

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR - ANNABA
BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté : Science de l'ingénierie
Département : Génie mécanique
Domaine : Sciences et techniques
Filière : Génie mécanique
Spécialité : Construction mécanique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de Master

Thème:

Simulation et étude du comportement thermomécanique d'un
système de freinage

Présenté par : Ziane Rania

Encadreur : Pr. Khelif Rabia

Université Badji Mokhtar-Annaba

Jury de Soutenance :

Mr : Younes

Mr : Gouasmi

Année Universitaire : 2020/2021

Remerciements

Je remercie ALLAH qui m'a aidé et m'a donné la patience et le courage d'accomplir ce modeste travail en vue de l'obtention de mon diplôme.

Par la même occasion, je tiens à remercier tous ceux qui m'ont chère et qui ont participé de près ou de loin à l'élaboration de ce travail à savoir :

- ❖ A nous parents pour m'avoir encouragé et permis d'entreprendre la formation.*
- ❖ Mon encadreur Mr khelif Rabia et Mr Hassini Mohamed, qui m'ont beaucoup aidé par leur disponibilité quotidienne, leurs orientations et leurs précieux conseil ;*
- ❖ Tous les enseignants du département de génie mécanique qui ont participé à mes formations ;*
- ❖ Tous mes cher ami(e)s et collègues, qui m'ont toujours aidé et soutenus ;*
- ❖ Tous les membres de ma famille qui m'ont tant encouragé et soutenue tout au long de mon cursus scolaire et universitaire.*

DÉDICACE

Je dédie ce modeste mémoire qui est l'accomplissement de longues années d'études, en premier lieu à :

A MON CHER Papa SAAD

Ce travail est dédié à vous mon adorable papa, vous qui n'avez jamais cessé de me protéger, de me motiver et de me soutenir, aucun mot ne pourrait exprimer ma reconnaissance pour tous vos sacrifices et vos efforts, vos précieux conseils et surtout votre amour.

Je vous remercie papa, vous êtes et vous resterez mon plus grand exemple et ma source d'inspiration. J'espère que votre bénédiction m'accompagne pour toujours. Puisse Dieu vous accorde, santé, bonheur et longue vie et vous garde à mes côtés éternellement.

A MA CHERE MERE Chahinez

Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être, vous qui m'avez amené dans cette vie et m'avez offert tant d'affection et d'amour, vous qui avez beaucoup souffert pour moi.

Je vous remercie pour vos sacrifices, pour l'amour et le soutien que vous me portez depuis mon enfance, pour votre aide et vos conseils, j'espère que votre bénédiction m'accompagne pour toujours, car vous êtes l'étoile qui illumine mon chemin sans vous maman je ne serais pas parvenu à grand chose.

A MA CHERE MA TANTE FADILA

Aucune dédicace ne peut exprimer la profondeur des sentiments fraternels, d'amour et d'attachements que j'éprouve à vos égards, je vous remercie pour votre grand amour, soutien, aide et compréhension que ce soit dans la joie ou la tristesse, vous étiez toujours à mes côtés. Que dieu vous garde à mes côtés et vous protège.

À mes Grands Parents, mes amis, mes collègues et mes cousines

Je remercie le bon dieu qui a croisé nos chemins. Puisse le bon dieu nous procure santé et longue vie. Ziane Rania

Sommaire

Introduction Générale:.....	1
CHAPITRE I: ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE	2
I.1.Introduction	3
1.2. 1. Les premiers freins.....	3
1.2.2. Le premier incident de frein.....	4
I.3. Structure générale d'un système de freinage.....	4
I.3.1. Fonction globale	5
I.4. Types de freins.....	6
I.4.1. Le frein de service ou frein principal	6
I.4.2. Le frein de stationnement ou frein à main	6
I.4.4 Le frein de ralentissement	6
I.4.5 Frein à inertie.....	7
I.4.6 Frein hydraulique	7
I.4.7 Frein pneumatique	7
I.5. Les différentes installations de freinage	7
I.5.1. Installation hydraulique	8
I.6. Freins travaillant par frottement	9
I.6.1. Frein à tambour	9
I.6.1.1. Principe de fonctionnement.....	9
I.6.2.1. Description d'un disque	13
I.8. Types des étriers	14
I.8.1 Frein à étrier coulissant	15
I.8.2. Frein à étrier fixe	16
I.9. Les types de disque frein	16
I.10. Autres types de disques et leurs caractéristiques.....	18
I.10.1 Les disques rainurés	18
I.10.2 Les disques percés	19
I.11. Comparaison entre tambour et disque	19
I.11.1 Avantages.....	19
I.11.2 Inconvénients.....	20
I.12. Matériaux des disques	20
I.12.1 Fonte grise:.....	20
I.12.2. Aciers inoxydables	22

I.12.3. Matériaux composites	22
I.12.4. Composites carbone- carbone	23
I.12.5. Composites à matrice métallique(MMC).....	25
I.12.6. Composites à matrice céramique (CMC)	25
I.12.7. Alliage de titane	25
I.13. Les Plaquettes	26
I.14. Les garnitures.....	27
I.15. Les supports.....	27
I.16. Zone de frottement	28
I.17. Phénomène d'usure	28
I.18. Phénomènes mécaniques dans le disque.....	29
I.19. Phénomènes thermiques dans le disque	29
I.20. Conclusion	29
Chapitre II : LE TRANSFERT DE CHALEUR : UN OUTIL AU SERVICE DE L'ANALYSE DES CONTACTS	30
II.1.Introduction.....	31
II. 2. Définitions.....	32
II.3. Gradient de température	32
II.4. Flux de chaleur et la densité de chaleur	33
II.5. Modes de transfert de chaleur	33
II.5.1 Conduction.....	33
II.5.1.1. Le régime permanent	34
II.5. 1.2.Le régime transitoire.....	34
II.5.2.1. Le nombre de Reynolds	35
II.5.2.2. Le nombre de Nusselt	36
II.5.3. Rayonnement	36
II.6. Stockage d'énergie	36
II.6. Les efforts agissant aux roues lors du freinage.....	37
II.7. Puissance de freinage totale.....	38
II.8. Les efforts agissant aux roues lors du freinage.....	38
II.9. Expression du flux thermique initial.....	40
II.10. Calculs analytiques.....	41
II.10.1. Energie du freinage.....	41
II.10.2. Puissance de freinage	42
II.11. Composantes de la force et du couple de freinage.....	43
Chapitre III : DEFAILLANCES DU SYSTEME DE FREINAGE (DISQUE /PLAQUETTE).....	45
III.1. Introduction	46

III.2. Défaillance des systèmes de freinage	46
III.2.1. Assistés par servofrein	46
III.2.2. Maître-cylindre.....	47
III.2.3. Flexibles de frein.....	48
III.2.4. Étrier de frein	48
III.2.5. Les garnitures de freins.....	49
III.2.5.1. Plaquette de frein pour disque.....	49
III.2.5.1.1 Plaquette Fuselées.....	49
III.2.5.1.2 Usure non-uniforme	49
III.2.5.2. Dénaturation	50
III.2.5.3. Contamination de surface.....	50
III.2.5.4. Plaquettes endommagée.....	50
III.2.5.5. Plaquettes Fissurées	51
III.2.5.6. Aspect vitreux.....	51
III.2.6. Disques de freins	52
III.2.6.2. Les plaquettes trop usées ont légèrement attaqué la tôle du disque	52
III.2.6.3. Le disque fissuré ou cassé	53
III.3. Les cause des défaillances	54
III.3.1. La Chaleur	54
III.3.2. Combattre la chaleur	55
III.3.2.1. Refroidissement	55
III.3.2.2. Choix des matériaux	55
Chapitre IV : SIMULATION ET ANALYSE DES RESULTATS.....	56
IV.1. Introduction.....	57
IV.2. Position du problème	57
IV.3. Etude du système de freinage	57
IV.3.1. Notions de base sur le système de freinage.....	57
IV.3.1.1. Energie	57
IV.3.1.1.1. Energie cinétique.....	57
IV.3.1.1.2. Energie dissipée.....	57
IV.3.1.2. La force d'adhérence	58
IV.3.1.2.1. Adhérence.....	58
IV.3.1.2.2. Force d'adhérence	58
IV.3.1.3. Le glissement (λ)	59
IV.3.1.4. La distance d'arrêt.....	60
IV.3.1.4.1. La distance de réaction DR.....	60

IV.3.1.4.2. La distance de freinage DF	60
IV.3.1.4.3. La distance d'arrêt DA	60
IV.4.1. Etude mécanique	61
IV.4.1.1. Les forces travaillant au disque de frein	61
IV.4.1.2. La pression appliquée sur la plaquette/disque	62
IV.4.2. Etude thermique	62
IV.4.2.1. Conditions initiales et conditions aux limites.....	62
IV.5. Modélisation du disque de frein.....	62
ABAQUS	63
IV.5.4.2. Choix du maillage	64
IV.5.4.3. Conditions aux limites	65
IV.6. Les résultat de simulation	66
IV.6.1. disque /plaquette (étude mécanique).....	66
IV.6.2. disque plein (étude thermique)	68
IV.6.2.1. Température et flux de chaleur	68
IV.6.2.2 La température	68
Commentaire	70
IV.6.2.2.1 Les plaquettes	70
Commentaire	71
IV.6.2.3 Le flux de chaleur	71
Commentaire	73
Conclusion	74

Liste des figures

• Figure 1:Développement de frottement et de chaleur.....	3
• Figure 2:Schéma d'implantation du système de freinage.	5
• Figure 3:Schéma du système de freinage.....	5
• Figure 4:Schéma de la fonction globale du système de freinage.....	6
• Figure 5:Les organes à freiner.....	8
• Figure 6:Installation hydraulique disposant de freins à disque à l'avant, et de freins à tambour à l'arrière.....	9
• Figure 7:Frein à tambour.....	10
• Figure 8:Vue 3D d'un frein à tambour	10
• Figure 9:Différentes technologies	11
• Figure 10:Le frein à disque	12
• Figure 11:Désignation des principaux éléments.....	13
• Figure 12:Exemples de freins à disque.	13
• Figure 13:Le disque plein	14
• Figure 14:Gorge calorifique	15
• Figure 15:Les éléments d'un frein avant.....	15
• Figure 16:Types d'étriers.	16
• Figure 17:Le système à étrier flottant	16
• Figure 18:Le système à étrier à chape flottante.....	16
• Figure 19:Le système à étrier fixe.	17
• Figure 20:Exemple de disque plein	18
• Figure 21:Exemple de disque ventilé.....	18
• Figure 22:Différentes géométries d'ailettes.....	18
• Figure 23:Disques ventilés : différentes conceptions	19
• Figure 24:Circulation de l'air dans les canaux d'un disque ventilé.....	19
• Figure 25:Disque rainuré.	20
• Figure 26:Disque percé.	20
• Figure 27:Les micrographies de différentes fontes grises matériaux des disques de frein [7] : a-Fonte blanche ; o b- Fonte malléable ; c-Fonte grise ; d- Fonte ductile.	22
• Figure 28:Constitution d'un matériau composite.....	24
• Figure 29:Schéma et image d'un frein multidisques aéronautique.....	25
• Figure 30:Plaquette de frein	28
• Figure 31:Mise en cône d'un disque de frein	30
• Figure 32:Gradient de température.....	32
• Figure 33:Lois de Fourier	33
• Figure 34:Définition d'un élément de surface d'échange	35
• Figure 35:Elément en rayonnement.....	36
• Figure 36:Définition des forces agissant sur une automobile lors du freinage	38
• Figure 37:Efforts agissant sur une voiture freinée, freinage d'arrêt sur plat.....	40
• Figure 38:Les accidents sur la route	46
• Figure 39:servofrein défaillant	47
• Figure 40:maitre-cylindre défaillant	48

• Figure 41:les craquelures du caoutchouc	48
• Figure 42: étrier grippé	49
• Figure 43:Plaquette Fuselées.....	49
• Figure 44:Usure non-uniforme sur une plaquette.....	50
• Figure 45:Plaquette dénaturée	51
• Figure 46:Contamination de surface.....	51
• Figure 47:Plaquettes endommagée	52
• Figure 48:Plaquettes Fissurées	52
• Figure 49:Plaquette vitreuse.....	53

• Figure 50:Disque à l'usure très visible	53
• Figure 51:Disque endommagé par le fer d'une plaquette.....	54
• Figure 52:Disque fissurés	54
• Figure 53:Disque strié.....	55
• Figure 54:Courbe coefficient de frottement en fonction de température	56
• Figure 55:Représentation des forces.....	56
• Figure 56:La courbe représente la variation d'adhérence en fonction de glissement.....	61
• Figure 57:Chemin d'arrêt véhicule.....	63
• Figure 58:Le model du disque plein avec la paquette.....	65
• Figure 59:Maillage volumique de l'ensemble (disque/plaquette).....	67
• Figure 60:Conditions aux limites de la plaquette /disque	68
• Figure 61:Interaction disque/plaquette.....	68
• Figure 62:La répartition de la contrainte de Von Mises sur le disque	70
• Figure 63:La répartition de la contrainte de Von Mises sur le disque	70
• Figure 64:La répartition de la température du disque et plaquette	73
• Figure 65:La répartition de flux de chaleur plaquette	75

Chapitre I: Etude bibliographie

Introduction Générale:

L'évolution du domaine automobile a été très rapide et a changé la façon de vivre pour tout le monde. L'industrie automobile prend une place importante dans l'industrie de plusieurs grands pays industrialisés. Elle prend parfois un aspect stratégique compte tenu à la fois de sa proximité historique avec les industries militaires, de l'importance qu'elle peut prendre dans le produit intérieur brut et l'emploi de certains pays et de l'image que l'automobile peut donner d'un pays auprès de l'extérieur (le design italien, l'Américain, la mécanique allemande, le zéro défaut japonais, l'innovation française, etc.).

L'utilisation d'un véhicule demande la régulation de la vitesse en fonction de la circulation et des différents obstacles rencontrés. Le système de freinage permet de réduire, de manière contrôlée par le conducteur, la vitesse du véhicule et de l'immobiliser lorsqu'il est à l'arrêt. Ce système doit être efficace, stable, progressif, confortable et fiable. L'analyse des modes de dégradation, en les intégrant en conception en vue d'une meilleure fiabilité devient une des préoccupations majeure des utilisateurs.

Nous proposons dans ce travail une étude sur le système de freinage et nous abordons dans un premier temps, une étude bibliographique sur les freins. Dans un deuxième temps, nous expliquons des bases sur le transfert de chaleur qui est un élément important au service de l'analyse des contacts. Le troisième chapitre sera consacré à une étude sur les défaillances du système disque/plaquette.

Le chapitre quatre est réservé à une analyse des résultats après avoir fait une simulation.

Nous terminons ce mémoire par une conclusion et des perspectives.

CHAPITRE UN:
Etude bibliographie

I.1. Introduction :

Grâce aux continuel progrès technologiques 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. Le frein, organe de sécurité, reste ainsi un sujet d'étude très actuel pour les ingénieurs. L'apparition de nouveaux matériaux (alliages divers, céramique, etc.) et de nouveaux procédés de fabrication ou de traitement de surface (grenailage, trempe par induction, etc.) génère de nouveaux types de frein et donc la nécessité de nouvelles études. De plus, avec la concurrence industrielle toujours croissante, les problématiques changent : en plus du souci d'efficacité, de fiabilité et de confort, s'ajoute ceux du moindre coût et du délai de fabrication. L'objectif pour l'ingénieur est de trouver le meilleur compromis entre ces exigences. Il s'agit alors remplacer, du moins, compléter les essais expérimentaux par des analyses numériques afin de tester plus de possibilités pour mieux s'approcher du meilleur compromis, réduire les coûts en fabriquant moins de prototypes et minimiser les durées d'étude en limitant le nombre d'essais.

I.2. Historique :

1.2. 1. Les premiers freins :

L'histoire du frein [1] ferroviaire commence vers 1550, en Europe. Dans les mines de Leberthal, en Alsace, le minerai est extrait à l'aide de wagonnets dont les roues en fer roulent sur des longrines qui ne s'appellent pas encore des rails. Un historien nous apprend qu' "une pièce de bois, disposée horizontalement au-dessus d'une roue, était articulée au flanc du wagonnet. Le conducteur, qui était un enfant, pouvait ainsi appuyer de la main ou du pied contre la périphérie de la roue et modérer la vitesse de ces chariots miniers lancés dans de faibles déclinaisons"(voir figure1.1).

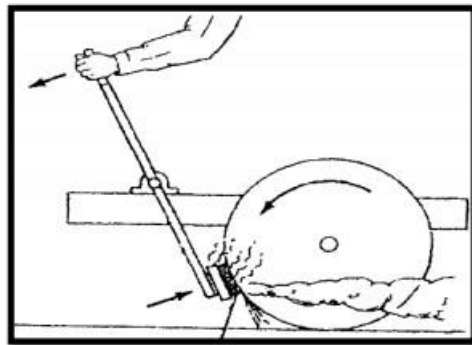


Figure 1.1 : Développement de frottement et de chaleur [1].

Chapitre I: Etude bibliographie

Deux cents ans plus tard, nous sommes au milieu du 18ème siècle et le transport par diligence se développe partout en Europe. Il s'agit, certes, de véhicules que l'on pourrait qualifier de routiers. Néanmoins, ces véhicules sont équipés, en France, d'un système de freinage appelé "mécanique" qui permettait au conducteur d'appliquer un ou plusieurs sabots contre les roues sans descendre de son siège. Ces sabots sont actionnés par une transmission commandée par le levier à disposition du conducteur : il s'agit ici d'une première ébauche du freinage à commande centralisée

1.2.2. Le premier incident de frein :

Restons sur la "route" avec le premier incident de freinage de l'histoire, intimement lié à la naissance du moteur. Le 23 novembre 1770, Nicolas Joseph Cugnot présente, à l'Arsenal de Paris, son désormais célèbre fardier, un chariot équipé d'un moteur à vapeur. Difficile à diriger et faiblement freiné, il finit sa course dans un mur de clôture. Cet incident mettra fin pour de longues années aux expérimentations de véhicules sans chevaux, qu'ils soient ou non guidés : déjà à l'époque, le freinage devient l'élément important qui se doit de suivre les progrès de la traction.

Avançons de quelques années avec la naissance du rail en France : à la suite d'une visite au Creusot, l'un des berceaux industriels de la France, Daubenton écrit en 1782 à Buffon : "Toutes les routes y sont tracées par des pièces de bois, auxquelles sont adaptées des bandes de fonte sur lesquelles portent les roues des chariots qui conduisent le charbon à la mine ; et ces roues sont conduites de manière que le chariot ne puisse se détourner et est obligé de suivre la route qui lui est tracée ; de sorte qu'un seul cheval, même aveugle, conduit sans gêner quatre milliers et plus...". L'accident de Cugnot n'est pas encore oublié, et la traction hippomobile règne encore en maître, ne nécessitant pas de système de freinage.

1.3 Structure générale d'un système de freinage :

La structure ci-dessous (Fig. I.2) représente une structure de base que l'on retrouve dans tous les véhicules de tourisme dit bas de gamme. On pourra cependant trouver des variantes telles que la disposition de freins à disque sur l'essieu arrière, ou bien la mise en place de système tels que l'ABS ou bien ESP [1].

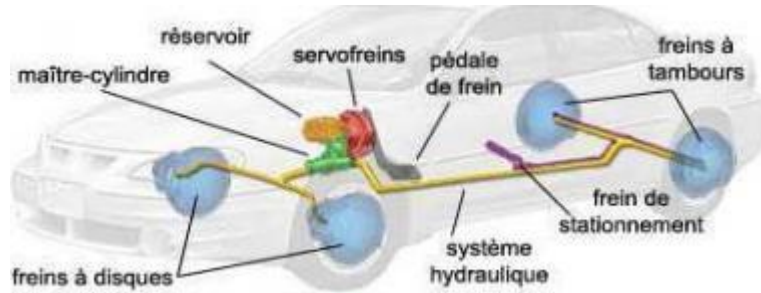


Figure.I.2: Schéma d'implantation du système de freinage.

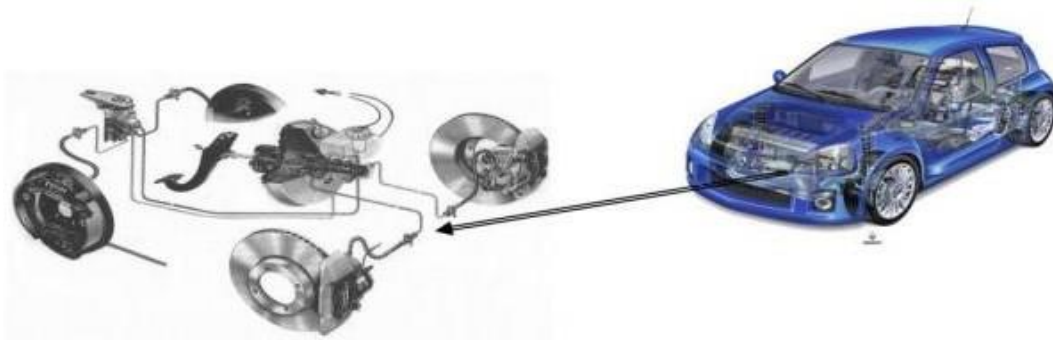


Figure I.3 : Schéma du système de freinage

Dans un système de freinage, on distingue deux parties :

- Partie commande
- Partie opérative.

I.3.1. Fonction globale :

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 autre forme d'énergie. Le phénomène du crissement est directement lié à la dissipation d'une part de cette énergie cinétique sous forme d'énergie vibratoire. 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.

