REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA



Faculté : Technologies

Département : Génie mécanique

Branche : Electromécanique

Spécialité : Mécatronique

Mémoire de fin d'études

Thème :

Conception et réalisation d'un dos-d'âne générateur d'électricité

Réalisé par : BENHAMOUDA Ahmed Redha

Encadré par :

- Promoteur : Dr. CHIKER Yasser
- Co-promoteur : Pr. BACHENE Mourad

Année universitaire 2024-2025

Remerciement et dédicace

Je dédie ce travail à mes parents, dans l'espoir qu'ils trouveront la preuve de ma profonde gratitude et de ma reconnaissance.

À mes frères et sœurs, ma famille et mes amis qui insufflent amour et vitalité à ma vie.

À mes professeurs de l'université Dr. CHIKER Yasser et Pr. BACHEN Mourad qui m'ont encadré, orienté, aidé et conseillé dans le cadre de ce travail.

À tous ceux qui m'ont aidée, directement ou indirectement, et qui m'ont soutenue dans les moments difficiles de la réalisation de ce travail, m'offrant un soutien et des encouragements indéfectibles tout au long de mon parcours.

À tous eux qui m'ont constamment encouragée, je vous souhaite une bonne continuation à vos vies.

Merci à tous !

BENHAMOUDA Ahmed Redha

ملخص :

يعرض هذا المشروع دراسة شاملة حول تصميم وتنفيذ مطب مولد للكهرباء. تم تبنّي منهجية تعتمد على الوحدات، تركز من جهة على تحسين الكفاءة العامة للنظام، ومن جهة أخرى على تحمل الجهد الميكانيكي. وقد تم اختيار مكوّنات النظام وتحديد أبعادها بناءً على المتطلبات الوظيفية الخاصة بالمشروع. يشمل التصميم نموذجًا ثلاثي الأبعاد، وتحليلًا ميكانيكيًا دقيقًا، واختيارًا مدروسًا للمولد. الكهربائي ودائرة التقويم لضمان تحويل فعال للطاقة

يساهم هذا العمل في تطوير تقنيات استرجاع الطاقة المهدورة، ويفتح آفاقًا جديدة لتطبيقه في البيئات الحضرية. وقد أثبت النموذج الأولي المنجَز قابلية التنفيذ الفني للفكرة، مما يشكل قاعدة قوية لتطوير نظام أكثر كفاءة واستدامة في المستقبل.

كلمات مفتاحية: استرجاع الطاقة, مطب مولد للكهرباء, الطاقة الحركية, تحويل كهروميكانيكي, الطاقة المتجددة

Résumé :

Ce travail présente une étude complète portant sur la conception et la réalisation d'un dos-d'âne générateur d'électricité. L'approche adoptée est modulaire, axée à la fois sur l'optimisation du rendement global et sur la robustesse mécanique du système. Le choix des composants et leur dimensionnement ont été dictés par les contraintes fonctionnelles spécifiques de ce projet. La conception intègre une modélisation 3D complète, une analyse mécanique détaillée, ainsi que le choix judicieux d'un générateur adapté et d'un circuit de redressement pour garantir une conversion énergétique fiable.

Ce travail s'inscrit dans la dynamique des technologies de récupération d'énergie perdue, et ouvre des perspectives concrètes d'intégration dans des environnements urbains. Le prototype réalisé confirme la faisabilité technique du concept et constitue une base solide pour de futures évolutions vers un système plus efficace, durable et industrialisable.

Mot clés : Récupération d'énergie, dos-d'âne générateur, énergie cinétique, conversion électromécanique, énergie renouvelable

Abstract :

This thesis presents a comprehensive study on the design and implementation of an electricity-generating speed bump. The chosen approach is modular, focusing both on optimizing overall efficiency and ensuring mechanical robustness. The selection and sizing of components were guided by the specific functional constraints of the project. The design includes a complete 3D model, a detailed mechanical analysis, and a carefully selected generator and rectifier circuit to ensure reliable energy conversion.

This work contributes to the development of waste energy recovery technologies and opens the door to practical integration in urban environments. The prototype confirms the technical feasibility of the concept and lays a solid foundation for future enhancements toward a more efficient, durable, and industrializable system.

Key words: Energy harvesting, speed bump generator, kinetic energy recovery, renewable energy, electromechanical conversion

Tableau des matières :

Liste des figures : VI
Liste des tableaux : VII
Liste des abréviations : VIII
Introduction générale 1
Chapitre I : Généralités sur les dos-d'âne générateurs 2
1 Introduction 3
2 Récupération d'énergie via les infrastructures routières 3
3 État de l'art des systèmes de récupération d'énergie routière 4
3.1 MotionPower Express – New Energy Technologies (USA) 5
3.2 PaveGen – Dalles piézoélectriques interactives 5
3.3 Pavement-Embedded Piezoelectric Harvesters – Université et projets routiers 5
4 Systèmes SBPG (Speed Bump Power Generator) 6
5 Typologies de systèmes générateurs intégrés aux dos-d'âne 6
5.1 Systèmes mécaniques 7
5.2 Systèmes hydrauliques 7
5.3 Systèmes piézoélectriques 8
5.4 Tableau comparatif des systèmes intégrés aux dos-d'âne 8
6 Systèmes non-optimisée (problématique) 9
7 Objectif du projet 10
Chapitre II : Étude mécanique 11
1 Présentation du système et justification du choix 12
1.1 Justification du choix d'un système mécanique 12
1.2 Justification du choix du mécanisme bielle-manivelle 13
1.3 Tableau comparatif des mécanismes mécaniques 16
2 Étude du mécanisme bielle-manivelle 17
2.1 Constitution du mécanisme 17
2.2 Fonctionnement du mécanisme 18
3 Dimensionnement de la structure 19
3.1 Plaque supérieure 19
3.2 Coulisseau 20
3.3 Disque de manivelle 21
3.4 Bielle 21
3.5 Châssis support (plaques de fixation) 22

3.6 Guides latéraux en forme U 23
3.7 Tiges de guidage 23
3.8 Rails de glissement dans le système de guidage 24
3.9 Choix de la structure d'encastrement souterraine en forme de T 25
3.10 Dimensions principales de la cavité structurelle 26
4 Étude du système d'amplification de vitesse 27
4.1 Choix du rapport de transmission 27
4.2 Calcule du module : 28
4.3 Vérification de la résistance des dents 29
4.4 Conclusion 30
5 Étude du système de retour 31
5.1 Fonction du ressort dans le système 31
5.2 Intégration du système de rappel dans la structure 32
5.3 Spécifications mécaniques du ressort 32
5.4 Vérification géométrique de la raideur par formule théorique 33
5.5 Estimation de la force minimale pour activer le mécanisme 33
6 Étude des limiteurs 34
6.1 Principe de limitation 35
6.2 Intégration dans la structure en T 35
6.3 Spécifications de fonctionnement et positionnement 35
6.4 Calcul de la raideur cible 35
6.5 Dimensionnement de la butée 36
7 Étude de l'étanchéité 37
7.1 Importance de l'étanchéité dans un système encastré 37
7.2 Zones critiques à protéger 38
7.3 Solutions proposées 38
7.4 Matériau utilisé 38
8 Comportement mécanique et efforts internes 39
8.1 Définitions et hypothèses de calcul 39
8.2 Analyse des forces appliquées 39
8.3 Répartition des efforts dans le système 40
8.4 Calcul des efforts internes par composant 41
8.5 Conséquences sur la fatigue et la durée de vie 44
Chapitre III : Étude électrique 45
1 Définition et types de générateurs 46

1.1 Dynamo DC à aimants permanents 46
1.2 Moteur à courant continu à aimants permanents (PMDC) 47
1.3 Moteur pas à pas (Stepper motor) 48
1.4 Moteur brushless à courant continu (BLDC) 49
2 Tableau comparatif des choix de moteurs potentiels 50
3 Justification du choix final 51
4 Circuit de redressement et protection 51
4.1 Composants du circuit de protection 51
a. Diode de roue libre (anti-retour) 51
b. Condensateur de filtrage 52
c. Convertisseur DC-DC 52
d. Régulateur de tension 53
e. Fusible ou disjoncteur 53
4.2 Schéma fonctionnel simplifié 54
4.3 Justification du circuit 54
5 Détection de fonctionnement des générateurs 54
5.1 Principe de fonctionnement 54
6 Système de stockage et gestion de l'énergie 54
6.1 Technologies de batteries disponibles 55
6.2 Estimation de la capacité nécessaire 55
6.3 Justification du choix 55
7 Calcul de la puissance et de l'énergie produite 56
7.1 Hypothèses et Formules utilisées 56
7.2 Comparaison de l'énergie produite selon le type de véhicule 57
7.3 Simulation horaire sur 24h 57
7.4 Vérification inverse du résultat : 59
Chapitre IV : La réalisation 60
1 Introduction 61
2 Conception assistée par ordinateur (CAO) 61
2.1 Vue d'ensemble du système 62
2.2 Modélisation des composants mécaniques 62
2.3 Assemblage global 63
3 Fabrication des composants 64
3.1 Matériaux et outils utilisés 64
3.2 Découpe et usinage 64

3.3 Impression 3D des composants 65
3.4 Composants achetés et réalisés 66
4 Intégration du système de génération électrique 66
4.1 Montage du générateur 66
4.2 Système de transmission 67
4.3 Redressement et stockage de l'énergie 67
4.4 Sécurité et protection 68
5 Résultat final du prototype 69
6 Perspectives et améliorations possibles 70
Conclusion générale 72
Bibliographie : 73
Annexes : 74

Liste des figures :

FIGURE 1: UN COULOIR QUI FOURNIT DE L'ENERGIE POUR ALIMENTER L'ECLAIRAGE ET LA RECOLTE DE DONNEES A ABU DHABI. 4
FIGURE 2: UN RALENTISSEUR GENERATEUR D'ELECTRICITE CHEZ BURGER KING, USA 6
FIGURE 3: VUE ECLATE D'UN DOS D'ANE GENERATEUR PAR UN SYSTEME MECANIQUE 7
FIGURE 4: UN DOS D'ANE GENERATEUR PAR SYSTEME HYDRAULIQUE 7
FIGURE 5: UN DOS D'ANE GENERATEUR PAR DES CAPTEURS PIEZOELECTRIQUE 8
FIGURE 6 : ILLUSTRATION D'UN SYSTEME AVEC UN SEUL MODULE CENTRALE 9
FIGURE 7: MODELISATION D'UN MECANISME A CAME 13
FIGURE 8: MECANISME CREMAILLERE-PIGNON 14
FIGURE 9: MODELISATION D'UN SYSTEME BIELLE-MANIVELLE 15
FIGURE 10: SCHEMA CINEMATIQUE GLOBALE DU SYSTEME ETUDIE 18
FIGURE 11: MODELE DE RALENTISSEUR APPROUVE PAR L'ETAT. [4] 20
FIGURE 12: MODELISATION DU COULISSEAU 20
FIGURE 13: MODELISATION 3D DE LA MANIVELLE 21
FIGURE 14: MODELISATION 3D DE LA BIELLE 22
FIGURE 15: MODELISATION 3D DU CHASSIS SUPPORT 22
FIGURE 16: MODELISATION 3D DES GUIDES LATERAUX U 23
FIGURE 17: MODELISATION 3D DES TIGES DE GUIDAGES 23
FIGURE 18: RAILS DE GLISSEMENT A BILLES 24
FIGURE 19: MODELISATION 3D DU SYSTEME SOUS-CHAUSSEE DE FORME T 25
FIGURE 20: DIMENSIONNEMENT DE LA CAVITE SOUS-TERRAINE 26
FIGURE 21: RAPPORT DE TRANSMISSION DES ENGRENAGES CONÇUES 30
FIGURE 22: RESSORT DE COMPRESSION SIMPLE 31
FIGURE 23: BUTEES DE LIMITATION DE MOUVEMENT 35
FIGURE 24: TISSUE FLEXIBLE EN NEOPRENE ETANCHE 38
FIGURE 25: DYNAMO A AIMANTS PERMANENTS 47
FIGURE 26: MOTEUR DC A AIMANTS PERMANENTS 48
FIGURE 27: MOTEUR PAS A PAS 49
FIGURE 28: MOTEUR DC BRUSHLESS 50
FIGURE 29: DIODE DE ROUE LIBRE (ANTI-RETOUR) 51
FIGURE 30: CONDENSATEUR ELECTROLYTIQUE 52
FIGURE 31: CIRCUIT DC-DC BUCK BOOST 52
FIGURE 32: REGULATEUR DE TENSION MOSFET L7812 53
FIGURE 33: FUSIBLE 53
FIGURE 34: SCHEMA ELECTRIQUE DU CIRCUIT DE REDRESSEMENT 54
FIGURE 35: EXEMPLE DE BATTERIE 12V 300AH. 55
FIGURE 36: GRAPH ESTIMATIVE DES VEHICULES PASSANTE PAR UN RALENTISSEUR DANS 24H . 57
FIGURE 37: LOGO DU LOGICIEL SOLIDWORKS 61
FIGURE 38: VUE D'ENSEMBLE DU MODELE EN 3D 62
FIGURE 39: DEPOUILLAGE DE L'AXE DE MANIVELLE SUR L'AXE X 63
FIGURE 40: BOIS DECOUPE 64
FIGURE 41: PIGNONS EN PLASTIC PAR IMPRESSION 3D 65
FIGURE 42: MOTEUR DC A AIMANTS PERMANENTS JGB-3530 67

FIGURE 43: CIRCUIT CONVERTISSEUR DC-DC XL6009E1[10] 68
FIGURE 44: DIODE 1N5804 69
FIGURE 45: PROTOTYPE FINALE 69
FIGURE 46: COMPOSANTS D'UN AMORTISSEUR 70
FIGURE 47: ILLUSTRATION D'UN SYSTEME DE VOLANTS D'INERTIE [11]. 71
FIGURE 48: CAPTEUR DE MOUVEMENT PIR 71

Liste des tableaux :

TABLE 1: COMPARAISON ENTRE DIFFERENTS SYSTEMES INTEGRES AUX RALENTISSEURS GENERATEURS 8
TABLE 2: COMPARAISON ENTRE DIFFERENTS MECANISMES INTEGRES AUX RALENTISSEURS GENERATEURS 16
TABLE 3: COMPARAISON ENTRE LES CHOIX DE MOTEURS 50
TABLE 4: ÉNERGIE PRODUITE PAR TYPE DE VEHICULE PASSANTE 57
TABLE 5: ELEMENTS ACHETES VS REALISES 66

Liste des abréviations :

AC : Alternative current

AGM: Absorbent Glass Mat

BLDC: Brushless Direct Current motor.

CAO: Conception Assisté par Ordinateur

EPDM : Ethylene Propylene Diene Monomer

IP65 : Ingress Protection.

LED: Light Emitting Diode

PMDC : Permanent Magnet Direct Current motor.

PIR : Passive InfraRed

SBPG : Speed Bump Power Generator

Introduction générale

Dans un contexte mondial marqué par la transition énergétique et la recherche de solutions durables, l'exploitation de sources d'énergie alternatives des ressources pétrolières devient une priorité incontournable. Parmi ces sources, l'énergie mécanique issue du passage des véhicules sur les routes représente une forme d'énergie jusqu'alors largement sous-estimée, bien qu'elle soit présente en abondance dans les environnements urbains à forte circulation.

Ce mémoire s'inscrit dans cette dynamique innovante, en proposant la conception et la réalisation d'un dos-d'âne générateur d'électricité. Le principe repose sur la récupération de l'énergie cinétique des véhicules lorsqu'ils franchissent un ralentisseur. Cette énergie, habituellement dissipée sous forme de vibrations et de chaleur, peut être transformée en électricité via un mécanisme électromécanique embarqué.

Le choix de ce thème repose sur plusieurs motivations, d'une part la volonté de développer un système simple autonome et économiquement viable pour des applications urbaines ou semi urbaines, d'autre part l'ambition de proposer un dispositif pouvant contribuer même modestement à l'alimentation de petits équipements électriques comme l'éclairage public, des panneaux lumineux ou des bornes de recharge aux stations des bus.

Ce travail est articulé autour de quatre grands axes :

Une première phase consacrée à l'étude de l'existant et à la justification du choix du système mécanique retenu.

Une deuxième partie dédiée à l'analyse mécanique approfondie du système, au dimensionnement de ses composants, et à la modélisation des efforts internes.

Une troisième partie centrée sur l'étude électrique du générateur et des composants de conversion électrique.

Et enfin, une phase de réalisation concrète du prototype accompagnée d'une réflexion sur ses limites actuelles et ses perspectives d'amélioration.

À travers ce projet, l'objectif est de valider un principe technique fonctionnel à l'échelle d'un prototype tout en posant les bases d'un concept potentiellement industrialisable à long terme.

Chapitre I : Généralités sur les dos-d'âne générateurs

1 Introduction

Les énergies renouvelables désignent l'ensemble des sources d'énergie qui se régénèrent naturellement à l'échelle humaine, telles que le soleil, le vent, l'eau ou encore la biomasse. Contrairement aux ressources fossiles, elles sont considérées comme inépuisables et peu polluantes. Leur développement est devenu un enjeu central face aux problématiques environnementales et à la raréfaction progressive des ressources conventionnelles comme le pétrole ou le charbon.

Depuis plusieurs décennies, des solutions de production d'énergie renouvelable ont été intégrées dans divers domaines, notamment à travers les éoliennes, les panneaux photovoltaïques et les centrales hydrauliques. Cependant, au-delà de ces solutions conventionnelles, un intérêt croissant se manifeste pour des approches plus intégrées à l'environnement urbain. Parmi celles-ci figure la récupération d'énergie dite « passive », exploitant des phénomènes déjà présents mais souvent négligés.

La circulation routière, par exemple, génère en permanence une quantité importante d'énergie mécanique sous forme de vibrations ou de pression exercée sur la chaussée. Dans cette optique, la récupération de l'énergie cinétique des véhicules, notamment au niveau des ralentisseurs de vitesse appelé dos-d'âne, apparaît comme une voie prometteuse. Il s'agit d'exploiter une infrastructure existante pour produire de l'électricité, sans modification majeure de l'espace urbain. Cette approche représente une opportunité à la fois écologique et fonctionnelle pour alimenter des équipements urbains tout en valorisant une énergie jusque-là perdue.

2 Récupération d'énergie via les infrastructures routières

Avec l'urbanisation croissante et la densification du trafic routier, les infrastructures urbaines sont soumises quotidiennement à d'importantes sollicitations mécaniques. Si ces phénomènes sont généralement considérés comme des contraintes à gérer, ils peuvent également représenter des opportunités énergétiques.

Plusieurs dispositifs expérimentaux ou brevetés ont vu le jour, intégrant des capteurs piézoélectriques, des modules hydrauliques ou des mécanismes dans la structure même des routes, des passages piétons ou des ralentisseurs, la chaussée devient ainsi un support potentiel de systèmes de récupération d'énergie, permettant de convertir ces effets mécaniques en électricité.



***Figure 1**: Un couloir qui fournit de l'énergie pour alimenter l'éclairage et la récolte de données à Abu Dhabi.*

En effet, la circulation des véhicules engendre une énergie mécanique dissipée sous forme de pression, de vibration, ou encore de chaleur, qui pourrait être exploitée à des fins de production électrique.

Ce type d'approche présente plusieurs avantages : il repose sur une infrastructure déjà existante, ne nécessite pas d'espace additionnel, et produit de l'énergie à proximité immédiate des besoins (éclairage public, signalisation, capteurs urbains, etc.).

3 État de l'art des systèmes de récupération d'énergie routière

Ces dernières années, plusieurs initiatives ont vu le jour autour de la récupération d'énergie à partir de la circulation routière. L'idée centrale est d'exploiter une énergie normalement perdue sous forme de vibrations, pression et chaleur pour alimenter localement des systèmes électriques à faible consommation (éclairage public, panneaux publicitaires, etc.).

Parmi les approches explorées, les pavés piézoélectriques ont été installés dans des gares très fréquentées, comme à Tokyo ou à Londres, mais leur rendement reste faible, et leur coût élevé limite leur déploiement. Des essais de routes photovoltaïques ont également été menés (ex. : Solar Roadways, Wattway), mais les contraintes de durabilité et de saleté ont ralenti leur adoption.

3.1 MotionPower Express – New Energy Technologies (USA)

Lors d'une installation temporaire au Roanoke Civic Center, un ralentisseur générateur a capturé l'énergie cinétique de 580 voitures en 6h pour alimenter un panneau lumineux de 14 m², à la base une plaque partiellement déformable sous le passage réalisé convertit la pression à l'aide de générateurs électromécaniques, cela a résulter à assez d'énergie pour faire fonctionner un panneau d'affichage durant une journée [1].

Défis identifiés :

- Coûts d'installation élevés, peu adapté au trafic continu sur autoroute, efficace surtout pour zones ciblées (parkings, entrées).

3.2 PaveGen – Dalles piézoélectriques interactives

Développé au Royaume-Uni, ce système met en œuvre des dalles piézoélectriques intégrées dans des zones piétonnes (gares, événements sportifs), testées lors des Jeux de Londres 2012 et dans des centres commerciaux, la performance du système résulte à chaque pas génère suffisamment d'énergie pour alimenter une LED durant ~30 secondes [2].

Défis identifiés :

- Rendement énergétique très faible (~0.5 % des besoins annuels d'un immeuble), mais fort potentiel pour le suivie de flux piétons.

3.3 Pavement-Embedded Piezoelectric Harvesters – Université et projets routiers

Des équipes académiques ont installé des récolteurs piézoélectriques dans des routes et aires de péage (Brésil, USA), six dispositifs à base de céramiques posés dans une station de péage au Brésil ont réussi à faire clignoter un cat's eye (réflecteur routier). L'énergie instantanée atteignait plusieurs watts [3].

Défis identifiés :

- Résistance mécanique des matériaux piézo (fragilité, fatigue)
- Rendement global souvent <10 %, mais suffisant pour alimenter des capteurs ou signalisations locales.

Concernant spécifiquement les véhicules, des projets comme celui de la société américaine New Energy Technologies Inc. ont proposé des dispositifs de récupération d'énergie intégrés dans les ralentisseurs (speed bumps) installés dans les parkings, transformant le mouvement vertical ou la pression des roues en énergie électrique.

L'approche retenue dans ce projet s'inscrit dans cette même logique, mais en se concentrant sur une solution mécaniquement simple, peu coûteuse, et réalisable à petite échelle : un dos-d'âne électromécanique.

4 Systèmes SBPG (Speed Bump Power Generator)

Les dos-d'âne, également appelés ralentisseurs de vitesse, sont apparus au début du vingtième siècle comme un moyen simple et efficace de réduire la vitesse des véhicules dans les zones à forte fréquentation piétonne ou résidentielle. Leur implantation a rapidement gagné en popularité dans les zones urbaines à travers le monde en raison de leur faible coût, de leur simplicité d'installation et de leur efficacité immédiate sur le comportement des conducteurs.

Initialement conçus comme des dispositifs purement passifs, les dos-d'âne n'avaient d'autre rôle que de forcer la décélération mécanique des véhicules. Cependant, avec les avancées technologiques et la montée des enjeux environnementaux, ces structures routières ont suscité un nouvel intérêt : celui de transformer cette contrainte en opportunité énergétique.

Au cours des deux dernières décennies, plusieurs initiatives ont vu le jour dans différents pays visant à intégrer des systèmes de récupération d'énergie dans les dos-d'âne. Ces prototypes ou brevets s'appuient sur des principes variés : mécanismes à levier, systèmes hydrauliques, ou capteurs piézoélectriques, et visent à convertir l'énergie cinétique générée par le passage des véhicules en électricité exploitable.



Figure 2: *Un ralentisseur générateur d'électricité chez Burger King, USA*

5 Typologies de systèmes générateurs intégrés aux dos-d'âne

Différents principes physiques peuvent être exploités pour convertir l'énergie mécanique générée par le passage d'un véhicule en électricité. Ces principes ont donné naissance à plusieurs types de SBPG. Les trois grandes catégories identifiées sont les suivants :

5.1 Systèmes mécaniques

Ces dispositifs reposent sur la transformation directe du mouvement vertical de la plaque supérieure du dos-d'âne en un mouvement rotatif à travers un mécanisme de type bielle-manivelle, engrenage, came ou levier. Ce mouvement rotatif peut ensuite être utilisé pour entraîner un générateur électrique. Ces systèmes sont souvent privilégiés pour leur simplicité de fabrication, leur coût réduit et leur rendement relativement stable.

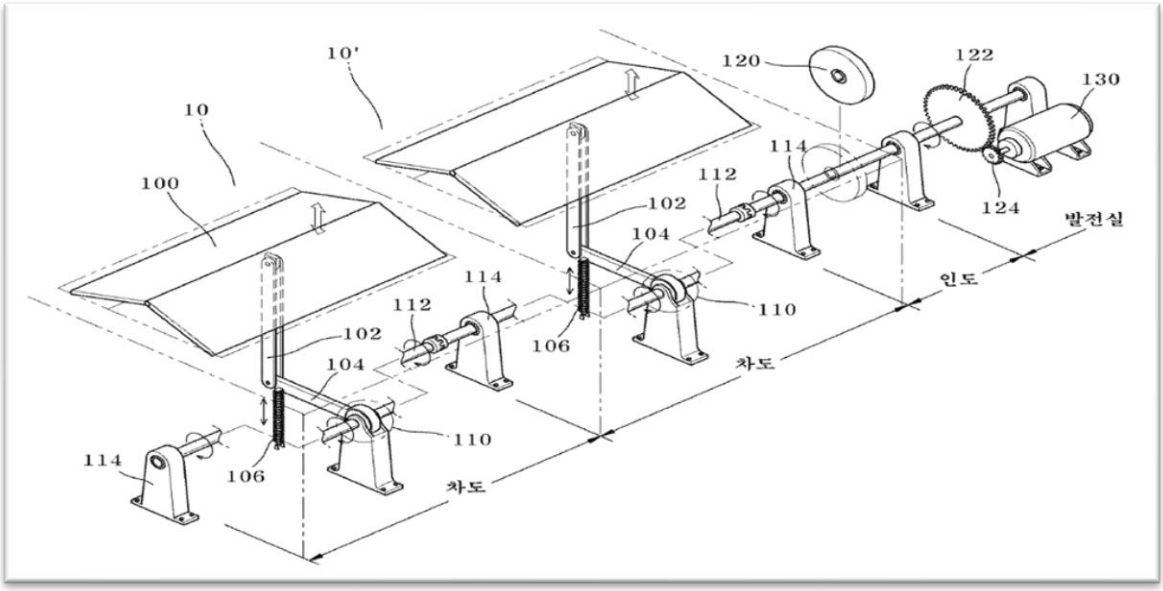


***Figure 3**: Vue éclaté d'un dos d'âne générateur par un système mécanique*

5.2 Systèmes hydrauliques

Dans ce cas, la pression exercée par le véhicule actionne un piston ou un fluide hydraulique, qui est dirigé vers une turbine ou un moteur hydraulique couplé à un générateur. Bien que plus complexes à mettre en œuvre, ces systèmes permettent une meilleure absorption des chocs et peuvent offrir une génération d'énergie plus régulière, notamment pour des flux de circulation élevés.

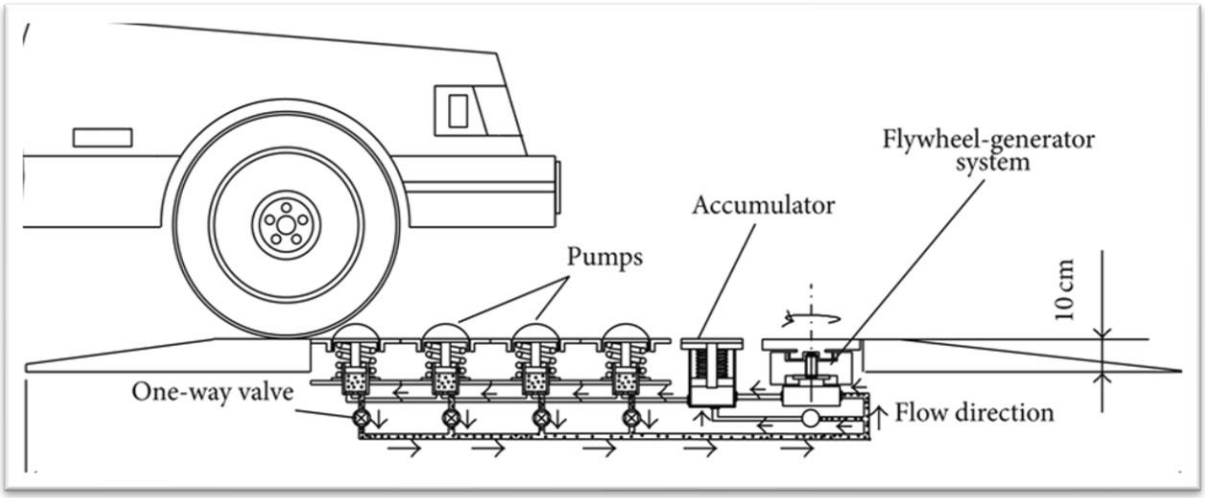


***Figure 4:** Un dos d'âne générateur par système hydraulique*

5.3 Systèmes piézoélectriques

Ces technologies utilisent des cristaux ou matériaux piézoélectriques qui génèrent un courant lorsqu'ils sont soumis à une contrainte mécanique. Ils permettent une intégration discrète dans la chaussée, mais leur rendement reste généralement faible, et leur coût élevé rend leur application plus limitée à des contextes spécifiques, comme la détection de passage ou les dispositifs intelligents de signalisation.

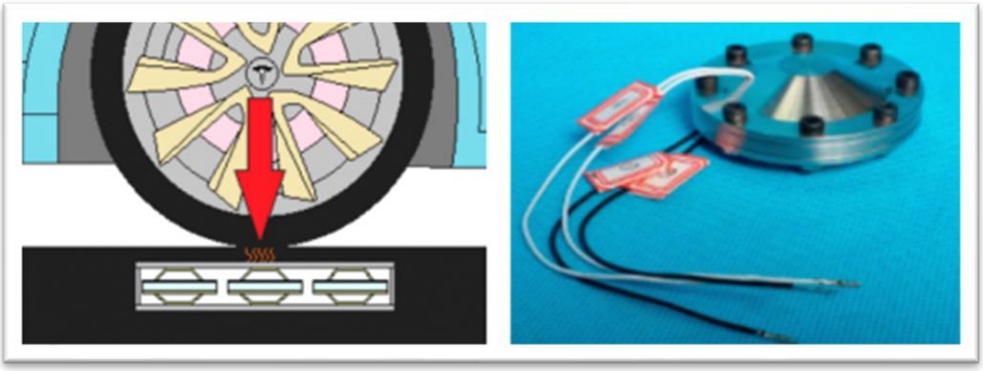


Figure 5: *Un dos d'âne générateur par des capteurs piézoélectrique*

5.4 Tableau comparatif des systèmes intégrés aux dos-d'âne

Table 1: *Comparaison entre différents systèmes intégrés aux ralentisseurs générateurs*

Critère	Mécanique	Hydraulique	Piézoélectrique
Principe	Mécanisme bielle-manivelle, came ou levier	Compression de fluide entraînant une turbine	Déformation de cristaux générant un courant électrique
Coût de mise en œuvre	Faible	Élevé	Très élevé
Rendement énergétique	Bon	Bon à très bon	Faible
Complexité technique	Moyenne	Élevée	Faible à moyenne
Maintenance	Facile	Modérée	Faible (mais remplacement fréquent possible)
Adaptabilité urbaine	Bonne (structure existante modifiable)	Moyenne (nécessite espace pour fluide)	Excellente (dispositifs fins intégrés dans la chaussée)

En fonction des objectifs, des contraintes budgétaires et du contexte d'installation, chaque technologie présente des avantages et des limites. Le choix du système à implémenter doit ainsi s'appuyer sur une analyse comparative technique, économique et environnementale.

6 Systèmes non-optimisée (problématique)

Malgré l'ingéniosité des systèmes de récupération d'énergie intégrés aux dos-d'âne, plusieurs problématiques d'efficacité et de rendement énergétique subsistent. En effet, la majorité des systèmes développés jusqu'ici présentent une surface d'activation réduite : un seul module central capte l'énergie générée par le passage d'un véhicule, ce qui limite le taux de récupération, en particulier lorsque seules certaines roues activent le dispositif. Ce phénomène engendre une sous-exploitation du potentiel énergétique total.

Par ailleurs, la variabilité du positionnement des véhicules sur la chaussée qu'il s'agisse d'une voiture d'un poids lourd ou d'une moto, accentue cette inefficacité. Dans de nombreux cas, seules une ou deux roues passent directement sur la zone sensible du système, laissant les autres roues sans effet utile. Cette limitation structurelle affecte non seulement la quantité d'énergie récupérée, mais également la régularité de la production.

