

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

L'INFLUENCE DES NOMBRES DES TROUS SUR LE REFROIDISSEMENT DES FREINS À TAMBOUR

Présenté par :

- HAFDI Mohammed
- NOUALI Houssam

Soutenu le : 21/06/2020..... devant le Jury :

<i>M. BELABED Zakaria</i>	<i>MCA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Président</i>
<i>M. KHATIR Tawfiq</i>	<i>MCA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Encadreur</i>
<i>M. MEDJAHED Driss Meddah</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Examineur</i>

Remerciements

Nous rendons grâce à Dieu de nous avoir donné la foi, la volonté et la confiance pour pouvoir continuer nos études,

Nous remercions notre encadreur M. KHATIR Tawfiq qui par son soutien, son suivi, son enthousiasme, ses conseils et ses encouragements que nous avons pu réaliser ce travail,

Nous remercions aussi toute personne ayant contribué à notre aide et soutien moral ainsi que nos familles respectives,

A tous les enseignants pour le savoir qu'ils nous ont prédiqué durant le cycle d'étude,

Enfin, Nous remercions toute personnes ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

« A VOUS TOUS MERCI »

Dédicace

Grâce à dieu tout puissant, nous dédions ce modeste travail à toutes les personnes qui nous ont aidé de près ou de loin à la réalisation de ce Mémoire plus particulièrement :

A nos très chers parents, tout notre respect et affection en témoignage de leurs soutien, sacrifice, patience, ainsi que pour leurs conseils et orientations dans notre vie,

A toutes nos familles et nos très chers frères et chère sœur Hanane ,

A tous nos enseignants et à notre promotion de Génie Mécanique,

A tous nos amies (Djallel, Habib, Bachir,...),

A tous ceux qui nous sont chers et à ceux qui ont contribué à notre formation.

HAFDI Mohammed

Dédicace

Grâce à dieu tout puissant, nous dédions ce modeste travail à toutes les personnes qui nous ont aidé de près ou de loin à la réalisation de ce Mémoire plus particulièrement :

A nos très chers parents, tout notre respect et affection en témoignage de leurs soutien, sacrifice, patience, ainsi que pour leurs conseils et orientations dans notre vie,

A toutes nos familles et nos très chers frères,

A tous nos enseignants et à notre promotion de Génie Mécanique,

A tous nos amies (bouamama,Zaki,Bachir...),

A tous ceux qui nous sont chers et à ceux qui ont contribué à notre formation.

NDUALI Houssam

Dédicace	
Remerciements	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale.....	04

CHAPITRE I : Généralités sur le système du freinage

I.1. Généralités sur le freinage	05
I.1.1. Définition.....	05
I.1.2. Classification des freins.....	06
I.1.2.a. D'après la forme de l'organe de friction utilisé.....	06
I.1.2.b. D'après le mode de fonctionnement	06
I.1.3. Conditions à respecter pour les freins	06
I.1.3.a. Conditions d'établissement	06
I.1.3.b. Conditions d'installation	06
I.1.4. Qualités demandés à un frein	07
I.1.5. Energie de freinage	07
I.1.5.a. Température.....	07
I.2. Les différents types de frein	08
I.2.1. Les freins à disques	08
I.2.1.1. Définition	08
I.2.1.2. Description d'un disque	09
I.2.1.3. Les plaquettes	11
I.2.1.4. Différents types de disque et leur caractéristique.....	12
I.2.2. Le frein ABS	14
I.2.2.1. Principe de fonctionnement	15
I.2.3. Frein à tambour.....	15
I.2.3.1. Historique de frein à tambour.....	15
I.2.3.2. Définition.....	16
I.2.3.3. Matériaux pour tambours de frein.....	16
I.2.3.4. Principe de fonctionnement	17
I.2.3.4.a. Le Tambour : (les caractéristiques).....	18
I.2.3.4.b. Les mâchoires	19
I.2.3.4.c. Le flasque porte mâchoires : (E)	19
I.2.3.5. Différents types des freins à tambour	20
I.2.3.5.a. Frein à tambour Simplex	20
I.2.3.5.b. Frein à tambour Duplex et Duo-Duplex	20
I.2.3.5.c. Frein à tambour Servo et Duo-Servo	21
I.3. Comparaison entre tambour et disque	21
I.4. Conclusion.....	21

CHAPITRE II : Traitements thermiques

II.1. Les procédés des traitements thermiques.....	23
II.2. Conditions de chauffage des pièces en traitements thermiques	24
II.2.1. Chauffage des pièces.....	24
II.2.1.1. Transmission de la chaleur.....	25
II.2.1.2. Production de la chaleur dans la pièce.....	25

II.3. Modes de transfert de chaleur	26
II.3.1. Conduction	27
II.3.1.1. Formulation de l'équation du flux de chaleur entrant dans le tambour	27
II.3.1.2. Résistance thermique de Conduction	31
II.3.1.3. Hypothèses	31
II.3.1.4. Equation de la chaleur	32
II.3.2. Le Rayonnement	32
II.3.3. La convection	33
II.3.3.1. Nombre de Reynolds	36
II.3.3.2. Le nombre de Nusselt	37
II.3.3.3. Le nombre de Prandtl	37
II.4. Résistance thermique	37
II.4.1. Refroidissement des pièces	38
II.4.2. Grandes classes de traitements thermiques	38
II.5. Traitements thermomécaniques	39
II.6. La Tribologie	40
II.6.1. Système tribologique	40
II.6.2. Domaines de la tribologie	41
II.6.3. Le frottement	42
II.6.4. L'usure	42
II.7. Conclusion	42

CHAPITRE III : Etude Numériques

III.1. Analyse numérique	43
III.1.1. Le rôle de l'équation de Navier-Stokes	43
III.1.2. Les équations de Navier-Stokes	43
III.2. Présentation des logiciels	43
III.2.1. SolidWorks	43
III.2.2. ANSYS	44
III.3.1. MODELISATION DANS ANSYS	45
III.3.1.1. METHODES DE COUPLAGE THERMOMECHANIQUE DANS ANSYS	46
III.3.2. Modélisation et mise en œuvre de la simulation numérique dans ANSYS	47
III.3.3. Description du problème	47
III.3.4. Modélisation Dans ANSYS	48
III.4. Etude thermo-mécanique sur un tambour simple en matériau fonte malléable	49
III.4.1. Tambour simple en matériau fonte malléable	49
III.4.2.1. Distribution du champ de température dans le cas du matériau fonte malléable	50
III.5. L'influence des diamètres des trous	52
III.5.1. Distribution du champ de température dans le cas des trous de diamètre $\phi = 10$ mm ..	53
III.5.1. Distribution du champ de température dans le cas des trous de diamètre $\phi = 20$ mm ..	55
III.5.1.1. Comparaison entre les résultats de tambour en Fonte malléable simple et avec deux diamètres différents ($\phi = 10$ mm et $\phi = 20$ mm)	57
III.6. L'influence de nombre des trous	58
III.6.1. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour simple avec 4 trous de diamètre $\phi = 20$ mm	58
III.6.2. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour simple avec 6 trous de diamètre $\phi = 20$ mm	58
III.6.3. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour simple avec 8 trous (4 trous de diamètre $\phi = 20$ mm et 4 trous de diamètre $\phi = 20$ mm)	60

Conclusion générale.....	62.
Références bibliographiques	63

CHAPITRE I : Généralités sur le système du freinage

Fig.I.1.Désignation des principaux éléments.....	08
Fig.I.2.Exemples de freins à disque.....	09
Fig.I.3.Le disque plein.....	10
Fig. I.4 .Gorge calorifique.....	10
Fig .I.5.Plaquette de frein.....	11
Fig .I.6.Exemple de disque plein.....	12
Fig .I.7. Exemple de disque ventilé.....	13
Fig .I.8. Différentes géométries d'ailettes.....	13
Fig .I.9 : Disques ventilés : différentes conceptions.....	13
Fig .I.10.Circulation de l'air dans les canaux d'un disque ventilé	14
Fig. I.11.Schéma de l'ABS.....	14
Fig. I.12.Désignation des principaux éléments.....	16
Fig. I.13. Vue 3D d'un frein à tambour.....	17
Fig. I.14.Caractéristique des freins.....	18
Fig. I.15. Un flasque qui porte des mâchoires	19
Fig I.16.Frein à tambour Simplex.....	20
Fig. I.17.Frein Duplex.....	20
Fig. I.18. Frein à tambour Servo et Duo-Servo.....	21

CHAPITRE II :Traitements thermiques

Fig.II.1. Cycles thermique d'un traitement.....	24
Fig.II.2. a) Chauffage par résistance, b) Chauffage par induction	25
Fig.II.3.La Courbe de chauffage pour contour de la pièce	26
Fig.II.4. Transfert de chaleur par conduction.....	27
Fig. II.5.Evolution de la vitesse en fonction du temps.....	30
Fig. II.6.Evolution de la vitesse angulaire du tambour en fonction du temps.....	31
Fig.II.7. Transfert de chaleur entre deux surfaces quelconques.....	32
Fig.II.8.Elément en rayonnement.....	33
Fig.II.9.Définition d'un élément de surface d'échange.....	34
Fig.II.10. Profils des vitesses pour les couches limites laminaire et turbulente dans un écoulement sur une plaque plane.....	36
Fig.II.11 : Résistance thermique	37
Fig II.12:Vitesse moyenne de refroidissement entre 400 et 290 °C.....	38
Fig.II.13:Processus thermomécanique de fabrication du fil machine.....	39
Fig.II.14. Domaines de la tribologie.....	40
Fig.II.15. Représentation schématique d'un tribosystème.....	41

CHAPITRE III : Etude Numériques

Fig III.1Présentation SolidWorks.....	44
Fig III.2.Présentation de ANSYS.....	45
Fig. III.4: Etapes de résolution du problème de tambour de frein.....	45
Fig. III.5 :Scénarios de couplage possible dans ANSYS.....	46
Fig. III.6: Couplage thermomécanique.....	46
Fig. III.7: Séquences du couplage thermomécanique indirect.....	47
Fig.III.8.Tambour simple géométrie.....	48
Fig. III.9.Modèle complet dans CFD.....	49

Fig III.10.Maillage de tambour simple (Fonte malléable).....	50
Fig III.11.Distribution de la température $t=1,33s$	50
Fig.III.12.Changement de température (tambour simple fente).....	51
Fig.III.13.Évolution de la température en fonction du temps (fonte malléable).....	52
Fig III.14.Maillage de tambour simple (Fonte malléable).....	52
Fig.III.15.Distribution de la température $t=4s$	53
Fig.III.16.Changement de température (non chargé).....	54
Fig.III.17.Évolution de la température en fonction du temps pour un tambour en Fonte malléable ($\phi = 10 \text{ mm}$).....	54
Fig III.18.Maillage de tambour simple (Fonte malléable).....	55
Fig III.19.Distribution de la température $t=4s$	55
Fig.III.20.Changement de température (non chargé).....	56
Fig.III.21.Évolution de la température en fonction du temps pour un tambour en Fonte malléable ($\phi = 10 \text{ mm}$).....	57
Fig.III.22.Évolution de la température en fonction du temps pour les deux masses	57
Fig.III.23. Distribution de la température $t= 4s$	58
Fig.III.24.Changement de température.....	59
Fig.III.25.Évolution de la température en fonction du temps pour le tambour avec ailette.....	60
Fig.III.26. Évolution de la température en fonction du temps pour le tambour avec rainure...	60
Fig.III.27. Distribution de la température $t= 4s$	61
Fig.III.28.Changement de température.....	62
Fig.III.29.Évolution de la température en fonction du temps pour le tambour avec ailette.....	62
Fig.III.30. Évolution de la température en fonction du temps pour le tambour avec rainure...	65

Liste des tableaux

Tab.III.1. Fiche technique d'un véhicule	48
Tab.III.2. Les caractéristiques de La fonte malléable.....	49
Tab.III.3 les caractéristiques d'aluminium	50
Tab.III.4. les caractéristiques de malléable	53
Tab.III.5. Caractéristiques maillage	55
Tab.III.6. Caractéristiques de maillage	60

Nomenclature

A : Coefficient d'échange	
C_f : Couple de freinage	
C_p : Capacité thermique massique du matériau	(Kj/kg. °C)
d : Diamètre des trous	(m)
dT : Différence de température	(K)
e : Épaisseur du limbe du rotor de frein	(m)
E : Énergie thermique absorbée par le disque	(J)
E_c : Énergie cinétique pendant le freinage	(J)
E_g : Énergie de giration	(J)
F_f : Rapport de freinage	
g : La gravité de la pesanteur	(m/s ²)
h : Coefficient de convection	(W.m ⁻² . °C ⁻¹)
h : La distance qui sépare entre les deux surfaces rotor et stator	(m)
h_i : Coefficients de convection pour les surfaces de disque	(W.m ⁻² . °C ⁻¹)
I : L'inertiedes pièces tournantes et de charge	(kg/m ²)
k : Energie cinétique turbulente	(m ² /s ²)
L_u : Longueur de puits de chaleur usé	(m)
m : Masse de la charge	(kg)
M_u : Masse de puits de chaleur usé	(kg)
p : Pression du pneu	(bar)
$\left(\frac{P}{S} \right)_{moy}$: Puissance spécifique moyenne	(KW/m ²)
P_{max} :Puissance maximale de freinage	(W)
P_{moy} : Puissance moyenne de freinage	(W)

P(t₀) : Puissance moyenne générale de freinage pendant un temps t ₀ donné	(W)
q_v : Le débit d'écoulement	(kg/m ³)
Q : Puissance thermique moyenne produite pendant le freinage	(W)
Q_d : Puissance dissipé pour le disque	(W)
Q_p : Puissance dissipé pour les patins	(W)
r_c : Rayon de charge	(m)
r_d : Rayon de rotor	(m)
r_{d-le} : Rayon de stator	(m)
r_{moy} : Rayon moyen	(m)
R_{moy,i} : Résistances moyennes des différents paramètres pendant le freinage	
R₁ : Rayon extérieur de disque	(m)
R₂ : Rayon intérieur de disque	(m)
s : Section de trou	(m ²)
s_f : Distance de freinage	(m)
S : Surface frontale	(m ²)
S : Aire de la surface de contact	(m ²)
S_a : Surface de frottement du disque	(m ²)
S_p : Surface totale des patins	(m ²)
S_φ : Source de la grandeur φ considérée	
t_r :Durée de freinage	(s)
t₀ : Durée du cycle de freinage	(s)
T :Température de garniture	(°C)

T_e : Température d'équilibre assimilable à une température maximale	(°C)
T_{max} : Température maximale admissible de la garniture	(°C)
T_p : Température de la surface	(K)
T_r : Température résiduelle de la surface métallique frottante au début d'un nouveau coup de frei	(°C)
T₀ : Température de l'atmosphère entourant les surfaces	(°C)
T_∞ : Température de milieu environnant la surface	(K)
U : Vitesse caractéristique du fluide	(m/s)
U : Vitesse suivant x	(m/s)
v : Vitesse de freinage	(m/s)
v_r : Vitesse frontale du vent	(m/s)
v_v : Vitesse de véhicule	(m/s)
V : Vitesse suivant y	(m/s)
V : Vitesse de véhicule	(km/h)
W_f : Travail de freinage	(J)
W_{max} : Énergie maximale absorbée pendant le freinage x : Axe considéré	(J)
X : Energie massique du puits de chaleur	(KJ/kg)

Caractères grecs

α : Angle de la pente	(rad)
α : Parcours angulaire totale	(rad)
β : Coefficient de dilatation	(K ⁻¹)
β : Effusivité thermique	(J.K ⁻¹ .m ⁻² .s ^{-1/2})
β_p et β_d : Effusivités du patin et du disque	(J.K ⁻¹ .m ⁻² .s ^{-1/2})

γ : Décélération pendant le freinage	(m/s ²)
γ_a : L'accélération angulaire	(rad/s ²)
Γ : Coefficient de diffusion	(m ² /s)
ΔT_m : Élévation de température moyenne de la surface métallique frottante au cours d'un coup de frein isolé	(°C)
η : Durée totale des coups de frein	(s)
η : Viscosité dynamique	(Pa.s)
θ_{max} : Température maximale acceptable	(°C)
θ_0 : Température initiale	(°C)
λ : Conductivité thermique du matériau	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
μ : Viscosité moléculaire	(kg/m.s)
μ_{eff} : Viscosité effective	(kg/m.s)
μ_t : Viscosité turbulente	(kg/m.s)
ν : Viscosité cinématique du fluide	(m ² /s)
v : Vitesse périphérique du rotor de frein	(m/s)
ρ : Masse volumique de l'air	(kg/m ³)
σ : Constante de Stephan	(W.m ⁻² .°C ⁻¹)
τ : Durée de freinage	(s)
ϕ : Flux de chaleur	(W)
ϕ_d : Densité de flux de chaleur sur les parois du disque	(W)
ϕ_p : Densité de flux de chaleur apparaissant sur les patins	(W)
ω : Vitesse angulaire	(s ⁻¹)
ω_{max} : Vitesse angulaire maximale	(s ⁻¹)

Opérateurs mathématiques

d : Dérivée totale

∇ : Nabla

∂ : Dérivée première partielle

Nombres sans dimensions

C_i : Constants du modèle k- ε de RNG

C_x : Coefficient de forme

f_{moy} : Coefficient fonction de tous les paramètres (frottement, roulement, aérodynamique)

f_r : Coefficient de résistance au roulement

G : Le rapport d'interface

n : Le nombre des trous sur le disque

Re : Nombre de Reynolds

β : Constants du modèles k- ε de RNG

δ_p : Facteur d'émission de la surface

ε : Taux de dissipation de chaleur

η : Constant du modèle k- ε de RNG

ν : Taux de dissipation de chaleur

Abréviations

DIN : Deutsches Institut Fur Normung

DNS : Direct Numerical Simulation

EBC : Enduro Brakes Série

LES : Large Eddy Simulation

Résumé

Les recherches dans le domaine du transfert thermique transitoire sont d'une grande importance, tant sur le plan fondamental que sur le plan appliqué. L'une des applications la plus courante comprend l'analyse du transfert de chaleur externe d'un corps tournant de température élevée soumis à un refroidissement. La stratégie de calcul numérique est reposée sur le code de calcul ANSYS v.17.1. Ce dernier qui est basé sur la méthode des éléments finis et qui possède des algorithmes de gestion du contact avec frottement est utilisé pour simuler dans l'application du freinage le comportement du mécanisme malgré sa complexité. Cette approche permet d'identifier tous les facteurs et paramètres entrant en jeu pendant l'opération de freinage et tenant compte l'influence des nombres des trous et le diamètre des trous de frein à tambour sur le système de freinage.

Mots clés: Thermomécanique, Transfert de chaleur, Frottement, Thermiques, Frein à tambour.

Abstract

Research in the field of transient heat transfer is of great importance, both fundamentally and applied. One of the most common applications involves the analysis of the external heat transfer of a high temperature rotating body subjected to cooling. The numerical calculation strategy is based on the ANSYS v.17.1 calculation code. The latter which is based on the finite element method and which has friction contact management algorithms is used to simulate in the application of braking the behavior of the mechanism despite its complexity. This approach makes it possible to identify all the factors and parameters that come into play during the braking operation and taking into account the influence of the numbers of holes and the diameter of the drum brake holes on the braking system.

Keywords: Thermomechanical, Heat transfer, Friction, Thermal, Drum brake.

ملخص

البحث في مجال نقل الحرارة العابرة له أهمية كبيرة ، أساسية وتطبيقية. ينطوي أحد التطبيقات الأكثر شيوعًا على تحليل نقل الحرارة الخارجية للجسم الدوار ذو درجة الحرارة العالية المعرضة للتبريد. تعتمد استراتيجية الحساب العددي على كود الحساب ANSYS v.17.1 يتم استخدام الأخير الذي يعتمد على طريقة العناصر المحدودة والتي تحتوي على خوارزميات إدارة احتكاك الاحتكاك للمحاكاة في تطبيق كبح سلوك الآلية على الرغم من تعقيدها. يحدد هذا النهج جميع العوامل والمعاملات التي تدخل في الاعتبار أثناء عملية الكبح ويأخذ في الاعتبار تأثير عدد الثقوب وقطر فتحات فرامل الأسطوانة على نظام الكبح.

الكلمات المفتاحية: الميكانيكا الحرارية ، نقل الحرارة ، الاحتكاك ، الحرارية ، فرامل الأسطوانة.

Depuis l'invention de la roue, la problématique de l'immobilisation de celle-ci, dans certaines circonstances, s'est posé. Sur les véhicules à traction animale le frein consistait en un patin ou sabot actionné par un levier, frottant sur la circonférence de la roue. Système efficace seulement lorsque la roue était propre et sèche. Pour l'immobilisation on plaçait une cale devant la roue. Pouvoir être très puissant, même en appuyant très fort sur la pédale et d'être très sensible à l'encrassement, poussières, boue, graviers.

