

---

**Université ABBES LAGHROUR Khenchela**



جامعة عباس لغرور خنشلة  
Faculté de Sciences et Technologie  
كلية العلوم و التكنولوجيا  
Département de Génie Mécanique  
قسم الهندسة الميكانيكية



# Mémoire

de fin d'études Pour l'obtention du diplôme

**MASTER (LMD)**

**Spécialité : Génie Mécanique**

**Option : Construction Mécanique**

## Thème

---

**Calcul en fatigue du vilebrequin  
(Moteur Diesel)**

---

**Réalisé par :**

— NESSAH Soumia

**Membres de jury :**

- Mr. Groune B
- Mr. Brek S

**Dirigé par : Dr. MEDDOUR Balkacem**

---

**Année universitaire : 2018-2019**

---

# *DEDICACES*

*A mes très chers parents*

*Aucune dédicace aussi parfaite et douce soit-elle ne saurait  
exprimer toute ma reconnaissance et tout l'amour que je vous porte.*

*Ce travail représente le fruit de votre soutien, vos sacrifices, et vos encouragements.*

*Jamais il n'aurait vu le jour sans les conseils que vous avez  
consentis pour mon éducation.*

*Que Dieu vous sauve et vous donne une vie longue et bien remplie*

*Santé et bonheur!*

*A mon encadreur : **MEDDOUR Balkacem** pour l'encourager*

*Son humanité et sa gentillesse avant tout*

*A mes membres de jury : **Mr. Groune B & Mr. Brek S***

*A mes très chères sœurs : Racha, Abir, Choumaïssa et Sokar.*

*A mes chers frères : Zakaria et Haroun.*

*A tous mes enseignants : **Abdenmour Harrath, Kenzari Zakaria,***

***Merabet Yazid et Cherirou Omar***

*A tous mes amis et mes collègues : laouar Kamal eddine, Hatem, Habiba, Rania, Nasira*

*Safa, Mahdi, Khirou....*

*A tous qui me connaisse de près ou de loin.*

♥ Soumia ♥

# ***REMERCIEMENTS***

*Avant toute chose, je remercie **le bonDieu**, le tout **puissant**, pour m'avoir donné le pouvoir, la force et la patience pour réaliser ce travail.*

*Tout d'abord je remercie précisément **mes très chers parents** qui a le droit de recevoir mes chaleureux remerciements pour le courage et le sacrifice qu'ils ont consentis pendant la durée de mon étude en leurs souhaitant une longue vie pleine de joie et de santé.*

*Un très grand merci à mon encadreur de mémoire, Docteur **Madour Balkassem** pour ces précieuses remarques et conseils et de sa disponibilité.*

*Mes remerciements à tous les enseignants du département de génie mécanique de l'université de Abbas **LAGRHOUR KHENCHELA**, qui de près ou de loin ont contribué à ma formation.*

*Que mes amis et mes camarades de la promotion trouvent ici, l'expression de mes remerciements pour leur soutien moral.*

*Je dresse mes remerciements les plus chaleureux à toutes les personnes qui ont aidé de près ou de loin*

**♥Merci♥**

*TABLE DES  
MATIERES*

**TABLE DES MATIERES**

**Table des métiers**

**Liste des figure**

**Liste des tableaux**

**Liste des abréviations et sigles**

**Introduction générale**

**Chapitre I: Etude bibliographique de la fatigue**

I.1. Définitions .....	<b>01</b>
I.2. Comment agit la fatigue? .....	<b>03</b>
1) Amorçage.....	<b>03</b>
2) Propagation.....	<b>03</b>
3) Rupture brutale .....	<b>03</b>
I.3. Essai d'endurance .....	<b>04</b>
I.3.1. Essai de fatigue entraction .....	<b>05</b>
I.3.2. Essai de Wöhler .....	<b>05</b>
I.3.3. Essai de torsion .....	<b>06</b>
I.3.4. Essai de Moore .....	<b>06</b>
1.4. Courbe de Wöhler .....	<b>06</b>
I.5. Contrainte non complètement renversée .....	<b>08</b>
I.6. Diagramme de Goodman .....	<b>08</b>
I.7. Diagramme de Goodman modifié .....	<b>09</b>
I.7.1. Cas d'écoulement plastique .....	<b>09</b>
I.7.2. Cas de cisaillement.....	<b>09</b>

I.8. Contrainte à amplitude variable (Loi de Miner) .....	<b>10</b>
I.9. Méthode pratique (Rainflow proprement dit) .....	<b>10</b>
<b>Chapitre II: Analyse des efforts agissant sur le mécanisme</b>	
II.1. Technologie du moteur Diesel .....	<b>13</b>
II.1.1. Introduction .....	<b>13</b>
II.1.2. Historique .....	<b>13</b>
II.1.3. Les quatre temps du moteur diesel .....	<b>14</b>
II.1.4. Cycle d'un moteur diesel à 4 temps .....	<b>14</b>
II.1.5. Constitution d'un moteur Diesel .....	<b>14</b>
II.2. Etude thermique .....	<b>16</b>
II.2.1. Données de départ .....	<b>16</b>
II.2.2. Calcul des paramètres thermiques.....	<b>16</b>
II.2.2.1. Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible.	<b>16</b>
II.2.2.3. Quantité de charge fraîche .....	<b>18</b>
II.2.2.4. Quantité des produits de combustion .....	<b>18</b>
II.2.2.5. Coefficient de variation molaire théorique .....	<b>18</b>
II.2.2.6. Coefficient de variation molaire réel .....	<b>18</b>
II.2.2.7. Cycle thermodynamique .....	<b>19</b>
II.2.2.8. Processus d'admission .....	<b>19</b>
II.2.2.9. Température à la sortie du compresseur .....	<b>19</b>
II.2.2.10. Température enfin d'admission .....	<b>20</b>
II.2.2.11. Pression en fin d'admission .....	<b>20</b>

II.2.2.12. Coefficient de remplissage .....	20
II.2.2.13. Pression vers la fin de compression .....	21
II.2.2.14. Température vers la fin de compression .....	21
II.2.2.15. Phase combustion .....	21
II.2.2.16. Pression maximale du cycle .....	21
II.3. Etude cinématique et dynamique du système Bielle-vilebrequin .....	21
II.3.1. Généralités .....	21
II.3.2. Données de départ .....	22
II.3.3. Principe du système bielle manivelle .....	22
II.3.3.1. Etude cinématique du système Bielle- vilebrequin .....	22
II.3.3.1.1. Fonction de déplacement du piston $X = f(\varphi)$ .....	22
II.3.3.1.2. Fonction de Vitesse du piston $V = f(\varphi)$ .....	23
II.3.3.1.3. Accélération du piston $a$ .....	24
II.3.3.2. Etude dynamique du système Bielle- vilebrequin .....	24
II.3.3.2.1. Calcul des masses .....	24
II.3.3.2.2. Efforts agissant sur l'axe du piston .....	28
II.3.3. 2.3. Analyse des forces .....	29
II.3.3.2.4. Effort exercé sur le vilebrequin .....	30
II.3.3.2.5. Trace de la courbe $T = f(\varphi)$ .....	30
<b>Chapitre III Vérification de la résistance en fatigue</b>	<b>38</b>
III.1. Introduction .....	38
III.2. Généralités .....	38

III.2.1. Définition de la CAO .....	<b>38</b>
III.2.2. Logiciels utilisés .....	<b>38</b>
III.2.3. SolidWorks.....	<b>38</b>
III.2.4. Création de la forme d'une les pièces d'un moteur en 3D .....	<b>39</b>
III.3. Conduite de la simulation.....	<b>50</b>
III.3.1. Présentation générale d'Abaqus .....	<b>50</b>
III.3.2 Produits <i>ABAQUS</i> .....	<b>51</b>
III.3.3. Étapes de la simulation sur <i>ABAQUS</i> .....	<b>52</b>
III.3.4. Arbre du modèle .....	<b>55</b>
III.3.5. Eléments finis dans ABAQUS .....	<b>55</b>
III.3.6. Caractéristiques du matériau du vilebrequin .....	<b>55</b>
III.4. Chargement et conditions aux limites .....	<b>56</b>
III.4.1. Chargement .....	<b>56</b>
III.4.2. Conditions aux limites .....	<b>56</b>
III.4.3. Maillage .....	<b>57</b>
III.4.3.1. Choix du type d'élément fini .....	<b>57</b>
III.4.3.2. Maillage .....	<b>57</b>
III.5. Extraction des régimes du chargement .....	<b>57</b>
III.6. Application à la simulation et résultats .....	<b>58</b>
III.7. Calcul de fatigue .....	<b>68</b>
III.7.1. Calcul les facteurs influençant la limite d'endurance expérimentale .....	<b>68</b>
III.7.2. Calcul des facteurs de sécurité pour chaque régime .....	<b>74</b>
III.7.3. Calcul de la limite de d'endurance limitée pour chaque régime .....	<b>75</b>

III.7.4. Calcul de la durée de vie pour chaque régime .....	76
III.7.5. Calcul le nombre total de tours du vilebrequin durant son fonctionnement.....	77

**Conclusion générale**

**References bibliographiques**

# *Liste des figures*

## LISTE DES FIGURES

## CHAPITRE I

<b>Figure I.1.</b> Rupture d'un fil d'acier sous l'effet d'une flexion cyclique aux mains.....	<b>01</b>
<b>Figure I.2.</b> Modélisation du chargement appliqué par les mains sur le fil d'acier.....	<b>01</b>
<b>Figure I.3.</b> Détachement d'une partie d'une roue dentée.....	<b>02</b>
<b>Figure I.4.</b> Rupture d'un tirant.....	<b>02</b>
<b>Figure I.5.</b> Exemple d'un cycle de contrainte en fatigue.....	<b>02</b>
<b>Figure I.6.</b> La section résiduelle.....	<b>04</b>
<b>Figure I.7.</b> Faciès de rupture d'un arbre de transmission de voiture de course.....	<b>04</b>
<b>Figure I.8.</b> Représentation schématique de la propagation d'une fissure .....	<b>04</b>
<b>Figure I.9.</b> Série d'éprouvettes .....	<b>05</b>
<b>Figure I.10.</b> Machine d'essai de fatigue en traction.....	<b>05</b>
<b>Figure I.11.</b> Schéma de principe de la machine d'essai de fatigue en traction.....	<b>05</b>
<b>Figure I.12.</b> Principe de l'essai de Wöhler.....	<b>06</b>
<b>Figure I.13.</b> Principe de l'essai de torsion alternée.....	<b>06</b>
<b>Figure I.14.</b> Schéma de principe de la machine d'essai de Moore.....	<b>06</b>
<b>Figure I.15.</b> Courbe de Wöhler.....	<b>07</b>
<b>Figure I.16.</b> Courbe de Wöhler approximée.....	<b>07</b>
<b>Figure I.17.</b> La contrainte on complètement renversée est la résultante de deux contraintes l'une complètement renversée et l'autre constante.....	<b>08</b>
<b>Figure I.18.</b> Diagramme de Goodman.....	<b>08</b>
<b>Figure I.19.</b> Diagramme de Goodman modifiée cas d'écoulement plastique.....	<b>09</b>
<b>Figure I.20.</b> Diagramme de Goodman modifié Cas de cisaillement.....	<b>09</b>
<b>Figure I.21.</b> Chargement à plusieurs régimes à contrainte non complètement renversée.....	<b>10</b>
<b>Figure I.22.</b> Pagoda.....	<b>10</b>
<b>Figure I.23.</b> Processus des extrema.....	<b>11</b>
<b>Figure I.24.</b> Pagoda.....	<b>11</b>
<b>Figure I.25.</b> Chargement répété par blocs.....	<b>12</b>

## CHAPITRE II

<b>Figure II.1.</b> Moteur en ligne .....	<b>13</b>
<b>Figure II.2.</b> Les quatre temps du moteur Diesel.....	<b>14</b>

<b>Figure II.3.</b> Bloc moteur .....	<b>15</b>
<b>Figure II.4.</b> Vilebrequin .....	<b>15</b>
<b>Figure II.5.</b> La bielle .....	<b>15</b>
<b>Figure II.6.</b> Le piston .....	<b>16</b>
<b>Figure II.7.</b> Cycle réel d'un moteur diesel suralimenté .....	<b>19</b>
<b>Figure II.8.</b> Système bielle-manivelle .....	<b>22</b>
<b>Figure II.9.</b> Paramètres cinématiques du système bielle-manivelle.....	<b>23</b>
<b>Figure II.10.</b> Masse du groupe piston.....	<b>25</b>
<b>Figure II.11.</b> Masses de la bielle.....	<b>26</b>
<b>Figure II.12.</b> Masse du coude du vilebrequin .....	<b>27</b>
<b>Figure II.13.</b> Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle.....	<b>29</b>
<b>Figure II.14.</b> Déplacement du piston .....	<b>35</b>
<b>Figure II.15.</b> Les efforts agissants sur l'axe de piston .....	<b>35</b>
<b>Figure II.16.</b> Les Forces exercées sur le mécanisme bille-manivelle .....	<b>36</b>
<b>Figure II.17.</b> Couple moteur en fonction de $\varphi$ .....	<b>37</b>

### CHAPITRE III

<b>Figure III.1.</b> Modèle 3D d'un moteur sous SOLIDWORKS.....	<b>39</b>
<b>Figure III.2.</b> Structure d'une analyse sous Abaqus .....	<b>51</b>
<b>Figure III.3.</b> Organisation d'Abaqus .....	<b>52</b>
<b>Figure III.4.</b> Réalisation de la mise en données d'un problème.....	<b>53</b>
<b>Figure III.5.</b> Quelques éléments finis utilisés en Abaqus .....	<b>55</b>
<b>Figure III.6.</b> Couple appliqué sur le vilebrequin.....	<b>56</b>
<b>Figure III.7.</b> Condition aux limites d'un mécanisme .....	<b>56</b>
<b>Figure III.8.</b> Maillage du vilebrequin.....	<b>57</b>
<b>Figure III.9.</b> Histoire du couple moteur.....	<b>57</b>
<b>Figure III.10.</b> Iso valeurs de contrainte Van-Mises $\sigma_{Va1}$ .....	<b>58</b>
<b>Figure III.11.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a1xx}$ .....	<b>58</b>
<b>Figure III.12.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a1yy}$ .....	<b>59</b>
<b>Figure III.13.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a1zz}$ .....	<b>59</b>
<b>Figure III.14.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a1xy}$ .....	<b>59</b>
<b>Figure III.15.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a1xz}$ .....	<b>59</b>
<b>Figure III.16.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a1yz}$ .....	<b>59</b>
<b>Figure III.17.</b> Iso valeurs de contrainte Van-Mises $\sigma_{Vm1}$ .....	<b>60</b>

<b>Figure III.18.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m1xx}$ .....	<b>60</b>
<b>Figure III.19.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m1yy}$ .....	<b>60</b>
<b>Figure III.20.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m1zz}$ .....	<b>60</b>
<b>Figure III.21.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m1xy}$ .....	<b>60</b>
<b>Figure III.22.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m1xz}$ .....	<b>60</b>
<b>Figure III.23.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m1yz}$ .....	<b>60</b>
<b>Figure III.24.</b> Iso valeurs de contrainte Van-Mises $\sigma_{Va2}$ .....	<b>61</b>
<b>Figure III.25.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a2xx}$ .....	<b>61</b>
<b>Figure III.26.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a2yy}$ .....	<b>61</b>
<b>Figure III.27.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a2zz}$ .....	<b>61</b>
<b>Figure III.28.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a2xy}$ .....	<b>61</b>
<b>Figure III.29.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a2xz}$ .....	<b>61</b>
<b>Figure III.30.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a2yz}$ .....	<b>62</b>
<b>Figure III.31.</b> Iso valeurs de contrainte Van-Mises $\sigma_{Vm2}$ .....	<b>62</b>
<b>Figure III.32.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m2xx}$ .....	<b>62</b>
<b>Figure III.33.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m2yy}$ .....	<b>62</b>
<b>Figure III.34.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m2zz}$ .....	<b>62</b>
<b>Figure III.35.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m2xy}$ .....	<b>63</b>
<b>Figure III.36.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m2xz}$ .....	<b>63</b>
<b>Figure III.37.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m2yz}$ .....	<b>63</b>
<b>Figure III.38.</b> Iso valeurs de contrainte Van-Mises $\sigma_{Va3}$ .....	<b>63</b>
<b>Figure III.39.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a3xx}$ .....	<b>63</b>
<b>Figure III.40.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a3yy}$ .....	<b>64</b>
<b>Figure III.41.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a3zz}$ .....	<b>64</b>
<b>Figure III.42.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a3xy}$ .....	<b>64</b>
<b>Figure III.43.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a3xz}$ .....	<b>64</b>
<b>Figure III.44.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a3yz}$ .....	<b>64</b>
<b>Figure III.45.</b> Iso valeurs de contrainte Van-Mises $\sigma_{Vm3}$ .....	<b>65</b>
<b>Figure III.46.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m3xx}$ .....	<b>65</b>
<b>Figure III.47.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m3yy}$ .....	<b>65</b>
<b>Figure III.48.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m3zz}$ .....	<b>65</b>
<b>Figure III.49.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m3xy}$ .....	<b>65</b>
<b>Figure III.50.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m3xz}$ .....	<b>65</b>

<b>Figure III.51.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m3yz}$ .....	<b>66</b>
<b>Figure III.52.</b> Iso valeurs de contrainte Van-Mises $\sigma_{Va4}$ .....	<b>66</b>
<b>Figure III.53.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a4xx}$ .....	<b>66</b>
<b>Figure III.54.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a4yy}$ .....	<b>66</b>
<b>Figure III.55.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{a4zz}$ .....	<b>66</b>
<b>Figure III.56.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a4xy}$ .....	<b>67</b>
<b>Figure III.57.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a4xz}$ .....	<b>67</b>
<b>Figure III.58.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{a4yz}$ .....	<b>67</b>
<b>Figure III.59.</b> Iso valeurs de contrainte Van-Mises $\sigma_{Vm4}$ .....	<b>67</b>
<b>Figure III.60.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m4xx}$ .....	<b>67</b>
<b>Figure III.61.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m4yy}$ .....	<b>68</b>
<b>Figure III.62.</b> Iso valeurs de contrainte normale $\sigma_{m4zz}$ .....	<b>68</b>
<b>Figure III.63.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m4xy}$ .....	<b>68</b>
<b>Figure III.64.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m4xz}$ .....	<b>68</b>
<b>Figure III.65.</b> Iso valeurs de contrainte Tangentielle $\sigma_{m4yz}$ .....	<b>68</b>
<b>Figure III.66.</b> Abaque pour déterminer le facteur Ka pour les aciers .....	<b>69</b>
<b>Figure III.67.</b> Régions de concentration de contrainte.....	<b>70</b>
<b>Figure III.68.</b> Abaque de $K_{t1}$ (Torsion).....	<b>70</b>
<b>Figure III.69.</b> Régions de concentration de contrainte.....	<b>71</b>
<b>Figure III.70.</b> Abaque de $K_{t2}$ (Torsion).....	<b>71</b>
<b>Figure III.71.</b> Régions de concentration de contrainte.....	<b>72</b>
<b>Figure III.72.</b> Abaque de $K_{t3}$ (Torsion).....	<b>72</b>

# *Liste des tableaux*

**LISTE DES TABLEAUX****CHAPITRE II**

<b>Tableau II.1.</b> Valeurs des efforts agissant sur le piston en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin.....	<b>33</b>
<b>Tableau II.2.</b> Valeurs des efforts agissant sur la bielle s en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin.....	<b>34</b>
<b>Tableau II.3 :</b> Couple total du moteur.....	<b>36</b>

**CHAPITRE III**

<b>Tableau III.1.</b> Caractéristique mécanique du vilebrequin .....	<b>55</b>
<b>Tableau III.2.</b> Valeurs amplitude et moyenne du couple moteur.....	<b>58</b>
<b>Tableau III.3.</b> Résultats de calcul des nombres de cycles.....	<b>78</b>

*Liste des  
Abréviations Et  
Sigles*

## LISTE DES ABREVIATIONS ET SIGLES

$\sigma_{\min}$	Contrainte minimale
$\sigma_{\max}$	Contrainte maximale
R	Rapport de la contrainte minimale à la contrainte maximale.
$\sigma_a$	Contrainte alternative amplitude
$\sigma_m$	Contrainte moyenne
N	Nombre de cycles a rupture
$\Delta\sigma$	Etendue de contrainte
$\sigma_D$	Limite d'endurance
$R_m$	charge de rupture
$\sigma_f$	Limite d'endurance illimitée
$F_S$	Coefficient de sécurité en fatigue
$\tau$	Contrainte de cisaillement
$R_e$	Limite conventionnelle d'élasticité
PMH	Point mort haut
PMB	Point mort bas
$\varepsilon$	Taux de compression
gC	Teneur en carbone du combustible
gH <sub>2</sub>	Teneur en hydrogène du combustible
gO <sub>2</sub>	Teneur en oxygène du combustible
H <sub>u</sub>	Pouvoir calorifique du combustible
L <sub>o</sub>	Quantité d'air nécessaire pour bruler 1Kg de combustible
M <sub>air</sub>	Masse molaire d'air
$\beta$	Coefficient de variation molaire réel
$\beta_0$	Coefficient de variation molaire théorique
$\gamma_r$	Coefficient de gaz
$T_s$	Température à la sortie du compresseur.
$T_0$	Température de l'air ambiant
$P_s$	Pression de suralimentation
$P_0$	Pression de l'air ambiant
$n_s$	Exposant poly tropique du compresseur
$T_{sr}$	Température de l'air à la sortie du réfrigérant d'air
$T_{res}$	Température des gaz résiduels.

$\varphi_{chap}$	Coefficient de charge d'appointe
$\eta_v$	Coefficient de remplissage
$P_c$	Pression vers la fin de compression
$T_c$	Température vers la fin de compression
$P_z$	Pression maximale du cycle
$\lambda$	Taux d'augmentation de la pression.
$\omega$	Vitesse angulaire de la manivelle
$\rho_b$	Masse volumique de l'acier
$A_p$	Section du piston
$\beta$	Angle fait par la bielle avec l'axe du cylindre.
$\varphi$	Angle de rotation de vilebrequin.
$a$	Accélération du piston
$D$	Alésage
$L$	Longueur de la bielle
$S$	Course du piston
$R$	Rayon de la manivelle
$m_{gp}$	Masse du groupe piston
$m_a$	Masse de l'axe du piston
$m_p$	Masse du piston proprement dit
$m_c$	Masse des circlips de l'axe du piston
$m_s$	Masse des segments
$m_b$	Masse de la bielle
$V_b$	Volume de la bielle
$m_m$	Masse de maneton sans bras.
$m_{fI}^R$	Masse des bras concentrées au maneton.
$m_{fI}^p$	Masse des bras concentrées au tourillon.
$m_t$	Masses en mouvement de translation
$m_r$	Masse en mouvement de rotation
$F_{axe}$	Effort agissant sur l'axe du piston
$F_{tot}$	Force résultante agissant sur le piston
$F_g$	Force provoquée par la pression des gaz brulés.
$F_j$	Effort d'inertie de la masse du piston.
$F_c$	Force centrifuge

$P_{dia}$	Pression au cours du cycle (diagramme).
$C$	Couple total du moteur
$J$	Ordre de fonctionnement des pistons on doit compter
$N$	Effort agissant sur les parois du cylindre.
$F_b$	Effort agissant le long de la bielle.
$Z$	Effort radial agissant sur le palier du vilebrequin.
$T$	Effort tangent tendant à tourner le vilebrequin.
$E$	Module de Young
$\nu$	Coefficient de poisson
$\sigma_n$	Contrainte nominale
$\tau_n$	Contrainte nominale de cisaillement
$\delta_k$	Intervalle entre deux allumages successifs
$K_d$	Facteur d'influence de température
$K_a$	Facteur d'influence de rugosité (état de surface)
$K_t$	Facteur de concentration de contraintes
$q$	Indice de sensibilité aux effets d'entaille
$r$	Rayon du fond de l'entaille
$\sigma'_D$	Limite d'endurance expérimentale
$N_t$	Nombre total de tours du vilebrequin durant son fonctionnement

*Introduction*  
*Générale*

## **Introduction générale**

La conception de machines et de mécanismes a vu ces dernières décennies un développement considérable, en effet l'automatisation et l'industrialisation ont envahi les différents secteurs. Cependant les organes en mouvement des machines sont la cible du phénomène de fatigue, celle-ci se définit comme étant la rupture de la structure assujettie à un chargement variable.

Les exemples de rupture de structures par fatigue sont fréquents et les conséquences sont catastrophiques. Aujourd'hui les constructeurs et les concepteurs prêtent une attention remarquable à la sécurité en fatigue. C'est en ce contexte que ce travail a été réalisé, on s'est focalisé sur le moteur Diesel qui se compose de plusieurs mécanismes dont l'un principal et maître en l'occurrence le système bielle-manivelle. Le vilebrequin (Crankshaft en anglais) constituant la colonne vertébrale du moteur, avec sa géométrie complexe et le chargement variable y appliqué, nous pousse à réaliser une étude projetant de la lumière sur son comportement vis-à-vis de la fatigue.

L'étude a été scindée en trois chapitres :

Le premier chapitre a été consacré pour présenter les différents concepts de base de la fatigue des matériaux, ceux-ci seront exploités pour réaliser les calculs nécessaires.

Le deuxième chapitre a été divisé en deux volets le premier s'occupe du calcul thermodynamique pour déterminer les efforts causés par les pressions durant le cycle, le deuxième volet a été consacré au calcul cinématique et dynamique pour déterminer les forces d'inertie générées par les mouvements des différentes pièces constituant le mécanisme considéré.

Les parties maîtresses du moteur qui sont : le vilebrequin, les pistons et le bloc sont conçus par SolidWorks.

Le troisième chapitre s'articule sur la simulation du comportement du vilebrequin sous l'effet du chargement appliqué pour ce faire on a fait appel au logiciel de calcul éléments finis Abaqus vers lequel on exporte le modèle 3D conçu précédemment et en appliquant le chargement et les conditions aux limites on est parvenu à déterminer les contraintes agissant sur la structure considérée.

L'usage de ces résultats et leurs traitements ont permis de juger l'effet de fatigue, en effet la conclusion faite révèle que le vilebrequin du moteur considéré travaille dans la zone d'endurance illimitée, ce qui permet de rassurer la sécurité souhaitée pendant le fonctionnement.

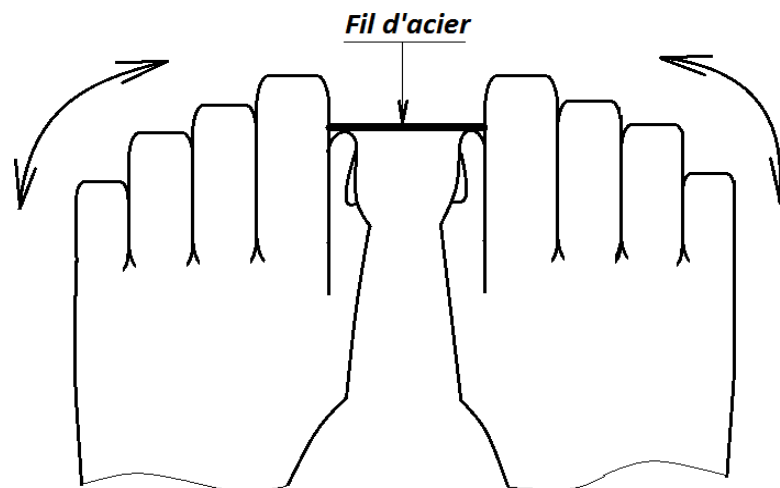
*Chapitre I :*  
*Etude bibliographique de*  
*la fatigue*

## Chapitre I: Etude bibliographique de la fatigue

### I.1. Définitions

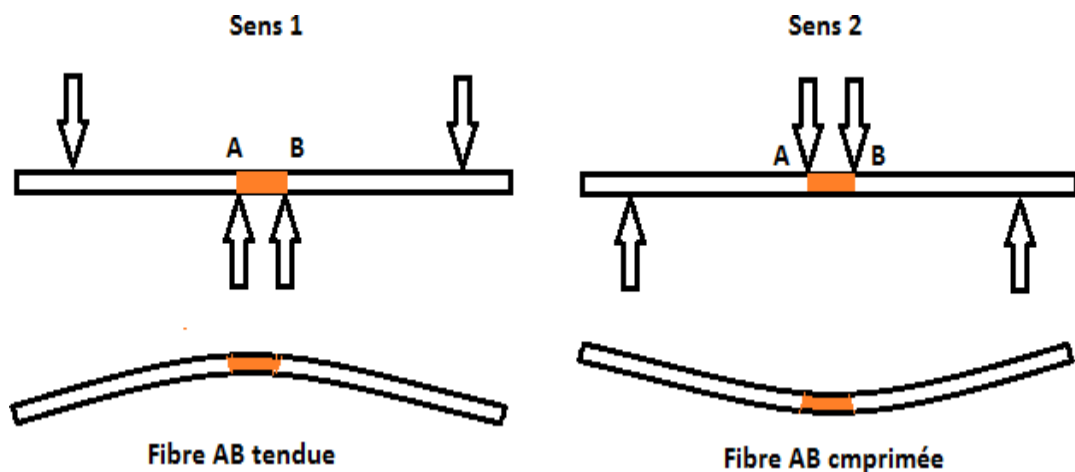
On entend par fatigue ou endommagement par fatigue la modification des propriétés du matériau suite à l'application de cycles d'efforts, dont la répétition peut conduire à la rupture des pièces. [3]

Pour comprendre ce phénomène prenons un fil d'acier entre deux mains en le coudant dans un sens et puis dans l'autre sens, en faisant cela plusieurs fois jusqu'à la rupture (Fig. 1).



**Figure I.1.** Rupture d'un fil d'acier sous l'effet d'une flexion cyclique aux mains. [1]

Le fil est rompu après 10 à 15 cycles, analysons le problème (Fig. 2). On assimile le fil d'acier à une poutre sur laquelle sont appliqués les efforts des deux mains, dans le premier sens la fibre AB est tirée (sens 1) contrainte positive, lorsqu'on inverse le chargement (sens 2) la fibre AB est comprimée et la contrainte est négative. En répétant plusieurs fois jusqu'à la rupture. [1]



**Figure I.2.** Modélisation du chargement appliqué par les mains sur le fil d'acier. [1]



**Figure I.3.** Détachement d'une partie d'une roue dentée. [1]



**Figure I.4.** Rupture d'un tirant. [1]

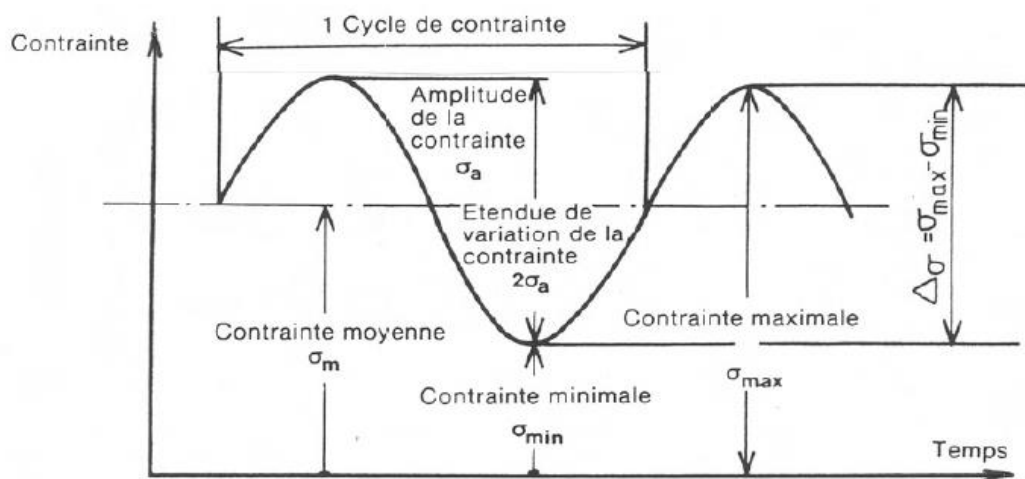
Les contraintes seront définies par l'amplitude maximale atteinte au cours d'un cycle et  $\sigma$  par la valeur moyenne de la contrainte  $\sigma_m$ , et par le rapport de la contrainte minimale à la contrainte maximale :

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (1)$$

On est parfois conduit à distinguer la composante alternative  $\sigma_a$  de la composante statique  $\sigma_m$ . Ainsi, selon des valeurs relatives de ces deux composantes on distingue les essais sous sollicitation :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (3)$$



**Figure I.5.** Exemple d'un cycle de contrainte en fatigue. [2]

- Alternée symétrique :  $\sigma_m = 0, R = -1$
- Alternée dissymétrique :  $0 < \sigma_m < \sigma_a, -1 < R < 0$

- Répétée :  $\sigma_m = \sigma_a$  ,  $R=0$

- Ondulée :  $\sigma_m > \sigma_a$  ,  $0 < R < 1$

La durée de vie est généralement mesurée par le nombre de cycles à rupture  $N$ .

L'exécution de  $n$  cycles ( $n < N$ ) entraîne un certain endommagement de la pièce qu'il est important de définir car à titre préventif, il détermine sa vie résiduelle et donc peut indiquer s'il faut ou non remplacer la pièce pour éviter un accident. [3]

On appelle endurance la capacité de résistance à la fatigue des pièces et des structures. D'une façon générale, il y aura fatigue toutes les fois que l'on est en présence d'efforts variables dans le temps. Ce qui est bien particulier à la fatigue et qui en fait le danger, c'est que la rupture peut se produire pour des contraintes apparentes relativement faibles, souvent bien inférieures à la résistance à la rupture et même à la limite d'élasticité du métal. [3]

## I.2. Comment agit la fatigue ?

Considérons une structure soumise à un effort cyclique agissant jusqu'à la rupture (après un nombre de cycles donné). (Fig.7)

L'endommagement est imprévisible, il peut naître (à l'échelle microscopique) souvent à la surface de la pièce comme il peut naître à l'intérieur. En évoluant il passe par 3 stades :

### 1) Amorçage : (phase A dans la Figure 8)

A cause de la grande finesse du défaut initié, sa détection n'est possible que si on utilise de puissants équipements de laboratoire. Son initiation peut avoir lieu dans des endroits où l'accès est impossible.

Dans la figure (Fig.7) la zone d'amorçage est repérée par zone 1.

### 2) Propagation :

Sous l'effet du changement cyclique du chargement la fissure initiée commence à prendre des dimensions importantes menant finalement à la ruine (Fig. 8).

A ce stade la fissure qui a grandi résultait de la propagation des microfissures causées par le défaut initié dans la première étape, c'est elle qui deviendra la fissure de la fatigue.

Sur la figure (Fig.7) ce stade correspond à la zone 2.

