

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique
Université Djilali BOUNAAMA KHEMIS MILIANA



Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique
Master Construction Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master en construction mécanique

Thème

***Conception et analyse thermomécanique d'un
frein à disque automobile***

✓ Encadré par :

❖ Dr. MAZOUZI Ridha

✓ Présenté par

- BELGACEM Ahmed
- GUENDOOUZ Ridouane

Année Universitaire :2019-2020

Dédicaces

*Après de longues années d'études et de travail, sachant
l'importance de*

*l'aide des êtres qui m'aiment, je voudrai humblement,
dédier ce modeste travail*

*A mes très chers parents, que dieu les garde et les
protège pour leurs soutiens
moral et financier, pour leurs encouragements et les
sacrifices qu'ils ont endurés.*

A mes frères et mes sœurs

A tous mes fidèles amis

A mes enseignants qui m'ont dirigé et aidé

A Ceux qui ont exprimé le sens de l'amitié

A tous ceux qui me connaissent de près ou de loin

Je tiens enfin à dédier ce travail à tous mes amis :

Classe de M2 construction mécanique

*A tous les proches que j'ai mentionnés et les autres que
j'ai oublié.*

AHMED

DEDICACES

*A la mémoire de mon Père Amar que Allah l'accueille
dans son vaste paradis*

*Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour,
L'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu
Pour vous.*

*Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et
nuit pour mon éducation et mon bien être.*

A ma très chère mère Fatma

*Tu as fait plus qu'une mère puisse faire pour que ses
enfants suivent le bon chemin dans leur vie et leurs
études.*

*Je te dédie ce travail en témoignage de mon profond
amour. Puisse Dieu, le tout puissant, te préserver et
t'accorder santé, longue vie et bonheur.*

A mes frères Mohammed, Alae Eddin.

*A mes amis Mostapha MAHI, AHMED BELGACEM
Sans oublier tous les professeurs que ce soit du primaire,
du moyen, du secondaire ou de l'enseignement supérieur.*

RIDOUANE

Remerciement

Nous remercions ALLAH le tout puissant de nous avoir donné le privilège et la chance d'étudier et de suivre le chemin de la science et de la connaissance.

Nous adressons notre vif remerciement à notre encadreur Mr. MAZOUZI Ridha pour sa

Compréhension et son conseil et son aide.

Pour sa gentillesse et ses orientations efficaces.

Je remercie également tous les membres du jury pour m'avoir fait l'honneur d'examiner ce mémoire

Nous adressons également notre profonde gratitude à tous nos enseignants en particulier ceux du département
GENIE MECANIQUE.

Enfin, nous remercions toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration de ce mémoire.

Résumé

L'objectif de ce travail est de présenter une étude du comportement thermomécanique des disques de frein automobiles. La stratégie de calcul numérique utilise le code de calcul Ansys v.15.0. L'analyse du disque de frein comprend une analyse structurelle et une analyse thermique en régime permanent pour deux conceptions : disque plein et percé. Les résultats obtenus révèlent que les disques pleins ont une meilleure performance par rapport aux disques percés en termes de caractéristiques mécaniques. Alors que pour la stabilité thermique les disques percés sont de loin favorisés par rapport aux disques pleins. Des essais numériques permettent de choisir la meilleure conception.

Mots clés :

Ansys 15.0, Disque de frein plein, Disque de frein percé, Comportement thermomécanique.

Abstract

The objective of this work is to present a study of the thermo-mechanical behaviour of automotive brake discs. The numerical compute strategy uses the Ansys v.15.0 calculation code. The brake disc analysis includes structural analysis and steady state thermal analysis for both solid and drilled disc designs. The results obtained show that solid discs have a better performance compared to drilled discs in terms of mechanical characteristics. While for thermal stability drilled discs are far favored over solid discs. Numerical tests allow choosing the best design.

Keywords:

Ansys 15.0, Solid brake disc, Drilled brake disc, Thermomechanical behaviour.

المخلص

الهدف من هذا العمل هو تقديم دراسة للسلوك الحراري الميكانيكي لأقراص مكابح السيارات. تستخدم استراتيجية الحساب العددي برنامج الحساب Ansys v.15.0. يتضمن تحليل قرص الفرامل تحليل هيكلية وتحليل حراري في حالة التشغيل الثابتة لنوعين من اقراص المكابح : اقراص صلبة و اقراص ذات ثقوب. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن الأقراص الصلبة لديها أداء أفضل مقارنة بالأقراص ذات الثقوب من حيث الخصائص الميكانيكية. بينما يفضل استخدام الأقراص المثقوبة على الأقراص الصلبة من حيث الاستقرار الحراري. تسمح التجارب العددية باختيار أفضل تصميم.

الكلمات المفتاحية :

Ansys 15.0 ، قرص الفرامل الصلب ، قرص الفرامل المثقوب ، السلوك الحراري الميكانيكي

Sommaire

Dédicace Ahmed	
Dédicace Ridouane	
Remerciement	
Résumé	
Abstract	
ملخص	
Sommaire	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction Générale	1
Chapitre I : Les systèmes de freinage	
I.1.Introduction	3
I.2. Théorie des freins	3
I.2.1. Freins travaillant par frottement.....	3
I.2.1.1. Frein à tambour	4
I.2.1.2 Freins à disque	5
I.3.Frein électromagnétiques.....	6
I.4. Frein hydraulique.....	6
I.5. Freins par pompage.....	7
I.6. Théorie des freins à disque.....	8
I.6.1. Historique.....	8
I.6.2. Les Composants d'un frein à disque.....	8
I.6.2.1. Le disque.....	9
I.6.2.2. Les plaquettes.....	10
I.6.2.3. Les étriers des freins à disque.....	11
I.7 Sollicitations thermomécaniques.....	13
I.7.1. Phénomènes thermiques dans le disque.....	13
I.7.2. Phénomènes mécaniques dans le disque.....	14
I.7.3.Problèmes rencontrés des freins à disque.....	14
I.7.3.1. La fissuration.....	14

I.7.3.2. La corrosion.....	15
I.7.3.3. L'usure des disques de freins.....	16
I.8 Conclusion.....	17
Chapitre II : Calcul de conception des freins à disque	
II.1. Objectifs.....	18
II.2. Circuit de freinage	18
II.3. Eléments de calcul.....	18
II.3.1 La pédale de frein.....	18
II.3.2.Pression dans le maître-cylindre	19
II.3.3.Liquide de frein, conduites et flexibles de frein.....	20
II.3.4.L'étrier	21
II.3.5. Les plaquettes de frein	21
II.3.6.Le rotor.....	22
II.3.7.La décélération du véhicule.....	22
II.3.8.Force totale de freinage	23
II.3.9.Énergie Cinétique	24
II.3.10.Durée du freinage(t_s).....	24
II.3.11.puissance moyenne.....	24
II.3.12.Flux de chaleur dissipée (q).....	25
II.3.13.Température maximum atteinte lors d'un seul arrêt (au premier arrêt).....	25
II.4. Coefficient de transfert de chaleur(h).....	26
II.5. Conclusion.....	28
Chapitre III : Modélisation	
III.1.Introduction.....	29
III.2.Analyse par éléments finis	29
III.3.Procédure d'analyse générale dans ANSYS	30
III.3.1.Prétraitement	30
III.3.2.Analyse	31
III.3.3.Post-traitement	31
III.4.Modélisation des rotors de frein	31
III.4.1-Création de la géométrie.....	31

III.4.2. Sélection du matériau	34
III.4.3. Maillage pour les deux rotors.....	35
III.4.4. Charges et conditions aux limites.....	36
III.4.4.1. Analyse structurelle statique.....	36
III.4.4.1.1. La pression	36
III.4.4.1.2. la vitesse de rotation.....	37
III.4.4.1.3. La vitesse angulaire.....	37
III.4.4.2. Analyse thermique.....	38
III.4.4.2.1. Convection.....	38
III.4.4.2.2. Flux de chaleur.....	38
III.4.4.2.3. Température.....	38
Chapitre VI	
VI.1. Introduction.....	40
VI.2. Analyse statique	40
VI.2.1 Disque plein	40
VI.2.1.1. Contrainte équivalente.....	40
VI.2.1.2. Déformation totale équivalente	42
VI.2.1.3. Déplacement total	43
VI.2.2. Disque percé	45
VI.2.2.1 Déformation totale équivalente	45
VI.2.2.3. Contrainte équivalente	47
VI.2.2.2. Déplacement total	49
VI.2.3. Comparaison de l'analyse structurelle entre disque plein et percé.....	50
VI.3. Analyse thermique.....	51
VI.3.1. Disque plein.....	51
VI.3.1.1. Champ de température	51
VI.3.1.2. Flux de chaleur	53
VI.3.2.1. Champ de température.....	54
VI.3.2.2. Flux de chaleur.....	56
VI.3.3. Comparaison de l'analyse thermique entre disque plein et percé.....	57
Conclusion générale	59
Références bibliographiques	60

Liste de figure

Fig. I.1.schéma de la fonction globale du système de freinage.....	3
Fig. I.2.Illustration d'un frein à tambour.....	4
Fig. I.3. Fonctionnement d'un frein à tambour, au repos (a) et lors du freinage (b).....	5
Fig. I.4 Frein à disque.....	5
Fig. I.5 Fonctionnement de base d'un frein électromagnétique.....	6
Fig.I.6 Fonctionnement des freins hydrauliques.....	7
Fig.I.7 Frein à disque et ses composantes.....	8
Fig. I.8 Fonctionnement des freins à disque.....	9
Fig. I.9: Disques pleins	10
Fig. I.10 Disques ventilés.....	10
Fig. I.11 disque percé.....	10
Fig.I.12 Plaquettes de frein.....	11
Fig.I.13 fonction d'étrier fixe.....	12
Fig.I.14 fonction d'étrier flottant.....	13
Fig.I.15 Fissure radiale visible, qui se propage le long de la piste de frottement.....	14
Fig.I.16 Ramification de fissure, phénomène appelé faiencage.....	15
Fig.I.17Rupture dans la gorge du bol.....	15
Fig.I.18 Disque de frein rouillé.....	16
Fig.I.1 Usure des pistes de disque.....	16
Fig.II.1 Circuit de freinage.....	18

Fig.II.2 Pédale de frein.....	19
Fig.II.3 Maître-cylindre.....	20
FigIII.1 Esquisse en 2D.....	31
FigIII.2disque en 3D.....	32
Fig.III.3 Disque plein avec un trou.....	32
Fig.III.4: disque plein final.....	33
Fig.III.5 Réalisation des trous dans un disque plein.....	33
Fig.III.6 Disque percé final.....	34
Fig.III.7:maillage d'un disque plein.....	35
Fig.III.8: maillage d'un disque percé.....	36
Fig.III.9 Conditions aux limites et chargement structurelle imposées au disque.....	37
Fig.III.10 Conditions aux limites et chargement thermique imposées au disque.....	39
Fig.VI.1 Répartition de la contrainte de Von Mises sur le disque plein.....	41
Fig.VI.2 Zone de la contrainte maximale	41
Fig.VI.3 Variation de la contrainte équivalente en fonction du temps.....	42
Fig.VI.4Répartition de la déformation totale sur le disque plein.....	42
Fig.VI.5 Zone de déformation totale maximale	43
Fig.VI.6 Variation de déformation totale du disque plein en fonction du temps.....	43
Fig.VI.7 La répartition de déplacement total sur le disque plein.....	44
Fig.VI.8.Zone de déplacement maximal	44
Fig.VI.9 Variation de déplacement total du disque plein en fonction du temps.....	45
Fig.VI.10Répartition de la contrainte équivalente sur le disque percé.....	46
Fig.VI.11 Zone de la contrainte équivalente maximale	46

Fig.VI.12	Variation la contrainte équivalente du disque percé en fonction du temps.....	47
Fig.VI.13	Répartition de la déformation totale équivalente sur le disque percé.....	48
Fig.VI.14	Zone de la déformation maximale.....	48
Fig.VI.15	Variation de la déformation totale du disque percé en fonction du temps.....	49
Fig.VI.16	Répartition de déplacement total sur le disque percé.....	49
Fig.VI.17	Zone de déplacement maximal.....	50
Fig.VI.18	Variation de déplacement maximale du disque percer en fonction de temps.....	50
Fig.VI.19	Distribution de la température pour un disque plein.....	52
Fig.VI.20	Température maximale et minimale sur le disque plein.....	52
Fig.21	Augmentation de la température de disque plein au cours du freinage.....	53
Fig.VI.22	Flux de chaleur sur le disque plein.....	53
Fig.VI.23	Zone de flux de chaleur maximale sur le disque plein.....	54
Fig.24	Variation de flux de chaleur en fonction du temps sur le disque plein.....	54
Fig.VI.25	Répartition de la température sur le disque percé.....	55
Fig.VI.26	Température maximale et minimale sur un disque percé.....	55
Fig.VI.27	Variation de la température en fonction du temps pour un disque percé.....	56
Fig.VI28	Répartition de flux de chaleur sur un disque percé.....	56
Fig.VI.29	Zone de flux chaleur maximale pour un disque percé.....	57
Fig.VI.30	Variation de flux chaleur de disque percé en fonction de temps.....	57

Liste des tableaux

Chapitre III

Tableau III.1. Propriétés de la Fonte grise.....34

Tableau III.2 Propriétés du maillage.....35

Tableau III.3 Conditions aux limites thermiques.....39

Chapitre IV

Tableau IV.1 Résumé des résultats de l'analyse structurelle statique.....51

Tableau IV. 2 Résumé des résultats de l'analyse thermique.....58

INTRODUCTION GENERALE

En Algérie l'industrie mécanique, en particulier l'industrie d'automobile, a connu au cours de ces dernières années une amélioration remarquable. Les pouvoirs publics ont bien compris l'importance de lancer cette activité afin de limiter et de réduire la facture de l'importation qui pèse lourde sur le budget de l'État.

Avec le développement de nouvelles technologies dans l'industrie automobile, les véhicules sont devenus de plus en plus performants. Les systèmes de freinage qui a pour rôle de réduire la vitesse ou d'immobiliser le véhicule doivent suivre ce même rythme. Le frein, comme organe majeur de sécurité, suscite constamment un grand intérêt par les ingénieurs. Outre la concurrence dans le domaine de l'automobile de plus en plus rude s'ajoutent les soucis d'efficacité, de fiabilité, de confort, du coût et du délai de fabrication. L'objectif des techniciens est donc de trouver le meilleur compromis entre les exigences de sécurité et les contraintes technico-économiques. Pour pouvoir réaliser une conception optimale, il convient de mettre en œuvre des techniques numériques complétant les études expérimentales.

Dans l'industrie aéronautique et automobile, de nombreuses pièces sont soumises simultanément à des sollicitations thermiques et mécaniques. Les sollicitations thermomécaniques peuvent provoquer des déformations ou des endommagements qui peuvent entraîner l'inefficacité dans le cas du système de freinage. Par exemple, le frottement dans le système de freinage génère de la chaleur dans le disque laquelle peut engendrer des variations des propriétés mécaniques des matériaux de ces organes pouvant résulter en des déformations, vibrations et ruptures (usures et fissures) inacceptables.

Le disque de frein automobile (objet de l'étude) peut subir des dégradations (usures, fissures et déformations) dont l'origine réside dans les sollicitations couplées mécaniques et thermiques (échauffement par frottement). En raison de la complexité du système, des modélisations numériques sont envisageables on se basant sur des hypothèses simplificatrices. Ces simplifications ne permettent qu'une prédiction quantitative approximative de la réponse thermomécanique du disque.

L'objectif de notre travail est de présenter une conception et une analyse numérique d'un frein a disque en utilisant un code commercial de calcul (ANSYS 15.0) pour la prédiction de leur tenue au cours du freinage. Une comparaison est réalisée entre un disque de freinage plein et un disque percé. Les deux disques sont en fonte grise et ils subissent les mêmes sollicitations mécaniques et thermiques.

La présentation de ce travail s'articule autour de quatre chapitres :

Introduction générale

Le chapitre I : présente une étude bibliographique fondée sur les systèmes de freinage, en particulier les freins à disques et leur composition, ainsi que les différents phénomènes thermiques et mécaniques rencontrés.

Le chapitre II : est consacré à la présentation des calculs des éléments de freinage en démarrant du pédalier jusqu'aux disques de freins.

Le chapitre III : porte sur la modélisation numérique du disque de frein plein et percé en utilisant Ansys 15.0.

Le chapitre IV : est consacré à la présentation et à l'interprétation des différents résultats numériques obtenus à l'aide du logiciel de simulation.

A la fin du mémoire, une conclusion générale et des perspectives sont présentées.

I.1-Introduction

Grâce aux progrès technologiques réalisés dans l'industrie du transport, les véhicules sont devenus plus puissants et plus rapides. De ce fait, les systèmes de freinage doivent aussi suivre cette progression pour assurer un fonctionnement adéquat avec les dernières améliorations.

Un frein est un système permettant de ralentir, voire d'immobiliser les pièces d'une machine ou d'un véhicule. Dans le cas de mouvements, la plupart des types de freins transforment l'énergie cinétique en énergie thermique par friction de pièces mobiles sur des pièces fixes. Dans ce chapitre, on présente la théorie des freins et plus particulièrement les freins à disque.

I.2-Théorie des freins :

Le freinage automobile a pour fonction principale de ralentir la vitesse ou d'arrêter le véhicule en fonction des conditions de trafic. Le principe de base qui repose sur ce phénomène est de convertir l'énergie cinétique du véhicule en une énergie thermique / énergie de frottement. La majeure partie de cette énergie est transformée en chaleur à l'aide d'un système de friction. Ce système de friction, qui agit sur les éléments en rotation, est placé dans chaque roue du véhicule. On demande au matériau de friction d'avoir des propriétés constantes malgré l'augmentation de température qu'il peut y avoir au cours du freinage [1]. La figure 1.1 résume la fonction globale d'un système de freinage.

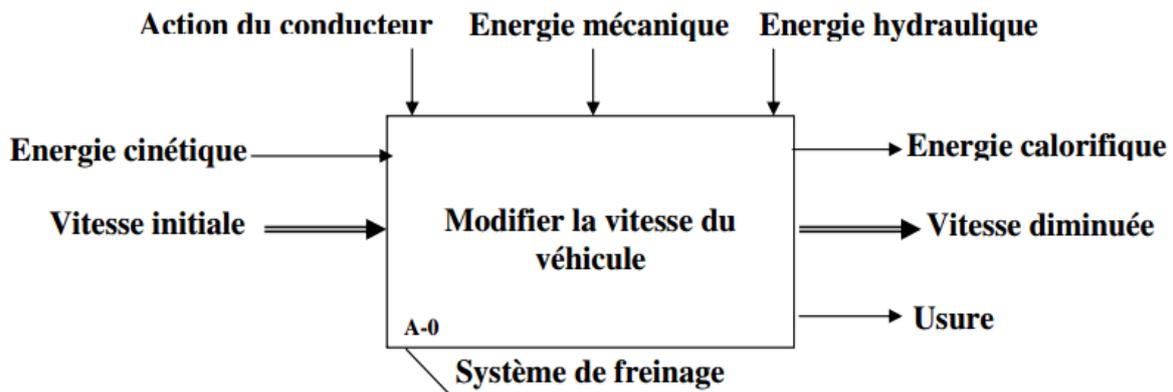


Figure I.1 : schéma de la fonction globale du système de freinage

I.2.1-Freins travaillant par frottement :

Les freins à frottement sont les systèmes de freinage les plus couramment utilisés dans les véhicules commerciaux ou à usage spécial. Ce sont généralement des dispositifs rotatifs avec une surface d'usure rotative comme disque ou tambour et une plaquette de frein fixe ou une

mâchoire. Les configurations les plus connus de ce type de freinage sont les freins à tambour et les freins à disque.

I.2.1.1-Frein à tambour :

Il se compose d'un tambour en fonte solidaire de la roue, de mâchoires solidaires du châssis, garnies d'un matériau à haute résistance au frottement et à l'échauffement et d'un cylindre qui presse les mâchoires contre le tambour (Fig. I.2). Les mâchoires sont en acier recouvert d'une garniture d'un matériau composite ayant un bon coefficient de frottement (0,35 à 0,40) avec le matériau du tambour et s'usant plus vite. L'usure peut être rattrapée par un mécanisme de réglage accessible de l'extérieur (non automatique) [2].

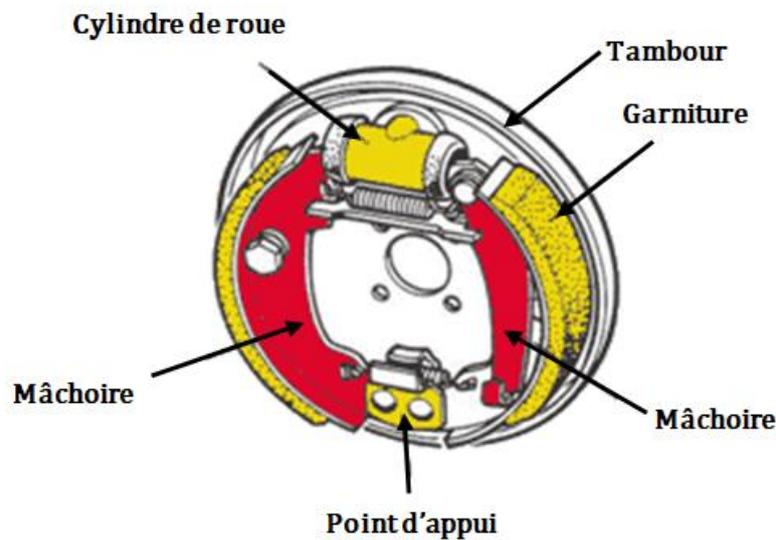


Figure I.2 : Illustration d'un frein à tambour [2].

Le tambour est entraîné par la rotation de la roue. Les mâchoires, situées à l'intérieur de ce tambour, sont liées par un ressort de rappel qui les empêche, quand le conducteur n'appuie pas sur la commande de freinage, d'entrer en contact avec le tambour (Fig. I.3(a)). Ces mâchoires sont recouvertes d'une garniture composée d'un matériau de friction. Une fois que le frein est actionné, le piston vient pousser les mâchoires qui pivotent et entrent ainsi en contact avec le tambour en rotation, ce qui a pour action de ralentir le véhicule (Fig I.3(b)). C'est le ressort de rappel qui, enfin de freinage, permet d'éviter le blocage des roues en décollant les mâchoires du tambour [1].

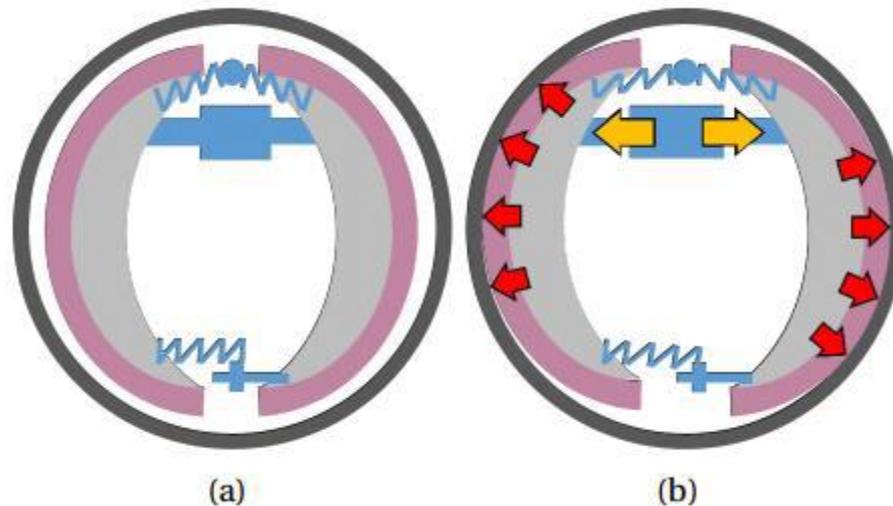


Figure I.3 : Fonctionnement d'un frein à tambour, au repos (a) et lors du freinage (b) [1].

