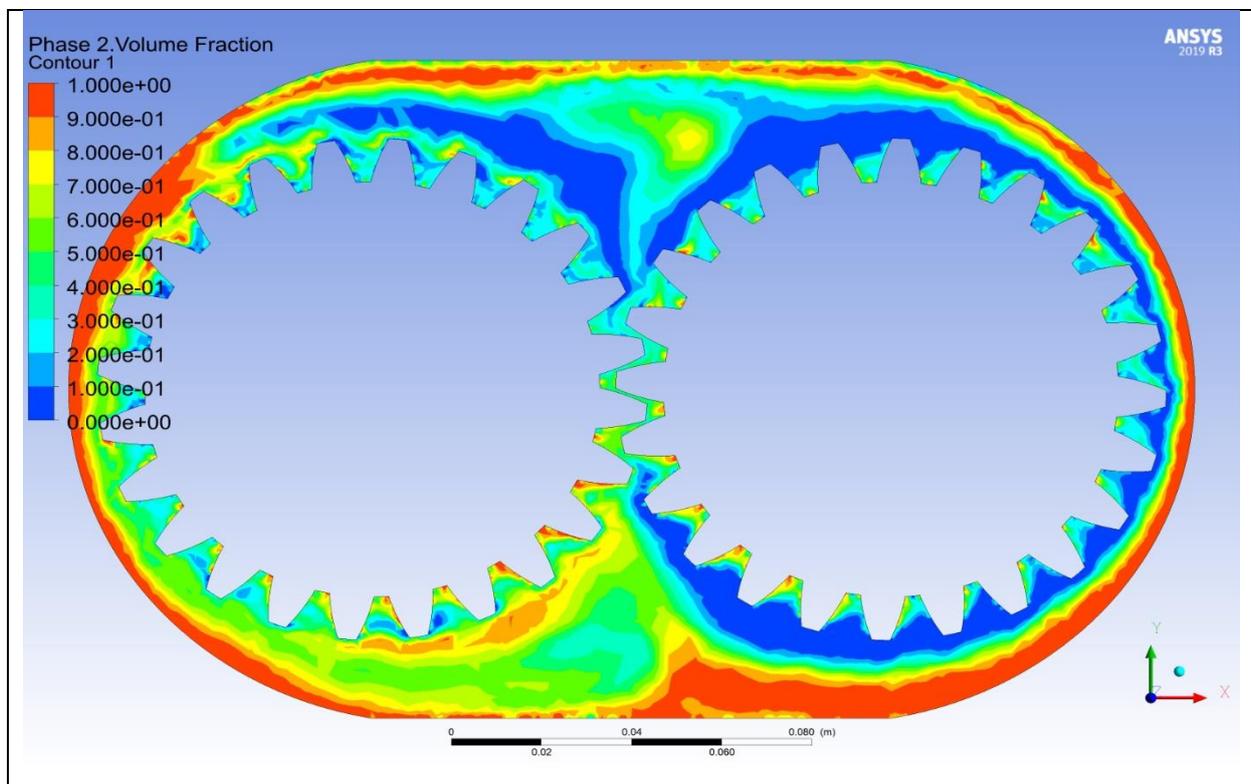


Figure 3.42 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 1572 itération ,5 tours)

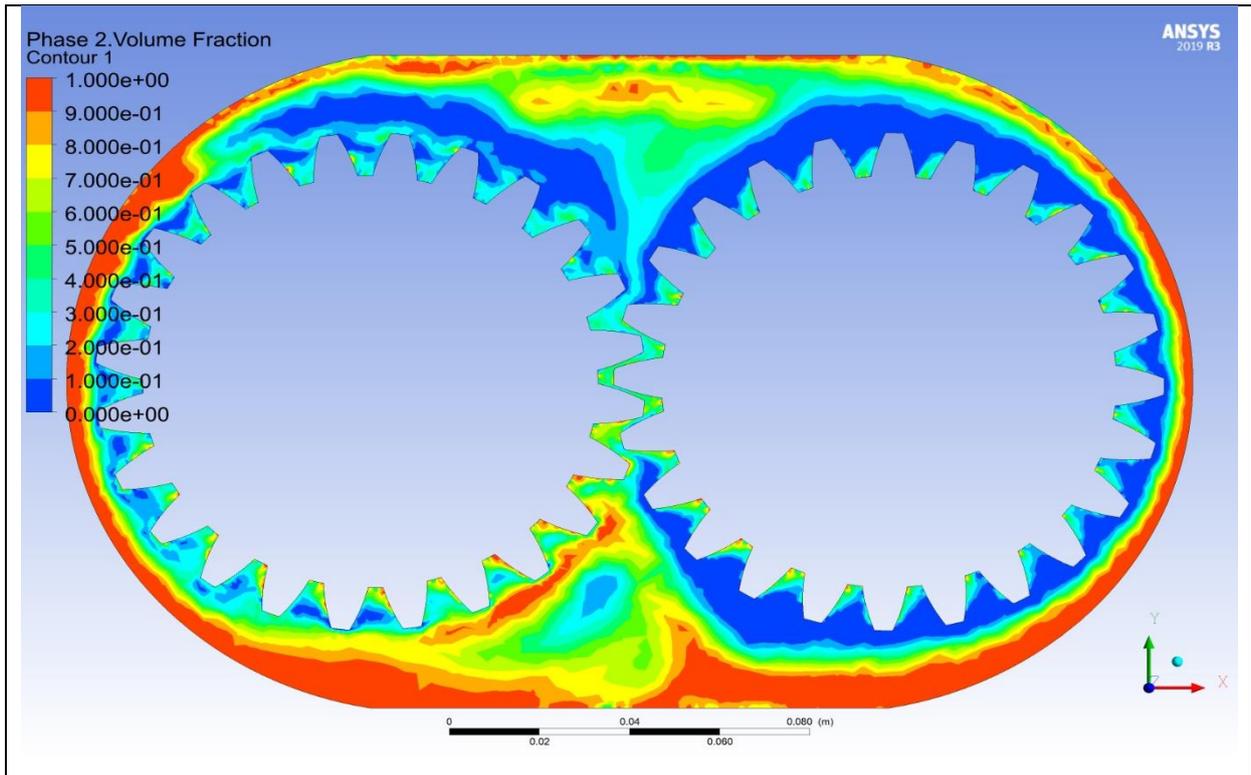


Figure 3.43 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 1887 itération ,6 tours)

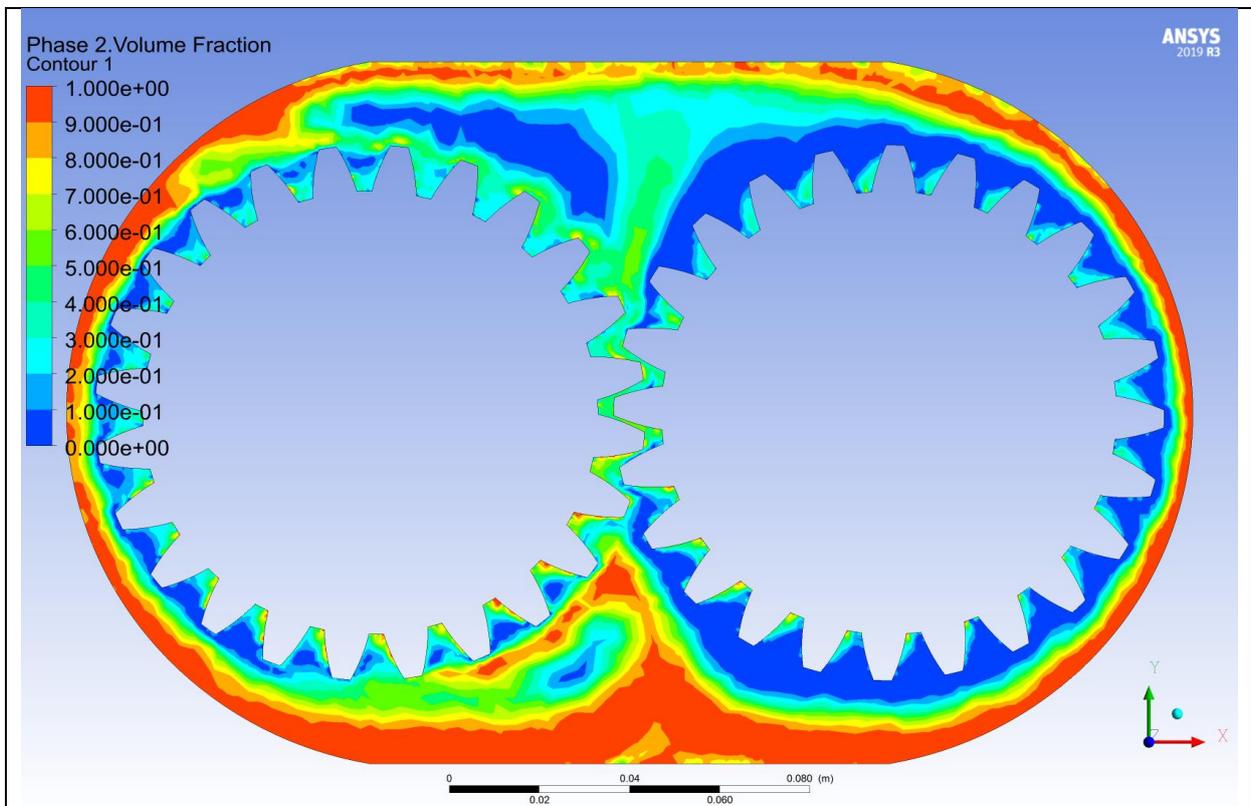
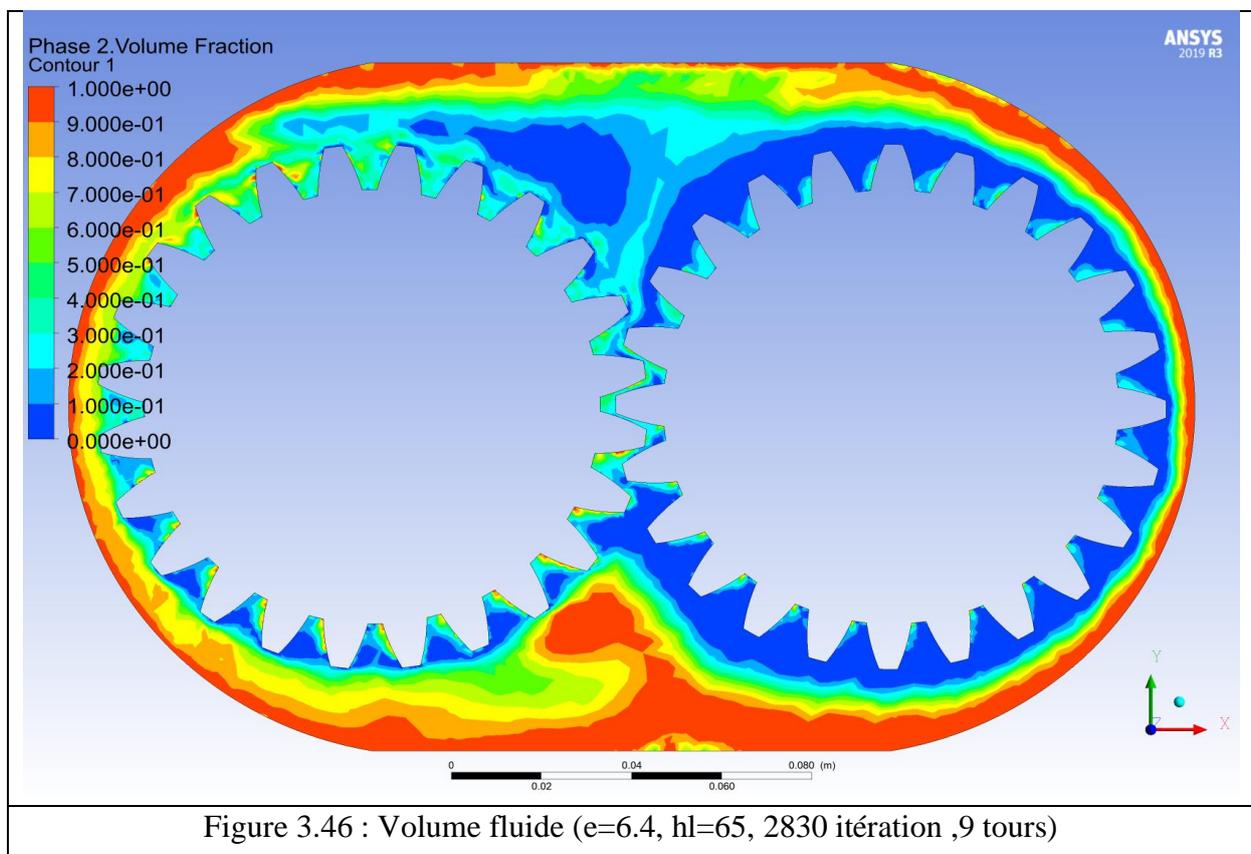
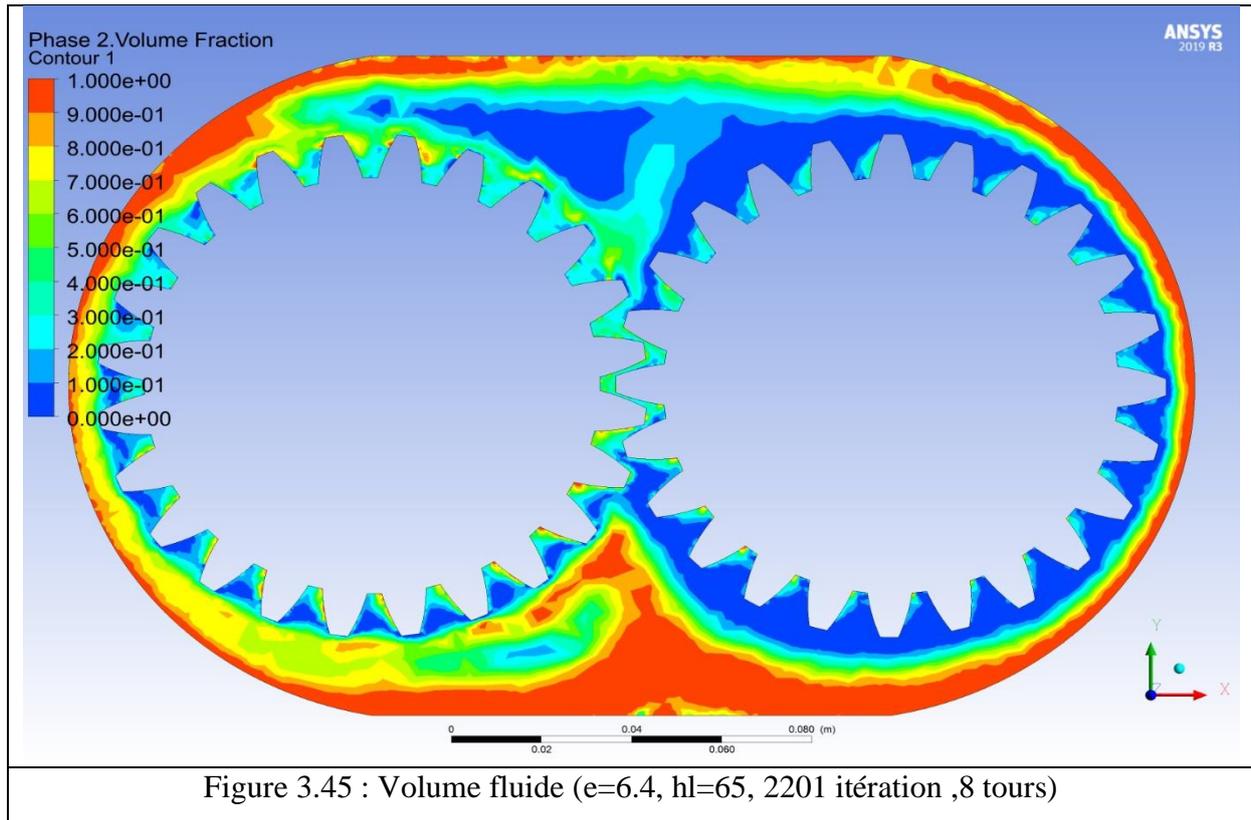


Figure 3.44 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 2188 itération ,7 tours)



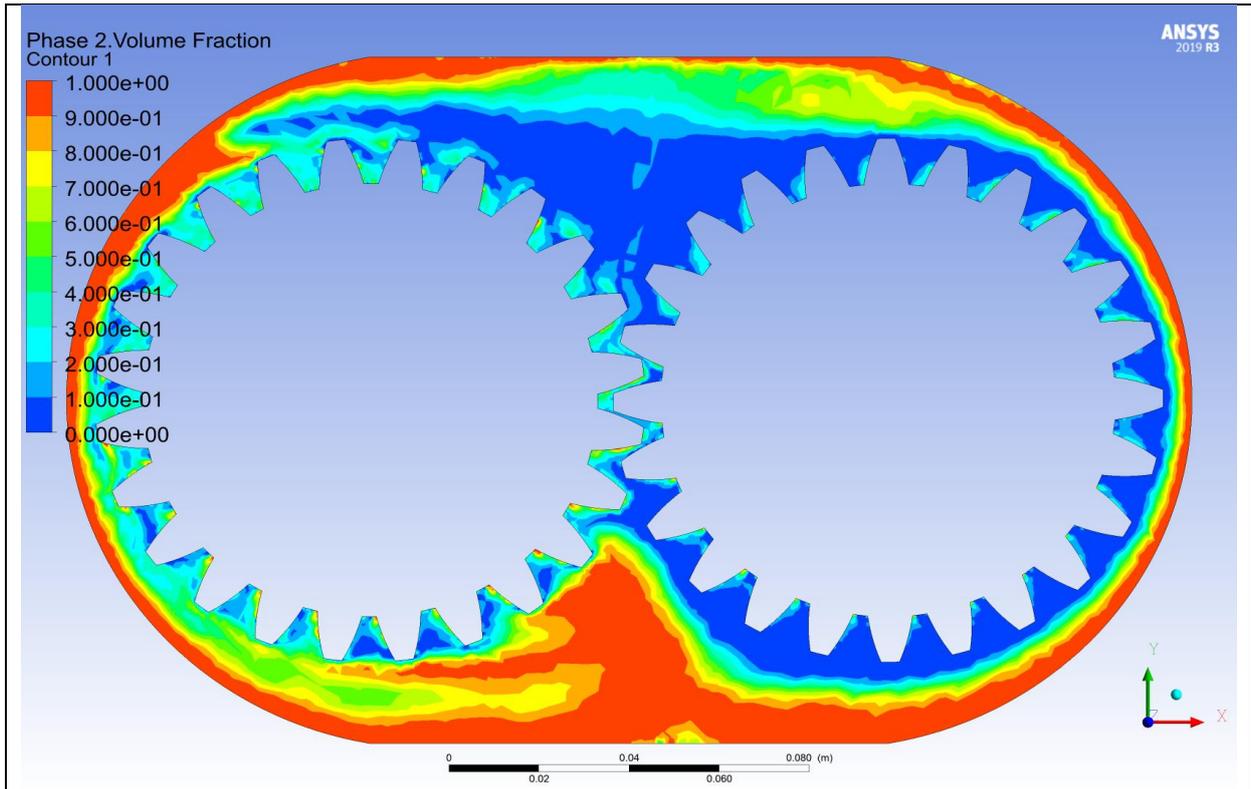


Figure 3.47 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 3145 itération ,10 tours)

