

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Construction Mécanique

Thème

**Étude de l'influence d'une nouvelle
conception sur la résistance d'une bielle
d'un moteur à combustion interne**

Préparé par :

BELKHALFA Mehdi et TOUAMRIA Khaled

Soutenu publiquement le : ... / 09 / 2020, devant le jury composé de :

M. BOUZOUINI Mohammed	Maître Assistant "A"	(Univ. Ibn Khaldoun) Président
M. DEBBIH Senouci	Maître Assistant "A"	(Univ. Ibn Khaldoun) Examineur
M. BALTACH Abdelghani	Maître de Conférences "A"	(Univ. Ibn Khaldoun) Examineur
M. ELGUERRI Mohamed	Maître de Conférences "B"	(Univ. Ibn Khaldoun) Encadreur

Année universitaire : **2019 - 2020**

Dédicaces

À nos chers parents pour leurs dévouements, leurs amours, leur compréhension, leurs sacrifices, leur tendresse, leurs prières et leur patience à notre égard.

À nos chers frères et sœurs pour leurs soutiens.

À nos amis : EL GUERRI Yacine, BUREGBA Abdelilah, ABED Zaki ; BEKHAIRA Ilyes ; CHAHAT Abdel Ilah ; MEBARKI Redha ; MHAMDI Zaki pour leur compagnie et bons moments passés ensemble.

À nos camarades de la promotion 2019-2020.

BELKHALFA Mehdi et TOUAMRIA Khaled

Remerciements

Allah le bénéfique soit loué et qu'il nous guide sur la bonne voie.

Ainsi, nous remercions notre encadreur Monsieur **ELGUERRI Mohamed**,
pour tous ses conseils et ses orientations pour la réalisation de ce travail.

Nos remerciements à Mademoiselle **BELKACEM Souad** pour sa gentillesse
et pour sa sympathie.

Aux membres du Jury qui ont bien voulu lire et évaluer le présent Mémoire.

Nos remerciements aux enseignants du département de génie mécanique
pour leurs aides et orientations durant notre formation.

Et à tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce
travail.

BELKHALFA Mehdi et TOUAMRIA Khaled

Sommaire

Dédicaces

Remerciements

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Sommaire

Introduction générale

Chapitre 1 Revue bibliographique sur les bielles des moteurs à combustion interne

I.1 INTRODUCTION	01
I.2 ÉTAT DE L'ART DES BIELLES À MCI	03
I.3 STRUCTURE, FONCTIONS ET ÉLÉMENTS DE CALCUL DE LA BIELLE	13
I.3.1 Composition du système bielle-manivelle	13
I.3.2 Système bielle-manivelle	13
I.3.3 Principe de fonctionnement du système bielle manivelle	15
I.3.4 Structure de la bielle	15
I.3.5 Corps de la bielle	18

I.3.6 Chapeau de tête de bielle	18
I.4 DIMENSIONS ET CARACTÉRISTIQUES DE LA BIELLE.....	19
I.4.1 Rôle de la bielle.....	19
I.4.2 Transmission du travail au vilebrequin	20
I.4.3 Matériaux	21
I.5 TYPES DE BIELLES	22
I.5.1 Bielle monobloc	22
I.5.2 Bielle assemblée	22
I.5.3 Bielle fendue.....	23
I.5.4 Liaisons de bielle	24
I.5.4.1 Axe de piston	24
I.5.4.2 Axe serré dans la bielle	24
I.5.4.3 Axe flottant	24
I.5.4.4 Graissage du pied de bielle.....	25
I.5.4.5 Circlips	25
I.5.4.6 Bagues ou coussinet	26
I.5.4.7 Boulons de bielle	27
I.5.4.8 Vilebrequin	28
I.6 FONCTION, EXIGENCES ET CONCEPTION	29
1.6.1 Contraintes sur la bielle	31

1.6.1.1 Type et emplacement des contraintes, points faibles	31
1.6.1.2 Forces et moments externes (charge sur la bielle)	34
1.7 RÉSISTANCE STRUCTURELLE DE LA BIELLE	36
1.7.1 Modèles de remplacement	36
1.7.2 Répartition réaliste de la charge	37
1.7.3 Contraintes dans les bielles	38

Chapitre 2. Étude de cas avec calculs de résistance de bielle de moteur à combustion interne

II.1 INTRODUCTION	40
II.2 CALCUL DU MOTEUR	41
II.2.1 Processus d'admission et d'échappement	41
II.2.2 Processus de compression	45
II.2.3 Processus de combustion	45
II.2.4 Processus de la fin de la détente	45
II.3 Calcul de résistance de la bielle	46
II.3.1 Pied de la bielle	46
II.3.2. Calcul de la force F_p sur le piston	47
II.3.3 forces qui s'applique sur la bielle	48
II.3.4 Calcul de l'axe du piston	48
II.3.4.1 Vérification des contraintes au le pied de la bielle	51

II.3.4.2 Chargement sur l'axe de bielle	53
II.3.4.3 Contact axe de la bielle	54
II.3.4.4 Calcul de la contrainte statique	54
II.3.4.5 Contact axe du piston.....	54
II.3.4.6 Vérification au cisaillement	55
II.4 Corps de la bielle	56
II.4.1 Contrainte moyenne et amplitude de contrainte	57
II.4.2 Vérification au flambement	57
II.4.3 Calcul de contrainte critique au flambement	58
II.5 Tête de la bielle	58
II.6 Calculs des boulons	59
II.6.1 Choix des vis.....	60
II.6.2 Calcul de la surface du piston.....	62
II.6.3 Calcul de la rigidité des boulons.....	62
II.6.4 Calcul de la contrainte dynamique et vérification de la tenue des vis	62
II.7 Conditions aux limites	63
II.7.1 Cas de traction	63
II.7.2 Cas de compression.....	64

Chapitre 3. Étude et analyse de nouvelle conception de bielle de MCI

III.1 INTRODUCTION.....	65
III.2 MODÉLISATION GÉOMÉTRIQUE	65
III.2.1 Esquisse de la bielle	65
III.2.2 L'assemblage du corps et du chapeau	67
III.2.3 Réalisation de l'assemblage boulonné.....	68
III.2.4 Création des coussinets.....	69
III.3. Simulation numérique.....	69
III.3.1 Maillage	69
III.3.2 Conditions aux limites	70
III.4 Caractéristiques du matériau	73
III.5 Présentation des modèles de bielle	74
III.6 Critère de contrainte maximale de von Mises.....	74
III.7 Modèle Rapport de simulation de SolidWorks	77
III.8 Résultats et interprétations	81

Conclusion Générale

Références Bibliographiques

Résumé

Nomenclature

Signe	Unité	Désignation
p_a	<i>MPa</i>	Pression à la fin de l'admission
p_c	<i>MPa</i>	Pression à la fin de la compression
p_z	<i>MPa</i>	Pression à la fin de la combustion
p_b	<i>MPa</i>	Pression à la fin de détente
T_0	°C	Température initiale
p_0	<i>MPa</i>	Pression atmosphérique
F_p	<i>N</i>	Force maximale sur le piston
F	<i>N</i>	Force maximale sur la bielle
E	<i>N</i>	Effort de cisaillement sur l'axe du piston
D	<i>mm</i>	Diamètre intérieur de l'axe du piston
d_A	<i>mm</i>	Diamètre intérieur du pied de la bielle (alésage du pied)
M_0	<i>N.m</i>	Moment fléchissant dans le pied de la bielle
N_0	<i>N</i>	Effort normale dans le pied de la bielle
r_m	<i>mm</i>	Rayon moyen du pied de la bielle
M_φ	<i>N.m</i>	Moment fléchissant dans le pied de la bielle en cas de traction
N_φ	<i>N</i>	Effort normale dans le pied de la bielle en cas de traction
σ_i	<i>MPa</i>	Contrainte dans les fibres intérieures du pied de la bielle
σ_e	<i>MPa</i>	Contrainte dans les fibres extérieures du pied de la bielle
h_b	<i>mm</i>	Épaisseur de la bielle
l_b	<i>mm</i>	Largeur de la bielle
l_a	<i>mm</i>	Longueur de l'axe du piston
R_e	<i>MPa</i>	Limite élastique du matériau

R_p	MPa	Résistance pratique de fonctionnement
T	N	effort tranchant dans l'axe du piston
M_f	$N.m$	moment fléchissant dans l'axe du piston
p_a	MPa	Pression de contact des coussinets
σ_s	MPa	Contrainte statique
τ	MPa	Contrainte au cisaillement
I	mm^4	Moment d'inertie d'une demi-section
S_y	/	Moment statique de cette section
τ_{cis}	MPa	Contrainte admissible de cisaillement
h_b	mm	Largeur de la bielle
L	mm	Longueur de la bielle
F_{cr}	N	La charge critique d'Euler
E	MPa	Module de Young (spécifique au matériau choisi)
I_y	mm^4	Moment quadratique de la section transversale de la bielle
σ_{cr}	mm^4	Contrainte critique au flambement
d_m	mm	Diamètre de la tête de la bielle
A_t	mm^4	Surface de tension du boulon
S_u	MPa	Résistance ultime du boulon
S_p	MPa	Limite d'élasticité du boulon
F_i	N	La charge désirée sur les boulons
F_a	N	La charge extérieure supportée par les boulons
k_b	/	Rigidité des boulons
σ_d	MPa	Contrainte dynamique dans les boulons
σ_a	MPa	Contrainte admissible des boulons

Liste des figures

Figure I.1. Mouvements principaux du système piston-bielle (flèche verticale : oscillante ; mouvement circulaire : rotationnel).	02
Figure I.2. Configuration réelle bielle - piston.	03
Figure I.3. Modes de flambement de la bielle : (a) flambement latéral et (b) flambement avant-arrière [4].	04
Figure I.4. La condition de charge compressive dans une bielle [5].	05
Figure I.5. Procédure d'optimisation [7].	06
Figure I.6. Analyse de la conception finale de la bielle sous compression [12].	08
Figure I.7. Éléments et assemblage de la bielle [13].	09
Figure I.8. Vue de la bielle après défaillance [24].	12
Figure I.9. Bielle manivelle.	13
Figure I.10. Système bielle manivelle.	15
Figure I.11. Bielle.	16
Figure I.12. Corps de la bielle.	18
Figure I.13. Chapeau de tête de bielle.	19
Figure I.14. Bielle monobloc.	22
Figure I.15. Bielle assemblée.	22
Figure I.16. Bielle fendue.	23
Figure I.17. Bielle VCR à taux de compression variable (Source : MTZ/Pischinger) [29]	23
Figure I.18. Axe de piston.	24

Figure I.19. Graissage du pied de bielle [2].	25
Figure I.20. Coussinet.	27
Figure I.21. Forme des boulons de bielle.	28
Figure I.22. Vilebrequin.	28
Figure I.23. Dimensions principales de la bielle (en haut) : bielle avec tête de bielle fendue droite (gauche, voiture particulière) et diagonale (droite, véhicule utilitaire).	30
Figure I.24. Masses de remplacement de la bielle, charge d'inertie sur la tête de bielle et le petit œillet de bielle.	32
Figure I.25. Charge de force des gaz sur la bielle.	33
Figure I.26. Bielle de série et bielle à résistance structurelle optimisée et à masse réduite du moteur de course basé sur le moteur de série.	35
Figure I.27. Modèles de remplacement pour la tête de bielle et l'œillet de bielle.	37
Figure I.28. Dimensions principales d'une bielle.	38
Figure II.1. Dimensions principales de la bielle-manivelle.	47
Figure. II.2. Efforts de transmission dans le système bielle manivelle.	48
Figure. II.3. Axe du piston.	49
Figure II.4. Charge sur le pied de la bielle.	52
Figure II.5. Dimensions de la bielle et de son axe.	53
Figure II.6 Schémas de conception de chargement de l'axe de piston à partir des forces d'inertie.	55
Figure II.7. Diagramme des contraintes dues à l'ovalisation des broches sous l'action de la force d'inertie.	56
Figure II.8. Section du corps de la bielle.	56

Figure II.9: Vis d'une bielle.	60
Figure III.1 Formes de base en 2D de la bielle.	65
Figure III.2 Formes de base en 3D.	66
Figure III.3 Perçage des trous des boulons.	66
Figure III.4 Forme finale du corps de la bielle.	67
Figure III.5 Assemblage corps chapeau.	67
Figure III.6 Assemblage boulonné (vue de face).	68
Figure III.7 Coussinet et assemblage final.	69
Figure III.8 Maillage du domaine en triangles à trois nœuds.	69
Figure III.9 Maillage de la bielle.	70
Figure III.10 Cas de traction du pied.	71
Figure III.11 Cas de traction de la tête.	71
Figure III.12 Cas de compression du pied.	72
Figure III.13 Cas de compression de la tête.	73
Figure. III.14 Présentation des modèles de bielle conçu pour l'étude.	76

Liste des Tableaux

Tableau II.1. Données du moteur étudié.	41
Tableau II.2. Caractéristiques de l'acier 18CD4.	50
Tableau II.3: Résistance des boulons SI relative aux classes les plus courantes.	60
Tableau II.4. Dimensions normalisées des boulons.	61
Tableau II.5: Caractéristiques géométrique du Boulon et écrou.	63
Tableau III.1. Condition aux limites.	73
Tableau III.2. Composition chimique de l'acier 42CrMo4.	73
Tableau III.3. Caractéristiques mécaniques de l'acier 42CrMo4.	74

Introduction Générale

Introduction Générale

La transformation de l'énergie chimique en énergie mécanique s'effectue par l'intermédiaire du système bielle-manivelle. Ce système transforme la pression des gaz de combustion dans les cylindres en un mouvement de translation alternatif du piston puis en un mouvement de rotation continu du vilebrequin au moyen du système bielle-manivelle.

La bielle travaille dans des conditions de fonctionnement très compliquées. Pour assurer un bon fonctionnement, la bielle doit résister à tous les efforts mécaniques et thermiques. Le but de notre étude consiste en conception d'un nouveau design d'une bielle qui résiste aux grands efforts de compression et de traction en tenant en compte de toutes les contraintes qui agissent sur la bielle et sur ses liaisons. La bielle est particulièrement soumise à la traction, la compression, le flambement et à aux contraintes thermiques (températures élevées des gaz de combustion et chaleur dégagée par les frottements) sans oublier les contraintes vibratoires.

Pour réaliser ce travail on a dû effectuer des modélisations géométrique et numérique à l'aide du logiciel SolidWorks. Le travail effectué est présenté en trois chapitres. Le premier chapitre contient une revue bibliographique à l'état de l'art sur les bielles et ce qui a été fait dans ce domaine à ces jours. Le second chapitre est consacré à l'étape de calculs et dimensionnement de la bielle pour définir les paramètres essentiels de la conception et la simulation. Le troisième chapitre est une modélisation géométrique et numérique de la bielle avec SolidWorks et comporte la discussion des résultats obtenus de la conception réalisée. Il est consacré aussi à définir la bielle, les types des bielles existantes ainsi que les sollicitations mécaniques sur la bielle et ses composants. Dans ce même chapitre, on fournit la méthode de calcul des paramètres principaux d'une bielle d'un moteur à combustion interne.

Notons que le troisième chapitre a été réservé aux étapes de dessin sur SolidWorks pour l'obtention du modèle géométrique final de la bielle avec un bref rappel sur la méthode des éléments finis et le type de maillage utilisé ainsi que les conditions aux limites pour les différents cas de chargement. Ce chapitre est clôturé par les différents résultats d'analyse numérique présentés accompagnés des interprétations de ces derniers.

À la fin, une conclusion générale pour boucler notre étude avec des perspectives.

Chapitre 1

*Revue bibliographique sur les bielles des
moteurs à combustion interne*

I.1 INTRODUCTION

La bielle est une pièce mécanique très importante même si elle est relativement simple dans sa conception, mais qui nécessite néanmoins de s'y attarder.

Une bielle est une pièce fondamentale du moteur à combustion interne, elle relie le piston au vilebrequin, assure le mouvement linéaire du piston et transforme (convertit) son mouvement de va-et-vient en mouvement de rotation du vilebrequin. La bielle est l'un des composants les plus critiques d'un moteur en particulier.

Tout véhicule qui utilise un moteur à combustion interne nécessite au moins une bielle en fonction du nombre de cylindres. La bielle est responsable de transmettre la poussée du piston alternatif et la traction de l'axe de piston au maneton du vilebrequin en rotation.

La bielle de moteur à combustion interne est un composant de production à grande série. Une bonne optimisation de ce composant, qui est critique pour le rendement énergétique du moteur, est plus fortement recherché par l'industrie automobile ces dernières années, nécessite une compréhension détaillée des charges appliquées et des contraintes qui en résultent dans des conditions de service. Étant l'une des pièces les plus intégrées dans la conception d'un moteur, la bielle doit être capable de supporter des charges énormes et transmettre une grande puissance. Dans les moteurs automobiles, la bielle est soumise à des charges cycliques élevées. Celles-ci sont représentées par des charges de compression élevées dues à la combustion et des charges de traction élevées dues à l'inertie de la masse de la bielle.

Du point de vue de la fonctionnalité, les bielles sont soumises à des charges très complexes et doivent avoir la rigidité la plus élevée possible au poids le plus bas. La contrainte majeure induite dans la bielle est une combinaison de contraintes axiales et de flexion en fonctionnement. Les contraintes axiales sont produites en raison de la pression des gaz du cylindre (compression uniquement) et de la force d'inertie résultant de l'action de va-et-vient (à la fois de traction et de compression), alors que des contraintes de flexion sont causées par les effets centrifuges.

Généralement, les bielles sont fabriquées en acier au carbone et ces derniers jours, les alliages d'aluminium trouvent leur application dans les bielles.

En raison des restrictions d'espace et de la nécessité d'une masse minimale, la bielle est l'une des pièces les plus sollicitées du moteur de la voiture. La charge la plus lourde se produit par la

pression du gaz lors de la mise à feu au point mort haut du piston. La seconde est la charge de traction qui se produit par la force d'inertie de la masse de l'ensemble piston et autour de la petite extrémité de la masse de bielle (Fig. I.1). La troisième contrainte due à une inertie latérale, ou « fouet » de la bielle, est généralement négligeable.

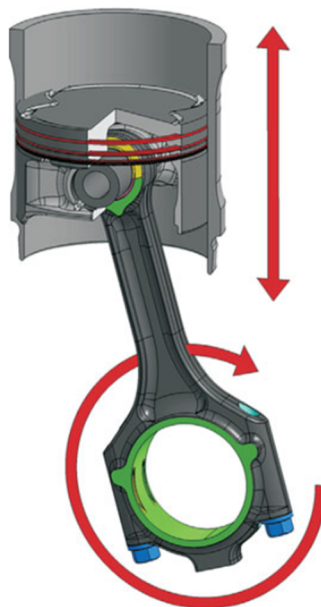


Figure I.1 Mouvements principaux du système piston-bielle (flèche verticale : oscillante ; mouvement circulaire : rotationnel) [1]

La bielle est l'une des pièces mobiles les plus importantes avec une géométrie complexe dans le moteur lorsque la combustion a lieu, là par une température et une pression élevée seront développées à l'intérieur du cylindre du moteur en raison de la vitesse élevée et des charges élevées, le piston soumis à de fortes contraintes structurelles, ce qui influe sur la bielle.

La bielle fait partie intégrante du moteur à combustion interne ; elle agit comme une liaison entre le piston et le vilebrequin. C'est un élément de force articulée dans laquelle plus de poids est concentré vers le gros bout. Du point de vue de cet emplacement le point du centre de gravité de la bielle se situe davantage vers la grande extrémité. Le matériau utilisé pour fabriquer la bielle en masse est l'acier, mais il peut également être en aluminium en raison de sa légèreté et de sa capacité à absorber des chocs importants au détriment de la durabilité ou du titane pour une combinaison de résistance et de légèreté au détriment de l'accessibilité pour les moteurs performants, ou en fonte. Les bielles peuvent être produites soit par coulée, métallurgie des poudres ou forgeage. Les tiges forgées sont exemptes de trous de soufflage sur les tiges coulées.

Les tiges fabriquées par procédé de métallurgie des poudres ont l'avantage d'être proches de la forme nette, réduisant ainsi le gaspillage de matière. Cependant, le coût de l'ébauche est élevé en raison du coût élevé du matériau et des techniques de fabrication sophistiquées. La conception et le poids de la bielle ont une influence sur les performances de la voiture.



Figure I.2 Configuration réelle bielle - piston

I.2 ÉTAT DE L'ART DES BIELLES À MCI

Une étude d'optimisation de [Shenoy et Fatemi 2005](#) [2] a été réalisée sur une bielle en acier forgé tenant compte de l'amélioration du poids et du coût de production. La littérature suggère que des charges cycliques composées de charges statiques de traction et de compression sont souvent utilisées pour la conception et l'optimisation des bielles. Cependant, dans cette étude, l'optimisation du poids est effectuée sous charge cyclique comprenant une charge de traction dynamique et une charge de compression statique comme charges extrêmes. La résistance à la fatigue a été le facteur le plus important dans l'optimisation de la bielle. L'étude aboutit à une bielle optimisée à 10% plus légère et 25% moins chère par rapport à la bielle existante.

Dans une autre étude de [Shenoy et Fatemi 2006](#) [3] une analyse détaillée de la charge dans des conditions de service a été réalisée pour une bielle typique, suivie d'une analyse par éléments finis quasi-dynamique pour capturer les variations de contrainte au cours d'un cycle de fonctionnement. Sur la base des historiques de contrainte-temps qui en résultent, la variation du

rapport de contrainte, la présence de contraintes moyennes et de flexion, et la multi-axialité des états de contrainte à divers endroits de la bielle dans des conditions de fonctionnement en service ont été étudiées. Il a été constaté que même si les bielles sont généralement testées et analysées sous une charge axiale et un état de contrainte, les contraintes de flexion sont importantes et un état de contrainte multiaxiale existe dans les régions critiques de la bielle.

Charkha et al. 2009 [4] ont exploré les opportunités de réduction de poids pour une bielle en acier forgé de production. Cela a nécessité une analyse détaillée de la charge. Par conséquent, cette étude a traité, l'analyse des contraintes de charge statique de la bielle et l'optimisation du poids. Tout d'abord, un modèle d'élément fini approprié est développé à l'aide de CAD Pro/E Wildfire, ensuite, l'analyse par éléments finis est effectuée pour déterminer les contraintes de von Mises dans la bielle existante pour les conditions de chargement données à l'aide de ANSYS Workbench. Dans l'étude, les charges statiques agissant sur la bielle, après quoi le travail est effectué pour une conception sûre.

Les caractéristiques d'élasticité, de fatigue et de flambage sont souvent utilisées comme indices d'évaluation des performances des bielles dans la conception de réduction de poids. L'étude de Lee et al. 2010 [5] présente une procédure d'évaluation du flambement d'une bielle par analyse par éléments finis (Fig. I.3). Les sensibilités aux contraintes liées à la réduction de la surface du corps de bielle sont examinées par élasticité, fatigue et flambage. La sensibilité aux contraintes de flambement indique qu'elle est relativement supérieure ou comparable à celles de l'élasticité et la fatigue. Par conséquent, lorsque l'on tente de réduire le poids du corps de bielle, le flambage est un facteur essentiel avec les autres critères tels que l'élasticité et la fatigue.

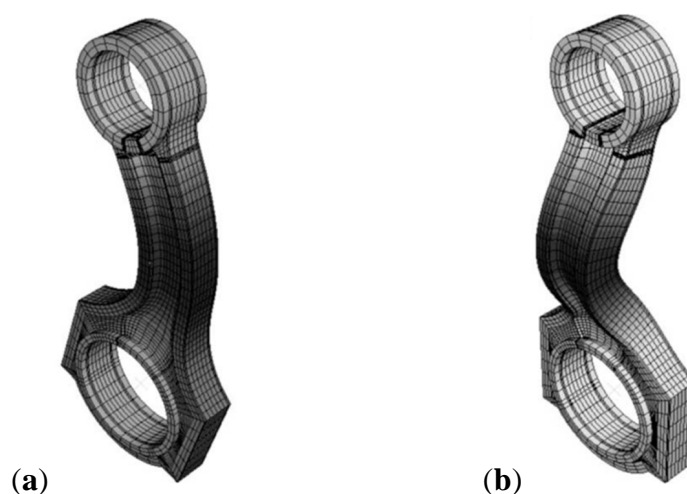


Figure I.3 Modes de flambement de la bielle :

(a) flambement latéral et (b) flambement avant-arrière [5]

Arai et al. 2011 [6] ont étudié l'optimisation de la forme de la bielle normale de moteur de voiture, en appliquant la méthode de croissance-déformation. Les analyses ont été faites en cas de charges de compression (Fig. I.4) et de traction séparément. Les paramètres du critère de croissance de la contrainte principale sur la bielle ont été déterminés à partir de la résistance à la fatigue des données de conception d'origine et du facteur de sécurité réel. On a pensé qu'il était plus compatible d'utiliser la résistance à la fatigue (aspect sécurité), la plus petite valeur des constantes de matériau, car la bielle reçoit les charges fortes de compression et de traction réciproques. Après analyse, les configurations optimisées de la bielle ont été comparées à celle de l'origine. Ensuite, le taux de réduction du volume de la bielle optimisée était d'environ 22,8%.

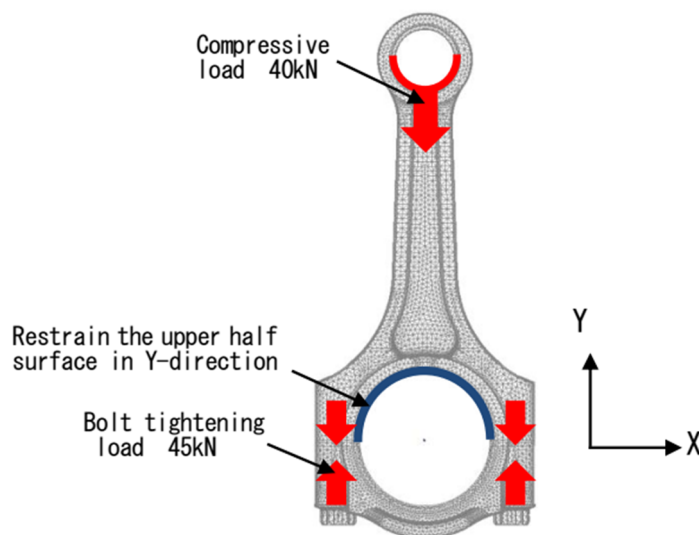


Figure I.4 La condition de charge compressive dans une bielle [6]

Vegi et Vegi 2013 [7] décrivent la conception et l'analyse de la bielle fabriquée en acier au carbone et dans son dessin effectué à partir des calculs. Un modèle paramétrique de bielle est modélisé à l'aide de CATIA avec analyse effectuée à l'aide de ANSYS. L'analyse par éléments finis de la bielle se fait en considérant l'acier forgé. La meilleure combinaison de paramètres comme les contraintes et les déformations de Von Mises, facteur de sécurité et réduction de poids pour le piston ont été réalisées dans ANSYS. L'acier forgé a plus de facteur de sécurité, réduit le poids, augmente la rigidité et réduit la contrainte et est plus rigide que d'autres matériaux comme l'acier au carbone.

L'objectif principal de l'étude de Vazhappilly et Sathiamurthi 2013 [8] est d'explorer les opportunités de réduction de poids et de coût dans la conception et la production d'une bielle en

effectuant une analyse détaillée par éléments finis de la charge. La réduction de poids est réalisée sous deux charges cycliques comme charges extrêmes, la traction dynamique et la compression statique. La résistance à la fatigue est le facteur le plus important du processus. L'analyse de l'étude (Fig. I.5) comprend la détermination des charges agissant sur la bielle en fonction du temps pour déterminer la zone de contrainte minimale.

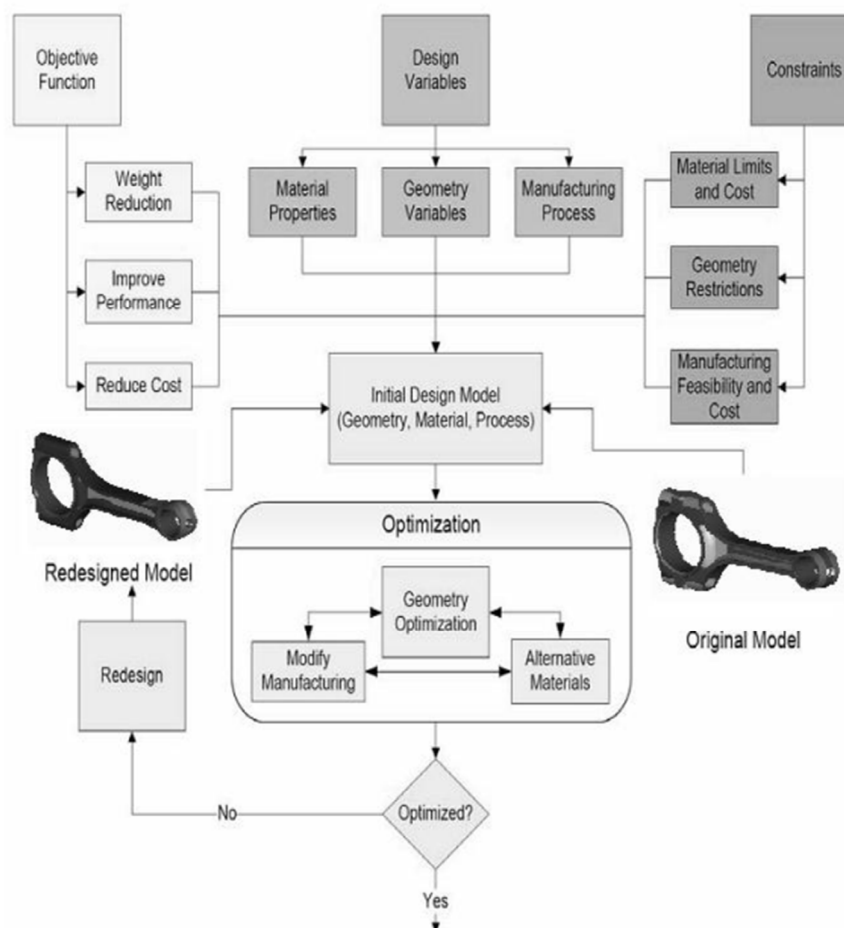


Figure I.5 Procédure d'optimisation [8]

La bielle peut être conçue et analysée sous une charge allant de la charge de traction, correspondant à un angle de vilebrequin de divers degrés au régime maximal du moteur comme une charge extrême et à une charge de compression correspondant à la pression de gaz de pointe comme l'autre charge extrême.

Il est très important de réduire le poids tout en augmentant ou en maintenant la résistance de la bielle. L'objectif principal de Kumar et Kumar 2014 [9] est de proposer des opportunités de réduction de poids pour une bielle de production en fonte. Prenant différents types de bielles en fonte et en alliages d'acier et comparons également leurs propriétés mécaniques et géométriques.

Une analyse détaillée de la charge, de la déformation, de la fatigue, des contraintes et des déformations est nécessaire. La contrainte majeure induite dans la bielle est une combinaison de contraintes axiales et de flexion en fonctionnement. La bielle est soumise à plus de contraintes que les autres composants du moteur. Les défaillances et les dommages sont également plus importants dans la bielle, donc l'analyse des contraintes dans la bielle est très importante.

L'objectif principal de l'étude de [Naik 2014 \[10\]](#) est d'optimiser la forme d'une bielle dans un moteur automobile. Un modèle de bielle a été construit numériquement et a été résolu par la méthode des éléments finis en utilisant le package ANSYS pour déterminer la distribution des contraintes sur toute la bielle. Le but de l'optimisation a été de minimiser les contraintes de Von Mises respectives qui se produisent au niveau du corps de bielle dans les deux cas, i. e. les charges de compression provenant de la pression de gaz à la puissance maximale du moteur et les charges de flexion résultant de la force d'inertie à la puissance maximale du moteur. Le poids de la bielle doit être maintenu pour éviter l'augmentation de la force d'inertie.

Dans le travail, [Thakare & al. 2015 \[11\]](#), la bielle est remplacée par un matériau composite à base d'aluminium renforcé de carbure de silicium et de cendres volantes qui décrit également la modélisation et l'analyse de la bielle. L'analyse par éléments finis a été réalisée en considérant deux matériaux de bielle pour moteur 180cc. Les paramètres tels que les contraintes et les déplacements de Von Mises ont été obtenus à partir de ANSYS. Comparé à l'ancien matériau, le nouveau matériau s'est avéré avoir moins de poids et une meilleure rigidité. Il en résulte une réduction de 39,48% du poids, avec une réduction de 64,23% du déplacement.

[Esselma & al. 2015 \[12\]](#) ont étudié le comportement en fatigue de la bielle d'un moteur à combustion interne qui comporte deux parties, une étude de la distribution des contraintes et la localisation des zones critiques sous ANSYS 3D. À travers cette étude théorique, ils ont pu remarquer que le comportement en fatigue de la bielle dépend principalement du type de matériau, de la zone de défaut correspondant à la zone de forte concentration de contraintes et de la taille de la fissure. L'étude comparative a montré que les bielles en carbone présentent une meilleure résistance à la fatigue et une meilleure durée de vie que celles au chrome molybdène.