### 3) Rupture brutale :

Lorsque la fissure atteint une distance de telle façon que la section résiduelle est trop faible pour supporter de fortes contraintes résultant d'une concentration au fond de la fissure, sur la Figure (Fig.7) cette section correspond à la zone 3. [1]

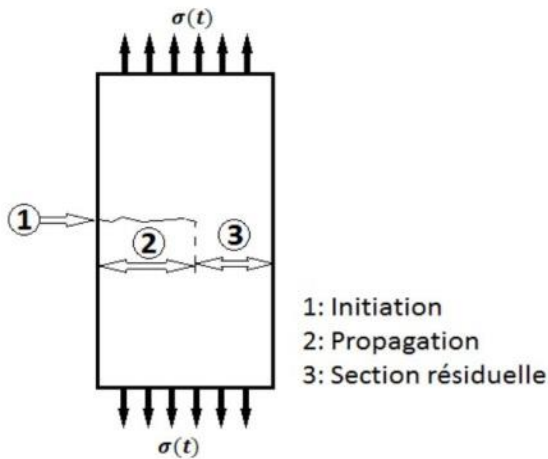


Figure I.6. La section résiduelle. [1]

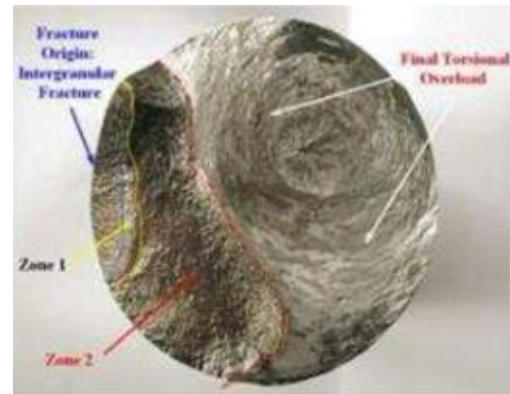


Figure I.7. Faciès de rupture d'un arbre de transmission de voiture de course. [1]

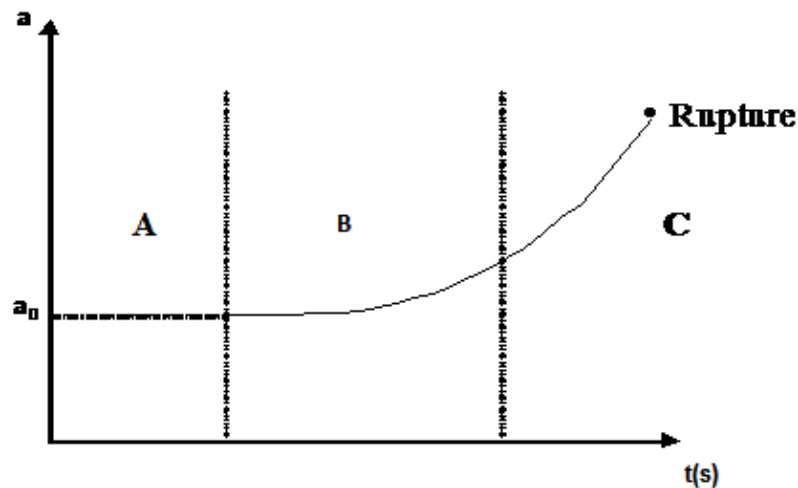


Figure I.8. Représentation schématique de la propagation d'une fissure. [4]

### I.3. Essais d'endurance

Les essais de caractérisation ont pour but de déterminer les caractéristiques des matériaux utilisés en engineering, la résistance en fatigue ou la limite d'endurance est l'une des caractéristiques requises pour le dimensionnement des structures.

La diversité des essais de fatigue impose une classification en deux catégories : essais simples (basés sur des sollicitations simples et des éprouvettes normalisées) et essais spéciaux (Les échantillons peuvent être de différentes formes soumises à des sollicitations complexes). On considère uniquement les essais simples suivants :

- 1) Essai de traction
- 2) Essai de Wöhler (Flexion en encastrement)
- 3) Essai de Moore (flexion 4 points)
- 4) Essai de torsion alternée

Le matériel exigé pour réaliser un essai de fatigue doit comporter:

- Une machine convenable (Fig.10)
- Une série d'éprouvettes conformes aux normes (Fig.9)
- Un compteur de cycles. [1]



Figure I.9. Série d'éprouvettes. [1]

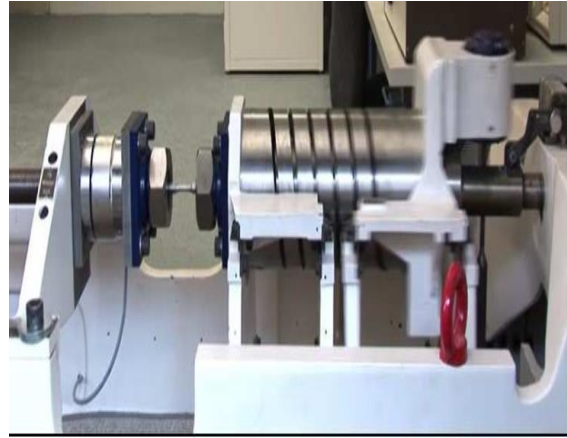


Figure I.10. Machine d'essai de fatigue en traction. [1]

Pour des raisons de simplification, dans les essais de fatigue on ne considère que le cas où la contrainte est complètement renversée c.à.d. ( $\sigma_m = 0$ ).

Pour chaque configuration de chargement (Amplitude  $\sigma_a$  ou étendue  $\Delta\sigma$ ) on enregistre le nombre de cycles à la rupture.

### I.3.1. Essai de fatigue en traction

La contrainte appliquée est complètement renversée ( $\sigma_m = 0$ ), l'éprouvette est maintenue fixe à un côté et tirée/comprimée à l'autre côté (Fig. 11). [1]

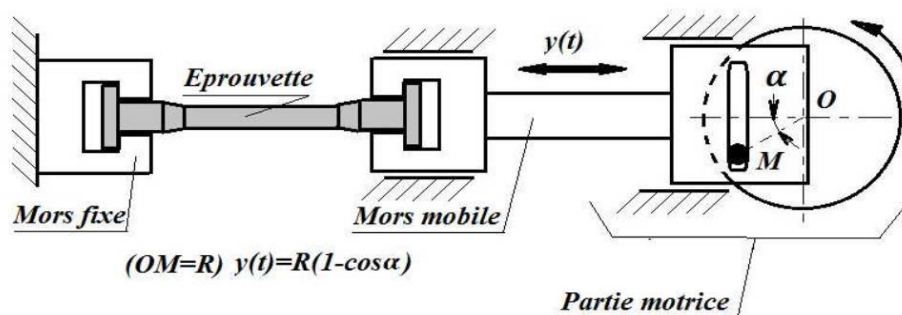


Figure I.11. Schéma de principe de la machine d'essai de fatigue en traction. [1]

### I.3.2. Essai de Wöhler

L'éprouvette est encastrée à un bout et soumise à un effort à l'autre bout donc on a une flexion rotative. [1]

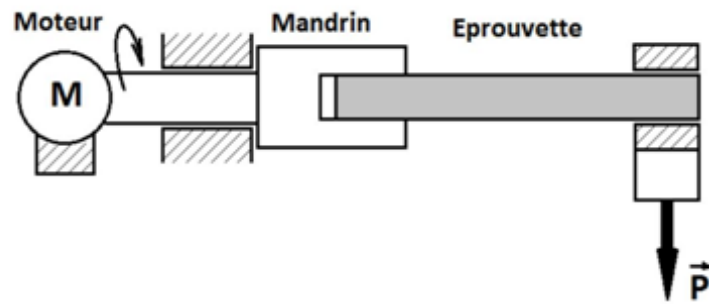


Figure I.12. Principe de l'essai de Wöhler. [1]

### I.3.3. Essai de torsion

L'éprouvette est fixée à un côté et l'autre côté est soumis à une rotation alternative imposée.

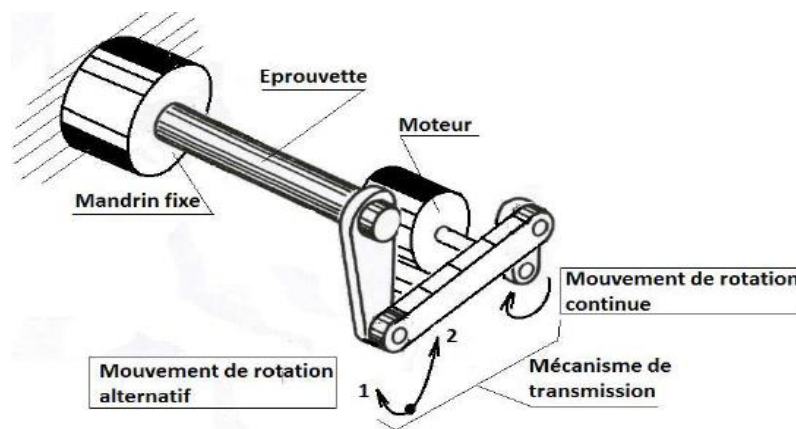


Figure I.13. Principe de l'essai de torsion alternée. [1]

### I.3.4. Essai de Moore

Dans cet essai l'éprouvette est soumise à une flexion rotative (4 points) mais l'avantage essentiel c'est la simplicité de la machine. L'éprouvette est en rotation continue mais soumise à des poids qu'on peut faire varier. [1]

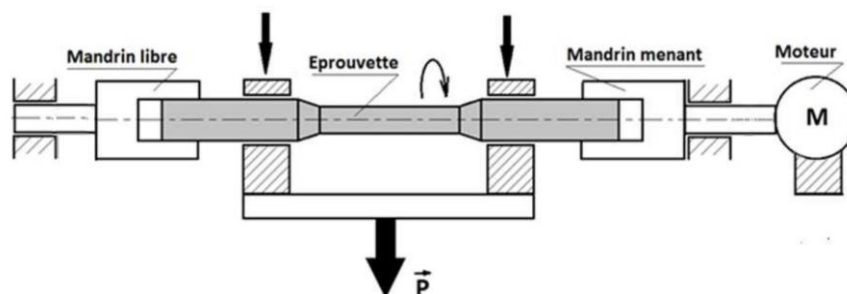


Figure I.14. Schéma de principe de la machine d'essai de Moore. [1]

## 1.4. Courbe de Wöhler

Les essais les plus simples consistent à imposer sur des séries d'éprouvettes (cylindriques ou rectangulaires) des cycles d'efforts périodiques sinusoïdaux soit par charge axiale soit par flexion rotative. A chaque niveau de contrainte max, le nombre de cycles à la rupture

est déterminée. Le diagramme de Wöhler qui représente la relation expérimentale entre  $\sigma_a$  et N durée de vie de l'éprouvette est ainsi obtenu. [5]

La dispersion des résultats peut provenir de plusieurs sources, on en peut citer :

- La géométrie de l'éprouvette
- L'état de surface
- Les dimensions
- L'homogénéité du matériau des éprouvettes. [1]

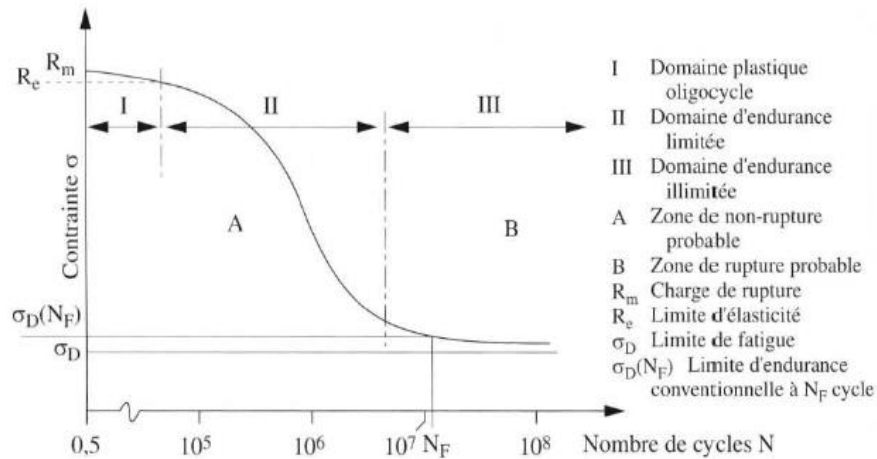


Figure I.15. Courbe de Wöhler. [5]

- 1) **Domaine de la fatigue oligocyclique** où les ruptures surviennent après un petit nombre de cycles ( $N \leq 10^5$  cycles.) Calculs réels spécifiques.
- 2) **Domaine de I 'endurance limitée** où les ruptures surviennent après un nombre de cycles croissant velu a décroissance la contrainte ( $N > 10^5$  cycles).
- 3) **Domaine de l'endurance illimité** où les ruptures ne se produisent pas avant un nombre de cycles supérieur la durée e vie envisagée e la pièce. [2]

En approximant linéairement la partie de la courbe ( $10^3 < N < 10^6$ ) et en utilisant l'échelle logarithmique on aura : (Fig. 17)

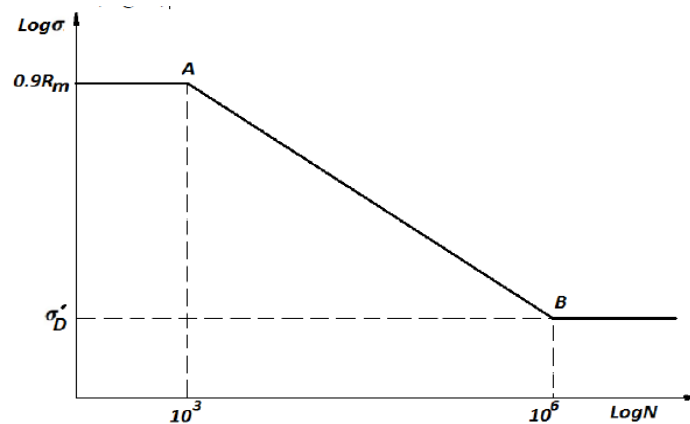


Figure I.16. Courbe de Wöhler approximée. [1]

$$\sigma = 0.9R_m \cdot \left( \frac{\sigma'_D}{0.9R_m} \right)^{\frac{1}{3}(\text{Log}N-3)} \quad (4)$$

L'expression (4) permet de connaître le niveau de contrainte lorsque le nombre de cycles N est connu.

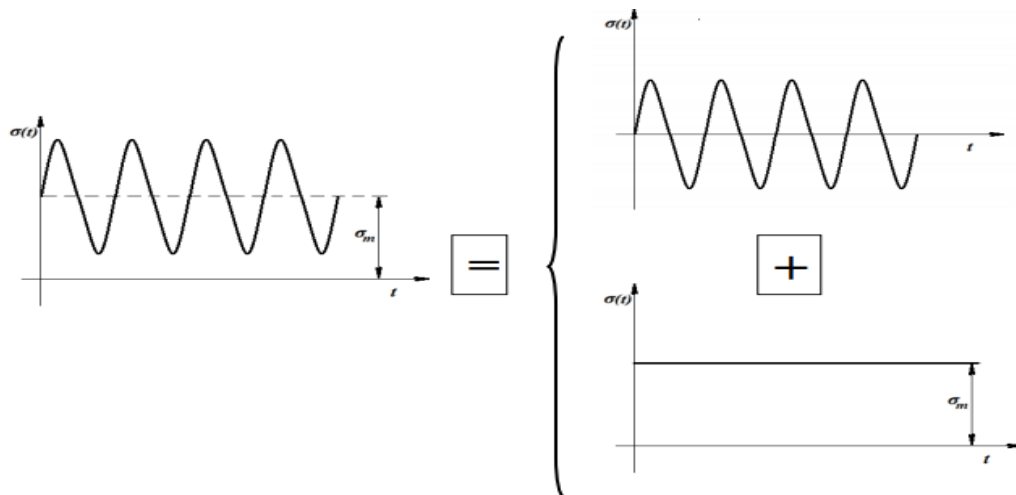
En écrivant l'expression (4) inversement c.à.d.  $N = f(\sigma)$  on obtiendra :

$$N = 1000 \left( \frac{\sigma}{0.9R_m} \right)^{\left[ \frac{3}{\text{Log} \frac{\sigma'_D}{0.9R_m}} \right]} \quad (5)$$

L'expression (5) permet de connaître le nombre de cycles N lorsque le niveau de contrainte est connu [1].

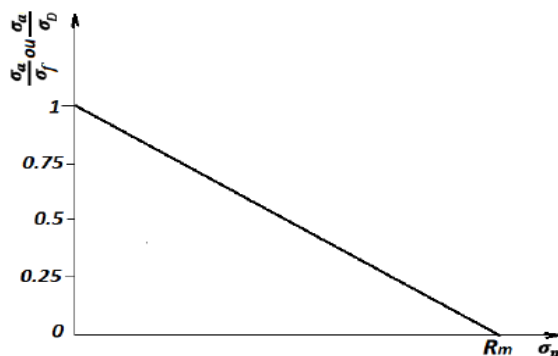
**I.5. Contrainte non complètement renversée**

Une sollicitation à contrainte non complètement renversée peut être considérée la superposition de deux sollicitations l'une à contrainte complètement renversée et l'autre statique (Fig. 19) [1].



**Figure I.17.** La contrainte non complètement renversée est la résultante de deux contraintes l'une complètement renversée et l'autre constante. [1]

**I.6. Diagramme de Goodman**



**Figure I.18.** Diagramme de Goodman. [1]

Equation de la droite de Goodman :

Cas d'endurance limitée :  $\frac{\sigma_a}{\sigma_D} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1$  (6)

Cas d'endurance illimitée :  $\frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1$  (7)

Coefficient de sécurité :

Dans le cas de vie finie :  $F_s = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_D} + \frac{\sigma_m}{R_m}}$  (8)

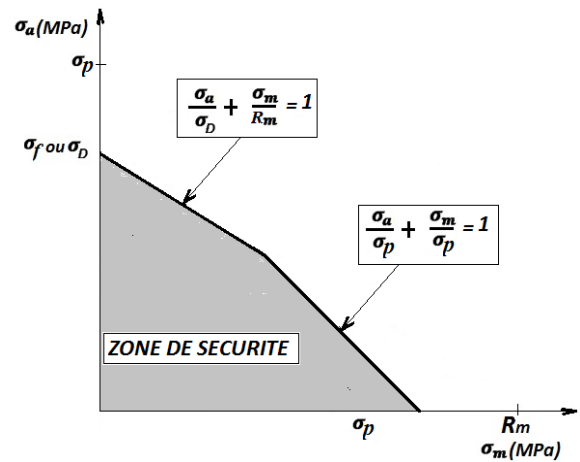
Dans le cas de vie infinie :  $F_s = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{R_m}}$  (9)

**I.7. Diagramme de Goodman modifié**

**I.7.1. Cas d'écoulement plastique**

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\sigma_a}{\sigma_D} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1 \\ \frac{\sigma_a}{\sigma_p} + \frac{\sigma_m}{\sigma_p} = 1 \text{ ou } \frac{\sigma_{max}}{\sigma_p} = 1 \end{array} \right. \text{ (Vie infinie)} \quad (10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1 \\ \frac{\sigma_a}{\sigma_p} + \frac{\sigma_m}{\sigma_p} = 1 \text{ ou } \frac{\sigma_{max}}{\sigma_p} = 1 \end{array} \right. \text{ (Vie finie)} \quad (11)$$



**Figure I.19.** Diagramme de Goodman modifié en cas d'écoulement plastique. [1]

Les coefficients de sécurité s'écrivent :

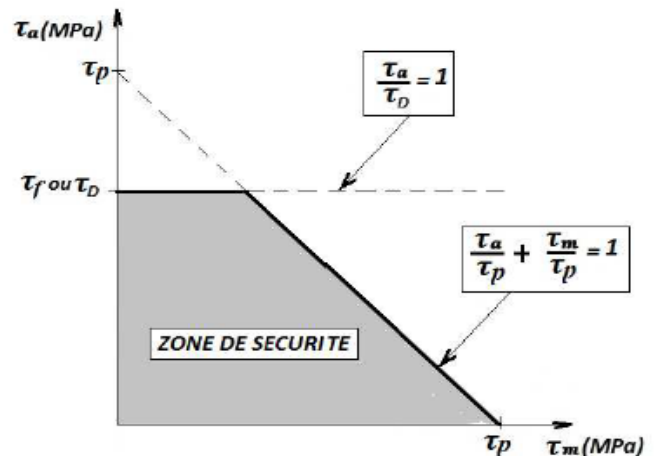
$$\left\{ \begin{array}{l} F_{s1} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_D} + \frac{\sigma_m}{R_m}} \\ F_{s2} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_p} + \frac{\sigma_m}{\sigma_p}} = \frac{\sigma_p}{\sigma_{max}} \end{array} \right. \text{ (Vie infinie)} \quad (12)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{s1} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{R_m}} \\ F_{s2} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_p} + \frac{\sigma_m}{\sigma_p}} = \frac{\sigma_p}{\sigma_{max}} \end{array} \right. \text{ (Vie finie)} \quad (13)$$

**I.7.2. Cas de cisaillement:**

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\tau_a}{\tau_D} = 1 \\ \frac{\tau_a}{\tau_p} + \frac{\tau_m}{\tau_p} = 1 \text{ ou } \frac{\tau_{max}}{\tau_p} = 1 \end{array} \right. \text{ (Vie infinie)} \quad (14)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\tau_a}{\tau_f} = 1 \\ \frac{\tau_a}{\tau_p} + \frac{\tau_m}{\tau_p} = 1 \text{ ou } \frac{\tau_{max}}{\tau_p} = 1 \end{array} \right. \text{ (Vie finie)} \quad (15)$$



**Figure I.20.** Diagramme de Goodman modifié Cas de cisaillement. [1]

Les coefficients de sécurité s'écrivent :

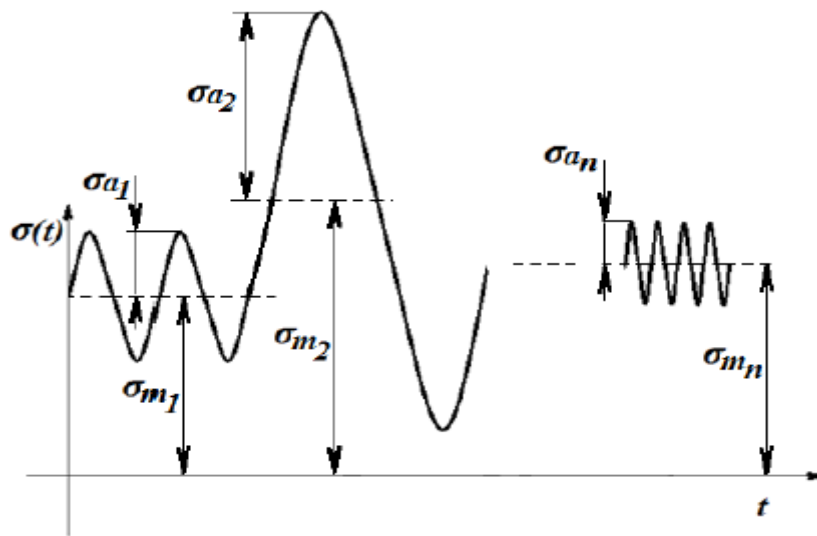
$$\left\{ \begin{array}{l} F_{s1} = \frac{1}{\tau_a} = \frac{\tau_D}{\tau_a} \\ F_{s2} = \frac{1}{\tau_p + \tau_m} = \frac{\tau_p}{\tau_{max}} \end{array} \right. \quad \text{(Vie infinie)} \quad (16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{s1} = \frac{1}{\tau_a} = \frac{\tau_f}{\tau_a} \\ F_{s2} = \frac{1}{\tau_p + \tau_m} = \frac{\tau_p}{\tau_{max}} \end{array} \right. \quad \text{(Vie finie)} \quad (17)$$

**I.8. Contrainte à amplitude variable (Loi de Miner)**

La loi de Miner est valable pour le cas de contrainte complètement renversée seulement il faut appliquer le critère de Goodman pour les calculs nécessaires (Fig. 21). [1]

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = 1 \quad (18)$$



**Figure I.21.** Chargement à plusieurs régimes à contrainte non complètement renversée. [1]

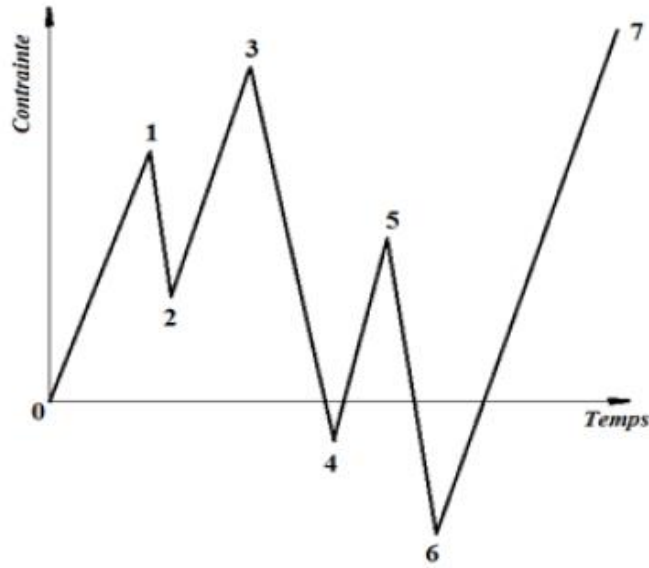
**I.9. Méthode pratique (Rainflow proprement dit)**

La méthode Rainflow (goutte de pluie) est inspirée de la pagoda (Fig. 22)



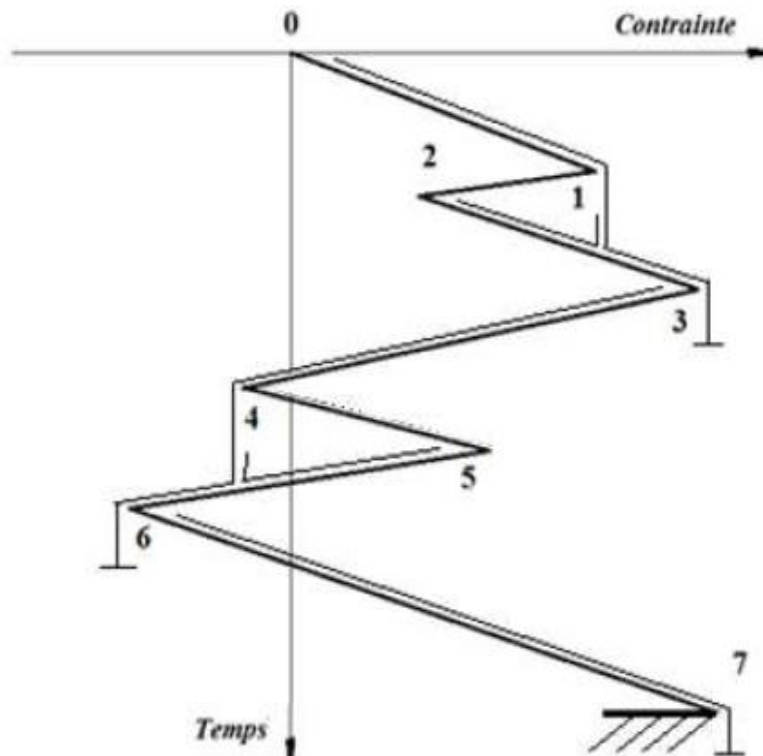
**Figure I.22.** Pagoda. [32]

Soit un processus des extrema obtenu en réduisant un signal (Fig. 23)



**Figure I.23.** Processus des extrema.

Retournons le 90° dans le sens horaire d'aiguille d'une montre (Fig. 24).



**Figure I.24.** Rainflow.

L'écoulement commence en vallée 0 arrive en pointe 1 et continue à couler car la vallée 2 est moins négative que 0 jusqu'en 3 ou elle s'arrête car la vallée 4 est plus négative que 0. Nous avons un demi-cycle (0-1-3).

L'écoulement sortant de 2 est stoppée par le précédent. Nous avons un cycle (2-1). L'écoulement commençant au sommet 1 et stop en 2 car le sommet 3 est plus positif que 1. Nous avons un demi-cycle. Et ainsi de suite.... [1]

### Règles de la technique Rainflow

\*Si la chute commence à partir d'un sommet:

- La chute s'arrêtera si elle rencontre un sommet opposé plus positif que celui du départ.
- Elle s'arrêtera également si elle rencontre le chemin parcouru par un autre écoulement.
- La chute peut tomber sur un autre toit et continuer à glisser selon les règles a et b

\*\*Si la chute commence à partir d'une vallée:

- La chute s'arrêtera si la chute rencontre une vallée plus profonde que celle du départ
- La chute s'arrêtera si elle croise le chemin d'une goutte provenant d'une vallée précédente
- La chute peut tomber sur un autre toit et continuer selon les règles d et e.

Chaque cycle ou demi-cycle a sa propre étendue  $\Delta S_i$  égale à la longueur horizontale du commencement à l'arrêt. [1]

Les résultats se rapportent à un tableau comme suit :

Repère	Cycle	Etendue de contraintes (MPa)
0 - 1 - 3	0.5	$S_3 - S_0$
2-1	1	$S_1 - S_2$
3 - 4 - 6	0.5	$S_3 - S_6$
5 - 4	1	$S_5 - S_4$
6 - 7	0.5	$S_7 - S_6$

### Remarque :

- Cas de chargement répété par bloc (n blocs)

On applique la méthode de Rainflow pour un bloc et le résultat sera multiplié par le nombre de blocs (Fig. 25).

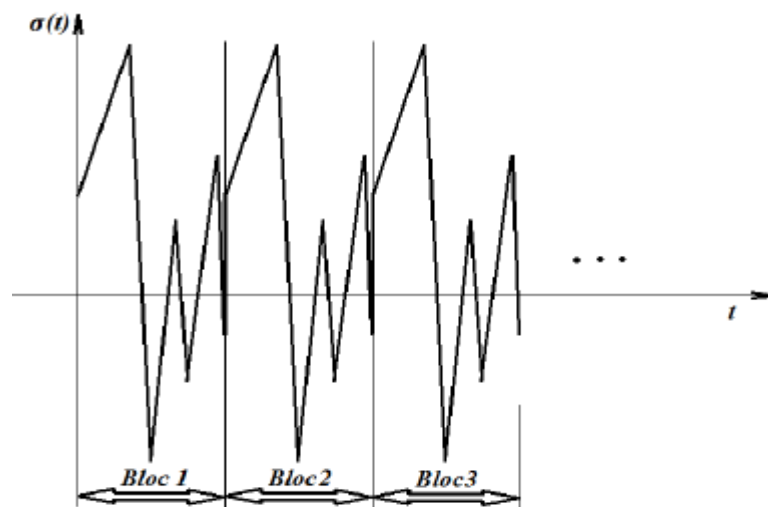


Figure I.25. Chargement répété par blocs. [1]

*Chapitre II :*

*Analyse des efforts*

*agissant sur le mécanisme*

## Chapitre II: Analyse des efforts agissant sur le mécanisme

Dans cette partie on s'intéresse aux efforts qui agissent sur le mécanisme bielle-manivelle, pour cela ce chapitre sera divisé en deux parties la première traitera les données thermiques et la seconde traitera les données cinématiques et dynamiques.



Figure II.1. Moteur en ligne. [6]

### II.1. Technologie du moteur Diesel

#### II.1.1. Introduction

Un moteur est un dispositif transformant une énergie non-mécanique (éolienne, chimique, électrique, thermique par exemple) en une énergie mécanique ou travail. [6]

Les moteurs Diesel, dont la combustion est déclenchée par l'injection de gazole sous pression dans de l'air fortement comprimé, il se produit alors une auto-inflammation, ce qui signifie que le mélange s'enflamme spontanément. [7]

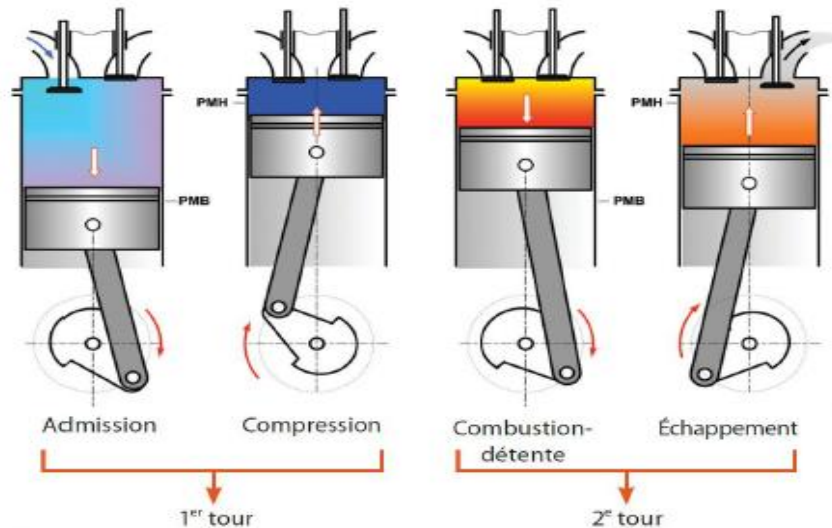
#### II.1.2. Historique

- 1700 : Moteurs à vapeur
- 1860 : Moteur de Lenoir
- 1862 : Beau d Rochas définissent le principe du cycle de fonctionnement des moteurs à combustion interne
- 1867 : Moteur d'Otto
- 1876 : Moteur 2temps par Dugan Clark
- 1880 : Otto invente le moteur à 4temps à allumage par bougie
- 1892 : R. Diesel invente le moteur 4 temps à allumage par compression
- 1957 : Wankel invente le moteur à piston rotatif. [8]

### II.1.3. Les quatre temps du moteur diesel

C'est l'ensemble des phases successives nécessaires pour transformer l'énergie calorifique produite dans le cylindre en énergie mécanique :

Le cycle débute avec le piston au point mort haut PMH et se réalise en 2 tours de manivelle c'est-à-dire en 4 courses de piston. [9]



**Figure II.2.** Les quatre temps du moteur Diesel. [9]

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne se décompose en étapes élémentaires plus connues sous le nom de temps moteur.

Un temps moteur correspond à un trajet du PMH vers le PMB, ou inversement (soit un demi tour de vilebrequin). [10]

### II.1.4. Cycle d'un moteur diesel à 4 temps

Un cycle est une suite d'opérations qui se succèdent dans un ordre bien défini et à la fin desquelles il est prêt de recommencer. Sur les automobiles, on utilise surtout les moteurs à 4 temps dont lesquels la combustion du gasoil se déroule en 4 phases, ces 4 temps sont:

- L'admission.
- La compression.
- La détente.
- L'échappement. [9]

### II.1.5. Constitution d'un moteur Diesel

#### a) Bloc moteur :

C'est la pièce maîtresse du moteur. Il est généralement coulé en fonte d'une seule pièce. Les cylindres peuvent être usinés ou évidés pour recevoir des chemises. Une circulation d'eau assure son refroidissement. Afin de vidanger le circuit d'eau, le bloc cylindre est muni d'un bouchon de vidange placé au point le plus bas du cylindre.



**Figure II.3.** Bloc moteur. [19]

**b) Vilebrequin :**

Transformation de la force transmise par la bielle en un couple moteur par conséquent l'entraînement en rotation des organes annexes et des accessoires en liaison avec la transmission. L'ensemble bielle-manivelle transforme le mouvement rectiligne alternatif du piston en un mouvement circulaire. [11]



**Figure II.4.** Vilebrequin. [20]

**c) Bielle :**

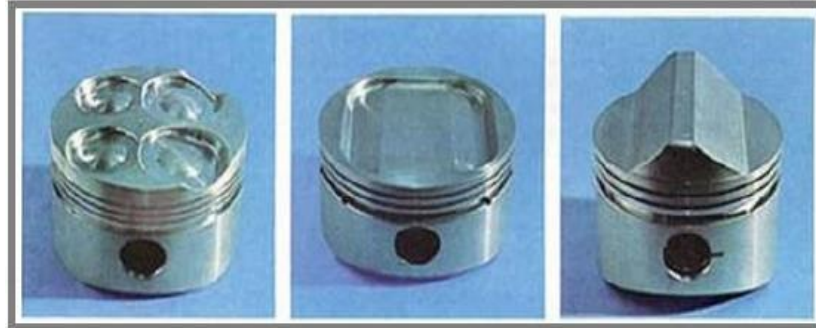
C'est une pièce de forme rectiligne allongé [12]. Elle constitue l'élément intermédiaire entre le mouvement rectiligne alternatif du piston et le mouvement circulaire du vilebrequin. [11]



**Figure II.5.** La bielle. [12]

**e) Piston :**

C'est une pièce ouverte à sa partie inférieure, il coulisse à l'intérieure du cylindre, sa face supérieure est soumise à la poussé des gaz et la transmit à la bielle à quelle il est relié par un axe. [12]



**Figure II.6.** Le piston. [8]

**II.2. Etude thermique**

Le calcul thermique du moteur a pour but de déterminer les paramètres thermodynamiques nécessaires pour la détermination des efforts agissant sur le mécanisme bielle-vilebrequin.

**II.2.1. Données de départ**

Le moteur diesel A170 CDI fonctionne avec les paramètres suivants :

- Energie : diesel turbo
- Vitesse maximale : 176 km/h.
- Puissance maxi 90ch à 4200 tr/min.
- Couple maxi 1600 à 3200 tr/min.
- Alésage & Course : 80.0 \* 84.0 mm
- Nombre de cylindres : n= 4 en ligne 1986 cm<sup>3</sup>
- Nombre de soupapes : 16
- Taux de compression :  $\epsilon=19.5$
- Ordre d'allumage : 1-4-2-3.
- Le moteur 170 CDI est un moteur Diesel à quatre temps suralimenté par un turbocompresseur+ intercooler.