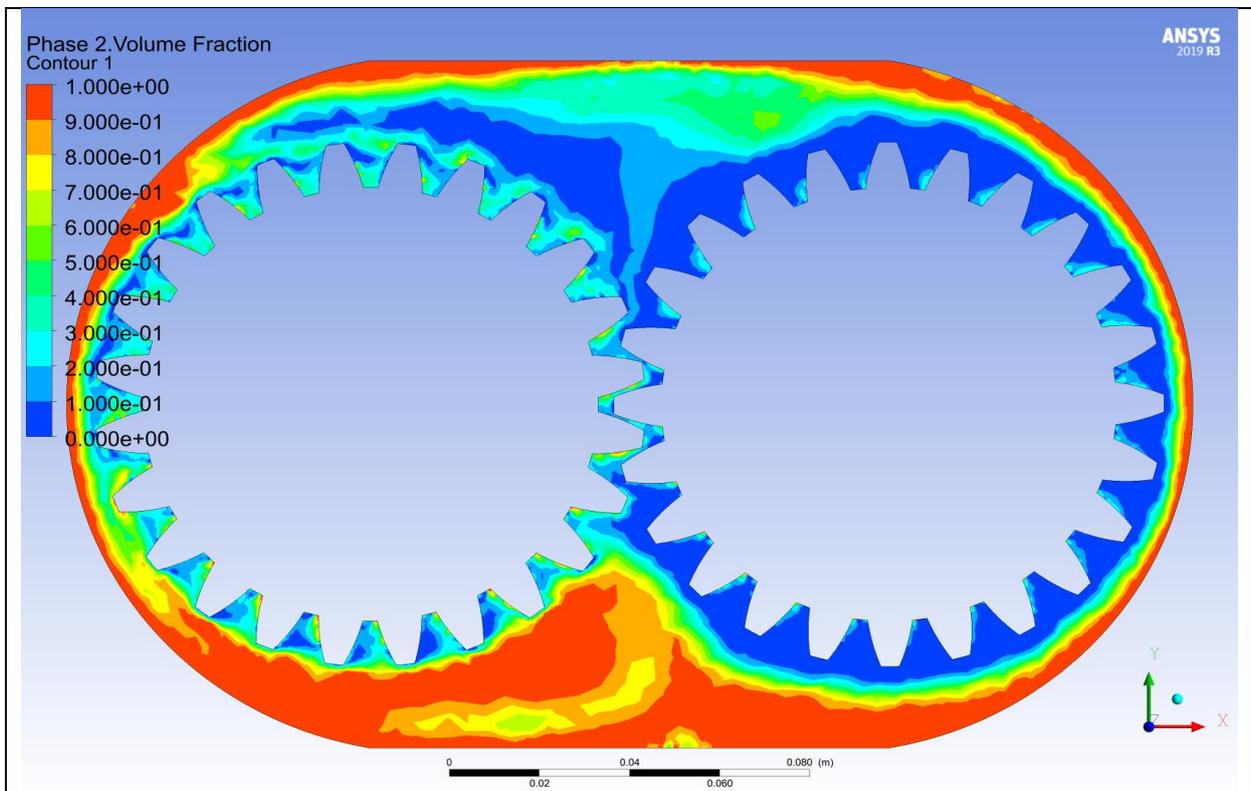
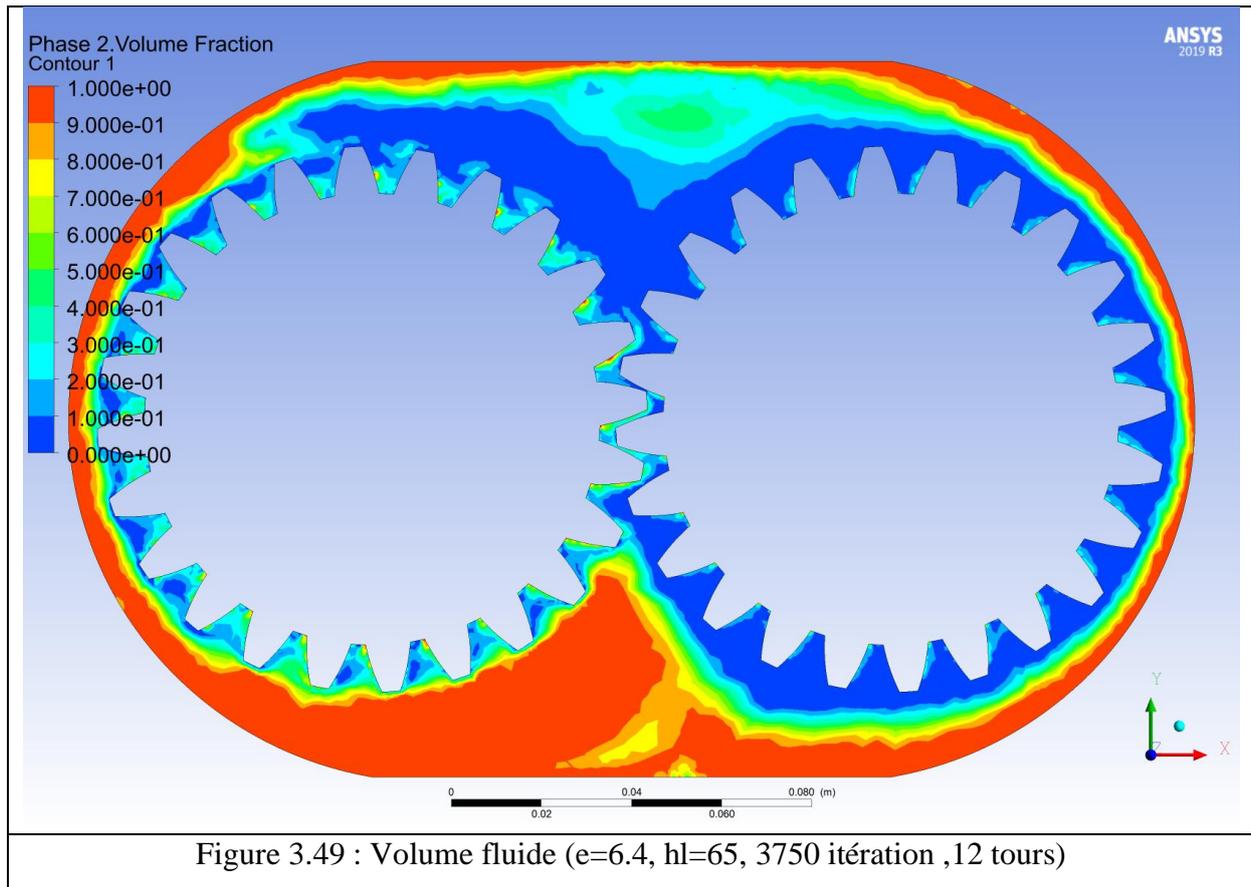
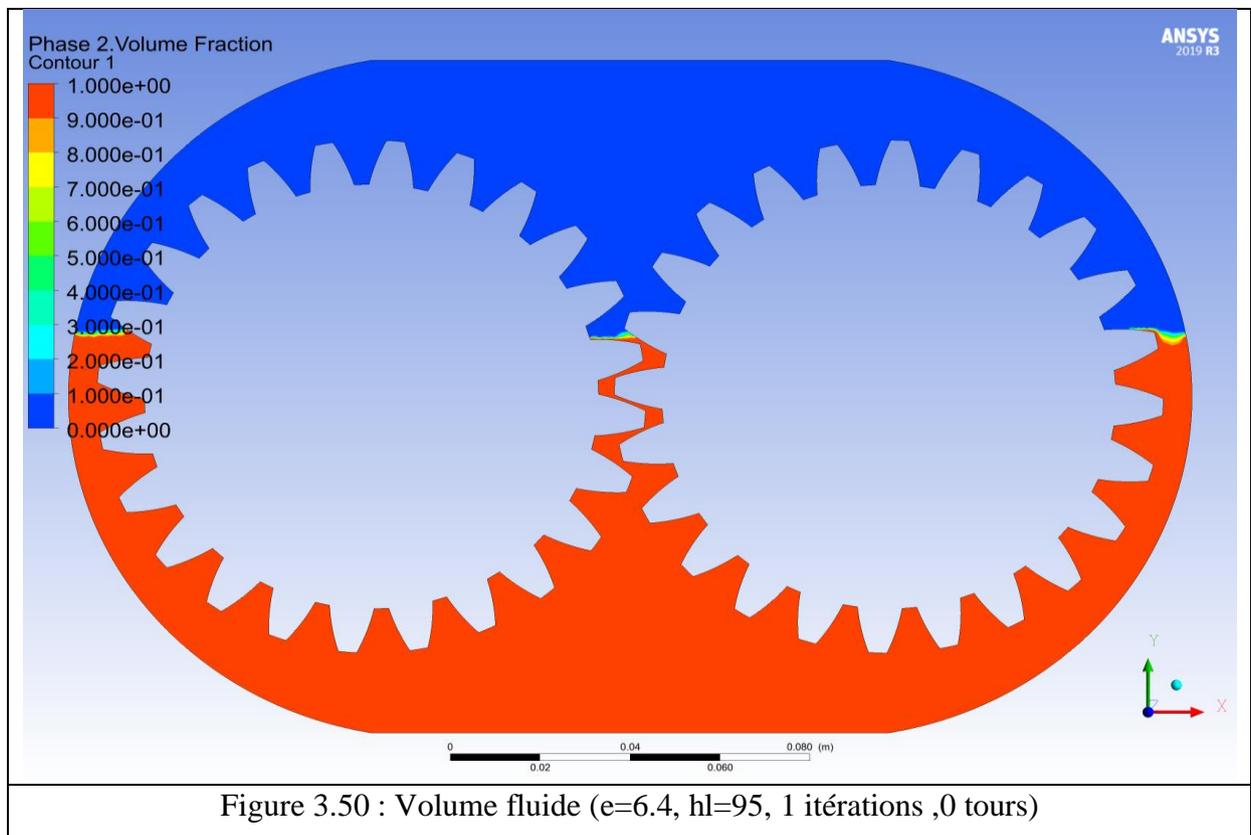


Figure 3.48 : Volume fluide (e=6.4, hl=65, 3459 itération ,11 tours)



- Résultats du quatrième cas étudié



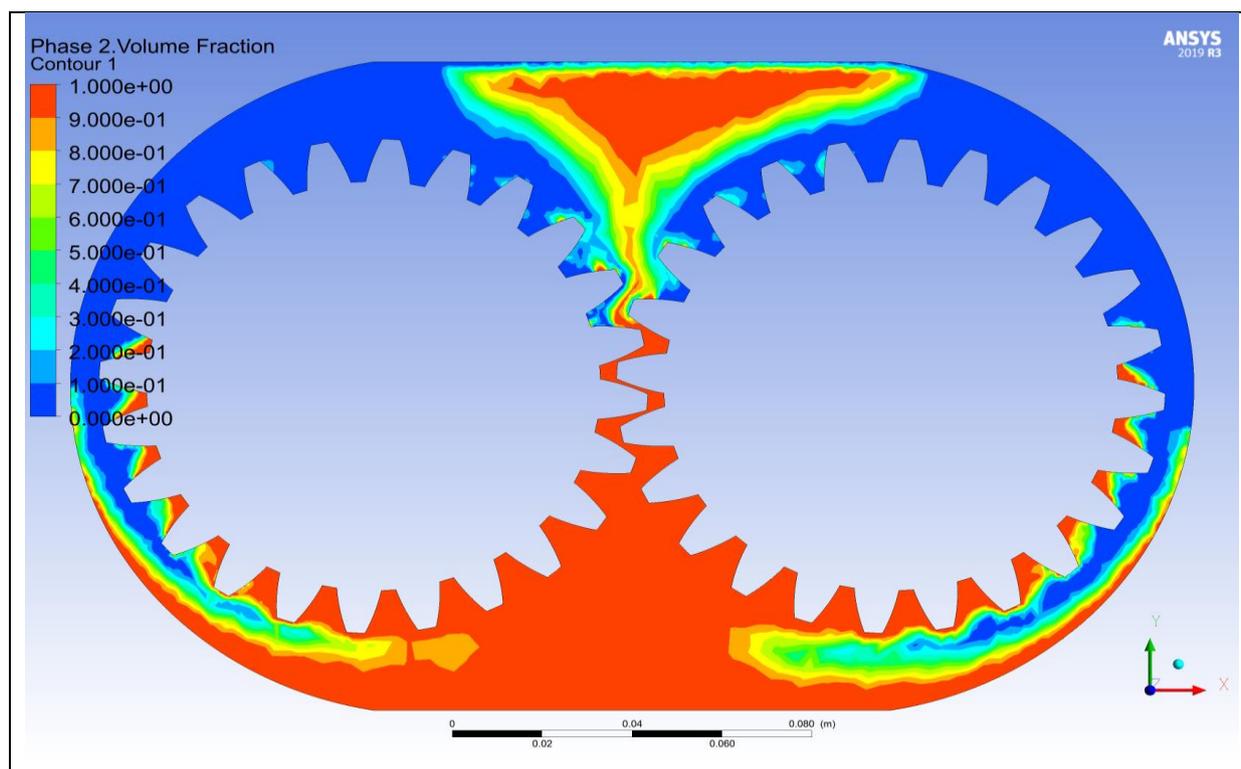


Figure 3.51 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 314 itérations ,1 tours)

