

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

UNIVERSITÉ SAAD DAHLEB – BLIDA –
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etude

Pour l'obtention d'un Master Académique en Génie Mécanique
Option : Conception mécanique

THÈME

***ETUDE ET CONCEPTION
D'UNE GRUE DE CINEMA***

Proposé par :

**La société AVERROES
Films**

Promoteur :

- Mr : M. MEGHATRIA

Présenté par :

- LONGO Adlene

Année Universitaire: 2010/2011

DEDICACES

A MES TRÈS CHERS PARENTS;

A MES FRÈRES ET SŒURS;

A TOUTE MA FAMILLE ;

A TOUS MES AMIS;

A TOUS MES COLLÈGUES;

*A TOUS CEUX QUE J'AI CONNUS DURANT
MA FORMATION;*

*A TOUS CEUX POUR QUI JE COMPTE ET QUI
COMPTENT POUR MOI;*

JE DÉDIE CE TRAVAIL.

REMERCIEMENT

Je remercie en premier lieu **ALLAH** le tout puissant de m'avoir donné la santé et le pouvoir d'accomplir ce modeste travail.

Je remercie mes parents pour leur patience, leurs encouragements et leur soutien.

Mes remerciements vont à Mr. M. MEGHATRIA d'avoirs acceptées de m'encadrer, de leurs précieux conseils et de leur disponibilité.

Je tien aussi, à remercier les membres du jury de me faire l'honneur de lire et évaluer ce travail.

Je remercie également Mr TEMMAR pour son aide, Mr BELOUD Med ElAmine le représentant de l'entreprise AVERROES Films ainsi tout ceux qui m'en aidé à faire ce travail,

Mes remerciements vont aussi à tous les enseignants du département Génie mécanique ainsi qu'à tous les enseignants qui ont participé à notre formation.

Résumé

L'objectif de ce projet est la conception d'une grue mécanique pour caméra l'aide du logiciel Inventor professionnelles 2010 d'Autodesk. La conception se fera en trois grandes étapes. La première consiste à rassembler des informations sur les différentes technologies dont on a besoin (grue de manutention, bras manipulateur et la motorisation. La seconde est une présentation de la conception de l'ensemble et le choix de solution des mécanismes. La dernière étant un calcul des sollicitations appliquées ainsi leur impactes sur le système par le logiciel Inventor pour une vérification et connaître la forme final de la conception.

Mots clés :

Inventor professionnelles 2010, grue mécanique pour caméra, calcul des sollicitations, l'impacte sur le système.

Table des matières

Chapitre 1 : Introduction générale

I.1. INTRODUCTION :	2
I.2.CAHIER DES CHARGES :	2
I.3. OBJECTIF :	3

Chapitre 2 : Synthèse bibliographique

II.1. LES GRUES :	5
II.1.1. INTRODUCTION :	5
II.1.2.DIFFERENTS TYPES DE GRUES :	5
II.1.2.1 GRUES A TOUR :	6
II.1.2.2. GRUES MOBILES :	7
II.1.2.3. GRUES SPECIALES :	8
II.2. BRAS MANIPULATEUR :	9
II.2.1. INTRODUCTION :	9
II.2.2. DEFINITION D'UN ROBOT :	10
II.2.3. REPRESENTATION DES TRANSFORMATIONS RIGIDES :	10
II.2.3.1. NOTATIONS ET DEFINITIONS :	10
II.2.3.2. ROTATIONS :	11
II.2.3.3. TRANSFORMATIONS RIGIDES :	23
II.2.3.4. DESCRIPTION DES BRAS MANIPULATEURS :	26
II.2.3.5. CHAINE CINEMATIQUE D'UN BRAS MANIPULATEUR :	26
II.2.3.6. PARAMETRES DE DENAVIT-HARTENBERG MODIFIES :	28
II.2.3.7. RELATIONS GEOMETRIQUES :	31

Chapitre 3 : Etude de la motorisation

III.1.MOTEUR ELECTRIQUE :	33
III.1.1.INTRODUCTION :	33
III.1.2. LES MOTEURS ASYNCHRONES :	33
III.1.2.1. STRUCTURES :	34
III.1.3. LES MOTEURS A COLLECTEUR MECANIQUE :	37
III.1.4. LES MACHINES SYNCHRONES	39
III.1.4.1. PAS A PAS A AIMANTS :	39

Chapitre 4 : Conception du système

IV.1.INTRODUCTION	42
IV.2 DEFINITION DE LA CAO	42
IV. 2.1. LES AVANTAGES ET LES INCONVENIANTS DE LA CAO.....	42
IV.3 SOLUTIONS REALISEES SOUS LOGICIEL INVENTOR D' AUTODESK.....	42
IV.3.1.INTERFACE.....	43
IV.3.2 AVANTAGES DU LOGICIEL	46
IV.4.PRESENTATION DE LA CONCEPTION ET LES CRITERES DE CHOIX.....	47
IV.4.1.LA GRUE	48
IV.4.1.1.BRAS ET ARTICULATIONS	49
IV.4.1.2.TREPIED	50
IV.4.2.TETE DE LA GRUE.....	51
IV.4.2.1.CORNIERE SUPERIEURE.....	53
IV.4.2.2.CORNIERE INTERMEDIAIRE	54
IV.4.2.3.CORNIERE INFERIEURE.....	54
IV.5.ETUDE ET SIMULATION SUR INVENTOR	55
IV.5.1.DIMENSIONNEMENT ET CHOIX DES MOTEURS	55
IV.5.1.1.CALCUL DU COUPLE.....	55
IV.5.1.2.CHOIX DES MOTEURS	56

IV.5.2.CALCUL DE L'IMPACT DU POIDS DE LA CAMERA SUR LA TETE DE LA GRUE	57
IV.5.3.CALCUL DE L'IMPACT DES FORCES SUR LES BRAS DE LA GRUE	58
IV.5.3.1.CALCUL L'IMPACT DES FORCES SUR LES BARRE RALLONGE	58
IV.5.3.2.CALCUL DE L'IMPACT DES FORCES SUR LE BRAS DE MANIPULATION	59
V. CONCLUSION	61
ANNEXES	
ANNEXE (A) : DESSIN D'ENSEMBLE DE LA GRUE	
ANNEXE (B) : DESSIN DE DEFINITION DES DIFFERENTES PIECES DE LA GRUE	
BIBLIOGRAPHIE	

Liste des figures

Figure II.1 : Grues à tour	6
Figure II.2 : Grues mobiles	8
Figure II.3 : Bras de manipulateur	10
Figure II.4 : Changement de base des coordonnées d'un point	12
Figure II.5 : Rotation d'un solide autour d'un point fixe	13
Figure II.6 : Exemple de rotation plane	14
Figure II.7 : Rotations successives autour d'axes non fixes	17
Figure II.8 : Rotations successives autour d'axes fixes	18
Figure II.9 : Rotations successives dans le paramétrage par les angles d'Euler	20
Figure II.10 : Rotations successives dans le paramétrage par les angles de roulis, tangage	22
Figure II.11 : Transformation rigide du solide S	23
Figure II.12 : Représentation d'un bras manipulateur	26
Figure II.13 : Bras manipulateurs de type anthropomorphe et SCARA	27
Figure II.14 : Chaîne cinématique d'un bras manipulateur série	27
Figure II.15 : Paramètres de Denavit-Hartenberg modifiés	29
Figure II.16 : Placements respectifs des repères R_n et du point O_{n+1}	29
Figure II.17 : Repérage et paramétrage d'un bras manipulateur de type 6R selon la méthode des paramètres de Denavit-Hartenberg modifiés	30
Figure III.1 : Structure « Shaded Pole » en U à 2 pôles	34
Figure III.2 : a : Structure 4 pôles à spires de Frager b : exemple de ventilateur 2 pôles	34 34
Figure III.3 : Moteurs asynchrones « monophasés » à condensateur de déphasage	35
Figure III.4 : Moteur asynchrone (SIMU) associé à un frein pour volets roulants	36
Figure III.5 : Coupe du moteur chemisé et pompe de circulateur de chauffage (Salmson)	37
Figure III.6 : Allures des caractéristiques couple-vitesse des machines à collecteur à aimants permanents (flux inducteur constant) et à excitation série (moteurs universels).	38
Figure III.7 : Moteur de jouet Mabuchi 7,2 V-8,4 W	38
Figure III.8 : Moteur Lavet monophasé pour l'horlogerie	39
Figure III.9 : Structure à aimants diphasée à induit à griffes	40
Figure IV.1 : Interface d'entrée du logiciel Inventor	43
Figure IV.2 : Interface d'ésquise du logiciel Inventor	44
Figure IV.3 : Interface des pièces 3D du logiciel Inventor	44
Figure IV.4 : Interface d'ensemble du logiciel Inventor	45

Figure IV.5 : L'interface du logiciel Inventor en mode simulation	45
Figure IV.6 : L'ensemble de la grue	47
Figure IV.7 : Première partie de la grue	48
Figure IV.8 : Bras et articulation de la grue	49
Figure IV.9 : Trépied	50
Figure IV.10 : L'ensemble tête de grue	51
Figure IV.11 : Les trois sous-ensemble de tête de grue	52
Figure IV.12 : Les différentes pièces de la cornière supérieure	53
Figure IV.13 : La cornière intermédiaire	54
Figure IV.14 : La cornière inférieure	54
Figure IV.15 : Interface donnant les caractéristique physique du système	55
Figure IV.16 : Distance du centre de gravité par rapport à l'axe de rotation	56
Figure IV.17 : Résultat de l'étude des contraintes sur la tête de grue	58
Figure IV.18 : Résultat de l'étude des contraintes sur les barre rallonge	59
Figure IV.19 : Résultat de l'étude des contraintes sur le bras de manipulation	60

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre (III)

Tab(III.1) : Tableau de comparaison des caractéristiques entre un moteur monophasé et triphasé.

Chapitre (IV)

Tab(IV.1) : Tableau des caractéristiques des motoréducteurs à courant continu

Liste des principaux symboles

Signification des variables utilisées pour le calcul du couple

- y la distance entre le centre de gravité et l'axe du moteur [mm]
- p le poids de la caméra + le poids du mécanisme [Kg]
- C le couple nécessaire pour faire pivoter la caméra [N.m]

Signification des variables utilisées pour le calcul de la force appliquée sur le bras de manipulation

- M1 moment appliqué aux barres rallonges [N.m]
- M2 moment appliqué au bras de manipulation [N.m]
- F1 la charge de la caméra + mécanisme tête de grue + les bras [N]
- F2 la charge des contre poids + bras coté manipulation [N]
- L1 la distance du centre de gravité du mécanisme coté caméra par rapport à l'origine [m]
- L2 la distance du centre de gravité du mécanisme coté manipulation par rapport à l'origine [m]
- Pc la charge des contre poids [N]
- Pb la charge du bras coté manipulation [N]

CHAPITRE I :

Introduction générale :

I.1. INTRODUCTION:

Notre projet consiste en la conception mécanique et l'étude sommaire d'une grue mécanique pour caméra où la charge de levage est déterminée par le poids de la caméra donné dans le cahier de charge.

Notre travail sera de trouver et de choisir des solutions mécaniques et des organismes qui composent cette grue dont la fonctionnalité est définie par le cahier de charges ci-après.

I.2.CAHIER DES CHARGES :

Le cahier de charges est intitulé : Conception d'une grue mécanique motorisée pour caméras professionnelles. Il a été proposé par la Sarl Averroes Films dont le représentant est Monsieur Beloud Mohamed El Amine.

L'objectif est de réaliser cette grue mécanique motorisée tout en prenant en compte les facteurs suivants :

- La facile d'utilisation,
- La fiabilité,
- La solidité,
- Le respect des mouvements fluides des plans cinématographiques.

Le motif de l'entreprise est d'innover dans le domaine des grues de cameras, améliorer l'image de l'entreprise, minimiser les coûts, proposer une conception aux besoins de l'entreprise et réaliser la grue avec un prix de revient pouvant défier la concurrence présente et avenir.

Concernant l'aspect technique, on devra respecter les facteurs suivants :

- Longueur de la grue : Extensible de 1,5 à 4,5 mètres. La grue sera posée sur un Trépied de caméras standard. Celle-ci sera positionnée à l'extrémité de la grue,
- La flexibilité se fera sur deux points : au niveau du trépied et à l'extrémité de la grue (niveau de la caméra).
- La grue devra fonctionner au niveau du trépied comme suit :
 1. Niveau zéro degré sera le point horizontal du trépied,
 2. Monter verticalement à 90°,
 3. Descendre verticalement à 70°,
 4. Tourner horizontalement à 360° (autour du trépied).

- La grue devra fonctionner au niveau de la caméra comme suit :
 1. Faire monter la camera verticalement à 70°,
 2. Faire descendre la caméra à 70°,
- Tourner horizontalement à 360°.
- Blocage : Une molette doit être utilisée pour bloquer chaque rotation bloquant ainsi la position de la grue.

Le poids de la caméra est de : 8 kg et ses dimensions sont : 350×250×300 mm

Tous les instruments qui permettront de guider la grue devront être à portée de l'utilisateur : fixation du contre poids, soulèvement, rotation du moteur en 2D...etc. Ce mouvement se fera par des leviers (bras) ainsi qu'une télécommande pour les moteurs. Aussi, tous les mouvements doivent être fluides.

Un support pour écran branché à la caméra doit être conçu pour permettre de cadrer le mouvement.

La Sarl Averroes Films a aussi fixé les caractéristiques suivantes :

- Tout détail de conception ne pouvant être fabriqué pour cause de moyens matériels ou financiers qui requièrent une modification est admis,
- Il est laissé une libre imagination au concepteur. Tout est variable sauf les mouvements attendus de la grue,
- Le choix de la grue doit respecter la fixation standard des caméras au niveau du statif (composant de fixation).

I.3. OBJECTIF :

Une première exquise et conformément au cahier de charge, on remarque que ces grues ont une structure similaire aux grues de manutention tout en respectant les mouvements fluides et précis du bras manipulateur.

Notre objectif est d'étudier et de concevoir une structure semblable aux grues légères de manutention en tenant compte du respect des mouvements du bras manipulateur.

Etudier d'abord la structure mécanique en tant qu'éléments statiques (dimensionnement) ensuite l'assimilation du bras manipulateur ; deux entités à prendre en considération lors de cette étude.

CHAPITRE II :

Synthèse bibliographique :

II.1. LES GRUES :

Une grue est un appareil de levage travaillant en porte à faux par l'intermédiaire d'une membrure appelée flèche et comportant un ou plusieurs crochets de levage ou des dispositifs de préhension tels que benne preneuse, électro-aimant, grappin, etc.

II.1.1. INTRODUCTION :

On définit une grue par :

- Sa capacité de levage ; La charge étant exprimée en tonnes,
- Sa hauteur de levage définissant l'espace accessible ainsi que la portée. Ces deux points, pris séparément, ne peuvent réellement définir une grue du fait qu'il faut au préalable déterminer : la charge maximale à portée minimale (exemple : 50 t à 5 m), la charge minimale à portée maximale (exemple : 2 t à 50 m), le type (grue mobile, à tour, ou autres), les caractéristiques propres (nature de la propulsion (fixe, sur chenilles, sur pneus, sur rail, etc.), nature de l'équipement (type de flèche, etc.), nature des transmissions (mécanique, hydraulique, etc.) et nature de l'énergie (thermique, électrique, etc.),
- La dénomination tonne-mètre. Par exemple, une grue de 200 t · m peut porter 20 t à 10 m ou 10 t à 20 m.