Les contraintes induites dans la bielle fabriquée en acier forgé AISI E4340 et en alliage d'aluminium ont été étudiées par [Satyanarayana et al. 2016 \[13\]](#). Une expérimentation a été réalisée sur un banc d'essai informatisé de moteur diesel à taux de compression variable à un taux de compression de 16,5, 17,5, 18,5. Les résultats ont été compilés pour connaître la pression

à divers angles de manivelle puis analysés en dessinant le diagramme de variation de l'angle de vilebrequin Vs la pression. L'analyse dynamique est réalisée en développant les équations d'équilibre à partir des diagrammes de corps libres des composants individus du mécanisme de manivelle de manivelle. Un modèle tridimensionnel de bielle de moteur diesel est développé à l'aide du logiciel Solid Workbench. Une analyse plus approfondie a été réalisée par ANSYS et le paramètre d'analyse dynamique est résolu par Matlab.

L'étude [Kaya et al. 2016 \[14\]](#) comprend des propriétés générales sur la bielle, des recherches sur les forces sur l'angle de vilebrequin avec correspondant à ses dépendances de travail dans une mentalité structurale, une étude sur l'analyse des contraintes sur ces forces obtenues à partir des calculs et l'optimisation avec les données issues de l'analyse ([Fig. I.6](#)). En conclusion, la bielle peut être conçue et optimisée dans une plage de charge donnée comprenant une charge de traction correspondant à un angle de vilebrequin de 360° au régime maximum du moteur comme une charge extrême et une charge de compression correspondant à la pression de gaz de pointe comme l'autre charge extrême.

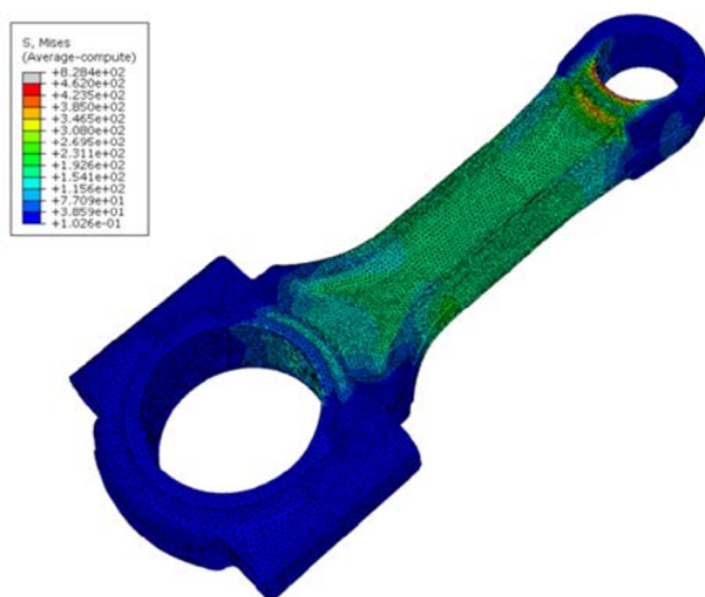


Figure I.6 Analyse de la conception finale de la bielle sous compression [13]

[Magryta et al. 2017 \[15\]](#) présentent les résultats des recherches de simulations utilisant la méthode des éléments finis. Les études portaient sur la réduction et l'amélioration de la répartition des contraintes dans la bielle ([Fig. I.7](#)) de moteur à combustion à pistons opposés. La

correspondent très bien à celles mesurées à partir d'un moteur en marche. L'analyse des contraintes non linéaires avec chargement MBS s'est avérée être un bon moyen d'obtenir un état de contrainte fiable pour la bielle. Le modèle a été validé avec succès par des mesures de jauge de contrainte dans un moteur en marche. En utilisant le flux de travail mentionné ci-dessus, il est possible d'ajuster le modèle pour qu'il corresponde à toutes sortes d'effets de fabrication et de cas de chargement et, plus tard, d'apporter des modifications de conception pour obtenir une meilleure durée de vie des composants et une meilleure sécurité contre la fatigue.

[Gopal et al. 2017 \[18\]](#) traite l'étude d'un assemblage du piston, de la bielle et du vilebrequin d'un moteur à essence à quatre roues. Les composants de l'assemblage doivent être rigides et l'assemblage doit se déplacer comme un mécanisme. Par conséquent, l'analyse devrait impliquer une analyse du corps rigide et une analyse du corps flexible. Ainsi, les forces dans les composants lorsque le moteur effectue un mouvement de va-et-vient doivent être calculées et ces forces sont utilisées pour calculer les contraintes dynamiques dans le composant d'intérêt, c'est-à-dire la bielle. Il est proposé de remplacer par deux nouveaux ensembles de matériaux pour les composants de l'assemblage et de vérifier les paramètres en effectuant les analyses statiques, dynamique et thermique. Dans ce cas, les pièces principales de l'assemblage, à savoir le piston du moteur, la bielle et le vilebrequin, sont modélisées et assemblées selon la conception donnée et l'analyse par éléments finis est effectuée dans ANSYS. Le maillage est fait avec HyperMesh.

L'objectif principal du travail de [Kumar et Biradar 2017 \[19\]](#) est d'optimiser le poids de la bielle en acier. Les inserts en titane doivent être utilisés pour réduire le poids sans changer la résistance d'origine. Les modifications doivent être effectuées en insérant du titane à différentes positions de la bielle à l'aide du logiciel UG NX7.0. L'optimisation doit être effectuée en identifiant les conditions et les amplitudes de charge correctes à l'aide d'un logiciel tel que ANSYS. La concentration de contraintes est observée à l'aide d'une analyse modale.

[Cioata et Kiss 2017 \[20\]](#) présente une étude de cas d'optimisation d'une bielle, composant d'un moteur à allumage commandé, afin de minimiser son poids et diminuer les forces d'inertie. Pour cela, nous utilisons le logiciel Autodesk Inventor Professional (AIP2016) contenant des outils permettant soit l'analyse dynamique pour déterminer les réactions des joints de bielle, soit l'analyse par éléments finis pour optimiser la bielle. Le résultat de l'optimisation est une bielle plus légère et plus mince, ce qui implique des forces d'inertie plus petites et un poids moteur réduit, résistant aux contraintes qui le subissent et garantissant un fonctionnement sûr.

L'objectif principal de [Bedse 2017 \[21\]](#) était d'évaluer la conception par analyse par éléments finis pour la résistance à la fatigue de la bielle utilisée dans un moteur Honda. Donc tout d'abord, un modèle d'élément fini approprié est développé à l'aide du logiciel CAO CATIA. Ensuite, l'analyse par éléments finis est effectuée pour déterminer les contraintes et le déplacement dans la conception actuelle de la bielle pour les conditions de chargement données à l'aide du logiciel d'analyse par éléments finis Hypermesh. La résistance structurelle de la bielle était vérifiée sur une machine d'essai universelle pour la charge de traction. Sur la base des observations de l'analyse par éléments finis statique et des résultats de l'analyse de charge, des recommandations de la meilleure alternative de conception sont faits pour la bielle.

L'étude de [Alam et al. 2018 \[22\]](#) représente les investigations effectuées pour la bielle d'un moteur et en vue d'identifier la cause première de la défaillance. Les facteurs affectant la défaillance, y compris la conception structurelle, le type de matériau et les charges dynamiques, ont été évalués à l'aide de la méthode d'analyse de défaillance standard. Les résultats de ces investigations suggèrent que la bielle a échoué en raison d'un mauvais usinage / perçage du trou d'huile et du chanfrein à la petite extrémité de la bielle qui avait généré des marques d'outil grossières au diamètre intérieur, des marques de dentelure et des éclats de matériau. Cela a induit des contraintes résiduelles de traction néfastes qui ont entraîné une rupture par fatigue précoce.

[Haider et al. 2018 \[23\]](#) ont effectué la conception et l'analyse structurelle de la liaison de bielle. La bielle subit spécialement des charges de traction et de compression sous le processus cyclique du moteur. Les forces agissant sur la bielle sont : les forces dues à la pression maximale de combustion, les forces dues à l'inertie de la bielle et de la masse alternative. Du point de vue de la fonctionnalité, les bielles doivent avoir la rigidité la plus élevée possible au poids le plus bas. Les auteurs ont calculé les caractéristiques de résistance et de déformation d'une bielle à l'aide de ANSYS avec une analyse de fatigue et de structure est réalisée.

Généralement, la production de bielles utilise de l'acier au carbone et des alliages d'aluminium latéraux sont utilisés pour la fabrication des bielles. Dans le travail de [Kumar et al. 2018 \[24\]](#), le matériau de bielle existant est remplacé par l'aluminium AL 7075. La modélisation et l'analyse de la bielle sont également décrites. L'analyse par élément fini a été effectuée en considérant trois matériaux AL 7075. Un modèle 3D solide de bielle a été développé à l'aide du logiciel PRO-E et une analyse a été réalisée en utilisant le logiciel ANSYS et des facteurs utiles tels que les contraintes et les déformations de von mises et des déplacements ont été effectués.

Maurya et Ansari 2018 [25] décrivent la conception et l'analyse de la bielle. La bielle existante est fabriquée en matériau usuel. Son dessin est esquissé à partir des calculs. Un modèle paramétrique de bielle est modélisé à l'aide du logiciel NX10 et pour ce modèle, l'analyse est effectuée à l'aide de ANSYS. L'analyse par éléments finis de la bielle est effectuée en considérant les matériaux Aluminium 360, Acier forgé, Alliage de titane, Acier doux et Alliage de magnésium. La meilleure combinaison de paramètres tels que les contraintes et les déformations de Von Mises, la déformation, le facteur de sécurité et la réduction de poids pour les quatre roues bielle ont été réalisées dans ANSYS.

Witek et Zelek 2019 [26] ont analysé des défaillances et des contraintes de la bielle d'un moteur diesel turbocompressé. Afin d'expliquer les raisons de l'endommagement (Fig. I.8) de la bielle, une analyse avancée des contraintes utilisant la méthode des éléments finis a été utilisée. Pour résoudre le problème, des modèles géométriques de bielle, de piston et de composants adjacents ont été créés. Ensuite, les charges complexes résultant à la fois de la pression du gaz dans le cylindre et des forces d'inertie ont été définies. Sur la base des résultats d'enquêtes, il a été conclu que la principale raison de défaillance de bielle est la contrainte élevée dans les zones proches du trou de boulon, causée par précontrainte élevée des boulons. Donc, l'effet d'entaille a provoqué une concentration de contraintes supplémentaires dans la zone critique de la bielle.

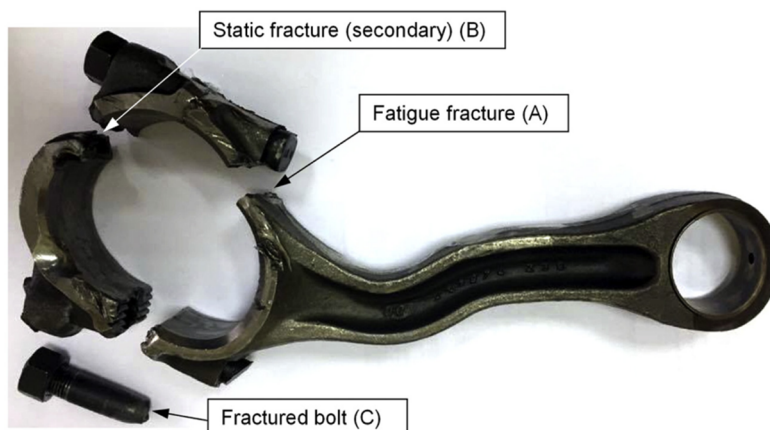


Figure I.8 Vue de la bielle après défaillance [26]

L'objectif principal de Kumar et al. 2019 [27] est de passer en revue l'optimisation du poids et la réduction des coûts d'une bielle dans un moteur Diesel. Pour se faire, une idée de la conception de la bielle, diverses contraintes à prendre en compte lors de la conception de la bielle. Cela a nécessité une analyse détaillée de la charge. Les facteurs les plus importants qui

sont concentrés sont la distribution des contraintes et les déformations. Dans ce projet, la bielle est conçue en respectant toutes les contraintes disponibles à l'aide du logiciel CAO avancé CATIA. ANSYS Workbench a été utilisé pour trouver la déformation et la valeur analytique par rapport au modèle ou aux définitions de produit.

I.3 STRUCTURE, FONCTIONS ET ELEMENTS DE CALCUL DE LA BIELLE

Dans cette partie nous allons détailler le principe du système bielle-manivelle, le comportement et la nature de ce système, ses caractéristiques générales, ses propriétés et ses applications. Le rôle de la bielle dans ce contexte est détaillé ainsi que les conditions auxquelles elle est soumise.

I.3.1 Composition du système bielle-manivelle

La bielle relie le piston alternatif au vilebrequin rotatif, transmettant la poussée du piston au vilebrequin. Tout véhicule qui utilise un moteur à combustion interne nécessite au moins une bielle en fonction du nombre de cylindres dans le moteur. Comme le but de la bielle est de transférer le mouvement alternatif du piston en mouvement rotatif du vilebrequin.

Les pièces principales de la bielle sont représentées sur la figure I.1. Ce type de bielle est le plus largement utilisé dans les moteurs multicylindres. Le modèle de travail de la bielle est illustré à la figure I.9, la petite extrémité de la bielle est en contact avec le piston à l'aide d'un axe de goujon. Et la plus grande extrémité est en contact avec le vilebrequin.

I.3.2 Système bielle-manivelle

La majorité des moteurs à combustion interne fonctionnent suivant le principe de transformation du mouvement alternatif rectiligne du piston en mouvement circulaire de l'arbre moteur. Cette transformation est réalisée par l'intermédiaire de l'ensemble mécanique bielle-manivelle.

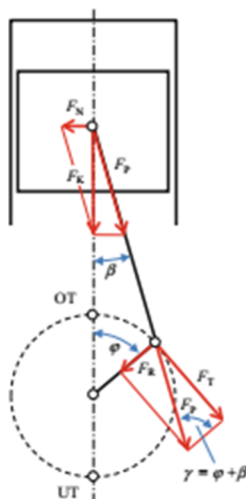


Figure I.9 Schéma du système bielle-manivelle [28]

Le vilebrequin est formé par l'arbre moteur et des axes excentriques (les manivelles), la bielle réalise la liaison entre la manivelle et le piston, l'effort des gaz sur ce dernier est alors transmis au vilebrequin. Cette transformation présente un inconvénient, le mouvement alternatif du piston engendre des variations de la vitesse de rotation. Pour absorber ces variations, le vilebrequin supporte à l'une de ses extrémités un volant d'inertie. D'autre part, l'ordonnancement des cylindres et la conception du vilebrequin sont adaptés de manière à optimiser le transfert du mouvement rectiligne en mouvement de rotation.

Les critères d'optimisation sont généralement : la réduction des vibrations et la limitation des pulsations de couple sur l'arbre moteur.

Le système bielle - manivelle est très répandu dans les systèmes mécaniques. C'est un mécanisme de transformation de mouvement. La manivelle tourne autour d'un axe fixe. Elle est reliée à la bielle par un axe (rotation possible entre les deux pièces) La seconde extrémité de la bielle est reliée à un autre élément mécanique en fonction de la transformation de mouvement souhaitée :

- Un piston : transformation rotation / translation ;
- Une manivelle : transformation rotation / rotation alternative.

Le système bielle-manivelle est un système mécanique qui tire son nom des deux pièces mécaniques qui le caractérisent : la bielle et la manivelle. Ce dispositif réalise la transformation du mouvement linéaire alternatif de l'extrémité de la bielle en un mouvement de rotation continu disponible sur la manivelle (vilebrequin), et vice-versa.

I.3.3 Principe de fonctionnement du système bielle manivelle

OB est la "manivelle" de rayon (R), et AB est la "bielle" de longueur (L) ; A est appelé "pied de bielle" et B est appelé "tête de bielle". Le pied de bielle décrit une trajectoire rectiligne, entre A0 ("Point Mort Haut") et A1 ("Point Mort Bas") ; la distance A0 A1 est la "course" du pied de bielle.

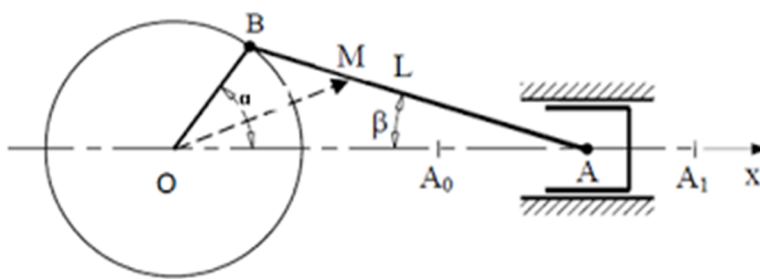


Figure I.10 Cinématique du système bielle-manivelle

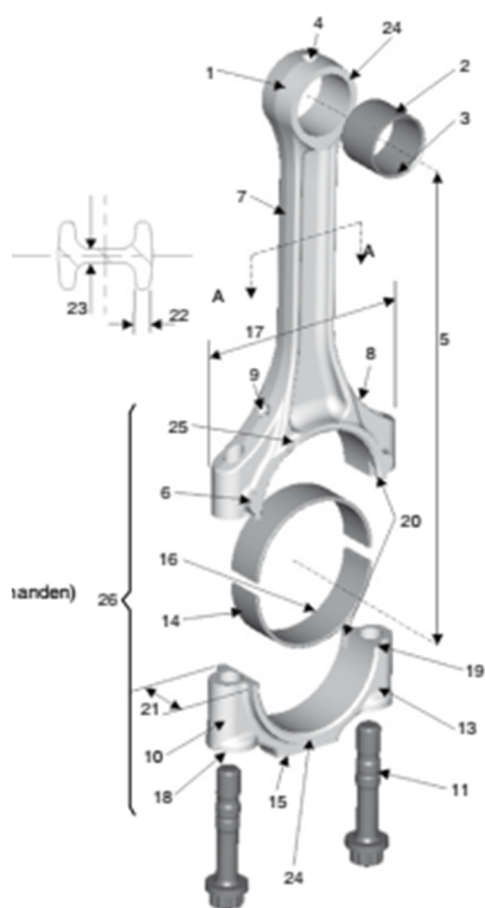
La fonction principale de la bielle dans un moteur à combustion interne est la transformation du mouvement alternatif du piston en un mouvement de rotation du vilebrequin. La bielle est donc soumise à des sollicitations sévères qui se traduisent par des chargements cycliques importants, notamment des sollicitations axiales de traction, de compression et des sollicitations de flexion due à la force centrifuge et par conséquent elle doit avoir une grande résistance à la rupture tout en assurant une bonne fiabilité.

I.3.4 Structure de la bielle

La bielle comporte deux soi-disant œillets de bielle. La connexion au piston est établie au moyen d'un axe de piston via le petit œillet de bielle. En raison de la déflexion latérale de la bielle pendant un tour du vilebrequin, elle doit être fixée au piston de manière à pouvoir tourner. Cela se fait à l'aide d'un palier lisse. Pour cela, une douille de palier est enfoncée

dans le petit anneau de bielle pendant l'usinage (. Fig. I.11). Alternativement, le stockage peut être intégré dans le piston. Dans ce cas, l'axe de piston est rétréci dans le petit œil de bielle.

Le grand œillet de bielle fendu est situé du côté du vilebrequin. La fonction est assurée au moyen de paliers lisses, rarement de roulements à rouleaux, de fixation et de face du couvercle de palier de bielle. La bielle représente la liaison entre les œillets de bielle qui, selon les besoins, présente une section transversale spéciale, par exemple en forme de I ou en forme de H. La bielle doit garantir des propriétés de glissement suffisantes des roulements dans le petit et le grand œil.



1. Petit œil de bielle
2. Bague de bielle
3. Alésage d'axe de piston
4. Alésage d'huile
5. Longueur de bielle
6. Surface de maintien
7. Arbre
8. Épaulement
9. Trou d'huile
10. Sifflet à vis
11. Vis
12. Écrou de bielle (non disponible)
13. Bouchon de bielle
14. Coussinet de palier de bielle
15. Composant de nivellement
16. Trou de tourillon
17. Largeur de bielle
18. Support de tête de vis
19. Ligne de séparation
20. Patte de retenue
21. Épaisseur de bielle
22. Épaisseur des côtes
23. Épaisseur du mur
24. Face
25. Rainure dans la face
26. Grand œil de bielle

Figure I.11 Nomenclature de la bielle

La bielle est sollicitée par les forces du gaz dans le cylindre et les forces d'inertie des masses mobiles. Les conditions cinématiques au niveau du mécanisme de manivelle sont indiquées.

Les efforts centrifuges générés par la déformation latérale dans le plan d'oscillation de la bielle conduisent à des coudes qui peuvent être négligés en première approximation.

Le mouvement accéléré-décéléré de la masse de bielle et de piston entraîne une contrainte de traction dans la jupe et dans la transition de la jupe au grand œil. La bielle est donc exposée à des charges de tension-compression alternées, la quantité de force de compression dépassant la force de traction pour les moteurs diesel et à essence suralimentés. Pour cette raison, la sécurité de flambement doit être soigneusement contrôlée lors de la conception de la bielle.

Les forces de traction sont l'un des facteurs décisifs des moteurs à essence à haut régime d'aujourd'hui. Les forces d'inertie qui surviennent pendant le mouvement de décélération accélérée dans un cycle de travail du moteur alternatif sont influencées par la masse du piston, de l'axe de piston et de la bielle.

Pour simplifier la détermination des efforts résultants, la masse de la bielle est divisée en une masse rotative et une masse oscillante, à condition que la masse totale et le centre de gravité de la bielle soient conservés. La masse concentrée dans le grand œil se voit attribuer exclusivement un mouvement de rotation, la masse concentrée dans le petit œil se voit attribuer un mouvement oscillant.

Pour calculer les fractions massiques, le centre de gravité (SP) de la bielle est d'abord déterminé. La fraction massique du petit œil résulte de :

$$m_{Pl,kl} = m_{Pl,T} \cdot \frac{SP}{l} \quad \text{I.0}$$

avec l comme distance de centre à centre entre les œillets de bielle, appelée longueur de bielle. La différence par rapport au poids total donne la fraction massique du gros œil.

La masse oscillante de la bielle (et du piston avec des boulons et des anneaux) influence la contrainte et la douceur du moteur via les forces d'inertie résultantes. Ces forces

oscillantes ne peuvent être compensées à 100% que par des arbres d'équilibrage supplémentaires.

Il est donc nécessaire de réduire la masse de la bielle ou la fraction de masse oscillante de la bielle. Cela peut être fait en optimisant la forme de la bielle et, par exemple, en faisant du petit œil un œil trapézoïdal.

I.3.5 Corps de la bielle

Pour que ce dernier résiste aux efforts de compression et de flambage, on a recours à des sections en H ou en I. Le corps de la bielle doit se raccorder à sa tête avec un grand rayon de raccordement.

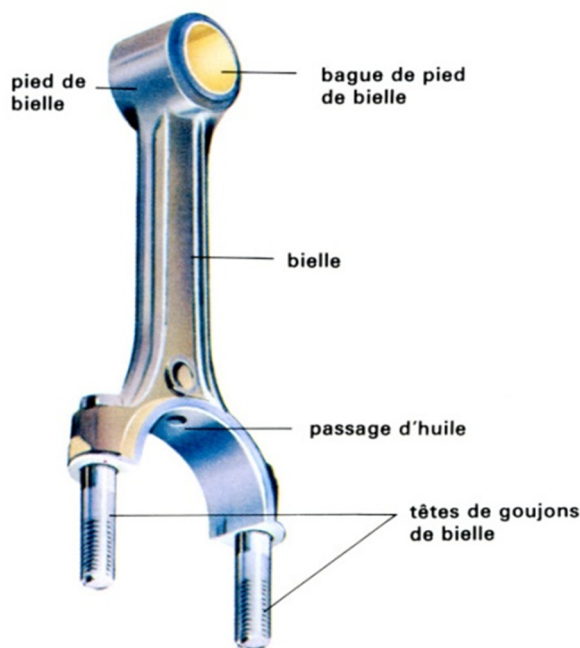


Figure I.12 Corps de la bielle

I.3.6 Chapeau de tête de bielle

Généralement le plan joint chapeau-bielle est perpendiculaire à l'axe de la bielle. Le serrage du chapeau doit produire un couple opposé au moment d'ovalisation pour éviter les décollements du plan joint lors de l'échappement au point mort haut quand les efforts d'inertie sont maximaux.

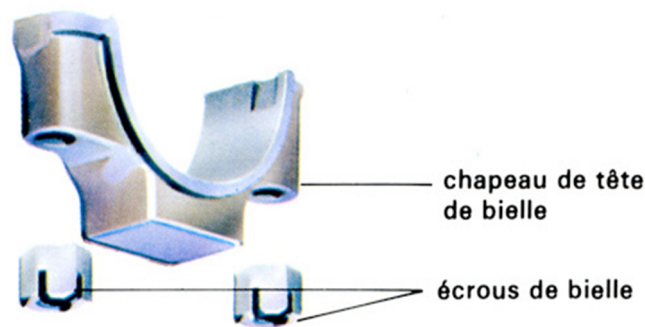


Figure I.13 Chapeau de tête de bielle

La fixation de la tête peut se faire par vis ou par boulons de fixation, l'assemblage par boulon provoque une fragilisation du raccordement tête-corps de bielle au niveau de la section critique. Pour résoudre ce problème, on peut être amené à faire des nervures de part et d'autre de la tête de vis. Fixation par vis : dans le cas d'une fixation par vis, on n'a pas de problème au niveau du raccordement tête-corps mais la longueur déformable de l'élément de fixation étant plus réduite, on est parfois amené à détourner le corps de la vis pour la rendre plus souple.

I.4 DIMENSIONS ET CARACTÉRISTIQUES DE LA BIELLE

I.4.1 Rôle de la bielle

La bielle a pour rôle de transmettre au vilebrequin les efforts reçus par le piston, en transformant le mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu. Résistance aux efforts (Il s'agit d'efforts) :

- Dus aux cycles.
- Alternatifs d'inertie, la masse mise en jeu étant celle du piston, de ses accessoires et du pied de bielle.
- Centrifuges, la masse mise en jeu étant celle de la tête de bielle.
- D'inertie angulaire.

Ces efforts feront travailler différemment chaque partie de la bielle :

- Le pied : en traction et compression.
- La tête : en traction, compression et flexion
- Le corps : en traction, compression, flexion latérale et flambage.

Ces contraintes seront d'autant moins élevées que les masses mises en mouvement seront plus faibles.

I.4.2 Transmission du travail au vilebrequin

Ce sera le rôle des coussinets de tête de bielle, dont la tenue sera influencée par

- Les pressions maximales supportées.
- La pression moyenne sur un cycle.
- La vitesse de glissement.

La chaleur dégagée par le travail de frottement devra être évacuée par :

- Conductibilité thermique.
- L'huile de graissage.

En règle générale :

- Plus longue est la bielle, mieux elle transmet la force qui lui est appliquée ; cette longueur est, en général pour les moteurs statiques (lents), voisine de 4 ... 5 ... fois le rayon de manivelle.
- Plus rapide est la rotation, plus courte doit être la bielle afin de limiter les valeurs des forces d'inertie tant alternatives que rotatives ; cette longueur est, en général pour les moteurs rapides, inférieure à 3.5 fois le rayon de manivelle.

La bielle est essentiellement :

- Une poutre colonne chargée en bout.
- Un logement de coussinet à ses deux extrémités.

I.4.3 Matériaux

Une bielle haute performance est quant à elle souvent issue d'une pièce d'acier brut usiné dans la masse, pouvant être traitée thermiquement. Bien souvent la bielle sera artificiellement écrouie en surface en utilisant des procédés par jet de billes.

Le niveau de qualité des bielles varie d'un manufacturier à l'autre, bien souvent les caractéristiques indiquées se limitent au choix de matériau. Le matériau seul ne garantit pas une capacité optimale, un acier de qualité permet d'obtenir des capacités mécaniques exceptionnelles lorsqu'un traitement thermique est fait.

Vous trouverez dans des livres des méthodes d'augmenter la capacité de vos bielles en enlevant les bavures issues de la forge, puis vous conseillant de bien polir les surfaces de la tige, puis faire écrouir la surface avec un procédé de jet de bille. Avec la technologie actuelle d'usinage numérique, les bielles hautes performances sont devenues accessibles au niveau du prix, ce qui me laisse perplexe sur la pertinence de préparer celle d'origine. De plus, la modification de vos bielles n'ajoute pas de matériel dans la base, là où il y a un véritable gain à renforcer ces dernières.

Une bielle usinée dans la masse permet de réduire au minimum les variations géométriques en surface pour des concentrations de contraintes minimales, permet aussi de réduire sa masse, enfin, le choix de matériau est libre et se limite à ce tout ce qui est disponible sur le marché. Vous trouverez parfois des bielles en aluminium. Ces bielles sont très massives en termes d'encombrement. Leurs vies sont limitées, puis leurs utilisations se limitent essentiellement aux moteurs dédiés aux courses d'accélération. Le titane représente un autre choix de matériau pouvant être utilisé pour la fabrication de bielle. De résistance élevée, entre celle de l'acier doux et trempé, puis un poids se situant entre l'aluminium et l'acier, c'est le nec plus ultra. Encore une fois, le prix de revient est l'enjeu principal. Les bielles en titane doivent être recouvertes d'un recouvrement permettant de glisser sur l'acier sans grippage. Les bielles sont toujours montées sur le vilebrequin à l'intérieur d'un espace délimité par des surfaces de côtés où les bielles peuvent s'y appuyer. Le titane à l'état brut est sujet à gripper sur l'acier. Le recouvrement permet d'éliminer le contact du titane d'avec l'acier. Le recouvrement doit être bien appliqué à la bielle, puis ne jamais être altéré.

I.5. TYPES DE BIELLES

I.5.1 Bielle monobloc

La bielle monobloc ne forme qu'une seule pièce ce qui nécessite l'utilisation d'un vilebrequin démontable. La figure suivante (I.10) montre la bielle monobloc.



Figure I.14 Bielle monobloc

I.5.2 Bielle assemblée

La bielle est en deux parties, la tête dispose d'un "chapeau" qui sera maintenu par des vis et/ou boulons. Une bielle assemblée permet l'utilisation d'un vilebrequin monobloc et facilite les interventions sur les pièces en mouvements.



Figure I.15 Bielle assemblée

I.5.3 Bielle fendue

Méthode peu répandue, la bielle principale est fendue au niveau de la tête pour permettre à la bielle secondaire de s'accoupler au même maneton du vilebrequin.



Figure I.16 Bielle fendue

Ce montage excentrique dans le petit œillet de bielle (Fig. I.17) permet une bielle de longueur variable qui utilise les forces du moteur pour le réglage.



Figure I.17 Bielle VCR à taux de compression variable (Source : MTZ/Pischinger) [29]

I.5.4 Liaisons de bielle

I.5.4.1 Axe de piston

L'axe de piston est une pièce cylindrique qui lie le piston à la bielle. Il permet le mouvement oscillatoire piston-bielle pendant la rotation du moteur. L'axe transmet à la bielle la force de pression que reçoit le piston pendant la phase d'expansion des gaz brûlés.

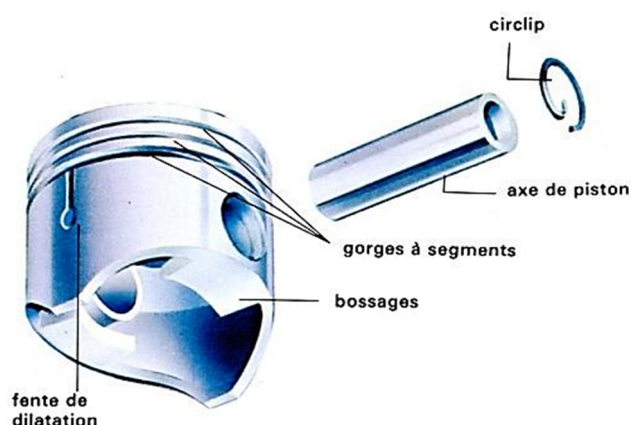


Figure I.18 Axe de piston.

I.5.4.2 Axe serré dans la bielle

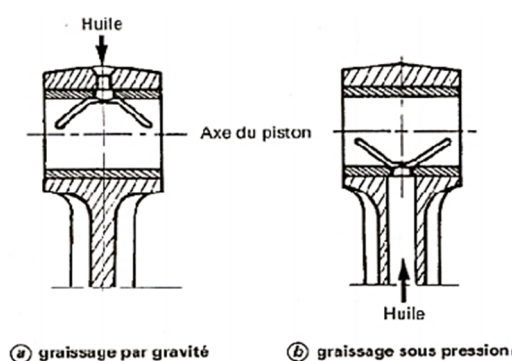
Étude de conception ce serrage est obtenu par emmanchement (serrage de l'ordre de 16 à 40 μ m, en recourant à un chauffage du pied de bielle (vers 250° à 300° C) pour placer l'axe dans la bielle. Cette solution est la plus économique mais le mouvement pendulaire de l'axe dans le piston amplifie l'usure du trou d'axe du piston [30].

I.5.4.3 Axe flottant

Dans le cas de moteurs chargés, on peut avoir recours au montage d'une bague en bronze dans laquelle vient tourner librement l'axe de piston. L'axe peut tourner dans le piston et dans la bielle et on peut admettre des pressions de contact axe-bielle plus élevées que sans bague (avec certaines bagues en bronze au plomb, des pressions de l'ordre de 100 à 110 MPa peuvent être admises).