Les freins à tambours furent inventés dans les années 1900, améliorant notoirement le freinage des automobiles de l'époque, au début la commande était encore à câbles.

Le premier frein à commande hydraulique est inventé par l'Américain Malcolm Lockheed (frère d'Allan, tous deux cofondateurs de Lockheed) en 1919, ce dernier fonde la Lockheed Hydraulic Brake Company à Detroit et les véhicules Chrysler seront les premiers équipés en 1924 [1]. La Lockheed Hydraulic Brake Company deviendra Bendix en 1932 [2]. Avec le passage à une liaison hydraulique, la force appliquée a pu être beaucoup plus importante, rendant les freins plus efficaces, mais aussi plus sollicités.

Dans les années 1950, les freins à disque commencent à remplacer les tambours sur des véhicules de série [3].

En 1978, l'Allemand Bosch commercialise son ABS électronique, un système anti-blocage des roues sur lequel la firme avait commencé à travailler dès 1936. Il équipe désormais toutes les automobiles en Europe depuis 2004.

Depuis le début des années 2000, sur certaines voitures de sport « haut de gamme », les disques en acier ont été remplacés par de la céramique⁵, voire du carbone sur certaines voitures de course comme les Formule 1 (ces derniers nécessitant une température de 250 à 300 °C minimum pour fonctionner). Le carbone est aussi utilisé en freinage aéronautique.

Aujourd'hui le freinage automobile représente un organe important de la sécurité active d'un véhicule. Outre son caractère sécuritaire, il est devenu au cours des dernières années la source de nombreuses études portant sur la qualité perçue.

Avec le développement de nouvelles technologies dans l'industrie automobile, les véhicules sont devenus de plus en plus performants. Les systèmes de freinage qui a pour rôle de réduire la vitesse ou d'immobiliser le véhicule doivent suivre ce même rythme.

Le frein, comme organe majeur de sécurité, suscite constamment un grand intérêt pour les ingénieurs. Outre la concurrence dans le domaine de l'automobile de plus en plus rude s'ajoutent les soucis d'efficacité, de fiabilité, de confort, du coût et du délai de fabrication.

L'objectif de l'ingénieur est donc de trouver le meilleur compromis entre ces exigences de sécurité et de ces contraintes technico-économiques. Pour pouvoir réaliser une conception optimale, il convient de mettre en œuvre des techniques numériques complétant les études expérimentales [4].

Notre étude est basée sur le refroidissement des freins à tambour. On a fait une géométrie particulière, percer des trous sur les tambours de nombre différent avec des diamètres bien déterminés. Ce qui nous intéresse c'est la propagation de la température selon le long de l'épaisseur de tambour.

Cette étude est réalisée à l'aide du ANSYS 17.1 est 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.

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

Le premier chapitre présente une étude bibliographique fondée sur le système de freinages , la composition et les matériaux utilisés, ainsi que les différentes technologies principales qui sont utilisées (les freins à disque , les freins à tambours , les freins **ABS**). phénomènes thermiques et mécaniques rencontrés.

Le deuxième chapitre est consacré à la formulation analytique de l'équation de chaleur tout en décrivant les modes de transfert thermique y intervenant. Une méthode de calcul est illustrée dans ce sens pour évaluer la quantité du flux thermique de friction entrant dans le frein.

Et le dernier chapitre porte sur la modélisation numérique du problème thermomécanique et la mise en œuvre du logiciel ANSYS 17.1 utilisé dans cette modélisation.

Grâce aux continus 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.1. Généralités sur le freinage

I.1.1. Définition

Un frein est un transformateur d'énergie destiné à ralentir (frein de ralentissement) ou à arrêter complètement le mouvement d'un engin (frein d'arrêt).

Les propriétés d'un frein sont caractérisées par les grandeurs suivantes :

- L'effort de la commande est la force maximale constante exercée par l'opérateur sur l'organe de la commande de frein à la cour du freinage
- La course de commande est le déplacement de l'organe de commande de frein, de la position de repos à la position de freinage.
- L'indice de commande d'une installation de freinage est le produit de l'effort par la course de commande. Cet indice, homogène à une énergie, caractérise la valeur de l'installation de freinage comprenant le frein proprement dit et la transmission.
- L'efficacité d'un frein (souvent appelée puissance d'un frein) est le rapport du couple de freinage à l'indice de commande.
- La régularité d'un frein est caractérisée par son indice de régularité, rapport de la variation relative du couple de freinage à la variation du coefficient de frottement. Par

définition, l'indice de régularité de deux surfaces planes est égal à l'unité. La régularité du couple ou de l'effort de freinage du au frottement est d'autant plus grande que l'indice de régularité est plus petit [5].

I.1.2. Classification des freins :

Les freins peuvent être classés suivant deux paramètres :

I.1.2.a. D'après la forme de l'organe de friction utilisé :

- Frein à sabots (rotor cylindriques ou rotor à gorge),
- Freins coniques (rotor conique ou rotor à gorge),
- Frein à enroulement (ou à bandes) (rotor cylindriques),
- Frein à mâchoires (rotor-tambour cylindrique),
- Frein à disques (cas particulier des freins coniques d'angle au sommet égale à 180°).

I.1.2.b. D'après le mode de fonctionnement :

- Freins à commande réversible sans blocage (fonctionnant à la main, au pied, etc.),
- Freins à encliquetages non automatiques (fonctionnant à la main, au pied, électromagnétiques, etc.).
- Freins à encliquetages automatiques (freins actionnées par la charge et utilisant la poussée axiale d'une vis) ; ces freins peuvent être coniques ou à lames.
- Frein à sabots ou à bandes actionnés par la force centrifuge [6].

I.1.3. Conditions à respecter pour les freins :

I.1.3.a. Conditions d'établissement :

L'énergie de charge à freiner est un ennemi qu'il faut réduire le plus possible. Un frein ne doit pas demander de trop gros efforts de commande ; on doit pouvoir le commander avec la progressivité et l'instantanéité que demandent les circonstances.

En raison du travail considérable fourni par les appareils, on doit s'assurer que l'échauffement des parties frottantes n'est pas trop grand.

I.1.3. b. Conditions d'installation :

Les rotors de frein doivent être installés, autant que possible sur l'arbre de commande (arbre tournant à grande vitesse), si cet arbre est susceptible de se déplacer sur l'arbre intermédiaire le plus voisin, afin diminuer l'effort tangentiel, c'est-à-dire travailler avec un couple minimal. Les freins doivent être accessibles pour faciliter leur entretien.

La disposition du frein doit être telle que les calories dégagées lors de son fonctionnement soient facilement évacuées.

1.1.4. Qualités demandés à un frein :

On demande à un frein :

- L'efficacité ;
- La régularité du couple de freinage ;
- Le silence lors du fonctionnement ;
- Un faible indice de commande ;
- Des réglages aussi espacés que possible ou bien pas de réglage grâce à un dispositif automatique ;
- Une construction facile ;
- Un entretien facile ;

Ces qualités s'opposent l'une à l'autre et il faut établir, entre elles, un compromis en fonction du but à atteindre. Un frein, s'il doit être efficace, ne doit pas l'être trop sous peine de désordres graves, tels qu'une fatigue exagérée des mécanismes et des supports par suite de l'action brusque et presque instantanées du freinage, des oscillations, des enrayages des galets de roulement, etc. Un frein efficace est un frein qui fournit un couple de freinage donnée pour un faible indice de commande [7].

1.1.5. Energie de freinage

1.1.5.a. Température:

Rappelons que l'action de freinage transforme une énergie mécanique en énergie calorifique conduisant à un échauffement des pièces en présence. Aussi un échauffement excessif peut-il conduire à :

- Une dégradation des performances des matériaux de friction, en particulier au niveau de coefficient de friction.
- Une élévation de température de liquide de frein pouvant conduire au verrou de vapeur donc à la perte de freinage.

Il est donc particulièrement important d'évacuer le plus rapidement possible la chaleur produite pour le freinage. Du fait de sa configuration ouverte, le frein à disque permet une meilleure dissipation de la chaleur que le frein à tambour, d'où son emploi sur les quatre roues pour les véhicules lourds ou rapides.

L'évacuation de la chaleur produite dépend principalement de l'architecture du frein (éviter plus ou moins ouvertes, ailettes, etc.), du disque et du confinement dans la roue (proximité de la jante, ouverture, etc.) [8].

I.2. Les différents types de frein

En mécanique automobile il existe trois types de freins : Les freins à disque, Les freins à ABS et les freins à tambour

1.2.1. Les freins à disques

1.2.1.1. Définition

Le frein à disque est un système de freinage performant pour les véhicules munis de roues en contact avec le sol : automobile, avion, train, etc. et pour diverses machines. Ce système transforme l'énergie cinétique du véhicule en chaleur.

Le frein à disque (Fig. I.1) 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.

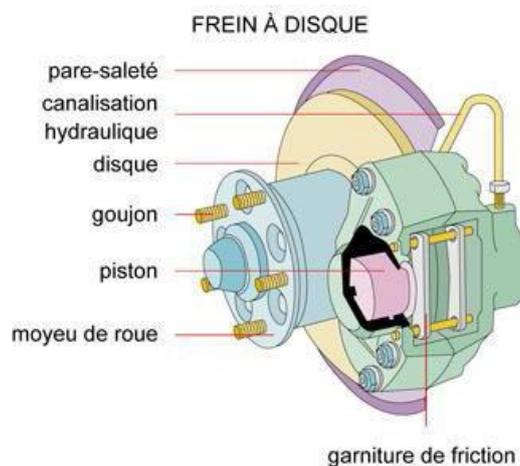


Fig.I.1. Désignation des principaux éléments.

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 [9].

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.2).



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

Fig.I.2.Exemples de freins à disque

1.2.1.2. Description d'un disque :

Le disque est constitué d'un anneau plein avec deux pistes de frottement (Fig. I.3), d'un bol qui est fixé sur le moyeu et sur lequel est fixée la jante et d'un raccordement entre les pistes et le bol. Ce raccordement est nécessaire car l'anneau et la partie du bol qui est fixée au moyeu ne sont pas sur un même plan pour des questions d'encombrement et de logement des plaquettes et de l'étrier.

La jonction entre le bol et les pistes est souvent usinée en forme de gorge pour limiter le flux de chaleur issu des pistes vers le bol afin d'éviter un échauffement excessif de la jante et du pneumatique.

Les pistes de frottement sont dites extérieures quand elles se situent du côté de la jante et intérieures quand elles se situent du côté de l'essieu.

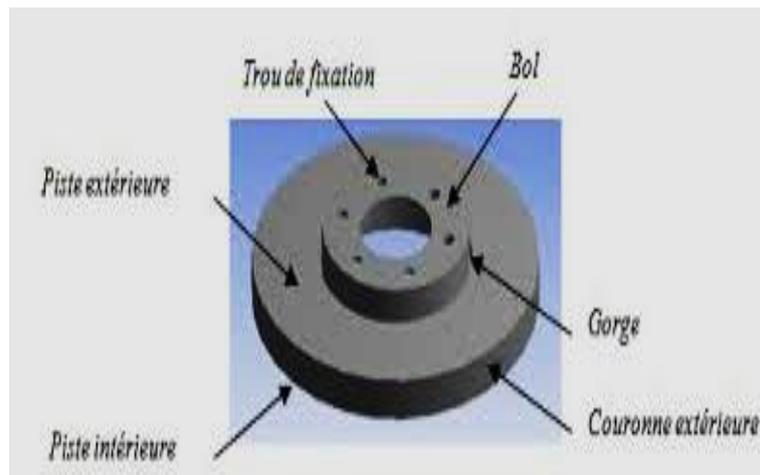


Fig.I.3.Le disque plein.

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 circonférentielle (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.4). 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.

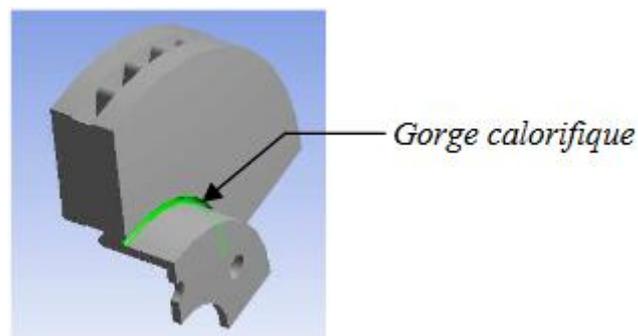


Fig. I.4 .Gorge calorifique

1.2.1.3. Les plaquettes

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

La garniture est très réduite comparativement à la puissance de freinage qu'elle doit fournir. Elle doit avoir de bonnes propriétés thermomécanique 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 au dos de la garniture se doit 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 de 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) [10].

Les plaquettes de frein automobile comportent des rainures figure (1.5). Outre leurs caractères d'évacuation des poussières et de l'eau, ces rainures influent elles sur le comportement thermique de la plaquette. Ce dernier doit présent :

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

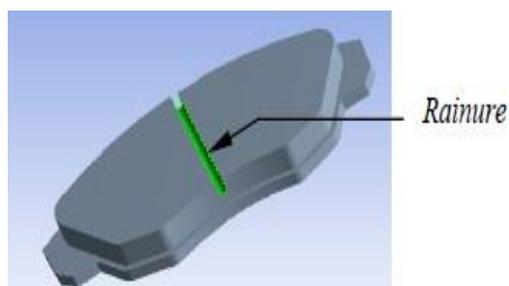


Fig .I.5.Plaquette de frein

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 [11]:

- ✓ **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

1.2.1.4. Différents types de disque et leur caractéristique:

Il existe deux types de disque : 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 figure (I.6).

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 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 figure (I.7), 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.

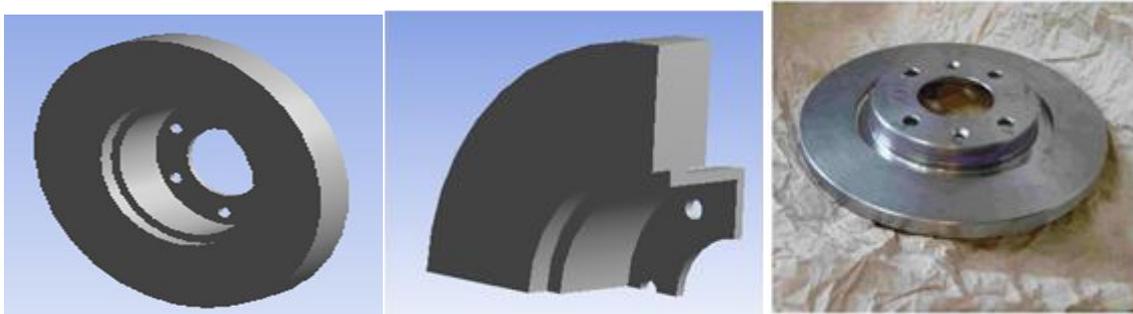


Fig .I.6.Exemple de disque plein

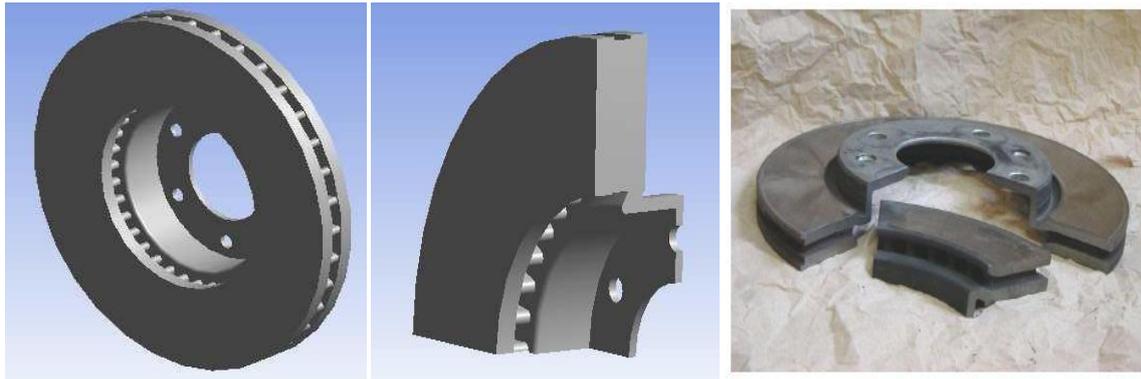


Fig .I.7. Exemple de disque ventilé



Fig .I.8. Différentes géométries d'ailettes

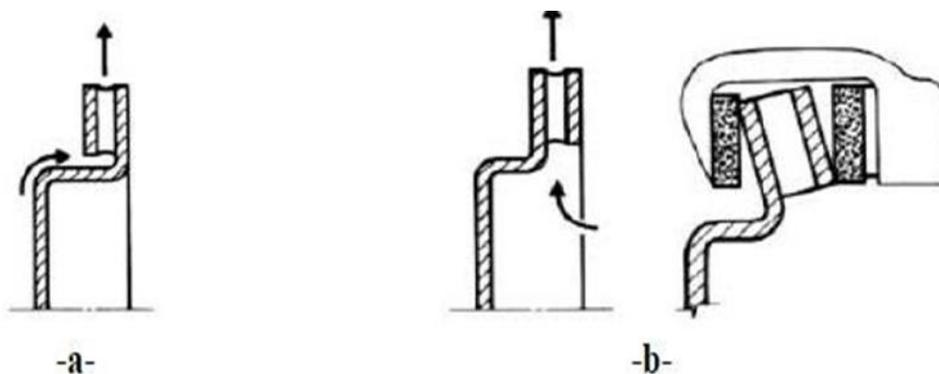


Fig .I.9 : Disques ventilés : différentes conceptions

La figure (I.8) représente deux types de disque ventilé. Le modèle à présent une moins bonne ventilation que le b, mais possède une meilleure rigidité. La figure (I.9) montre également la déformation du deuxième type de disque soumise à un fort gradient de température. La rotation du disque entraîne une circulation d'air dans les canaux [12], d'où une amélioration du refroidissement figure (I.10).

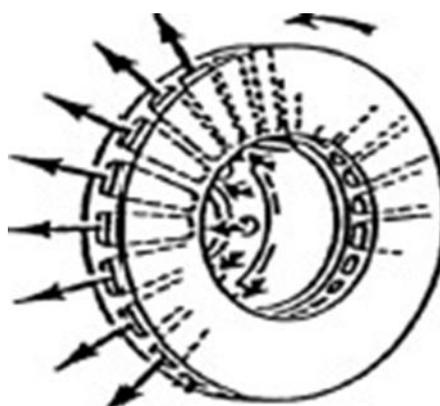


Fig .I.10.Circulation de l'air dans les canaux d'un disque ventilé .

1.2.2. Le frein ABS

Le système ABS «Anti-Locke Brake System» se définit comme un système qui permet d'éviter le danger d'instabilité lors du freinage brusque face à un obstacle. L'objectif principal de l'ABS est d'éviter le blocage des roues du a un freinage excessif durant une manœuvre de freinage. L'importance d'éviter le blocage des roues est double:

La stabilité du véhicule est maintenue ou encore maîtrisée par le conducteur.

Si cette stabilité de direction n'est pas produite l'accident ou percutement d'obstacle est inévitable. Deuxièmement La distance d'arrêt du véhicule pendant le freinage est réduite cela est du a ce que la force de freinage entre le pneu et la route atteint son maximum qui minimisé ainsi la distance d'arrêt Pour atteindre ces importants objectifs de conduite sans danger le système ABS utilise des contrôleurs, des capteurs de vitesse aux roues et des composants de frein auxiliaire comme l'indique la figure I.11.

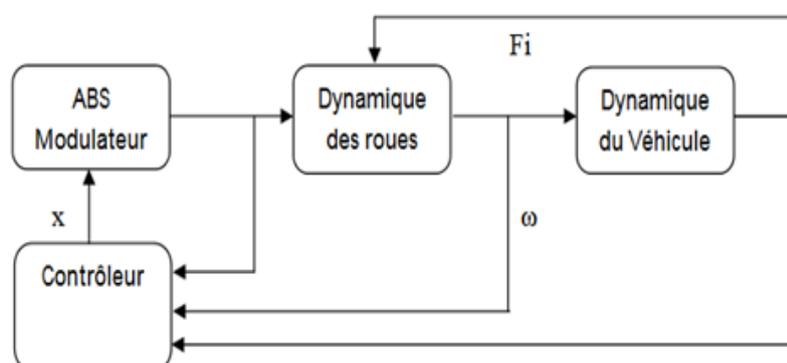


Fig. I.11.Schéma da L'ABS

1.2.2.1. Principe de fonctionnement :

Avant le premier freinage, le système de freinage antiblocage s'assure du bon fonctionnement de ses composants en effectuant les deux autotests suivants:

- a) Le premier autotest s'effectue lorsque le commutateur d'allumage est à la position «ON». Les témoins du système de freinage antiblocage «ANTILOCK» et celui du circuit de freinage «BRAKE» s'allument pendant 2 secondes environ et s'éteignent ensuite. Ce test confirme le bon fonctionnement des témoins des freins.
- b) Le deuxième autotest s'effectue lorsque le véhicule atteint une vitesse supérieure à 5 km/h environ. À ce stade, le relais interne du module de commande électronique des freins, les six électrovannes et le moteur de la pompe de recirculation sont mis en fonction et hors fonction en alternance et sont vérifiés pour s'assurer de l'absence de courts-circuits ou de circuits ouverts. À noter que la pompe de recirculation produit un son lors de son fonctionnement.