I.2.1.2-Freins à disque :

Le frein à disque est composé d'un disque entraîné par la roue et d'un étrier, solidaire des structures du véhicule et porteur de deux plaquettes frottant sur le disque, poussées par un ou deux pistons à commande hydraulique (Fig. I.4). L'étrier chevauche le disque sur un secteur limité afin de pincer celui-ci pendant la phase de freinage. La partie du disque en dehors de ce secteur est exposée à l'air libre et de ce fait possède de bonnes caractéristiques de refroidissement pendant et après le freinage. S'il est nécessaire d'accroître ces conditions de refroidissement, on peut utiliser des disques ventilés [3].

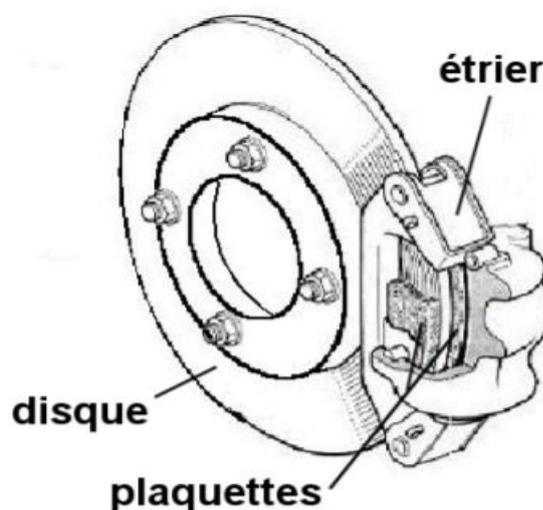


Figure I.4 : Frein à disque [3].

I.3-Frein électromagnétiques :

Comme son nom l'indique, les freins électromagnétiques sont équipés de systèmes dans lesquels un moteur électrique est préinstallé. Par exemple, les automobiles à essence hybride et électrique utilisent un moteur électrique pour recharger les batteries. Ce moteur est à son tour utilisé comme frein régénérateur. Les freins électromagnétiques ralentissent ou arrêtent le mouvement en utilisant une force électromagnétique qui applique une force mécanique de résistance ou de frottement.

Le principe de fonctionnement du frein électromagnétique est basé sur un ralentisseur électrique. Lorsque l'alimentation est coupée et que le frein est mis hors tension, les ressorts du frein exercent une force contre la plaque d'armature, empêchant ainsi le rotor (ou le disque) du frein de tourner. Lorsque la bobine du frein est mise sous tension, un champ magnétique se crée et tire la plaque d'armature à travers l'entrefer jusqu'au boîtier du frein, ce qui libère le rotor du frein et permet à l'arbre du moteur de tourner (Fig. I.5).

Les principales applications de ce type de freinage se trouvent dans les trains, les tramways, les moteurs électriques industriels et les applications robotiques.

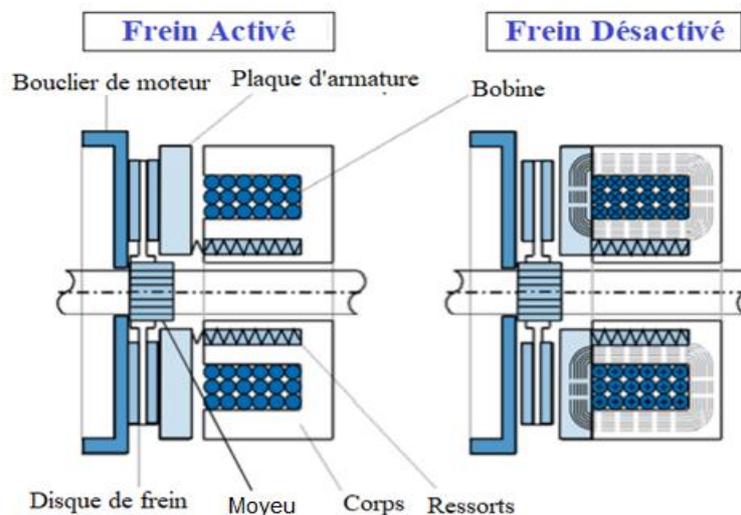


Figure I.5 : Fonctionnement de base d'un frein électromagnétique

I.4- Frein hydraulique :

Un frein hydraulique est un dispositif de freinage qui utilise un fluide appelé le liquide de frein pour son mécanisme de freinage. Contenant typiquement des éthers de glycol ou le diéthylène glycol. Le liquide de frein aide à transférer la pression appliquée par l'opérateur / conducteur sur la pédale de frein au mécanisme de freinage réel qui est situé près des roues du véhicule.

Dans un système de freinage hydraulique, lorsque la pédale de frein est enfoncée, un poussoir exerce une force sur un piston dans le maître-cylindre, provoquant l'écoulement du liquide de frein dans la chambre de pression. Il en résulte une augmentation de la pression de l'ensemble du système hydraulique, ce qui oblige à son tour le fluide à traverser les conduites hydrauliques, qui ne sont que des tuyaux à travers lesquels le fluide peut facilement s'écouler vers un ou plusieurs étriers en fonction de la conception du système de freinage hydraulique. Les étriers sont également conçus de manière à ce qu'une force suffisante soit appliquée aux disques ou aux tambours pour fournir la force de friction requise pour le freinage [4] (figure I.6).

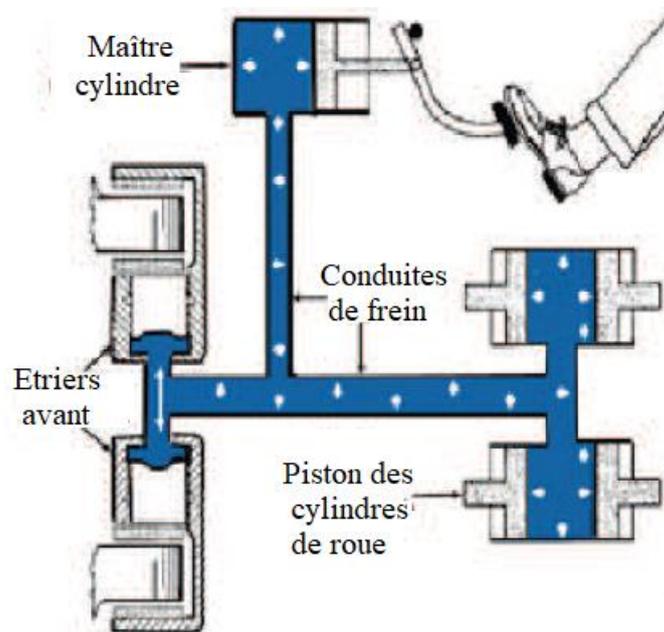


Figure I.6 : Fonctionnement des freins hydrauliques [5]

I.5- Freins par pompage :

Comme son nom l'indique, les freins de pompage sont utilisés lorsqu'une pompe est déjà l'un des composants de l'équipement ou du système de machines. Par exemple, un moteur à piston à combustion interne peut avoir l'alimentation en carburant interrompue, puis les pertes de pompage interne du moteur provoquent un certain freinage. Les freins à pompe transforment les pertes d'énergie en énergie thermique. Parfois, certains freins de pompage peuvent agir comme des freins régénérateurs qui peuvent recharger un réservoir de sécurité appelé accumulateur hydraulique.

I.6-Théorie des freins à disque :

I.6.1-Historique :

Fredrick William Lanchester, un constructeur automobile de Birmingham, a conçu les premiers freins à disque en 1902. Cette première conception, la conception originale, a été réalisée de telle manière qu'il y avait deux disques qui s'appuyaient l'un contre l'autre pour générer un frottement et ralentir un véhicule en mouvement. Ce n'est qu'en 1949 que la production de freins à disque a été incorporée et reconnue par les industries automobiles. Les freins à disque sont un système en deux parties, la première étant l'ensemble disque / rotor et la seconde étant l'étrier de frein. Un ou parfois plusieurs pistons à action hydraulique font partie de l'ensemble d'étriers qui poussent contre l'arrière d'une plaquette de frein, les serrant ainsi autour du disque rotatif ou du rotor des deux côtés. Et naturellement, plus l'action de serrage est forte, plus l'ampleur de la force de frottement est importante, ce qui génère plus de frottement, et plus de chaleur et également, plus le transfert d'énergie cinétique. Par conséquent, la conception du rotor du frein à disque est principalement basée sur ces facteurs cruciaux comme la génération de chaleur, la dissipation de chaleur, la quantité de force appliquée par l'opérateur/le conducteur [5] (Fig.I.7).

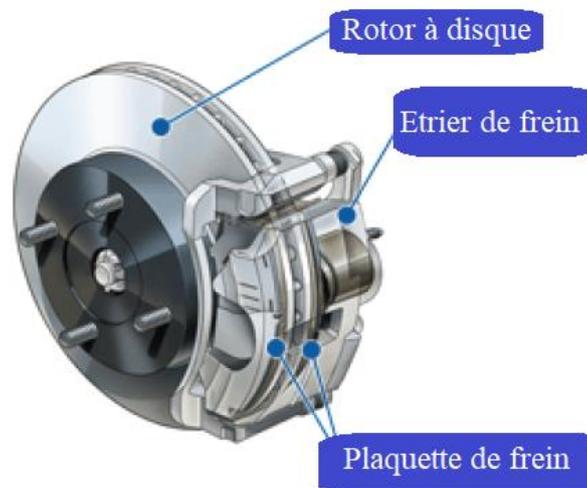


Figure I.7 : Frein à disque et ses composantes [5]

I.4.2-Les Composants d'un frein à disque :

Les principaux composants d'un frein à disque sont :

- Rotor de frein à disque
- Plaquettes de frein
- Etrier, contenant un ou plusieurs pistons

Les plaquettes de frein pressent le rotor monté dans le moyeu du frein en même temps que la roue. Le rotor tourne avec la roue à la même vitesse de rotation que celle de la roue. La force, dans ce cas, des plaquettes est transmise au rotor par l'action hydraulique d'un fluide appelé liquide de frein. Un frottement est créé entre les rotors et les plaquettes, ce qui entraîne une action de ralentissement et l'arrêt du véhicule (Fig. I.8).

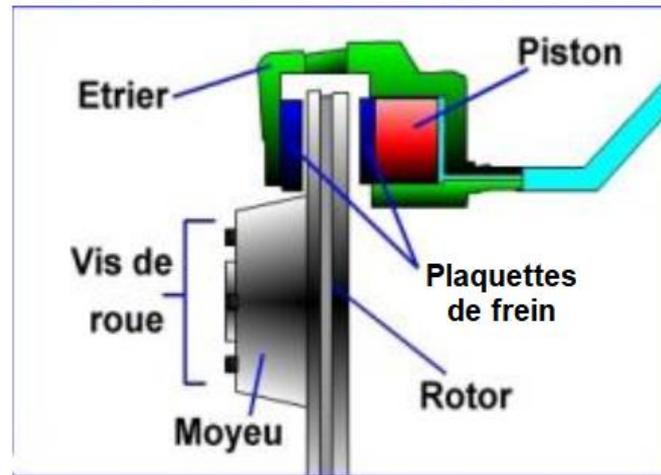


Figure I.8 : Fonctionnement des freins à disque [5]

I.6.2.1-Le disque :

Le disque est constitué d'un anneau plein avec deux pistes de frottement, d'un bol qui est fixé sur le moyeu et sur lequel est fixée la jante et d'un raccordement entre les pistes et le bol. Ce raccordement est nécessaire car l'anneau et la partie du bol qui est fixée au moyeu ne sont pas sur un même plan pour des questions d'encombrement et de logement des plaquettes et de l'étrier. La jonction entre le bol et les pistes est souvent usinée en forme de gorge pour limiter le flux de chaleur issu des pistes vers le bol afin d'éviter un échauffement excessif de la jante et du pneumatique. Les pistes de frottement sont dites extérieures quand elles se situent du côté de la jante et intérieures quand elles se situent du côté de l'essieu [6].

Il existe trois types de disque : les disques pleins, les disques ventilés et les disques percés

a/ Disque plein :

Les disques pleins, de géométrie simple et donc de fabrication simple, sont généralement placés sur l'essieu arrière de la voiture. Ils se composent tout simplement d'une couronne pleine reliée à un "bol" qui est fixé sur le moyeu de la voiture (Fig. I.9) [6].

b/Disque ventilé :

Les disques ventilés, de géométrie plus complexe, sont apparus plus tardivement. Ils se trouvent la plupart du temps sur le train avant. Toutefois, ils sont de plus en plus à l'arrière et

à l'avant des voitures de haut de gamme. Composés de deux couronnes - appelées flasques - séparées par des ailettes (Fig. I.10) [6].



Figure I.9 : Disques pleins [6]



Figure1.10 : Disques ventilés [6]

c/ Disques percés:

Le perçage des disques permet en plus du refroidissement, le nettoyage des disques, (Fig. I.11). Les trous sont plus efficaces avec le temps car ils sont plus ou moins autonettoyants. Mais l'augmentation du nombre de trous réduit la surface de friction, un disque avec une masse insuffisante (diamètre trop petit ou trop fin) a tendance à craqueler et casser [6].



Figure I.11 :disque percé [7]

I.4.2.2-Les plaquettes :

Les plaquettes de frein sont composées d'une plaque en métal relativement rigide sur laquelle est collée une garniture, La garniture est l'élément d'usure d'un système de frein et sa périodicité de changement est plus courte que celle du disque. Elle doit avoir de bonnes

propriétés thermomécaniques et également fournir un coefficient de frottement relativement stable avec la température afin d'assurer un freinage le plus constant possible. Si la rigidité de la garniture est relativement faible, de l'ordre de quelques GPa, la plaque métallique au dos de la garniture se doit d'être relativement rigide d'une part pour transmettre l'effort provenant du piston hydraulique et d'autre part pour répartir la pression le plus uniformément possible sur l'ensemble de la surface de la garniture. Cela permet une usure uniforme de la garniture, rendant le freinage constant au cours du temps et une répartition optimale du flux de chaleur.

Les plaquettes sont les pièces les plus essentielles de l'étrier, elles assurent le pincement du disque et de ce fait l'arrêt du véhicule. Elles doivent supporter des températures importantes liées aux frottements contre le disque (ces températures peuvent atteindre les 800°C) [6]. (Fig.I.12).



Figure. I.12 : Plaquettes de frein [7]

I.4.2.3-Les étriers des freins à disque :

L'étrier est une pièce rigide solidaire de l'essieu, il coiffe le disque sur une portion d'arc. Il porte de part et d'autre du disque un élément de friction communément appelé "plaquette de frein" dont la poussée contre le disque peut être obtenue suivant deux principes :

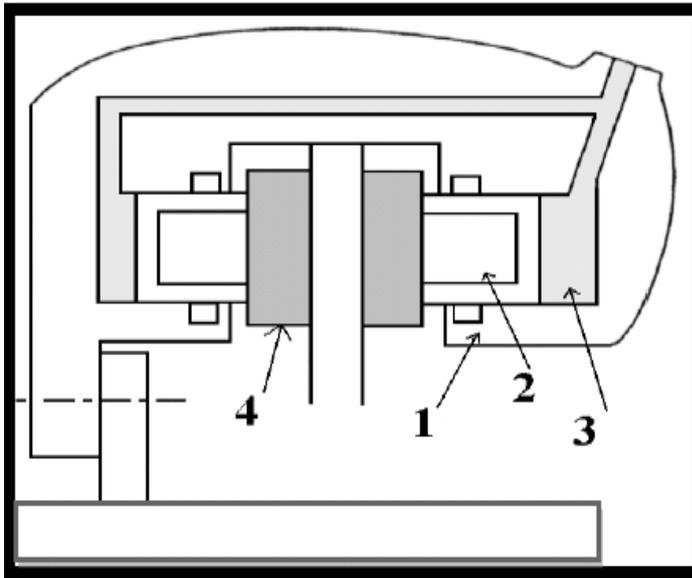
- Étrier fixe à pistons opposés.
- Étrier flottant à deux pistons ou à piston unique.

L'étrier constitue la terminaison de la commande hydraulique du frein à disque. Il comprend le système cylindre / piston qui actionne les plaquettes de frein.

➤ Frein à étrier fixe

Un étrier fixe (FigI.13) se compose au minimum de deux pistons alors qu'il n'en faut qu'un pour un étrier flottant. Pour un étrier fixe, un piston est placé de chaque côté du disque, au dos de chacune des plaquettes, intérieure comme extérieure. Lorsque le conducteur freine, chaque piston pousse alors la plaquette qui lui est associée contre la surface du disque en

rotation. L'étrier est lui fixe et ne sert que de guide à la translation du piston et des plaquettes [1].



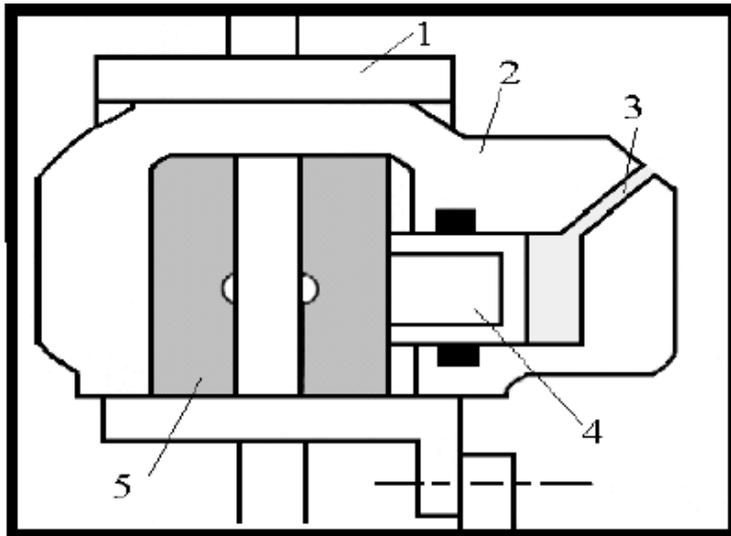
1. Etrier
2. Cylindre
3. Liquide de frein
4. Plaquette

Figure I.13 : Fonction d'étrier fixe [3]

➤ Frein à étrier flottant

Dans le cas de l'étrier flottant (fig. I.14). Un seul piston est nécessaire du côté intérieur du système. La plaquette extérieure est alors plaquée contre le disque par le coulissement de l'étrier dans un porte étrier. Quand la pression est appliquée, le piston avance et vient pousser la plaquette intérieure contre le disque. Quand la plaquette intérieure est en contact avec le disque, l'effort de réaction appliqué à l'étrier le fait coulisser dans la direction opposée au mouvement de la plaquette, de sorte qu'il vient également déplacer la plaquette extérieure contre le disque. Cette conception a l'avantage d'être plus légère et moins coûteuse, ce qui en fait la solution la plus répandue dans l'industrie automobile.

Cela dit, les véhicules nécessitant de hautes performances de freinage, notamment en sport automobile, sont eux équipés de systèmes à étrier fixe possédant plusieurs pistons par plaquettes [1].



1. Chape
2. Etrier flottant
3. Liquide de frein
4. Cylindre
5. Plaquette

Figure I.14 Fonction d'étrier flottant [3]

I.5-Sollicitations thermomécaniques :

L'analyse bibliographique des phénomènes de freinage montre que la principale sollicitation vient des fortes variations de température induites par le frottement des plaquettes contre le disque. En effet, la température peut varier de 20° C à plus de 700° C en quelques secondes seulement. Ces brusques variations ne permettent pas à la température de s'homogénéiser. De ce fait, le disque est le lieu de très forts gradients thermiques dans l'épaisseur des pistes de frottement, mais aussi dans la direction circumférentielle. Ces derniers gradients sont dus au fait que le flux de chaleur qui entre dans le disque est localisé sous les plaquettes de frein et que le disque tourne. Parfois, il apparaît ce qu'on appelle des points chauds, ce sont des zones circulaires régulièrement espacées sur les pistes où la température est localement plus élevée. Soumis à de tels cycles thermiques, le disque subit des déformations anélastiques (plastiques voire même viscoplastiques) qui sont elles aussi homogènes dans la pièce.

I.5.1-Phénomènes thermiques dans le disque :

Lors de la phase de freinage, il existe des gradients thermiques qui apparaissent dans le disque qui causent son endommagement. En effet, le disque tend à se dilater dans les zones chaudes, mais il est finalement "maintenu" par les zones froides. Cela donne lieu à des contraintes de compression avec plastification. Lors du refroidissement, il y a apparition de contraintes résiduelles de traction. Le disque subit donc des cycles de contraintes traction/compression qui s'apparentent à des cycles de fatigue thermique.

I.5.2-Phénomènes mécaniques dans le disque :

Les phénomènes mécaniques peuvent être classés en trois catégories :

- Le chargement (pression et couple), les conditions aux limites (serrage du disque sur le moyeu, contact avec la jante, présence de l'étrier) et la géométrie du disque qui donnent la déformation globale du disque
- Le contact entre le disque et les plaquettes
- L'usure

I.5.3-Problèmes rencontrés des freins à disque

Les observations expérimentales permettent d'établir la liste des endommagements, certains sont détectés lors d'essais sur banc, d'autres peuvent se manifester au cours de l'utilisation du véhicule.

I.5.3.1-La fissuration

La fissuration des disques de freins (Figure I.15) se produit souvent sur les disques à causes des fortes températures que les disques atteignent pendant les opérations de freinages. Lors du freinage le disque de frein subit une forte variation de la température induite par le frottement avec les plaquettes, la température peut varier de 20°C à plus de 700°C en l'espace de quelques secondes [7]. Ces variations abruptes ne permettent pas à la température de s'homogénéiser ce qui conduit à des fissurations et d'autres anomalies. Souvent aussi des ramifications de fissures minimes apparaissent sur le disque, on parle alors de faïençage thermique (Figure I.16).