I.5.4.4 Graissage du pied de bielle

L'axe doit être arrêté en translation car les jeux entre l'axe et la bielle sont de l'ordre de 5 à 15 μm . Dans ce cas, cet arrêt est généralement réalisé par des circlips dans les trous d'axe du piston. Il faut vérifier qu'en aucun cas l'inertie du circlip au point mort haut ou au point mort bas ne supprime la tension qui l'applique au fond de sa gorge. Il faut, dans le cas d'un axe flottant, assurer un graissage de la bague, ce qui peut être réalisé soit par retombée d'huile sous le piston (voir la figure) soit par remontée d'huile à travers la bielle.



I.5.4.5 Circlips

Appelé également anneau élastique est un élément de fixation ayant plusieurs avantages. Il remplace les autres outils de fixations traditionnels comme les vis, les boulons et les goupilles. S'il est vrai qu'ils sont essentiellement utilisés dans l'industrie de l'automobile, cela n'empêche que les circlips s'adaptent à plusieurs autres utilisations. Il y a plusieurs types de circlips qui servent à des utilisations assez diverses. Toutefois, il faut signaler que leur installation requiert l'utilisation d'une pince adéquate.

Le circlip est une pièce sous forme d'anneau plat ayant une faible épaisseur et une largeur variable. Il sert à retenir des composants d'un assemblage fait sur un support cylindrique (arbres, axes, pistons). Essentiellement utilisés dans l'industrie automobile (alésage), on les trouve aussi dans d'autres secteurs comme l'électroménager ou encore

les machines à usage bureautique. Ils permettent une liaison complète dite par résistance d'obstacle (arrêtes axiaux, rattrapage de jeu, etc.). Leur faible épaisseur ne signifie pas qu'ils sont moins résistants que les autres dispositifs de fixation. Les circlips peuvent supporter des forces et des charges ayant un impact assez important. Ils sont fabriqués à partir de plusieurs matériaux : acier, acier inoxydable, carbone, cuivre béryllium, etc. Il s'agit d'une solution économique et même écologique : ils ne coûtent pas cher et ne nécessitent pas le recours à l'énergie électrique pour leur installation. Vous pouvez les trouver partout : quincailleries, grandes surfaces de bricolage, boutiques en ligne.

I.5.4.6 Bagues ou coussinet

La méthode la plus répandue est la méthode des deux demi-coussinets avec une bielle assemblée pour la tête et une bague pour le pied.

Le rôle du coussinet est de permettre une bonne rotation de l'arbre du vilebrequin à l'intérieur de l'alésage en régime hydrodynamique avec film d'huile (de l'ordre du micromètre), mais aussi au démarrage avant la création de ce film d'huile. Les qualités essentielles demandées au coussinet sont les suivantes :

- Une bonne résistance mécanique (les pressions maximales pouvant dépasser 70 MPa) ;
- Une bonne conformabilité : le matériau doit pouvoir fluer ou se déformer légèrement pour accepter des défauts d'alignement des paliers (cas des coussinets de ligne) ou pour accepter des défauts de géométrie (ovalisation de la bielle liée aux efforts d'inertie, par exemple) ;
- Une bonne inscrutabilité ; c'est-à-dire une bonne faculté d'absorber les particules étrangères qui n'auraient pas été filtrées (filtration couramment utilisée 5 à 8 μm en première monte, 10 à 15 μm en service) ;
- Une bonne résistance au grippage, ce qui doit autoriser un contact accidentel à sec ou avec un graissage limite sans risque de grippage du vilebrequin ; il faut donc un matériau avec une bonne rétention d'huile ;
- Une bonne résistance à la corrosion ; l'huile mélangée aux produits de combustion contenus dans les gaz de carter est parfois corrosive ;

- Une bonne résistance à la température ; dans un coussinet, la température de l'huile s'élève de 20 à 30°C, ce qui conduit à une température pouvant atteindre à 180 °C
- Une bonne adhérence sur le support ;
- Une bonne conductivité thermique.

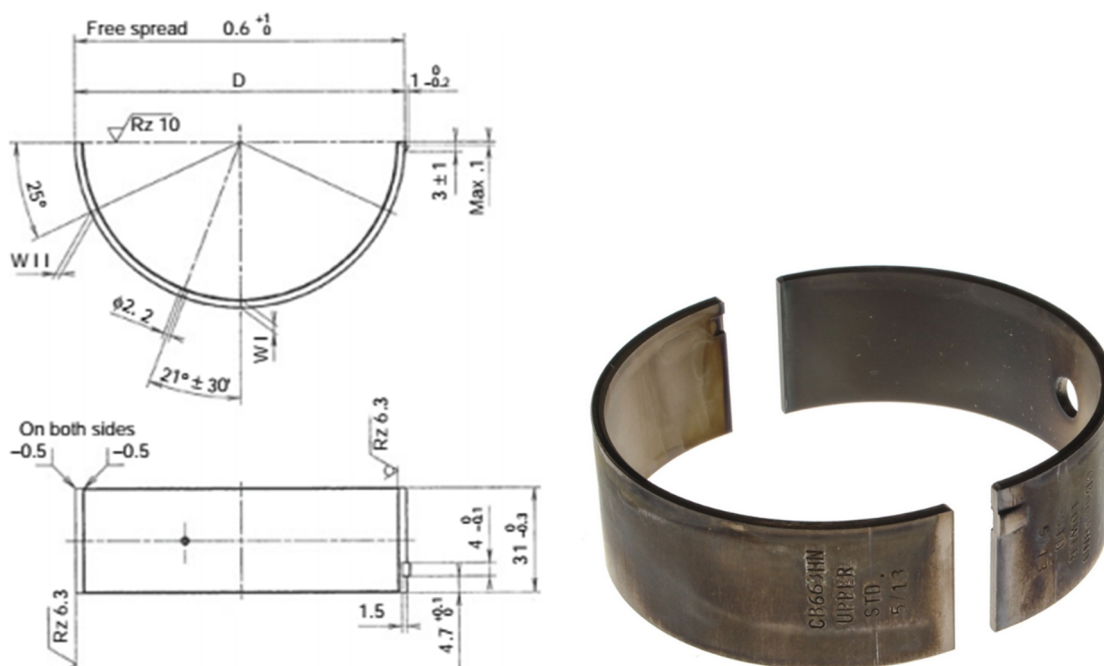


Figure I.20 Coussinet de bielle d'un moteur de véhicule utilitaire [31]

I.5.4.7 Boulons de bielle

Le joint de boulon de bielle peut être conçu comme un trou traversant ou un trou borgne taraudé (trou borgne à effet d'entaille réduit). Le boulon traversant avec boulons filetés et écrous des deux côtés, ou avec un boulon à tête et un écrou, est principalement utilisé pour les bielles dans les moteurs à gros alésage. Dans les moteurs de voitures particulières et de véhicules utilitaires, un trou borgne taraudé utilisant des boulons à tête est typique.

Les boulons de bielle pour moteurs de voitures particulières et de véhicules utilitaires sont conçus comme des boulons avec ou sans tige cintrée, partiellement ou entièrement filetés, avec ou sans rainures. Les formes de tête typiques incluent

l'hexagone, le double hexagone et les dents multiples, utilisées avec l'application d'une force externe (Figure. I.20). La résistance du boulon (R_m), varie d'environ 800 MPa à plus de 1 400 MPa.



Figure I.21 Forme des boulons de bielle

I.5.4.8 Vilebrequin

Le vilebrequin est la manivelle qui reçoit la poussée de la bielle et fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston. La force exercée par la bielle applique au vilebrequin un couple qui se retrouve au bout de celui-ci sous forme de couple moteur. À l'une des extrémités du vilebrequin, le couple moteur est utilisé pour entraîner le véhicule.

À l'autre extrémité, une fraction du couple disponible est prélevée pour entraîner les auxiliaires du moteur. Le vilebrequin est monté dans le carter. La séquence de composants joue maneton joue et appelée démarrage du vilebrequin.

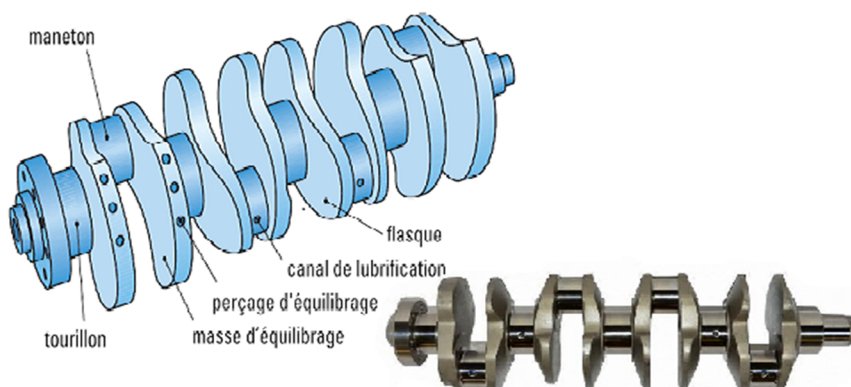


Figure I.22 Vilebrequin

I.6 FONCTION, EXIGENCES ET CONCEPTION

La bielle transfère les forces de gaz agissant sur le piston en translation et les forces d'inertie oscillante du moteur au maneton rotatif du vilebrequin ce qui entraîne :

- Une faible masse, de la masse de la bielle est attribuée à la masse oscillante du moteur.
- Une résistance structurelle suffisante, notamment en ce qui concerne :
 - Rigidité dimensionnelle de la tête de bielle et de l'œillet de bielle,
 - Résistance au flambage du corps (de l'arbre) de bielle,
 - Liaison à vis de bielle durable ; Sécurité suffisante.
- Dimensionnement suffisant des points d'appui tenant compte de la capacité du roulement.

Les principales dimensions de la bielle sont indiquées sur la figure I.23. Le dégagement oculaire correspond à la longueur de la bielle l_{PI} . Le diamètre du grand anneau de bielle est déterminé par le diamètre du maneton, en tenant compte de l'épaisseur du coussinet du palier. Le diamètre du petit œil correspond à la bielle de serrage ou si la douille de bielle est omise, ce qui est par ex. dans les moteurs à essence, afin de réduire les coûts, on essaie encore et encore aujourd'hui de déterminer le diamètre de l'axe de piston. Normalement, la douille de bielle doit également être prise en compte ici. La largeur du roulement résulte de la pression superficielle moyenne admissible, qui peut être de 100 MPa et plus.

Afin de réduire les coûts d'usinage, il est avantageux de réaliser la tête de bielle et l'œillet de bielle de même largeur. Cependant, cela contredit les exigences contemporaines pour le plus petit dégagement oculaire possible du piston. Pour augmenter la capacité de charge de la force du gaz du moyeu d'axe sans étendre l'axe de piston, la largeur de l'œil de bielle doit être réduite et des matériaux de palier de haute qualité doivent être utilisés pour la douille de bielle. Une variante de conception pour les gros moteurs diesel est la bielle étagée, dans laquelle la moitié supérieure, du petit œil de bielle, est considérablement plus étroite que la moitié inférieure. Cela sert donc le même objectif.

La figure I.23 (à gauche) montre par exemple une bielle avec une tête de bielle fendue droite. Le petit œillet de bielle est toujours non divisé. Dans le cas d'un grand diamètre de maneton du vilebrequin, la tête de bielle doit être divisée en diagonale afin de permettre l'installation et le démontage de la bielle avec le piston monté depuis le carter-cylindre à travers

le cylindre (Fig. I.23 à droite). Cela conduit à des conditions de contrainte plus compliquées et à un support supplémentaire nécessaire pour les forces transversales dans le joint de division.

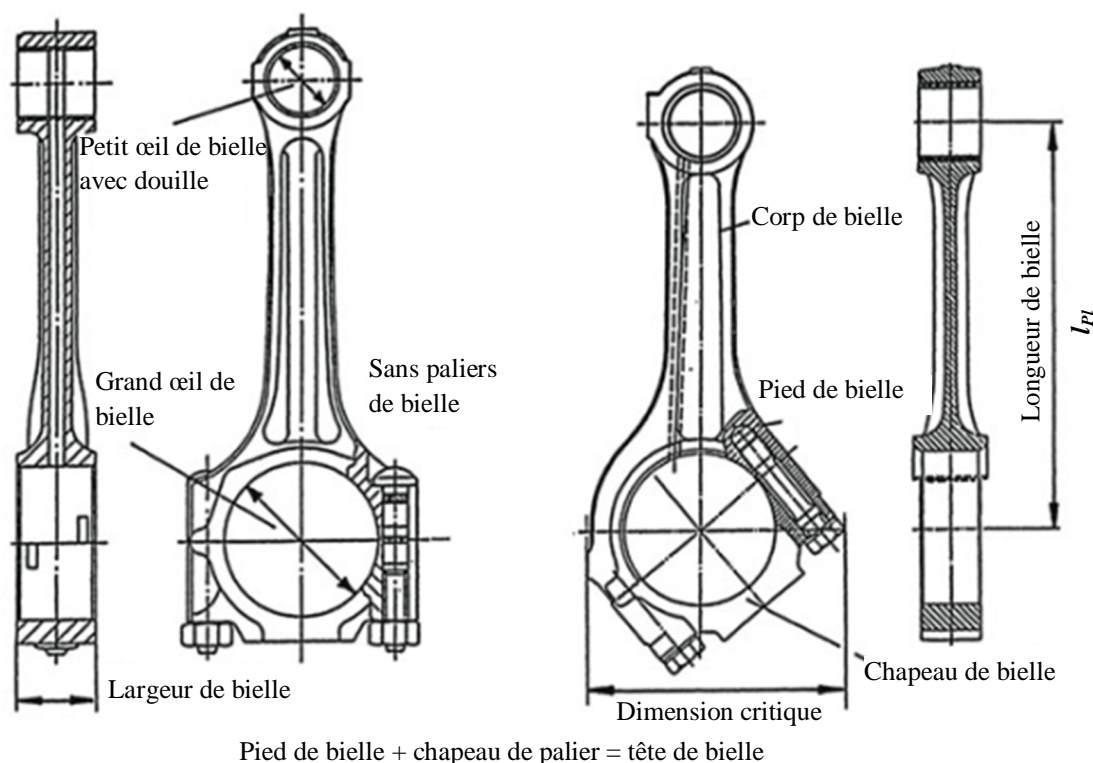


Figure I.23 Dimensions principales de la bielle (en haut) : bielle avec tête de bielle fendue droite (gauche, voiture particulière) et diagonale (droite, véhicule utilitaire) [32]

La section transversale de la bielle a la forme d'un double T, les « flasques » peuvent être disposés à la fois parallèlement (cas normal) et perpendiculairement à l'axe du vilebrequin. Ce dernier est de plus en plus populaire auprès des moteurs de course. La bielle prend une forme triangulaire en regardant les surfaces latérales. La section transversale correspond à celle d'une poutre à semelle large, les moments d'inertie géométriques axiaux étant significativement augmentés par rapport aux deux axes principaux et leur course sur la longueur de bielle étant rendue plus favorable.

Les bielles sont forgées ou coulées en acier (acier et fonte malléable). Des aciers trempés et revenus ou alliés sont utilisés en fonction de la charge. Des procédés de frittage ont récemment été ajoutés. La constance de volume liée au processus élimine le besoin de tarage par découpe et

permet des économies de masse de bielle grâce à de meilleures propriétés du matériau. Entre-temps, non seulement pour les bielles frittées avec des coûts de pièces brutes plus élevés, une nouvelle technique de fabrication rentable, appelée « fracture fractionnée », devient de plus en plus importante. L'arbre et le couvercle sont séparés par un procédé de séparation par fracture. La ligne de séparation n'est alors pas traitée et les manchons ou les vis de montage peuvent être supprimés (Fig. 1, au centre). L'ajustement se fait uniquement à travers les bosses imbriquées. Les surfaces de fracture ne se déposent que très peu.

Les progrès réalisés dans le développement des moteurs pour moteurs à essence sont particulièrement évidents dans la réduction des masses oscillantes. La bielle se développe donc de plus en plus comme un composant d'un système à optimiser globalement par le fournisseur (fournisseur de pistons), qui la forme avec le groupe de pistons. Dans le cas des moteurs de véhicules utilitaires, il y a une tendance à inclure les chemises de cylindre dans la responsabilité du système.

Enfin, une note sur les options de conception pour les deux bielles d'une paire de vérins en V montés sur une double manivelle (sans décalage de maneton). Les explications se limitent ici à l'agencement classique "bielle à côté de bielle". Aujourd'hui, il est utilisé presque exclusivement dans les moteurs de voitures et de véhicules utilitaires. En outre, dans les moteurs diesel de plus grande taille, les dispositions avec fourche et bielles intérieures ainsi que les bielles principales et secondaires articulées ont encore une certaine importance. Ceci sert à éviter des parois de bloc de palier coudées avec l'introduction correspondante de moments de flexion à travers le bras de levier donné dans l'agencement "bielle à côté de bielle".

1.6.1 Contraintes sur la bielle

1.6.1.1 Type et emplacement des contraintes, points faibles

La bielle est sollicitée comme suit :

a) Tête de bielle

La contrainte critique sur l'extrémité de bielle est causée par les forces d'inertie en traction (la plus grande force d'inertie oscillante est prise en compte, Fig. I.24). Étant donné que la structure est approximativement fermée en forme d'anneau, cela entraîne

également une contrainte de flexion et des forces transversales dans le joint de séparation. La tête de bielle est de forme ovale dans le sens longitudinal de la bielle.

La figure I.23 montre également la division de la masse de la bielle en une masse équivalente qui oscille avec le piston et une qui tourne avec le vilebrequin, grâce à quoi la masse d'origine et le centre de gravité sont conservés. Cette répartition en deux masses n'est pas exactement exacte mécaniquement, mais justifiée dans la mesure où les deux extrémités de la bielle, la tête de bielle et l'œillet de bielle, sont majoritairement massiques. En fait, le centre de gravité de la bielle effectue un mouvement assez complexe.

La figure I.24 représente les masses de remplacement de la bielle dans le cas d'une répartition des deux masses mécaniquement pas tout à fait exacte, charge d'inertie sur la tête de bielle et le petit œillet de bielle

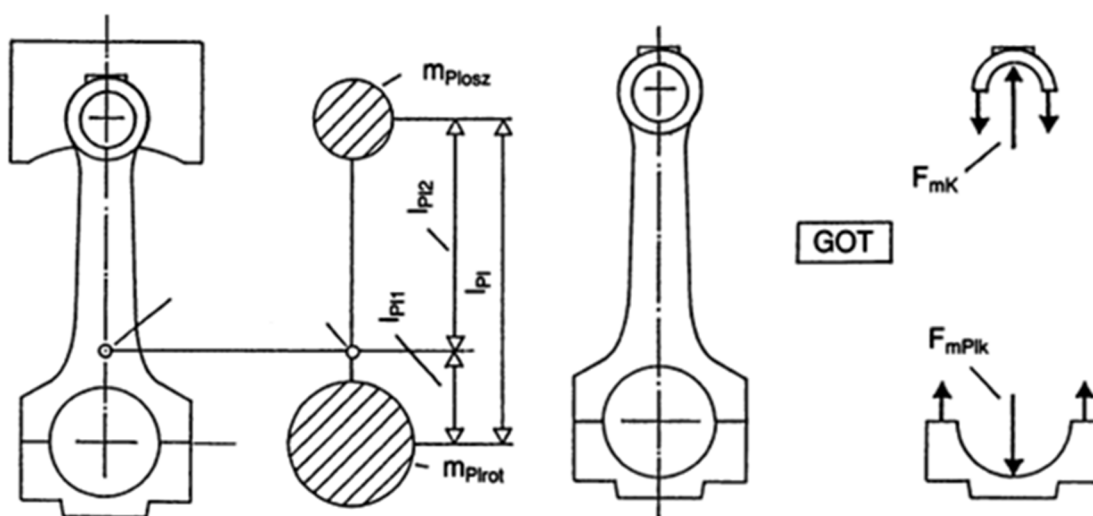


Figure I.24 Masses de remplacement de la bielle [32]

Le mouvement de rotation non uniforme provoque également un moment d'inertie dû au moment d'inertie massique de la bielle. Avec la division habituelle en deux masses, le moment d'inertie de masse est un peu trop grand, c'est-à-dire H. la troisième condition aux limites statique - même moment d'inertie de masse - n'est pas remplie.

Sinon, les deux masses équivalentes migreront légèrement vers l'intérieur à partir des extrémités. Un système de substitution mécaniquement exact peut être représenté en ajoutant une troisième masse. Cependant, cela n'est pas fait en pratique, car les effets de force d'inertie, qui sont reproduits exactement dans la division en deux masses, sont généralement suffisants.

b) Petit œil de bielle

La contrainte sur le petit œillet de bielle correspond qualitativement à celle de la tête de bielle (voir Fig. I.24). Surtout avec le petit œil de bielle, la déformation ovale peut devenir trop importante.

c) Corps de bielle

Dans les moteurs à quatre temps, l'arbre de bielle est soumis à des charges de traction-compression alternées (tension due à la force d'inertie dans GOT, pression due à la force du gaz dans ZOT, voir Fig. I.25 et 26). En règle générale, cependant, l'arbre de bielle ne doit être contrôlé que pour une résistance au flambement adéquate (sens de pivotement et sens longitudinal du moteur). À vitesse élevée, la contrainte de flexion due aux forces d'inertie ne peut plus être négligée (Fig. I.25).

d) Boulons de bielle

Les boulons de bielle sont soumis à une tension (force de précontrainte, force d'actionnement excentrique), à une flexion (déformation de la tête de bielle) et à une poussée (s'il n'y a pas de relief structurel dans le joint de séparation).

Les points faibles typiques sont par ex. à partir du support de vis, des trous borgnes taraudés pour les boulons de bielle et, plus généralement, la transition pied de bielle / arbre de bielle. Les détails de construction doivent être effectués avec un soin particulier ici pour assurer une résistance structurelle suffisante. Les maxima de contraintes intervenant localement sur le composant échappent largement aux méthodes de calcul élémentaires. La figure I.26 donne une idée des options de conception pour l'optimisation de la bielle. Malgré l'extension, la bielle illustrée du moteur de course

pèse nettement moins que la bielle de série. Cependant, il ne faut pas oublier que le processus de fabrication (forgeage), le matériau de haute qualité (31CrMoV9) et les vis à haute résistance et pas seulement l'épuisement des options de conception conduisent à ce résultat.

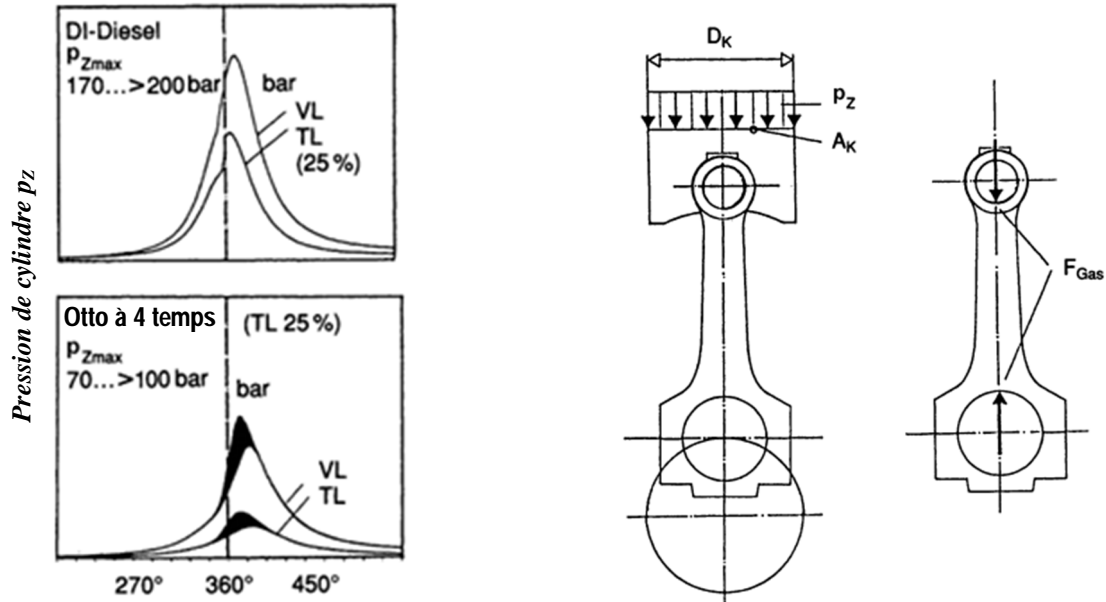


Figure I.25 Charge de force des gaz sur la bielle [32]

1.6.1.2 Forces et moments externes (charge sur la bielle)

La charge maximale sur la bielle due à la force des gaz F_{Gas} dans la zone ZOT, en tenant compte de la pression d'allumage p_z et de la zone du piston A_K est

$$F_{Gaz} = p_z A_K = p_z \frac{\pi}{4} D_K^2 \quad I.1$$

La charge maximale sur la bielle due aux forces d'inertie Fm dans le GOT par rapport à la tête de bielle est

$$F_{mPlk} = [m_{osz}(1 + \lambda_{pl}) + m_{plrot} - m_{plld}]r\omega^2 \quad I.2$$

et basé sur le petit œil de bielle

$$F_{mK} = m_{Kges}(1 + \lambda_{pl})r\omega^2 \quad I.3$$

L'ensemble de la force d'inertie oscillante, y compris la partie de la bielle, agit donc sur la tête de bielle

$$F_{mosz} = m_{osz}(1 + \lambda_{pl})r\omega^2 \quad \text{I.4}$$

ainsi que la force centrifuge de la partie de bielle rotative supposée

$$F_{mPlrot} = m_{Plrot}r\omega^2 \quad \text{I.5}$$

moins le couvercle de palier, seule la force d'inertie du piston complet sur le petit œillet de bielle (piston «nu» avec axe, support d'axe et segments de piston) (voir Fig. 2). Les indices de l'Eq. (2) à (5) sont explicites, λ_{pl} est le rapport de bielle, r est le rayon de manivelle et ω est la vitesse angulaire. Pour la contrainte de flexion sur l'arbre de bielle, qui ne peut être négligée à grande vitesse, son accélération transversale et sa répartition de masse sont déterminantes (voir Fig. I.26). L'accélération transversale se produit périodiquement avec un signe changeant. Cela permet aux vibrations de flexion d'être excitées. La formule d'approximation suivante peut être dérivée pour le moment de flexion introduit dans la bielle :

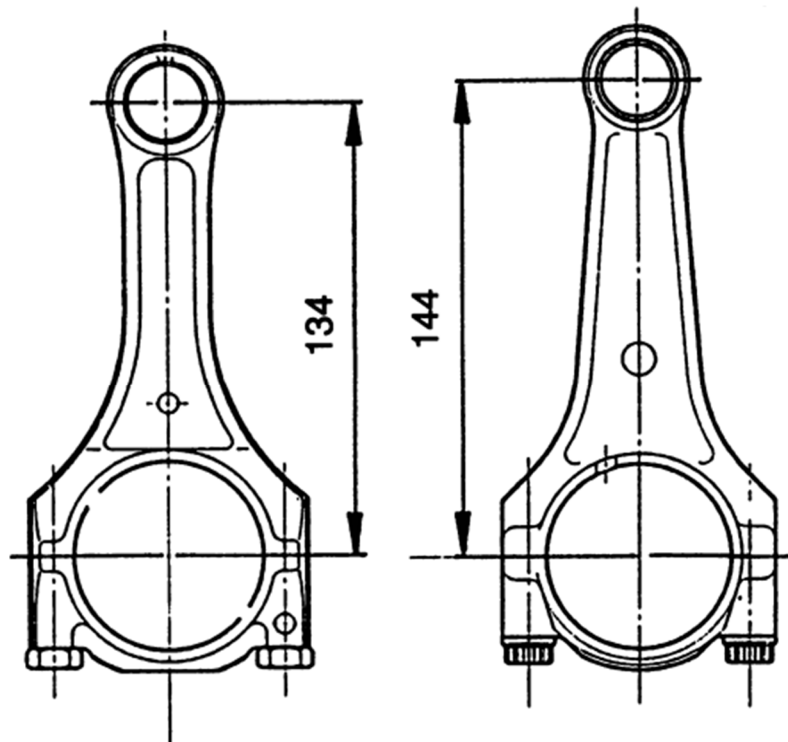


Figure I.26 Bielle de série et bielle à résistance structurelle optimisée et à masse réduite du moteur de course basé sur le moteur de série

$$M_{bPl} = 0,064 \cdot l_{Pl}^2 \cdot A_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot r \cdot \omega^2 \quad \text{I.6}$$

Dans ce cas, A_{Pl} est la section moyenne de la bielle, l_{Pl} la longueur de la bielle et ρ_{Pl} la densité du matériau de la bielle (acier 7,85 g/cm³). r est à nouveau le rayon de la manivelle et ω la vitesse angulaire.

I.7 RÉSISTANCE STRUCTURELLE DE LA BIELLE

1.7.1 Modèles de remplacement

Pour déterminer le moment de flexion, la force normale et la courbe de force transversale dans la section transversale de la tête de bielle et de l'œil de bielle.

En fonction de la précision recherchée et de l'effort de calcul envisagé, le modèle de remplacement de la tête de bielle ou de l'œil de bielle à choisir se rapproche des conditions réelles en ce qui concerne la géométrie et l'introduction de la charge plus ou moins précisément. Sur la figure I.27, certains modèles de substitution courants sont présentés dans l'ordre de la complexité croissante. Le modèle de barre semi-circulaire simple et statiquement déterminé (modèle de remplacement a) est irréaliste et convient au mieux pour une comparaison relative de la conception de différentes bielles. Le modèle de poutre semi-circulaire statiquement indéterminé avec retenue fixe (modèle équivalent b) présente l'inconvénient majeur de ne pas permettre la déformation ovale. L'anneau circulaire (modèle de remplacement c) remplit cette dernière condition et est bien adapté comme base pour expliquer les conditions de charge en relation avec des modèles plus sophistiqués. En pratique, le modèle à bague circulaire ne suffit, avec quelques restrictions, que pour l'œillet de bielle. Le modèle octogonal introduit par (modèle de remplacement d) prend en compte les différentes sections transversales de la tête de bielle au moyen de trois moments d'inertie géométriques et fait ainsi la différence entre l'embase de bielle, la longueur de serrage et le chapeau de palier. Tous les modèles mentionnés contiennent encore une mauvaise approximation du cas de charge réel, puisqu'une seule force est appliquée. Le modèle proposé par (modèle de substitution e) est basé uniquement sur un anneau circulaire, mais utilise une distribution de pression qui se rapproche des conditions réelles et tente également de mieux comprendre la réaction dans la zone de la bielle au moyen d'une paire de forces de substitution (transition rigide). Ce modèle a également été adopté à partir de, mais dans un

souci de simplicité, deux forces individuelles symétriques longitudinalement (30 à la verticale) ont remplacé la répartition de la pression.

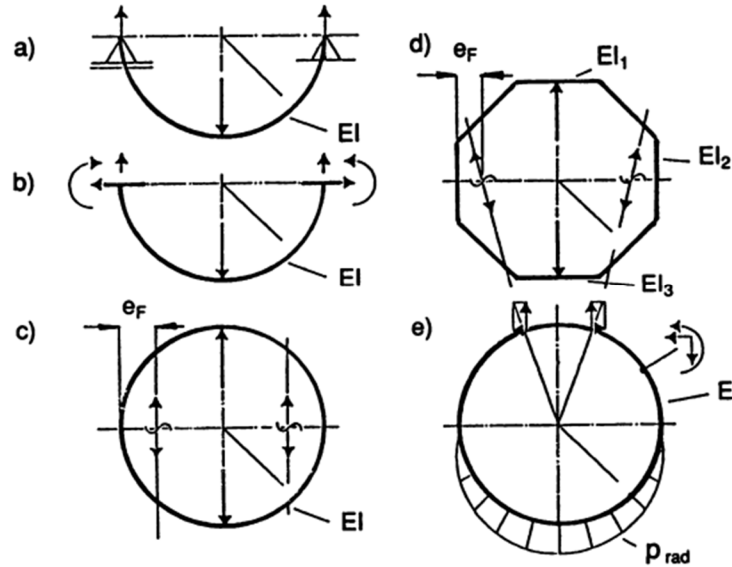


Figure I.27 Modèles de remplacement pour la tête de bielle et l'œillet de bielle

1.7.2 Répartition réaliste de la charge

Dans le chapeau de palier de bielle ou l'œillet de bielle la répartition réaliste de la charge est un point important. La force d'appui dans le roulement peut, comme indiqué sur la figure 6, être remplacée par une distribution de pression sinusoïdale qui correspond approximativement à la courbe de pression dans l'espace de lubrification :

$$P_{rad}(\alpha) = p_{max} \sin(\alpha) \quad \text{I.7}$$

La pression radiale agissant sur l'élément de surface infiniment petit $dA = b_{Pl} dl$ génère la force partielle infiniment petite dans la direction de la force F

$$dF = p_{rad} \cdot b_{Pl} \cdot dl \cdot \sin(\alpha) \quad \text{I.8}$$

b_{Pl} est la largeur de la bielle et dl est l'élément d'arc $r_m d\alpha$. r_m est la distance radiale de la fibre neutre le long de laquelle la charge de surface est appliquée dans le modèle d'anneau. L'intégration suit :

$$F = p_{max} \cdot b_{Pl} \cdot r_m \cdot \int_0^\pi \sin(\alpha) d\alpha = \frac{\pi}{2} p_{max} \cdot b_{Pl} \cdot r_m \quad I.9$$

La pression maximale dans l'apex est donc :

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi r_m \cdot b_{Pl}} \quad I.10$$

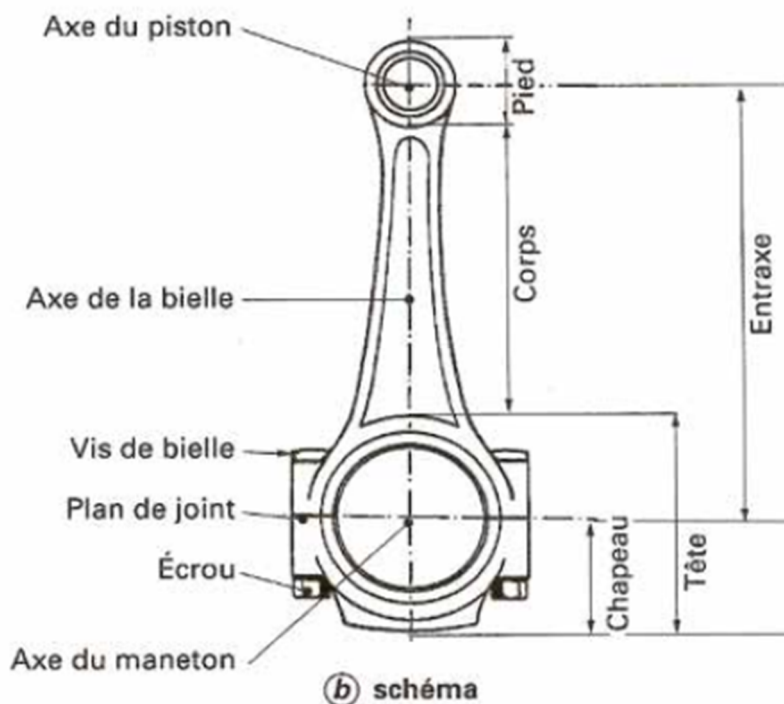


Figure I.28 Dimensions principales d'une bielle [32]

1.7.3 Contraintes dans les bielles

En tant qu'élément qui transfère les forces et les mouvements entre le piston et le vilebrequin, la bielle est soumise à de fortes charges alternées. Elle est chargée par le piston en compression (sous la force des gaz dominants) et en tension (principalement à cause de la force d'inertie). La bielle est également sollicitée en flexion du fait de son mouvement de pivotement. En tant que composant moteur mobile, elle doit être aussi légère que possible et de forme suffisamment rigide en termes d'interaction avec l'axe de piston et l'axe de vilebrequin. Des composants et une résistance structurelle suffisants doivent également être garantis.