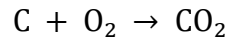
**II.2.2. Calcul des paramètres thermiques****II.2.2.1. Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible**

On a les composantes du combustible de gasoil : [30]

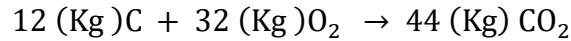
- 87 % e carbone ( $gC = 0,87$ ).
- 12.6 % d'hydrogène ( $gH_2 = 0.126$ )
- 0.4%d'oxygène ( $gO_2 = 0.004$ )

- Le pouvoir calorifique du combustible :
- $H_u = 42500 \text{ KJ / Kg}$

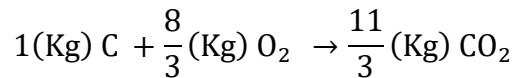
On suppose que la combustion du carbone a lieu d'après l'équation :



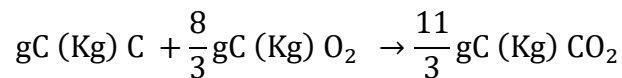
Pour 1 Kilo mole de Carbone on a :



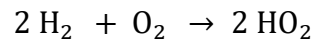
Pour 1 Kg de carbone, on trouve facilement :



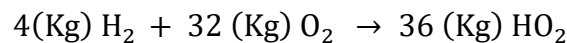
Si la teneur en carbone d'un combustible donné est égale à  $g_C$ , on aura :



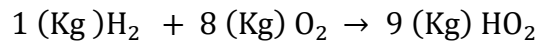
Pour l'oxydation de l'hydrogène on peut écrire :



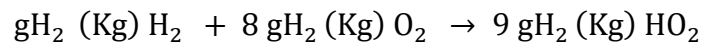
D'où :



Et encore :



Si la teneur en hydrogène est égale à  $g_{H_2}$ , nous avons :



La somme de  $8 g_{H_2} \text{ (Kg) O}_2$  et  $\frac{8}{3} g_C \text{ (Kg) O}_2$  est la quantité d'oxygène nécessaire pour assurer la combustion de  $g_C \text{ (Kg) C}$  et  $g_{H_2} \text{ (Kg) H}_2$

Donc la quantité  $l_0$  d'air nécessaire pour brûler  $g_C \text{ (Kg) C}$  et  $g_{H_2} \text{ (Kg) H}_2$

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3} g_C + 8 g_{H_2} - g_{O_2}}{0.23}$$

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}(0.87) + 8(0.126) - 0.004}{0.23}$$

$$l_0 = 14.452 \left[ \frac{\text{Kg d' air}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

Ou bien :

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{\text{air}}}$$

$\mu_{\text{air}} = 28,97 \text{ Kg / Kmol}$  (La masse molaire d'air)

$$L_0 = \frac{14,452}{28,97} = 0,498 \left[ \frac{\text{Kg d' air}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

Soit :

$$L_0 = \frac{14,452}{28,97} = 0,5 \left[ \frac{\text{Kg d' air}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

### II.2.2.3. Quantité de charge fraîche

$$M_1 = \alpha \cdot L_0$$

$$\alpha = 1,8$$

$$M_1 = 1,8 \cdot 0,5 = 0,9 \left[ \frac{\text{Kg d' air}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

### II.2.2.4. Quantité des produits de combustion

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{gC}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \left[ \frac{\text{Kg d' air}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{gH_2}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \left[ \frac{\text{Kg d' air}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 (\alpha - 1)L_0 = 0,21 \cdot (1,8 - 1) \cdot 0,5 = 0,084 \left[ \frac{\text{Kg d' air}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,78 (\alpha - 1)L_0 = 0,78 \cdot (1,8 - 1) \cdot 0,5 = 0,711 \left[ \frac{\text{Kg d' air}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

La quantité des produits de combustion :

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}$$

Donc :

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,084 + 0,711$$

$$M_2 = 0,93 \left[ \frac{\text{Kg d' air}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

### II.2.2.5. Coefficient de variation molaire théorique

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

Donc :

$$\beta_0 = \frac{0,93}{0,9} = 1,033$$

### II.2.2.6. Coefficient de variation molaire réel :

$$\beta = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

Avec :

$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}$  : Coefficient de gaz résiduel variant de 0,03 à 0,06 pour les moteurs Diesel

On prend :

$$\gamma_r = 0,035$$

$$\beta = \frac{1,033 + 0,035}{1 + 0,035}$$

Soit :

$$\beta = 1,0318$$

### II.2.2.7. Cycle thermodynamique

Un moteur diesel fonctionne suivant le cycle ci-dessous :

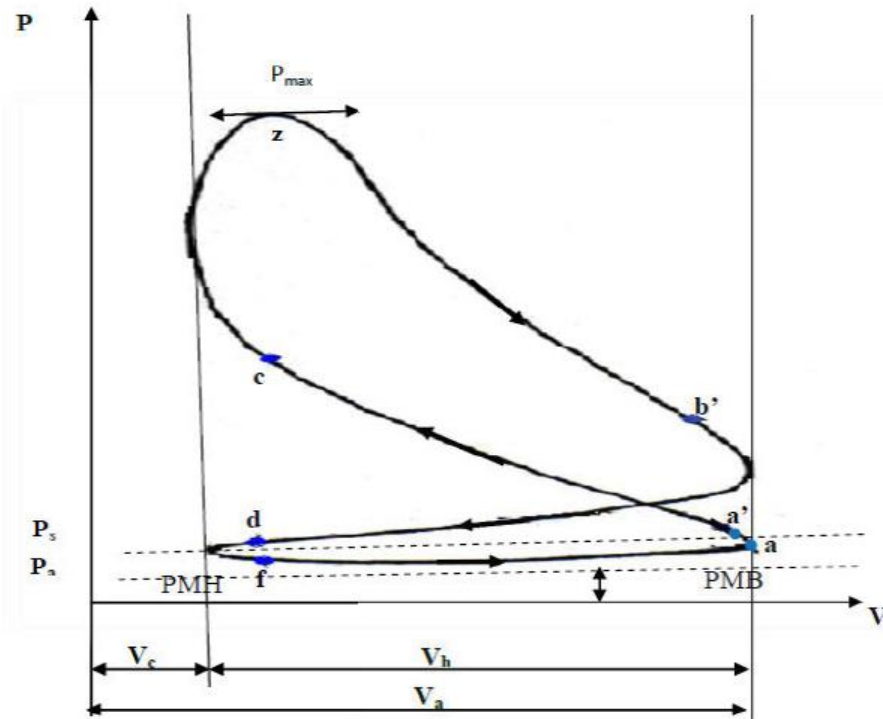


Figure II.7. Cycle réel d'un moteur diesel suralimenté. [31]

### II.2.2.8. Processus d'admission

L'admission consiste dans le remplissage aussi complet du cylindre par la charge fraîche. Sur le plan physique, c'est le résultat de dépression entre le cylindre et l'environnement. En effet, lorsque le piston descend du PMH au PMB il crée un vide partiel dans le cylindre que l'air vient combler par le système d'admission. Plus de charge fraîche entrera dans le cylindre plus grand puissance de moteur sera obtenue.

### II.2.2.9. Température à la sortie du compresseur : [33]

$$T_s = T_0 \left( \frac{P_s}{P_0} \right)^{\frac{n_s - 1}{n_s}}$$

$T_s$  : Température à la sortie du compresseur.

$T_0$  : Température de l'air ambiant ;  $T_0 = 290$  K

$P_s$  : Pression de suralimentation ;  $P_s = 1,25 \cdot 10^5$  Pa

$P_0$  : Pression de l'air ambiant ;  $P_0 = 1 \cdot 10^5$  Pa

$n_s$  : Exposant poly tropique du compresseur ;  $n_s = 1.7$

$$T_s = 290 \cdot \left( \frac{1,25 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,7-1}{1,7}}$$

On aura finalement

$$T_s = 317,90K$$

### II.2.2.10. Température enfin d'admission

On a :

$$T_a = \frac{T_{sr} + \Delta T + T_{res} \cdot \gamma_r \cdot \varphi_p}{1 + \gamma_r} T_{sr} : \text{Température de l'air à la sortie du réfrigérant d'air}$$

D'après la mesure expérimentale de  $T_{sr}$  on a :

$$T_{sr} = 317,90K$$

$\Delta T$  : (20 à 40)°C

On prend :  $\Delta T = 30^\circ C$

$T_{res}$  : Température des gaz résiduels.

$T_{res} = (700 \text{ à } 900)K$

On prend :  $T_{res} = 800K$  et  $\varphi_p = 1$

#### Remarque :

La perte de charge à travers le refroidisseur d'air est très faible ce qui fait la pression de la sortie du compresseur est proche à celle de la sortie du réfrigérant d'air ( $P_s = P_k$ )

$$T_a = \frac{317,90 + 30 + 800 \cdot 0,035 \cdot 1}{1 + 0,035}$$

$$T_a = 363,26 K$$

### II.2.2.11. Pression en fin d'admission

On a :  $P_a = (0,9 \text{ à } 0,95) \cdot P_{sr}$

On prend

$$P_a = 0,92 \cdot P_s$$

$$P_a = 0,92 \cdot 1,25 \cdot 10^5$$

$$P_a = 1,15 \cdot 10^5 Pa$$

### II.2.2.12. Coefficient de remplissage

On a :

$$\eta_v = \frac{\varphi_{chap} \cdot \varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a (1 + \gamma_r)}$$

$\varphi_{chap}$  : Coefficient charge d'appointe; on prend  $\varphi_{chap} = 1$ .

$$\eta_v = \frac{1.19.5}{19.5-1} * \frac{1.15.10^5}{1.25.10^5} * \frac{317,90}{363,26(1+0.035)} = 0,845$$

### II.2.2.13. Pression vers la fin de compression

On a:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$n_1$  : (1.34 à 1.39)

On prend :  $n_1 = 1.3$

$$P_c = 1,15 \cdot 10^5 \cdot 19.5^{1.38} = 69.33 \cdot 10^5 Pa$$

### II.2.2.14. Température vers la fin de compression

On a:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$$

$$T_c = 363,26 \cdot 19.5^{1.38-1} = 1123.13 K$$

### II.2.2.15. Phase combustion

La combustion du mélange carburé se passe immédiatement dans la chambre de combustion.

La difficulté la plus importante est constituée par la brièveté du temps disponible pour la pulvérisation du gasoil, son évaporation et son mélange avec l'air.

La combustion vive se déclenche après un certain délai d'inflammation, l'augmentation du délai accroît la quantité de combustible présent dans la chambre de combustion au moment de l'inflammation et de la brusque montée en pression. Le délai d'inflammation influe sensiblement sur la pression maximale du cycle.

### II.2.2.16. Pression maximale du cycle

On a :

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$\lambda$ : Taux d'augmentation de la pression.

Par expérience (1,6 à 2,5) (pour les moteurs diesel à injection directe et formation du mélange dans le volume de la chambre de combustion).

On prend  $\lambda = 2$

$$P_z = 2 * 69.33 \cdot 10^5 = 138,66 \cdot 10^5 Pa \quad [32]$$

## II.3. Etude cinématique et dynamique du système Bielle-vilebrequin

### II.3.1. Généralités

L'intérêt de cette étude est de déduire les formules qui caractérisent les mouvements du piston, bielle et du vilebrequin, elle sert à trouver la relation qui lie le déplacement, la vitesse et l'accélération en fonction de l'angle de la rotation du vilebrequin.

A la fin de cette étude on peut facilement tracer les graphiques du déplacement, vitesses accélération du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. [14]

### II.3.2. Données de départ

L'alésage :  $D = 85 \text{ mm}$

Longueur de la bielle :  $L = 140 \text{ mm}$ .

Course du piston :  $S = 89 \text{ mm}$ .

Rayon de la manivelle :  $R = S / 2 = 44.5 \text{ mm}$

Le rapport du rayon de la manivelle par rapport longueur de la bielle :  $\lambda = R / L = 0.3178$

La vitesse angulaire de la manivelle :  $\omega = \pi \cdot \frac{N}{30} = \frac{(3.14 \cdot 6000)}{30} = 628 \text{ rad/S}$

Section de piston :  $A_P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 5672 \text{ mm}^2$

Masse volumique de l'acier :  $\rho_b = 8000 \text{ kg/m}^3$

### II.3.3. Principe du système bielle manivelle

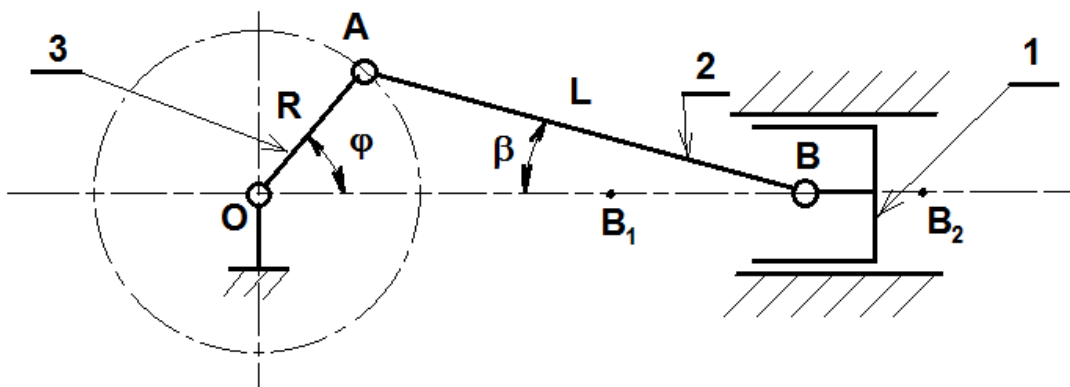


Figure II.8. Système bielle-manivelle.

$B_1$  : Point mort bas

$B_2$  : Point mort haut

1 : Piston

2 : Bielle de longueur  $L$

3 : Manivelle de longueur  $R$

A : Maneton

B : Pied de la bielle

#### II.3.3.1. Etude cinématique du système Bielle- vilebrequin

##### II.3.3.1.1. Fonction de déplacement du piston $X = f(\varphi)$

La figure (Fig. 9) illustre les paramètres cinématiques du mécanisme de bielle-manivelle

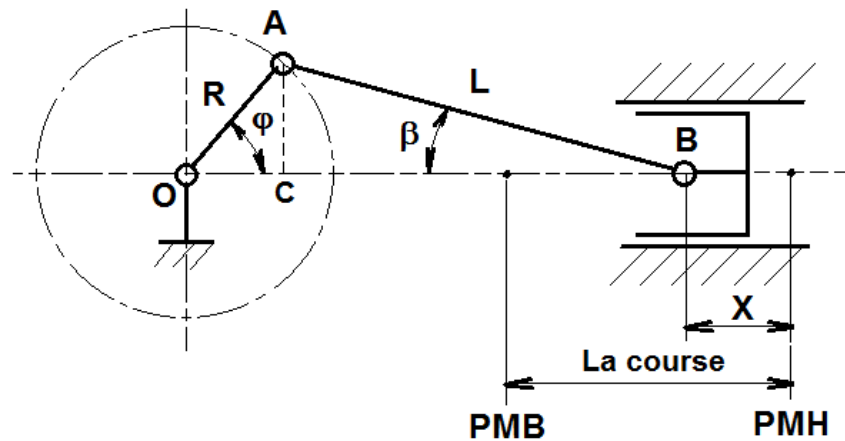


Figure II.9. Paramètres cinématiques du système bielle-manivelle.

$\beta$ : L'angle que fait la bielle avec l'axe du cylindre.

$\varphi$ : L'angle de rotation de vilebrequin.

De ces équations on aura la relation la suivante :

$$X = (R + L) - (L \cdot \cos\beta + R \cdot \cos\varphi)$$

Il est préférable d'exprimer la relation précédente seulement en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin  $\varphi$  :

En rappelant que :  $\lambda = L / R$

L'expression du déplacement s'écrit :

$$X = R[(1 + 1/\lambda) - (\cos\varphi + (1/\lambda) \cdot \cos\beta)]$$

$$\beta = f(\varphi)$$

Soit :  $AC = R \cdot \sin\varphi = L \cdot \sin\beta$

Et comme :  $\sin\beta = \lambda \cdot \sin\varphi$

$$\sin^2 \beta = \lambda^2 \sin^2 \varphi \quad \text{s'écrit :} \quad 1 - \cos^2 \beta = \lambda^2 \sin^2 \varphi$$

$$\cos^2 \beta = 1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi \quad \text{encore :} \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$$

On prend seulement les deux premiers termes du développement et on aura donc [15]:

$$\cos\beta \approx 1 - (1/2) \cdot (\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi)$$

$$\text{Et :} \quad X = R [(1 - \cos\varphi) + (\sin^2 \varphi) / 2 \lambda]$$

$$\text{On a :} \quad \sin^2 \varphi = (1 - \cos^2 \varphi) / 2$$

$$\text{Donc :} \quad X = R [(1 - \cos\varphi) + (1 - \cos^2 \varphi) / 4 \lambda] \quad [34]$$

### II.3.3.1.2. Fonction de Vitesse du piston $V = f(\varphi)$

La vitesse de déplacement du piston est obtenue par la dérivation de l'équation de déplacement par rapport au temps c'est-à-dire :

$$V = dX/dt = (dX/d\varphi) \cdot (d\varphi/dt)$$

Avec :

$$(d\varphi/dt) = \omega$$

Alors :

$$V = \omega \cdot (dX/d\varphi)$$

$$V = R \cdot \omega \cdot [\sin\varphi + (\sin 2\varphi)/2\lambda]$$

### II.3.3.1.3. Accélération du piston a

La dérivation de l'équation de la vitesse ou le deuxième dérivé du déplacement du piston par rapport au temps nous donnera l'expression de l'accélération: [15]

$$\mathbf{a} = d^2X/d^2t = dV/dt = (dV/d\varphi) \cdot (d\varphi/dt)$$

$$\mathbf{a} = R \cdot \omega^2 \cdot [\cos\varphi + (\cos 2\varphi)/\lambda]$$

Calculons  $a_{\max}$  et  $a_{\min}$  qui sont respectivement les valeurs max et min de l'accélération. L'accélération sera maximale ou minimale si :

$$da/dt = 0$$

$$R \cdot \omega^3 \cdot \sin\varphi \cdot (1 + 4 \cdot \lambda \cdot \cos\varphi) = 0$$

Or :

$$R \cdot \omega^3 \neq 0$$

Alors :

$$\sin\varphi = 0 \quad \text{d'où :} \quad \varphi = n\pi$$

Alors la solution de l'équation ; (n = 0, 1, 2, 3,4)

$$\cos\varphi = -1/(4 \cdot \lambda) \quad \text{d'où :} \quad \cos\varphi = -0,4746 \quad \text{et} \quad \varphi = 118,33^\circ$$

Donc les valeurs optimales de l'accélération sont :

$$a_{\max} = R \cdot \omega^2 \cdot [1 + \lambda] = 23127.50 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\min} = R \cdot \omega^2 \cdot [\cos 118,33 + \lambda \cdot \cos 118,33] = -10975.138 \text{ m/s}^2 \quad [34]$$

### II.3.3.2. Etude dynamique du système Bielle- vilebrequin

La bielle et le piston ne sont pas animés de mouvements uniformes de rotation ou de translation ce qui engendre des forces d'inertie importants dans le système bielle-manivelle. La bielle est mise en mouvement par l'action motrice du maneton, lorsque l'arbre est moteur, par la poussée du piston ou de sa premier cas, elle transmet le mouvement au piston, dans le deuxième elle le transmet à la manivelle, puis à l'arbre. [16]

#### II.3.3.2.1. Calcul des masses

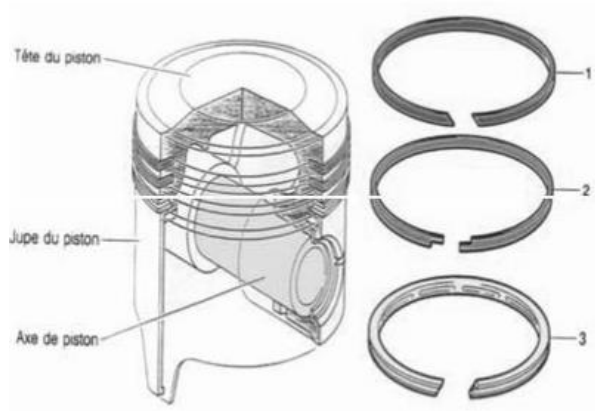
Les masses des organes en mouvement utilisées dans l'étude dynamique :

##### a) Masse du groupe piston ( $m_{gp}$ ):

La masse du groupe piston ( $m_{gp}$ ) englobe la masse du piston proprement dit ( $m_p$ ) + la masse de l'axe du piston ( $m_a$ ) + la masse des circlips de l'axe du piston ( $m_c$ ) + la masse des segments( $m_s$ ).

Donc :

$$m_{gp} = m_p + m_c + m_s + m_a$$



**Figure II.10.** Masse du groupe piston. [14]

$$m_p = 143.84 \text{ g}$$

$$m_c = 0,72\text{g}$$

Il s'agit de 2 circlips :

$$m_c = 0,72 \times 2$$

$$m_c = 1,44\text{g}$$

$$m_s = m_{s1} + m_{s1} + m_{s3}$$

$$= 5,19 + 5,69 + 5,69$$

$$m_s = 16,57\text{g}$$

$$m_a = 36.94 \text{ g}$$

$$m_{gp} = 143.84 + 1,44 + 16,57 + 36.94$$

$$m_{gp} = 198.79\text{g}$$

**b) Masse de la bielle ( $m_b$ ) :**

Pour simplifier les calculs, on remplace la masse totale de la bielle par deux masses fictives concentrées, il existe plusieurs méthodes de remplacement dont la plus utilisée est le remplacement par deux masses c'est-à-dire :

$$m_b = m_1 + m_2$$

Avec :

- $m_1$  : partie de la masse de la bielle concentrée au pied de la bielle et qui participe au mouvement de translation.
- $m_2$  : partie de la masse de bielle concentrée à la tête de la bielle et qui participe au mouvement de rotation.

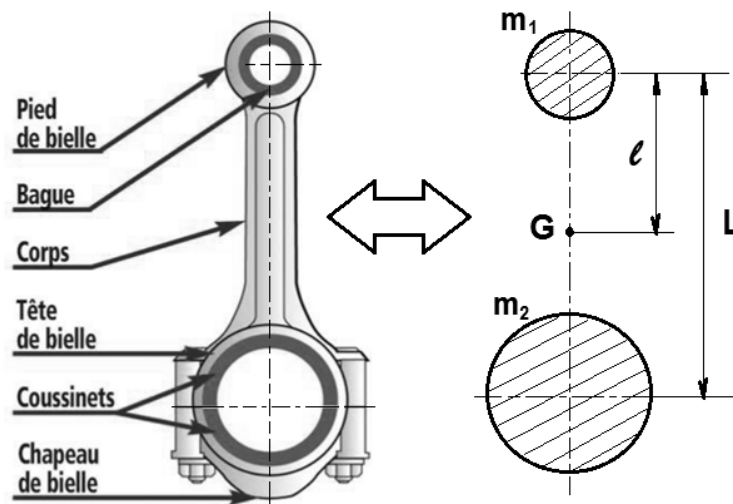


Figure II.11. Masses de la bielle. [14]

Détermination de  $m_1, m_2$  :

On a:

$$\begin{cases} m_1 + m_2 = m_b \\ m_1 \cdot l = m_2 \cdot (L - l) \end{cases}$$

$$m_1 = m_b \cdot \left(1 - \frac{l}{L}\right)$$

$$m_2 = m_b \cdot \left(\frac{l}{L}\right)$$

Les données concernant la bielle sont extraites avec SolidWorks :

$$l = 124.5 \text{ mm}$$

$$L = 140 \text{ mm}$$

$$V_b = 85271.92 \text{ mm}^3$$

$$m_b = V_b \cdot \rho_b = 85.27 \cdot 10^{-6} \cdot 8 = 682.16 \text{ g}$$

$$m_1 = 682.16 \cdot \left(1 - \frac{124.5}{140}\right)$$

$$m_1 = 75.52 \text{ g}$$

$$m_2 = 682.16 \cdot \left(\frac{124.5}{140}\right)$$

$$m_2 = 606.62 \text{ g}$$

c) Masse du coude du Vilebrequin ( $m_c$ ) :

$$m_c = m_m + 2 \cdot m_{fl}^R + 2 \cdot m_{fl}^p \quad [34]$$

Où :

$m_m$  : Masse de maneton sans bras.

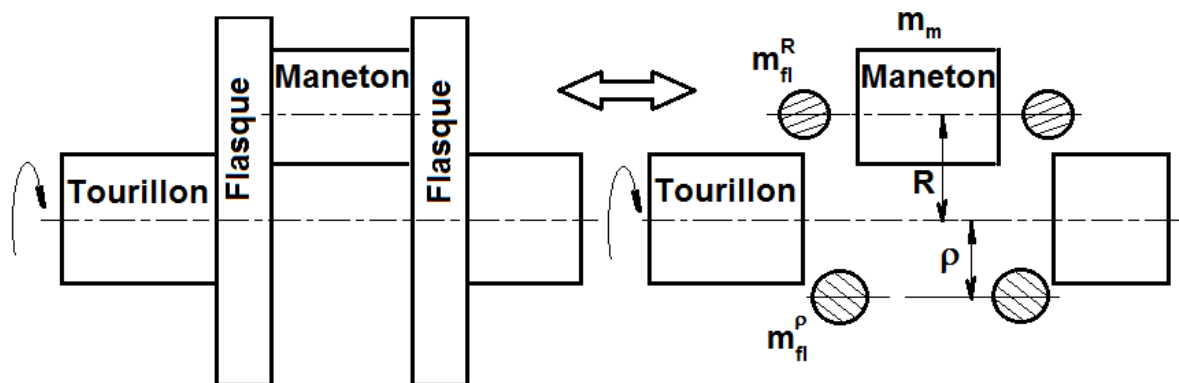
$$m_m = 66051.99 \cdot 10^{-6} \cdot 8 = 528.4$$

$m_{fl}^R$  : Masse des bras concentrées au maneton.

$$m_{fl}^R = 82741.70 \cdot 10^{-6} \cdot 8 = 661.92$$

$m_{fl}^p$  : Masse des bras concentrées au tourillon.

$$m_{fl}^p = 223969.53 * 10^{-6} * 8 = 1791,75$$



**Figure II.12.** Masse du coude du vilebrequin.

D'après le principe d'équilibre des forces centrifuges on a :

$$m_{fl}^R \cdot R \cdot \omega^2 = m_{fl}^p \cdot \rho \cdot \omega^2$$

On en déduit:

$$\rho = -24.90$$

$$m_{fl}^R = (\rho / R) \cdot m_{fl}^p \quad [34]$$

**d) Masses en mouvement de translation ( $m_t$ ) :**

$$m_t = m_{gp} + m_1$$

$$m_t = 198.79 + 75.52$$

$$m_t = 274.31 \text{ g}$$

**e) Masses en mouvement de rotation ( $m_r$ ) :**

$$m_r = m_c + m_2$$

$$m_r = 12820,38 + 606.62$$

$$m_r = 13253.85 \text{ g}$$

On négligera l'effet du poids des pièces et du frottement ainsi que le couple résiduel dû à la substitution de la bielle par un système à deux masses.

Conformément au principe de D'Alembert, chaque organe est à tout instant en équilibre sous l'action des :

- Forces directement appliquées (pression des gaz).
- Forces de liaison (réactions des appuis).
- Forces d'inerties [14]

### II.3.3.2.2. Efforts agissant sur l'axe du piston

Lors de la combustion, l'axe du piston est soumis à un effort de pression considérable  $F_g$ . En plus cet effort l'axe du piston est soumis à l'effort d'inertie des masses en mouvement de translation  $F_j$ .

Donc :

$$F_{\text{axe}} = F_g + F_j$$

Où :

$F_{\text{tot}}$  : Force résultante agissant sur le piston

$F_g$  : Force provoquée par la pression des gaz brûlés.

$F_j$  : L'effort d'inertie de la masse du piston.

**a) Forces d'inertie ( $F_j$ ) :**

$$F_j = -m_t \cdot a = -m_t \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos\varphi)$$

$$F_j = -m_t \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi - m_t \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$$

$$F_j = F_{j1} + F_{j2}$$

Où :

$F_{j1} = -m_t \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi$  : Inertie du premier ordre.

$F_{j2} = -m_t \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$  : Inertie du deuxième ordre.

**b) Forces centrifuges :  $P_c$**

C'est la force centrifuge engendrée par le coude du vilebrequin, elle est donnée par :

$$F_c = m_r \cdot R \cdot \omega^2$$

Tant que  $\omega$  est constante la force centrifuge reste constante aussi ; son point d'application

Est le centre de maneton. **[34]**

**c) Force des gaz ( $F_g$ ) :**

$$F_g = (P_{dia} - P_0)A_p$$

Ou :

$F_g$  : Effort des gaz exercé sur la tête du piston.

$P_{dia}$  : Pression au cours du cycle (diagramme).

$P_0$  : Pression ambiante qui existe au-dessous du piston.

$A_p$  : Surface de la tête du piston.

Telle que :

$$A_p = \pi \cdot D^2 / 4$$

$$A_p = 3,14 \cdot \frac{(0,085)^2}{4} = 0,005671 \text{ m}^2$$

### II.3.3.2.3. Analyse des forces

Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle sont essentiellement comme le montre la figure (Fig. 12):

Avec :

$F_g$ : Résultante des forces des gaz.

$F_j$ : Force d'inertie.

$\vec{F}_{axe}$ : Se décompose en deux composantes :

$$\vec{F}_{axe} = \vec{N} + \vec{F}_b$$

$\vec{N}$ : Effort agissant sur les parois du cylindre.

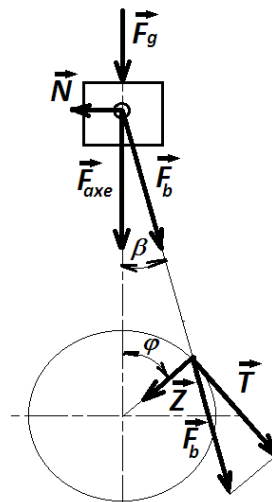
$\vec{F}_b$ : Effort agissant le long de la bielle.

$\vec{F}_b$  à son tour se décompose en deux composantes :

$$\vec{F}_b = \vec{Z} + \vec{T}$$

$\vec{Z}$ : Effort radial agissant sur le palier du vilebrequin.

$\vec{T}$ : Effort tangent tendant à tourner le vilebrequin.



**Figure II.13.** Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle

D'après la figure on peut déterminer ces efforts :

$$F_b = F_{axe} \cdot (1 / \cos \beta)$$

$$\operatorname{tg} \beta = N / F_{axe}$$

$$N = F_{axe} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Et on a aussi :

$$\sin (\varphi + \beta) = T / F_b$$

$$T = F_b \cdot \sin (\varphi + \beta)$$

$$T = F_{axe} \cdot \sin (\varphi + \beta) / \cos \beta$$

$$\cos (\varphi + \beta) = Z / F_b$$

$$Z = F_b \cdot \cos (\varphi + \beta)$$

$$Z = F_{\text{axe}} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Les valeurs de  $\beta$  seront déterminées on fonction de  $\varphi$  :

$$\begin{cases} \sin \beta = Y/L \Rightarrow Y = L \cdot \sin \beta \\ \sin \varphi = \frac{Y}{R} \Rightarrow Y = R \cdot \sin \varphi \end{cases}$$

Et :  $\lambda = R/L$

Alors :

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \varphi)$$

Comme étant fonctions de l'angle de rotation du vilebrequin il est commode de représenter les efforts de gaz et d'inertie en fonction de l'angle la rotation  $\varphi$  :

$$F_g = f(\varphi)$$

$$F_j = f(\varphi)$$

$$F_{\text{axe}} = F_j + F_g = f(\varphi) \quad [34]$$

#### II.3.3.2.4. Effort exercé sur le vilebrequin

C'est le couple total du moteur ; qui est égal au produit de la somme des forces  $T_i$  qui agit sur chaque coude de vilebrequin par le rayon de manivelle :

$$C = \sum_1^n (T_i \cdot R) = R \cdot \sum_1^n T_i \quad (i=1 \dots n)$$

Où :

$n$  : est le nombre de cylindre ( $n=4$ )

Pour déterminer  $C$  il faut connaître les valeurs instantanées des efforts ( $T_i$ ) et pour cela doit connaître l'ordre d'allumage et l'intervalle entre deux allumages successifs.

Dans notre cas l'ordre d'allumage est : 1-4-3-2 [34]

#### II.3.3.2.5. Tracé de la courbe $T = f(\varphi)$

L'effort tangentiel est l'effort responsable de la rotation du vilebrequin donc du couple. On cherche la résultante des efforts agissant en même temps sur les quatre manetons durant un demi-tour.

##### a) Intervalle entre deux allumages successifs

L'intervalle entre deux allumages successifs est donné par la relation suivante :

$$\delta_k = 180^\circ \cdot \tau / i$$

Tel que :

$\tau$  : Nombre de temps.

$i$  : Nombre des cylindres.

$$\delta_k = (180 \cdot 4) / 4 = 180^\circ$$

##### b) Position de chaque piston dans son cycle

Elle est donnée par la relation suivante :

$$\varphi_j = 720^\circ - (J - 1) \cdot \delta_k$$

D'après l'ordre de fonctionnement des pistons on doit compter J

Exemple :

$$\varphi_{\text{I}} = \varphi_1 = 720^\circ = 0^\circ$$

$$\varphi_{\text{II}} = \varphi_2 = 720^\circ - (2 - 1) \cdot 180^\circ = 540^\circ$$

$$\varphi_{\text{III}} = \varphi_3 = 720^\circ - (3 - 1) \cdot 180^\circ = 360^\circ$$

$$\varphi_{\text{IV}} = \varphi_4 = 720^\circ - (4 - 1) \cdot 180^\circ = 180^\circ$$

### c) Décalage entre les quatre pistons

Admission, compression, détente et l'échappement correspondent aux quatre cylindres dans un moteur à quatre temps peuvent être représentés sous forme d'un tableau :

$\theta^0$	$180^0$	$360^0$	$540^0$	$720^0$
1	A	C	D	E
4	C	D	E	A
2	D	E	A	C
3	E	A	C	D

- Pour les valeurs de  $\varphi_1$  variant de ( $0^\circ$ ) à ( $180^\circ$ ), on affectera l'indice (1) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à  $T_1$ .
- Pour les valeurs de  $\varphi_2$  variant de ( $180^\circ$ ) à ( $360^\circ$ ), on affectera l'indice (2) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à  $T_2$ .
- Pour les valeurs de  $\varphi_3$  variant de ( $360^\circ$ ) à ( $540^\circ$ ), on affectera l'indice (3) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à  $T_3$ .
- Pour les valeurs de  $\varphi_4$  variant de ( $540^\circ$ ) à ( $720^\circ$ ), on affectera l'indice (4) aux valeurs de la force tangentielle qui correspond à  $T_4$ .