Pour notre étude, on se référera aux références du traité l'entreprise industrielle grâce aux articles suivants : appareils de levage, Généralités et grues mobiles de chargement

II.1.2. DIFFERENTS TYPES DE GRUES :

Il y a quelques années encore, nous pouvions distinguer facilement certains types de grues bien précis. Actuellement, la diversité de leur utilisation et le souci de dissocier une grue en sous-éléments (afin de les assembler suivant les besoins), ont fait qu'il devient de plus en plus difficile de parler d'un type bien défini de grue.

Toutefois nous distinguerons encore, pour faciliter la compréhension, trois grandes familles de grues de chantier :

- les grues à tour,
- les grues mobiles,
- les grues spéciales (plus ou moins dérivées des deux premiers types).

II.1.2.1 GRUES A TOUR :

Elles sont des grues à flèche orientable dont le pied de flèche est situé à une certaine hauteur, sur la partie supérieure d'un mât (ou tour) comme le montre la figure II.1.

Nous distinguons deux grands groupes : les grues à flèche relevable et les grues à flèche distributrice.

1. **Grues à flèche relevable** : la flèche est articulée dans un plan vertical pour faire varier le rayon de travail (portée) et la hauteur de mise sous crochet,

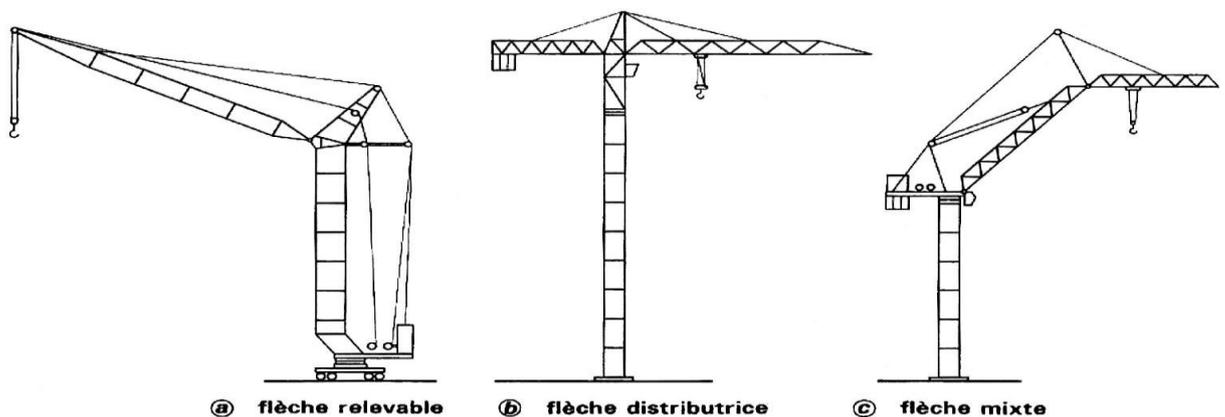


Figure II.1 : Grues à tour

2. **Grues à flèche distributrice** : la flèche est maintenue horizontale. La hauteur maximale sous crochet reste ainsi constante quelle que soit la portée, et la variation du rayon de travail est obtenue par déplacement d'un chariot sur la flèche ou par déplacement horizontal de la flèche,

On peut aussi signaler qu'un autre groupe, dérivé des deux premiers est apparu ces dernières années. Dans ce type de groupe, la flèche est constituée d'une première demi-flèche articulée dans le plan vertical au bout de laquelle est fixée une autre demi-flèche qui reste horizontale (supportant un chariot) quelle que soit la position de la première demi-flèche relevable comme le montre la figure II.1c.

Ces divers modèles de grues à tour peuvent également se différencier par : la flèche (en treillis, caissons mécano-soudés, rigide, télescopique, dépliable, rétractable), le mât (tournant, fixe, en treillis, télescopique, dépliable, etc), le châssis (fixe, mobile sur pneu, sur galet (rail) ou sur chenille, etc), la nature de l'énergie utilisée (thermique, électrique, etc) et le mode de montage ou de surélévation : automontable ou par surélévation, etc.

On constate aussi que lorsque ces grues sont sur rail, elles peuvent se déplacer avec la charge.

II.1.2.2. GRUES MOBILES :

Elles sont des grues à flèche orientable, susceptibles de déplacements autonomes d'un point à un autre sans asservissement de trajet.

On distingue trois grands groupes : les grues automotrices, les grues sur porteurs et les grues sur chenilles comme le montre la figure II.2. Celles-ci sont :

- 1. Grues automotrices :** elles sont des ensembles homogènes constitués d'un châssis porteur permettant le déplacement, et d'un équipement grue. Elles ne comportent en général qu'une cabine unique contenant les organes de manœuvre de la grue et de conduite du véhicule. Elles sont en général sur pneumatiques et nécessitent des stabilisateurs pendant le travail. Les types de ces grues sont : les grues de parc, les grues routières et les grues tout terrain.
- 2. Grues sur porteur :** elles sont des ensembles constitués par un véhicule porteur autonome sur lequel est adapté un équipement grue autonome (tourelle, cabine, flèche). Ces grues sur pneumatiques, avec stabilisateurs pour le travail, comportent deux cabines distinctes de commande ou l'une sur le porteur contenant les organes de commande pour la conduite du porteur et l'autre sur la partie tournante contenant les organes de commande pour le fonctionnement de la grue.
- 3. Grues sur chenilles :** elles sont des ensembles constitués d'un châssis porteur équipé de chenilles, permettant la translation, sur lequel est installé un ensemble grue (tourelle tournante, cabine, flèche). Elles ne possèdent qu'une cabine comportant les organes de commande de translation et de fonctionnement de la grue.

Ces divers groupes de grues mobiles peuvent également se différencier par les caractéristiques de la flèche (télescopique, en treillis, dépliable, etc.). Dans ces différents types de flèche, nous pouvons avoir plusieurs types de tête de flèche, la possibilité d'une rallonge, la possibilité d'adjonction d'une fléchette ou d'un Jib et la nature des transmissions (électriques, hydrauliques, mécaniques, etc.). L'énergie de base est en principe thermique.

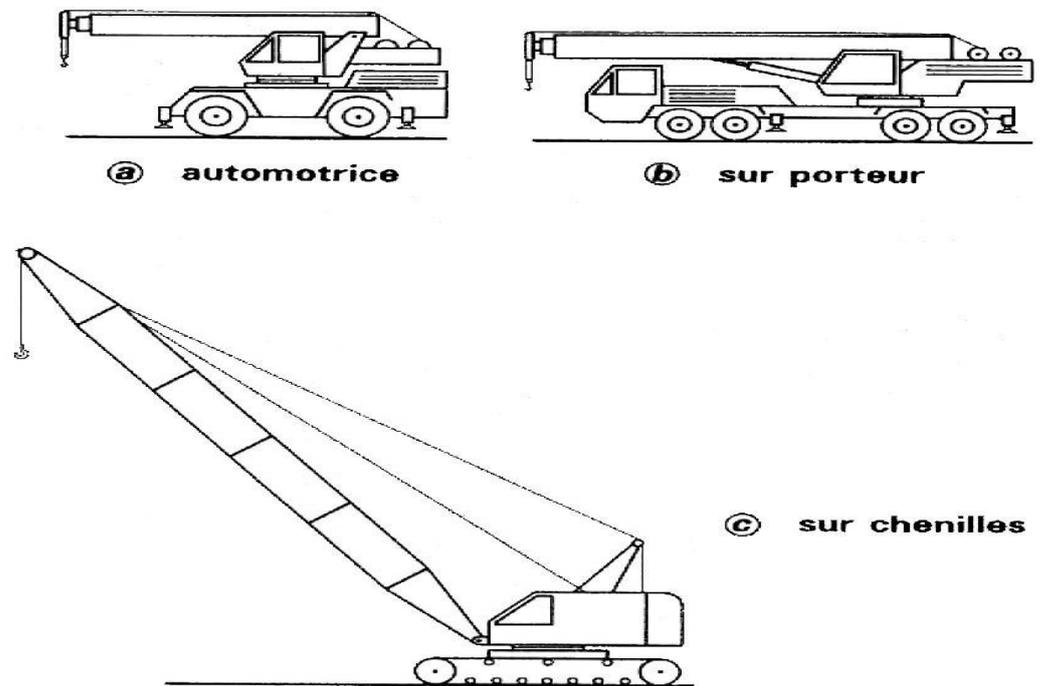


Figure II.2 : Grues mobiles

II.1.2.3. GRUES SPECIALES :

Elles sont soit des engins ayant subis une modification afin de faire du levage dans des conditions spéciales, ou soit des grues aménagées ou conçues spécialement pour des tâches de manutention spécifiques comme par exemple : la flèche latérale montée sur tracteur à chenilles (pose de tuyaux), la grue automotrice dont la flèche télescopique supporte un tapis transporteur télescopique (mise en place de béton), la mâturation ou bigue sur ponton, les grues sur barges, sur portiques, les grues ciseaux, etc.

[1]

II.2. BRAS MANIPULATEUR :

II.2.1. INTRODUCTION :

Historiquement, les bras manipulateurs ont été les premiers à avoir vu le jour; ils ont représenté pendant longtemps un mécanisme articulé de grande taille, fixé sur un socle rigide, et assurant des tâches précises, selon des ordres donnés. Le but de leurs utilisations était d'affranchir l'être humain de tâches lassantes et monotones. Ils évoluaient dans des milieux industriels où l'environnement est structuré. De ce fait, leur utilisation dans ce cadre s'est progressivement banalisée, puisqu'ils sont limités par leurs dimensions, ainsi que leur morphologie qui ne leur permettent pas d'opérer que dans des espaces réduits, révélant leur incapacité à effectuer correctement des tâches dans des périmètres importants comparés à leurs tailles. Les domaines d'applications dans la robotique s'étant étendus, et pour palier aux défauts des bras manipulateurs, il a fallu construire d'autres systèmes, capables d'évoluer dans de plus grands espaces. C'est la raison pour laquelle, il y a eu l'apparition des plateformes mobiles pour combler les lacunes des bras manipulateurs, puisqu'ils peuvent évoluer dans de grands espaces. Ceux sont des dispositifs qui sont généralement constitués d'un véhicule semblable à un chariot motorisé, ils peuvent être dotés de divers outils de locomotion.

On peut citer les mobiles à roues, les mobiles à chenilles, les mobiles marcheurs ou encore les robots rampants. Les plateformes mobiles ont été utilisées pour transporter des charges en milieux industriels, ou dotées de divers outils pour une plus vaste utilisation (nettoyage, exploration ou surveillance,... etc.). L'inconvénient majeur que présentent ces mécanismes est leur incapacité à interagir avec l'environnement pour modifier sa structure. Le progrès et l'évolution ont fait diversifier les domaines d'applications, les chercheurs ont dû être confrontés à des situations où la locomotion et la manipulation se devaient d'être combinées, pour effectuer des tâches bien précises, ce qui a donné naissance aux manipulateurs mobiles. Classiquement, ce sont des plateformes mobiles portant un bras manipulateur; l'alliance de la locomotion et de la manipulation ouvre de nouveaux horizons dans le domaine de la recherche, puisque ces systèmes mécaniques ont été sujets à de récentes études. Comme le bras est doté de la capacité de manipulation, il peut interagir avec l'environnement dans des espaces relativement importants, car, grâce à la plateforme mobile, l'espace des positions accessibles du robot manipulateur est plus important, d'où la possibilité de franchissement d'obstacles, et même, de les déplacer quand il y a possibilité de le faire.

La figure II.3 illustre un exemple de bras de manipulateur :

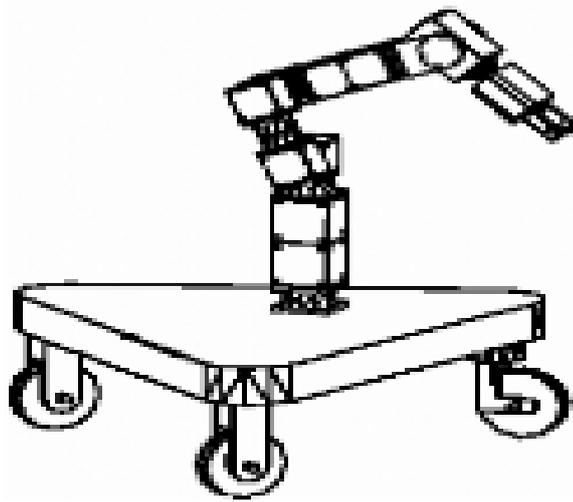


Figure II.3 : Bras manipulateur

II.2.2. DEFINITION D'UN ROBOT :

Un Robot est une machine physique qui modifie matériellement son environnement pour atteindre le but qui lui est fixé ou la tâche désirée. Il est un manipulateur commandé en position, reprogrammable, polyvalent, capable de manipuler des matériaux ou des pièces et des outils ou des dispositifs spécialisés.

Cette définition s'attache de trop près aux systèmes articulés. Il existe une autre définition, plus générale, qui considère un robot comme un «agent» artificiel, actif et autonome, ayant comme environnement l'espace physique.

Un agent est une entité équipée de la capacité de perception, saisissant son entourage grâce à des capteurs, prenant des décisions à l'aide du contrôleur, et enfin agissant en conséquence en usant des effecteurs ; il peut donc s'adapter seul aux variations de son environnement, de telle sorte que la tâche soit correctement exécutée en dépit de ces variations. Il doit comprendre un «corps» et un «cerveau».

II.2.3. REPRESENTATION DES TRANSFORMATIONS RIGIDES :

Cette partie contient des rappels mathématiques sur les transformations rigides et l'orientation des corps dans l'espace.

II.2.3.1. NOTATIONS ET DEFINITIONS :

L'objet de ce paragraphe est de fournir un ensemble de définitions mathématiques précises pour l'étude des mécanismes polyarticulés.

a) Points :

Selon la convention de Gibbs, un repère orthonormé cartésien est noté par $R = (O, x, y, z)$.

La position d'un point M est donnée par un triplet de coordonnées. On choisit par commodité de représenter ces coordonnées par un vecteur m de R^3 , sous la forme d'une matrice colonne :

$$m = \begin{pmatrix} mx \\ my \\ mz \end{pmatrix}$$

Le mouvement du point est la courbe paramétrée $m(t)$ de R^3 donnant sa position au cours du temps.

Le support du mouvement (la courbe non paramétrée) est la trajectoire du point.

b) Solides :

Un solide S est dit indéformable si, pour toute paire de points de ce solide de coordonnées m et n , on a $\|m(t) - n(t)\| = \|m(0) - n(0)\| = \text{constante}$ au cours du temps.

Par la suite, les solides seront tous considérés comme indéformables.

Le mouvement rigide d'un solide S , considéré comme un sous-ensemble de R^3 est le mouvement de chacun de ses points. La situation d'un solide S est donnée par la position et l'orientation dans R d'un repère lié à ce solide.

c) Transformations rigides :

On appelle transformation rigide le résultat d'un mouvement rigide amenant le solide d'une situation initiale à une situation finale. Une transformation rigide est représentée par une application unique qui transforme les coordonnées des points du solide S de leur position initiale vers leur position finale.

A l'inverse, une application représentera une transformation rigide si elle conserve à la fois les distances et l'orientation. Cela signifie notamment qu'un repère orthonormé direct reste orthonormé direct par application d'une telle transformation.