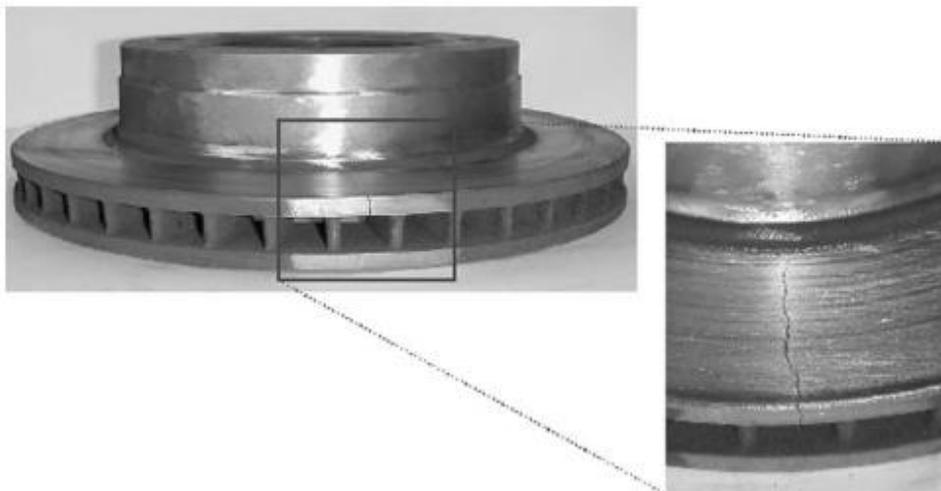


Figure I.15 : Fissure radiale visible, qui se propage le long de la piste de frottement [8]



Figure I.16: Ramification de fissure, phénomène appelé faïençage [7]

La région de la gorge du bol (Figure I.17) est aussi très sévèrement sollicitée. En effet, le disque tend à se mettre en cône à cause des dilatations des pistes chaudes, mais ce déplacement est retenu par la présence du bol qui est moins chaud et par celle de l'étrier. De ce fait, de grandes concentrations de contraintes naissent dans cette zone. Lors d'essais très sévères sur banc dynamométrique, on peut parfois voir apparaître une fissure circonférentielle (du côté externe et/ou du côté interne du disque) qui se propage et provoque la rupture brutale du bol.[9]



Figure I.17 : Rupture dans la gorge du bol [9]

I.5.3.2-La corrosion

Les surfaces de frottement des disques de frein peuvent présenter une formation importante de rouille (Fig. I.18), par l'effet des agents environnementaux par exemple l'humidité, atmosphère salée. Les disques peuvent être protégés par des revêtements des surfaces de contact. [10]



Figure I.18 : Disque de frein rouillé [11]

I.5.3.3-L'usure des disques de freins

L'usure des disques de freins est le problème majeur que rencontrent les ingénieurs (Fig. I.19). Les disques de frein doivent à la fois supporter les fortes variations de températures et aussi résister aux fortes sollicitations mécaniques, c'est pour cela qu'ils sont généralement fabriqués à base de matériaux avec un bon comportement thermomécanique, ajoute à cela le paramètre coût, il faut qu'ils soient rentables. La fonte grise à graphites lamellaires est communément le matériau le plus utilisé pour fabriquer les disques de frein pour le secteur automobile, justement à cause de sa haute résistance à l'usure et cela en ajoutant une riche plage d'additives qui peuvent être incorporés, ce qui nous permet de jouer sur les différentes caractéristiques thermomécaniques du matériau [7].



Figure I.19 : Usure des pistes de disque [9]

I.6-Conclusion :

Ce chapitre a permis de montrer les principales technologies des systèmes de freinage ainsi que les théories des freins à disque. Les différents types et les composantes de frein à disque sont exposés. Plusieurs phénomènes sont observés lors du fonctionnement d'un frein à disque. Ces phénomènes sont liés au frottement, qui engendre des sollicitations thermomécaniques, l'influence de ces sollicitations sur le disque de frein sera l'objet de cette étude.

II.1-Objectifs

L'objectif du présent travail est de concevoir et d'analyser des rotors à disques en fonte grise. L'analyse comporte les calculs du pédalier jusqu'aux disques de freins, en passant par les maîtres-cylindres, le circuit de liquide de freinage et les étriers. Plusieurs contraintes sont à considérer, notamment le poids, le coût, les caractéristiques thermiques, l'espace ainsi que la durabilité des pièces qui composent le système.

II.2-Circuit de freinage :

Dans notre circuit de freinage, les deux lignes indépendantes du maître-cylindre sont actionnées par une seule pédale pour bloquer efficacement les deux roues avant (Fig. II.1).

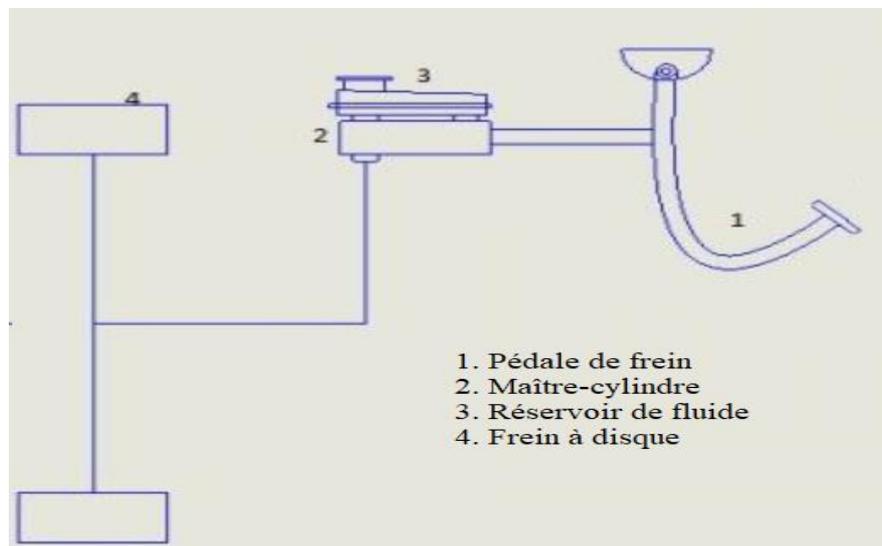


Figure II.1 : Circuit de freinage

II.3-Eléments de calcul

II.3.1- La pédale de frein

La pédale de frein existe pour multiplier la force exercée par le pied du conducteur. D'après les lois de la statique élémentaire, l'augmentation de la force sera égale à la force appliquée par le conducteur multipliée par le rapport de levier de l'ensemble pédale de frein (Fig. II.2).

$$F_p = F_d \cdot \frac{L_1}{L_2}$$

Avec :

F_p est la force de sortie de l'ensemble pédale de frein.

F_d est la force appliquée au pédalier par le conducteur = 370 N.

L_1 est la distance entre le pivot de la pédale de frein et le centre du coussin de pression sur lequel le pied du conducteur agit.

L_2 est la distance entre le pivot de la pédale de frein et l'axe de la chape où se trouve la tige de poussée.

Plusieurs constructeurs adoptent un rapport entre L_1 et L_2 égale à 4.

$$\frac{L_1}{L_2} = 4$$

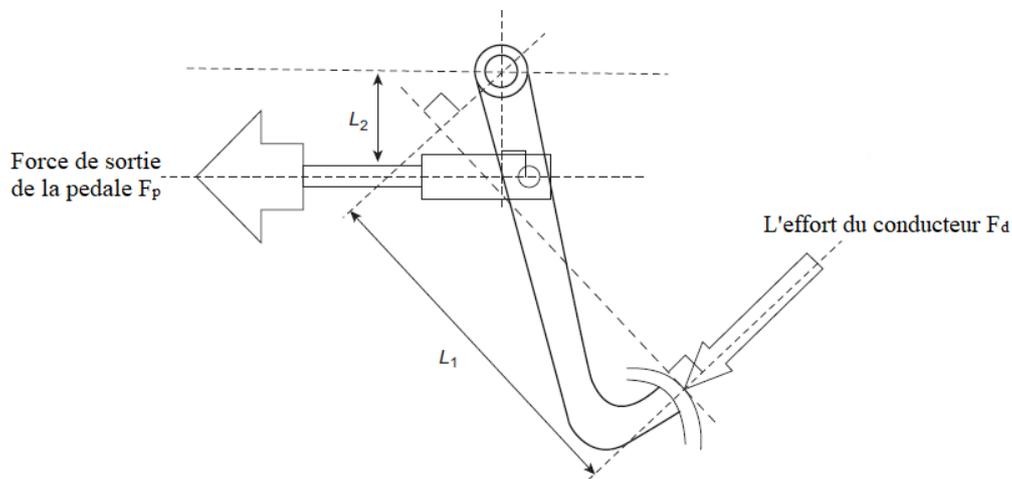


Figure II.2 : Pédale de frein

$$F_p = 370 \times 4$$

$$F_p = 1480 \text{ N}$$

Donc : la force de sortie de l'ensemble de pédale de frein est $F_p=1480 \text{ N}$

II.3.2-Pression dans le maître-cylindre :

La fonction d'un maître-cylindre est de transformer la force de la pédale de frein en une pression d'un liquide hydraulique (Fig. II.3). En supposant des liquides incompressibles et des réservoirs hydrauliques infiniment rigides, la pression générée par le maître-cylindre sera égale à :

$$P_{mc} = \frac{F_p}{A_{mc}}$$

P_{mc} : Pression hydraulique générée par le maitre cylindre

A_{mc} : Surface du maître-cylindre

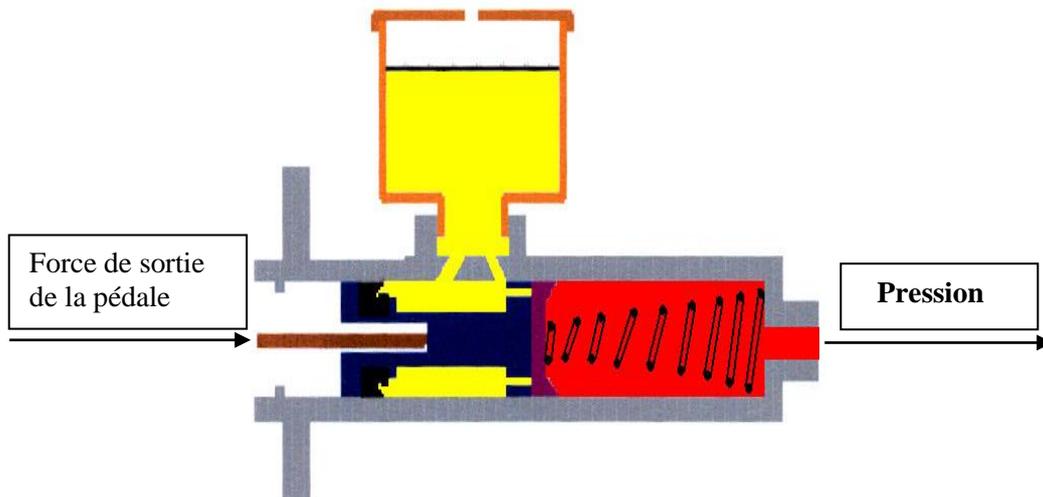


Figure II.3 : Maître-cylindre

Connaissant la force exercée par la pédale de frein sur la tige du maître-cylindre, on est en mesure de calculer la pression dans le système de freinage en utilisant la surface effective du piston hydraulique du maître-cylindre : $A_{mc} = 285 \text{ mm}^2$

$$P_{mc} = \frac{F_p}{A_{mc}}$$

$$P_{mc} = \frac{1480}{285} = 5.19 \text{ Mpa}$$

II.3.3- Liquide de frein, conduites et flexibles de frein :

La transmission de la pression du liquide hydraulique du maître-cylindre à l'étrier situé aux extrémités des roues est assurée par le liquide de frein à travers les conduites de freins et les flexibles. Cependant, en supposant encore une fois des liquides incompressibles et des réservoirs hydrauliques infiniment rigides, la pression transmise aux étriers sera égale :

$$P_{étr} = P_{mc}$$

Où, $P_{étr}$ est la pression hydraulique transmise à l'étrier

$$P_{étr} = P_{mc} = 5.19 \text{ Mpa}$$

II.3.4-L'étrier :

Lorsqu'il est question des étriers, il faut retenir qu'il est primordial de connaître la force de serrage qu'ils doivent exercer sur les disques afin d'immobiliser complètement le véhicule ou de le faire ralentir jusqu'à une vitesse donnée. C'est la première responsabilité fonctionnelle de l'étrier de transférer la pression du fluide hydraulique dans les tuyaux et les flexibles en une force mécanique linéaire. Encore une fois en supposant des liquides incompressibles et les réservoirs hydrauliques infiniment rigides, la force mécanique linéaire unilatérale générée par l'étrier sera égal à:

$$F_{étr} = P_{étr} \times A_{étr}$$

Avec :

$F_{étr}$: Force mécanique linéaire unilatérale générée par l'étrier.

$A_{étr}$: Surface effective du piston hydraulique de l'étrier se trouvant sur la moitié du corps de l'étrier : $A_{étr} = 706,8 \text{ mm}^2$

Alors : $F_{étr} = 5,19 \times 706,8 = 3668,3 \text{ N}$

La quantité de force appliquée à la surface d'un rotor est appelée force de serrage. La deuxième fonction de l'étrier est de réagir à la force mécanique linéaire unilatérale de telle sorte qu'une force de serrage est générée entre les deux moitiés du corps de l'étrier. Quelle que soit la conception de l'étrier (corps fixe ou corps flottant), la force de serrage sera égale, en théorie, au double de la force mécanique linéaire comme suit:

$$F_{serr} = F_{étr} \times 2$$

où,

F_{serr} est la force de serrage générée par l'étrier.

$F_{serr} = 3668,3 \times 2 = 7336,6 \text{ N}$

II.3.5-Les plaquettes de frein :

Les plaquettes de frein généreront une force de frottement qui s'oppose à la rotation de l'ensemble rotor tournant. Cette force de frottement est liée à la force de serrage de l'étrier comme suit :

$$F_{frottement} = F_{serr} \times \mu_{pf}$$

Où,

$F_{frottement}$ est la force de frottement générée par les plaquettes de frein s'opposant à la rotation du rotor.

μ_{pf} est le coefficient de frottement entre la plaquette de frein et le rotor. (Selon le matériau utilisé).

On prend une valeur $\mu_{pf} = 0,4$

$$F_{frottement} = 7336,6 \times 0,4 = 2934,64 \text{ N}$$

II.3.6-Le rotor

En général, les rotors sont ventilés pour faciliter le refroidissement et maintenir un freinage constant et une surchauffe limitée. Il est de la responsabilité fonctionnelle du rotor de générer un couple de ralentissement en fonction de la force de frottement des plaquettes de frein. Ce couple est lié à la force de frottement des plaquettes de frein comme suit:

$$Cr = F_{frottement} \times R_{eff}$$

où,

Cr est le couple généré par le rotor.

R_{eff} est le rayon effectif (bras de moment effectif) du rotor (mesuré du centre de rotation du rotor au centre de pression des pistons de l'étrier).

Avec un rayon effectif du rotor $R_{eff} = 0,1575 \text{ m}$.

Le couple généré par le rotor lors du freinage sera égale à :

$$Cr = 2934,64 \times 0,1575 = 462,2 \text{ Nm}$$

Ainsi, le rayon effectif du rotor est de 0,1575 mètre ou 157,5 mm. Le diamètre effectif est de 315 mm. Sur la base de ce diamètre effectif, on prend un diamètre extérieur du disque qui vaut 398 mm et un diamètre intérieur de 108 mm.

II.3.7- La décélération du véhicule :

Elle exprime la variation de la vitesse d'un mouvement uniformément ralenti donc une diminution de vitesse par unité de temps. La décélération a la même unité que l'accélération c'est-à-dire m/s^2 . Pour calculer la décélération (γ), on utilise la formule du mouvement rectiligne uniformément accéléré suivante :

$$v_f^2 = v_0^2 + 2 \gamma D_f \quad \Longrightarrow \quad \gamma = \frac{v_f^2 - v_0^2}{2D_f}$$

Avec :

γ : La décélération du véhicule (m/s^2)

v_f : Vitesse finale de véhicule (m/s)

v_0 : vitesse maximale du véhicule (m/s)

D_f : Distance de freinage (m)

On calcul la décélération du véhicule à partir des données suivantes :

$$V_f = 0, V_0 = 80 \text{ km/h} = 22.22 \text{ m/s} \text{ et } D_f = 11,69 \text{ m}$$

$$\gamma = \frac{0^2 - 22,22^2}{2(11.69)} = 21,11 \text{ m/s}^2$$

II.3.8-Force totale de freinage :

La force totale de freinage est exprimée par :

$$F = M \cdot \gamma$$

Avec :

F : force totale de freinage (N)

γ : décélération (m/s^2)

M : masse totale de véhicule = 1350 Kg

$$F = 1350 \cdot 21,11 = 28498,5 \text{ N}$$

La force de freinage est générée dans les 4 roues du véhicule, alors la relation de couple de freinage :

$$C_f = \frac{F}{4} \cdot R_{pneu}$$

Avec :

C_f : Couple de freinage

R_{pneu} : Rayon de pneu

$$C_f = \frac{28498,5}{4} \cdot 0,2921 = 7\,124,62 \text{ N.m}$$

II.3.9-Énergie Cinétique (E_c) :

L'énergie cinétique se définit comme la quantité d'énergie acquise par une masse en mouvement. Autrement dit, stopper une masse revient à supprimer son énergie cinétique. Un véhicule en mouvement possède une énergie cinétique proportionnelle :

$$E_c = 1/2 M v^2$$

Avec :

M : masse totale de véhicule (kg)

v : vitesse maximale du véhicule (m/s)

$$E_c = 1/2 \cdot 1350 \cdot 22,22^2 = 333\,266,67 \text{ J}$$

L'énergie (chaleur de freinage totale) requise pour le véhicule est égale à l'énergie cinétique totale générée par le véhicule, Ainsi la chaleur (Q) générée,

$$Q_g = 333\,266,67 \text{ J}$$

Cette chaleur sera répartie dans les 4 roues de la voiture, donc également répartis dans les 4 rotors. Donc, chaleur générée dans un rotor :

$$Q_g = 333\,266,67 / 4 = 83\,316,66 \text{ J}$$

II.3.10-Durée du freinage(t_s) :

C'est le temps entre le moment où le conducteur commence à appuyer sur le frein à l'arrêt total du véhicule, la durée du freinage est exprimée par :

$$t = \frac{v}{\gamma}$$

Avec :

v : vitesse maximale du véhicule (m/s)

γ : décélération (m/s^2)

$$t = \frac{22,22}{21,11} = 1,05 \text{ s}$$

II.3.11-puissance moyenne (P) :

La puissance générée dans un rotor

$$P = \frac{Q_g}{t}$$

$$P = \frac{83\,316,66}{1,05} = 79\,349,20 \text{ W}$$

II.3.12-Flux de chaleur dissipée (q)

Un système de freinage a pour fonction principale de transformer une énergie mécanique en une énergie calorifique. Cette énergie se caractérise par un échauffement global du disque et des plaquettes lors d'une phase de freinage. Il est d'autant plus intéressant de simuler ce phénomène à plusieurs titres. Pour cela et afin de modéliser ce problème précisément, nous nous intéressons dans cette partie par le calcul du flux de chaleur initial entrant dans le disque au niveau de la zone de contact, la relation de flux de chaleur :

$$q = \frac{4.p}{\pi.(D^2-d^2)}$$

Avec :

p : puissance moyenne (W)

D : diamètre extérieur de disque (m)

d : diamètre intérieur du disque (m)

$$q = \frac{4.79\,349,20}{\pi.(0,398^2-0,108^2)} = 689\,993,04 \text{ W/m}^2$$

II.3.13-Température maximale atteinte lors d'un seul arrêt (au premier arrêt)

La température maximale est exprimée par :

$$T_{max} = \frac{0,527 . q . \sqrt{t}}{\sqrt{c.k.\rho}} + T_{amb}$$

Avec :

q : flux de chaleur (W/m^2)

t : durée du freinage (s)

ρ : Densité du matériau du disque (kg/m^3)

c : capacité de chaleur spécifique du disque (J/kg/k)

T_{amb} : température ambiante ($^\circ\text{C}$)

$$T_{\max} = \frac{0,52 \cdot q \cdot \sqrt{t}}{\sqrt{c \cdot k \cdot \rho}} + T_{\text{amb}} = \frac{0,527 \cdot 689 \cdot 993,04 \sqrt{1,05}}{\sqrt{7200 \cdot 586 \cdot 54}} + 300 = 324,68 \text{ K} = 52 \text{ °C}$$

II.4-Coefficient de transfert de chaleur (h) :

Nous considérons la température de déformation de la fonte grise pour calculer la température du film, en supposant que la température ambiante ou environnante est de 300 K. La température de déformation est la température à laquelle commence la déformation et elle est numériquement égale à 70% de la température de fusion du métal [5].

T_{fusion} pour la fonte grise = 1538°C.

$T_{\text{déformation}}$ pour la fonte grise = 70% de 1538°C

$T_{\text{déformation}}$ pour la fonte grise = 1077°C = 1350 K

Température ambiante = $T_{\text{amb}} = 300 \text{ K}$.

Température du film = $(T_{\text{déformation}} + T_{\text{amb}})/2$

Température du film = 825 K

Ainsi, pour les calculs requis pour le coefficient de transfert thermique à la température du film, les propriétés de l'air à cette température du film, 825 K ou environ 552°C seront prises en compte. Les propriétés requises de l'air sont résumées dans le tableau 2 ci-dessous.

Température (T) (°C)	552
Densité ρ [kg/m ³]	0,430
Viscosité dynamique (μ) (Ns/m ²)	37,66 x 10 ⁻⁶
Diffusivité Thermique (a) (m ² /s)	126.96 x 10 ⁻⁶
Nombre de Prantdl (Pr)	0.693
Chaleur spécifique (Cp) (J/kg-K)	1103,5
Conductivité thermique (k) (W / m-K)	0,059835

Tableau II.2 : Propriétés de l'air à 552°C

L'expression du coefficient de transfert de chaleur est donnée par :

$$h = \frac{Nu \cdot K}{D}$$

Avec :

h : coefficient de transfert de chaleur (W/m². K)

Nu : nombre de Nusselt

K : Conductivité thermique (W / m-K)

D : diamètre extérieur de disque

Pour calculer le coefficient de transfert de chaleur, on doit déterminer les nombres caractéristiques suivants :

- ✓ **Nombre de Reynold (Re)** : Ce nombre joue un rôle fondamental dans la caractérisation de l'écoulement, il est défini par l'expression suivante :

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

Avec :

ρ : Densité (kg/m³)

v : vitesse maximale du véhicule (m/s)

D : diamètre de disque

μ : Viscosité dynamique (Ns/m²)

$$Re = \frac{(22,22 \cdot 0,430 \cdot 0,398)}{37,66 \cdot 10^{-6}} = 100975,32$$

- ✓ **Nombre de Prandtl (Pr)** : Le nombre de Prandtl, Pr, est un paramètre sans dimension représentant le rapport entre la diffusion de la quantité de mouvement et la diffusion de la chaleur dans un fluide. Le nombre de Prandtl est une caractéristique du fluide uniquement :

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{K}$$

Avec :

Cp : Chaleur spécifique (J/kg-K)

μ : Viscosité dynamique (Ns/m²)

K : Conductivité thermique (W / m-K)

$$Pr = \frac{37,6610^{-6} \cdot 1103,5}{0,059835} = 0,693$$

- ✓ **Nombre de Nusselt (Nu)** : est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé transfert convectif. Il est défini par :

$$Nu = 0,02664 Re^{0,805} Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0,0266 \cdot 100975,32^{0,805} \cdot 0,694^{1/3} = 251,42$$

La valeur du coefficient de transfert de chaleur est donc :

$$h = \frac{251,42.0,059835}{0,398} = 37,79 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Conclusion

Ce chapitre montre que les calculs de conception des éléments de frein à disque (pédale, maître-cylindre, l'étrier, les plaquettes et le rotor). Le processus de freinage d'un véhicule léger utilisant le frein à disque montre un flux de chaleur ainsi qu'une température élevée en très peu de temps apparaissent dans le disque de frein, et c'est ce que nous montrerons dans les chapitres suivants à l'aide de logicielle Ansys v15.0.

III.1-Introduction

Un système de freinage a pour fonction principale de transformer une énergie mécanique en une énergie thermique. Cette énergie se caractérise par un échauffement du disque et des plaquettes lors de la phase de freinage. La modélisation du comportement thermomécanique de l'ensemble disque-plaquettes permet d'analyser l'évolution et la répartition des contraintes et des températures au niveau des zones de contact. Grâce aux résultats obtenus à partir du modèle développé, il devient possible d'optimiser le système. La modélisation des écoulements et des échanges de chaleur permet de comprendre et de quantifier les phénomènes physiques sans avoir recours à des essais expérimentaux.

Dans cette étude, la modélisation du disque de frein est réalisée en utilisant le logiciel d'éléments finis Multiphasiques ANSYS 15.0. Le type d'analyse choisi est un couplage d'une étude structurale statique avec une étude thermique.