D'où on déterminera la somme de  $T_i$  :  $T = \sum_1^n T_i$

Et ainsi on pourra représenter les graphes des variations :  $T = f(\varphi)$  et  $\Sigma T_i = f(\varphi)$

Les résultats de calcul de tous les efforts sont illustrés par les tableaux (Tableau. 1 ; et Tableau. 2 et Tableau. 3). Les courbes associées aux tableaux sont représentées par les figures (Fig. 14 ; Fig.15 ; Fig. 16 et Fig. 17)

**Chapitre II**

**Analyse des efforts agissant sur le mécanisme**

$\varphi$ (°)	$\varphi$ (rads)	$\beta$ (rads)	$\beta^\circ$	$X$ ( m )	$V_h$ ( m <sup>3</sup> )	$V_a$ ( m <sup>3</sup> )	$V_e$ ( m <sup>3</sup> )	$P_{dia}$ (Pa)	$P_0$ (Pa)	$Fg$ (KN)	$F_{j1}$ (KN)	$F_{j2}$ (KN)	$F_j$	$F_{axe}$ (KN)
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	-0,7665	-1,5290	-2,2955	-2,2104
20	0,3489	0,1089	6,2402	0,0217	0,0001	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	-0,7203	-1,1716	-1,8920	-1,8069
40	0,6978	0,2056	11,7882	0,0785	0,0004	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	-0,5873	-0,2666	-0,8539	-0,7688
60	1,0467	0,2787	15,9784	0,1492	0,0008	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	-0,3836	0,7631	0,3795	0,4646
80	1,3956	0,3183	18,2453	0,2090	0,0012	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	-0,1336	1,4360	1,3024	1,3875
100	1,7444	0,3184	18,2506	0,2400	0,0014	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	0,1324	1,4377	1,5701	1,6552
120	2,0933	0,2790	15,9935	0,2383	0,0014	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	0,3825	0,7673	1,1499	1,2349
140	2,4422	0,2060	11,8109	0,2149	0,0012	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	0,5866	-0,2618	0,3248	0,4099
160	2,7911	0,1093	6,2676	0,1889	0,0011	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	0,7199	-1,1685	-0,4486	-0,3635
180	3,1400	0,0005	0,0290	0,1778	0,0010	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	0,7665	-1,5290	-0,7625	-0,6774
200	3,4889	-0,1084	-6,2127	0,1887	0,0011	0,0005	2,728E-05	4,23E+04	1,00E+05	-0,3270	0,7207	-1,1748	-0,4540	-0,7811
220	3,8378	-0,2052	-11,7654	0,2146	0,0012	0,0005	2,728E-05	3,56E+04	1,00E+05	-0,3653	0,5881	-0,2714	0,3168	-0,0485
240	4,1867	-0,2785	-15,9632	0,2382	0,0014	0,0005	2,728E-05	3,09E+04	1,00E+05	-0,3918	0,3847	0,7589	1,1435	0,7518
260	4,5356	-0,3182	-18,2400	0,2401	0,0014	0,0005	2,728E-05	3,06E+04	1,00E+05	-0,3937	0,1348	1,4344	1,5692	1,1755
280	4,8844	-0,3185	-18,2559	0,2094	0,0012	0,0005	2,728E-05	3,68E+04	1,00E+05	-0,3585	-0,1312	1,4394	1,3081	0,9496
300	5,2333	-0,2793	-16,0085	0,1499	0,0008	0,0005	2,728E-05	5,77E+04	1,00E+05	-0,2401	-0,3815	0,7715	0,3900	0,1499
320	5,5822	-0,2064	-11,8335	0,0791	0,0004	0,0005	2,728E-05	1,34E+05	1,00E+05	0,1931	-0,5858	-0,2570	-0,8428	-0,6497
340	5,9311	-0,1098	-6,2950	0,0221	0,0001	0,0005	2,728E-05	6,45E+05	1,00E+05	3,0901	-0,7195	-1,1653	-1,8848	1,2052
360	6,2800	-0,0010	-0,0580	0,0000	0,0000	0,0005	2,728E-05	6,93E+06	1,00E+05	38,7379	-0,7665	-1,5290	-2,2955	36,4424
380	6,6289	0,1079	6,1853	0,0213	0,0001	0,0005	2,728E-05	9,09E+05	1,00E+05	4,5914	-0,7212	-1,1779	-1,8990	2,6923
400	6,9778	0,2048	11,7427	0,0779	0,0004	0,0005	2,728E-05	2,99E+04	1,00E+05	-0,3973	-0,5889	-0,2762	-0,8651	-1,2624
420	7,3267	0,2782	15,9481	0,1486	0,0008	0,0005	2,728E-05	4,70E+02	1,00E+05	-0,5645	-0,3857	0,7546	0,3689	-0,1956
440	7,6756	0,3181	18,2346	0,2086	0,0012	0,0005	2,728E-05	4,96E+00	1,00E+05	-0,5672	-0,1360	1,4327	1,2966	0,7295
460	8,0244	0,3186	18,2611	0,2398	0,0014	0,0005	2,728E-05	4,45E-02	1,00E+05	-0,5672	0,1300	1,4410	1,5710	1,0038
480	8,3733	0,2795	16,0235	0,2384	0,0014	0,0005	2,728E-05	4,01E-04	1,00E+05	-0,5672	0,3804	0,7757	1,1561	0,5889
500	8,7222	0,2068	11,8562	0,2151	0,0012	0,0005	2,728E-05	4,09E-06	1,00E+05	-0,5672	0,5850	-0,2522	0,3328	-0,2344
520	9,0711	0,1103	6,3224	0,1891	0,0011	0,0005	2,728E-05	4,84E-08	1,00E+05	-0,5672	0,7191	-1,1622	-0,4431	-1,0103

540	9,4200	0,0015	0,0870	0,1778	0,0010	0,0005	2,728E-05	6,16E-10	1,00E+05	-0,5672	0,7665	-1,5289	-0,7624	-1,3296
560	9,7689	-0,1074	-6,1578	0,1885	0,0011	0,0005	2,728E-05	1,16E+05	1,00E+05	0,0882	0,7216	-1,1810	-0,4594	-0,3712
580	10,1178	-0,2044	-11,7199	0,2144	0,0012	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	0,5897	-0,2809	0,3087	0,3938
600	10,4667	-0,2779	-15,9329	0,2380	0,0013	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	0,3868	0,7504	1,1372	1,2222
620	10,8156	-0,3180	-18,2291	0,2402	0,0014	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	0,1372	1,4310	1,5682	1,6533
640	11,1644	-0,3186	-18,2662	0,2099	0,0012	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	-0,1288	1,4426	1,3138	1,3989
660	11,5133	-0,2798	-16,0385	0,1505	0,0009	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	-0,3794	0,7799	0,4005	0,4856
680	11,8622	-0,2072	-11,8788	0,0798	0,0005	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	-0,5842	-0,2474	-0,8316	-0,7465
700	12,2111	-0,1108	-6,3498	0,0225	0,0001	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	-0,7186	-1,1590	-1,8777	-1,7926
720	12,5600	-0,0020	-0,1161	0,0000	0,0000	0,0005	2,728E-05	1,15E+05	1,00E+05	0,0851	-0,7665	-1,5289	-2,2954	-2,2103

Tableau II.1. Valeurs des efforts agissant sur le piston en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin.

$\varphi$ (°)	$\cos(\beta)$	$Tg(\beta)$	$\frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos\beta}$	$\frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos\beta}$	$F_b$ (KN)	$N$ (KN)	$Z$ (KN)	$T$ (KN)
0	1,0000	0,0000	0,0000	1,0000	-2,2104	0,0000	-2,2104	0,0000
20	0,9941	0,1093	0,4446	0,9024	-1,8176	-0,1975	-1,6305	-0,8033
40	0,9789	0,2086	0,8024	0,6323	-0,7854	-0,1604	-0,4861	-0,6169
60	0,9614	0,2862	1,0090	0,2527	0,4832	0,1330	0,1174	0,4687
80	0,9498	0,3295	1,0421	-0,1501	1,4609	0,4572	-0,2082	1,4459
100	0,9497	0,3296	0,9280	-0,4974	1,7428	0,5455	-0,8233	1,5361
120	0,9613	0,2865	0,7236	-0,7473	1,2846	0,3538	-0,9229	0,8936
140	0,9788	0,2090	0,4838	-0,8998	0,4187	0,0857	-0,3688	0,1983
160	0,9940	0,1098	0,2403	-0,9769	-0,3657	-0,0399	0,3551	-0,0873
180	1,0000	0,0005	0,0011	-1,0000	-0,6774	-0,0003	0,6774	-0,0007
200	0,9941	-0,1088	-0,2380	-0,9773	-0,7857	0,0850	0,7633	0,1859
220	0,9790	-0,2082	-0,4816	-0,9008	-0,0496	0,0101	0,0437	0,0234
240	0,9615	-0,2859	-0,7215	-0,7491	0,7819	-0,2149	-0,5632	-0,5424
260	0,9498	-0,3294	-0,9265	-0,5002	1,2377	-0,3872	-0,5879	-1,0891

280	0,9497	-0,3297	-1,0417	-0,1536	0,9999	-0,3131	-0,1459	-0,9892
300	0,9613	-0,2868	-1,0101	0,2490	0,1560	-0,0430	0,0373	-0,1515
320	0,9788	-0,2094	-0,8050	0,6292	-0,6638	0,1360	-0,4087	0,5230
340	0,9940	-0,1103	-0,4483	0,9006	1,2125	-0,1329	1,0855	-0,5403
360	1,0000	-0,0010	-0,0042	1,0000	36,4425	-0,0369	36,4421	-0,1530
380	0,9942	0,1083	0,4408	0,9041	2,7081	0,2916	2,4342	1,1867
400	0,9791	0,2078	0,7997	0,6353	-1,2894	-0,2623	-0,8020	-1,0095
420	0,9615	0,2856	1,0079	0,2564	-0,2034	-0,0559	-0,0502	-0,1972
440	0,9498	0,3293	1,0426	-0,1466	0,7680	0,2402	-0,1069	0,7605
460	0,9497	0,3298	0,9296	-0,4946	1,0570	0,3310	-0,4965	0,9331
480	0,9612	0,2870	0,7257	-0,7455	0,6127	0,1690	-0,4391	0,4274
500	0,9787	0,2098	0,4860	-0,8988	-0,2395	-0,0492	0,2107	-0,1139
520	0,9939	0,1107	0,2425	-0,9765	-1,0165	-0,1119	0,9865	-0,2450
540	1,0000	0,0015	0,0033	-1,0000	-1,3296	-0,0020	1,3296	-0,0043
560	0,9942	-0,1078	-0,2358	-0,9778	-0,3733	0,0400	0,3629	0,0875
580	0,9792	-0,2073	-0,4793	-0,9018	0,4022	-0,0817	-0,3551	-0,1888
600	0,9616	-0,2853	-0,7194	-0,7509	1,2710	-0,3487	-0,9178	-0,8793
620	0,9499	-0,3292	-0,9249	-0,5029	1,7406	-0,5442	-0,8314	-1,5291
640	0,9497	-0,3299	-1,0412	-0,1571	1,4730	-0,4615	-0,2198	-1,4565
660	0,9611	-0,2873	-1,0111	0,2453	0,5053	-0,1395	0,1191	-0,4910
680	0,9786	-0,2102	-0,8076	0,6261	-0,7628	0,1569	-0,4673	0,6029
700	0,9939	-0,1112	-0,4521	0,8989	-1,8036	0,1994	-1,6113	0,8104
720	1,0000	-0,0020	-0,0084	1,0000	-2,2103	0,0045	-2,2102	0,0186

**Tableau II.2.** Valeurs des efforts agissant sur la bielle s en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin.

Traçage des courbes :

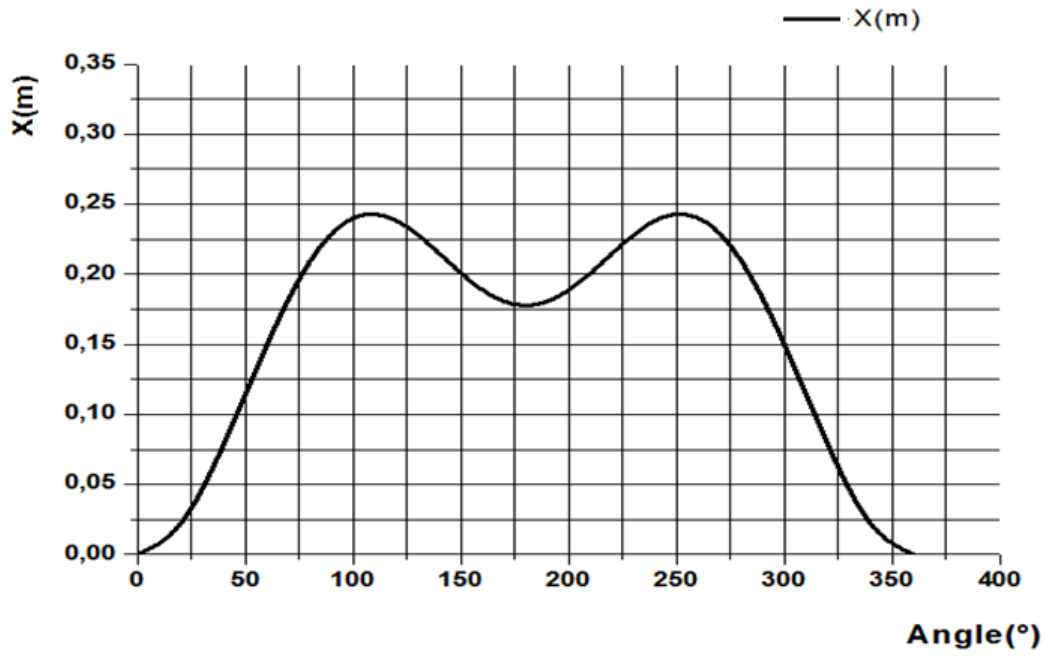


Figure II.14. Déplacement du piston.

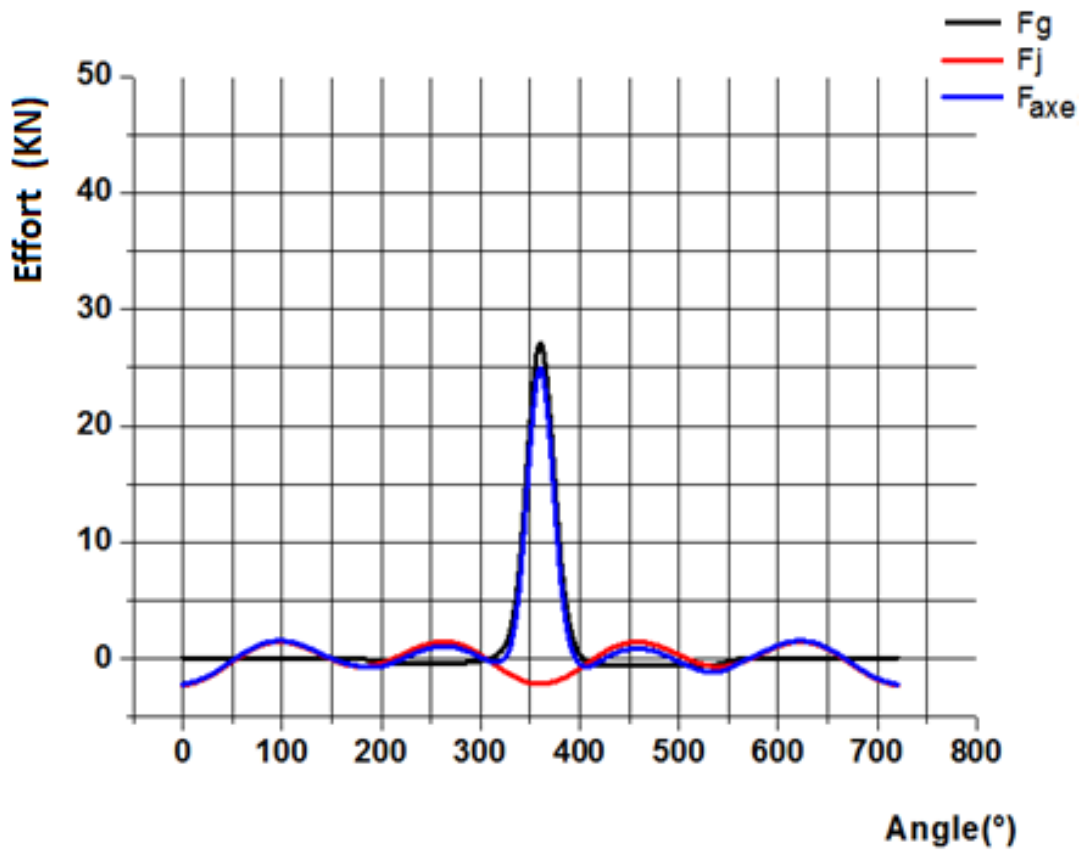


Figure II.15. Les efforts agissants sur l'axe de piston.

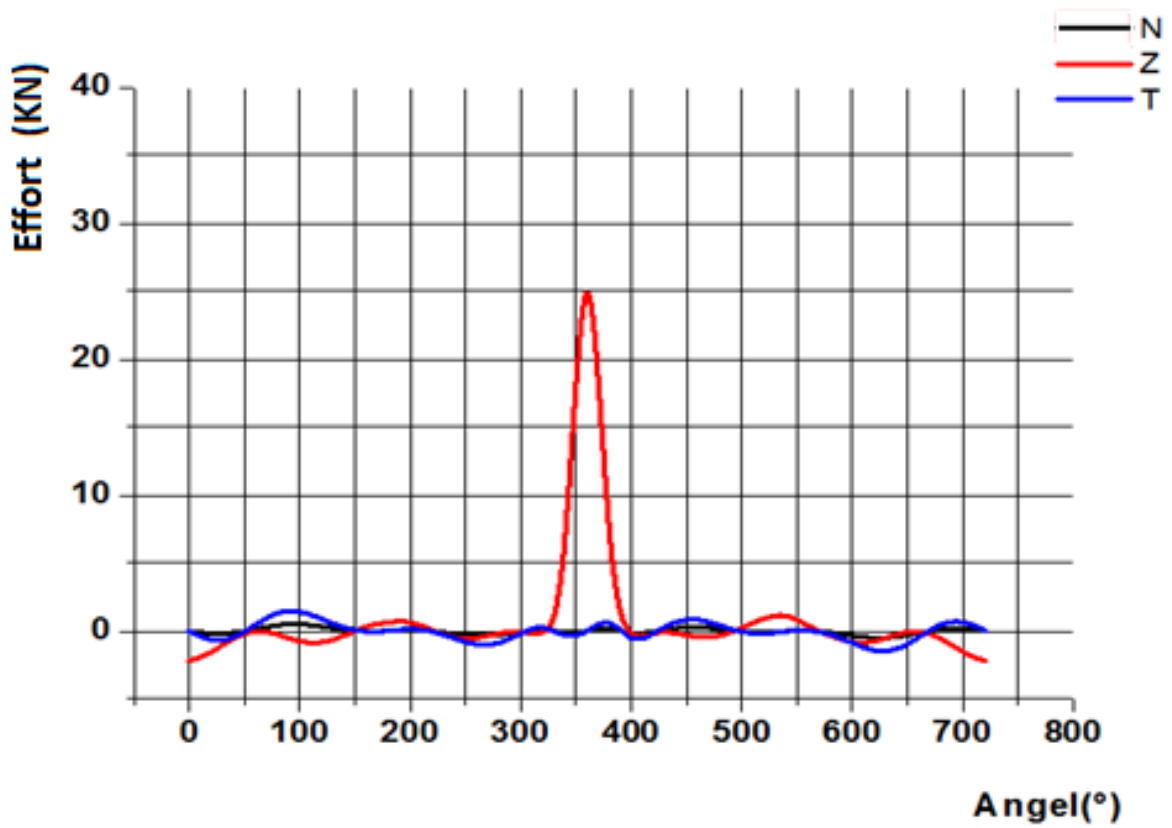


Figure II.16. Les Forces exercées sur le mécanisme bille-manivelle.

$\varphi_1(^{\circ})$	$T1(KN)$	$\varphi_2(^{\circ})$	$T2(KN)$	$\varphi_3(^{\circ})$	$T3 (KN)$	$\varphi_4(^{\circ})$	$T4(KN)$	$T\Sigma(KN)$	$C = R * \Sigma T (N - m)$
0	0	180	0	360	0	540	0	0	0
20	-0,8033	200	0,1859	380	1,1867	560	0,0875	0,6569	29,2329
40	-0,6169	220	0,0234	400	-1,0095	580	-0,1888	-1,7918	-79,7353
60	0,4687	240	-0,5424	420	-0,1972	600	-0,8793	-1,1501	-51,1775
80	1,4459	260	-1,0891	440	0,7605	620	-1,5291	-0,4118	-18,3234
100	1,5361	280	-0,9892	460	0,9331	640	-1,4565	0,0235	1,0451
120	0,8936	300	-0,1515	480	0,4274	660	-0,4910	0,6785	30,1924
140	0,1983	320	0,5230	500	-0,1139	680	0,6029	1,2102	53,8548
160	-0,0873	340	-0,5403	520	-0,2450	700	0,8104	-0,0622	-2,7677
180	0	360	0	540	0	720	0	0	0

Tableau II.3. Couple total du moteur.

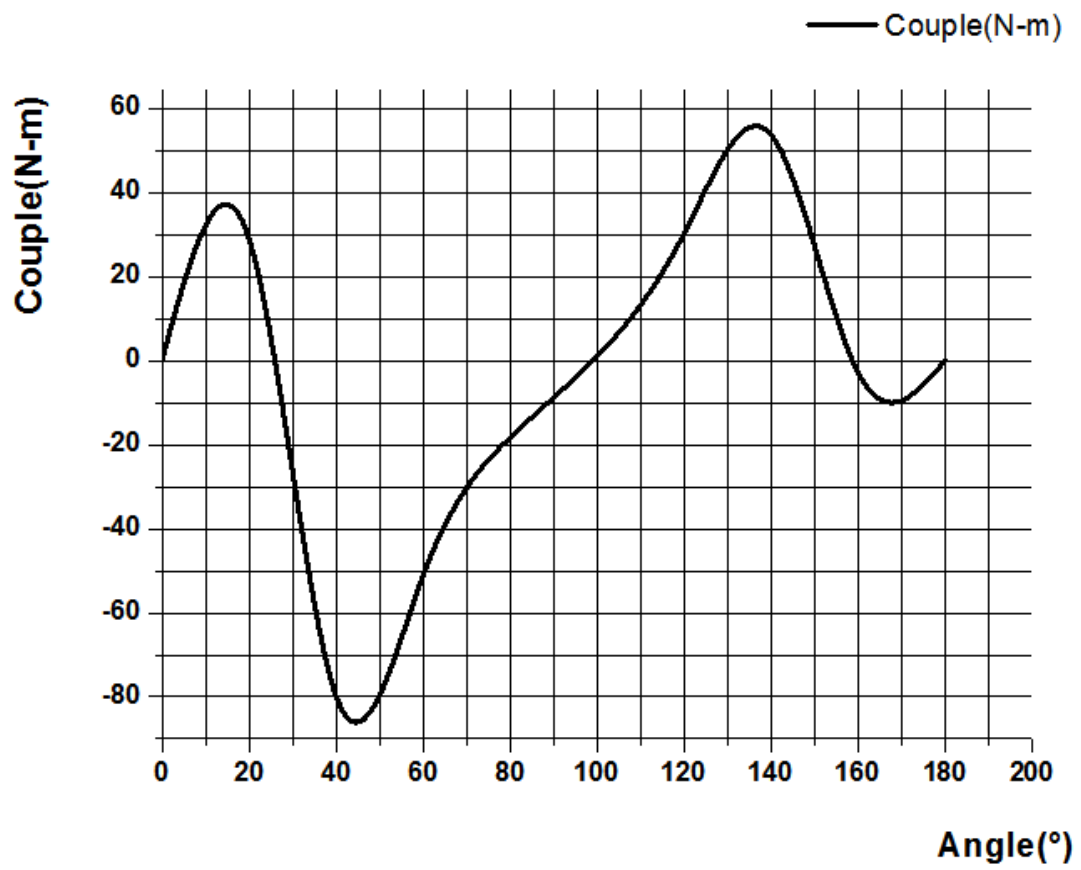


Figure II.17. Couple moteur en fonction de  $\varphi$ .

*Chapitre III :*

*Vérification de la*

*résistance en fatigue*

## Chapitre III Vérification de la résistance en fatigue

### III.1. Introduction

Le présent chapitre est considéré comme la partie principale de cette étude car elle est consacrée à exploiter les données obtenues dans le chapitre précédent en faisant appel à des logiciels de CAO comme SolidWorks et de calcul éléments finis comme Abaqus. Ces deux outils numériques précieux dont le premier est utilisé dans le but de concevoir le mécanisme du moteur et le second est utilisé pour déterminer les contraintes agissant sur le vilebrequin pour pouvoir juger son endurance.

### III.2. Généralités

#### III.2.1. Définition de la CAO

Nous pouvons définir la Conception Assistée par Ordinateur (CAO) par l'ensemble des outils logiciels et des techniques informatiques qui permettent d'assister les concepteurs lors de la conception et la mise au point d'un produit. [22]

#### III.2.2. Logiciels utilisés

Un programme en général de type industriel doit être capable de résoudre des problèmes variés de grandes tailles (de mille à quelques centaines de milliers de variables). Ces programmes complexes nécessitent un travail d'approche non négligeable avant d'espérer pouvoir traiter un problème réel de façon correcte. Citons à titre d'exemple quelques noms de logiciels : SOLID WORKS (COSMOS WORKS), KATIA, ABAQUS, ANSYS.... Etc. les possibilités offertes par de tels programmes sont nombreuses :

- Analyse statique ou dynamique.
- Prise en compte de lois de comportement complexe.
- Prise en compte de phénomènes divers (élasticité, thermique, ...).
- Problèmes d'optimisation, etc. L'utilisation de tels programmes nécessite une formation de base minimale.

L'utilisation de tels programmes nécessite une formation de base minimale [22].

#### III.2.3. SolidWorks

SolidWorks est un modéleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il 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.

Un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SolidWorks. Des

utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle.

### III.2.4. Création de la forme d'une les pièces d'un moteur en 3D

Création d'une les pièces d'un moteur volumique à partir de plusieurs sections par SolidWorks.

On utilise les fonctions élémentaires de création d'un objet mais aussi spline, base bossage lissé, enlèvement de matière par révolution, congé de face, ...et pour étudier cette aube proposée appliquant des charges réelles.

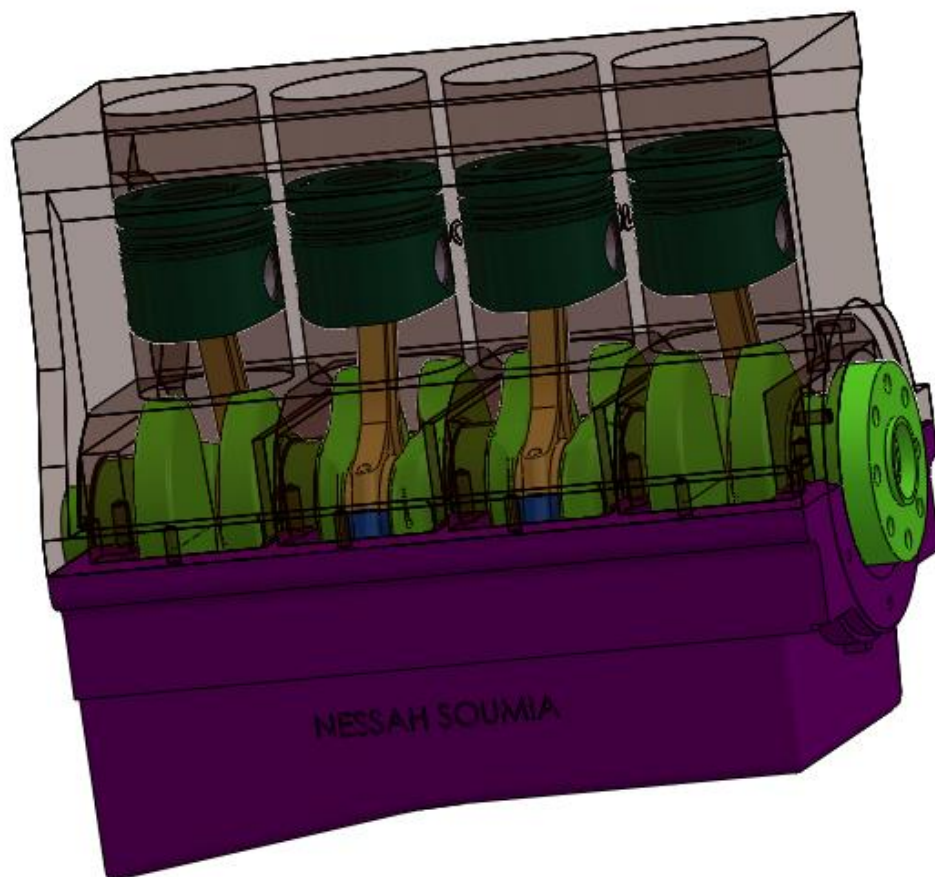


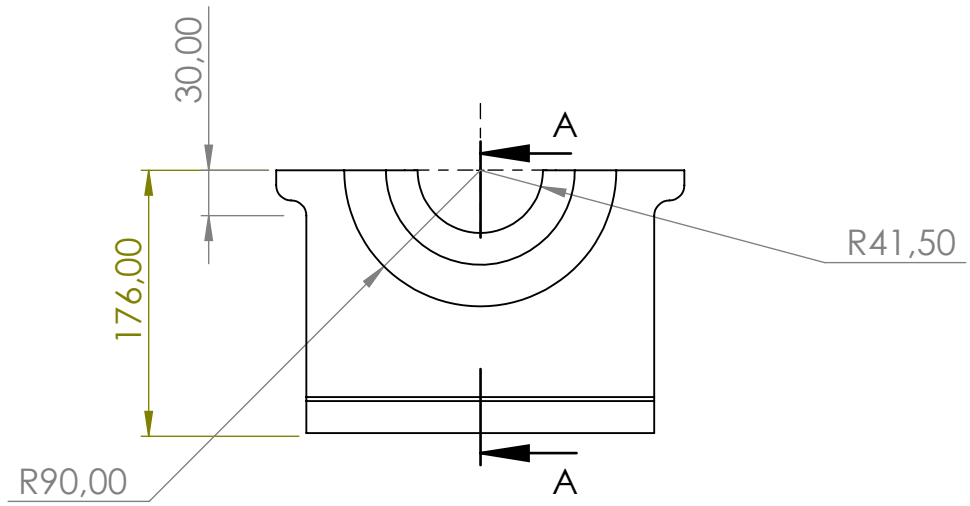
Figure III.1. Modèle 3D d'un moteur sous SOLIDWORKS.

F

F

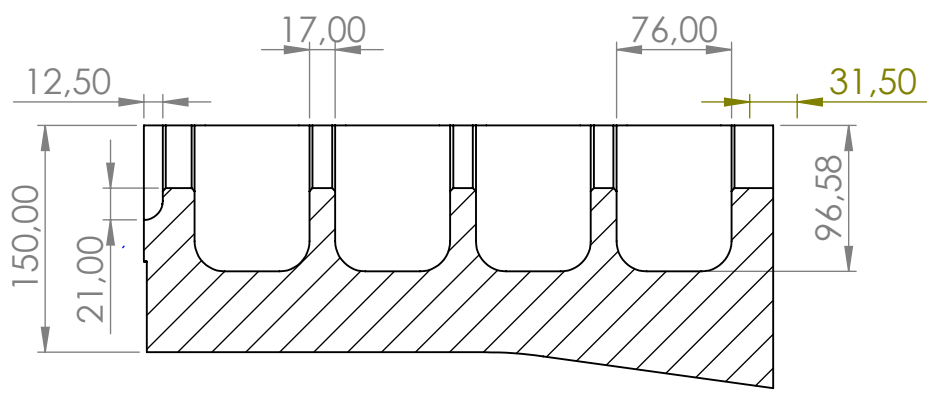
E

E



D

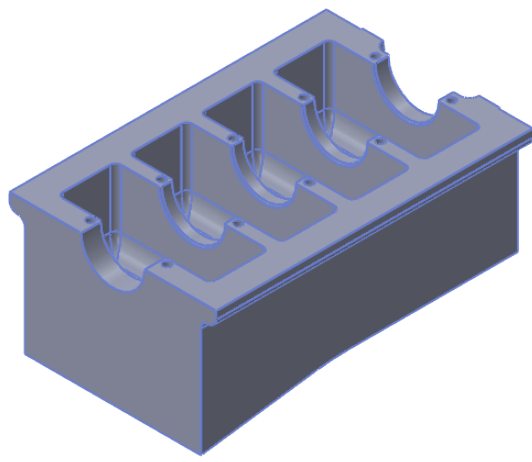
D



COUPE A-A  
ECHELLE 1 : 5

C

C



B

B

A

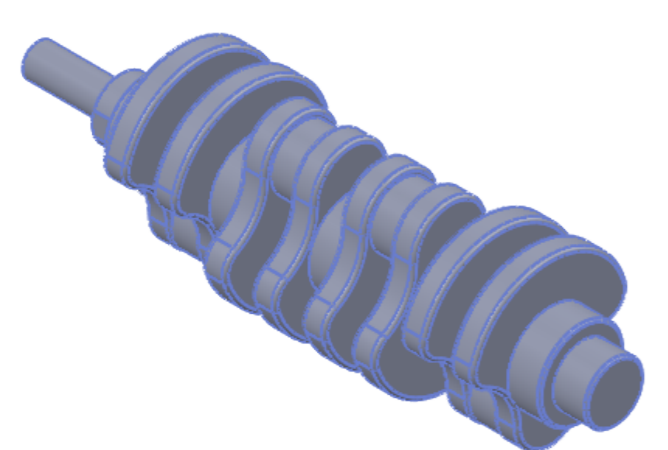
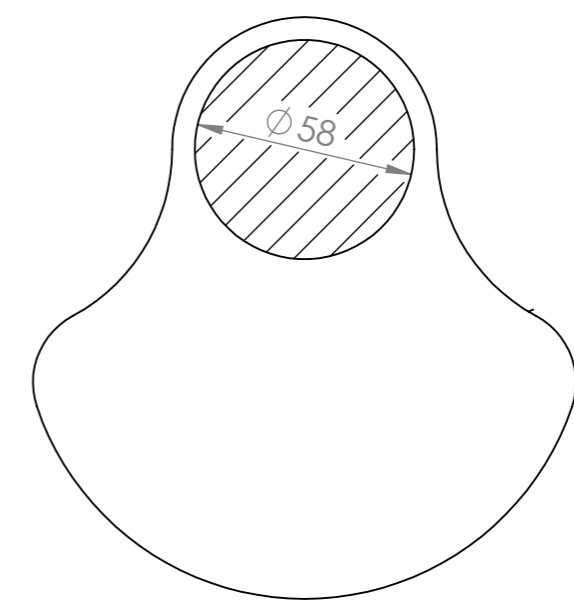
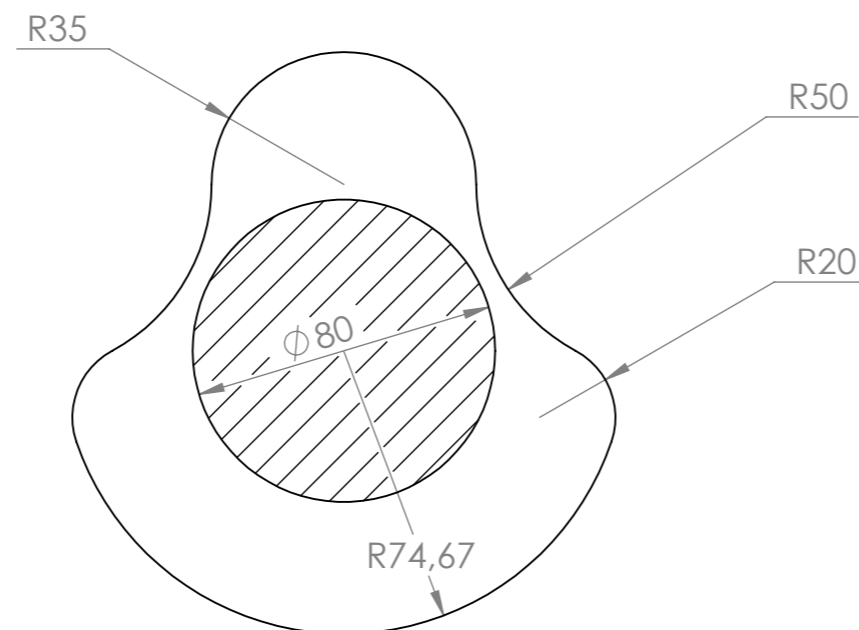
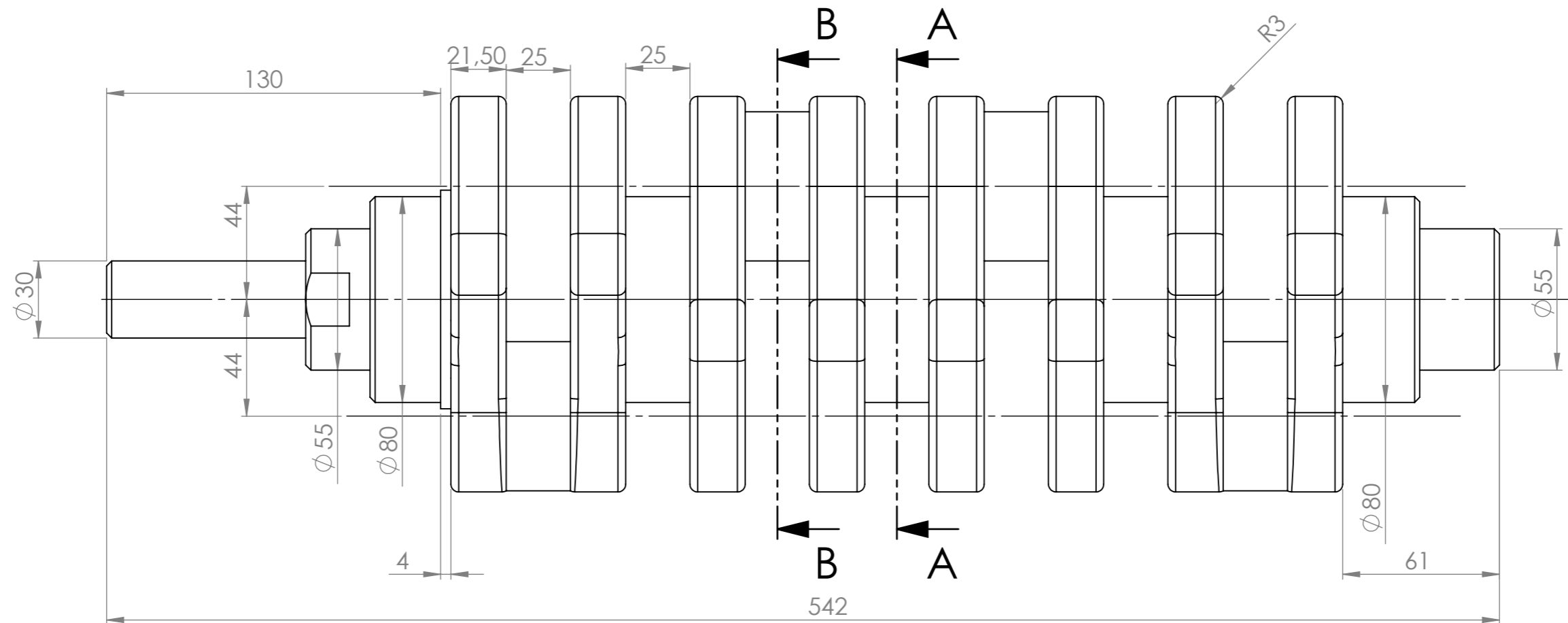
A