II.2.3.2. ROTATIONS :

a) Matrice de rotation :

Soit deux repères orthonormés directs $R = (O, x, y, z)$ et $R' = (O, x', y', z')$ partageant la même origine O et soit x', y', z' les coordonnées des vecteurs de la base R' exprimés dans R , on a :

$$x' = \begin{pmatrix} x'.x \\ x'.y \\ x'.z \end{pmatrix}, \quad y' = \begin{pmatrix} y'.x \\ y'.y \\ y'.z \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad z' = \begin{pmatrix} z'.x \\ z'.y \\ z'.z \end{pmatrix}$$

La matrice $R = (x' \ y' \ z')$ de dimension 3×3 est appelée matrice de rotation (ou encore matrice de passage ou matrice de changement de base) du repère R vers le repère R' . Elle peut en effet être vue comme la matrice rendant compte de la rotation d'un solide lié à un repère orthonormé, initialement en R , et déplacée en R' par la rotation autour de O . comme le montre la figure II.4 :

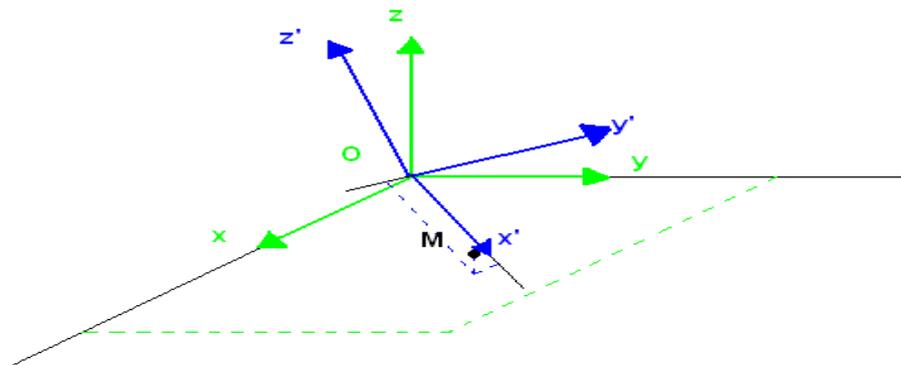


Figure II.4 : Changement de base des coordonnées d'un point

b) Rotation d'un point appartenant à un solide :

Le repère R précédent est un repère fixe cartésien orthonormé.

Soient $m = (m_x \ m_y \ m_z)^T$ et $m' = (m'_x \ m'_y \ m'_z)^T$; les coordonnées d'un point M respectivement dans R et R' . Les coordonnées des vecteurs de la base R' sont exprimées dans R étant (toujours) notées x', y', z' . Les coordonnées de M dans R sont représentées par :

$$m = m'_x x' + m'_y y' + m'_z z'$$

Soit encore sous forme matricielle :

$$m = (x' \ y' \ z') \begin{pmatrix} m'_x \\ m'_y \\ m'_z \end{pmatrix}$$

ou :

$$m = R \ m' \quad \dots \quad (\text{II.1})$$

Cette relation rend compte du changement de base des coordonnées d'un point. On peut en faire une analyse en terme de rotation si l'on considère que M est un point d'un solide S (en pointillés sur la figure II.5) ayant effectué, autour de O, une rotation de matrice R. Alors m_0 représentent les coordonnées initiales de M dans R et m ses coordonnées finales, toujours dans R, une fois la rotation effectuée.

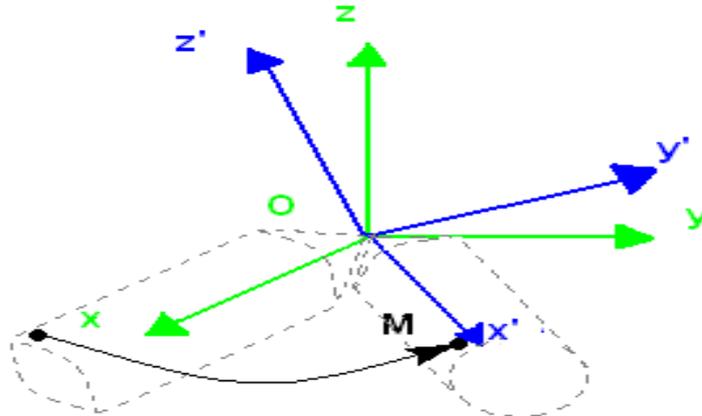


Figure II.5 : Rotation d'un solide autour d'un point fixe

A titre d'exemple et si on considère la rotation d'un point M de coordonnées initiales $(\sqrt{3} \ 0 \ 1)^T$ dans R, comme cela est représenté à la figure II.6 et si on cherche à déterminer les coordonnées du point transformé par une rotation de centre O et d'angle θ , autour de z.

On a : Les coordonnées des vecteurs de base de R' dans R sont :

$$x' = \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \\ 0 \end{pmatrix} \quad y' = \begin{pmatrix} -\sin \theta \\ \cos \theta \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad z' = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$$

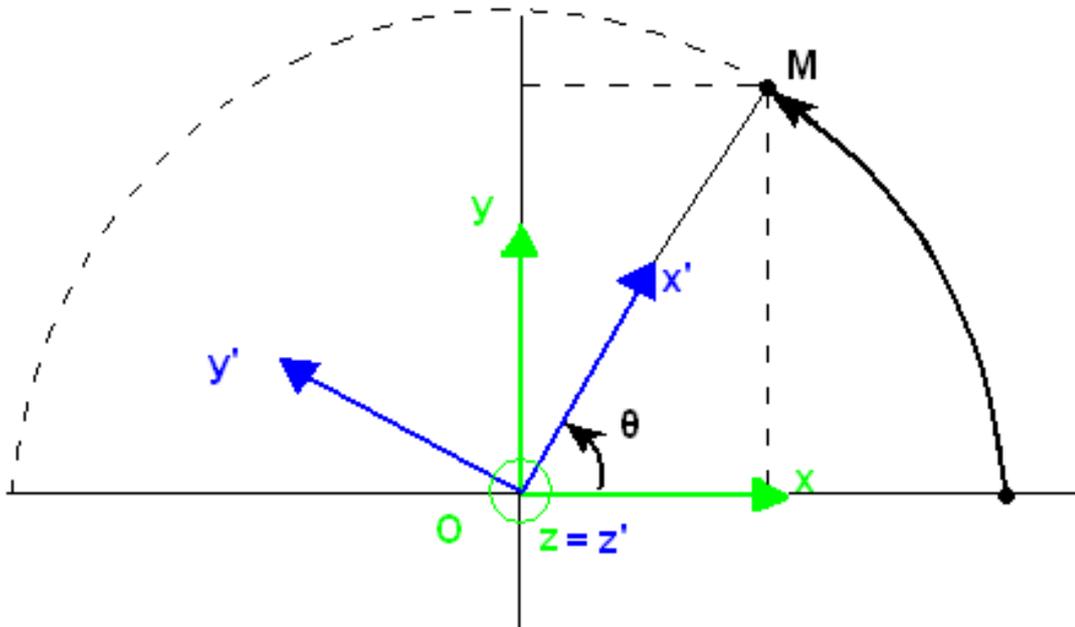


Figure II.6 : Exemple de rotation plane

si bien que la matrice de rotation de R vers R' , notée $R(z, \theta)$, est :

$$R(z, \theta) = \begin{pmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Les coordonnées du point M dans R' sont :

$$m' = \begin{pmatrix} \sqrt{3} \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Les coordonnées de R sont :

$$m = \begin{pmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sqrt{3} \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sqrt{3} \cos \theta \\ \sqrt{3} \sin \theta \\ 1 \end{pmatrix}$$

Comme évoqué précédemment, on peut vérifier qu'il s'agit aussi des coordonnées dans R d'un point qui initialement en $(\sqrt{3} \ 0 \ 1)^T$ se trouverait déplacé en M sous l'effet de la rotation de R vers R_0 . A titre d'exemple, pour $\theta = \frac{\pi}{3}$ (c'est le cas de la figure II.6)

$$m = \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \ \frac{3}{2} \ 1 \right)^T .$$

c) Rotation d'un vecteur :

La rotation s'applique aussi bien évidemment aux vecteurs. Les coordonnées d'un vecteur sont en effet la différence des coordonnées de deux points de R^3 . On peut ainsi appliquer la rotation à un vecteur de coordonnées ; $v = m - n$ dans R :

$$m - n = Rm' - Rn' = R(m' - n'),$$

en prenant $v' = m' - n'$, on a :

$$v = Rv'.$$

d) Propriétés des rotations :

La matrice de rotation R , par définition, est constituée de colonnes orthonormales :

$$R^T R = I.$$

Par ailleurs, on montre que :

$$\det R = 1$$

et que les propriétés suivantes sont vérifiées :

1. La combinaison de deux rotations R_1 et R_2 est la rotation $R_1 R_2$,
2. Il existe un unique élément neutre, qui est la matrice identité d'ordre 3,
3. A une matrice de rotation R il existe une unique inverse $R^{-1} = R^T$, par définition de $SO(3)$.

Par ailleurs, une rotation est une transformation rigide car :

1. $\|Rm - Rn\| = \|m - n\|, \forall m, n \in R^3$
2. $R(v \times w) = Rv \times Rw, \forall v, w \in R^3$

e) Combinaison de rotations :

Soient deux rotations R_1 et R_2 , alors $R_1R_2 \neq R_2R_1$; ces deux produits ont chacun une signification, que nous allons étudier maintenant.

Deux cas se présentent pour combiner deux rotations :

- Soit on effectue la seconde rotation par rapport au repère résultant de la première rotation,
- soit on effectue les deux rotations par rapport à un unique repère fixe.

Soient R' et R'' les repères résultant des deux rotations successives du repère fixe R . Dans les deux cas évoqués précédemment, le repère R' résulte de la rotation R_1 de R autour d'un axe lié au repère fixe R . Ensuite, les deux cas précédents donnent :

- dans le premier cas R'' résulte de la rotation de R' autour d'un axe lié à R' .
- dans le second cas R'' résulte de la rotation de R' autour d'un axe lié à R .

Examinons maintenant les deux cas.

Premier cas : Ce cas peut être analysé comme un problème de changement de base.

Soit M de coordonnées respectives m, m', m'' dans les repères R, R' et R'' . Alors :

$$m = R_1 m'$$

$$m' = R_2 m''$$

et donc :

$$m = R_1 R_2 m''.$$

Comme nous l'avons vu précédemment, les coordonnées m de M dans R sont aussi les coordonnées d'un point de coordonnées m'' dans R auquel on aurait appliqué les deux rotations successives.

Par exemple, considérons la combinaison des deux rotations suivantes :

- une première rotation d'un angle $\frac{\pi}{4}$ autour de z ,
- une seconde rotation d'un angle π autour de l'axe y' résultant de la première rotation.

Ceci correspond à l'illustration de la figure II.7. On considère le point de

coordonnées $m'' = (\sqrt{2} \ 0 \ 0)^T$ dans R'' et on souhaite exprimer ses coordonnées dans R .

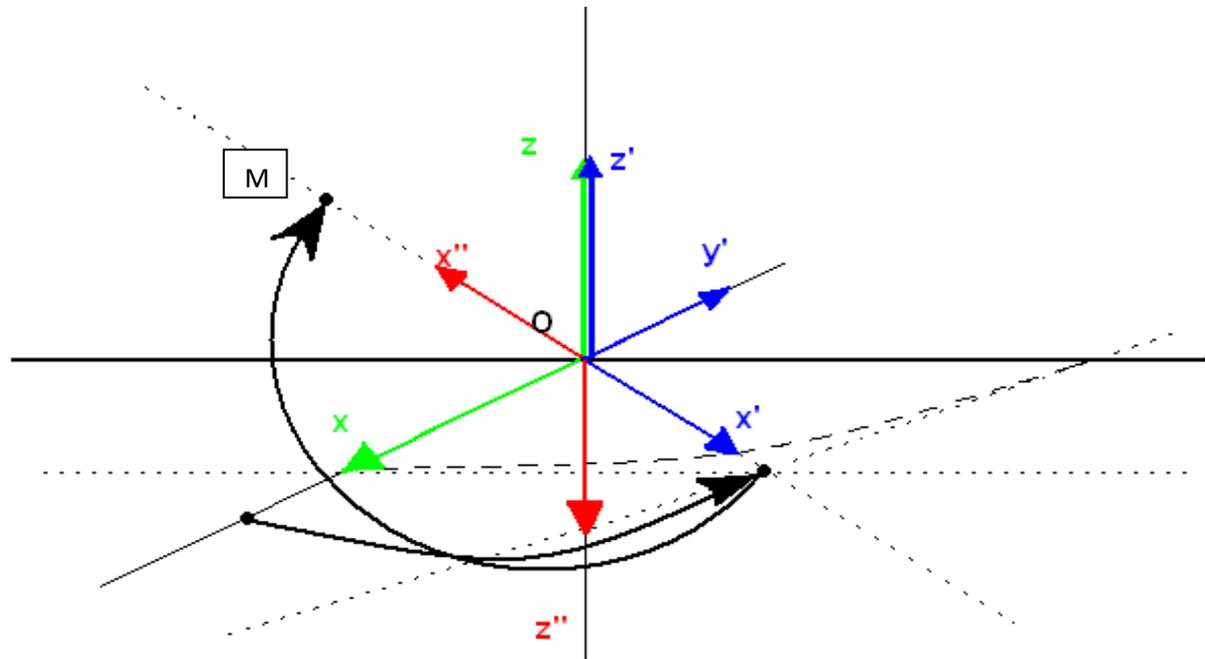


Figure II.7 : Rotations successives autour d'axes non fixes

On a donc :

$$m = \begin{pmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} & -\frac{\sqrt{2}}{2} & 0 \\ \frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{2}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sqrt{2} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 \\ -1 \\ 0 \end{pmatrix} .$$

Ceci correspond à la combinaison des deux rotations suivantes :

- une première rotation d'un angle $\frac{\pi}{4}$ autour de z,
- une seconde rotation d'un angle π autour de l'axe y' .

Deuxième cas : Ce cas peut être analysé comme un problème de rotations successives d'un point. La transformation d'un point de coordonnées initiales m'' . R donne un point intermédiaire, qui, transformé par la seconde rotation donne un point de coordonnées m dans R par R2.

Ainsi : $m = R2(R1 m'')$.

Pour comparer avec le premier cas, vu précédemment, considérons la combinaison des deux rotations suivantes :

- une première rotation d'un angle $\frac{\pi}{4}$ autour de z ,
- une seconde rotation d'un angle π autour de l'axe y fixe.

Ceci correspond à l'illustration de la figure II.8. On considère le point de coordonnées initiales

$m'' = (\sqrt{2} \ 0 \ 0)^T$ dans R (de coordonnées finales m'' dans R'').