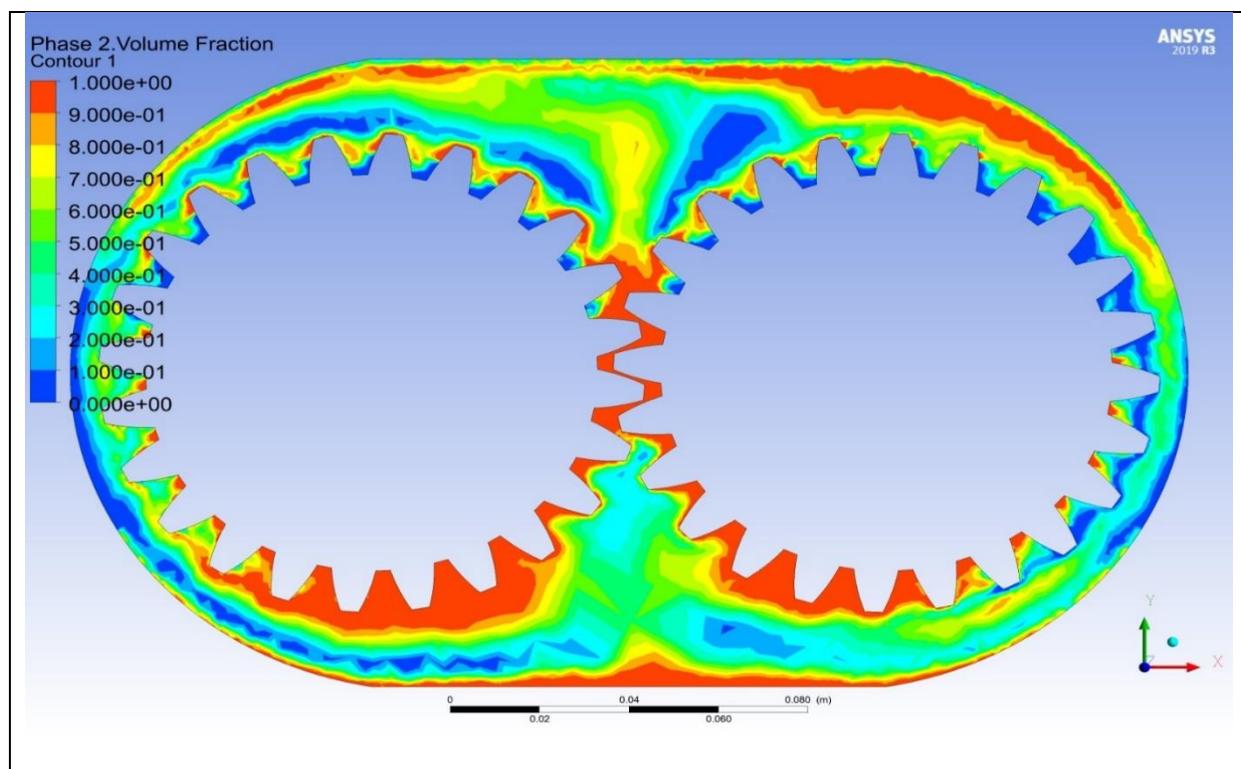
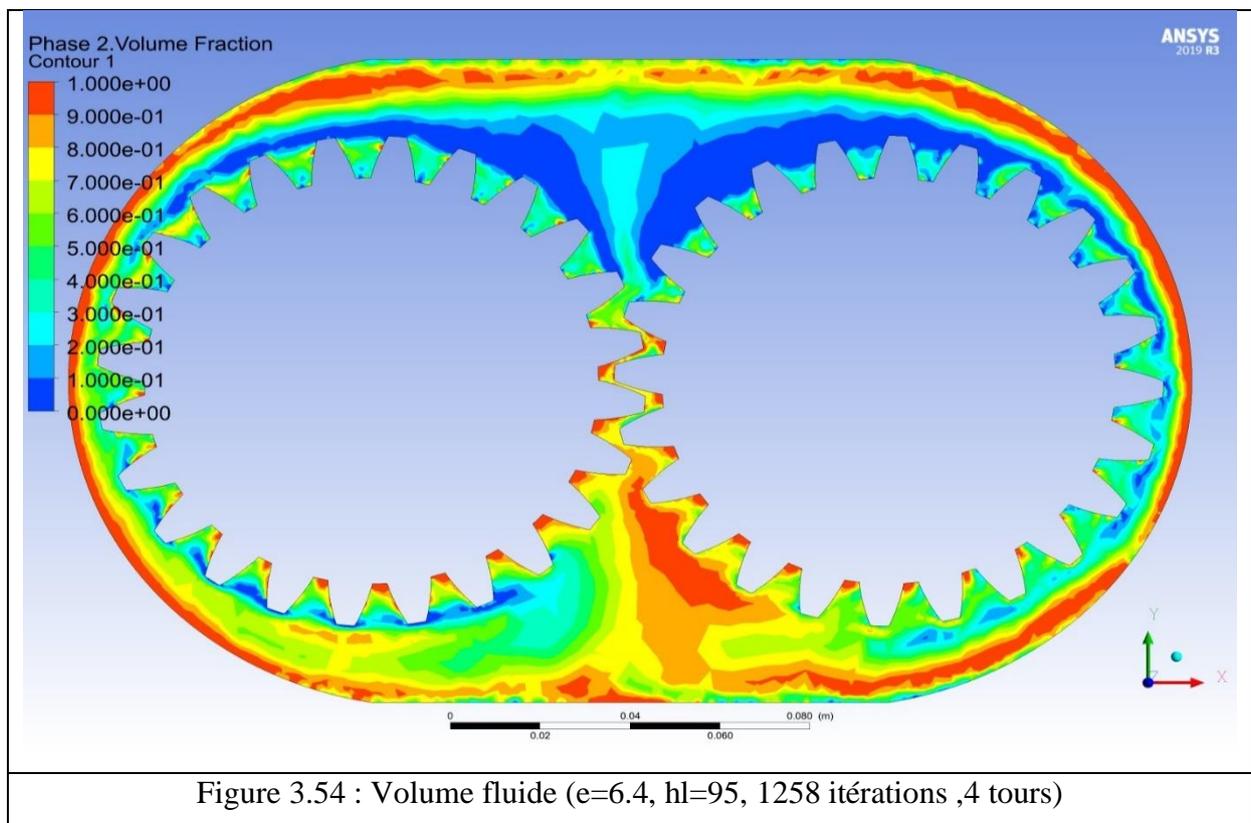
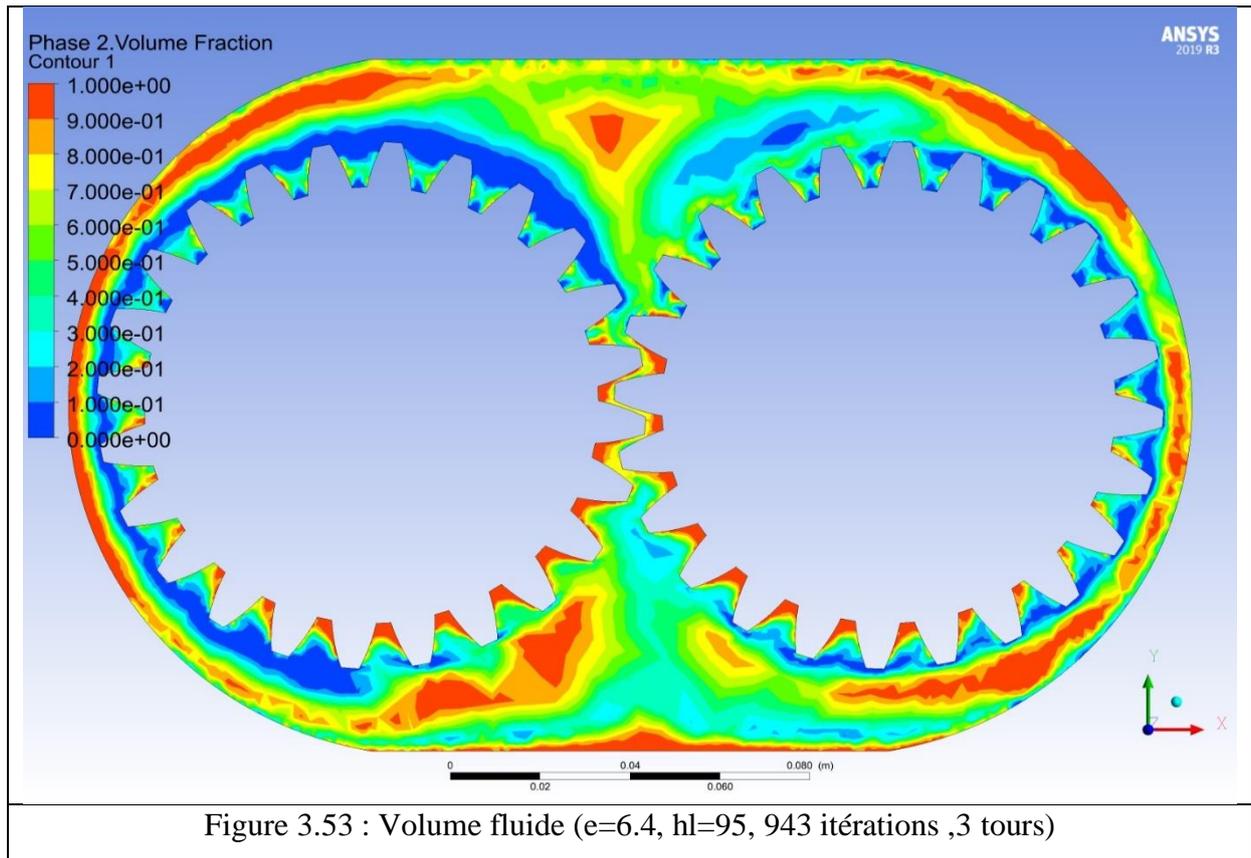
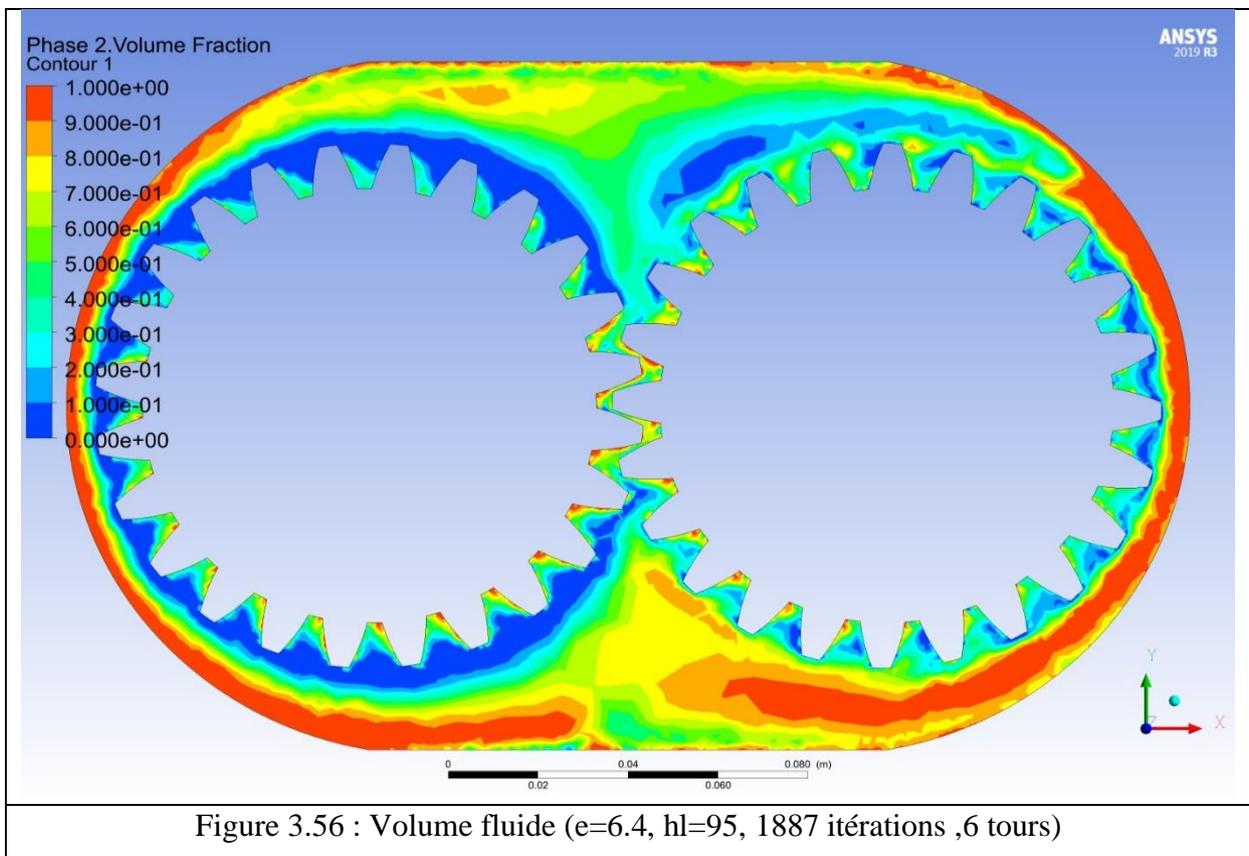
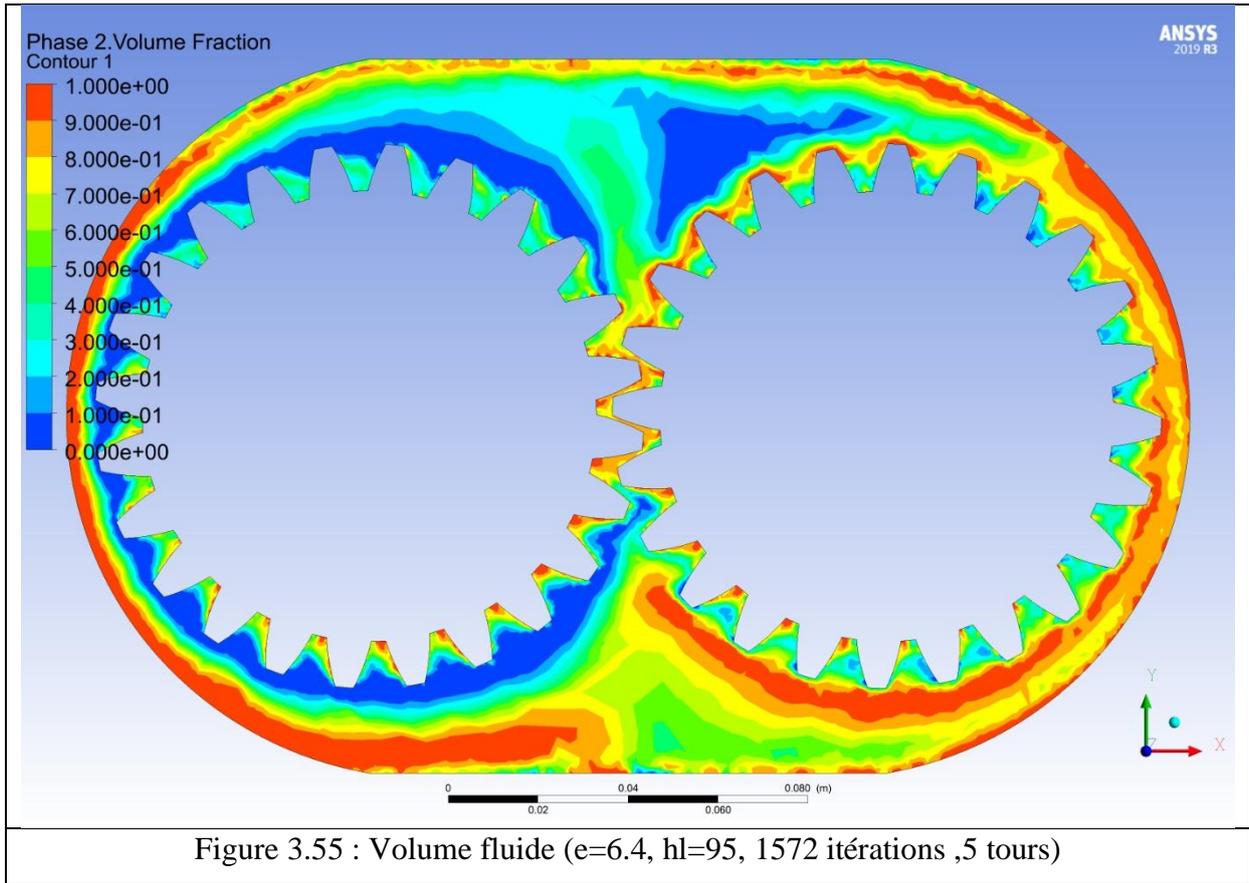


Figure 3.52 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 629 itérations ,2 tours)





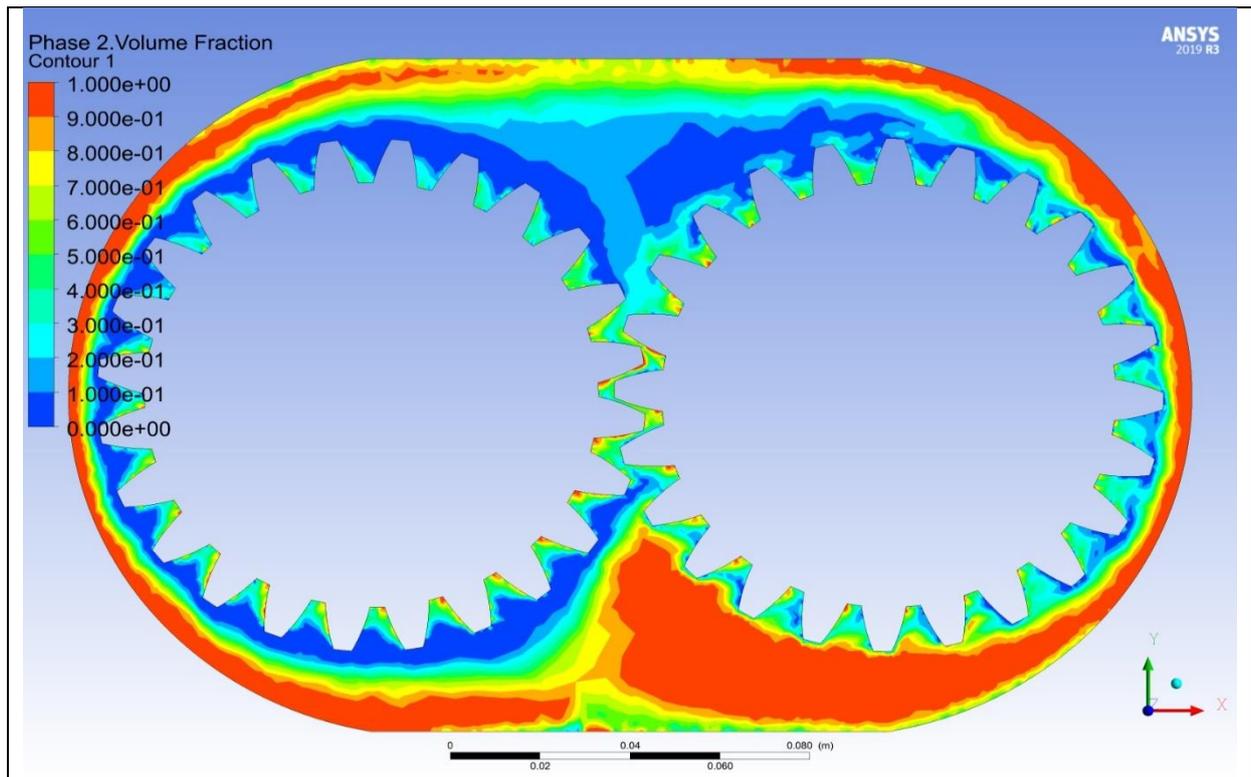


Figure 3.57 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 2201 itérations ,7 tours)

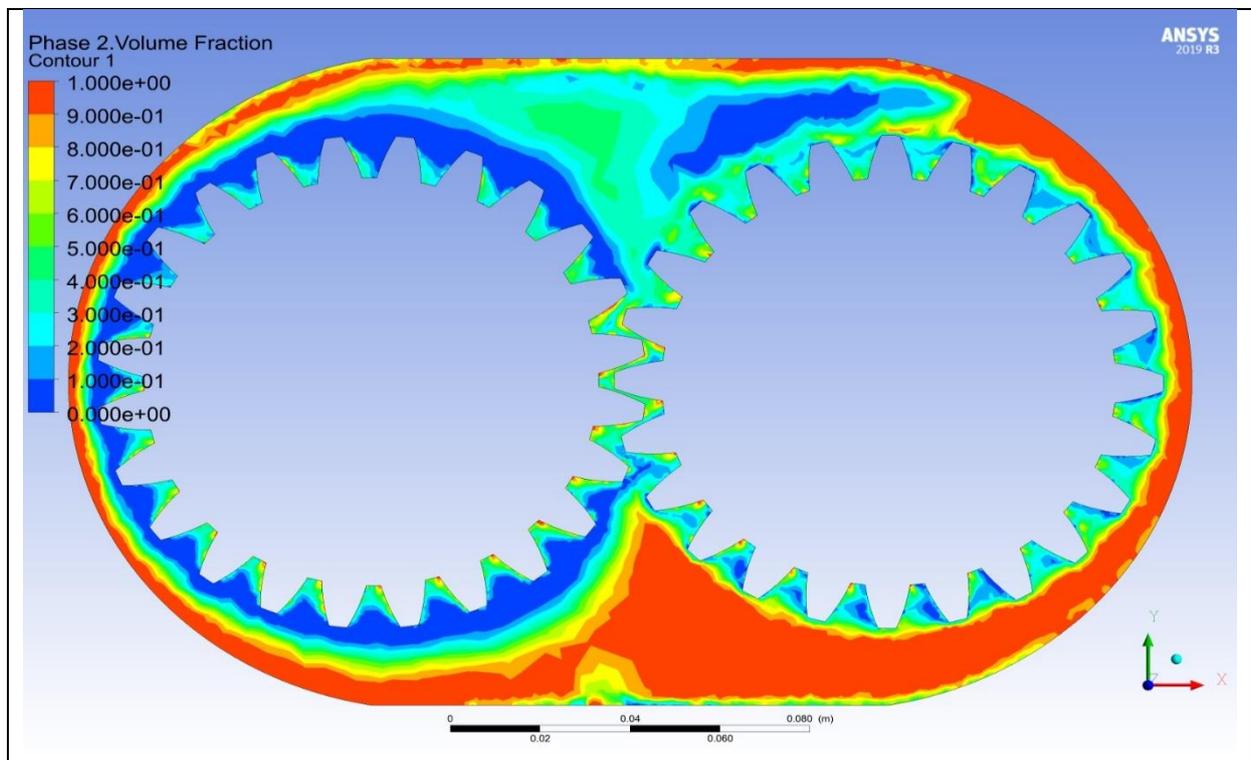


Figure 3.58 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 2516 itérations ,8 tours)