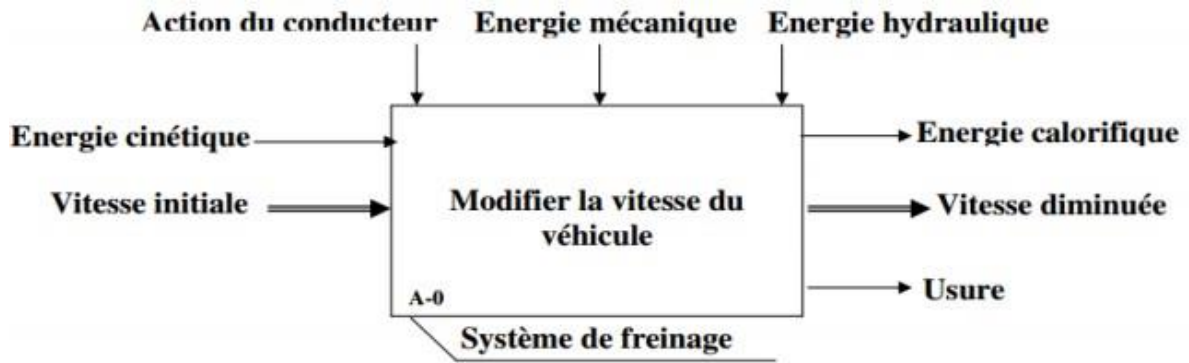


Figure I.4 : schéma de la fonction globale du système de freinage

I.4. Types de freins :

Selon la fonction et le mode de fonctionnement, on distingue plusieurs types de freins

I.4.1. Le frein de service ou frein principal :

Il agit sur toutes les roues du véhicule, il est destiné à ralentir ou à arrêter le véhicule. Le temps et l'intensité d'utilisation peuvent être très variables (obstacle imprévu : freinage intense de courte durée, descente de col : freinage léger de longue durée). Ce frein est généralement commandé par une pédale.

I.4.2. Le frein de stationnement ou frein à main :

Il agit en général sur un seul essieu (essieu arrière) déterminé en fonction de la répartition de la charge du véhicule sur ses essieux, il est destiné à maintenir à l'arrêt un véhicule en stationnement, même sur une pente et en absence du conducteur. Sa commande doit être distincte du freinage principal, il est commandé par un levier à main

I.4.3. Le frein de secours :

Il est destiné à arrêter, dans des conditions prescrites par la réglementation, le véhicule en cas de défaillance d'une partie du frein principal. Le freinage de secours peut être obtenu soit à partir de la partie non défaillante du frein principal, soit à partir du frein de stationnement ou à partir d'un système de freinage supplémentaire doté d'une commande distincte agissant directement sur les freins.

I.4.4 Le frein de ralentissement :

Organe auxiliaire, équipant surtout les poids lourds, placé sur la transmission et que le conducteur utilise à la place des freins pour ralentir la vitesse du véhicule sans désirer l'arrêt complet. Il est susceptible de fonctionner pendant des temps très longs, il s'échauffe donc de façon constante, et doit alors évacuer la chaleur de façon permanente

I.4.5 Frein à inertie :

Dispositif de freinage utilisé sur les remorques, placé entre le crochet et la barre d'attelage. Lorsque la vitesse de la remorque dépasse momentanément celle du véhicule tracteur, le poids de la remorque écrase le dispositif, qui par réaction, actionne les feins principaux de la remorque.

I.4.6 Frein hydraulique :

Système de freinage caractérisé par le fait que la transmission de l'effort du conducteur aux organes de freins liés aux roues est assurée par un liquide incompressible.

I.4.7 Frein pneumatique :

Système de freinage utilisant une source d'air comprimé entretenue par un compresseur entraîné par le moteur et très utilisé sur les poids lourds en raison de sa puissance

I.5. Les différentes installations de freinage :

L'énergie mécanique par l'action du conducteur sur la pédale de frein est transmise aux organes à freiner, ou à ralentir (roues) selon la figure 1.5.

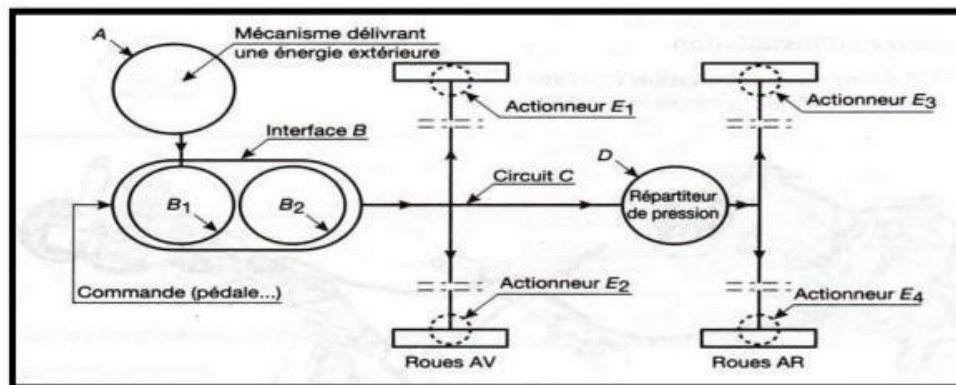


Figure 1.5. Les organes à freiner [2]

Chapitre I: Etude bibliographie

Le tableau 1.1 montre les différents composants A, B, C, D et E selon la transmission de puissance : hydraulique, oléopneumatique ou pneumatique.

Tableau 1.1 : Différents types d'installation de freinage [2].

Type installation	A	B1	B2	C	D	E	Applications
Hydraulique	Dépression ou pression (Gaz ou air)	Servo-frein	Maitre-cylindre	Tuyauterie pour circulation d'huile	Répartiteur de pression arrière et roues avant	cylindres de roues	Véhicules de tourisme jusqu'à 4.5 Tonnes
Oléo-pneumatique	Pression air Epuration Compression Accumulation Régulation De pression		Distributeur / doseur	Tuyauterie pour circulation d'huile			Véhicules Industriels Jusqu'à 21 Tonnes
Pneumatique				Tuyauterie pour circulation d'air		Vases à diaphragme	Véhicule industriels jusqu'à 38 Tonnes

I.5.1. Installation hydraulique :

Système de freinage dont l'énergie de fonctionnement est fournie par un liquide hydraulique sous pression, emmagasiné dans un ou plusieurs accumulateurs alimentés par un ou plusieurs générateurs de pression munis chacun d'un régulateur limitant cette pression à une valeur maximale.

La figure 1.6 montre une installation hydraulique choisie pour les véhicules touristiques disposant de freins à disque à l'avant, et de freins à tambour à l'arrière

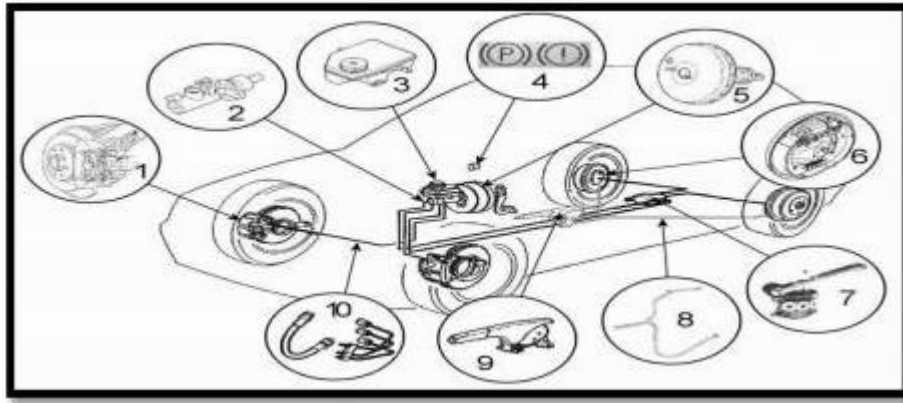


Figure I.6 : Installation hydraulique disposant de freins à disque à l'avant, et de freins à tambour à l'arrière

- 1 : Freins à disque 6 : Freins à tambour
- 2 : Maître-cylindre 7 : Correcteur de freinage
- 3 : Réservoir de liquide 8 : Câbles de frein à main
- 4 : Voyants d'alerte et d'état 9 : Levier de frein à main
- 5 : Assistance (servofrein) 10 : Canalisations et flexibles

I.6. Freins travaillant par frottement :

I.6.1. 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 (Figure. I.7). 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].

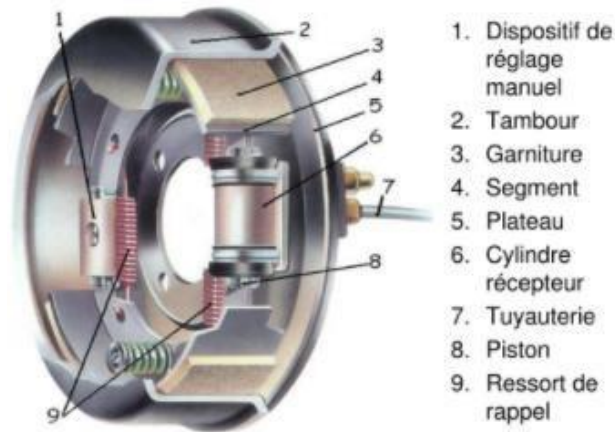


Figure. I.7: Frein à tambour.

I.6.1.1. Principe de fonctionnement :

Le tambour est solidaire du moyeu de roue et tourne avec lui. Les segments et les composants qui génèrent la force de freinage sont généralement montés sur un plateau circulaire en tôle emboutie nommé flasque qui ferme le tambour et est fixé rigidement au porte-moyeu. Des ressorts hélicoïdaux travaillant en traction connectent les deux segments et les empêchent de frotter contre la couronne du tambour lorsque les freins ne sont pas actionnés (Fig.I.8).

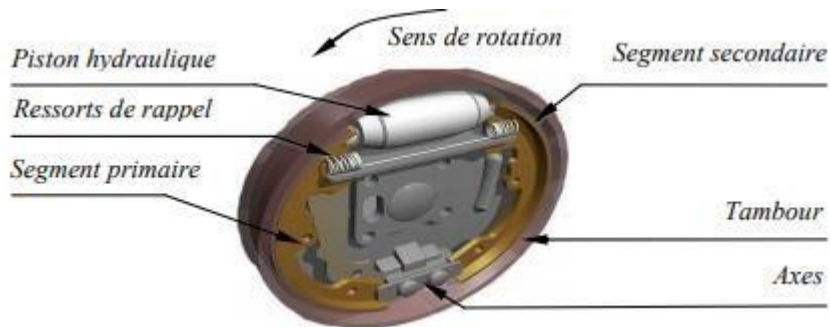


Figure. I.8 : Vue 3D d'un frein à tambour.

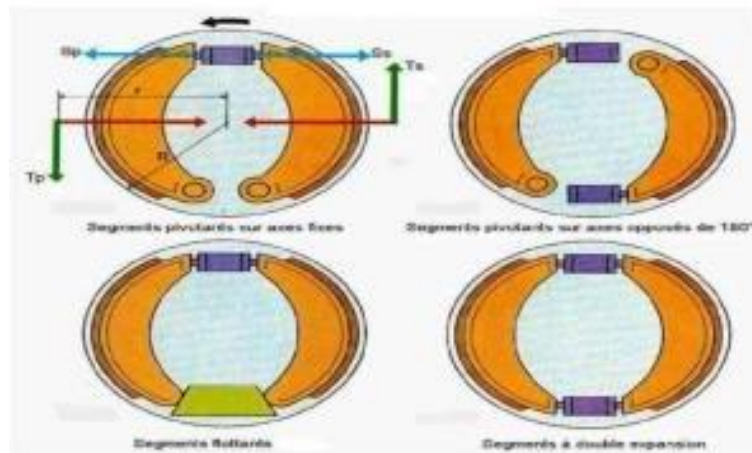


Figure I.9 : Différentes technologies.

Différentes façons d'articuler et de commander les deux segments sont possibles. Suivant la configuration adoptée, l'effet d'auto-serrage est plus ou moins fort, obtenu dans un seul sens de rotation ou dans les deux, sur une seule des mâchoires ou sur les deux (Fig. I.9). Les deux segments sont actionnés par un piston qui génère une force de serrage. Une force tangentielle due à la rotation du tambour qui agit sur le segment amont (primaire) engendre un moment sur son axe de pivotement qui est dans le même sens que la force de serrage : c'est l'auto-serrage. Sur le segment aval (ou secondaire), la force tangentielle s'oppose à l'action de la force de serrage : c'est l'auto-desserrage. Le serrage de la mâchoire secondaire est donc plus faible que le serrage de la mâchoire primaire ce qui entraîne une usure inégale puisque les freins sont généralement utilisés en marche avant. Ainsi il existe d'autres configurations permettant de rendre l'usure égale et une puissance de freinage accrue. Si les axes des segments sont intervertis, l'auto-serrage agit sur les deux mâchoires, mais n'est effectif que dans un seul sens de rotation du tambour. On peut également remplacer les pivots des deux segments par un palier flottant. Au freinage, l'extrémité aval du segment primaire s'appuie sur le palier et pousse l'extrémité amont du segment secondaire, qui devient auto-serrant lui aussi. Ce montage est valable pour les deux sens de rotation et est la technique la plus répandue aujourd'hui. Une autre configuration consiste également à serrer les deux mâchoires à l'aide de deux cylindres hydrauliques à leur extrémité, mais ce type de frein est très peu employé en raison de son rapport efficacité/prix peu favorable.

Les tambours actuels montés sur l'essieu arrière sont généralement en fonte. Quant aux mâchoires, elles sont en tôle d'acier soudée ou en aluminium, et revêtues d'une garniture de frottement à base de laine d'acier, de cuivre et de coke en poudre ou encore d'oxyde de fer.

La principale caractéristique requise est un coefficient de frottement relativement constant avec la température et assez élevé, de l'ordre de 0,5. Les freins à tambour sont encore bien répandus aujourd'hui sur l'essieu arrière des véhicules légers, aux performances modestes.

I.6.2. Frein 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. 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.

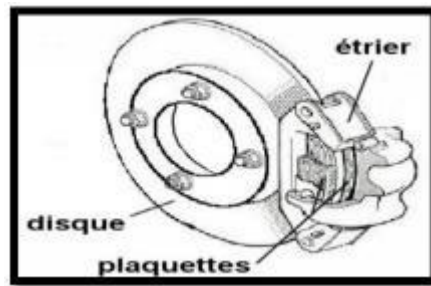


Figure1.10: Le frein à disque [4].

Le frein à disque (Fig. I.10) est composé de :

- Un disque généralement en fonte lié à la roue par l'intermédiaire du moyeu et qui lui est intérieur ;
- Deux plaquettes de part et d'autre du disque, composées chacune d'une garniture en matériau composite collée ou rivetée sur un support métallique ;
- Un étrier en acier, solidaire de l'essieu (par l'intermédiaire du pivot par exemple), qui supporte les plaquettes ; en forme de chape, il recouvre un secteur du disque ;
- Un piston hydraulique dans le cas d'un étrier flottant ou coulissant ou deux pistons dans le cas d'un étrier fixe posés contre les supports des plaquettes.

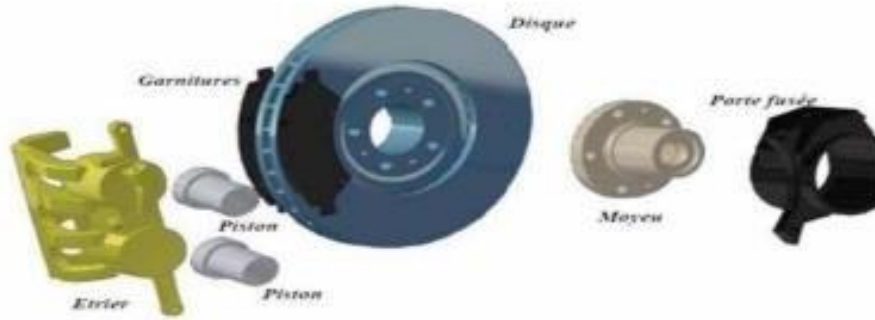


Figure I.11 : Désignation des principaux éléments.

Les disques sont des composants soumis à de fortes températures. De manière générale, on trouve sur les véhicules de série des disques pleins. Afin d'augmenter l'échange thermique entre le disque et l'air environnant, on peut utiliser des disques ventilés. En diminuant ainsi la température, on garantit un meilleur frottement des garnitures sur les disques [1]. Si les systèmes de frein à disque sont utilisés dans tous les domaines du transport (automobile, ferroviaire et aéronautique), les caractéristiques techniques dépendent des exigences de freinage ce qui donne des technologies différentes (Fig.I.12).



-a- : Frein à disque automobile.-b- : Frein à disque aéronautique.

Figure I.12 : Exemples de freins à disque.

I.6.2.1. Description d'un disque :

Le disque est constitué d'un anneau plein avec deux pistes de frottement (Fig. I.13), 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.

Chapitre I: Etude bibliographie

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.



Figure I.13: Le disque plein.

La région de la gorge du bol 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 circumférentielle (du côté externe et/ou du côté interne du disque) qui se propage et provoque la rupture brutale du bol. Les gradients dans la gorge du bol s'expliquent de la même manière. En début de freinage, la température du bol est à 20° C tandis que celle des pistes est de quelques centaines de degrés. De plus, dans le but d'éviter que la température du moyeu ne soit trop

Élevée (ce qui engendrerait des élévations de température du pneu, très critique pour son comportement), la gorge est usinée de manière à ne pas transmettre trop de chaleur au bol (Fig.I.14). Avec cet usinage, la température du bol baisse effectivement, mais les gradients thermiques augmentent conséquemment dans cette zone. Ceux-ci engendrent des contraintes thermiques qui expliquent les ruptures de bol observées lors d'essais expérimentaux sévères.

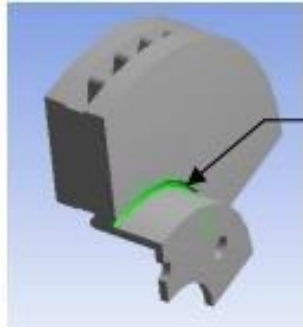
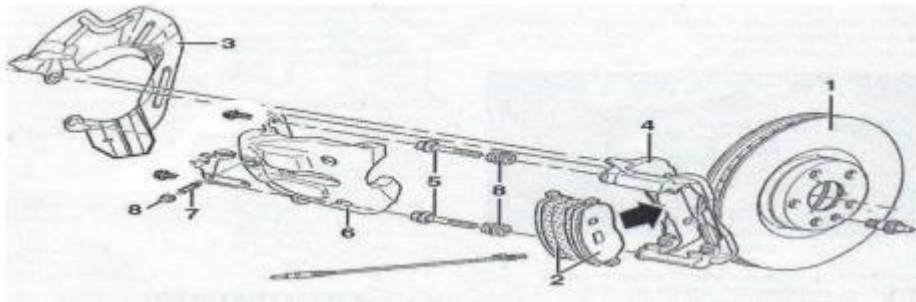


Figure I.14 : Gorge calorifique

I.7. Eléments d'un frein à disque :

Le disque de frein est un organe de friction fortement sollicité, il doit résister à des températures de 600° C à 800° C dont les éléments sont illustrés sur la figure I.15 :



1. Disque 2. Plaquettes 3. Protections de disque de frein 4. Support d'étrier 5. Colonne
6. Etrier 7. Vis de purge 8. Capuchon.

Figure I.15 : Les éléments d'un frein avant

I.8. Types des étriers :

On peut distinguer principalement, dans le secteur automobile, deux types de réalisations. Les freins à étriers coulissants ou à étriers fixes (Fig I.16). Les premiers sont les plus répandus. Les étriers fixes sont surtout utilisés dans le domaine des motocycles [1]. Naturellement, les étriers, comme tous les composants non suspendus, doivent être le plus léger possible. Ils sont habituellement coulés en alliage d'aluminium, parfois en alliage de magnésium ou en fonte. Le porte-étrier peut être en fonte et l'étrier en alliage léger. Le diamètre des pistons récepteurs hydrauliques dans les étriers est plus grand que celui des pistons actionnant les segments des freins à tambour et la pression dans le circuit hydraulique peut dépasser 100 bars alors que 15 bars suffisent avec des freins à tambour.



-a- : Etrier flottant de la C6. -b- : Etrier fixe.

Figure I.16 : Types d'étriers.

I.8.1 Frein à étrier coulissant :

Lorsque le véhicule est en mouvement, le disque est en rotation. Dans le cas d'un système à étrier coulissant (Fig. I.17), pendant la phase de freinage, un circuit hydraulique commandé par la pédale de frein actionne le piston qui presse la première plaquette (plaquette interne) contre le disque. Lorsque celle-ci est en contact avec le disque, l'étrier se déplace par réaction grâce à un système de coulissage et entraîne la seconde plaquette contre le disque. On pourra également trouver des freins à chape coulissante au fonctionnement quasi identique que les freins à étriers coulissants [1] (Fig. I.18).

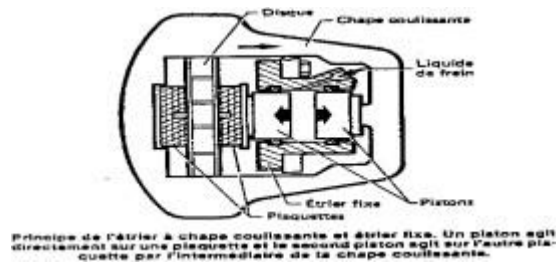
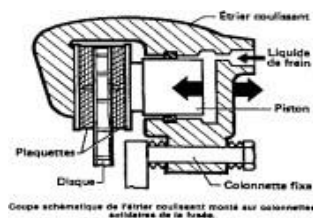


Figure I.17 : Le système à étrier flottant. **Figure I.18** : Le système à étrier à chape flottante.

I.8.2. Frein à étrier fixe :

Dans le cas de l'étrier fixe, qui est rigidement attaché à l'essieu et qui comporte deux pistons opposés alimentés par un même circuit hydraulique, les deux pistons viennent presser les deux plaquettes sur le disque lors de la mise en pression (Fig. I.19). L'avantage de ce dispositif par rapport à l'étrier coulissant est la moindre quantité de liquide mise en jeu (puisque chaque piston ne parcourt qu'une de mi-distance).