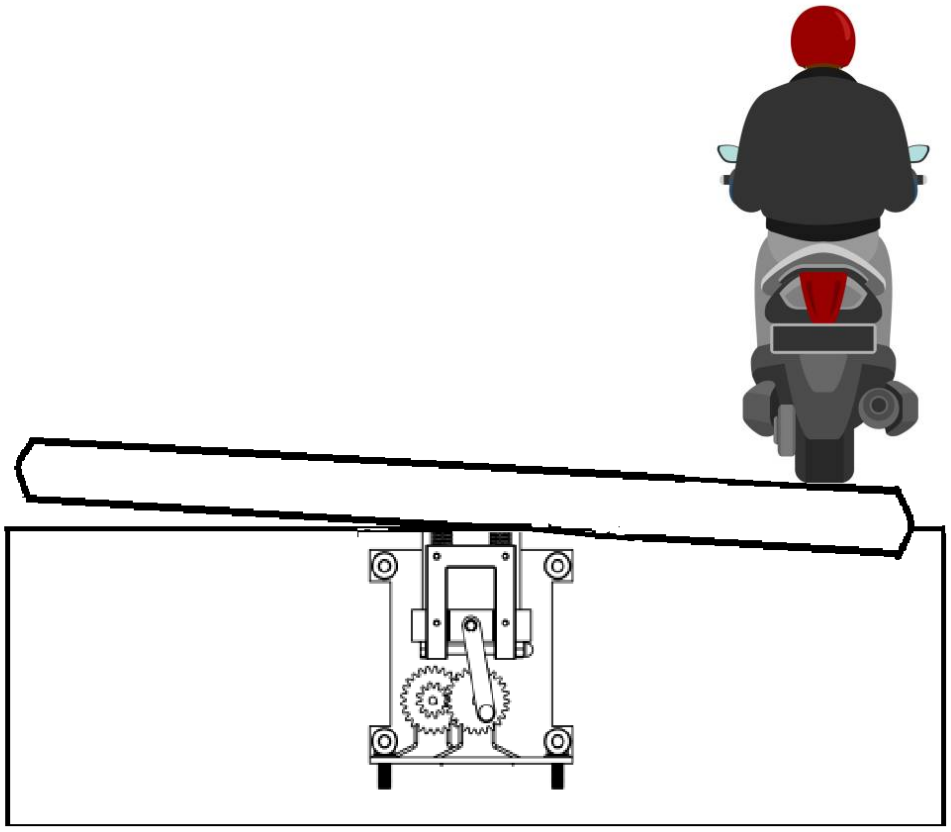


***Figure 6** : Illustration d'un système avec un seul module centrale*

Pour pallier cette problématique, l'implémentation d'un système modulaire et distribué s'impose comme une solution optimale. Ce concept repose sur la division du dos-d'âne en plusieurs unités indépendantes et activables, réparties sur toute la largeur de la chaussée. Chaque module est ainsi capable de capter l'énergie d'une roue de manière autonome, et les différents modules sont interconnectés électriquement pour alimenter un même banc de batteries.

Cette architecture présente de nombreux avantages : amélioration du taux de récupération énergétique, redondance fonctionnelle en cas de défaillance d'un module, facilité de maintenance par remplacement ciblé, et adaptabilité aux différentes largeurs de voie ou configurations de circulation. De plus, la modularité permet une extension progressive du système selon les besoins, tout en garantissant une meilleure efficacité globale par rapport aux systèmes centralisés classiques.

Cette approche modulaire s'intègre d'autant plus naturellement dans le contexte algérien, où l'on observe depuis quelques années la généralisation de dos-d'âne en caoutchouc industriel, composés de plusieurs segments indépendants, généralement larges de 30 à 40 cm chacun. Contrairement aux dos-d'âne traditionnels réalisés en béton ou en enrobé sous forme d'un bloc continu, ces structures récentes facilitent une distribution physique naturelle du système.

Ainsi, il devient possible de concevoir chaque segment comme un module autonome de récupération d'énergie, sans modification majeure de la conception existante. Cette configuration modulaire, déjà présente dans les infrastructures routières locales, constitue un atout majeur pour l'intégration d'un système distribué, tant sur le plan technique que sur le plan économique.

7 Objectif du projet

Le présent travail s'inscrit dans une démarche de valorisation de l'énergie cinétique générée par le passage des véhicules sur la chaussée en particulier au niveau des dos-d'âne, L'objectif principal est de concevoir un système capable de récupérer cette énergie et de la convertir en énergie électrique, puis de la stocker afin de l'utiliser pour alimenter des équipements urbains tels que l'éclairage publique.

Pour atteindre cet objectif, plusieurs étapes techniques et méthodologiques seront nécessaires. Il s'agira dans un premier temps d'étudier les différents mécanismes de conversion mécanique envisageables, puis de sélectionner et de dimensionner un système adapté, Par la suite, une étude structurelle sera menée afin d'assurer la résistance du dispositif aux charges dynamiques des véhicules.

Le système proposé intégrera une conception modulaire et distribuée, afin de maximiser le rendement énergétique tout en facilitant la maintenance et l'adaptabilité à différentes largeurs de voie. Enfin, une maquette ou un prototype du système sera modélisé sous un logiciel de conception assistée par ordinateur (CAO), puis simulé pour évaluer sa faisabilité, son rendement théorique, et ses performances dans un cadre urbain réaliste.

Chapitre II : Étude mécanique

1 Présentation du système et justification du choix

Le dispositif étudié dans ce mémoire repose sur le principe de récupération de l'énergie cinétique dégagée par le passage des véhicules sur un dos-d'âne. L'objectif est de convertir cette énergie mécanique momentanée en énergie électrique exploitable pour alimenter des infrastructures urbaines, comme l'éclairage public. Pour cela, il est nécessaire de choisir un système de conversion efficace, robuste, économique et adapté aux conditions d'usage en milieu routier.

1.1 Justification du choix d'un système mécanique

Plusieurs approches technologiques ont été explorées dans les travaux de recherche antérieurs pour convertir l'énergie générée par la circulation routière :

- **Les systèmes hydrauliques** : qui utilisent un piston comprimé par le passage d'un véhicule pour déplacer un fluide vers une turbine. Bien que performants en termes d'amortissement, ils présentent une complexité accrue, une maintenance plus exigeante, et un coût de fabrication relativement élevé.
- **Les systèmes piézoélectriques** : qui reposent sur des matériaux cristallins générant un courant lorsqu'ils sont soumis à une contrainte. Ils offrent une intégration discrète mais produisent de faibles puissances et restent coûteux à grande échelle.
- **Les systèmes mécaniques** : qui exploitent le mouvement vertical généré par le véhicule pour actionner directement un mécanisme mécanique transformant ce mouvement en rotation. Ces systèmes se distinguent par leur simplicité, leur faible coût, leur rendement raisonnable et leur adaptabilité à des environnements urbains peu entretenus.

En considérant le contexte économique local en Algérie, la disponibilité des composants, la facilité de maintenance et la robustesse structurelle, le choix d'un système purement mécanique a été retenu comme la solution la plus pertinente pour ce projet.

1.2 Justification du choix du mécanisme bielle-manivelle

Le choix d'un mécanisme de conversion mécanique doit prendre en compte plusieurs critères essentiels, tels que le rendement, la facilité de fabrication, la stabilité dynamique, la robustesse, et l'aptitude à fonctionner en environnement urbain. Plusieurs options ont été envisagées dans le cadre de cette étude :

- **Mécanisme à came** : Il convertit un mouvement linéaire en rotation via un profil excentré. Ce système est performant pour des charges régulières et des vitesses constantes, mais il souffre d'une complexité accrue de fabrication, d'un besoin de lubrification fréquent, et d'une usure accélérée sous charges variables.

Avantages :

- Permet un contrôle précis du profil de mouvement (levée, maintien, descente).
- Très utilisé dans les systèmes répétitifs (industries, horloges).
- Profil personnalisable en fonction du besoin (asymétrique, par à-coups…).

Inconvénients :

- Nécessite un usinage précis du profil de came.
- Mauvaise tolérance aux charges aléatoires (comme le passage irrégulier de véhicules).
- Usure rapide des zones de contact (came/suiveur).
- Nécessite un point de retour indépendant (ressort ou autre)
- Moins adapté aux environnements sales ou poussiéreux.

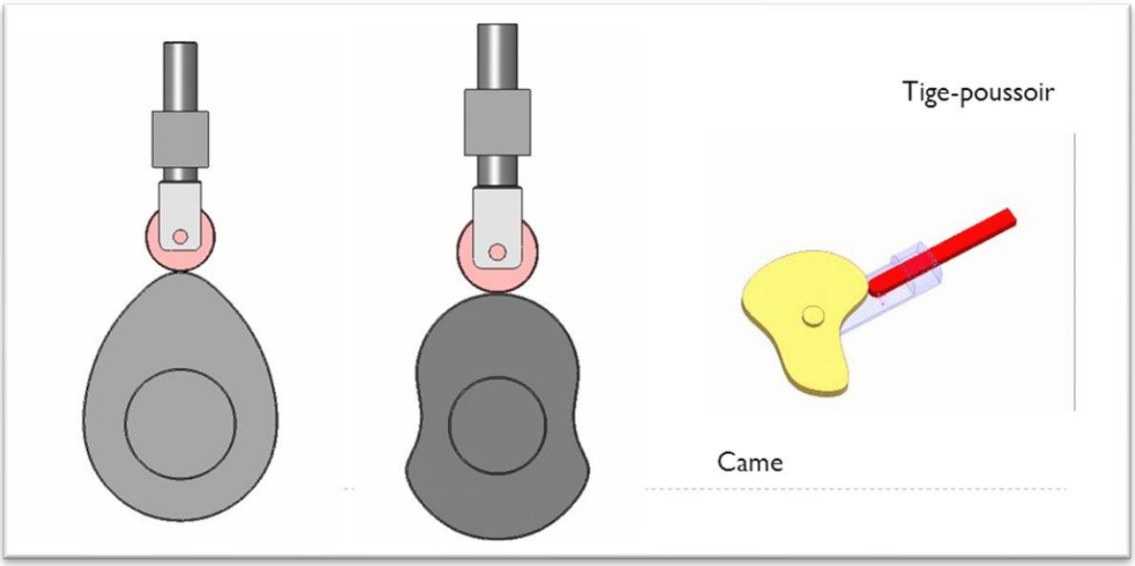


Figure 7: *Modélisation d'un mécanisme à came*

- **Système à engrenage linéaire (crémaillère-pignon)** : Ce mécanisme transforme un déplacement linéaire en rotation via une denture. Il est précis mais sensible à la poussière, nécessite un alignement parfait, et son rendement chute fortement en présence d'impacts ou de vibrations.

Avantages :

- Grande précision du mouvement.
- Bonne réversibilité entre translation et rotation.
- Facile à intégrer sur un axe linéaire.

Inconvénients :

- Très sensible à la saleté et à l'alignement.
- Usure des dents à long terme.
- Moins fiable sous chocs ou sollicitations variables.
- Requiert un entretien régulier.



Figure 8: *Mécanisme crémaillère-pignon*

- **Système bielle-manivelle** : Bien connu dans le monde industriel, il présente une excellente capacité à transformer un déplacement vertical en rotation continue. Il tolère des vitesses variables, se compose de pièces simples à usiner, et peut s'intégrer facilement dans une structure modulaire. Sa principale faiblesse réside dans son encombrement latéral, compensée ici par une implantation latérale du disque.

Avantages :

- Conversion fluide du mouvement alternatif en rotation.
- Robuste face aux charges dynamiques (par exemple passage de roues).
- Facile à construire avec des pièces locales standards.
- Très bon rendement mécanique.
- Fonctionne avec un simple ressort de rappel.

Inconvénients :

- Légèrement encombrant sur les côtés (bielle latérale).
- Nécessite un guidage précis du coulisseau.
- Efforts de cisaillement à prendre en compte sur l'axe de rotation

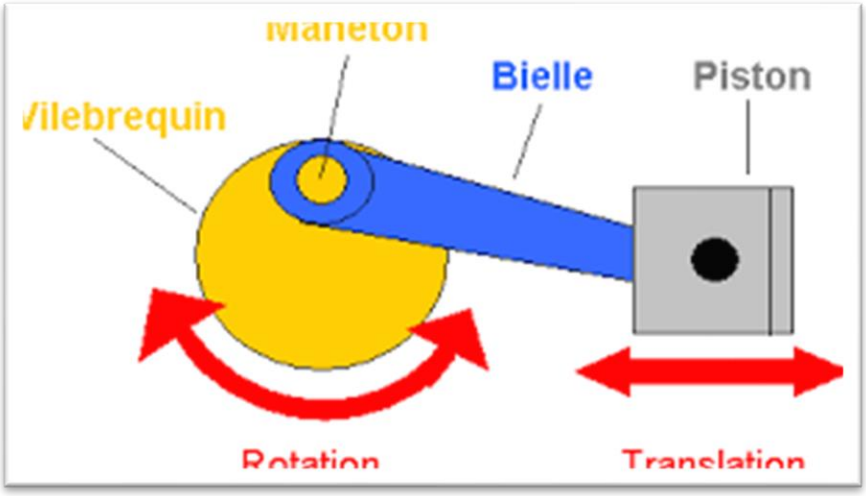


Figure 9: *Modélisation d'un système bielle-manivelle*

.

1.3 Tableau comparatif des mécanismes mécaniques

Table 2: *Comparaison entre différents mécanismes intégrés aux ralentisseurs générateurs*

Critère	Came	Crémaillère-pignon	Bielle-manivelle
Rendement mécanique	Bon	Variable	Bon à très bon
Complexité de fabrication	Élevée	Moyenne	Moyenne
Usure et maintenance	Rapide	Sensible	Moyenne
Stabilité dynamique	Faible	Moyenne	Bonne
Adapté aux charges variables	Non	Partiellement	Oui
Direction du transfert	Unidirectionnelle	Bidirectionnelle	Bidirectionnelle
Intégration dans structure modulaire	Difficile	Difficile	Facile
Coût estimé	Élevé	Moyen à élevé	Faible à moyen

Résumé simple :

- **Le système à came** est idéal pour des mouvements répétitifs et programmés (comme dans les distributeurs automatiques ou les horloges), mais peu adapté à des efforts aléatoires comme ceux causés par le passage de véhicules.
- **Le système bielle-manivelle** est parfaitement adapté pour convertir des efforts verticaux variables en rotation fluide. Il est robuste, facilement réalisable avec des matériaux simples et très présent dans l'industrie mécanique.
- **Le système crémaillère-pignon** est très précis et efficace si bien aligné, mais sensible à l'usure et à la poussière. Il nécessite un contact continu entre les dents, ce qui le rend plus fragile dans des environnements routiers soumis aux chocs, saletés ou désalignements.

En résumé, le choix du mécanisme de conversion s'est orienté autour de deux options principales : le système bielle-manivelle et le système crémaillère-pignon.

Bien que la crémaillère associée à un pignon permette une conversion linéaire/rotative avec une bonne précision, elle exige un alignement parfait pour obtenir une direction de transfert bidirectionnelle, une lubrification régulière, et reste sensible aux corps étrangers tels que poussière, sable ou boue, des facteurs courants dans l'environnement routier algérien.

À l'inverse, le mécanisme bielle-manivelle offre une solution plus tolérante, compacte et facile à réaliser, tout en assurant une conversion efficace du mouvement vertical en rotation exploitable par un générateur. Il est également mieux adapté aux charges variables et aux mouvements brusques, caractéristiques du passage irrégulier des véhicules sur un dos-d'âne.

Pour ces raisons, le choix du mécanisme bielle-manivelle a été retenu comme la solution la plus robuste, économique et adaptée à l'objectif de récupération d'énergie en milieu urbain.

2 Étude du mécanisme bielle-manivelle

Le mécanisme bielle-manivelle est un système classique de conversion d'un mouvement linéaire alternatif en rotation continue, utilisé dans de nombreuses machines industrielles, notamment dans les moteurs thermiques. Dans le cadre de ce projet, il permet de transformer la descente verticale de la plaque supérieure du ralentisseur (provoquée par le passage des roues d'un véhicule) en un mouvement rotatif exploitable pour entraîner un micro-générateur électrique.

2.1 Constitution du mécanisme

Le mécanisme étudié se compose des éléments principaux suivants :

- **La bielle** : tige rigide reliant l'axe excentré de la manivelle au centre du coulisseau, Elle assure la transmission du mouvement vertical en rotation.
- **La manivelle (ou disque de manivelle)** : pièce circulaire montée sur un axe de rotation accouplé avec le générateur, présentant un autre arbre excentré servant de point d'attache à la bielle.
- **L'axe de manivelle** : arbre horizontal supportant la rotation du disque et transmettant le couple mécanique vers le générateur.
- **Le coulisseau** : pièce prismatique guidée verticalement, solidaire de la plaque supérieure mobile, Il glisse montant et descendant selon les passages des véhicules, initiant le mouvement du système.
- **Les guides latéraux :** (en forme de U) assurant un déplacement parfaitement vertical du coulisseau.
- **Tiges de guidage :** 4 tiges cylindriques reliant la plaque supérieure avec le coulisseau, assurant un mouvement parallèle entre ces deux.
- **Plaques de fixation :** permet de positionner et fixer les guides dans la structure sous-chaussé, et en même temps de fixer tout le mécanisme, pour un enlèvement pour la maintenance rapide et simple.

Ce système est complété par des ressorts de rappel (placés au-dessus de la plaque) permettant à celle-ci de remonter à sa position initiale après chaque passage, avec des butées qu'agissent comme des limiteurs contre les descentes excessives de la plaque supérieure. Ainsi, des bagues, vis, et des écrous de plusieurs types selon les besoins et les exigences d'espaces et de fonctionnalités (voir l'annexe).

2.2 Fonctionnement du mécanisme

Lorsque la plaque supérieure est enfoncée par une roue, le coulisseau descend verticalement. Ce mouvement pousse la bielle vers le bas, ce qui entraîne une rotation de la manivelle autour de son axe. La rotation générée doit atteindre un angle de 180° (demi-tour) selon la course verticale (ici 5 cm) et la géométrie choisie (rayon d'excentrique, longueur de bielle).

Une fois le véhicule passé, les ressorts de rappel rétablissent la position initiale du plateau. La manivelle repart alors dans le même sens, ce qui génère un second demi-tour utile. Ainsi, chaque passage de roue produit un cycle mécanique complet pouvant entraîner le générateur.

Le schéma cinématique ci-dessous représente le trajet de transmission de mouvement entre les différents composants du système, en indiquant les liaisons mécaniques entre eux.

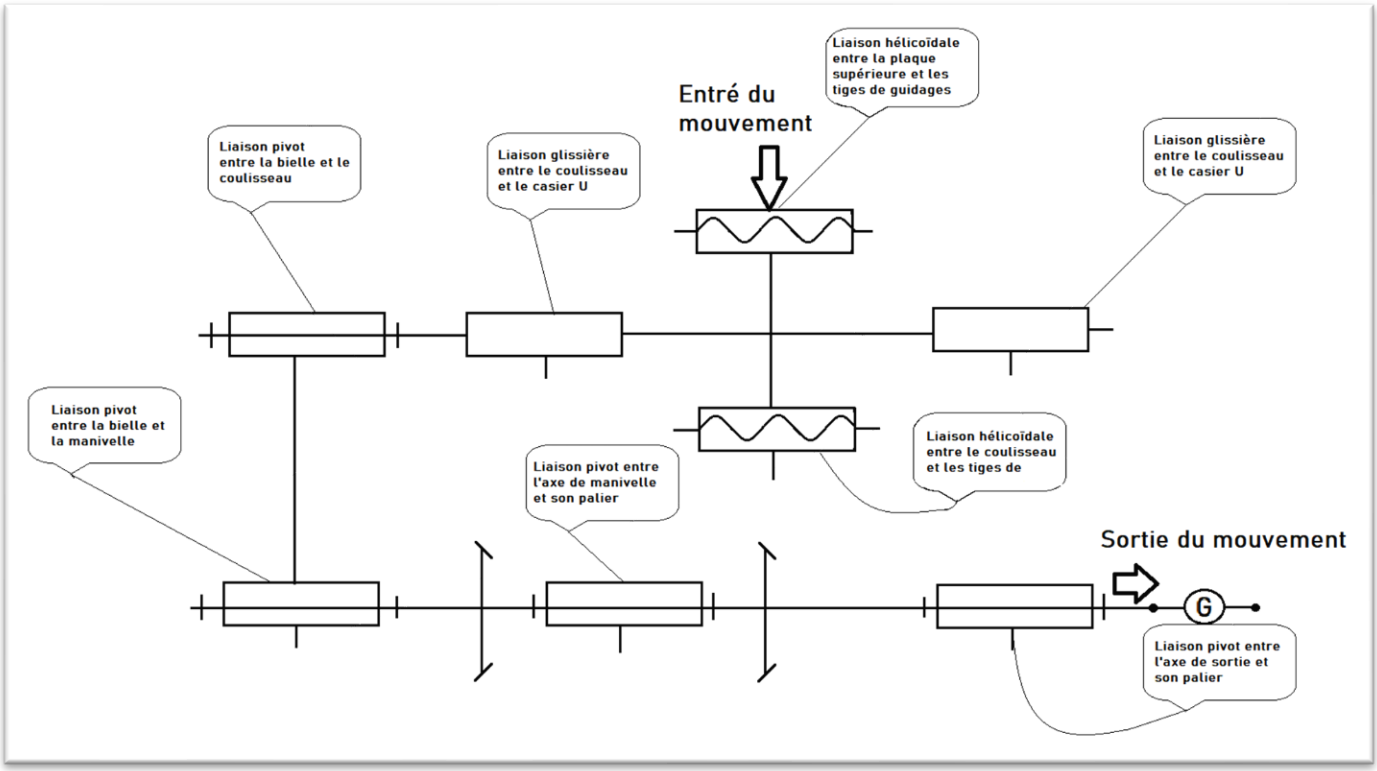


Figure 10: *Schéma cinématique globale du système étudié*

3 Dimensionnement de la structure

Le présent dimensionnement constitue une première estimation des dimensions géométriques et mécaniques des différents composants du système. Il repose sur des hypothèses raisonnables basées sur les contraintes fonctionnelles du projet ainsi que sur des références techniques issues de systèmes similaires.

Les choix dimensionnels ont été guidés par les critères suivants :

- **Hauteur de débattement vertical** souhaitée : 5 cm maximum pour éviter un inconfort pour les conducteurs et respecter les normes usuelles des dos-d'âne.
- **Largeur et longueur de la plaque supérieure** : doivent couvrir la trajectoire d'une roue de véhicule tout en s'intégrant dans un système modulaire réparti sur toute la largeur de la voie.
- **Charges appliquées** : prises en compte selon les masses des véhicules lourds comme des camions chargés (~10000 Kg), avec répartition sur quatre roues, soit environ 2425N par roue sur le module.
- **Compatibilité avec un générateur compact** : nécessite un volume libre pour le montage latéral ou sous la plaque
- **Conditions d'environnement** : présence de poussière, d'humidité, de variations thermiques, vibrations et chocs répétés.

Ces dimensions ont été choisies dans un souci de faisabilité, de résistance mécanique et de compatibilité avec les éléments standards disponibles sur le marché local. Elles seront par la suite justifiées, validées ou ajustées à travers une étude détaillée des efforts internes et de la résistance des matériaux.

3.1 Plaque supérieure

- **Longueur** : 900mm correspond à un module standard de dos-d'âne en caoutchouc.
- **Largeur** : 500mm plus large que la roue pour assurer le déclenchement du mécanisme.
- **Épaisseur** : 8 à 10mm
- **Forme** : inclinée (~120°) pour un bon effet de ralentissement.
- **Justification** : compromis entre rigidité, poids et intégration urbaine, le même modèle approuvé par la direction des travaux publiques.



***Figure 11**: Modèle de ralentisseur approuvé par l'état.* [4]

3.2 Coulisseau

- **Dimensions** : 200 × 130mm (plus deux extrémités en forme +).
- **Épaisseur** : 50mm pour encastrer l'axe de bielle et renforcer la tenue.
- **Justification** : surface suffisante pour supporter le plateau et rester stable sans inclinaison, Épaisseur importante pour éviter les déformations dues aux chocs.

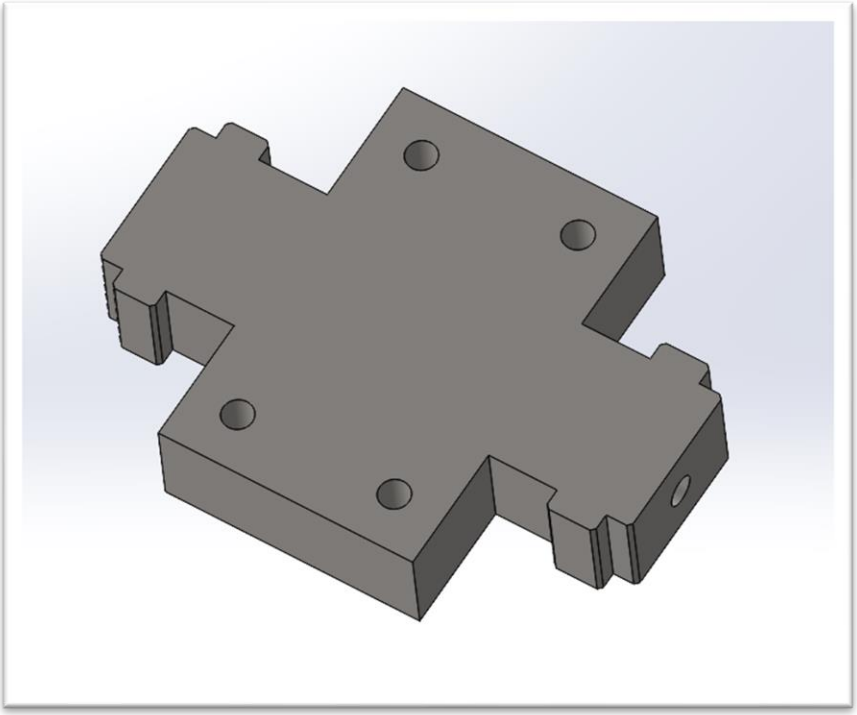


***Figure 12:** Modélisation du coulisseau*

3.3 Disque de manivelle

- **Diamètre** : 100mm. (Diamètre primitif de la roue denté)
- **Diamètre de l'axe** : 20mm lié avec le générateur à l'aide d'un accouplement.
- **Excentration (rayon arbre)** : 25mm pour obtenir 50mm de course verticale.
- **Épaisseur** : 30mm.
- **Justification** : une excentration de 25 mm produit une translation verticale de 5 cm. Le disque est volontairement surdimensionné pour permettre une rotation fluide, même à basse vitesse.

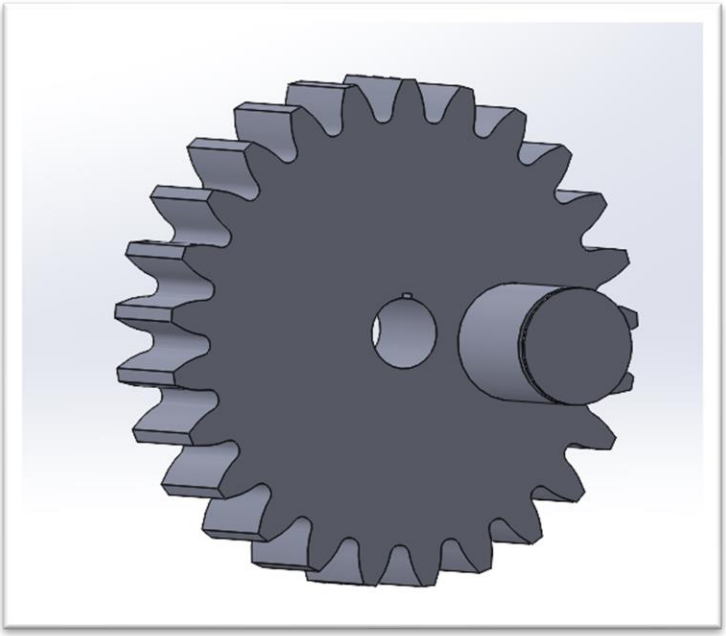


Figure 13: *Modélisation 3D de la manivelle*

3.4 Bielle

- **Longueur** : 140mm (entre les centres des trous dans les extrémités) pour créer un espace libre pour le montage du générateur.
- **Largeur** : 15mm.
- **Epaisseur :** 10mm.
- **Justification** : le ratio le plus commun est de 3r à 5r (r est le rayon excentré de la manivelle =25mm) [5], mais c'est définis comme 140mm pour gagner un espace vertical pour contenir le générateur et les pignions, aussi permet un mouvement fluide et régulier sans blocage, réduit les efforts latéraux.

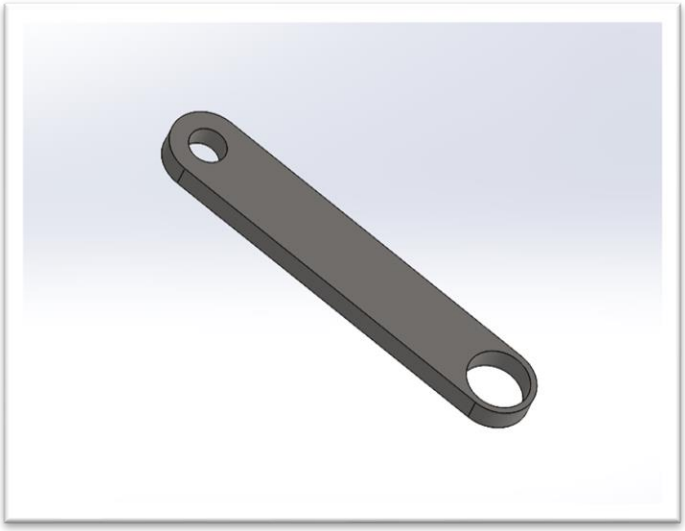


Figure 14: *Modélisation 3D de la bielle*

3.5 Châssis support (plaques de fixation)

- **Matériau** : Tôles ou profilés acier avec un épaisseur de 20mm.
- **Forme** : cadre rectangulaire renforcé avec supports d'axe intégrés.
- **Justification** : assurer rigidité, stabilité, et protection du système interne.

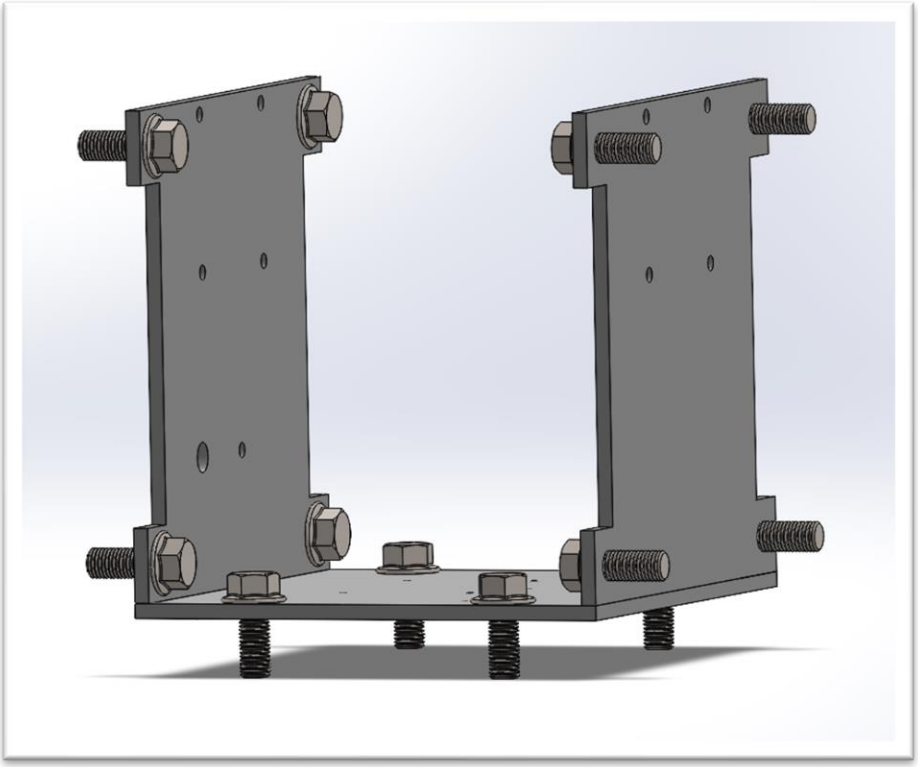


Figure 15: *Modélisation 3D du châssis support*

3.6 Guides latéraux en forme U

- **Dimensions** : 180 sur 65mm et 180 sur 85mm
- **Forme Intérieure** : même empreinte des extrémités du coulisseau.
- **Justification** : espace intérieure pour loger une extrémité du coulisseau d'un côté, et l'autre extrémité du coulisseau + la bielle de l'autre côté.

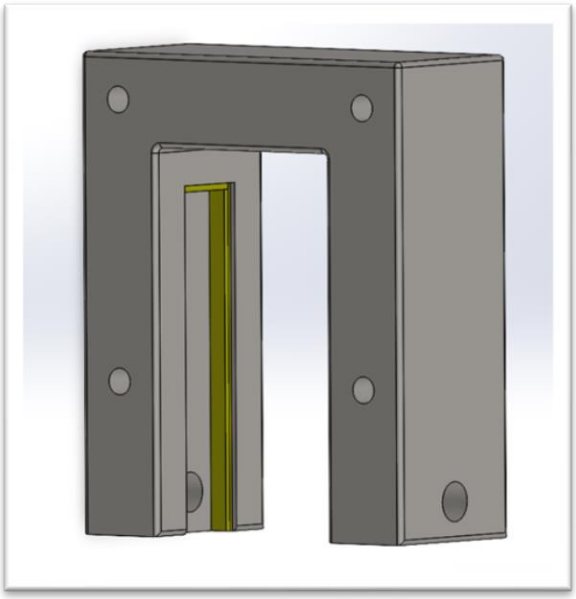


Figure 16: *Modélisation 3D des guides latéraux U*

3.7 Tiges de guidage

- **Diamètre** : 15mm.
- **Longueur utile** : 250mm.
- **Justification** : relier la plaque supérieure avec le coulisseau.