III.2-Analyse par éléments finis :

La méthode des éléments finis est un outil puissant pour obtenir la solution d'un large éventail de problèmes d'ingénierie. La méthode est généralement suffisante pour traiter toutes formes ou géométries complexes, pour tout matériau dans différentes conditions limite et de chargement. La méthode des éléments finis est un outil de modélisation mathématique impliquant la discrétisation d'un domaine continu à l'aide d'entités appelées éléments finis, connectées entre elles par des nœuds. Ce processus comprend la modélisation par éléments finis et l'analyse par éléments finis. Dans la méthode des éléments finis basée sur le déplacement, la rigidité de l'ensemble de la structure (partie ou assemblage) est assemblée à partir de la rigidité des éléments individuels. Les charges et les conditions aux limites sont appliquées aux nœuds et les ensembles résultants des équations simultanées sont résolus en utilisant des méthodes matricielles et des techniques numériques.

ANSYS est un logiciel d'analyse par éléments finis (AEF) à usage général. Le logiciel met en œuvre des équations qui régissent le comportement de ces éléments et permet de résoudre ces équations, créant ainsi une explication complète de la façon dont le système agit dans son ensemble. Ces résultats peuvent ensuite être présentés sous forme de tableaux ou de graphiques. Ce type d'analyse est généralement utilisé pour la conception et l'optimisation d'un système trop complexe pour être analysé à la main.

III.3-Procédure d'analyse générale dans ANSYS

En pratique, une analyse par le logiciel ANSYS comprend généralement trois étapes principales

III.3.1. Prétraitement : Le modèle est mis en place dans le préprocesseur. Il comprend un certain nombre d'étapes et se déroule généralement dans l'ordre suivant :

- **Création de la géométrie** : La modélisation de la géométrie dans l'environnement ANSYS Workbench est hautement automatisée et offre également aux utilisateurs la possibilité de la personnaliser en fonction du type d'analyse ou d'application. Le logiciel ANSYS Design Modeler paramétrique peut être utilisé pour créer une nouvelle géométrie paramétrique ou pour préparer une géométrie CAO existante pour l'analyse. ANSYS Design Modeler fournit des fonctions de modélisation uniques pour la simulation qui comprennent la création de géométrie paramétrique, la création de modèles conceptuels, la modification de la géométrie CAO et plusieurs outils personnalisés conçus pour l'écoulement des fluides, les analyses structurelles et autres types d'analyses. ANSYS DesignModeler utilise une approche de croquis et d'extrusion pour créer une géométrie paramétrique. Il offre des fonctions d'extrusion, de rotation, de balayage, de chanfrein et d'autres fonctions de création de géométrie standard pour créer des modèles entièrement paramétriques. De plus, il prend en charge les primitives et les opérations booléennes pour créer une nouvelle géométrie ou ajouter une géométrie complémentaire à un modèle existant.
- **Sélection du matériau** : Dans cette étape, les matériaux utilisés pour l'analyse sont sélectionnés, l'utilisateur peut modifier et ajouter les propriétés des matériaux utilisés. Le logiciel ANSYS contient une bibliothèque dans laquelle on trouve différents matériaux utilisés dans la conception mécanique.
- **Maillage** : ANSYS effectue un maillage automatique (par défaut). Si on aurait besoin de le raffiner, on doit intervenir dans le changement des paramètres choisis par défaut. Il appartient à l'utilisateur de créer un maillage capable de générer des résultats avec un degré de précision suffisant.
- **Chargement et conditions aux limites** : Une fois le modèle d'éléments finis terminé, il faut appliquer des contraintes et des charges au modèle. Les conditions limites sont généralement appliquées sur des nœuds ou des éléments. L'utilisateur peut définir les contraintes et les charges de différentes manières. Le logiciel permet à l'utilisateur de choisir les cas de charge souhaités.

III.3.2-Analyse : Une fois le problème est défini, le logiciel commence la résolution. Le choix d'un résultat parmi tant d'autres obtenus se fait selon le besoin de l'étude à effectuer.

III.3.3-Post-traitement : Cette étape permet de visualiser les résultats et de dresser la liste des résultats. Si vous préférez des listes sous forme de tableaux ou des impressions de fichiers, c'est possible.

III.4-Modélisation des rotors de frein

III.4.1-Création de la géométrie

Afin d'obtenir un modèle 3D du rotor de frein à disque, une esquisse 2D a été initialement préparé à partir de l'outil esquisse dans le logiciel de modélisation (DesignModeler). deux disques rotors ont été préparés pour comparer leurs résultats. Un disque plein normal, non ventilé et un disque percé de même dimensions circulaires et de même épaisseur. On présente ci-dessous les illustrations des étapes suivies dans la conception des disques (Figures III.1-III.6).

- Création de l'esquisse en 2D d'une demi vue du disque

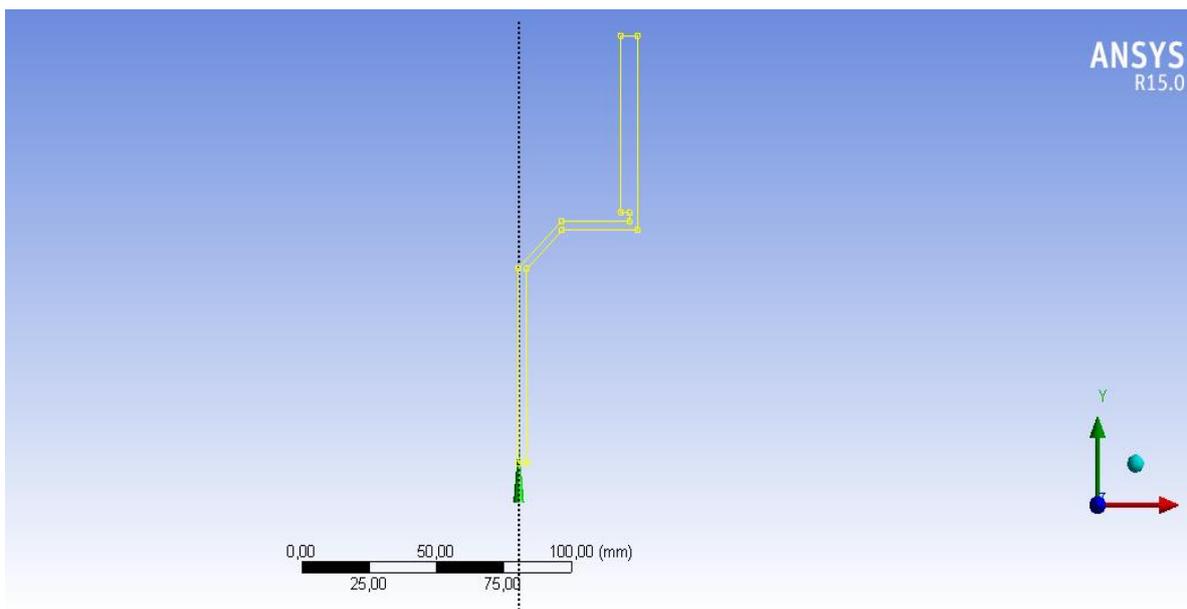


Figure III.1 : Esquisse en 2D

- A partir de la fonction révolution par rapport à l'axe de rotation, création de la totalité du disque.

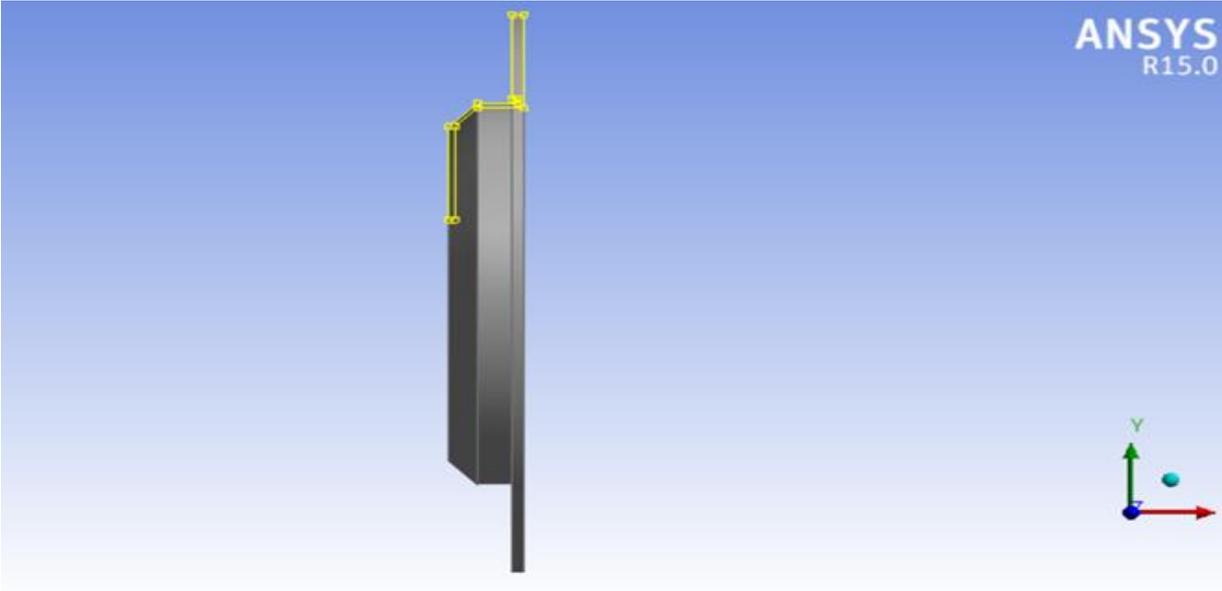


Figure III.2 : disque en 3D

➤ Création des trous des boulons de fixation (d=13mm)

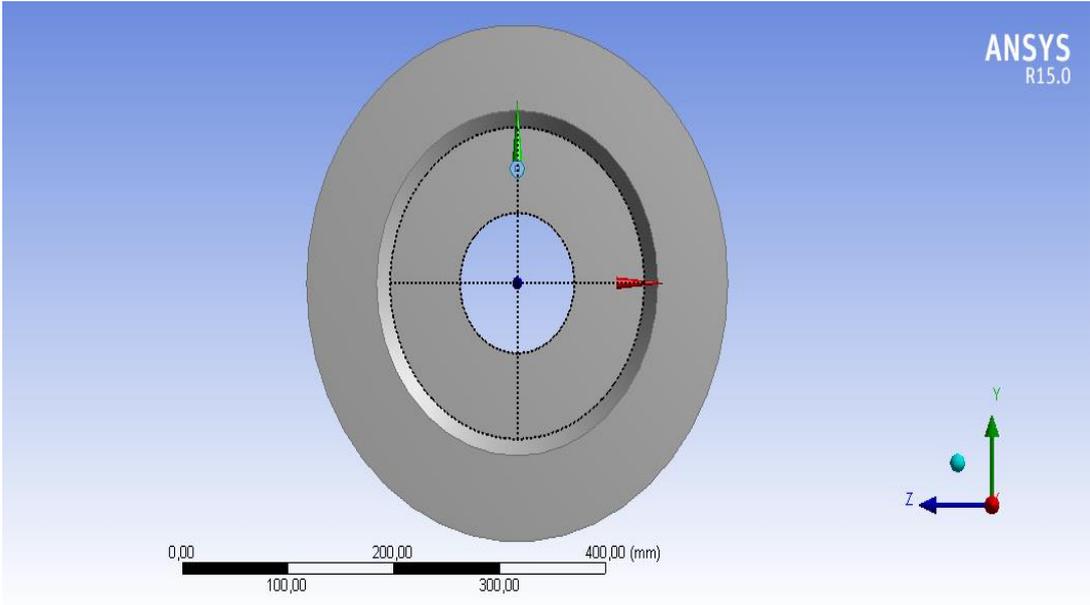


Figure III.3: Disque plein avec un trou

- Disque plein final

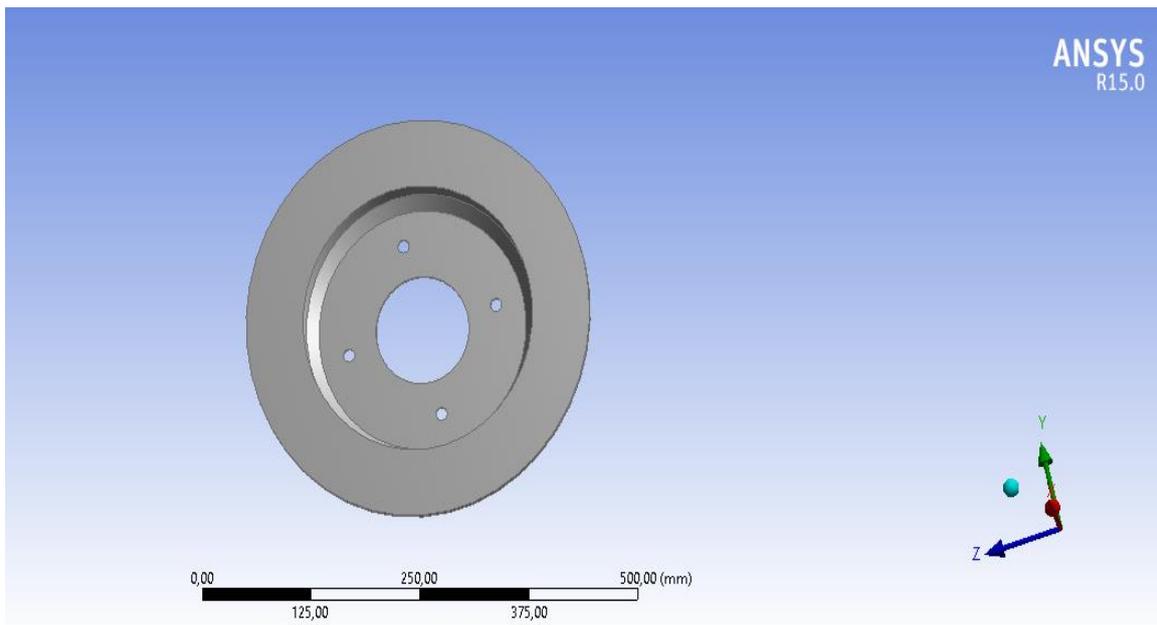


Figure III.4 : disque plein final

- Conception du disque percé par la réalisation des trous sur la surface d'un disque plein.

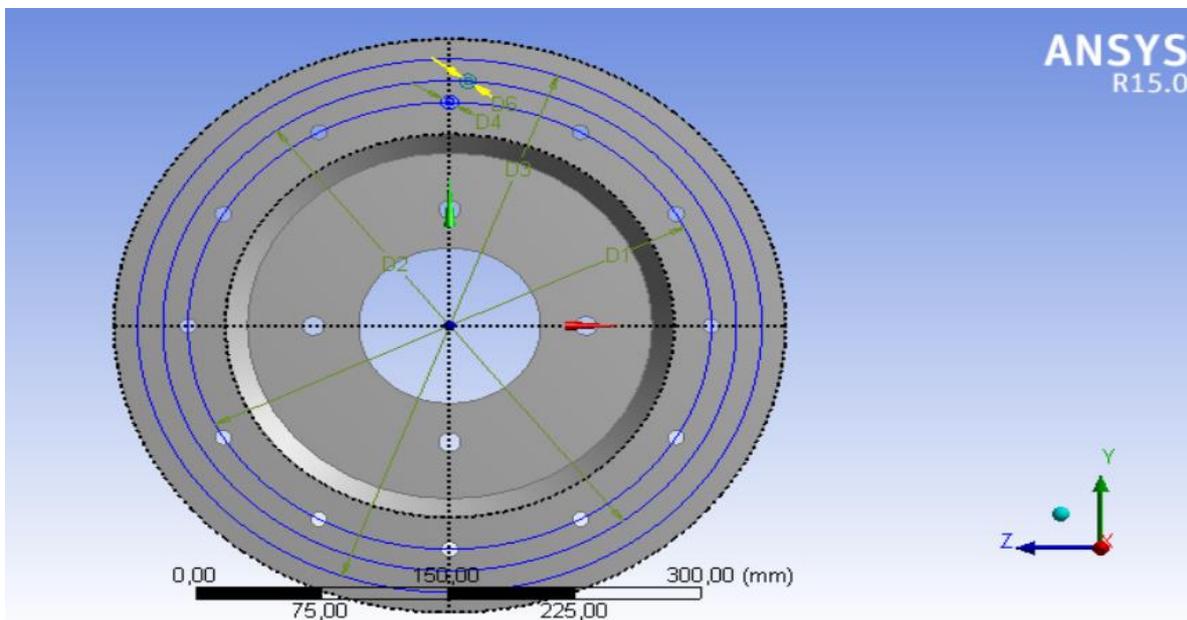


Figure III.5 : Réalisation des trous dans un disque plein

➤ Disque percé final

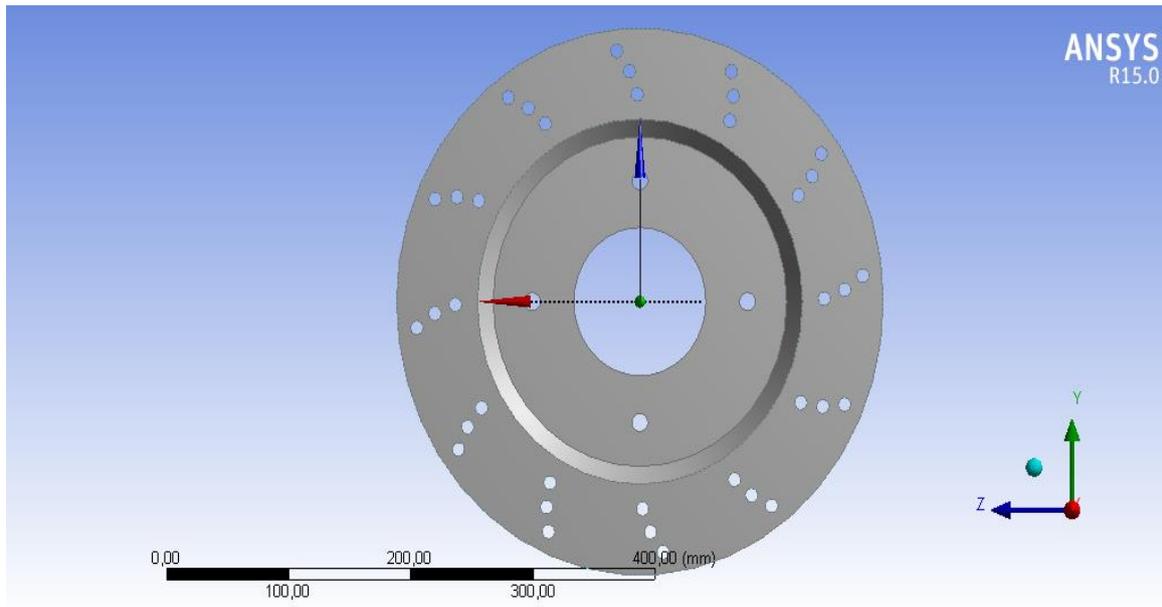


Figure III.6 : Disque percé final

III.4.2-Sélection du matériau :

Dans cette étape, nous ajoutons les matériaux utilisés pour analyser le disque de frein, et nous pouvons modifier et ajouter les propriétés des matériaux utilisés.

Le matériau du disque est de la fonte grise à haute teneur en carbone, avec de bonnes caractéristiques thermo physiques, dont les caractéristiques thermo-mécaniques adoptées dans cette simulation sont récapitulées dans le tableau ci-dessous.

Propriétés des matériaux	Fonte grise
Conductivité thermique - k [W/m °C]	54
Masse volumique - ρ [kg/m ³]	7200
Chaleur spécifique - c [J/Kg °C]	586
Coefficient de Poisson ν [/]	0.28
Module d'élasticité - E [GPa]	110

Tableau III.1 : Propriétés de la Fonte grise

III.4.3-Maillage pour les deux rotors :

Créer un maillage dans la géométrie est une étape importante dans l'analyse ANSYS, car la taille de l'élément fini est déterminée par les propriétés du maillage. Plus le maillage est fin, plus les résultats sont précis (Figures III.7- III.9).

TABLEAU 5
Modèle (A4, B4) > Maillage

Nom de l'objet	Maillage
Etat	Résolu
Réglages par défaut	
Physique de préférence	Mécanique
Pertinence	0
Dimensionnement	
Utiliser la fonction de taille avancée	Désactivé
Centre de pertinence	Grossier
Taille des éléments	Par défaut
Taille d'élément initiale	Assemblage actif
Lissage	Moyen
Transition	Rapide
Centre d'angle de course	Grossier
Longueur d'arête minimale	40,8410 mm

Figure III.7 : Propriétés du maillage

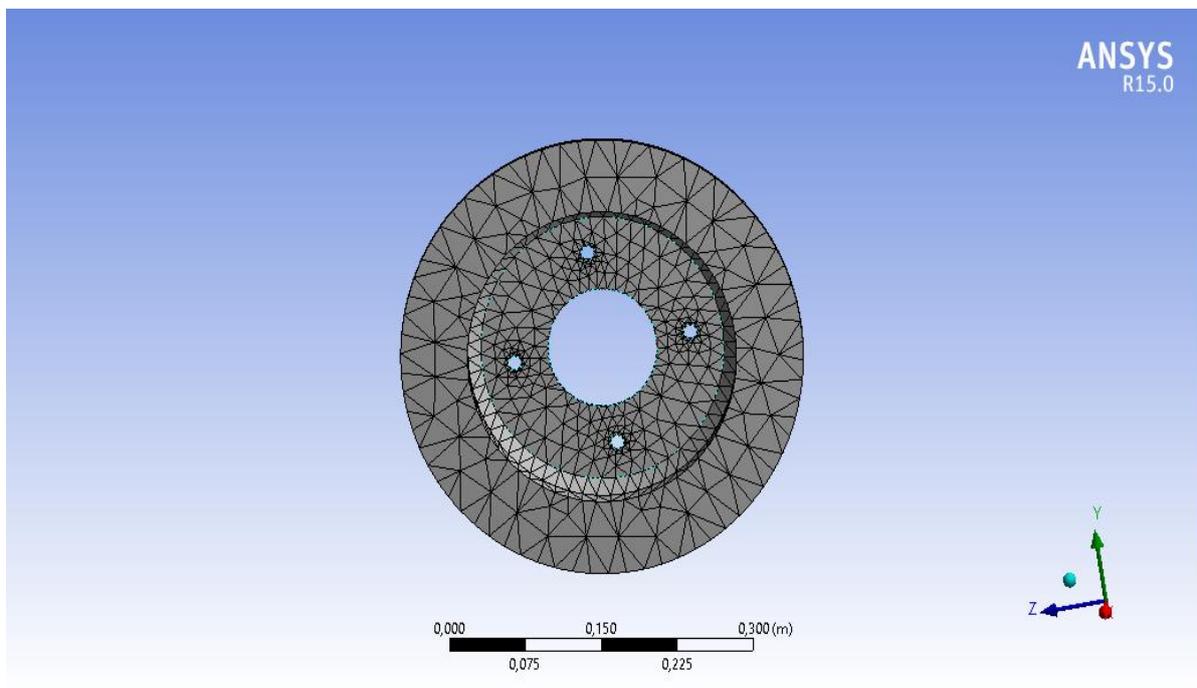


Figure III.8 : maillage d'un disque plein

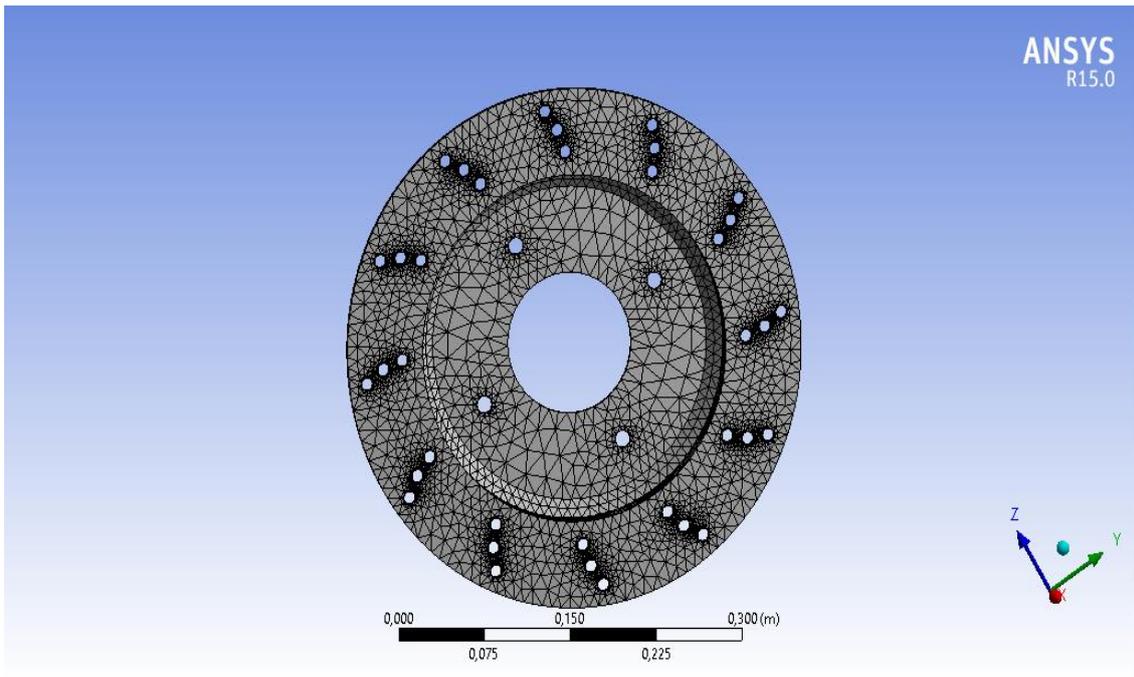


Figure III.9 : maillage d'un disque percé

III.4.4-Charges et conditions aux limites :

III.4.4.1-Analyse structurelle statique

La prochaine étape de l'analyse structurelle statique consiste à appliquer les charges et les conditions aux limites. Puisque l'analyse est effectuée pour déterminer les déformations, les déplacements et les contraintes, les conditions aux limites de la force et de la vitesse de rotation sont appliquées. Une pression est appliquée par la plaquette sur le disque. Une vitesse de rotation est également donnée à l'ensemble du corps. De plus, puisque le disque doit être fixé en ses centres, des supports fixes sont donnés aux boulons du moyeu et au partie intérieure de tout le cercle intérieur. Ainsi, dans l'ensemble, il y a 4 conditions aux limites initiales données au modèle ou à la géométrie des rotors de disque avant de procéder à la résolution (Figure III.10).