La transmission de la puissance du piston et de l'axe de piston via la bielle au vilebrequin est réalisée par la lubrification des roulements. La force appliquée sur la bielle dépend donc de la répartition de la pression dans le lubrifiant. Ceci, à son tour, est affecté par la rigidité des alésages de bielle. La force d'inertie est maintenue en équilibre par la pression de lubrification entre l'axe de vilebrequin et le roulement côté chapeau. Le flux de force entre la bielle et le chapeau de palier est assuré par les boulons de bielle. L'alésage de bielle se déforme sous la force d'inertie avec une ovalité dans la direction verticale et les boulons sont pliés vers l'extérieur. Si la force du boulon est insuffisante, le joint de bielle bâiller à l'intérieur (Fig. I.27).

Cependant, sous la pression maximale de gaz, la tige de bielle appuie sur l'axe de vilebrequin via la lubrification. L'alésage de bielle devient ovale transversalement et les boulons se plient vers l'intérieur. En raison de ces déformations, une contrainte de flexion considérable se produit dans les alésages de bielle. Les zones les plus sollicitées dans les bielles à fente droite, en plus des filetages de boulon, sont les filets sur la transition de la tige au grand alésage d'extrémité et au petit alésage d'extrémité. Avec les bielles à angle divisé, la partie supérieure du filetage du trou borgne est située directement dans le flux de force, ce qui conduit à un pic de contrainte (Figure I.28).

- - - 0 - - -

Chapitre 2

*Étude de cas : Calculs de résistance de bielle
de moteur à combustion interne*

II.1 INTRODUCTION

Les étapes principales au cours du calcul d'un moteur thermique se déroulent ainsi :

- a) détermination du rapport des dimensions course du piston alésage (diamètre) du piston (S/D) ;
- b) évaluation des forces agissant sur le système bielle-manivelle ;
- c) estimation des performances économiques du moteur ;
- d) tracé du cycle de principe du moteur thermique.

La démarche à suivre dans la conception du moteur est donc de procéder aux calculs thermodynamiques, cinématiques et dynamiques avec les caractéristiques de fonctionnement suivies de dessin d'assemblage du moteur en coupe transversale.

Le mode de conception consiste à préciser la puissance nominale et le régime nominal, avant de procéder à la conception thermique du moteur ensuite il est nécessaire d'effectuer un examen analytique.

Cet examen doit argumenter les données initiales admises pour le calcul du moteur qui consiste à la justification du type de moteur, sa vitesse de rotation nominale, le taux de compression, le nombre de cylindres, le mode de formation du mélange, etc.

Dans notre cas il n'est pas nécessaire de passer toutes ces étapes pour étudier et analyser notre nouvelle conception d'une pièce aussi importante du moteur qui est la bielle. À partir de certains paramètres opératoires d'un moteur Diesel existant à quatre cylindres choisis pour notre étude, on commence à déterminer les paramètres thermodynamiques qui permettront d'effectuer les calculs nécessaires de la résistance qui permettront à leurs tours de réaliser une analyse conceptuelle du nouveau design recherché de la bielle.

Les premiers paramètres à avoir pour commencer les calculs sont résumés dans le tableau 1. Après cela on doit déterminer les pressions et les forces qui s'appliquent sur le piston et sur la bielle, les contraintes et les charges du moteur.

On considère notre bielle d'un moteur Diesel à quatre cylindres ayant les caractéristiques suivantes :

Tableau II.1 Données du moteur étudié.

Caractéristiques de moteur		Caractéristiques de bielle	
Puissance	35 kW	Longueur de la bielle	125 mm
Alésage	50 mm	Diamètre intérieur du pied de la bielle	18 mm
Course	60 mm	Diamètre intérieur de tête de bielle	50 mm
Cylindrée	471 cc	Épaisseur maximale de la bielle	20 mm
Régime	3000 tr/min	Largeur minimale de la bielle	25 mm
Taux de compression	15 ----	Rayon de raccordement tête-corps	Infini

II.2 CALCUL DU MOTEUR

Dans le calcul thermodynamique d'un moteur nouvellement conçu, les paramètres du cycle réel sont calculés au préalable, un diagramme indicateur est construit et les dimensions principales sont déterminées : le diamètre et la course du piston.

Les données initiales pour le calcul sont : P_e puissance nominale, n_H fréquence de rotation nominale et ε taux de compression.

Au cours du calcul, il est nécessaire de fixer certains coefficients en tenant compte des données sur le moteur existant. Par ailleurs, il convient de noter que les résultats de calcul du moteur dépendent de manière significative de la précision de l'évaluation de ces coefficients adoptés, compte tenu des caractéristiques du moteur en cours de conception. La procédure de calcul peut suivre les étapes ci-après.

II.2.1. Processus d'admission et d'échappement

a) Fixé par la température T_o et la pression p_o de l'environnement qui sont prises conformément aux conditions atmosphériques standard : $T_o=273+20=293 K$; $p_o=0,1 MPa$, la température T_r et la pression p_r des gaz résiduels dépendent du régime et de la charge du moteur, de la résistance du conduit d'échappement et de la méthode de pressurisation : moteurs avec admission libre : $p_r = (1,05 \text{ à } 1,20)p_o$. La température des gaz résiduels dépend principalement du taux d'excès d'air α , du taux de compression ε , de la vitesse du vilebrequin et de la charge. Dans les moteurs existants, les valeurs T_r correspondent à : de 600 à 900 K pour moteurs diesel. Le degré d'échauffement ΔT de la charge fraîche dans la

voie d'admission qui dépend de la vitesse et est prise dans les limites suivantes : pour moteurs diesel à aspiration naturelle : 10 à 20 °C. La pression à la fin de l'entrée p_a est prise parmi les rapports suivants : $p_a = p_k - \Delta p_a$; pour moteurs à aspiration naturelle : $p_a = p_o - \Delta p_a$. Dans les moteurs, les pertes de charge Δp_a dues à la résistance de la voie d'admission sont dans les limites : pour moteurs diesel à aspiration naturelle (0,03 à 0,18) p_o . C'est-à-dire : $\Delta p_a = (0,03 \text{ à } 0,18) 1,01325 = (0,0304 \text{ à } 0,1823)$ bar.

La pression d'admission est donc :

$$p_a = p_o - \Delta p_a \quad \text{II.1}$$

Où p_o est la pression atmosphérique et Δp_a les pertes de charges ; ρ_o est la masse volumique de la charge fraiche avec :

$$\rho_o = \frac{P_o}{R_A T_o} \quad \text{II.2}$$

D'où :

$$R_A = \frac{P_o}{\rho_o T_o} \quad \text{II.3}$$

avec R_A la constante des gaz parfaits ; T_o la température initiale.

On prend $T_o = 20 \text{ °C} = 293 \text{ K}$ et $P_o = 0,101325 \text{ MPa}$,

$$\rho_o = 1,189 \text{ kg/m}^3 \text{ on aura donc : } R_A = \frac{0,101325 \cdot 10^6}{1,189 \cdot 293} = 287 \text{ J/kgK.}$$

En tenant compte de la qualité des surfaces internes du système d'admission, Δp à toutes les conditions de régime du moteur est calculé par la formule [33]:

$$\Delta p = (\beta 2 + \xi) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \omega^2 \cdot 10^{-6} \quad \text{II.4}$$

où ξ est le coefficient de résistance hydraulique de la voie d'admission déterminé par :

$$\xi = 4,04 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot n_e = 4,04 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot 3000 = 3,56. \quad \text{II.5}$$

ω - vitesse linéaire moyenne de l'air dans le conduit d'admission du moteur, m/s :

$$\omega \approx 44,8\sqrt{T_0(1 - \beta^{0,286})} \quad \text{II.6}$$

Les pertes de charge dues à la résistance du système d'admission, rapporté à la section de la soupape d'admission est qualifiée par le facteur : $\beta^2 + \xi = 4,6$, sachant que $\omega = 58,24$ m/s avec $\omega = 50$ à 130 m/s.

$$\beta \approx 0,9956 - (46 + 7,7 \cdot 10^{-3} \cdot n_e) \cdot 10^{-7} \cdot n_e \quad \text{II.7}$$

$$= 0,9956 - (46 + 7,7 \cdot 10^{-3} \cdot 3000) \cdot 10^{-7} \cdot 3000 = 0,97$$

$$\omega \approx 44,8\sqrt{T_0(1 - \beta^{0,286})} = 44,8\sqrt{293 \cdot (1 - 0,97^{0,286})} = 71,41 \text{ m/s}$$

$$\Delta p = (0,97^2 + 3,56) \cdot \frac{1,189}{2} \cdot 71,41^2 \cdot 10^{-6} = 0,0136 \text{ MPa} = 0,136 \cdot \text{bar}$$

Ce qui vérifie la donnée expérimentale : $\Delta p_a = (0,0304 \text{ ----- } 0,136 \text{ ----- } 0,1823) \text{ bar}$.

$$p_a = p_0 - \Delta p_a = 1,01325 - 0,136 = 0,877 \text{ bar}. \quad \text{II.8}$$

Coefficient des gaz résiduels γ_r , de la température de fin de remplissage T_a [34] et du coefficient de remplissage η_v :

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r} \quad \text{II.9}$$

$$\eta_r = \frac{(p_a \cdot \varepsilon - P_r) \cdot T_K}{p_K \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (T_K + \Delta T)} \quad \text{II.10}$$

Pour les moteurs à aspiration naturelle dans les équations (1) et (2) $T_K = T_o$; $p_K = p_o$ et l'indice polytropique de compression dans le compresseur n_K est pris entre 1,4 et 2,0.

Pour la fiabilité des résultats du calcul du processus d'admission, il est nécessaire de se laisser guider par les recommandations suivantes : le coefficient de gaz résiduel γ_r se situe dans les limites de 0,03 à 0,06 pour moteurs diesel à aspiration naturelle et suralimentés.

$$T_a = \frac{T'_0}{1 - \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a} \left(1 - \frac{T'_0}{T_r}\right)} \quad \text{II.11}$$

$$T'_0 = T_K + \Delta T = T_o + \Delta T \quad \text{II.12}$$

$$\Delta T = A_T(110 - 0,0125 n_e) \quad \text{II.13}$$

Température de charge à la fin de la course d'admission. A : Densité de charge d'entrée.

Prenant $A_T = 0,21$:

$$\Delta T = 0,21 \cdot (110 - 0,0125 \cdot 3000) = 15,22 \text{ K}$$

$$T'_0 = 293 + 15,22 = 308,22 \text{ K}$$

La pression de gaz résiduelle p_r due à l'expansion du calage des soupapes et à la diminution de la résistance dans la conception des conduits d'échappement des moteurs et calculée comme suit [35] :

$$\begin{aligned} P_r &= (1,05 \text{ à } 1,25) \cdot P_0 = (1,05 \text{ à } 1,25) \cdot 0,101325 \text{ MPa} & \text{II.14} \\ &= (0,106 \text{ à } 0,126) \text{ MPa} = 0,116 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$T_r \approx 595 + 0,1 \cdot n_e = 595 + 0,1 \cdot 3000 = 895 \text{ K} \quad \text{II.15}$$

$$T_a = \frac{T'_0}{1 - \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a} \left(1 - \frac{T'_0}{T_r}\right)} = \frac{308,22}{1 - \frac{0,116}{15 \cdot 0,877} \left(1 - \frac{308,22}{895}\right)} = 310,01 \text{ K} \quad \text{II.16}$$

Lors du passage du filtre à air au cylindre du moteur, la charge fraîche s'échauffe au contact des parois du collecteur d'admission et d'autres pièces chauffées du moteur. Au moment où une charge fraîche pénètre dans le cylindre du moteur, sa température est légèrement supérieure à la température ambiante et a une valeur de 20 à 40 °C pour les moteur Diesel.

Température d'échauffement de la charge fraîche, déterminée par la formule :

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r} = \frac{293 + 15,22}{895} \cdot \frac{0,116}{15 \cdot 0,877 - 0,116} = 0,0031$$

Facteur de recharge. Acceptons :

$$\eta_r = \frac{(p_a \cdot \varepsilon - P_r) \cdot T_K}{p_K \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (T_K + \Delta T)} = \frac{(0,877 \cdot 15 - 1,16) \cdot 293}{1,013 \cdot (15 - 1) \cdot (293 + 15,22)} = 0,80$$

II.2.2 Processus de compression

Détermination des paramètres du processus de compression : p_c ; n_1 ; T_c ; M_c .

La pression de fin de compression est déterminée d'après le processus :

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad \text{II.17}$$

a) L'exposant polytropique de compression n_1 est déterminé à partir de la relation :

$$n_1 = 1,41 - \frac{110}{n_e} = 1,41 - \frac{110}{3000} = 1,37 \quad \text{II.18}$$

$n_1 = 1,35$ à $1,39$; $\varepsilon = 15$ et $n_1 = 1,37$, valeur vérifiée.

donc
$$P_c = 0,087 \cdot 15^{1,37} = 3,55 \text{ MPa.}$$

La température de fin de compression est déterminée d'après le processus :

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 310,01 \cdot 15^{1,37-1} = 844,36 \text{ K} \quad \text{II.19}$$

II.2.3 Processus de combustion

La pression et la température de fin de compression sont déterminés du cycle thermodynamique réel dans la partie de compression à partir des paramètres de fin d'admission. La pression de fin de compression est donnée par l'équation :

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad \text{II.20}$$

où P_c pression à la fin de compression, λ est le taux de compression isochore, sa valeur est déterminée pratiquement par des calculs thermochimiques et énergétiques très longs et très complexes qui sortent du cadre de notre travail pour cette raison on se contente de prendre sa valeur égale à 1,85 de l'intervalle pratique $\lambda = 1,4 \dots 2,2$ [27].

$$P_z = 1,85 \cdot 3,55 = 6,56 \text{ MPa.}$$

II.2.4 Processus de la fin de la détente

$$P_z = P_b \left(\frac{V_b}{V_z} \right) = P_b \delta^{n_2} \quad \text{II.21}$$

$$P_b = P_z / \delta^{n_2} \quad \text{II.22}$$

p_z Pression à la fin de la compression ; p_b Pression à la fin de la détente ; δ Taux de détente postérieur ; n_2 Exposant poly tropique ; V_z Volume des gaz à la combustion ; V_b Volume du mélange à la détente, avec :

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n} \quad \text{II.23}$$

n : vitesse de rotation du vilebrequin = 3000 tr/mn ; $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$; $\rho = 1,295$ et $\varepsilon = 15$ (taux de compression). Donc : $\delta = 11,58$; d'où : $n_2 = 1,26$

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{6,56}{11,58^{1,26}} = 0,29 \text{ MPa}$$

donc la pression maximale qui s'applique sur le piston est obtenue à la fin de combustion c'est-à-dire c'est la pression de détente :

$$P_{max} = P_z = 6,56 \text{ bars.}$$

II.3 CALCUL DE RÉSISTANCE DE LA BIELLE

Le calcul de la résistance de la bielle se résume dans notre cas se divise en deux parties. La première est celle du calcul des contraintes de cisaillement et de flexion de la bielle suivis par un calcul de vérification du corps de la bielle résiste aux forces du moteur.

II.3.1 Le pied de la bielle

Le dimensionnement général du pied de bielle est essentiellement fonction de l'axe du piston, qui est le même dimension et fonction des pressions exercées sur l'assemblage.

L'axe du piston est un axe d'articulation soumis à un effort de cisaillement qui provient de la pression des gaz de combustion, son diamètre extérieur est le diamètre intérieur du pied de la bielle. Le diamètre intérieur de notre bielle est $D = 18 \text{ mm}$, donc le diamètre intérieur de l'axe du piston est $d = 12 \text{ mm}$ car on retrouve pratiquement $D = 1,5 \cdot d$. Généralement l'axe du piston est un tube en acier cimenté, trempé et fritté, ce qui nous guide

vers le choix de l'acier de cémentation 18CD4 qui a une bonne résistance mécanique à la fatigue. Les caractéristiques chimiques de cet acier sont : la résistance à la rupture $R_r = 551$ MPa avec un coefficient de sécurité $s = 6$.

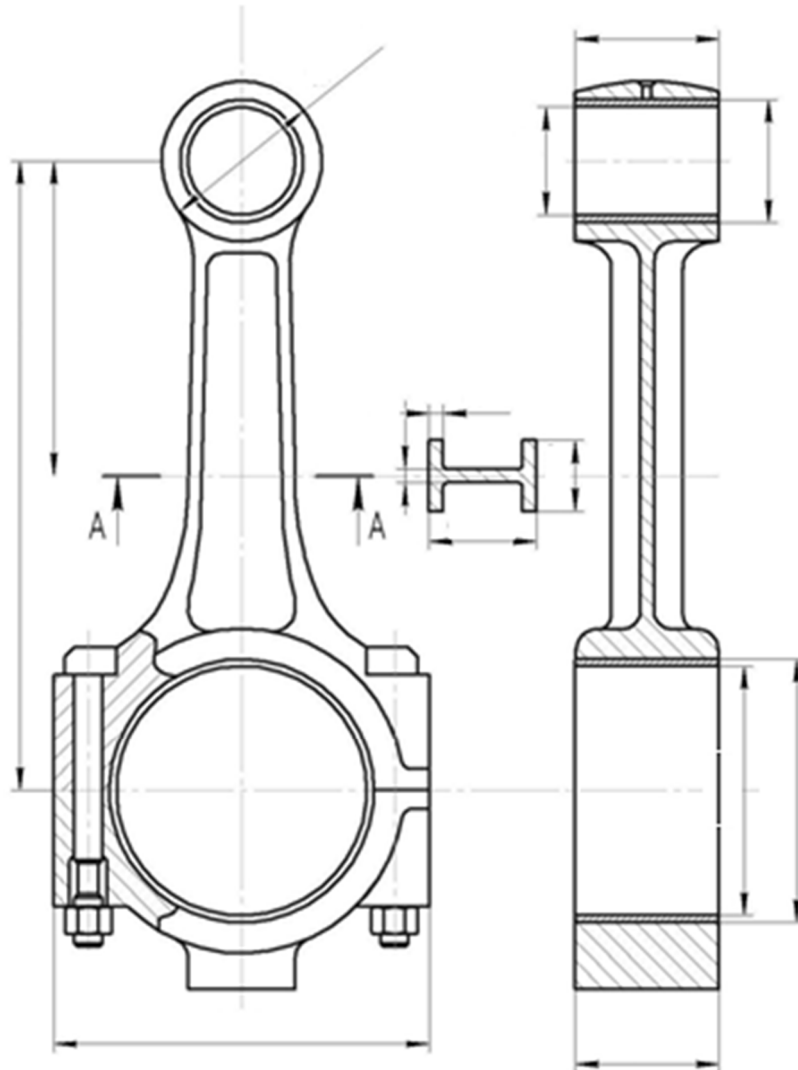


Figure II.1 Dimensions principales de la bielle-manivelle.

II.3.2. Calcul de la force F_p sur le piston

$$P = \frac{F_p}{S} \quad \text{avec :} \quad S = \pi R^2 \quad \text{II.24}$$

P : pression maximale ; F_p : Force sur le piston ; S : surface de piston ; R : rayon de la tête du piston.

On a : $R = 25 \text{ mm}$; $P = P_z = 6.56 \text{ MPa}$. Donc : $F_p = P \cdot S = 6.56 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 25^2 \cdot 10^{-6}$

$$F_p = 12874 \text{ N.}$$

II.3.3. Force appliquée sur la bielle

$$F = \frac{F_p}{\cos \alpha} = \frac{F_p}{\sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta^2}{n^2}\right)}} \quad \text{avec :} \quad n = l/r \quad \text{II.25}$$

l longueur de la bielle ; r Rayon du vilebrequin ; θ angle que fait le vilebrequin avec la bielle;

$$l = 125 \text{ mm} \quad r = 25 \text{ mm} \quad \text{et} \quad n = \frac{125}{25} = 5.$$

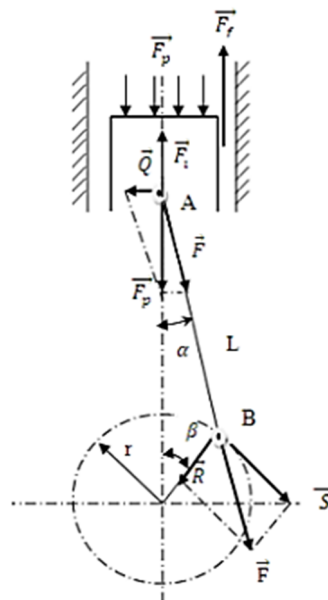


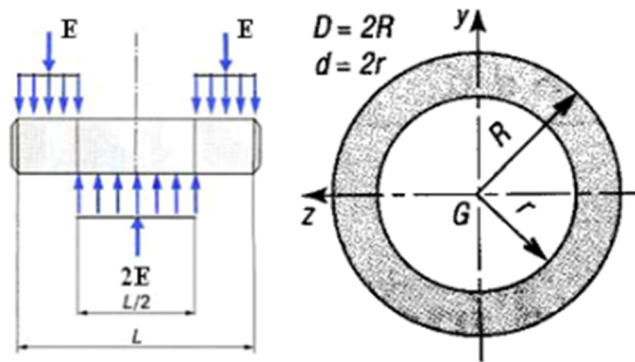
Figure. II.2 Efforts de transmission dans le système bielle manivelle.

F est maximale quand le vilebrequin fait un angle de $\theta=90^\circ$ avec la bielle [29].

$$F = \frac{F_p}{\cos \alpha} = \frac{F_p}{\sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta^2}{n^2}\right)}} = \frac{12874}{\sqrt{1 - \left(\frac{\sin 90^2}{5^2}\right)}} = 13139,5 \text{ N} \quad \text{II.26}$$

2.3.4. Calcul de l'axe du piston

L'axe du piston est un axe d'articulation soumis à un effort de cisaillement qui provient de la pression des gaz de combustion :



Chargement sur l'axe du piston

Section de l'axe du piston

Figure. II.3 Axe du piston

La force F_p exercée par les gaz de combustion vaut :

$$F_p = 12874N$$

La force F_p se répartie également de chaque côté sur l'axe du piston qui, pour une section, est donc cisailé avec une force E :

$$E = \frac{12874}{2} = 6437N$$

La condition de résistance est :

$$\frac{E}{S} \leq \tau_{adm} \quad \text{II.27}$$

Avec

S : la section cisailée, τ_{adm} : Contrainte admissible au cisaillement.

Il faut donc qu'il soit assez résistant de par sa taille et par ses matériaux utilisés pour sa fabrication tout en le faisant le plus léger possible (donc creux en général). Donc :

$$S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad \text{II.28}$$

D : diamètre extérieur de l'axe ; d : diamètre intérieur de l'axe ;

$$R_g = \frac{R_e}{s} \quad \text{Avec} \quad R_e = \frac{R_r}{2} \quad \text{II.29}$$

R_e Limite élastique ; R_r Limite à la rupture spécifique au matériau utilisé ; R_g Limite à la rupture par cisaillement ; s coefficient de sécurité.

Généralement l'axe du piston est un tube en acier cimenté, trempé et freffé. On choisit donc l'acier de cimentation 18CD4 qui a une bonne résistance mécanique et à la fatigue. Les caractéristiques chimiques de l'acier 18CD4 :

Tableau II.2 Caractéristiques de l'acier 18CD4

	C, %	Si, %	Mn, %	Cr, %	Ni, %	Mo, %
18CD4	0,20	0,35	0,80	1,20	0,40	0,30

La résistance à la rupture est d'environ 551MPa

On prend un coefficient de sécurité $s = 6$

On aura :

$$\tau_{adm} = \frac{R_r}{2s} \quad \text{II.30}$$

En remplaçant les valeurs de s et R_r , dans la formule précédente, on aura donc :

$$\tau_{adm} = 45,9 \text{MPa}$$

$$\frac{E}{S} \leq \tau_{adm} \rightarrow s \geq \frac{E}{\tau_{adm}}$$

$$s \geq \frac{6437}{45,9} = 140,23 \text{mm}^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \geq 140,23 \text{mm}^2$$

On prend : $D = 1,5d$

Donc :

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 140,23}{1,25 \times \pi}}$$

$$d \geq 11,95 \text{ mm}$$

$$D = 1,5d \rightarrow D = 17,93 \text{ mm}$$

On prend : $D = 18 \text{ mm}$

Le diamètre extérieur de l'axe du piston sera le diamètre intérieur du pied de la bielle, donc le diamètre intérieur du pied de la bielle est $d_a = 18 \text{ mm}$

II.3.4.1 Vérification des contraintes au pied de la bielle

Le pied de la bielle est une barre courbe à double encastrement (Fig. 2.2), chargée uniformément sur un angle $\varphi_1 = 120^\circ$. N_0 est un effort normal et M_0 le moment de flexion pour permettre l'équilibre statique (barres courbes), ce qui nous donne alors :

Posons $F = -P_{jII}$ II.32

Le moment de flexion et l'effort normal sur la tête de bielle sont donnés par les équations dans ces équations φ remplacé en degrés.

$$M_0 = F \cdot r_m (0,33\varphi_1 - 29,7) 10^{-3} \quad \text{II.33}$$

$$M_0 = 13139,5 \cdot 11,5 \cdot 10^{-3} (0,33 \cdot 120^\circ - 29,7) 10^{-3} = 1,5 \text{ Nm}$$

$$N_0 = F (0,572 - 0,8 \cdot 10^{-3} \varphi_1) \quad \text{II.34}$$

$$N_0 = 13139,5 (0,572 - 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 120) = 6254,4 \text{ N}$$

Avec $r_m = (d_e + d_a)/4$ II.35

d_a est le diamètre intérieur du pied de bielle $d_a = 18 \text{ mm}$;

Pratiquement on prend : $d_e = (1,3 \text{ à } 1,7)d_a$ Nous prenons $d_e = 1,55d_a = 27,9 \text{ mm}$, acceptons $d_e = 28 \text{ mm}$, d'où $r_m = 11,5 \text{ mm}$.

Le calcul de M_0 et N_0 nous donne :

$$M_0 = 1,5 \text{ N.m}$$

$$N_0 = 6254,4 \text{ N}$$

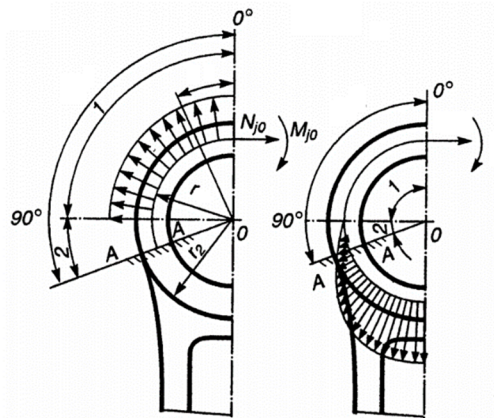


Figure II.4 Charge sur le pied de la bielle

Donc : pour $\varphi_1 = 120^\circ$ nous pouvons calculer :

$$M_\varphi = M_0 + N_0 \cdot r_m (1 - \cos \varphi) + 0,5 F r_m (\sin \varphi - \cos \varphi) \quad \text{II.36}$$

$$M_\varphi = 1,5 + 6254,4 \cdot 11,5 \cdot 10^{-3} (1 - \cos \varphi) + 0,5 \cdot 13139,5 \cdot 11,5 \cdot 10^{-3} (\sin 120^\circ - \cos 120^\circ) = 212,6 \text{ Nm}$$

$$N_\varphi = N_0 \cos \varphi - 0,5 F (\sin \varphi - \cos \varphi) \quad \text{II.37}$$

$$N_\varphi = 6254,4 \cos 120 - 0,5 \cdot 13139,5 (\sin 120 - \cos 120) = -12101,64 \text{ N}$$

Les contraintes dans l'enrobage sur la surface extérieure résultant de l'action du moment fléchissant et de la force longitudinale sont :

$$\text{Fibre intérieure } \sigma_i = \left(-2M_\varphi \frac{6r_m - h_b}{h_b(2r_m - h_b)} + K \cdot N_\varphi \right) \frac{10^{-6}}{h_b \cdot l_b} \text{ en compression.} \quad \text{II.38}$$

$$\text{Fibre extérieure } \sigma_e = \left(2M_\varphi \frac{6r_m + h_b}{h_b(2r_m + h_b)} + K \cdot N_\varphi \right) \frac{10^{-6}}{h_b \cdot l_b} \text{ en extension.} \quad \text{II.39}$$

h_b est l'épaisseur de la bielle, et l_b la largeur de la bielle, d'où on a :

$$r_m = 11,5 \text{ mm et } l_a = \frac{da}{2} = 18/2 = 9 \text{ mm.}$$

K coefficient de la présence d'un manchon enfoncé et E_w , E_b le module élastique du matériau de la bielle et du manchon ; F_w , F_b la section de la tête de bielle et des coussinets.

$$K = \frac{E_w \cdot F_z}{E_w \cdot F_z + E_b \cdot F_b} \quad \text{II.40}$$

$$E_w = 2,2 \cdot 10^5, \quad E_b = 1,15 \cdot 10^5,$$

$$F_z = (d_n - d)l_w \quad \text{et} \quad F_b = (d - d_n)l_w.$$

$$l_w = (0,33 \text{ à } 0,45)D = (0,33 \cdot 18 \text{ à } 0,45 \cdot 18) = (5,94 \text{ à } 8,10) \text{ mm}, \text{ acceptons } l_w = 7 \text{ mm}.$$

$$F_z = (28 - 18) \cdot 7 = 70 \text{ mm} \quad \text{et} \quad F_b = (18 - 12) \cdot 7 = 42 \text{ mm}.$$

$$K = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 70}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 70 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 42} = 0,76$$

II.3.4.2 Chargement sur l'axe de bielle

La bielle est articulée au piston au moyen d'un axe par une liaison pivot. L'effort calculé appliqué sur l'axe est $F = 13139,5 \text{ N}$ repartit sur l'axe suivant le diagramme de la figure (Fig. 2.2). Entre les points a et b, la charge linéaire est triangulaire entre b et c et elle est uniforme.

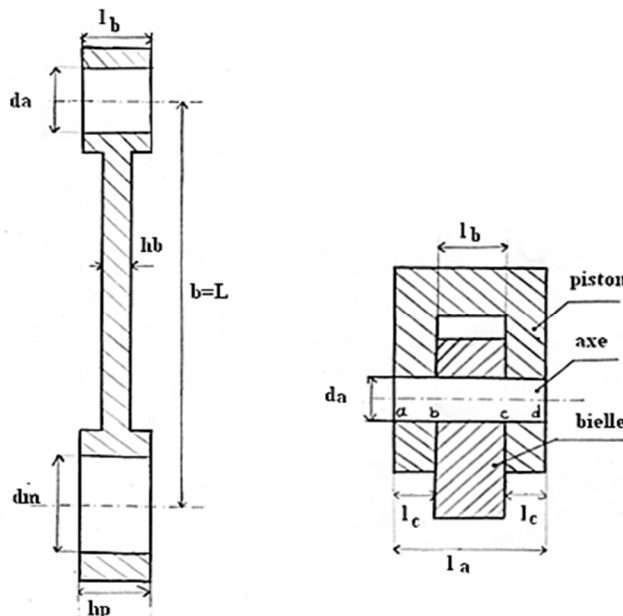


Figure II.5 Dimensions de la bielle et de son axe

II.3.4.3 Contact axe de la bielle

$$p = \frac{F}{l_b d_a} \leq [p] \quad \text{II.41}$$

$[p]$: Pression spécifique admissible ; donc $l_b \geq \frac{F}{d_a p_a} = \frac{13139,5}{18 \cdot 48} = 15,21 \text{ mm}$,

tout en sachant que le matériau des coussinets en aluminium étain AISn = 48 MPa.

d'où $l_b \geq 15,21 \text{ mm}$; On prend : $l_b = 16 \text{ mm}$.