**Dessiné par:** L'étudiante: NESSAH SOUMIA **Université de KHENCHELA**

**Verifier par:** Ing:ABDENNOUR HARRATH **Bloc**

**Date :** 06/05/2019 **Dessin No:** 1

**Matière:** alliages d'aluminuim (ss) **Echelle** 1:5



**A-A**

**B-B**

Dessiné par:	NESSAH SOUMIA	Université de KHENCHELA	
Verifié par:	Ingenieur:ABDENNOUR HARRATH		
Date:	06/05/2019	<b>Vilebrequin</b>	
Matière: EN-GJS-800-2			
		Dessin No.	2
		Echelle	1:4

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

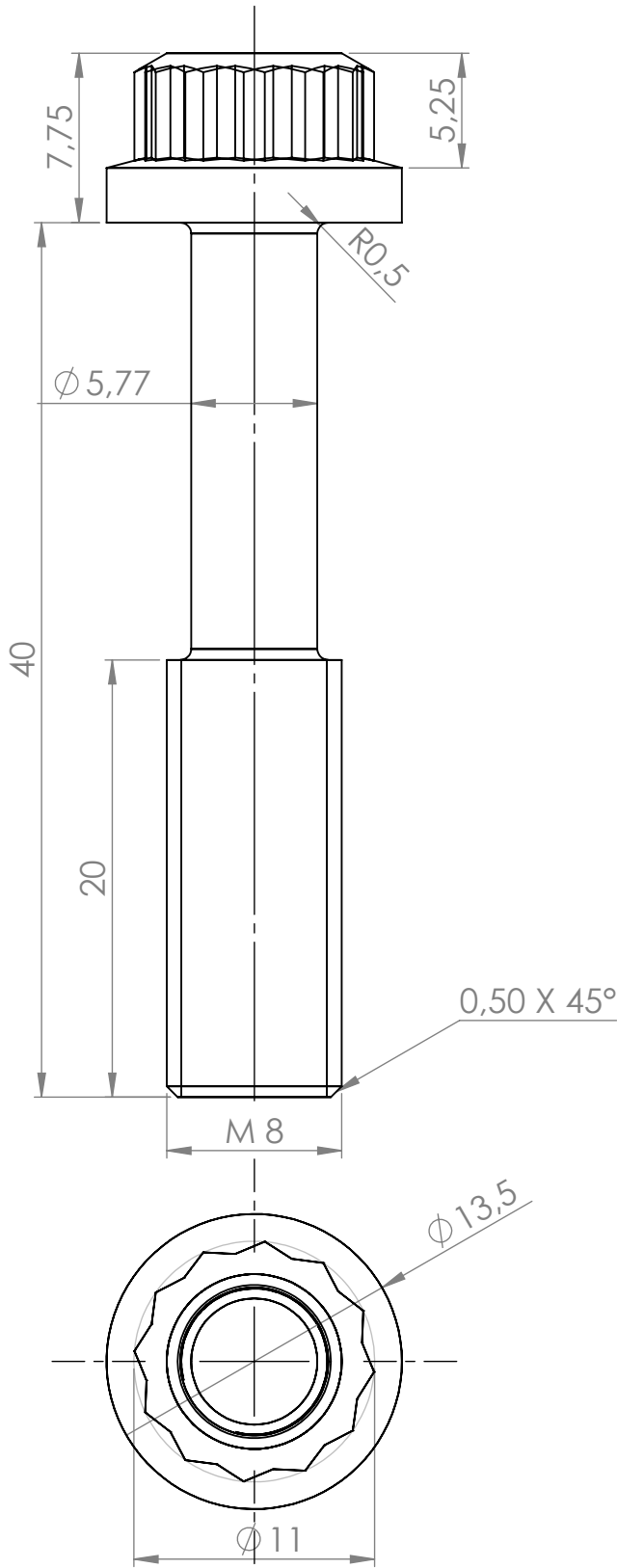
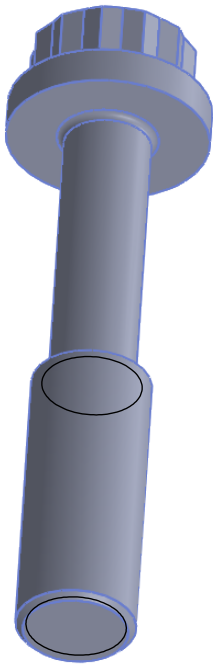
C

B

B

A

A



Dessiné par:

L'étudiante: NESSAH SOUMIA

Université de KHENCHELA

Verifier par:

Ing: ABDENNOUR HARRATH

Vis

Date :

06/05/2019

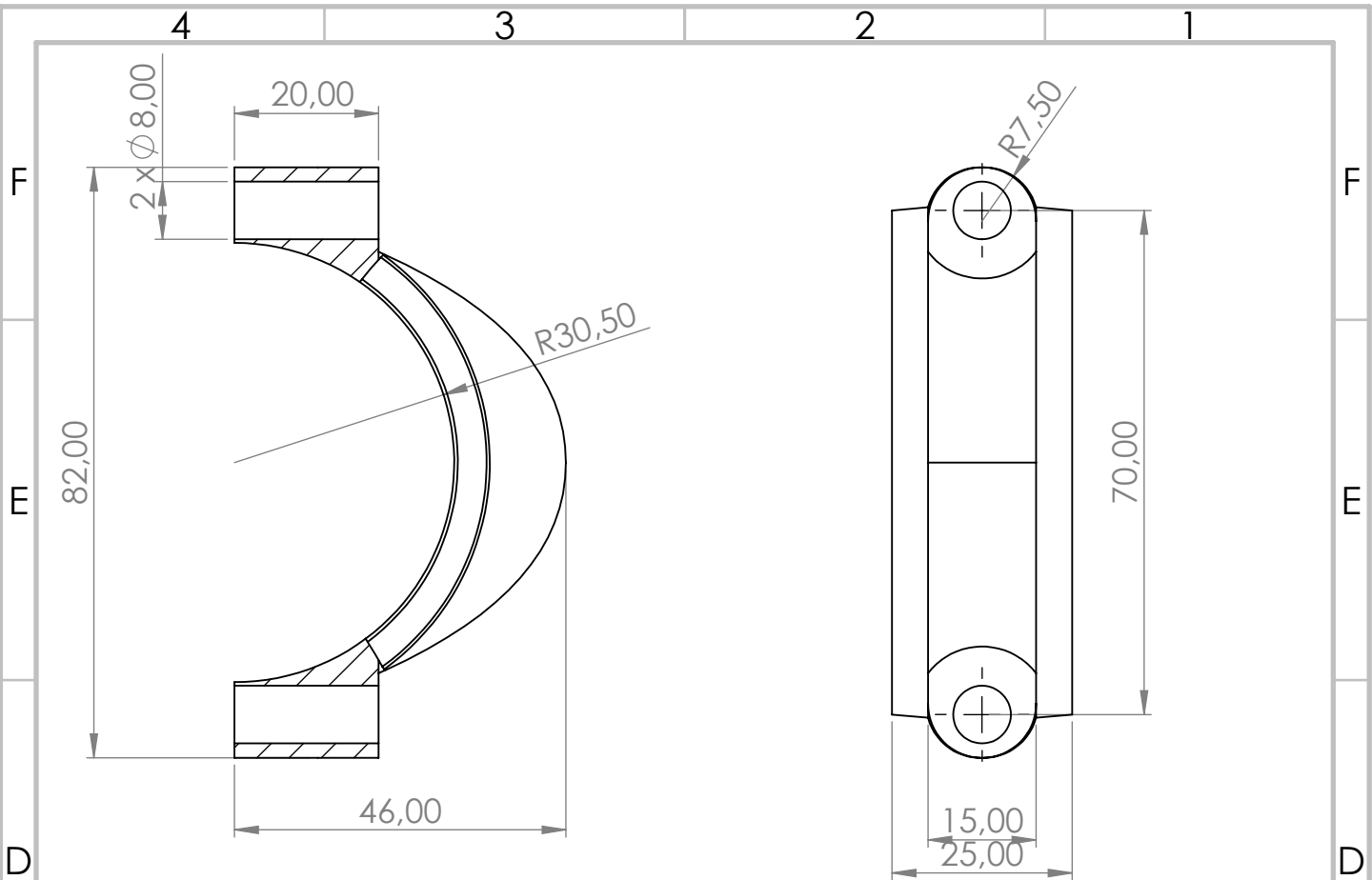
Dessin No:

3

Matière: acier

Echelle

3:1



<b>Dessiné par:</b>	L'étudiante: NESSAH SOUMIA	<b>Université de KHENCHELA</b>	
<b>Verifier par:</b>	Ing:ABDENNOUR HARRATH	<b>Chapeau</b>	
<b>Date :</b>	<b>06/05/2019</b>	<b>Dessin No:</b>	<b>4</b>
<b>Matière: 42CrMo4</b>		<b>Echelle</b>	<b>1:1</b>

4 3 2 1

F

F

E

E

D

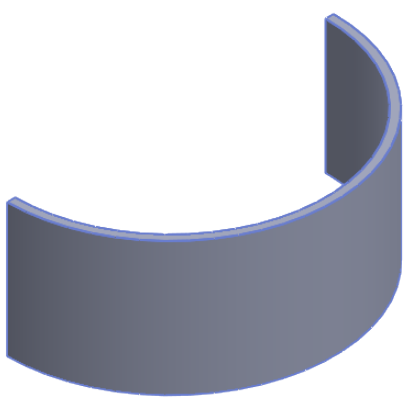
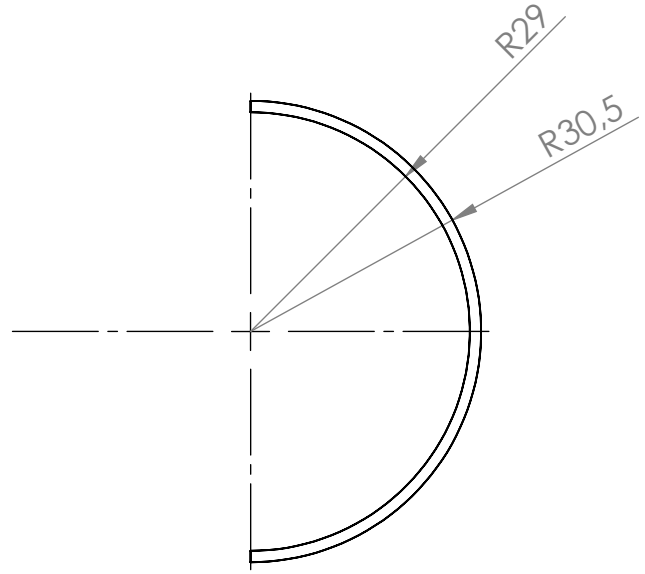
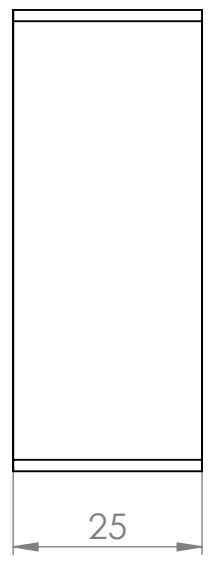
D

C

C

B

B



**Dessiné par:**

L'étudiante: NESSAH SOUMIA

**Université de KHENCHELA**

**Verifier par:**

Ing:ABDENNOUR HARRATH

**Coussinet**

**Date :**

**06/05/2019**

**Dessin No:**

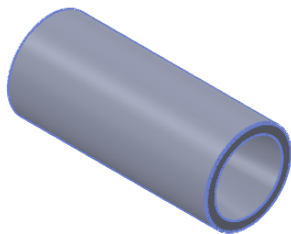
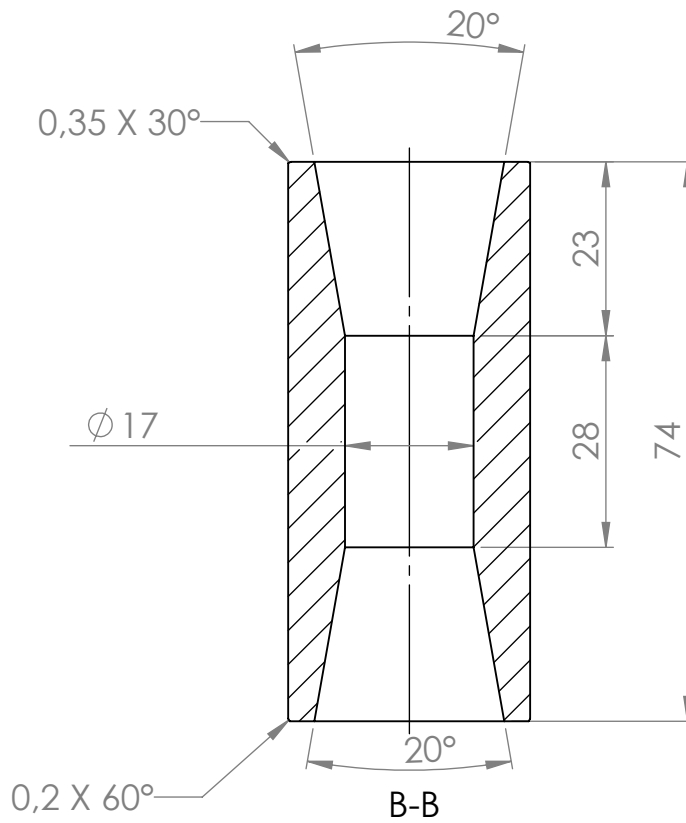
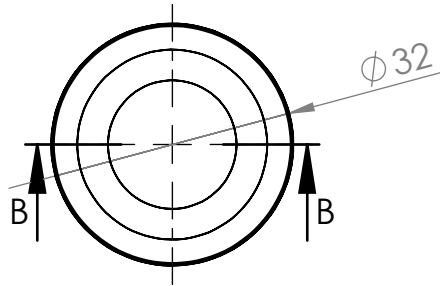
**5**

**Matière: Cu-Pb**

**Echelle**

**1:1**





Dessiné par: L'étudiante: NESSAH SOUMIA

Université de KHENCHELA

Verifier par: Ing:ABDENNOUR HARRATH

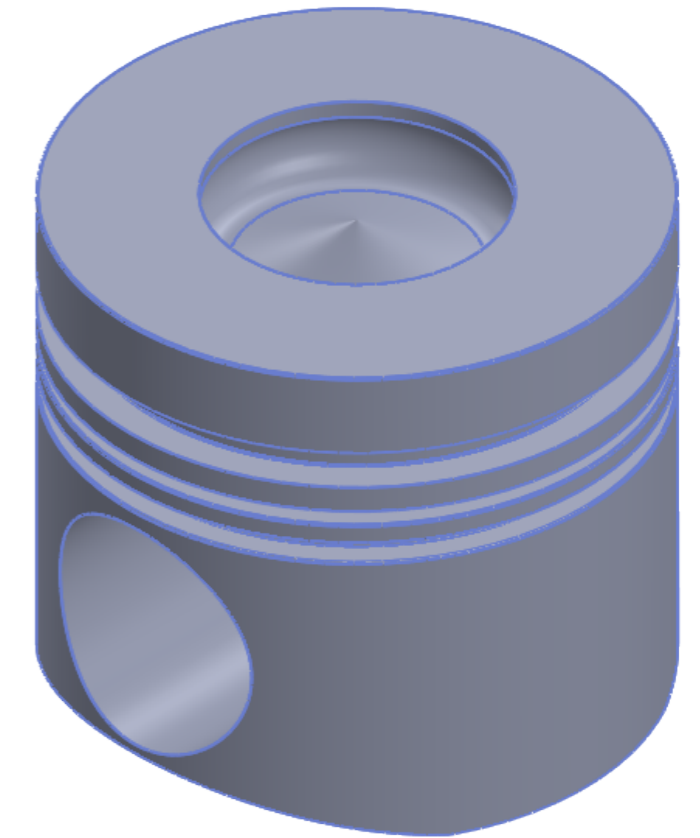
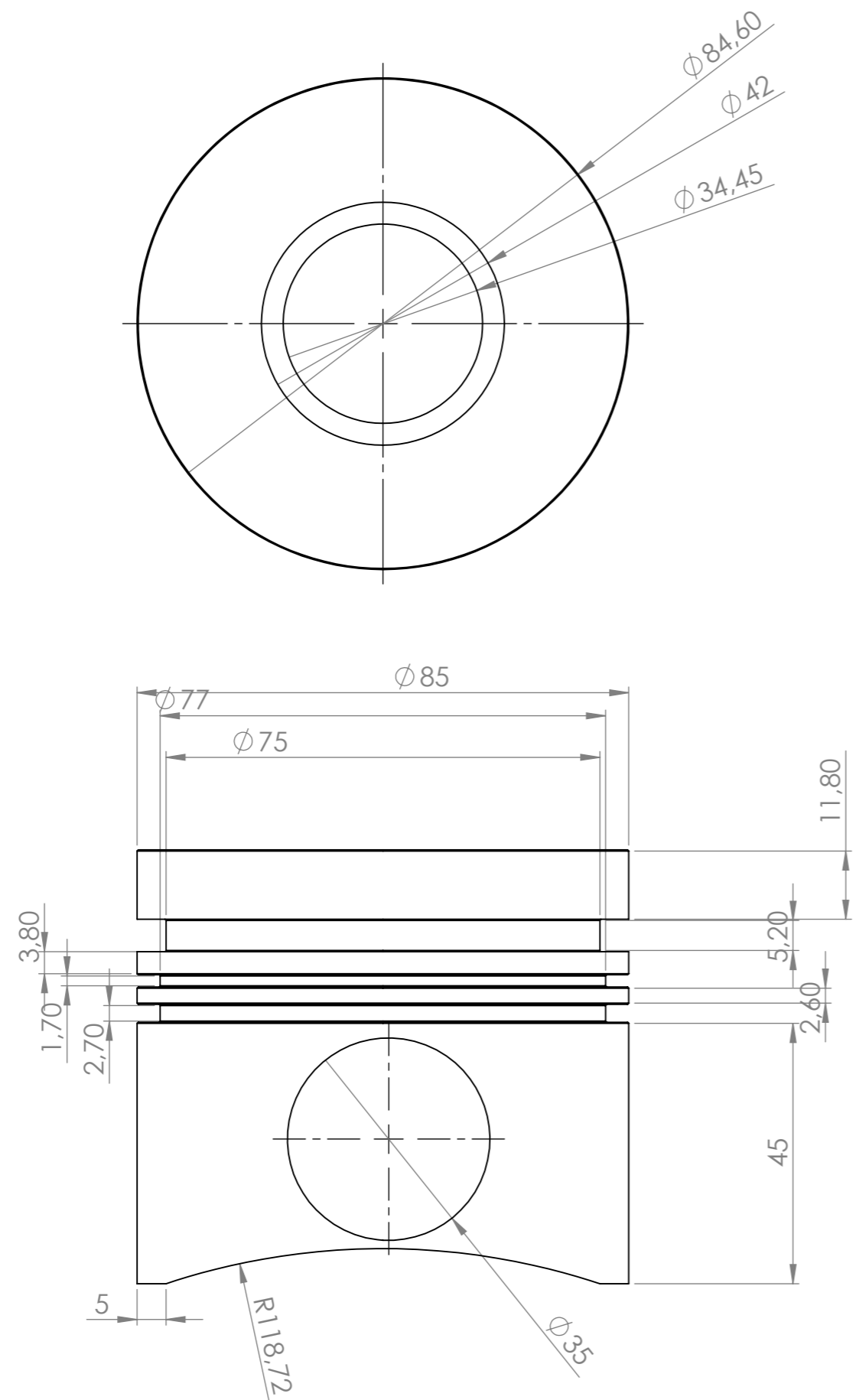
**goupille de poignet**

Date : 06/05/2019

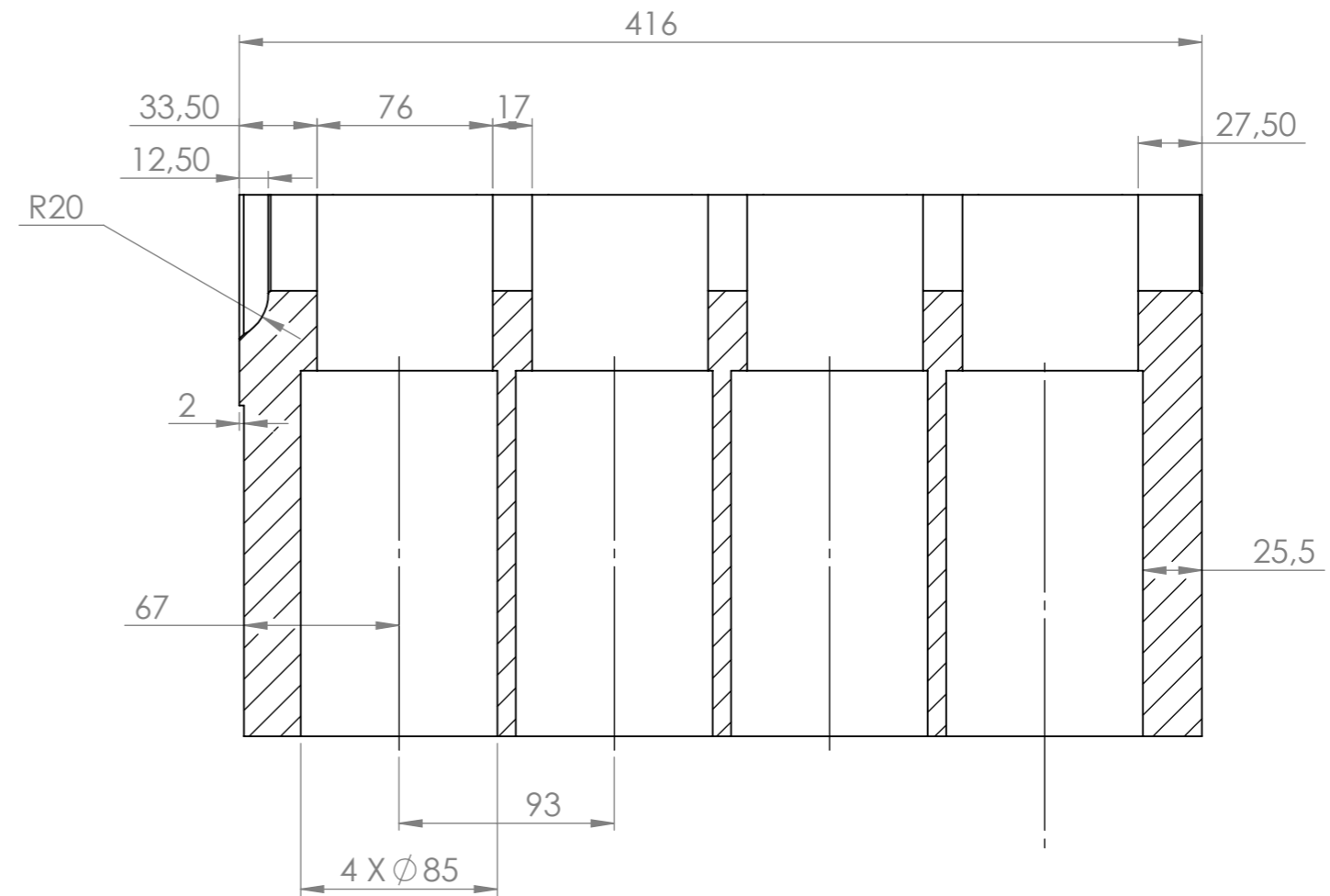
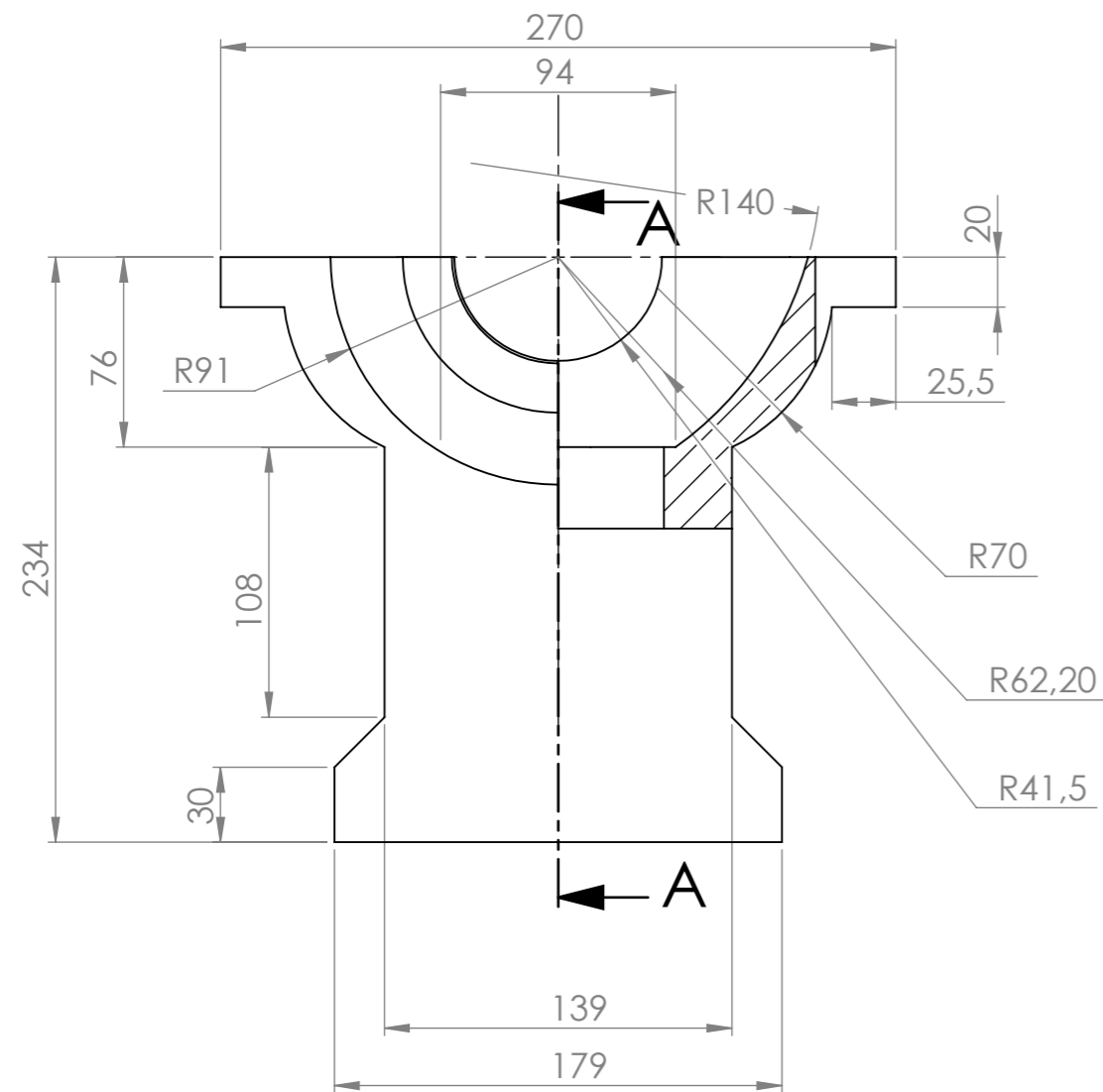
Dessin No: 7

Matière: Al-Sn

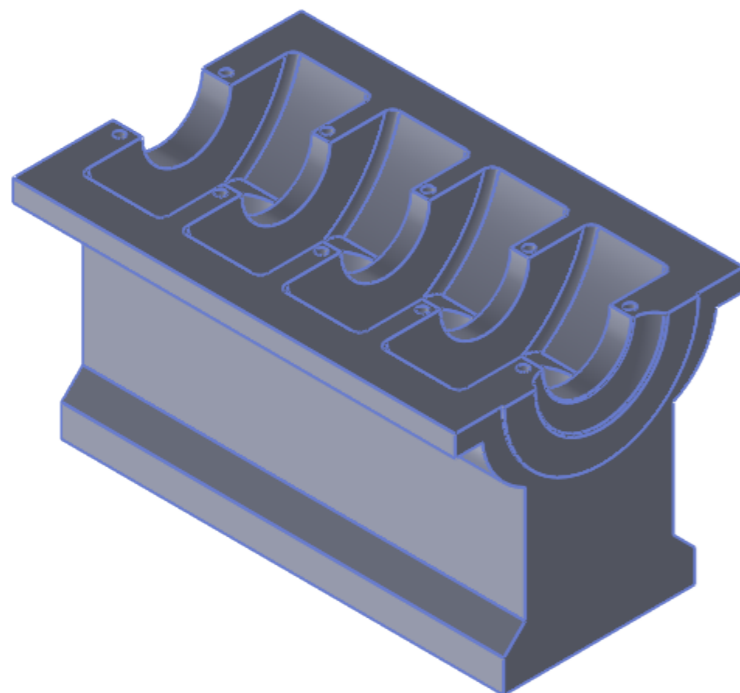
Echelle 1:1



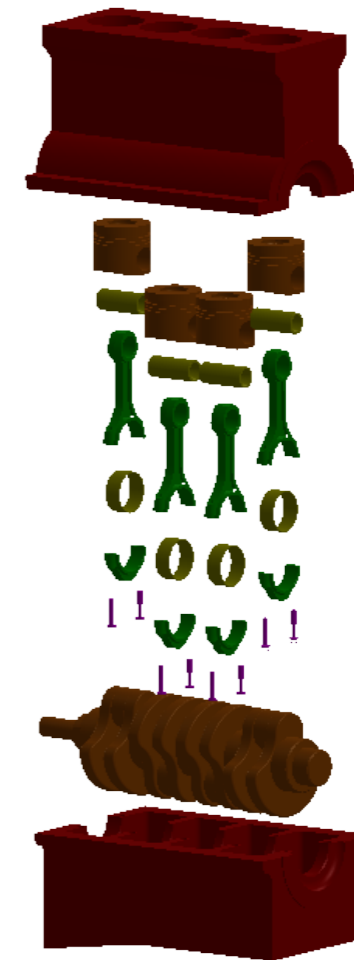
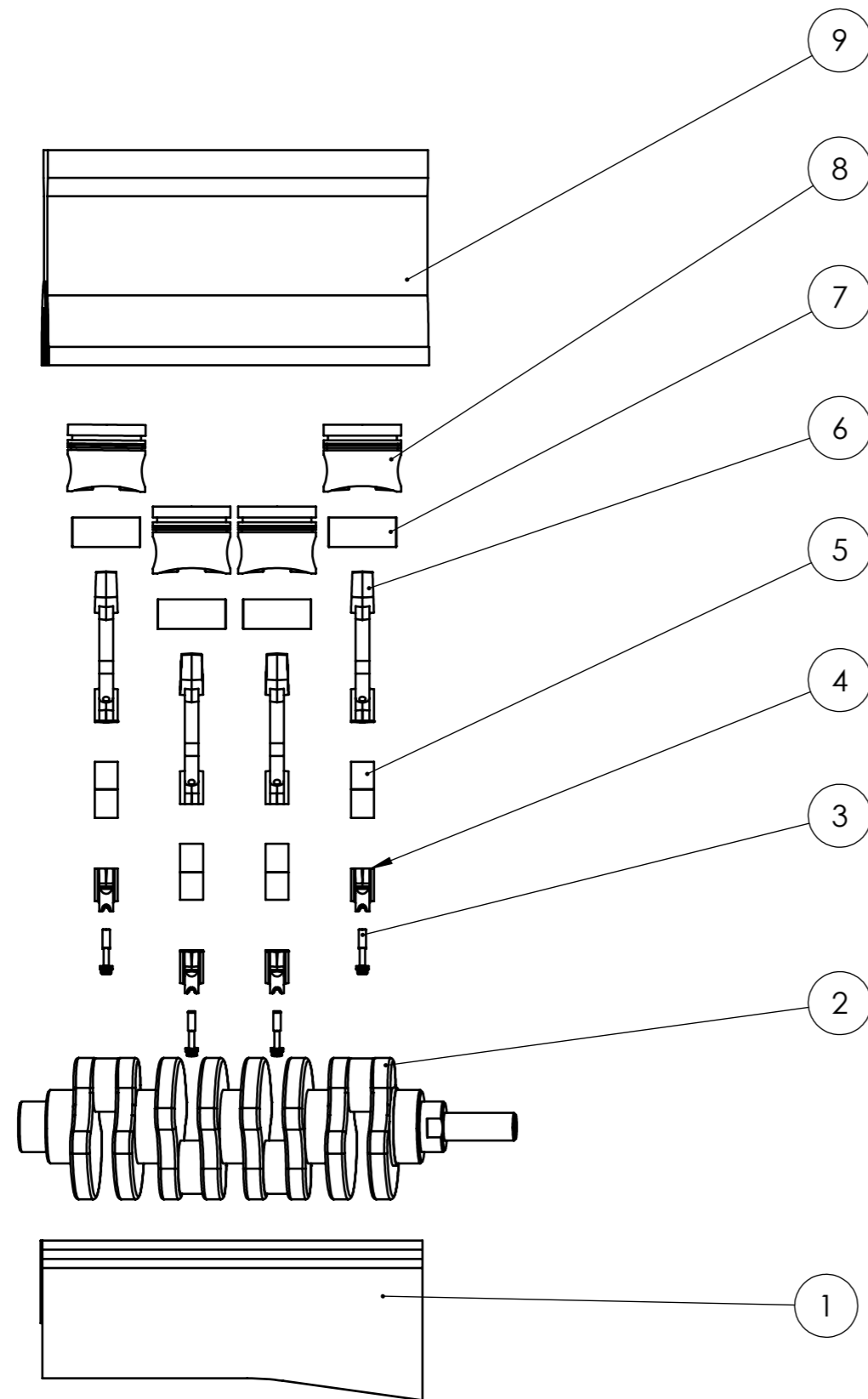
Dessiné par:	NESSAH SOUMIA	UNIVERSITE : khenchela	
Verifié par:	Ingenieur:ABDENNOUR HARRATH		
<b>Piston</b>		DATE	06/05/2019
		Dessin No:	8
Matière: <b>aluminum (SS)</b>	Echelle	1:1	



**COUPE** A-A  
ECHELLE 1 : 3



Dessiné par:	NESSAH SOUMIA	<b>Université de khenchela</b>	
Verifié par:	Ingenieur:ABDENNOUR HARRATH		
<b>Bloc</b>		Date:	06/05/2019
Matière:alliages d'aluminuim (ss)	Dessin No.	9	
	Echelle	1:4	



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	Bloc	ALLIAGES D'ALUMINIUM (SS)	1
2	Vilebrequin	EN-GJS-800-2	1
6	Bielle	42CrMo4	4
5	Coussinet	Cu-Pb	8
4	Chapeau	42CrMo4	4
3	Vis	acier	8
7	Goupille de poignet	Al-Sn	4
8	Piston	Aluminium (SS)	4
9	Bloc	alliages d'aluminium (ss)	1

<b>Dessiné par:</b>	<b>NESSAH SOUMIA</b>	<b>Université de kenchela</b>	
<b>Verifié par:</b>	<b>Ingenieur: ABDENNOUR HARRATH</b>		
<b>Assemblage</b>		<b>Date:</b>	<b>06/05/2019</b>
		<b>Echelle</b>	<b>1:7</b>

### III.3. Conduite de la simulation

#### III.3.1. Présentation générale d'Abaqus

*ABAQUS* est un code de calcul par la méthode des éléments finis créé en 1978. Il est avant tout un logiciel de simulation de problèmes très variés en mécanique. Simuler la réponse physique des structures soumises à des chargements, des températures, des impacts sous autres conditions extérieures, Il est connu et répandu, en particulier pour ses traitements performants de problèmes non-linéaires. [23]

Les codes éléments finis font maintenant partie des outils couramment utilisés lors de la conception et à l'analyse des produits industriels. Les outils d'aide à la modélisation devenant de plus en plus perfectionnés, l'utilisation de la méthode des éléments finis s'est largement développée et peut sembler de moins en moins une affaire de spécialistes. Si l'utilisation de la méthode se démocratise de par la simplicité croissante de mise en œuvre, la fiabilité des algorithmes et la robustesse de la méthode, il reste néanmoins des questions essentielles auxquelles l'ingénieur devra répondre s'il veut effectuer une analyse par éléments finis dans de bonnes conditions : formaliser les non-dits et les réflexions qui justifient les choix explicites ou implicites de son analyse du problème évaluer la confiance qu'il accorde aux résultats produits analyser les conséquences de ces résultats par rapport aux objectifs visés. L'objectif de cette partie est de présenter les principes de base de cette méthode en insistant sur l'enchaînement des tâches (démarche et hypothèses associées) qui assurent la cohérence du processus de calcul. Ces connaissances vous seront utiles pour maîtriser les deux principales difficultés de mise au point d'un modèle numérique :

- Problèmes préliminaires à la phase de calcul ;
- Problèmes liés à l'exploitation des résultats et le retour à la conception.