III.4.4.1.1-La pression :

La pression extérieure entre le disque et les plaquettes se calcule à partir de la force de serrage appliquée au disque :

$$P = \frac{F_{serr}}{n \cdot A_0 \cdot \mu_{pf}}$$

avec:

F_{serr} est la force de serrage générée par l'étrier (N)

n est le nombre de faces de frottement

A_0 est Zone de contact disque plaquette $A_0 = 6883,9 \text{ mm}^2$

μ_{pf} est le coefficient de frottement entre la plaquette de frein et le rotor, $\mu_{pf} = 0,4$.

$$P = \frac{7336,6}{2.6883,9.0,4} = 1,33 \text{ Mpa}$$

III.4.4.1.2-la vitesse de rotation :

La vitesse de rotation du disque se calcule comme suit :

$$N = \frac{1000.v}{\pi.(d_e-d_i)}$$

avec :

v : vitesse maximale du véhicule (m/min)

d_e : diamètre extérieur du disque (mm)

d_i : diamètre intérieur du disque (mm)

$$N = \frac{1000.1333,2}{\pi.(398-108)} = 1463,34 \text{ tr/min}$$

III.4.4.1.3-La vitesse angulaire

$$\omega = \frac{2. \pi. N}{60}$$

$$\omega = \frac{2.\pi.1463,34}{60} = 153 \text{ rad/s}$$

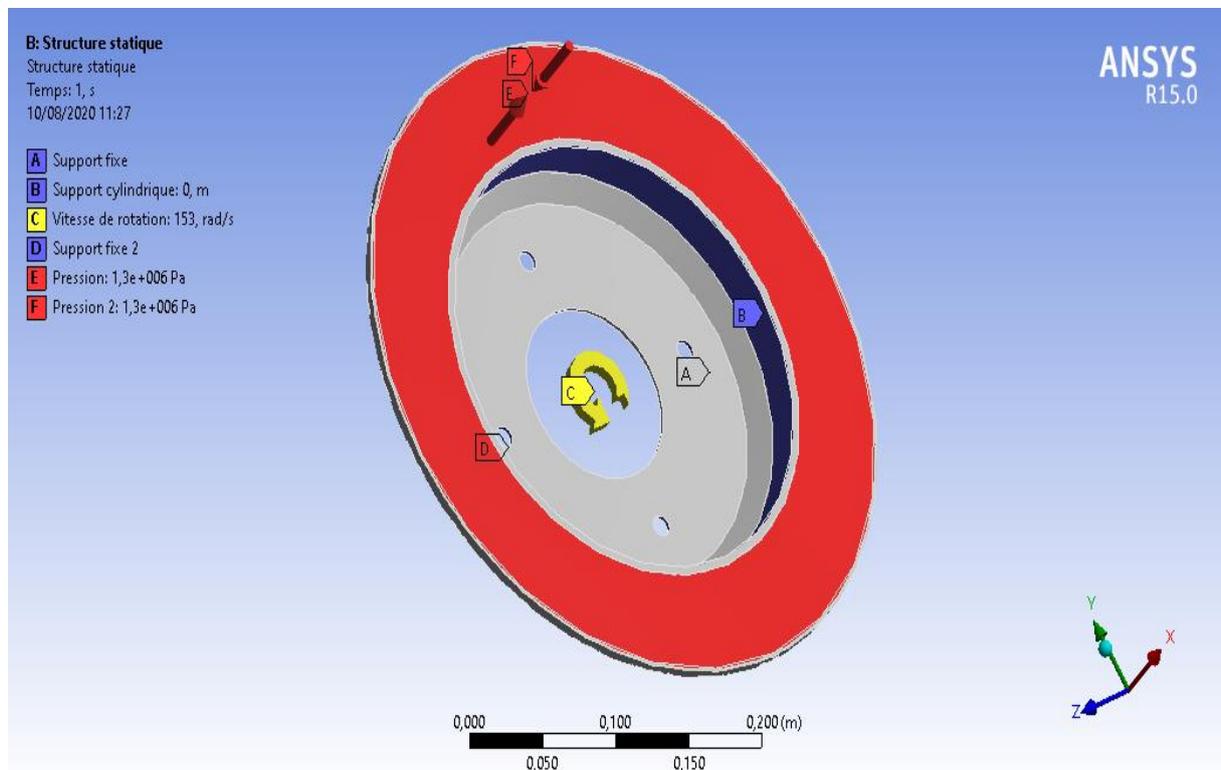


Figure III.10 : Conditions aux limites et chargement structurelle imposées au disque

Pour appliquer le modèle mécanique d'élément finis avec un rotor, nous considérons les hypothèses suivantes :

- ✓ La pression de freinage est uniformément répartie sur la zone de contact du disque et les plaquettes.
- ✓ Le coefficient de frottement reste constant pendant le freinage.
- ✓ Les matériaux du disque et des plaquettes sont homogènes et leurs propriétés sont invariables avec la température

III.4.4.2-Analyse thermique

Une analyse thermique en régime permanent détermine la distribution de la température et d'autres quantités thermiques dans des conditions de charge en régime permanent. Une condition de charge en régime permanent est une situation dans laquelle les effets du stockage de la chaleur qui varient au cours d'une période donnée peuvent être ignorés. Ainsi, dans l'ensemble, il y a 3 conditions aux limites initiales données au modèle ou à la géométrie des rotors de disque avant de procéder à la résolution (Figure III.11).

III.4.4.2.1-Convection

Lorsqu'un véhicule freine, une partie de la température de friction s'échappe dans l'air grâce à la convection et au rayonnement. Par conséquent, la détermination des coefficients de transfert de chaleur est très importante. Il est, cependant, très difficile de les calculer avec précision, car ils dépendent de la forme du système de freinage, de la vitesse de déplacement du véhicule et par conséquent de la circulation de l'air [9].

Les conditions aux limites relatives à la convection sont appliquées sur les surfaces du rotor qui ne sont pas en contact avec les plaquettes.

III.4.4.2.2-Flux de chaleur

Le chargement thermique est un flux de chaleur entrant dans le disque au niveau des plaquettes de frein sur la surface réelle de contact (les deux côtés du disque). La distribution du flux de chaleur due à la friction des plaquettes de frein sur les pistes de frottement est supposée uniforme.

III.4.4.2.3-Température :

La température initiale du disque et des plaquettes est de 22 °C.

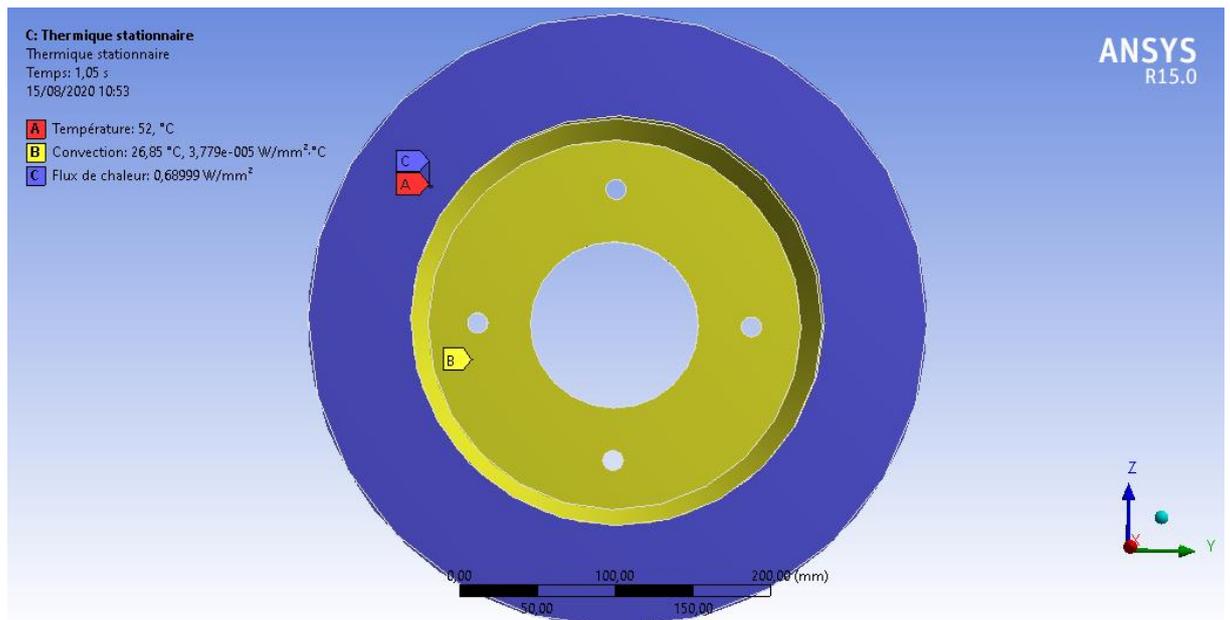


Figure III.11: Conditions aux limites et chargement thermique imposées au disque

Le tableau ci-dessous présente les conditions aux limites initiales appliquées sur le disque rotor, à la fois plein et percé, pour l'analyse thermique.

Les conductions aux limite	La valeur
Température (C°)	52
Convection (W/m ² .k)	37,72
Flux de chaleur(W/m ²)	689 993,04

Tableau III.2 : Conditions aux limites thermiques

VI.1-Introduction

Après les étapes de prétraitement et d'analyse, on entame dans cette partie l'exposition et la discussion des résultats. Ces résultats sont exposés en deux parties, une analyse statique et une analyse thermique. Une comparaison entre les caractéristiques d'un disque de frein plein et un autre percé est réalisée à la fin de chaque analyse.

IV.2- Analyse statique :

Dans l'analyse statique, trois paramètres sont déterminés : - La contrainte équivalente - La déformation totale et - Le déplacement total. On rappelle qu'une analyse statique est effectuée sur une structure lorsque les charges et les conditions aux limites demeurent stationnaire et ne change pas avec le temps, on suppose que la charge ou les conditions de fonctionnement sont appliquées progressivement, pas soudainement. Les effets d'inertie et d'amortissement sont ignorés dans l'analyse structurelle. La simulation en ANSYS est obtenue dans la durée totale de freinage $t = 1,05$ s. La vitesse de rotation du disque est $\omega = 153$ rd/s. La pression de freinage exercée sur le disque évolue linéairement jusqu'à une valeur de 1,33 MPa.

IV.2.1-Disque plein :

IV.2.1.1-Contrainte équivalente

La figure IV.1 présente la répartition de la contrainte équivalente de Von Mises à deux moments de la simulation, l'échelle des valeurs varie de 0 à 69 MPa. La valeur maximale enregistrée lors de cette simulation se situe au niveau de la frontière entre le bol et la piste plate du disque (Fig.IV.2). Ce comportement est dû à l'application de pression de contact qui en présence de la rotation du disque produisent des efforts de torsion et de cisaillements. La répétition de ces contraintes entraînera des risques de rupture au niveau du bol du disque si cette contrainte dépasse la limite élastique de la fonte grise qui est de l'ordre de 200 MPa. La figure VI.3 montre la variation de la contrainte équivalente en fonction du temps.

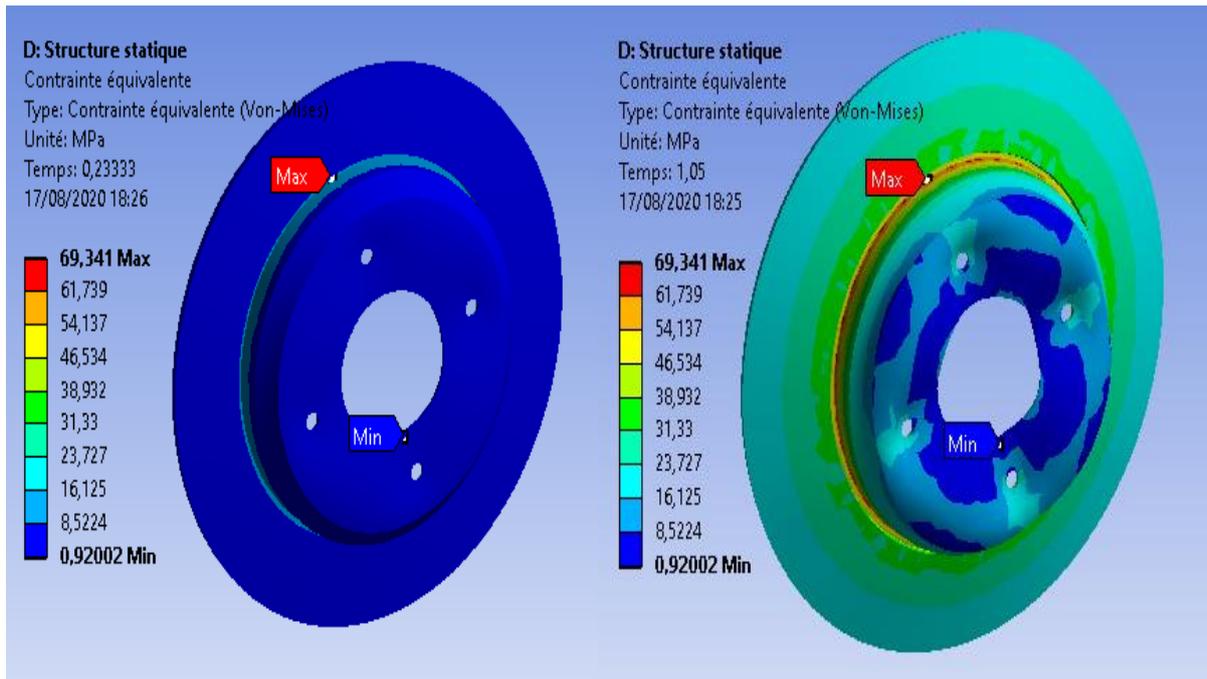


Figure VI.1 : Répartition de la contrainte de Von Mises sur le disque plein

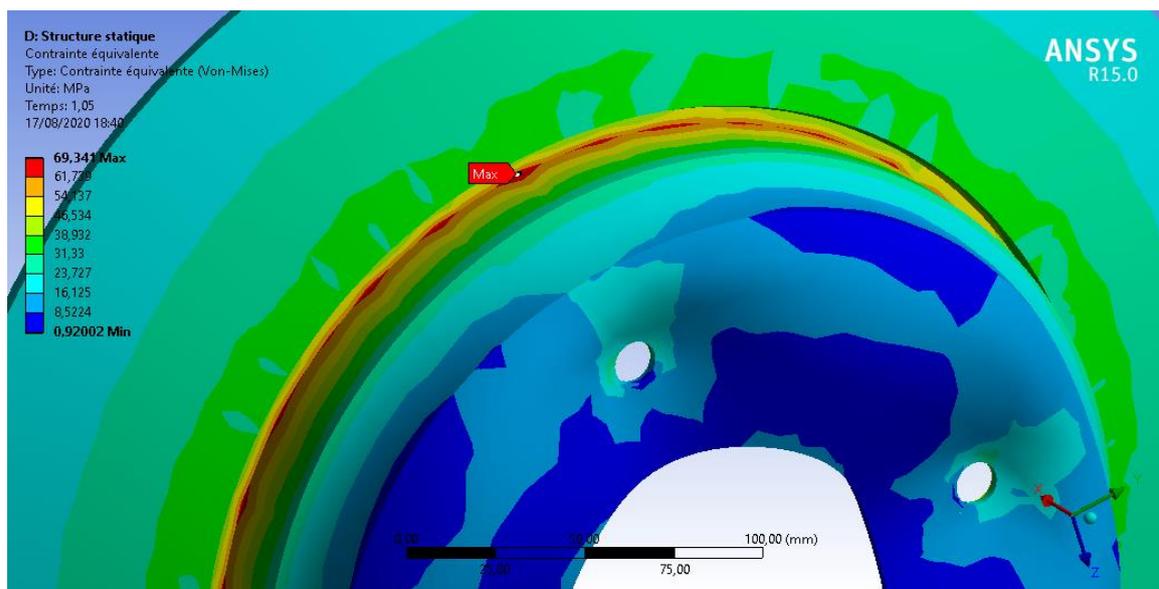


Figure VI.2 : Zone de la contrainte maximale à $t=1,05$ s

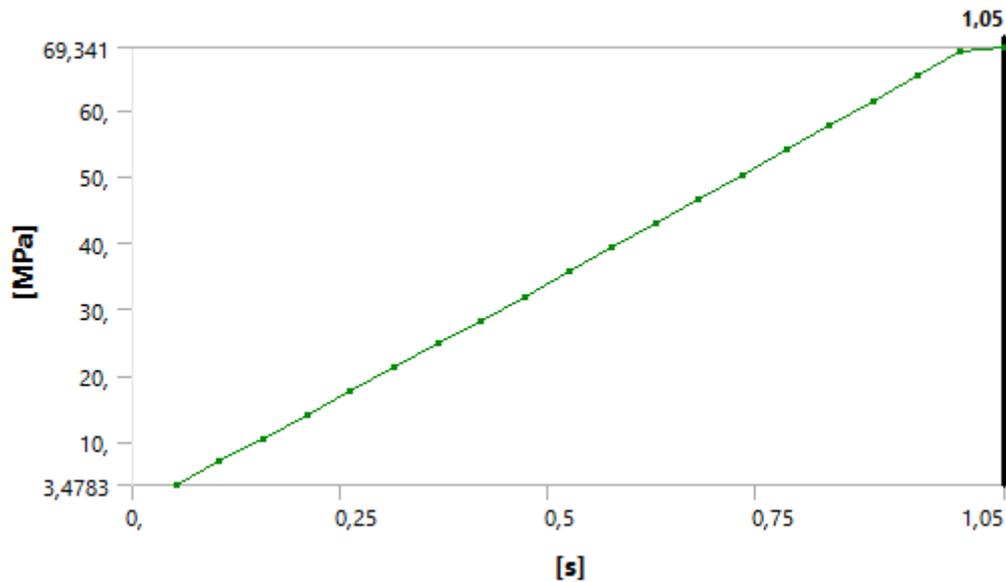


Figure VI.3 : Variation de la contrainte équivalente en fonction du temps

IV.2.1.2-Déformation totale équivalente :

La figure IV.4 montre la déformation totale équivalente, cette déformation est atteinte en fin de freinage et varie entre 0 et $6,41 \cdot 10^{-4}$. La valeur maximale enregistrée lors de cette simulation est positionnée au niveau de la frontière entre le bol et la piste plate du disque (figure VI.5). Ce résultat permet de définir cette zone comme une zone critique dans le corps du disque de frein. La figure VI.6 montre la variation de la déformation totale du disque plein en fonction du temps.