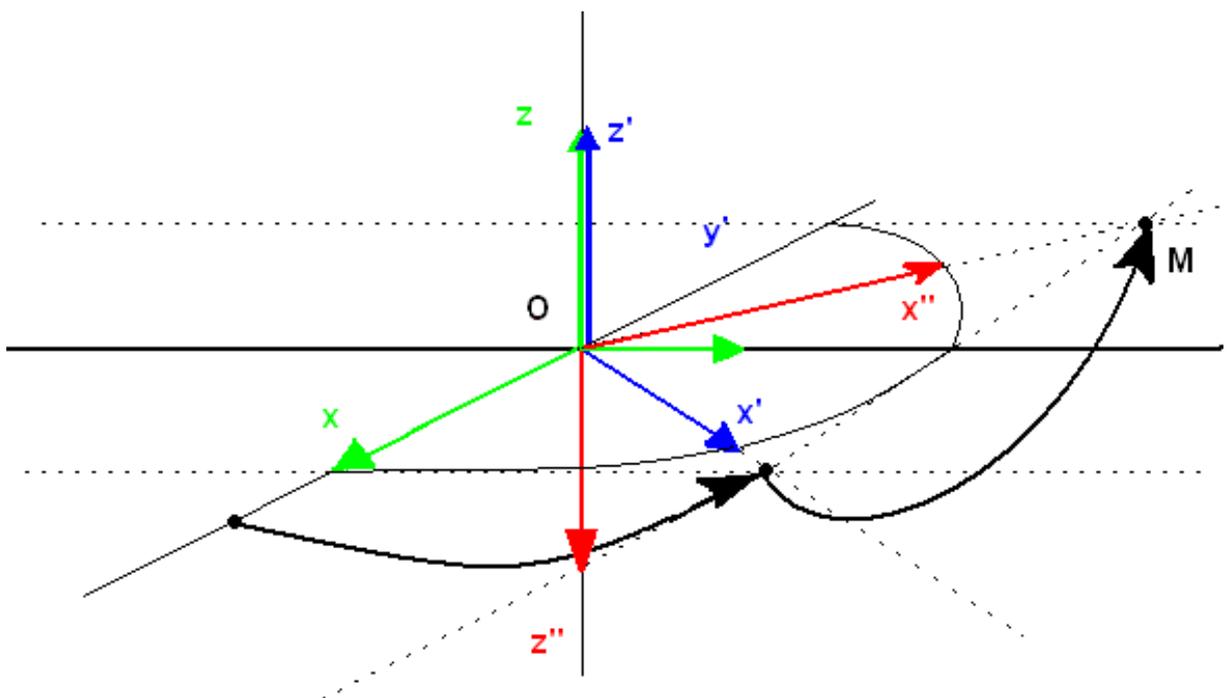


Figure II.8 : Rotations successives autour d'axes fixes

On a :

$$m = \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} & -\frac{\sqrt{2}}{2} & 0 \\ \frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{2}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sqrt{2} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

f) Représentation de l'orientation d'un solide dans l'espace :

La donnée d'une base attachée à un solide S en rotation détermine de manière unique son orientation dans l'espace. Différentes représentations peuvent être utilisées pour cela, avec pour chacune quelques avantages et inconvénients.

g) Matrice de rotation et cosinus directeurs :

On considère la rotation d'un repère R vers un repère R'. La matrice de rotation R est une matrice de dimension 3 × 3 à valeurs dans R :

$$R = \begin{pmatrix} x_x & y_x & z_x \\ x_y & y_y & z_y \\ x_z & y_z & z_z \end{pmatrix}$$

Les éléments de cette matrice sont appelés cosinus directeurs car ils représentent les coordonnées des trois vecteurs de la base R' exprimés dans R.

Par définition, les colonnes de R sont orthogonales entre elles et par conséquent la connaissance de deux colonnes suffit. En robotique, on omet ainsi souvent la seconde colonne :

$$R = \begin{pmatrix} x_x & * & z_x \\ x_y & * & z_y \\ x_z & * & z_z \end{pmatrix}$$

Les six paramètres restant sont appelés cosinus directeurs incomplets. Par ailleurs les colonnes de R formant une base orthonormée :

- les deux colonnes restantes sont orthogonales et donc :

$$x_x z_x + x_y z_y + x_z z_z = 0$$

- les deux colonnes restantes sont de norme unité et donc :

$$x_x^2 + x_y^2 + x_z^2 = 1,$$

$$z_x^2 + z_y^2 + z_z^2 = 1.$$

Il existe donc six paramètres liés entre eux par trois relations. Si l'on définit l'orientation d'un solide par une matrice de rotation. Malheureusement, les relations liant les cosinus directeurs incomplets ne permettent pas de fournir trois paramètres uniques, mais une collection de solutions. Il faut donc conserver ces six paramètres ou utiliser un autre mode de représentation de l'orientation

h) Angles d'Euler classiques :

Les angles d'Euler classiques permettent de décrire l'orientation d'un solide par trois rotations successives donnant au solide l'orientation en question. Les rotations successives, conformément à la figure II.9, sont $R(z, \psi)$, $R(x_\psi, \theta)$ et enfin $R(z_\theta, \varphi)$ où x_ψ et z_θ sont déduits des vecteurs du repère de base conformément à la figure II.9. Les angles ψ , θ et φ sont connus respectivement sous les termes de précession, nutation et rotation propre. Chaque nouvelle rotation étant effectuée par rapport à un repère ayant tourné :

$$R = R(z, \psi) R(x_\psi, \theta) R(z_\theta, \varphi).$$

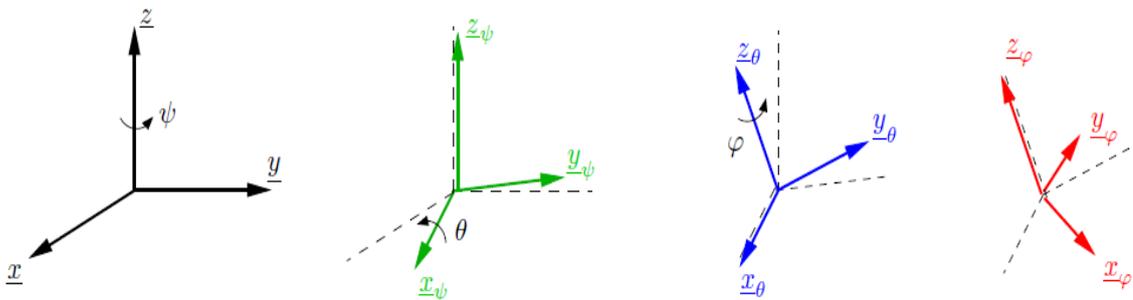


Figure II.9 : Rotations successives dans le paramétrage par les angles d'Euler

Sous forme développée :

$$R = \begin{pmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\theta & -\sin\theta \\ 0 & \sin\theta & \cos\theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & 0 \\ \sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Soit finalement :

$$R = \begin{pmatrix} \cos\psi \cos\varphi - \sin\psi \cos\theta \sin\varphi & -\cos\psi \sin\varphi - \sin\psi \cos\theta \cos\varphi & \sin\psi \sin\theta \\ \sin\psi \cos\varphi + \cos\psi \cos\theta \sin\varphi & -\sin\psi \sin\varphi + \cos\psi \cos\theta \cos\varphi & -\cos\psi \sin\theta \\ \sin\theta \sin\varphi & \sin\theta \cos\varphi & \cos\theta \end{pmatrix}$$

La transformation inverse permet d'établir les angles d'Euler à partir des cosinus directeurs :

- si $zz \neq \pm 1$:

$$\psi = \text{atan2}(zx, -zy),$$

$$\theta = \text{acos } zz,$$

$$\varphi = \text{atan2}(xz, yz).$$

- si $zz = \pm 1$:

$$\theta = \pi(1 - zz)/2,$$

$$\psi + zz \varphi = \text{atan2}(yx, xx),$$

et donc ψ et φ sont indéterminés.

i) Angles roulis, tangage et lacet :

Pour cette représentation, la littérature donne de nombreuses définitions. Ces angles, très utilisés par les anglo-saxons et donc par les industriels, portent les noms de roll, pitch et yaw en anglais. Il s'agit en fait d'angles d'Euler non classiques en cela que les rotations s'effectuent autour d'axes fixes.

Nous adoptons la définition de : les rotations successives, conformément à la figure II.10, sont $R(\underline{x}, \gamma)$, $R(\underline{y}, \beta)$ puis $R(\underline{z}, \alpha)$.

Les angles γ , β , et α sont respectivement désignés sous les noms d'angles de roulis, tangage et lacet.

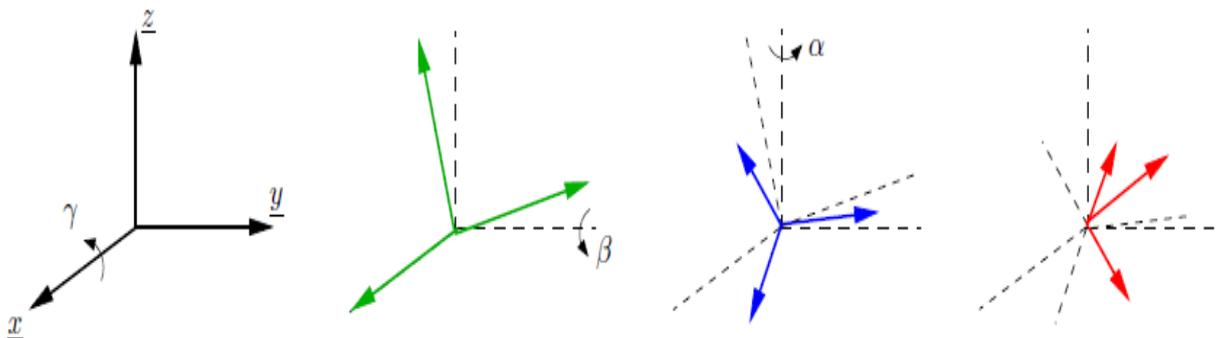


Figure II.10 : Rotations successives dans le paramétrage par les angles de roulis, tangage et lacet

Chaque nouvelle rotation, étant effectuée par rapport à un axe du repère fixe R :

$$R = R(z, \alpha) R(y, \beta) R(x, \gamma) \quad -$$

Sous forme développée :

$$R = \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma \end{pmatrix}$$

Soit finalement :

$$R = \begin{pmatrix} \cos \alpha \cos \beta & -\sin \alpha \cos \gamma + \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma & \sin \alpha \sin \gamma + \cos \alpha \sin \beta \cos \gamma \\ \sin \alpha \cos \beta & \cos \alpha \cos \gamma + \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma & -\cos \alpha \sin \gamma + \sin \alpha \sin \beta \cos \gamma \\ -\sin \beta & \cos \beta \sin \gamma & \cos \beta \cos \gamma \end{pmatrix}$$

La transformation inverse permet d'établir les angles de roulis, tangage et lacet à partir des cosinus directeurs :

• si $\beta \neq \pm \frac{\pi}{2}$

$$\alpha = \text{atan2}(x_y, x_x),$$

$$\beta = \text{atan2}(-x_z, \sqrt{x_x^2 + x_y^2})$$

$$\gamma = \text{atan2}(y_z, z_z).$$

• si $\beta = \pm \frac{\pi}{2}$

$$\alpha - \text{signe}(\beta) \gamma = \text{atan2}(z_y, z_x),$$

$$(\text{ou } \alpha - \text{signe}(\beta) \gamma = -\text{atan2}(y_x, y_y) \text{ équivalent}),$$

et donc α et γ sont indéterminés.

II.2.3.3. TRANSFORMATIONS RIGIDES :

Une transformation rigide résulte en général de la combinaison d'une translation et d'une rotation. Elle est définie par la paire (p, R) avec p la translation de l'origine du repère lié au solide S en mouvement, come le montre la figure II.11 :

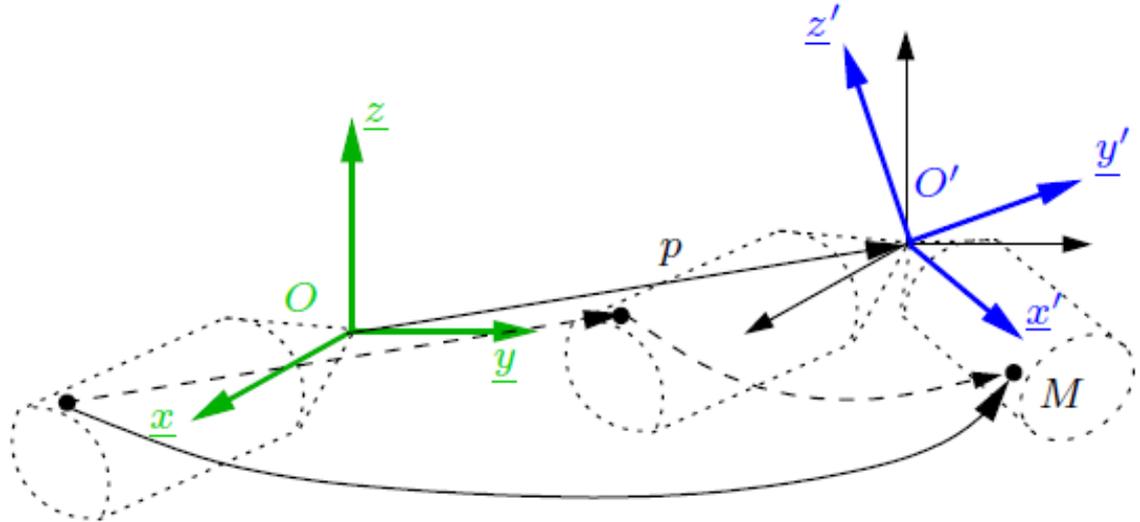


Figure II.11 : Transformation rigide du solide S

L'ensemble des transformations rigides :

$$SE(3) = \{(p, R) / p \in \mathbb{R}^3, R \in SO(3)\} = \mathbb{R}^3 \times SO(3)$$

est appelé groupe spécial euclidien.

Soient $m = (m_x \ m_y \ m_z)^T$ et $m' = (m'_x \ m'_y \ m'_z)^T$ les coordonnées d'un point M respectivement dans R et R' . La transformation rigide résultant de la translation p du repère R puis de la rotation du repère obtenu vers R' , il en découle que :

$$m = p + Rm' \quad \dots \quad (II.2)$$

Ceci peut se mettre sous forme linéaire en introduisant les coordonnées homogènes du point M qui sont représentées par un vecteur de dimension 4×1 :

$$\bar{m} = \begin{pmatrix} mx \\ my \\ mz \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m \\ I \end{pmatrix} \text{ dans R et } m' = \begin{pmatrix} m'_x \\ m'_y \\ m'_z \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m' \\ I \end{pmatrix} \text{ dans } R'.$$

On peut alors exprimer la transformation rigide par la relation matricielle :

$$\begin{pmatrix} m \\ l \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R & p \\ 0 & I \end{pmatrix} \begin{pmatrix} m \\ l \end{pmatrix} \quad \dots \quad (\text{II.3})$$

que l'on notera :

$$\bar{m} = T m'$$

en posant :

$$T = \begin{pmatrix} R & p \\ 0 & I \end{pmatrix}$$

La matrice T, dite matrice de passage homogène, décrit ainsi le passage du repère R au repère R' et donc la transformation rigide (p, R).

- **Propriétés des transformations rigides :**

On montre les propriétés suivantes :

1. Soit deux transformations rigides représentées par leurs matrices homogènes ;

$$T_1 = \begin{pmatrix} R_1 & p_1 \\ 0 & I \end{pmatrix}, \quad T_2 = \begin{pmatrix} R_2 & p_2 \\ 0 & I \end{pmatrix}$$

Alors :

$$T_1 T_2 = \begin{pmatrix} R_1 R_2 & R_1 p_2 + p_1 \\ 0 & I \end{pmatrix} \quad \dots \quad (\text{II.4})$$

ce qui implique que la combinaison de deux transformations rigides est bien une transformation rigide.

2. La matrice identité d'ordre 4 est la transformation rigide identité,

3. D'après le produit (II.4) l'inverse d'une transformation rigide (p, R) est représentée par :

$$T^{-1} = \begin{pmatrix} R^T & -R^T p \\ 0 & I \end{pmatrix}$$

Il s'agit donc de la transformation rigide $(-R^T p, R^T)$.

II.2.3.4. DESCRIPTION DES BRAS MANIPULATEURS :

Nous n'allons considérer que les robots manipulateurs ayant une structure ouverte simple (en omettant d'étudier les structures fermées, arborescentes ou parallèles), car c'est ce type de bras qui sera utilisé de notre manipulateur mobile.