Il ne faut pas perdre de vue que l'analyse des résultats nécessite une bonne compréhension des Différentes étapes mathématiques utilisées lors de l'approximation, pour pouvoir estimer l'erreur du modèle numérique par rapport à la solution exacte du problème mathématique. Sans oublier que le modèle numérique ne peut fournir que de résultats relatifs aux informations contenues dans le modèle mathématique qui découle des hypothèses de modélisation. Nous nous limiterons à la présentation de modèles élémentaires utilisés dans le cadre des théories linéaires. Bien que simples ces modèles permettent déjà de traiter un grand nombre d'applications liées aux problèmes de l'ingénieur. Du point de vue pédagogique, ils sont suffisamment complexes pour mettre en avant les difficultés de mise en œuvre de la méthode.

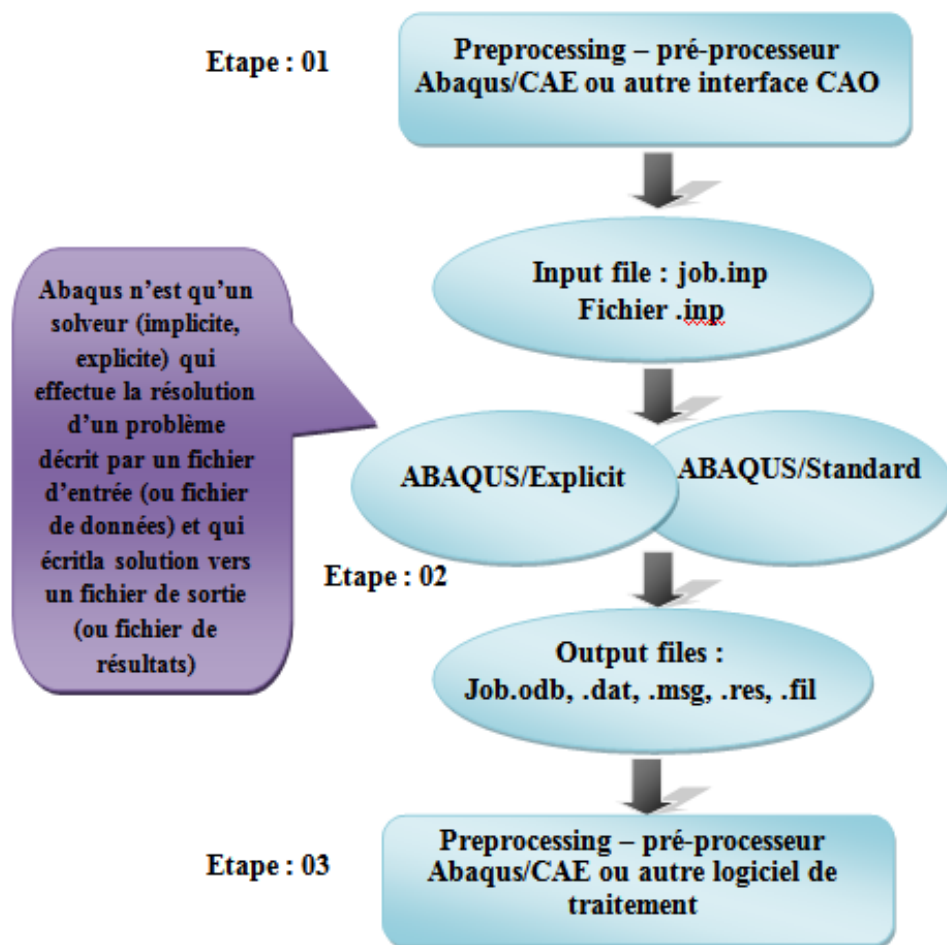
L'idée fondamentale de cette méthode est de discrétiser le problème en décomposant le domaine matériel à étudier en éléments de forme géométrique simple. Sur chacun de ces

éléments il sera plus simple de définir une approximation nous permettant d'appliquer les méthodes présentées dans la première partie de ce cours. Il ne reste alors qu'à assembler les formes matricielles élémentaires pour obtenir les équations relatives à la structure à étudier. C'est sous cette forme pragmatique qu'elle est utilisée par les ingénieurs, et que nous allons maintenant l'aborder. [24]

### III.3.2 Produits ABAQUS

ABAQUS compose de trois produits :

- ABAQUS/Standard ;
- ABAQUS/Explicit ;
- ABAQUS/CAE (Fig 2).



**Figure III.2.** Structure d'une analyse sous Abaqus. [25]

➤ **ABAQUS/Standard** : Est un solveur généraliste qui recourt à un schéma traditionnel d'intégration implicite. [25]

Résolution basée sur l'algorithme de *Newton-Raphson* et la méthode de *Riks* Problèmes linéaires et non linéaires Géométrie 1D, 2D, 3D et Axisymétrique Nombreuses procédures d'analyse dans le domaine temporel et fréquentiel.

➤ **ABAQUS/Explicit** : Un schéma d'intégration explicite pour résoudre des problèmes dynamiques ou quasi-statiques non-linéaires. Analyse non linéaire (discrétisation spatiale et temporelle) Problème transitoire et dynamique des structures Résolution basée sur la méthode explicite d'intégration en temps.

➤ **ABAQUS/CAE** : Constitue une interface intégrée de visualisation et de modélisation pour lesdits solveurs. Chacun de ces produits est complété par des modules additionnels et optionnels, spécifiques à certaines applications .*ABAQUS* fut d'abord conçu pour analyser les comportements non-linéaires. Il possède en conséquence une vaste gamme de modèles de matériau. Ses modélisations d'élastomères, en particulier, méritent d'être reconnues.

### III.3.3. Étapes de la simulation sur *ABAQUS*

Il est important de savoir que le module *CAE* (Fig. 3) que vous allez utiliser pour créer votre jeu de données est relativement récent (quelques années) et qu'il est plutôt destiné à la mise en données de problèmes relativement classiques. Donc pas toutes les commandes utilisables dans Abaqus et fait souvent le choix de paramètres par défaut. [26]

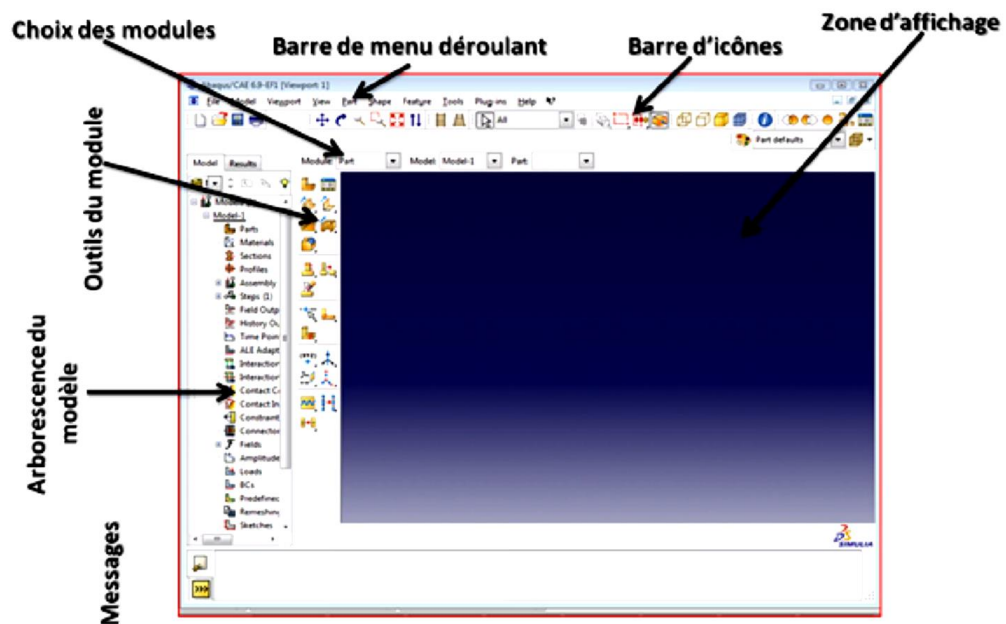
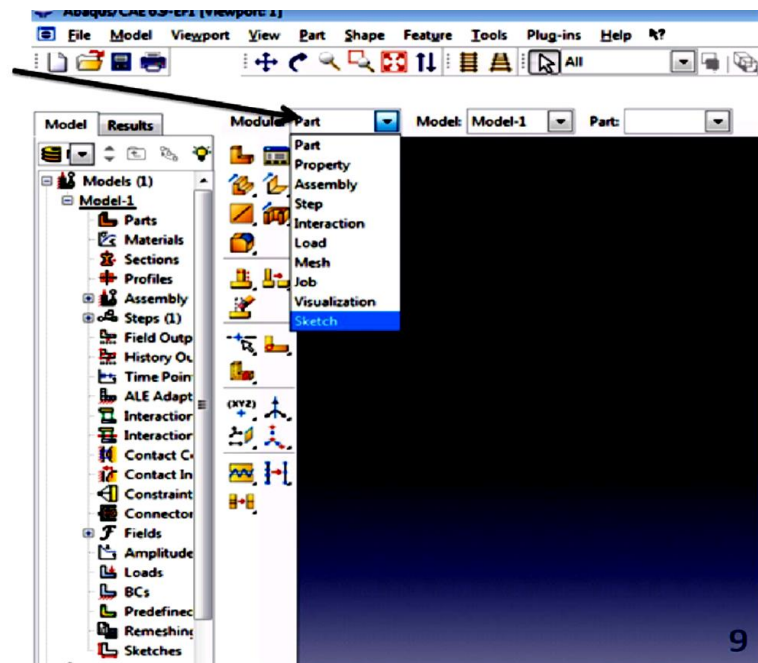


Figure III.3. Organisation d'Abaqus. [26]

➤ **Les modules** : La réalisation complète d'un jeu de données s'effectue après un passage successif dans les modules, (Fig. 4). [27]

- **Module Part**
- **Module Property**
- **Module Assembly**
- **Module Step**
- **Module Interaction**
- **Module Load**
- **Module Mesh**
- **Module Job**
- **Module Visualization**
- **Module Sketch**



**Figure III.4.** Réalisation de la mise en données d'un problème.

a) **Module part** : Ce module qu'est définie la géométrie des entités du modèle. Elles comprennent à la fois les parties déformables et les parties rigides. Pour créer les créer, il faut utiliser l'icône de création en haut à gauche. Il ne vous reste plus qu'à sélectionner convenablement :

- L'espace de modélisation : 3D par exemple
- Le type d'entité à générer : déformable
- La forme de l'entité.

Dans tous les cas vous passez dans un autre environnement de type CAO où vous dessinez vos pièces. Dans le cas d'un solide rigide, il est nécessaire de définir un point de référence. C'est en fait en ce point que sont définis les degrés de liberté du solide sur lesquels vous imposerez des conditions aux limites par la suite. Ceci se fait dans le menu Tools, grâce à command de Référence point.

b) **Module Property** : On y définit les propriétés du ou des matériaux (Fig. 6) (des parties déformables du modèle) et la masse des corps rigides si nécessaire. Dans le cas présent, vous avez à définir des propriétés élastiques et/ou plastiques. Pour créer un matériau, il suffit de cliquer sur l'icône en haut à gauche. Il vaut mieux ensuite donner un nom spécifique à chacun de vos matériaux ce qui permet éventuellement la création d'une base de données, il vous reste à définir :

- Les propriétés élastiques via Mechanical, Elasticity, Elastique (module d'Young et le coefficient de Poisson pour un matériau isotrope).

- Les propriétés plastiques via Mechanical, Plasticity, Plastic. (Sous l'hypothèse d'un écrouissage isotrope, la courbe d'écrouissage est entrée sous la forme : limite d'élasticité/déformation plastique. Dans cette courbe, la contrainte est de type Cauchy (F divisée par la surface actuelle) et la déformation est logarithmique ( $\ln(L/L_0)$ )).

Il faut ensuite affecter les propriétés matériau à une entité du maillage : pour cela il est nécessaire de créer tout d'abord une section avec l'icône en forme de poutre. Vous aurez à faire référence à un matériau et il ne vous restera plus qu'à Donner une valeur à l'épaisseur.

**c) Module Assembly :** Assembly ce module, il s'agit de créer une instance (FigIII-7) à partir des entités que vous avez définies dans le module Part. Ces instances seront celles que vous manipulerez par la suite dans le modèle. Dans le cas général, à partir de l'icône en haut à gauche, pour créer une instance vous sélectionnerez tous les éléments créés dans Part. Vous pouvez le cas échéant faire subir des mouvements d'ensemble à ces instances pour les repositionner dans l'espace.

**d) Module Step :** C'est ici que vous choisirez, dans le cas d'études de crash ou d'impact, le module « Dynamic explicit ». Vous remarquerez au passage les nombreuses autres possibilités qui sont offertes par ce code de calcul.

**e) Module Interaction :** Grâce ce module, il est possible de spécifier toutes les interactions entre les différentes parties et régions du modèle, qu'elles soient mécaniques, thermiques ou autres. Il faut savoir qu'ABAQUS ne prend en compte que les interactions explicitement définies, la proximité géométrique n'étant pas suffisante.

**f) Module Load :** Le module Load permet de spécifier tous les chargements, conditions limites et Champs. Il faut savoir que les chargements et les conditions limites sont dépendants des steps, par exemple une force est appliquée au step 1 mais inactive au step

**g) Module Mesh :** Mesh contient tous les outils nécessaires pour générer un maillage élément fini sur un assemblage.

**h) Module Job :** Le « lancement » du calcul est classique. Après avoir lancé le calcul, vous pouvez suivre l'évolution du procès en cliquant sur Monitor : vous pouvez ainsi avoir en temps réel l'évolution des incréments de chargement et apprécier la convergence des calculs.

**i) Module visualisation :** Visualisation Est un module qui affiche tous les résultats de la pièce soit contrainte ou déformation.

**j) Module sketch :** Sketch permet de créer des formes bidimensionnelles qui ne sont pas associés à un objet. Il peut être utilisé pour des extrusions par exemple.

### III.3.4. Arbre du modèle

L'arbre donne une description visuelle de la hiérarchie des objets du modèle. Tous les objets sont indiqués par de petites icônes avec en parenthèses le nombre de ces objets. L'ordre de l'arbre reflète l'ordre classique d'élaboration du modèle. A partir de cet arbre il est possible de retrouver la plupart des fonctionnalités de la barre de menu principale. Par exemple, double cliquer sur Part permet de créer une nouvelle Part comme sélectionner Part Créates dans la barre de menu.

### III.3.5. Eléments finis dans ABAQUS

- Un très large choix d'éléments (plus de 100), (Fig. 5) .
- Chaque élément est caractérisé par : famille, ddl, nombre de nœuds, intégration.
- Possibilités de programmer de nouveaux éléments (en *FORTRAN*, sur *ABAQUS/Standard*). [7]

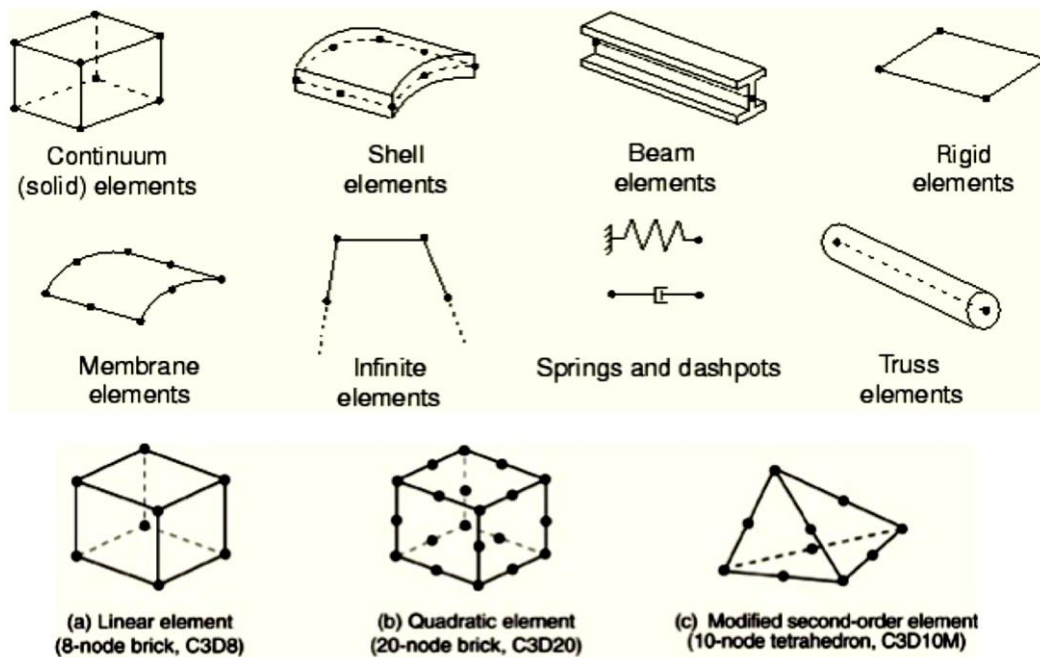


Figure III.5. Quelques éléments finis utilisés en Abaqus. [28]

### III.3.6. Caractéristiques du matériau du vilebrequin

Le matériau utilisé est la **fonte grise à graphite sphéroïdal**

Résistance à la traction $R_m$ en $N/mm^2$	800
Limite conventionnelle d'élasticité 0.2% $R_{e0.2}$ en $N/mm^2$	600
Allongement minimal A en %	2
Résistance au cisaillement [ $N/mm^2$ ]	810

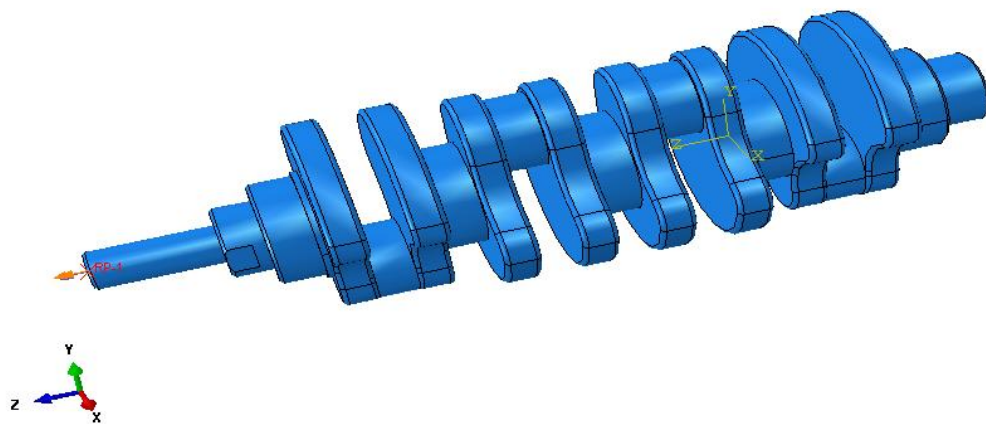
Résistance à la torsion [N/mm <sup>2</sup> ]	810
Module d'élasticité [GN/m <sup>2</sup> ]	176
Coefficient de poisson	0.275
Conductivité thermique à 300°C [W(k.m)]	31.1
Ténacité à la rupture $K_{Ic}$ [MPa.m <sup>2</sup> ]	14

**Tableau III.2.** Caractéristique mécanique du vilebrequin. [17]

### III.4. Chargement et conditions aux limites

#### III.4.1. Chargement

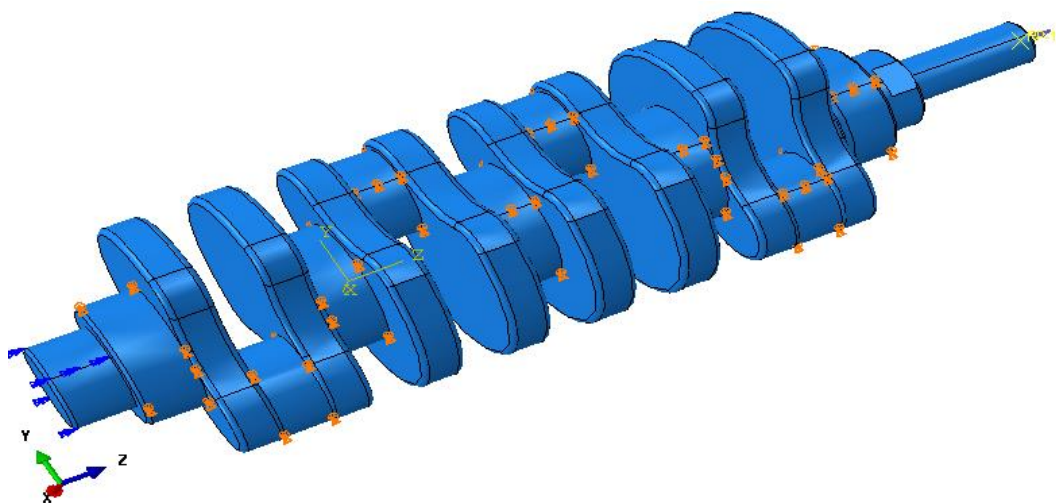
On applique un couple sur le vilebrequin comme suit :



**Figure III.6.** Couple appliqué sur le vilebrequin.

#### III.4.2. Conditions aux limites

Les manetons et les tourillons sont dépourvus de translation (U1, U2 et U3), et la surface portant le volant moteur est dépourvus de rotation autour de Z (UR3) (Fig. 7).



**Figure III.7.** Condition aux limites d'un mécanisme.

### III.4.3. Maillage

#### III.4.3.1. Choix du type d'élément fini

En raison de la géométrie complexe du vilebrequin (déjà conçu en SolidWorks) et dans le but de réaliser une simulation suffisante on opte pour l'élément fini tétraèdre à 4 nœuds.

#### III.4.3.2. Maillage

Le maillage effectué à l'aide des éléments tétraédriques donne un nombre de 205173 éléments (Fig. 8). La figure suivante illustre le maillage de la pièce étudiée.

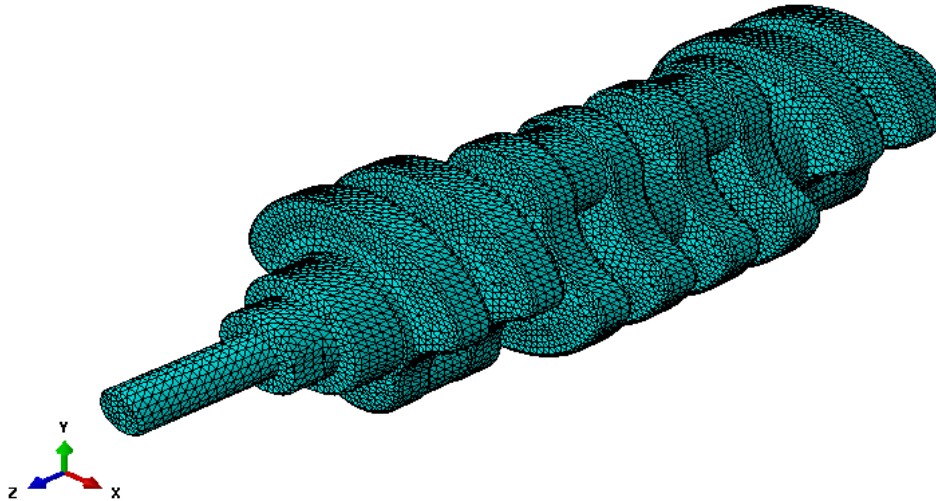


Figure III.8. Maillage du vilebrequin.

### III.5. Extraction des régimes du chargement

L'histoire du chargement utilisée est celle du couple moteur obtenu dans le chapitre 2. Pour un calcul plus précis on fait appel à la méthode de Rainflow (Voir chapitre 1) lorsqu'il s'agit d'un chargement complexe (Fig. 9).

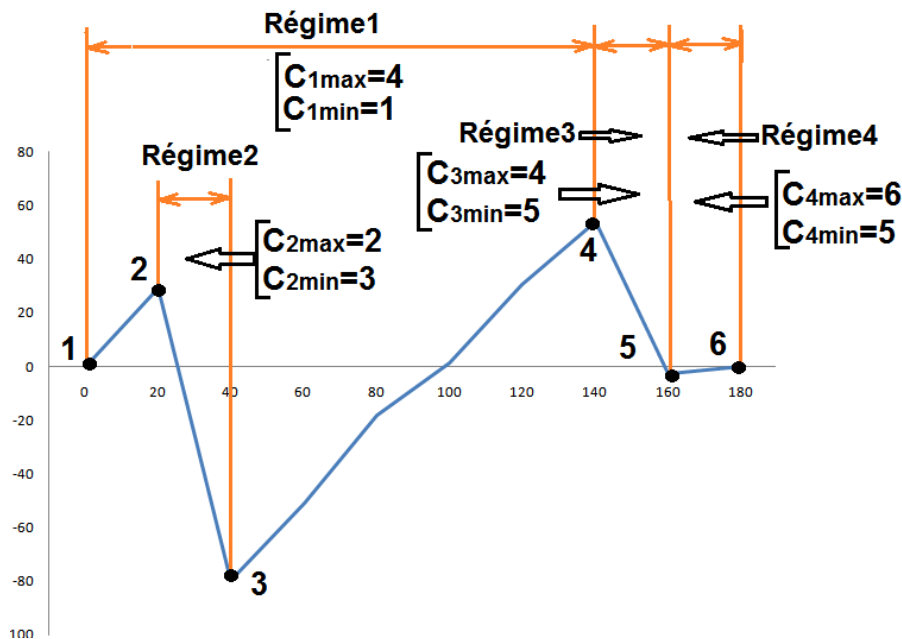


Figure III.9. Histoire du couple moteur.

On calcule les contraintes Amplitude et Moyenne

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Les résultats du calcul sont mis dans le tableau (Tableau. 2)

Régime	Repère	$C_{max}$ (N-m)	$C_{min}$ (N-m)	$C_a$ (N-m)	$C_m$ (N-m)	$n_i^*$ (Cycles)
1	0-3	53,85	0	26,925	26,925	0,5
2	1-2	29,23	-79,73	54,48	-25,25	1
3	3-4	53,85	-2,76	28,305	25,545	0,5
4	4-5	0	-2,76	1,38	-1,38	0,5

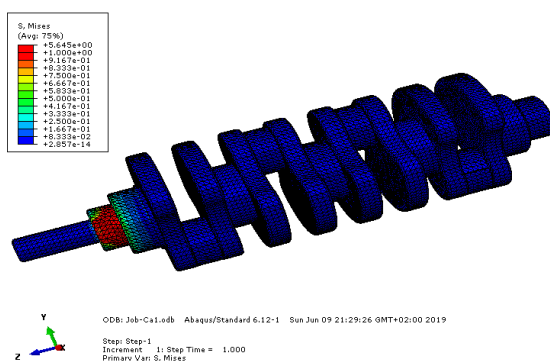
**Tableau III.2.** Valeurs amplitude et moyenne du couple moteur.

**III.6. Application à la simulation et résultats**

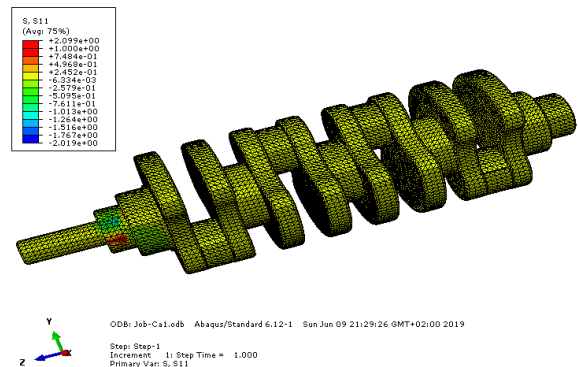
1) Régime1 :  $C_{1a} = 26925N.mm$  et  $C_{1m} = 26925N.mm$

1-1)  $C_{1a} = 26925N.mm$

$\sigma_{xx}$ (MPa)	$\sigma_{yy}$ (MPa)	$\sigma_{zz}$ (MPa)	$\sigma_{xy}$ (MPa)	$\sigma_{yz}$ (MPa)	$\sigma_{xz}$ (MPa)	Contr. Von Mises $\sigma_{Va}$ (MPa)
2.099	4.325	1.155	2.745	1.000	2.295	5.645



**Figure III.10.** Iso valeurs de contrainte Van-Mises  $\sigma_{Va1}$ .



**Figure III.11.** Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{a1xx}$ .

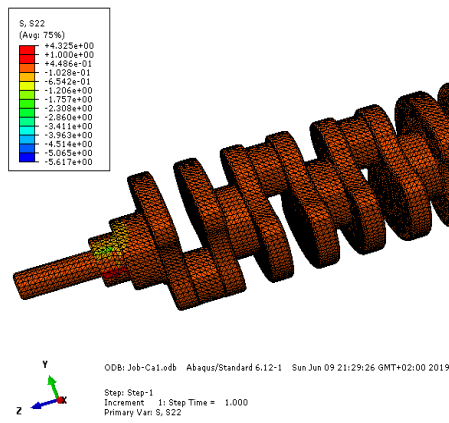


Figure III.12. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{a1YY}$ .

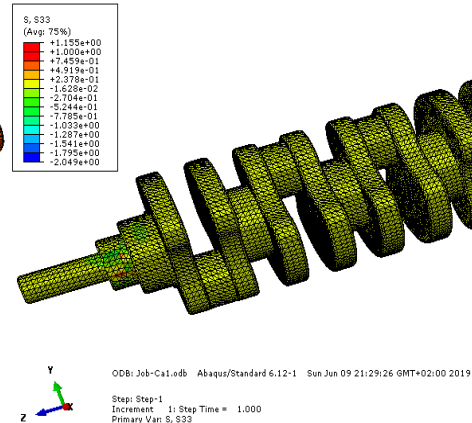


Figure III.13. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{a1ZZ}$ .

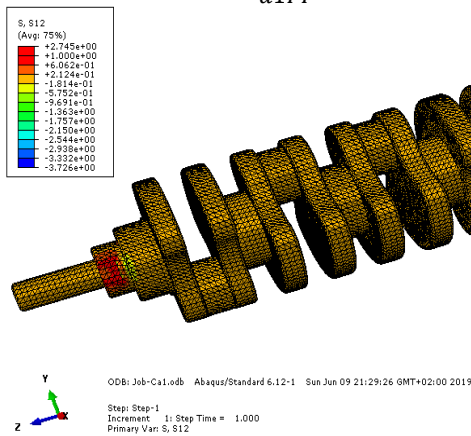


Figure III.14. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{a1XY}$ .

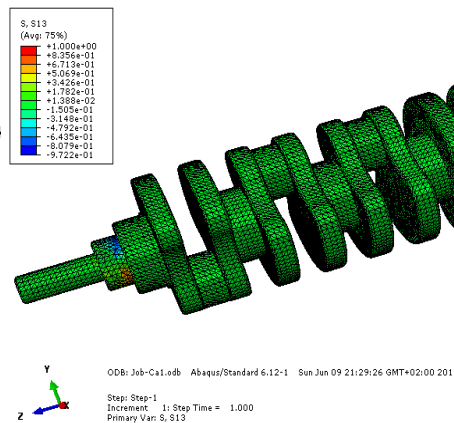


Figure III.15. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{a1XZ}$ .

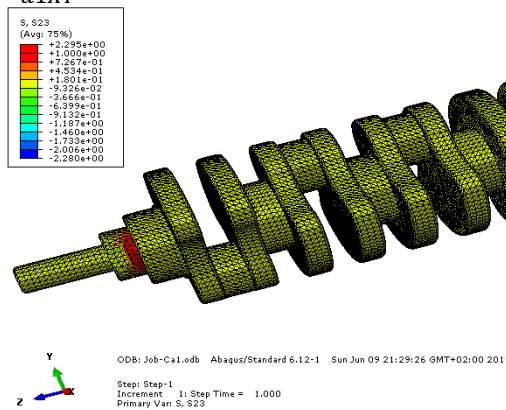


Figure III.16. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{a1YZ}$ .

1-2)  $C_{1m} = 26925 N.mm$

$\sigma_{xx}$ (MPa)	$\sigma_{yy}$ (MPa)	$\sigma_{zz}$ (MPa)	$\sigma_{xy}$ (MPa)	$\sigma_{yz}$ (MPa)	$\sigma_{xz}$ (MPa)	Contr. Von Misés(MPa)
2.099	4.325	1.155	2.745	1.000	2.295	5.645

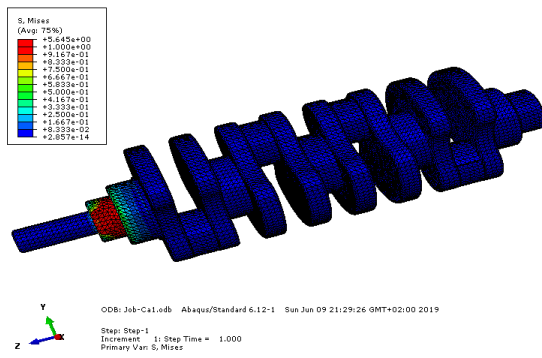


Figure III.17. Iso valeurs de contrainte Van-Mises  $\sigma_{Vm1}$ .

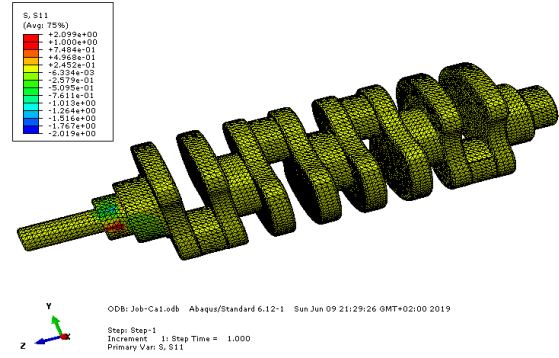


Figure III.18. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m1xx}$ .