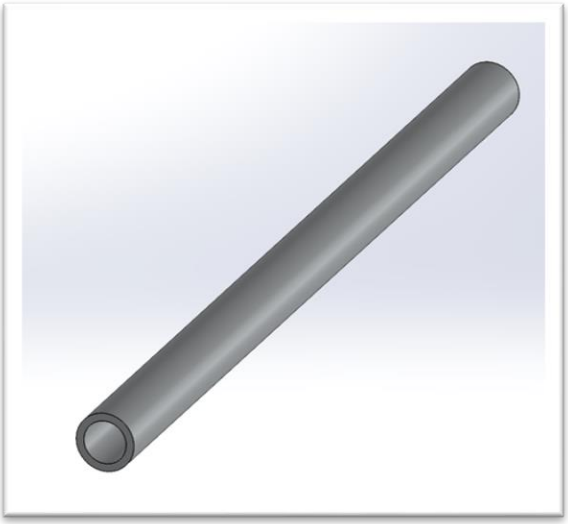


Figure 17: *Modélisation 3D des tiges de guidages*

3.8 Rails de glissement dans le système de guidage

Afin de garantir un glissement fluide, stable et contrôlé du coulisseau à l'intérieur du guide en forme de U, des rails de glissement avec billes ont été intégrées sur les faces internes du profil. Ces éléments jouent un rôle essentiel dans la réduction des frottements, la stabilité latérale du coulisseau et la préservation des surfaces de contact.

Ces plaques, parfois appelées semelles de guidage ou plaques d'usure, sont fixées dans le logement du U et maintiennent un contact constant avec les flancs du coulisseau. Elles remplissent plusieurs fonctions mécaniques :

- Guider le coulisseau avec précision sans jeu latéral excessif,

- Réduire les contraintes de frottement entre deux pièces métalliques,

- Limiter l'usure et protéger les composants contre les déformations locales,

- Absorber certaines irrégularités de mouvement ou désalignements dus aux conditions réelles d'utilisation.

L'utilisation de plaques de glissement avec billes assure non seulement un bon fonctionnement mécanique, mais contribue aussi à la durabilité générale du système, à la réduction du bruit et à la performance énergétique souple en limitant les pertes par frottement.



Figure 18: *Rails de glissement à billes*

3.9 Choix de la structure d'encastrement souterraine en forme de T

Il est essentiel de définir la forme globale de la structure souterraine dans laquelle les différents éléments seront intégrés. Le système proposé repose sur une cavité en forme de T, creusée sous le dos-d'âne traditionnel, servant de base d'installation à l'ensemble des modules mécaniques, ressorts, butées et dispositifs de transmission.

Ce choix de forme structurelle repose sur plusieurs considérations techniques :

- La branche verticale du T permet d'aligner verticalement les éléments de transmission (plaque, coulisseau, bielle, disque, axe) tout en conservant une hauteur d'enfouissement raisonnable.

- Les bras latéraux horizontaux offrent l'espace nécessaire à l'intégration de composants périphériques, tels que les ressorts de rappel et les butées de sécurité latérales, tout en assurant leur accessibilité pour l'entretien.

- La forme en T assure une répartition équilibrée des efforts mécaniques et facilite la modularisation du système en unités indépendantes sur toute la largeur de la voie.

Ce volume est donc choisi pour optimiser l'intégration, la maintenance, la protection des pièces, et garantir une compatibilité avec les contraintes routières et urbaines.

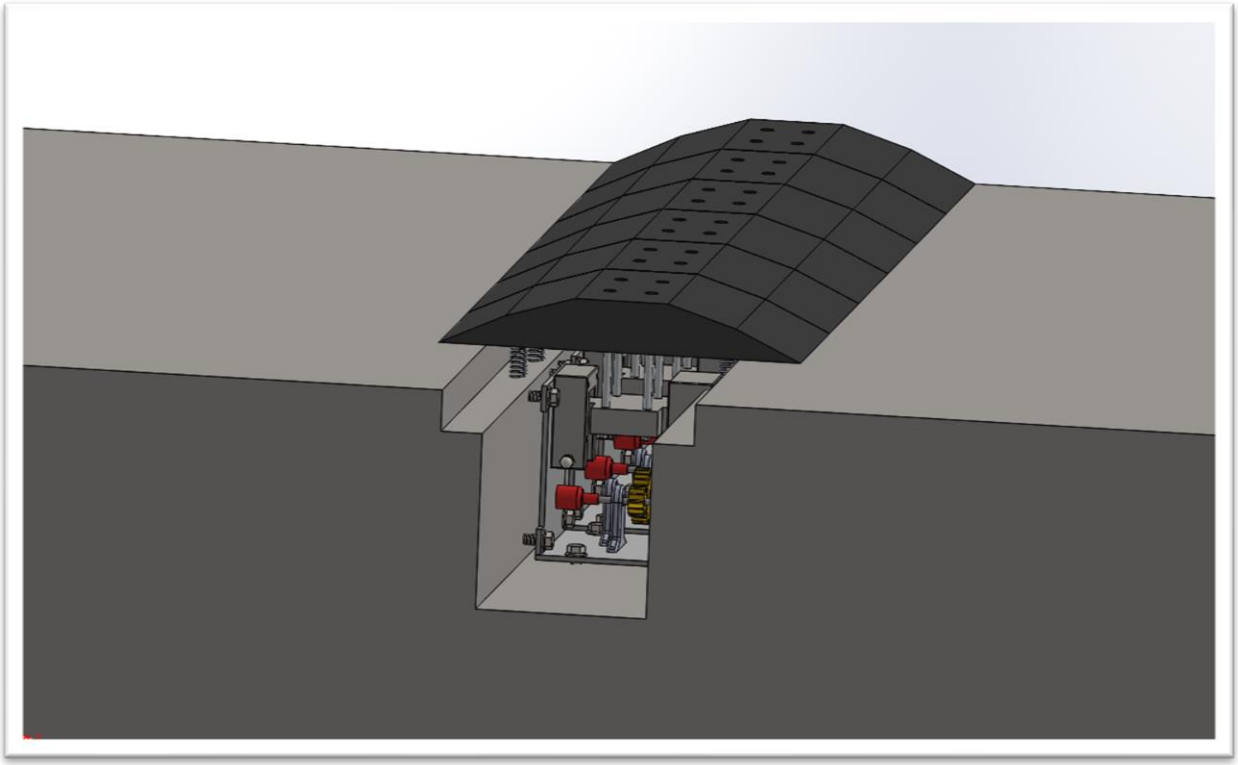


Figure 19: *Modélisation 3D du système sous-chaussée de forme T*

3.10 Dimensions principales de la cavité structurelle

Après avoir justifié la forme en T de la structure d'encastrement, il est nécessaire de définir les dimensions principales de cette cavité afin d'assurer :

- l'intégration complète des composants mécaniques (bielle, disque, générateur, ressorts, butées),
- un mouvement fluide sans collision entre les pièces mobiles,
- une faisabilité d'enfouissement réaliste sur la voie publique,
- une répartition rationnelle des volumes latéraux et centraux.

Le dimensionnement proposé est réalisé à partir des courses fonctionnelles attendues, des espaces nécessaires au débattement des pièces, et des dimensions des composants déjà modélisés dans la CAO.

• **Hauteur totale (profondeur d'enfouissement) :** La plaque mobile descend d'un maximum de 50mm. En ajoutant l'épaisseur du coulisseau (50mm), l'espace de débattement de la bielle, le système d'engrenage (110mm), le générateur (80mm), les paliers de guidage (50mm) et une marge de sécurité, la hauteur totale est estimée entre 300 mm et 350mm.

• **Largeur de la branche verticale (zone centrale) :** Cette largeur est liée au diamètre du disque de manivelle (jusqu'à 110mm), au débattement de la bielle, le système de transmission par engrenages, et à un jeu fonctionnel. Largeur recommandée par module : 300 à 350mm.

• **Largeur des bras latéraux du T :** Les bras doivent accueillir une portion de la plaque supérieure, les ressorts (~50mm de diamètre), les butées (~60mm), et leurs fixations. Largeur recommandée : 80 à 100mm chacun.

• **Hauteur des bras latéraux du T :** Les bras doivent accueillir les ressorts en repos (80mm) et les butées en même temps (32 à 35mm), Hauteur recommandé : 80mm.

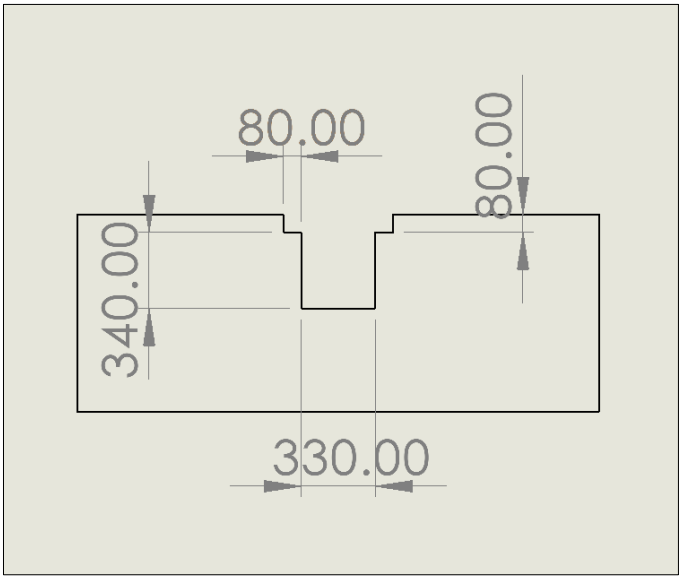


Figure 20: *Dimensionnement de la cavité sous-terraine*

4 Étude du système d'amplification de vitesse

Dans notre système, la rotation de la manivelle seule ne permet pas d'atteindre la vitesse de rotation optimale requise par le générateur pour produire efficacement de l'électricité. Pour cette raison, il est nécessaire d'incorporer un système d'engrenage amplificateur.

Ce mécanisme permet d'augmenter la vitesse de rotation en sortie à partir d'une vitesse plus faible en entrée, en choisissant une denture droite, tout en adaptant le couple. Le choix d'un rapport de transmission adéquat permet d'assurer une performance optimale du générateur, tout en respectant les contraintes mécaniques du système.

4.1 Choix du rapport de transmission

Le rapport de transmission i est défini comme le rapport entre la vitesse angulaire de la manivelle ω1 et la vitesse angulaire souhaitée sur l'axe du générateur ω2 :

$$i = \frac{\omega 1}{\omega 2} = \frac{Z2}{Z1}$$

Où Z1 et Z2 sont respectivement le nombre de dents de l'engrenage menant (pignon) et mené (roue).

Dans notre cas, la vitesse de rotation du générateur doit être adaptée pour atteindre une plage optimale de production électrique (généralement plusieurs centaines à quelques milliers de tours par minute), tandis que la manivelle, entraînée par la déformation du dos-d'âne, tourne à basse vitesse (250 tr/min). Le rapport de transmission doit donc être élevé (1:4).

Hypothèses physiques et cinématiques

- Masse de véhicule ≈ 10000 kg, soit 2500 kg par roue (cas d'une roue passant sur un module)

- Force verticale transmise : 30 % du poids d'une roue (à justifier après).

- Vitesse moyenne des véhicules sur un dos-d'âne : 15 km/h ≈ 4.17 m/s

- Longueur du module : 0.5 m

Temps d'activation du mécanisme (descente + retour ressort) :

Un véhicule à 15 km/h = 4.18 m/s

Un module de 0.5 m est activé durant :

$$t = \frac{0.5}{4.18} \approx 0.12\ s$$

- Vitesse de rotation de la manivelle : 1 tour en 0.24s alors environ 250 tr/min ça fait une vitesse angulaire de ω1 ≈ 26.18rad/s

NB : la plaque ne bouge pas instantanément : la compression + décompression complète, avec temps de réponse mécanique + ressort, peut prendre jusqu'à 1s (mouvement complet de la bielle-manivelle aller-retour)

Pour un moteur qui a une vitesse nominale de 1000 tours/min il faut utiliser un rapport de 1:4

4.2 Calcule du module :

Le module mm caractérise la taille des dents des engrenages et s'exprime en millimètres. Il est défini par :

$$m = \frac{d}{Z}$$

Où d est le diamètre primitif de l'engrenage et Z le nombre de dents.

Selon les normes de conception des engrenages à denture droite avec un angle de pression de 20°, le nombre minimal de dents pour éviter le phénomène de débourrage est de Z=17 [6], alors pour assurer une bonne résistance mécanique, on va choisir un nombre de dents pour la roue guidant de Z=24, de cela on peut calculer le module comme :

$$m = \frac{d}{Z} = \frac{100}{24} = 4mm$$

L'effort tangentiel transmis sur les dents de l'engrenage est calculé à partir du couple transmis :

On calcule pour un cas extrême de passage de camion lourd de 10 tonnes, en supposant que la charge est repartie également sur les roues du camion (/4) et que 30% de ce poids est transmis comme force (à justifier après) :

Force verticale transmise à la plaque supérieure :

$$F = 30\,\% \times (\frac{10000}{4} \times 9.81) \approx 7357.5\,N$$

Couple transmis :

$$C = F \times r = 7357.5 \times 0.025 = 183.94\,Nm$$

Avec :

r : rayon de l'axe excentré du centre de la manivelle.

Alors la force tangentielle transmis est :

$$Ft = \frac{2C}{d} = \frac{2 \times 183.94}{0.1} = 3678.8\,N$$

Avec :

Ft : effort tangentiel sur la dent (N)

C : couple transmis par l'engrenage (N·m)

d : diamètre primitif de l'engrenage (m)

4.3 Vérification de la résistance des dents

Pour vérifier la résistance des dents, on utilise la formule de la contrainte de flexion selon la méthode de Lewis :

$$\sigma = \frac{Ft}{b.m.y}$$

où :

σ : contrainte sur la dent (Pa)

b : largeur de la denture (m) en général de 8 à 12 du module

m : module (m)

y : facteur de forme de la dent (en fonction du nombre de dents environ 0.28 pour Z=24)

La contrainte calculée doit être inférieure à la limite élastique du matériau utilisé, en tenant compte d'un coefficient de sécurité Sf (souvent entre 2 et 4).

Si on prend :

$$b = 8.5 \times m = 8.5 \times 4 = 28mm$$

Alors :

$$\sigma = \frac{Ft}{b.m.y} = \frac{3678.8}{28 \times 4 \times 0.28} 117.3\ MPa$$

Même en tenant compte d'un coefficient de sécurité Sf=2 cette contrainte reste inférieure à la limite élastique d'un acier courant (≈ 250 MPa), ce qui confirme la résistance des dents à la flexion.

Pour la préservation de l'espace notamment petit dans le système et pour réduire les couts, deux étages d'engrenages ont été proposée comme suivant :

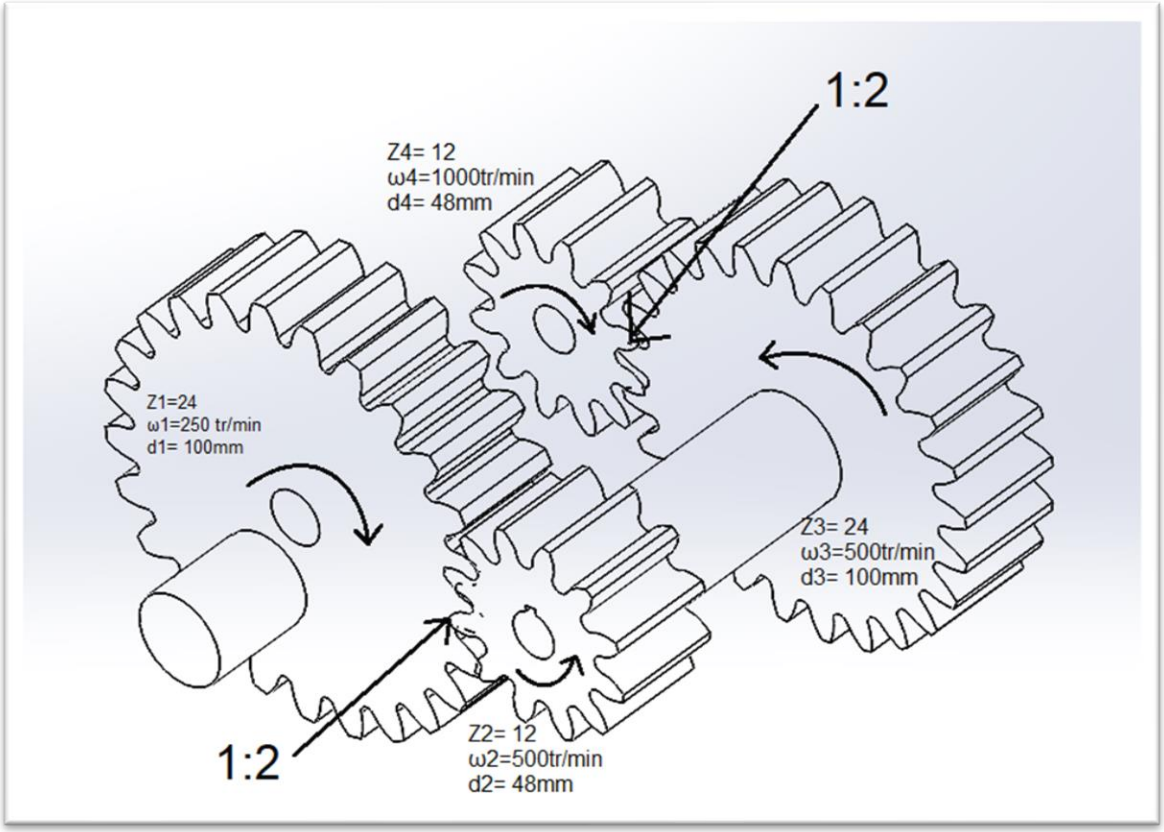


Figure 21: *Rapport de transmission des engrenages conçues*

Un rapport 1:2 Roue manivelle denté → Petite roue doublé
Un rapport 1:2 Grande roue doublé → Petite roue de sortie
Rapport totale 1:4

Notant que lorsqu'un réducteur ou multiplicateur de vitesse augmente la vitesse de rotation, le couple transmis diminue proportionnellement.

Dans notre cas, avec un rapport de transmission de 1:4, la vitesse de sortie est multipliée par 4, ce qui implique une division du couple par 4, alors

Si d1 est soumis à 183.94 alors d2 et d3 sont soumis à 91.97 N.m et d4 à 45.98 N.m, tous les roues dentées ont le même module et la même largeur de denture alors ils peuvent tous résister à la force maximale de 183.94N.m et bien sûr chaqu'une au couple transmis à elle.

4.4 Conclusion

L'ensemble des engrenages dimensionnés dans ce système est capable de transmettre les efforts générés par le couple maximal de 184 N·m sans dépasser la contrainte admissible du matériau. Le choix d'un module de 4 mm et d'une largeur de denture de 30 mm offre un bon compromis entre encombrement, robustesse, et fabrication standard. Ces dimensions garantissent également une bonne durée de vie des engrenages dans un contexte de fonctionnement intermittent, tout en prenant en compte un rendement globale des engrenages de 90%.

5 Étude du système de retour

Lorsqu'un véhicule roule sur la plaque supérieure du dos-d'âne, celle-ci est momentanément enfoncée par l'action de la force verticale exercée par la roue. Une fois le véhicule passé, il est impératif que la plaque remonte immédiatement à sa position initiale, afin de réarmer le système en vue du prochain passage. Cette remontée est assurée par un système de rappel mécanique, conçu pour fonctionner sans assistance électrique.

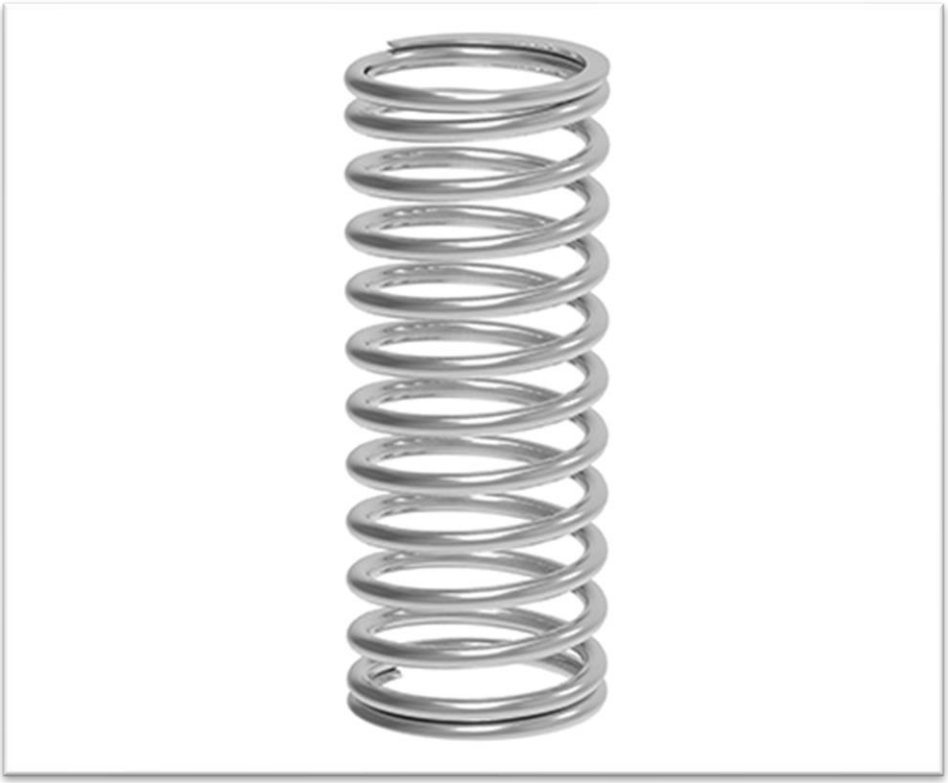


Figure 22: *Ressort de compression simple*

5.1 Fonction du ressort dans le système

Le ressort utilisé dans ce système joue le rôle de système de rappel, Mais il aussi supporte une portion du poids du véhicule, et il n'amortit pas les chocs,

Sa mission principale est de fournir une force suffisante pour ramener la plaque supérieure à sa position initiale une fois relâchée. Ce retour doit être rapide, fluide et silencieux, sans causer de rebond ni gêner la mécanique du système, mais il a aussi un rôle complémentaire de définir le poids ou la force minimal pour déclencher le mécanisme complétement ce qui dépend à son raideur.

5.2 Intégration du système de rappel dans la structure

La structure de réception du mécanisme est conçue selon une forme en T :

- **La partie verticale centrale** contient les composants principaux : plaque, coulisseau, bielle et disque de manivelle.
- **Les deux prolongements latéraux** (bras du T) accueillent les ressorts de rappel. Cette disposition symétrique permet une distribution équilibrée des forces de rappel et simplifie l'entretien.

Dans le cas présent, pour mieux stabiliser le système, quatre ressorts (ou plus) sont utilisés, soit deux ressorts (ou plus) par côté. Ils sont placés verticalement et guidés à l'intérieur de puits cylindriques pour éviter toute déformation latérale (flambage) pendant leur compression.

5.3 Spécifications mécaniques du ressort

Pour que le système de rappel soit efficace, chaque ressort doit satisfaire aux critères suivants :

1. Capacité à compenser la charge moyenne de fonctionnement

On estime que la force verticale transmise par la plaque au moment du passage d'un véhicule est de l'ordre de :

$$F_{totale} = 1500\,N$$

Cette force est répartie entre les quatre ressorts, soit :

$$F_{ressort} = \frac{1500}{4} = 375\,N$$

2. Déplacement de travail exigé

La plaque mobile a une course verticale maximale de 50 mm, ce qui signifie que le ressort doit pouvoir se comprimer de 50 mm sans atteindre sa butée ni déformer son comportement. Il est donc recommandé que la longueur libre du ressort soit supérieure à cette course. Une valeur raisonnable est comprise entre :

$$L_{libre} = 80\,mm \text{ à } 100$$

3. Raideur cible théorique du ressort

Pour assurer un retour efficace, la constante de raideur k de chaque ressort est donnée par la loi de Hooke :

$$k = \frac{F}{\Delta x}$$

En remplaçant :

$$k = \frac{375\,N}{0.05\,m} = 7500\,N/m$$

4. Plage de tolérance admise

En raison des imprécisions de fabrication et des variations dynamiques, une tolérance raisonnable de ±10 % est considérée acceptable :

$$6750\,N/m \leq k \leq 8250\,N/m$$

5.4 Vérification géométrique de la raideur par formule théorique

Il est possible de vérifier la validité d'un ressort en utilisant la formule analytique de la raideur d'un ressort hélicoïdal cylindrique :

$$K = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

Avec :

- G=80×10^9 Pa (module de cisaillement pour acier à ressort)
- d=0.005 m (diamètre du fil = 5 mm)
- D=0.045 m (diamètre moyen du ressort = 45 mm)
- n=6 (nombre de spires actives)

Calcul :

$$K = \frac{80\ \times 10^9 \cdot 0.005^4}{8 \times 0.045^3 \times 9} \approx 7620\,N/m$$

Cette valeur est proche de la valeur cible définie précédemment et peut être utilisée comme point de départ pour la conception du ressort.
Si nécessaire, le diamètre du fil ou le nombre de spires pourra être ajusté pour atteindre la raideur exacte souhaitée.

5.5 Estimation de la force minimale pour activer le mécanisme

Le système étudié repose sur quatre ressorts de raideur k = 3000 N/m chacun, placés aux coins de la plaque supérieure. Lorsque cette dernière est sollicitée par le passage d'un véhicule, elle s'enfonce verticalement, comprimant les ressorts. La course de référence définie dans la conception est de 5 cm (0.05 m), un calcul inverse de celui précèdent nous permet d'estimer une valeur minimale efficace pour activer le mécanisme et ensuite générer de l'énergie.

La force totale nécessaire pour atteindre cette course est donnée par :

$$F_{total} = n_{ressort} \times k \times x = 4 \times 7620 \times 0.05 = 1524\,N$$

En supposant une gravité terrestre standard (g = 9.81 m/s²), cette force correspond à une masse d'environ :

$$m = \frac{F}{g} = \frac{1524}{9.81} \approx 155.2\, kg$$

Autrement dit, il faut environ 155 kg appliqués sur la plaque pour activer complètement le système de récupération à sa course maximale.

Cependant, le système peut également réagir à des masses plus faibles, de manière partielle. Par exemple, un poids de 30 kg entraînerait une compression de :

$$x = \frac{F}{n_{ressort} \times k} = \left(\frac{80 \times 9.81}{4 \times 7620}\right) \approx 0.0257\, m = 2.57\, cm$$

Ce comportement progressif permet une activation proportionnelle selon la charge, tout en assurant une réponse complète à partir d'environ 150 kg. Cela valide l'utilisation du système dans un contexte urbain incluant des piétons, des motos, et parfois même si des bicyclettes.

Remarque très importante :

Les masses qui ne peuvent pas entrainer une compression maximale (5cm) sont considérées dangereuses pour le système car elles font tourner la manivelle moins d'une semi-rotation complète, cette semi rotation amène à tourner la manivelle en sens inverse lorsque les ressorts repoussent la plaque supérieure, ce qui peut endommager le générateur, mais une solution électrique qui peut être mise en œuvre pour éviter ces dommages serait proposée dans le prochain chapitre.

6 Étude des limiteurs

Dans tout système mécanique en mouvement, et particulièrement ceux soumis à des sollicitations dynamiques répétées comme le dos-d'âne générateur d'énergie, il est crucial d'intégrer des dispositifs limitant les déplacements extrêmes des pièces mobiles. Ces dispositifs, appelés limiteurs de course ou butées mécaniques, ont pour rôle de protéger le système contre :

- Une sur compression des ressorts au-delà de leur limite élastique,
- Une descente excessive de la plaque mobile, pouvant endommager le mécanisme interne,
- Des déformations permanentes causées par des charges exceptionnellement élevées (ex. : passage de poids lourds non prévus),

Ces butées n'agissent que lorsque la course de compression dépasse la valeur nominale prévue (50 mm). En fonctionnement normal (voitures, motos), elles ne sont pas sollicitées.



Figure 23: *Butées de limitation de mouvement*

6.1 Principe de limitation

Le principe général d'un limiteur est de définir une course maximale autorisée pour la plaque mobile. Lorsque cette limite est atteinte, le mouvement est arrêté mécaniquement par un obstacle rigide conçu pour absorber l'impact sans dommage.

Le limiteur n'est pas censé entrer en jeu à chaque passage de véhicule. Il agit uniquement dans des cas extrêmes, comme un véhicule plus lourd que prévu ou une rupture de ressort.

6.2 Intégration dans la structure en T

La structure accueillant le mécanisme prend la forme d'un volume enterré en T où les bras horizontaux latéraux contiennent chacun deux butées latérales en caoutchouc dense, fixée de manière à recevoir l'impact uniquement en fin de course anormale. Cette disposition préserve le mécanisme central tout en répartissant les contraintes dans un volume dédié, hors du chemin de compression standard.

6.3 Spécifications de fonctionnement et positionnement

- La position des butées est choisie de façon à ce qu'elles n'entrent en contact qu'en cas de dépassement anormal de la course du système.
- La course maximale autorisée des ressorts est fixée à 50mm.
- Les butées sont donc positionnées à une distance de 52 à 55mm de la position haute de la plaque, une marge de sécurité de 2 à 5 mm est assurée avant que les butées ne soient sollicitées. Cette configuration garantit un fonctionnement normal sans frottement ni perte d'énergie, avec une intervention des butées uniquement en cas extrême.

6.4 Calcul de la raideur cible

Définition de la raideur k

La raideur k exprimée en N/m (newtons par mètre), représente la force nécessaire pour comprimer ou étirer un matériau d'une distance de 1 mètre, C'est ce qu'on appelle aussi la constante de raideur, comme dans la loi de Hooke :

$$F = k \times \Delta x$$

Données de départ et hypothèses de calcul

- **Force appliquée par butée** : Cas de passage d'une véhicule pesant 30 tonnes alors 7.5 tonnes par roue et alors 73575 N (en considérant 4 butées réparties symétriquement pour un effort total de 294300 N)
- **Course de compression effective** : 2 mm = 0.002 m (portion de course correspondant à la phase de contact avec la butée)
- **Module d'élasticité du caoutchouc :** pour un polyuréthane dense ou caoutchouc renforcé E= 5×10^7 Pa
- **Facteur de sécurité :** 2
- **Forme de la butée** : cylindre court comprimé axialement
- **Objectif** : obtenir une raideur k suffisante pour s'opposer à l'enfoncement à 2000 N sur 2mm, la butée doit être très dure, en caoutchouc très dense ou composite semi-rigide, la raideur doit être très élevée :

$$k \gg \frac{Fmax}{\Delta xbutée}$$

Alors, pour 73.575 KN sur 2 mm de course et Fs=2, il faut :

$$k = \frac{73575 \times 2}{0.002} = 73\,575\,000\,N/m$$

Ce niveau de raideur signifie que la butée agit comme un mur souple, non comme un ressort, Ensuite il faut déterminer les dimensions minimales d'une butée en caoutchouc :

6.5 Dimensionnement de la butée

On va faire un calcule inverse, on utilise la relation mécanique :

$$k = \frac{E \times A}{L} \Rightarrow A = \frac{k \times L}{E}$$

Où :

E est le module d'élasticité du matériau (Pa),
A est la surface d'appui (m^2),
L est la hauteur de la zone compressible (m).

Avec :
E = 5×10^7 Pa (polyuréthane dense ou caoutchouc renforcé),
k = 73 575 000 N/m,
L = 0.002 m,

On obtient :

$$A = \frac{73\,575\,000 \times 0.002}{5 \times 10^7}) = 0.0029\ m^2$$

Pour une butée de forme cylindrique, Si A est l'aire d'un cercle, alors pour trouver son rayon/diamètre on a :

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{0.0029}{3.14}} \approx 0.03\,m = 30\,mm$$
$$D = 2 \times r = 0.06\,m = 60\,mm$$

Pour la hauteur totale de la butée on a l'a choisi d'être la même que celle-ci de X_{min} du ressort (compressé) car ils reposent sur le même niveau et qu'il faut juste que H > Δx

Pour résumer :
- Course utile de la butée : Δx=2 à 5 mm

- Raideur cible : k=73 575 000 N/m

- Module d'élasticité du matériau : E=50 MPa

- Surface d'appui requise : A=0.0029 m^2

- Diamètre résultant (équivalent circulaire) : environ 60 mm

- Hauteur totale de la butée (non comprimée) : entre 32 mm et 35 mm

- Forme recommandée : cylindre plein, section circulaire avec une haute face légèrement bombée permettant de réduire les points de contact directs pour minimiser les frottements avec la plaque supérieure.

- Matériaux compatibles : Polyuréthane rigide, ou Caoutchouc EPDM renforcé

- Fixation : insérée dans un logement latéral, appui métallique au fond, possibilité de démontage pour rechange.