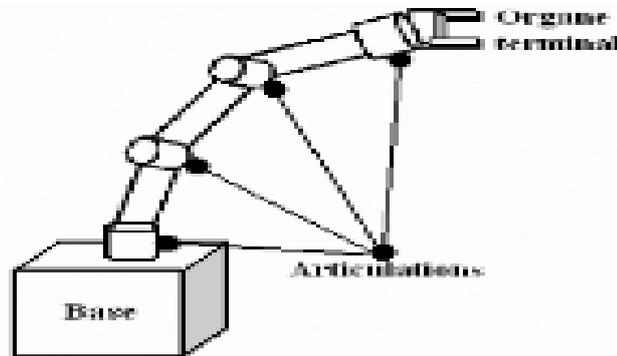


Figure II.12 : Représentation d'un bras manipulateur

Un bras manipulateur est un système électromécanique capable d'interagir avec son environnement. Il est constitué de deux parties distinctes :

- **Un organe terminal :** c'est un dispositif d'interaction fixé à l'extrémité mobile de la structure mécanique. Il regroupe les procédés destinés à manipuler des objets, ou à les transformer, il s'agit donc d'une interface permettant au robot d'interagir avec son environnement.
- **Une structure mécanique articulée :** C'est une chaîne cinématique, à corps généralement rigides (segments), assemblés par des liaisons (articulations).

Les articulations sont des dispositifs se trouvant entre deux segments. Elles lient deux corps successifs ; cette disposition permet le mouvement entre ces corps, ce qui a comme conséquence l'obtention d'un mouvement relatif des segments voisins. Cette structure articulée supporte l'organe terminal à situer, son rôle est de l'amener à une position et une orientation donnée.

II.2.3.5. CHAÎNE CINÉMATIQUE D'UN BRAS MANIPULATEUR :

On ne considère ici que les systèmes mécanique composés de chaînes cinématiques polyarticulées ouvertes, appelés bras manipulateurs série.

La figure II.13 montre les deux structures les plus répandues dans l'industrie :

- les bras manipulateurs de type anthropomorphe, à six liaisons rotoïdes, d'usage général ;

- les bras manipulateurs de type SCARA, qui sont fréquemment utilisés dans les cellules de production pour les opérations de palettisation.



Figure II.13 : Bras manipulateurs de type anthropomorphe et SCARA

On supposera par la suite les bras manipulateurs constitués de n corps mobiles, supposés parfaitement rigides, reliés entre eux par n liaisons rotoïdes et/ou prismatiques formant une structure de chaîne simple, comme le montre la figure II.13.

Pour identifier la nature de la i -ème liaison du bras manipulateur, on définit le paramètre σ_i de la manière suivante :

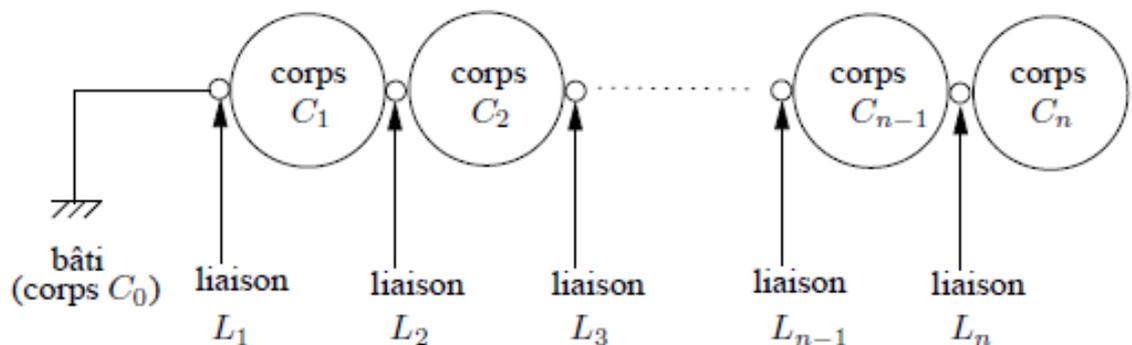


Figure II.14 : Chaîne cinématique d'un bras manipulateur série

$$\sigma_i = \begin{cases} 0, & \text{pour une liaison rotoïde} \\ 1, & \text{pour une liaison prismatique.} \end{cases}$$

On désigne fréquemment les bras manipulateurs en accolant les lettres R (pour rotoïde) et P (pour prismatique) pour décrire la succession des liaisons. Par exemple un bras manipulateur de type anthropomorphe sera désigné par le sigle 6R alors qu'un bras manipulateur de type SCARA sera de type RRP ou RRPR (ce dernier existe sous plusieurs variantes).

II.2.3.6. PARAMETRES DE DENAVIT-HARTENBERG MODIFIES :

La technique la plus répandue pour décrire la géométrie d'un bras manipulateur consiste à utiliser les *paramètres de Denavit-Hartenberg modifiés*. On associe au i -ème corps le repère $R_i = (O_i, x_i, y_i, z_i)$, avec $i = 0, 1, \dots, n$.

Pour placer les repères R_1 à R_{n-1} selon la règle des paramètres de Denavit-Hartenberg modifiés, il convient de suivre les règles suivantes (figure II.15), pour $i = 2, 3, \dots, n$:

- O_{i-1} est le pied de la perpendiculaire commune aux axes des liaisons L_{i-1} et L_i , situé sur L_{i-1} . Si les axes des liaisons sont parallèles, il faut choisir arbitrairement une perpendiculaire commune,
- x_{i-1} est le vecteur unitaire de cette perpendiculaire commune, orienté de L_{i-1} vers L_i . Si les axes des deux liaisons sont concourants ou confondus, l'orientation est arbitraire (règle avant, droite, haut),
- z_{i-1} est un vecteur unitaire de l'axe de la liaison L_{i-1} , librement orienté. On privilégie généralement les débattements positifs pour les liaisons prismatiques et on symétrise généralement par rapport à 0 le débattement des liaisons rotoïdes,
- y_{i-1} est tel que le repère R_{i-1} soit orthonormé direct.

Ensuite, le repère R_0 est défini librement en suivant des considérations de simplicité.

De même, le point O_n est choisi de façon à annuler un maximum de paramètres. Un point O_{n+1} est associé à l'OT du bras manipulateur, selon des critères opérationnels : typiquement, si le bras manipulateur est équipé d'une pince, le point O_{n+1} représentera le centre de ses mors. On choisit alors enfin R_n de sorte que le point O_{n+1} se situe dans le plan $R_i = (O_n, x_n, z_n)$, conformément à la figure II.16.

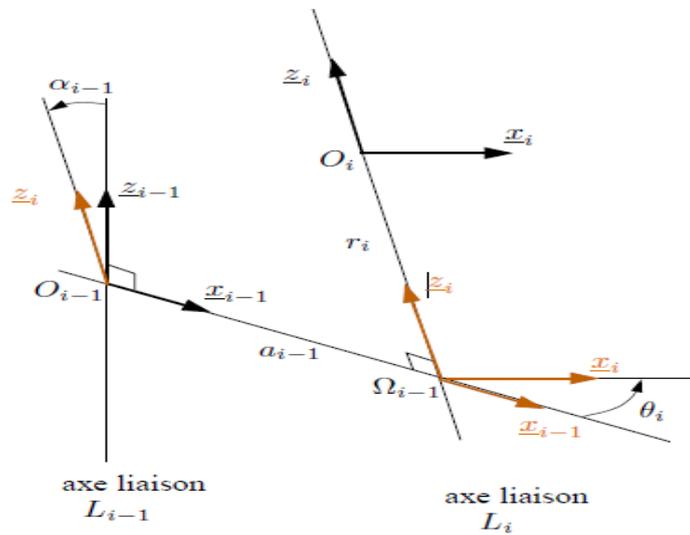


Figure II.15 : Paramètres de Denavit-Hartenberg modifiés

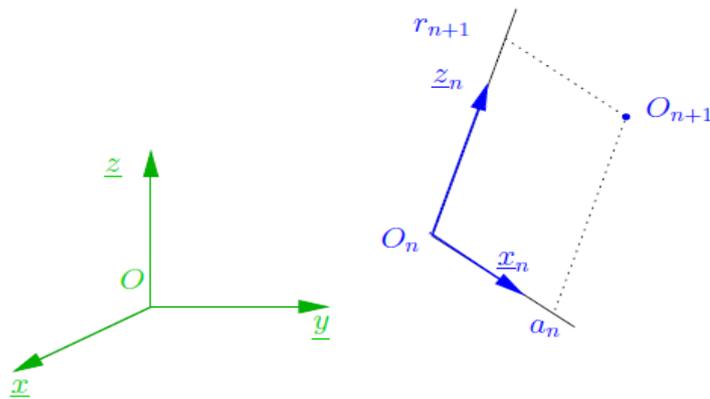


Figure II.16 : Placements respectifs des repères R_n et du point O_{n+1}

Les repères étant choisis, la situation du repère d'un corps respectivement à celle du repère du corps suivant peut être définie conformément à la figure II.15. Les paramètres α_{i-1} , a_{i-1} , θ_i et r_i , avec $i = 1, 2, \dots, n$, placés sur cette figure sont appelés paramètres de Denavit-Hartenberg modifiés. Textuellement, on peut les définir comme suit :

- α_{i-1} : angle algébrique entre z_{i-1} et z_i , mesuré autour de x_{i-1} ,
- a_{i-1} : distance arithmétique de la perpendiculaire commune aux axes des liaisons L_{i-1} et L_i mesurée le long de x_{i-1} ,
- θ_i : angle algébrique entre x_{i-1} et x_i , mesuré autour de z_i ,
- r_i : distance algébrique du point O_i à la perpendiculaire, mesurée le long de z_i .

Les paramètres de Denavit-Hartenberg modifiés permettent de déterminer de manière unique la configuration des corps et donc la géométrie du bras manipulateur. Lorsque l'on modélise un bras manipulateur, il est souhaitable de représenter celui-ci dans une configuration particulière, pour visualiser plus facilement les paramètres et annuler certains paramètres constants. On obtient alors les paramètres constants α_{i-1} , a_{i-1} , θ_i et r_i et la configuration des liaisons décrite par les paramètres θ_i et r_i variables. A la figure II.17, on a explicité un exemple de paramétrage dans le cas d'un bras manipulateur de type 6R.

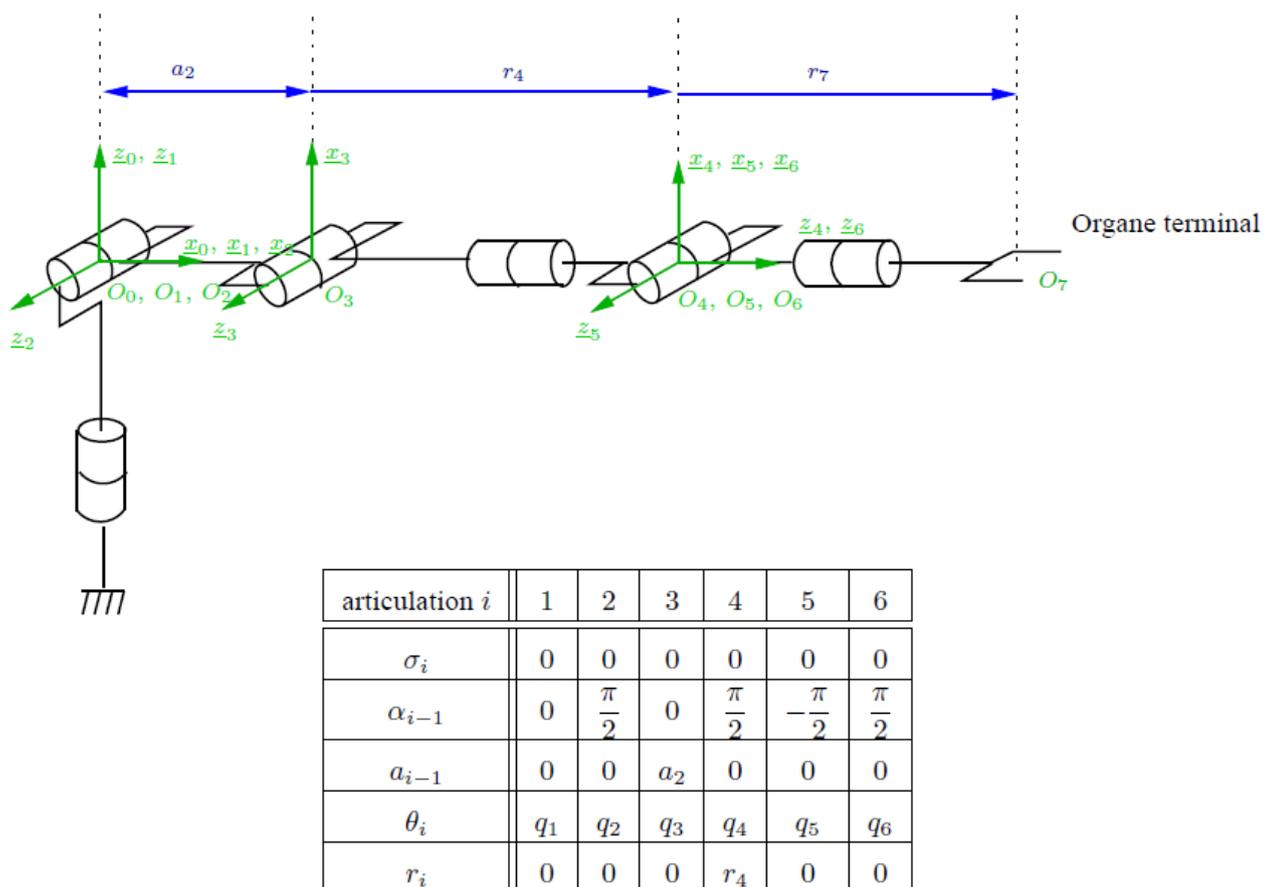


Figure II.17 : Repérage et paramétrage d'un bras manipulateur de type 6R selon la méthode des paramètres de Denavit-Hartenberg modifiés

II.2.3.7. RELATIONS GEOMETRIQUES :

Conformément au paramétrage de Denavit Hartenberg modifié, la matrice de rotation entre les corps C_{i-1} et C_i est donc :

$$T_{i-1, i} = \underbrace{\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_{i-1} & -\sin \alpha_{i-1} & 0 \\ 0 & \sin \alpha_{i-1} & \cos \alpha_{i-1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{R(\underline{x}_{i-1}, \alpha_{i-1})} \underbrace{\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & a_{i-1} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{\text{translation de } a_{i-1}\underline{x}_{i-1}} \underbrace{\begin{pmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i & 0 & 0 \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{R(\underline{z}_i, \theta_i)} \underbrace{\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & r_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{\text{translation de } r_i\underline{z}_i}$$

soit :

$$T_{i-1, i} = \begin{pmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i & 0 & a_{i-1} \\ \cos \alpha_{i-1} \sin \theta_i & \cos \alpha_{i-1} \cos \theta_i & -\sin \alpha_{i-1} & -r_i \sin \alpha_{i-1} \\ \sin \alpha_{i-1} \sin \theta_i & \sin \alpha_{i-1} \cos \theta_i & \cos \alpha_{i-1} & r_i \cos \alpha_{i-1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2.1)$$

qui prend la forme :

$$T_{i-1, i} = \begin{pmatrix} R_{i-1, i} & p_{i-1, i} \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

où $R_{i-1, i}$ représente la rotation entre les repères R_{i-1} et R_i et $p_{i-1, i}$ la translation entre ces mêmes repères [2].