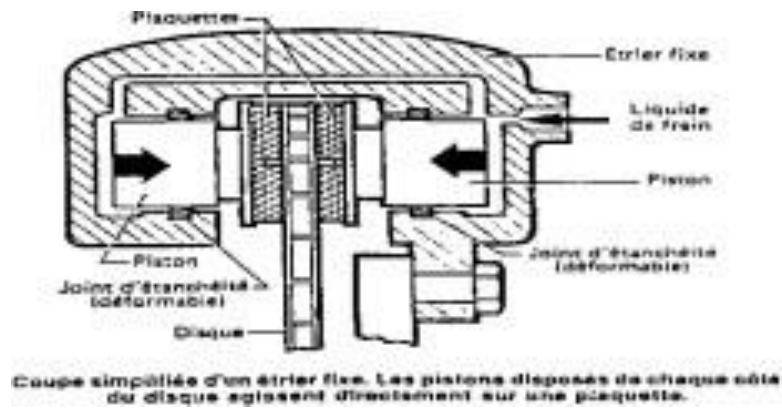
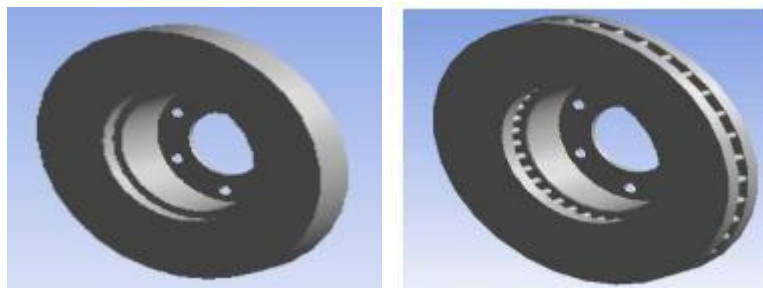


Figure I.19 : Le système à étrier fixe.

I.9. Les types de disque frein :

Il existe deux types de disque : les disques pleins et les disques ventilés. 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. 1.20). 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. 1.21), ils refroidissent mieux que les disques pleins grâce à la ventilation entre les ailettes qui, en plus, favorisent le transfert thermique par convection en augmentant les surfaces d'échange. Le disque ventilé comporte plus de matière que le disque plein ; sa capacité d'absorption calorifique est donc meilleure. Le nombre, la taille et la forme (ailettes radiales, incurvées, pions circulaires...) des ailettes sont variables (Fig. 1.22).



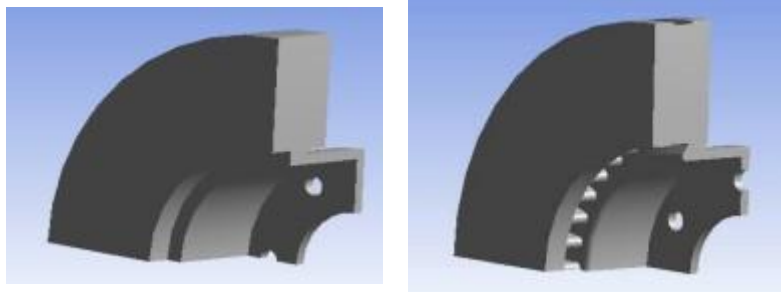


Figure I.20 : Exemple de disque plein.



Figure I.21 : Exemple de disque plein.



Figure I.22 : Différentes géométries d'ailettes.

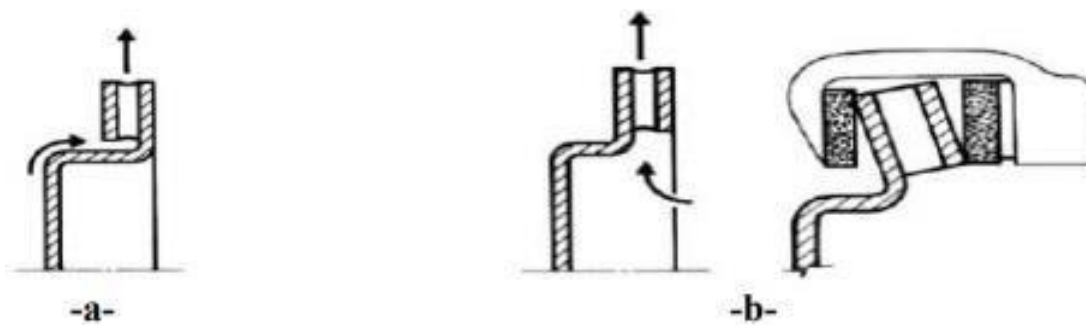


Figure I.23 : Disques ventilés : différentes conceptions [3].

La figure I.23 représente deux types de disque ventilé. Le modèle « a » présente une moins bonne ventilation que le « b », mais possède une meilleure rigidité. La figure I.18 montre également la déformation du deuxième type de disque soumis à un fort gradient de température. La rotation du disque entraîne une circulation d'air dans les canaux [3], d'où une amélioration du refroidissement (Fig. I.24).

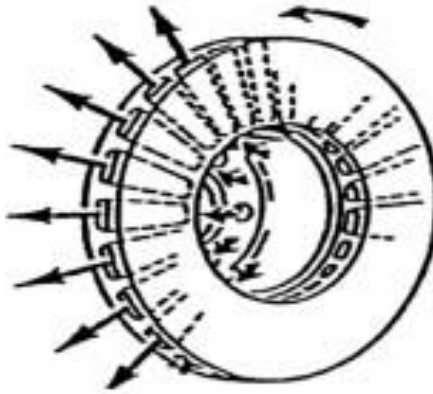


Figure I.24 : Circulation de l'air dans les canaux d'un disque ventilé [3].

I.10. Autres types de disques et leurs caractéristiques :

I.10.1 Les disques rainurés :

La raison pour laquelle on rainure les disques est trop souvent mal comprise. Les gens croient généralement que les rainures sont là pour améliorer le refroidissement. Il n'en est rien. Elles sont là pour nettoyer la surface de la plaquette et briser la couche gazeuse qui peut se former entre la plaquette et le disque quand les hautes températures sont atteintes [4] . En pratique, la chaleur crée des poussières et des gaz entre le disque et la surface de la plaquette, réduisant ainsi l'efficacité, (Fig. I.25).



Figure I.25 : Disque rainuré.

I.10.2 Les disques percés :

Le perçage des disques permet en plus du refroidissement, le nettoyage des disques, (Fig. I.26). 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 [4].



Figure I.26 : Disque percé.

I.11. Comparaison entre tambour et disque :

I.11.1 Avantages :

Par rapport aux freins à tambour, les freins à disque se distinguent par les avantages suivants [5] :

- ✓ La dilatation n'affecte pas la qualité de freinage.
- ✓ Jeu de fonctionnement faible, action rapide.
- ✓ Bonne progressivité.
- ✓ Répartition uniforme de la pression.
- ✓ Absence de déformation.
- ✓ Puissance de freinage identique en marche avant et en marche arrière.
- ✓ Pas de réglage (rattrapage de jeu automatique).
- ✓ Remplacement des garnitures plus rapide.

I.11.2 Inconvénients :

Les inconvénients des freins à tambour se résument comme suit [5] :

- ✓ Mauvaise répartition de l'effort.
- ✓ Moins bonne tenue à chaud.
- ✓ Dilatation et déformation du tambour.
- ✓ Usure plus prononcée sur le segment primaire (comprimé).

I.12. Matériaux des disques :

I.12.1 Fonte grise:

Dans l'industrie automobile, on utilise communément des disques de frein en fonte grise à graphite lamellaire, pratiquement exemptes de cémentite et d'eutectique phosphoreux. La fonte grise possède un bon comportement thermomécanique ; elle est peu chère, peut être coulée facilement et se fabrique aisément. Elle présente une bonne conductivité, une résistance mécanique satisfaisante et une faible usure. Les proportions de carbone et l'addition de différents éléments (phosphore, potassium, silicium, manganèse, cuivre, soufre, nickel, chrome, molybdène, aluminium, autres éléments d'alliages et des impuretés diverses) permettent d'améliorer les propriétés thermomécaniques et tribologiques de la fonte [1-4]. Notons que plus la teneur en carbone n'est élevée, plus la résistance mécanique de la fonte ne devient mauvaise. Les contraintes thermiques diminuent avec l'augmentation de la conductivité.

La formule ci-dessous permet de choisir le matériau du disque de frein du point de vue thermique :

$$K = \lambda_d \sigma_{Tadm} / E_{a1} \quad (\text{I.1})$$

K : Grandeur caractéristique du matériau en [W/m]

λ : Coefficient de conductivité thermique du matériau [N/m.K]

σ_{Tad} : Résistance thermique admissible de fatigue [N/m]

α_1 : Coefficient de dilatation thermique [K^{-1}] ou [mm/mm.K]

La tâche du constructeur et du métallurgiste est de choisir un matériau dont la valeur de soit aussi grande que possible. De la relation précédente, on peut déduire que le matériau du disque de frein doit avoir les qualités suivantes :

- ✓ Une résistance thermique à la fatigue élevée (σ_T)
- ✓ Un coefficient de conductivité thermique élevé (λ_a)
- ✓ Un petit coefficient de dilatation thermique (α_1)
- ✓ Un faible module d'élasticité (E). [7]

Tableau I.2. : Composition et la résistance de 3 types de fontes de disques de freins [7]

Elément de l'alliage	FG25 alliée [%]	FG20HC [%]	FG15HC [%]
C	3.0 - 3.5	3.62 – 3.68	3.7 – 3.9
Si	1.9 -2.4	max 2.1	1.8 – 2.2
Mn	0.6 – 0.9	0.65 – 0.8	0.5 -0.8
P	max 0.12	max 0.085	max 0.12
S	max 0.1	max 0.095	max 0.1
Cr	0.2 – 0.4	0.18 -0.3	...0.1
Mo	0.3 – 0.5	0.3 – 0.45	-
Cu	0.2 – 0.3	0.3 - 0.45	...0.25
Ni	0.1 – 0.3	-	-
Ti	-	0.03 – 0.05	-
Sc	0.82 – 1.01	1 – 1.03	1.01 – 1.1

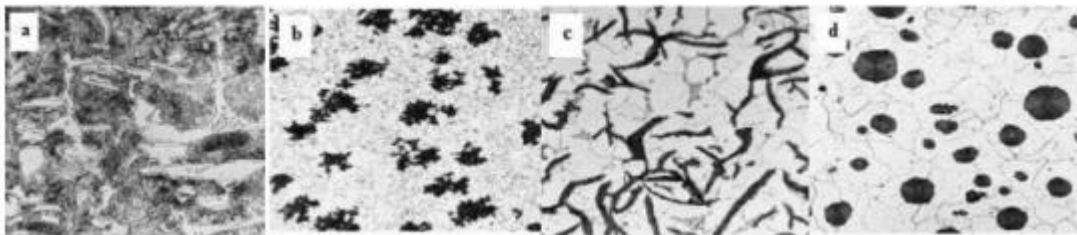


Figure I.27 : Les micrographies de différentes fontes grises matériaux des disques de frein [7]
: a-Fonte blanche ; b- Fonte malléable ; c-Fonte grise ; d- Fonte ductile.

I.12.2. Aciers inoxydables :

Dans le secteur ferroviaire, on utilise pour les trains à grande vitesse de plus en plus des aciers inoxydables alliés au chrome, au molybdène et au vanadium. Les propriétés mécaniques de ces aciers sont la grande ductilité ($Re > 1000$ MPa à 20°C et $Re > 800$ MPa à 450°C) et la résilience élevée surtout à haute température [7]. Dans le cas du contact glissant, la différence entre les aciers et les fontes se situe au niveau du film de transfert qui se forme entre le disque et la plaquette de frein. Pour l'acier, on a un dépôt avec microstructure cristallisée et une composition chimique dépendent de la réactivité entre le matériau de friction et les oxydes de fer. Pour une fonte, le dépôt présente un caractère plus complexe avec l'existence de matériaux amorphes et de composition chimique plus complexe. Cette différence de comportement est due aux facteurs suivants : \rightarrow les températures des aspérités de contact où a lieu le dépôt sont très différentes en raison des caractéristiques thermiques de l'acier et de la

fonte (en particulier de l'effusivité), –les actions mécaniques à l'interface entraînent des ruptures de nature différentes au niveau des aspérités de surface (ductilité de l'acier et la fragilité de la fonte). Le matériau des disques de frein TGV est en acier inoxydable 28CrMoV5-08, qui est obtenus par forgeage puis subisse un traitement thermique de trempe (austénitisation à 975°C pendant 5 heures) suivi d'un revenu (635°C pendant 9 heures). La composition chimique de ce matériau est présentée dans le tableau 1.3 [19].

Tableau I.3: Composition du matériau acier inoxydable 28CrMoV5-08 [19].

	C	Cr	Mo	V	Mn	p	S	Ni	Si
Elément (%)	0.2-0.3	1.2-1.6	0.6-0.9	0.2- 0.4	0.5-0.9	<0.015	<0.007	<0.4	0.4-0.1

I.12.3. Matériaux composites :

Dans l'industrie automobile et aéronautique, où la sécurité et l'efficacité du système de freinage jouent un rôle primordial, des disques de frein en matériaux composites ayant de meilleurs comportements thermiques et tribologiques ont vu le jour ces dernières décennies. Un matériau composite est un assemblage d'au moins deux matériaux non miscibles, de nature différente et complémentaire, ayant une forte capacité d'adhésion donnant naissance à un nouveau matériau hétérogène et possédant de meilleures performances que les autres matériaux couramment utilisés[20]. Du fait des performances élevées (très bonne résistance mécanique et faible densité) que présentent certains composites, ils ont remplacé progressivement les matériaux classiques. Les matériaux composites sont constitués d'une ossature, appelée renfort, qui assure la tenue mécanique et d'une protection, appelée matrice, qui assure la cohésion de la structure et transmet les sollicitations vers le renfort (figure II.2). Parmi les matériaux composites employés dans la construction des disques de freins, on a le carbone-carbone (C-C), les composites à matrice métallique (CMM) et les composites à matrice céramique (CMC).

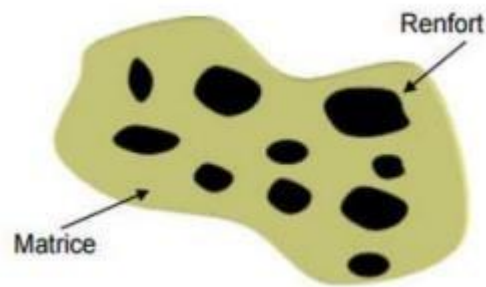


Figure I.28 : Constitution d'un matériau composite [20].

I.12.4. Composites carbone- carbone :

Les composites carbone / carbone (C/C), constitués de fibres et de matrice en carbone, ont été conçus initialement pour les applications spatiales notamment pour la fabrication des tuyères des moteurs fusées. Dans les années 70, ils ont été utilisés dans la fabrication des disques de frein d'avions militaires. Ce n'est qu'au milieu des années 80 que les premiers avions civils (le Concorde) furent dotés de disques de frein en composite C/C. Les disques de frein en composite C/C représentent aujourd'hui la meilleure solution technologique pour assurer un freinage efficace des avions, dit freinage à haute énergie en relation avec la quantité d'énergie absorbée par les disques de frein aéronautiques (jusqu'à 80MJ par frein pour l'A300-600, soit environ 2.2MJ par kg de matériau). Les disques de frein, en général au nombre de 8 à 10 sur les avions, sont empilés les uns sur les autres constituant un puits de chaleur (figure I.29).

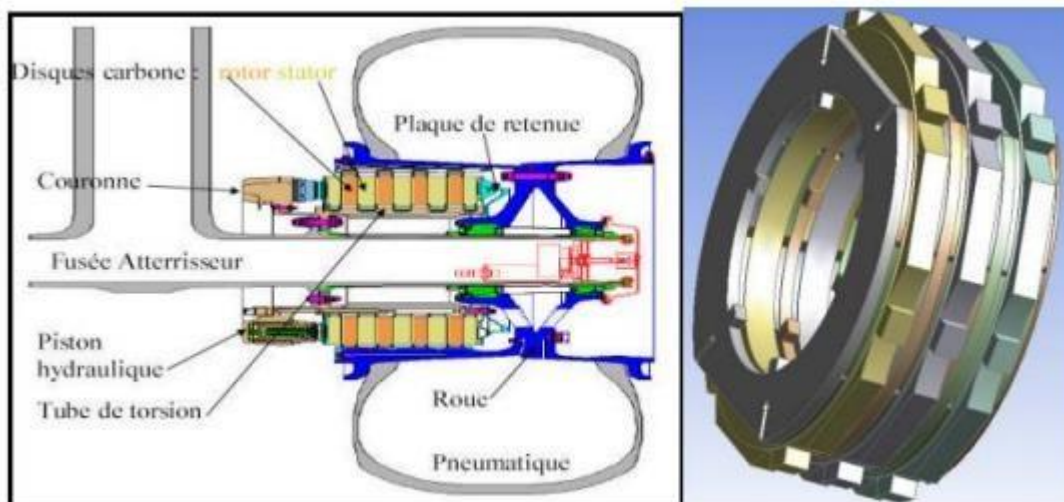


Figure I.29 : Schéma et image d'un frein multidisques aéronautique [20].

Ans ce système, une moitié des disques est solidaire de la roue, appelées rotors, l'autre moitié, les stators, est solidaire de l'avion par l'intermédiaire de l'essieu. Les rotors et les stators sont montés en alternance. Pour assurer le freinage, une pression est exercée grâce à des pistons hydrauliques sur les stators qui vont se plaquer contre les rotors (figure I.29).

a. Avantages des composites Carbone-Carbone :

- ✓ La capacité thermique massique est beaucoup plus élevée (1.35 KJ/kg°C pour C-C au lieu de 0.52KJ/kg°C pour l'acier),
- ✓ Le point de fusion est beaucoup plus élevé (supérieur à 3000°C pour C-C au lieu de 1450°C pour l'acier),
- ✓ Le gain de masse est de l'ordre de 50% par rapport à un disque en acier.
- ✓ Le coefficient de frottement est plus élevé,
- ✓ La conductivité est plus élevée (110 W/m°C),

Absence de domaine plastique, de risque de déformation au cours des cycles thermiques.

b. Inconvénients des matériaux Carbone-Carbone :

- ✓ La masse volumique est de 1750 kg/m³ et celle de l'acier 7800 kg/m³,
- ✓ Meilleur comportement vibratoire que celui de l'acier,
- ✓ Sensibilité du carbone à l'humidité.

I.12.5. Composites à matrice métallique(MMC) :

Comme leur nom l'indique, ces composites sont constitués d'une matrice en alliage métallique et d'un renfort en particules. Ils sont conçus pour avoir une bonne ténacité de la matrice en alliage métallique et une bonne résistance mécanique des particules. Ces composites présentent des propriétés isotropes par rapport aux composites à fibres. Ils se distinguent par: >La disponibilité d'une gamme de renfort à des couts compétitifs, > le progrès enregistrés dans le développement des procédés de fabrication de ces composites ayant des microstructures et des propriétés reproductibles. On essaie actuellement des disques composites où la partie utile en fonte est soutenue par un substrat d'aluminium plus léger. Le renfort est généralement constitué de particules de carbure de silicone SiC. Les composites à matrice aluminium (Al-MMC) ont des rapports module de Young/densité largement supérieurs à ceux des aciers ou des alliages de titane. Le module d'élasticité des composites Al-MMC dépend de la fraction volumique du renfort. Pour ce genre de matériau, les problèmes de dilatation différentielle ne sont pas encore résolus.

I.12.6. Composites à matrice céramique (CMC) :

Les composites à matrice céramique (CMC) sont actuellement développées pour diverses applications à haute température, y compris les turbines à gaz. Ces dernières années sont apparus les disques en céramique, qui ont des capacités thermiques élevées, une bonne résistance mécanique à haute température et des taux d'usures moins élevés que la fonte grise. Leur utilisation reste cependant limitée en raison de leur fragilité et leur faible résistance à la rupture et les difficultés dans la fabrication des pièces de formes complexes. Des conceptions avec des revêtements céramiques semblent plus réalistes [21]. Les CMC sont généralement classés en deux catégories de matériaux, l'une à base d'oxyde et l'autre sans oxyde. Les CMC à base d'oxyde sont constituées de fibres d'oxydes et une matrice d'oxyde tels que Al_2O_3 / Al_2O_3 . Les CMC sans base d'oxydes peuvent être constitués de fibres de carbone avec une matrice en carbone (C / C), de fibres de carbone avec une matrice de carbure de silicium (C / SiC) et aussi de fibres de carbure de silicium avec une matrice de carbure de silicium (SiC / SiC). Les composites CMC sont fabriqués par plusieurs procédés. L'architecture des fibres varie d'un matériau à l'autre [22].

I.12.7. Alliage de titane :

On trouve aussi des disques de frein en alliages de titane. Cet alliage contribue à la diminution du poids des disques de frein et à l'amélioration de la résistance à la corrosion (corrosion saline).

Un disque en alliage de titane peut peser environ 37% moins qu'un disque en fonte classique avec les mêmes dimensions, tout en offrant une bonne résistance à haute température et une meilleure résistance à la corrosion [23]. Le tableau II.3 montre la composition de l'alliage du titane Ti 6Al 4V utilisé dans la fabrication des disques de frein

	Al	V	Fe	O	N	C	Autres	Ti
Elément(%)	5.5-0.75	3.5-4.5	0-0.3	0- 0.4	0-0.05	0-0.08	0-0.4	Reste

Tableau I.4: Composition du matériau céramique à base de titane Ti6Al4V [23].

I.13. Les Plaquettes :

Les plaquettes de frein sont composées d'une plaque en métal relativement rigide sur laquelle est collée une garniture, semblable à celle que l'on peut trouver dans les freins à tambour. Elle est toutefois soumise à des pressions plus élevées, la surface de contact étant plus réduite. La

garniture est l'élément d'usure d'un système de frein et sa périodicité de changement est plus courte que celle du disque. La surface d'une garniture est très réduite comparativement à la puissance de freinage qu'elle doit fournir. 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]. Les plaquettes de frein automobile comportent des rainures (Fig.I.30). Outre leurs caractères d'évacuation des poussières et de l'eau, ces rainures influent elles sur le comportement thermique de la plaquette. Cette dernière doit présenter :

- Une bonne résistance à l'usure, non agressivité des pistes de frottement.
- Absence de bruit.
- Haute résistance thermique. La température des garnitures peut atteindre 600°C à 700°C

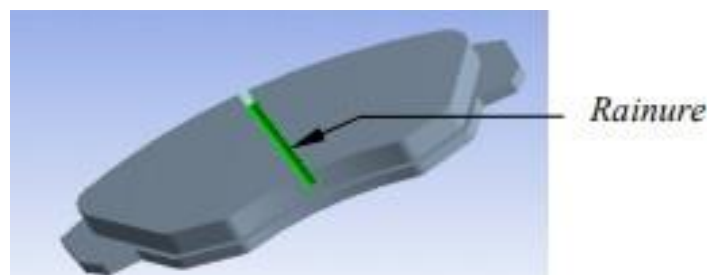


Figure I.30 : Plaquette de frein.