1.2.3. Frein à tambour

1.2.3.1. Historique de frein à tambour

Les freins à tambour ont d'abord été utilisés dans l'automobile puis dans l'aviation. Du fait du manque de résistance de ceux-ci à l'échauffement et des risques de blocage, les avions ont assez rapidement évolué vers les freins à disque.

Les automobiles ont évolué vers les freins à disque au travers de la compétition qui a eu besoin de freins plus puissants et plus performants que les automobiles « grand public » de l'époque. Aujourd'hui, la plupart des automobiles sont équipées de freins à disque au minimum sur les roues avant. Le frein à tambour mécanique a été inventé dans les années 1900.

Le système de freinage de cet époque implique le frottement d'une bande " souple en acier inoxydable, enroulée autour d'un tambour sur l'essieu arrière ".

Lorsque le conducteur engage le frein, le groupe exerce une pression sur le tambour et la machine s'arrête. Les premiers freins à tambour étaient externes. Cela a été un problème parce qu'ils ont été exposés aux intempéries et ils avaient une faible durée de vie, de ce fait les freins devaient être remplacés assez souvent.

Ce problème a été résolu en mettant les patins de frein, la partie qui applique une pression pour ralentir la voiture, à l'intérieur du tambour. [13].

En 1918, le frein à tambour hydraulique a été inventé par Malcolm Lougheed. Ce système utilise un fluide hydraulique pour appliquer une pression pour arrêter la voiture. La chaleur est accumulée et ne possède pas de façon efficace à se dissiper, et ensuite ça peut provoquer la déformation du tambour ce qui implique aussi les vibrations [14].

Un changement des systèmes de freinage, freins antiblocage est un dispositif de sécurité qui empêche le blocage des roues. Les capteurs de vitesse de la voiture permettent de déterminer si une roue est sur le point de fermer. Ensuite, un mécanisme limite ou réduit l'effort de freinage de cette roue. Cela permet au conducteur de garder le contrôle de la voiture et l'empêche de se mettre en vrille [15].

1.2.3.2. Définition :

Il se compose d'un tambour en fonte solidaire de la roue, de mâchoires solidaires du châssis, garnies d'un matériau à haute résistance au frottement et à l'échauffement et d'un cylindre qui presse les mâchoires contre le tambour (Fig.I.12). 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) [16].

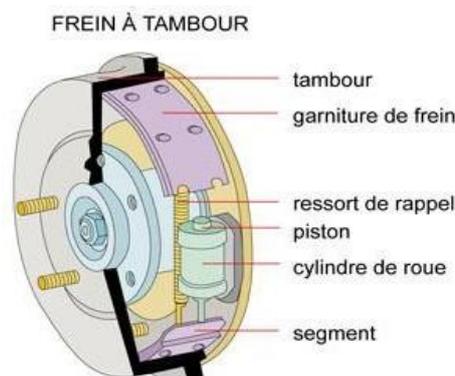


Fig. I.12. Désignation des principaux éléments

1.2.3.3. Matériaux pour tambours de frein :

Les tambours doivent être fabriqués d'un matériau qui leur favorise la résistance aux températures élevées avec un bon coefficient de frottement pour générer la force de frottement nécessaire. Mais un tambour de frein doit en plus résister à l'usure. Le matériau utilisé pour les tambours de frein est la fonte grise. Dans ce type de fontes, le carbone se trouve surtout sous forme de lamelles de graphite.

1.2.3.4. 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.13).

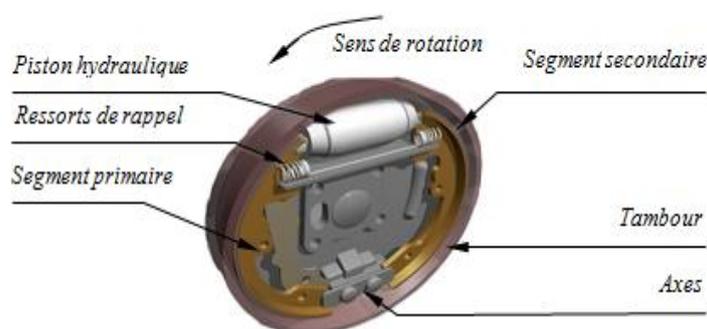


Fig. I.13. Vue 3D d'un frein à tambour.

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.14). 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.

Le frein à tambour est simple de conception, Il se divise en trois parties distinctes :

- 1) Le Tambour.
- 2) Les mâchoires.
- 3) Le flasque porte mâchoires

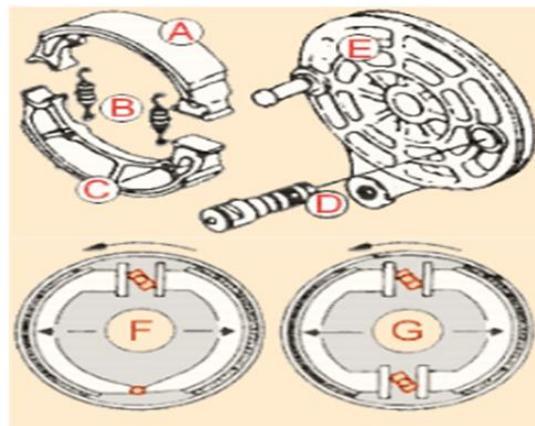


Fig. I.14.Caractéristique des freins

1.2.3.4.a.Le Tambour : (les caractéristiques)

- Un cylindre se trouve au centre de la roue. Ouvert sur un côté.
- La surface interne du tambour constitue la piste de freinage.
- Etant solidaire de la roue, le tambour tourne avec elle.

1.2.3.4.b. Les mâchoires :

- les mâchoires sont logées dans le flasque. (E)
- Elles sont recouvertes d'un matériau présentant un coefficient de friction important.
- C'est l'écartement de celle-ci vers le tambour qui crée, par friction le freinage.

1.2.3.4.c. Le flasque porte mâchoires : (E)

- Il vient fermer le tambour.
- Il contient les mâchoires de tambour.
- Il contient le système de commande ; la came (D)
- Les ressorts de rappel (B)

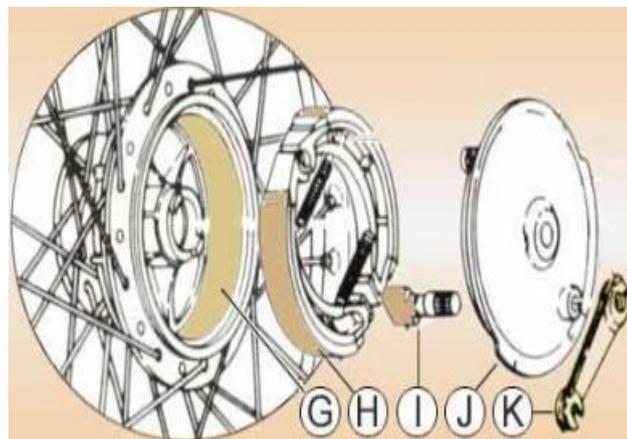


Fig. I.15. Un flasque qui porte des mâchoires

- Le pilote actionne le levier de frein, pédale ou levier.
- Son action crée un "pivot" en basculant la commande de came (K).
- La commande de came (K) est fixée sur la came (I).
- La came (I), écarte les mâchoires (H).
- Les mâchoires entre alors en contact avec la piste du tambour (G).
- La friction de (G) contre (H) ralentit la roue.

Un frein à tambour n'est efficace que jusqu'au alentour de 100 km/h .Au delà il montre vite ses faiblesses.

Il peut au delà de cette vitesse générer une chauffe qui peut aller jusqu'à 700°C à certain endroit. Cette surchauffe peut même créer une ovalisation de la piste du tambour.

1.2.3.5. Différents types des freins à tambour

1.2.3.5.a. Frein à tambour Simplex

Dans le frein Simplex, la mâchoire primaire (segment dit comprimé) est pressée contre le tambour dans le sens de rotation de celui-ci (fig. I.14). La mâchoire de frein secondaire (segment dit tendu) est pressée contre le tambour dans le sens de rotation contraire de celui-ci. L'effet de freinage est presque identique dans les deux sens de rotation. Le frein Simplex est commandé par un cylindre de roue à double effet. L'appui des mâchoires s'effectue soit sur un point fixe, soit sur deux points. Le réglage de la position des garnitures antifriction a lieu soit sur le cylindre de roue, soit par excentrique [17].

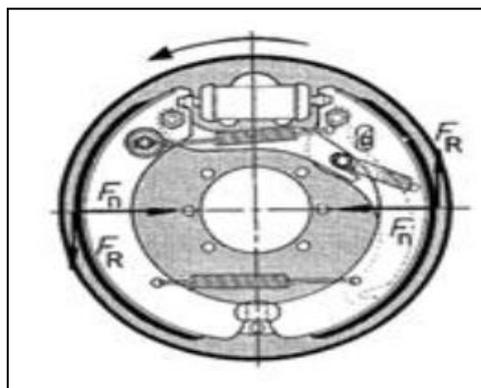


Fig I.16. Frein à tambour Simplex

1.2.3.5.b. Frein à tambour Duplex et Duo-Duplex

Dans le frein Duplex, les deux mâchoires de frein sont pressées contre le tambour dans le sens de rotation. Ils agissent tous les deux comme des segments comprimés. En marche arrière, l'effet du freinage diminue car les segments agissent comme deux segments tendus. Pour obtenir le même effet de freinage en marche avant ou en marche arrière (fig. I.17), on utilise le frein Duo-Duplex. Dans ce frein, les deux segments de frein sont comprimés dans les deux sens de marche [18].

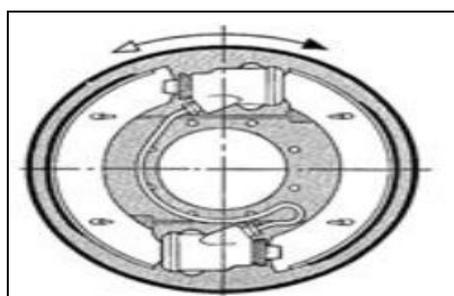


Fig. I.17. Frein Duplex

1.2.3.5.c. Frein à tambour Servo et Duo-Servo

Dans le frein Servo, deux mâchoires de frein sont pressées contre le tambour dans le sens de rotation (fig. I.16). Le segment primaire est commandé par le cylindre de roue tandis que l'autre segment secondaire est pressé contre le tambour par la force d'appui du segment primaire et par le cylindre de la roue. En marche arrière, le frein Servo fonctionne en frein Simplex et la force de freinage est diminuée. Si l'on désire le même effet de freinage dans les deux sens de marche, il faut utiliser un frein Duo-Servo[19].

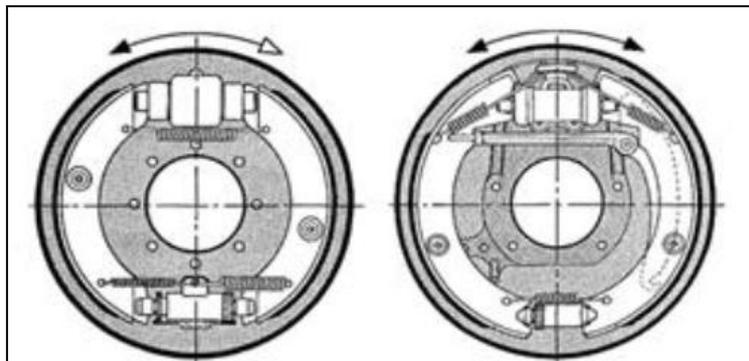


Fig. I.18. Frein à tambour Servo et Duo-Servo

1.3. Comparaison entre tambour et disque :

Par rapport aux freins à tambour, les freins à disque se distinguent par les avantages suivants [20] :

- Meilleur refroidissement.
- 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).

Et pour les inconvénients des freins à tambour se résument comme suit :

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

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.

La notion de traitements thermiques recouvre un ensemble d'opérations ayant pour but des transformations structurales effectuées sur les matériaux à l'état solide, sous l'influence de cycles de température convenablement choisis afin de leur conférer des propriétés particulières. Il peut s'y ajouter simultanément des traitements mécaniques (traitements thermomécaniques) ou des traitements chimiques (traitements thermochimiques).

On rencontre également des traitements thermiques au cours du refroidissement d'une pièce moulée après solidification et pendant des opérations de mise en forme par déformation plastique, par frittage ou par soudage, etc., quand des transformations structurales, sous l'influence des variations de température au cours de ces opérations, s'ajoutent à celles que ces procédés peuvent eux-mêmes provoquer.

Un disque de frein est généralement en fonte ou en céramique composites, tandis qu'une plaquette de frein est fabriquée à partir d'un matériau de friction. Au cours du processus de freinage, la température, en raison du frottement entre un disque de frein et des plaquettes de disque, peut avoir des valeurs dans plage de 200 à 800 °C.

La production de chaleur est fonction de la masse du véhicule, coefficient de frottement, propriétés thermo-physiques du matériau, vitesse et taux de décélération. La chaleur la dissipation se produira via:

- Par conduction.
- Par rayonnement.
- Par convection .

II.1. Les procédés des traitements thermiques

Effectuer un traitement thermique sur une pièce, c'est faire subir à celle-ci une variation de la température en fonction du temps.

Un traitement thermique comporte obligatoirement :

- Un chauffage ;
- Un maintien pendant un temps à la température de traitement ;
- Un refroidissement (retour à la température ambiante) [21].

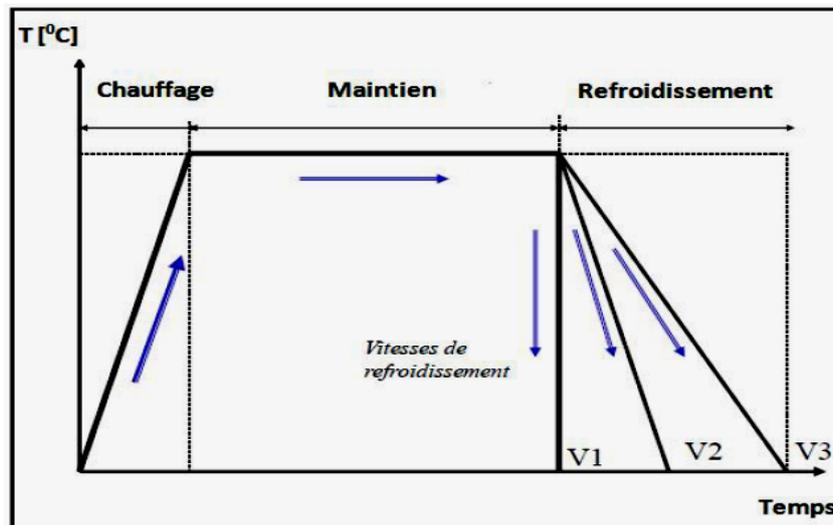


Fig.II.1. Cycles thermique d'un traitement

II.2. Conditions de chauffage des pièces en traitements thermiques :

L'appareil de chauffage doit permettre:

- D'atteindre et de maintenir toutes les parties de la pièce à une température déterminée et avec une précision de l'ordre de plus ou moins 5 °C.
- D'éviter une dénaturation du métal et principalement une décarburation dans le cas des aciers.
- De présenter des possibilités de préchauffage lorsque la température à atteindre est élevée. En général seul le chauffage dans une enceinte fermée possédant une régulation automatique de température est susceptible d'offrir la solution cherchée.

II.2.1. Chauffage des pièces

La première étape de chaque traitement thermique est le chauffage de la pièce à la température exigée. Le chauffage doit s'effectuer très rapidement pour avoir une faible consommation d'énergie et une grande productivité. Il existe deux possibilités pour le chauffage des pièces.

- a. Par transmission de la chaleur
- b. Par production de la chaleur dans la pièce

II.2.1.1. Transmission de la chaleur

On distingue trois possibilités:

- 1) Par conductibilité: La pièce est chauffée dans un four ordinaire où elle est en contact qu'avec le sol du four, elle ne reçoit par conductibilité qu'une petite quantité de la chaleur dépensée.
- 2) Par convection: Dans ce cas, la pièce est chauffée par contact avec un fluide chaud (gaz ou liquide) qui se déplace et lèche la pièce en lui cédant une grande partie de la chaleur dépensée.
- 3) Par rayonnement: La chaleur absorbée par les parois et la voûte du four est rayonnée vers la pièce qui l'absorbe. C'est le cas où l'apport de chaleur est le plus important. Dans la plupart des cas, le chauffage des pièces, est effectué simultanément par convection et rayonnement.

II.2.1.2. Production de la chaleur dans la pièce

C'est une possibilité de chauffer la pièce en créant dans cette dernière un flux de courant, soit par l'utilisation de la pièce comme conducteur dans un circuit électrique (chauffage par résistance) ou l'emplacement de la pièce dans un champ variable (chauffage par induction) comme les montre dont les figures ci-dessous :



Fig.II.2. a) Chauffage par résistance, b) Chauffage par induction [22]

Cette méthode est utilisée surtout pour les pièces à sections petites et uniformes. On peut obtenir des vitesses de chauffage très élevées. Par exemple pour une pièce de section \varnothing 150 mm, la durée de chauffage pour atteindre $T = 1200^{\circ}\text{C}$ est de 20 mn pour le chauffage par induction ; (8 mn pour le chauffage par résistance et 2 à 3 heures pour le chauffage dans un four).

Cette méthode est rentable seulement pour des sections inférieures à 150 mm. Les difficultés qui peuvent se présenter lors d'un chauffage rapide sont les fissures et étirages des pièces à la suite de la différence de dilatation de la couche extérieure et du cœur de la pièce où se créent des contraintes pouvant provoquer des fissures pour des températures basses et des déformations plastiques pour des températures élevées.

Quel que soit le procédé de chauffage utilisé, il existe toujours une différence de température dans les différentes parties de la pièce, répartition de la chaleur non uniforme. La figure (II.3) représente la courbe de chauffage pour le contour de la pièce et le cœur de la pièce, la courbe est simplifiée comme une droite.

Durant le chauffage, on distingue trois étapes:

- 1) **Durée de préchauffage:** C'est le temps de début de chauffage jusqu'à ce que la température nominale soit atteinte à la surface de la pièce.
- 2) **Durée de chauffage de pénétration ou d'égalisation:** C'est le temps nécessaire pour atteindre la température nominale à la surface et au cœur de la pièce.
- 3) **Durée de maintien:** C'est le temps nécessaire pour maintenir la pièce à une température, et à partir de la température atteinte dans le cœur.

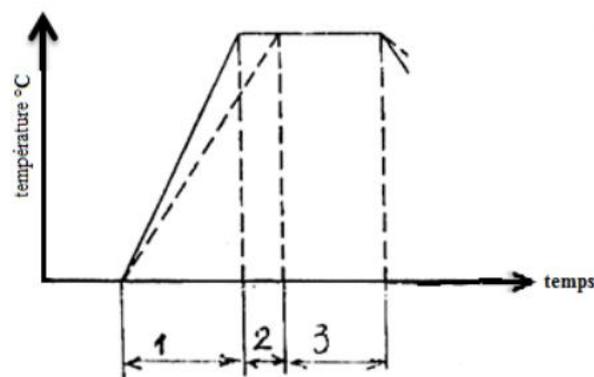


Fig.II.3. La Courbe de chauffage pour contour de la pièce [23].

II.3. Modes de transfert de chaleur

Lorsque deux systèmes sont à des températures différentes, le système le plus chaud cède de la chaleur au plus froid. Il y a échangé thermique ou encore transfert thermique entre ces deux systèmes. Cette situation se rencontre dans de nombreuses situations industrielles

(moteurs thermiques ou même électriques, centrales électriques au fuel au gaz, électronique, etc...) ou domestique (chauffage de l'habitat) [24].