7 Étude de l'étanchéité

7.1 Importance de l'étanchéité dans un système encastré

Dans un système mécanique encastré en voirie, l'exposition constante aux éléments extérieurs (eau, poussière, boue, hydrocarbures) représente un risque important pour la durabilité, la fiabilité et la performance du mécanisme. L'étanchéité constitue donc une exigence essentielle pour éviter :

- la corrosion des composants métalliques,

- l'encrassement des pièces mobiles,

- la perte d'efficacité due au frottement ou au blocage,

- les courts-circuits au niveau du générateur.

Alors, nous allons viser à une étanchéité de standard IP65 = totalement étanche à la poussière + jets d'eau, un traitement étanche adapté permet de garantir le bon fonctionnement du système dans des conditions climatiques et environnementales variées.

7.2 Zones critiques à protéger

Plusieurs zones du système nécessitent une protection spécifique contre les infiltrations :
- Le logement du mécanisme interne (bielle, disque, manivelle),
- Le compartiment du générateur placé en fond de structure,
- Les guidages latéraux assurant le mouvement rectiligne du coulisseau.

Chaque zone présente des contraintes différentes : frottement, mouvement, vibration ou environnement clos, nécessitant des solutions ciblées.

7.3 Solutions proposées

- Installation d'un tissu souple et étanche entre la plaque supérieure et la chaussée. Ce tissu suit le mouvement vertical sans se déchirer, tout en empêchant l'entrée de l'eau.
- Aménagement d'une pente de drainage au bas de la structure pour permettre l'évacuation naturelle de l'eau infiltrée résiduelle, avec une intégration d'un clapet anti-retour.
- Couvrir les métaux exposés avec une peinture anti-oxydante ou les galvaniser.

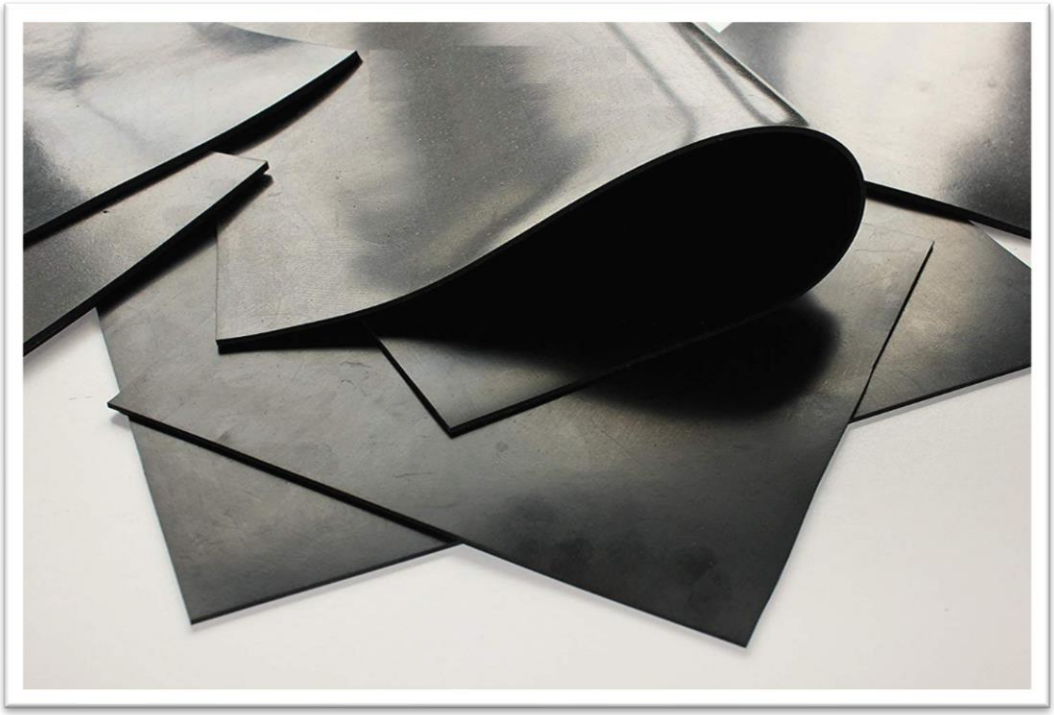


Figure 24: *Tissue flexible en Néoprène étanche*

7.4 Matériau utilisé

Le matériau choisis pour l'étanchéité doit présenter une bonne résistance aux agents extérieurs tout en supportant les mouvements répétitifs, Un tissu flexible fabriqué en Néoprène ou silicone renforcé, résistant à l'eau et à la déchirure, utilisé pour couvrir le contour du système, Ce matériau est choisi pour sa flexibilité, sa résistance aux intempéries, et sa facilité de montage grâce à la possibilité de lui couper et façonner selon les besoins et les formes désirées. Il accompagne le mouvement vertical de la plaque tout en empêchant l'infiltration de poussière ou d'eau, Ce traitement vise à maximiser la durée de vie du système tout en minimisant la fréquence des interventions de maintenance.

8 Comportement mécanique et efforts internes

Dans cette section, nous étudions en détail le comportement mécanique du système proposé, tous les calculs mécaniques sont adaptés à un scénario extrême, le passage d'un camion lourd de 10 tonnes, réparti sur quatre roues (soit 2500 kg par roue). L'objectif est de justifier les choix de conception en se basant sur une approche mécanique rigoureuse, incluant les définitions des efforts, les hypothèses de chargement, les équations fondamentales utilisées pour le dimensionnement, et une modélisation des transferts d'efforts à travers chaque composant critique du système.

8.1 Définitions et hypothèses de calcul

Avant d'aborder les efforts internes, il convient de rappeler les définitions suivantes :
- Effort de compression : force perpendiculaire appliquée sur une surface qui tend à raccourcir l'objet.
- Effort de traction : force qui tend à étirer un composant le long de son axe.
- Effort de cisaillement : force appliquée parallèlement à une surface, qui tend à glisser une partie du corps par rapport à une autre.
- Moment de torsion : couple appliqué à une pièce, provoquant une rotation autour de son axe.
- Fatigue : endommagement progressif d'un matériau soumis à des cycles répétés d'effort.

Les hypothèses suivantes sont adoptées pour les calculs :
- Poids moyen d'un véhicule léger : 10000 kg (2500 kg par roue)
- Accélération gravitationnelle : 9.81 m/s²
- Angle d'inclinaison de la bielle au maximum de la course : 45°
- Rayon de l'excentricité de la manivelle : 25mm
- Course verticale de la plaque : 50mm
- Taux de transfert effectif de l'effort vers le système : 30 %

8.2 Analyse des forces appliquées

Lorsqu'un véhicule roule sur la plaque, une partie de son poids est transmise verticalement, on considère ici uniquement la roue qui passe sur le module, la force verticale appliquée est :

$$F_{totale} = 2500\,kg \times 9.81\,m/s^2 = 24525\,N$$

Cependant, en pratique, la plaque n'absorbe pas 100 % de cette charge. Des pertes sont dues à plusieurs facteurs, Des études similaires montrent qu'environ 25 à 30% de l'effort est transféré vers un système mécanique encastré comme celui étudié (charge cinématique) [7], Cette hypothèse peut paraître conservatrice, mais elle repose sur des principes physiques solides et sur des résultats observés dans la littérature scientifique et industrielle.
En effet, lorsqu'un véhicule roule sur une surface, la charge appliquée par les roues est partiellement absorbée ou dissipée par plusieurs composants externes avant même d'atteindre le système :
- Les pneumatiques agissent comme des ressorts souples, absorbant une part significative de la déformation verticale ;
- Le bitume ou la surface routière elle-même présente une certaine flexibilité, surtout en environnement urbain chaud ;
- Les amortisseurs et suspensions du véhicule contribuent également à atténuer le choc transmis au sol ;
- Une portion de la force appliquée à la plaque supérieure diminue progressivement quand elle : passe par les ressorts, se transmis vers le coulisseau, et lorsqu'elle est converti en couple via le mécanisme bielle-manivelle ;
- La répartition dynamique de la masse varie selon la vitesse, l'angle d'attaque, le type de véhicule, et la symétrie du passage.

Dans notre cas spécifique, en supposant une interface souple entre la plaque supérieure et la roue (non rigide), avec des composants mécaniques conçus pour le mouvement vertical (ressorts, coulisseaux), un taux de 30 % est une estimation réaliste et prudente.

On prend donc :

$$F_{appliquée} = 30\,\% \times 24525 = 7357.5\,N$$

En pratique, cette hypothèse permet d'éviter une sous-estimation des contraintes tout en conservant une certaine marge de sécurité dans le dimensionnement structurel et dans la sélection des matériaux.

8.3 Répartition des efforts dans le système

La force verticale appliquée agit d'abord sur la plaque supérieure, puis est transmise successivement :
- au coulisseau,
- à la bielle (en compression ou traction selon le sens de mouvement),
- à l'axe excentrée du disque de manivelle (en cisaillement),
- à l'axe de manivelle (en rotation),
- puis au générateur (en rotation).

Chaque composant est dimensionné pour absorber sa part d'effort tout en conservant une sécurité mécanique suffisante (×2 ou plus). La bielle est soumise à un effort axial important, tandis que l'axe est dimensionné pour supporter le couple résultant. La structure guide le mouvement tout en limitant les déformations parasites (flexion, torsion latérale).

8.4 Calcul des efforts internes par composant

- Cisaillement dans l'axe excentrée de la manivelle :

Dit que c'est la pièce la plus soumis aux efforts on va calculer avec 100% de la force verticale transmise au système :

$$F = 2500 \times 9.81 = 24525.N$$

Couple transmis à l'axe (rayon d'excentricité r = 25mm) :

$$C = T = 24525 \times 0.025 = 613.125\,Nm$$

Contrainte de cisaillement admissible τ.adm du matériau 42CrMo4 acier après trempe et revenu avec 800 MPa de limite d'élasticité avec un facteur de sécurité de 2) :

$$\tau_{adm} = \frac{800}{(2 \times 2)} = 200\,MPa$$

Formule inversée utilisée :

$$d = [\frac{(16 \times T)}{(\pi \times \tau_{adm})}]^{\frac{1}{3}}$$

En remplaçant :

$$d = [\frac{(16 \times 613.125)}{(\pi \times 200 \times 10\text{^}6)}]^{\frac{1}{3}} \approx 24.99mm$$

Nous retenons donc un diamètre de 25mm pour l'axe de manivelle afin de garantir une marge de sécurité suffisante face aux charges dynamiques potentielles générées par les véhicules lourds.

- Compression/Traction sur la bielle :

La force transmise à la bielle est obtenue en projetant la force verticale transmise (30 % de la charge) sur l'axe incliné de la bielle au moment où l'angle est maximal (45°) :

$$F_{bielle} = \frac{7357.5}{cos(45°)} \approx 10\,405\,N$$

Le matériau retenu pour la bielle est un acier C45 traité, présentant une résistance à la traction de R_m = 370 MPa. En considérant un coefficient de sécurité de 2.5 adapté à la fatigue alternée, la contrainte admissible devient :

$$\sigma_{adm} = \frac{370}{2.5}\ 148\,MPa$$

La section minimale nécessaire est alors calculée par :

$$A_{min} = \frac{F_{bielle}}{\sigma_{adm}} = \frac{10\,405}{148} \approx 70.3\,mm^2$$

En supposant une section rectangulaire de type largeur = 2 × épaisseur, on obtient :

$$e = \sqrt{\frac{A_{min}}{2}} \approx 5.93mm$$
$$b = 2 \times e \approx 11.86mm$$

Ainsi, la bielle devra posséder une section d'au moins 12mm de largeur pour 6mm d'épaisseur. Ces dimensions sont à considérer comme valeurs minimales pour garantir la tenue en fatigue du composant sur le long terme, en tenant compte des tolérances de fabrication, des conditions d'assemblage, et des efforts dynamiques potentiels.

- Compression/Traction sur les tiges de guidages :

Le système étudié utilise quatre tiges verticales pour assurer la liaison rigide entre la plaque supérieure et le coulisseau. Ces tiges guident le mouvement vertical de la plaque tout en transmettant les efforts compressifs liés au passage du véhicule. Il est donc nécessaire de vérifier que ces éléments résistent à la fois à la compression directe et au risque de flambement.

Les caractéristiques géométriques des tiges sont les suivantes :
- Longueur : 255 mm
- Diamètre : 15 mm
- Type de liaison : articulée (vis + écrous aux extrémités)
- Nombre total : 4

La charge maximale transmise par une tige, en cas de passage d'un camion de 10 tonnes (2500 kg par roue), est de :

$$F_{tige} = 7357.5\,N\,/\,4 \approx 1839\,N$$

La contrainte réelle subie par chaque tige est donc :

$$\sigma_{réelle} = \frac{F}{A} = \frac{1839}{\frac{\pi \times (0.015)^2}{4}} \approx 10.4\,MPa$$

Pour vérifier la stabilité au flambement, la contrainte critique est calculée selon la formule d'Euler pour une tige articulée :

$$\sigma_{critique} = \left(\frac{\pi^2 \times E \times I}{Leff^2 \times A}\right)$$

Où :

- σ.critique : contrainte critique de flambement, au-delà de laquelle la tige devient instable (en Pa).
- π : constante mathématique, environ égale à 3.1416.
- E : module d'élasticité du matériau utilisé (ex. : 210 GPa pour l'acier).
- I : moment d'inertie de la section de la tige par rapport à son axe neutre (en m^4).
- Leff : longueur efficace de flambement, ici égale à la longueur réelle L car la tige est considérée articulée.
- A : aire de la section transversale de la tige (en m^2).

Si on calcule pour l'acier ordinaire (Acier S235 ou C45) :

$$\sigma_{critique} = \left(\frac{\pi^2 \times 210 \times 10^9 \times 2.49 \times 10^{-11}}{0.255^2 \times 1.77 \times 10^{-4}}\right) \approx 448\, MPa$$

Les résultats pour différents matériaux donnent :
- Acier (E = 210 GPa) : σ.critique ≈ 448 MPa
- Aluminium (E = 70 GPa) : σ.critique ≈ 149 MPa
- Inox (E = 190 GPa) : σ.critique ≈ 406 MPa

Dans tous les cas, la contrainte réelle (10.4 MPa) est très inférieure aux contraintes critiques. Aucun risque de flambement ou de déformation instable n'est observé. Les tiges peuvent donc être fabriquées en acier, inox ou aluminium selon les critères de coût, masse et facilité d'usinage.

- Cisaillement des vis de fixations latérales

Le système est fixé à sa structure d'appui par quatre vis latérales traversant des trous de 20 mm de diamètre disposés sur les plaques de fixation. Ces vis permettent d'assurer le maintien du mécanisme en absorbant les efforts verticaux transmis par la plaque supérieure lors du passage des véhicules.

La charge maximale appliquée par une roue de camion (7357.5 N) est répartie entre les quatre vis :

$$F_{par\ vis} = \frac{7357.5}{4} \approx 1839\, N$$

La surface de cisaillement de chaque vis est :

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times (0.02)^2}{4} \approx 314\, mm^2$$

La contrainte de cisaillement réelle devient :

$$\tau_{réelle} = \frac{F}{A} \approx \frac{1839}{314} \approx 5.85\ MPa$$

Cette contrainte est largement inférieure aux contraintes admissibles pour les matériaux standards :
- Acier 8.8 (τ.adm = 240 MPa) marge de sécurité ≈ 41
- Acier 10.9 (τ.adm = 360 MPa) marge de sécurité ≈ 61
- Inox A2 (τ.adm = 210 MPa) marge de sécurité ≈ 36

Le système utilise deux plaques de fixation latérales, chacune comportant 4 trous de 20 mm, soit un total de 8 vis de fixation. Cela signifie que la charge maximale transmise est répartie entre 8 vis au lieu de 4, réduisant la contrainte de cisaillement réelle à environ 5.85 / 2 ≈ 2.93 MPa par vis. Cette distribution double les marges de sécurité déjà très élevées présentées plus haut, ce qui confirme la robustesse du système même dans des conditions de chargement extrêmes.

On conclut que les vis de fixation latérales dimensionnées à 20 mm de diamètre sont très largement suffisantes pour résister aux efforts de cisaillement, et assurent une fixation sûre et durable du mécanisme à sa structure support.

8.5 Conséquences sur la fatigue et la durée de vie

Étant donné que le système est sollicité plusieurs milliers de fois par jour, les cycles répétés d'effort peuvent entraîner une fatigue notamment sur :
- la bielle (chargement axial cyclique),
- l'axe de manivelle (torsion répétée),
- les interfaces de glissement (coulisseau),
- les fixations (jeu, vibrations).

Un traitement thermique des pièces métalliques critiques et une lubrification appropriée permettent de prolonger significativement la durée de vie.

Chapitre III : Étude électrique

1 Définition et types de générateurs

Un générateur électrique est un dispositif permettant de convertir une énergie mécanique en énergie électrique. Dans le contexte des énergies renouvelables ou de récupération, il est utilisé pour exploiter une source d'énergie mécanique disponible (comme un mouvement rotatif ou linéaire) afin de produire un courant électrique utilisable.

Il existe deux grandes catégories de générateurs :
- Les générateurs à courant continu (DC) : ils produisent une tension et un courant constants dans une seule direction. Ils sont souvent basés sur des aimants permanents ou une excitation externe. On y trouve les dynamos DC, les moteurs DC réversibles, et certains générateurs à balais.
- Les générateurs à courant alternatif (AC) : ils produisent un courant périodique. Utilisés pour des applications plus puissantes comme les alternateurs, ils nécessitent souvent un système de redressement pour pouvoir charger une batterie.

Selon la technologie interne, on peut également distinguer :
- Les générateurs à aimants permanents (PM) : compacts, efficaces à basse vitesse, sans excitation externe.
- Les générateurs à balais (brushed) : simples, mais soumis à l'usure.
- Les générateurs sans balais (brushless ou BLDC) : rendement élevé et sans entretien, mais nécessitent une électronique de contrôle.

Le choix du générateur repose sur plusieurs critères essentiels :
- La compatibilité avec une vitesse de rotation relativement faible,
- Une capacité à produire une tension suffisante pour le stockage ou le redressement,
- Une disponibilité sur le marché local,
- Une simplicité d'intégration mécanique et électrique.

1.1 Dynamo DC à aimants permanents

Définition :

La dynamo à courant continu (DC) à aimants permanents est l'un des types de générateurs les plus utilisés dans les systèmes de récupération d'énergie à faible vitesse. Son fonctionnement repose sur la rotation d'un rotor à l'intérieur d'un stator équipé d'aimants permanents, ce qui induit une tension continue aux bornes du générateur.

Avantages :

- Il est capable de produire une tension même à basse vitesse, ce qui est essentiel compte tenu de la faible fréquence et vitesse de passage des véhicules.
- Il génère un courant continu directement exploitable pour le stockage dans des batteries.
- Il ne nécessite pas d'électronique complexe ou de redressement AC/DC, ce qui simplifie l'intégration électrique.
- Il est généralement compact, robuste, et nécessite peu d'entretien.

Inconvénients :

- Rendement énergétique faible à basse vitesse.
- Frottement mécanique interne élevé due aux pertes mécaniques importante.
- Faible capacité à encaisser des variations brutales.
- Pour atteindre une puissance utile, les dynamos doivent être plus grandes et plus lourdes qu'un moteur à aimants permanents ou un alternateur moderne.



Figure 25: *Dynamo à aimants permanents*

Les dynamos DC sont souvent utilisées dans des applications comme les bicyclettes, les petits systèmes d'énergie autonome, ou les dispositifs de récupération d'énergie embarquée. Elles sont bien adaptées à des conditions de fonctionnement intermittentes ou inversées, comme dans le cas d'un dos-d'âne où le mouvement de rotation peut varier selon le sens de passage des véhicules.

1.2 Moteur à courant continu à aimants permanents (PMDC)

Définition :

Un moteur DC à aimants permanents est un moteur à courant continu dans lequel le champ magnétique est généré par des aimants permanents fixés sur le stator. Lorsqu'il est entraîné mécaniquement, il fonctionne naturellement comme un générateur de courant continu [8].

Avantages :

- Tension de sortie proportionnelle à la vitesse de rotation.
- Simplicité d'utilisation : peut être utilisé comme générateur sans modification ni contrôleur.
- Compact et léger, idéal pour les projets embarqués ou intégrés.
- Coût réduit et facilement disponible sur le marché.
- Facile à redresser et stocker l'énergie générée.

Inconvénients :

- Sensible aux surcharges mécaniques (fort couple ou sur-vitesse).
- Moins performant à très haute vitesse ou couple faible.
- Durée de vie limitée par les balais et le collecteur (usure mécanique).



Figure 26: *Moteur DC à aimants permanents*

Ce type de générateur peut être une solution de remplacement économique ou de test, mais nécessite un contrôle plus rigoureux des conditions de fonctionnement pour assurer une production stable d'énergie.

1.3 Moteur pas à pas (Stepper motor)

Définition :

Un moteur pas à pas est un moteur synchrone à commande numérique qui tourne par incréments angulaires précis (ou "pas"). Utilisé en générateur, il produit une tension alternative par phases, proportionnelle à la vitesse de rotation.

Avantages :

- Très bonne génération à basse vitesse.
- Excellente précision de mouvement.
- Très robuste mécaniquement, sans balais ni collecteur.

Inconvénients :

- Tension de sortie multi-phases, nécessite un redressement complexe.
- Rendement moins stable à vitesse variable.
- Besoin de composants supplémentaires pour l'exploitation électrique.
- Couple de démarrage élevé requis pour l'entraîner.

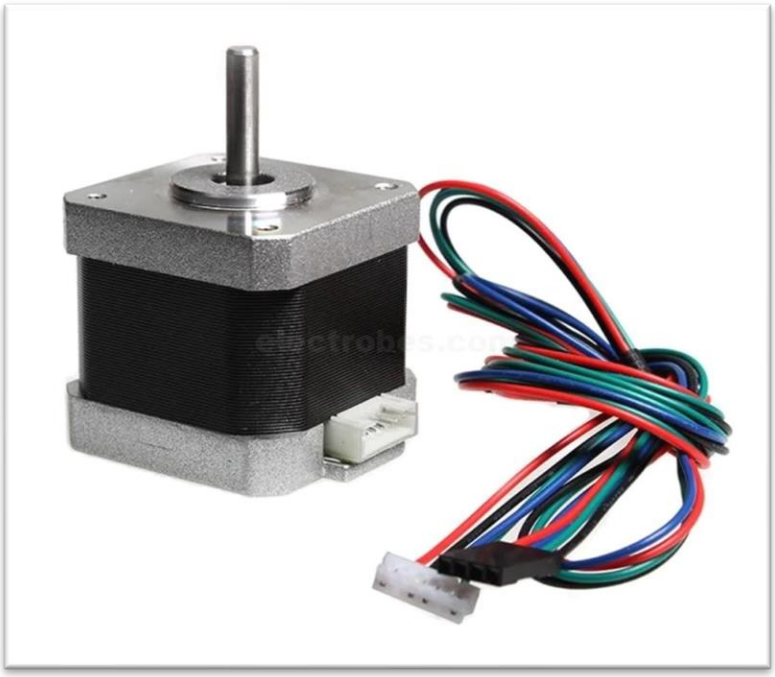


Figure 27: *Moteur pas à pas*

Dans un système comme le dos-d'âne générateur, le moteur BLDC peut représenter une solution performante pour des applications à rendement élevé ou dans des projets à grande échelle nécessitant une rotation rapide et continue. Toutefois, l'obligation de disposer d'un redressement triphasé et parfois d'un contrôleur électronique dédié constitue un frein, en particulier dans un contexte à budget restreint ou visant la simplicité de mise en œuvre.

1.4 Moteur brushless à courant continu (BLDC)

Définition :

Le moteur BLDC (Brushless DC) est un moteur sans balais, où la commutation est assurée électroniquement. En générateur, il produit une tension triphasée alternative, proportionnelle à la vitesse.

Avantages :

- Haut rendement énergétique, même à vitesse élevée.
- Silencieux, durable, sans entretien.
- Très bonne densité de puissance (léger mais puissant).
- Fonctionne bien à très haute vitesse, donc adapté aux systèmes amplifiés.

Inconvénients :

- Nécessite un redressement triphasé ou un contrôleur spécifique.
- Coût plus élevé que les autres types.
- Moins performant à basse vitesse sans électronique dédiée.
- Intégration électrique plus complexe.

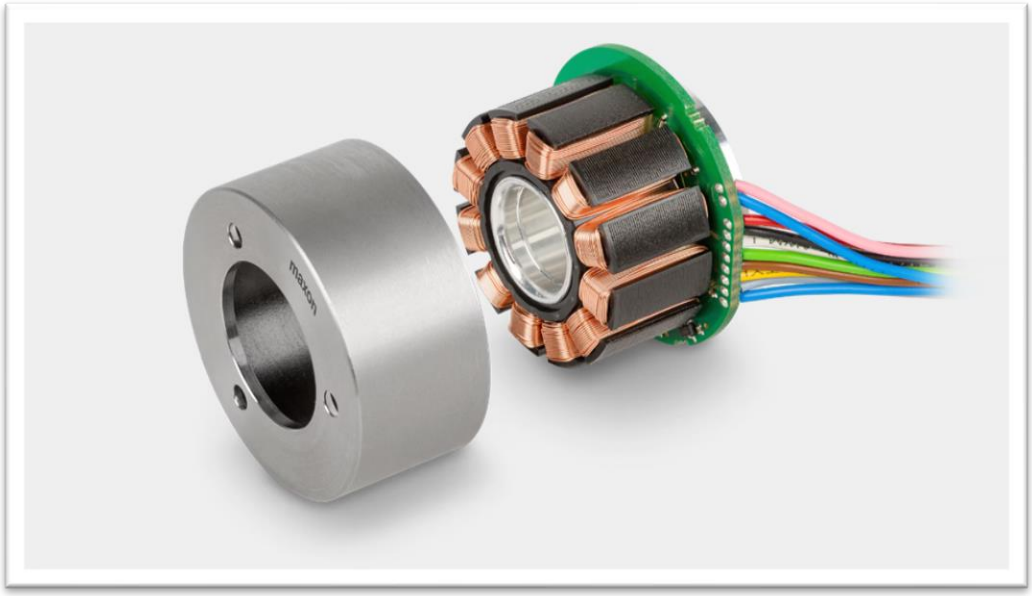


Figure 28: *Moteur DC brushless*

Dans un système comme le dos-d'âne générateur, le générateur BLDC pourrait être envisagé pour des versions optimisées à plus grande échelle, mais sa complexité peut être un frein dans un projet à budget limité.

2 Tableau comparatif des choix de moteurs potentiels

Table 3: *Comparaison entre les choix de moteurs*

Critère	Pas à pas	PMDC	BLDC	Dynamo DC
Type de tension générée	Alternative (multi-phases)	Continue	Alternative (triphasée)	Continue
Redressement	Complexe	Simple	Complexe	Simple
Rendement	Bon à basse vitesse	Moyen	Très bon à haute vitesse	Moyen
Complexité	Moyenne	Faible	Élevée	Faible
Coût	Moyen	Faible	Élevé	Faible
Intégration	Moyenne	Facile	Difficile sans contrôleur	Facile
Robustesse	Excellente	Moyenne (balais)	Excellente	Faible

3 Justification du choix final

Après avoir comparé les différentes options disponibles, le choix s'est porté sur un moteur DC à aimants permanents. Ce choix a été guidé par plusieurs considérations pratiques, économiques et techniques adaptées aux contraintes du projet.

Les principales raisons sont les suivantes :

- Le générateur DC produit directement un courant continu, ce qui évite l'utilisation d'un système de redressement complexe (pont de diodes ou convertisseur DC-AC).
- Il est capable de générer de la tension même à faible vitesse de rotation, ce qui correspond au régime de fonctionnement réel du mécanisme actionné par le passage des véhicules.
- Sa structure simple et robuste facilite l'intégration mécanique et la maintenance du système, surtout dans un environnement exposé aux vibrations et aux saletés.
- Il présente un bon compromis entre rendement énergétique, coût et disponibilité sur le marché local.

Contrairement aux générateurs BLDC qui nécessitent des circuits de redressement triphasés ou à des dynamos DC moins performants en récupération, le moteur DC répond efficacement aux besoins d'un système compact, autonome et peu coûteux. Ce choix est donc le plus adapté au contexte du projet et aux objectifs fixés en matière de récupération d'énergie urbaine.

4 Circuit de redressement et protection

Le générateur sélectionné dans ce projet est un moteur à courant continu (DC) à aimants permanents. Ce type de générateur produit directement un courant unidirectionnel proportionnel à la vitesse de rotation de son arbre. Cependant, ce courant peut présenter des fluctuations de tension et des risques de retour de courant si le générateur est à l'arrêt ou tourne dans le sens inverse. Il est donc nécessaire d'implémenter un circuit de protection simple permettant de sécuriser l'alimentation de la batterie.

4.1 Composants du circuit de protection

a. Diode de roue libre (anti-retour)

Une diode de puissance est placée entre la sortie du générateur et la batterie afin d'empêcher tout retour de courant vers le générateur. Ce composant protège également la batterie contre une éventuelle inversion de polarité.

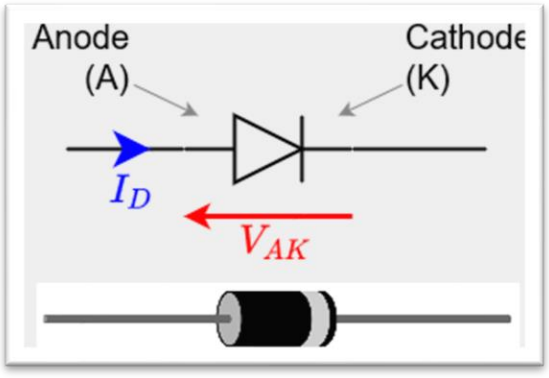


Figure 29: *Diode de roue libre (anti-retour)*

b. Condensateur de filtrage

Un condensateur électrolytique de capacité à environ 4700 µF peut être placé en parallèle à la sortie du générateur pour lisser les variations rapides de tension et filtrer les pics de tension produits par la génération mécanique. Cela permet de limiter les à-coups dans la charge et d'améliorer la stabilité de l'alimentation électrique.

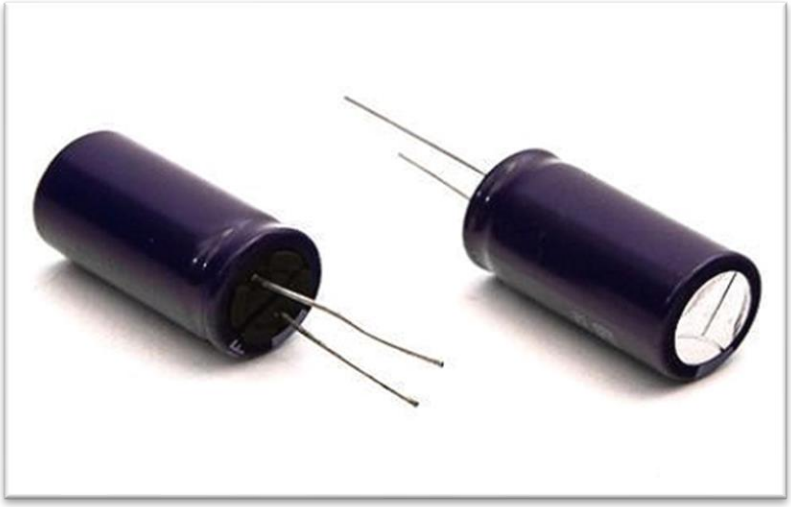


Figure 30: *Condensateur électrolytique*

c. Convertisseur DC-DC

Un convertisseur DC-DC est un circuit électronique qui convertit une source de courant continu (DC) d'un niveau de tension à un autre. Dans notre cas il faut que la tension varie de très faibles (5V par exemple) à la tension nominale du générateur (12V).



Figure 31: *Circuit DC-DC Buck Boost*

d. Régulateur de tension

Dans le cas où la tension de sortie du générateur dépasse la tension de charge recommandée pour la batterie, un régulateur de tension (par exemple LM317) peut être utilisé afin de protéger la batterie contre les surtensions.

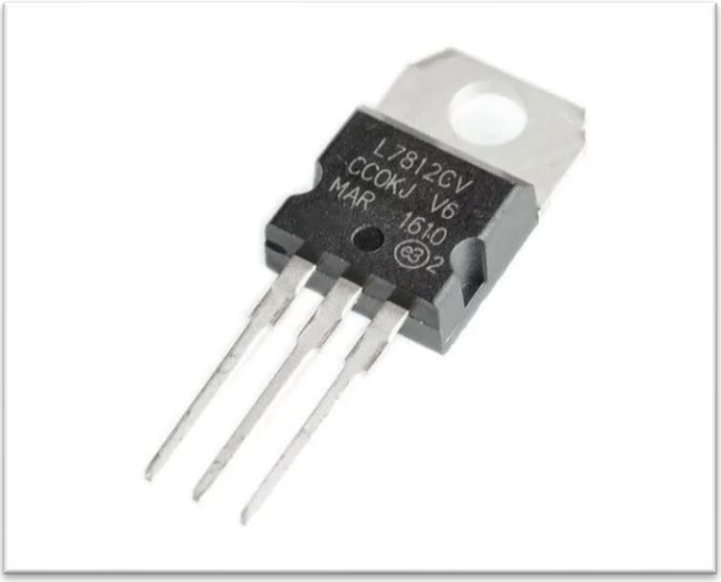


Figure 32: *Régulateur de tension Mosfet L7812*

e. Fusible ou disjoncteur

Un fusible ou disjoncteur est inséré en série avant la batterie pour assurer une protection contre les courts-circuits ou les surintensités accidentelles.