Une température trop élevée peut entraîner une perte d'efficacité presque totale du freinage appelée : évanouissement ou fading.

La fabrication de la plaquette nécessite l'application de plusieurs techniques [7]:

- support métallique : obtenu par découpage (découpage fin pour la première monte), il subit des opérations de nettoyage et de grenailage.

- matériau de friction : pesage mélange (et remélange).
- l'ensemble : cuisson, cautérisation (pour la première monte), rectification et Peinture.
- personnalisation : plaque antibruit, marquage

I.14. Les garnitures :

Pour les garnitures, on cherche un matériau qui génère un bon coefficient de frottement (le plus élevé possible et le plus constant possible, quelles que soient les variations de températures, de pression ou de vitesse). Il faut cependant souligner que le comportement de friction dépend aussi du matériau qui compose l'autre structure frottant, à savoir le disque, des conditions d'appui de la plaquette, etc. On veut aussi limiter les problèmes d'usure, de corrosion et de bruit (qui est un problème classique de pièces frottantes sur des solides en mouvement). Bien sûr, il y a aussi des contraintes de coût.

Les garnitures sont faites de matériaux dits de friction. Ceux-ci sont composés d'abrasifs et de lubrifiants, d'élastomères, de poudre de métaux et autrefois, d'amiante. Leur composition est souvent mal connue, restant confidentielle chez les équipementiers.

I.15. Les supports :

Les supports sont fabriqués avec un acier doux. Leur rôle est de répartir l'effort exercé par le piston hydraulique sur la totalité de la surface des garnitures, dans le but d'obtenir une surface de contact disque/plaquette la plus large et la plus homogène possible. Cela constitue un des critères de bon fonctionnement du frein. Le support est la pièce intermédiaire entre les garnitures et le piston. Elle transmet donc la chaleur des garnitures (qui peut être élevée) vers le liquide dans le piston. Afin d'éviter ce phénomène, on utilise parfois des sous-couches qui servent d'isolant thermique. Ces sous-couches permettent aussi d'absorber une partie des bruits et des vibrations engendrés par le système de frein à disque.

I.16. Zone de frottement :

La zone de frottement est à l'origine des avaries du disque. En effet, les instabilités du coefficient de frottement et de la pression de contact engendrent des gondolements du disque qui donnent leur tour naissance à des gradients thermiques élevés et aux problèmes qui en découlent. Notons que les instabilités du contact proviennent :

- ✓ Des rugosités des surfaces en contact.
- ✓ Des variations initiales d'épaisseur du disque dues à un mauvais rodage.
- ✓ Des pivotements de la plaquette.

- ✓ Des dilatations non uniformes du disque et de la plaquette (elles-mêmes dues aux non uniformités de contact).
- ✓ Des variations du coefficient de frottement avec la vitesse de glissement, la température et la pression de contact.
- ✓ Des irrégularités d'usure dues à toutes les instabilités citées précédemment et aux éventuelles irrégularités de dureté du matériau lorsqu'il subit des transformations locales de phase (martensite).
- ✓ Des déformations du disque dues au flambement thermique... Les variations dans la zone contact sont difficiles à prédire quantitativement vu la multitude des phénomènes qui en découlent. On ne doit pas sous-estimer le rôle que joue l'étrier dans la nature du contact disque/garniture.

I.17. 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, La dissymétrie de dilatations engendrée favorise la mise en cône du disque (Fig.I.33) ;

- ✓ le contact entre le disque et les plaquettes ;
- ✓ l'usure.

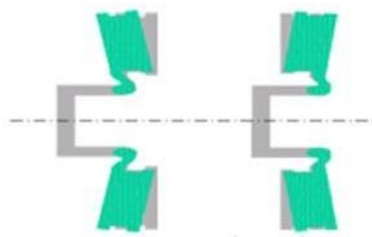


Figure I.33 : Mise en cône d'un disque de frein.

I.18. 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

Chapitre I: Etude bibliographie

qui s'apparentent à des cycles de fatigue thermique. Il existe différents types de gradients thermiques :

- ✓ les gradients dans l'épaisseur des pistes ;
- ✓ les gradients surfaciques (radiaux et surtout ortho radiaux) ;
- ✓ les gradients dans la gorge du disque.

I.19. Conclusion :

Ce chapitre a permis de montrer les principales technologies de frein couramment utilisées sur les véhicules de tourisme. Les freins à disque sont désormais la référence en matière de sécurité et d'efficacité. La maîtrise de cette technologie est cependant dépendante des nuisances vibratoires ou sonores intrinsèques à ces systèmes complexes.

II.1.Introduction :

De tous les temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs, les évaporateurs, les condenseurs, etc., mais aussi pour des opérations de transformations chimiques. Les problèmes de transfert de chaleur sont nombreux, et on peut essayer de les différencier par les buts poursuivis dont les principaux sont [12] :

- ✓ l'augmentation de l'énergie transmise ou absorbée par une surface,
- ✓ l'obtention du meilleur rendement d'une source de chaleur,
- ✓ la réduction ou l'augmentation du passage d'un débit de chaleur d'un milieu à un autre.

Le transfert de chaleur au sein d'une phase ou, plus généralement, entre deux phases, se fait de trois façons :

- ✓ Par conduction,
- ✓ Par rayonnement,
- ✓ Par convection.

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 modéliser ce problème précisément, nous nous intéressons dans cette partie par le calcul du flux de la chaleur initial entrant dans le disque au niveau de la zone de contact.

II. 2. Définitions

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = f(x, y, z, t)$. La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champ de température. On distingue deux cas [12] :

- ✓ Champ de température indépendant du temps : le régime est dit permanent ou stationnaire.
- ✓ Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit variable ou instationnaire.

II.3. Gradient de température :

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme. Cette variation est caractérisée par le gradient de température [13]:

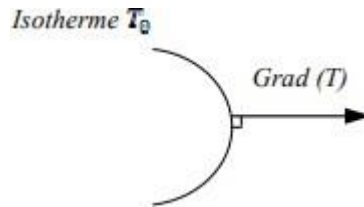


Figure II.1 : Gradient de température

$$\vec{\text{grad}}(T) = \vec{n} \frac{\partial T}{\partial n} \quad \text{II.1}$$

Avec :

\vec{n} : Vecteur unitaire de la normale

$\frac{\partial T}{\partial n}$: Dérivée de la température le long de la normale

II.4. Flux de chaleur et la densité de chaleur :

Un flux de chaleur est une quantité d'énergie transférée sous forme de chaleur par unité de temps. C'est donc une puissance, qui s'exprime en Watt (J/s) :

$$\phi = dQ/dt \quad \text{II.2}$$

En général, le flux échangé à travers une surface n'est pas uniforme sur toute la surface. On définit alors une densité de flux de chaleur, Φ , qui correspond à un flux de chaleur par unité de surface (en W/m²) :

$$\Phi = 1/S * dQ/dt \quad \text{II.3}$$

Où S est l'aire de la surface (m²).

On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps, elle est exprimée en W :

$$\Phi = dQ/dt$$

II.4

II.5. Modes de transfert de chaleur :

II.5.1 Conduction:

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence de différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. Le transfert de chaleur par conduction s'appuie sur la loi de Fourier [13]:

$$\varphi = -K \vec{\text{grad}} T$$

II.5

qui relie la densité de puissance (unité Wm^{-2}) et le gradient local de température. k est la conductivité thermique du matériau considéré (unité $Wm^{-1}K^{-1}$).

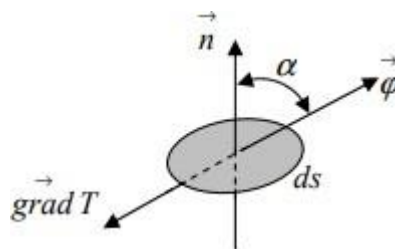


Figure II.2 : Lois de Fourier.

II.5.1.1. Les régimes permanents:

Ce sont les régimes pour lesquels la température en tout point du milieu est indépendante du temps, le déséquilibre est entretenu par les sources de chaleur [1].

$$\Delta T(M) = - \frac{P(M)}{\lambda}$$

II.6

Il s'agit de résoudre le système d'équations linéaire

$$\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n_i} + h_i T \right) s_i = f_i (i)$$

II.7

S_i : Représente la surface de la frontière extérieure i , l'indice est au maximum égal à 6

II.5. 1.2. Les régimes transitoires :

Les régimes transitoires correspondent à l'évolution d'un système d'un état initial (permanent ou en équilibre) vers un état final (permanent ou en équilibre) provoquée par un changement à l'instant initial des sources; le champ de température $T(M, t)$ dépend du champ de température initial $T(M, 0)$ mais l'influence de celui-ci s'estompe avec le temps. A l'instant initial, au moins une source change, par contre elles demeurent constantes ensuite. Les régimes transitoires ne doivent pas être confondus avec les régimes variables pour lesquels les sources évoluent au cours du temps [14]

$$\Delta T(M) = - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} = - \frac{p(M)}{\lambda} \quad \text{II.8}$$

Le champ de température est régi par le système d'équation

$$\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial ni} + h_i T \right) si = f(M) \quad \text{II.9}$$

$$T(M, 0) = F(M)$$

La méthode générale de résolution par les fonctions de Green ne peut être envisagée sans posséder une bonne maîtrise préalable de la technique de séparation de variables avec développement en série de fonctions orthogonales.

I.5.2. Convection :

La convection est un transfert de chaleur dans un milieu matériel avec mouvement de matière. Ce mode de transfert ne concerne donc que les fluides ou les échanges entre un solide et un fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [1]:

$$\phi = hS (T_p - T_\infty) \quad \text{II.10}$$

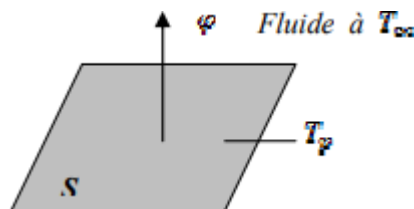


Figure I.21: Définition d'un élément de surface d'échange.

Avec :

- ✓ ϕ Flux de chaleur transmis par convection (W)
- ✓ h Coefficient de transfert de chaleur par convection ($Wm^{-2}C^{-1}$)
- ✓ T_p Température de la surface ($^{\circ}C$)
- ✓ T_{∞} Température de milieu environnant la surface ($^{\circ}C$)
- ✓ S l'aire de la surface du contact solide fluide (m^2)

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé **convection forcée**.

II.5.2.1. Le nombre de Reynolds :

Ce nombre joue un rôle fondamental dans la caractérisation de l'écoulement, il est défini par l'expression suivante [15] :

$$Re = \frac{U_m d}{\nu} \quad \text{I.11}$$

Avec ν est la viscosité cinématique du fluide

- ✓ Si $Re < 2400$ on est en régime laminaire.
- ✓ Pour des vitesses plus élevées, $Re \gg 2400$, le régime turbulent apparaît

II.5.2.2. Le nombre de Nusselt :

Ce nombre caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi, il est défini comme suit [15] :

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad \text{II.12}$$

II.5.2.3. Le nombre de Prandtl :

Ce nombre est entièrement caractéristique du fluide considéré [15]. L'inverse du nombre de Prandtl est appelé par les « thermiciens » français : le nombre de Stanton (S). Dans le cas des gaz, Pr est sensiblement constant avec la pression et la température et ne varie qu'avec les changements thermiques de $C_p(T)$.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad \text{II.13}$$

II.5.3. Rayonnement :

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant et dans ce cas, nous avons la relation [13]:

$$= \sigma \epsilon_p (T_p^4 - T_\infty^4) S \quad \text{II.14}$$

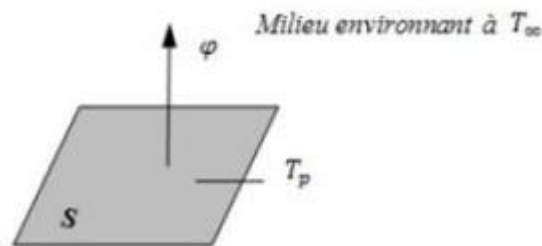


Figure I.22 : Élément en rayonnement

ϕ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

σ : Constante de Stephan ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$)

ϵ_p : Facteur d'émission de la surface

T_p : Température de la surface ($^{\circ}\text{C}$)

T_∞ : Température de milieu environnant la surface ($^{\circ}\text{C}$)

S : l'aire de la surface du contact solide fluide (m^2)

II.6. Stockage d'énergie :

Le stockage d'énergie dans un corps correspond à une augmentation de son énergie interne au cours du temps d'où (à pression constante) [13] :

$$\phi_{st} = \rho V c \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{II.15}$$

ϕ_{st} : Flux de chaleur stocké (W)

ρ : Masse volumique (kgm^{-3})

V : Volume (m^3)

c : Chaleur massique ($Jkg^{-1}c^{-1}$)

T : Température ($^{\circ}C$)

t : Temps (s)

, V , c sont supposés constants, le produit ρ , V , c est appelé la capacité thermique du corps.

II.7. Les efforts agissant aux roues lors du freinage :

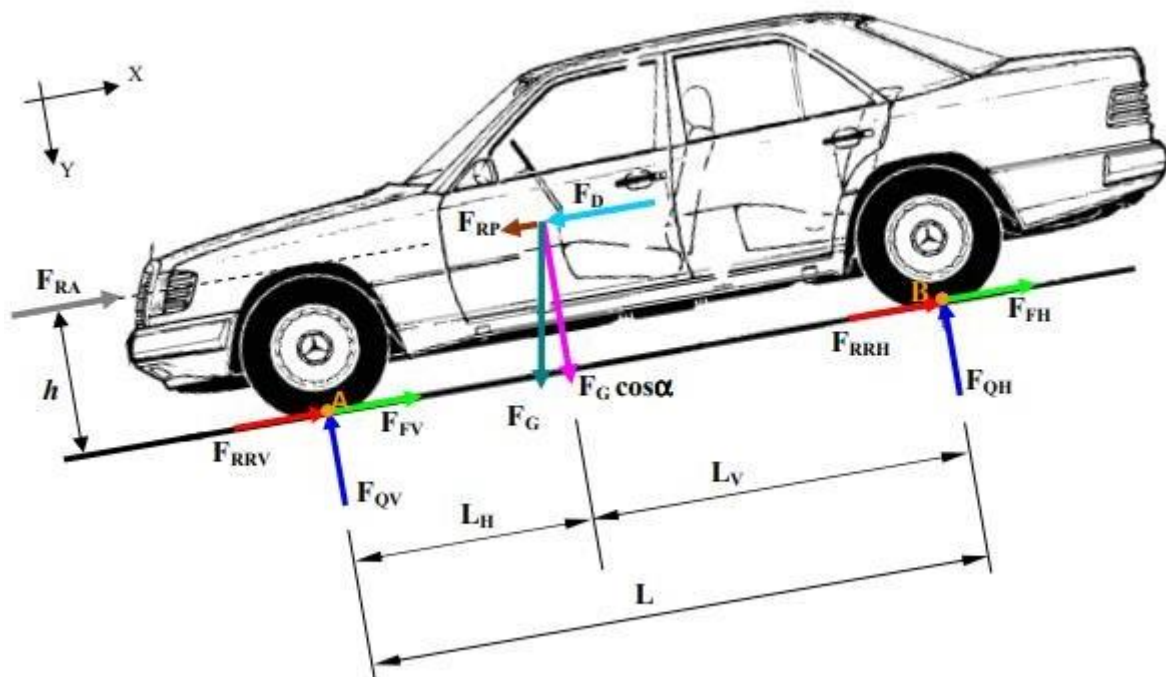


Figure II.6 : Définition des forces agissant sur une automobile lors du freinage

En observant la situation décrite à la Figure II.6, on peut écrire l'équilibre longitudinal et transversal du véhicule selon les axes x , y locaux de la voiture.

$$\Sigma F_X = 0 \Rightarrow F_{RRV} + F_{FV} + F_{RRH} + F_{FH} + F_{RA} - (F_{RP} + F_D) = 0 \quad \text{II.16}$$

$$F_{FV} + F_{FH} = F_{RP} + F_D + F_{RRV} + F_{RA} + F_{RRH} \quad \text{II.17}$$

$$F_{F6} = F_{RP} + F_{RF} - F_{RR} - F_{RA} \quad \text{II.18}$$

Avec

$$F_F = F_{FV} + F_{FH} \quad \text{II.19}$$

$$F_{RR} = F_{RRV} + F_{RRH} \quad \text{II.20}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \Leftrightarrow F_G \cos \alpha - (F_{QV} + F_{QH}) = 0 \quad \text{II.21}$$

$$F_{QH} = 0 \Leftrightarrow F_{QV}L + F_{RA}h - h(F_{RF} + F_{RP}) - hF_G \sin \alpha \quad \text{II.22}$$

$$F_{QV} = \frac{[(F_{RF} + F_{RP})h + F_G L_H - F_{RA}h]}{L} \quad \text{II.23}$$

Pour un véhicule routier, la force au roulement $F_{RR} = F_G f_r \cos \alpha$ est due au plat formé par un pneumatique sur la route, est le coefficient de résistance au roulement. Pour un pneu haut pression ($f_r = 0.015$)

$$F_{RP} = F_C \sin \alpha$$

La force aérodynamique est donnée par :

$$F_{RA} = C_X A_F \frac{\rho_a}{2} V^2 \quad \text{II.24}$$

Avec C_X coefficient de forme, égal à : 0,3 à 0,4 pour une voiture

A (m^2) et la surface frontale ; en première approche, pour un véhicule routier de tourisme, on peut prendre : $A_F = 0.8 * hauteur * largeur S$

ρ : masse volumique de l'air

II.8. Puissance de freinage totale :

$$P_{tot} = P_R + P_F \quad \text{II.25}$$

$$P_F = \Sigma F_F V = (F_{FV} + F_{FH}) \quad \text{II.26}$$

$$P_R = \Sigma F_R V = (F_{RR} + F_{RP} + F_{RA}) \quad \text{II.27}$$

Dans le cas d'un freinage sur plat, on néglige les résistances dues au roulement et à la pente ($F_{RR} = 0$ et $F_{RP} = 0$), la pénétration dans l'air est généralement négligeable, pour cette raison on prend ($F_{RA} = 0$).

II.9. Les efforts agissant aux roues lors du freinage :

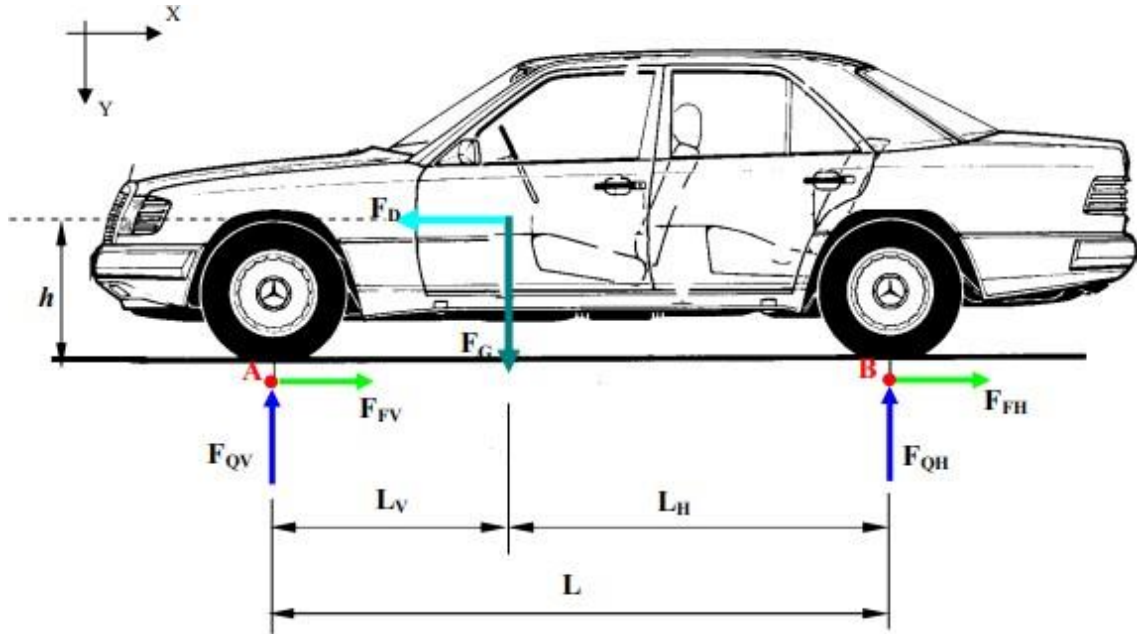


Figure II.7: Efforts agissant sur une voiture freinée, freinage d'arrêt sur plat.