Un transfert d'énergie donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement de l'énergie du plus chaud vers le plus froid. Il existe trois modes essentiels de transferts de chaleur : la conduction, le rayonnement et la convection

II.3.1. Conduction

Conduction thermique ou diffusion thermique, est le moyen par lequel la chaleur circule de proche en proche dans un matériau par simple interaction moléculaire. Les molécules du secteur le plus chaud se heurtent vivement entre elles et transmettent leur énergie de vibration aux molécules voisines. Le flux de chaleur va toujours des milieux chauds vers les milieux froids.

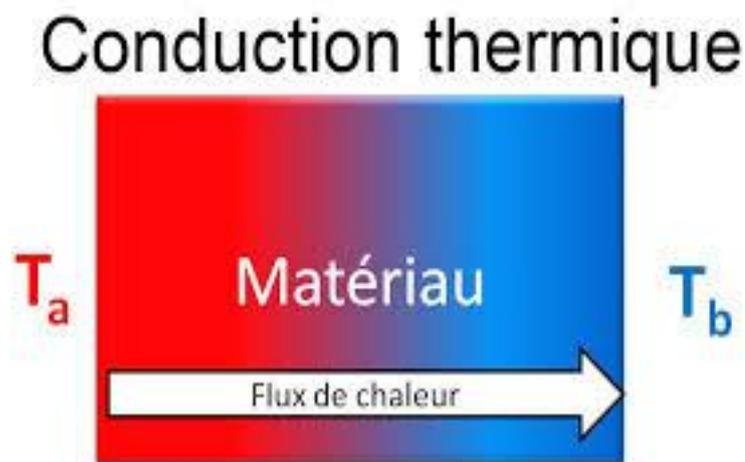


Fig.II.4. Transfert de chaleur par conduction

Le transfert de chaleur par conduction est basé sur la loi de Fourier :

$$\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}T} \quad (\text{II.1})$$

ϕ : Densité de flux de chaleur (W/m^2)

λ : Conductivité thermique (W/m. degré)

II.3.1.1. Formulation de l'équation du flux de chaleur entrant dans le tambour

À chaque fois, qu'on actionne sur le pédale de freinage d'un véhicule pour l'arrêter, le frein transforme la majorité de l'énergie cinétique en énergie thermique, grâce à la génération

de chaleur due au frottement entre garnitures et tambours, près de 95% de cette chaleur générée est absorbée par les tambours et les 5% par les garnitures.[25]

Il ya plusieurs méthodes pour le calcul de la chaleur absorbée par les tambours, mais la méthode commune est de calculer le flux de chaleur.

La première méthode pour calculer le flux de chaleur est donnée par [26]:

$$q_{fr} = \mu P_R R \omega \quad (II. 2)$$

μ : coefficient de frottement ;

P_R : Pression du contact entre garniture et tambour ;

R : la distance ente le point d'application de la force actionnant sur le pince et le centre du tambour ;

ω : la vitesse angulaire du tambour.

L'équation (III.1) permet de calculer directement le flux, mais la distribution de la pression n'est pas uniforme, le calcul du flux devient laborieux.

La seconde méthode pour calculer le flux de chaleur est basée sur la loi de la conservation de l'énergie, quand un véhicule freine d'une vitesse initiale à une vitesse donnée, la quantité de chaleur dissipée peut être estimée comme suit [27]:

$$Q = \frac{1}{2} m v_1^2 - \frac{1}{2} m v_2^2 + mg(\pm i - f)S \quad (II. 3)$$

où :

v_1 : vitesse initiale ;

v_2 : vitesse après freinage, égale à 0 pour un freinage d'arrêt ;

m : masse du véhicule ;

g : accélération de la pesanteur ;

i ; pente de la route (positive dans le cas descendant et négative dans le cas ascendant) ;

f : coefficient de la résistance au roulement des pneus;

S: la distance de freinage.

En dérivant par rapport au temps l'équation (III.2) on obtient le flux de chaleur [28]:

$$q_r = mav + mg(\pm i - f)v \quad (\text{II. 4})$$

où :

a : décélération ;

v : vitesse instantanée.

Le flux de chaleur q_r est le flux de chaleur total généré durant le freinage. Dans cette étude, un seul tambour est analysé. Pour cette raison on calcule le flux de chaleur entrant à travers la surface intérieure du tambour de frein [29]:

$$q_1 = \frac{\eta}{1 + \eta} q / A_b \quad (\text{II. 5})$$

avec :

$$q = \frac{1 - f_B}{2} q_r \quad (\text{II. 6})$$

f_B : Coefficient de distribution de la force de freinage ;

η : coefficient de distribution du flux de chaleur ;

Le coefficient de distribution du flux de chaleur est égale à [30]:

$$\eta = \sqrt{\left(\frac{\rho_T C_T \lambda_T}{\rho_G C_G \lambda_G} \right)} \quad (\text{II. 6})$$

ρ_T : masse volumique du tambour ;

ρ_G : masse volumique de la garniture anti friction ;

C_T : chaleur spécifique du tambour ;

C_G : chaleur spécifique de la garniture ;

λ_T : conductivité thermique du tambour ;

λ_G : conductivité thermique de la garniture ;

A_b : l'aire du contact tambour-garnitures.

Dans les équations précédentes, on a négligé le frottement entre pneus et route.

La vitesse instantanée v est donnée par :

$$v = v_i - at \quad (\text{II. 7})$$

où:

v_i : vitesse initiale;

a : décélération;

t : temps de freinage.

La figure II.5 montre l'évolution de la vitesse en fonction du temps.

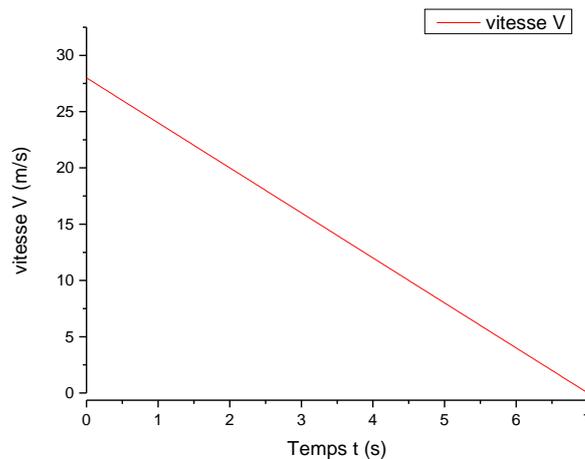


Fig. II.5. Evolution de la vitesse en fonction du temps.

La vitesse angulaire du tambour est le rapport de la vitesse tangentielle de la roue par le rayon de la roue, elle donné par l'expression suivante :

$$\omega = \frac{v}{R} \quad (\text{II. 9})$$

où :

R : rayon de la roue.

Sur le graphe de la figure III.6 est dessinée l'évolution de la vitesse angulaire du tambour en fonction de la température.

L'instant $t=0s$ est le début de freinage, c'est à cet instant que la vitesse est à son maximum, et subsidiairement le même pour l'énergie cinétique ce qui vaut dire que le flux entrant dans le tambour et lui aussi est à son maximum. L'instant $t=7s$ est la fin de freinage, le véhicule est en arrêt, vitesse, énergie cinétique et flux entrant sont nuls. A ces deux instants qu'on doit adopter des conditions aux limites appropriées.

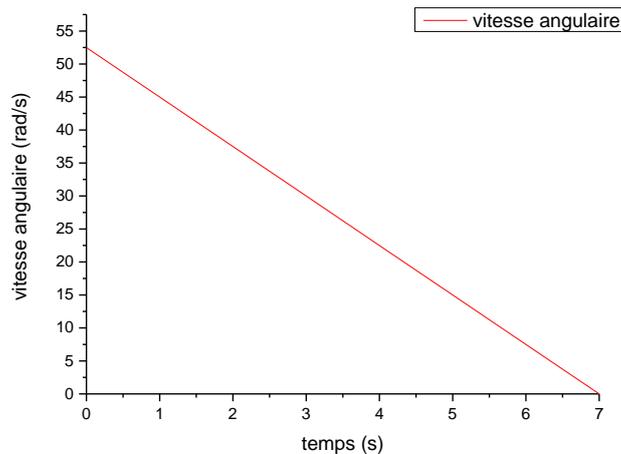


Fig. II.6. Evolution de la vitesse angulaire du tambour en fonction du temps.

II.3.1.2. Résistance thermique de Conduction :

La résistance thermique quantifie l'opposition à un flux thermique qui s'échange entre deux surfaces S_1 et S_2 de températures T_1 et T_2 , pour un milieu conducteur en régime permanent sans source de chaleur interne.

Elle est inversement proportionnelle à la conductivité du milieu et augmente avec la longueur des lignes de flux. Elle se calcule :

II.3.1.3. Hypothèses :

- Régime permanent ($\partial T / \partial t = 0$)
- Pas de source de chaleur interne $p=0$
- $\lambda = \text{Cst}$
- Répartition linéaire de la température $T(x) = ax + b$ (forme monodimensionnelle).

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{\phi} = \frac{e}{\lambda S} \quad (\text{II.10})$$

R_{th} : Résistance thermique de conduction ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)

ΔT : Différence de température entre les deux surfaces ($^{\circ}\text{C}$)

ϕ : Flux de chaleur (J/s)

e : Distance entre les deux surfaces (m)

λ : Conductivité thermique (Cst) ($\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$)

S : Surface (m^2)

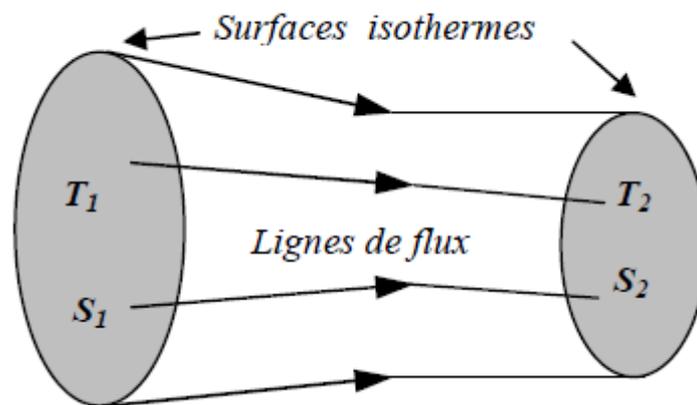


Fig.II.7. Transfert de chaleur entre deux surfaces quelconques

II.3.1.4. Equation de la chaleur

$$\rho \cdot C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \cdot \nabla^2 T + p \quad (\text{II.11})$$

ρ : La masse volumique du matériau (Kg/m^3)

C_p : Chaleur spécifique massique ($\text{J}/\text{Kg}\cdot\text{Degré}$)

λ : Conductivité thermique ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{Degré}$)

p : Energie de la source interne au matériau (W/m^3)

II.3.2. Le 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 [31].

$$\phi = \sigma \epsilon p S (T_p^4 - T_\infty^4)$$

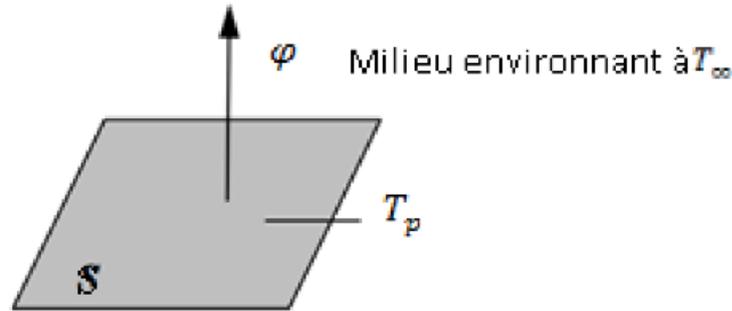


Fig.II.8.Élément en rayonnement.

Avec:

φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement

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

ε_p : Facteur d'émission de la surface. T_p : Température de la surface (K).

T_∞ : Température du milieu environnant la surface

(K) S : Aire de la surface (m^2).

Un rayonnement incident φ_i , qui arrive sur un corps opaque est en partie réfléchi (φ_r) et le reste est absorbé sous forme de chaleur au voisinage du lieu de l'impact. Comme en optique, la réflexion peut être diffuse, spéculaire ou quelconque. Lorsqu'on étudie l'équilibre thermique d'un système, tout corps doit être considéré de deux points de vue :

- Comme émetteur, car il envoie toujours un rayonnement lié à sa température (sauf s'il est parfaitement transparent).
- Comme récepteur, car il reçoit des rayonnements émis ou réfléchis et diffusés par les corps qui l'entourent.

Un corps absorbe une partie du rayonnement et en réfléchit le reste, donc le flux de rayonnement provenant d'un corps est très souvent la somme du flux émis et du flux réfléchi. Montre les rayonnements électromagnétiques ordonnés selon leurs longueurs d'onde et selon leurs fréquences [32].

II.3.3. La convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu.

La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes.

D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne des molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie.

Dans ce cas, l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

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 uniquement 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. On peut exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide à l'aide de l'équation suivante.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton.[33]

$$\varphi = h(T_p - T_\infty)$$

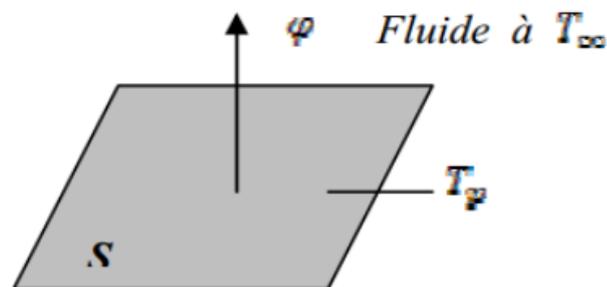


Fig.II.9.Définition d'un élément de surface d'échange

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 (C°)

T_∞ : Température du milieu environnant la surface (C°)

S: Aire de la surface de contact solide / fluide (m^2)

Sous cette forme, l'équation de la convection semble être tout à fait simple. En réalité, il n'en est rien, car l'Éq($q = hS(T_1 - T_2)$) est une définition de l'unité de conductance thermique moyenne par convection plutôt qu'une loi de transmission de la chaleur par convection.

Le coefficient d'échange de chaleur par convection est, en effet, une fonction l'écoulement du fluide, des propriétés thermiques du milieu fluide et de la géométrie du système. Sa valeur numérique n'est généralement pas uniforme sur une surface et elle dépend également du lieu où on mesure la température.

Comme le transfert d'énergie par convection est intimement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire de connaître le mécanisme de l'écoulement du fluide avant d'examiner celui de l'écoulement de la chaleur.

Par conséquent un accroissement de turbulence amène une augmentation de la quantité de chaleur s'écoulant par convection.

Lorsqu'un fluide s'écoule le long d'une surface, indépendamment de la nature de l'écoulement 'laminaire ou turbulent' les molécules à proximité de la surface sont ralenties à cause des forces visqueuses. Les molécules du fluide adjacentes à la surface y adhèrent et ont une vitesse nulle par rapport à la paroi.

La région dans laquelle sont localisées les variations notables de la vitesse est appelée couche limite hydrodynamique. L'épaisseur de cette couche est définie comme étant la distance comptée à partir de la paroi où la vitesse locale atteint 99 % de la vitesse u_∞ du fluide loin de la paroi.

Le profil des vitesses à l'intérieur de la couche limite dépend de la nature de l'écoulement. Comme le fluide poursuit son écoulement le long de la plaque, les forces de cisaillement ralentissent de plus en plus son mouvement et l'épaisseur de la couche limite augmente.

La Figure II.10 montre l'accroissement de la couche limite et les profils des vitesses en différents points de la plaque [34].

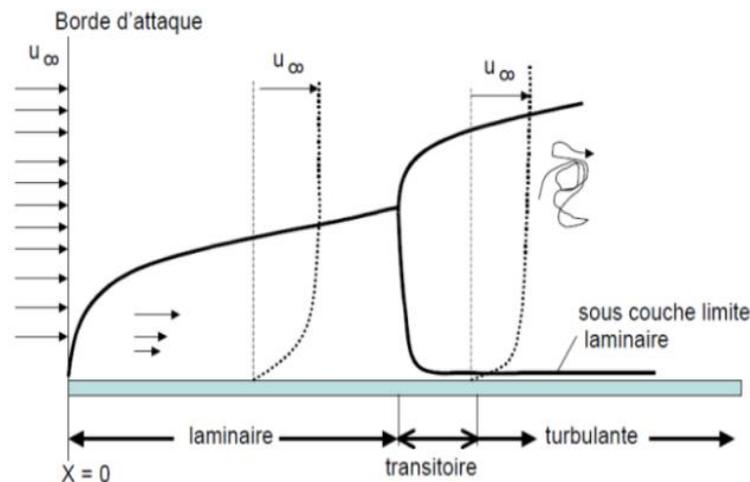


Fig.II.10. Profils des vitesses pour les couches limites laminaire et turbulente dans un écoulement sur une plaque plane.

Les profils des vitesses près du bord d'attaque sont représentatifs des couches limites laminaires. Cependant l'écoulement à l'intérieur de la couche limite reste laminaire seulement sur une certaine distance à partir du bord d'attaque et devient ensuite turbulent. A l'intérieur de la couche limite turbulente, il subsiste, tout contre la paroi, une très mince couche en écoulement presque laminaire appelée sous couche limite laminaire ou film laminaire.

La distance entre le bord d'attaque et le point de transition où la couche limite devient turbulente est appelée longueur critique.

II.3.3.1. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension qui permettrait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent donné par l'expression suivante:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (\text{II.12})$$

V : Vitesse moyenne d'écoulement à travers la section considérée en (m/s)

d : Diamètre de la conduite ou largeur de la veine fluide en (m).

ν : Viscosité cinématique du fluide (m^2/s).

- Si $Re < 2000$ l'écoulement est laminaire
- Si $Re > 2000$ l'écoulement est turbulent :
 - Lisse si $2000 < Re < 100000$
 - Rugueux si $Re > 100000$

II.3.3.2. Le nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé transfert convectif.

On le définit de la manière suivante :

$$Nu = \frac{h.d}{\lambda} \quad (\text{II.13})$$

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{W/m}^2 \cdot \text{degré}$) h

d : Diamètre de la veine fluide en (m).

λ : Conductivité thermique (W/m. Degré)

II.3.3.3. Le nombre de Prandtl

Un paramètre adimensionnel utilisé dans le calcul du transfert de chaleur convectif entre un fluide en mouvement et un corps solide.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{II.14})$$

μ : Coefficient de viscosité dynamique (Pa.s)

C_p : Chaleur spécifique massique (J/Kg. Degré)

λ : Conductivité thermique (W/m. Degré)

II.4. Résistance thermique

On considère deux surfaces isothermes S_1 et S_2 de températures et ces deux surfaces sont correspondantes c'est à dire que toute ligne de flux quittant la surface S_1 atteint la surface S_2 . Pour un milieu conducteur en régime permanent sans source interne, le bilan thermique s'écrit :

$$(\vec{J}\vec{Q})=0 \quad (\text{II.15})$$

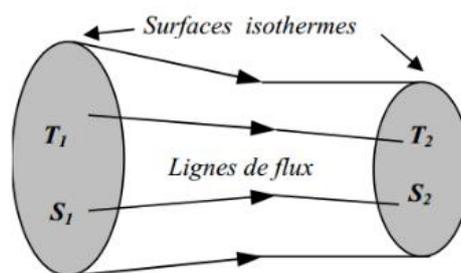


Fig.II.11 : Résistance thermique [33]

II.4.1. Refroidissement des pièces :

Le point important pour la détermination du régime de refroidissement de la pièce est celui de l'état de structure souhaitée à obtenir. Bien sûr, on cherche toujours à refroidir rapidement pour avoir une productivité élevée, mais on doit prendre en considération les dangers de fissuration et d'étirage des pièces. La vitesse de refroidissement nécessaire à l'obtention d'un état de structure est déterminée selon le diagramme TTT (Température, Transformation, Temps).

Le refroidissement s'effectue dans des bacs utilisant l'eau ou l'huile, dans les deux cas, le bain est maintenu à température constante. L'eau chaude se trouvant constamment remplacée par de l'eau froide arrivant par le bas du bac.

On utilise aussi les jets permettant de régler le refroidissement des pièces sur toute leur surface, et enfin des chambres spéciales avec production du brouillard obtenu par jet d'eau et d'air sous pression, surtout utilisé en aviation pour le traitement de certaines pièces en aluminium.