Figure 33: *Fusible*

4.2 Schéma fonctionnel simplifié

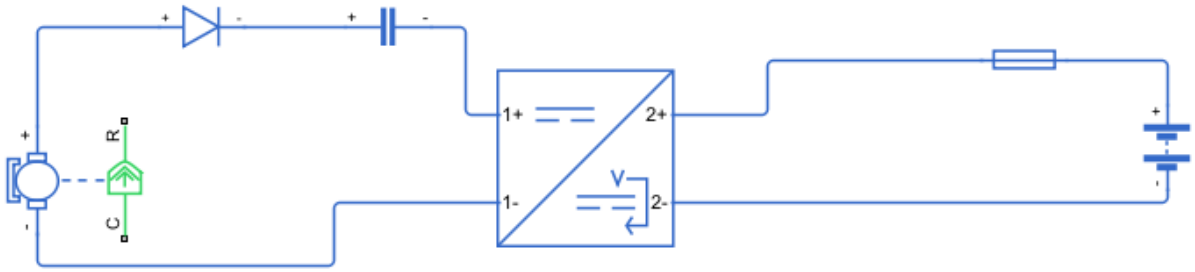


Figure 34: *Schéma électrique du circuit de redressement*

[Générateur DC] → [Diode de puissance] → [Condensateur] → [Convertisseur DC-DC] → [Régulateur de tension] → [Fusible] → [Batterie 12V]

4.3 Justification du circuit

Le circuit choisi reste simple et peu coûteux, en cohérence avec les objectifs économiques du projet. L'usage d'une diode de puissance (par exemple 1N5408, 3A 1000V) est suffisant pour bloquer les retours de courant. Le condensateur améliore la stabilité du système, et l'ajout d'un régulateur et d'un fusible complète la protection générale du stockage énergétique. Ce circuit minimaliste garantit la sécurité de la batterie sans recourir à une électronique complexe.

5 Détection de fonctionnement des générateurs

Dans un système de récupération d'énergie modulaire, il est essentiel de pouvoir vérifier que chaque générateur fonctionne correctement. Une méthode simple et efficace consiste à intégrer un dispositif de détection visuelle permettant de constater la production effective de courant.

5.1 Principe de fonctionnement

Le dispositif repose sur la détection du courant généré par chaque générateur individuel. Un LED témoin est inséré sur la ligne de sortie. Lorsque le générateur produit un courant ce LED s'allume. En absence de production de courant, la LED reste éteinte.

Cette solution de détection est économique, robuste et ne nécessite aucun microcontrôleur. Elle permet une vérification rapide de l'état de chaque module, ce qui est utile lors de l'installation, de la maintenance ou du diagnostic en cas de panne.

6 Système de stockage et gestion de l'énergie

L'énergie électrique produite par les générateurs n'est pas continue, car elle dépend du passage aléatoire des véhicules. Pour permettre une utilisation stable de cette énergie, notamment pour l'éclairage public encore la mise à disposition de prises de recharge pour téléphones portables dans les stations de bus ou autres espaces publics applications autonomes, il est nécessaire de la stocker temporairement. Le système repose donc sur l'utilisation de batteries adaptées au contexte urbain et modulaire.

6.1 Technologies de batteries disponibles

- Plusieurs technologies sont envisageables pour le stockage :

Batterie au plomb (AGM ou gel) :

Avantages : Faible coût, tolère les variations de tension, facilement disponible.

Inconvénients : Lourde, durée de vie réduite, auto-décharge plus rapide.

- **Batterie lithium (Li-ion ou LiFePO4) :**

Avantages : Longue durée de vie, bonne densité énergétique, tension stable.

Inconvénients : Coût plus élevé, nécessite un circuit de gestion.

6.2 Estimation de la capacité nécessaire

L'énergie produite quotidiennement est estimée à :

E ≈ 3 kWh jusqu'à 4 kWh = [3000 ; 4000 Wh]

Pour une tension de stockage de 12 V :

$$Capacité\ nécessaire\ (Ah) = \frac{E}{U} = 4000\ /\ 12\ \approx\ 333.5\ Ah$$

6.3 Justification du choix

Le choix s'est porté sur une batterie au lithium de 12V et 350 Ah, en raison de ses nombreux avantages techniques : meilleure densité énergétique, durée de vie plus élevée, rendement supérieur, et capacité à supporter un grand nombre de cycles de charge/décharge. Ce type de batterie est également plus compact et nécessite moins de maintenance qu'une batterie plomb-acide.



Figure 35: *Exemple de batterie 12V 300Ah.*

Ce choix assure un stockage fiable de l'énergie produite, tout en garantissant la flexibilité nécessaire pour répondre à plusieurs types d'usages en aval du système.

7 Calcul de la puissance et de l'énergie produite

Dans cette section, nous présentons une méthode réaliste de calcul de la puissance et de l'énergie produite par un système modulaire installé sous un dos-d'âne. Les calculs sont basés sur le comportement mécanique étudié et sur les caractéristiques du générateur sélectionné dans un scénario représentatif de trafic urbain sur 24 heures et des hypothèses dynamiques cohérentes.

7.1 Hypothèses et Formules utilisées

La puissance mécanique transmise à un générateur est donnée par la formule :

$$P = C \times \omega$$

où :
P : la puissance mécanique (en watts),
C : le couple (en newton-mètre),
ω : la vitesse angulaire (en radian/seconde).
La vitesse angulaire s'exprime par :

$$\omega = (2\pi \times N) / 60$$

avec N la vitesse de rotation en tours par minute (tr/min).

- Rendement mécanique global estimé (pertes frottements, guidage, bielle-manivelle, pertes joule…etc.) : η.méca = 75 %

- Rendement électrique estimé (perte stator-rotor, efficacité des circuits): η.éléc = 80 %

Puissance mécanique brute :

$$P_{mécanique} = C \times \omega$$

Application du rendement mécanique global :

$$P_{utilisable} = \eta_{méca} \times P_{méca}$$

Puissance électrique :

$$P_{éléctrique} = \eta_{éléctrique} \times P_{utilisable}$$

Pour une durée d'activation par passage de 0.5 s l'Énergie générée soit :

$$E = P_{éléc} \times t = P_{éléc} \times 0.5$$

Répartition statistique du trafic :

Le trafic est supposé composé de :
- 65 % de voitures moyennes (1300 kg, soit 325 kg par roue)
- 18 % de motos (300 kg avec passagère, soit 150 kg par roue)
- 12 % de camions et bus légers (4000kg, soit 1000kg par roue)
- 5 % de camions lourds ou bus chargés (approximativement 2500 kg par roue)

7.2 Comparaison de l'énergie produite selon le type de véhicule

L'énergie produite par le système varie selon le type de véhicule qui passe, en fonction de sa masse et de la force exercée sur le système. Le tableau suivant présente une comparaison théorique entre une moto, une voiture légère, et un camion lourd :

Table 4: *Énergie produite par type de véhicule passante*

Type de véhicule	Masse approximative (kg)	Force utile estimée (N)	Couple estimé (Nm)	Énergie par passage (J)
Moto	300	441.45	11.03	20.77
Voiture légère	1300	956.47	23.91	44.96
Camion léger	4000	2934	73.57	138.5
Camion lourd	10000	7357.5	183.93	346.26

Remarque : Ces valeurs sont basées sur une estimation de la force utile transmise à partir de 30 % du poids total par roue, avec un rendement global constant (≈ 70 %) et une vitesse de rotation moyenne adaptée. Elles permettent de comprendre la variation de performance selon la typologie du trafic routier.

7.3 Simulation horaire sur 24h

La simulation répartit le nombre de véhicules par minute selon des tranches horaires réalistes sur 24h. Pour chaque heure, on estime l'énergie produite par un module en prenant en compte le trafic, le type de véhicule, et l'énergie générée individuellement. Le total est ensuite extrapolé à une estimation de 15 modules, dont 8 très actifs (90% du temps) et 7 partiellement actifs (40%).

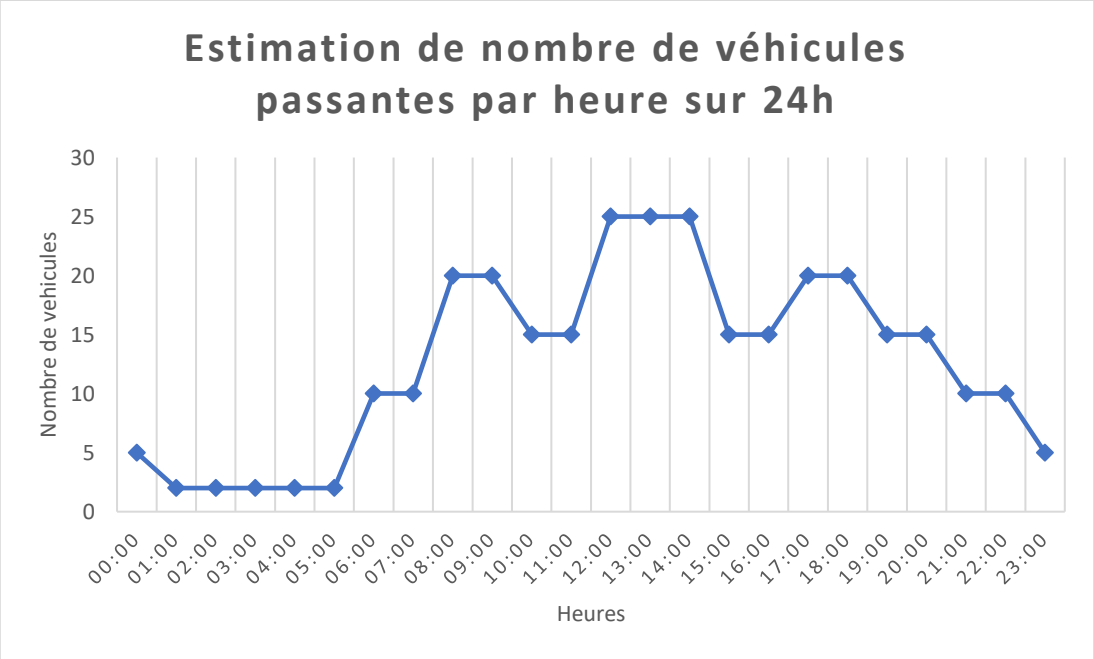


Figure 36: *Graph estimative des véhicules passante par un ralentisseur dans 24h*

Le graphique ci-dessus montre une estimation de l'évolution horaire des véhicules passantes par le ralentisseur, l'estimation de la production énergétique sur 24 heures pour les 15 modules est calculé comme suivant :

$$\boldsymbol{Energie\ total\ par\ jour} = N_{total} \times [\sum_{4}^{i=1} 4\ (pi \times (k \times mi \times g \times r \times \omega \times \eta \times t))] \times (8 \times 0{,}9 + 7 \times 0{,}4) \times \frac{1}{3600}$$

avec :

N.total : nombre total de véhicules par jour ;

pi : proportion de véhicules de type i (voiture, moto, camion) ;

mi : masse par roue pour chaque type de véhicule ;

g=9,81m/s^2 : accélération gravitationnelle ;

r=0,025m : rayon de la manivelle ;

ω=104,72rad/s : vitesse angulaire moyenne de rotation ;

η=0,6 : rendement global du système (mécanique + électrique) ;

t=0,12s : durée moyenne de sollicitation du mécanisme par passage ;

k=0,3 : coefficient de transmission verticale de la charge vers le mécanisme 30% ;

(8×0,9+7×0,4) = 10 : coefficient global représentant l'activité des 15 modules (8 très actifs à 90 %, 7 partiellement actifs à 40 %).

1/3600 : conversion du Joule en Watt heure.

Si on calcule pour les valeurs estimées précédemment on obtient **:**

$$\boldsymbol{Energie\ total\ par\ jour} = 16320 \times \left[0{,}65 \times \left(\frac{0{,}3 \times 325 \times 9{,}81 \times 0{,}025}{4} \times 104{,}72 \times 0{,}6 \times 0{,}12\right) + 0{,}18 \times \left(\frac{0{,}3 \times 150 \times 9{,}81 \times 0{,}025}{4} \times 104{,}72 \times 0{,}6 \times 0{,}12\right) + 0{,}12 \times \left(\frac{0{,}3 \times 1000 \times 9{,}81 \times 0{,}025}{4} \times 104{,}72 \times 0{,}6 \times 0{,}12\right) + 0{,}05 \times \left(\frac{0{,}3 \times 2500 \times 9{,}81 \times 0{,}025}{4} \times 104{,}72 \times 0{,}6 \times 0{,}12\right)\right] \times (8 \times 0{,}9 + 7 \times 0{,}4) \times \frac{1}{3600} \approx 3.035\ kwh$$

7.4 Vérification inverse du résultat :

Pour confirmer ces calcules on va utiliser une méthode de vérification ou on va calculer la puissance de sortie continue maximale pendant 24h et puis la comparer avec notre résultat :

Nous estimons la puissance mécanique et la puissance électrique de sortie maximales du générateur sous une activation constante idéale, admettons un rendement du système : η=0,6

Alors :

$$P_{électrique\ moy} = C.moy \times \omega \times \eta$$

Utilisons un couple de pointe raisonnable, on voit que la plupart des véhicules passantes sont des véhicules légers, ou on obtient généralement environ 23.91 Nm (avant division à cause de l'engrenage) :

$$C_{moy} \approx \frac{23.91}{4} \approx 5{,}97\ Nm$$

Alors :

$$P_{électrique\ moy} = 5.97 \times 104.72 \times 0.6 = 375.57\ \text{w}$$

On convertit cette valeur en énergie maximale quotidienne :

$$E_{\max par\ jour} = 375.57\ W \times 24\ h * 10\ modules\ actifs = 90{,}013\ kWh$$

Il s'agit du maximum théorique absolu, en supposant que le système génère sa pleine puissance 100 % du temps, ce qui est totalement irréaliste.

Supposons maintenant que le générateur ne soit actif que pendant une petite fraction de seconde, par exemple 0,12 seconde par véhicule, et uniquement au passage d'un véhicule.

D'après les statistiques on a 16 320 véhicules/jour où chaque véhicule active le système pendant 0,12 seconde.

Durée totale de production :

$$16\ 320 \times 0{,}12\ s = 3916.8s \approx 1.08\ h$$

Ainsi, au lieu de produire pendant 24 heures, notre générateur fonctionne en réalité environ 65 minutes par jour.

Alors l'énergie quotidienne réaliste (puissance maximale × temps réel) est :

$$E_{réaliste} = 375.57\ W \times 10 \times 1.08\ h \approx 4086.15\ kWh/jour$$

Avec plusieurs types et des nombres de véhicules totale différents en prenant une tolérance de 25% on peut dire que les résultats obtenus sont très raisonnables.

Chapitre IV : La réalisation

1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la phase de concrétisation du projet. Après avoir mené une étude approfondie des aspects mécaniques et électriques du système, il s'agit ici de présenter la manière dont les différentes composantes du dos-d'âne générateur d'électricité ont été conçues, modélisées, fabriquées et assemblées.

Nous détaillerons dans un premier temps la modélisation assistée par ordinateur (CAO) de l'ensemble du système ainsi que de ses sous-ensembles, réalisée principalement à l'aide du logiciel SolidWorks. Ensuite, nous présenterons les étapes de fabrication des différents éléments, en mettant en évidence les choix techniques, les matériaux utilisés, et les procédés mis en œuvre.

La suite du chapitre traitera de l'intégration du système de génération électrique, incluant le montage du générateur, la transmission mécanique du mouvement, ainsi que les composants assurant le redressement et la sécurité du circuit.

Enfin, une section sera dédiée aux difficultés rencontrées tout au long de la réalisation, accompagnée des solutions apportées, avant de conclure par une vue globale du système final monté.

2 Conception assistée par ordinateur (CAO)

Dans cette section, nous présentons les différentes étapes de modélisation 3D réalisées à l'aide du logiciel SolidWorks, dans le but de visualiser, analyser et anticiper le comportement mécanique du système avant la phase de fabrication. La modélisation CAO permet également de vérifier l'encombrement, l'interaction entre les composants, ainsi que l'intégration du mécanisme dans un environnement routier réel.



***Figure 37**: Logo du logiciel Solidworks*

2.1 Vue d'ensemble du système

Le système modélisé représente une structure en forme de T logée sous la chaussée, supportant une plaque supérieure mobile (la surface de contact avec le véhicule) reliée à un mécanisme de transformation de mouvement permettant de convertir la déformation verticale due au passage du véhicule en un mouvement rotatif exploitable pour la génération d'énergie.

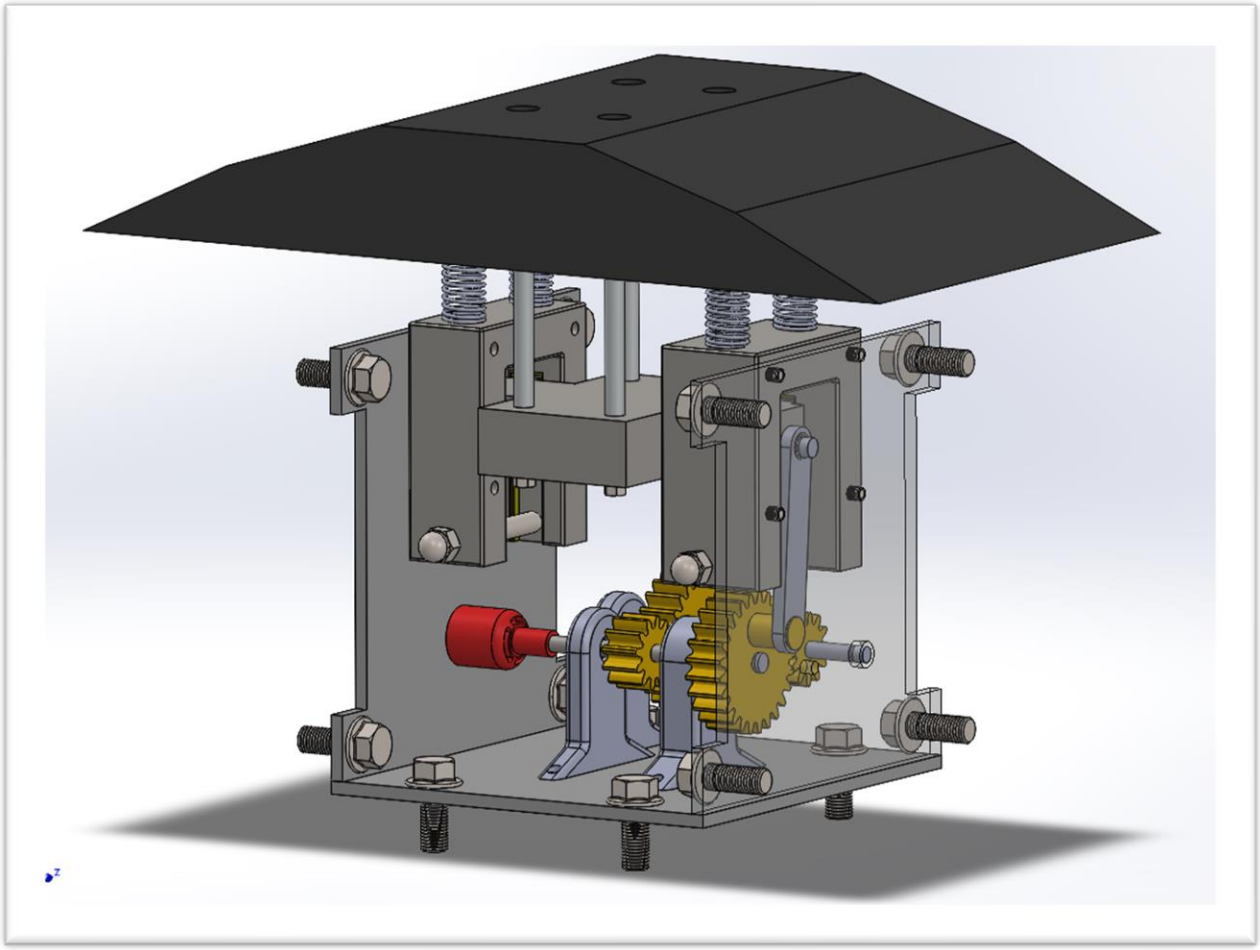


Figure 38: *Vue d'ensemble du modèle en 3D*

2.2 Modélisation des composants mécaniques

Les principaux éléments modélisés sont :

- **La plaque supérieure** : elle constitue la surface visible du dispositif sur la route. Sa géométrie est adaptée pour supporter le passage de roues de véhicules lourds Elle est reliée au coulisseau par quatre tiges verticales, la pièce modélisée est inspirée de celle approuvé par la direction des travaux publics.
- **Le coulisseau** : pièce mobile en translation verticale, guidée latéralement à l'intérieur de la structure. Il constitue le point de liaison entre la plaque supérieure et le système bielle-manivelle.
- **Le mécanisme bielle-manivelle** : composé d'un axe manivelle, d'une bielle et de paliers de guidage, ce mécanisme transforme le mouvement linéaire vertical du coulisseau en rotation continue ou alternée.

- **Les ressorts de rappel** : positionnés latéralement ou verticalement, ils assurent le retour en position initiale du système après le passage du véhicule. Leur constante de raideur k a été choisie en fonction des masses légers juste pour la démonstration.
- **Le générateur** : représenté dans la modélisation comme un cylindre solidaire (en rouge) de l'axe de sortie, il est positionné de manière à recevoir le mouvement amplifié à travers un système de transmission (engrenages).
- **Le châssis** : composé des trois plaques de fixation, avec un espace pour suturer le tissue d'étanchéité avant les vis hexagonale qui fixent le châssis dans la structure sous chaussé.

2.3 Assemblage global

L'assemblage a été conçu de manière à garantir :

- **L'alignement précis des composants mobiles**, pour éviter les frottements et usures anormales.
- **La maintenabilité**, conçu pour enlever tout le système comme une seule boite centenaire en facilitant l'accès aux pièces pour la maintenance.
- **La robustesse structurelle**, grâce à des choix de matériaux adaptés (acier, aluminium, etc.), validés par des simulations préliminaires.

Une attention particulière a été portée à la cohérence des dimensions et à l'équilibre des efforts internes, notamment pour éviter les sur contraintes sur les paliers ou les axes.

Remarque : Afin d'assurer un bon fonctionnement du mécanisme l'axe centrale de la manivelle n'est pas placé directement vertical avec le centre du coulisseau, mais dépouillé de 10mm vers la gauche pour gagner un angle de départ d'environ 10° pour assurer des rotation complètes et éviter la rotation au sens inverse en cas de perturbation d'activation du mécanisme.

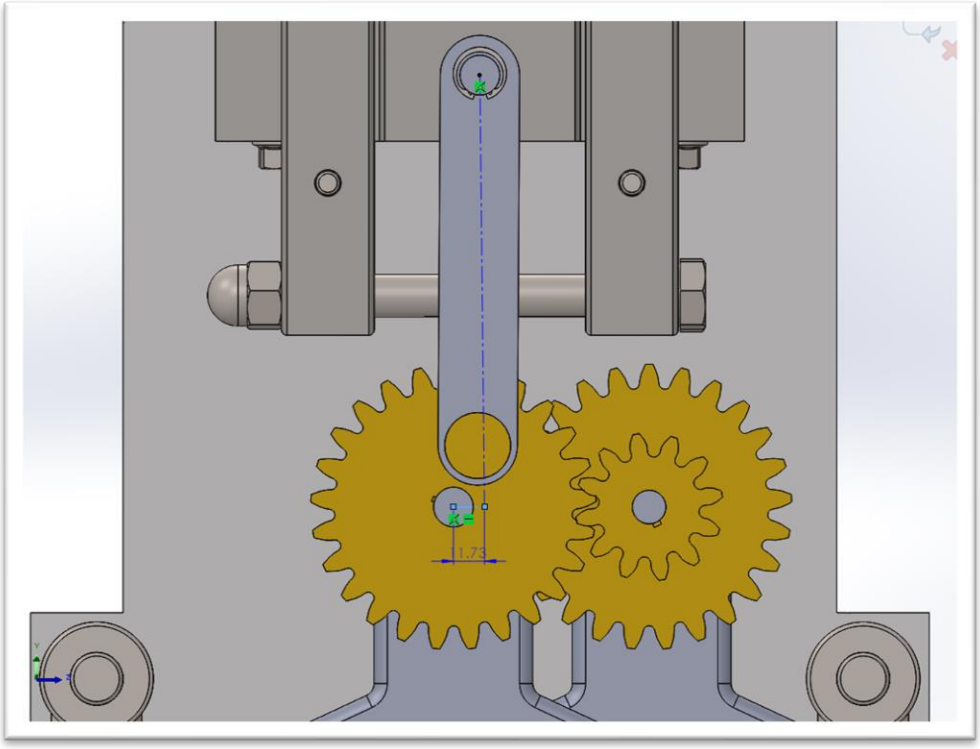


Figure 39: *Dépouillage de l'axe de manivelle sur l'axe x*

3 Fabrication des composants

La phase de fabrication constitue une étape cruciale dans la concrétisation du projet, car elle permet de passer de la conception virtuelle à un prototype physique fonctionnel. Cette section décrit les matériaux utilisés, les méthodes de fabrication choisies, ainsi que les différents sous-ensembles assemblés pour constituer le système final.

3.1 Matériaux et outils utilisés

Les principaux matériaux et outils utilisés sont :

- **Bois** (contreplaqué et multiplié) : utilisé pour la plaque supérieure, le coulisseau, les guides latéraux et le châssis.
- **PLA (impression 3D)** : utilisé pour les pignons de transmission, conçus sur SolidWorks et imprimés au laboratoire de l'université.
- **Divers** : palier, roulements et ressort en différents matériaux.
- **Vis, écroues, colle à bois** : pour l'assemblage des pièces

3.2 Découpe et usinage

Les différentes pièces de la structure ont été découpées à partir de planches de bois selon les dimensions des composants disponibles au marché. La plaque supérieure, soumise aux charges de passage des véhicules, a été réalisée en contreplaqué renforcé. Le coulisseau et les coulisses (guides en forme U) ont été fabriqués avec un système de glissière à billes entre deux parois métalliques.



***Figure 40**: Bois Découpé*

Les arbres aussi fabriqués en bois ont été mis a 20mm di diamètre par tournage ce qui correspond aux diamètres des alésages des pignons.

L'assemblage a été effectué à l'aide de vis à bois, de colle et d'équerres métalliques. Les ajustements ont été faits manuellement à la lime et au papier abrasif pour assurer le guidage correct du mécanisme.

3.3 Impression 3D

Les pignons nécessaires au système de transmission ont été conçus en CAO puis imprimés en PLA renforcé au laboratoire de l'université. Cette solution a permis une personnalisation rapide, une bonne précision géométrique et une adaptabilité parfaite aux autres composants.

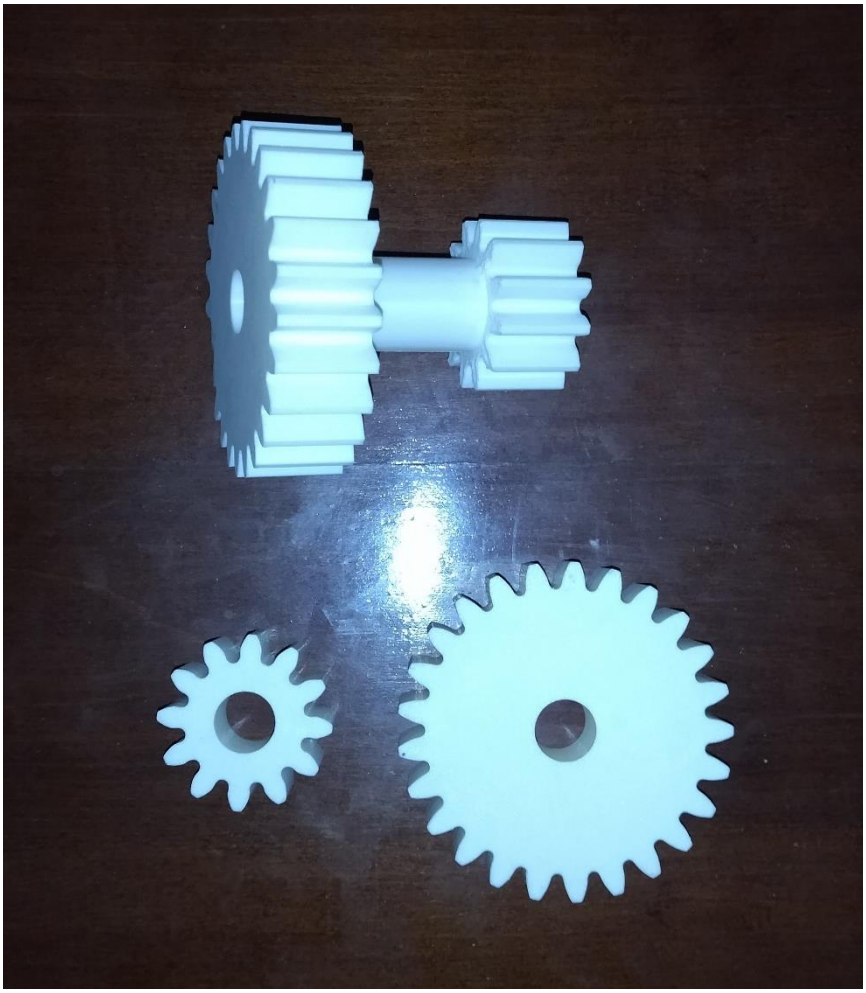


Figure 41: *Pignons en plastic par impression 3D*

3.4 Composants achetés et réalisés

Certains éléments n'ont pas été réalisés manuellement mais achetés prêts à l'emploi, on voix :
Table 5: *éléments achetés vs réalisés*

Composant	Origine	Remarques
Châssis, coulisseau, guides latéraux, bielle et manivelle	Découpage du bois	Assurer la robustesse pour les essais internes
Ressorts de rappel	Récupérés	Sélectionnés selon longueur et raideur optimales
Générateur (PMDC)	Acheté	12V et 1000tr/min
Pignons	Impression 3D	Nécessaires pour amplifier la vitesse de rotation
Diodes, convertisseur DC-DC, LED	Acheté	Pour la conversion et le témoignage de fonctionnement
Paliers, roulements, circlips	Récupéré	Mis en place des composants et assurer une liaison pivot souple

4 Intégration du système de génération électrique

L'objectif de cette étape est de convertir le mouvement mécanique issu du mécanisme bielle-manivelle en une énergie électrique exploitable. Pour cela, plusieurs sous-systèmes ont été intégrés : le générateur, le système de transmission, ainsi que l'électronique de conversion et de protection.

4.1 Montage du générateur

Le générateur utilisé dans ce projet est un moteur à courant continu à aimants permanents (PMDC), capable de fonctionner en générateur lorsque son arbre est entraîné mécaniquement. Son choix a été justifié dans le chapitre précédent par sa simplicité, sa disponibilité, et sa compatibilité avec les vitesses atteintes à la sortie du mécanisme.

Le JGB 3530 avec une tension nominale de 12V fonctionne parfaitement à la vitesse de 1000tr/min support un couple nominal compris entre 0,5 et 40 kg/cm, ce qu'est très approprié à notre projet [9].



Figure 42: *Moteur DC à aimants permanents JGB-3530*

L'arbre du générateur est solidement couplé au système de transmission à l'aide d'un axe secondaire monté sur roulements pour limiter les pertes par frottement avec un accouplement pour assurant une transmission efficace du mouvement de rotation avec un jeu minimal. Un palier de fixation rigide maintient le générateur dans une position stable.

4.2 Système de transmission

Le mouvement rotatif issu du mécanisme bielle-manivelle est amplifié par une deux paires de pignons imprimés en 3D afin d'atteindre une vitesse de rotation plus adaptée au fonctionnement du générateur avec un rapport de transmission de 1:4.

Le choix de ce rapport permet :

- De compenser la faible vitesse linéaire du coulisseau,
- D'atteindre une vitesse de rotation plus favorable à la production de tension.

4.3 Redressement et stockage de l'énergie

La tension générée, naturellement continue dans le cas du PMDC, est dirigée vers une carte de redressement et filtrage DC-DC, Le régulateur XL6009 est un convertisseur DC-DC en mode courant à large plage d'entrée, capable de générer des tensions de sortie positives ou négatives. Il peut être configuré en tant que convertisseur élévateur, flyback, ou inverseur [10].

Ce module est équipé du convertisseur élévateur (boost) XL6009E1 de 4 A, capable de supporter des tensions d'entrée aussi basses que 5 V et d'augmenter la tension de sortie jusqu'à 35 V.

Ce module est équipé d'un potentiomètre multi-tours permettant de régler la tension de sortie. Grâce à ses 25 tours de réglage, il est facile d'ajuster la tension de sortie du module à la tension souhaitée.



Figure 43: *Circuit convertisseur DC-DC XL6009E1[10]*

Les convertisseurs élévateurs sont un excellent moyen d'augmenter facilement une tension donnée, en maintenir une très haute efficacité jusqu'à 94%.

4.4 Sécurité et protection

Afin d'éviter les dommages au générateur ou au système électrique un diode de roue libre a été intégrées pour éviter les retours de courant lors d'une demi rotation incomplète ou lors d'une rotation inversée produite, notamment à cause du retour des ressorts ou passage de faibles masses par le dos d'âne. La diode permet alors de canaliser l'énergie inductive et de protéger les composants sensibles notamment le générateur et la batterie.