II.3.4.4 Calcul de la contrainte statique

$$\sigma_s = \frac{M_f}{\mu} \quad \text{II.42}$$

$$M_{fmax} = \left(\frac{F}{24}\right)(2l_c + l_b), \quad \text{II.43}$$

II.3.4.5 Contact axe du piston

$$p = \frac{F}{2l_c d_a} \leq p_a \rightarrow l_c \geq \frac{F}{2d_a p_a} = \frac{13139,5}{2 \cdot 18 \cdot 48} = 7,60 \quad \text{acceptons } l_c = 8 \text{ mm}.$$

Sachant que : $\mu = \frac{\pi d_a^3}{32} = \frac{\pi \cdot 18^3}{32} = 572,265 \text{ mm}^3$, alors ;

$$M_{fmax} = \frac{13139,5}{24} (2 \cdot 8 + 16)$$

$$M_{fmax} = 17519,33 \text{ N mm}.$$

En utilisant l'acier de limite $R_p = 240 \text{ MPa}$

$$\sigma_s = \frac{M_f}{\mu} = \frac{17519,33}{572,265} \cong 30,61 \text{ N/mm}^2,$$

On a $\sigma_s < R_p$ ce qui implique que la résistance de l'axe est assurée.

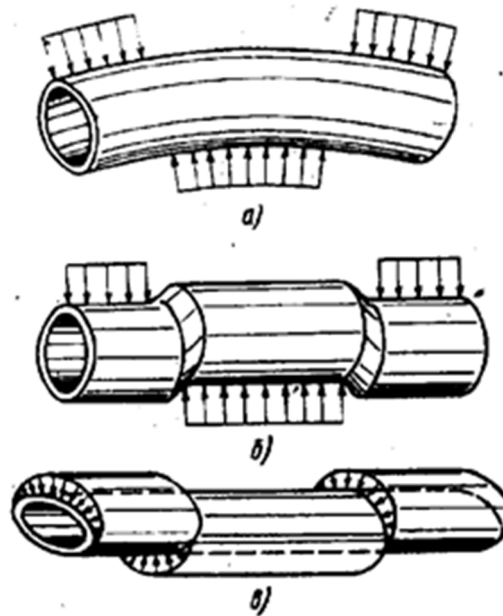


Figure II.6 Schémas de conception de chargement de l'axe de piston à partir des forces d'inertie

II.3.4.6 Vérification au cisaillement

$$\tau = \frac{T_{max} \cdot s_y}{b \cdot I} \leq \tau_{cis} \quad \text{II.44}$$

τ Contrainte de cisaillement ; τ_{adm} contrainte de cisaillement admissible ; b Largeur maximale de la section A_t .

$$T_{max} = F = 13139,5N$$

I moment d'inertie de la demi-section par rapport à un diamètre. s_y moment statique de cette section par rapport b largeur maximale de la section $A b = da = 18 \text{ mm}$; τ_{cis} Contrainte admissible de cisaillement

$$I = \frac{d_a^4}{64} \cdot \frac{\pi}{2} \quad \text{II.45}$$

$$s_y = \frac{d_a^3}{12} \quad \text{II.46}$$

$$\tau_{cis} = \frac{1}{2} R_p \quad \text{II.47}$$

En remplaçant les expressions de τ_{cis} , s_y et I dans la formule suivante, en tenant compte que I et le moment d'inertie de la demi section (on multiplie par 2) on obtient :

$$d_a \geq \sqrt{\frac{16F}{3\pi * \tau_{cis}}} \rightarrow d_a \geq \sqrt{\frac{32F}{3\pi \cdot R_p}} \rightarrow d_a \geq \sqrt{\frac{32 \cdot 13139.5}{3\pi \cdot 240}} \rightarrow d_a \geq 13.63 \text{ mm}$$

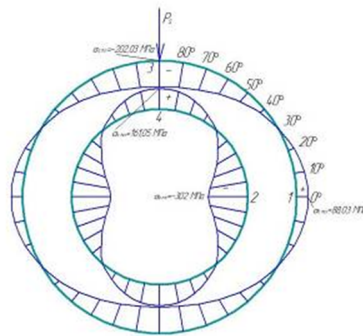


Figure II.7 Diagramme des contraintes dues à l'ovalisation des broches sous l'action de la force d'inertie.

II.4 CORPS DE LA BIELLE

La bielle est le plus souvent constituée d'une section en I, pour le durcissement, la surface de la bielle est traitée par grenailage, normalisée, durcie, dégagée et parfois polie.

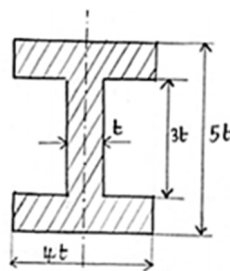


Figure II.8 Section du corps de la bielle

$$S = 2(t \cdot 4t) + (t \cdot 3t) = 8t^2 + 3t^2 = 11t^2 \quad \text{II.48}$$

$$S_{min} \geq (F/R_p) \quad \text{II.49}$$

$$11t^2 \geq \left(\frac{F}{R_p}\right) \rightarrow t^2 \geq \left(\frac{F}{11R_p}\right) \rightarrow t \geq \sqrt{F/11R_p} \rightarrow t \geq \sqrt{\frac{13139,5}{11 \cdot 240}} = 2,23 \text{ mm}$$

Acceptons $t = 2,5 \text{ mm}$ donc $S = 68,75 \text{ mm}^2$.

Largeur minimale de la bielle : $h_b \geq 5t \rightarrow h_b \geq 5 \cdot 2,5 ; h_b \geq 12,5 \text{ mm}$.

Épaisseur de la bielle : $e \geq 4t \rightarrow e \geq 4 \cdot 2,5 ; e \geq 10 \text{ mm}$

Fibre intérieure (en compression) :

$$\sigma_i = \left(-2 \cdot 212,6 \cdot 10^3 \frac{12,5 \cdot 11,5 - 12,5}{12,5(2 \cdot 11,5 - 12,5)} - 0,76 \cdot 12101,64 \right) \frac{10^{-6}}{6 \cdot 16} = -0,0055 \text{ MPa}.$$

Fibre extérieure (en extension) :

$$\sigma_e = \left(2 \cdot 212,6 \cdot 10^3 \frac{12,5 \cdot 11,5 + 12,5}{12,5(2 \cdot 11,5 + 12,5)} + 0,76 \cdot 12101,64 \right) \frac{10^{-6}}{6 \cdot 16} = 0,0014 \text{ MPa}.$$

II.4.1 Contrainte moyenne et amplitude de contrainte

$$\sigma_m = \frac{\sigma_i + \sigma_e}{2} = \frac{-0,0055 + 0,0014}{2} = -0,00205 \text{ MPa}$$

$$\sigma_K = \frac{\sigma_i - \sigma_e}{2} = \frac{-0,0055 - 0,0014}{2} = -0,00345 \text{ MPa}$$

II.4.2 Vérification au flambement

$F < F_{cr}$ Condition de résistance au flambage pour vérifier la stabilité élastique, où F est l'effort maximal de compression qui s'applique sur la bielle ; et F_{cr} est la charge critique d'Euler avec E Module de Young (spécifique au matériau choisi $E = 200 \text{ GPa}$; L Longueur de la bielle ; I_y Moment quadratique de la section transversale minimale du corps de la bielle (section en I).

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad \text{II.50}$$

$$I_y = \frac{(5 \cdot t)^3 (4 \cdot t)}{12} - \int_{-\frac{3t}{2}}^{\frac{3t}{2}} \frac{x^2}{2} y dy - \int_{-\frac{3t}{2}}^{\frac{3t}{2}} \frac{x^2}{2} y dy$$

$$I_y = \frac{500 \cdot t^4}{12} - \int_{-\frac{3t}{2}}^{\frac{3t}{2}} \left[\frac{15t^2}{8} \right] y dy - \int_{-\frac{3t}{2}}^{\frac{3t}{2}} \left[\frac{-15t^2}{8} \right] y dy = \frac{500 \cdot t^4}{12} = 1627,6 \text{ mm}^4$$

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot 1627,6}{125^2} = 205,40 \cdot 10^9 \text{ N} > 13139,5$$

II.4.3 Calcul de contrainte critique au flambement

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E r^2}{L^2} \quad \text{et} \quad r = \sqrt{\frac{I}{S}} \quad \text{II.51}$$

$\frac{L}{r}$ Caractérise la flexibilité de la poutre et permet de classer les poutres ou colonnes (courtes ou longue) ; S section minimale du corps de la bielle ; I est le moment quadratique [36].

$$\text{D'où : } r = \sqrt{\frac{I}{S}} = \sqrt{\frac{1627,6}{68,75}} = 4,86$$

$$\text{Donc} \quad \sigma_{cr} = \frac{3,14^2 \cdot 200 \cdot 10^3 \cdot 4,86^2}{125^2} = 298,08 \text{ MPa}$$

On a trouvé que la contrainte maximale au quelle la bielle est soumise est égale à 108 MPa, Une contrainte qui reste très loin de la contrainte critique au flambement.

II.5 TÊTE DE LA BIELLE

La pression de contact donne :

$$p = \frac{F}{d_m h_b} \leq p_a \quad \text{II.52}$$

h_b largeur de la tête de la bielle d_m diamètre de la tête de la bielle ; p_a pression de contact.

On prend un coussinet qui a une pression de contact d'environ 29MPa ;

$$\text{donc :} \quad I_y (\text{surface rectangulaire } h_b \cdot e) = \frac{h_b^3 \cdot e}{12}$$

$$dS = xy \, dx \, dy$$

$$I_y = \frac{h_b^3 \cdot e}{12} - \int_{-\frac{3t}{2}}^{\frac{3t}{2}} \int_{-2t}^{-\frac{t}{2}} xy \, dx \, dy - \int_{-\frac{3t}{2}}^{\frac{3t}{2}} \int_{\frac{t}{2}}^{2t} xy \, dx \, dy$$

mais $h_b = 5t$ et $e = 4t$ (dimension de la section minimale du corps de la bielle) avec $t = 2,5\text{mm}$.

$$I_y = \frac{(5 \cdot t)^3 (4 \cdot t)}{12} - \int_{-\frac{3t}{2}}^{\frac{3t}{2}} \frac{x^2}{2} \Big|_{-2t}^{-\frac{t}{2}} y \, dy - \int_{-\frac{3t}{2}}^{\frac{3t}{2}} \frac{x^2}{2} \Big|_{\frac{t}{2}}^{2t} y \, dy$$

$$I_y = \frac{500 \cdot t^4}{12} - \int_{-\frac{3t}{2}}^{\frac{3t}{2}} \left[\frac{15t^2}{8} \right] y \, dy - \int_{-\frac{3t}{2}}^{\frac{3t}{2}} \left[\frac{-15t^2}{8} \right] y \, dy$$

$$I = \frac{500 \cdot t^4}{12} = \frac{500 \cdot 2,5^4}{12}$$

$$I = 1627,60 \text{ mm}^4$$

En remplaçant ces valeurs dans l'équation précédente (II. 25) :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 200 \cdot 10^3 \cdot 1627,60}{125^2}$$

$$F_{cr} = 205407,8\text{N}$$

$F < F_{cr} \rightarrow$ Condition de résistance au flambage vérifiée, La bielle reste droite, elle est dite en équilibre stable (il y a une stabilité élastique).

II.6 CALCUL DES BOULONS

Le serrage du chapeau doit produire un couple opposé au moment d'ovalisation pour éviter les décollements au plan de joint lors de l'échappement au point mort haut quand les efforts d'inertie sont maximaux sur la bielle. Pour assurer ce couple, on décale l'axe de la vis du centre de gravité de la surface de portée. Ce décalage est fait du côté de l'alésage [37].

Le boulon est un élément de montage très utilisé pour joindre deux composantes d'un système, il permet d'effectuer la dépose non destructive des assemblages. L'assemblage par boulon provoque une fragilisation du raccordement tête-corps de bielle au niveau de la section critique. Pour résoudre ce problème, on peut être amené à faire des nervures de part et d'autre de la tête de vis.

La fixation par vis : dans le cas d'une fixation par vis, on n'a pas de problème au niveau du raccordement tête-corps mais la longueur déformable de l'élément de fixation étant plus réduite, on est parfois amené à détourner le corps de la vis pour la rendre plus souple.

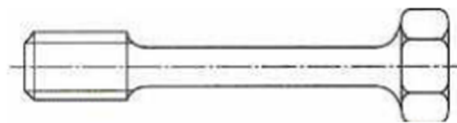


Figure II.9 Vis d'une bielle.

II.6.1 Choix des vis

Quel que soit le système employé (SI ou Anglais) les boulons sont soumis à des normes de fabrication relatives aux dimensions et à la résistance.

En ce qui concerne la résistance, les boulons sont regroupés dans des classes identifiées par deux nombres, le premier représente la résistance en traction en MPa divisée par cent, le second exprime dix fois le rapport entre la limite minimale d'élasticité S_p et la résistance minimale en traction S_u .

Tableau II.3 Résistance des boulons SI relative aux classes les plus courantes.

classe	Diamètre nominal	Limite d'élasticité (MPa)	Résistance ultime (MPa)
4.6	M5 à M36	225	400
4.8	M1.6 à M16	310	420
5.8	M5 à M24	380	520
9.8	M1.6 à M16	650	900
10.9	M6 à M36	830	1040
12.9	M1.6 à 36	970	1220

Tableau II.4 Dimensions normalisées des boulons.

Diamètre et pas nominale	Surface de tension A_t (mm ²)
M 1.6 × 0.35	1.27
M 2 × 0.4	2.07
M 2.5 × 0.45	3.39
M 3 × 0.5	5.03
M 3.5 × 0.6	6.78
M 4 × 0.7	8.78
M 5 × 0.8	14.2
M 6 × 1	20.1
M 8 × 1.25	36.6
M 10 × 1.5	58.0
M 12 × 1.75	84.3
M 14 × 2	115
M 16 × 2	157
M 20 × 2.5	245
M 24 × 3	353
M 30 × 3.5	561
M 36 × 4	817

D'après le tableau on a choisi les boulons M8 de classe 5.8

$A_t = 58\text{mm}^2$ Surface de tension ; $S_u = 520\text{MPa}$ Résistance ultime ; $S_p = 380\text{MPa}$ Limite d'élasticité ; Dans ces conditions si la charge est statique, la précharge minimale devrait être égale à 90% de la charge éprouvée $S_p \cdot A_t$ La décharge désirée est :

$$F_i = S_p \cdot A_t \cdot 0.9 = 380 \cdot 58 \cdot 0.9 = 19836\text{N} \quad \text{II.53}$$

La charge extérieure supportée par les boulons dépend de la pression maximale :

$$F_a = \frac{S \cdot P}{n} \quad \text{II.54}$$

où S surface d'application de la pression maximale (surface du piston) ; P pression maximale qui s'applique sur le piston ; n nombre de boulons.

II.6.2 Calcul de la surface du piston

$$S = \frac{P d^2}{4} \quad \text{II.55}$$

$d = 25 \text{ mm}$: Diamètre du piston. Donc : $S = 1025 \text{ mm}^2$ La pression maximale qui s'applique sur le piston est $P = 6,56 \text{ MPa}$; Nombre de boulons d'une bielle est $n = 2$.

on a :

$$F_a = \frac{S \cdot P}{n} \quad \text{II.56}$$

Où : S surface d'application de la pression maximale (surface du piston) ; P pression maximale qui s'applique sur le piston ; n Nombre de boulons. En remplaçant les valeurs dans la formule F_a de on aura $F_a = 3362 \text{ N}$

La condition de résistance est vérifiée. Donc les deux boulons sont suffisamment résistants à la pression maximale.

II.6.3 Calcul de la rigidité des boulons

La rigidité des boulons est fonction des matériaux utilisés et du montage. Elle s'obtient par l'équation suivante

$$k_b = \frac{\pi d^2 E}{4L} \quad \text{II.57}$$

Où : d : Diamètre du boulon ; L : Longueur du boulon ; E : Module de Young spécifique au matériau utilisé. $d = 8 \text{ mm}$; $E = 200 \text{ GPa}$ Pour les aciers,

et $L = 70 \text{ mm}$; donc : $k_b = \frac{\pi \cdot 8^2 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot 10^9}{4 \cdot 70 \cdot 10^{-3}} = 1,43 \cdot 10^8 \text{ N/m}$.

II.6.4 Calcul de la contrainte dynamique et vérification de la tenue des vis

Pour que la vis résiste, il faut que : $\sigma_d \leq \sigma_a$ avec σ_d contrainte dynamique ; σ_a contrainte admissible ; σ_a contrainte admissible des boulons = 50 N/mm^2 .

Calcul de la contrainte dynamique :

$$\sigma_d = \frac{k_b}{k_b k_m} \cdot \frac{F_a}{2 * A_t} = \frac{1,43 \cdot 10^8}{1,43 \cdot 10^8 \cdot 4,42 \cdot 10^9} \cdot \frac{3362}{2 \cdot 58} = 4,58 \cdot 10^{-9} \text{ N/m}^2$$

D'après ces résultats on a : $\sigma_d \leq \sigma_a$ Condition de résistance est vérifiée. Le choix des boulons est dans les normes. D'où les dimensions suivantes :

Tableau II.5 Caractéristiques géométrique du Boulon et écrou

Boulons	Vis : ISO 4018-M8×70 WC
Longueur	70 mm
Diamètre	8 mm
Diamètre de tête	10 mm
Forme de la tête	Hexagonale.
L'écrou	ISO-8673-M8
Forme	Hexagonale

II.7 CONDITIONS AUX LIMITES

Les conditions aux limites consistent à déterminer les cas de chargement sur la bielle dans les différents cas de sollicitations. Par expérience, ils ont constaté que la distribution des forces dans le cas de traction est différente de la distribution des forces dans le cas de compression.

Dans le cas de traction, la distribution des forces sur le pied et la tête de la bielle est uniforme sur un angle de 180° [38].

Dans le cas de compression, la distribution des forces sur le pied et la tête de la bielle est uniforme sur un angle de 120°.

La charge maximale sur la bielle est $F=13139,5\text{ N}$ et on suppose que la bielle est soumise à un effort de traction égale à l'effort de compression, avec : $P = \frac{F}{S}$; S est la section soumise à cette pression. On distingue deux cas différents.

II.7.1 Cas de traction

La bielle est soumise à deux types de chargements en traction : blocage de la tête et soumission du pied à une pression de traction, dans ce cas la pression répartie sur un angle de 180° sur le diamètre intérieur du pied de la bielle ; $S = \pi r_p e$ avec r_p rayon de la section soumise à la pression (rayon du pied de bielle) ; e l'épaisseur de cette section (épaisseur de cette section).

$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{13139,5}{\pi \cdot 9 \cdot 10} = 46.5\text{ MPa} \quad \text{II.58}$$

Bloquer le pied et soumettre la tête à une pression de traction, dans ce cas on a r_t Rayon de la tête de la bielle

$$p_2 = \frac{F}{S} = \frac{13139,5}{\pi \cdot 25 \cdot 10} = 16.74 \text{ MPa} \quad \text{II.59}$$

II.7.2 Cas de compression

Bloquer la tête et soumettre le pied à une pression de compression, cette pression est distribuée uniforme sur un angle de 120° sur le diamètre intérieur du pied de la bielle.

$$p_3 = \frac{2F}{3S} = \frac{2 \cdot 13139,5}{3 \cdot 3,14 \cdot 9 \cdot 10} = 31 \text{ MPa} \quad \text{II.60}$$

Bloquer le pied et soumettre la tête à une pression de compression, la pression sur la tête de la bielle répartie sur un angle de 120° .

$$p_4 = \frac{2F}{3S} = \frac{2 \cdot 13139,5}{3 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot 10} = 11.16 \text{ MPa} \quad \text{II.61}$$

Chapitre 3

*Étude et analyse de nouvelle conception de
bielle de moteur à combustion interne*

III.1 INTRODUCTION GÉNÉRALE

Dans ce chapitre nous réalisons une nouvelle conception de bielle avec les caractéristiques qui précèdent dans le chapitre 2.

Premièrement nous réalisons la modélisation géométrique ensuite l'assemblage des parties dessinée et nous rappelons les conditions aux limites pour faire la simulation. Le plus important dans ce chapitre est donc les résultats de la simulation sur Solidworks qu'on discute avec les détails les plus importants en analysant le champ de distribution des contraintes de Von-Mises, le champ de déplacement et le champ de déformation pour les différents cas de chargement et de fixation soit en traction ou en compression de la bielle afin de localiser les zones critiques de risque de rupture ou défaillance.

III.2 MODÉLISATION GÉOMÉTRIQUE

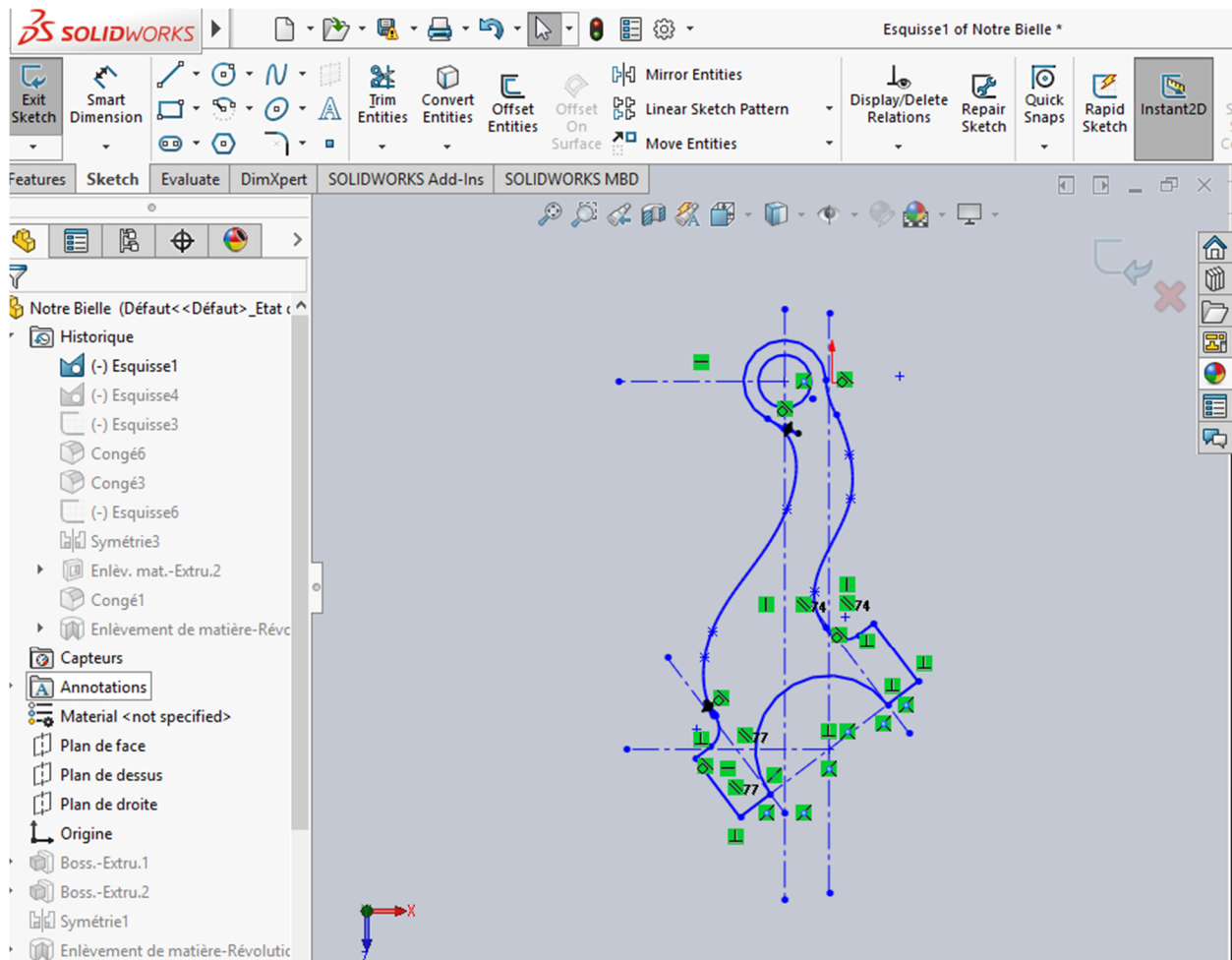


Figure III.1 Formes de base en 2D de la bielle.

III.2.1 Esquisse de la bielle

Dans la première étape on a créé des formes de base en 2D de toute la bielle. Ensuite pour une conception d'une nouvelle bielle, on commence par une section définissant la forme générale, (cette étape est représentée dans la figure III.1) ; puis on fait le bossage de chaque côté (Fig. III.2) ; ensuite on dessine deux cercles avec la fonction enlèvement de matière et on réalise les perçages des trous des boulons (Fig. III.3). Ainsi on réalise la forme du corps de la bielle (I) en enlevant de la matière sur les deux côtés de la bielle sous forme d'une rainure. On enlève les angles vifs en réalisant un congé sur les angles de la bielle (Fig. III.4).

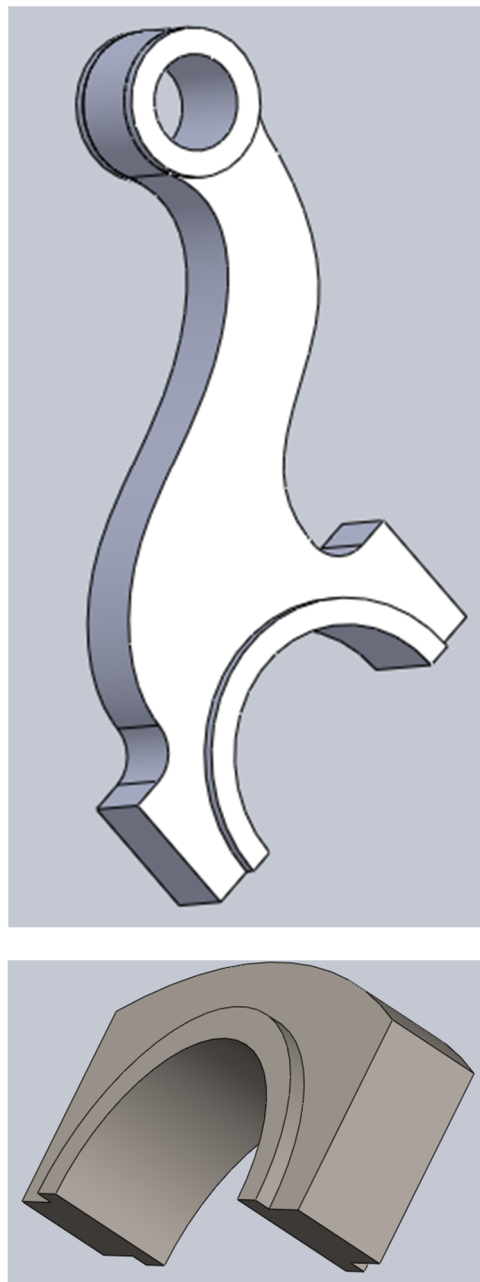


Figure III.2 Formes de base en 3D.

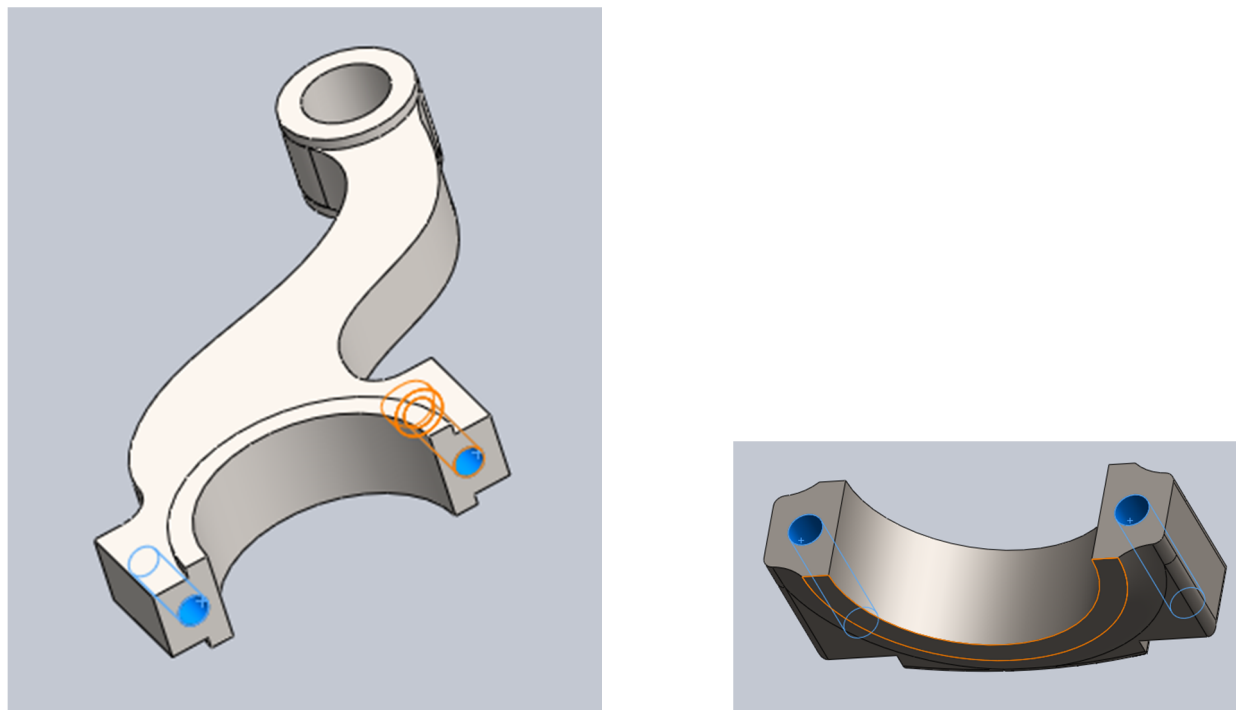


Figure III.3 Perçage des trous des boulons.

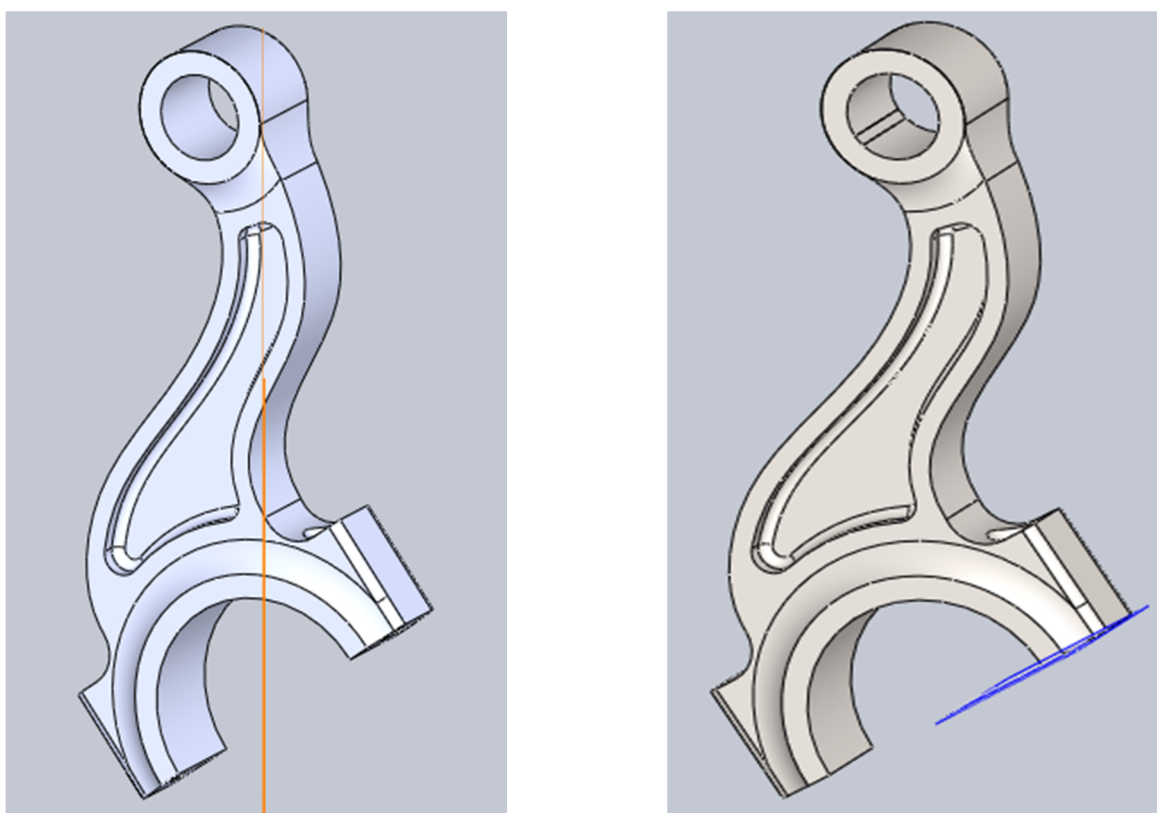


Figure III.4 Forme finale du corps de la bielle.