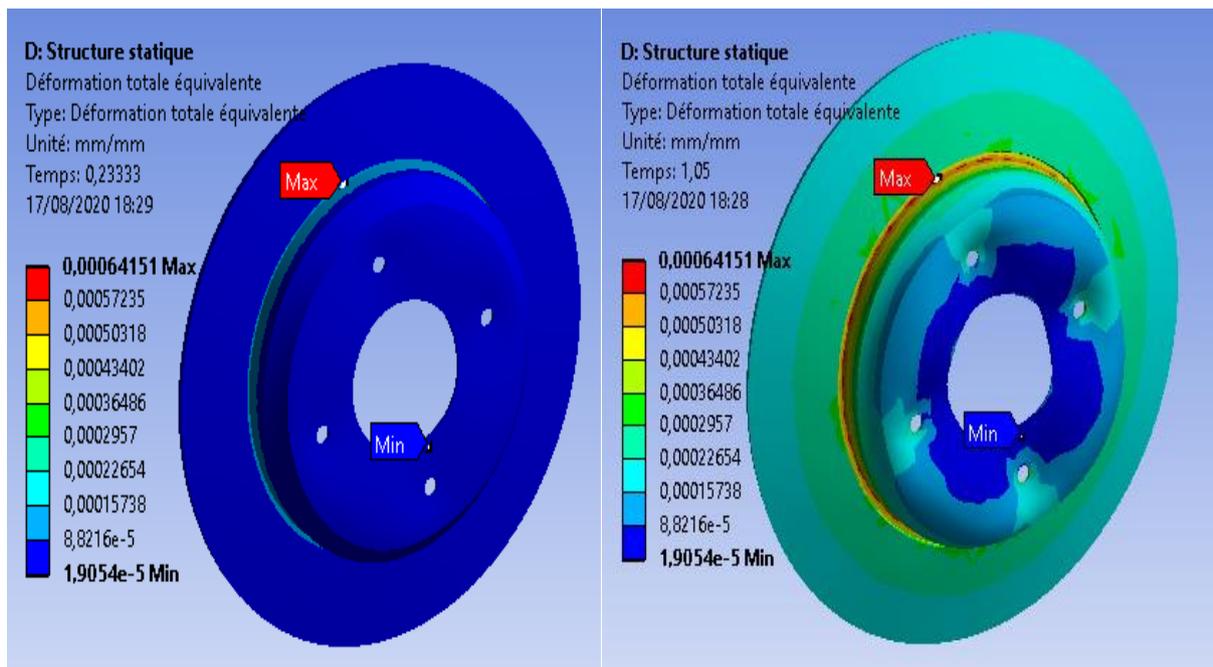


Figure VI.4 : Répartition de la déformation totale sur le disque plein

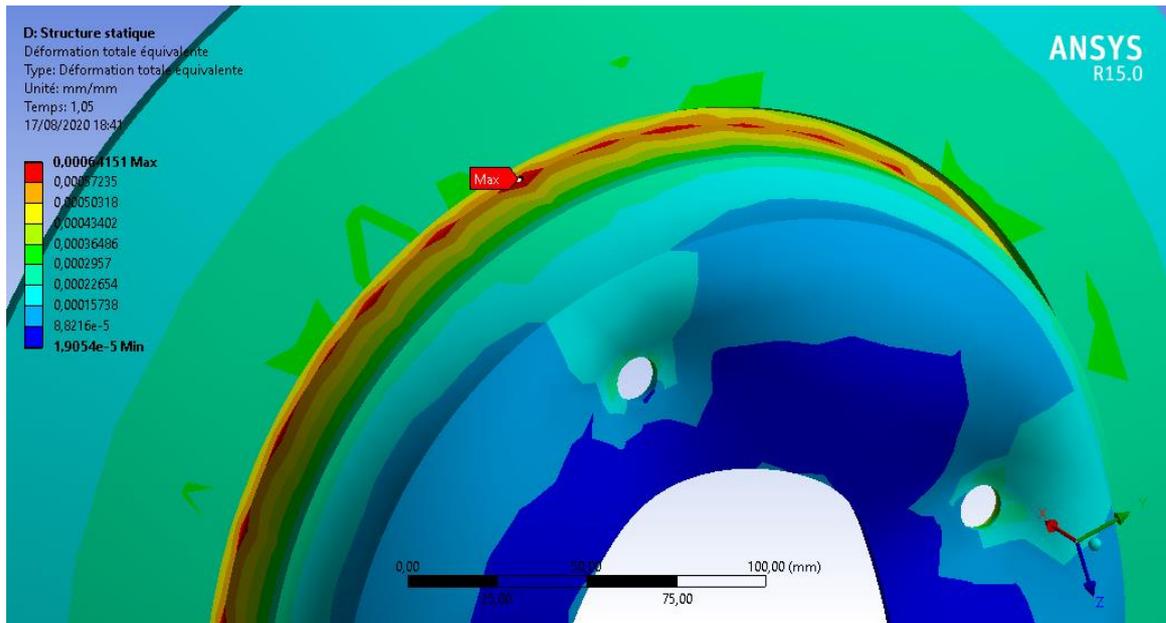


Figure VI.5 : Zone de déformation totale maximale à t=1,05 s

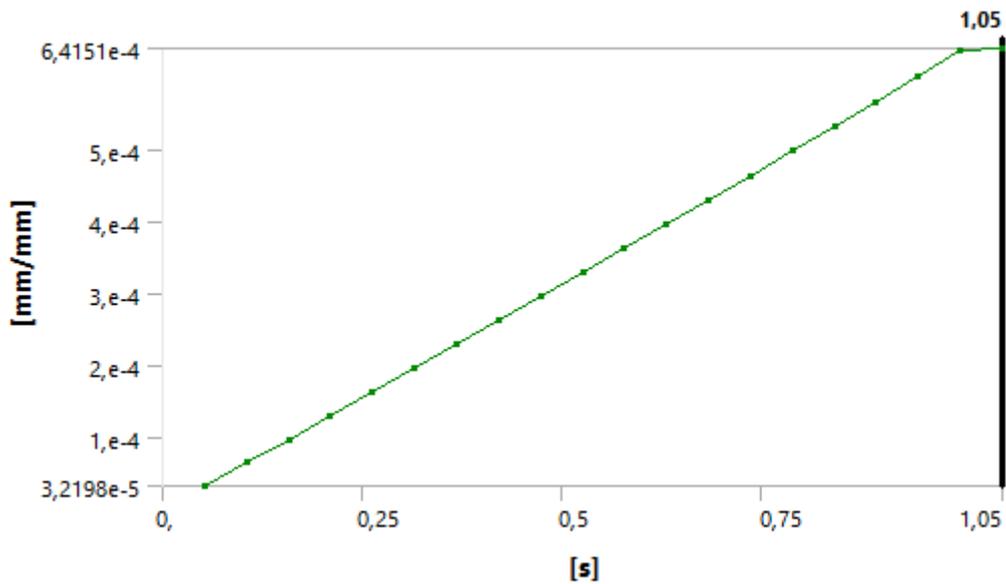


Figure VI.6 : Variation de déformation totale du disque plein en fonction du temps

IV.2.1.3-Déplacement total :

La figure IV.7 donne la répartition du déplacement total à deux moments de la simulation. Comme on peut le constater, on a une dégradation des couleurs allant du vert et du jaune vers le rouge où la valeur maximale est atteinte en fin de freinage et elle est de l'ordre de 0,05 mm. La figure VI.8 montre le lieu du déplacement total maximal qui est positionné sur les pistes du frottement jusqu'à le bord extérieur de disque (zone en rouge). La figure VI.9 montre la variation de déplacement total du disque plein en fonction du temps.

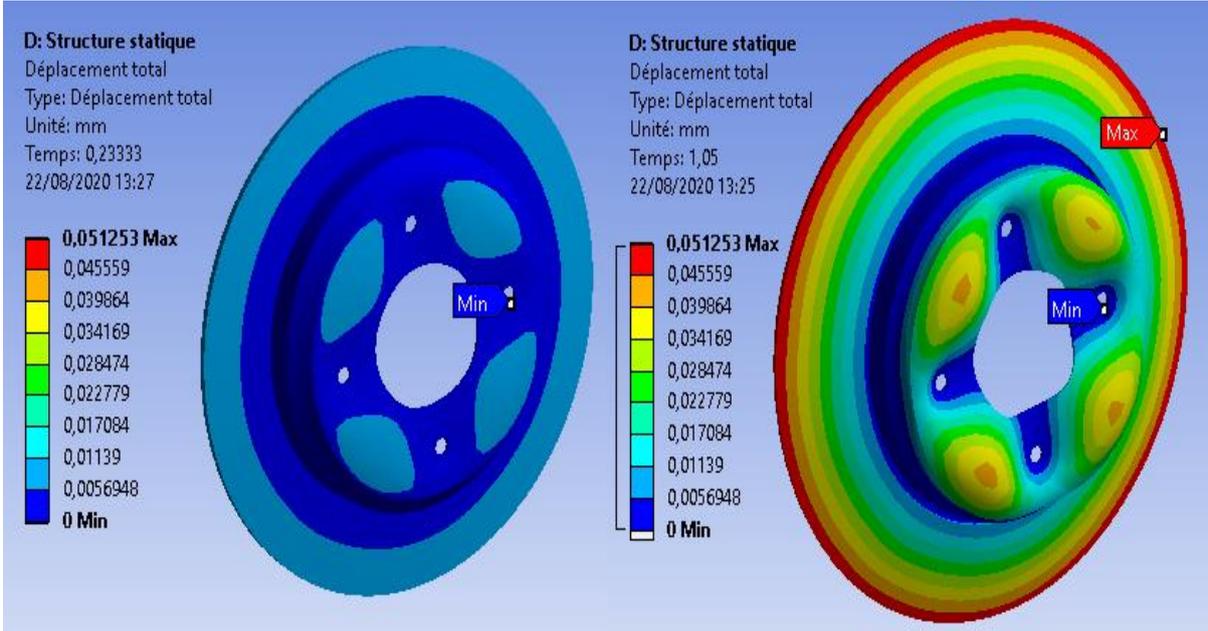


Figure VI.7 : La répartition de déplacement total sur le disque plein

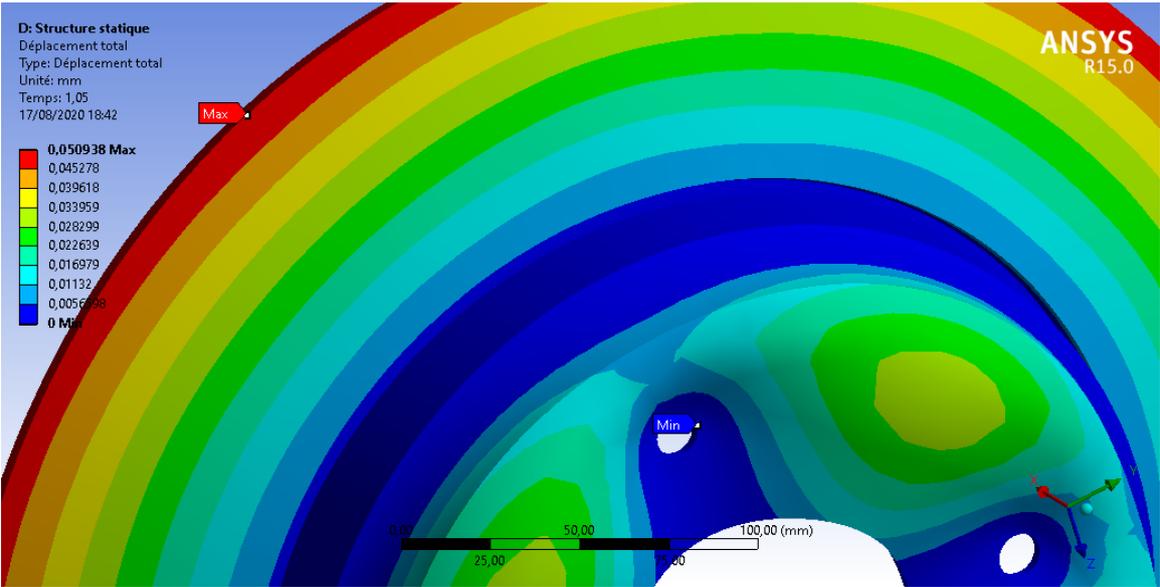


Figure VI.8 : Zone de déplacement maximal à t=1,05(s)

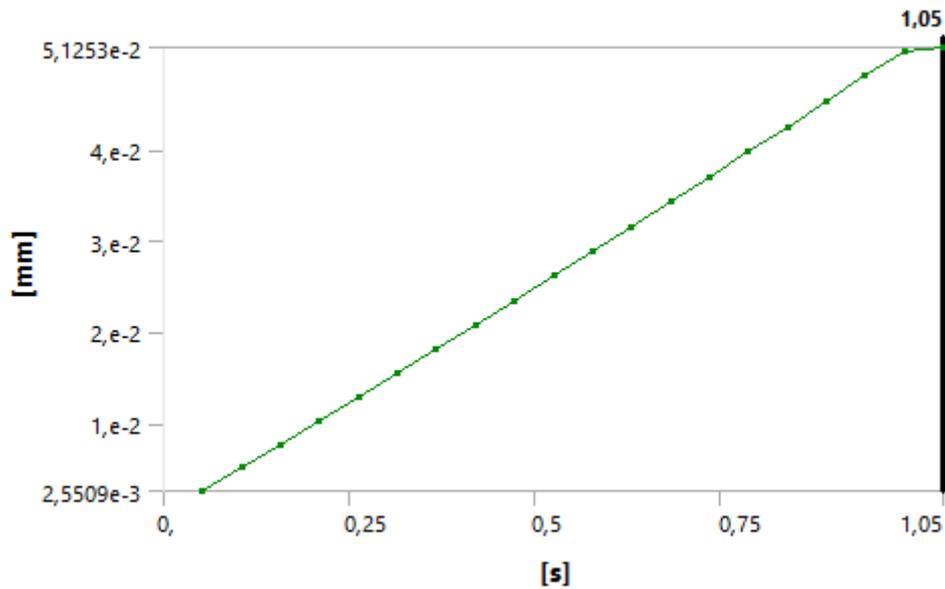


Figure VI.9 : Variation de déplacement total du disque plein en fonction du temps

IV.2.2-Disque percé :

IV.2.2.1-Contrainte équivalente :

La figure IV.10 montre la répartition de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction du temps à deux moments de la simulation sur un disque percé. Les valeurs de la contrainte équivalente de Von Mises varient de 0 à 92 Mpa. La valeur maximale est inférieure à la limite élastique de la fonte grise qui est de l'ordre de 200 MPa. Contrairement à un disque plein, on remarque que la contrainte équivalente maximale se situe au niveau des trous sur les pistes de frottement. Au niveau des trous de perçage, le disque est affaibli et on a une concentration des contraintes (figure IV. 11). La figure VI.12 montre la variation de la contrainte équivalente du disque percé en fonction du temps.

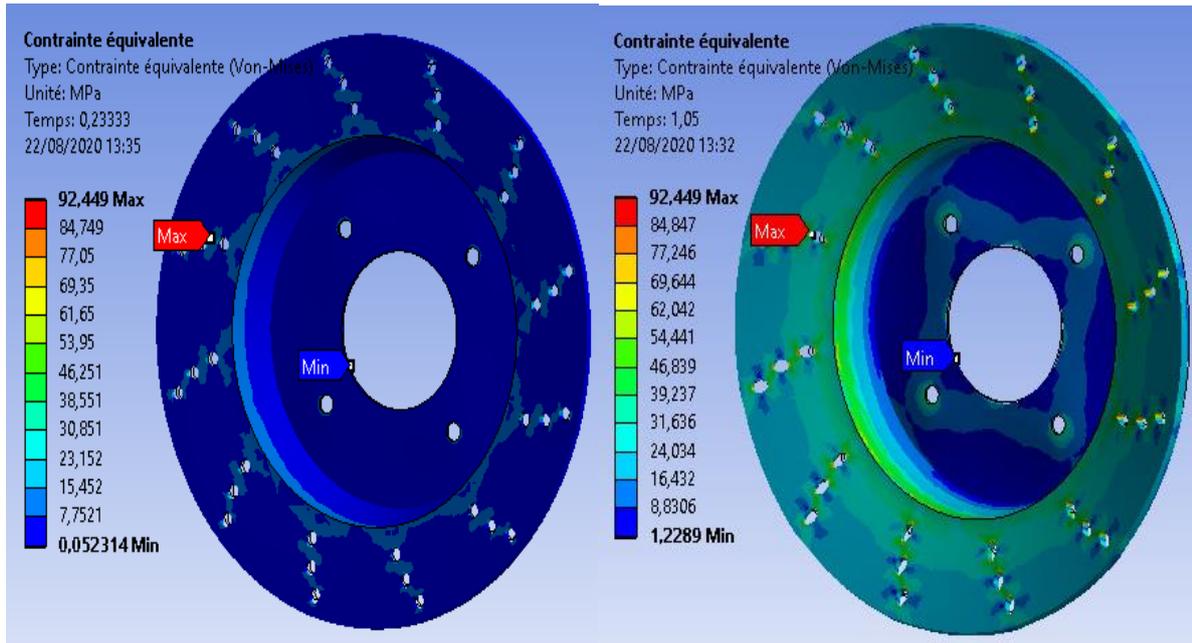


Figure VI.10 : Répartition de la contrainte équivalente sur le disque percé

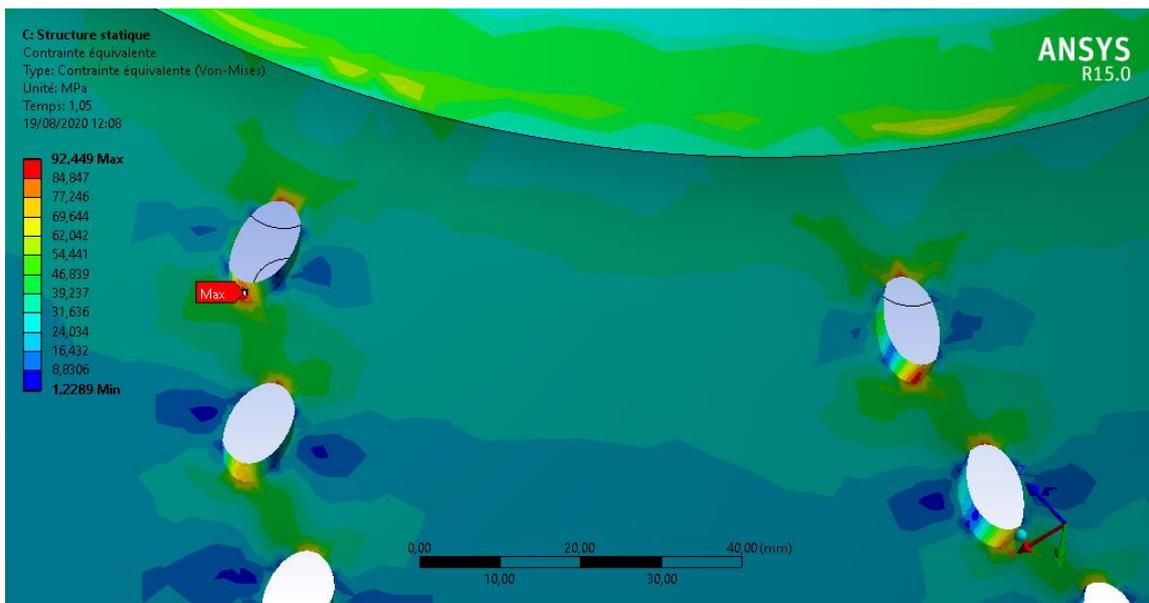


Figure VI.11 : Zone de la contrainte équivalente maximale à t=1,05 s

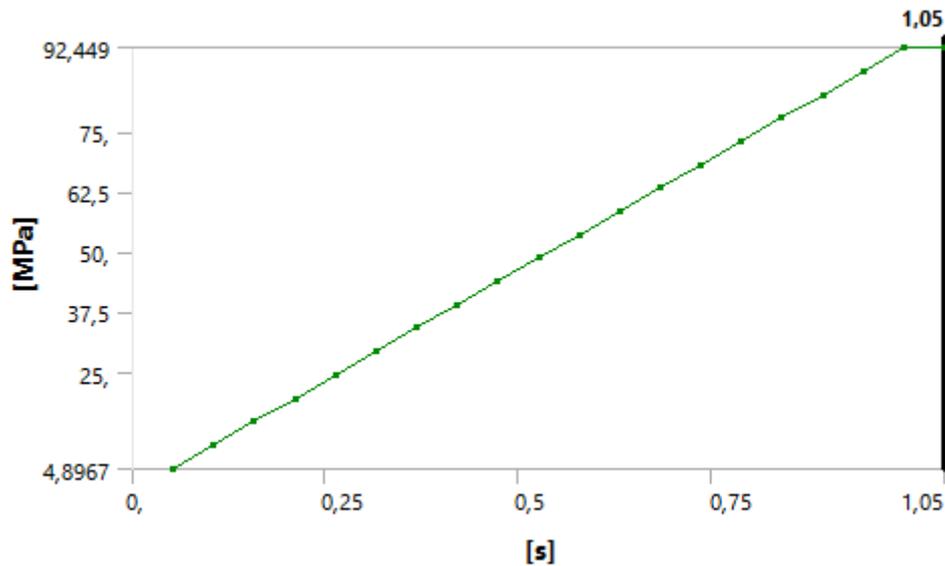


Figure VI.12 : Variation la contrainte équivalente du disque percé en fonction du temps

IV.2.2.2-Déformation totale équivalente :

La figure VI.13 montre la distribution de la déformation totale équivalente sur le disque percé à deux moments de la simulation. L'échelle de cette déformation varie de 0 à $8,41 \cdot 10^{-4}$. Les déformations les plus importantes naissent dans la zone du trou de perçage du disque au début de freinage à l'instant $t = 0,23$ s en raison de concentrations des contraintes dans ces zones. Ces déformations se propagent vers la piste de frottement intérieure avec des niveaux faibles au cours du freinage. Ce comportement est dû à l'application de pression de contact qui en présence de la rotation du disque produisent des efforts de torsion et de cisaillements (figure VI .14). La figure VI.15 montre la variation de la déformation totale du disque percé en fonction du temps.

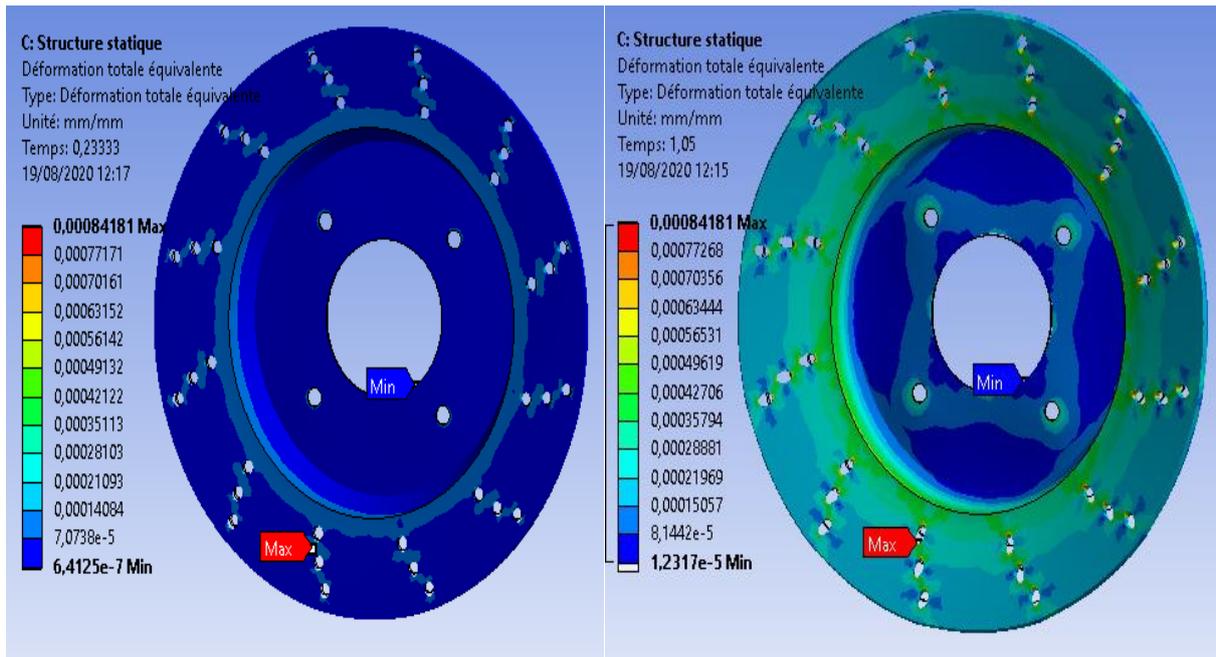


Figure VI.13 : Répartition de la déformation totale équivalente sur le disque percé