Le choix s'est porté sur la diode 1N5408, un modèle classique mais robuste, capable de supporter un courant direct de 3 A en continu et des pics jusqu'à 200 A sur de très courtes durées. Sa tension inverse maximale de 1000 V assure une marge de sécurité très large vis-à-vis des tensions générées. Bien que sa vitesse de commutation soit modérée (diode standard), elle reste suffisante pour ce système, dont la dynamique de génération reste relativement lente (fréquence basse, passages espacés).



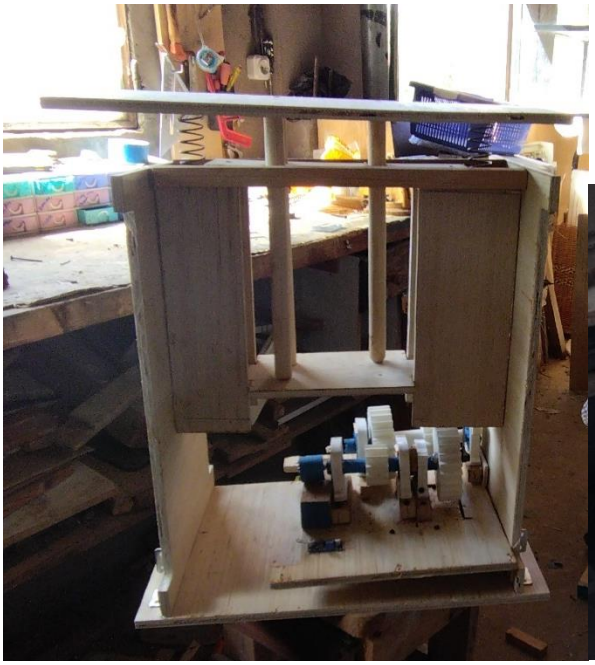
Figure 44: *Diode 1N5804*

Ce choix a été motivé par sa disponibilité facile, son coût très réduit, et sa robustesse éprouvée dans des applications de redressement ou de protection. La diode est installée en parallèle inversée sur les bornes du générateur afin de jouer pleinement son rôle de roue libre.

5 Résultat final du prototype

Le prototype final réalisé reprend l'ensemble des éléments étudiés et dimensionnés dans les chapitres précédents. La structure principale, fabriquée en bois pour des raisons de coût et de facilité de mise en œuvre, accueille le système bielle-manivelle imprimé en 3D, ainsi que le moteur DC utilisé comme générateur.

La plaque supérieure mobile est reliée mécaniquement au coulisseau, permettant une transformation efficace du mouvement vertical des roues en rotation. Les éléments électriques, notamment le LED et le convertisseur DC-DC, sont intégrés sur un banc d'essai simplifié.



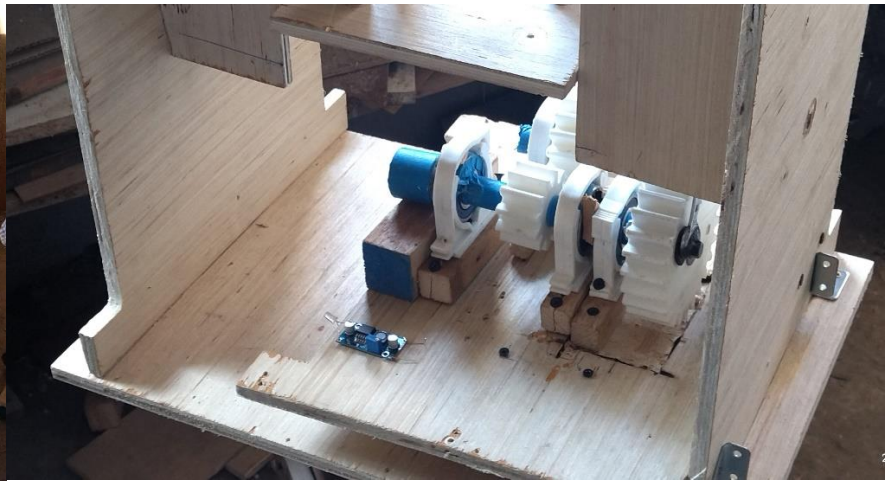


Figure 45*: Prototype finale*

6 Perspectives et améliorations possibles

Bien que le prototype ait permis de valider le principe de génération d'énergie à partir du passage de véhicules, plusieurs pistes d'amélioration ont été identifiées :

Le système de retour.

Actuellement basé uniquement sur des ressorts mécaniques, il pourrait être remplacé ou renforcé par l'ajout d'amortisseurs hydrauliques ou pneumatiques, permettant un retour plus progressif, silencieux, et surtout mieux contrôlé, ce qui réduirait l'usure mécanique et offre une meilleure génération d'énergie à la phase de remonte.



Figure 46: *Composants d'un amortisseur*

L'intégration d'une roue d'inertie :

L'intégration d'un volant d'inertie couplé à l'arbre de sortie du système permettrait de stabiliser la rotation du moteur générateur en accumulant de l'énergie cinétique lors du passage du véhicule, puis en la restituant de manière continue. Cette solution contribuerait à lisser les variations de couple induites par des passages discontinus et à augmenter l'efficacité de conversion énergétique, notamment pour alimenter des dispositifs sensibles.

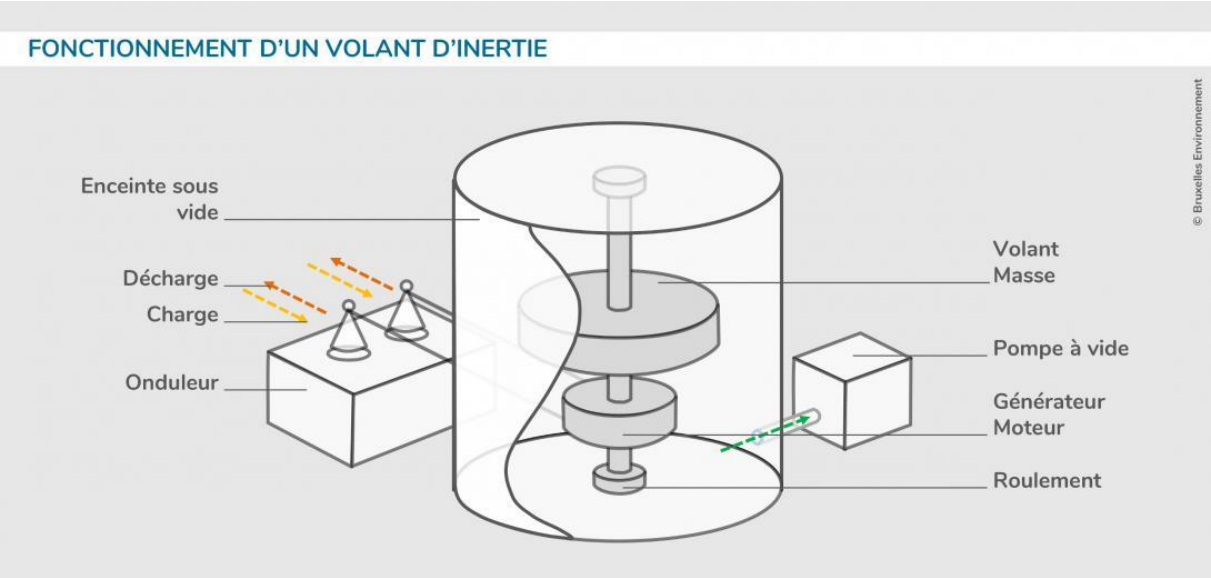


Figure 47: *Illustration d'un système de volants d'inertie [11].*

L'utilisation des capteurs intelligents :

Une autre amélioration envisagée est l'intégration d'un capteur de passage (type PIR ou magnétique) afin de n'activer le système de conversion électrique que lors d'un passage effectif de véhicule, augmentant ainsi le rendement global et réduisant les pertes en veille.



Figure 48: *Capteur de mouvement PIR*

L'amélioration des matériaux utilisées :

Enfin, à l'échelle industrielle, l'usage de matériaux plus robustes comme l'acier galvanisé ou l'aluminium, ainsi qu'une étanchéité renforcée plus spécifique pour cette application permettraient une meilleure durabilité dans des conditions réelles de circulation.

Conclusion générale

Ce travail avait pour objectif la conception et la réalisation d'un dos d'âne capable de générer de l'électricité à partir de l'énergie mécanique transmise par le passage des véhicules, Ce projet s'inscrit dans une démarche de valorisation de l'énergie renouvelable, en exploitant une source disponible fréquente et jusqu'à présent non récupérée.

La première phase de l'étude a permis de faire un état de l'art des différentes solutions existantes pour la récupération d'énergie routière avec un accent particulier sur les systèmes électromécaniques. Ce travail a ensuite conduit à la justification du choix du système bielle-manivelle, pour sa simplicité et sa capacité à transformer efficacement un mouvement linéaire alternatif en rotation continue exploitable à l'aide d'un moteur générateur.

Une attention particulière a été portée à l'étude mécanique, incluant la modélisation des efforts transmis par les roues, le dimensionnement des composants critiques (bielle, coulisseau, arbre, ressorts de rappel) pour s'assurer de la résistance du système.

Du côté électrique, différents types de générateurs ont été comparés, et le choix s'est porté sur un moteur DC à aimants permanents, couplé à une diode de roue libre, un condensateur de filtrage et un convertisseur DC-DC afin d'adapter la tension de sortie à des usages pratiques.

Un prototype fonctionnel a été fabriqué, utilisant du bois comme matériau principal et des engrenages imprimés en 3D. Ce prototype a permis de valider expérimentalement le concept, en générant une tension exploitable lors du passage d'une charge simulée.

Malgré limité en termes de performances ce premier modèle a permis d'identifier plusieurs pistes d'amélioration telles que l'ajout d'amortisseurs pour un meilleur retour, l'optimisation des durées de vie, ou encore l'intégration de capteurs intelligents.

En conclusion, ce projet a démontré la faisabilité technique d'un ralentisseur producteur d'électricité à faible coût, ouvrant la voie à des applications concrètes dans les zones à forte circulation, notamment pour l'alimentation de dispositifs autonomes tels que l'éclairage public, les panneaux de signalisation ou les bornes de recharge à faible puissance. Une industrialisation future pourrait aboutir à un produit innovant à fort potentiel environnemental et économique.

Bibliographie :

[1] Motion Express Inc., “Motion Express Official Website,” [Online]. Available: www.motionexpressinc.com [Accessed: 10-Jun-2025].

[2] Pavegen Systems UK, “Pavegen,” *Wikipedia*, [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Pavegen [Accessed: 10-Jun-2025].

[3] L. F. Heller, “Development of a Pavement-Embedded Piezoelectric Harvester in a Real Traffic Environment,” *Sensors*, vol. 22, no. 4, pp. 1234–1245, 2022.

[4] Oran Protection, “Ralentisseur 90x50x5 CM,” [Online]. Available: https://oranprotection.com/ [Accessed: 10-Jun-2025].

[5] E. Oberg, F. D. Jones, H. L. Horton, and H. H. Ryffel, *Machinery’s Handbook*, 30th ed., Industrial Press Inc., 2016.

[6] D. Dudley, *Dudley’s Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*, 2nd ed., CRC Press, 2012.

[7] Kumar et al., “Design and Analysis of a Speed Bump Energy Harvester,”. *IEEE Int. Conf. Power Energy, Environment and Intelligent Control*, 2017.

[8] A. Hughes and B. Drury, *Electric Motors and Drives: Fundamentals, Types and Applications*, 4th ed., Newnes, 2013.

[9] XL Motor, “JGB37-3530 DC Gear Motor Datasheet,” [Online]. Available: https://www.electronicshub.org/ [Accessed: 10-Jun-2025].

[10] XLSEMI, “XL6009 DC-DC Converter Datasheet,” [Online]. Available: https://www.xlsemi.com/ [Accessed: 10-Jun-2025].

[11] “Volant d’inertie: Systèmes de stockage d’énergie,” *Connaissance des Énergies*, [Online]. Available: https://www.connaissancedesenergies.org/ [Accessed: 10-Jun-2025].

Annexes :

Annexes :

Introduction of the motor:

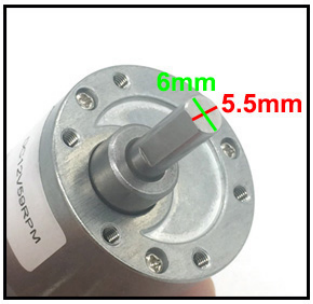
1. Name of the motor: JGB37-3530 DC Gear Motor DC 12V 24V
2. Rated voltage have DC 12V and DC 24V
3. DC 12V ; You can choose the no load speed have : 12rpm/20rpm/37rpm/59rpm/76rpm/111rpm/178rpm/333rpm/533rpm/1000rpm/1600r
Rated torque between 0.5 To 40 KG.CM; stall torque: between 2 To 54KG, it is recommended that your project load not exceed the rated torque; Select a no load speed in DC 12V, there will be corresponding rated torque and stall torque, please refer to the parameter table below.
4. DC 24V ; You can choose the no load speed have :
7rpm/12rpm/22rpm/35rpm/45rpm/66rpm/107rpm/200rpm/319rpm/600rpm/960rpm
Rated torque between 0.5 To 40 KG.CM; stall torque: between 2 To 54KG, it is recommended that your project load not exceed the rated torque; Select a no load speed in DC 24V, there will be corresponding rated torque and stall torque, please refer to the parameter table below.
5. Direction of rotation of the motor: CW Or CCW, Support Reversed;
Control the clockwise or counterclockwise rotation of the motor by changing the way the positive and negative electrodes are connected
6. The shaft shape of the motor : D type, please refer to the size chart below for all dimensions of the motor.
7. Gear material: Metal gears make the motor last longer
8. The speed of the motor can be adjusted using the speed controller. This motor and speed controller are sold in combination. You can refer to the combination sales introduction below.
9. . The motor has standard noise when working.If your project has requirements for the working noise of the motor, please consult us before purchasing. We will give you some suggestions. Thank you.
When the motor is reversed, the working sound of the motor will be greater than the forward rotation, which is normal.
10. Motor DC power connection is safe; the experiment proves that the motor voltage is lower than 36V without any danger.
11. This motor is suitable for a variety of micro-automation equipment. As long as you confirm that the motor voltage and torque of your choice are suitable for the voltage and load of your project before purchase, there is no limit to the scope of use of this motor.
For example, Robot ; DIY ; Electric curtains ; Billboard motors ; Household appliances etc.
The following is the parameter table of the motor
Your project load should not exceed rated torque of the motor, otherwise the life of the motor will be reduced
The parameters in the table below are the parameters for the motor connection rated voltage 12v/24v
If the motor is connected to a non-rated voltage input, all parameters of the motor will change.

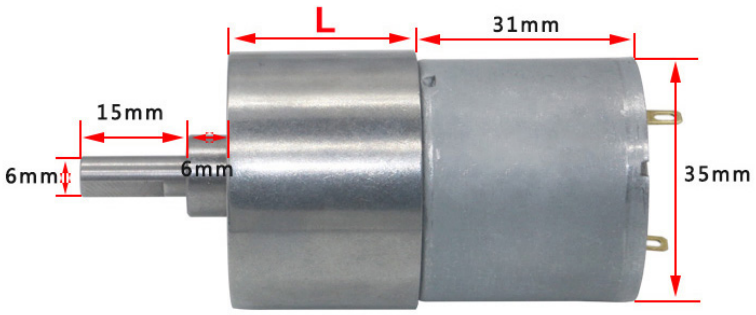
Specification:

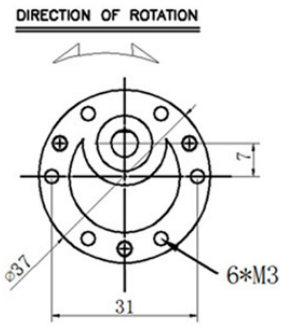
High quality and 100% brand new
Rated volt:12V
No load speed: 1600/1000/531/333/178/111/76/59/37/20/12 RPM
Rated volt:24V
No load speed: 960/600/319/200/107/66/45/35/22/12/7 RPM
Max torque:35kg.cm

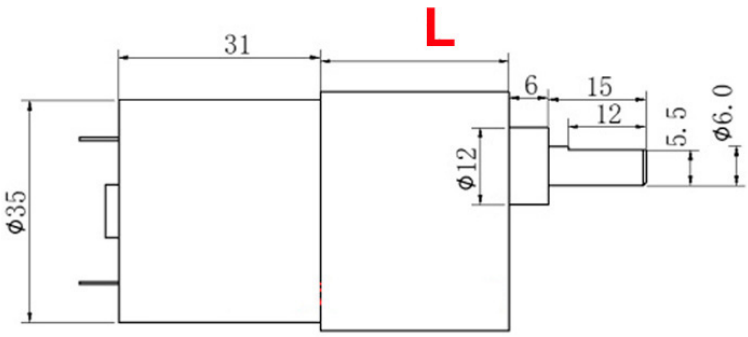


Drawing:







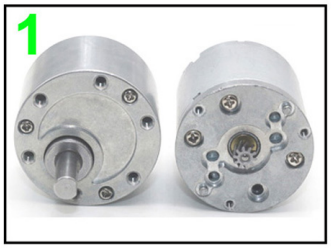


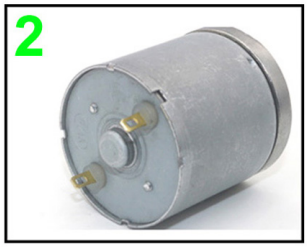
Note

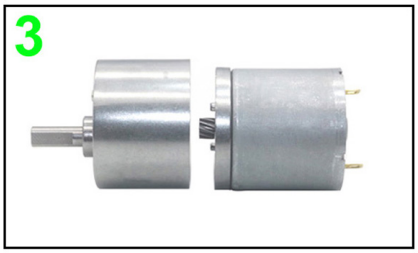
L is the length of the gearbox. The reduction ratio of the motor is different, and the length of the gearbox is different.

Details of this motor:

1. Metal gears, gears are resistant to rust and are difficult to corrode, promoting smooth and firm motor rotation
2. Positive and negative wiring tentacles of DC power supply
3. The motor is made of metal and has excellent thermal conductivity, which makes the motor torque strong.







Datasheet:

JGB37-3530												
Voltage		No Load		Load Torque				Stall		Reducer		
												Weight
Workable	Rated	Speed	Current	Speed	Current	Torque	Output	Torque	Current	Ratio	Size	
Range	Volt.V	rpm	ma	rpm	ma	kg.cm	W	kg.cm	A	1:00	mm	g
6-15V	12	1600	120	1120	400	0.3	4.8	1.0	1.2	6.25	19	177
6-15V	12	1000	120	800	400	0.38	4.8	1.52	1.2	10	19	177
6-15V	12	531	120	424	400	0.7	4.8	2.8	1.2	18.8	22	180
6-15V	12	333	120	266	400	1.14	4.8	4.5	1.2	30	22	180
6-15V	12	178	120	412	400	2.1	4.8	8.4	1.2	56	24	188
6-15V	12	111	120	88	400	3.4	4.8	13	1.2	90	24	188
6-15V	12	76	120	60	400	5	4.8	20	1.2	131	26.5	
6-15V	12	59	120	47	400	6.3	4.8	25	1.2	168	26.5	195
6-15V	12	37	120	29	400	10	4.8	40	1.2	270	26.5	194
6-15V	12	20	120	16	400	19	4.8	Ban	1.2	506	29	200
6-15V	12	12	120	9	400	30	4.8	Ban	1.2	810	29	200
12-30v	24	960	50	672	100	0.2	2.5	1	0.9	6.25	19	177
12-30V	24	600	50	480	100	0.29	2.5	1.16	0.9	10	19	177
12-30V	24	319	50	255	100	0.54	2.5	2.1	0.9	18.8	22	180
12-30V	24	200	50	160	100	1.1	2.5	4.4	0.9	30	22	180
12-30V	24	107	50	85	100	1.6	2.5	6.4	0.9	56	24	188
12-30V	24	66	50	52	100	2.61	2.5	10	0.9	90	24	188
12-30V	24	45	50	36	100	3.7	2.5	14.8	0.9	131	26.5	
12-30V	24	35	50	28	100	4.8	2.5	19	0.9	168	26.5	195
12-30V	24	22	50	18	100	7.8	2.5	31	0.9	270	26.5	194
12-30V	24	12	50	10	100	14	2.5	Ban	0.9	506	29	200
12-30V	24	7	50	5.6	100	23	2.5	Ban	0.9	810	29	200

400KHz 60V 4A Switching Current Boost / Buck-Boost / Inverting DC/DC Converter

Features

- Wide 5V to 32V Input Voltage Range
- Positive or Negative Output Voltage Programming with a Single Feedback Pin
- Current Mode Control Provides Excellent Transient Response
- 1.25V reference adjustable version
- Fixed 400KHz Switching Frequency
- Maximum 4A Switching Current
- SW PIN Built in Over Voltage Protection
- Excellent line and load regulation
- EN PIN TTL shutdown capability
- Internal Optimize Power MOSFET
- High efficiency up to 94%
- Built in Frequency Compensation
- Built in Soft-Start Function
- Built in Thermal Shutdown Function
- Built in Current Limit Function
- Available in TO263-5L package

Applications

- EPC / Notebook Car Adapter
- Automotive and Industrial Boost / Buck-Boost / Inverting Converters
- Portable Electronic Equipment

General Description

The XL6009 regulator is a wide input range, current mode, DC/DC converter which is capable of generating either positive or negative output voltages. It can be configured as either a boost, flyback, SEPIC or inverting converter. The XL6009 built in N-channel power MOSFET and fixed frequency oscillator, current-mode architecture results in stable operation over a wide range of supply and output voltages.

The XL6009 regulator is special design for portable electronic equipment applications.



TO263-5L

Figure1. Package Type of XL6009

Pin Configurations

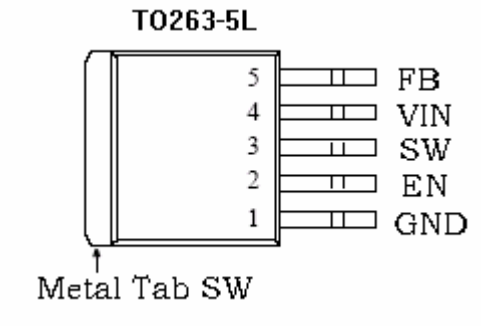


Figure2. Pin Configuration of XL6009 (Top View)

Table 1 Pin Description

Pin Number	Pin Name	Description
1	GND	Ground Pin.
2	EN	Enable Pin. Drive EN pin low to turn off the device, drive it high to turn it on. Floating is default high.
3	SW	Power Switch Output Pin (SW).
4	VIN	Supply Voltage Input Pin. XL6009 operates from a 5V to 32V DC voltage. Bypass Vin to GND with a suitably large capacitor to eliminate noise on the input.
5	FB	Feedback Pin (FB). Through an external resistor divider network, FB senses the output voltage and regulates it. The feedback threshold voltage is 1.25V.

Function Block

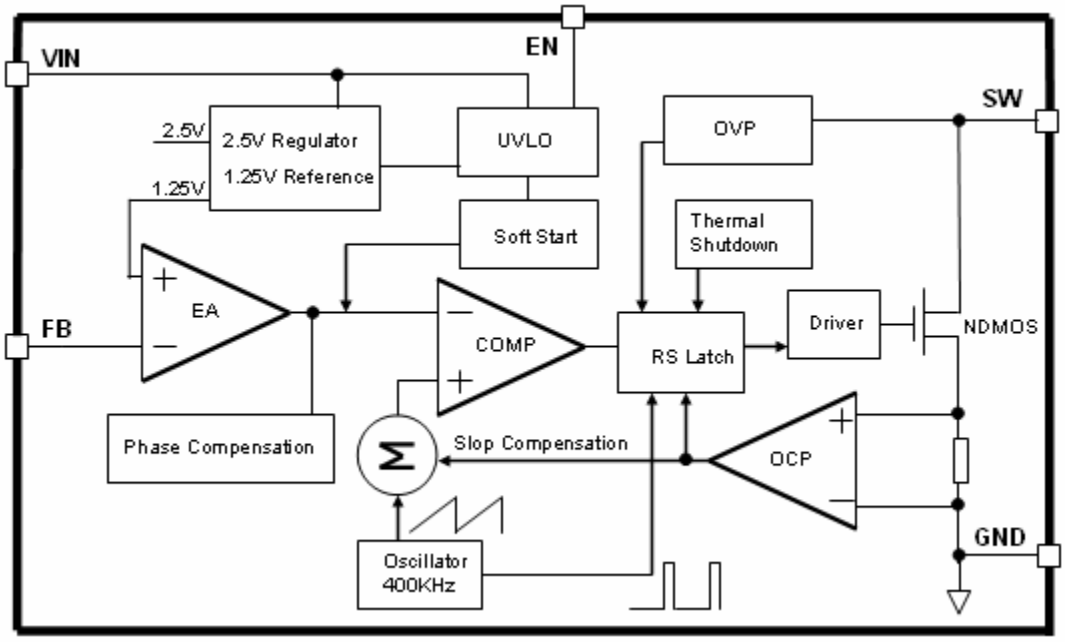


Figure3. Function Block Diagram of XL6009

Typical Application Circuit

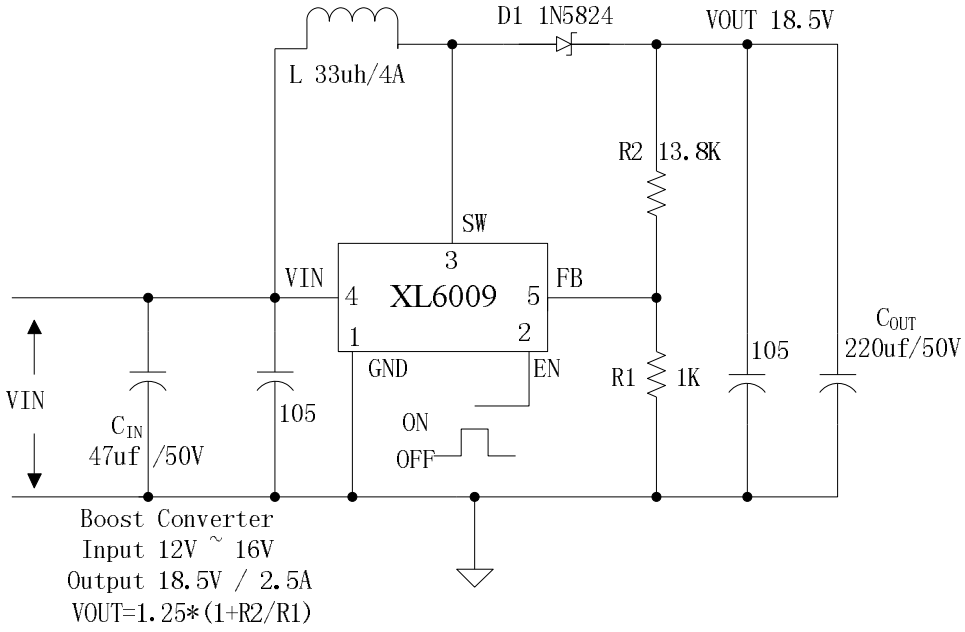


Figure4. XL6009 Typical Application Circuit (Boost Converter)

Ordering Information

Package	Temperature Range	Part Number	Marking ID	Packing Type
		Lead Free	Lead Free	
		XL6009E1	XL6009E1	Tube
		XL6009TRE1	XL6009E1	Tape & Reel

XLSEMI Pb-free products, as designated with "E1" suffix in the par number, are RoHS compliant.

Absolute Maximum Ratings（Note1）

Parameter	Symbol	Value	Unit
Input Voltage	Vin	-0.3 to 36	V
Feedback Pin Voltage	V_{FB}	-0.3 to Vin	V
EN Pin Voltage	V_{EN}	-0.3 to Vin	V
Output Switch Pin Voltage	V_{Output}	-0.3 to 60	V
Power Dissipation	P_D	Internally limited	mW
Thermal Resistance (TO263-5L) (Junction to Ambient, No Heatsink, Free Air)	R_{JA}	30	ºC/W
Operating Junction Temperature	T_J	-40 to 125	ºC
Storage Temperature	T_{STG}	-65 to 150	ºC
Lead Temperature (Soldering, 10 sec)	T_{LEAD}	260	ºC
ESD (HBM)		>2000	V

Note1: Stresses greater than those listed under Maximum Ratings may cause permanent damage to the device. This is a stress rating only and functional operation of the device at these or any other conditions above those indicated in the operation is not implied. Exposure to absolute maximum rating conditions for extended periods may affect reliability.

XL6009 Electrical Characteristics

T_a = 25℃;unless otherwise specified.

Symbol	Parameter	Test Condition	Min.	Typ.	Max.	Unit
System parameters test circuit figure4						
VFB	Feedback Voltage	Vin = 12V to 16V, Vout=18V Iload=0.1A to 2A	1.213	1.25	1.287	V
Efficiency	ŋ	Vin=12V ,Vout=18.5V Iout=2A	-	92	-	%

Electrical Characteristics (DC Parameters)

Vin = 12V, GND=0V, Vin & GND parallel connect a 220uf/50V capacitor; Iout=0.5A, T_a = 25℃; the others floating unless otherwise specified.