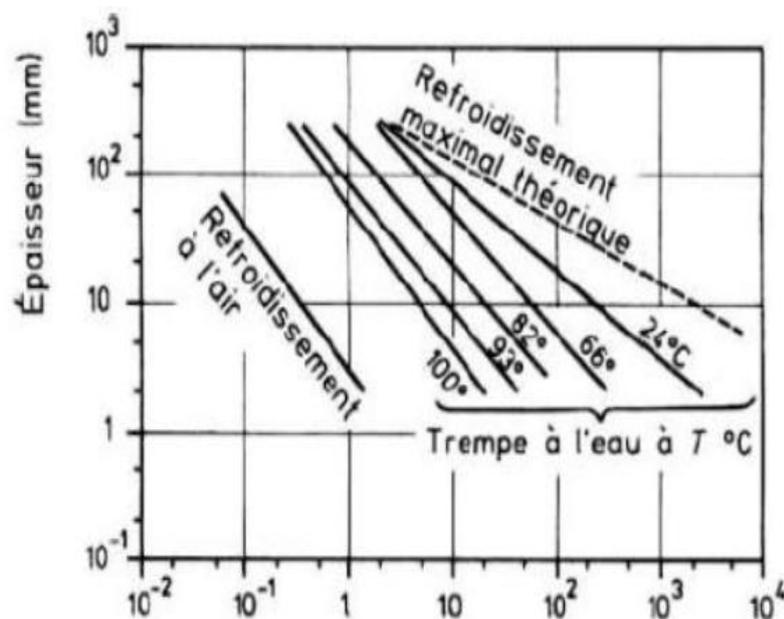


Fig II.12: Vitesse moyenne de refroidissement entre 400 et 290 °C

II.4.2. Grandes classes de traitements thermiques :

Il existe une grande variété de traitements thermiques différents, définis à l'aide des paramètres indiqués précédemment mais ils peuvent être regroupés en cinq grandes classes principales. Traitements thermomécaniques. Traitements thermiques de masse.

II.5. Traitements thermomécaniques :

La fabrication de fil machine de cuivre combine un four de fusion, une machine de coulée continue et un laminoir duo. La figure (II.13) présente les différentes étapes du cycle thermomécanique d'élaboration du fil machine.

- La première étape consiste à fondre les cathodes de cuivre électrolytique dans un four de type ASARCO (température de fusion de 1084 °C).
- La deuxième étape est la coulée continue du cuivre liquide (le produit sort horizontalement) afin d'aboutir à des barres de dimensions de 400×400 mm². Lors de cette étape, une quantité d'oxygène est volontairement introduite par soufflage. En effet, l'oxygène est introduit durant l'opération de coulée continue, car il a été montré dans des études précédentes, que l'ajout de 150 à 300 ppm en poids d'oxygène abaisse nettement la température de recristallisation du cuivre sans interférer sur la conductivité électrique de l'état final.
- La dernière étape est le laminage à chaud (LAC) en plusieurs passes à des températures proches de 850 °C/ 900 °C. En effet, la barre subit un premier laminage grossier en 4 passes réduisant son épaisseur à 30 mm, puis un second laminage en 8 passes pour obtenir un fil machine de 8 mm de diamètre.

Le fil laminé à chaud est ensuite refroidi par arrosage puis bobiné afin de le stocker et de le transporter chez les clients tréfileurs. L'étape de tréfilage du fil machine réalisée par les tréfileurs est constituée de différentes phases de tréfilage à froid suivies d'un recuit de recristallisation réalisé à une température proche de 260°C.

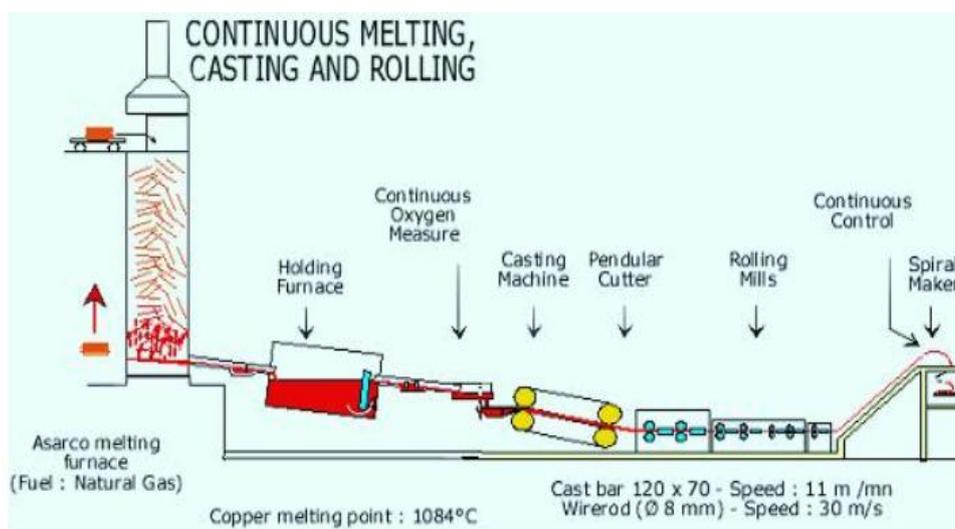


Fig.II.13: Processus thermomécanique de fabrication du fil machine .

II.6.La Tribologie

La tribologie, créé en 1966, vient du Grec, Triberein : frotter, la tribologie est l'étude ou la science du frottement. Plus généralement elle regroupe l'étude de la lubrification, du frottement et de l'usure des éléments d'une pièce .

Pour le moteur diesel, le piston est l'une des pièces mobile les plus vulnérables, opérant dans une vaste gamme de température. Cet élément peut être trouvé dans de nombreux mécanismes dont les plus connus sont les moteurs thermiques. Parmi ses fonctions dans un moteur diesel on peut citer :

- Transférer les flux thermique entrants par la tête du piston
- Aptitude à supporter la pression de combustion
- transmettre les efforts correspondants au mécanisme belle-manivelle
- Assurer l'étanchéité aux gaz de combustion tout en contrôlant la remontée de l'huile de graissage dans la chambre de combustion
- Etre aussi léger que possible

Originellement la tribologie du piston a fait l'objet d'intenses investigations et ce dans le but de prédire la source du bruit du moteur et de comprendre le mécanisme de frottement du piston.

La tribologie englobe trois aspects principaux : le frottement, l'usure et la lubrification.

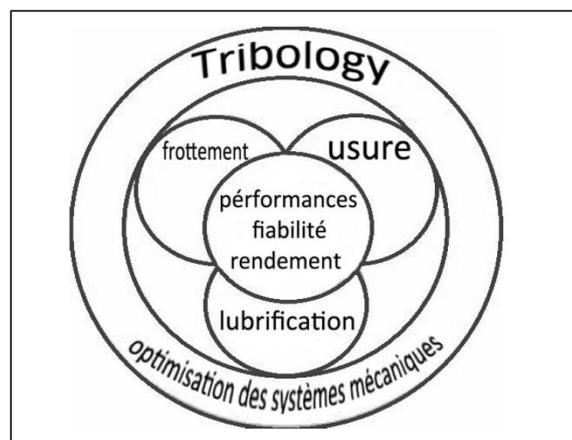


Fig.II.14. Domaines de la tribologie

II.6.1. Système tribologique :

La tribologie des interfaces concerne le milieu inter facial entre les deux corps en contact. On définit ainsi un contact tribologique ou tribosystème comme étant composé de trois éléments principaux (voir figure II.15) :

- Deux solides A et B en contact (premiers corps).
- Et le milieu interfacial I désigné sous le terme de troisième corps

Ce troisième corps sépare partiellement ou totalement les deux matériaux en contact et possède des propriétés différentes de celles des premiers corps [35].

L'origine de ce milieu interfacial peut être externe (lubrifiant solide ou liquide) ou interne par formation in situ (détachement de particules des premiers corps). Ce tribosystème se trouve dans un environnement qui constitue l'ambiance de fonctionnement du contact. Des interactions entre cet environnement et le contact peuvent ainsi avoir lieu en fonction de sa composition, sa température, sa pollution éventuelle [36].

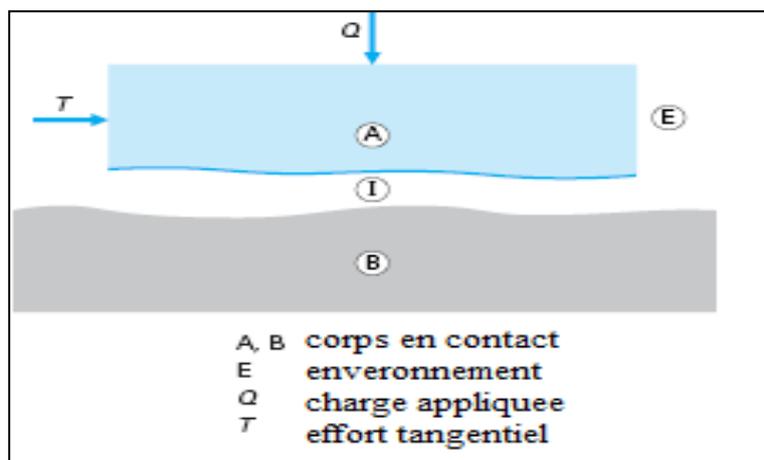


Fig.II.15. Représentation schématique d'un tribosystème

II.6.2. Domaines de la tribologie

La tribologie englobe trois aspects principaux : le frottement, l'usure et la lubrification. Dans le but de phénomène l'usure et frottement est d'améliorer la qualité de fonctionnement, et augmenter le rendement des machines tournante.

La nature et les propriétés du frottement de glissement entre deux surfaces, dépendent d'un certain nombre de paramètres essentiels :

- La géométrie des surfaces mises en présence,
- Macro géométrie qu'au niveau micro géométrie,
- Les charges appliquées.
- Les vitesses de déplacement.
- La présence ou l'absence de lubrifiant (frottement médiat ou immédiat).
- Les propriétés du lubrifiant, lorsque L'on en fait usage.

Les phénomènes de frottement ne sont pas décrits par des propriétés intrinsèques des ce qui rend leur prédiction particulièrement délicate. En outre, le frottement et l'usure sont des phénomènes indépendants. Il est en effet possible de concevoir des systèmes à usure faible et frottement élevé (freins) ou à usure forte et frottement faible (usinage).

II.6.3.Le frottement

Le frottement est une force qui s'oppose au mouvement relatif qui se produit entre deux corps en contact. Le frottement et l'adhérence engendrent des efforts mécaniques dont la principale caractéristique est de contrarier systématiquement ou d'empêcher les mouvements relatifs et les déformations des objets.

Ces efforts prennent naissance non seulement au niveau des surfaces en contact, mais aussi au sein même des matériaux solides ou fluides qui se déplacent ou se déforment.

II.6.4.L'usure

L'usure se définit comme une perte de matière irréversible qui se produit au moment où deux surfaces entrent en mouvement l'une par rapport à l'autre. Les mécanismes d'usure sont les processus élémentaires de physique et de chimie qui apparaissent au niveau de la surface de contact où s'opère le glissement entre deux corps, et qui altèrent la forme et la matière de ces deux corps.

L'usure provoque des pertes économiques énormes mais elle n'est pas toujours nuisible. Les usinages par abrasion (affûtage, meulage, rectification, rodage pris dans ce sens) ne sont rien d'autre que de l'usure ; on cherche alors à enlever le maximum de matière avec un minimum d'énergie, tout en laissant sur les pièces des surfaces utilisables.

II.7.Conclusion:

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

Le présent chapitre expose les résultats et aborde une discussion en essayant de déceler l'influence de certains paramètres comme le diamètres des trous et les nombres des trous dans le tambour.

III.1. Analyse numérique :

Dans les études beaucoup d'attention avait été donnée aux caractéristiques d'écoulement autour du tambour rotatif aussi qu'au transfert thermique.

Durant le temps de freinage, le tambour doit dégager la chaleur générée par le frottement sec. Le tambour dégage la chaleur par convection à l'air s'écoulant autour du tambour, par conduction aux autres pièces en contact et par rayonnement.

III.1.1. Le rôle de l'équation de Navier-Stockes :

Les équations de Navier-Stockes sont utilisées pour modéliser le comportement d'un fluide, ce sont des équations aux dérivées partielles dont on ne connaît pas de solution analytique. Il est donc usuel de recourir à la simulation numérique pour calculer des solutions approchées de ces équations [37].

III.1.2. Les équations de Navier-Stockes :

Quand un solide plonge dans un liquide, il va subir le frottement de ce dernier (dissipation d'énergie), Navier a introduit cette perte d'énergie.

Alors l'évolution de la température au cours du temps est donnée par la loi:

III.2. Présentation des logiciels

III.2.1. SolidWorks

Le logiciel de CAO SolidWorks est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d'esquisser rapidement des idées, d'expérimenter des fonctions et des cotes afin de produire des modèles et des mises en plan précises.

Il la génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation.

Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

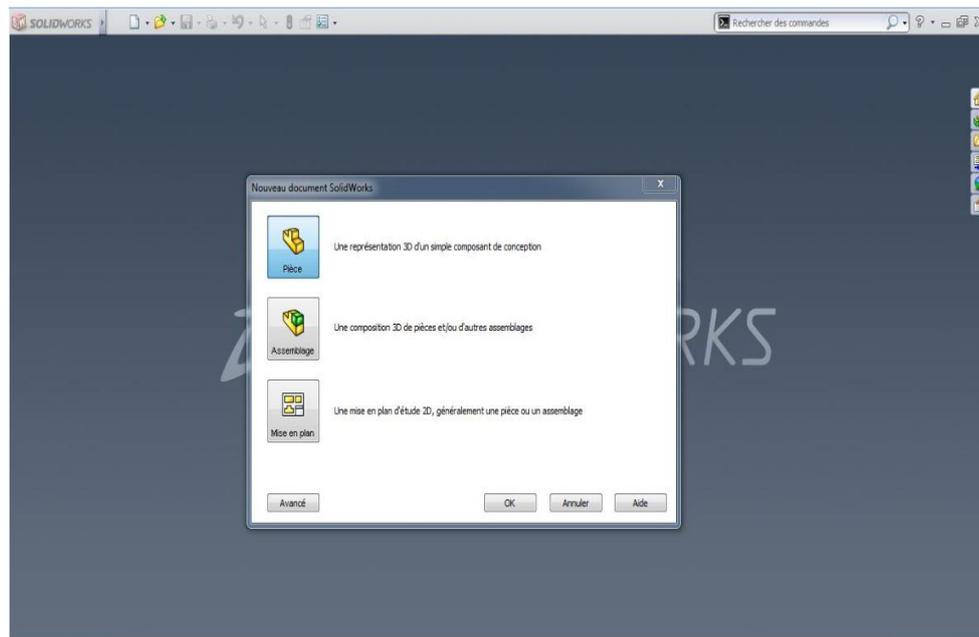


Fig.III.1.Présentation SolidWorks

III.2.2.ANSYS

ANSYS est le premier éditeur mondial dans le domaine du calcul par éléments finis. Les outils proposés permettent de résoudre les problèmes de validation produits de manière efficace et d'optimiser le processus de conception (gain de temps). Les industriels conçoivent des produits plus innovants (intégration d'une pré-analyse dans le cycle de conception), de qualité plus élevée tout en minimisant les coûts.

Généralement, les logiciels de calcul par éléments finis sont très peu abordables et nécessitent d'importantes connaissances en calcul.

L'interface Workbench d'ANSYS qui englobe les différents niveaux de l'outil de simulation et les différents modules a été conçue pour être utilisée sans avoir nécessairement une formation basée sur les éléments finis :

- L'interface est très intuitive offrant une prise en main très rapide du logiciel.
- L'automatisation de la reconnaissance des zones de contacts et la génération du maillage facilitent la préparation du modèle.

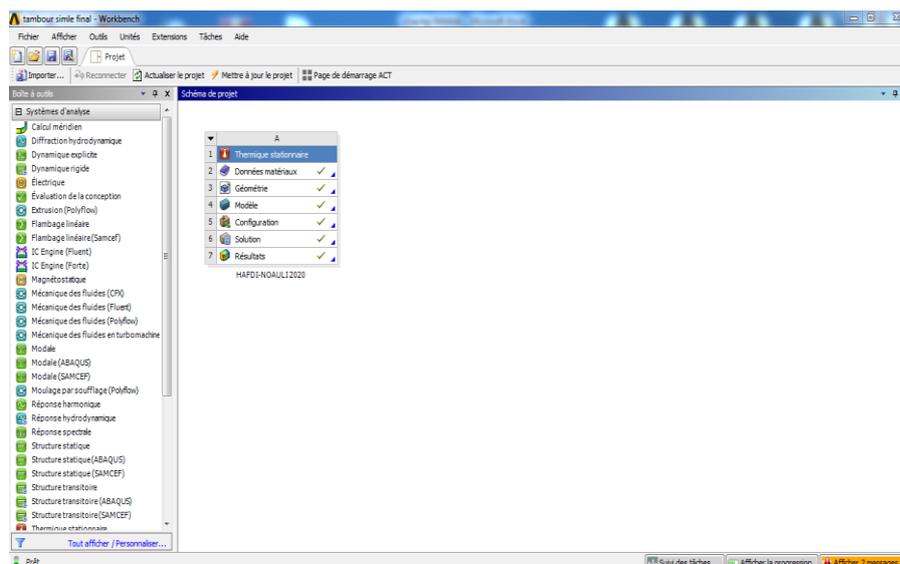


Fig.III.2.Présentation de ANSYS

III.3.1 MODELISATION DANS ANSYS

Pour analyser le problème du comportement thermomécanique du tambour de frein, il faut tout d'abord calculer le coefficient de convection. Pour chaque surface un tableau représentant l'évolution en fonction de temps du coefficient moyen de convection sera importé afin de trouver le champ de la température dans le tambour. Ayant obtenu le champ de la distribution de la température, on peut calculer les contraintes et les déformations. La figure ci-dessous montre les étapes de la résolution du problème thermomécanique avec le code ANSYS.

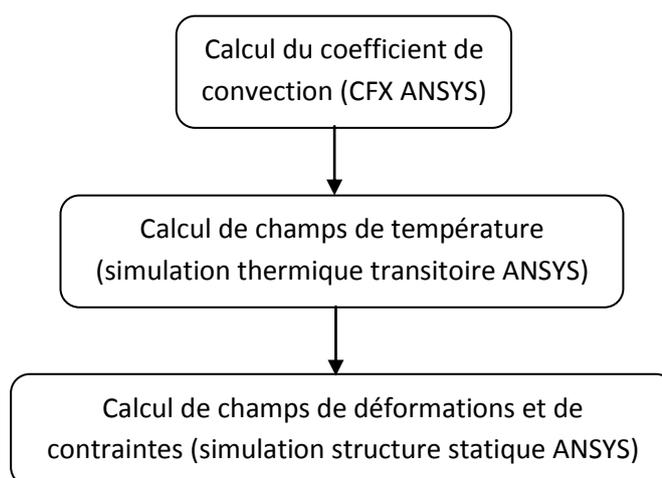


Fig. III.3. Etapes de résolution du problème de tambour de frein.

Dans la première étape, il faut choisir un modèle simple. Le module de calcul de la dynamique des fluides dans ANSYS est le CFX. Ce programme à rendement élevé et d'usage

universel de dynamique des fluides qui a été appliqué pour résoudre des problèmes étendus de flux de fluide pendant plus de 20 années. CFX et sa technologie avancée permettent de réaliser des solutions fiables et précises.

III.3.1.1 METHODES DE COUPLAGE THERMOMECHANIQUE DANS ANSYS

Une analyse thermomécanique est une analyse couplée, par conséquent il s'agit de faire une étude thermique et mécanique puis procéder à un couplage des deux problèmes. Le couplage ne se fait pas obligatoirement après la résolution du problème thermique et mécanique. Le couplage sera donc inclus dans la résolution de l'un des deux problèmes après avoir résolu le premier. C'est ce qu'on appelle un couplage indirect. Le couplage direct se fait au cours de la résolution des deux problèmes simultanément. Il existe plusieurs scénarios de couplage comme le montre la figure III.4, y compris le cas un espace thermomécanique.

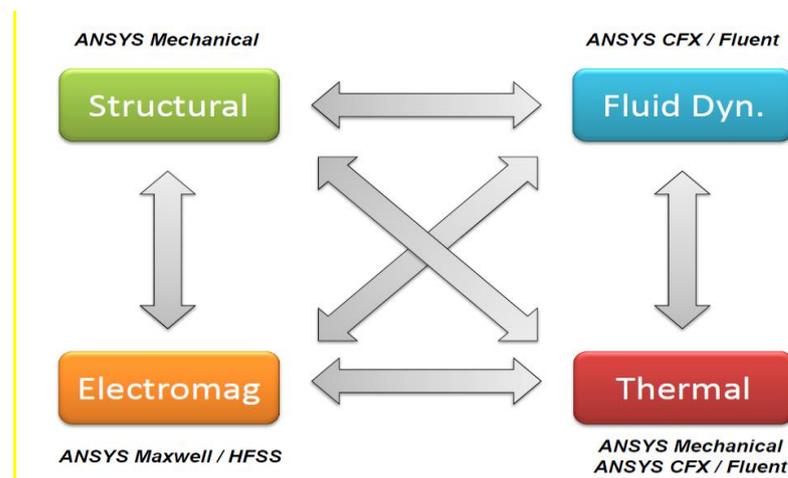


Fig. III.4. Scénarios de couplage possible dans ANSYS [38].