En observant la situation décrite à la Figure II.6, on peut écrire l'équilibre longitudinal et transversal du véhicule selon les axes x, y locaux de la voiture.

$$P_R = \Sigma F_{Rv} = (F_{RR} + F_{RP} + F_{RA}) = 0 \quad \text{II.28}$$

$$P_F = \Sigma F_{Fv} = (F_{FV} + F_{FH}) = 0 \quad \text{II.29}$$

$$(F_{FV} + F_{FH}) = F_D = ma \quad \text{II.30}$$

$$P_{tot} = P_F = mav \quad \text{II.31}$$

Soit ϕ le coefficient qui représente la proportion de l'effort de freinage rapportée aux roues arrière $P_{FH} = \phi mav$ alors $P_{FV} = (1 - \phi)av$ si a est constante, on a :

$$v(t) = v_0 - at$$

La puissance de freinage apportée au disque de frein est égale à la moitié de la puissance totale :

$$P_{FVI} = \frac{(1-\phi)}{2} ma(v_0 - at) \quad \text{II.32}$$

A l'instant t=0, on a donc

$$P_{FVI} = \frac{(1-\phi)}{2} ma v_0 \quad \text{II.33}$$

On définit alors l'efficacité du freinage par le rapport entre la décélération (a) et l'accélération (g) :

$$Z = \frac{a_d}{g}$$

$$P_{FVI} = \frac{(1-\phi)}{2} mZg v_0 \quad \text{II.34}$$

II.10. Expression du flux thermique initial :

Les disques de frein ont pour but de dissiper l'énergie mécanique en chaleur. Pour les trains ou les voitures, c'est l'énergie cinétique du véhicule qui est dissipée par le frottement des patins sur les disques. L'ensemble patin - disque s'échauffe sous cette action et refroidit à l'air ambiant. Ces freinages étant répétés, les disques de frein sont soumis à de la fatigue thermomécanique. Dans l'automobile, de nombreuses études ont montré que les freinages pouvaient engendrer des températures pouvant dépasser 700°C en quelques secondes.

Si on considère que le disque de frein peut absorber totalement la quantité de chaleur produite.

$$Q_v = \frac{(1-\phi)}{2} m_{tot} g v \left[\frac{Nm}{s} \right] = [W] \quad \text{II.35}$$

L'expression de la puissance de frottement transformée par unité de surface est donc :

$$Q_v = \frac{(1-\phi) m_{tot} g v}{2 A_a} \left[\frac{Nm}{sm^2} \right] = \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad \text{II.36}$$

La grandeur caractérise le flux de chaleur injecté dans le disque, Il doit donc être uniquement localisé sur la surface réelle de contact. Où la surface de disque balayé par une plaquette de frein.

Si on introduit le facteur d'exploitation de la surface frottante.

$$s_p = \frac{Q_v}{Q_{vmax}} \quad \text{II.37}$$

On obtient ainsi, l'équation du flux thermique initial de friction entrant dans le disque, qui est se calcule comme suit :

$$Q_{vmax} = \frac{(1-\phi) m_{tot} g v}{2 A_d s_p} \left[\frac{m}{sm^2} \right] = \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad \text{II.38}$$

II.11. Calculs analytiques :

II.11.1. Energie du freinage :

Lors du freinage d'un véhicule, une grande partie de son énergie cinétique est transformée en énergie thermique au niveau de ses organes de friction. L'autre partie est due à des travaux qui rentrent dans l'équation énergétique et qui résultent des phénomènes internes au véhicule (frein moteur, frottements des organes de transmission) et/ou externes (frottement d'air contre la carrosserie, pente négative/positive).

En utilisant l'équation de la différence d'énergies cinétiques qui est égale à la somme des travaux internes et externes appliqués sur le véhicule, on obtient l'énergie du freinage E_F [16] :

$$E_F = E_c + E_G + T_P - T_{RA} - T_f = F_F \cdot d_F \quad \text{II.39}$$

F , d_F et E_c sont respectivement la force de freinage, la distance du freinage et l'énergie cinétique :

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \quad \text{II.40}$$

m et v sont respectivement la masse et la vitesse linéaire initiale du véhicule.

E_G est l'énergie giratoire de l'ensemble des composants en rotation des deux trains d'un véhicule :

$$E_G = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \quad \text{II.41}$$

I et ω sont respectivement l'inertie et la vitesse angulaire de l'ensemble du rotor du véhicule.

T_P est le travail de la pente ou l'énergie potentielle :

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot h \quad \text{II.42}$$

Avec m la masse du véhicule et h le gain ou la perte de hauteur dans le parcours du freinage, ce dernier dépend de la pente et peut être dans l'équation soit positif dans le cas d'une descente, ou négatif dans le cas d'une montée.

T_{RA} est le travail de la résistance d'air :

$$T_{RA} = \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot d_F \cdot C_x \cdot S_F \cdot v^2 \quad \text{II.43}$$

avec ρ_{air} et d_F qui est respectivement la densité de l'air et la distance de freinage. C_x , S_F et v sont respectivement le coefficient aérodynamique, la surface frontale et la vitesse du véhicule

T_f représente le travail du frottement dans les composants de transmission tels que les roulements ou le cardan. Cette énergie est considérée négligeable dans le cas des véhicules types qui n'ont aucun problème de transmission.

II.11.2. Puissance de freinage :

La puissance de freinage ou le flux de chaleur est la dérivée de l'énergie du freinage. C'est une grandeur très importante.

$$W_F = \frac{dE_F}{dt} = F_F \cdot v \quad \text{II.44}$$

Au-delà de la puissance spécifique, il peut se manifester un dysfonctionnement qui peut poser un problème de sécurité ou d'usure prématurée des organes de friction, étant donné que cette puissance spécifique est liée à des limites thermiques et tribologiques des matériaux des organes de friction. Ces limites à ne pas dépasser sont déterminées en fonction de la température maximale pour laquelle les organes de friction fonctionnent normalement, et de la vitesse d'usure admissible qui donne une durée de vie tolérable des organes de freinage.

Ces limites sont repoussées indéfiniment par les concepteurs en augmentant les surfaces de frottement des organes de friction à la mesure du possible et en améliorant la conception géométrique des systèmes de freinage et/ou par l'utilisation de nouveaux matériaux de friction qui offrent un comportement tribologique et thermique très intéressants et permettent d'avoir des systèmes de freinage qui répondent aux exigences des nouveaux véhicules qui sont de plus en plus puissants et rapides.

II.12. Composantes de la force et du couple de freinage :

On peut calculer la force de freinage totale d'un véhicule F_F à partir de la somme des forces tangentielles des quatre pneus qui sont en adhérence avec la route F_{AP} .

La conception du système de freinage est réalisée en sachant que les forces tangentielles ne sont pas égales au niveau du train arrière et du train avant, cela à cause de la hauteur du centre de gravité du véhicule qui provoque un moment supplémentaire au train avant.

Les forces tangentielles au niveau des pneus ne doivent pas dépasser une certaine force tangentielle critique F_{AC} à partir de laquelle l'adhérence Pneus/Route sera perdue pour un glissement dangereux du véhicule sans aucune possibilité du contrôle de sa direction par le conducteur.

$$F_F = F_{AP} < F_{AC} \quad \text{II.45}$$

Ce phénomène de glissement doit être évité par le choix d'une pneumatique adéquate au véhicule et aux conditions de roulement. Dans le cas du freinage d'urgence, le problème a été devancé par le développement du système anti blocage des roues (ABS).

Le partage de l'effort de freinage entre freins arrière et freins avant n'est pas équitable à cause de la position du centre de gravité du véhicule qui se trouve à une certaine hauteur par rapport au plan de roulement (route), ceci engendre pendant la décélération un moment d'inertie vers l'avant, ce qui accentue la charge à freiner sur les deux roues avant. L'effort de freinage au niveau des freins avant est généralement égal au 2/3 de l'effort total. Ce partage dépend donc de la conception du véhicule avec pour objectif une bonne adhérence des quatre roues.

Lors du freinage, le couple d'adhérence au niveau du pneu de chaque roue C_{AP} est égal au couple de rayon moyen de frottement au niveau du disque de frein C_f .

$$C_{AP} = C_f \quad \text{II.46}$$

A partir de cette équation d'égalité des couples, on peut calculer la force tangentielle F_F et le rayon de frottement R_f au niveau de chaque disque de frein connaissant la force d'adhérence F_{AP} et le rayon du pneu de la roue R_P .

$$F_{AP} \cdot R_P = F_F \cdot R_f \quad \text{II.47}$$

Le rayon de friction est le rayon moyen de contact disque/garnitures. Il caractérise avec la force de frottement le couple freinage. L'énergie de freinage n'est pas répartie uniformément sur la surface de friction et varie en fonction du rayon de friction.

La force tangentielle de frottement F_F résulte d'une force normale N appliquée sur les garnitures et du coefficient de frottement μ du couple matériau du friction (selon la loi de Coulomb).

$$F_F = \mu \cdot N \quad \text{II.48}$$

Si le coefficient de frottement μ est considéré en théorie comme constant pour chaque couple de matériaux par rapport à l'effort normal et à la vitesse de glissement, beaucoup de travaux qu'on aborde dans le volet "frottement" montrent qu'en pratique il varie pendant le freinage. Une diminution de ce coefficient engendre une mauvaise performance du frein.

La force normale N est issue de la pression hydraulique appliquée sur le piston et transmise par ce dernier aux garnitures au niveau de chaque étrier de frein ; cette force appliquée par le conducteur à travers la pédale est amplifiée et répartie par le système hydraulique de commande aux quatre freins.

II.13 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons détaillé la transformation de chaleur et expliqué le flux de chaleur et la densité de chaleur.

Tout d'abord, on a développé le mode de transfert de chaleur par la conduction, la convection, nombre de Reynold, le nombre de Nusselt et de Prandtel.

Deuxièmement, nous avons étudié le stockage d'énergie, les efforts aux roues lors du freinage, la puissance totale.

Enfin, nous avons fait un calcul analytique pour l'énergie du freinage et la puissance de freinage.

Chapitre III : Défaillances du système de freinage (disque /plaquette)

III.1. Introduction :

Selon les statistiques de l'OMS (Organisation Mondiale de la Santé), chaque année, 1,2 millions de personnes trouvent la mort sur la route soit plus de 3.000 personnes tuées par jour. En plus de ces tuées, il y a 140.000 blessés dont 15.000 personnes resteront handicapées à vie [13].



Figure III.1 : Les accidents sur la route [13].

Selon la norme AFNOR n° NF X 60010, la défaillance est définie comme étant altération ou cessation d'un bien à accomplir une fonction requise. Il existe plusieurs types de défaillances, extraits de la norme :

- ✓ Défaillance partielle: altération du fonctionnement.
- ✓ Défaillance complète (panne): cessation de fonctionnement.
- ✓ Défaillance catalectique: défaillance soudaine et complète.
- ✓ Défaillance par dégradation: progressive et partielle.

III.2. Défaillances des systèmes de freinage :

Il existe plusieurs types de défaillance dans les systèmes de freinage :

III.2.1. Assistés par servofrein :

Les défaillances des freins (figure 3.2) assistés par servofrein sont les suivantes:

- ✓ Une soupape d'air bloquée ou collée ou un ressort de rappel de piston moteur brisé: Le frein ne relâche plus.

Chapitre III : Défaillances du système de freinage (disque /plaquette)

- ✓ par une soupape d'air collée ou par un boîtier du piston moteur bosselé ou déformé:
Problème intermittent dans le dispositif servofrein.
- ✓ Tube à dépression coincé ou basse dépression provenant du moteur: pédale dure à enfoncer



Figure III.2 : servofrein défaillant [14].

III.2.2. Maitre-cylindre :

Les défaillances de maitre-cylindre (figure 3.3) sont les suivantes:

- ✓ Fuite au niveau du maitre-cylindre: course important de la pédale.
- ✓ Trop de jeu entre le piston du maitre-cylindre et le levier d'attaque: La pédale va à la planche, mais si l'actionne vivement plusieurs fois.
- ✓ L'orifice d'échappement de maitre-cylindre reste fermé quand la pédale est au repos: Blocage des freins en marche.
- ✓ Fuite par l'arrière du maitre-cylindre, coté soufflet caoutchouc: Perte de liquide.



Figure III.3 : maitre-cylindre défaillant.

Chapitre III : Défaillances du système de freinage (disque /plaquette)

III.2.3. Flexibles de frein :

Les défaillances des flexibles sont :

- ✓ Fuite dans les flexibles: Freinage inefficace.
- ✓ Tuyaux flexibles endommagés (figure 3.4): pédale manquant de dureté.



Figure III.4 : les craquelures du caoutchouc [14]

III.2.4. Étrier de frein :

Il est très rare de devoir remplacer un étrier de frein (figure3.5). À la conduite, il est très difficile de savoir si l'étrier de frein est à changer ou non. C'est principalement en constatant visuellement l'usure des pièces et sur le banc d'essai que l'on arrive à diagnostiquer un étrier défectueux.

Les défaillances étrier de frein sont les suivantes:

- ✓ Joints d'étrier usés : Pédale manquant de dureté.
- ✓ Piston d'étrier usé ou grippé : Freinage inefficace.



Figure III.5 : étrier grippé [14].

III.2.5. Les garnitures de freins :

III.2.5.1. Plaquette de frein pour disque :

Les défaillances des plaquettes de frein sont les suivantes:

III.2.5.1. Plaquette Fuselées :

Une plaquette fuselée [12] présente une épaisseur différente sur une extrémité de la plaquette et cause une pression de freinage non-uniforme et du bruit. Ceci est habituellement du à un étrier déformé, un étrier collant ou un jeu trop important au niveau de l'étrier. Les plaquettes doivent être remplacées et l'étrier doit être contrôlé (voir figure 3.6).

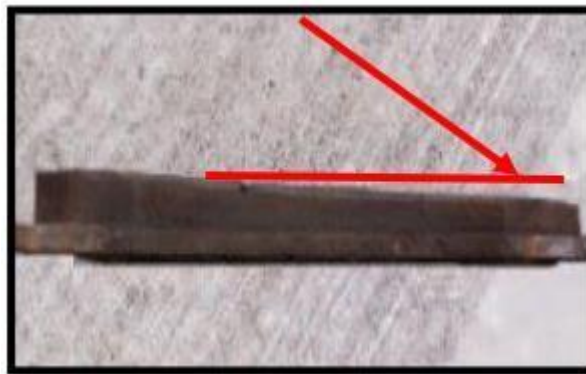


Figure III.6 : Plaquette Fuselées [15].

III.2.5.2. Usure non-uniforme :

On observe des cannelures profondes sur une plaquette présentant une usure non-uniforme le long de sa surface (figure III.2). Cela entraînera généralement des grincements et le broutage des freins.

Le disque présentera également des cannelures en correspondance le long de la surface de freinage. Si ce problème survient le disque de frein et la plaquette de frein doivent être changés.

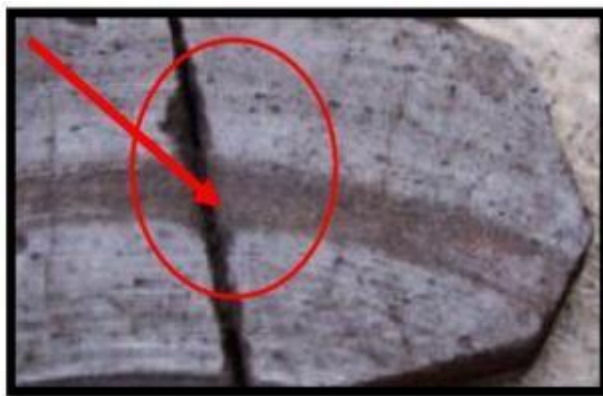


Figure III.7: Usure non-uniforme sur une plaquette [17].

III.2.5.3. Dénaturation :

Une plaquette dénaturée présente un matériau de friction partiellement carbonisé, caractérisé par des bords extérieurs blancs (figure 3.8). Ceci est causé par des températures excessives prolongées, dues à une utilisation intensive, à un étrier qui frotte ou à un étrier défectueux. Ceci entraîne une réduction de l'efficacité du freinage et le matériau devient fragile et se casse. Si cela a lieu les plaquettes doivent être changées.

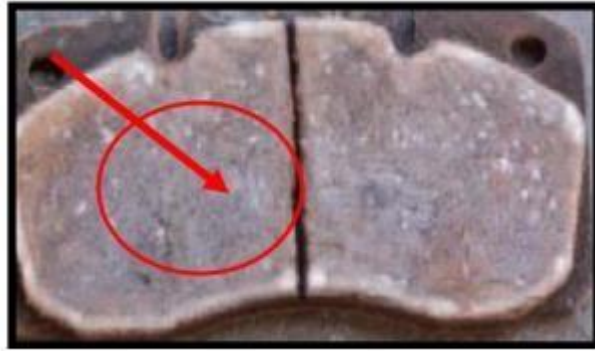


Figure III.8:Plaquette dénaturée [17].

III.2.5.4. Contamination de surface

Si la surface du matériau de friction est contaminée par de l'huile, de la graisse ou un fluide de freinage, cela peut entraîner une importante réduction de la performance de freinage, il faut immédiatement changer les plaquettes (voir figure III.9).

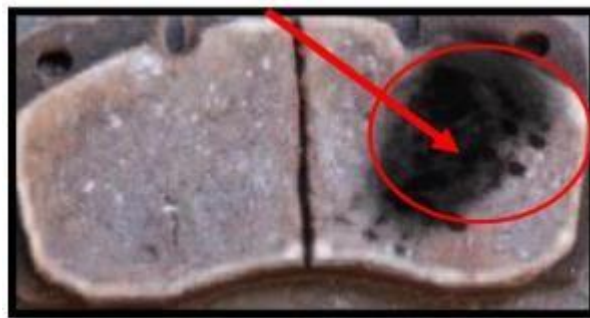


Figure III.9 : Contamination de surface [32].

III.2.5.5. Plaquettes endommagée

Une plaquette est généralement endommagée du fait d'une chaleur excessive qui rend le matériau de friction fragile et celui-ci commence à se casser (figure III.10). Si ce problème survient, il est important d'identifier la cause de la chaleur excessive. Elle résulte généralement d'un système de freinage mal équilibré ou d'un étrier défectueux.



Figure III.10: Plaquettes endommagée [32].

III.2.5.6. Plaquettes Fissurées :

Si de petites fissures apparaissent sur la plaquette de frein (figure III.11), ceci est généralement causé par un fléchissement incorrect de la plaquette à cause d'un étrier qui colle. Le piston tord la plaquette arrière ce qui fait craquer le matériau de friction. Si ce problème survient, il est important d'effectuer des travaux de maintenance au niveau de l'étrier et de remplacer les plaquettes.



Figure III.11: Plaquettes Fissurées [17].

III.2.5.7. Aspect vitreux :

Une plaquette vitreuse émet un reflet en surface et peut entraîner une réduction de la performance de freinage. Ceci est généralement dû à une chaleur excessive ou à un freinage excessivement violent pendant la période de rodage. Si la performance se voit réduite, les plaquettes doivent être changées (voir figure III.12).



Figure III.12: Plaquette vitreuse [17].

III.2.6. Disques de freins

Il existe plusieurs cas des défaillances des disques de freins sont :

III.2.6.1. Le disque a atteint son épaisseur minimale :

L'épaisseur minimale est généralement inscrite sur la tranche du disque (figure III.13)



Figure III.13: Disque à l'usure très visible [17]

III.2.6.2. Les plaquettes trop usées ont légèrement attaqué la tôle du disque :

C'est-à-dire que vous n'avez pas tardé à changer les plaquettes. Le disque semble presque intact sauf quelques marques de « raclage » à l'extérieur ou à l'intérieur du disque (figure III.14).



Figure III.14: Disque endommagé par le fer d'une plaquette. [17]

Chapitre III : Défaillances du système de freinage (disque /plaquette)

III.2.6.3. Le disque fissuré ou cassé :

Des contraintes de chocs thermiques sur la surface de la piste du disque peuvent provoquer des fissures dans la structure de coulée. Des fissures affectent la solidité du disque et peuvent, suivant leur taille et leur sollicitation, entraîner une rupture du matériau. Il est difficile de définir quelles dimensions de fissures sont encore acceptables. Cependant, afin d'éviter tout risque, les disques de frein présentant des fissures visibles à l'œil nu devront être remplacés. Il faut également noter que le risque de rupture augmente avec la longueur des fissures. Outre le risque de rupture, les fissures provoquent par leur effet de râpe une usure plus forte du matériau de friction. Cet effet s'intensifie encore sous l'influence de la température, du fait que les fissures s'élargissent [18].



Figure III.15: Disque fissuré. [17]

III.2.6.4. Les disques sont striés :

Des stries sur la surface du disque peuvent avoir les causes suivantes :

- Un matériau de friction inadéquat des plaquettes de frein.
- Un fort encrassement des disques/des plaquettes de frein.
- L'effet de la corrosion.
- Une surcharge du système de freinage.
- Le matériau du disque trop tendre.

Les stries peuvent prendre des formes très différentes, de fines à très grossières. Il est donc difficile de dire d'une façon générale si l'état est encore tolérable. Grâce à son expérience, seul le spécialiste peut prendre la bonne décision. Si certaines limites sont respectées, la présence de stries ne compromettra pas l'effet de freinage, il est toutefois nécessaire de rectifier les disques ou de les changer lorsqu'on change les plaquettes [18].



Figure III.16: Disque strié.

III.3. Les cause des défaillances :

La cause de défaillance de système de freinage et précisément le disque et la plaquette à plusieurs facteurs, et parmi ces facteurs :

III.3.1. La Chaleur :

La chaleur générée par le frottement peut, d'une part, réduire le coefficient de frottement et avoir des répercussions sur la performance des freins et la durabilité des composants et, d'autre part, modifier les propriétés des matériaux. Le coefficient de frottement des garnitures qui détermine l'efficacité du freinage (voir figure III.17).

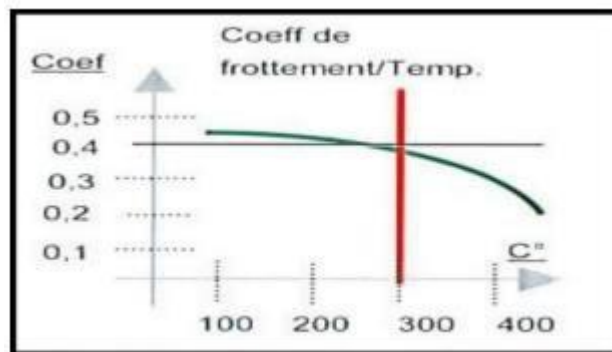


Figure III.17. Courbe coefficient de frottement en fonction de température [17]

Il varie avec la température .lorsque la température du disque dépasse 300°C, la valeur de ce coefficient, chute et les freins deviennent inefficace.