Parameters	Symbol	Test Condition	Min.	Typ.	Max.	Unit
Input operation voltage	Vin		5		32	V
Shutdown Supply Current	I_{STBY}	V_{EN}=0V		70	100	uA
Quiescent Supply Current	I_q	V_{EN} =2V, V_{FB} =Vin		2.5	5	mA
Oscillator Frequency	Fosc		320	400	480	Khz
Switch Current Limit	I_L	V_{FB} =0		4		A
Output Power NMOS	Rdson	Vin=12V, I_{SW}=4A		110	120	mohm
EN Pin Threshold	V_{EN}	High (Regulator ON) Low (Regulator OFF)		1.4 0.8		V
EN Pin Input Leakage Current	I_H	V_{EN} =2V (ON)		3	10	uA
	I_L	V_{EN} =0V (OFF)		3	10	uA
Max. Duty Cycle	D_{MAX}	V_{FB}=0V		90		%

Schottky Diode Selection Table

Current	Surface Mount	Through Hole	VR (The same as system maximum input voltage)				
			20V	30V	40V	50V	60V
1A		√	1N5817	1N5818	1N5819		
3A		√	1N5820	1N5821	1N5822		
		√	MBR320	MBR330	MBR340	MBR350	MBR360
	√		SK32	SK33	SK34	SK35	SK36
	√			30WQ03	30WQ04	30WQ05	
		√		31DQ03	31DQ04	31DQ05	
		√	SR302	SR303	SR304	SR305	SR306
5A		√	1N5823	1N5824	1N5825		
		√	SR502	SR503	SR504	SR505	SR506
		√	SB520	SB530	SB540	SB550	SB560
	√			50WQ03	50WQ04	50WQ05	

Typical System Application for EPC/Notebook Car Adapter – Boost (Output 18.5V/2.5A)

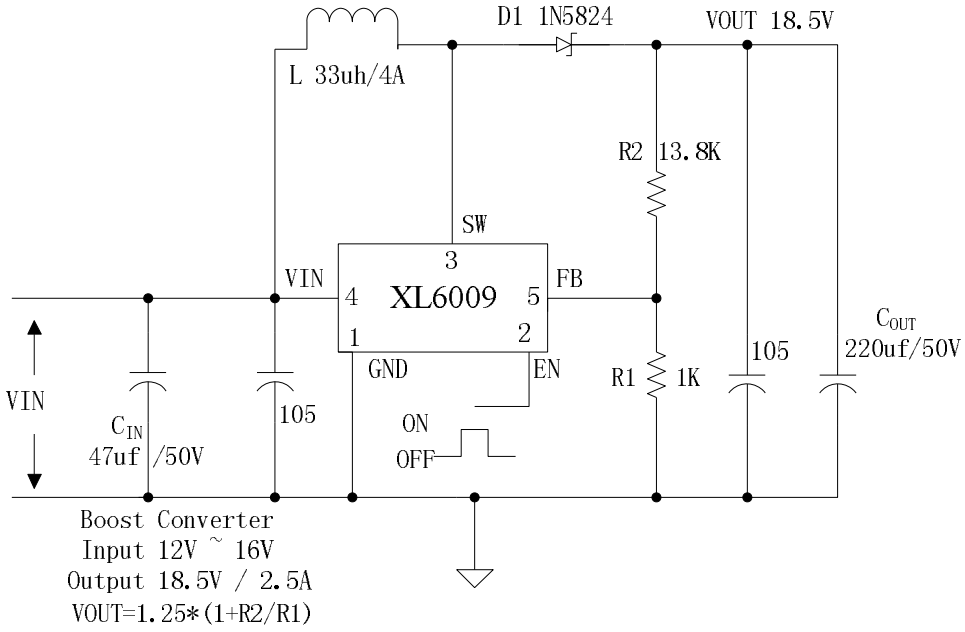


Figure5. XL6009 Typical System Application (Boost Converter)

Typical System Application for Portable Notebook Car Adapter

– SEPIC Buck-Boost Topology (Input 10V~30V, Output 12V/2A)

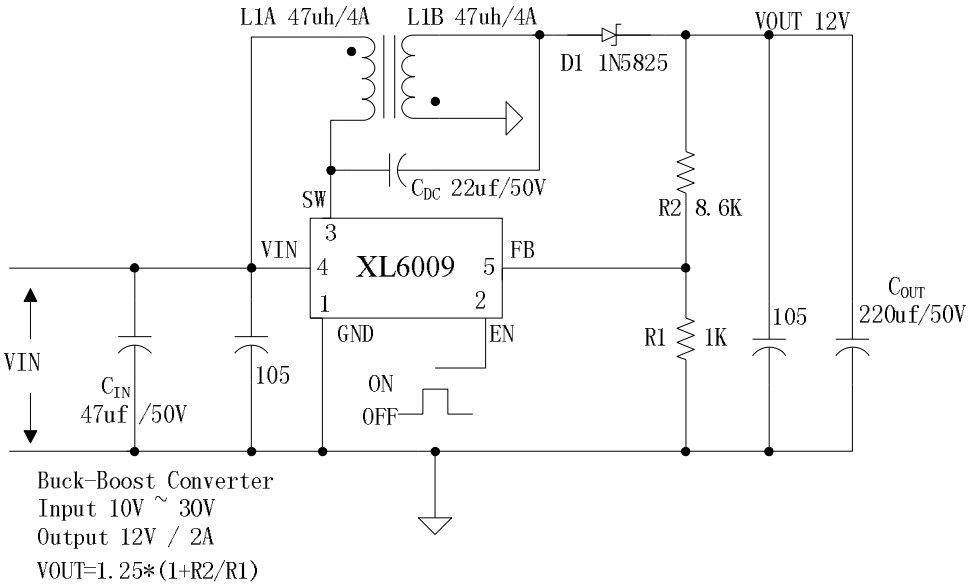


Figure6. XL6009 Typical System Application (SEPIC Buck-Boost Converter)

Typical System Application for Inverting Converter

– SEPIC Inverting Topology (Input 10V~30V, Output + -12V/1A)

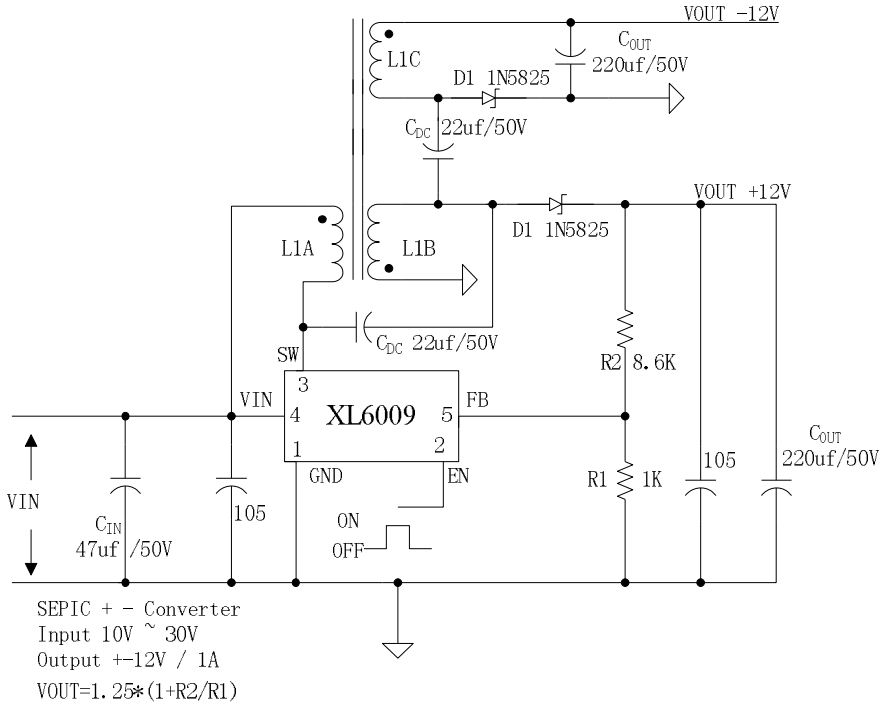
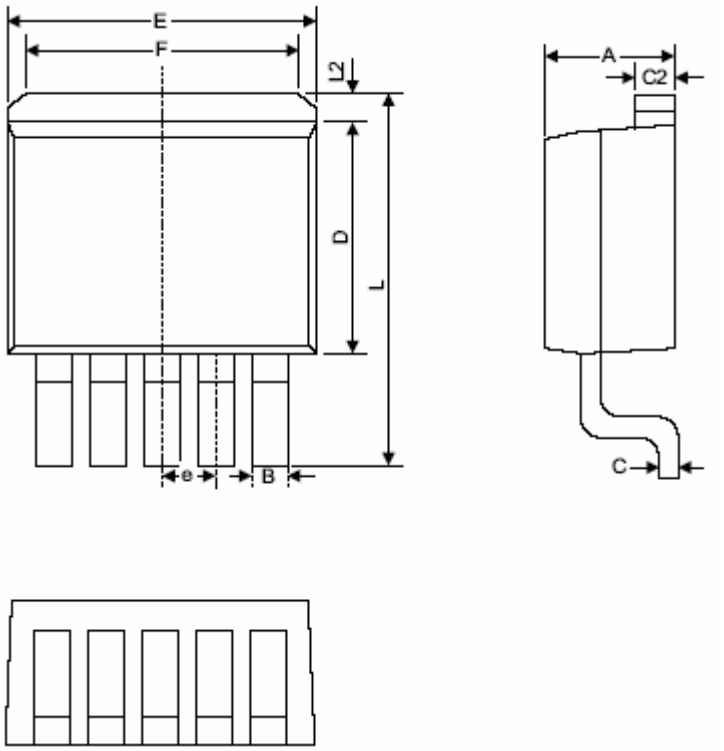


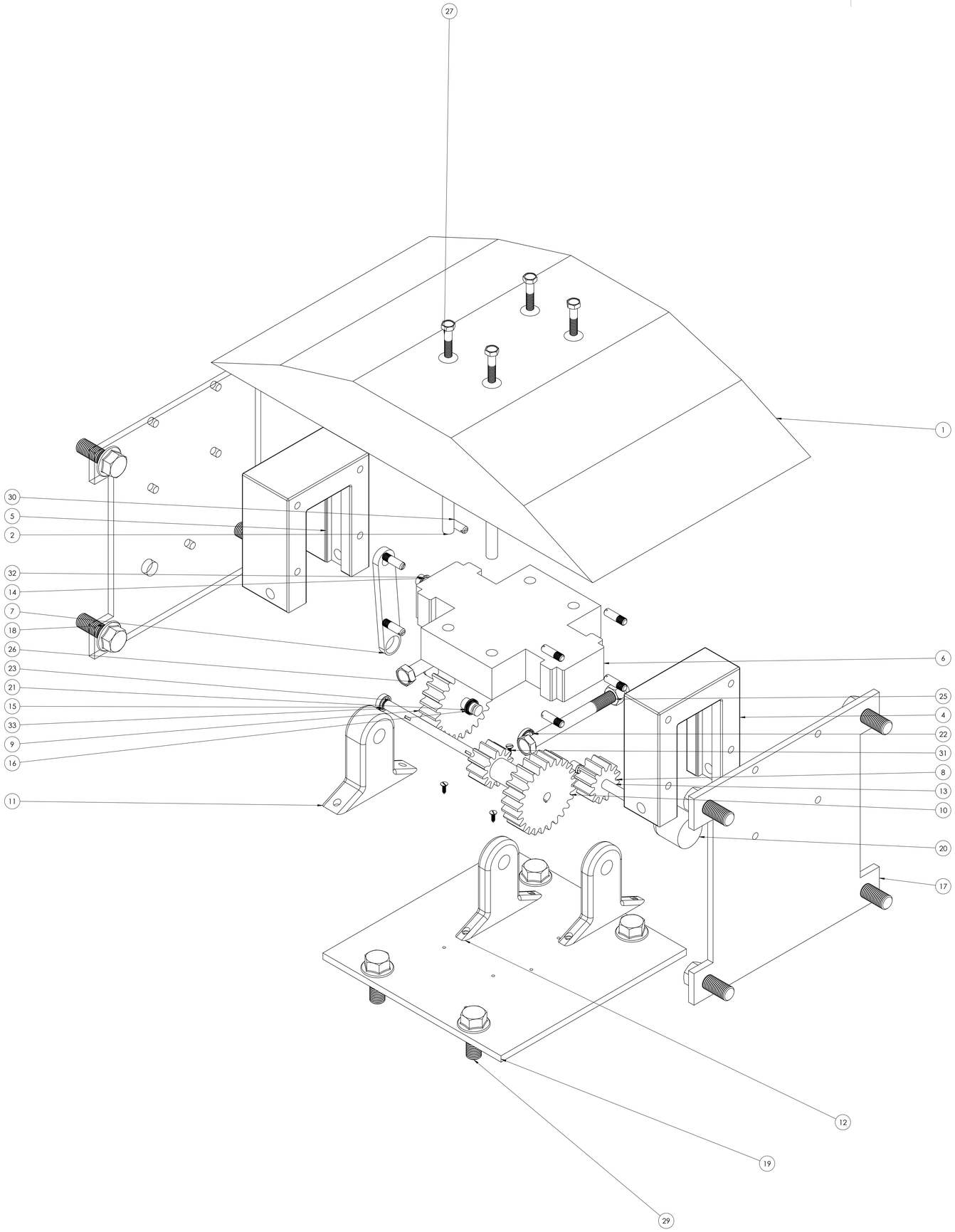
Figure7. XL6009 Typical System Application (SEPIC Inverting Converter)

Package Information

TO263-5L



Symbol	Dimensions In Millimeters		Dimensions In Inches	
	Min.	Max.	Min.	Max.
A	4.06	4.83	0.160	0.190
B	0.76	1.02	0.030	0.040
C	0.36	0.64	0.014	0.025
C2	1.14	1.40	0.045	0.055
D	8.64	9.65	0.340	0.380
E	9.78	10.54	0.385	0.415
e	1.57	1.85	0.062	0.073
F	6.60	7.11	0.260	0.280
L	15.11	15.37	0.595	0.605
L2	-	1.40	-	0.055



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Plaque supérieure		1
2	Guide latérale		4
3	Ressort 1		4
4	Guide U		1
5	Guide U large		1
6	Coulisseau		1
7	Bielle		1
8	pignon finale		1
9	pignon bielle		1
10	pignon doublé		1
11	palier 25mm		1
12	palier 15mm court		2
13	Arbre finale		1
14	Axe bielle coulisseau		1
15	axe roue double		1
16	Axe de fixation de manivelle		1
17	Plaques de fixation gauche		1
18	Plaques de fixation droite		1
19	Plaque de fixation de		1
20	Moteur générateur		1
21	AFBMA 12.1.4.1 - 0150-21 - 26,DE,NC,26_68		1
22	AFBMA 12.1.4.1 - 0200-27 - Full,DE,NC,Full_68		1
23	AFBMA 12.1.4.1 - 0080-22 - Full,DE,NC,Full_68		1
24	AFBMA 18.1.3.4 - 12NM11 - 22,SI,AC,22		1
25	DIN 1587 - M16 --SUC		2
26	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M16 x 2.0 x 160 --44WS		2
27	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 45 --26CS		4
28	B18.2.3.9M - Heavy hex flange screw, M10 x 1.5 x 30 --30S		4
29	B18.2.3.9M - Heavy hex flange screw, M20 x 2.5 x 50 --50S		12
30	GB_CONNECTING_PIECE_PIN_PPET 10X35-S		8
31	GB_CROSS_SCREWS_TYPE132 ST4.2X16 C-S		5
32	B27.7M - 3BM1-19		1
33	B27.7M - 3BM1-12		1
34	B27.7M - 3BM1-17		1
35	Circlip DIN 472 - 15 x 1		1

Echelle : 1:2

BENHAMOUDA AHMED REDHA

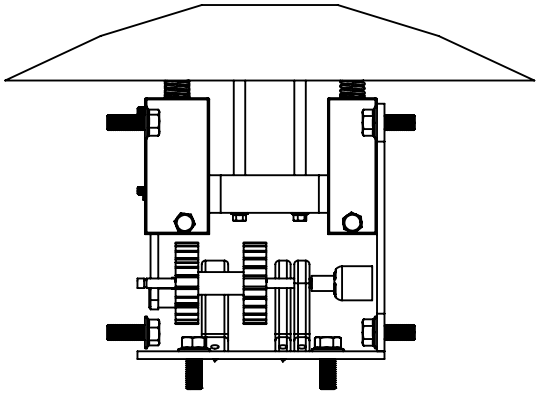
TITLE:

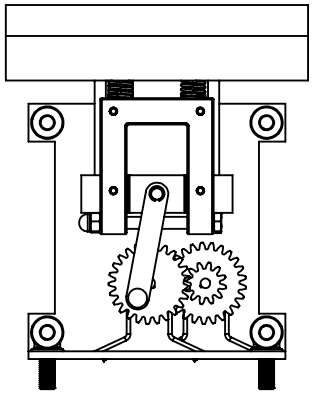
Assemblage complet

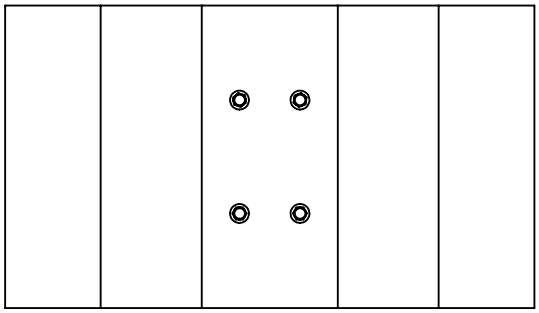
Vue eclaté

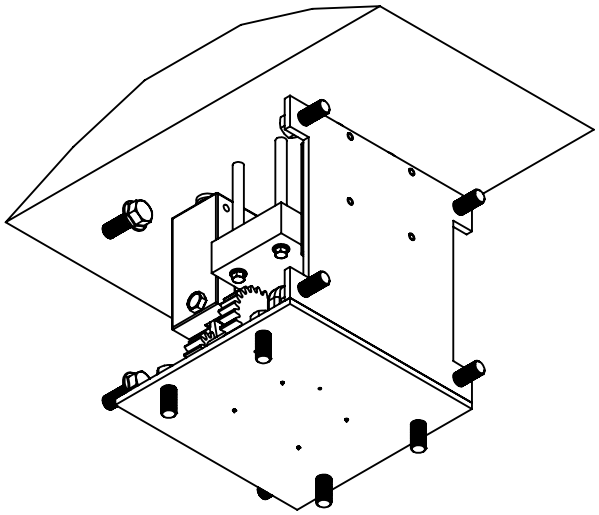
A0

SHEET 1 OF 1

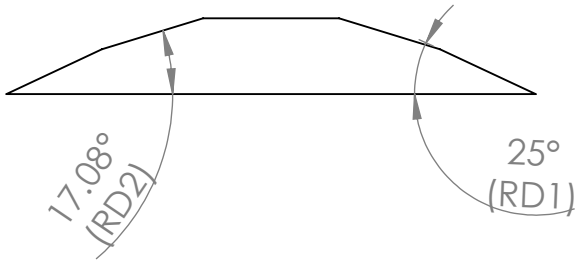


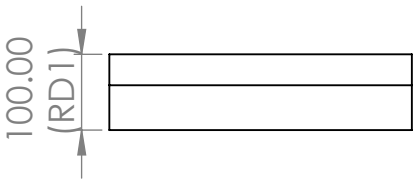


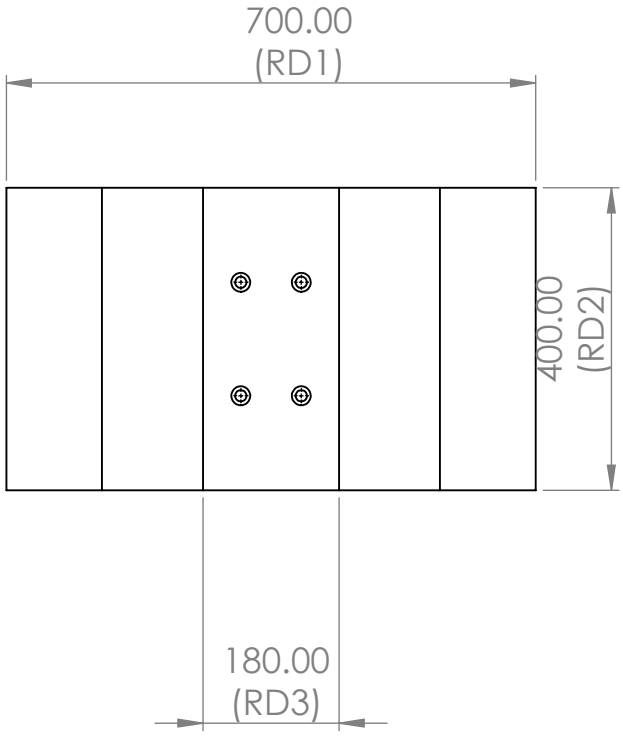


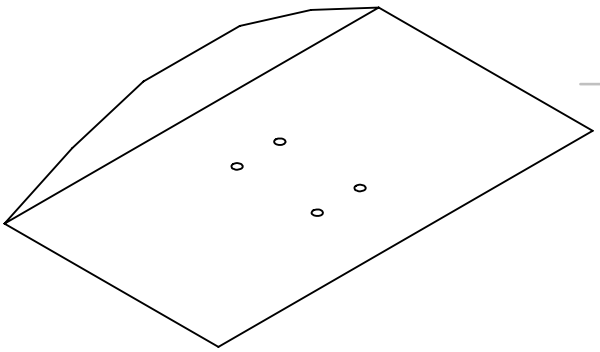


20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**AISI 1020**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Vue d'ensemble du système**	**Échelle: 1:10**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	

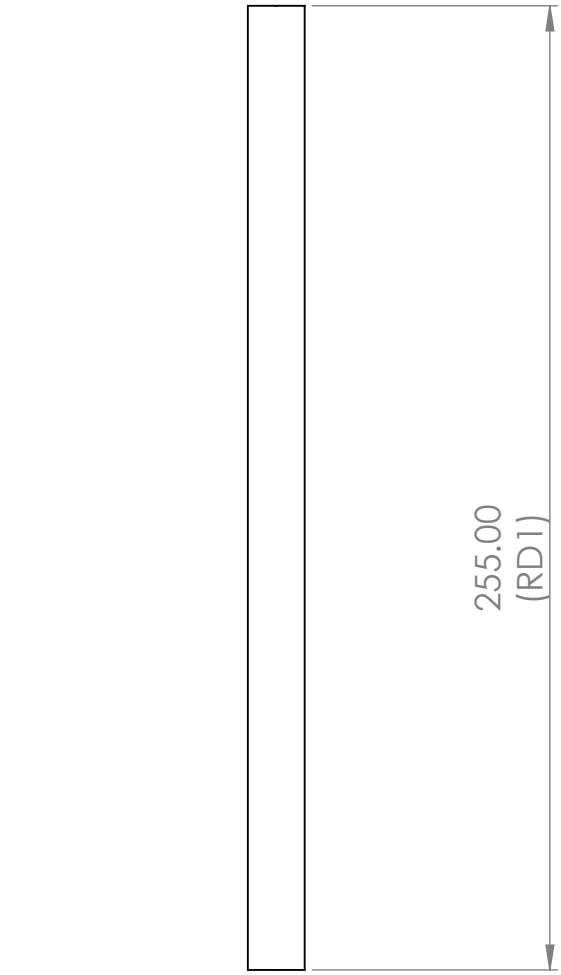


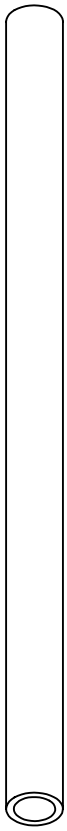


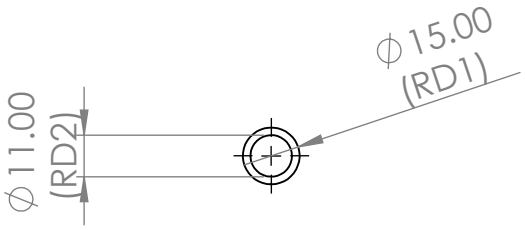




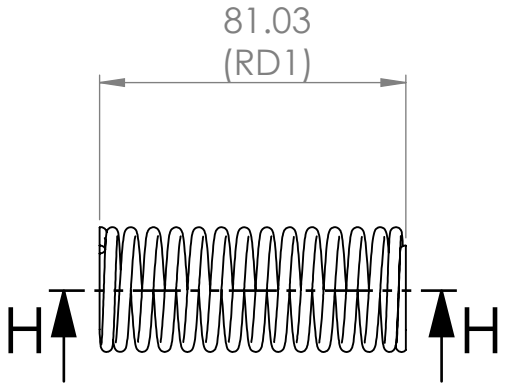
20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**AISI 1020**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Plaque supérieure**	**Échelle: 1:10**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	

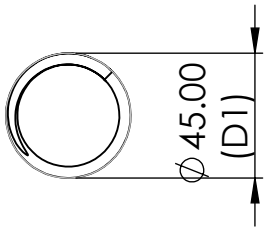


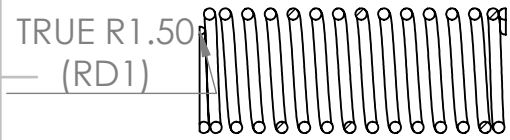




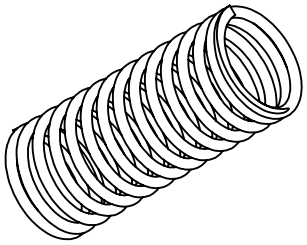
20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**S235**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Guide latérale**	**Échelle: 1:2**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	



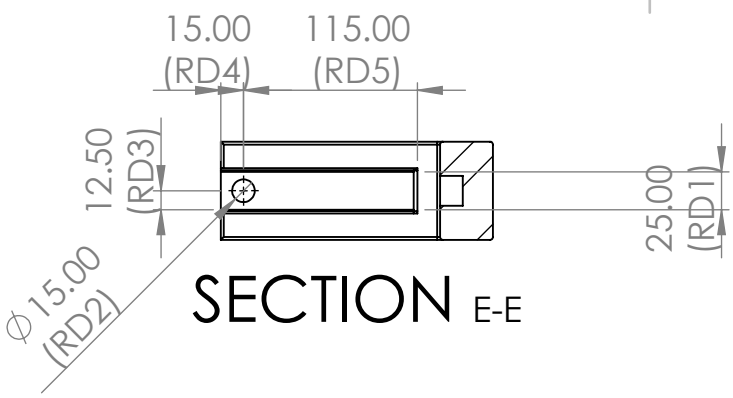




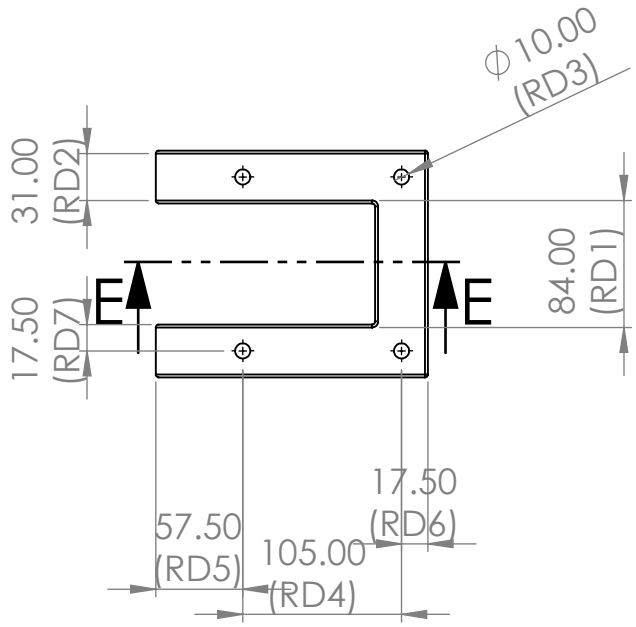
SECTION H-H

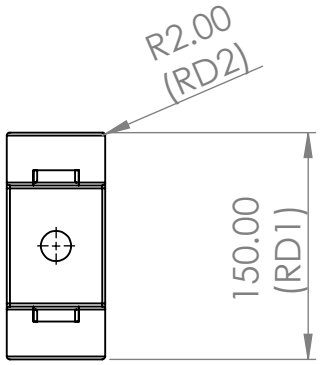


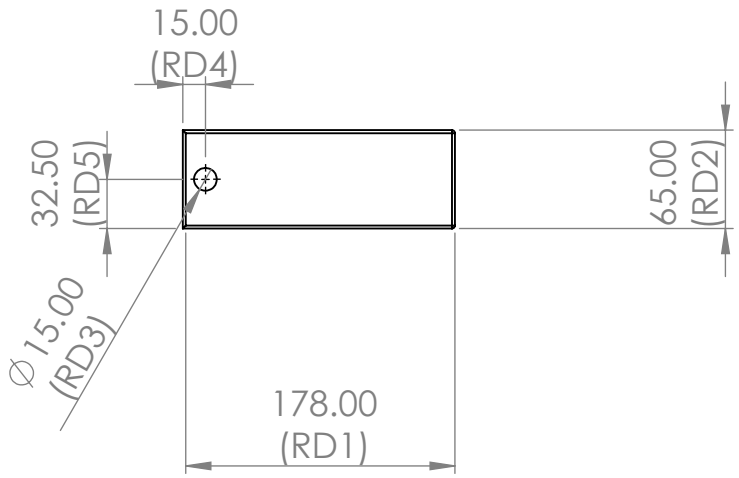
20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**AISI 1020**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Ressort 1**	**Échelle: 1:2**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	

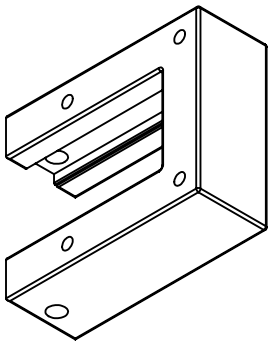


SECTION E-E

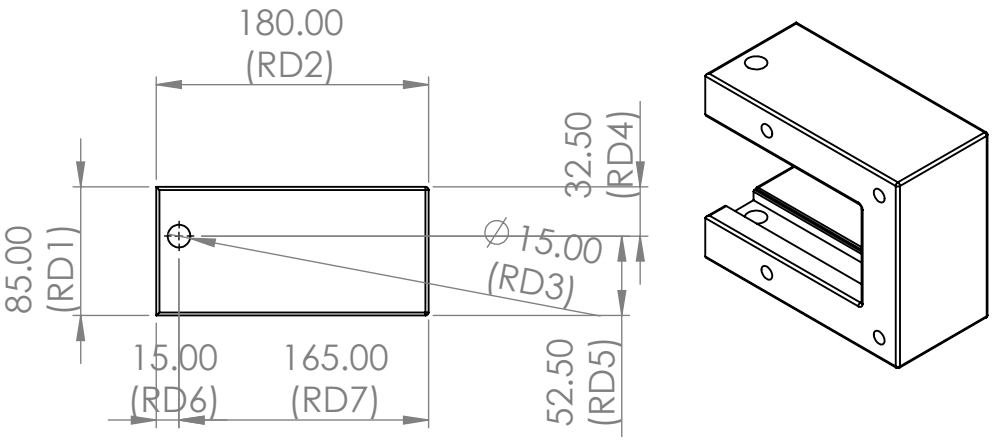


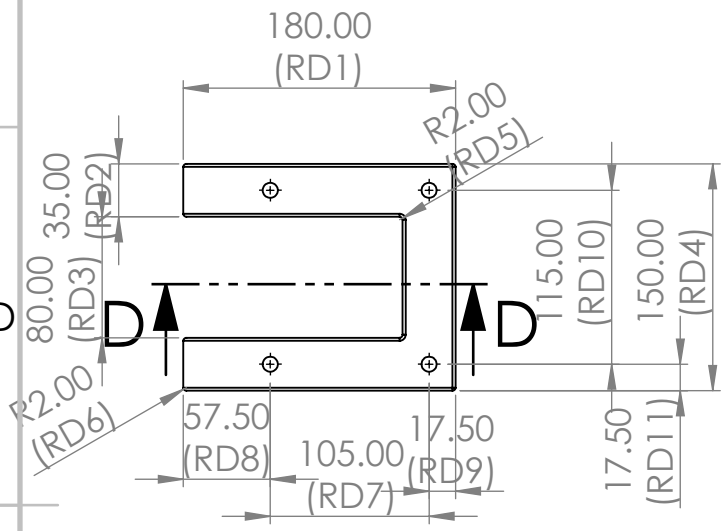


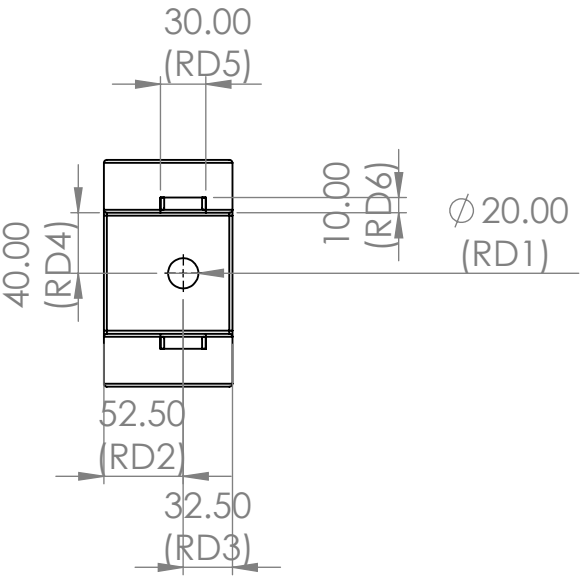


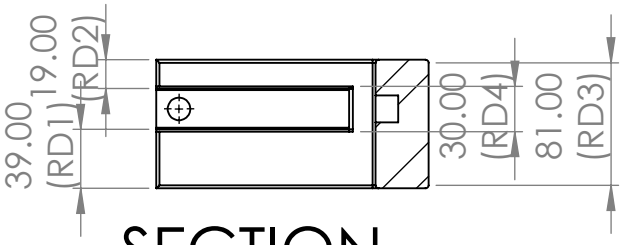


20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**AISI 1020**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Guide U**	**Échelle: 1:5**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	

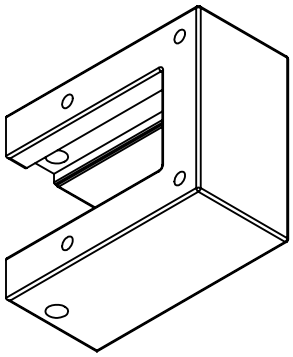




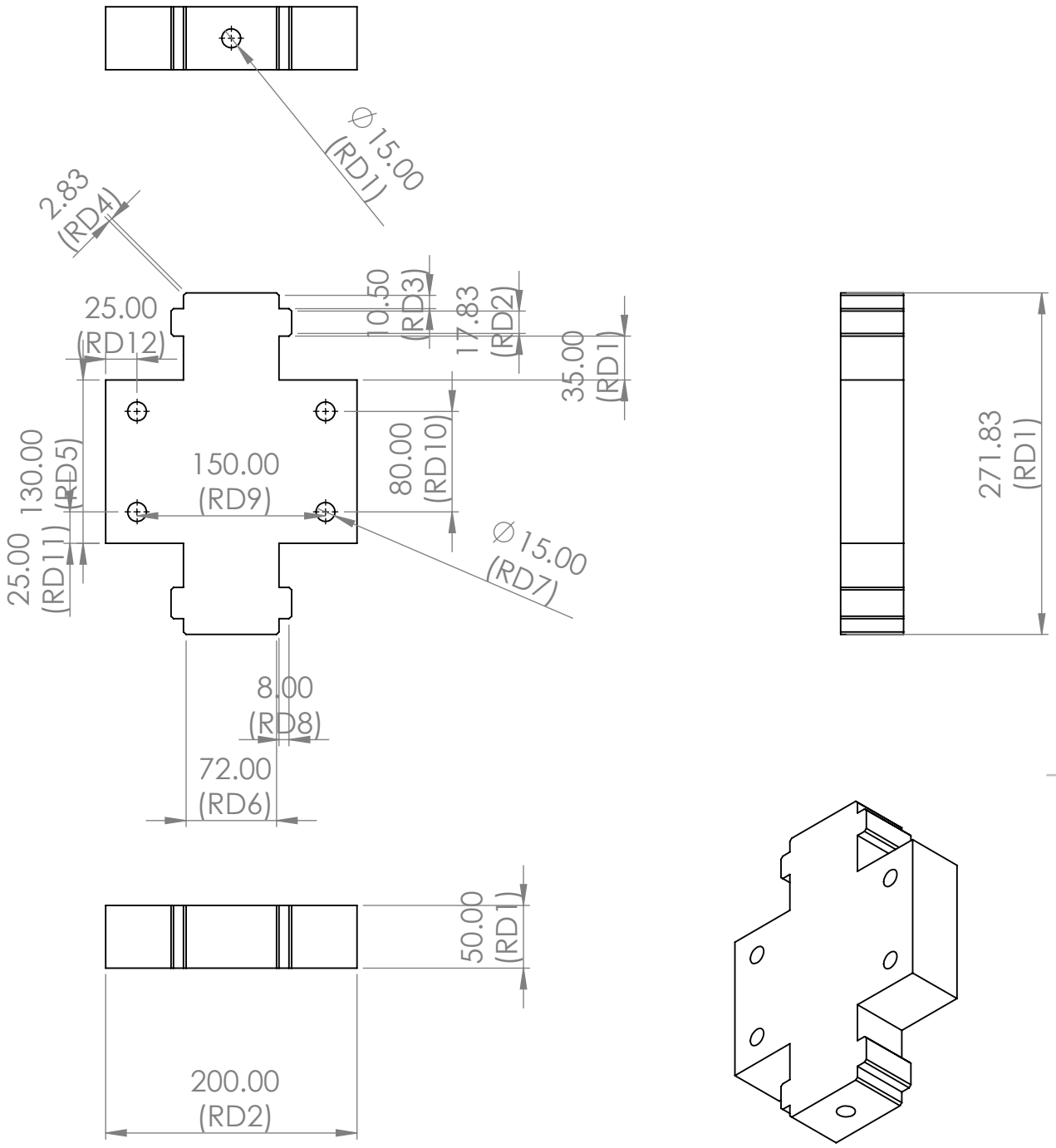




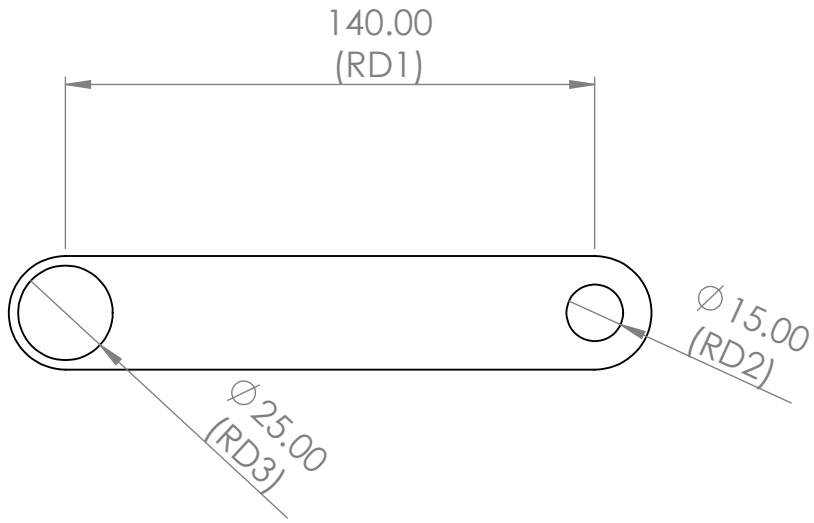
SECTION D-D

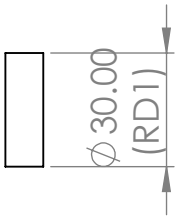


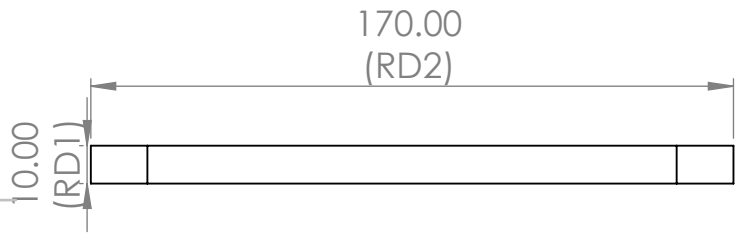
20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**S235**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Guide U large**	**Échelle: 1:5**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	