CHAPITRE III :

Etude de la motorisation :

III.1.MOTEUR ELECTRIQUE :

L'objectif qu'on a fixé, dans cette partie, est de dresser un panorama aussi étendu que possible des convertisseurs électromécanique (moteurs ou générateurs) de grande diffusion dont les principes sont fondés sur l'électromagnétisme.

III.1.1.INTRODUCTION :

Dans de nombreuses applications, les moteurs sont intégrés à des systèmes complexes. Ils doivent être conçus dans un souci d'intégration (au sens de la compacité et de la compatibilité) à la fonction générale. Leur forme, leur température de fonctionnement, leur pollution électromagnétique (etc...) doivent être déterminés ou limités en fonction d'un grand nombre de contraintes technologiques et économique. C'est le cas des exemples des systèmes mécatroniques dans lesquels, on notera une forte intégration des actionneurs ou générateurs à leur environnement électronique.

III.1.2. LES MOTEURS ASYNCHRONES :

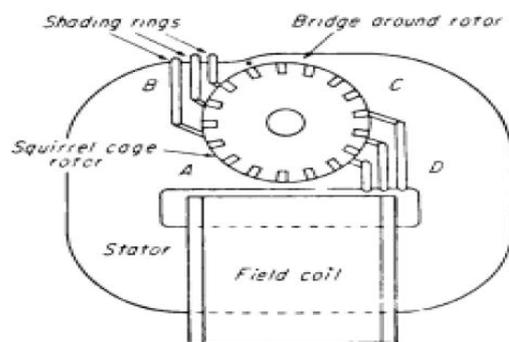
Les moteurs asynchrones sont très utilisés dans les applications de grande série car ils sont, à priori économiques (fabrication simple) pour une longue durée de vie, souvent limitée par les paliers. Ils sont évidemment intéressants lorsqu'ils peuvent fonctionner directement à partir du réseau alternatif. L'alimentation monophasée étant la seule souvent disponible et le moteur asynchrone monophasé ayant un couple de démarrage nul, il est nécessaire de trouver des solutions pour réaliser des moteurs asynchrones sensiblement diphasés alimentés en monophasé.

On rencontre deux familles de solutions : celles à bagues de déphasage et celles diphasées à condensateur de déphasage. Dans tous les cas, le circuit magnétique est feuilleté (souvent des tôles de 0,5 mm ou plus), la cage est coulée en aluminium (sauf dans les moteurs de pompes à rotor immergé où elle est en cuivre), les barres sont souvent inclinées ou en chevron pour réduire les vibrations dues aux variations de réductance locale (en chevron pour supprimer l'effort axial résultant de l'inclinaison : cas du ventilateur). Comme leur couple de démarrage est assez faible, ces moteurs sont généralement utilisés dans des ventilateurs et des pompes (électroménager entre autres). Les bobinages au stator facilitent la surveillance de température qui peut être faite par une thermistance ou un fusible couplé thermiquement aux têtes de bobine.

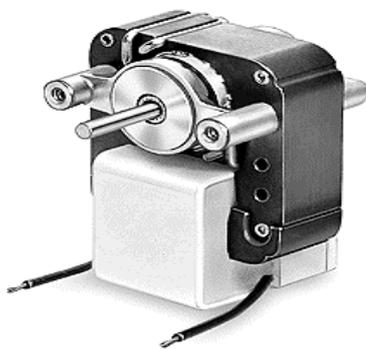
III.1.2.1. STRUCTURES :

III.1.2.1.1- STRUCTURES A BAGUES DE DEPHASAGE :

Pour obtenir, à partir de l'unique bobine d'alimentation une deuxième phase qui produira un champ décalé spatialement d'un quart de période et de $\pi/2$ électriquement, on peut utiliser le principe de la bague de déphasage (utilisé également dans les électroaimants alimentés en courant alternatif). On parle également de moteurs à spires de Frager, à bobines écrans ou encore shaded poles. Ces machines n'ont évidemment qu'un seul sens de rotation, mais, en modifiant l'emplacement des bagues (pôles opposés), on peut obtenir des moteurs tournant dans un sens ou un autre. La figure III.1 montre la structure extrêmement fréquente (des milliards fabriqués chaque année) à circuit magnétique en U, bobine en U, 2 pôles munis chacun de une, deux ou trois bagues en court-circuit (en cuivre).



a



b

Figure III.1 : Structure « Shaded Pole » en U à 2 pôles

a : 3 bagues en court-circuit par pôle

b : photo structure 2 bagues par pôle

Une autre architecture est également utilisée (figure III.2). Elle comporte un stator cylindrique à pôles saillants (il peut donc y avoir plus de deux paires de pôles, contrairement à la structure précédentes). Elle est plus compacte mais également sensiblement plus complexe à la fabrication. De nombreux ventilateurs (refroidissement des systèmes ou ventilation de logement) mettent en œuvre de telles structures avec, souvent un rotor extérieur. Les puissances vont de 5 W à 100 W environ.

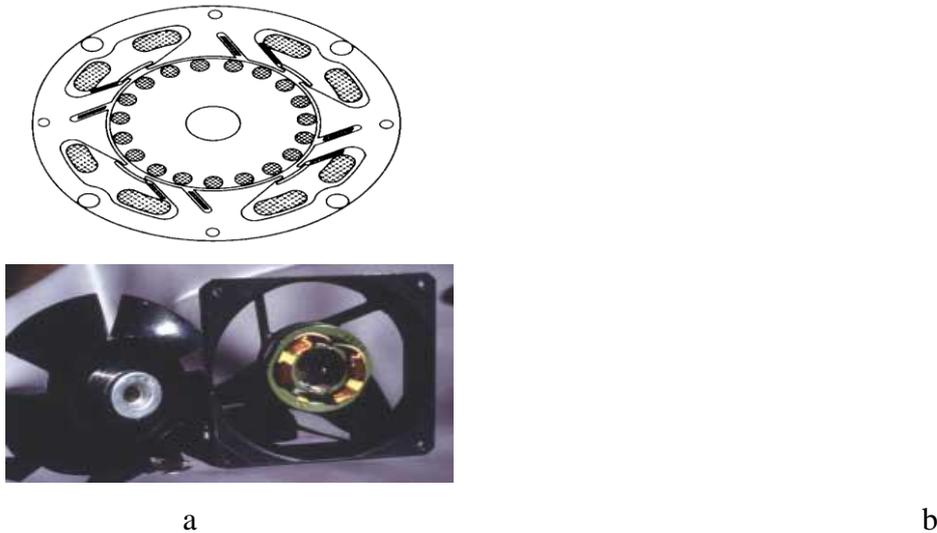


Figure III.2 : *a : Structure 4 pôles à spires de Frager*
b : exemple de ventilateur 2 pôles

La simplicité des moteurs à bobine écran se paye souvent cher en terme de rendement, celui-ci pour des puissances utiles de quelques dizaines de watts, se situe dans la plage de 10 à 30% selon la puissance et les compromis de conception (couple de démarrage, facteur de puissance). Le glissement nominal est couramment de 20% et le facteur de puissance compris entre 0,4 et 0,6. Cela se traduit, outre un coût de fonctionnement élevé (surtout s'ils fonctionnent durant un temps important, ce qui est souvent le cas), par un volume et une masse importants, donc un coût matière finalement élevé. Cette raison les a mis dans une position en régression sur le marché au profit des moteurs synchrones de type Lavet, également monophasés, beaucoup plus petits et capables de démarrer si la charge le permet.

III.1.2.1.2. STRUCTURES A CONDENSATEUR DE DEPHASAGE :

Dès que les puissances dépassent quelques dizaines de watts, le faible rendement des structures précédentes ou/et leur faible couple de démarrage conduit à des solutions coûteuses (il existe toutefois de gros moteurs asynchrones à bagues de déphasage). Ainsi, les pompes de chauffage central, les entraînements de tambour de lave-linge (sans variateur électronique), les volets roulants motorisés et bien d'autres applications, mettent en œuvre des moteurs asynchrones diphasés à alimentation monophasée. La phase principale est alimentée directement par le réseau et la phase auxiliaire l'est à travers un condensateur permettant de déphaser au plus près de $\pi/2$ son courant par rapport à celui de la première. L'inversion du sens de marche est possible grâce à un simple commutateur.

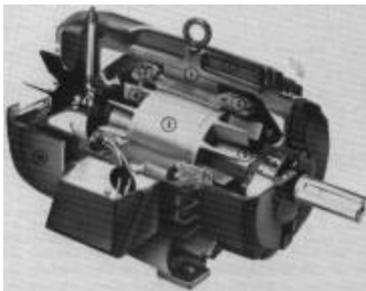


Figure III.3 : Moteurs asynchrones « monophasés » à condensateur de déphasage

a : petit moteur 230 V-50 Hz 5 cm (condensateur 4 F)

b : moteur auto ventilé de quelques 100 W à condensateur

Ces moteurs se rencontrent jusqu'à des puissances de l'ordre de 1 à 2 kW (exceptionnellement : quelques 10 kW).

Selon que le condensateur est calculé pour optimiser le couple de démarrage, le rendement ou le facteur de puissance au fonctionnement nominal, le $\cos \varphi$ et le rendement prennent des valeurs très différentes, le tableau suivant donne quelques exemples et montre une comparaison avec un cas triphasé :

P @ N	C_d/C_n	$\cos \varphi_n$	η_n en %
MONO 120 W 1400 tr/mn	1,5	0,58	50%
	0,4	0,9	57%
TRI 120 W 1400 tr/mn	2,4	0,63	60%
MONO 500 W 1400 tr/mn	1,2	0,64	62%
	0,35	0,92	66%
TRI 550 W 1400 tr/mn	2,2	0,73	73,5%

Tab (III.1)

Notons également la possibilité d'avoir deux vitesses par le traditionnel changement de pôles du bobinage statorique (principe Dalhandler) utilisé, entre autres, dans les lave-linge pour obtenir les vitesses de lavage et d'essorage.

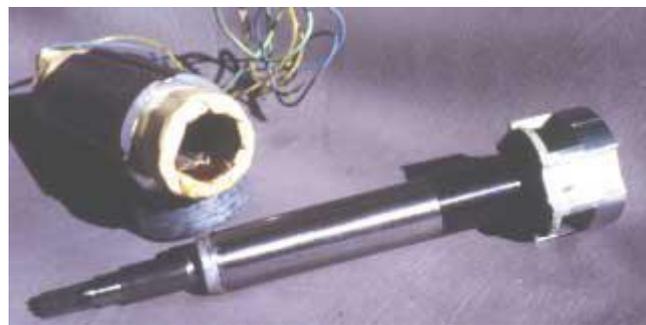


Figure III.4 : Moteur asynchrone (SIMU) associé à un frein pour volets roulants

La figure III.4 montre un « moteur tubulaire » (démonté) pour entraînement de volets roulants, le rotor est associé à un frein à manque de tension (une partie du champ statorique est dérivée pour attirer un plateau mobile qui décolle le frein). La gamme des moteurs Somfy couvre des puissances de 10 W à 190 W mécaniques, le réducteur associé possède un rapport de 100 à 300 pour donner des couples de sortie de 4 à 100 N.m.

La figure III.5 montre une coupe de moteur asynchrone chemisé à rotor immergé ainsi qu'une photo de pompe de circulateur de chauffage central.

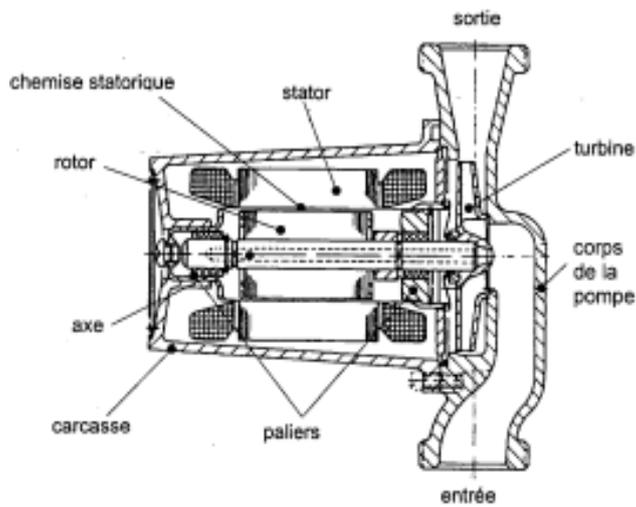


Figure III.5 : Coupe du moteur chemisé et pompe de circulateur de chauffage

III.1.3. LES MOTEURS A COLLECTEUR MECANIQUE :

Ce sont les machines de prédilection dans les applications alimentées en courant continu (accessoires automobiles et équipements basse tension divers) et, en courant alternatif, lorsque l'on souhaite des vitesses supérieures à la vitesse maximale de synchronisme permise par la fréquence d'alimentation (3000 ou 3600 tr/mn) sans l'aide d'une alimentation électronique. Ce sont les moteurs dits universels qui permettent de grandes vitesses comme dans les aspirateurs de poussières (jusqu'à 50 000 tr/mn). Cependant, les collecteurs mécaniques ont une contre partie : l'usure des balais et/ou du collecteur qui, selon la qualité des matériaux employés, les régimes de fonctionnement et la qualité des commutations, offrent des durées de vie limitées à quelques milliers (voire dizaines de milliers) d'heures. Sachant qu'un fonctionnement continu durant une année représente plus de 8000 h, les moteurs à collecteur se trouvent exclus des applications à très longue durée de vie. En outre, la production de poussières d'usure et de vibrations peut également les prohiber. C'est généralement pour une ou plusieurs de ces raisons que les moteurs à collecteur sont, déjà depuis 10 à 30 ans, remplacés par des moteurs synchrones autopilotés.

Les caractéristiques mécaniques des moteurs à collecteur dépendent de leur alimentation et de leur mode d'excitation. La figure III.6 rappelle les allures des caractéristiques couple-vitesse des machines à collecteur à aimants permanents (flux inducteur constant) et à excitation série (moteurs universels).

Rappelons que, lorsque qu'un réglage électronique de vitesse est nécessaire, les moteurs à collecteur présentent l'énorme avantage de se satisfaire des structures de convertisseur les plus simples et les plus économiques, ce qui reste, aujourd'hui encore, un de leurs atouts majeurs. En l'absence de réversibilité, un simple hacheur à un seul transistor suffit à partir d'une alimentation en tension continue.

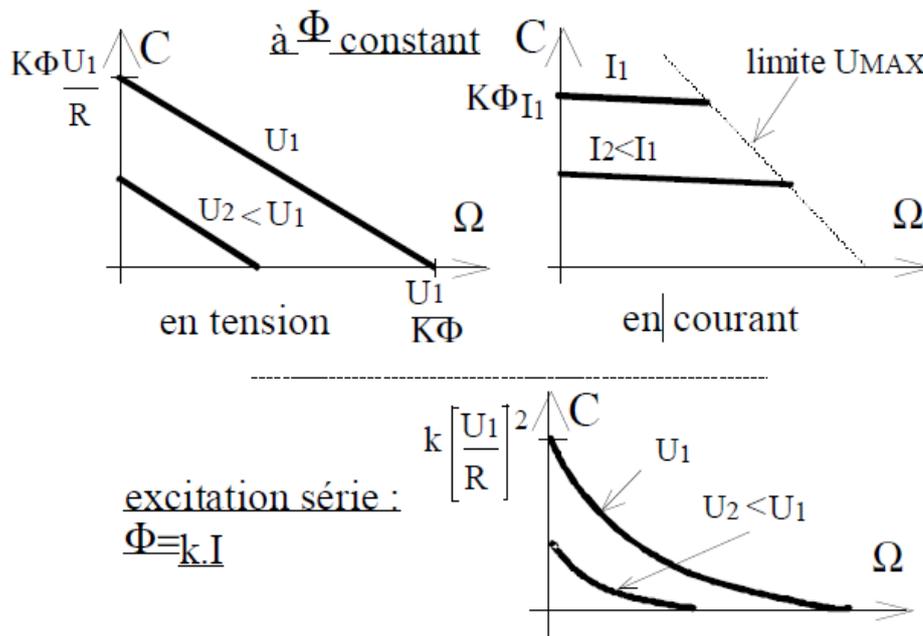


Figure III.6 : Allures des caractéristiques couple-vitesse des machines à collecteur à aimants permanents (flux inducteur constant) et à excitation série (moteurs universels).