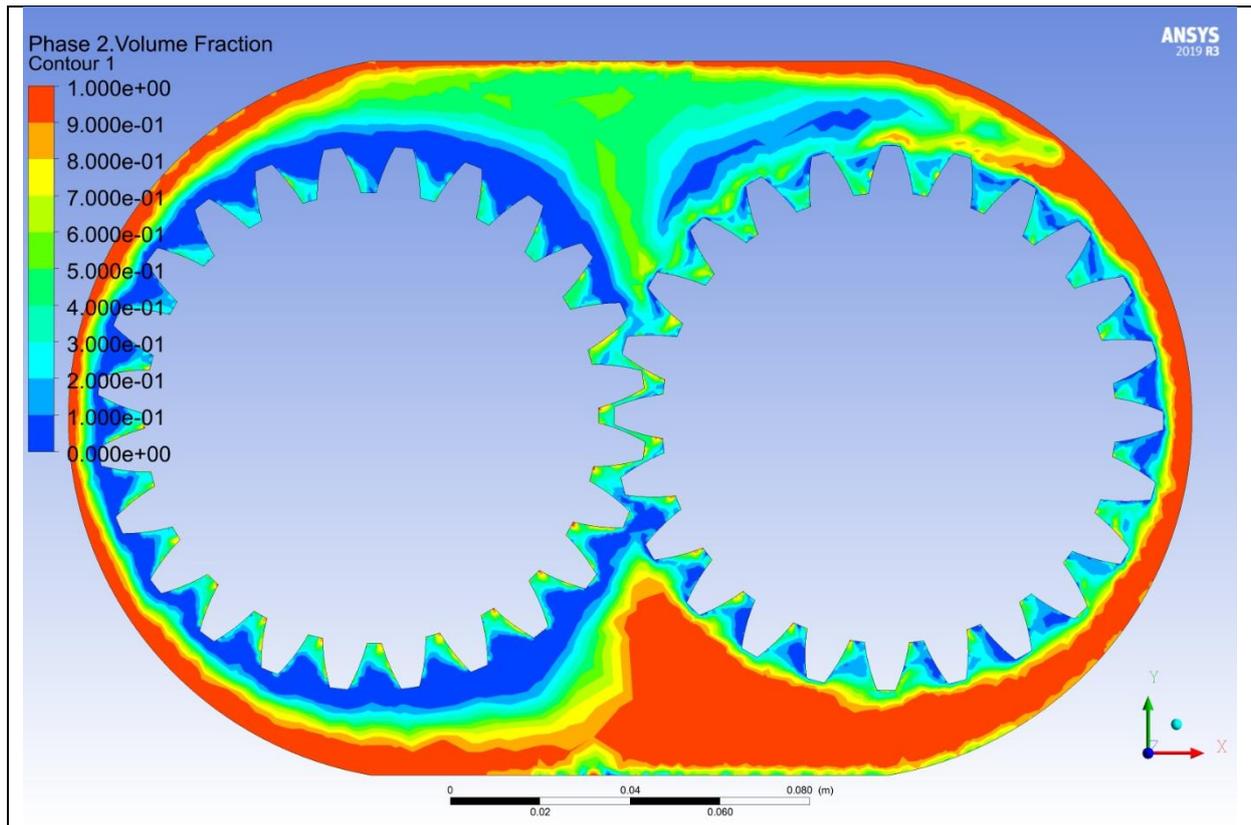


Figure 3.59 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 2830 itérations ,9 tours)

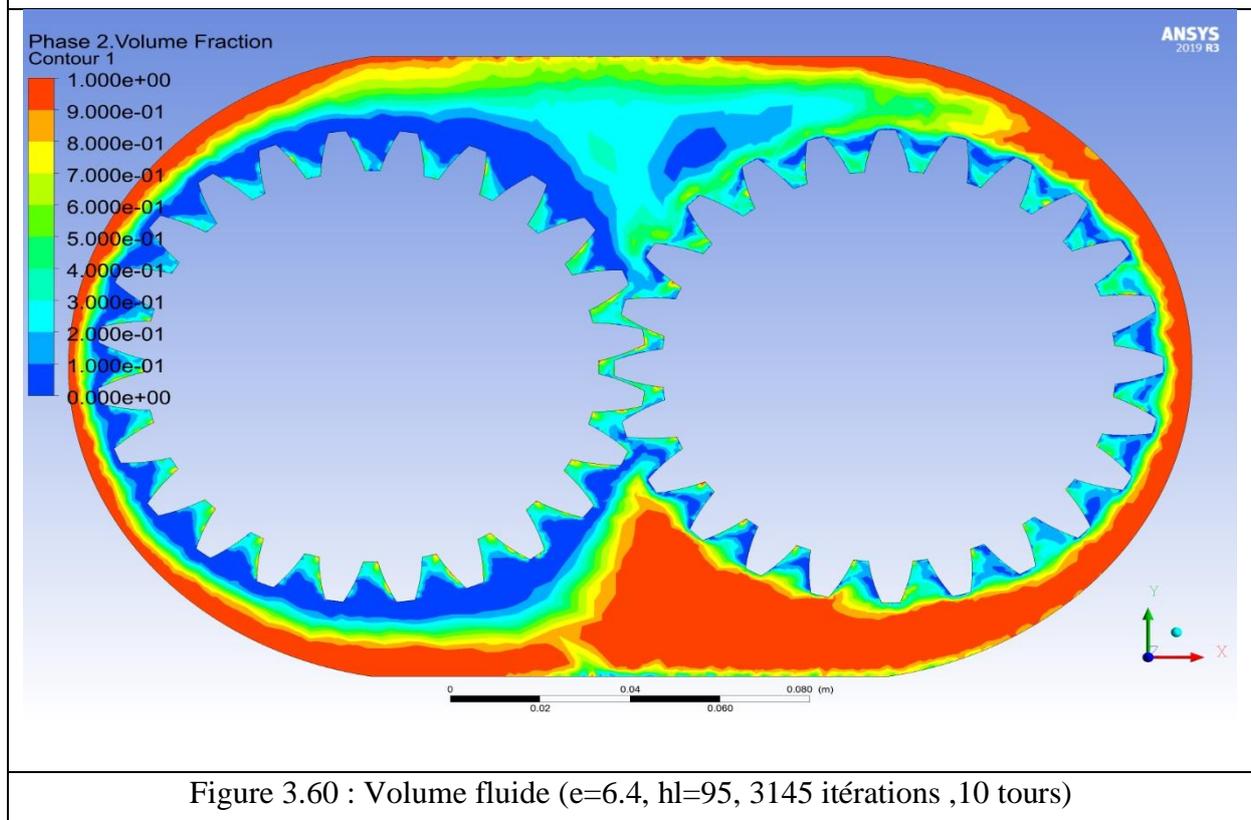


Figure 3.60 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 3145 itérations ,10 tours)

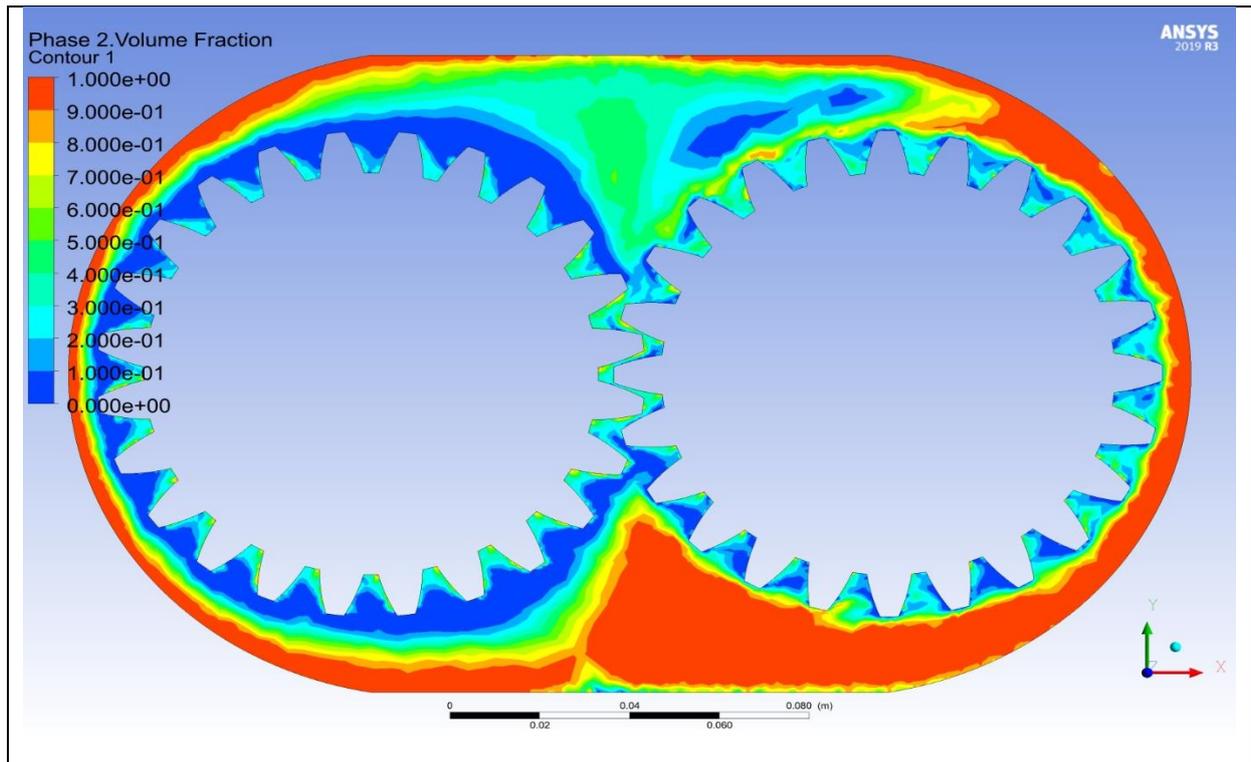


Figure 3.61 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 3459 itérations ,11 tours)

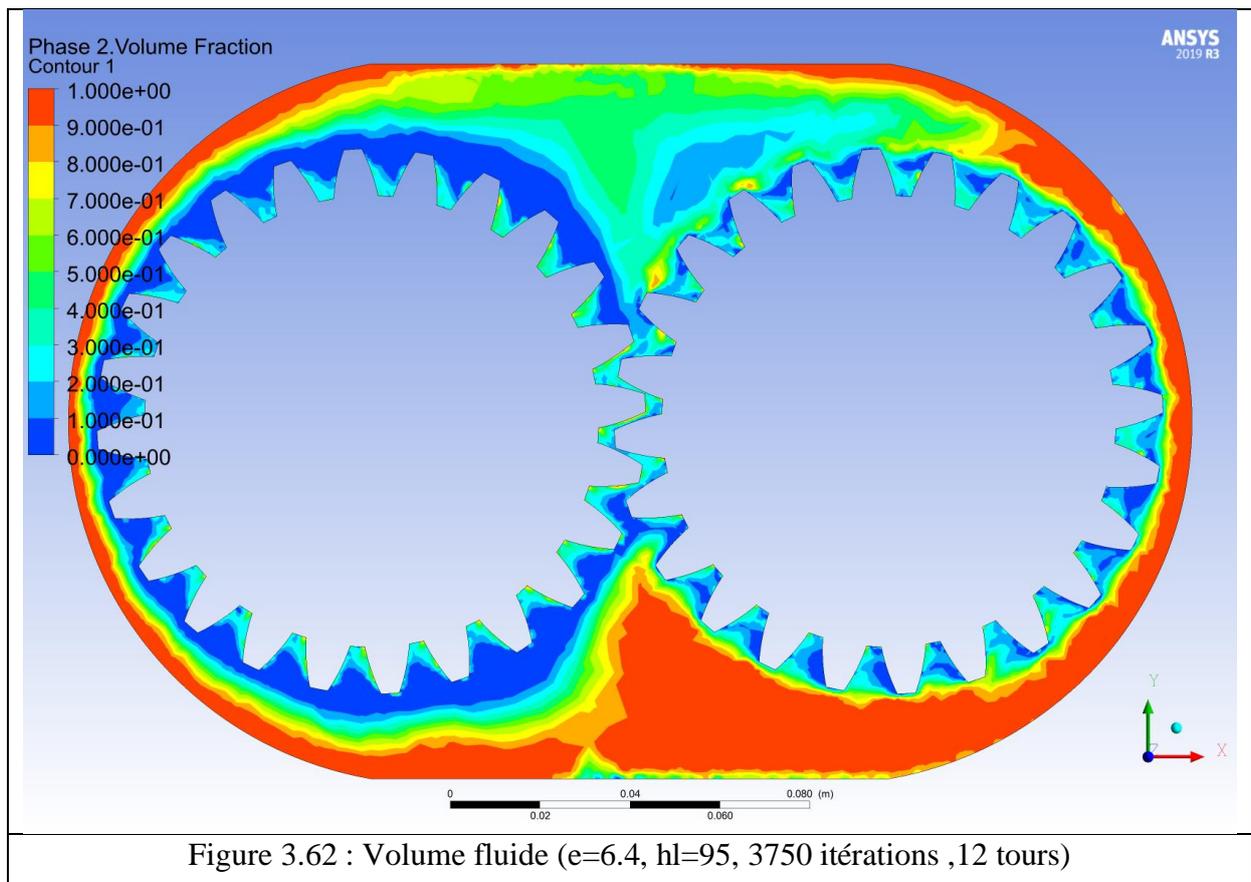
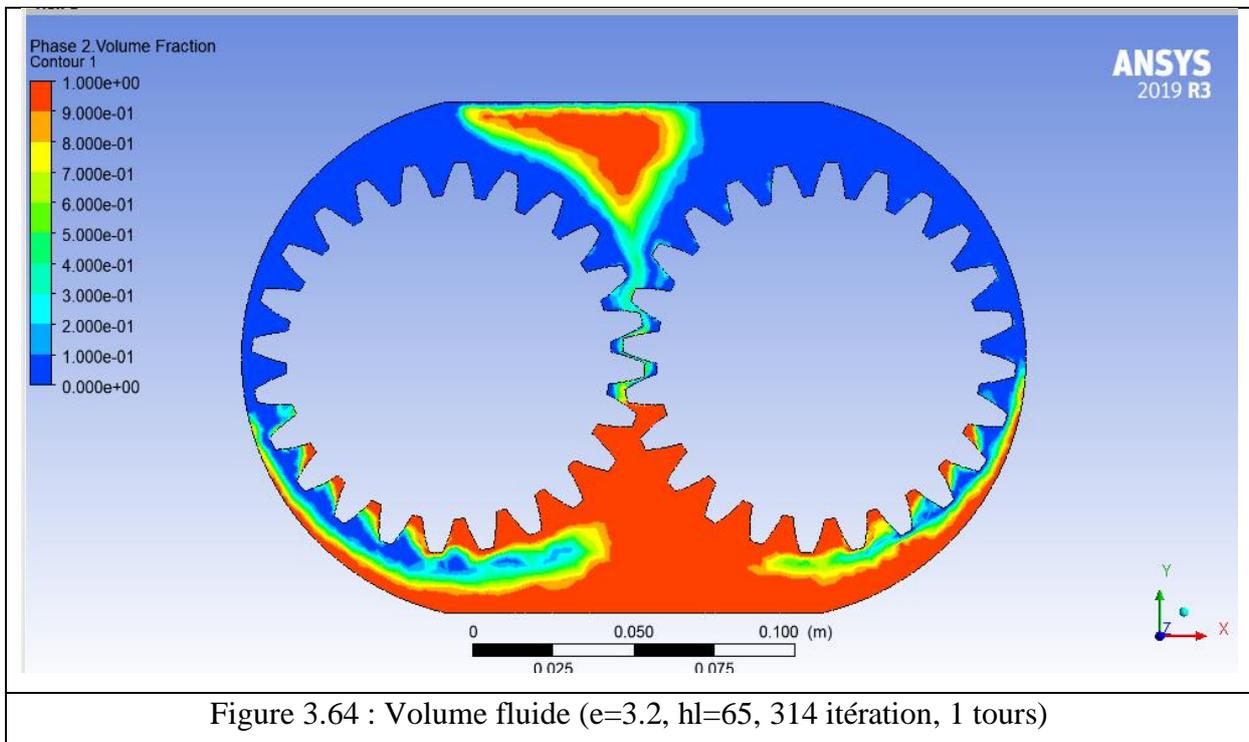
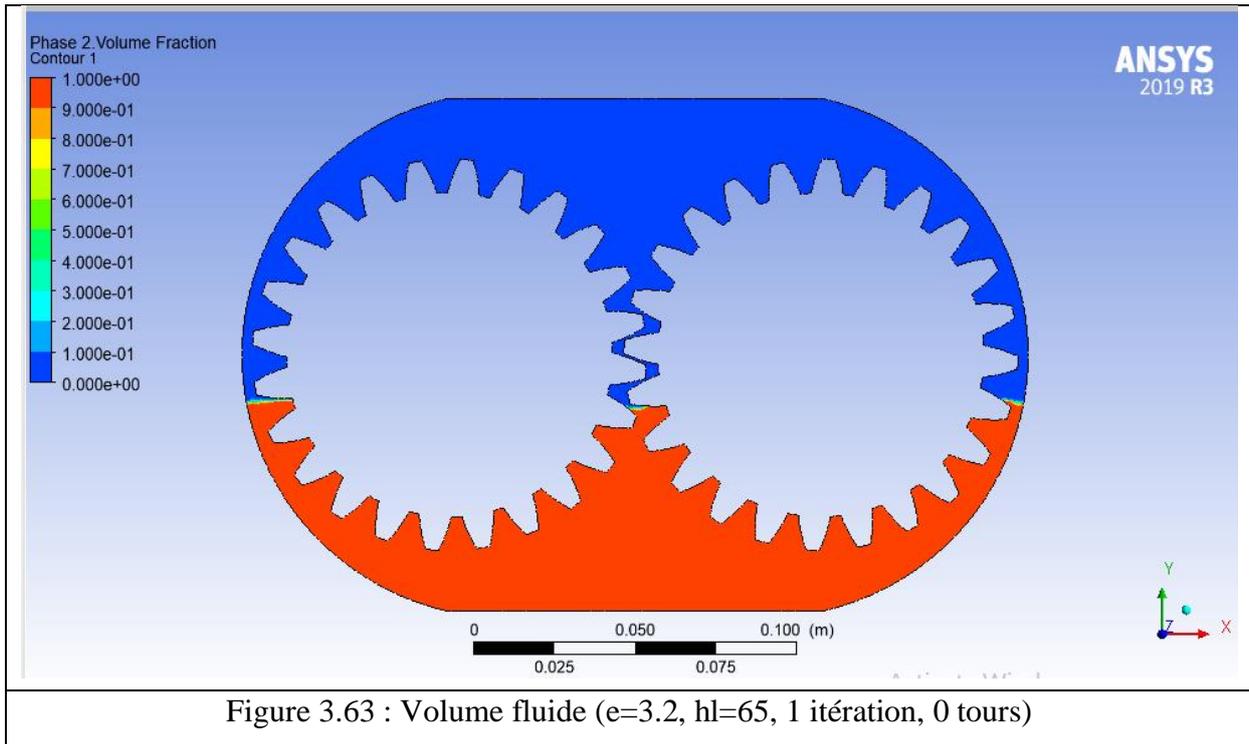