Le couplage thermomécanique peut se faire de la façon suivante :

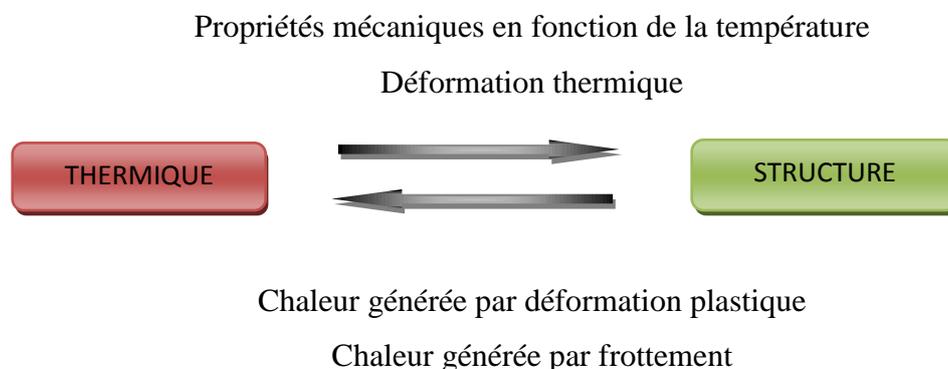


Fig. III.5. Couplage thermomécanique [38].

Le couplage dans ANSYS n'est possible que dans la direction thermique-structure connu sous la dénomination « one-waycoupling ».Le couplage indirect se fait par séquences dont l'ordre définit la direction du couplage thermique à structure ou inversement. La figure suivante montre les séquences de couplage thermomécanique indirect :

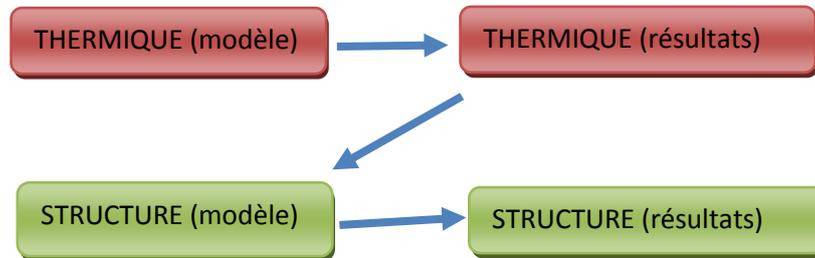


Fig. III.6.Séquences du couplage thermomécanique [38].

III.3.2. Modélisation et mise en œuvre de la simulation numérique dans ANSYS

La modélisation est l'étape la plus importante pour résoudre un problème d'ingénierie. Il s'agit en effet de simplifier autant que possible le problème afin qu'on soit capable de le résoudre avec les outils dont on dispose. On cherche un modèle simple et qui simule au mieux le cas réel .

III.3.3. Description du problème

Dans ce travail on étudie du comportement thermomécanique d'un tambour de frein d'un véhicule type fourgon riel (EVECO) en moment freiné dans une descente de pente de 6%.

Le temps de freinage est de 6s avec une vitesse initiale de 100 km/h, la décélération est 4 m/s². Le fourgon ayant un poids de 2600 kg sera freiné à sec jusqu'à l'arrêt.

Notre étude est basée sur le refroidissement des freins à tambour. On a fait une géométrie particulière, percer des trous sur les tambours de nombre différent avec des diamètres bien déterminés, dans ce chapitre ce qui nous intéresse c'est la propagation de la température sur les tambours.

Le tableau ci-dessus récapitule les données motionnées précédemment.

Tab III.1. Fiche technique d'un véhicule

La masse du véhicule	11870 kg
La vitesse initiale	35 m/s
La décélération	6 m/s ²
Le temps de freinage	6s
La pente	7%
Rayon de la roue	300 mm

Pour améliorer le comportement thermomécanique, on envisage d'augmenter l'efficacité de dégagement de chaleur, pour ça, cinq géométries sont choisies. Dans la (fig III.7) est montrée la géométrie d'un tambour simple.

Le choix d'une géométrie simple découle du fait qu'on cherche à comparer les résultats obtenus avec d'autres modèles géométriques simples avec ceux obtenus pour des géométries modifiées.

**Fig.III.7.** Tambour simple géométrie.

III.3.4. Modélisation Dans ANSYS

L'ensemble tambour-garnitures sera modélisé. On prend en considération l'effet que la chaleur est générée dans l'interface garnitures-tambour, la rotation du tambour, les garnitures solidaires chacune à un pince sont immobiles ce qui vaut dire que chaque zone de la surface interne du tambour sera alternée par deux sources de chaleur. La figure suivante présente le modèle complet dans CFD.

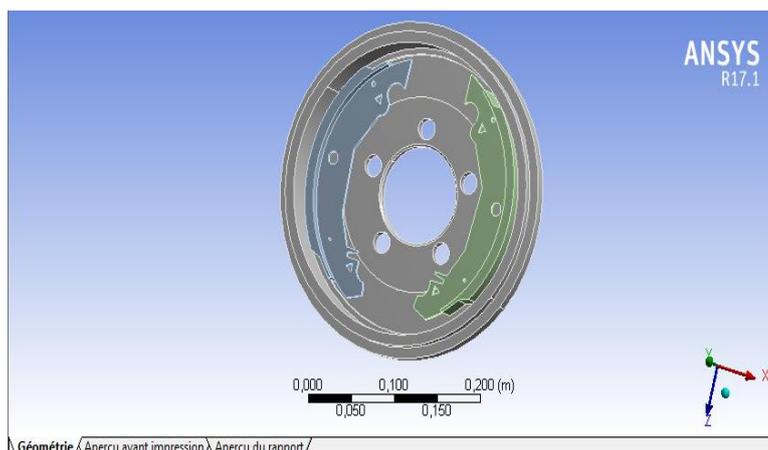


Fig. III.8.Modèle complet dans CFD

Pour la détermination du champ de température on procède à une simulation thermique transitoire dans ANSYS WORKBENCH.

Les paramètres de cette simulation sont les suivants :

- Temps de simulation de 6s ;
- Nombre d'incrément 1s
- Incrément courant 2 s

III.4.Etude thermo-mécanique sur un tambour simple en matériau fonte malléable

Le champ de température dans le tambour a été calculé pour deux matériaux différents, à savoir la fonte malléable.

III.4.1.Tambour simple en matériau fonte malléable

La fonte malléable dont le tableau suivant montre les caractéristiques [référence magistère] :

Tab.III.2.Les caractéristiques de La fonte malléable

Propriétés	Valeurs	Unité
Module d'Young	110	GPa
Coefficient de Poison	0.27	
Résistance à la traction	300	MPa
Limite d'élasticité	275742000	N/ m ²
Masse volumique	7300	kg/m ³
Conductivité thermique	47	W/m K
Chaleur spécifique	510	J /kg K

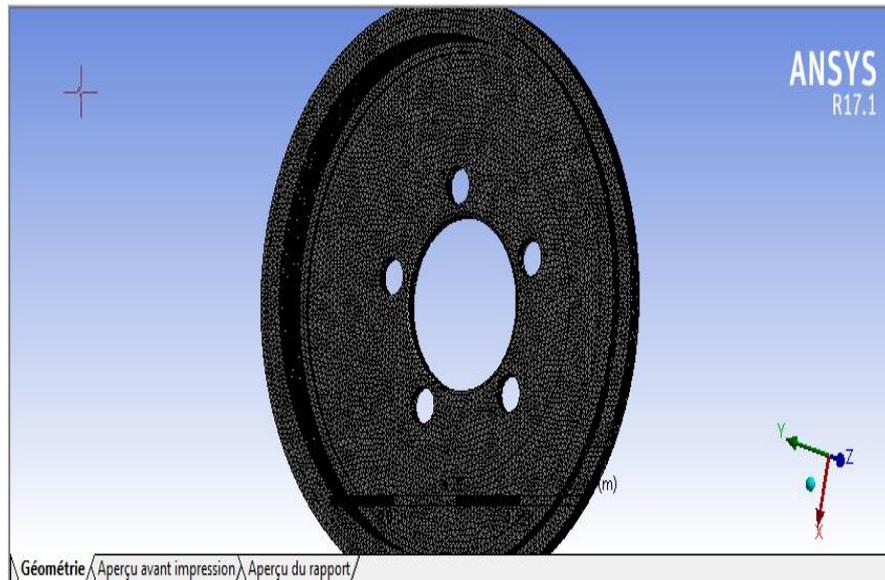


Fig III.9.Maillage de tambour simple

Tab.III.3.Caractéristiques de maillage

Pièce	Type des éléments	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Tambour	Tétraédrique à 10 nœuds	85094	417292

III.4.2.1. Distribution du champ de température dans le cas du matériau fonte malléable

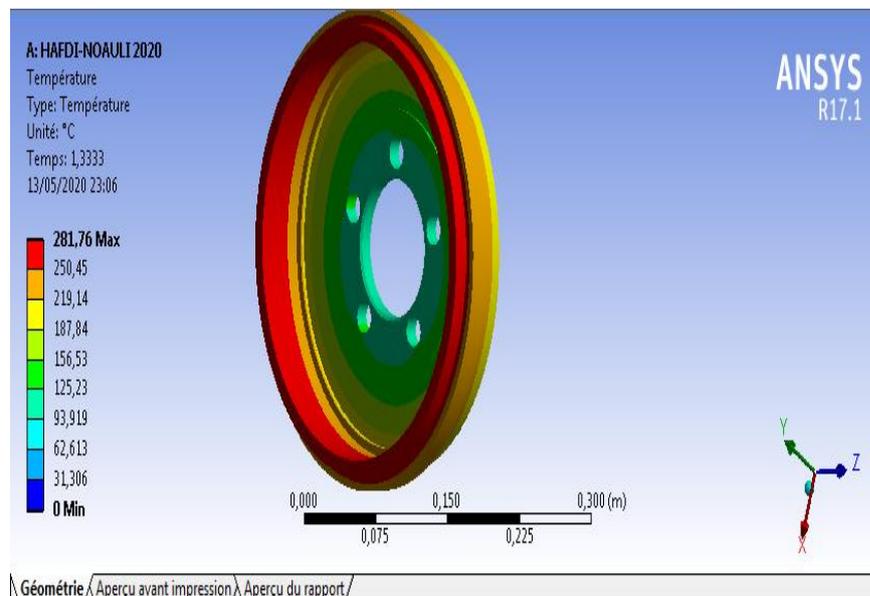
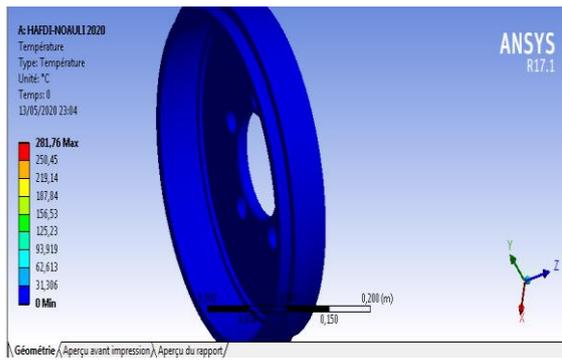
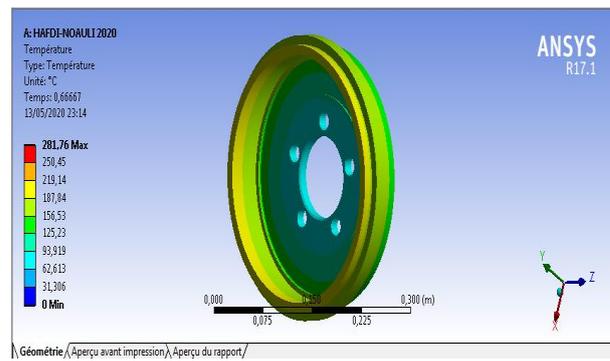


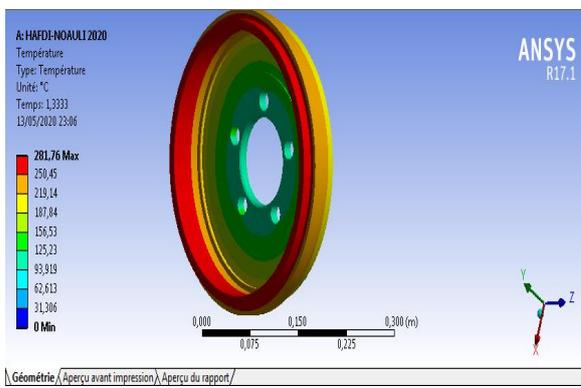
Fig III.10.Distribution de la température $t=1,33s$



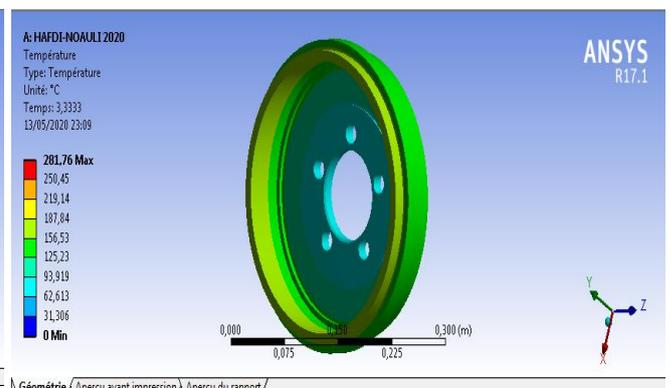
t=0s



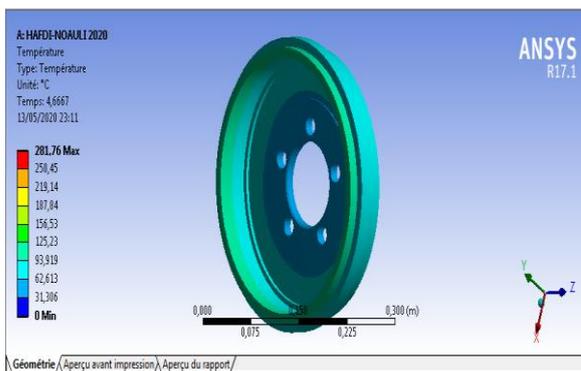
t=0.66s



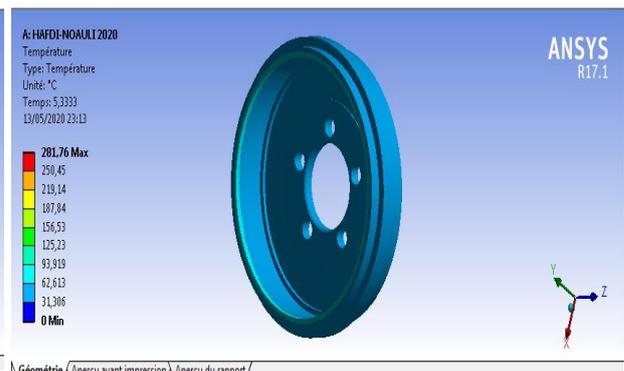
t=1.33s



t=3.33s



t=4.66s



t=5.33s

Fig.III.11.Changement de température

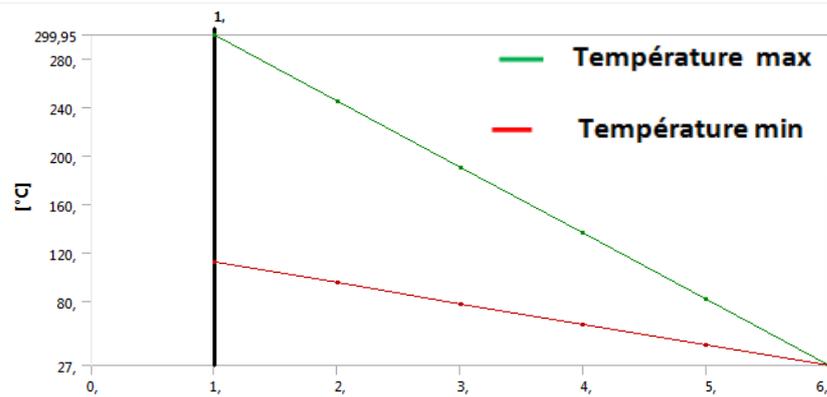


Fig.III.12.Évolution de la température en fonction du temps (fonte malléable)

Les figures III.11 et III.12 montre l'évolution de la température en fonction du temps de tambour simple en Fonte malléable. On remarque qu'à l'instant $t= 1.33$ s, la température atteint son maximum de 281.76 C°. De l'instant $t=1.33$ s à $t= 6$ s, la variation de la température en fonction du temps devient moins importante. à l'instant $t= 6$ s, la température atteint son minimum de 27 C°.

III.5. L'influence des diamètres des trous

Ce paramètre a une très grande influence car la variation de diamètre fait une variation sur le débit

$$q_v = s \cdot v \quad (\text{III.1})$$

Avec :

s: Section de trou.

Ce qui implique un grand débit correspond à un grand diamètre de trou sans dépasser les normes technologiques afin d'éviter l'usure des disques et les cassures des plaquettes. Un grand débit donne un bon refroidissement.

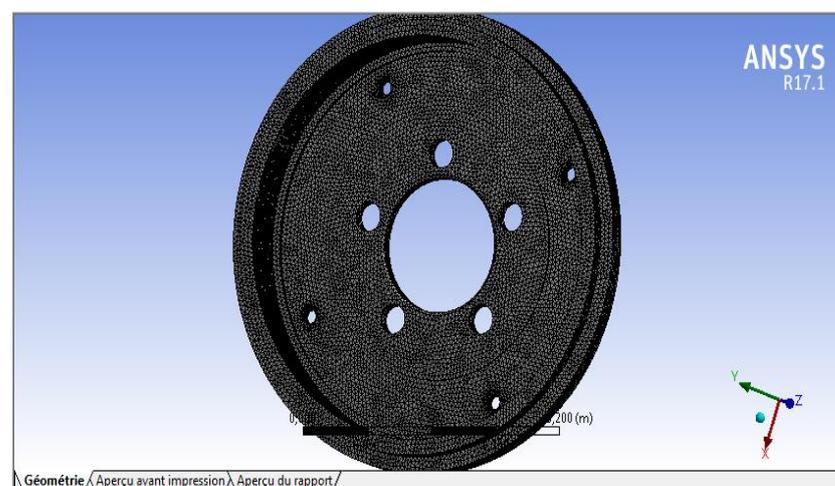
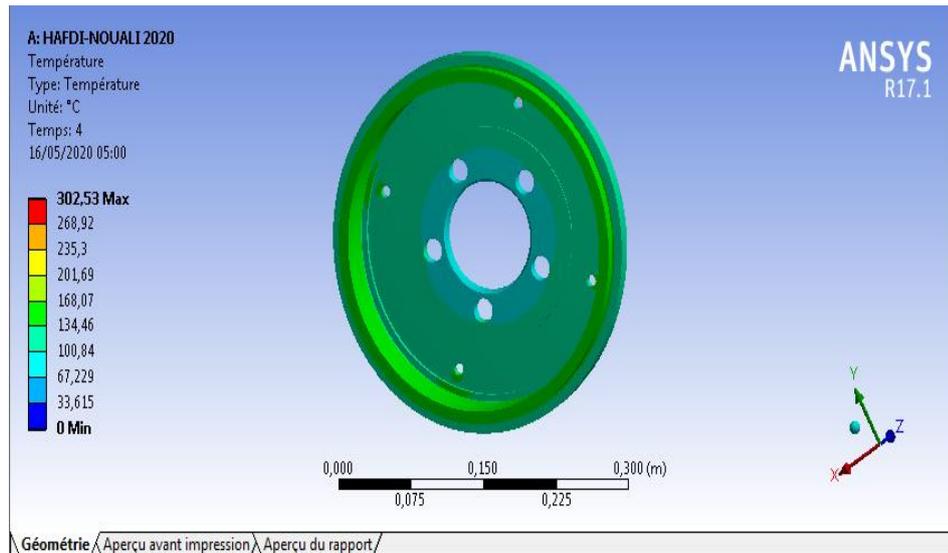


Fig III.13.Maillage de tambour simple

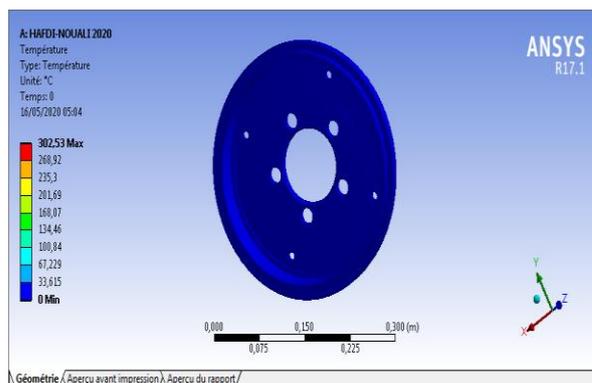
Tab.III.4.Caractéristiques de maillage

Pièce	Type des éléments	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Tambour	Tétraédrique à 10 nœuds	87377	428413

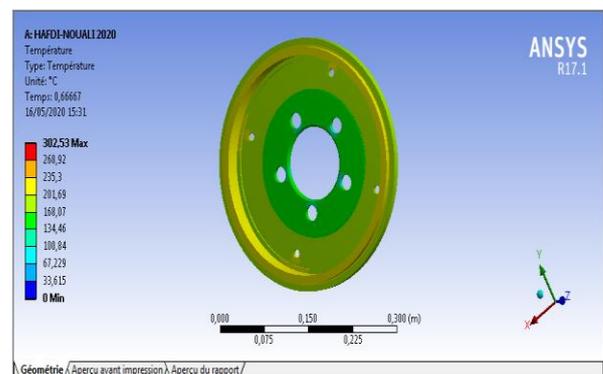
III.5.1. Distribution du champ de température dans le cas des 4 trous de diamètre $\phi = 10$ mm .