Les tout petits moteurs (moins de quelques watts) utilisent des balais en métaux précieux, principalement pour minimiser les frottements qui prendraient des proportions inadmissibles dans cette gamme de puissances et si les durées de fonctionnement sont importantes. Pour les puissances plus élevées et/ou pour des applications très impulsives (réglage de rétroviseur ou verrouillage des portes, par exemples), on utilise des balais en carbone.

On peut citer l'exemple suivant :

Moteur Mabuchi 3 encoches, aimants ferrite RK370 pour jouet (véhicules radio-commandés): au rendement maximum sous 7,2 V : $P_{mec} = 8,4$ W, $C = 5,9$ mN.m,

$N = 13\,700$ tr/mn (à vide : 16500 tr/mn, au démarrage : 36 mN.m).

Diamètre : 24 mm, longueur : 30 mm, masse : 51 g, balais carbone.

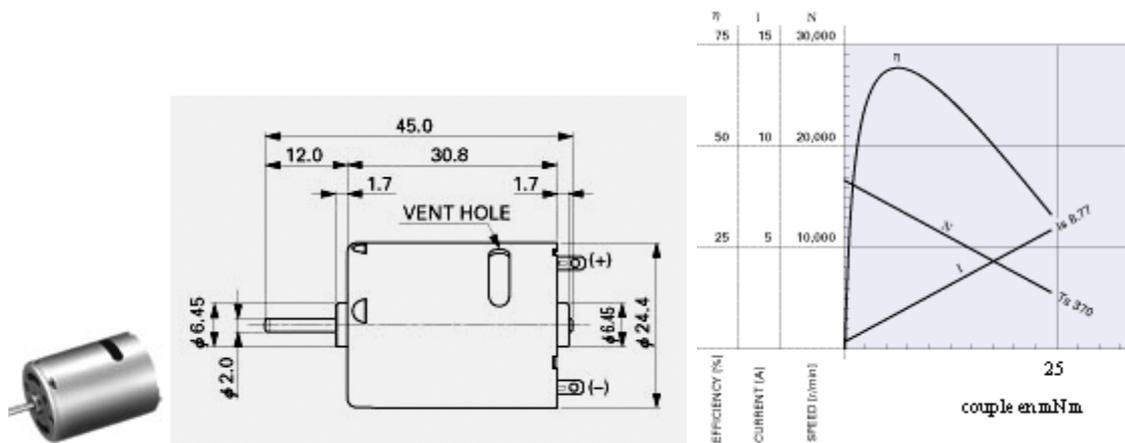


Figure III.7 : Moteur de jouet Mabuchi 7,2 V-8,4 W

Le moteur universel peut être avantageusement alimenté en courant continu ondulé grâce à un redresseur lui-même contrôlé par un triac (surcoût des diodes) ou par un hacheur haut fréquence. Le gain de performances du moteur permet de réduire sensiblement ses dimensions et, parfois, de compenser le surcoût de l'électronique. En outre, l'alimentation en courant continu permet une réduction du bruit acoustique.

III.1.4. LES MACHINES SYNCHRONES

Nous avons distingué les machines synchrones des machines à collecteur mécanique par pure commodité et pour ne pas complètement rompre avec les vieilles habitudes mais il est peut-être utile de rappeler que leurs principes sont identiques. Les courants alternatifs d'induit des machines synchrones sont produits soit directement par le réseau soit grâce à une commutation électronique, quant à ceux des machines à collecteur, c'est cet organe qui commute les courants et réalise leur autopilotage.

III.1.4.1. PAS A PAS A AIMANTS :

Les moteurs pas à pas se distinguent par leur mode de pilotage en boucle ouverte de position. De plus en plus, on cherche, pour améliorer leur fonctionnement, à la « auto synchronisée » ce qui revient à les autopiloté sans capteur direct. A ce mode de commande pas à pas, sont associées des structures spéciales appelées improprement moteurs pas à pas, en effet, ces moteurs pourraient très bien être autopilotés et ils le sont parfois. Comme il existe une littérature satisfaisante sur ces machines, nous nous contenterons seulement de les rappeler. Tout d'abord, une structure monophasée, abondamment exploitée dans les montres et les pendules électriques, est celle du moteur dit Lavet, le diamètre rotor à aimant bipolaire vaut environ 1 à 1,5 mm et le couple, dans

le cas des montres, vaut environ $1 \mu\text{N.m}$. La figure III.8 montre un tel moteur qui peut fonctionner dans un seul sens de rotation, grâce à son couple de détente.

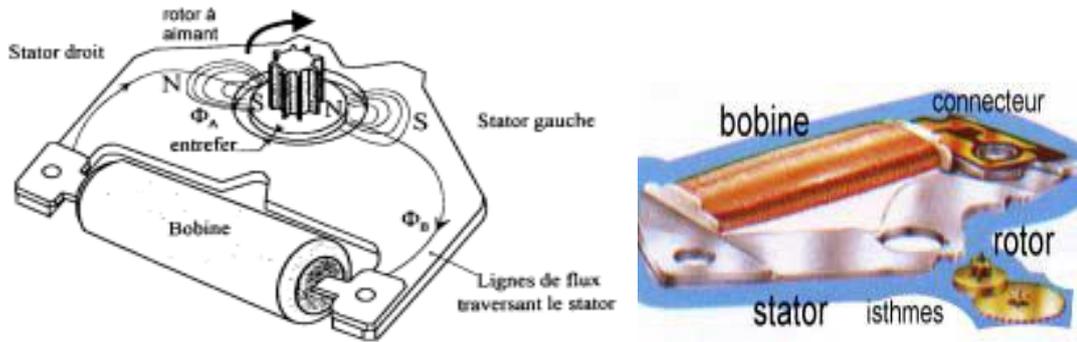


Figure III.8 : Moteur Lavet monophasé pour l'horlogerie

La figure III.9 montre la structure, ainsi qu'une photo, du moteur à induit à griffes à deux phases juxtaposées.

Le rotor est un aimant multipolaire en ferrite (quelque fois en NdFeB). Le moteur (48 pas par tour) est le plus fréquent et possède 12 paires de pôles [3].

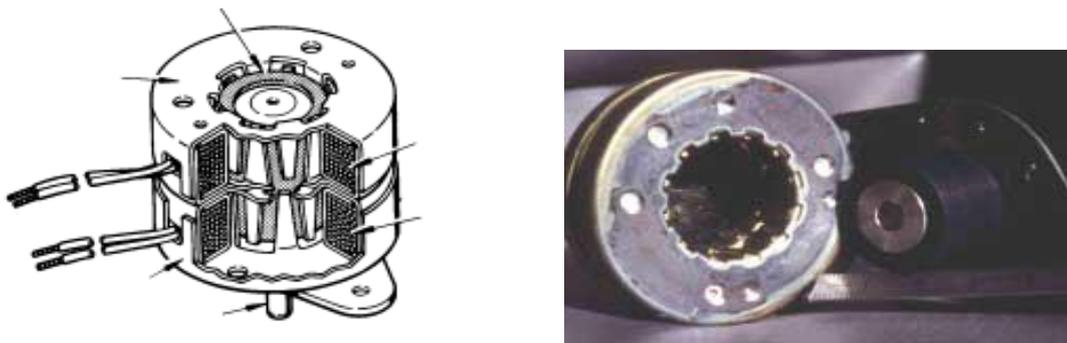


Figure III.9 : Structure à aimants diphasée à induit à griffes

CHAPITRE IV :

Conception du système

IV.1.INTRODUCTION

Avant de passer à la conception de la grue faite à partir des critères énumérés précédemment dans le premier chapitre et spécifiés dans le cahier des charges, on introduit la méthode de conception basée sur le logiciel de la CAO (conception assistée par ordinateur) qui s'appelle INVENTOR version 2010 de la société AUTODESK, pour cela une brève présentation du logiciel s'impose.

IV.2 DEFINITION DE LA CAO

La CAO est une technique dans laquelle l'homme et l'ordinateur sont rassemblés pour résoudre des problèmes techniques dans une équipe qui associe étroitement les meilleures qualités de chacun d'eux. En CAO le travail est souvent préconisé en trois dimensions.

IV. 2.1. LES AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE LA CAO

* **Les avantages** : les principaux avantages cités par les utilisateurs sont :

- Un processus de conception plus efficace ;
- Une meilleure précision ;
- Une réduction du temps de conception.

* **Les inconvénients** : quelques inconvénients sont parfois présents comme :

- Coût du matériel ;
- Coût des formations.

IV.3.SOLUTIONS REALISEES SOUS LOGICIEL INVENTOR 2010 PROFESSIONAL D' AUTODESK

Inventor est un logiciel de modélisation 3D réalisé par la société Autodesk, il est utilisé dans plusieurs domaines dont nous citons à titre d'exemple :

- Le domaine de la construction automobile et véhicule industriel
- La fabrication utilisant les machines à commandes numériques

-...

En général ce logiciel touche tout ce qui est construction car il permet de modéliser les :

-Pièces

-Assemblages

-Dessin de définition

Il a aussi des fonctions qui permettent l'étude cinématique et dynamique :

-Simulation cinématique

-Simulation statique

-Simulation dynamique

Ainsi un rendu réaliste des pièces ou assemblages modélisé.