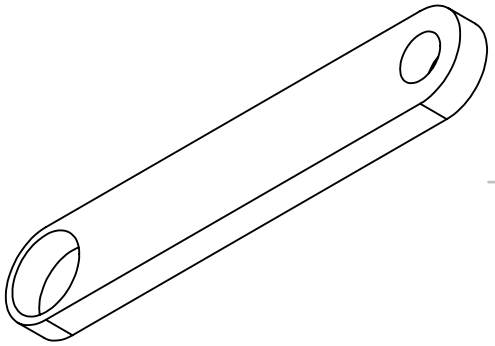


20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**S235**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Coulisseau**	**Échelle: 1:5**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	

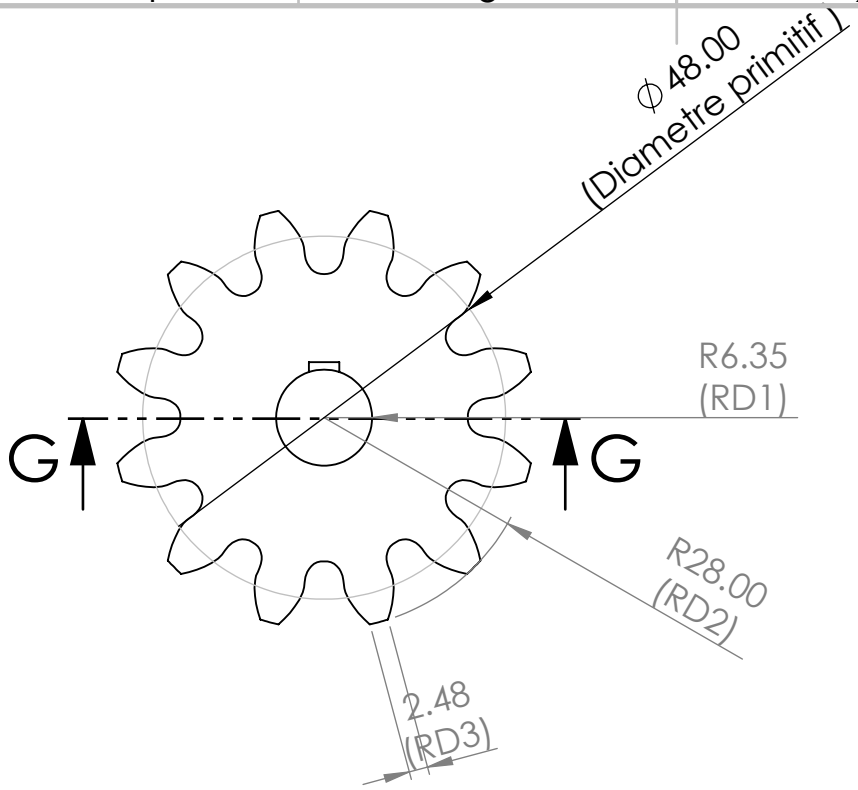


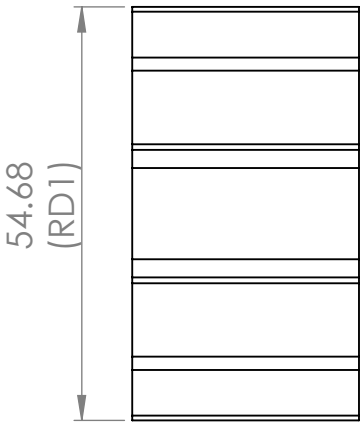


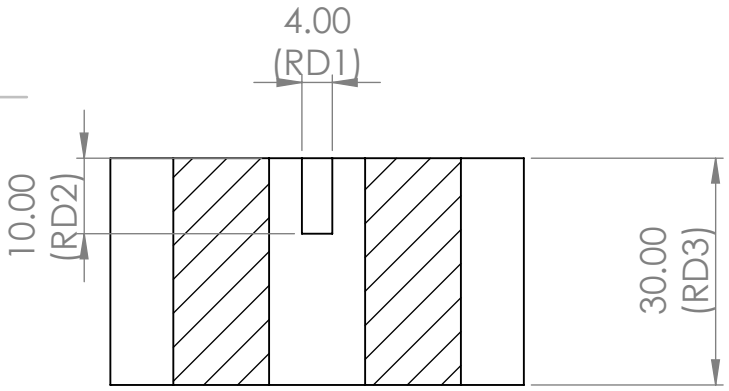




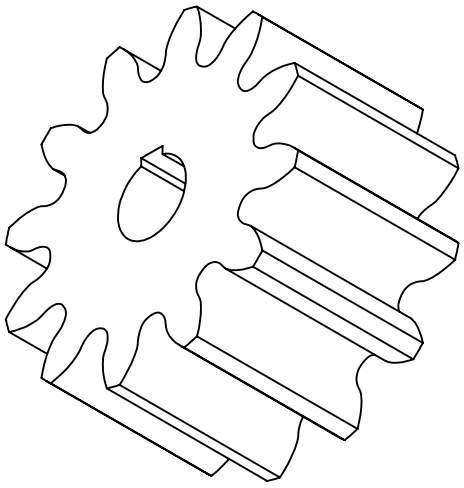
20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**C45**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Bielle**	**Échelle: 1:2**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	



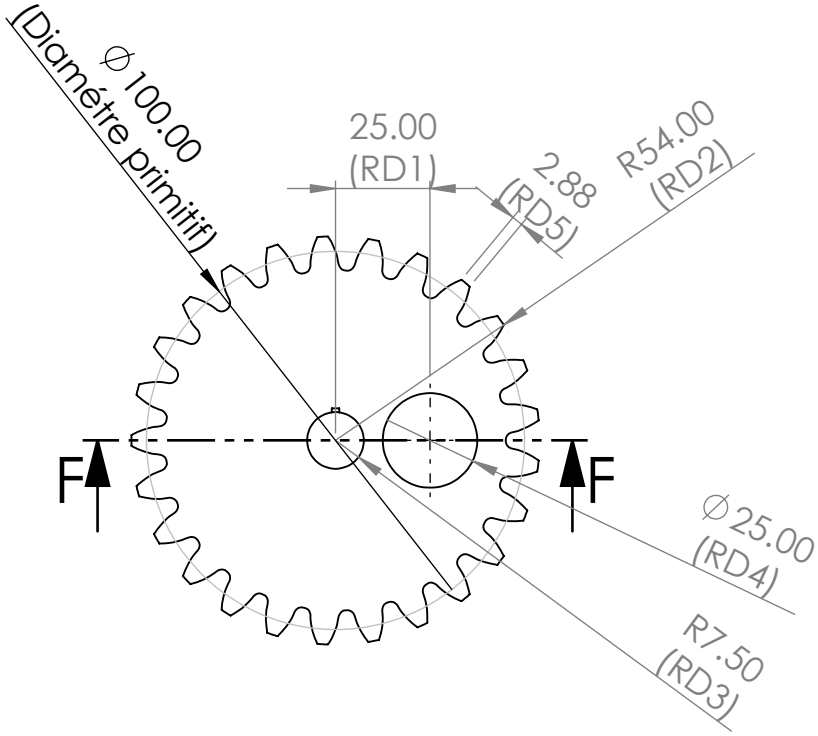


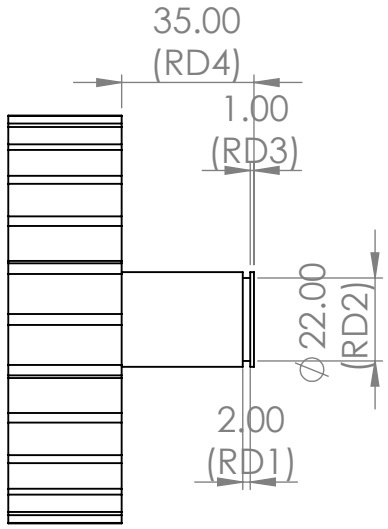


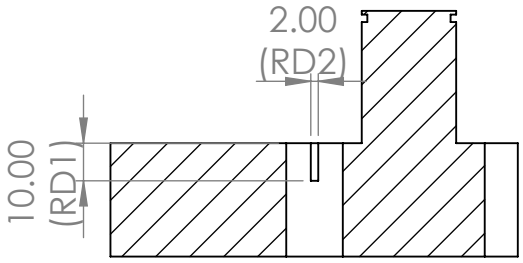
SECTION G-G



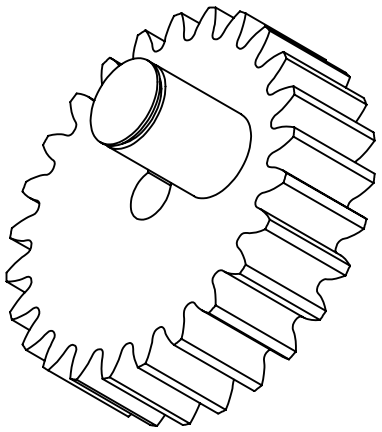
20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**42CrMo4**
MECATRONIQUE MASTER 2	**pignon finale**	**Échelle: 1:1**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	



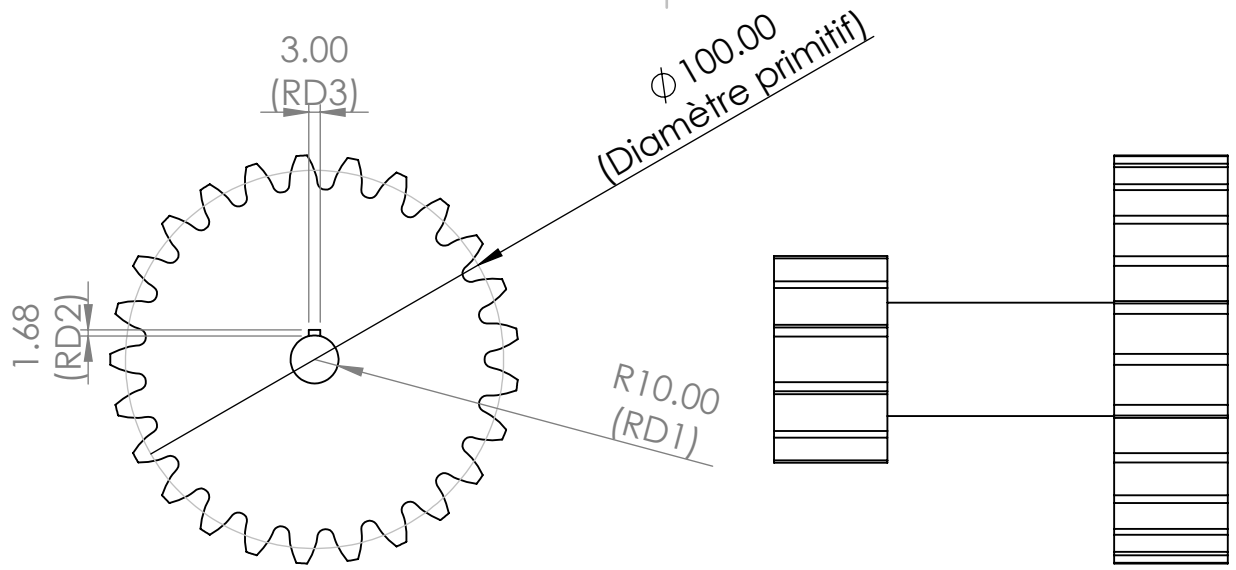


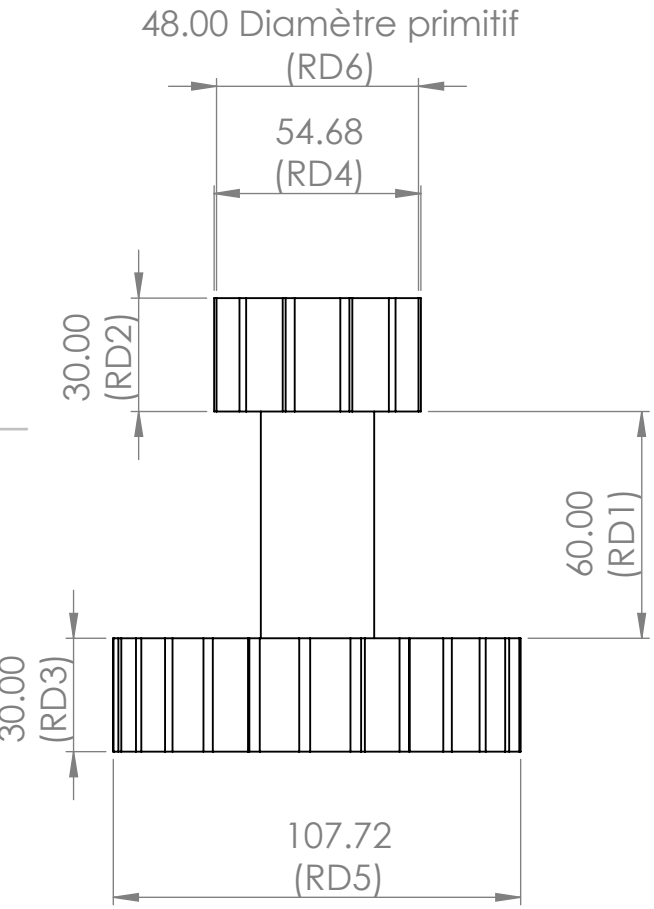


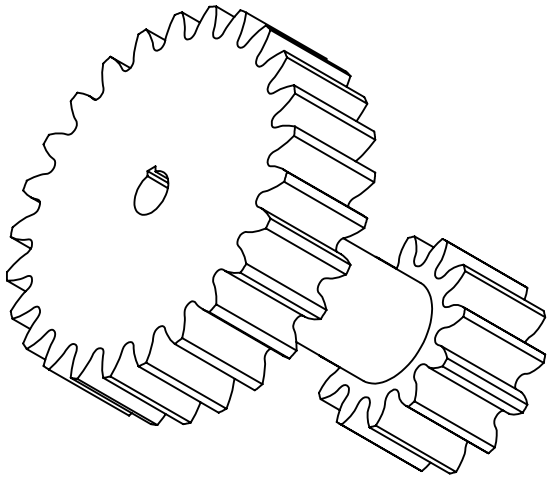
SECTION F-F



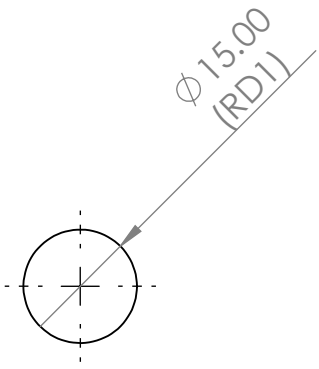
20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**42CrMo4**
MECATRONIQUE MASTER 2	**pignon bielle**	**Échelle: 1:2**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	

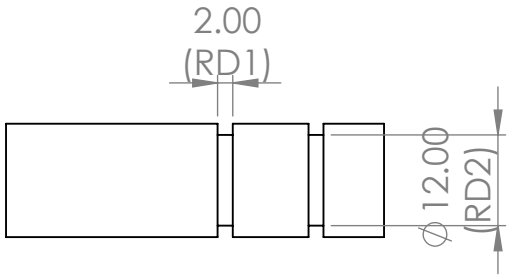


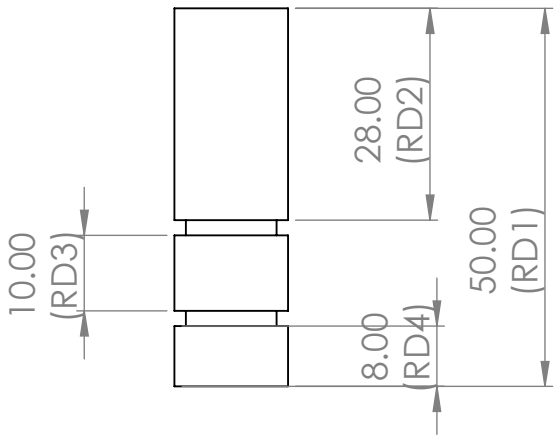


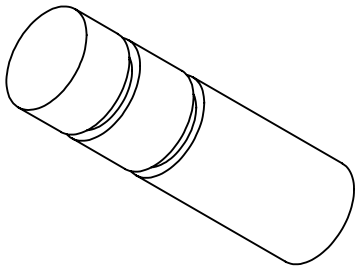


20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**42CrMo4**
MECATRONIQUE MASTER 2	**pignon doublé**	**Échelle: 1:2**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	

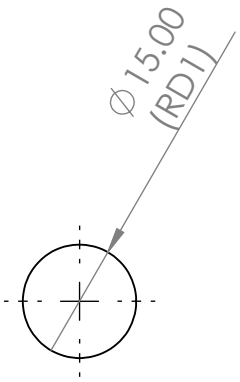


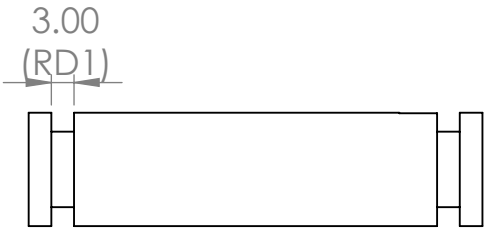


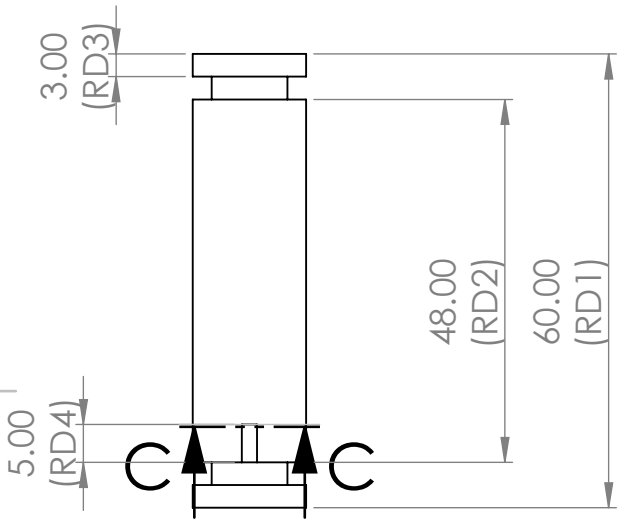


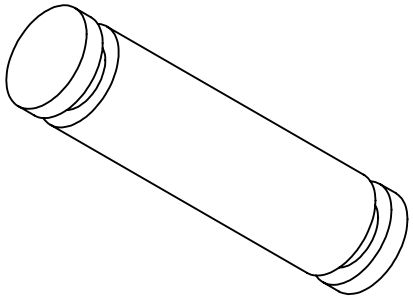


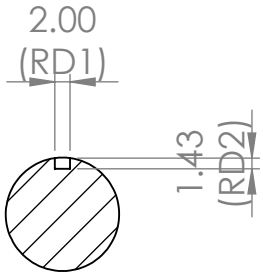
20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**S235**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Axe bielle coulisseau**	**Échelle: 1:1**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	





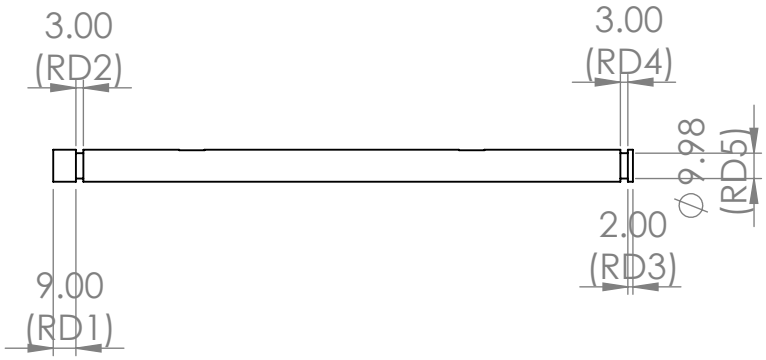


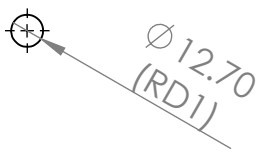


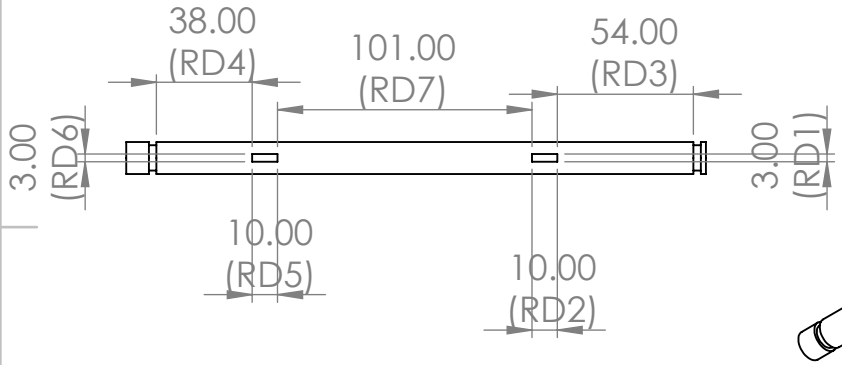


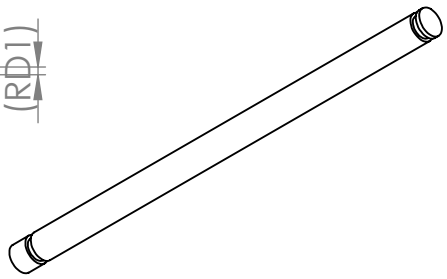
SECTION C-C

20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**S235**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Axe de fixation de manivelle**	**Échelle: 1:1**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	

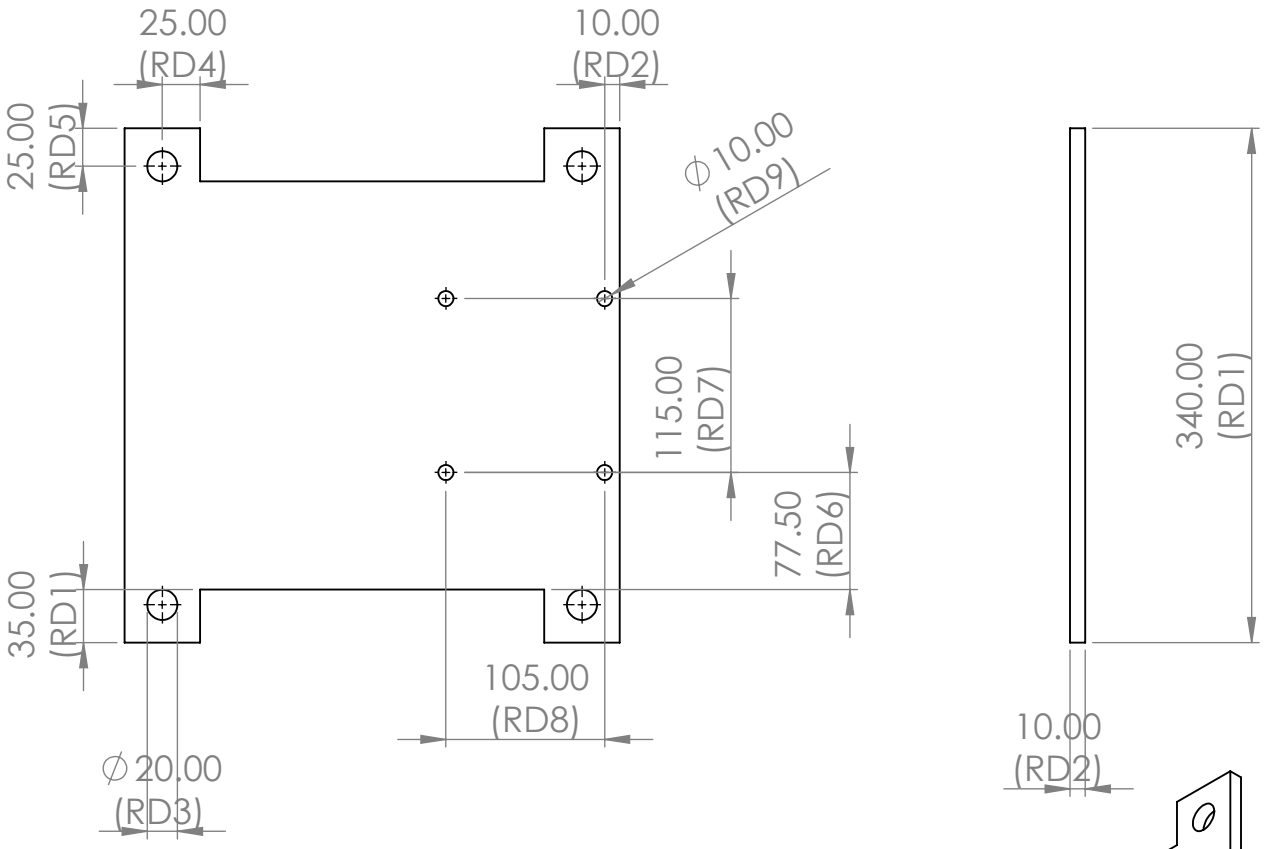


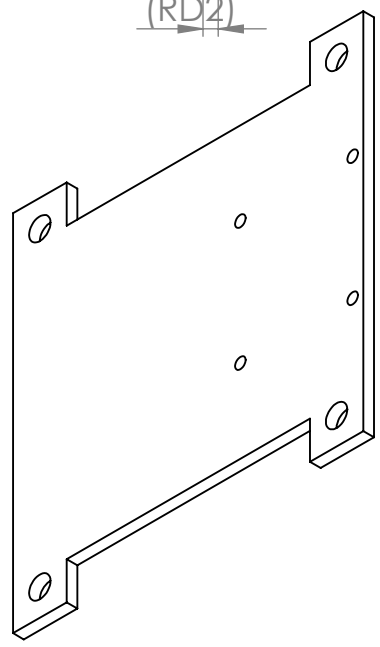


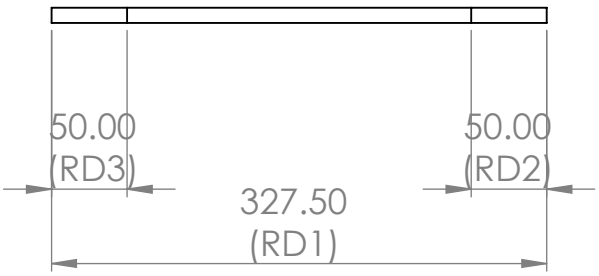




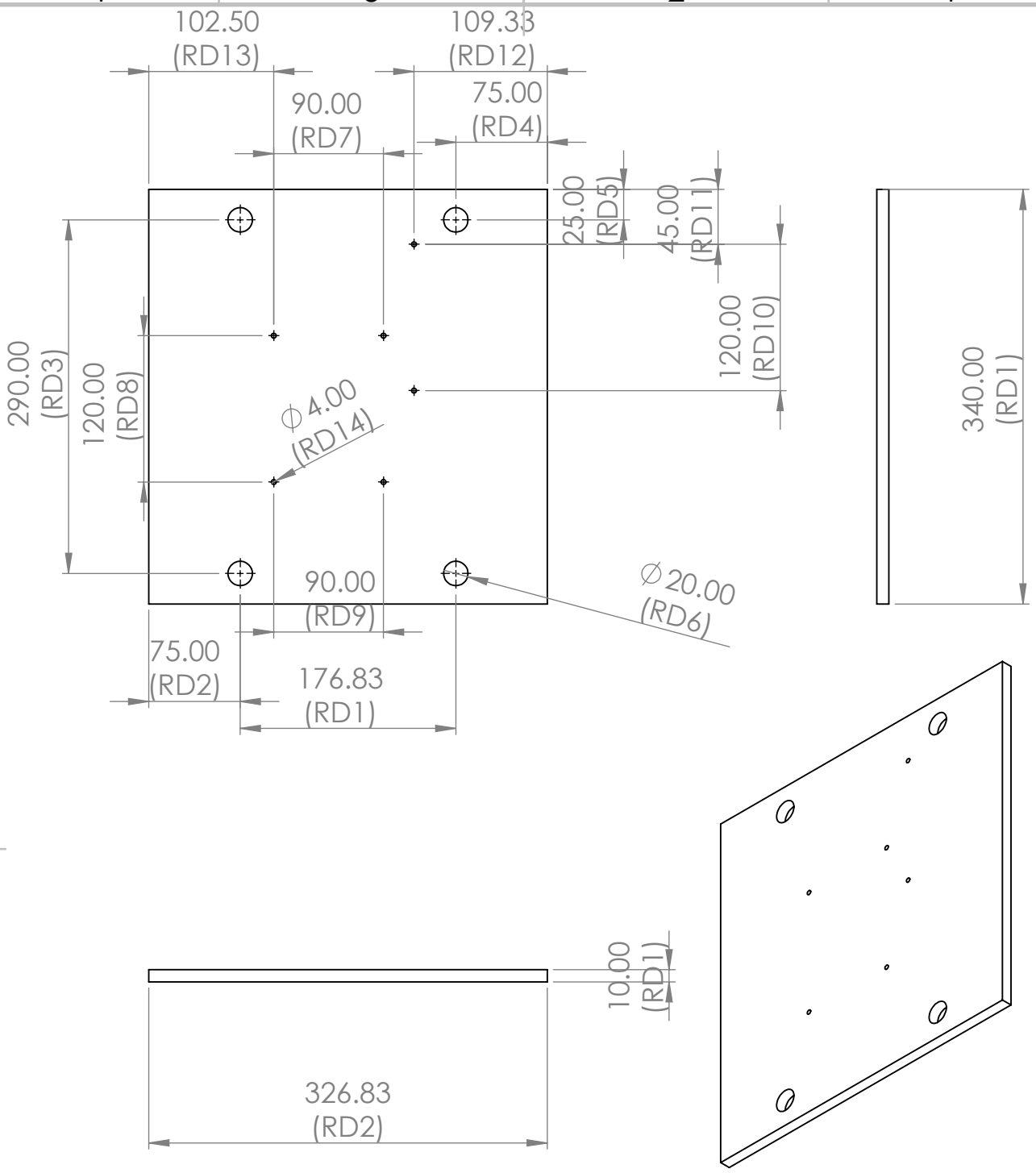
20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**S235**
MECATRONIQUE MASTER 2	**axe roue double**	**Échelle: 1:5**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	







20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**AISI 1020**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Plaques de fixation gauche**	**Échelle: 1:5**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	



20/05/2025	**UNIVERSITE YAHYA FARES MEDEA**	**AISI 1020**
MECATRONIQUE MASTER 2	**Plaque de fixation dessous**	**Échelle: 1:5**
	BENHAMOUDA AHMED REDHA	