FigIII.14.Distribution de la température t=4s



t=0s



t=0.66s

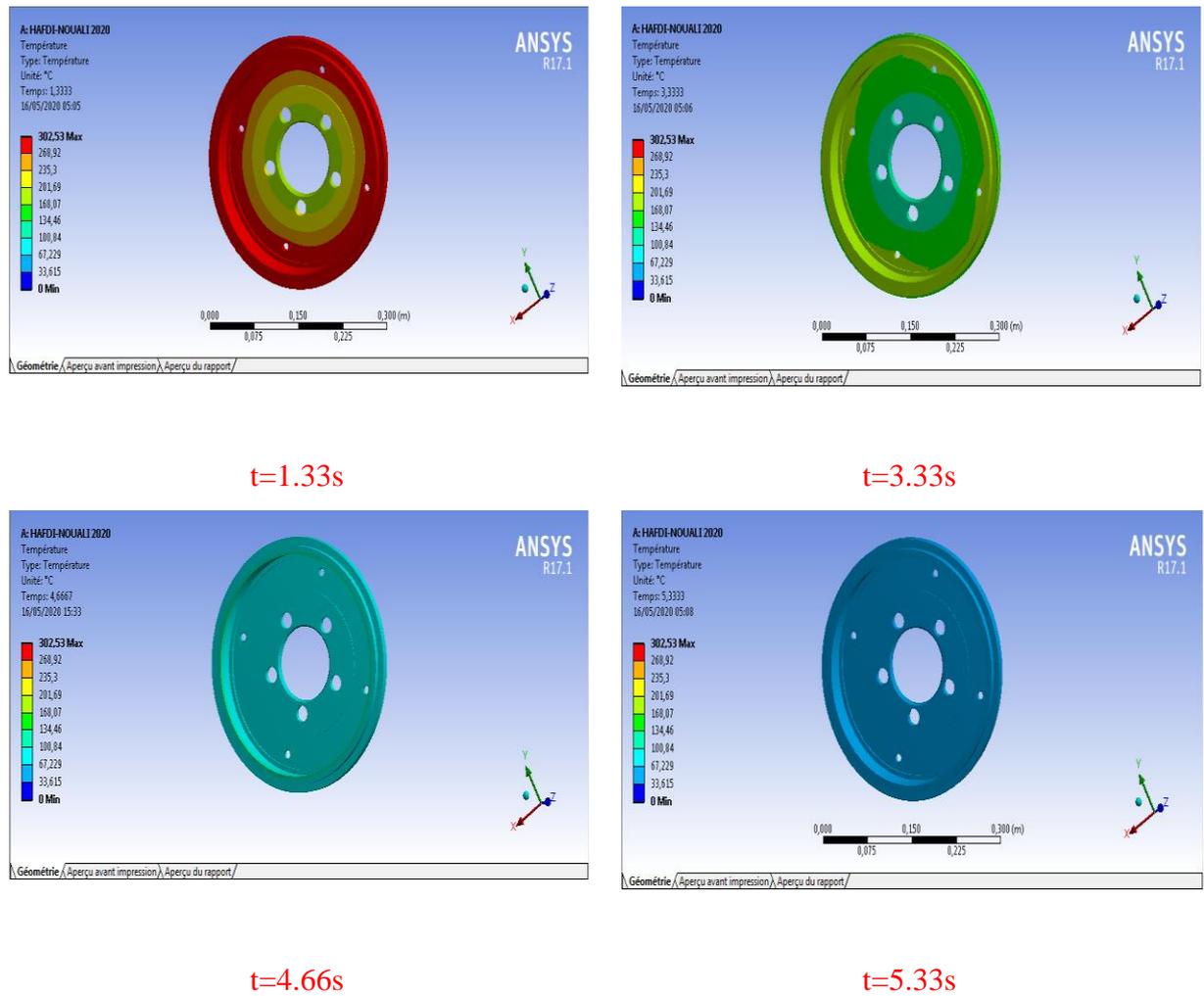


Fig.III.15.Changement de température

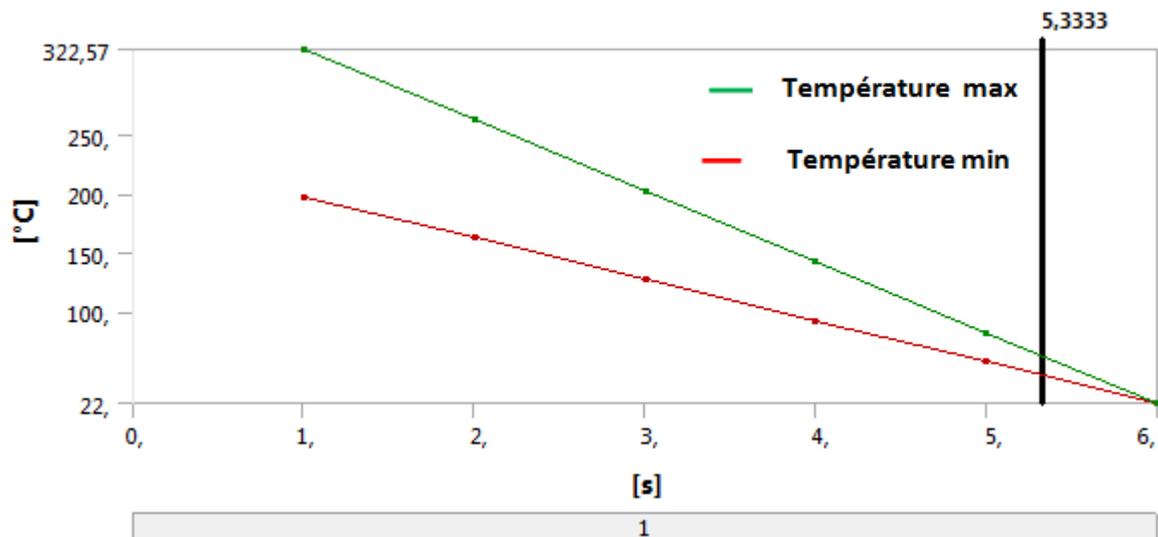


Fig.III.16.Évolution de la température en fonction du temps pour un diamètre ($\phi = 10\text{ mm}$)

On fait les mêmes remarques que dans le cas précédent. Les figures III.15 et III.16 montre l'évolution de la température en fonction du temps de tambour simple en Fonte malléable. On remarque qu'à l'instant $t= 1.33$ s, la température atteint son maximum de 302.57 C°. De l'instant $t=1.33$ s à $t= 6$ s, la variation de la température en fonction du temps devient moins importante. De l'instant $t= 6$ s, la température atteint son minimum de 27 C°.

III.5.1. Distribution du champ de température dans le cas des 4 trous de diamètre $\phi = 20$ mm .

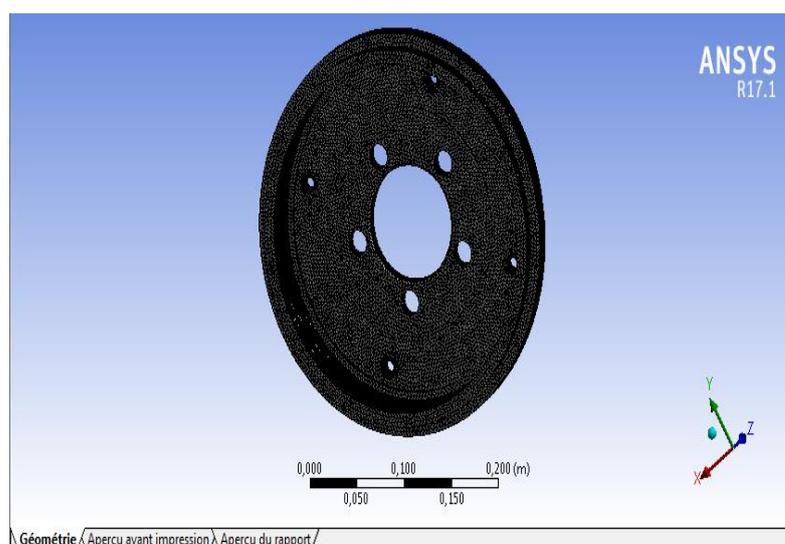


Fig III.17.Maillage de tambour simple

Tab.III.5.Caractéristiques maillage

Pièce	Type des éléments	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Tambour	Tétraédrique à 10 nœuds	87377	428413

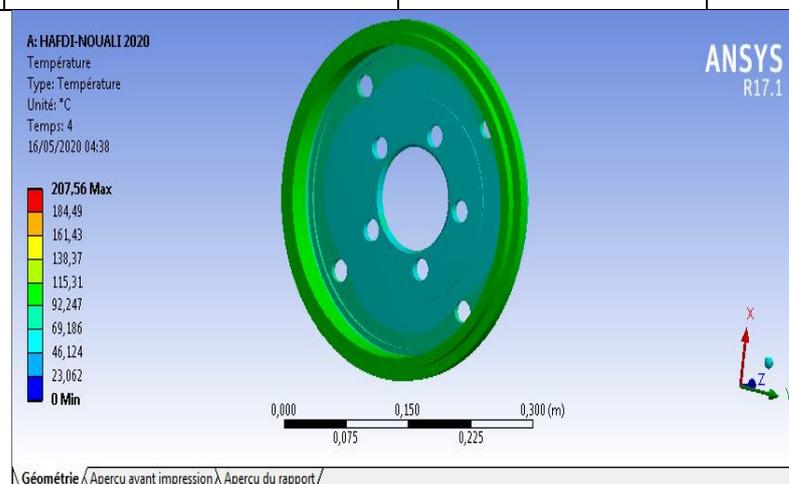


Fig III.18.Distribution de la température $t=4$ s

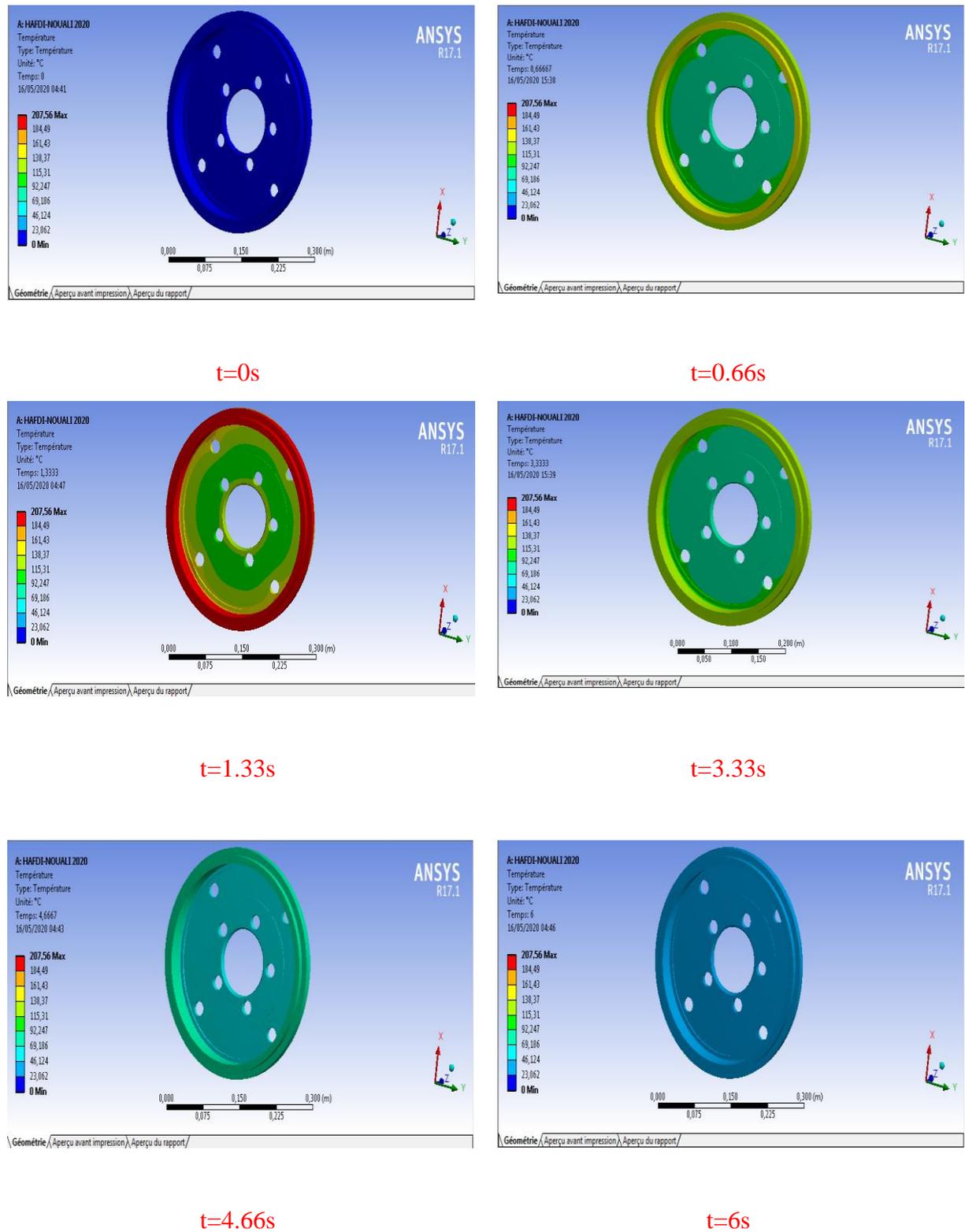


Fig.III.19.Changement de température

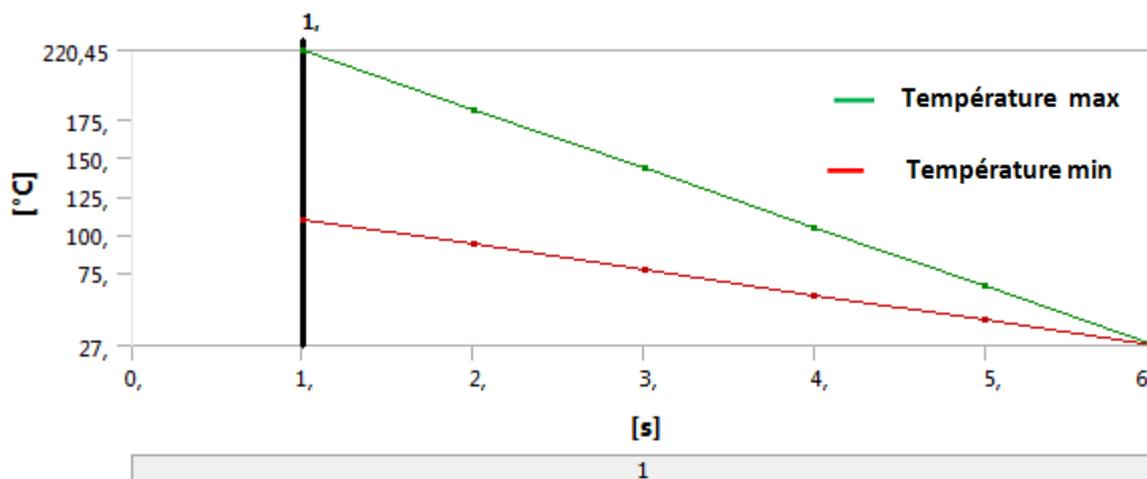


Fig.III.20.Évolution de la température en fonction du temps pour un tambour en Fonte malléable ($\phi = 20 \text{ mm}$)

On fait les mêmes remarques que dans le cas précédent. Les figures III.19 et III.20 montre l'évolution de la température en fonction du temps de tambour simple en Fonte malléable. On remarque qu'à l'instant $t = 1.33 \text{ s}$, la température atteint son maximum de 207.57 C° . Les normes technologiques afin d'éviter l'usure des disques et les cassures des plaquettes. Un grand débit donne un bon refroidissement. De l'instant $t = 6 \text{ s}$, la température atteint son minimum de 27 C° .

III.5.1.1. Comparaison entre les résultats de tambour en Fonte malléable simple et avec deux diamètres différents ($\phi = 10 \text{ mm}$ et $\phi = 20 \text{ mm}$)

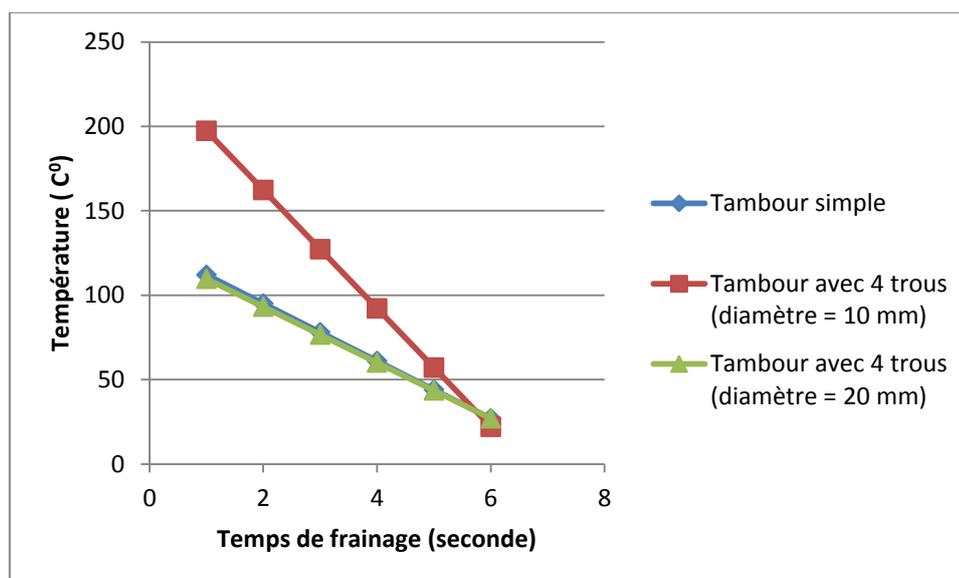


Fig.III.21.Évolution de la température en fonction du diamètre pour les trois tambours

Dans la figure (III.21) nous remarquons que la température minimale pour le tambour simple et aussi le tambour avec quatre trous de diamètre de 20 mm. Mais le tambour avec quatre trous de diamètre de 10 mm nous remarquons que la température est maximale et donc il est considéré comme le plus mauvais. Donc plus le diamètre est petit, plus la température est élevée.

III.6. L'influence de nombre des trous :

Le nombre des trous influe le refroidissement car il correspond à la surface de frottement, s'il y a une grande surface, on aura un nombre des trous élevé, ce qui implique un grand débit qui traverse le disque.

$$Q_v = q_{v1} + q_{v2} + q_{v3} + q_{v4} + \dots + q_{vn} \quad (\text{III.2})$$

Avec : n : Le nombre des trous sur le tambour.

III.6.1. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour simple avec 4 trous de diamètre $\phi = 20$ mm

Ce modèle on a déjà calculé (III.5.1. Distribution du champ de température dans le cas des trous de diamètre $\phi = 20$ mm).