La chaleur cause une modification de l'état de surface du disque parce que ce dernier est altéré par une surchauffe, il est alors « glacé » et prend une couleur légèrement bleutée. Cette réaction à une chaleur excessive peut être comparée à une trempe ou à un traitement thermique, comme il est fréquent d'en voir dans les industries métallurgiques. Le mordant au

Chapitre III : Défaillances du système de freinage (disque /plaquette)

freinage devient faible, la voiture semble vouloir glisser sans s'arrêter, alors qu'on est en train d'écraser la pédale. Il est tout à fait possible que ce phénomène touche également les plaquettes. Elles sont même généralement touchées avant le disque, car leur surface d'échange thermique est très faible. Une mauvaise utilisation lors du rodage de plaquettes neuves amène par exemple très souvent à un glaçage de ces dernières [19].

III.3.2. Combattre la chaleur :

Choix des matériaux :

Par rapport à l'acier, la céramique ou le carbone résistent beaucoup mieux à l'échauffement, et permettent donc un freinage performant et endurant. Ces matériaux sont cependant extrêmement chers, et le ressens à la pédale de frein est parfois déstabilisant, avec une sensation de mordant qui paraît être moins bonne que sur les modèles classiques en acier. Lorsque les disques sont froids, cette sensation est encore plus présente. Les systèmes carbone/céramique ont de plus la fâcheuse tendance à couiner et grincer très fort lorsqu'ils sont usés [19].

III.4 Conclusion :

Finalement, l'étude bibliographique de la défaillance du disque et la plaquette montre que leur prédiction commence par celle du comportement thermomécanique des deux. La principale cause de ce phénomène est la chaleur, elle joue un rôle très important parce qu'il influe directement sur les propriétés des matériaux, donc il faut toujours étudier et analyser ces phénomènes thermiques avant la construction des pièces.

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 les 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 de ce système permet de comprendre et de quantifier les phénomènes physiques sans avoir recours à des essais expérimentaux.

IV.2. Position du problème :

Les freins à disque des voitures particulières sont des composants critiques pour la sécurité dont la performance dépend fortement du contact à conditions de l'interface plaquette-disque. Quand le conducteur étapes sur la pédale de frein, le fluide hydraulique est poussé contre le piston, qui à son tour force les plaquettes de frein en contact avec le rotor. Les forces de frottement aux interfaces coulissantes entre les plaquettes et le rotor retardent la rotation mouvement du rotor et de l'axe sur lequel il est monté [1]. L'énergie cinétique du véhicule est transformée en la chaleur qui est principalement absorbée par le rotor et la plaquette de frein. Pendant l'engagement de l'embrayage, la plaque de pression pousse le disque d'embrayage vers le volant pour le mettre en contact avec le volant et le glissement se produit entre le contact surfaces. Au début du glissement l'engagement se produit entre les surfaces de contact du système d'embrayage, la chaleur est générée et la température de surface augmente progressivement à des valeurs plus élevées. Dans certains cas la température dépasse la limite de température maximale du matériau et conduit finalement à une défaillance prématurée [2]. Ont analysé les effets de deux conditions de charge thermique et pression de contact appliquée sur ce système.

IV.3. Etude du système de freinage :

IV.3.1. Notions de base sur le système de freinage :

IV.3.1.1. Energie :

IV.3.1.1.1. Energie cinétique :

Un véhicule en mouvement possède une énergie cinétique proportionnelle :

- à la masse du véhicule;

- au carré de la vitesse.

Cette énergie cinétique est donnée par : $E = \frac{1}{2} MV^2$ (IV.1)

E : Energie cinétique en joules (J)

M : Masse en Kg

V : Vitesse en m/s

IV.3.1.1.2. Energie dissipée :

L'énergie cinétique d'un véhicule en mouvement devra être totalement dissipée pour que le véhicule s'arrête. Cette énergie sera dissipée sous forme d'énergie calorifique :

$$Q = \frac{E}{4.18} \quad (IV.2)$$

Q : Energie calorifique en calories (Cal)

- a. **La vitesse (v)** : distance parcourue par unité de temps, elle est exprimée en mètre par seconde (m/s).

L'accélération (γ) : variation de la vitesse du véhicule exprimée par le rapport de la variation de vitesse à la durée de cette variation (γ se dit Gamma)

La décélération (γ) : 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 le m/s/s ou m/s².

$$\text{Accélération } (\gamma) := \frac{V}{t} = \frac{\text{mètre/seconde}}{\text{seconde}} \quad (IV.3)$$

IV.3.1.2. La force d'adhérence :

IV.3.1.2.1. Adhérence :

Chapitre IV : simulation et analyse des résultats

C'est l'absence de déplacement relatif tangentiel de la surface de contact d'un pneumatique par rapport au sol malgré l'effet des forces (patinage, dérapage) tendant à le faire glisser durant le roulement. Le tableau IV.1 donne les différents coefficients d'adhérence μ .

Coefficient d'adhérence (μ)		Nature et état de la chaussée
Pneu neuf	Pneu usé	
0.8	0.95	Route goudronnée ou béton sec
0.6	0.2	Route mouillée (0.2 mm)
0.3	0.1	Forte pluie (1mm)
0.3	0.1	Route enneigée
0.05	0.05	Route verglacée

Tableau IV.1 : Différents coefficients d'adhérence μ [32].

IV.3.1.2.2. Force d'adhérence :

C'est la force de résistance (F_a) qu'oppose un objet à son déplacement. Elle dépend de la force d'appui (A_p) et du coefficient d'adhérence (μ) qui est fonction de la nature des deux éléments en contact. La force d'appui (A_p) est directement liée au poids de l'objet (voir figure IV.1).

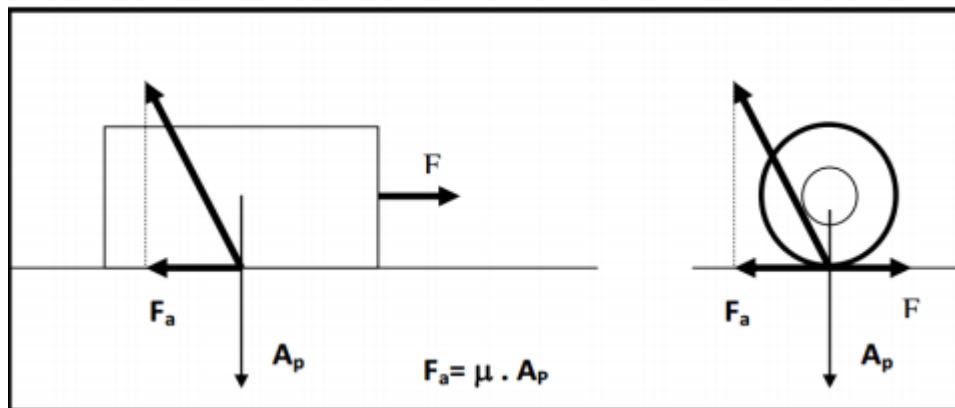


Figure IV.1: Représentation des forces [5]

IV.3.1.3. Le glissement (λ) :

Si le freinage des roues va jusqu'à leur blocage complet ($V = 0$ m/s), ce n'est plus le coefficient d'adhérence qui est en jeu, mais le coefficient de glissement des pneus sur le sol, qui est toujours inférieur au premier. Les pneumatiques se déforment, il se produit des glissements partiels.

Le glissement s'exprime en pourcentage, et se définit de la façon suivante :

$$\lambda = \frac{V_v - V_r}{V_v} \text{(IV.4)}$$

Avec

Chapitre IV : simulation et analyse des résultats

- ✓ Glissement en %.
- ✓ V: Vitesse du véhicule en m/s.
- ✓ V_r : vitesse de la roue.

- ✓ Rapporte entre glissement et adhérence

Pour un type de sol donnée et suivant l'état des pneumatiques on obtient une courbe adhérence/glissement tel que représenté dans la figure IV.2.

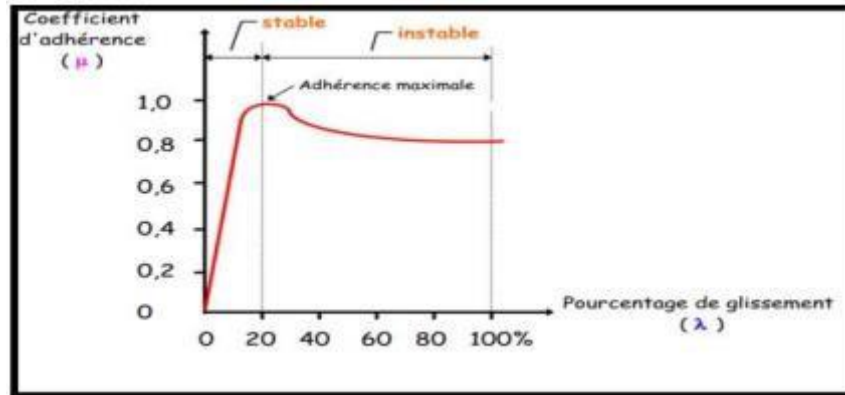


Figure IV.2 : La courbe représente la variation d'adhérence en fonction de glissement [32].

$0 < \lambda < 20\%$: Glissement déformation.

$\lambda_c = 20\%$ glissement critique qui conduit directement au blocage des roues.

$20\% < \lambda < 100\%$: Glissement de dérapage.

IV.3.1.4. La distance d'arrêt :

IV.3.1.4.1. La distance de réaction DR :

C'est la distance parcourue par la voiture entre le moment où le conducteur perçoit un obstacle et le moment où il commence à appuyer sur le frein (temps de réflexe du conducteur). Le temps de réflexe vaut en moyenne 0.75s mais il peut doubler si le conducteur est fatigué ou ivre.

$$DR = V_0 * t \quad (IV.5)$$

V : vitesse, initiale de la voiture (en m.s-1).

t : temps de réflexe du conducteur(s).

IV.3.1.4.2. La distance de freinage DF :

C'est la distance parcourue par voiture depuis le début du freinage jusqu' à l'arrêt complet du véhicule (à condition que les roues ne bloquent pas). Pour un coefficient d'adhérence μ

donné, la force de résistance maximale (arrêt du véhicule) est égale au produit du poids du véhicule par μ :

$$F_a = \mu * P \quad (\text{IV.6})$$

$$P = m * g \quad (\text{IV.7})$$

$$F_a = m * \gamma \quad (\text{IV.8})$$

Nous pouvons donc en déduire :

$$\gamma = \mu * g \quad (\text{IV.9})$$

Sachant que la distance de freinage pour un mouvement uniformément décéléré est égale à :

$$DF = V^2/2\gamma \quad (\text{IV.10})$$

IV.3.1.4.3. La distance d'arrêt DA :

C'est la distance parcourue par la voiture entre le moment où le conducteur perçoit un obstacle et l'arrêt complet du véhicule. Donc, la relation entre la distance d'arrêt(DA), à partir de l'actionnement effectif des freins, et le coefficient d'adhérence (μ) s'établit comme suit :

$$DA = DR + DF \quad (\text{IV.11})$$

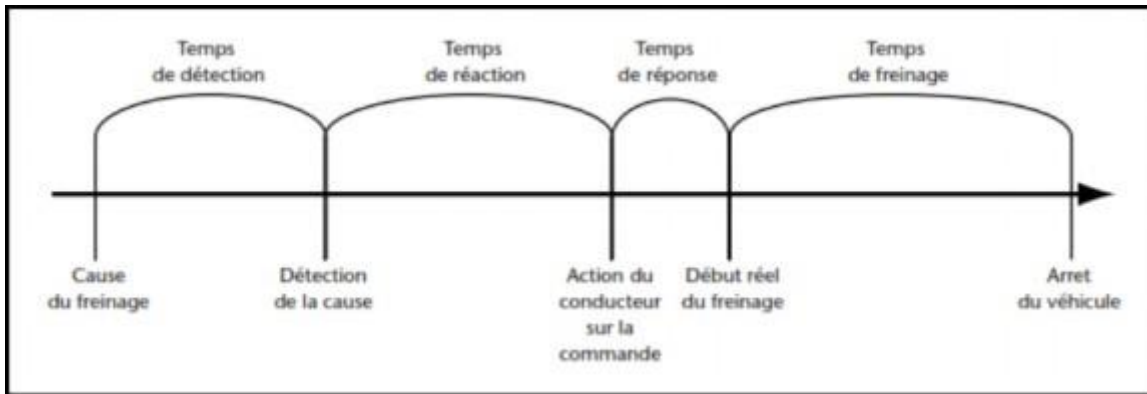


Figure IV.3 : Chemin d'arrêt véhicule [32].

IV.4.1. Etude mécanique :

Une étude du contact entre le disque et les plaquettes de frein est nécessaire pour l'évaluation des pressions contact et les contraintes équivalentes de Von Mises.

Masse de véhicule M [Kg]	1385
La vitesse initiale V0 [m/s]	60
Le temps d'arrêt t_{stop} [S]	0.1
Le rayon effectif du disque [mm]	100.5
Le coefficient de frottement disque/plaquette	0.3
Le rayon de la roue [mm]	380
Surface e plaquette A_d [mm ²]	5246.3
Zone de contact disque plaquette A_c [mm ²]	35797

Tableau. IV.2: Données de véhicule.

IV.4.1.1. Les forces travaillant au disque de frein :

Dans cette étude, le calcul mécanique initial vise à déterminer la valeur de la pression de contact (supposée constante) entre le disque et la plaquette. On suppose que 60% des forces de freinage est soutenu par les freins avant (les deux rotors), soit 30 % pour un seul disque [30]. La force de rotor pour un véhicule typique est exprimée par la relation suivante :

$$0.3 * \frac{1}{2} M V_0^2 = \int_0^{t_{stop}} p(t) dt = 2 F_{disque} \int_0^{t_{stop}} v_{disque}(t) dt \quad (IV.12)$$

$$\Rightarrow F_{disque} = \frac{0.3 * \frac{1}{2} M V_0^2}{\frac{R_{rotor}}{R_{pneu}} (V_0 t_{stop} - \frac{1}{2} (\frac{V_0}{t_{stop}}) t^2_{stop})} \quad (IV.13)$$

Dans notre exemple en a une seule force dans un seul côté donc :

$$F_{disque} = \frac{0.3 * M (V_0)^2}{\frac{R_{rotor}}{R_{pneu}} (V_0 t_{stop} - \frac{1}{2} (\frac{V_0}{t_{stop}}) t^2_{stop})} \quad (IV.14)$$

$F_{disque} = 1047.6 [N]$ La vitesse de rotation du disque est exprimée par :

$$\omega = \frac{V_0}{R_{pneu}} \quad (IV.15)$$

$$\omega = 157.89 \text{ rd/s}$$

IV.4.1.2. La pression appliquée sur la plaquette/disque :

La pression extérieure entre le disque et les plaquettes se calcule par la force appliquée au disque ; pour une voie plate, la pression hydraulique est [31] :

$$P = \frac{F_{\text{disque}}}{A_c \mu} \quad (\text{IV.16})$$

$$P = 1[\text{MPa}]$$

IV.4.1.3. Conditions initiales et conditions aux limites :

La simulation a lieu pour durée totale de freinage $t=0.1$ [s] et le pas de temps est :

IV.4.2. Etude thermique :

IV.4.2.1. Conditions initiales et conditions aux limites :

La température du disque est constante est égale :

- La dissipation thermique des surfaces du disque et de la plaquette vers l'environnement l'air est décrit à la fois par convection et par rayonnement.
- Un échange de chaleur par convection sur toute la surface du disque.
- Dans cette étude la vitesse tournante du disque a été considérée comme une valeur connue

$$(m = 157.89 \text{ rd/s})$$

- La simulation a lieu pour durée totale de freinage $t=0.01$ [s] et en adoptant le pas de temps pour les mêmes conditions du cas thermique :

IV.5. Modélisation du disque de frein :

Les modélisations du disque de frein plein et la plaquette sont faites par le logiciel abaqus, le modèle de ce dernier est représenté sur la figure IV.4. On respecte les dimensions réelles prises manuellement.

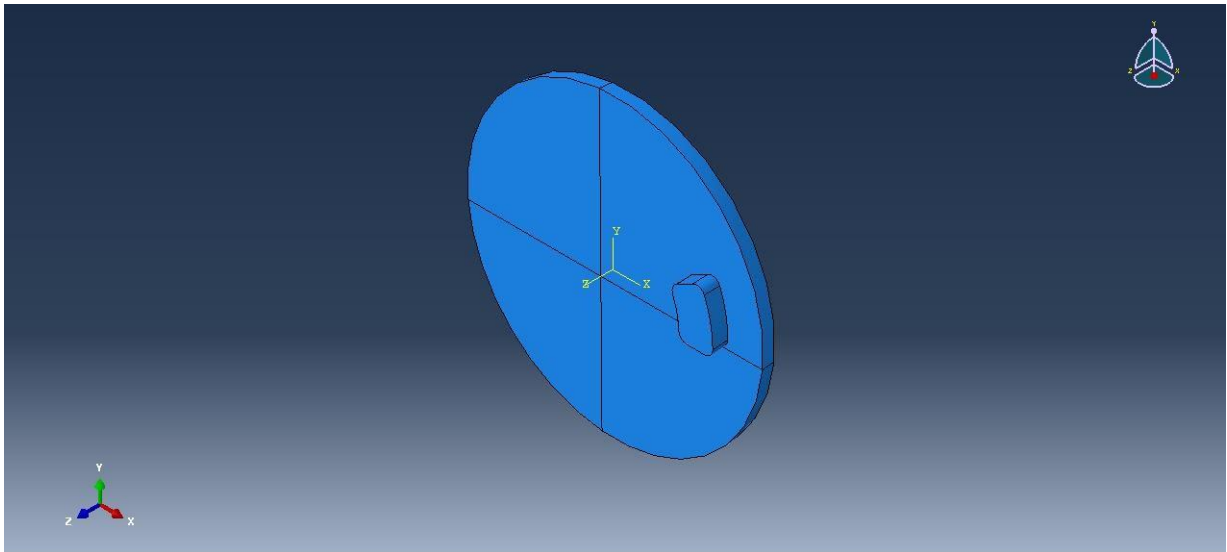


Figure IV.4 : Le model du disque plein avec la paquette

ABAQUS :

ABAQUS a été développé par Hibbit, Karlsson & Sorensen (HKS) (devenue ABAQUS, Inc depuis) depuis 30 ans et le début de la théorie des éléments finis et a été amélioré au fur et à mesure pour intégrer toutes les nouveautés de la théorie et des besoins de l'entreprise, jusqu'à ce que l'entreprise soit rachetée par Dassault industries en Octobre de l'année 2005 (donc si ça vous intéresse vous savez où aller frapper).

ABAQUS est avant tout un logiciel de simulation par éléments finis de problèmes très variés en mécanique. Il est connu et répandu, en particulier pour ses traitements performants de problèmes non-linéaires. ABAQUS propose le module ABAQUS CAE, interface graphique qui permet de gérer l'ensemble des opérations liées à la modélisation :

- La génération du fichier de données,
- Le lancement du calcul proprement dit,
- L'exploitation des résultats.

IV.5.4 Simulation du problème mécanique :

La simulation présentée dans notre étude considère le contact avec frottement d'une plaquette déformable sur un disque rigide. Le matériau choisi du disque dans les deux cas (dans l'étude mécanique et dans l'étude thermique) est le Fonte Grise FG 15 à haute teneur en carbone et la plaquette de frein à un comportement élastique isotrope dont les caractéristiques mécaniques des deux pièces sont récapitulées dans le tableau IV.3

Caractéristique	Disque	Plaquette
Module de Young E [Mpa]	138000	1000
Coefficient de poisson ν	0.3	0.25
Masse volumique ρ [Kg/mm ³]	$7,25 \cdot 10^{-9}$	$1,4 \cdot 10^{-9}$
Coefficient de frottement μ	0.3	0.3
Conductivité thermique K (w/m.°C)	57	5
La chaleur spécifique c (J/Kg.°C)	460	1000
Dilatation thermique, α ($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	10.85	10
Condition d'opération		
Vitesse angulaire ω (rd/s)		157.89
Pression hydraulique, P (MPa)		1

Tableau .IV.3 : Les caractéristiques mécaniques des deux pièces.

IV.5.4.2. Choix du maillage :

Un fois la structure est créée, on a fait le maillage. Il s'agit d'un maillage progressif. Le modèle disque-plaquette a été maillé par des éléments volumique quadratiques ABAQUS est effectué un maillage automatique (par défaut). Les figures donnent respectivement un maillage volumique d'un disque et une plaquette de frein.