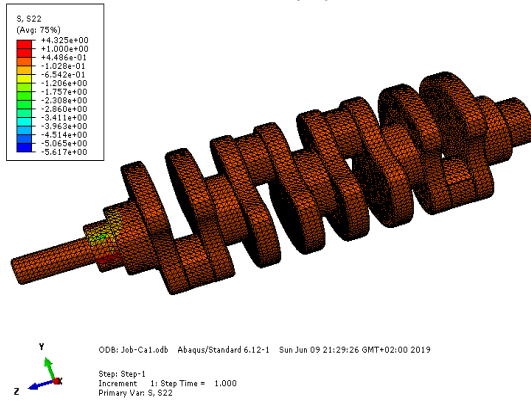


Figure III.19. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m1yy}$ .

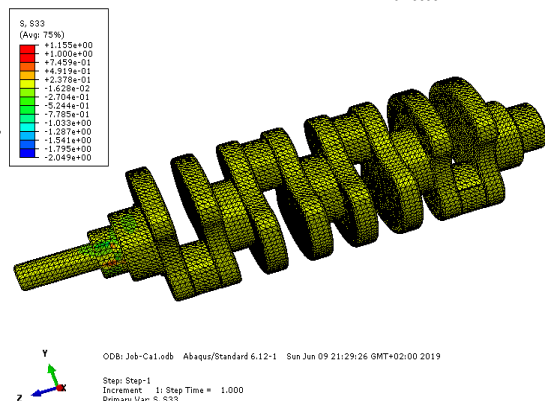


Figure III.20. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m1zz}$ .

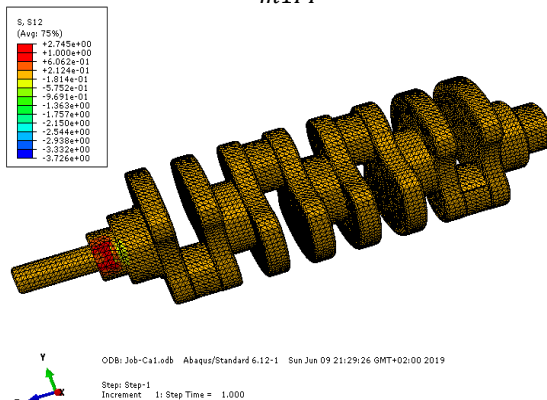


Figure III.21. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{m1xy}$ .

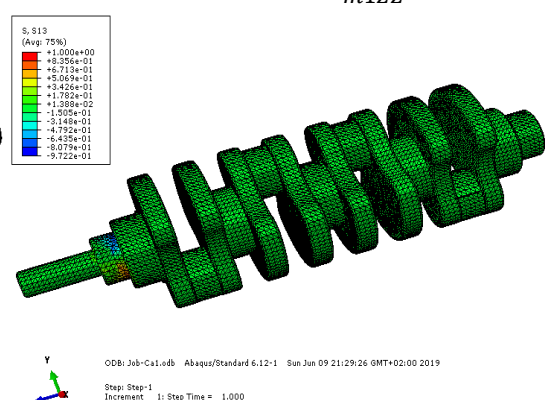


Figure III.22. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{m1xz}$ .

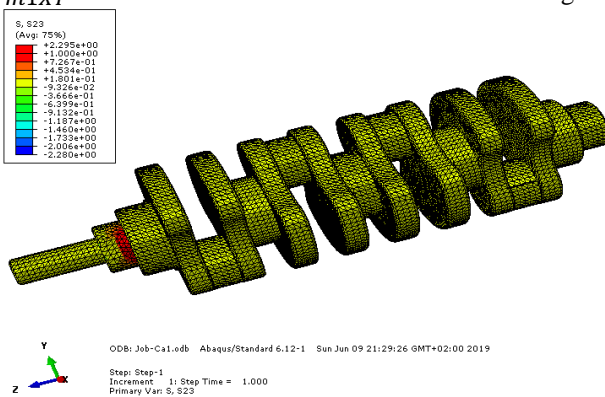


Figure III.23. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{m1yz}$ .

2) Régime2 :  $C_{2a} = 54480N.mm$  et  $C_{2m} = -25250N.mm$

1-1)  $C_{2a} = 54480N.mm$

$\sigma_{xx}$ (MPa)	$\sigma_{yy}$ (MPa)	$\sigma_{zz}$ (MPa)	$\sigma_{xy}$ (MPa)	$\sigma_{yz}$ (MPa)	$\sigma_{xz}$ (MPa)	Contr. Von Misés(MPa)
4.247	8.752	2.337	5.555	1.864	4.645	11.42

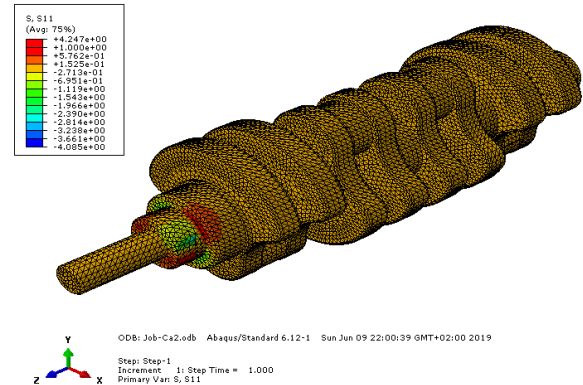
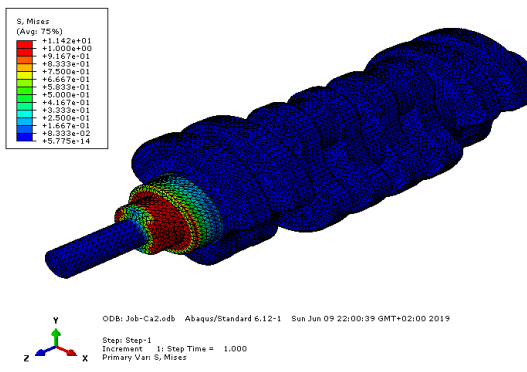


Figure III.24. Iso valeurs de contrainte Van-Mises  $\sigma_{Va2}$ .

Figure III.25. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{a2xx}$ .

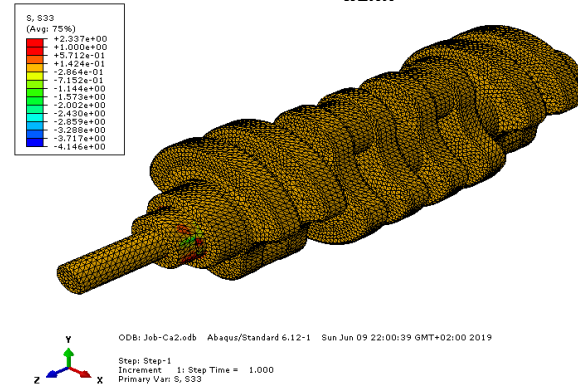
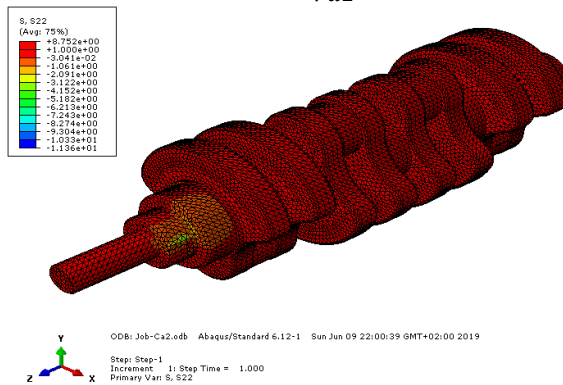


Figure III.26. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{a2yy}$ .

Figure III.27. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{a2zz}$ .

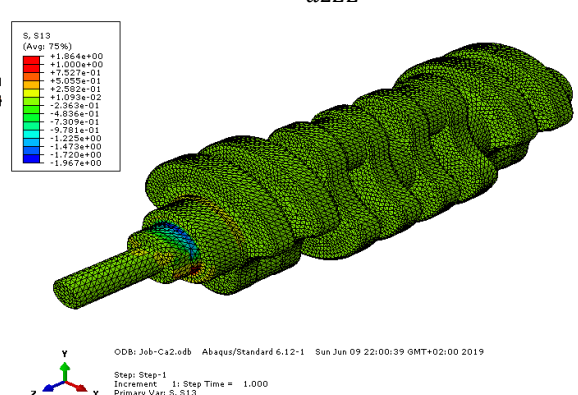
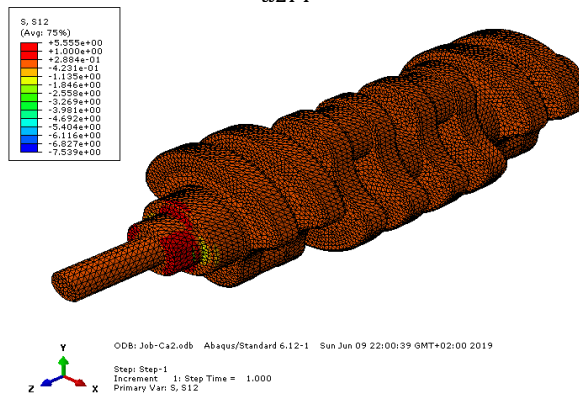


Figure III.28. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{a2xy}$ .

Figure III.29. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{a2xz}$ .

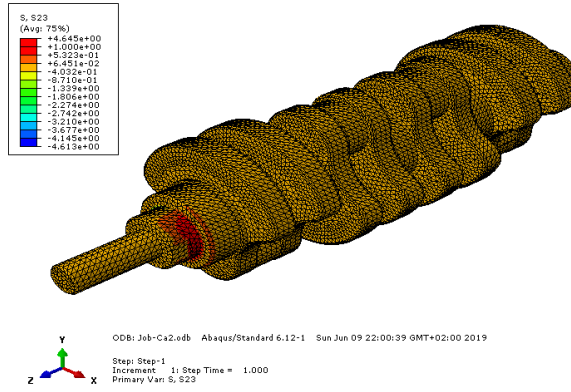


Figure III.30. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{a2YZ}$ .

1-2)  $C_{2m} = -25250N.mm$

$\sigma_{xx}$ (MPa)	$\sigma_{yy}$ (MPa)	$\sigma_{zz}$ (MPa)	$\sigma_{xy}$ (MPa)	$\sigma_{yz}$ (MPa)	$\sigma_{xz}$ (MPa)	Contr. Von Misés(MPa)
1.893	5.267	1.921	3.494	1.000	2.138	5.294

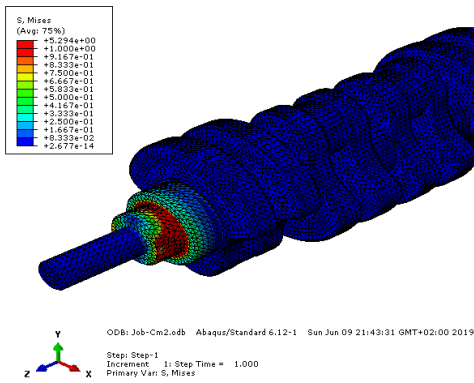


Figure III.31. Iso valeurs de contrainte Van-Mises  $\sigma_{Vm2}$ .

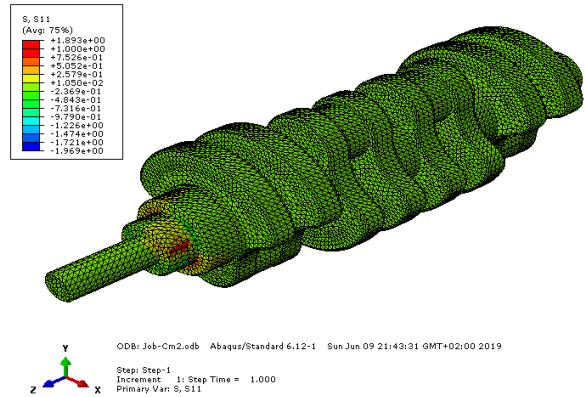


Figure III.32. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m2xx}$ .

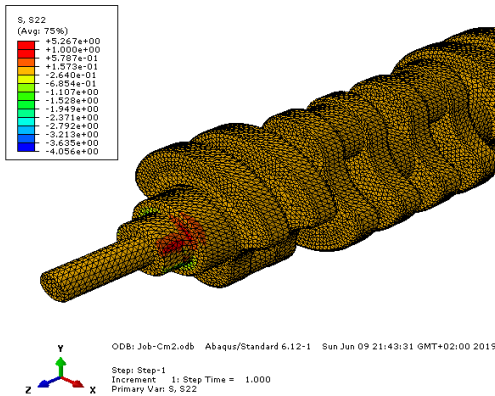


Figure III.33. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m2YY}$ .

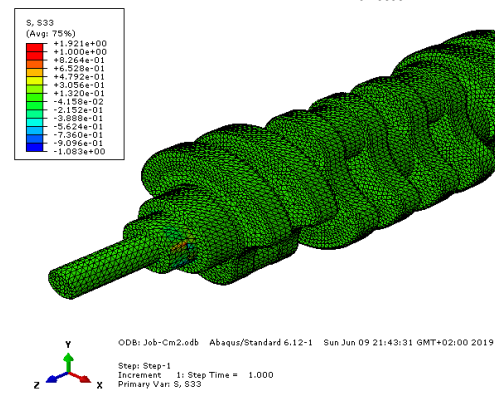


Figure III.34. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m2ZZ}$ .

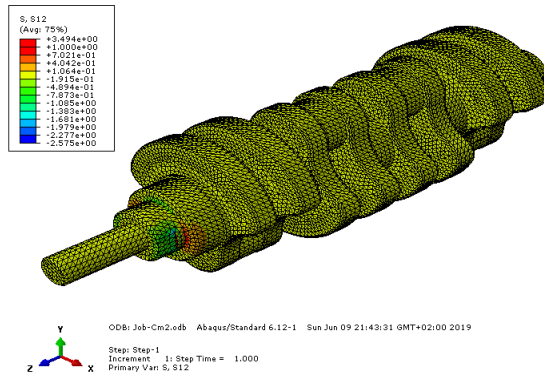


Figure III.35. Iso valeurs de contrainte

Tangentielle  $\sigma_{m2XY}$ .

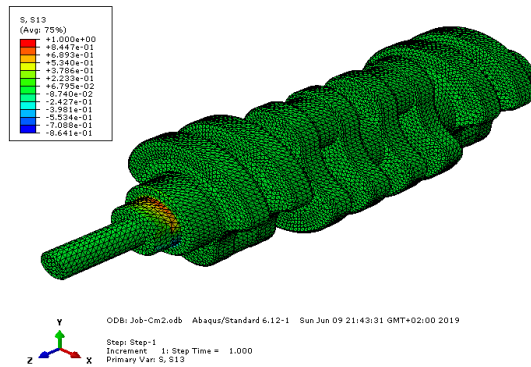


Figure III.36. Iso valeurs de contrainte

Tangentielle  $\sigma_{m2XZ}$ .

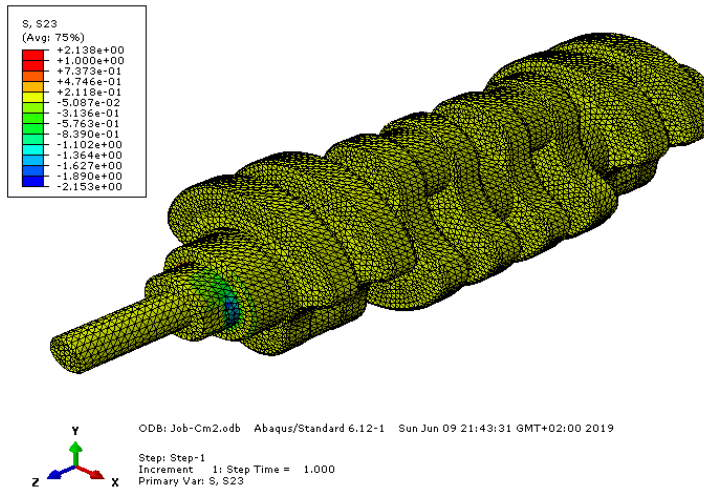


Figure III.37. Iso valeurs de contrainte

Tangentielle  $\sigma_{m2YZ}$ .

- 3) Régime3 :  $C_{3a} = 28305N.mm$  et  $C_{3m} = 25545N.mm$   
 1-1)  $C_{3a} = 28305N.m$

$\sigma_{xx}$ (MPa)	$\sigma_{yy}$ (MPa)	$\sigma_{zz}$ (MPa)	$\sigma_{xy}$ (MPa)	$\sigma_{yz}$ (MPa)	$\sigma_{xz}$ (MPa)	Contr. Von Misés(MPa)
2.207	4.547	1.214	2.886	1.000	2.413	5.934

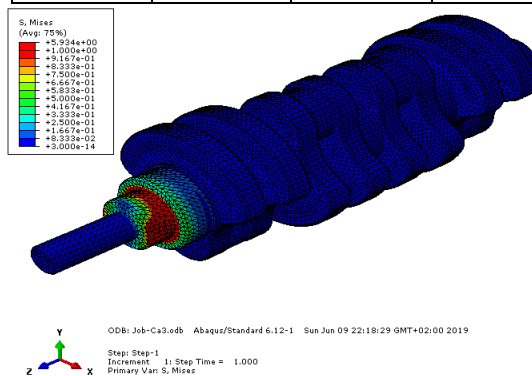


Figure III.38. Iso valeurs de contrainte

Van-Mises  $\sigma_{Va3}$ .

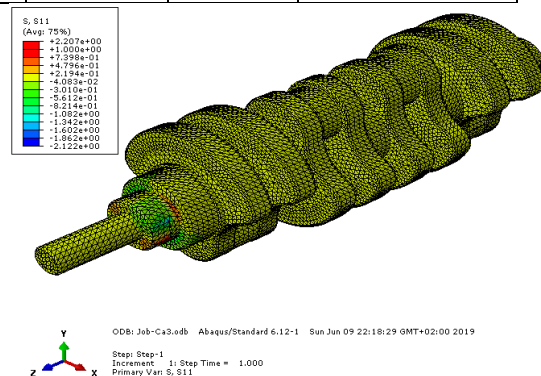


Figure III.39. Iso valeurs de contrainte

normale  $\sigma_{a3xx}$ .

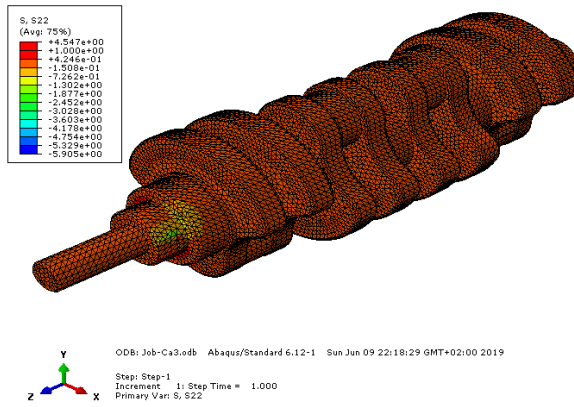


Figure III.40. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{a3YY}$ .

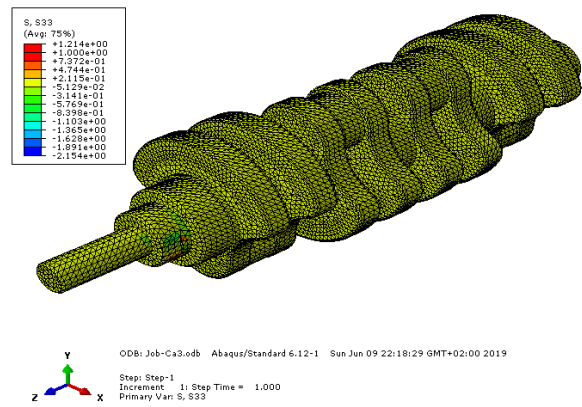


Figure III.41. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{a3ZZ}$ .

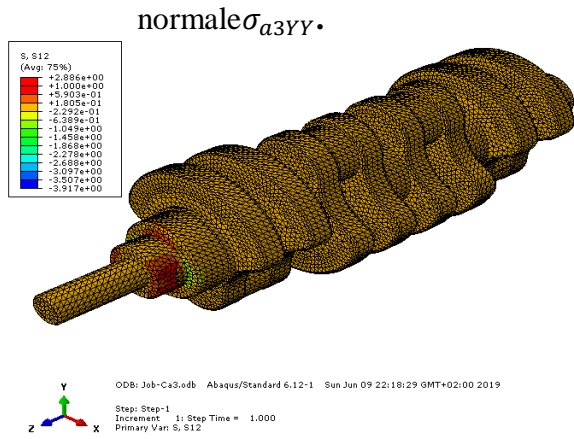


Figure III.42. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{a3XX}$ .

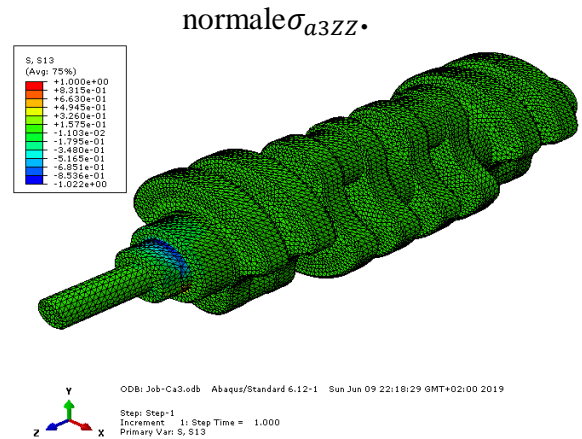


Figure III.43. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{a3ZZ}$ .

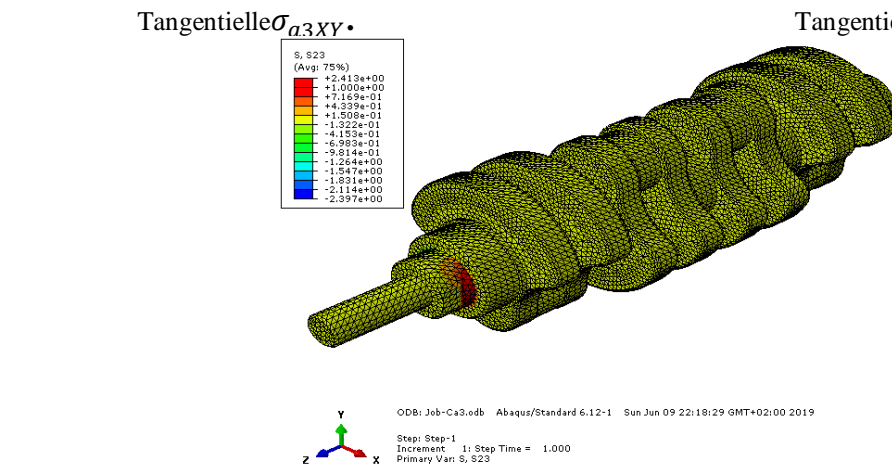


Figure III.44. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{a3XY}$ .

Tangentielle  $\sigma_{a3YZ}$ .

1-2)  $C_{3m} = 25545 N \cdot mm$

$\sigma_{xx}$ (MPa)	$\sigma_{yy}$ (MPa)	$\sigma_{zz}$ (MPa)	$\sigma_{xy}$ (MPa)	$\sigma_{yz}$ (MPa)	$\sigma_{xz}$ (MPa)	Contr. Von Misés(MPa)
1.992	4.104	1.096	2.605	1.000	2.172	5.356

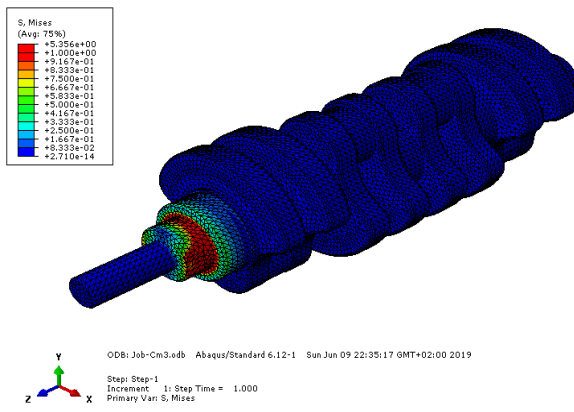


Figure III.45. Iso valeurs de contrainte Van-Mises  $\sigma_{Vm3}$ .

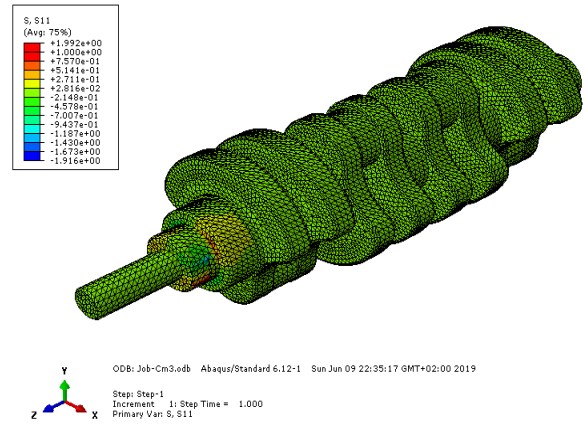


Figure III.46. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m3xx}$ .

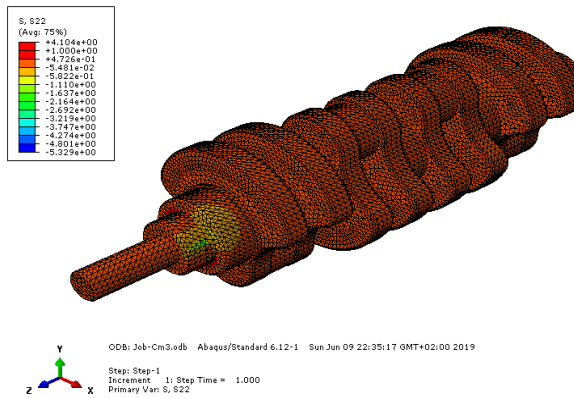


Figure III.47. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m3yy}$ .

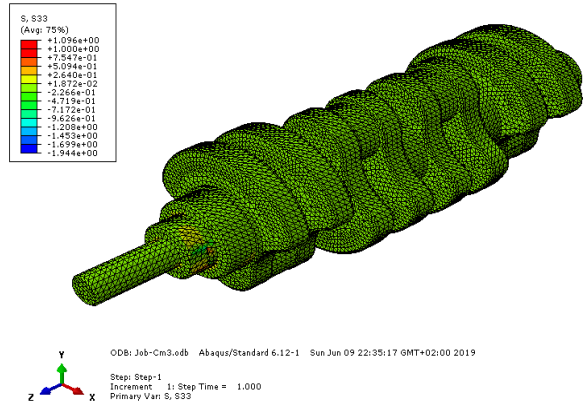


Figure III.48. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m3zz}$ .

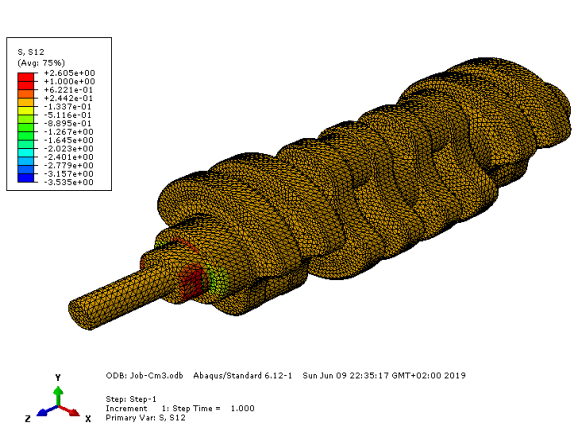


Figure III.49. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{m3xy}$ .

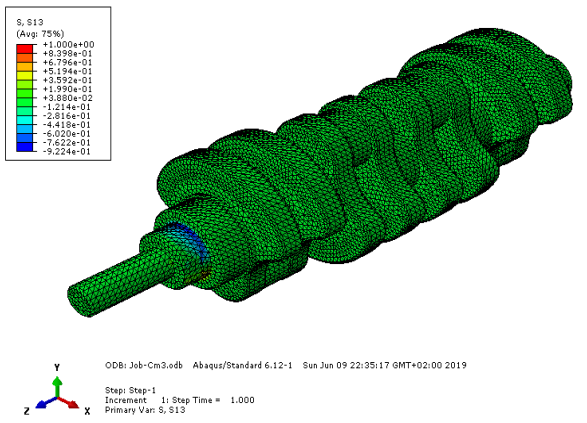


Figure III.50. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{m3xz}$ .

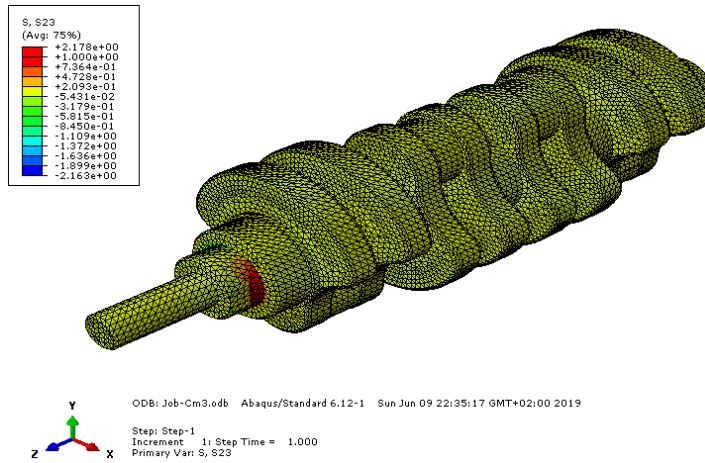


Figure III.51. Iso valeurs de contrainte  
Tangentielle  $\sigma_{m3YZ}$ .

- 4) Régime 1 :  $C_{4a} = 1380N.mm$  et  $C_{4m} = -1380N.mm$   
 1-1)  $C_{4a} = 1380N.mm$

$\sigma_{xx}$ (MPa)	$\sigma_{yy}$ (MPa)	$\sigma_{zz}$ (MPa)	$\sigma_{xy}$ (MPa)	$\sigma_{yz}$ (MPa)	$\sigma_{xz}$ (MPa)	Contr. Von Misés(MPa)
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

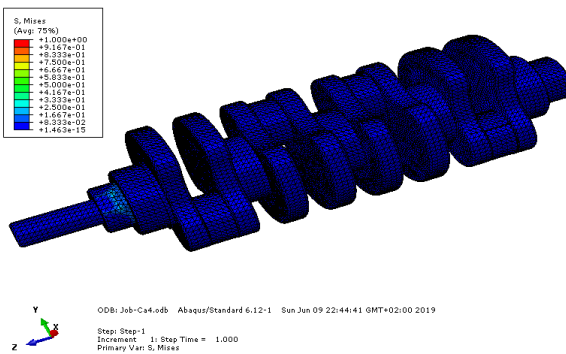


Figure III.52. Iso valeurs de contrainte

Van-Mises  $\sigma_{Va4}$ .

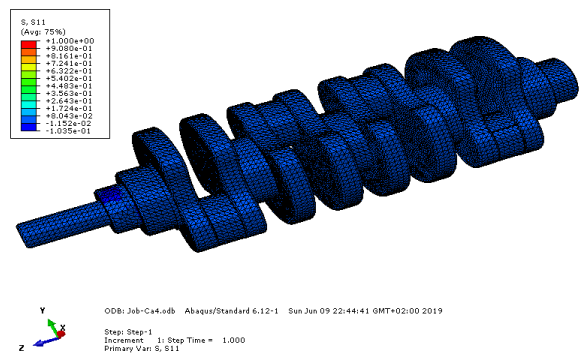


Figure III.53. Iso valeurs de contrainte

normale  $\sigma_{a4xx}$ .

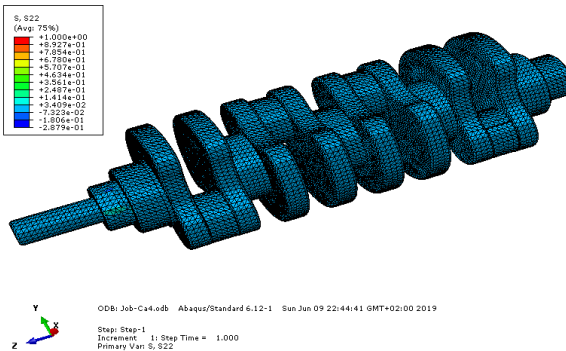


Figure III.54. Iso valeurs de contrainte

normale  $\sigma_{a4YY}$ .

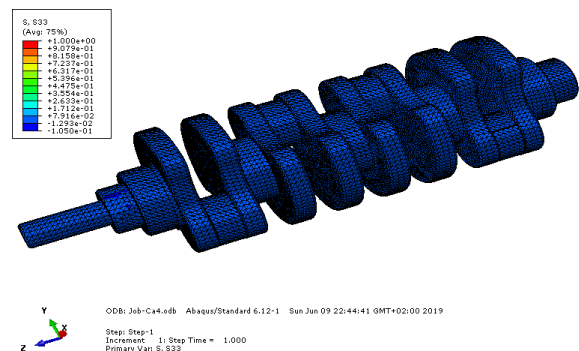


Figure III.55. Iso valeurs de contrainte

normale  $\sigma_{a4ZZ}$ .

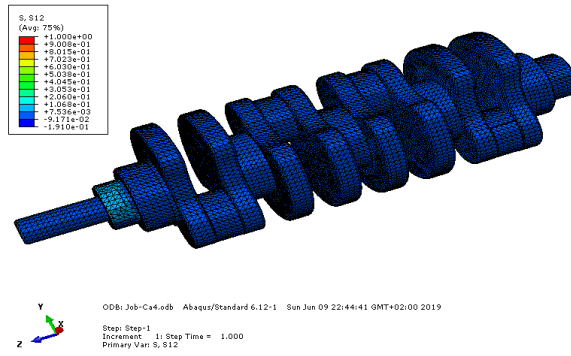


Figure III.56. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{a4XY}$ .

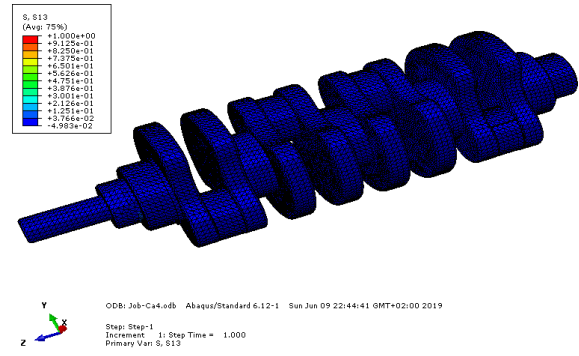


Figure III.57. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{a4XZ}$ .

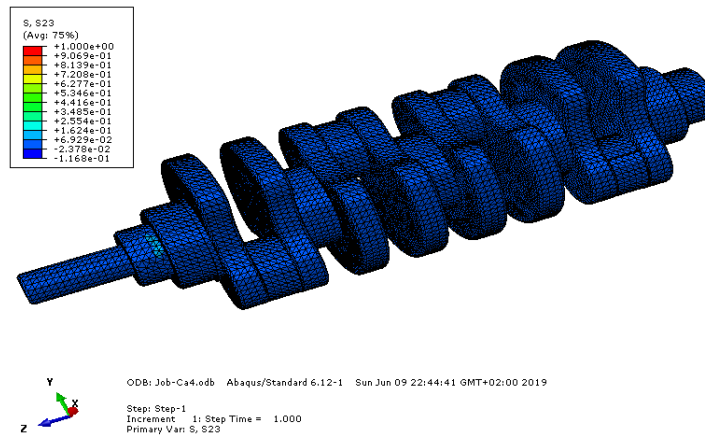


Figure III.58. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{a4YZ}$ .

1-2)  $C_{4m} = -1380 N \cdot mm$

$\sigma_{xx}$ (MPa)	$\sigma_{yy}$ (MPa)	$\sigma_{zz}$ (MPa)	$\sigma_{xy}$ (MPa)	$\sigma_{yz}$ (MPa)	$\sigma_{xz}$ (MPa)	Contr. Von Misés(MPa)
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

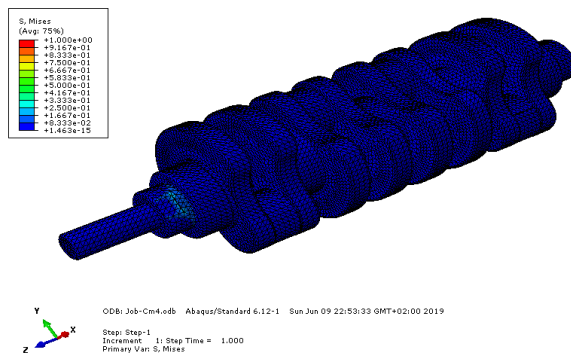


Figure III.59. Iso valeurs de contrainte Van-Mises  $\sigma_{Vm4}$ .