III.6.2. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour simple avec 6 trous de diamètre $\phi = 20$ mm

Tab.III.6.Caractéristiques de maillage

Pièce	Type des éléments	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Tambour	Tétraédrique à 10 nœuds	10712	44419

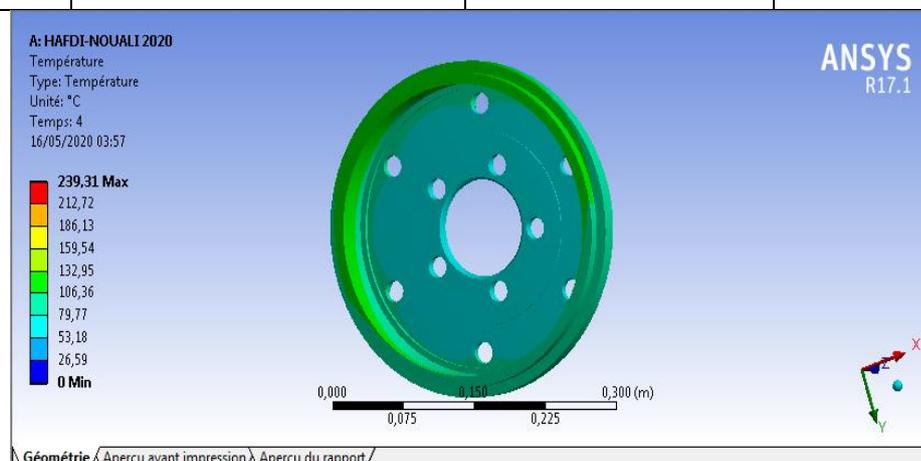


Fig.III.22. Distribution de la température $t= 4s$

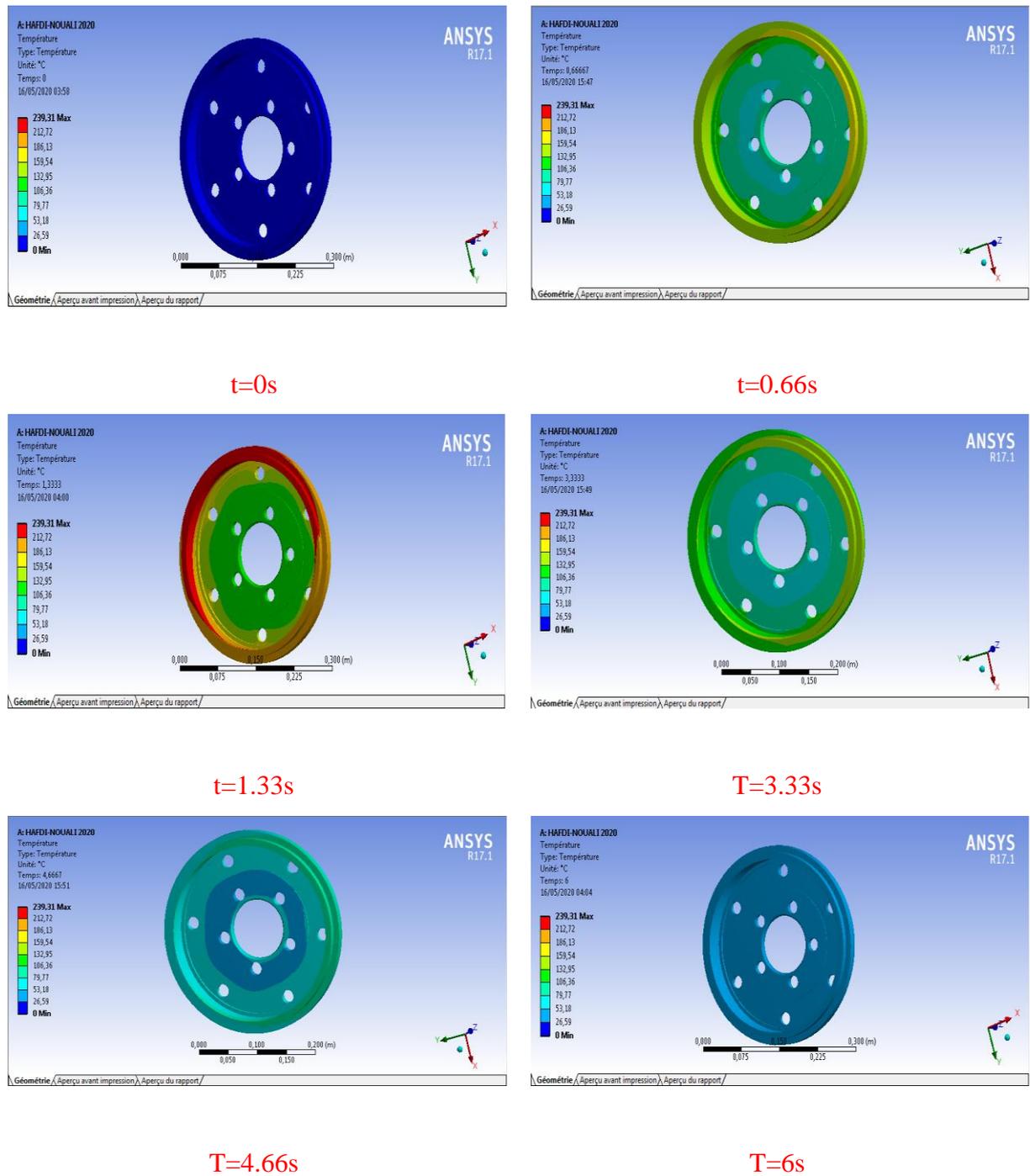


Fig.III.23.Changement de température

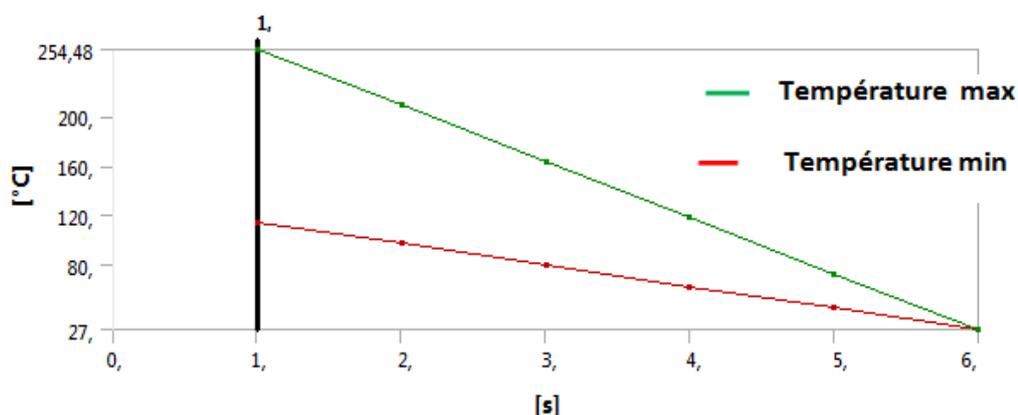


Fig.III.24.Évolution de la température en fonction du temps pour un tambour simple avec 6 trous en ($\phi = 20 \text{ mm}$)

On fait les mêmes remarques que dans les cas précédents. Les figures III.23 et III.24 montrent l'évolution de la température en fonction du temps de tambour simple en Fonte malléable. On remarque qu'à l'instant $t = 1.33 \text{ s}$, la température atteint son maximum de 239.31 C° . les normes technologiques afin d'éviter l'usure des disques et les cassures des plaquettes. Un grand débit donne un bon refroidissement. De l'instant $t = 6 \text{ s}$, la température atteint son minimum de 27 C° .

III.6.3. Distribution du champ de température dans le cas d'un tambour simple avec 8 trous (4 trous de diamètre $\phi = 10 \text{ mm}$ et 4 trous de diamètre $\phi = 20 \text{ mm}$)

Tab.III.7.Caractéristiques de maillage

Pièce	Type des éléments	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Tambour	Tétraédrique à 10 nœuds	86884	424918

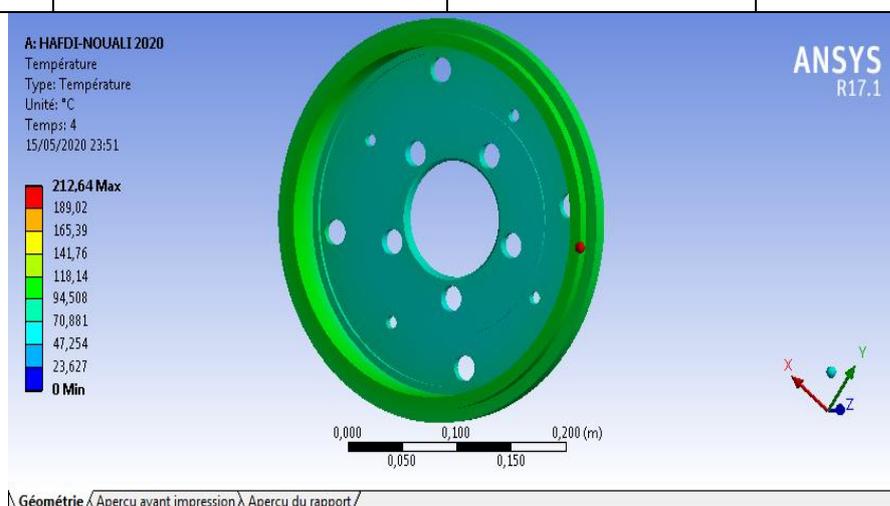


Fig.III.25. Distribution de la température $t = 4 \text{ s}$

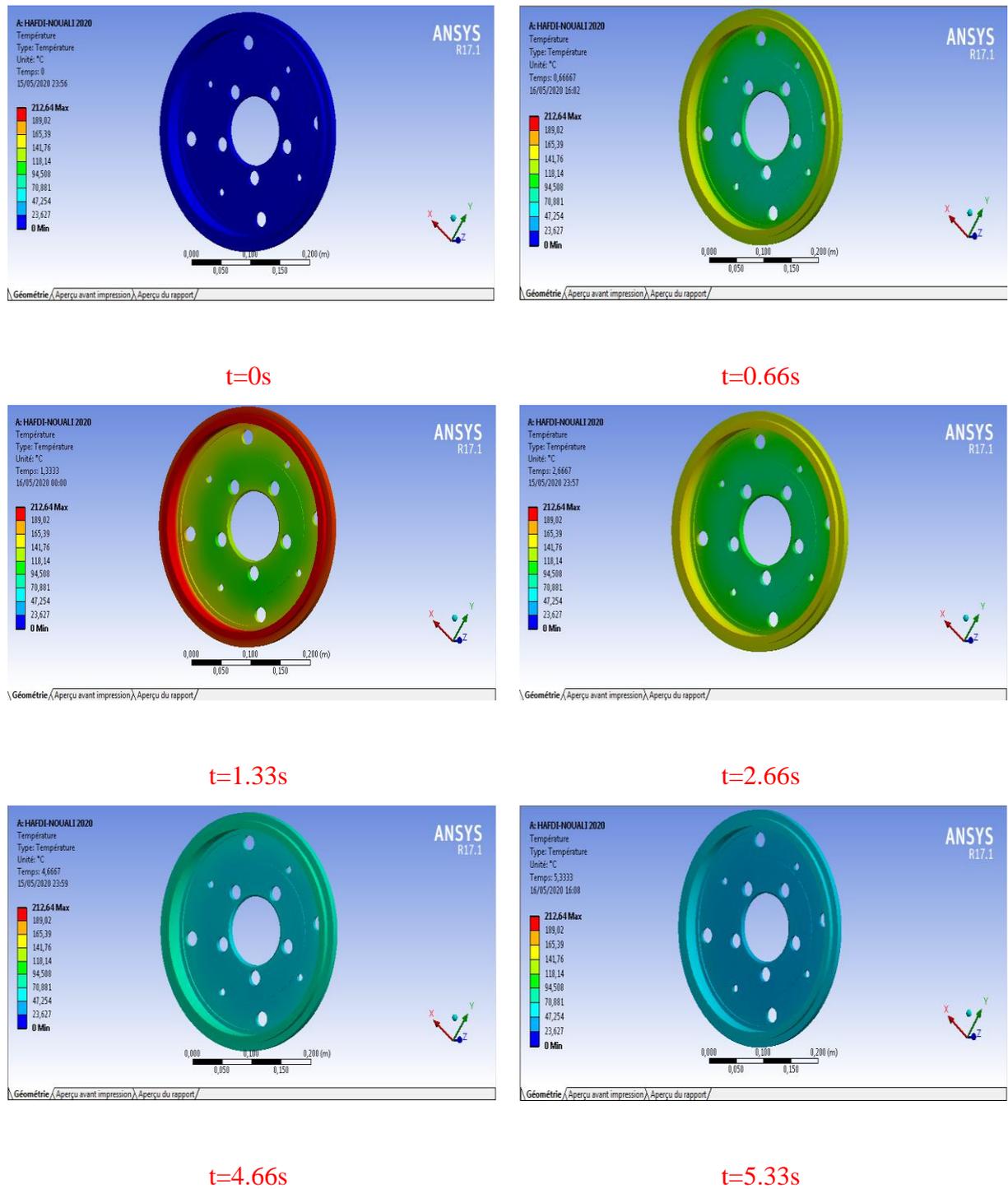


Fig.III.26.Changement de température

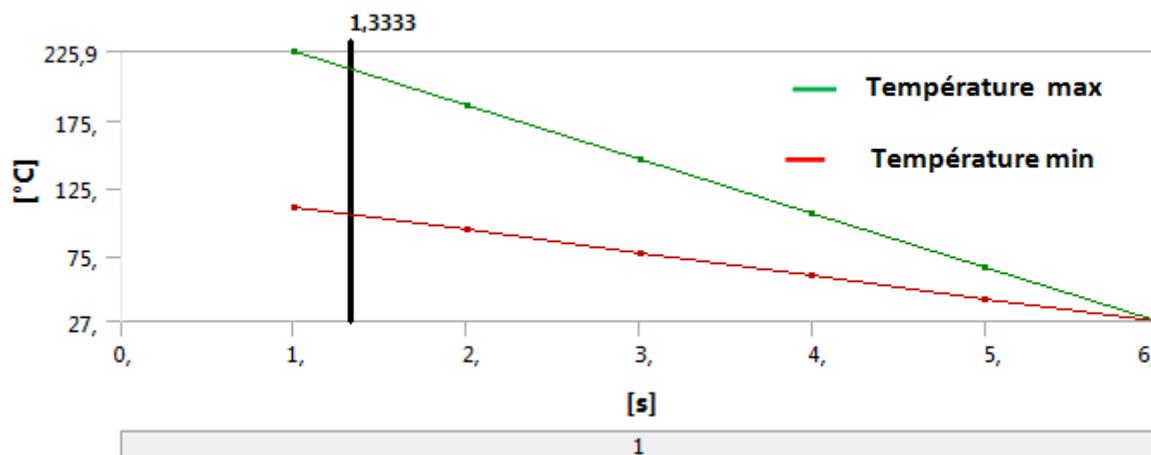


Fig.III.27.Évolution de la température en fonction du temps pour un tambour simple avec 8 trous (4 trous de diamètre $\phi = 10$ mm et 4 trous de diamètre $\phi = 20$ mm)

On fait les mêmes remarques que dans les cas précédents. Les figures III.26 et III.27 montrent l'évolution de la température en fonction du temps de tambour simple en Fonte malléable. On remarque qu'à l'instant $t = 1.33$ s, la température atteint son maximum de 212.64 C°. De l'instant $t = 6$ s, la température atteint son minimum de 27 C°.

En analysant les résultats de la simulation dans logiciel ANSYS 17.1 pour le calcul la distribution de température selon le tambour. On a remarqué que dans la face frontale du tambour atteint son maximum. L'aire de cette face est augmentée.

On a remarqué dans le chapitre IV que le tambour durant le freinage subit une variation brusque de la température et qu'il existe un instant $t=1.33s$ où la température atteint son maximum.

Dès le début de freinage et jusqu'à l'instant $t=1.33s$ il y a une élévation brusque et rapide de la température, après cet instant et jusqu'à la fin du freinage la température diminue rapidement. Ce changement brusque de température est à l'issue du phénomène de Craquelures par chocs thermiques. Suivant les résultats la zone touchée par cette variation est la surface de contact (surface interne du tambour appelée aussi la piste), dans le chapitre I montre bien que c'est dans cette surface que se produisent les Craquelures.

En analysant les résultats on voit clairement que le tambour simple et le tambour simple avec 4 trous de 20mm choisi dans cette étude est plus performant que les autres. Reste à dire que même avec le perçage des trous changer la température qui peut causer des problèmes mais tant que ça exige un travail expérimentale pour déceler le comportement de ces modèles sous l'effet des chocs thermiques reste à envisager de procéder à l'expérimentale pour vérifier les résultats obtenus ainsi que la possibilité de mieux améliorer l'échange thermique par convection.

Références bibliographiques

- [1] *Bosch InfoTech*, L'ABS a 30 ans : Bosch est à l'origine d'une évolution perpétuelle, février/mars 2008
- [2] - René Fagnan, *Technique: Les secrets des freins au carbone de Formule 1* Auto123.com, 9 janvier 2014
- [3] Matthieu Piccon, Brembo nous dévoile les secrets du freinage en F1 [- , BusinessF1, 4 septembre 2014
- [4] Thierry Vigoureux, Capitale des freins au carbone *Le Point*, 28 mars 2013
- [5] Delta Mike Airfield, Allan Haines Lockheed [archive], 16 juin 2007
- [6] Team JSO, *Le freinage [archive]*
- [7] Bosch InfoTech, *L'ABS a 30 ans : Bosch est à l'origine d'une évolution perpétuelle [archive]*, février/mars 2008
- [8] ABS, - Définition [archive], securite-routiere-az.fr, consulté le 11 août 2019
- [9] L'Argus, *Freinage : la céramique plutôt que le carbone [archive]*, 14 septembre 2000
- [10] René Fagnan, *F1 Technique: Les secrets des freins au carbone de Formule 1 [archive]*, Auto123.com, 9 janvier 2014
- [11] Matthieu Piccon, *Brembo nous dévoile les secrets du freinage en F1 [archive]*, BusinessF1, 4 septembre 2014
- [12] https://www.memoireonline.com/10/13/7566/m_Etude-thermomecanique-des-disques-de-frein-application-du-code-de-calcul-ANSYS-v1104.html
- [13] Thierry Vigoureux, *Capitale des freins au carbone [archive]*, Le Point, 28 mars 2013
- [14] " Etude de positionnement de la branche composants automobiles " Cahier du CEPI N°9 - API décembre 2000
- [15] J. Guichard, "Freinage à très Hautes Performances, Techniques de l'Ingénieur, B-5580, pp. 1 - 21, 2000.
- [16] M. Benramdane¹, Y. Khadraoui¹ et N. Bibi-Triki² " Analyse de la contribution du transfert thermique des disques tournants (disque de frein)

Références bibliographiques

uniformément chauffés " Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur Université Abou BekrBelkaïd, Tlemcen, Algérie

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

[18]SCHMITT. Emmanuelle, GAGNE .Wilfrid. " Etude sur le freinage automobile ", Préparation à l'agrégation de mécanique 2002-2003.

[19] Jimbo Y. et al. : " Development of high thermal conductivity cast iron for brake disc rotor", Warrendale SAE, pp.22-28, 1990

[20]. KHATIR Tawfiq, Policopié Science des matériaux, Centre Universitaire de Nâama,(2017) p55-58.

[21] Qui a inventé le frein à tambour [archive], histoiredesinventions.com du 25 juin 2019, consulté le 27 janvier 2020.

[22] CHMITT. Emmanuelle, GAGNE .Wilfrid. " Etude sur le freinage automobile ". Préparation à l'agrégation de mécanique 2002-2003.

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

[24] 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

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

[26] Jean-Paul Brunet, Dictionnaire de la police et de la pègre, Paris, La Maison du Dictionnaire, 2000, 802 p. (ISBN 2-85608-152-5, présentation en ligne [archive])« ABS », traduit par « Système de freinage anti-blocage »

[27] Robert Bosch, Mémento de technologie automobile, 1988.

[28] NICOLAS RANC, "Couplage thermomécanique", TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR, article N°af5042 date de publication 10/07/2003

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

[30] www.fast.u-psud.fr/~mergui/2A101/cours_thermique_L2.pdf

Références bibliographiques

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

[32] A. Belhocine, thermomécanique des disques de frein Application du Code de Calcul ANSYS v11.0. Mechanical engineering. Oran; Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf, 2012. Algérie

[33] : F. KREITH "Transmission de la chaleur et Thermodynamique" Université du Colorado, 1967

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

[35] GAGNE .Wilfrid. " Etude sur le freinage automobile ". Préparation à l'agrégation de mécanique 2002-2003

[36]. M. GOUIDER, Tribologie des composites Carbone/Carbone : Echelles et contributions de la mécanique et de la physico-chimie, Thèse de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2004.

[37].M. CARTIER, P. KAPSA, Usure des contacts mécaniques – Eléments de tribologie, Techniques de l'Ingénieur BM5066, p. 1-13, 2001].