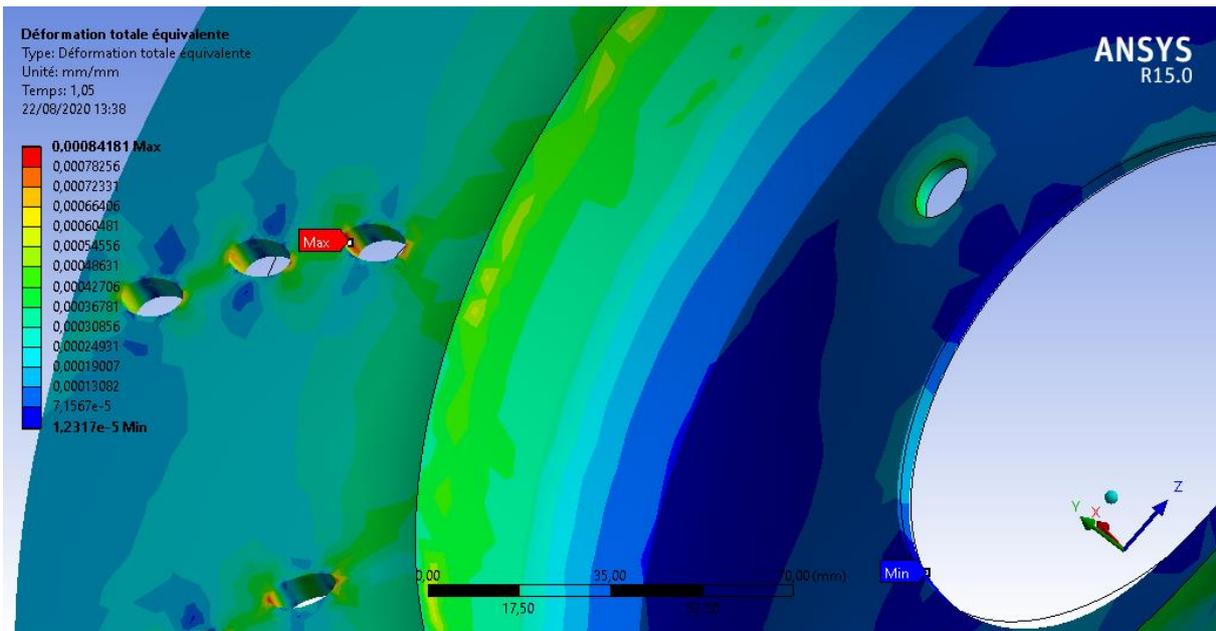


Figure VI.14 : Zone de la déformation maximale à t=1,05 s

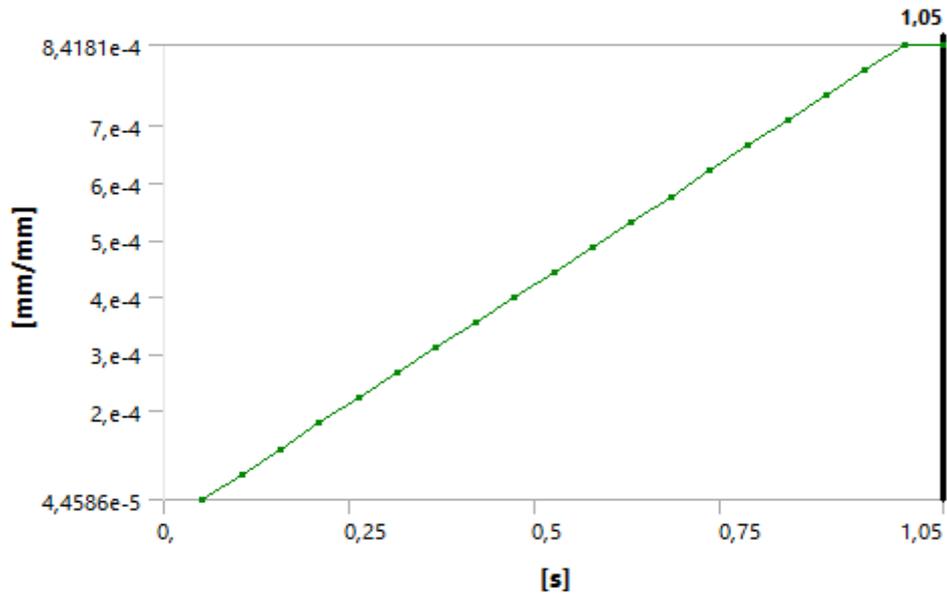


Figure VI.15 : Variation de la déformation totale du disque percé en fonction du temps

IV.2.2.3-Déplacement total :

La figure VI.16 présente la répartition de déplacement total du disque percé à deux moments de la simulation, l'échelle des valeurs varie de 0 à 0,077 mm. La valeur maximale enregistrée lors de cette simulation se situe au niveau du bord extérieur de disque. On remarque que cette zone de déplacement total sur le disque percé est la même zone que celle enregistrée sur un disque plein. En termes de valeur, le déplacement sur le disque percé est légèrement supérieur que celui enregistré sur un disque plein (Figure VI.17). La figure VI.18 montre la variation de déplacement total du disque percé en fonction du temps.

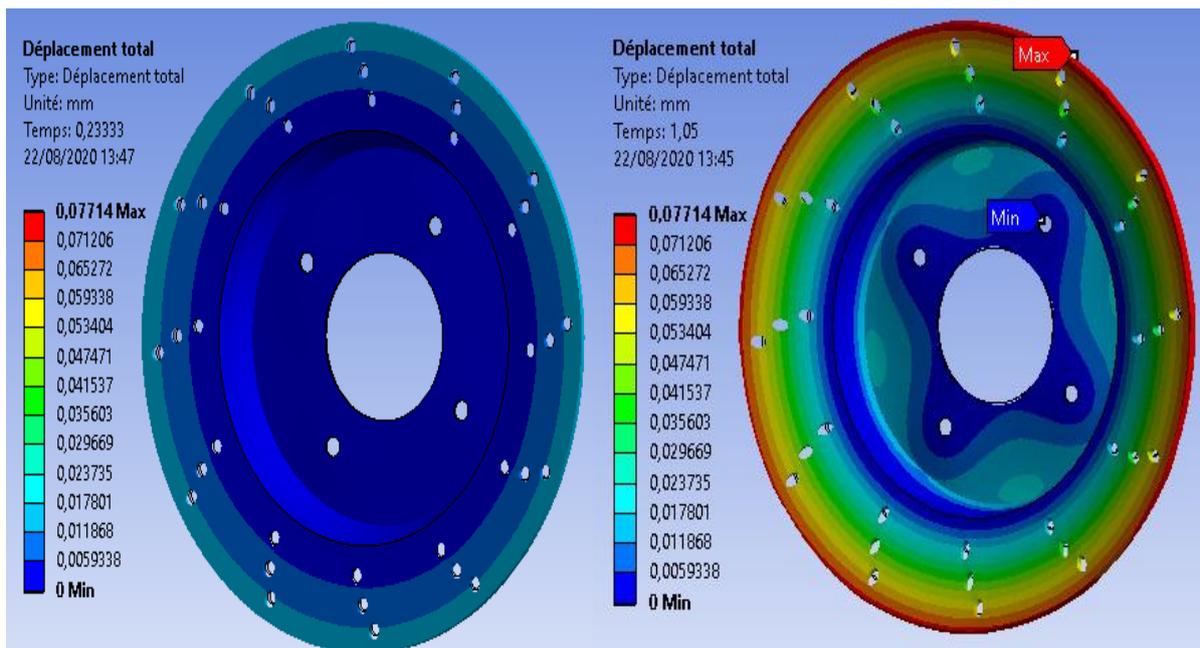


Figure VI.16 : Répartition de déplacement total sur le disque percé

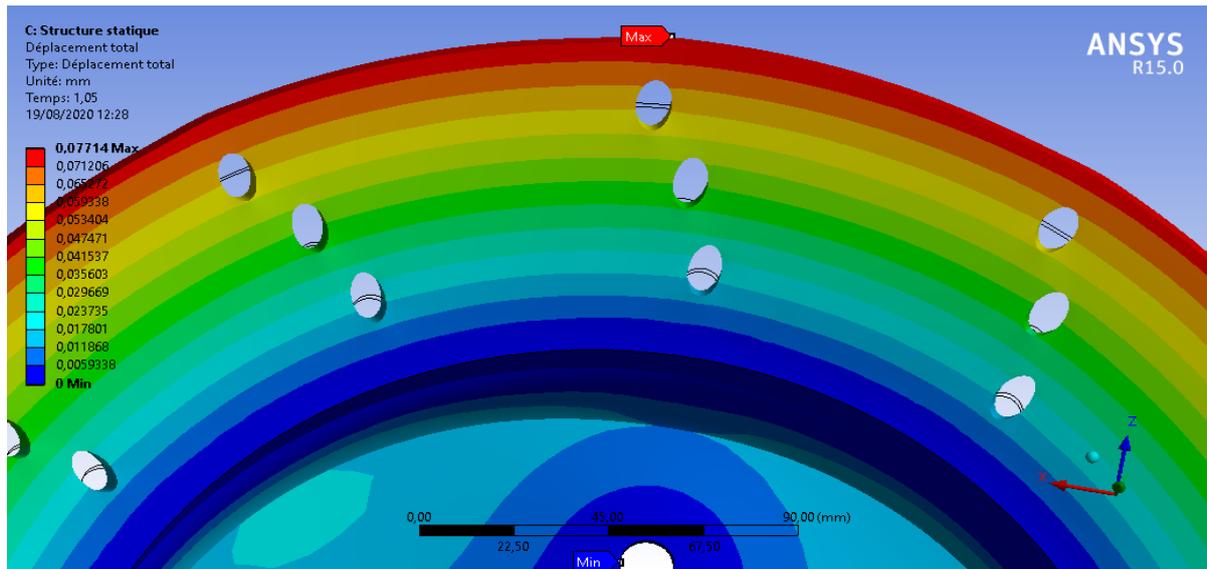


Figure VI.17 : Zone de déplacement maximal à t=1,05 (s)

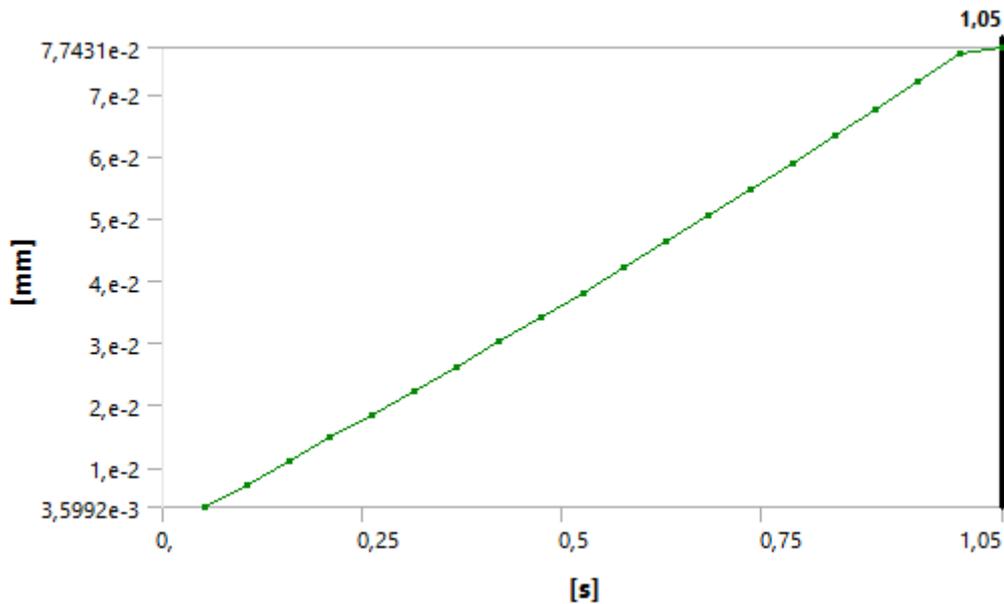


Figure VI.18 : Variation de déplacement maximale du disque percer en fonction d temps

IV.2.3-Comparaison de l'analyse structurelle entre disque plein et percé :

Le tableau VI.1 résume les résultats de l'analyse structurelle statique. On comparons les deux disques plein et percé, on remarque que les contraintes et les déformations d'un disque percé sont supérieurs à ceux d'un disque plein. Quoique le perçage des surfaces de frottement est réalisé pour diminuer les effets thermiques du freinage, il engendre une réduction de la résistance avec une concentration des contraintes par rapport à un disque plein.

Types de disque	Contrainte équivalente (MPa)		Déformation totale		Déplacement totale (mm)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min
Disque plein	69,34	0,92	$6,41 \cdot 10^{-5}$	$1,41 \cdot 10^{-5}$	0,05	0
Disque percé	92,44	1,22	$8,42 \cdot 10^{-5}$	$6,42 \cdot 10^{-7}$	0,07	0

Tableau VI.1 : Résumé des résultats de l'analyse structurelle statique

IV.3 Analyse thermique

L'analyse thermique est une étape primordiale de l'étude globale du disque car la température conditionne au premier ordre la réponse mécanique de la structure. Il est donc important de déterminer avec précision le comportement thermique du disque. Pendant un freinage court (freinage d'arrêt par exemple), la température n'a pas le temps de se stabiliser dans le disque. L'analyse doit donc être transitoire.

Le chargement thermique consiste en un flux de chaleur entrant dans le disque au niveau des plaquettes de frein.

Cette analyse permet d'évaluer l'évolution du champ de température et le calcul de flux de chaleur.

IV.3.1-Disque plein

IV.3.1.1-Champ de température :

La figure IV.19 montrent la distribution de la température dans un disque plein pour deux moments de freinage. La température maximale atteinte est de 52,068 °C à $t = 1,05$ s (figure IV.20). On observe l'augmentation rapide de la température du disque sur lequel les pistes de frottement entraînent une augmentation de la chaleur stockée dans la zone de contact, on observe que la partie supérieure du bol est complètement refroidie par l'effet de la convection. La figure VI.21 montre l'augmentation de la température au cours du freinage.

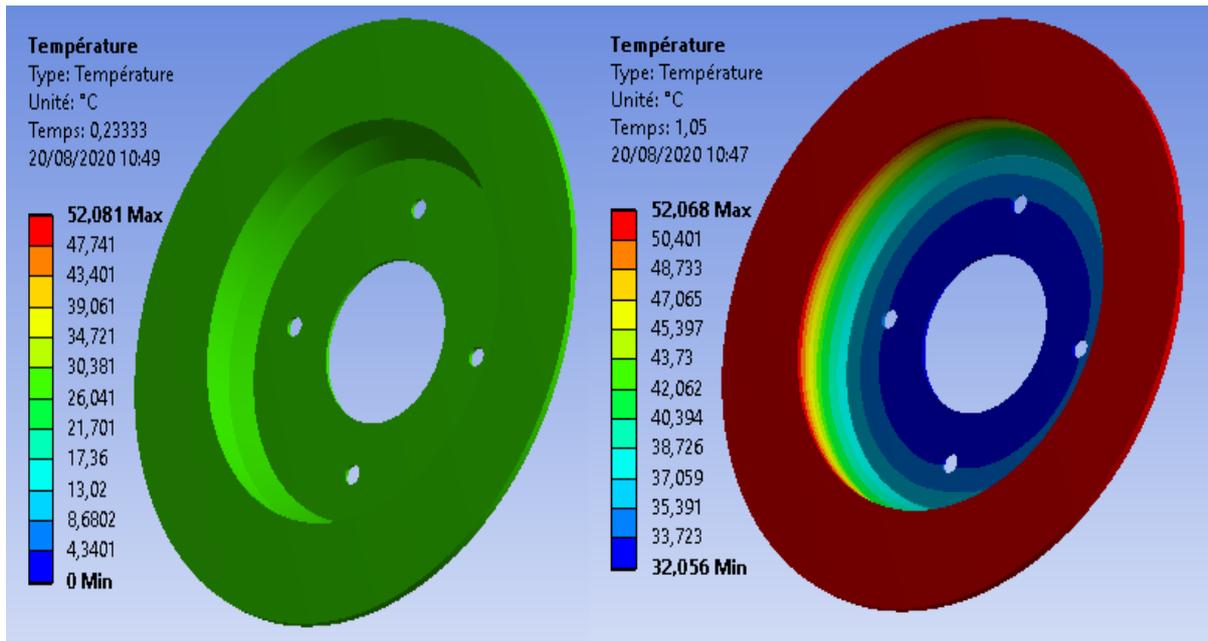


Figure VI.19 : Distribution de la température pour un disque plein

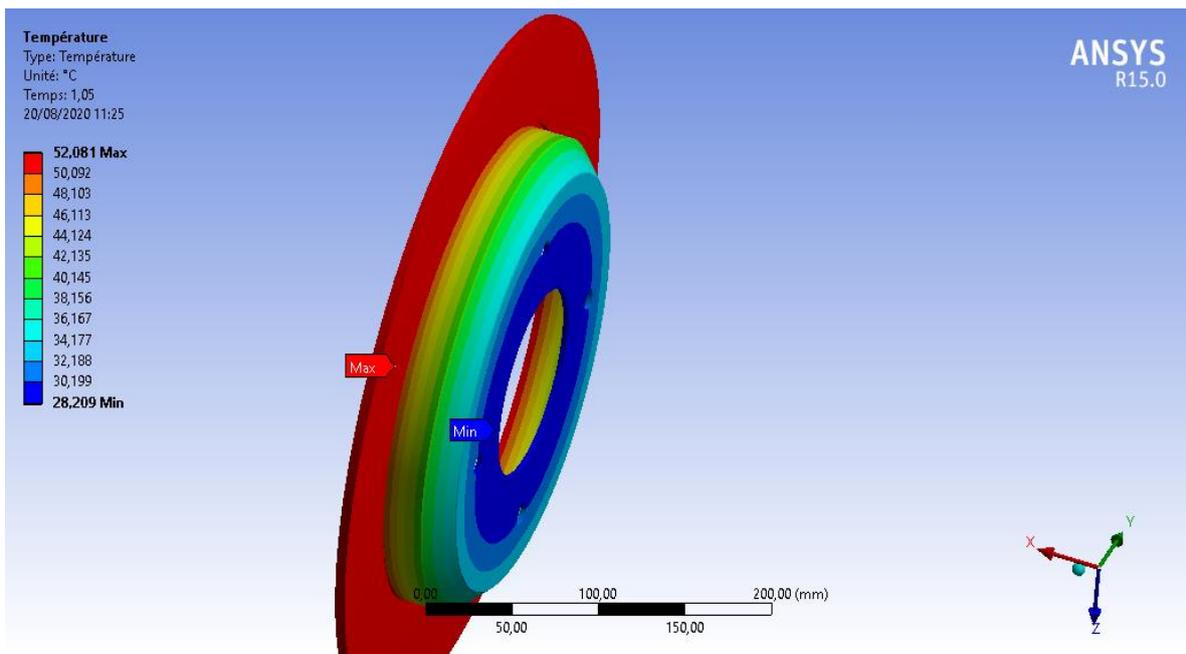


Figure VI.20 : Température maximale et minimale sur le disque plein

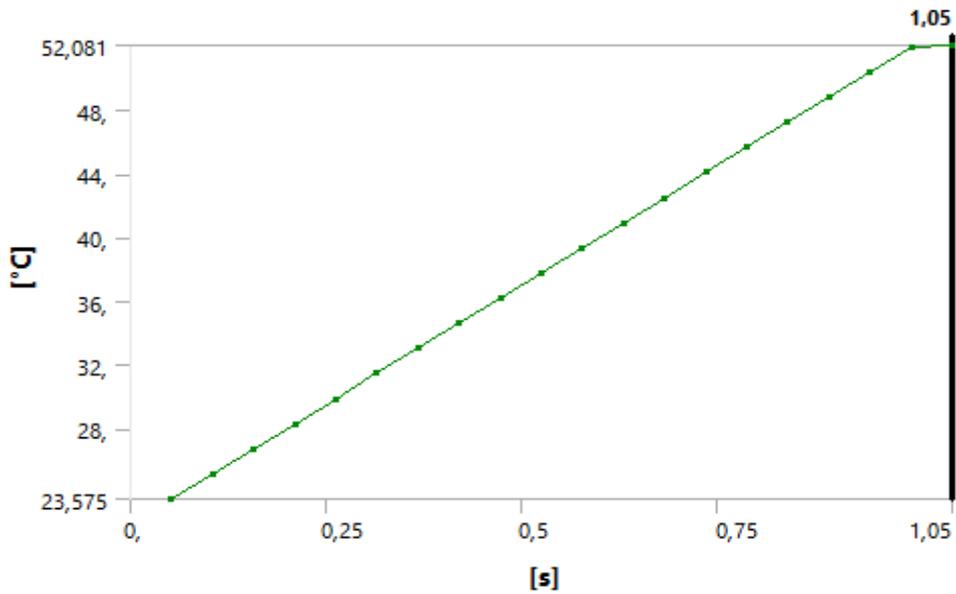


Figure VI.21 : Augmentation de la température de disque plein au cours du freinage

IV.3.1.2-Flux de chaleur :

La figure VI.22 montre la répartition de flux de chaleur à deux moments de la simulation. Le flux de chaleur maximal est de 0,0388 W/mm² est généré au niveau de la gorge calorifique à la fin du freinage à t=1,05 s (figures IV.23), ceci s’explique par l’augmentation des gradients et les concentrations thermiques dans cette zone. Tandis que le flux thermique minimal est de 2,8324.10⁻⁹ W/mm². La figure VI.24 indique la variation de flux de chaleur en fonction du temps sur le disque plein.