Figure 3.62 : Volume fluide (e=6.4, hl=95, 3750 itérations ,12 tours)

- Résultats du cinquième cas étudié



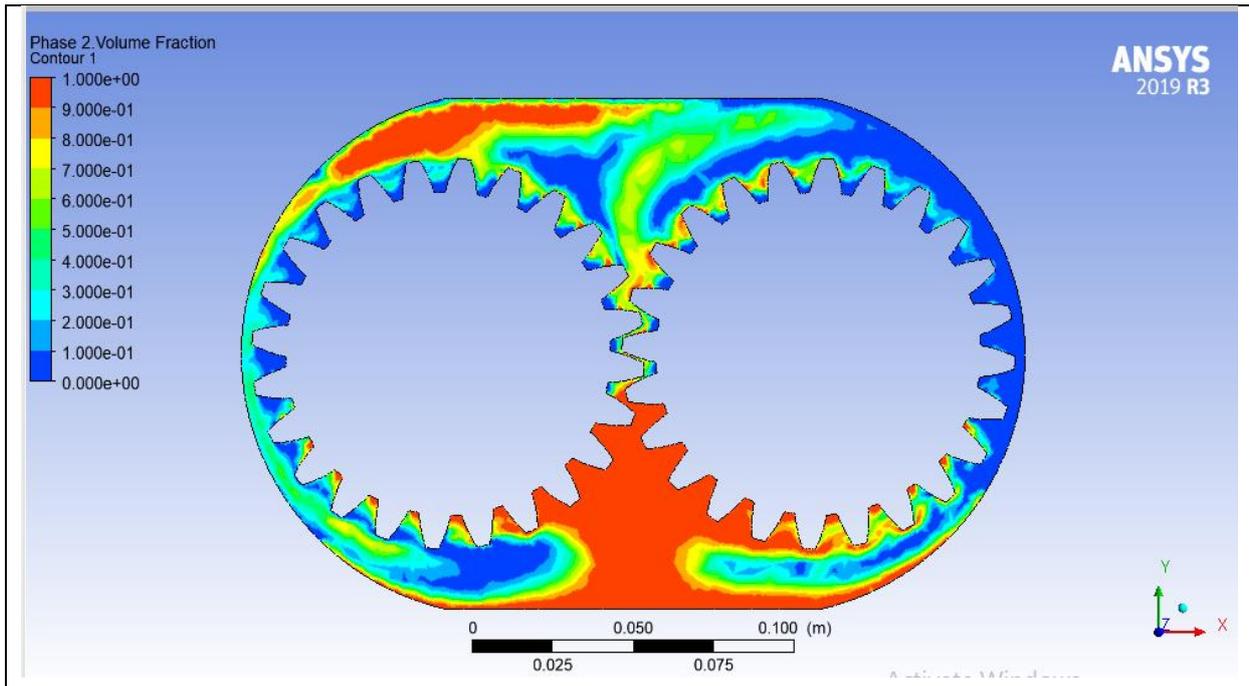


Figure 3.65 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 629 itération, 2 tours)

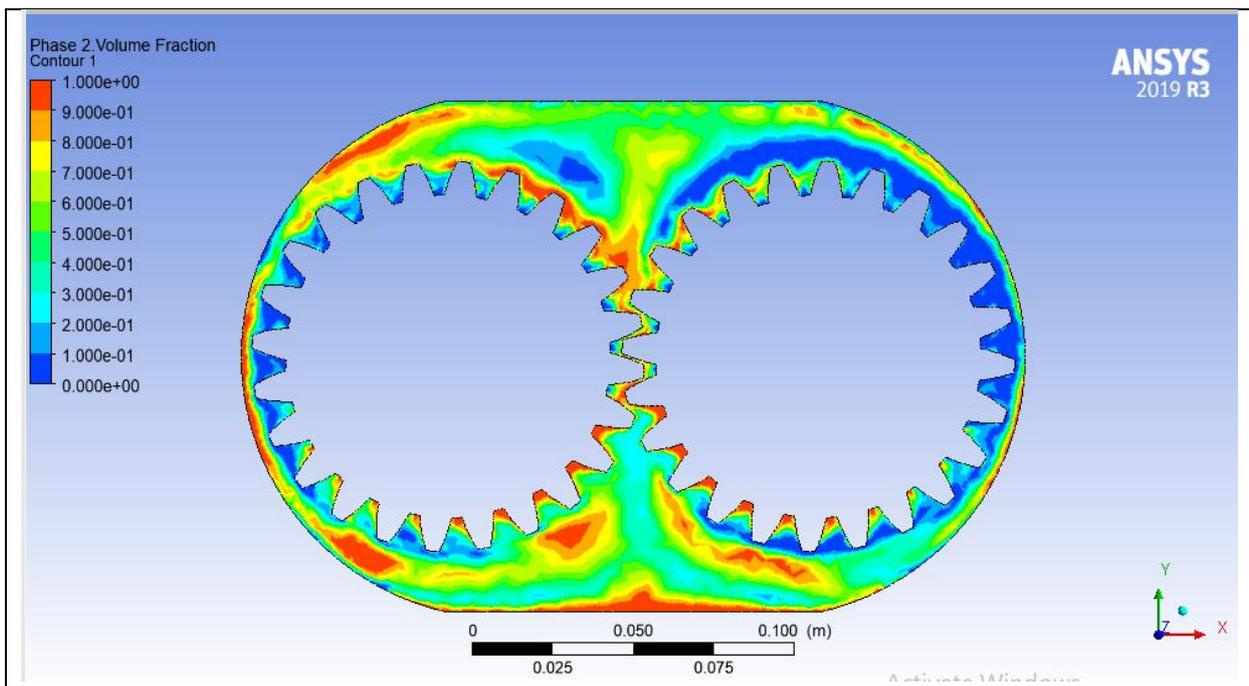


Figure 3.66 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 943 itération, 3 tours)

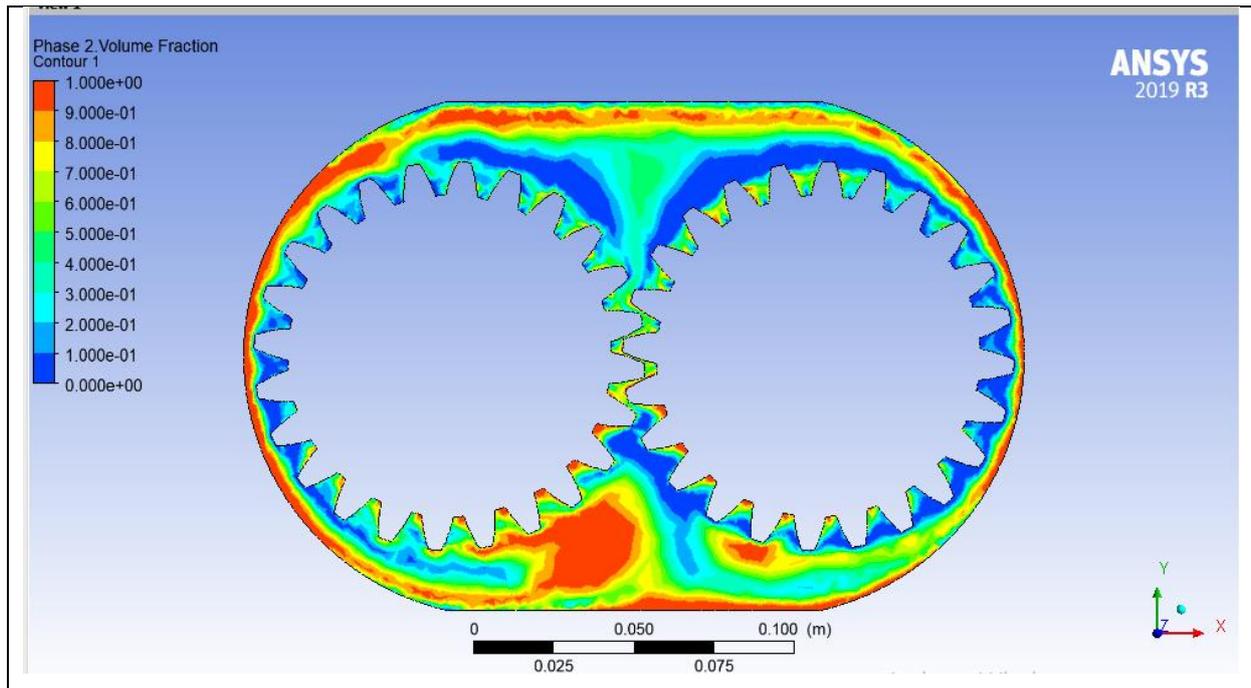


Figure 3.67 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 1257 itération, 4 tours)

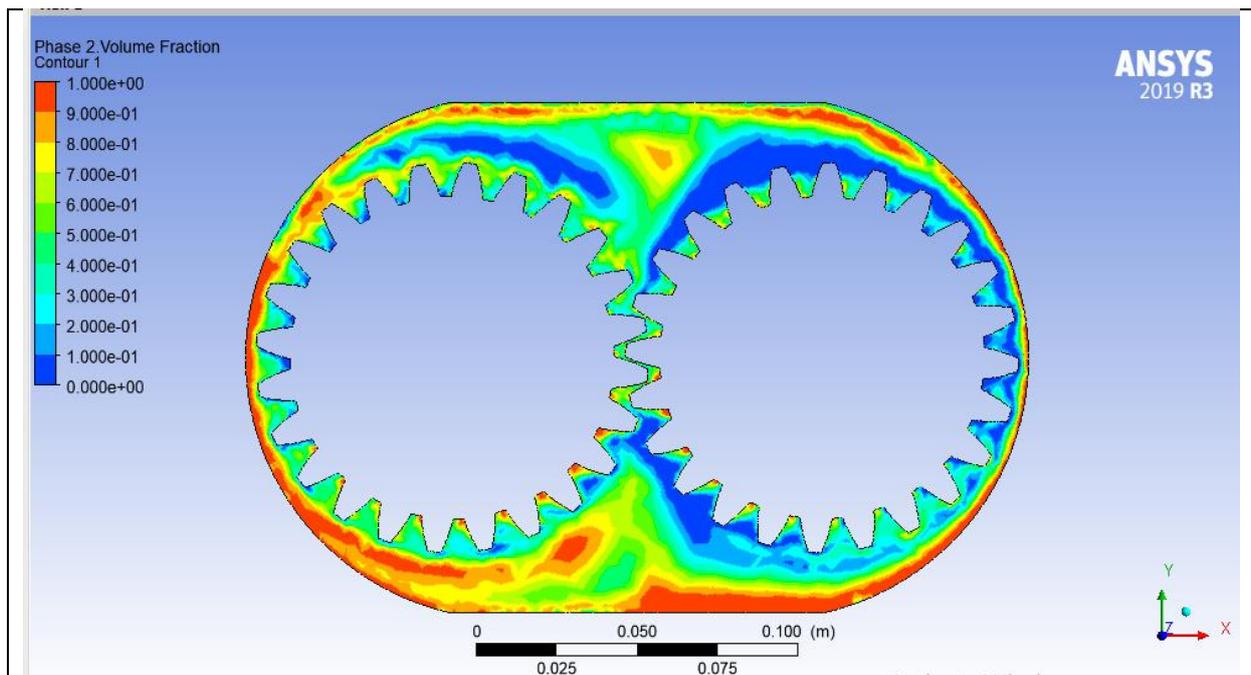


Figure 3.68 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 1572 itération, 5 tours)

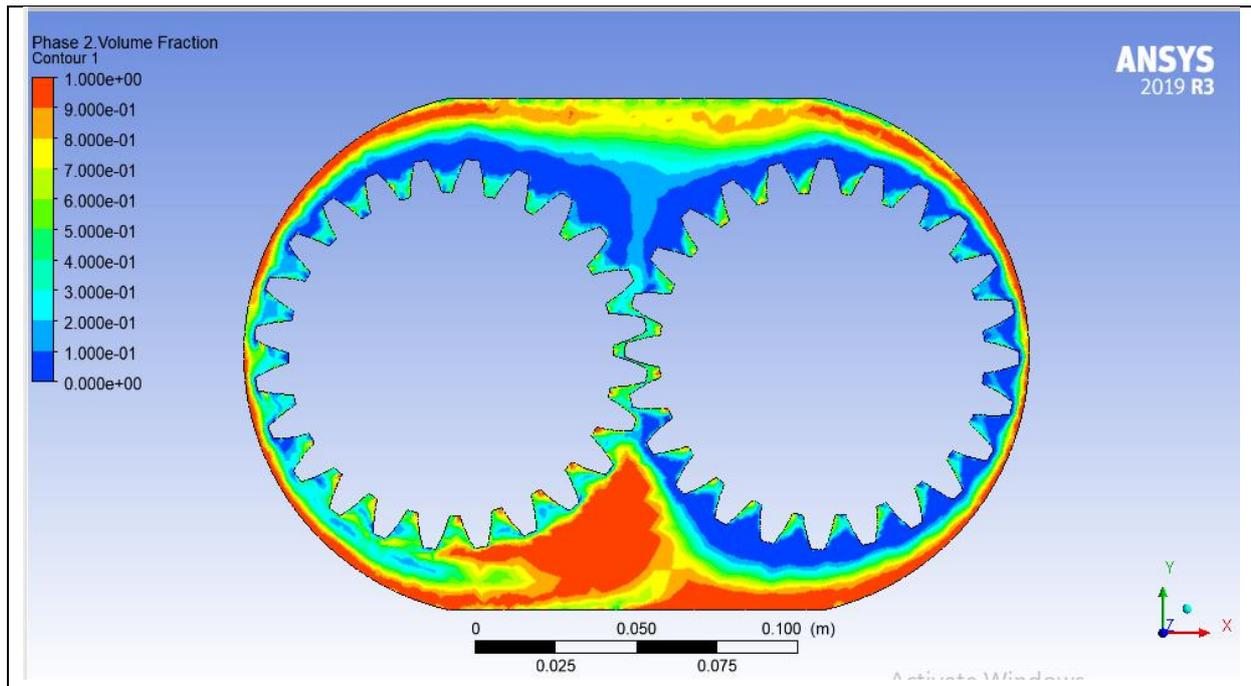


Figure 3.69 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 1887 itération, 6 tours)

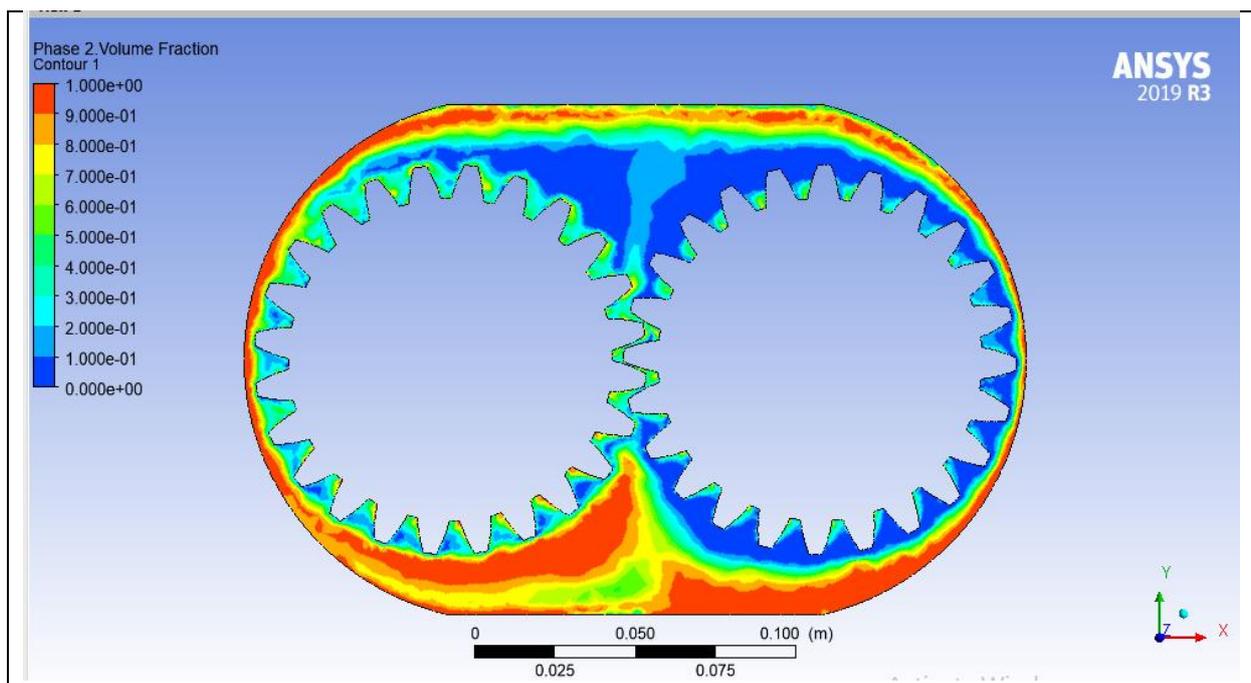


Figure 3.70 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 2201 itération, 7 tours)