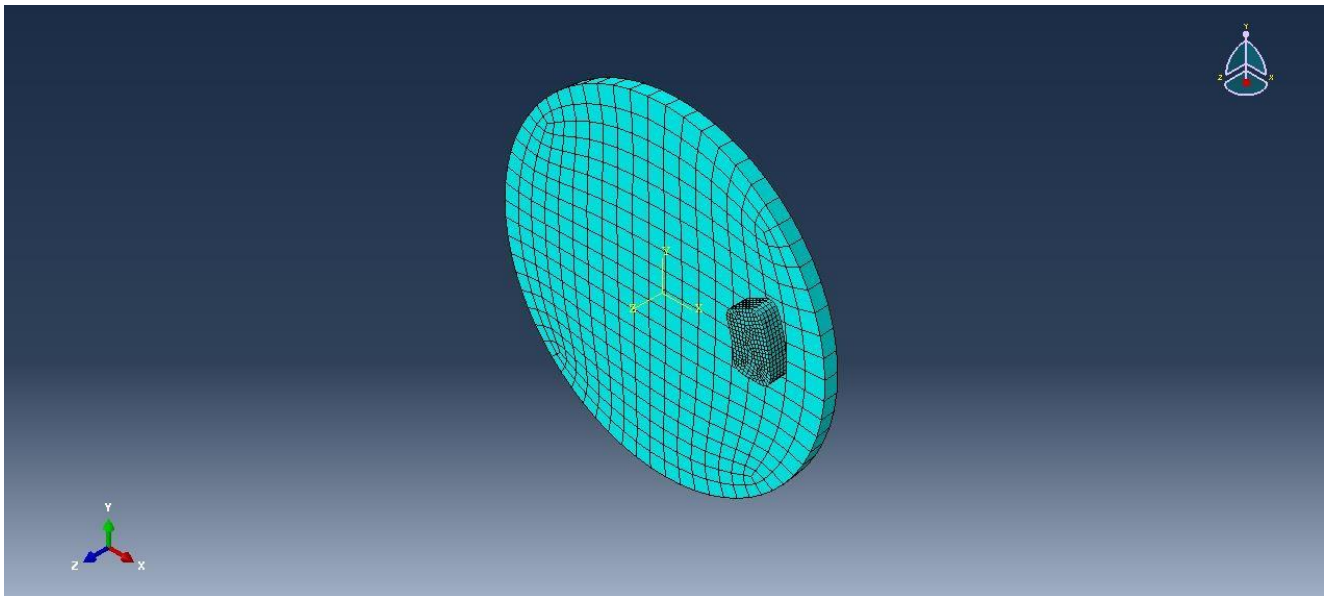


Figure IV.5 : Maillage volumique de l'ensemble (disque/plaquette)

IV.5.4.3. Conditions aux limites :

- ✓ Le disque est bloqué suivant toutes les directions.
- ✓ Un échange de chaleur par convection sur toute la surface du disque.
- ✓ Pas de déplacement de plaquette sur X Et $y=0$
- ✓ Puisque le problème est axissymétrique le déplacement sur $z=0$ et la rotation autour l'axe x et $y=0$
- ✓ Une pression P de 1 MPA appliquée sur la plaquette intérieure.

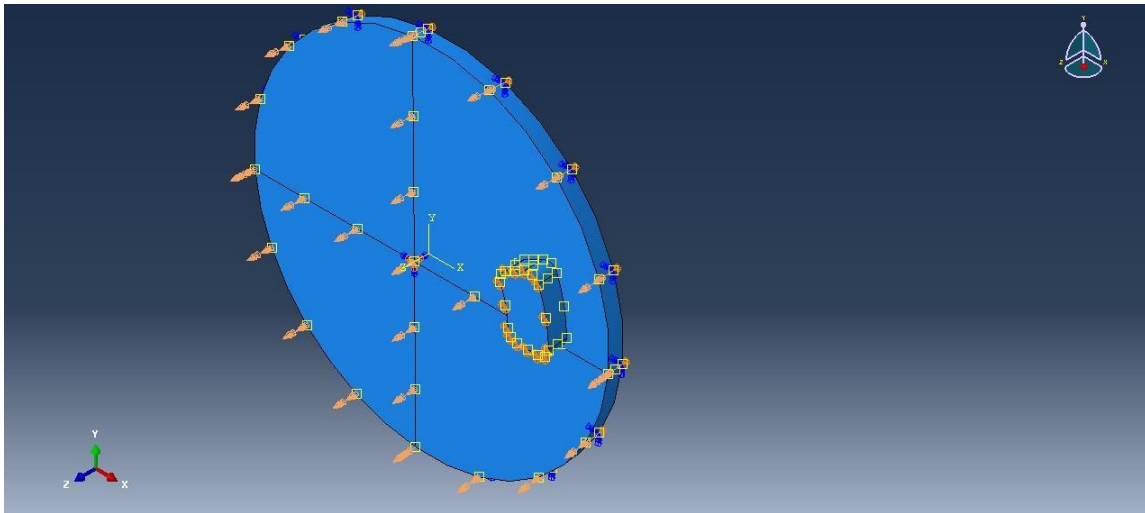


Figure IV.6 : Conditions aux limites de la plaquette /disque

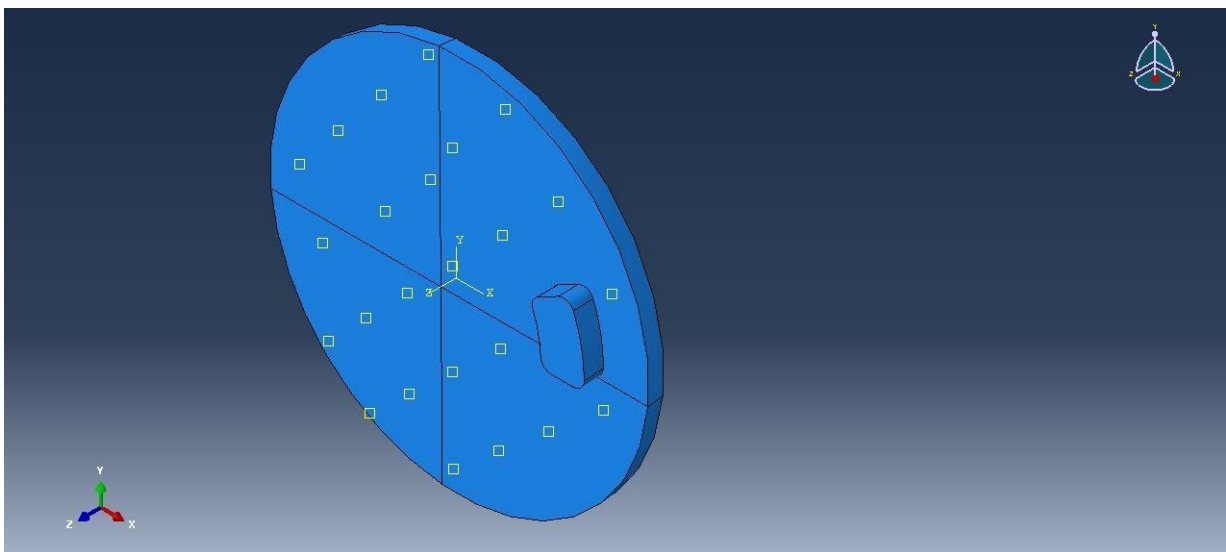


Figure IV.7 : Interaction disque/plaquette

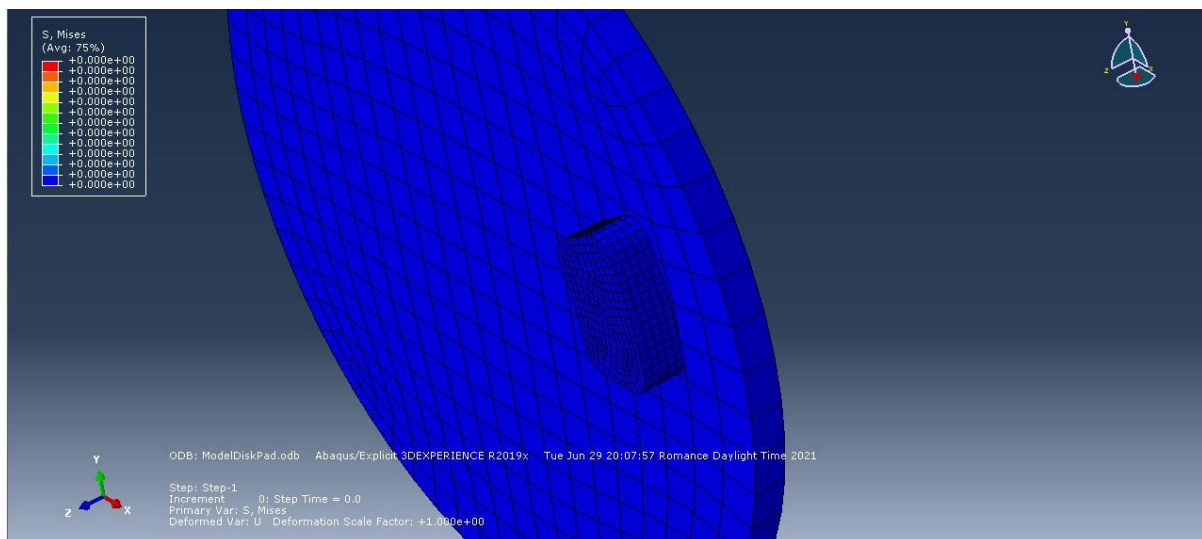
Chapitre IV : simulation et analyse des résultats

- ✓ Interaction surface/surface
- ✓ Convection de surface de disque et l'environnement extérieur
- ✓ Radiation et convection disque

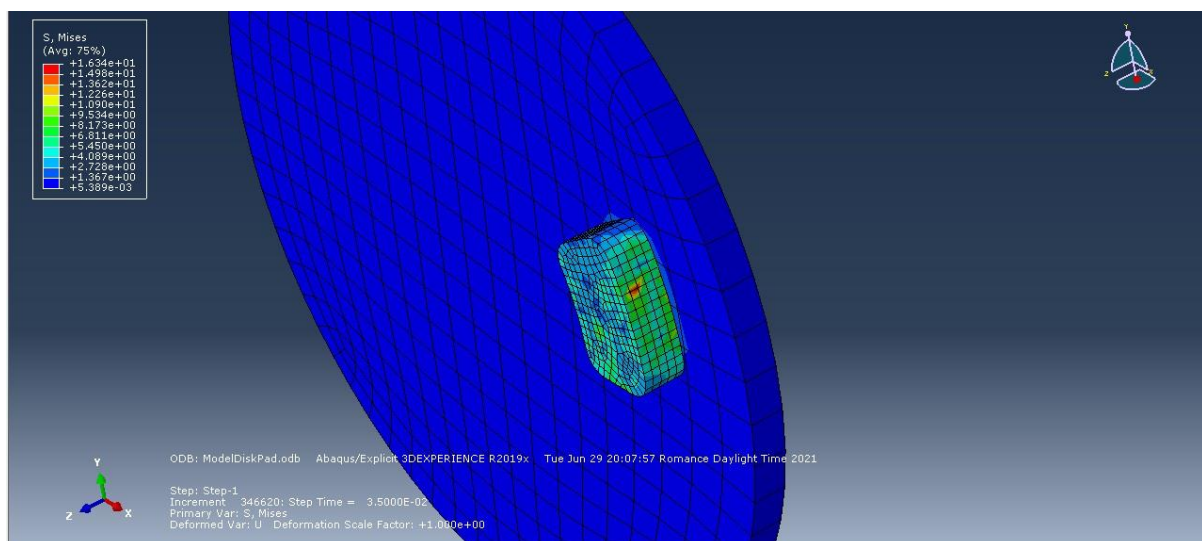
V.6. Les résultats de simulation :

IV.6.1. disque /plaquette (étude mécanique) :

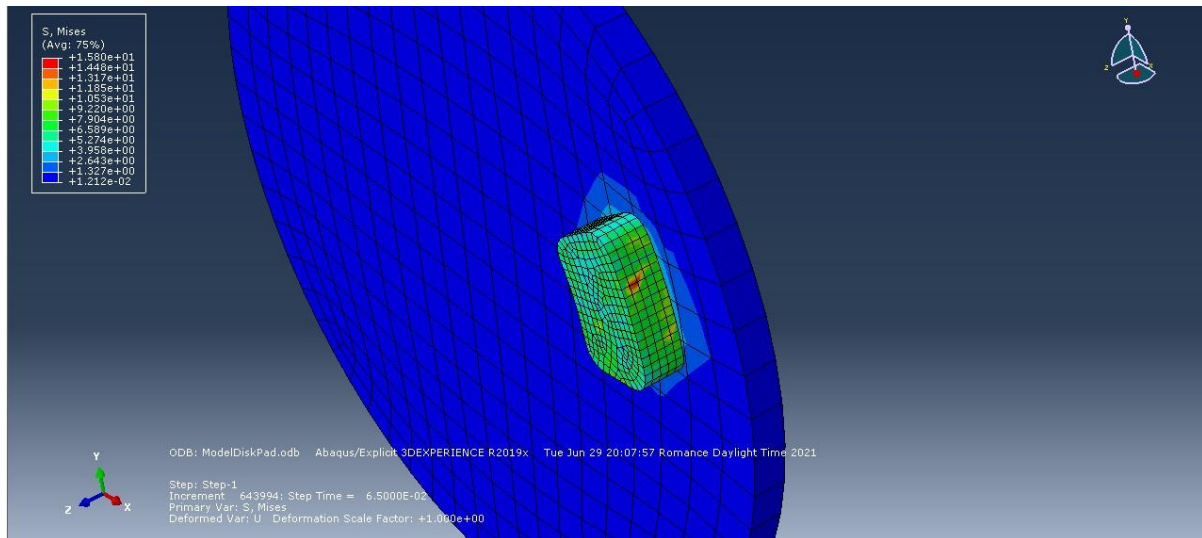
Contraintes équivalentes de Von Mises :



a-à l'instant $t = 0$ s



a-à l'instant $t = 0.035$ s



a-à l'instant $t = 0.065$ s

Figure IV.8 : La répartition de la contrainte de Von Mises sur le disque

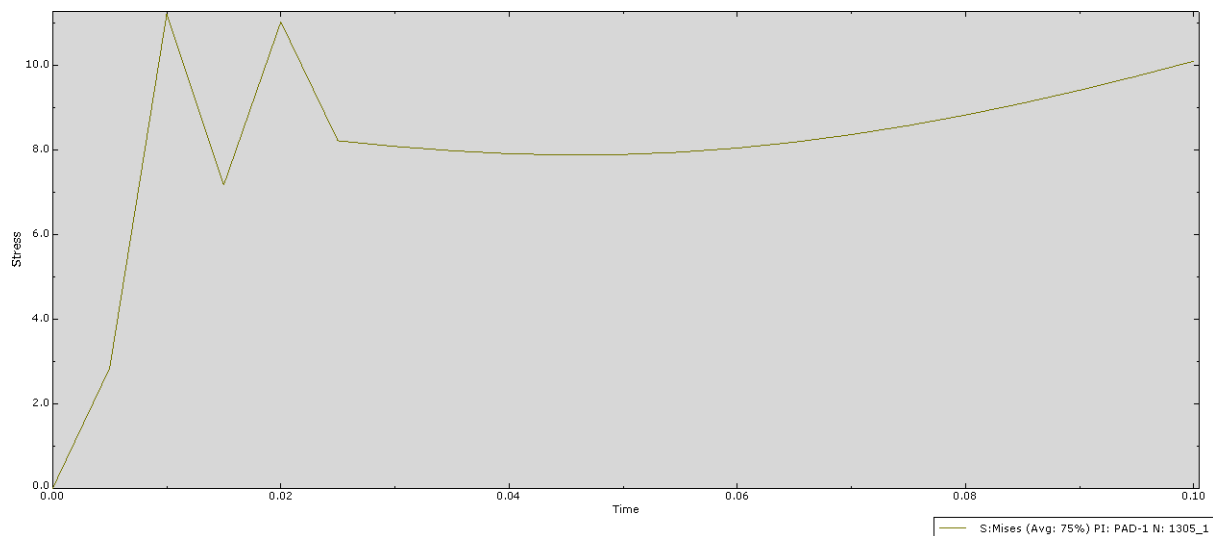


Figure. 9 IV.1 : Courbe de La répartition de la contrainte de Von Mises sur le disque

Commentaire

La figure IV.8 présente la répartition et l'augmentation de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction du temps de simulation sur le disque et plaquette. Les valeurs de la contrainte équivalente de Von Mises varient de 0 MPA à 1.634×10^1 MPA. Dans le temps $t=0$ avant freinage les contraintes à égale 0 mais quand on a appliqué une pression normal sur la plaquette avec une vitesse de rotation du disque après la plaquette devient en contact avec le disque de frein, qui conduit à une frottement entre la plaquette et le disque de frein qui fait une augmentation importante de la contrainte qui apparait par la valeur maximal le temps d'étude entre l'intervalle $[0,0.065]$, la valeur maximale de la contrainte de van-mises est 16.34

Chapitre IV : simulation et analyse des résultats

MPa juste dans la surface de contact disque/plaquette. Et quand $t > 0.065$ la contrainte elle va diminuer.

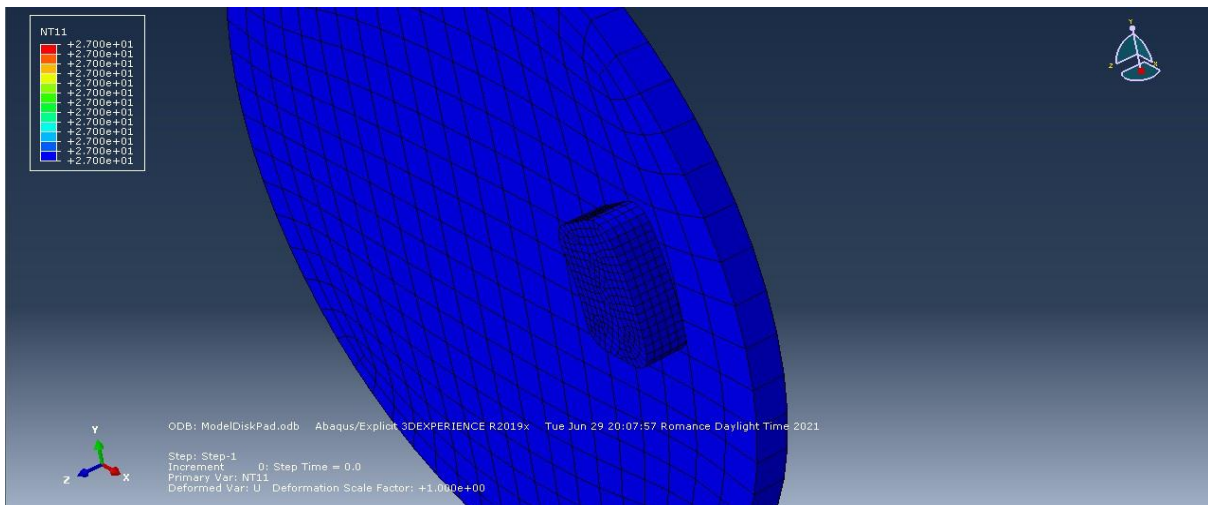
IV.6.2. disque plein (étude thermique)

IV.6.2.1. Température et flux de chaleur

IV.6.2.2 La température :

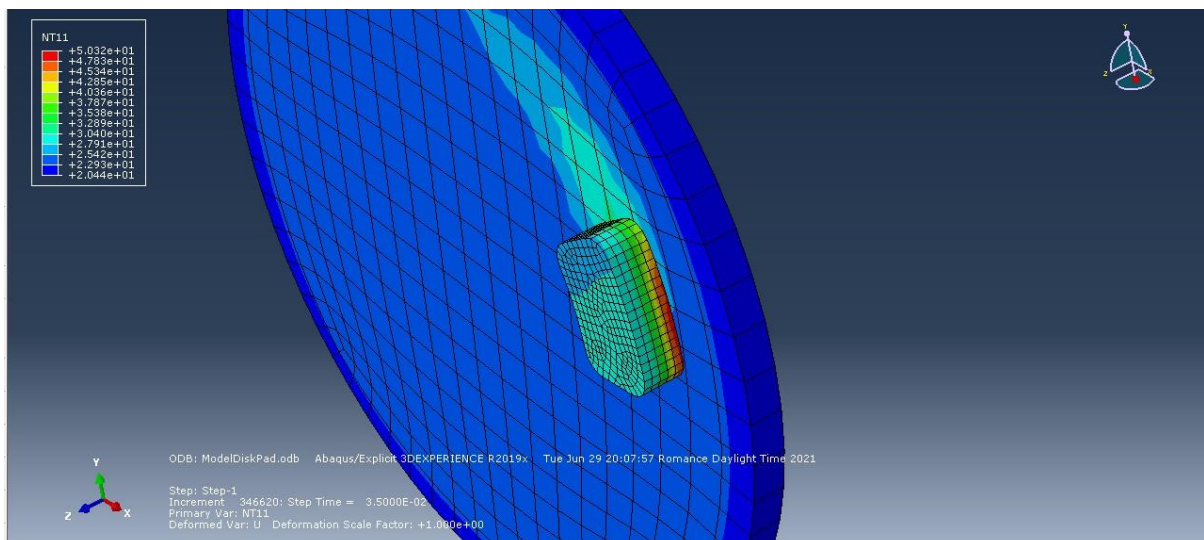
La répartition de la température du disque et plaquette :

a)