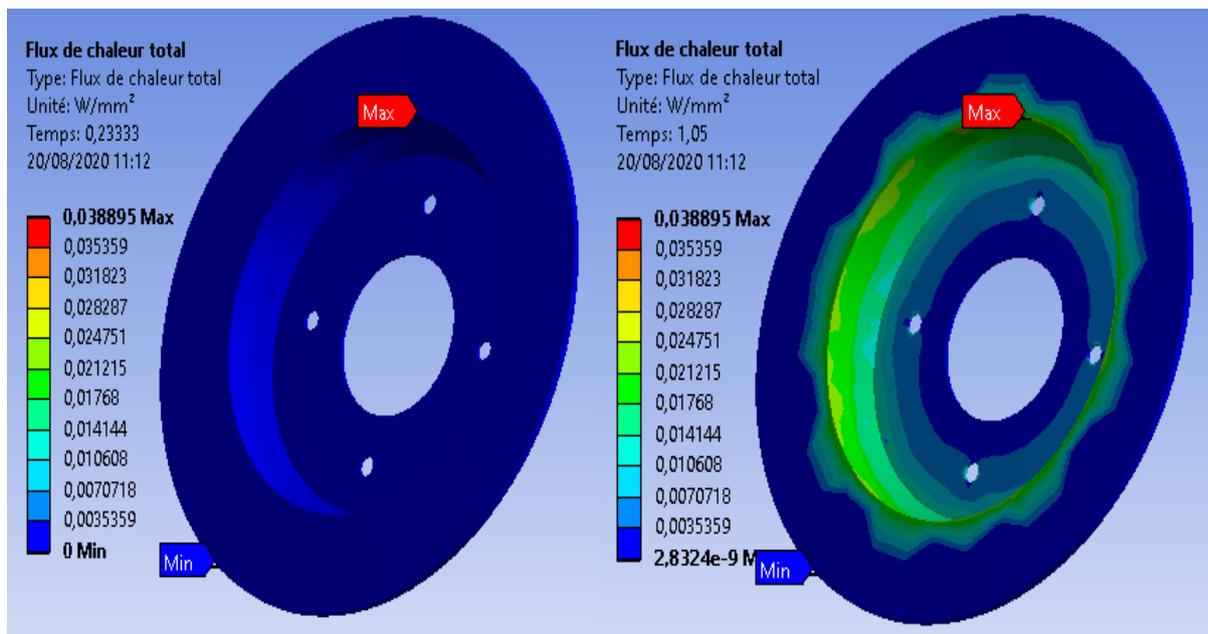


Figure VI.22 : Flux de chaleur sur le disque plein

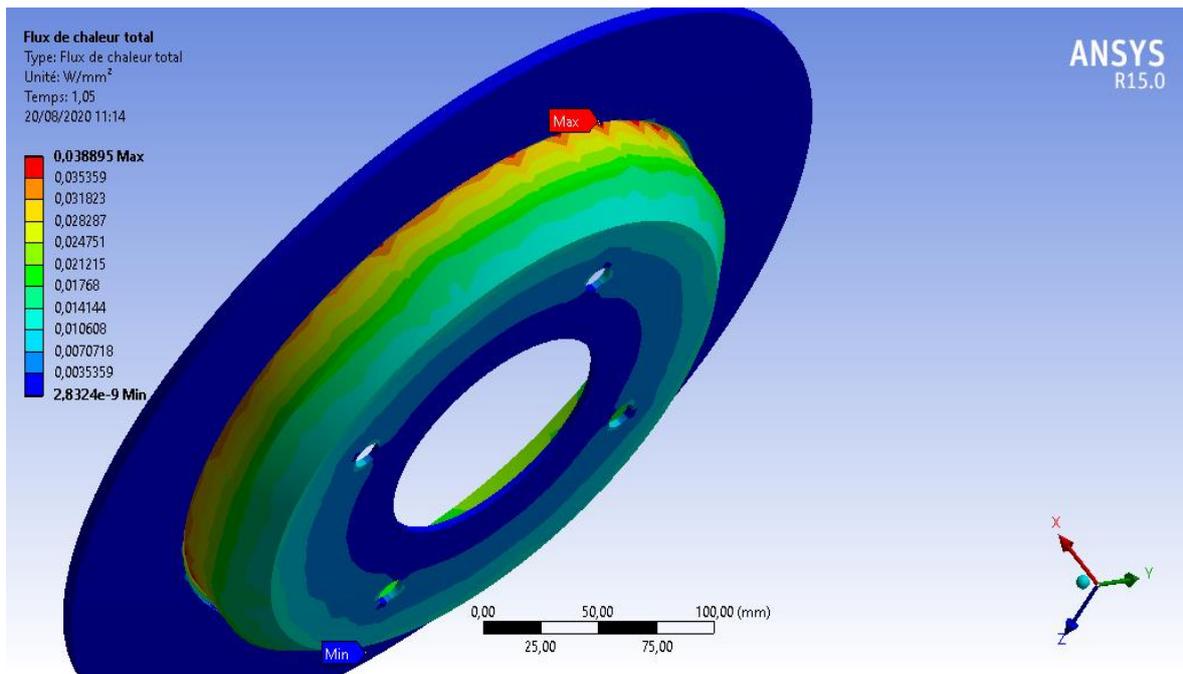


Figure VI.23 : Zone de flux de chaleur maximale sur le disque plein

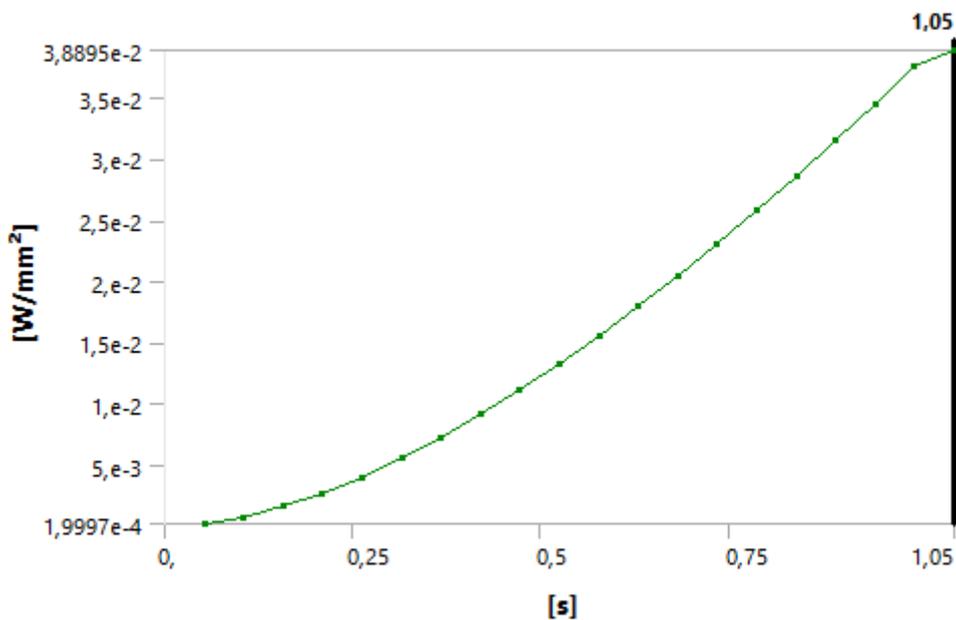


Figure VI.24 : Variation de flux de chaleur en fonction du temps sur le disque plein

IV.3.2-Disque percé

IV.3.2.1-Champ de température :

La figure IV.25 montre la répartition de la température à deux moments de la simulation. La température maximale atteinte sur le disque percé est de 52,033 °C à t = 1,05 s (figure IV.26). Les valeurs les plus élevées de température sont sur les pistes de frottement, c'est à

dire la surface de contact entre le disque de frein et les plaquettes. Cette forte croissance est due à la rapidité du phénomène physique pendant le freinage à savoir le frottement. La température minimale est de l'ordre de 30,679 °C. La figure VI.27 indique la variation de la température en fonction du temps pour un disque percé.

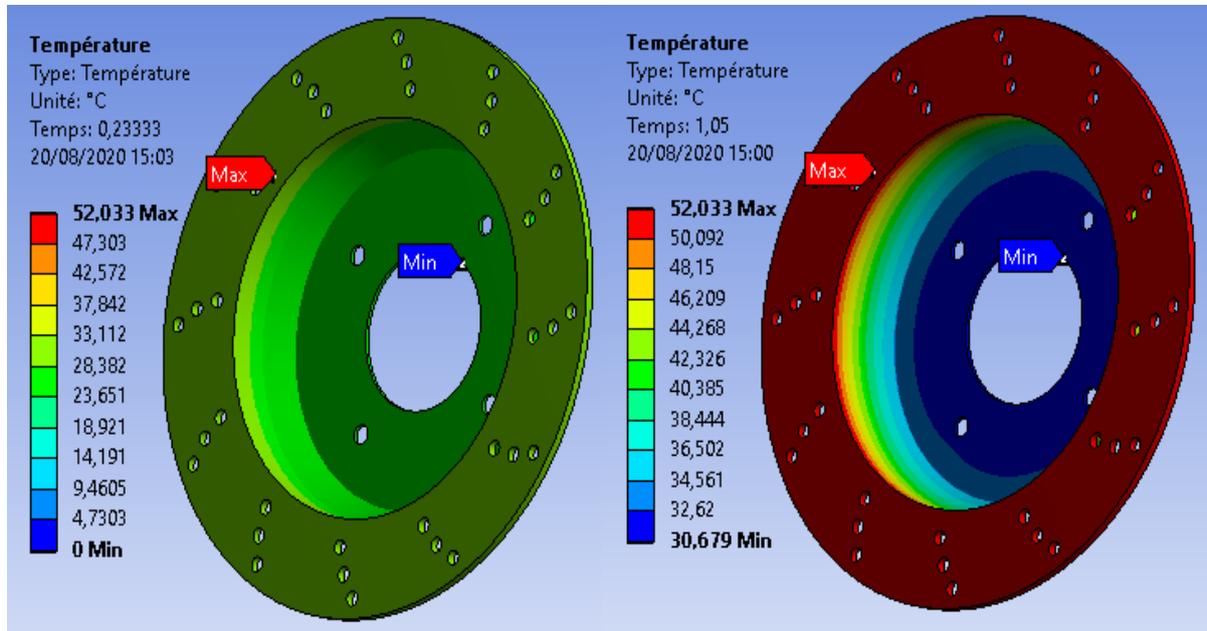


Figure VI.25 : Répartition de la température sur le disque percé

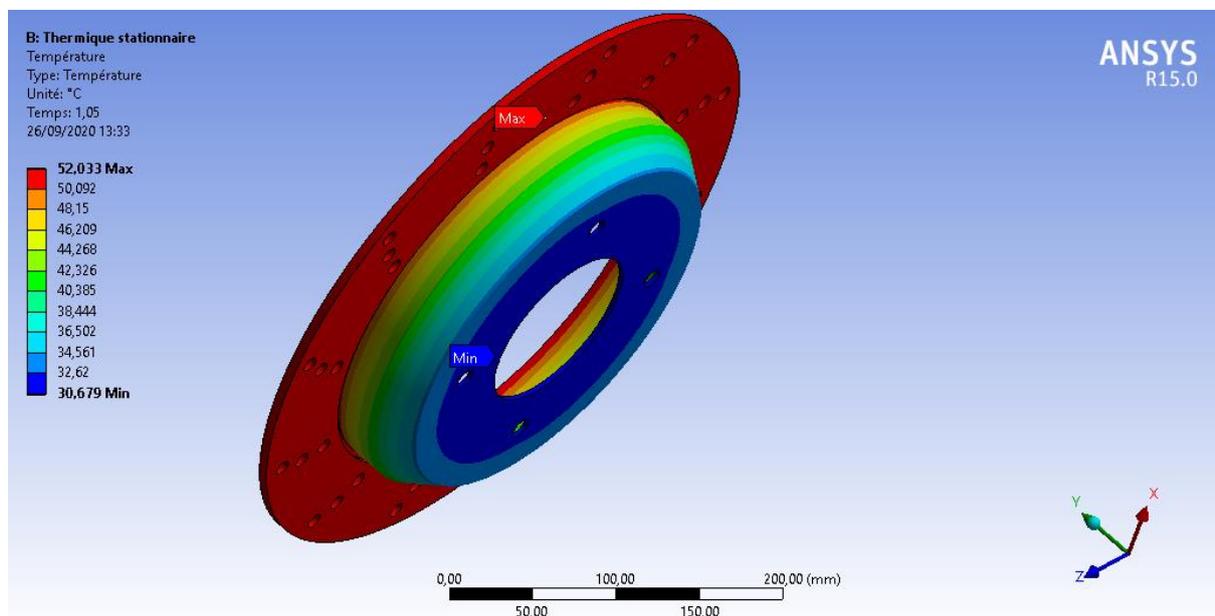


Figure VI.26 : Température maximale et minimale sur un disque percé

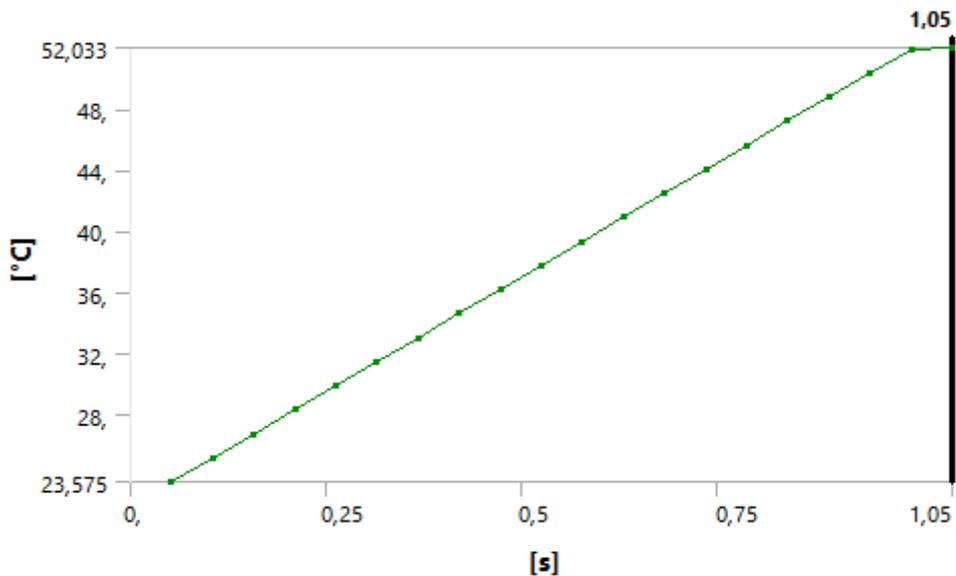


Figure VI.27 : Variation de la température en fonction du temps pour un disque percé

IV.3.2.2-Flux de chaleur :

La figure VI.28 montre la répartition de flux chaleur sur le disque percé. La valeur maximale de flux de chaleur est de 0,029 W/mm², cette valeur est localisée au niveau de la gorge calorifique à la fin du freinage à t=1,05 s (figures IV.29), ceci s’explique par l’augmentation des gradients et les concentrations thermiques dans cette zone. Tandis que le flux thermique minimal est de 1,1067.10⁻¹⁵ W/mm². La figure VI.30 indique la variation de flux de chaleur en fonction du temps sur le disque percé.

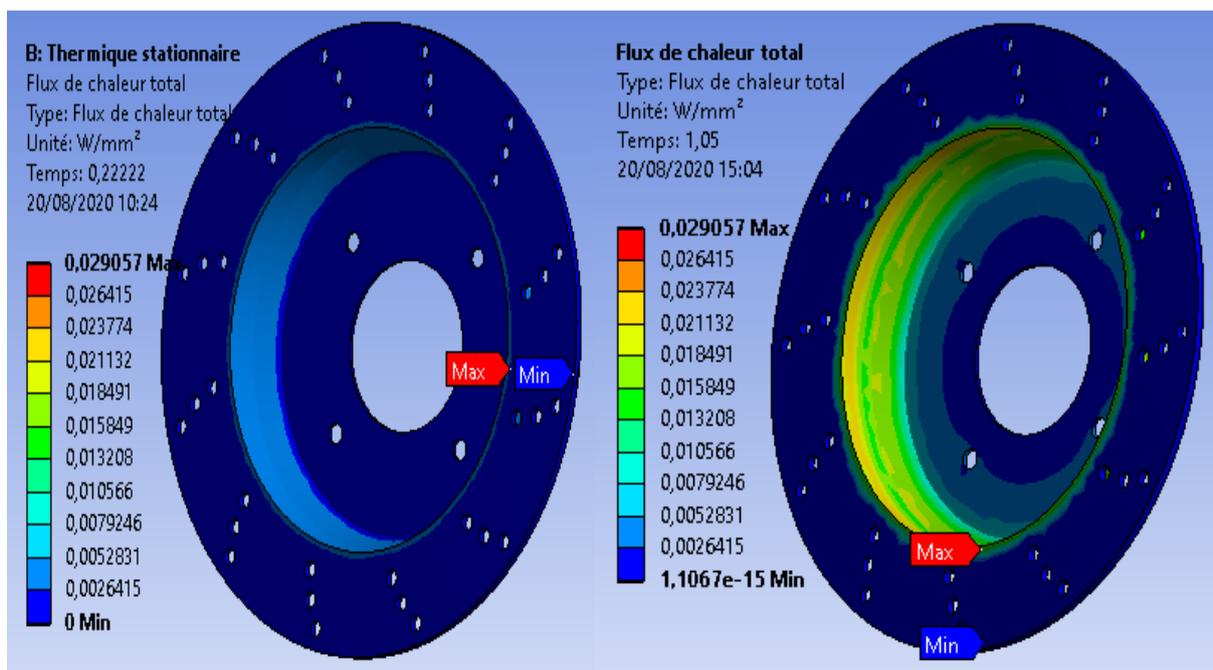


Figure VI.28 : Répartition de flux de chaleur sur un disque percé

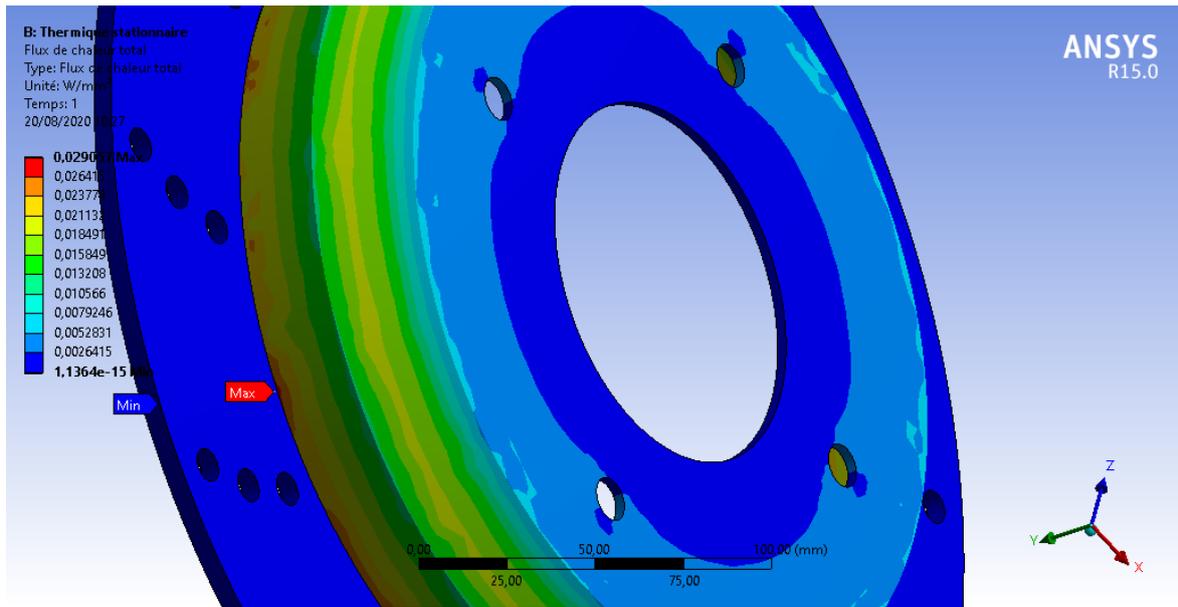


Figure VI.29 : Zone de flux chaleur maximale pour un disque percé

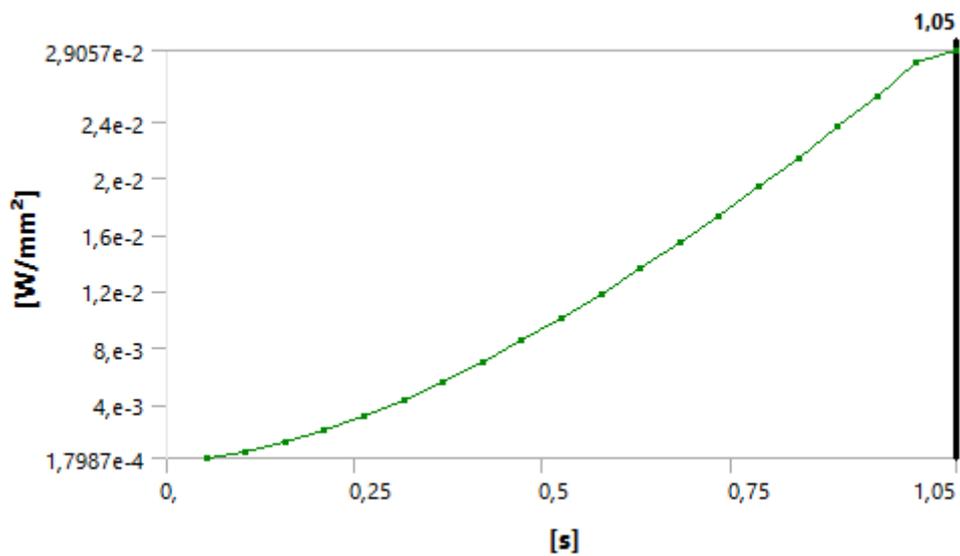


Figure VI.30 : Variation de flux chaleur de disque percé en fonction de temps

IV.3.3-Comparaison de l'analyse thermique entre disque plein et percé :

Le tableau VI.2 résume les résultats de l'analyse thermique. On comparons ces résultats, on constate que le champ de température dans un disque percé est légèrement inférieure par rapport au disque plein. Cependant pour le flux de chaleur, on constate que ce dernier est faible dans un disque percé en raison de l'augmentation de la surface de dissipation thermique lors du freinage grâce aux trous percés.

Types de disque	Température (°C)		Flux de chaleur total (W/mm ²)	
	Max	Min	Max	Min
Disque plein	52,068	32,056	0.038	2,83.10 ⁻⁹
Disque percé	52,033	30,67	0,029	1,1.10 ⁻¹⁵

Tableau VI.2 : Résumé des résultats de l'analyse thermique

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

L'analyse du comportement thermomécanique des disques de frein est une étape incontournable dans la conception des systèmes de freinage, car la température et les contraintes conditionnent le comportement thermomécanique des matériaux du disque et des plaquettes qui peuvent subir dans des situations critiques de freinage des dommages sévères durant la phase de freinage,

Dans ce travail de fin d'étude, on a présenté une modélisation numérique du contact d'un disque de frein plein et un disque percé en utilisant le logiciel ANSYS 15.0. La modélisation est basée sur la méthode des éléments finis, l'analyse concerne la comparaison des aspects thermiques et mécaniques. Sur la base de l'analyse et des résultats trouvés, on observe que le disque plein ainsi que le disque percé sont structurellement sûrs et résistants car la contrainte maximale totale se situe dans les limites de contrainte ultime pour le matériau utilisé qui est de la fonte grise. On remarque que dans l'analyse structurelle statique les contraintes et les déformations d'un disque percé sont supérieurs à ceux d'un disque plein. Alors que pour l'analyse thermique, on constate que le champ de température dans un disque percé est légèrement inférieur par rapport au disque plein, tandis que le flux de chaleur est faible dans un disque percé en raison de l'augmentation de la surface de dissipation thermique lors du freinage grâce aux trous percés.

Comme conclusion finale, on peut dire que les disques pleins ont une meilleure performance par rapport aux disques percés en termes de caractéristiques mécaniques. Alors que pour la stabilité thermique les disques percés sont de loin favorisés par rapport aux disques pleins. Ainsi, les disques percés sont généralement utilisés dans les voitures de performance comme les voitures de sport et les véhicules tout-terrain. Cependant, les disques percés sont généralement faibles et parfois difficiles à fabriquer et, par conséquent, les véhicules commerciaux habituels sur les routes préfèrent les rotors à disques pleins.

Une fois que la conception et l'analyse sont faites, comme dans ce rapport de projet, il y a toujours une amélioration et une optimisation de la conception sur la base des résultats actuels disponibles. La conception peut encore être optimisée et une analyse plus approfondie peut être effectuée afin de réduire les contraintes, les déformations totales et les variations de température. Une optimisation supplémentaire de la conception permet d'obtenir la meilleure conception possible grâce à la variation dimensionnelle et à l'application pratique.

Référence bibliographie

- [1] TAHAR Selma, « **Etude du comportement thermomécanique du contact disque-plaquette de frein** », Mémoire de master en génie mécanique, Université Badji Mokhtar, Annaba, 2019.
- [2] M. AUBLIN, R. BONCOMPAIN, M. BOULATON, D. CARON, E. JEAY, B. LALAGE, J. REA : « **Systèmes mécaniques – Théorie et dimensionnement** » 2ème édition, Editions DUNOD, 2004.
- [3] GUENAD Amin, « **Etude de défaillance des systèmes de freinage des véhicules routiers** », Mémoire de master en génie mécanique, Université Abou Bekr Belkaid, Tlemcen, 2012.
- [4] https://fr.qwe.wiki/wiki/Hydraulic_brake#System_operation
- [5] Amrish P.N., « **Computer Aided Design and Analysis of Disc Brake Rotors** », Adv. Automob. Eng., Volume 5 - Issue 2, 2016.
- [6] A. BELHOCINE « **thermomécanique des disques de frein Application du Code de Calcul ANSYS 11.0** », Thèse de Doctorat en Génies Mécanique, Université Mohamed Boudiaf des Sciences et de la Technologie, Oran, 2012.
- [7] BENDRIS Karim, BENGADI Mohamed, « **influence de la température de contact sur l'usure des disques de freins** », Mémoire de master en génie mécanique, Université Abderrahmane MIRA, BEJAIA, 2018.
- [8] Thomas J. MACKIN « **Thermal cracking in discs brakes** » Analyse des défaillances d'ingénierie Université de l'Illinois à Urbana-Champaign -USA.2000
- [9] Thi Mac-Lan Nguyen-Tajan, "**Modélisation thermomécanique des disques de frein par une approche eulérienne**", Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique, France, 2002
- [10] S. BENZAADA, « **Elaboration des métaux ferreux (Fontes et Aciers)** » Livre, Editions Universitaires Européennes, 2010.
- [11] <http://www.metabricoleur.com/t801-remise-en-etat-disques-de-frein>