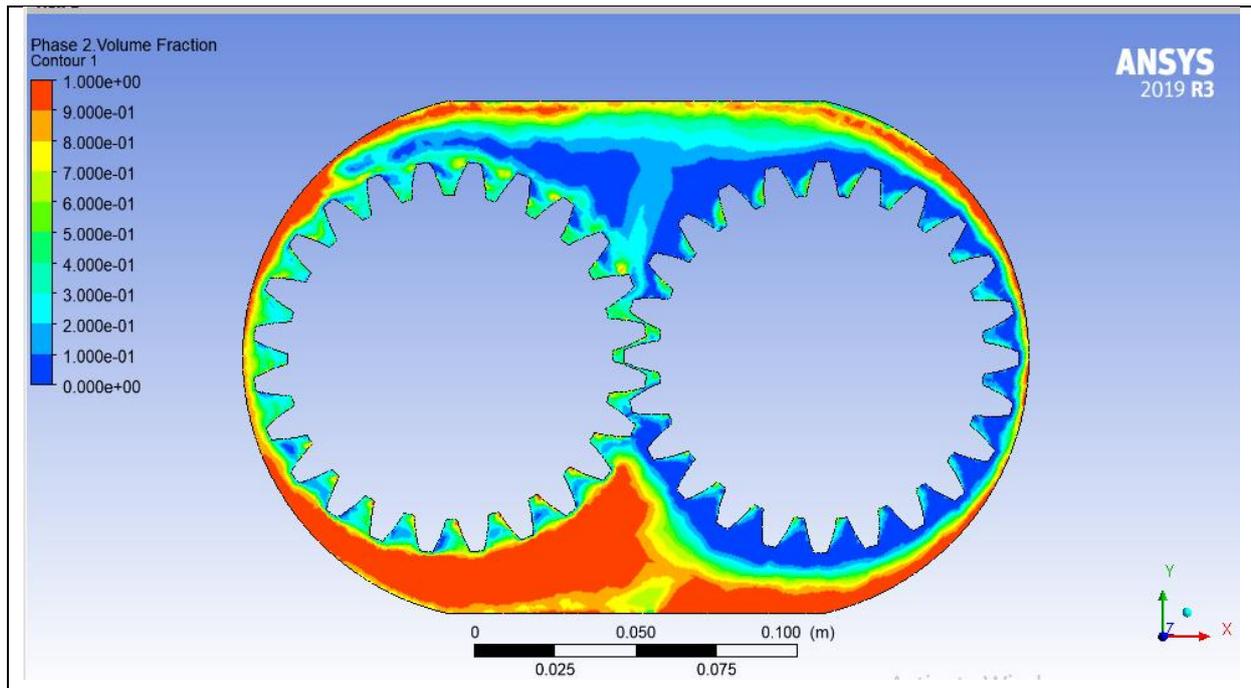


Figure 3.71 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 2516 itération, 8 tours)

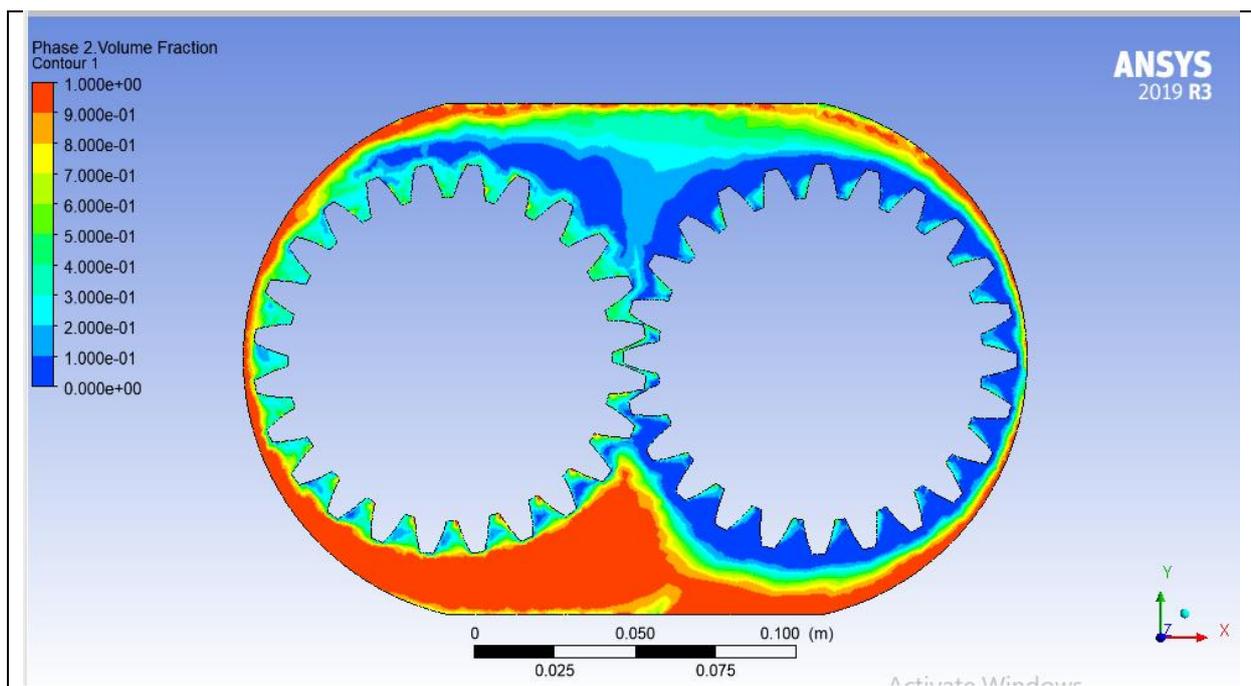


Figure 3.72 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 2830 itération, 9 tours)

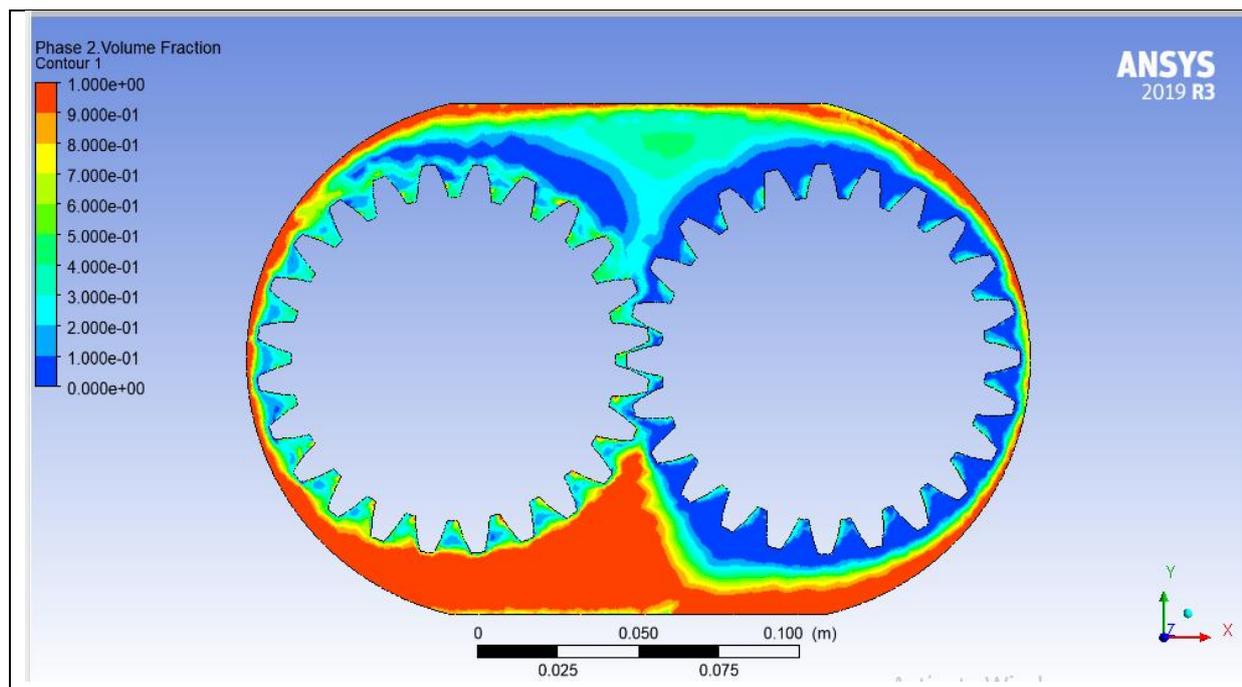


Figure 3.73 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 3145 itération, 10 tours)

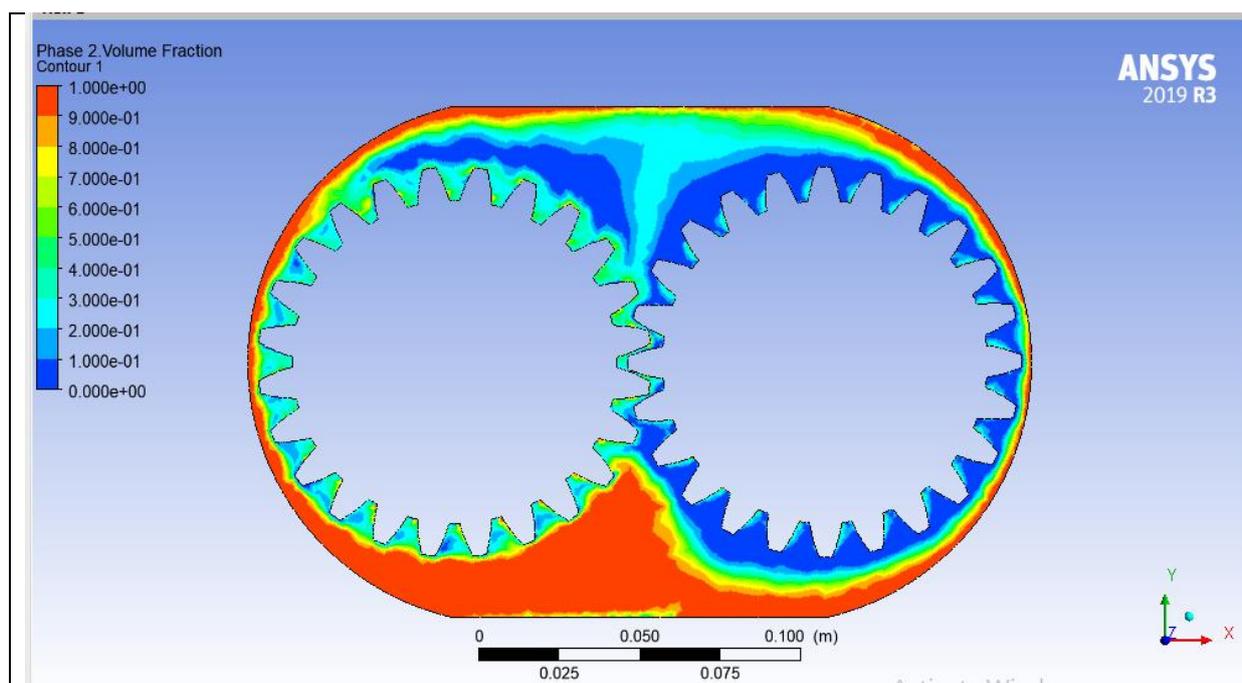
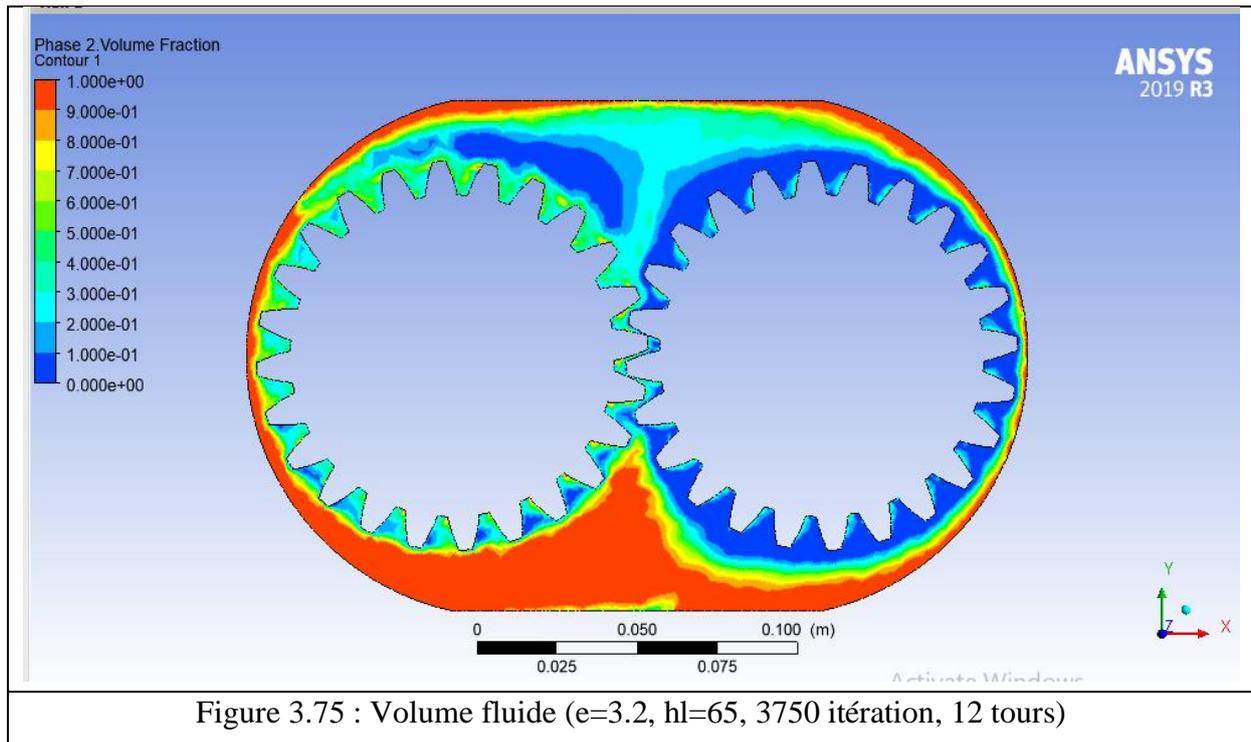
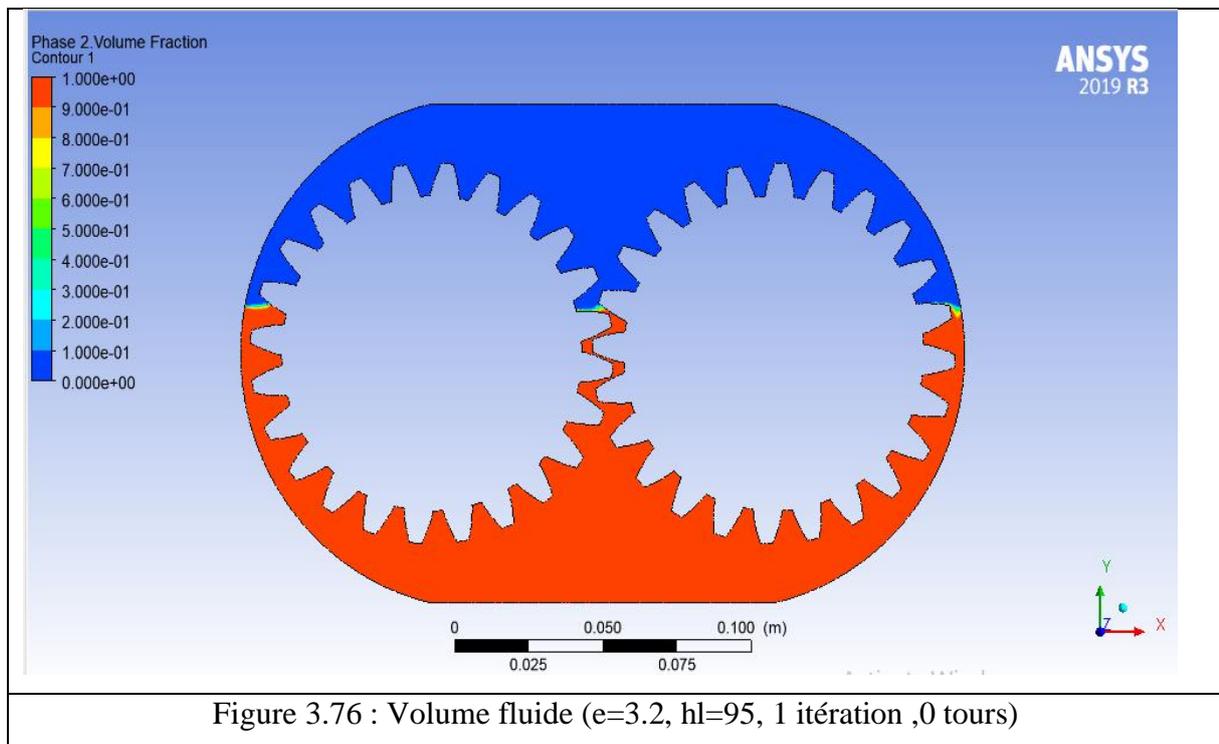


Figure 3.74 : Volume fluide (e=3.2, hl=65, 3459 itération, 11 tours)



Résultats du sixième cas étudié



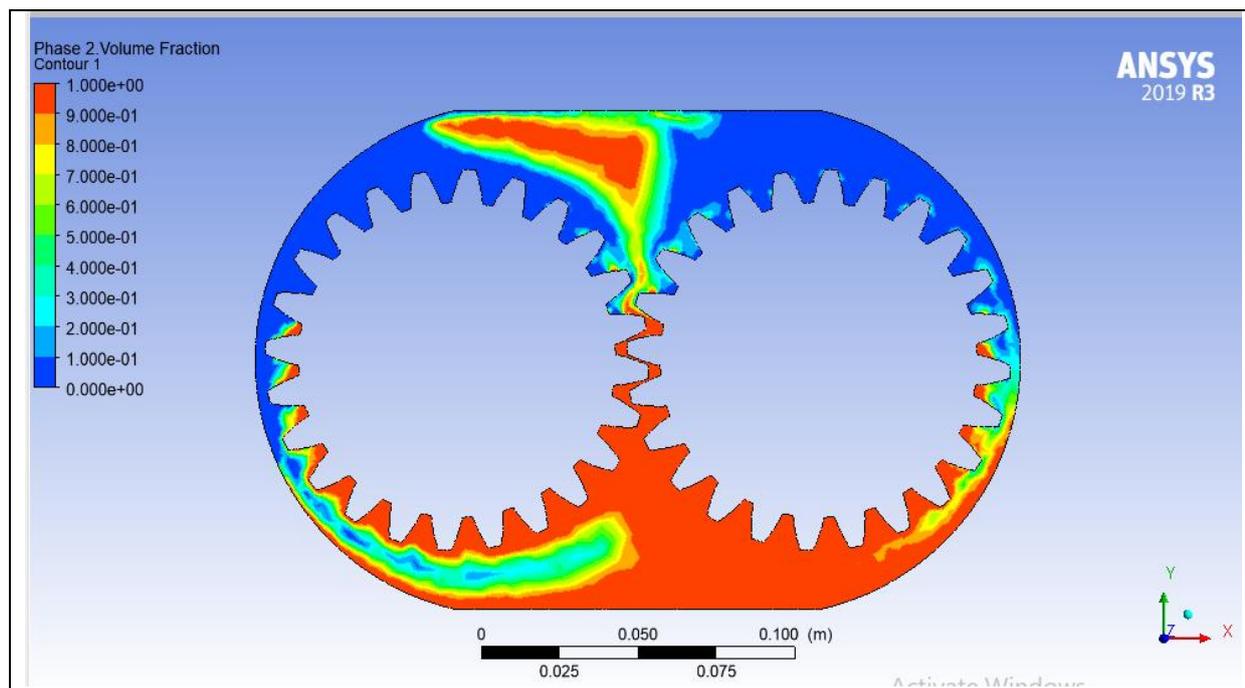


Figure 3.77 : Volume fluide ($e=3.2$, $hl=95$, 314 itération ,1 tours)