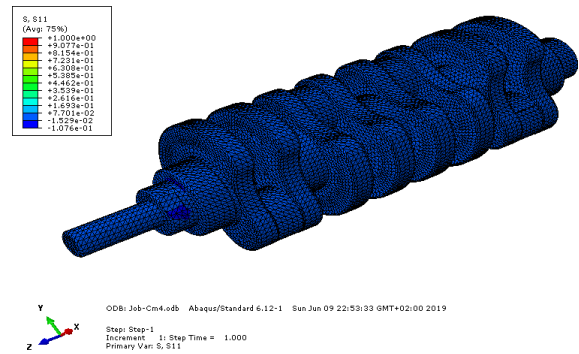


Figure III.60. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m4xx}$ .

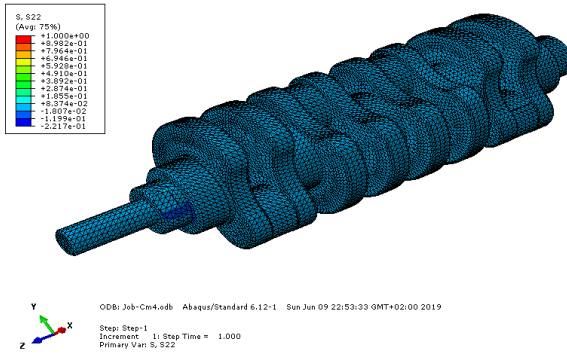


Figure III.61. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m4YY}$ .

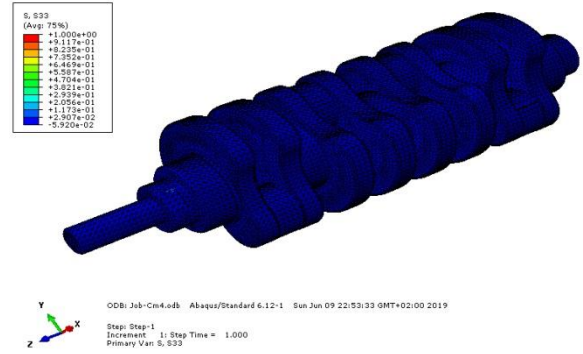


Figure III.62. Iso valeurs de contrainte normale  $\sigma_{m4ZZ}$ .

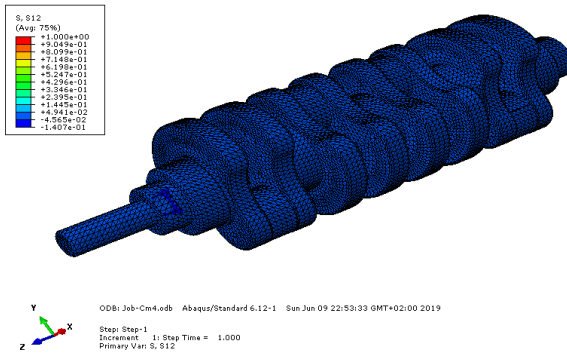


Figure III.63. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{m4XY}$ .

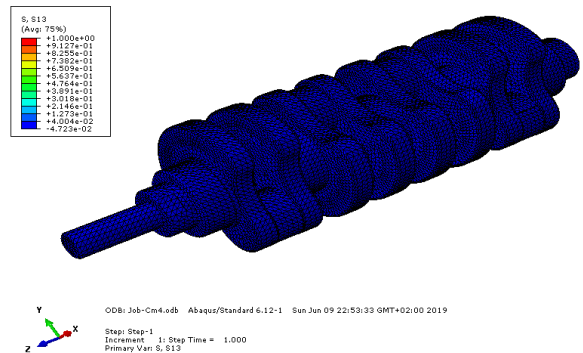


Figure III.64. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{m4XZ}$ .

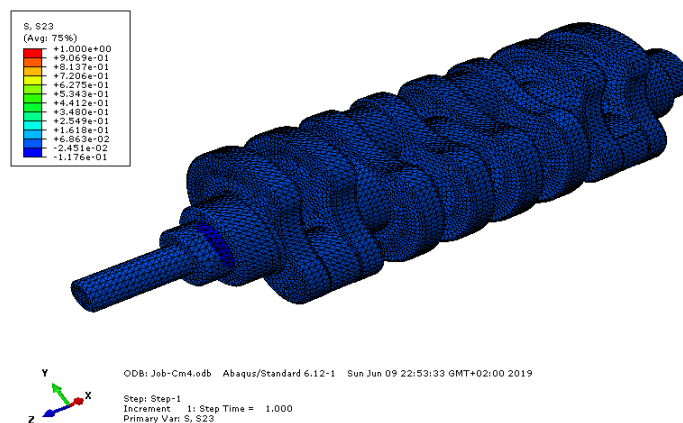


Figure III.65. Iso valeurs de contrainte Tangentielle  $\sigma_{m4YZ}$ .

### III.7. Calcul de fatigue

#### III.7.1. Calcul les facteurs influençant la limite d'endurance expérimentale

a) Température  $K_d$ 

$$K_d = \frac{344}{273 + T}$$

La difficulté de détermination de la température du vilebrequin nous oblige à considérer la température de l'huile. [29] On a :

$$T = 130^\circ\text{C}$$

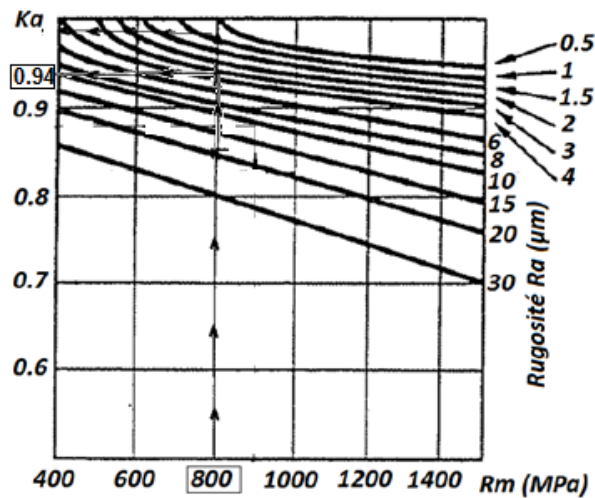
Donc :

$$K_d = \frac{344}{273 + 130} = 0.85^\circ\text{C}$$

b) Rugosité (état de surface)  $K_a$ 

La difficulté de détermination de la rugosité du vilebrequin nous oblige de l'extraire de [30] On a :

La rugosité  $R_a = 3.2\mu\text{m}$



**Figure 66.** Abaque pour déterminer le facteur  $K_a$  pour les aciers. [1]

$$K_a \approx 0.94$$

c) Effet de grosseur  $K_b$ 

$$\text{On à : } K_b = \begin{cases} 1 & \text{si } d \leq 7.6\text{mm} \\ 0.85 & \text{si } 7.6 \leq d \leq 50\text{mm} \\ 0.75 & \text{si } d \geq 50\text{mm} \end{cases}$$

$$d = 21.5\text{mm}$$

$$\text{Donc : } K_b = 0.85$$

## d) Facteur de concentration de contraintes

➤ Trouver  $K_{t1}$

On à :  $d_1 = 30\text{ mm}$  et  $D_1 = 55\text{mm}$  et  $r_1 = 2\text{mm}$

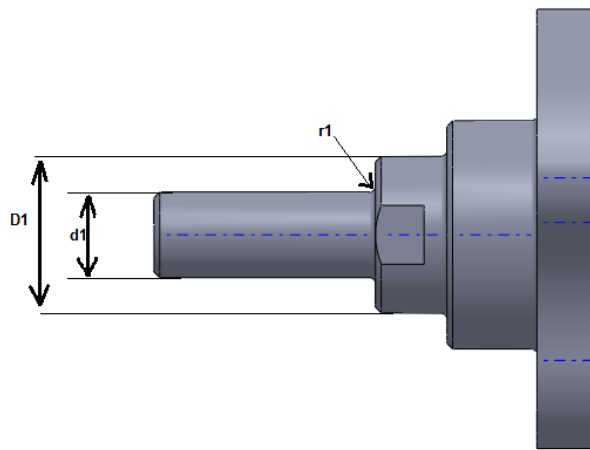


Figure 67. Régions de concentration de contrainte.

$$t = \frac{D_1}{2} - \frac{d_1}{2}$$

$$t = \frac{55}{2} - \frac{30}{2}$$

$$t = 12.5\text{mm}$$

$$\frac{r}{t} = \frac{2}{12.5} = 0.16$$

$$\frac{d_1}{D_1} = 0.54$$

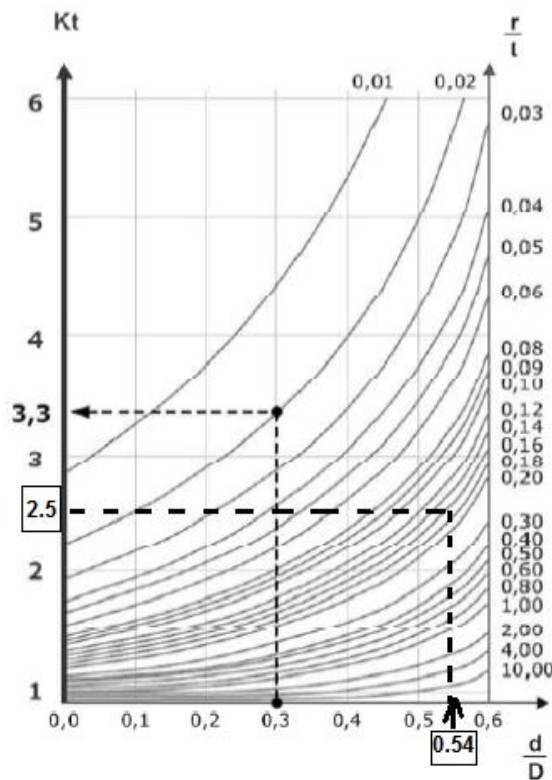


Figure 68. Abaque de  $K_{t1}$  (Torsion). [1]

$$K_{t1} = 2.5$$

➤ Trouver  $K_{t2}$

On à :  $d_2 = 55 \text{ mm}$  et  $D_2 = 80 \text{ mm}$  et  $r_2 = 2 \text{ mm}$

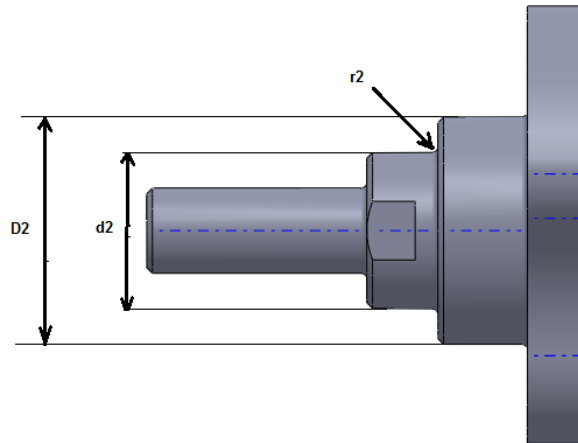


Figure 69. Régions de concentration de contrainte.

$$t = \frac{D_1}{2} - \frac{d_1}{2}$$

$$t = \frac{80}{2} - \frac{55}{2}$$

$$t = 12.5 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{t} = \frac{2}{12.5} = 0.16$$

$$\frac{d_2}{D_2} \approx 0.6$$

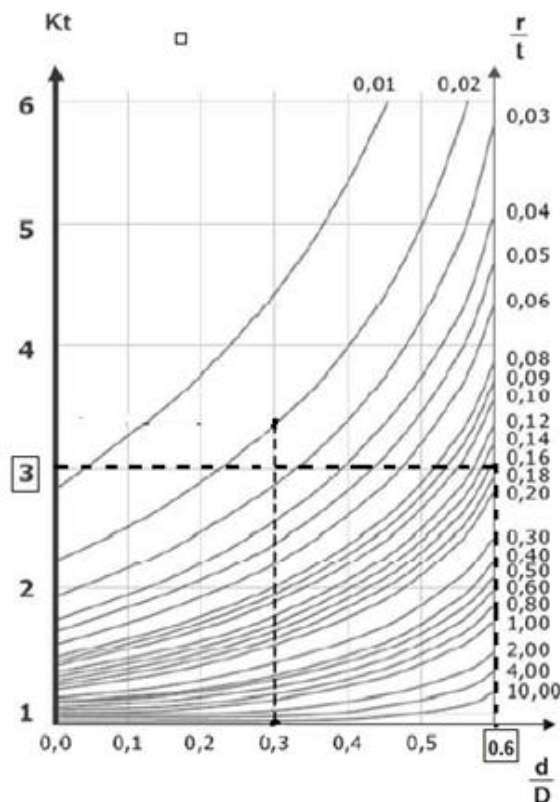


Figure 70. Abaque de  $K_{t2}$  (Torsion). [1]

$$K_{t2} = 3$$

➤ Trouver  $K_{t3}$

On à :  $d_3 = 80\text{ mm}$  et  $D_3 = 154\text{ mm}$  et  $r_3 = 2\text{ mm}$

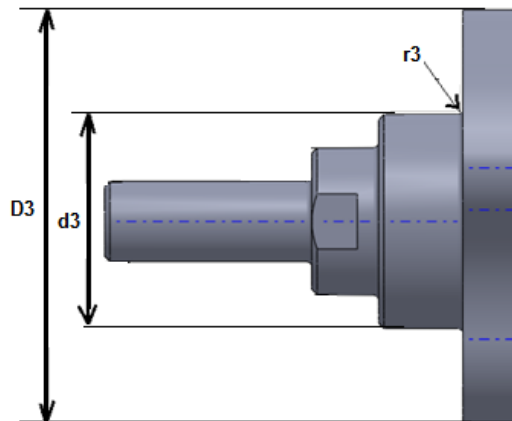


Figure 71. Régions de concentration de contrainte.

$$t = \frac{D_3}{2} - \frac{d_3}{2}$$

$$t = \frac{154}{2} - \frac{80}{2}$$

$$t = 37\text{ mm}$$

$$\frac{r}{t} = \frac{2}{37} = 0.05$$

$$\frac{d_3}{D_3} = \frac{80}{154} = 0.5$$

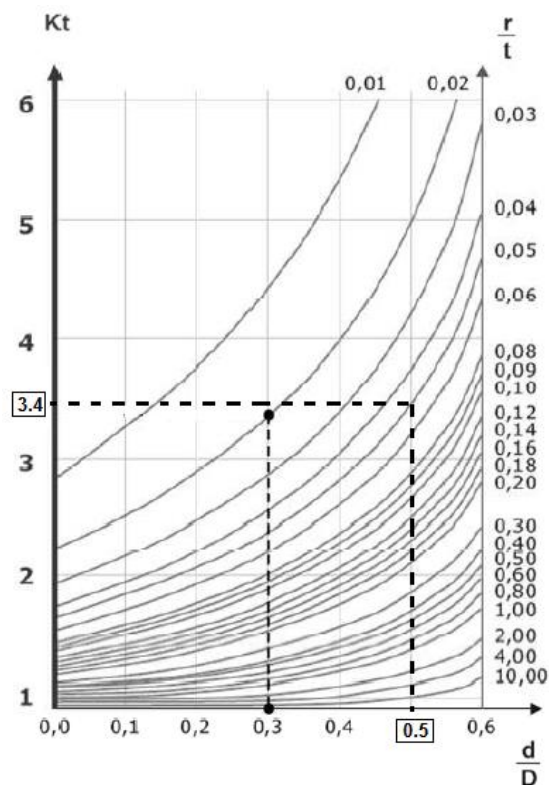


Figure 72. Abaque de  $K_{t3}$  (Torsion). [1]

$$K_{t3} = 3.4$$

Et en même temps ce facteur s'écrit :

$$K'_f = q(K_t - 1)$$

$q$  : Indice de sensibilité aux effets d'entaille

Selon Peterson l'indice de sensibilité aux effets d'entaille peut s'écrire :

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}}$$

$$q = 0.93$$

$\alpha$  : Constante telle que :

$$\alpha = \left(\frac{270}{R_m}\right)^{1.8}$$

$$\alpha = 0.14$$

$R_m$  : Résistance à la rupture (MPa)

$r$  : Rayon du fond de l'entaille

$$K'_{f1} = q(K_{t1} - 1)$$

$$K'_{f1} = 0.93(2.5 - 1)$$

$$K'_{f1} = 1.395$$

$$K_{e1} = \frac{1}{K'_{f1}} = 0.716$$

$$K'_{f2} = q(K_{t2} - 1)$$

$$K'_{f2} = 0.93(3 - 1)$$

$$K'_{f2} = 1.86$$

$$K_{e2} = \frac{1}{K'_{f2}} = 0.537$$

$$K'_{f3} = q(K_{t3} - 1)$$

$$K'_{f3} = 0.93(3.4 - 1)$$

$$K'_{f3} = 2.232$$

$$K_{e3} = \frac{1}{K'_{f3}} = 0.448$$

$$K_e = K_{e1} * K_{e2} * K_{e3}$$

$$K_e = 0.17$$

On peut déterminer la limite d'endurance expérimentale  $\sigma'_D$  par l'approximation :

$$\sigma'_D = 0.5 * R_m$$

$$\sigma'_D = 400 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_D = K_e * K_b * K_d * K_a * \sigma'_D$$

$$\sigma_D = 0.85 * 0.94 * 0.85 * 0.17 * 400$$

$$\sigma_D = 46.18 \text{ N/mm}^2$$

### III.7.2. Calcul des facteurs de sécurité pour chaque régime

On a :

$$R_m = 800 \text{ N/mm}^2 \quad \text{et} \quad \sigma_D = 46.18 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Régime 1} \begin{cases} \sigma_{Va1} = 5.645 \\ \sigma_{Vm1} = 5.645 \end{cases}$$

$$FS_1 = \frac{1}{\frac{\sigma_{Va1}}{\sigma_D} + \frac{\sigma_{Vm1}}{R_m}}$$

$$FS_1 = \frac{1}{\frac{5.645}{46.18} + \frac{5.645}{800}}$$

$$FS_1 = 7.73$$

$FS_1$  est beaucoup supérieur à 1, le vilebrequin est en endurance illimitée sous ce chargement (En sécurité).

$$\text{Régime 2} \begin{cases} \sigma_{Va2} = 11.42 \\ \sigma_{Vm2} = 5.294 \end{cases}$$

$$FS_2 = \frac{1}{\frac{\sigma_{Va2}}{\sigma_D} + \frac{\sigma_{Vm2}}{R_m}}$$

$$FS_2 = \frac{1}{\frac{11.42}{46.18} + \frac{5.294}{800}}$$

$$FS_2 = 3.93$$

$FS_2$  est supérieur à 1, le vilebrequin est en sécurité sous ce chargement.

$$\text{Régime 3} \begin{cases} \sigma_{Va3} = 5.934 \\ \sigma_{Vm3} = 5.356 \end{cases}$$

$$FS_3 = \frac{1}{\frac{\sigma_{Va3}}{\sigma_D} + \frac{\sigma_{Vm3}}{R_m}}$$

$$FS_3 = \frac{1}{\frac{5.934}{46.18} + \frac{5.356}{800}}$$

$$FS_3 = 7.39$$

$FS_3$  est supérieur à 1, le vilebrequin est en sécurité sous ce chargement.

$$\text{Régime 4} \begin{cases} \sigma_{Va4} = 1.00 \\ \sigma_{Vm4} = 1.00 \end{cases}$$

$$F_{S_4} = \frac{1}{\frac{\sigma_{Va4}}{\sigma_D} + \frac{\sigma_{Vm4}}{R_m}}$$

$$F_{S_4} = \frac{1}{\frac{1.00}{46.18} + \frac{1.00}{800}}$$

$$F_{S_4} = 43.65$$

$F_{S_4}$  est beaucoup supérieur à 1, le vilebrequin est en endurance illimitée sous ce chargement (En sécurité).

### III.7.3. Calcul de la limite de d'endurance limitée pour chaque régime

Régime 1 :

$$\frac{\sigma_{Va1}}{\sigma_{f1}} + \frac{\sigma_{Vm1}}{R_m} = 1$$

$$\sigma_{f1} = \frac{\sigma_{Va1}}{1 - \frac{\sigma_{Vm1}}{R_m}}$$

$$\sigma_{f1} = \frac{5.645}{1 - \frac{5.645}{800}}$$

$$\sigma_{f1} = 5.68$$

La limite d'endurance limitée  $\sigma_{f1}$  est inférieure à la limite d'endurance  $\sigma_D = 46.18MPa$  ce qui confirme l'illimite endurance du vilebrequin.

Régime 2

$$\sigma_{f2} = \frac{\sigma_{Va2}}{1 - \frac{\sigma_{Vm2}}{R_m}}$$

$$\sigma_{f2} = \frac{11.42}{1 - \frac{5.294}{800}}$$

$$\sigma_{f2} = 11.49$$

La limite d'endurance limitée  $\sigma_{f2}$  est inférieure à la limite d'endurance  $\sigma_D = 46.18MPa$  ce qui confirme l'illimite endurance du vilebrequin.

Régime 3

$$\sigma_{f3} = \frac{\sigma_{Va3}}{1 - \frac{\sigma_{Vm3}}{R_m}}$$

$$\sigma_{f3} = \frac{5.934}{1 - \frac{5.356}{800}}$$

$$\sigma_{f3} = 5.97$$

La limite d'endurance limitée  $\sigma_{f3}$  est inférieure à la limite d'endurance  $\sigma_D = 46.18MPa$  ce qui confirme l'illimite endurance du vilebrequin.

Régime 4

$$\sigma_{f4} = \frac{\sigma_{Va4}}{1 - \frac{\sigma_{Vm4}}{R_m}}$$

$$\sigma_{f4} = \frac{1}{1 - \frac{1}{800}}$$

$$\sigma_{f4} = 1.001$$

La limite d'endurance limitée  $\sigma_{f4}$  est inférieure à la limite d'endurance  $\sigma_D = 46.18MPa$  ce qui confirme l'illimite endurance du vilebrequin.

### III.7.4. Calcul de la durée de vie pour chaque régime

Régime 1 :

$$N_1 = 1000 \left( \frac{\sigma_{f1}}{0.9R_m} \right)^{\left[ \frac{3}{\text{Log} \frac{\sigma_D}{0.9R_m}} \right]}$$

$$N_1 = 1000 \left( \frac{5.68}{0.9 * 800} \right)^{\left[ \frac{3}{\text{Log} \frac{46.18}{0.9 * 800}} \right]}$$

$$N_1 = 194467578.8703 \text{ cycles}$$

Régime 2 :

$$N_2 = 1000 \left( \frac{\sigma_{f2}}{0.9R_m} \right)^{\left[ \frac{3}{\text{Log} \frac{\sigma_D}{0.9R_m}} \right]}$$

$$N_2 = 1000 \left( \frac{11.49}{0.9 * 800} \right)^{\left[ \frac{3}{\text{Log} \frac{46.18}{0.9 * 800}} \right]}$$

$$N_2 = 33063694.62839 \text{ cycles}$$

Régime 3 :

$$N_3 = 1000 \left( \frac{\sigma_{f3}}{0.9R_m} \right)^{\left[ \frac{3}{\text{Log} \frac{\sigma_D}{0.9R_m}} \right]}$$

$$N_3 = 1000 \left( \frac{5.97}{0.9 * 800} \right)^{\left[ \frac{3}{\text{Log} \frac{46.18}{0.9 * 800}} \right]}$$

$$N_3 = 171577151.3677 \text{ cycles}$$

Régime 4 :

$$N_4 = 1000 \left( \frac{\sigma_{f4}}{0.9R_m} \right)^{\left[ \frac{3}{\text{Log} \frac{\sigma_D}{0.9R_m}} \right]}$$

$$N_4 = 1000 \left( \frac{1.001}{0.9 * 800} \right)^{\left[ \frac{3}{\text{Log} \frac{46.18}{0.9*800}} \right]}$$

$$N_4 = 15306818744.86 \text{ cycles}$$

### III.7.5. Calcul le nombre total de tours du vilebrequin durant son fonctionnement

Pour appliquer la loi de Miner il faut déterminer le nombre de cycles pouvant être réalisé sous chaque régime. D'après le tableau (Tableau. 2) les  $n_i^*$  correspondent à 180° de rotation du vilebrequin donc on calcule les  $n_i'$  qui correspondent à un tour complet du vilebrequin tel que :

$$n_i' = 2n_i^*$$

Le nombre total de cycles réalisés durant la durée de vie sous le régime "i" s'écrit:

$$n_i = n_i' * N_t$$

La Loi de Miner pour le chargement considéré s'écrit :

$$\sum_{i=1}^4 \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} = 1$$

Elle considère qu'il y ait rupture si la somme des rapports  $\frac{n_i}{N_i}$  atteint l'unité.

En remplaçant par :

$$n_i = n_i' * N_t$$

$$N_t * \left[ \frac{n_1'}{N_1} + \frac{n_2'}{N_2} + \frac{n_3'}{N_3} + \frac{n_4'}{N_4} \right] = 1$$

D'où :

$$N_t = \frac{1}{\frac{n_1'}{N_1} + \frac{n_2'}{N_2} + \frac{n_3'}{N_3} + \frac{n_4'}{N_4}}$$

$$N_t = \frac{1}{\frac{1}{194467578.87} + \frac{2}{33063694.62} + \frac{1}{171577151.36} + \frac{1}{15306818744.86}}$$

$$N_t = 13981093,17 \text{ tours}$$

Les résultats sont illustrés par le tableau (Tableau. 3)

Régime	Repère	$C_{max}$ (N-m)	$C_{min}$ (N-m)	$C_a$ (N-m)	$C_m$ (N-m)	$n_i^*$ (Cycles)	$n_i'$ $= 2n_i^*$ (Cycles)	$n_i$ $= n_i' * N_t$ (Cycles)
1	0-3	53,85	0	26,925	26,925	0,5	1	13981093,17
2	1-2	29,23	-79,73	54,48	-25,25	1	2	27962186,33
3	3-4	53,85	-2,76	28,305	25,545	0,5	1	13981093,17
4	4-5	0	-2,76	1,38	-1,38	0,5	1	13981093,17

**Tableau 3.** Résultats de calcul des nombres de cycles.

# *CONCLUSION*

## *Générale*

## **CONCLUSION GENERALE**

Dans le présent travail on a vérifié la résistance en fatigue du vilebrequin du moteur Diesel Mercedes A 170 pour atteindre cet objectif on a fait appel au calcul thermique pour déterminer les forces des gaz ensuite on a réalisé une étude cinématique et dynamique grâce à laquelle on a pu calculer les magnitudes des forces d'inertie. Avec SolidWorks on a conçu essentiellement le bloc moteur, les bielles, les pistons et Le vilebrequin. Le vilebrequin est exporté à Abaqus et l'application du chargement et des conditions aux limites a permis de déterminer les contraintes nécessaires au calcul de fatigue. Finalement on a vérifié la sécurité en fatigue il nous a été révélé que le vilebrequin travaille en vie finie le nombre total de cycles réalisés durant la durée de vie et  $N_t = 13981093,17$  tours.

En outre ce travail pluridisciplinaire m'a permis d'approfondir mes connaissances en SolidWorks déjà j'ai bénéficié d'un stage au projet militaire ECMK et d'apprendre de OriginLab, Abaqus et Excel.

# *Résumé & Abstract*

## **RESUME**

Ce travail s'est focalisé sur la vérification de la résistance en fatigue d'un vilebrequin du moteur Diesel Mercedes A 170. Le problème est pluridisciplinaire, en effet le calcul thermodynamique, l'étude cinématique et dynamique du mécanisme bielle-manivelle, la modélisation 3D de la partie essentielle du moteur, l'emploi un logiciel de calcul par éléments finis et les concepts de la fatigue sont exploités. La partie thermodynamique a servi pour déterminer les efforts des gaz agissant sur le piston, la partie de calcul cinématique et dynamique avait pour objectif de déterminer les efforts d'inertie auxquels sont soumis les pièces mobiles. Avec SolidWorks nous avons modelé la partie principale du moteur, nous avons incéré le vilebrequin dans Abaqus en lui appliquant les conditions aux limitées et le chargement approprié. La simulation a donné les valeurs de contraintes nécessaires pour réaliser le calcul de fatigue. Le calcul a révélé que cette pièce maitresse travaille en endurance illimitée, ce qui explique la rareté des événements de rupture des vilebrequins.

## **ABSTRACT**

This work focused on the verification of the fatigue resistance of a crankshaft of the Mercedes A 170 diesel engine. The problem is multidisciplinary, in fact the thermodynamic computation, the kinematic and dynamic study of the crank-link mechanism, the modeling 3D of the essential part of the engine, the use a finite element calculation software and the concepts of fatigue are exploited. The thermodynamic part was used to determine the forces of the gases acting on the piston; the kinematic and dynamic calculation part was intended to determine the inertial forces to which the moving parts are subjected. With SolidWorks we modeled the main part of the engine; we incinerated the crankshaft in Abaqus by applying the conditions to the limited and proper loading. The simulation gave the necessary stress values to perform the fatigue calculation. The calculation revealed that this master piece works in unlimited endurance, which explains the rarity of crankshaft breaking events.

## ملخص :

ركز هذا العمل على التحقق من مقاومة الإجهاد في العمود المرفقي لمحرك الديزل Mercedes A 170. المشكلة متعددة التخصصات ، وفي الواقع الحساب الديناميكي الحراري ، والدراسة الحركية والديناميكية لألية ارتباط الكرنك ، والنمذجة يتم استغلال ثلاثي الأبعاد للجزء الأساسي من المحرك ، واستخدام برنامج حساب العناصر المحدودة ومفاهيم التعب. تم استخدام الجزء الديناميكي الحراري لتحديد قوى الغازات التي تعمل على المكبس ، وكان الغرض من جزء الحساب الحركي والديناميكي هو تحديد القوى الخاملة التي تتعرض لها الأجزاء المتحركة. مع SolidWorks قمنا بتصميم الجزء الرئيسي من المحرك ، قمنا بحرق العمود المرفقي في Abaqus من خلال تطبيق الشروط على التحميل المحدود والسليم. أعطت المحاكاة قيمة الإجهاد اللازمة لإجراء حسابي التعب. كشفت العملية الحسابية أن هذه القطعة الرئيسية تعمل بقدرة غير محدودة على التحمل ، وهو ما يفسر ندرة أحداث تمزق العمود المرفقي.

*Liste des références  
bibliographiques*

## LISTE DES REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **MEDDOUR. B** ‘‘Fatigue des matériaux Cours & Exercices’’- 2ème année Master LMD Engineering- Pages 1, 2, 10 à 16,31à 35 (2016).
- [2] **ITTERBEEK. R** ‘‘Expose introductif sur La fatigue des alliages ferreux’’ Pages 1, 2(Juin L997).
- [3] **CLAUD Bathias & JEAN- PAUL Bailon** ‘‘La fatigue des matériaux et des structures’’ Edition Hermes- Pages 24, 47 à 52, 83 à 85, 216 à 219 – Paris (1997).
- [4] **VINCENT Haesler** « Etude de la ténacité des aciers de construction et influence sur la fiabilité des structures». Thèse N° : 1708- Ecole Polytechnique fédérale de Lausanne EPFL- (1997).
- [5] **DOMINIQUE. F** ‘‘Endommagements et Rupture de Matériaux ‘’. EDP Sciences (2004).
- [6] **RITTER. X** «Modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à cames en tête». (Doctoral dissertation, Villeurbanne, INSA). (2006).
- [7] **MAILLARD. G** «Technologie de l’automobile». (juin 1986).
- [8] **BEN ABDELHAFID Oussama** ; Thèse «Etude cinématique et dynamique d’un moteur à combustion interne». Département de génie mécanique, université l’arbi ben M’hidi Oum El-Bouaghi, (juin 2017).
- [9] **Mr ATHAMNIA Abdelhakim** ; Thèse «Détermination du couple moteur Diesel 2.2dci monté sur les véhicules de marque RENAULT ». Département de génie mécanique, université (01 juin 2017). Page6 ,8.
- [10] **BELALA. H & FATNACI. F**; Thèse « étude technologique de la pompe haute pression CP3 BOSCH du nouveau système d’injection Common rail». (2011).
- [11] **PHILIPPE Boursin** .perso.sfr.fr/pdgmcteu.htm.
- [12] **BEN ARFAOUI M.** établissement de diagramme réel.
- [13] **M<sup>ell</sup> BENKHOUYA Louiza** ; Thèse « Étude de conception d’une bielle d’un moteur à combustion interne». Département de génie mécanique, université d’Abderrahmane mira de Bejaia(2012).
- [14] **AOUES.K & BERKANE.H**; Thèse «étude de vibration du moteur diesel F4L912 de la SONACOME ». Département de génie mécanique, université de Biskra (2002).
- [15] **KHOVAKH.M** «Motors Véhicule Engaines». traduit en Russe vers l’Anglais avec : **A.TOITSKY & M.SAMOKHVALOV**, mir Publisher, Moscow, (1979).
- [16] **RENE BASQUIN**, « mécanique », 2ème partie, (1995).
- [17] [http://www.giroudfonderie.com/rep-matieres/ido-1/fonte\\_a\\_graphite\\_spheroidale.html](http://www.giroudfonderie.com/rep-matieres/ido-1/fonte_a_graphite_spheroidale.html)

- [18] [www.enduroperfecte.fr](http://www.enduroperfecte.fr)
- [19] [www.ebay.fr](http://www.ebay.fr)
- [20] [www.iturbo.fr](http://www.iturbo.fr)
- [21] **RITTER X**, Thèse «modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à cames en tête». (janvier 2006).
- [22] **DJAKER Tifane**; Thèse «Etude et conception d'une vis de transport pour l'injection plastique». UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA. (2018).
- [23] **PATRICKH. R**, « Formation ABAQUS » ; Université de Nantes. France (2007).
- [24] **Hervé. O**; Thèse « Méthode des éléments finis » ; université de Nantes. France. Cel-00341772, version 1 – (26.Nov. 2008).
- [25] **MEFTEH. K**, « Cours : Introduction général au logiciel Abaqus » ; université de Biskra. (2013).
- [26] **MEFTEH. K**; Thèse « Présentation Abaqus. Formation des masters » ; université de Biskra. (2014).
- [27] ABAQUS. « Formation sur le code de calcul ABAQUS – module Explicit », élève ingénieur ; université de Nantes. (2007).
- [28] **MICKAEL. A**, « Principe et fonctionnement ABAQUS », université de technologie de Compiègne. (2011).
- [29] « Décrypter votre bidon d'huile automobile » [archive] [PDF], sur [utc.fr](http://utc.fr).
- [30] **Dubas, F**. "Conception d'un moteur rapide à aimants permanents pour l'entraînement de compresseurs de piles à combustible" (Doctoral dissertation, Université de Franche-Comté). (2006).
- [31] **BENARFAOUI. A**, cours, Présentation des moteurs diesel.
- [33] **BENABBASSI. A**, -les moteur à combustion interne introduction à la théorie, centre universitaire de Béchar.
- [32] <https://www.deviantart.com/nixaster/art/Japan-Expedition-Nara-bagoda-186594444>.
- [34] **BEGHIN H**, cours de mécanique théorique et appliquée, GAUTHIER-VILLARS – Paris, 1967.



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

جامعة عباس لغرور خنشلة

كلية: ..العلوم والهندسة والتكنولوجيا  
قسم: ..الهندسة الميكانيكية

الرقم: ...../اج.ع.ل.خ/ك ع ت/ 2019.

# شهادة تربص

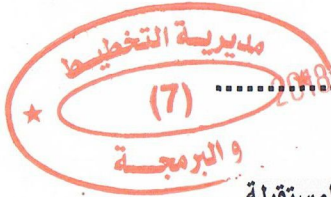
يشهد مسؤول التربص السيد ..ديسين جعفرى

بأن الطالب: ..بديجة بزماح... المولود بتاريخ: 1993/9/28... بعين الطويلة، خنشلة

المسجل بجامعة عباس لغرور - خنشلة في السنة: 2018-2019 تخصص: ..بناء وصيانة

قد أجرى تربص: - ..ب.حبيبى

في الفترة: 2019/5/25... إلى غاية 2019/5/28



حرر ب: ..خنشلة في: 24 ماي 2019

مسؤول المؤسسة المستقبلية

إمضاء المهندس: ..عظري ياسين



\*سلمت هذه الشهادة لاستعمالها في حدود ما يسمح به القانون