III.2.2 Assemblage du corps et du chapeau

Ce regroupement est réalisé en créant les contraintes de regroupement suivantes : Chaque trou doit être dans une partie coaxiale avec un trou dans l'autre. Les surfaces dans lesquelles des trous sont réalisés sur l'une de ces pièces doivent correspondre aux surfaces sur celles-ci lorsque l'on perçoit les trous de l'autre pièce.

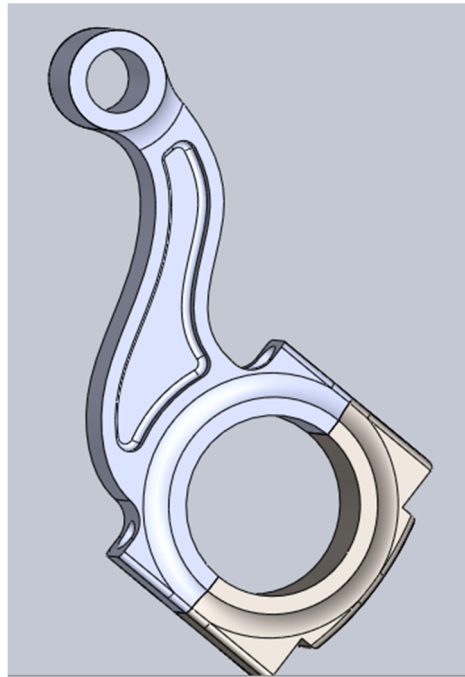


Figure III.5 Assemblage corps chapeau.

III.2.3 Réalisation de l'assemblage boulonné

Pour réaliser l'assemblage boulonné, les vis appropriées sont sélectionnées de la bibliothèque du Logiciel selon les dimensions requises.

Les boulons choisis sont des boulons de classe 5.8 de diamètre 8 mm de désignation M8×1,5 où 8 représente le diamètre et 1,5 représente le pas nominal (Vis hexagonale ISO 4018-M8×70 WC).

Nous avons donc choisi le système d'écrou pour vis suivant dans la bibliothèque de SolidWorks.

Écrou hexagonale avec rondelle intégrée : ISO-8673-M10

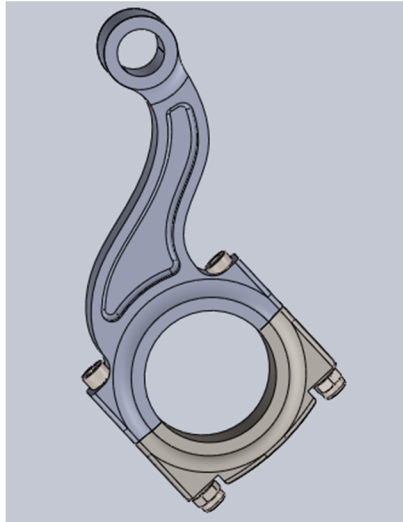


Figure III.6 Assemblage boulonné (vue de face)

III.2.4 Création des coussinets

Cette étape consiste à créer deux demi-coussinets pour la tête et pour le pied de la bielle il reste sans coussinet. Les coussinets sont en alliage bronze-aluminium.

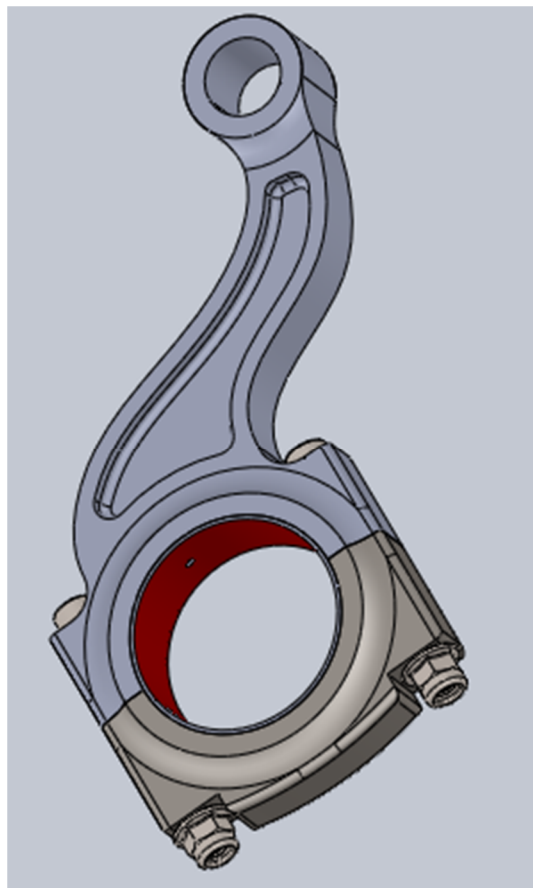


Figure III.7 Coussinet dans l'assemblage final.

III.3. SIMULATION NUMÉRIQUE

III.3.1 Maillage

Le concept de base de la méthode des éléments finis est la subdivision du modèle mathématique à des composants disjoints de géométrie simple appelés (Éléments finis), le comportement de chaque élément est exprimé en termes d'un nombre fini de degrés de liberté, le comportement (réponse) du modèle mathématique est considéré, approximativement, celui du modèle discret obtenu par connexion ou assemblage des éléments.

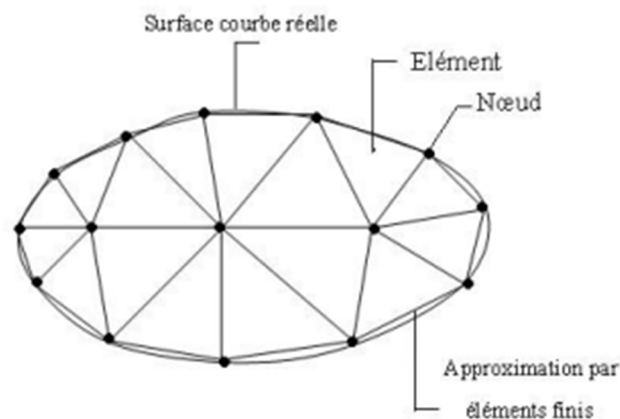


Figure III.8 Maillage du domaine en triangles à trois nœuds.

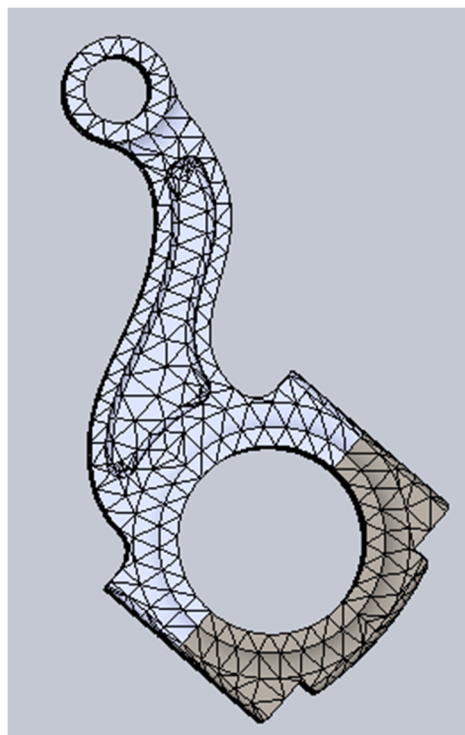


Figure III.9 Maillage de la bielle.

III.3.2 Conditions aux limites

Les conditions aux limites consistent à déterminer les cas de chargement sur la bielle dans les différents cas de sollicitations. Dans la pratique [11], il a été constaté que la distribution des forces dans le cas de traction est différente de la distribution des forces dans le cas de compression. Dans le premier cas (traction), la distribution des forces sur le pied et la tête de la bielle est uniforme sur un angle de 180°. Dans le cas de compression, la distribution sur le pied et la tête de la bielle est uniforme sur un angle de 120°.

La charge maximale sur la bielle est $F=13238,81$ N et on suppose que la bielle est soumise à un effort de traction égal à l'effort de compression.

On distingue deux cas différents :

a) Cas de traction

La bielle est soumise à deux types chargements en traction :

- Bloquer la tête et soumettre le pied à une pression de traction, dans ce cas la pression est : $p = 46,50$ MPa.
- Déplacement imposé : géométrie fixe de la tête de la bielle.

Chargement externe : pression de 46,50 MPa répartie sur un angle de 180° sur le diamètre intérieur du pied de la bielle.

La figure suivante montre l'état de chargement de la bielle.

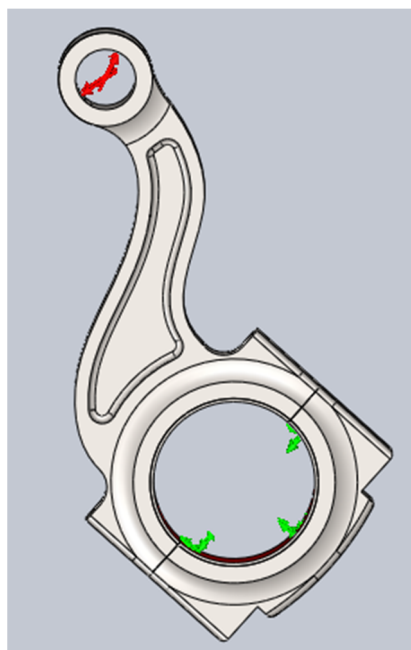


Figure III.10 Cas de traction du pied.

- Bloquer le pied et soumettre la tête à une pression de traction, dans ce cas on a $p_2 = 16,74 \text{ MPa}$.
- Déplacement imposé : géométrie fixe du pied de la bielle.
- Chargement externe : pression de $16,74 \text{ MPa}$ répartie sur un angle de 180° sur le diamètre intérieur de la tête de la bielle.

L'état de chargement est représenté sur la figure suivante :

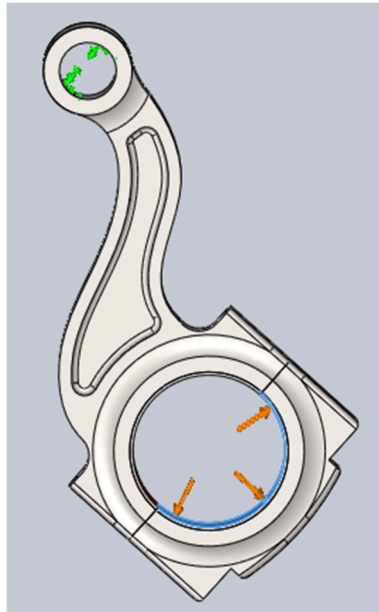


Figure III.11 Cas de traction de la tête.

b) Cas de compression

La distribution des forces est uniforme sur un angle de 120°

- Bloquer la tête et soumettre le pied à une pression de compression, cette pression se calcule comme suit $p_3 = 31,00 \text{ MPa}$.
- Déplacement imposé : géométrie fixe de la tête de la bielle.
- Chargement externe pression de $31,00 \text{ MPa}$ répartie sur un angle de 120° sur le diamètre intérieur du pied de la bielle.

La figure suivante nous montre l'état de chargement :

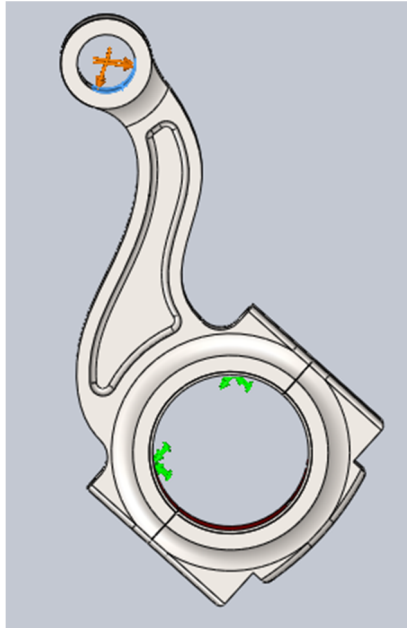


Figure III.12 Cas de compression du pied.

- Bloquer le pied et soumettre la tête à une pression de compression, la pression sur la tête de la bielle est $p_4 = 11,16 \text{ MPa}$.
- Déplacement imposé : géométrie fixe du pied de la bielle.
- Chargement externe : pression de 11,16 MPa répartie sur un angle de 120° sur le diamètre intérieur du pied de la bielle.

L'état de chargement est représenté sur la figure suivante :

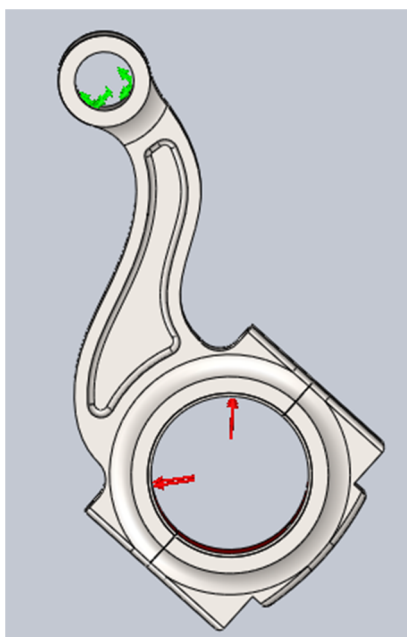


Figure III.13 Cas de compression de la tête.

Tableau III.1. Condition aux limites.

	Force appliquée sur la tête de la bielle		Force appliquée sur le pied de la bielle	
	Traction	Compression	Traction	Compression
La valeur de la force (N)	13238,81	13238,81	13238,81	13238,81
Forme de distribution	Distribution uniforme sur 180°	Distribution uniforme sur 120°	Distribution uniforme sur 180°	Distribution uniforme sur 120°
La fonction de la pression	$P_2 = F/S$	$P_4 = 2F/3S$	$P_1 = F/S$	$P_3 = 2F/3S$
Valeur de la pression [MPa]	16,74	11,16	46,50	31,00

III.4 CARACTÉRISTIQUES DU MATÉRIAU

Le matériau utilisé pour la bielle est l'acier 42CrMo4, la composition chimique est donnée dans le tableau suivant :

Tableau III.2. Composition chimique de l'acier 42CrMo4.

<i>C</i>	<i>Ni</i>	<i>Cr</i>	<i>Mo</i>	<i>Si</i>	<i>Mn</i>
0.38-0.45	1.70	0.90-1.20	0.15-0.30	0.15-0.35	0.60-0.90

Les caractéristiques mécaniques du matériau sont données dans le tableau suivant :

Tableau III.3. Caractéristiques mécaniques de l'acier 42CrMo4.

Température, °C	Module de Young E, GPa	Limite élastique à 0.2 %, MPa	Coefficient d'expansion thermique / 10 ⁻⁶	Conductivité thermique, W/m.°C	Chaleur Spécifique, J/kg.°C
20	210	1240	8.4	38.6	526
200	-	1080	11.0	38.2	566
300	181	1020	12.2	35.6	587
400	175	890	12.7	34.0	621
500	160	750	13.1	33.1	673

III.5 PRÉSENTATION DES MODÈLES DE BIELLE

Nous avons adopté six modèles de bielle pour la simulation, dont deux modèles qui sont déjà existants. Le premier modèle de bielle est la bielle normale ou courante, le deuxième est la bielle oblique. Les quatre autres modèles ont été conçus pour l'étude et la comparaison avec les deux premières bielles tenues pour référence. Nous avons utilisé une numérotation de modèle avec une appellation appropriée pour chaque type afin de faciliter l'analyse des résultats. Situons comme suit le troisième modèle que nous appelons « bielle normale en S », le quatrième modèle « bielle normale en S avec nervure », le cinquième est « bielle oblique en S » et le sixième « bielle oblique en S avec nervure ».

III.6 CRITÈRE DE CONTRAINTE MAXIMALE DE VON MISES

Appelé aussi « Maximum Von Mises Stress Criterion » le critère de contrainte maximale de von Mises est basé sur la théorie de von Mises-Hencky, également connue sous le nom de théorie de l'énergie de cisaillement ou de la théorie de l'énergie de distorsion maximale.

Cisaillement pur En termes de contraintes principales σ_1 , σ_2 , σ_3 , la contrainte de von Mises est exprimée par :

$$\sigma_{\text{vonMises}} = \{ [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] / 2 \}^{1/2}$$

La théorie affirme qu'un matériau ductile commence à céder à un endroit où la contrainte de Von Mises devient égale à la limite de contrainte. Dans la plupart des cas, la limite d'élasticité est utilisée comme limite de contrainte. Cependant, le logiciel vous permet d'utiliser la traction ultime ou de définir votre propre limite de contrainte.

$$\sigma_{\text{vonMises}} \geq \sigma_{\text{limit}}$$

La limite d'élasticité est une propriété dépendante de la température. Cette valeur spécifiée de la limite d'élasticité doit tenir compte de la température du composant. Le facteur de sécurité à un emplacement est calculé à partir de :

$$\text{Facteur de sécurité (Factor of Safety « FOS »)} = \sigma_{\text{limit}} / \sigma_{\text{vonMises}}$$

Dans le cas du cisaillement pur, $\sigma_{12} = \sigma_{21} \neq 0$, tandis que les autres $\sigma_{12} = 0$, la contrainte du critère de Von Mises est exprimée par : $\sigma_{12 \text{ max}} = \sigma_{\text{yield}} / \sqrt{3} = 0.5777 \sigma_{\text{yield}}$.

Cela signifie qu'au début de la déformation, la contrainte de cisaillement maximale en cisaillement pur est $\sqrt{3}$ fois inférieure à la limite d'élasticité dans le cas d'une traction simple.

III.7 DÉFORMATIONS ÉQUIVALENTES

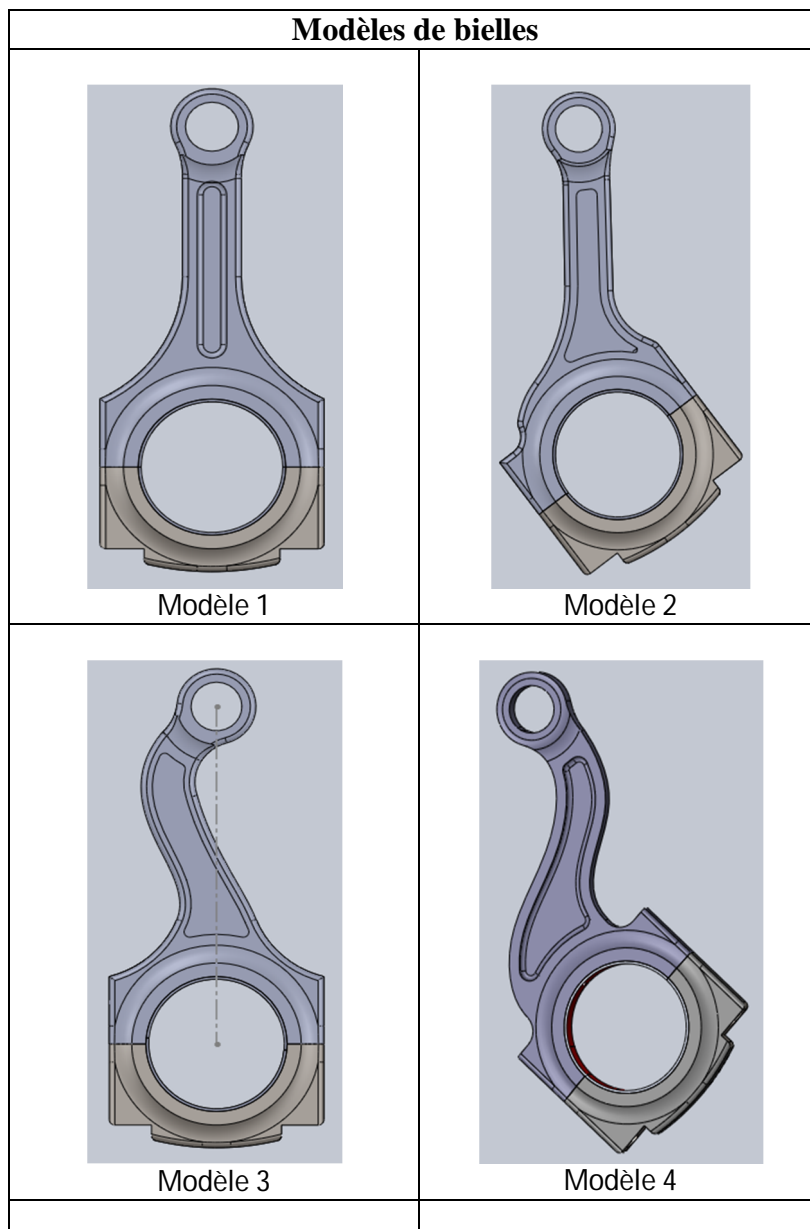
Déformation équivalente(ESTRN): $ESTRN = 2 [(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)/3]^{(1/2)}$ où :

$$\varepsilon_1 = 0.5 [(EPSX - \varepsilon^*)^2 + (EPSY - \varepsilon^*)^2 + (EPSZ - \varepsilon^*)^2]$$

$$\varepsilon_2 = [(GMXY)^2 + (GMXZ)^2 + (GMYZ)^2] / 4$$

$$\varepsilon^* = (EPSX + EPSY + EPSZ) / 3$$

EPSX	X Déformation normale
EPSY	Y Déformation normale
EPSZ	Z Déformation normale
GMXY	Déformation de cisaillement dans la direction Y sur le plan YZ
GMXZ	Déformation de cisaillement dans la direction Z sur le plan YZ
GMYZ	Déformation de cisaillement dans la direction Z sur le plan XZ
ESTRN	Déformation équivalente
SEDENS	Densité d'énergie de déformation
ÉNERGIE	Énergie de déformation totale
E1	Déformation normale dans la première direction principale
E2	Déformation normale dans la deuxième direction principale
E3	Déformation normale dans la troisième direction principale



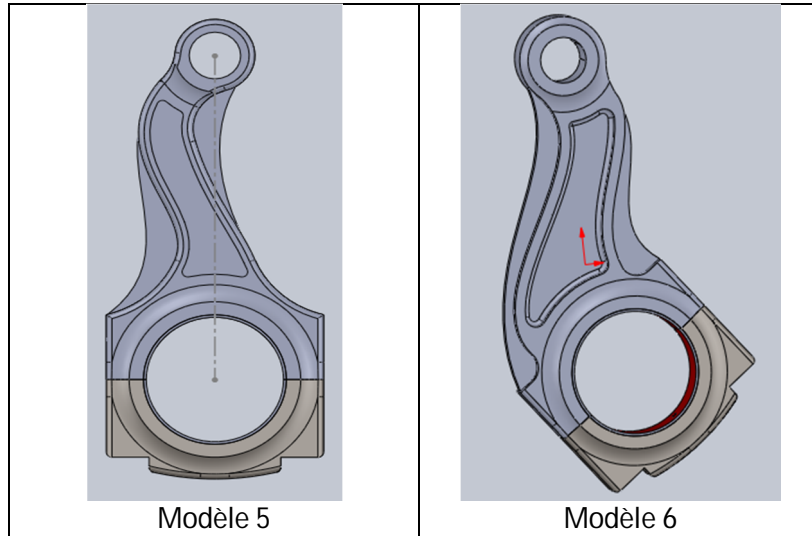
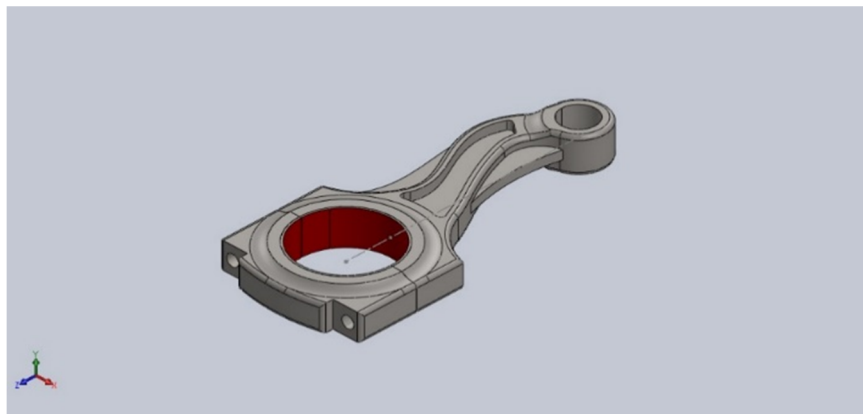
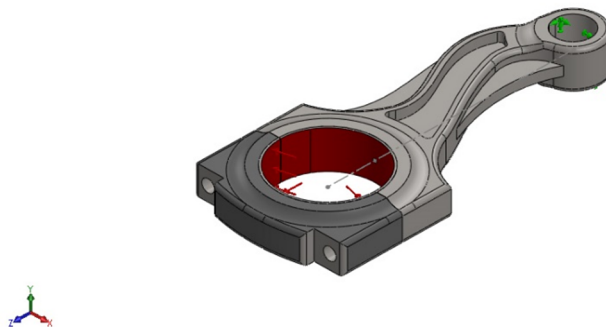


Fig. III.14 Présentation des modèles de bielle conçu pour l'étude.

III.8 MODÈLE DE RAPPORT DE SIMULATION DE SOLIDWORKS

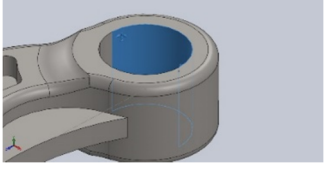


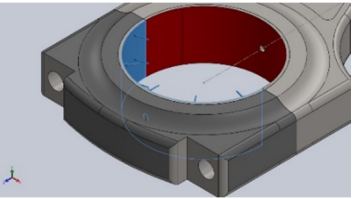
Conditions aux limites en traction



Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details
--------------	---------------	-----------------

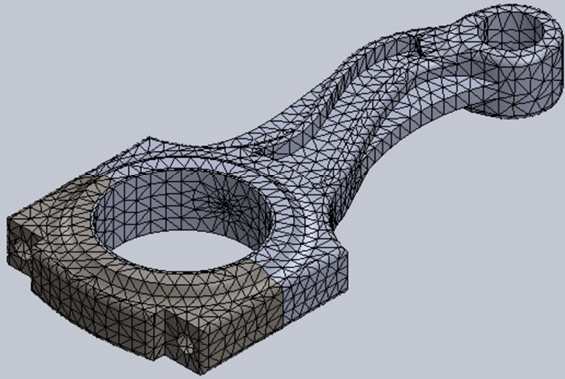
Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	0.648598	-0.0218735	-16133.5	16133.5
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Pressure-1		1 face(s) 1 face(s) Normal to selected face Normal to selected face 16.86 16.74 N/mm^2 (MPa) N/mm^2 (MPa) 0 0 deg deg

Mesh information - Details

Total Nodes	23119
Total Elements	14064
Maximum Aspect Ratio	57.153
% of elements with Aspect Ratio < 3	87.3

Model name: Assem2
 Study name: Static S1-Default-1
 Mesh type: Solid Mesh



Resultant Forces

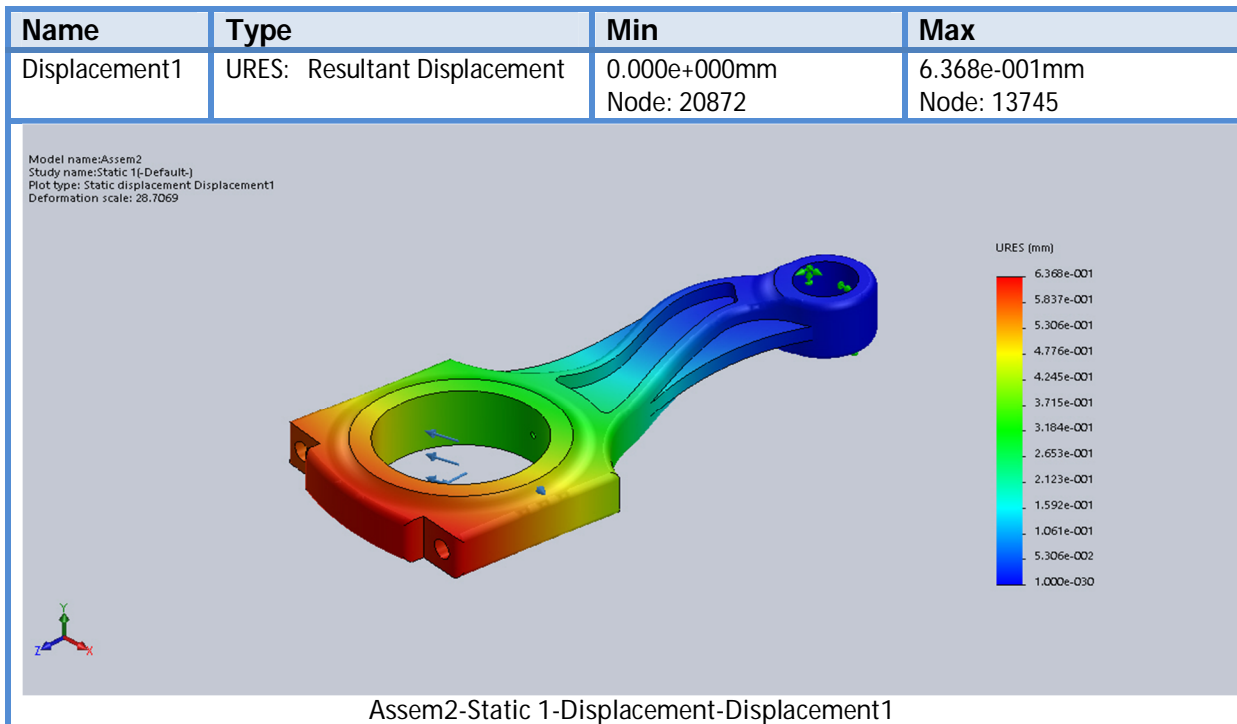
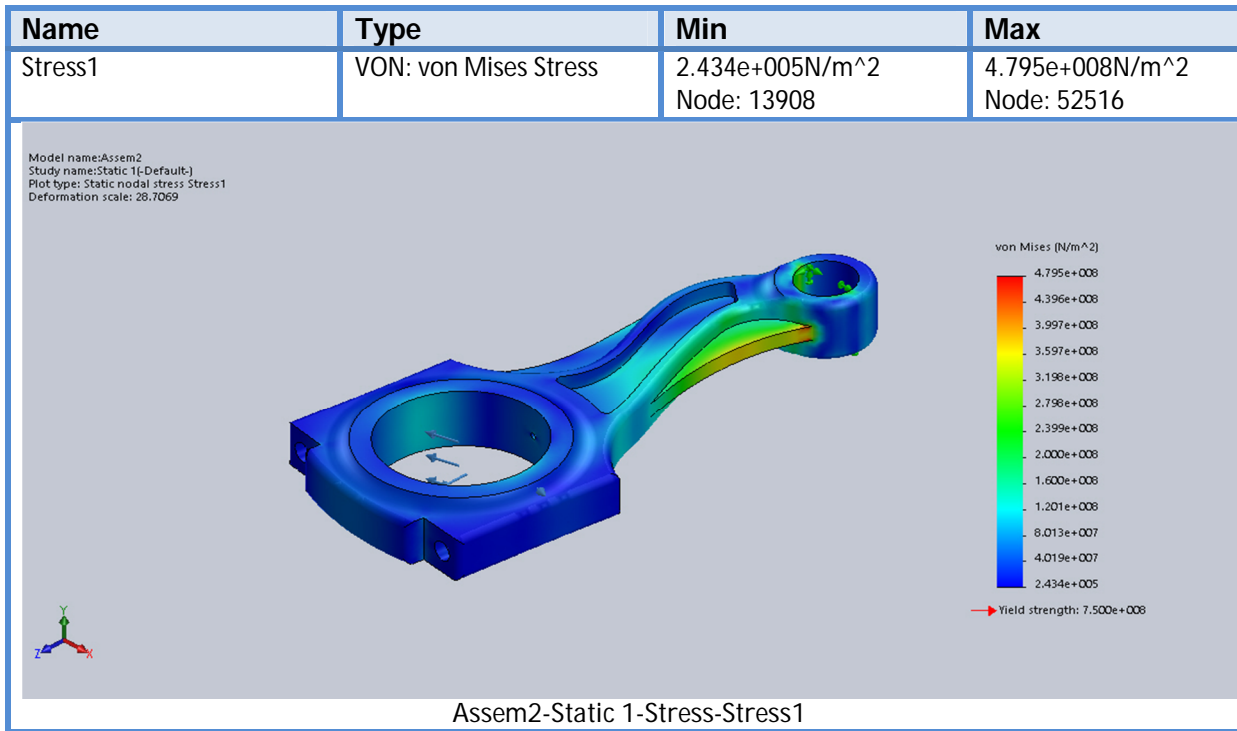
Reaction forces