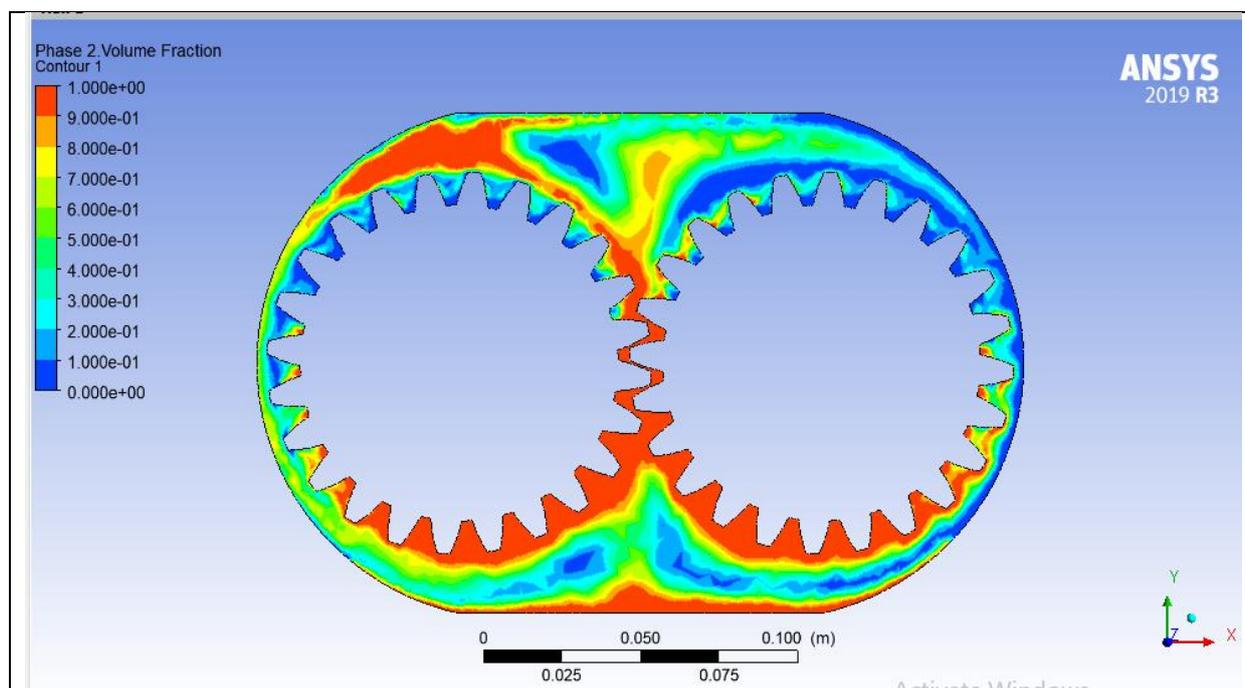


Figure 3.78 : Volume fluide ($e=3.2$, $hl=95$, 629 itération ,2 tours)

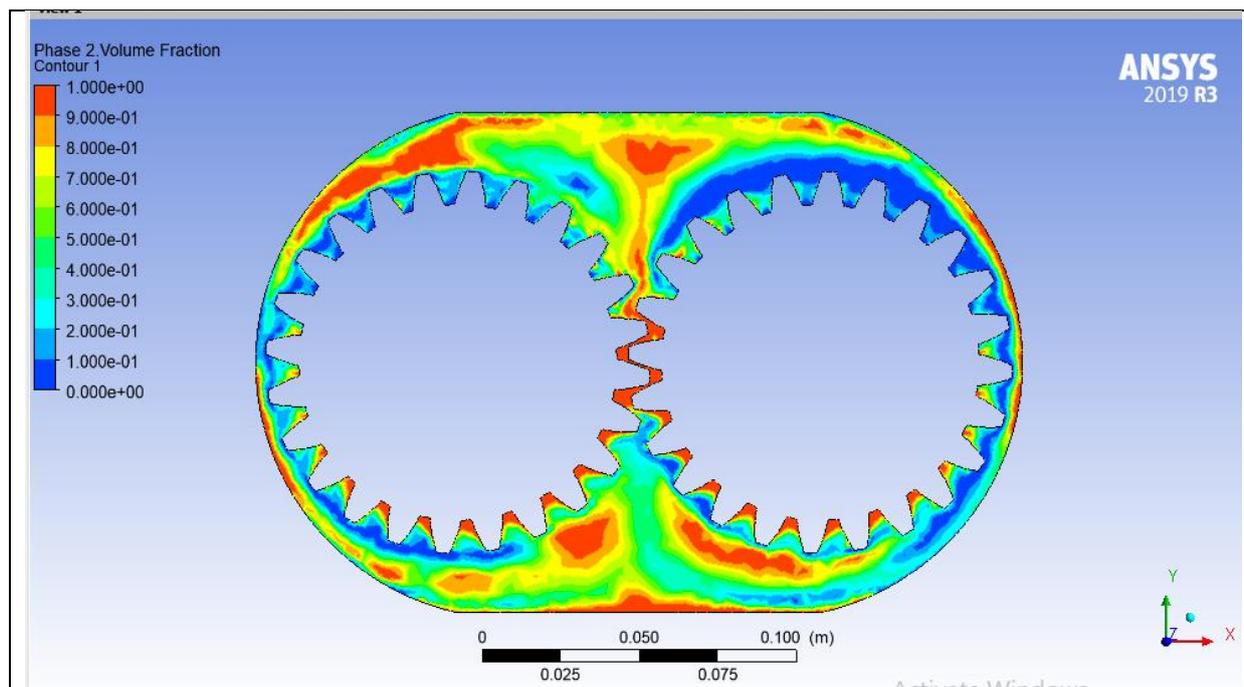


Figure 3.79 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 943 itération, 3 tours)

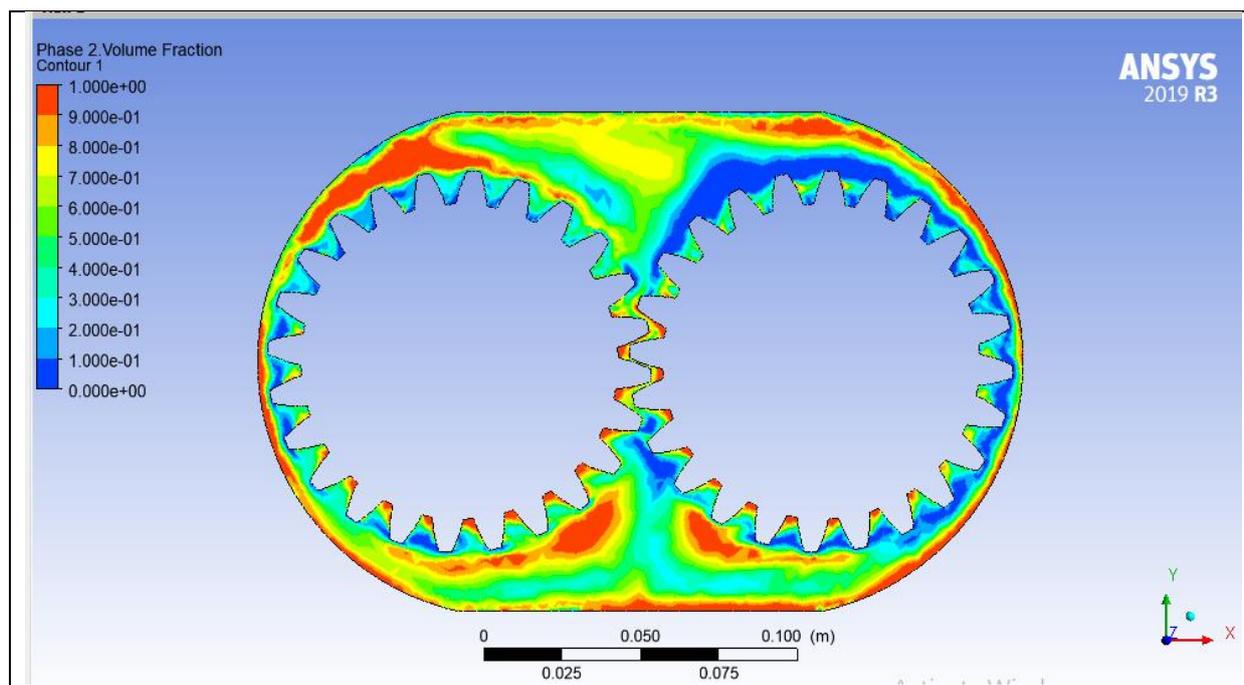


Figure 3.80 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 1257 itération, 4 tours)

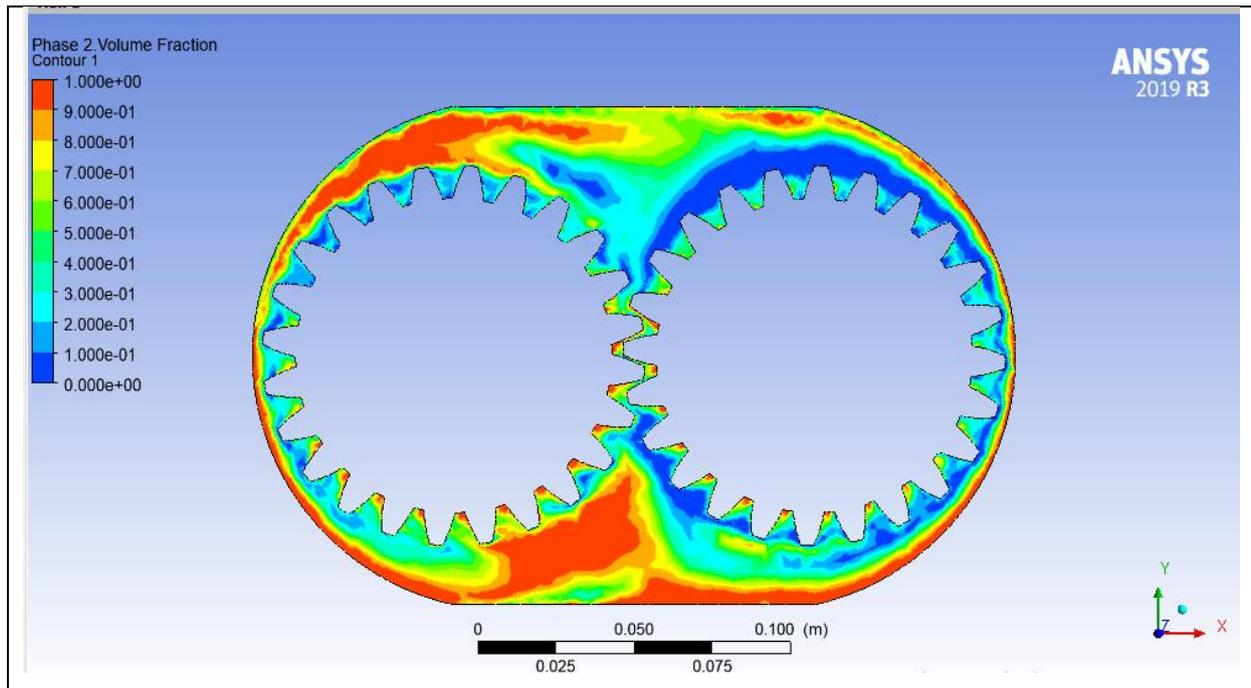


Figure 3.81 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 1527 itération, 5 tours)

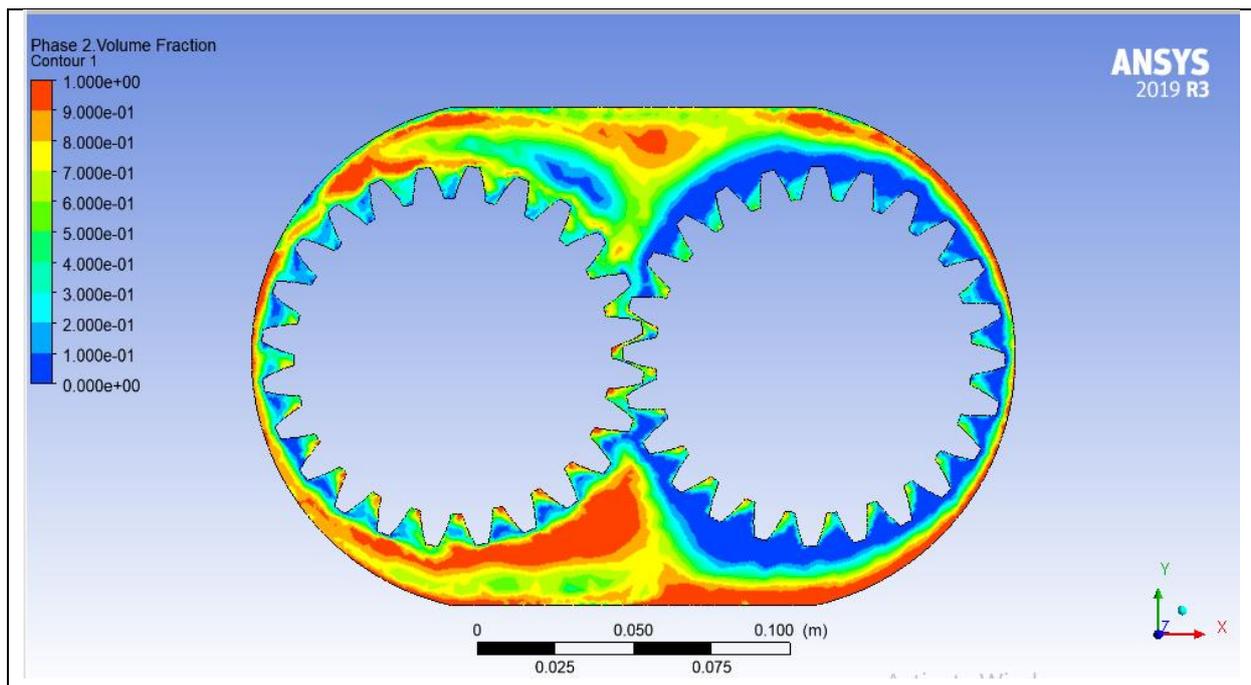


Figure 3.82 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 1887 itération, 6 tours)

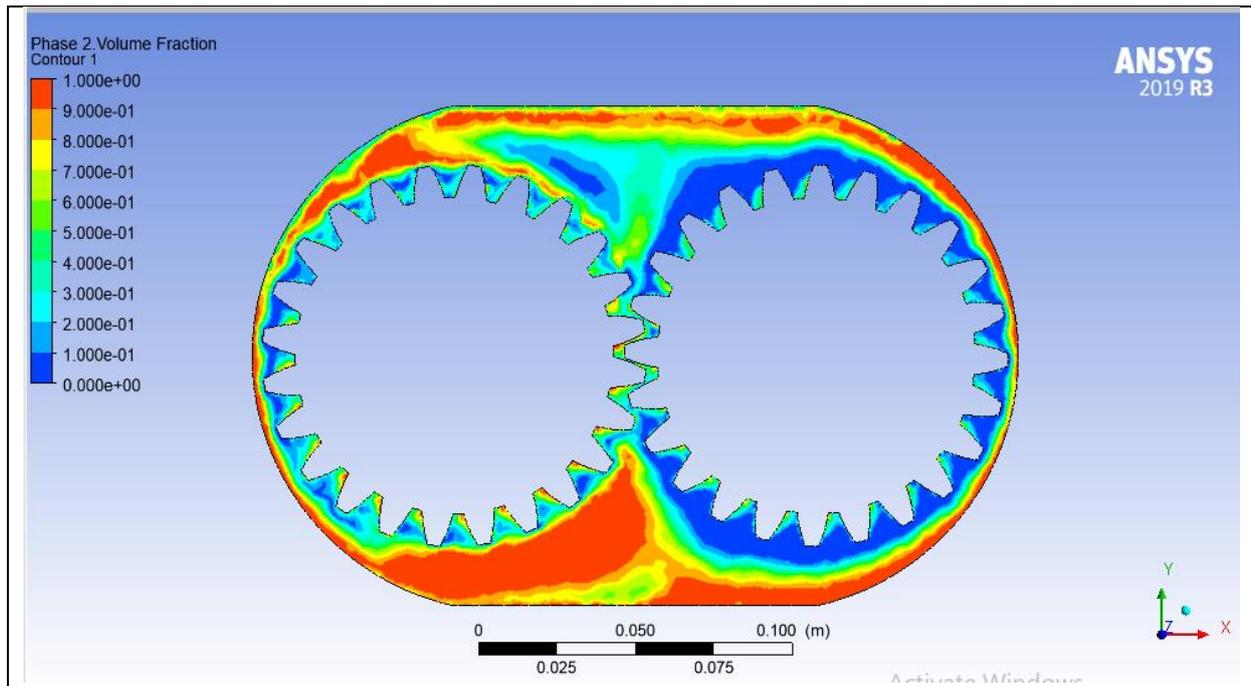


Figure 3.83 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 2201 itération, 7 tours)