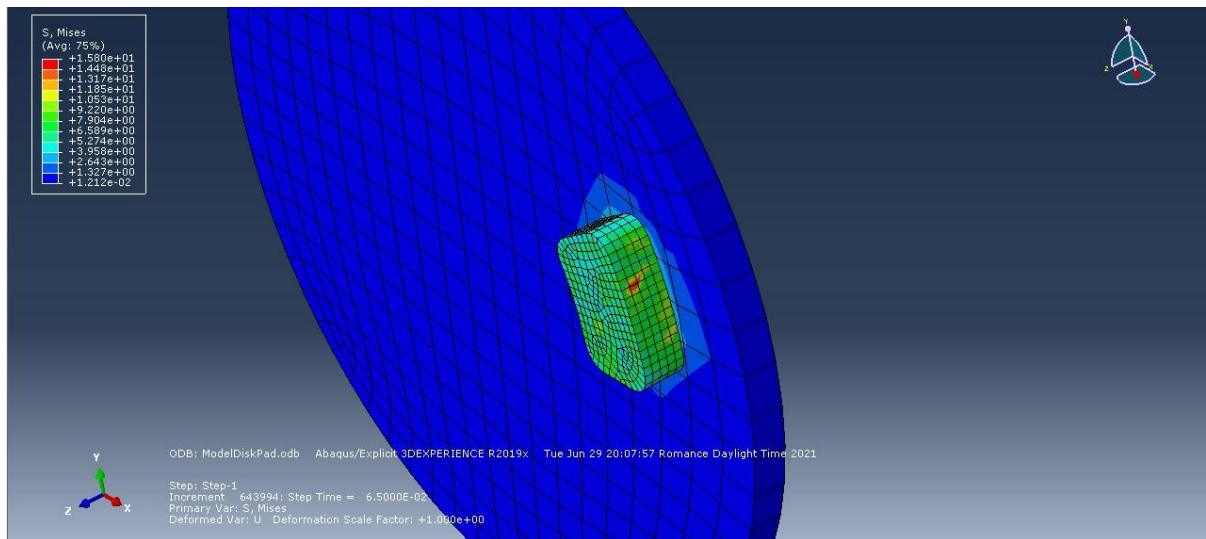
a-à l'instant $t = 0$ s

b)



a-à l'instant $t = 0.035$ s

c)



a-à l'instant $t = 0.065$ s

Figure IV.10 : La répartition de la température du disque et plaquette

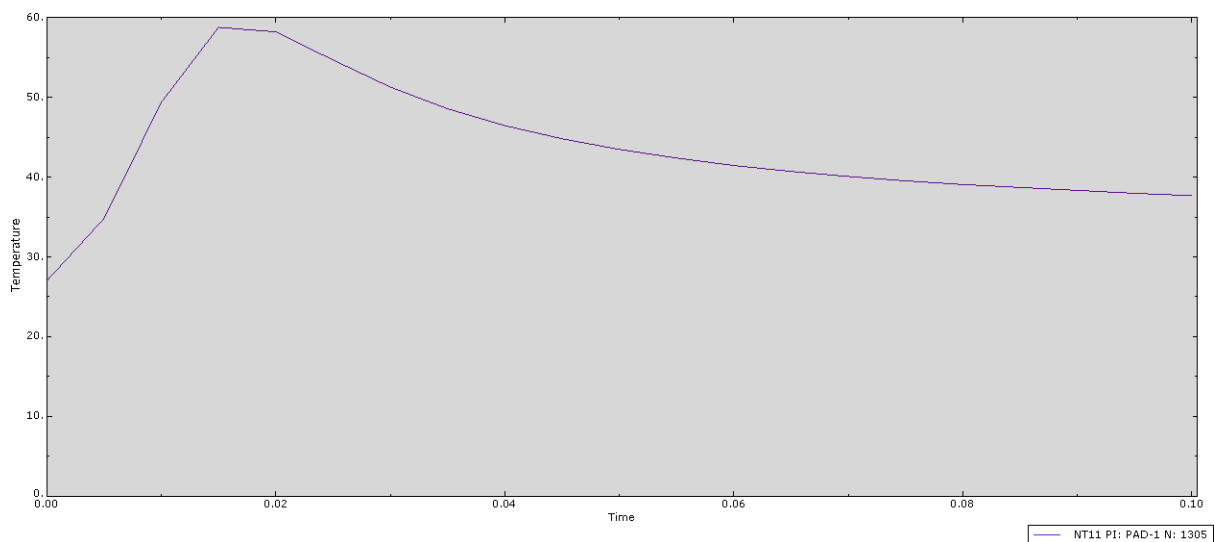


Figure IV.11 : Courbe La répartition de la température du disque et plaquette

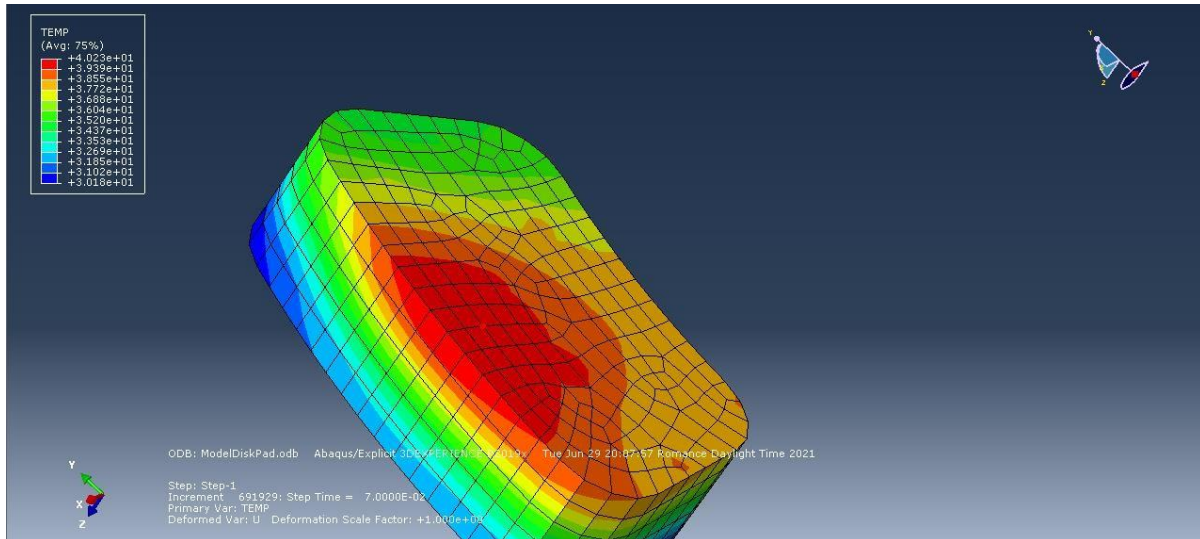
Commentaire

Les températures de surface du disque et de la plaquette varient en fonction du temps et de la position de la surface de contact entre la plaquette et le disque la température augmente lorsque le frein est engagé puis diminue lorsque le frein est relâché. Les figures IV.14 et IV.15 représentent les températures de la surface juste avant la fin du freinage. Un point chaud est visible au contact entre la plaquette de frein et le disque, juste au bord de la plaquette tel que la température maximale égale $50.32\text{ }^{\circ}\text{C}$ C'est la zone qui pourrait surchauffer au point de

Chapitre IV : simulation et analyse des résultats

défaillance de frein ou de décoloration. Les figures montrent également la température décroissante le long de la trace de rotation après la plaquette. Pendant le reste, la température devient significativement plus basse et plus uniforme dans le disque et la plaquette

IV.6.2.2.1 Les plaquettes :

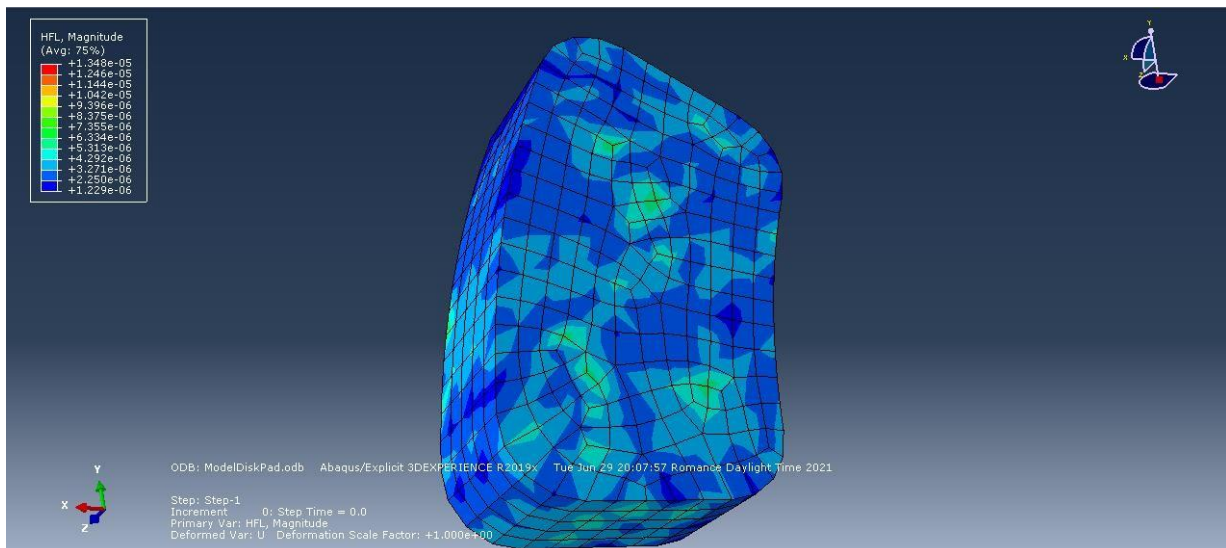


a-à l'instant $t = 0.07$ s

Fig.VI.12 : La répartition de la température plaquette.

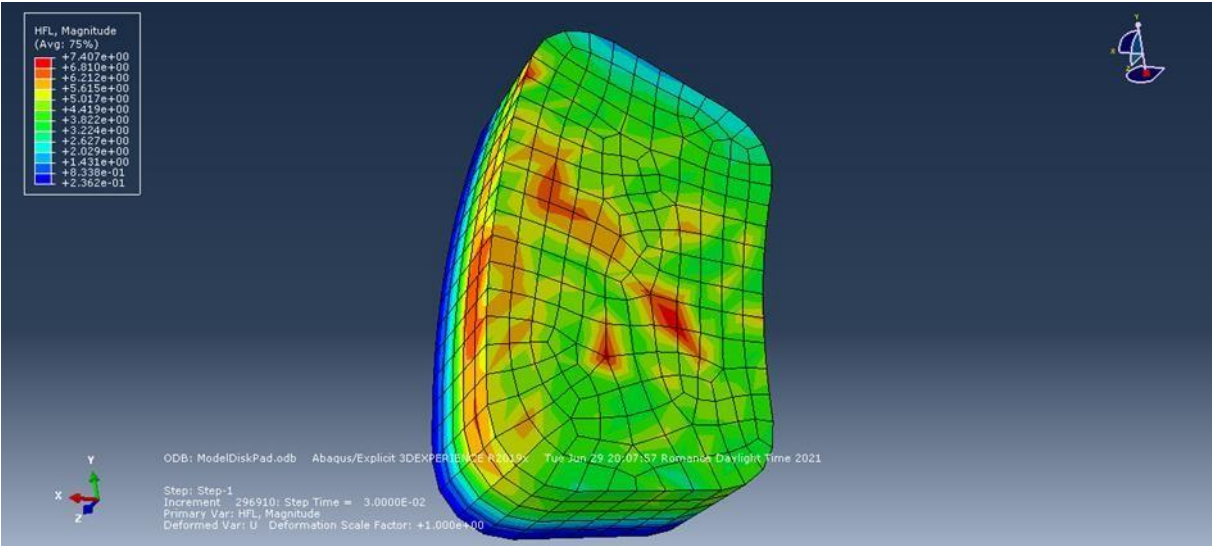
Commentaire :

IV.6.2.3 Le flux de chaleur :

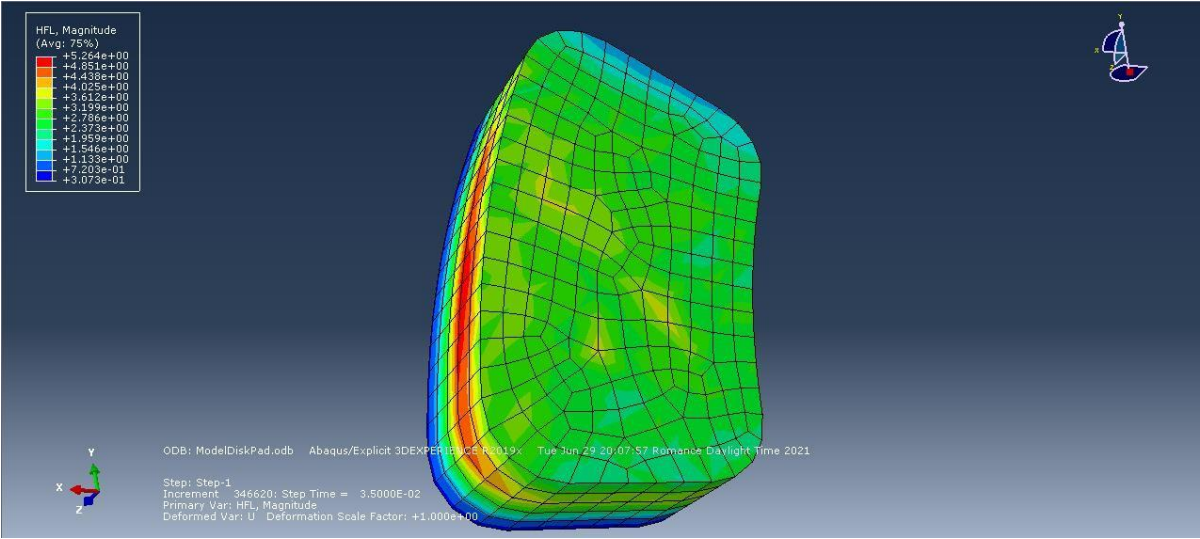


a-à l'instant $t = 0$ s

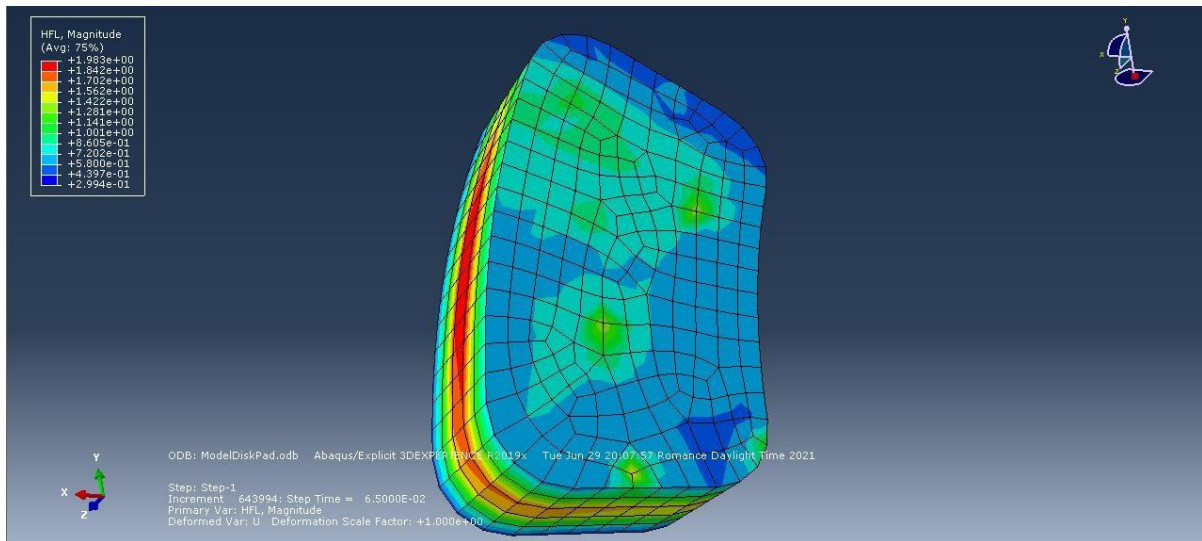
Chapitre IV : simulation et analyse des résultats



a-à l'instant $t = 0.03$ s



a-à l'instant $t = 0.035$ s



a-à l'instant $t = 0.065$ s

Figure IV.13 : La répartition de flux de chaleur plaquette.

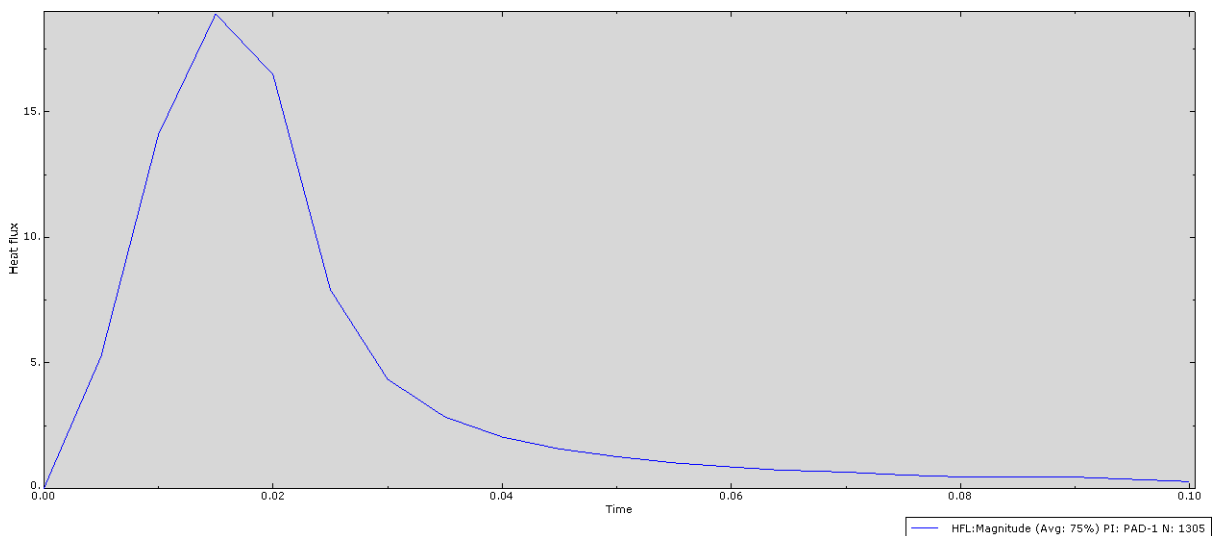


Figure IV.14 : Courbe de répartition de flux de chaleur

Commentaire :

La figure IV.15 présente le contact disque/frein qui illustre la répartition du flux de chaleur qui traverse la plaquette pendant l'unité de temps. On observe que la chaleur se déplace du corps le plus chaud au plus froid jusqu'à ce que la température se stabilise. Les valeurs de flux de chaleur varié de $[+1.229e-6$ à $+7.407]$.

Conclusion :

En guise de conclusion pour ce chapitre, nous reprenons les éléments importants qui ont été présentés .

Tout d'abord, nous avons calculé les forces travaillant au disque de frein. D'après les résultats de l'analyse par logiciel Abaqus on peut remarquer que les parties à forte concentration de contraintes dans la surface de contacts sont entre disque/plaquette.

Ensuite, pour la partie de simulation de la température, l'analyse montre que la température est maximale sous la plaquette avec un gradient expressif radialement, ce qui peut être la cause des concentrations de contraintes, siège de l'amorçage des fissures.

Finalement, nous avons fait une simulation de flux de chaleur, on a constaté que le flux de chaleur se déplace du corps le plus chaud au plus froid dans le système disque plaquette.

Conclusion générale :

L'analyse du comportement thermomécanique des disques de frein est une étape incontournable dans la conception des systèmes de freinage. En raison de la sécurité des passagers, la construction optimale des disques de freins est actuellement l'objet de nombreuses études. Le contact disque – plaquettes implique de nombreux phénomènes, tels que l'élévation de la température, l'usure des pièces et les vibrations.

Vu que les essais expérimentaux, bien qu'indispensables avant toute production en série d'un système de freinage, sont relativement coûteux et lents à mettre en place, lors de la phase de conception, les constructeurs font appel à la simulation numérique.

Dans ce projet de fin d'études, on a présenté une modélisation numérique du contact disque – plaquettes en utilisant le logiciel (ABAQUS) pour modéliser, calculer et analyser le comportement sous l'aspect thermomécanique afin de prédire la tenue en service des pièces en contact glissant.

De l'analyse des contraintes et de déformations, on peut remarquer que les parties à forte concentration de contraintes dans le disque/plaquette se trouvent généralement dans la surface de contacts entre disque/plaquette.

Dans la deuxième partie du travail, un calcul de température et de contraintes correspondantes a été effectué sous Abaqus qui s'adapte plus facilement à ce type d'investigation. Les températures qui constituent le résultat d'analyse montrent que la température est maximale sous la plaquette avec un gradient expressif radialement, ce qui peut être la cause des concentrations de contraintes, siège de l'amorçage des fissures.

Dans la troisième partie du travail, nous avons fait une simulation de flux de chaleur et on a constaté que le flux de chaleur se déplace du corps le plus chaud au plus froid dans le système disque plaquette.

Il faut rappeler que cette étude a été limitée à une seule vitesse de roulement à partir de laquelle, on a estimé le temps du freinage pour le poids total du véhicule et le temps de freinage nécessaire.

Bibliographie

[1] <https://fr.wikipedia.org/wiki/Frein>

[2] M. AUBLIN, R .BONCOMPAIN ,M .BOULATON,D.CARON,E.JEAY,B. LALAGE, J. REA : " Systèmes mécaniques – Théorie et dimensionnement " , 2 ème édition, Editions DUNOD, 2004

[3] J-J.Carré. "Technique d'Ingénieur ,Technologie de Freinage ,Frein à Disque ".BD.4- 5574. 11-1993.

[4] M. Benramdane¹, Y. Khadraoui¹ et N. Bibi-Triki² " Analyse de la contribution du transfert thermique des disques tournants (disque de frein) uniformément chauffés " Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur Université Abou Bekr Belkaïd, Tlemcen, Algérie

[5] J. Guichard, "Freinage à très Hautes Performances, Techniques de l'Ingénieur, B-5580, pp. 1 – 21, 2000. Le freinage

[6] FAUQUERT Gaétan, LE PICHOURON Erwan "Modélisation et calculs sur un étrier de frein automobile" Projet CAO - Calculs 2003 Maîtrise IUP GMP option MPC

[7] https://www.univ-usto.dz/images/coursenligne/these_djafri_Mohamed.pdf

[8] P. Dufrenoy, Etude du comportement mécanique des disques de frein vis avis des risques de défaillances, Thèse de doctorat, Université de Lille, France, 1995.

[9] J.-M. Berthelot, Matériaux composites : comportement mécanique et analyse des structures, Masson, Paris, 1992.

[10] Ko, F. K, "PreformFiber Architecture for Ceramic-Matrix Composites," Am.Ceram.Bulletin, Vol. 68, No. 2(1989) 401-414.

[11] www.valbruna.de/de/werkstoff/3.7164-3.7165.html

[12] Michel Houdé. "Introduction aux phénomènes de transfert". Université de Technologie Compiègne. France (1994-1998)

[13] YVES JANNOT. " Transferts Thermiques " Ecole des mines Nancy 2009

[14] Claude SAINT-BLANQUET. Bernard FOURCHER "Conduction de la chaleur" Université de Nantes 2001.

Bibliographie

- [15] F. KREITH "Transmission de la chaleur et Thermodynamique" Université du Colorado,1967
- [16] G. Jean-Marie,Frottement, usure et lubrification tribologie ou science des surfaces,éditions eyrolles,2000.
- [17] Thèse GUENAD Amin [Etude de défaillance des systèmes de freinage des véhicules routiers]
- [18] TMD Friction Services GmbH-TEXTAR-Analyse des dommages sur-plaquettes de frein à disque et disques VL -Informations techniques
- [19] https://fr.wikipedia.org/wiki/Frein_à_disque