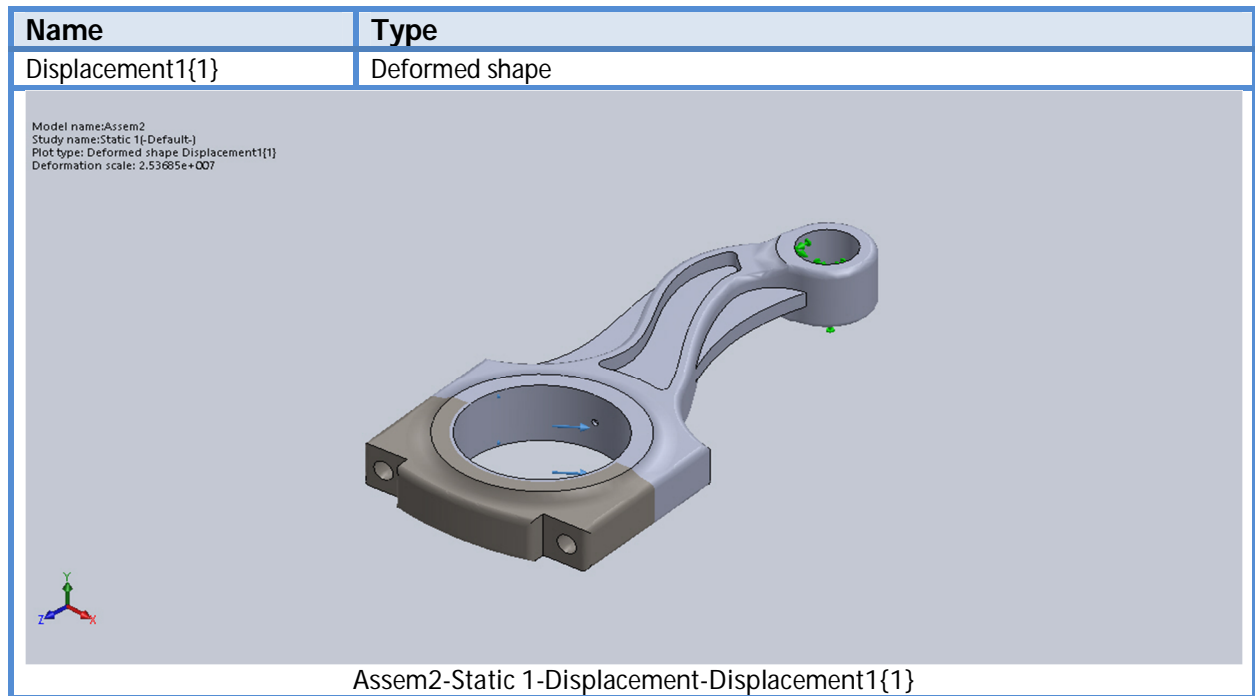
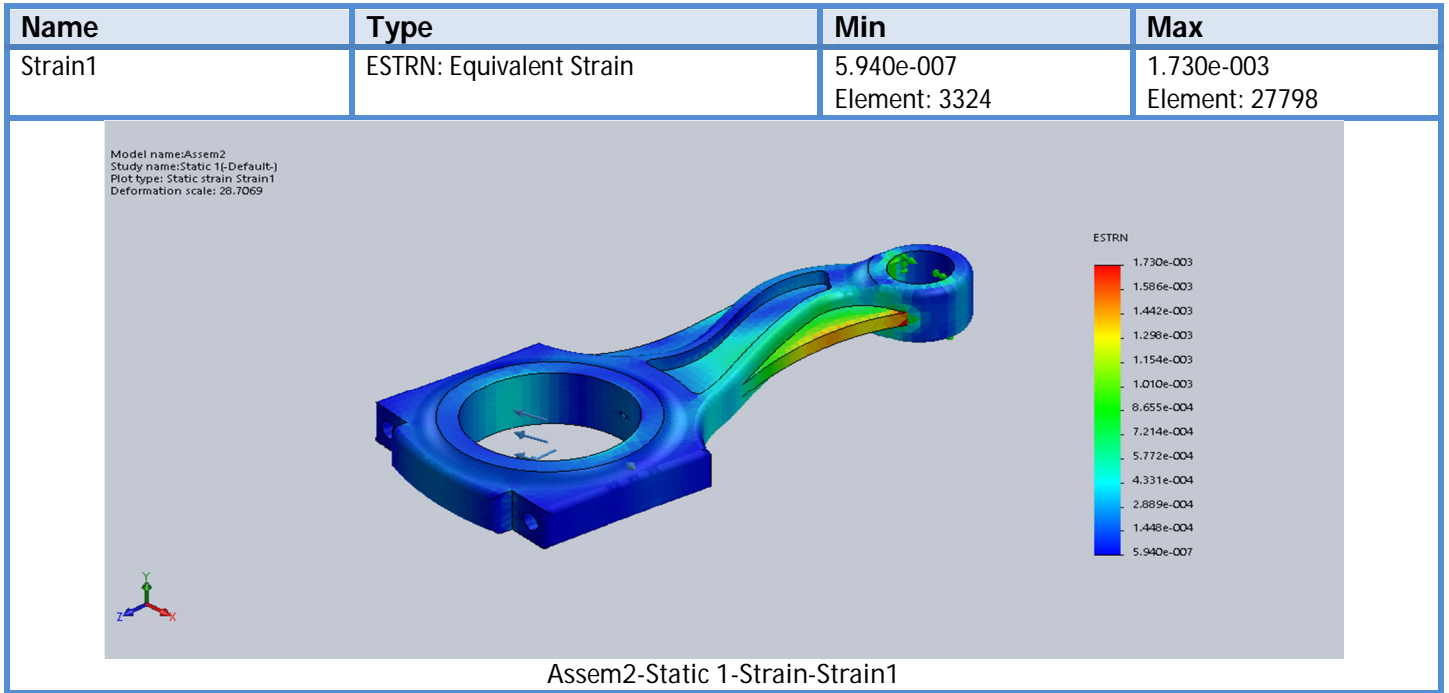
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	0.648598	-0.0218735	-16133.5	16133.5

Reaction Moments

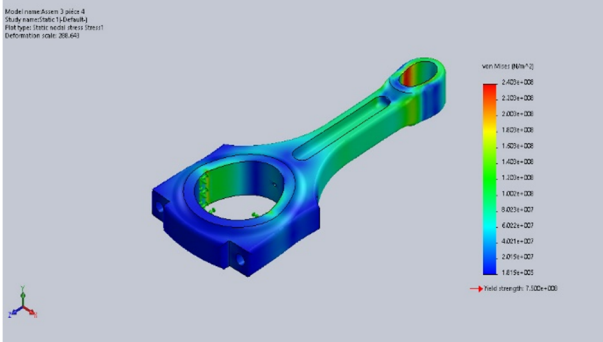
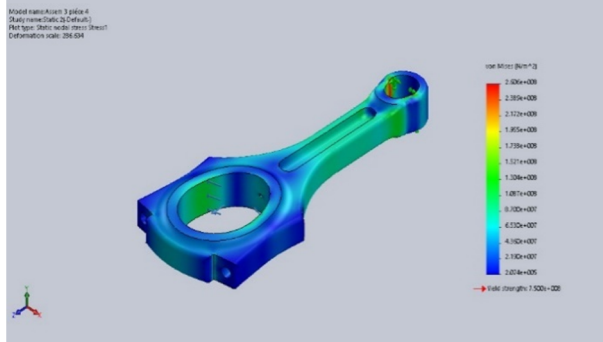
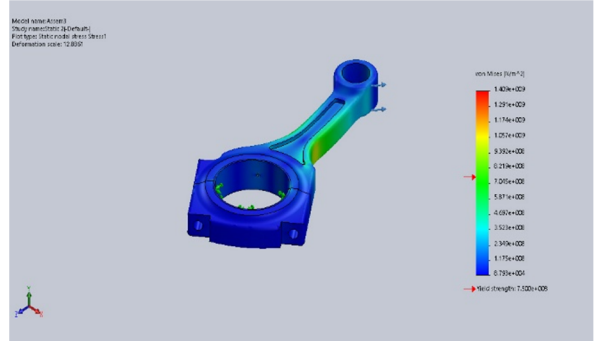
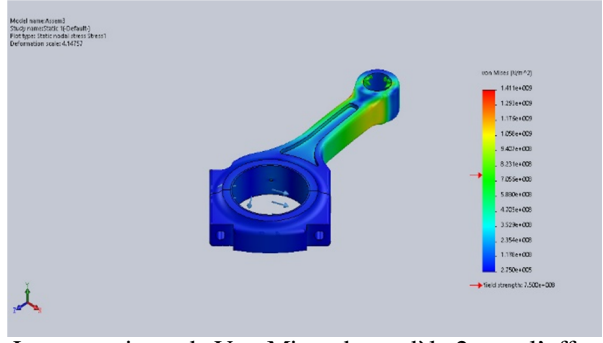
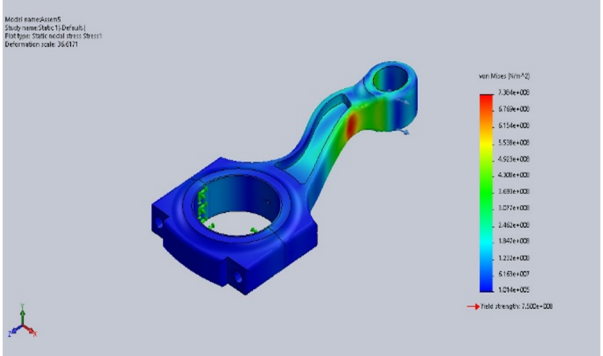
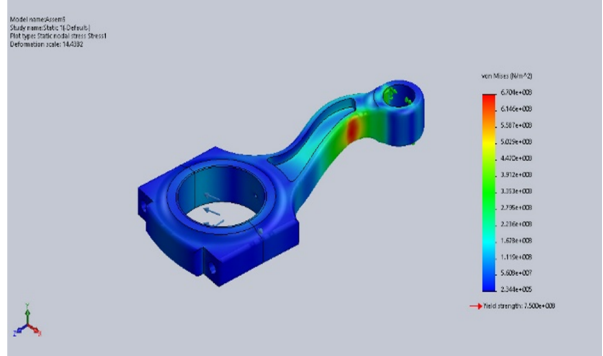
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

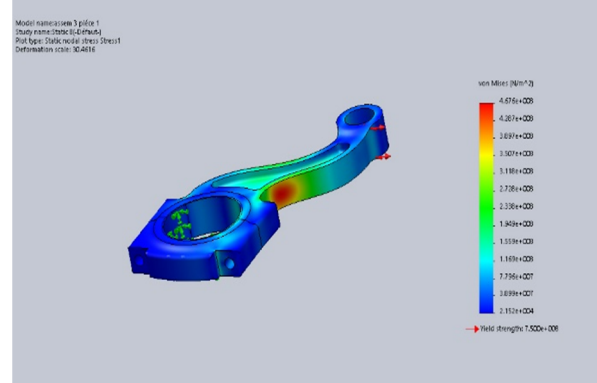
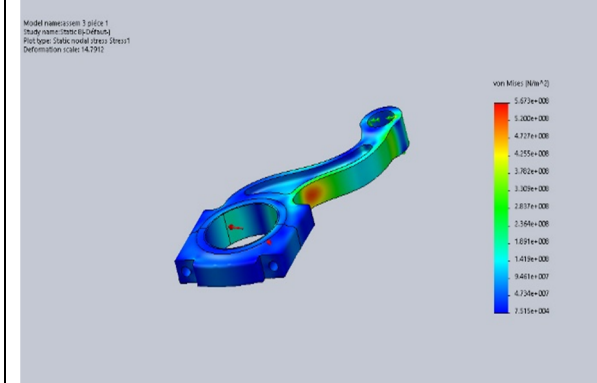
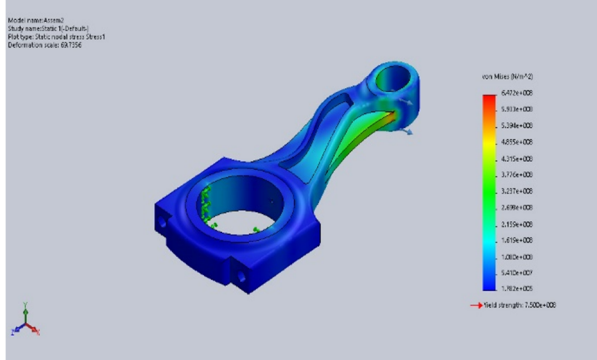
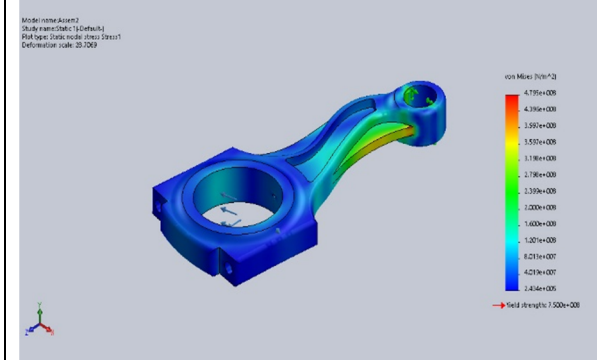
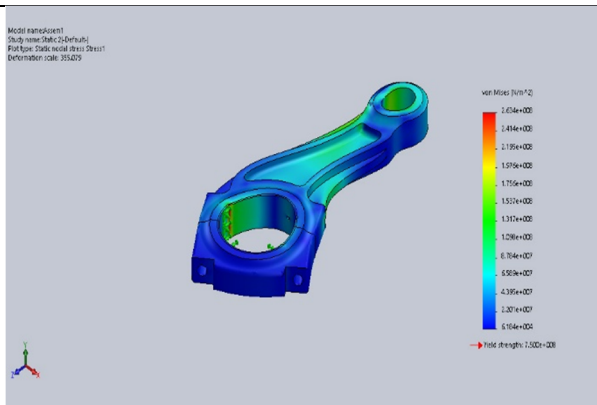
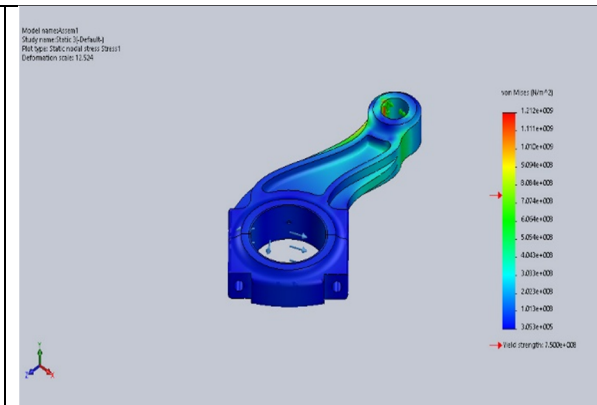
Study Results

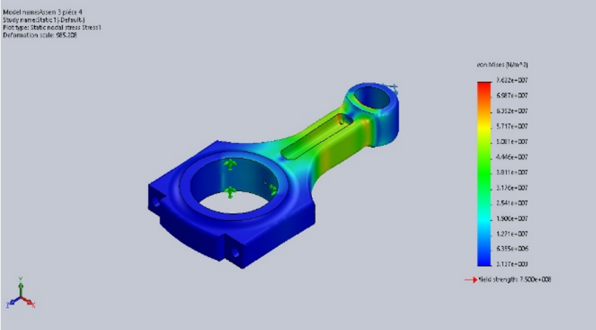
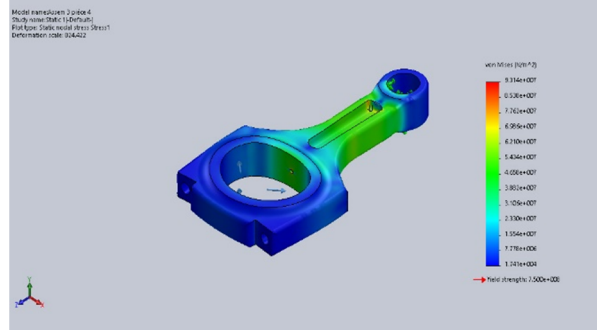
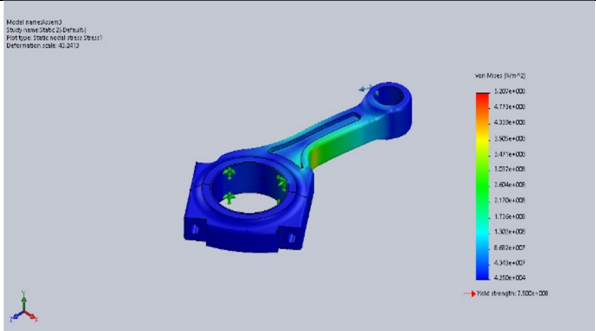
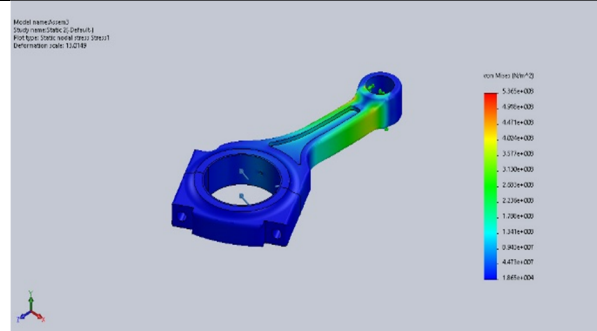
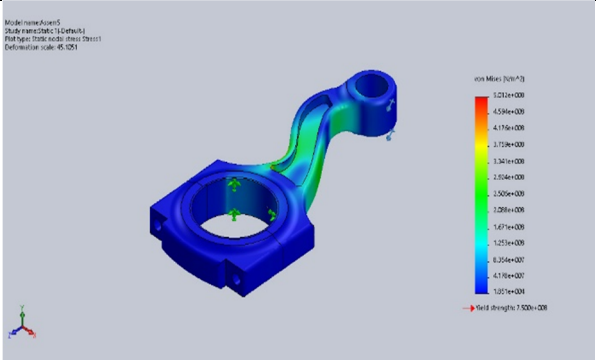
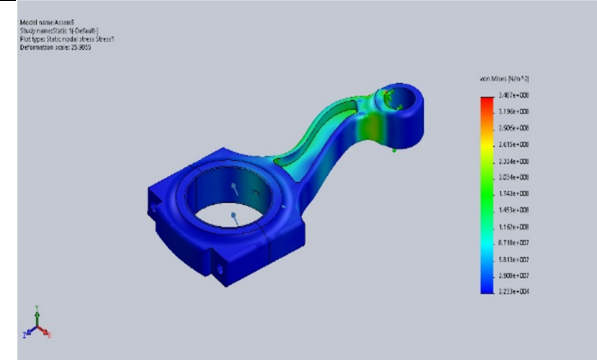




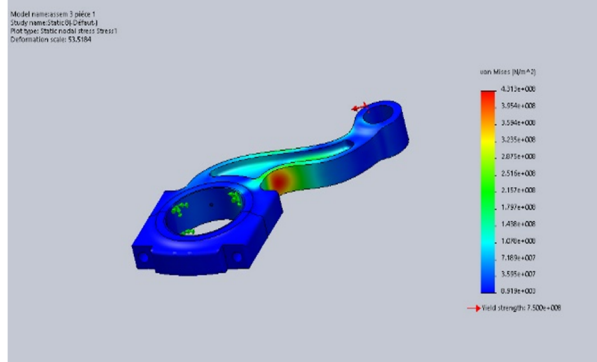
III.9 RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS

1. Contraintes de Von mises – Cas de traction			
Cas de traction de pied de bielle	46,50 MPa	Cas de traction de tête de bielle	16,74 MPa
Champs de contraintes critiques 7500 MPa			
Modèle 1			
	<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 1 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent dans ce dernier prenant une valeur maximale de 2403,0 MPa. Dans le corps et la tête de bielle les contraintes de Von Mises se font sentir de moins en moins.</p>		
<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 1 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent dans ce dernier prenant une valeur maximale de 2403,0 MPa. Dans le corps et la tête de bielle les contraintes de Von Mises se font sentir de moins en moins.</p>		<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 1 sous l'effet de la charge de traction de tête de bielle se concentrent dans le pied en prenant une valeur maximale 2606,00 MPa. Dans le corps et la tête de bielle les contraintes de Von Mises s'atténuent de plus en plus.</p>	
Modèle 2			
	<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 2 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent dans le corps de bielle en prenant une valeur maximale de 1439,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont moindres.</p>		
<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 2 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent dans le corps de bielle en prenant une valeur maximale de 1439,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont moindres.</p>		<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 2 sous l'effet de la charge de traction de tête de bielle se concentrent légèrement sous le pied en prenant une valeur maximale 1411,00 MPa, se propagent en s'atténuent dans le corps de bielle et la tête reste sans effet notable.</p>	
Modèle 3			
	<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 3 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent dans le haut du corps de bielle en prenant une valeur dangereuse de 7384,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont un peu faibles.</p>		
<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 3 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent dans le haut du corps de bielle en prenant une valeur dangereuse de 7384,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont un peu faibles.</p>		<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 3 sous l'effet de la charge de traction de tête de bielle se concentrent sous le pied prenant une valeur dangereuse de 6304,00 MPa, se propagent au proche voisinage en s'affaiblissent dans le corps de bielle et la tête reste sans effet notable.</p>	

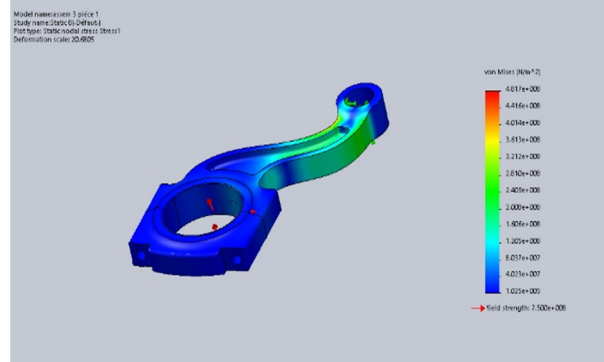
Modèle 4	
 <p>Model name: modele 3 pièce 1 Study name: Static (1) (modele4) Plot type: Static model stress Stress1 Deformation scale: 10.4418</p> <p>von Mises (MPa)*2 4.876e+008 4.387e+008 3.898e+008 3.409e+008 2.920e+008 2.431e+008 1.942e+008 1.453e+008 9.64e+007 4.746e+007 2.151e+004 → Yield strength: 7.500e+008</p>	 <p>Model name: modele 3 pièce 1 Study name: Static (1) (modele4) Plot type: Static model stress Stress1 Deformation scale: 14.7912</p> <p>von Mises (MPa)*2 5.973e+008 5.300e+008 4.717e+008 4.135e+008 3.552e+008 2.970e+008 2.387e+008 1.805e+008 1.223e+008 6.41e+007 4.746e+007 7.515e+004 → Yield strength: 7.500e+008</p>
<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 4 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent au milieu du corps de bielle en prenant une valeur maximale de 1095,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.</p>	<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 4 sous l'effet de la charge de traction de tête de bielle se concentrent notablement sous le pied en prenant une valeur maximale de 2160,00 MPa, se propagent au voisinage en s'affaiblissent dans le corps de bielle et la tête reste sans effet notable.</p>
Modèle 5	
 <p>Model name: modele5 Study name: Static (1) (modele5) Plot type: Static model stress Stress1 Deformation scale: 89.7556</p> <p>von Mises (MPa)*2 6.672e+008 5.913e+008 5.154e+008 4.395e+008 3.636e+008 2.877e+008 2.118e+008 1.359e+008 6.00e+007 1.912e+008 → Yield strength: 7.500e+008</p>	 <p>Model name: modele5 Study name: Static (1) (modele5) Plot type: Static model stress Stress1 Deformation scale: 20.2028</p> <p>von Mises (MPa)*2 4.795e+008 4.316e+008 3.837e+008 3.358e+008 2.879e+008 2.400e+008 1.921e+008 1.442e+008 9.63e+007 4.795e+008 → Yield strength: 7.500e+008</p>
<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 5 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent sous le pied et sur la nervure du pied en prenant une valeur dangereuse de 6472,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.</p>	<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 5 sous l'effet de la charge de traction de tête de bielle se concentrent sous le pied et sur la nervure du pied en prenant une valeur maximale de 4795,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.</p>
Modèle 6	
 <p>Model name: modele6 Study name: Static (2) (modele6) Plot type: Static model stress Stress1 Deformation scale: 355.675</p> <p>von Mises (MPa)*2 2.654e+009 2.414e+009 2.174e+009 1.934e+009 1.694e+009 1.454e+009 1.214e+009 9.74e+008 7.34e+008 4.94e+008 2.54e+008 6.104e+008 → Yield strength: 7.500e+008</p>	 <p>Model name: modele6 Study name: Static (2) (modele6) Plot type: Static model stress Stress1 Deformation scale: 13.524</p> <p>von Mises (MPa)*2 1.212e+009 1.111e+009 1.010e+009 9.09e+008 8.08e+008 7.07e+008 6.06e+008 5.05e+008 4.04e+008 3.03e+008 2.02e+008 1.01e+009 1.073e+009 → Yield strength: 7.500e+008</p>
<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 6 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent en différents points sur toute la bielle en prenant une valeur maximale de 2364,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.</p>	<p>Les contraintes de Von Mises du modèle 6 sous l'effet de la charge de traction de tête de bielle se concentrent sous le pied et sur les nervures en prenant une valeur maximale de 1212,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.</p>

2. Contraintes de Von mises – Cas de compression			
Cas de traction de pied de bielle	31,00 MPa	Cas de traction de tête de bielle	11,16 MPa
Champs de contraintes critiques 7500 MPa			
Modèle 1			
 <p>Les contraintes de Von Mises du modèle 1 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent dans le corps en prenant une valeur maximale de 762,20 MPa. Dans le corps et la tête de bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.</p>		 <p>Les contraintes de Von Mises du modèle 1 sous l'effet de la charge de compression de tête de bielle se concentrent dans le corps en prenant une valeur maximale 931,40 MPa. Dans le corps et la tête de bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.</p>	
Modèle 2			
 <p>Les contraintes de Von Mises du modèle 2 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent dans le corps de bielle sous la tête en prenant une valeur maximale de 5200,70 MPa. Dans le reste de la bielle ces contraintes sont très faibles.</p>		 <p>Les contraintes de Von Mises du modèle 2 sous l'effet de la charge de compression de tête de bielle se concentrent légèrement sous le pied et diminuent en allant vers la tête en prenant une valeur maximale de 5365,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.</p>	
Modèle 3			
 <p>Les contraintes de Von Mises du modèle 3 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle s'éparpillent dans le du corps de bielle en prenant une valeur dangereuse de 5012,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.</p>		 <p>Les contraintes de Von Mises du modèle 3 sous l'effet de la charge de compression de tête de bielle se concentrent précisément sous le pied en prenant une valeur dangereuse 3487,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.</p>	

Modèle 4

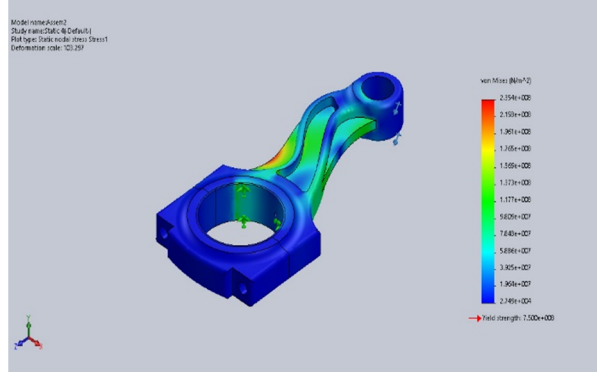


Les contraintes de Von Mises du modèle 4 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent sous la tête de bielle en prenant une valeur dangereuse de 4313,00 MPa. Dans le corps de bielle ces contraintes sont très faibles et s'affaiblissent ailleurs.

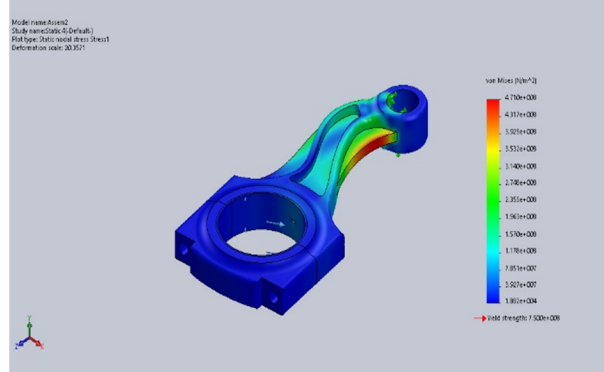


Les contraintes de Von Mises du modèle 4 sous l'effet de la charge de compression de tête de bielle se concentrent clairement sous le pied en prenant une valeur dangereuse 4817,0 MPa. Dans le corps de bielle ces contraintes s'affaiblissent et s'affaiblissent ailleurs.

Modèle 5

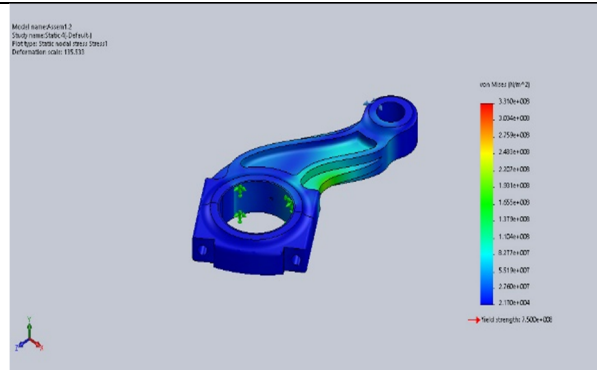


Les contraintes de Von Mises du modèle 5 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent dans la nervure de tête en prenant une valeur dangereuse de 2354,00 MPa. Des contraintes modérées se propagent dans le corps et disparaissent dans le reste de la bielle.

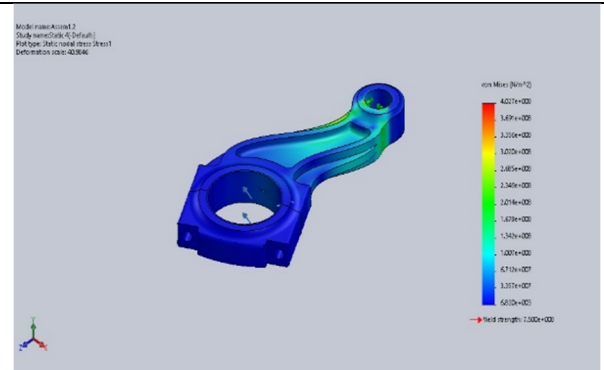


Les contraintes de Von Mises du modèle 5 sous l'effet de la charge de compression de tête de bielle se concentrent dans la nervure du pied en prenant une valeur dangereuse de 4710,00 MPa. Des contraintes dangereuses se localisent dans le corps sous le pied et disparaissent dans la tête de bielle.

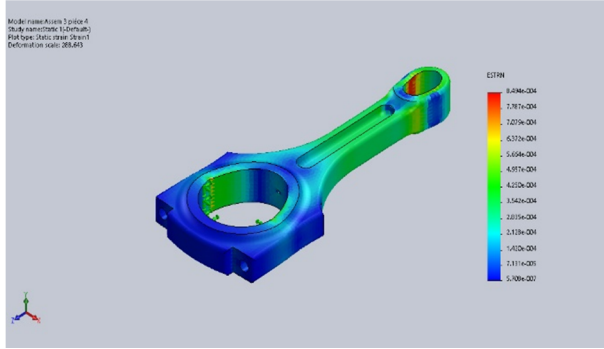
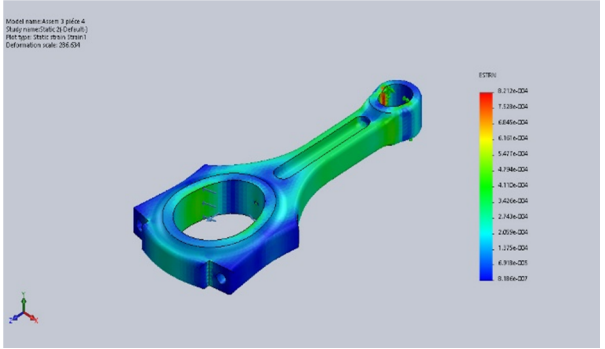
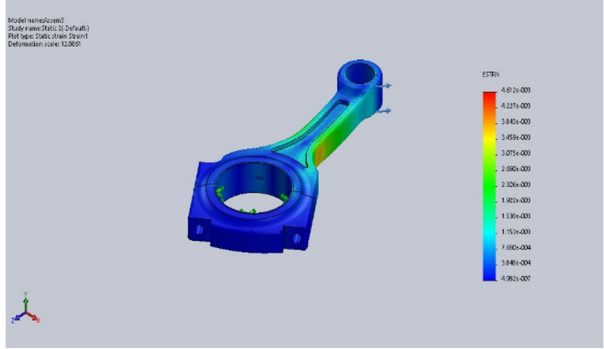
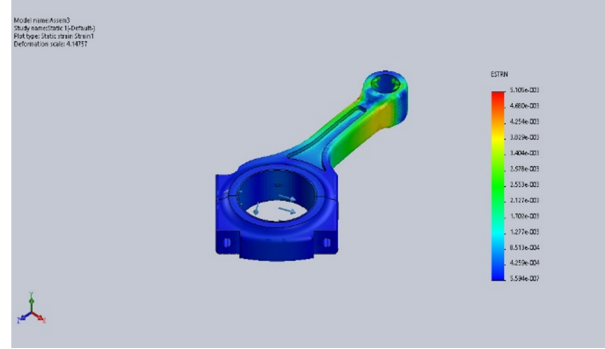
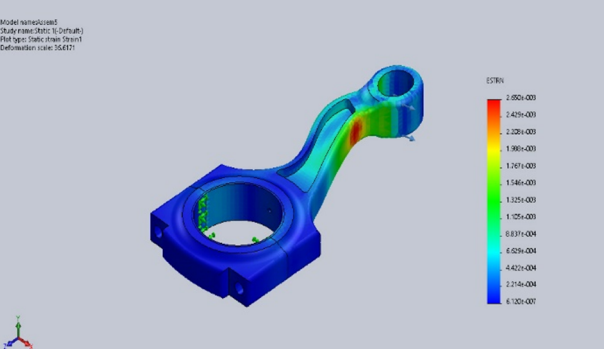
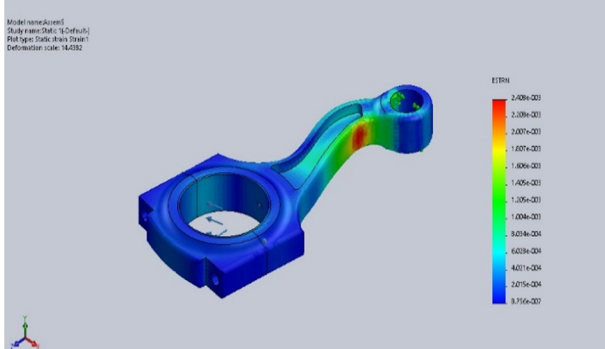
Modèle 6



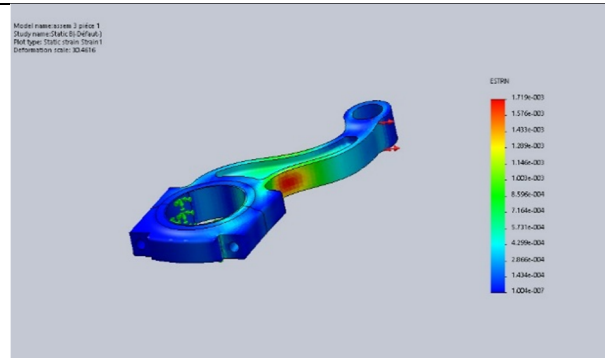
Les contraintes de Von Mises du modèle 6 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent dans le corps sous la tête en prenant une valeur dangereuse de 3310,00 MPa dans la nervure de tête. Dans le corps sous le pied les contraintes sont assez importantes mais s'affaiblissent ailleurs.