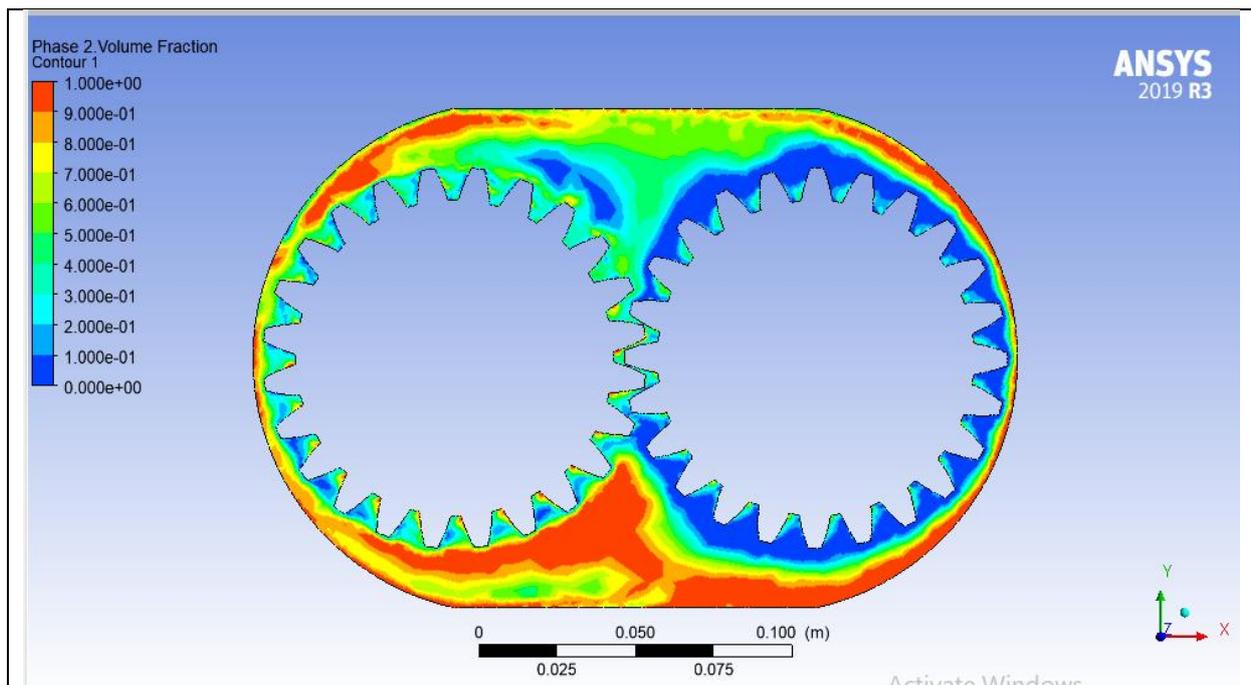


Figure 3.84 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 2516 itération, 8 tours)

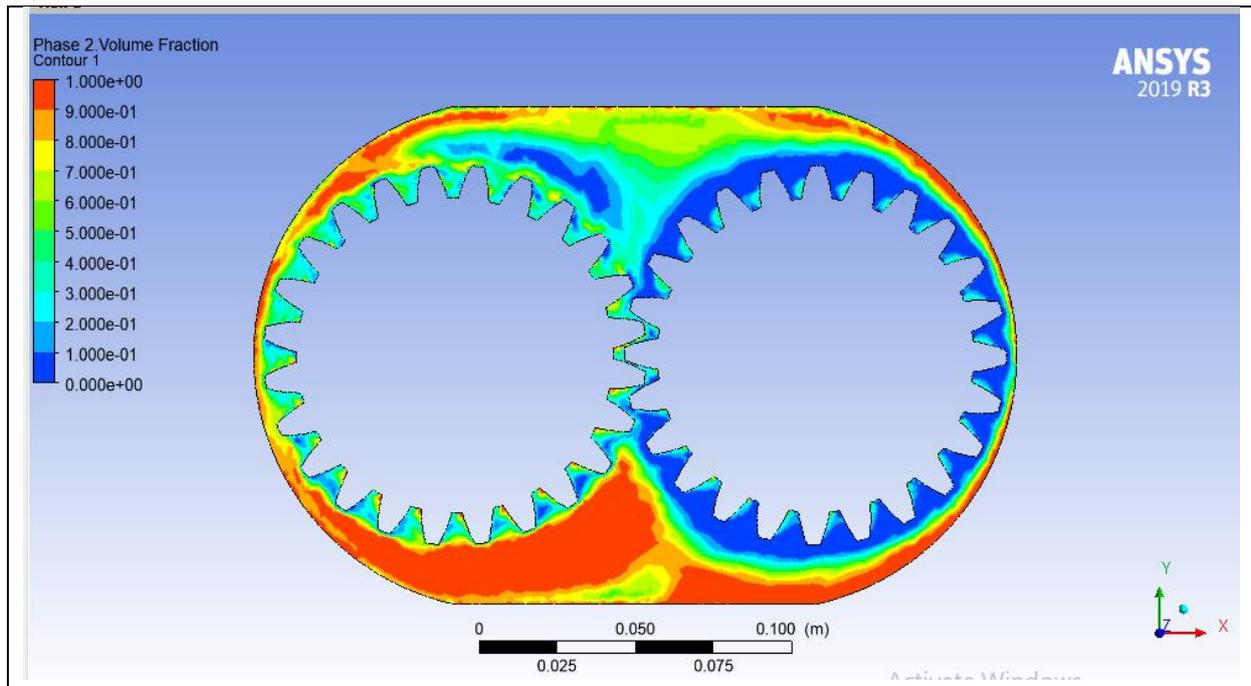


Figure 3.85 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 2830 itération, 9 tours)

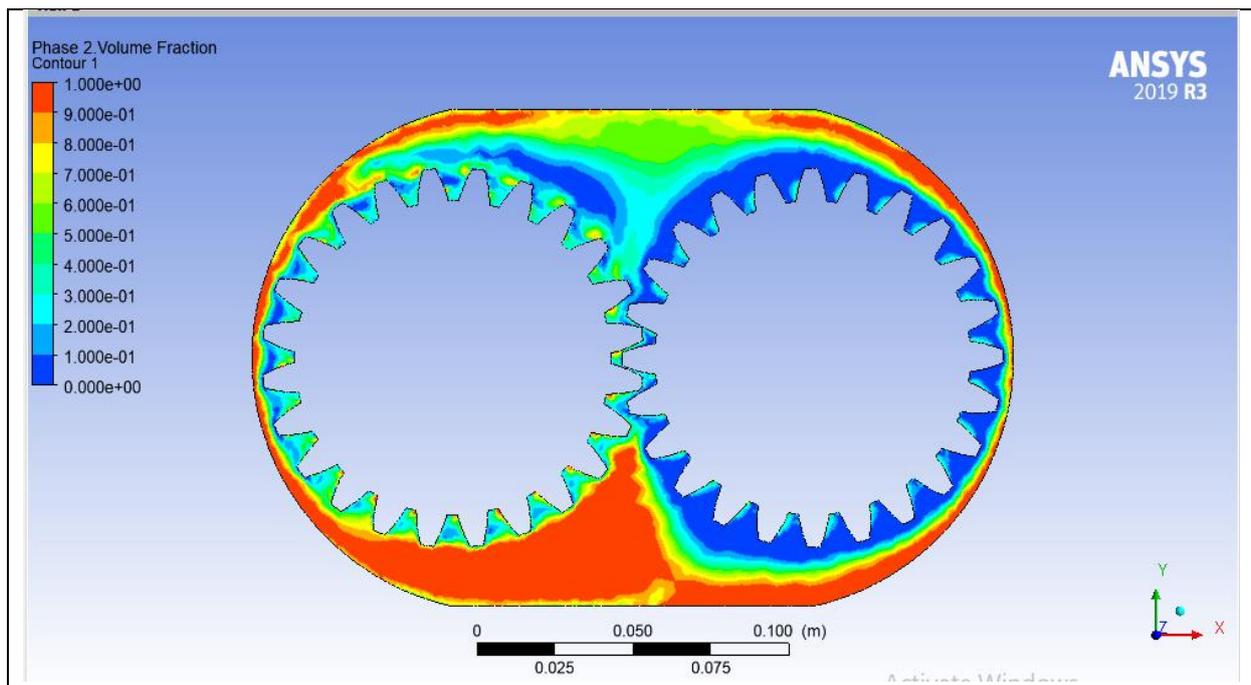


Figure 3.86 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 3145 itération, 10 tours)

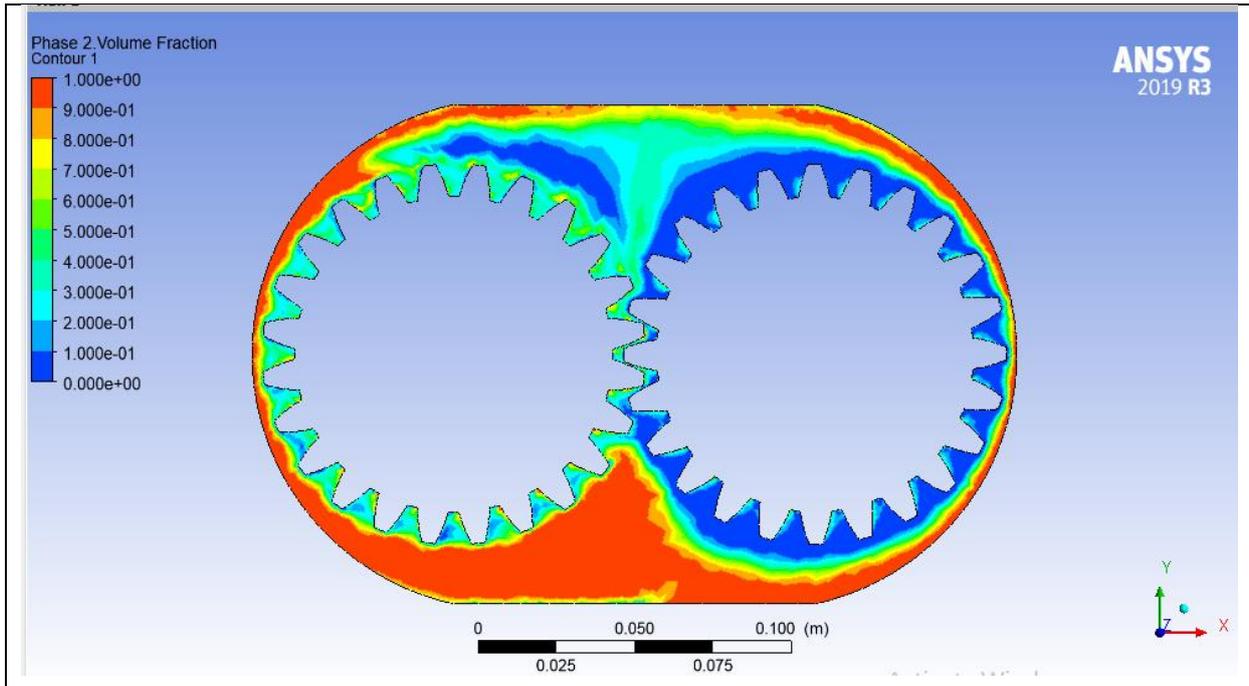


Figure 3.87 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 3459 itération, 11 tours)

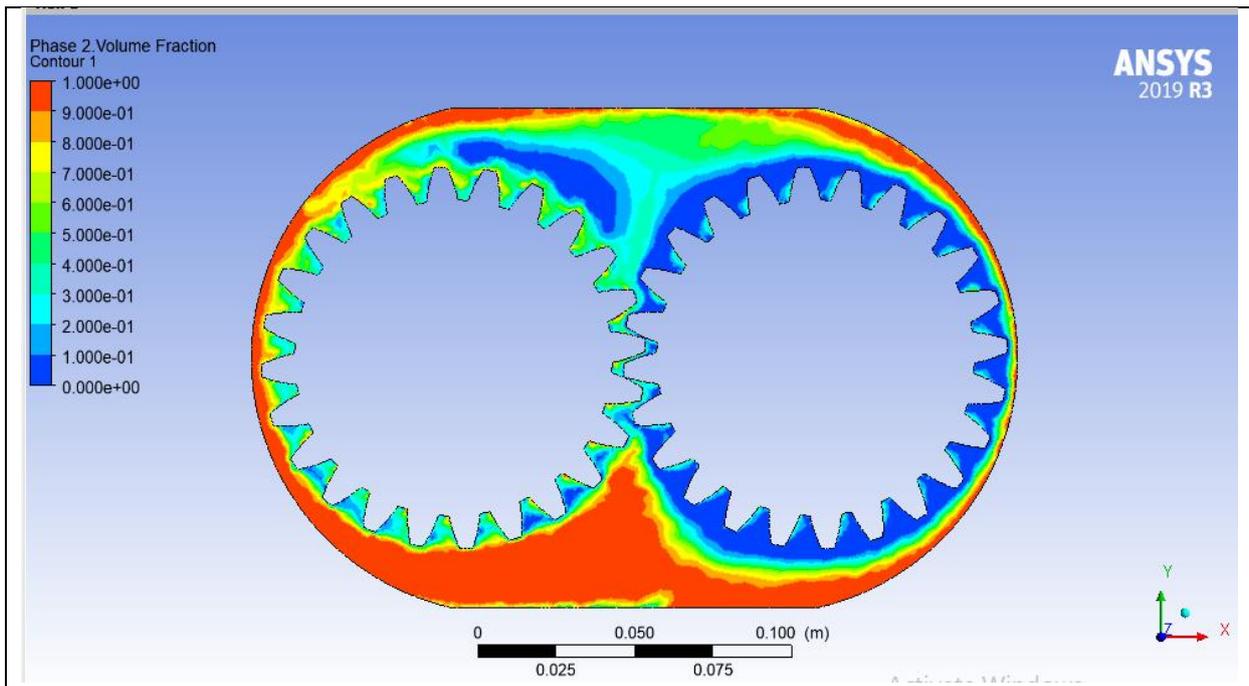


Figure 3.88 : Volume fluide (e=3.2, hl=95, 357 itération, 12 tours)

9. Discussions et Conclusion

L'analyse des différents de simulations montre ce qui suit :

- Un amortissement de la lubrification après le premier, mais pas d'une manière uniforme, par la suite nous commençons à avoir une répartition du lubrifiant sur les différentes dents à partir du second tour.
- A partir du troisième, quatrième ou cinquième (selon les cas) tour, nous avons le lubrifiant qui se colle sur les parois du carter avec des fractions de fluides sur les dents. Entre autre nous remarquons l'apparition d'une dépression au niveau des dents avec l'apparition des fractions de l'air qui prend le dessus sur le lubrifiants avec l'augmentation du nombre de tour. Cette situation nous semble normale vu la viscosité par rapport au lubrifiant utilisé, mais cette situation n'augure pas une lubrification hydrodynamique mais plutôt une lubrification mixte ou limite. Nous pouvons dire que les conditions de simulations utilisées ne permettent pas d'obtenir une répartition uniforme et une lubrification hydrodynamique. De ce fait le changement des conditions limites est nécessaire dans la suite de cette simulation. En ce qui concerne les résultats ils étaient prévisibles mais la manière de répartition est une surprise par rapport à l'étude expérimentale.

Conclusion général

Nous avons traités dans ce mémoire la simulation de la lubrification des engrenages, qui représente une méthode précieuse pour étudier et optimiser le fonctionnement de ces éléments essentiels dans les systèmes mécaniques. Grâce à des modèles numériques avancés et des techniques de calcul sophistiquées, il est possible d'analyser en détail les phénomènes complexes liés à la lubrification des dentures, tels que le contact, la déformation et le comportement du film de lubrifiant. Cette approche virtuelle offre de nombreux avantages, notamment la possibilité de tester et d'évaluer rapidement différentes stratégies de lubrification, d'optimiser la conception des dentures et de prédire les performances et la durabilité des systèmes d'engrenages.

Dans notre étude, nous nous sommes concentrés sur l'importance de tailles et de structures de boîtes de vitesses correctes et d'un volume d'huile optimal pour obtenir une lubrification efficace des engrenages.

En fin de compte, la simulation de la lubrification des engrenages offre une perspective prometteuse pour l'amélioration continue de ces composants essentiels. Elle permet de concevoir des systèmes d'engrenages plus performants, plus fiables et plus durables, contribuant ainsi à l'avancement de l'ingénierie mécanique et à l'optimisation des applications industrielles où les engrenages jouent un rôle clé.

Bibliographie

-
- [1] **G. Henriot**, Traité théorique et pratique des engrenages, Tome1.Editions Dunod 1968.
- [2] **Bulletin N°95**, Institut de l'engrenage et des transmissions. Octobre 1989.
- [3] **Gearing basics**, Power transmission design, Edition July 1994.
- [4] **Kapil Gupta**, advanced Gear Manufacturing and Finishing, Edition 2017
- [5] **R. Lefèvre**, Graissage et tribotechnique. Tome2, Engrenages et transmissions.Editions Technip 1975
- [6] **T. Guertin**, « Mesure expérimentale de l'erreur de transmission cinématique D'engrenages spiro-coniques et hypoïdes », Université Laval, 1999.
- [7] **R. Leborzec**, Etude générale de l'engrenage, (polycopie de cours), ENSAM, Lille, France, 1989.
- [8] **V. Borsoff.M. Godet**, A scoring factor or gears ASLE. Transaction Vol.n°2. avril 1963
- [9] **M.Elbadaoui** – contribution du diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par analyse cepstral – thèses doctorat, 1999
- [10] **J. Block**, Les températures des surfaces dans les conditions de graissages sous pressions Extrêmes. Deuxième congre mondial de pétrole, 1937
- [11] **M, AUBLIN.R, BOUCOMPAIN, R, BAULATON. D, CARAN. E, JEAY. BLAGAGE.J, REA**. Système mécanique théorie et dimensionnement, Dunad.2004
- [12] **FRENE J., NICOLAS D., DEGUEURCE B., BERTHE D., GODET M.** Lubrification hydrodynamique- Paliers et Butée Ed. Eyrolles 1990.
- [13] **SALMI SOMIA**, numérique d'une Convection naturelle en 2D par la méthode de volumes finis, mémoire de fin d'étude ,2018
- [14] **William F. Noh et Paul Woodward**, « SLIC (Simple Line Interface Calculation) », *Lecture Notes in Physics*, vol. 59, 1976, p. 330–340

- [15] **C. W. Hirt et B. D. Nichols**, « Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries », *Journal of Computational Physics*, vol. 1, n° 39, 1981, p. 201-22
- [16] ansys workbench user's guide 2019