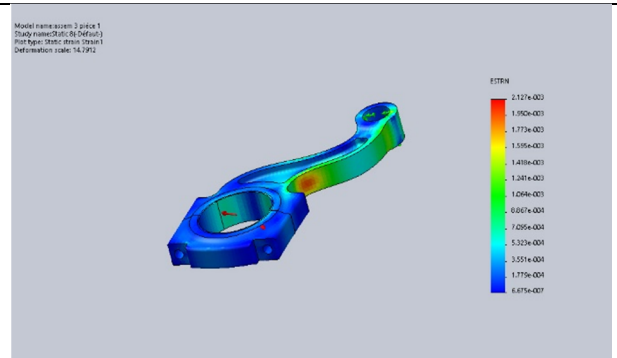
Les contraintes de Von Mises du modèle 6 sous l'effet de la charge de compression de tête de bielle se concentrent dans le pied et au voisinage du corps de sous le pied prenant une valeur dangereuse de 4027,00 MPa. Dans le reste de la bielle les contraintes de Von Mises sont très faibles.

3. Champs de déformations – Cas de traction			
Cas de traction de pied de bielle	46,50 MPa	Cas de traction de tête de bielle	16,74 MPa
Déformations équivalentes (ESTRN)			
Modèle 1			
 <p>Model name: Avicrom_3 pied de Study name: Static_1 (2019.msh) Plot type: Static stress (Strain) Deformation scale: 385.843</p>	<p>Les déformations du modèle 1 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent dans ce dernier en prenant une valeur maximale de $8.494e-004$. Une distribution modérée de champs de déformations est présente dans le corps et l'intérieur de la tête de bielle.</p>		
 <p>Model name: Avicrom_3 pied de Study name: Static_2 (2019.msh) Plot type: Static stress (Strain) Deformation scale: 385.843</p>	<p>Les déformations du modèle 1 sous l'effet de la charge de traction de tête de bielle se concentrent dans le pied de la bielle en prenant une valeur maximale $8.212e-004$. Une distribution modérée de champs de déformations est présente dans le corps et l'intérieur de la tête de bielle.</p>		
Modèle 2			
 <p>Model name: Avicrom2 Study name: Static_1 (2019.msh) Plot type: Static stress (Strain) Deformation scale: 13.822</p>	<p>Les déformations du modèle 2 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent dans le corps de bielle en prenant une valeur maximale de $4.612e-003$. On note une distribution très faible du champ de déformations dans le reste de la bielle.</p>		
 <p>Model name: Avicrom2 Study name: Static_2 (2019.msh) Plot type: Static stress (Strain) Deformation scale: 61.877</p>	<p>Les déformations du modèle 2 sous l'effet de la charge de traction de la tête de bielle se concentrent entre le pied et le corps de bielle prenant une valeur max de $5.105e-003$. La distribution du champ de déformations se modère dans le corps de la bielle et reste très faible ailleurs.</p>		
Modèle 3			
 <p>Model name: Avicrom3 Study name: Static_1 (2019.msh) Plot type: Static stress (Strain) Deformation scale: 35.6171</p>	<p>Les déformations du modèle 3 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent dans le haut du corps de bielle du côté du pied prenant une valeur maximale de $2.650e-003$. On note une distribution moyenne du champ de déformations en haut du corps et la moitié du pied du côté du corps de la bielle.</p>		
 <p>Model name: Avicrom3 Study name: Static_2 (2019.msh) Plot type: Static stress (Strain) Deformation scale: 14.4332</p>	<p>Les déformations du modèle 3 sous l'effet de la charge de traction de la tête de bielle se concentrent dans le haut du corps de bielle du côté du pied prenant une valeur maximale de $2.408e-003$. Notons une distribution moyenne du champ de déformations en haut du corps et à moitié du pied du côté du corps.</p>		

Modèle 4

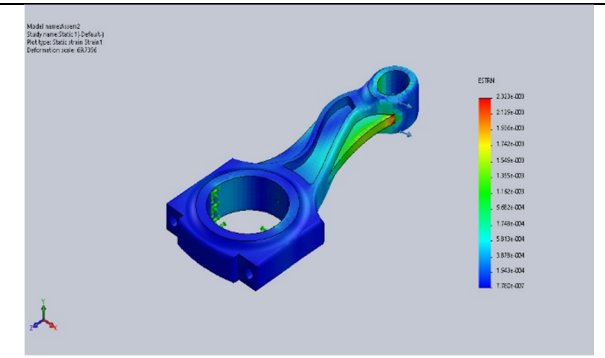


Les déformations du modèle 4 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent au milieu du corps de bielle du côté droit en prenant une valeur maximale de $4.033e-003$. On note une distribution moyenne du champ de déformations à l'intérieur de la tête et une très faible distribution ailleurs.

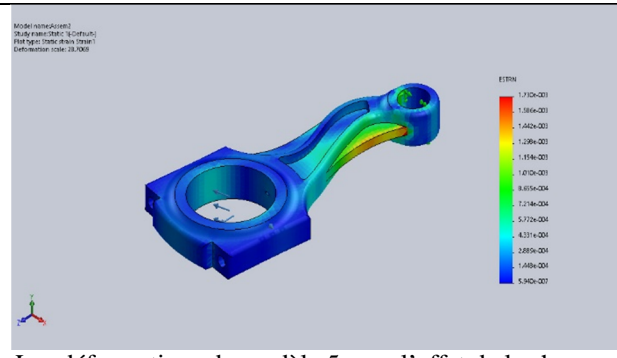


Les déformations du modèle 4 sous l'effet de la charge de traction de la tête de bielle se concentrent en haut du corps gauche prenant une valeur maximale de $7.652e-003$. On relève une très faible distribution ailleurs mais légèrement importante un peu loin dans la tête en allant vers le pied.

Modèle 5

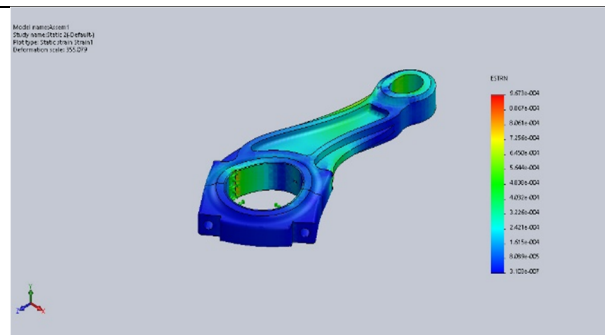


Les déformations du modèle 5 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent au contact pied-nervure. Cette dernière est plus chargée que le reste de la bielle prenant une valeur maximale de $2.323e-003$. On observe quelques faibles effets de la distribution du champ de déformations dans le corps et à l'intérieur des œillets.

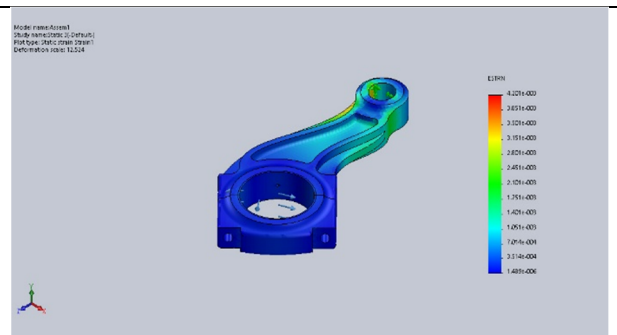


Les déformations du modèle 5 sous l'effet de la charge de traction de la tête de bielle se concentrent au contact pied-nervure. Cette dernière est plus chargée que le reste de la bielle prenant une valeur maximale de $1.730e-003$. On voit aussi des effets très faibles de la distribution du champ de déformations dans le corps et à l'intérieur des œillets.

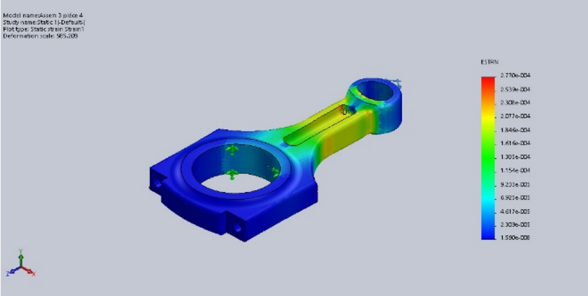
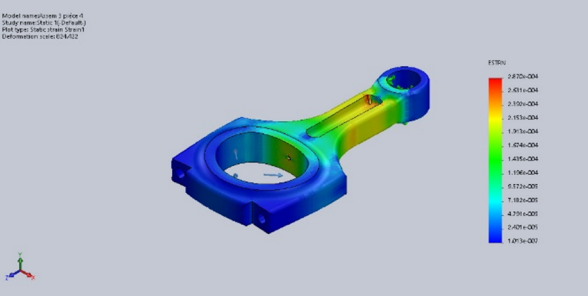
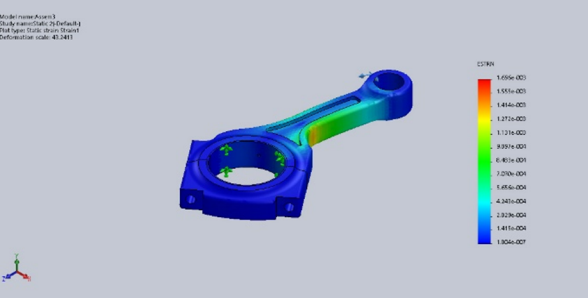
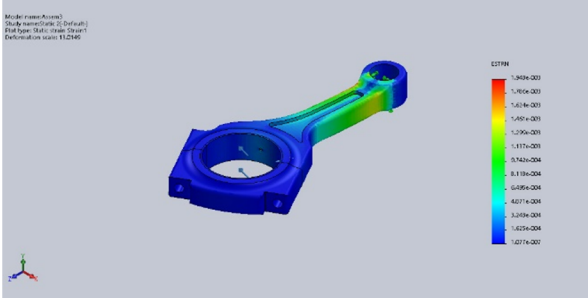
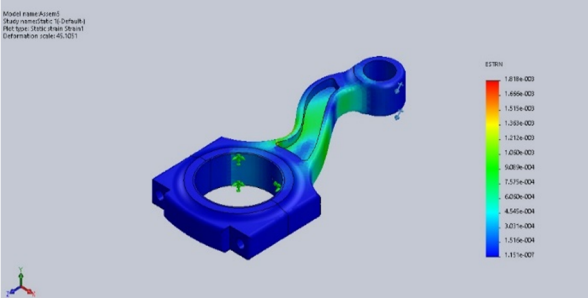
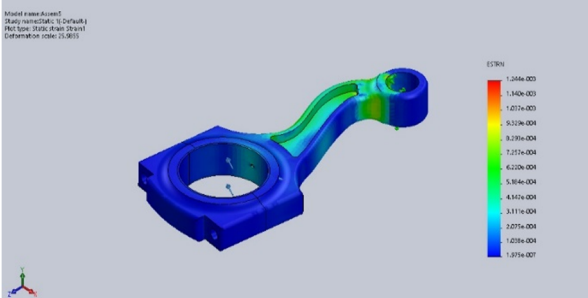
Modèle 6



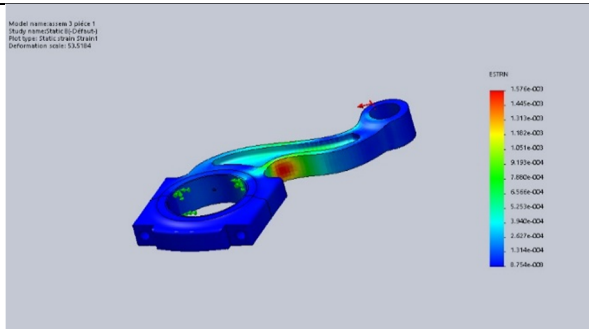
Les déformations du modèle 6 sous l'effet de la charge de traction du pied de bielle se concentrent sous ce dernier au contact de la nervure prenant une valeur maximale de $9.573e-004$. Une distribution moyenne du champ de déformations à l'intérieur de la tête, dans le corps de la bielle et une très faible distribution ailleurs.



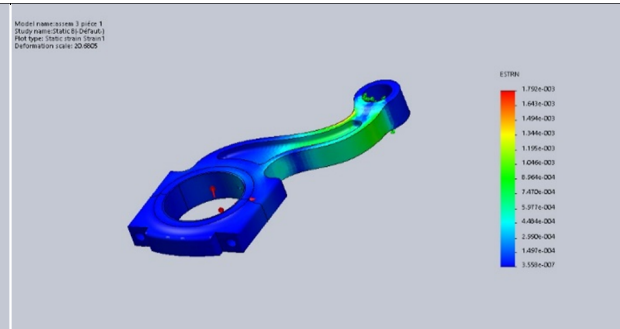
Les déformations du modèle 6 sous l'effet de la charge de traction de la tête de bielle se concentrent sous ce dernier au contact de la nervure prenant une valeur maximale de $4.201e-003$. Une distribution moyenne du champ de déformations dans le corps et l'intérieur du pied de la bielle et très faible ailleurs.

4. Champs de déformations – Cas de compression			
Cas de compression de pied de bielle	31,00 MPa	Cas de compression de tête de bielle	11,16 MPa
Déformations équivalentes (ESTRN)			
Modèle 1			
	<p>Les déformations du modèle 1 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent dans le corps sous le pied de bielle prenant une valeur maximale de 2.770e-004. La distribution du champ de déformations dans le pied et la tête de bielle reste négligeable.</p>		
	<p>Les déformations du modèle 1 sous l'effet de la charge de compression de la tête de bielle se concentrent dans le corps sous le pied de bielle prenant une valeur maximale de 2.770e-004. Cette distribution s'étend sur la tête de bielle au contact du corps s'atténue ailleurs.</p>		
Modèle 2			
	<p>Les déformations du modèle 2 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent dans le corps sous la tête de bielle prenant une valeur maximale de 1.696e-003. La distribution du champ de déformations ailleurs reste négligeable.</p>		
	<p>Les déformations du modèle 2 sous l'effet de la charge de compression de la tête de bielle se concentrent dans le corps sous le pied de bielle prenant une valeur maximale de 1.940e-003. Cette distribution est moyenne dans le pied au contact du corps et reste négligeable ailleurs.</p>		
Modèle 3			
	<p>Les déformations du modèle 3 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent dans la majeure partie du corps de bielle prenant une valeur maximale de 1.818e-003. La distribution du champ de déformations reste négligeable ailleurs.</p>		
	<p>Les déformations du modèle 3 sous l'effet de la charge de compression de la tête de bielle se concentrent sous le pied et du côté gauche du corps de bielle prenant une valeur maximale de 1.244e-003. Cette distribution s'affaiblit du côté droit du corps et s'atténue ailleurs.</p>		

Modèle 4

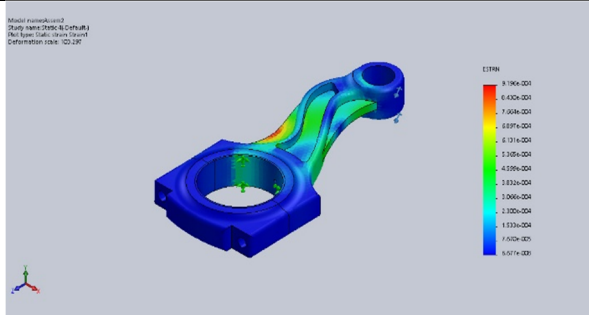


Les déformations du modèle 4 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent en bas du corps de bielle près de la tête du côté droit prenant une valeur maximale de $1.576e-003$. Cette distribution du champ de déformations reste négligeable ailleurs.

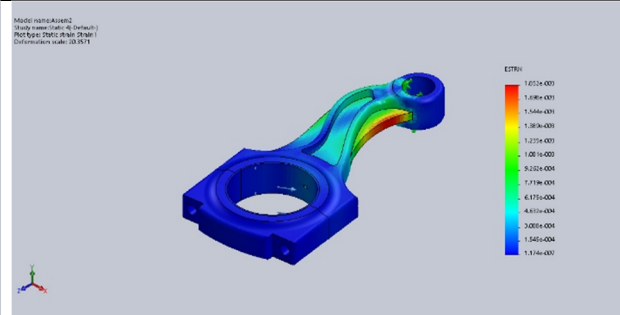


Les déformations du modèle 4 sous l'effet de la charge de compression de la tête de bielle se concentrent sous le pied et du côté gauche du corps de bielle prenant une valeur maximale de $1.792e-003$. Cette distribution se maintient du côté droit du corps et s'atténue ailleurs.

Modèle 5

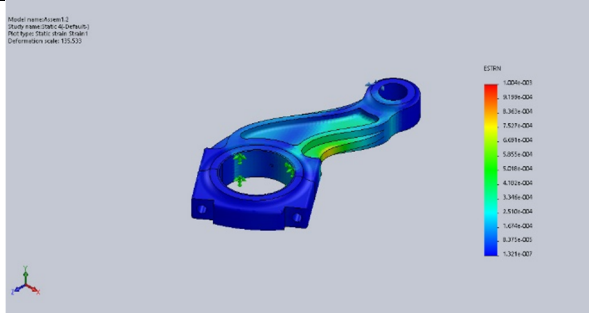


Les déformations du modèle 5 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent sur la nervure au contact de la tête et dans le corps de bielle prenant une valeur maximale de $9.190e-004$. Cette distribution est légère au fond des œillets au contact du corps et reste négligeable ailleurs.

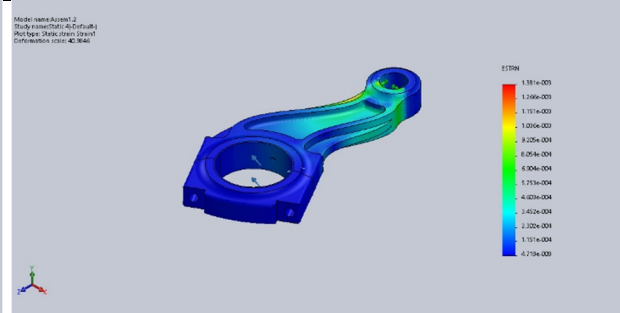


Les déformations du modèle 5 sous l'effet de la charge de compression de la tête de bielle se concentrent sur la nervure au contact du pied et dans le corps de bielle prenant une valeur maximale de $1.052e-003$. Cette distribution se maintient l'autre nervure, se réduit dans le corps et s'atténue ailleurs.

Modèle 6



Les déformations du modèle 6 sous l'effet de la charge de compression du pied de bielle se concentrent sur la nervure au contact de la tête et dans le corps de bielle prenant une valeur maximale de $1.004e-003$. Cette distribution est légère dans le corps près du pied et reste négligeable ailleurs.



Les déformations du modèle 6 sous l'effet de la charge de compression de la tête de bielle se concentrent dans le corps du côté du pied et au fond de celui-ci prenant une valeur maximale de $1.381e-003$. La distribution du champ des déformations est négligeable ailleurs.

III.10 CONCLUSION

Ce travail nous a permis de bien utiliser l'outil de simulation « SolidWorks », d'avoir une bonne connaissance de ses différentes possibilités sur les plans : dessin, modélisation et simulation. On a aussi appris comment à améliorer un travail de simulation pour obtenir de meilleurs résultats afin d'arriver aux meilleurs rapports techniques de SolidWorks à interpréter du point de vue technique et scientifique.

Selon les résultats de simulation, on a constaté une élévation du taux de contraintes dans le cas de compression dans le modèle 4 qu'il faut donc éviter. Le modèle 3 a des résultats presque identiques aux modèles existants 1 et 2. Les modèles 5 et 6 ont permis d'obtenir des résultats intéressants car ils sont moins sollicités que les autres et cela grâce aux améliorations portées aux modèles 3 et 4 par des nervures de renforcement permettant de réduire les contraintes.

En conclusion, les modèles de bielles 5 et 6 méritent plus d'attention en leur réservant plus d'intérêt par des études plus approfondies recherchant à mettre en évidence l'importance de cette nouvelle conception qui pourrait contribuer à l'amélioration de la résistance des bielles des moteurs à combustion interne.

En perspective, l'étude d'un modèle de bielle existant avec des données complètes et des résultats de calculs de résistance existants pourrait faire l'objet d'une analyse comparative avec la nouvelle conception et permettre la validation de la présente étude.

- - - 0 - - -

Conclusion Générale

Conclusion Générale

La bielle est l'organe du moteur thermique à combustion interne qui est soumis à des sollicitations mécaniques, thermiques et vibratoires très importantes. Le but de l'étude menée au cours de ce travail est l'influence d'une nouvelle conception sur la résistance d'une bielle sur le plan design et dimensionnement pour résister aux différents cas de chargements en montrant les états de déformations et contraintes qui sont responsable sur les risques infligés sur le corps de la bielle. Pour réaliser cet objectif, on a calculé l'effort maximal de compression sur la bielle à partir des calculs thermodynamiques ainsi que les différentes contraintes s'exerçant sur les différents composants de la bielle. À partir des contraintes calculées on a procédé au choix du matériau adéquat pour la bielle et l'axe du piston, puis on a dimensionné les différents composants de la bielle. Et enfin on a choisi les coussinets et les boulons de fixation après leur vérification aux différentes sollicitations. La modélisation géométrique et numérique de la bielle dimensionnée avec le logiciel SolidWorks a été exécutée en considérant les différents états de chargement suivants :

- Traction sur le pied puis sur la tête avec distribution des efforts sur un angle de 180° ;
- Compression sur le pied puis sur la tête avec distribution des efforts sur un angle de 120° .

Les résultats de simulation nous ont montré que la nouvelle conception de bielle peut résister aux efforts de traction et de compression auxquels elle est soumise. La contrainte numérique trouvée est compatible avec la contrainte théorique calculée dans le chapitre 2. Les contraintes calculées selon le critère de Von-Mises ont prévue la rupture au niveau du pied de la bielle et au niveau du raccordement pied-tête ce qui est logique par rapport à l'état de chargement.

On peut dire que les résultats trouvés permettent de mieux comprendre l'état de sollicitation et la tenue de la bielle dans ces conditions de fonctionnement, ce qui nous amène à une meilleure conception géométrique de la bielle en tenant compte :

- de la géométrie de la bielle qui a une grande influence sur la capacité de la bielle à résister aux différentes sollicitations,
- des propriétés intrinsèques du matériau ainsi que l'utilisation de nouveaux matériaux,
- du calcul de la bielle à la fatigue,
- des aspects thermiques globaux.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] MAHLE GmbH Editions (2016). Cylinder components, Properties, applications, materials, Springer Vieweg.
- [2] Shenoy P.S. et Fatemi A. (2005). Connecting Rod Optimization for Weight and Cost Reduction. SAE International 01-0987, 1-8.
- [3] Shenoy P.S. et Fatemi A. (2006). Dynamic analysis of loads & stresses in connecting rods, Journal Mechanical Engineering Sciences 220, 615-624.
- [4] Charkha, P.G., Santosh J.B. (2009). Analysis & Optimization of Connecting Rod, International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology 12.16-2009, India, IEEE CS.
- [5] Lee L.M.K., Lee H., Lee T.S., Jang H. (2010). Buckling sensitivity of a connecting rod to, Materials and Design 31 (2010) 2796–2803.
- [6] Arai K, Minakuchi Y and Suzuki N. (2011). Shape Optimization Analysis of Connecting Rod Using Optimization Ana, Proceedings of the Japan Society of Mechanical Engineers (A) 77(782)1583-1593.
- [7] Vegi L.K, Vegi V.G, (2013). Design and Analysis of Connecting Rod Using Forged Steel. International Journal of Scientific & Engineering Research 4(6)2080-2090.
- [8] Vazhappilly C.V., Sathiamurthi P, (2013). Stress Analysis of Connecting Rod for Weight Reduction - A review. International Journal of Scientific and Research Publications 3(2)1-5.
- [9] Kumar M., Kumar V. (2014). Finite Element Analysis of I.C. Engine Connecting - Rod A Review. International Journal of Scientific & Engineering Research 3(7)576-580.
- [10] Shweta M., Naik A. (2014). Design & Shape Optimization of Connecting Rod using FEA - A review, International Journal of Engineering and Technical Research. 2(8)95-100.
- [11] Thakare N.U., Bhusale N.D., Shinde R.P., Patil M.M. (2015). Finite Element Analysis of Connecting Rod Using Ansys, IJASET 3(2)82-86.
- [13] Satyanarayana K., Kumar G.S., Srinivasa R. M.S.S., Hanumanta R. T.V., Umamaheswara, R.S.V. (2016). Kinematic and Dynamic Analysis of Connecting Rod for Variable Compression Ratio Diesel Engine, 3(4)36-42.

- [14]. Kaya T.M.Sc, Temiz V., Parlar Z., (2016) Optimum Connecting Rod Design For Diesel Engines 1, 96-100
- [15] Magryta P, Pietrykowski K, Majczak A. (2017). Optimizing the geometry of the connecting rod in opposite pistons engine, *Combustion Engines* 2017, 168(1), 191-196.
- [16] Chauhan A, Saxena H, Mehta N. (2017). A Review on FEA of Connecting Rod of I.C.E., *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology* 6(3)3712-3716.
- [17] Göös J, Leppanen A., Mäntylä A., Frondelius T. (2017). Large bore connecting rod simulations, *Journal of Structural Mechanics* 50(3)275-278,
- [18] Gopal G., Kumar S.L., Bahskar V., Reddy K, Uma Maheshwara Rao M, Srinivasulu G. (2017). Analysis of Piston, Connecting rod and Crank, *Materials Today, Proceedings* 4(8)7811-7819,
- [19] Kumar M., Biradar A.K., (2017). Design, analysis and optimization of connecting rod, *IJARIE* 3(3)3399-3404.
- [20] Cioată V.G, Kiss I (2017). Dynamic Analysis and Parametric Optimisation of The Connecting Rod Using Autodesk Inventor, 9(1)29-34.
- [21] Bedse D S, (2017) Design Evaluation of Connecting Rod, *International Journal of Recent Engineering Research and Development* 2(7)203.
- [22] Alam, Md.T., Thakur, A., Kumar PS, V., and Ghadei, S., (2018). Fatigue Failure Analysis of Diesel Engine Connecting Rod, *SAE Technical Paper* 28-0067 1-8.
- [23] Haider A A, Kumar A, Chowdhury A, Khan M, Suresh P., (2018). Design & Structural Analysis of Connecting Rod, *International Research Journal of Engineering and Technology* 5(5)282-285.
- [24] Kumar A.G., Srinivas Rao M, and Vijayaganapathy D., (2018) Design and Analysis of AL 7075 Connecting Rod, *International Journal of Pure and Applied Mathematics*. 120(6)3807-3814.
- [25] Maurya P K et Ansari K H, (2018). Comparative Analysis and Design of Connecting Rod, *International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering* 7(5)242-253.
- [26] Witek L, Zelek P. (2019). Stress & failure analysis of the connecting rod of diesel engine, *Eng. Failure Analysis* 97, 374-382.
- [27] Kumar V.A., Mihir K., Mrudul M., Kumar P.P. (2019). Design & Analysis of Connecting Rod of Diesel Engine, *International Journal of Trend in Scientific Research and Development* 3(3)1012-1017.

- [28] Schreiner K. (2015). Basiswissen Verbrennungsmotor, Fragen-rechnen-verstehen-bestehen, Springer Vieweg.
- [29] Basshuysen R.V., Schäfer F. (2017). Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, Springer Vieweg.
- [30] Clos C., Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, B 2 800, 1-36, Paris
- [31] Mollenhauer K., Tschoeke H. (2010). Handbook of Diesel Engines, Springer.
- [32] Köhler E., Flierl R. (2019). Verbrennungsmotoren, Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors, 7 Auflage, Springer Vieweg.
- [33] Yakunin N.N., Kalimullin R.F., Gorbachev S.V. (2003). Calcul des Moteurs Automobiles. Dpt des transports automobiles, "Université d'État d'Orenbourg". *Russe*
- [34] Pakhomov E.V., Seinov S.V., (2018). Étude de la possibilité de créer moteur diesel avec une seule lubrification et refroidissement système (par exemple D-65). Faculté de génie mécanique et des transports, Département des « machines de transport » Université d'État de Penza. *Russe*
- [35] Doman P.I., Ivanov A.L., Kanya V.A., Voitenkov S.S., (2016). Calcul thermique d'un moteur à combustion interne à piston. Electron. Dan. Omsk Prospect Mira. *Russe*
- [36] Khurmi R.S., Gupta. J.K. (2005). A Textbook of Machine Design, A Textbook for the Students of B.E. / B.Tech., U.P.S.C. (Engineering Services); Section 'B' of A.M.I.E. (I).
- [37] Fanchon J.-L.,(1998) « guide de la mécanique », Edition Nathan,.
- [38] Zellagui R. (2010). Étude et modélisation thermomécanique d'une bielle d'un moteur à combustion interne, Mémoire de fin d'études de Master en génie mécanique, Université de Constantine.

ملخص

منذ إنشائه، كان قضيب التوصيل موضوعاً للعديد من الدراسات البحثية نظراً لدوره في الأنظمة الميكانيكية التي تتكون من تحويل حركة انتقالية مستقيمة إلى حركة دورانية مع دعم الضغوط في التوتر والضغط. تعتمد الدراسة الحالية على تأثير التصميم الجديد على مقاومة قضيب توصيل محرك الاحتراق الداخلي، وتتضمن جزءاً من دراسة التصميم الجديد الذي يركز على الحسابات الديناميكية الحرارية التي تعتبر النقطة المهمة في هذه الدراسة، ثم درسنا توزيع الضغط ومحاكاة قضيب التوصيل الجديد باستخدام سولييدوركس مع تحليل مقارن بين ستة نماذج معتمدة. نتائج الدراسة مثيرة للاهتمام للغاية وهناك حاجة إلى مزيد من الدراسة.

الكلمات المفتاحية: قضيب التوصيل، ضغط، تصميم، تأثير، محاكاة، سولييدوركس، شد

Résumé

Depuis sa création, la bielle fut l'objet de nombreuses études de recherche en raison de son rôle dans les systèmes mécaniques qui consiste en une transformation d'un mouvement rectiligne de translation en un mouvement de rotation tout en supportant des sollicitations en traction et compression. La présente étude basée sur l'influence d'une nouvelle conception sur la résistance d'une bielle de moteur à combustion interne comporte une partie d'étude de la nouvelle conception qui est axé sur des calculs thermodynamiques considérés comme le point important de cette étude, puis on a étudié la distribution des contraintes et les simulations de la nouvelle bielle à l'aide de SolidWorks avec analyse comparative entre six modèles adoptés. Les résultats de l'étude se révèlent très intéressants et une étude plus poussée est indispensable.

Mots-clés : bielle, compression, conception, influence, simulation, SolidWorks, traction

Abstract

Since its creation, the connecting rod has been the subject of numerous research studies due to its role in mechanical systems which consists of the transformation of a rectilinear translational movement into a rotational movement while supporting stresses in tension and compression. The present study based on the influence of a new design on the resistance of an internal combustion engine connecting rod comprises a study part of the new design which is focused on thermodynamic calculations considered to be the important point of this study, then we studied the stress distribution and simulations of the new connecting rod using SolidWorks with comparative analysis between six adopted models. The results of the study are very interesting and further study is required.

Keywords: connecting rod, compression, design, influence, simulation, SolidWorks, tension