IV.3.1.INTRODUCTION GENERALE DU LOGICIEL

***Interface d'entrée.**

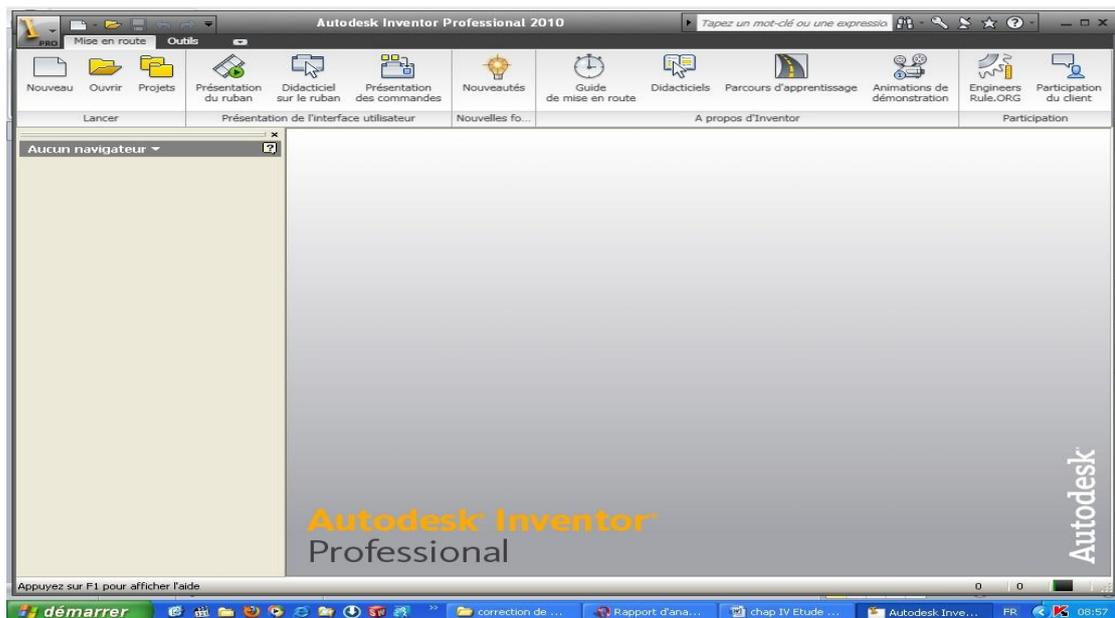


Fig IV.1

*Interface d'esquisse

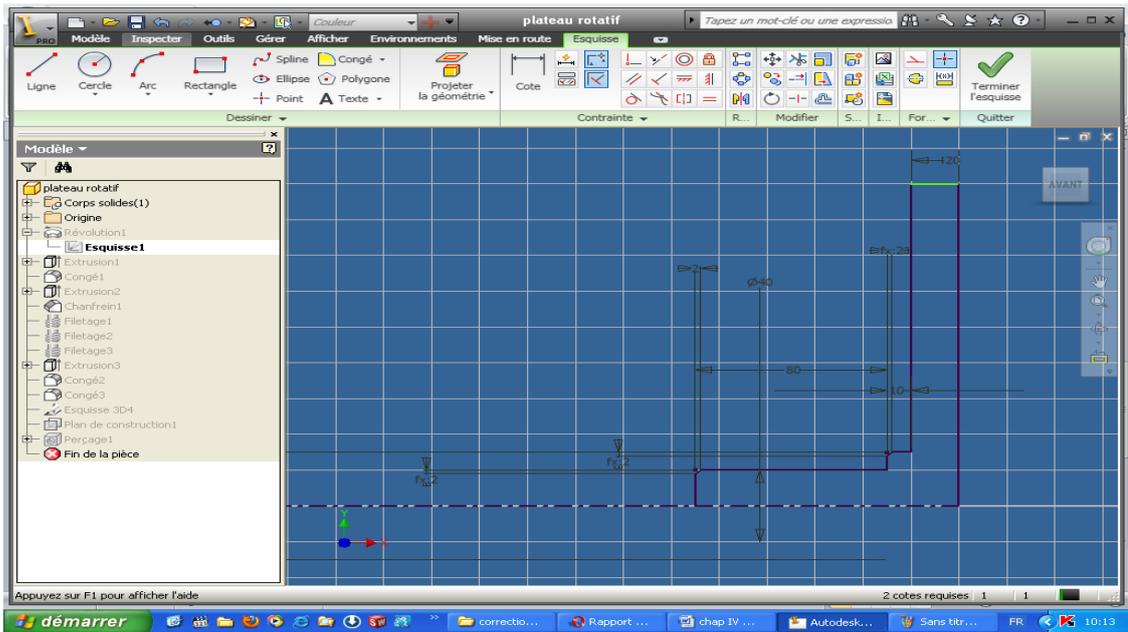


Fig IV.2

*Interface des pièces 3D

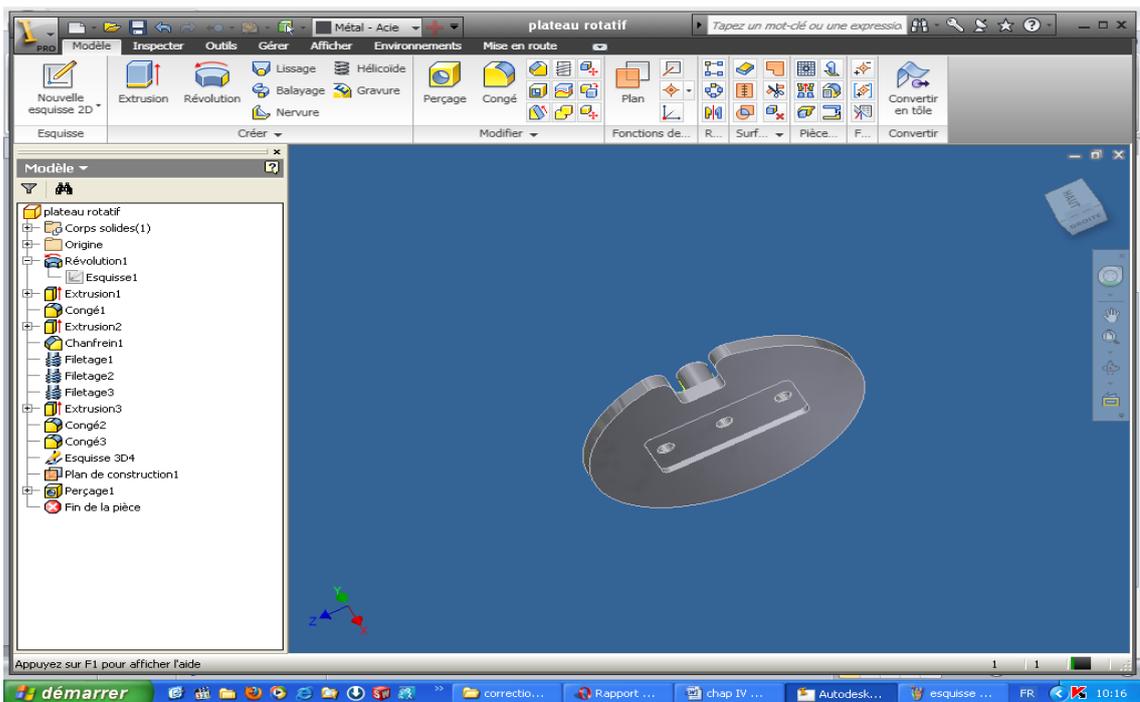


Fig IV.3

*Interface d'ensemble

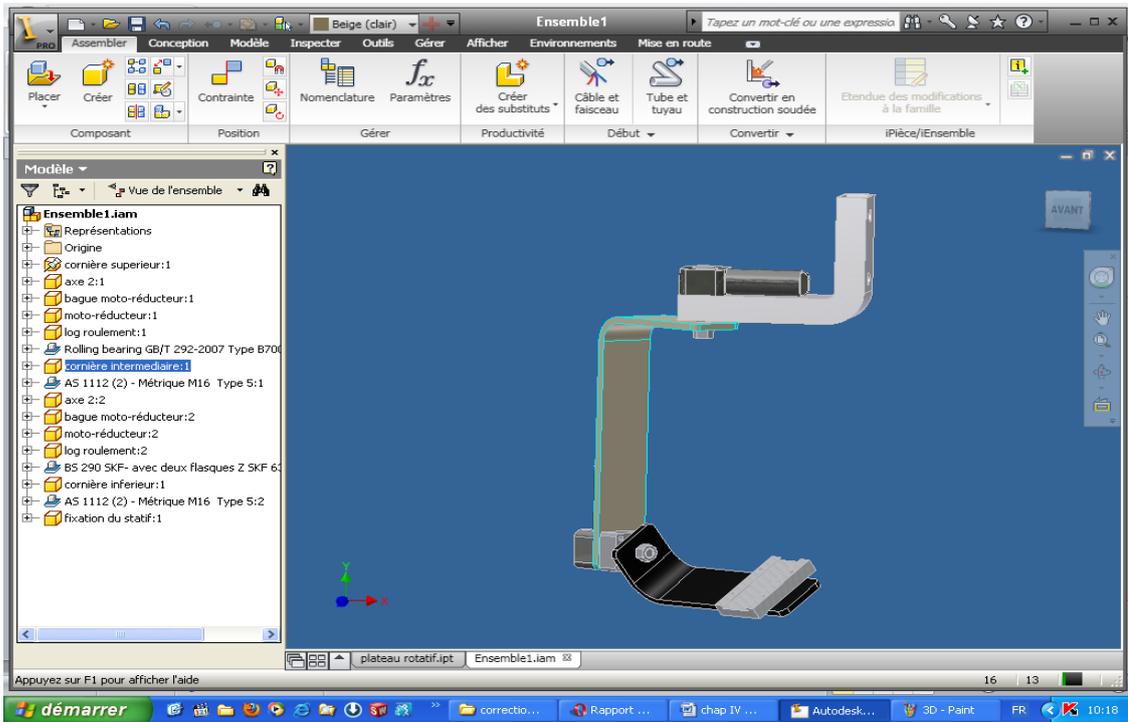


Fig IV.4

*Le mode simulation

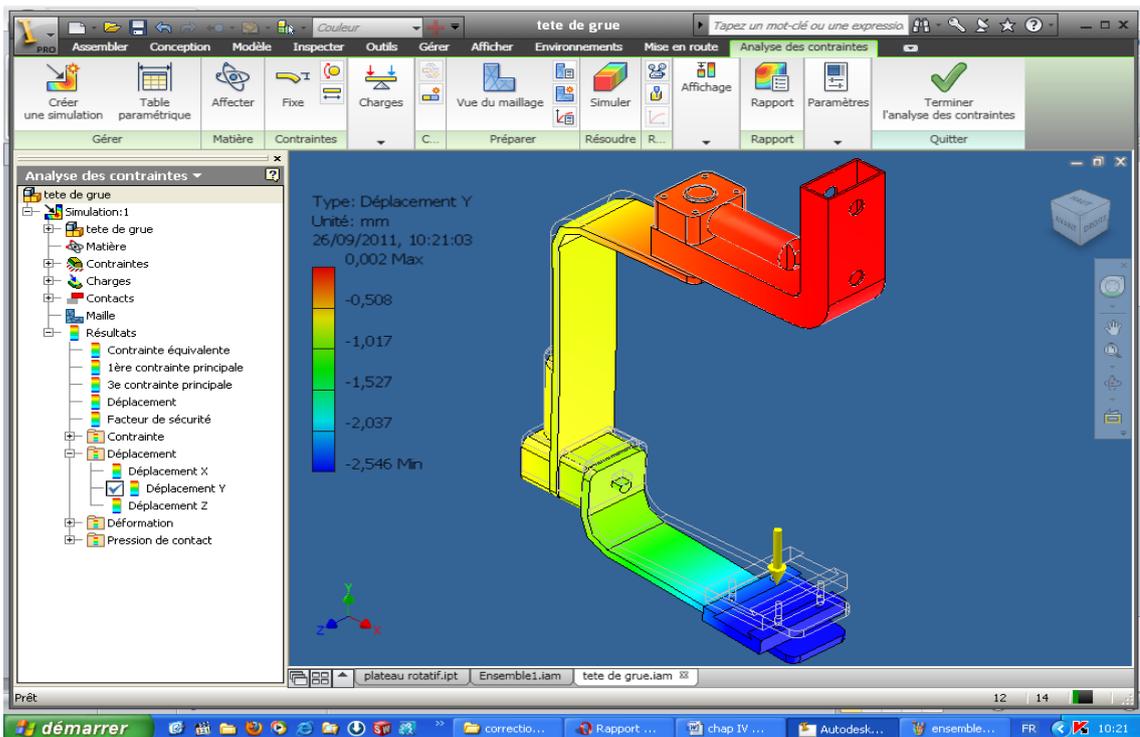


Fig IV.5

IV.3.2. AVANTAGES DU LOGICIEL

- Une interface compréhensible et facile a utilisé
- Modélisation 2D, 3D avec la possibilité de passé de l'une vers l'autre
- Analyses des contraintes dans l'étude statique
- Simulation dynamique pour l'étude dynamique
- Dispose des fonctions de calcul pour les engrenages, les roulements, la visserie, ...
- Un rapport bien détaillé sur les réponse des simulations et fonctions
- Ainsi, il fourni les formules théoriques des calcules.

IV.4.PRESENTATION DE LA CONCEPTION ET LES CRITERES DE CHOIX

La conception primaire de notre système est à la base des critères mentionnés dans le cahier des charges au premier lieu le choix des solutions est en fonction de la taille de la caméra (poids, dimensions) donc il faut concevoir un espace suffisant au tour de fixation de la caméra d'où un mécanisme robuste qui tient compte du poids ce qui est par la suite vérifié par une analyse des contraintes. D'autre part la longueur des bras et la hauteur par rapport au sol fixé par le cahier des charges nous impose une étude statique pour déterminer l'équilibre de la grue pour toutes positions de fonctionnement. Voici une vue globale de l'ensemble du système dans la figure suivante

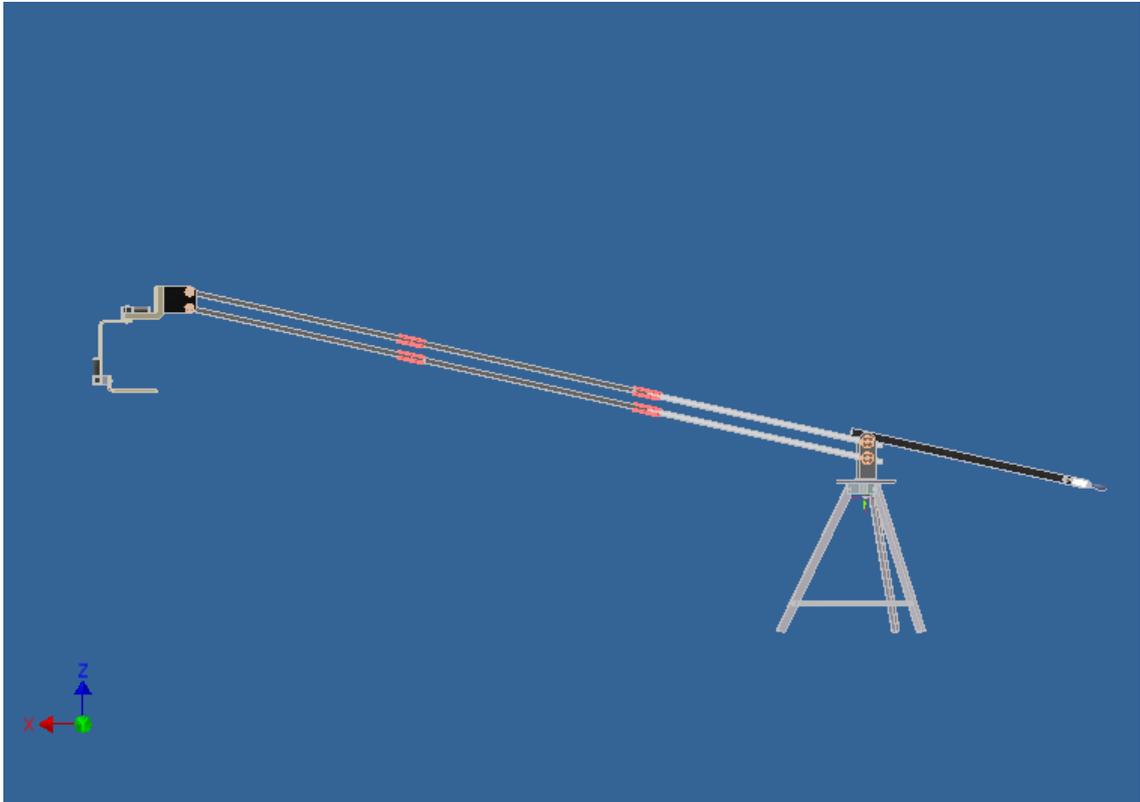


Fig IV.6

Comme approche méthodique, nous adoptons le principe suivant :

Conception de la grue en deux parties distinctes dans un premier temps :

- La grue : l'ensemble trépied ainsi bras de levage et de manipulation

-La tête de la grue : le mécanisme motorisé où se trouve la caméra

IV.4.1.LA GRUE

Cette partie est conçue par une structure tubulaire rectangulaire en aluminium pour bénéficier de la légèreté, le montage entre eux est fait par un assemblage vissé pour permettre le démontage ce qui facilite le déplacement.

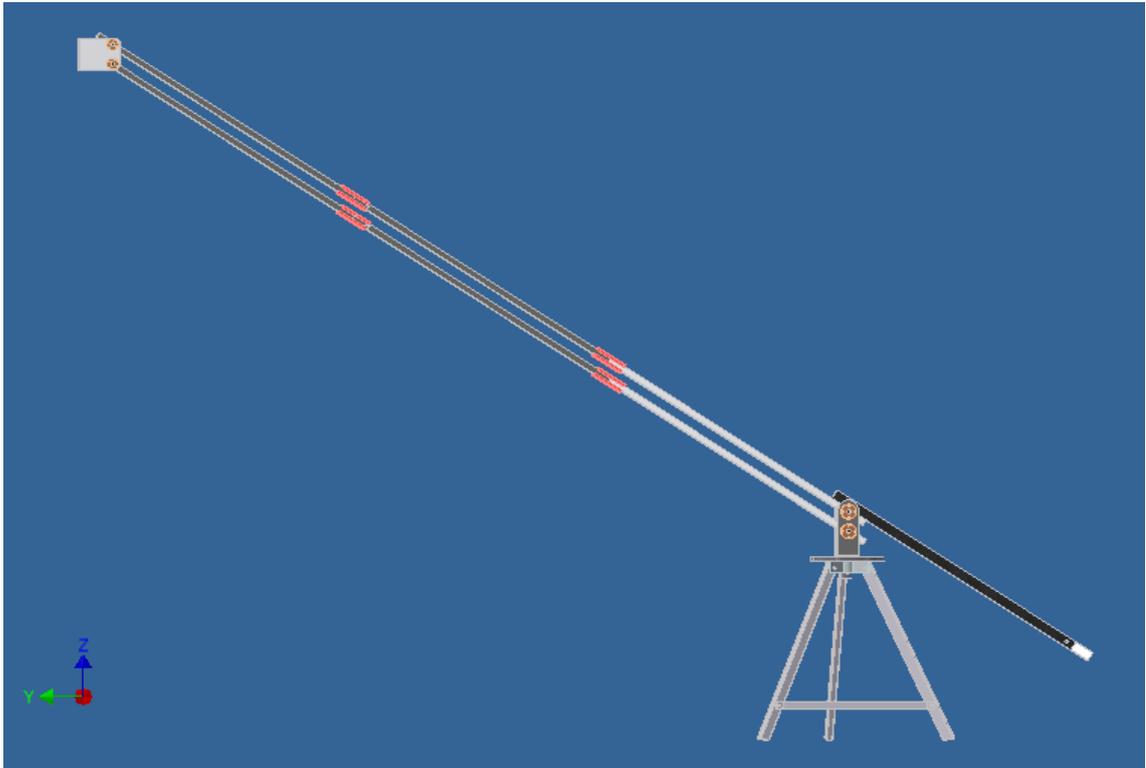


Fig IV.7

La partie grue est divisée en deux sous ensemble

-bras et articulation

-trépied

IV.4.1.1.BRAS ET ARTICULATION

Les bras sont des tubes rectangulaire d'aluminium, a l'extrémité du bras de manipulation un arbre est monté verticalement, son rôle est de supporté des disques de contre poids pour garder l'équilibre de la grue. Au milieu de la grue un support d'articulation (support rotatif) avec des axes et des bagues en cuivre maintien les deux bras de levage, et ceux sont assemblés avec des bras d'extension avec des liaisons en tôle plié en acier ordinaire (A42). A l'extrémité supérieure un support d'inclinaison est assemblé avec des axes en acier et des bagues en cuivre pour diminuer les frottements et le jeu a la longue. La conception des deux bras est les deux pivots dans le même support est pour but de garder l'horizontalité du mécanisme de la tête de la grue exigier par l'entreprise [4], [5].

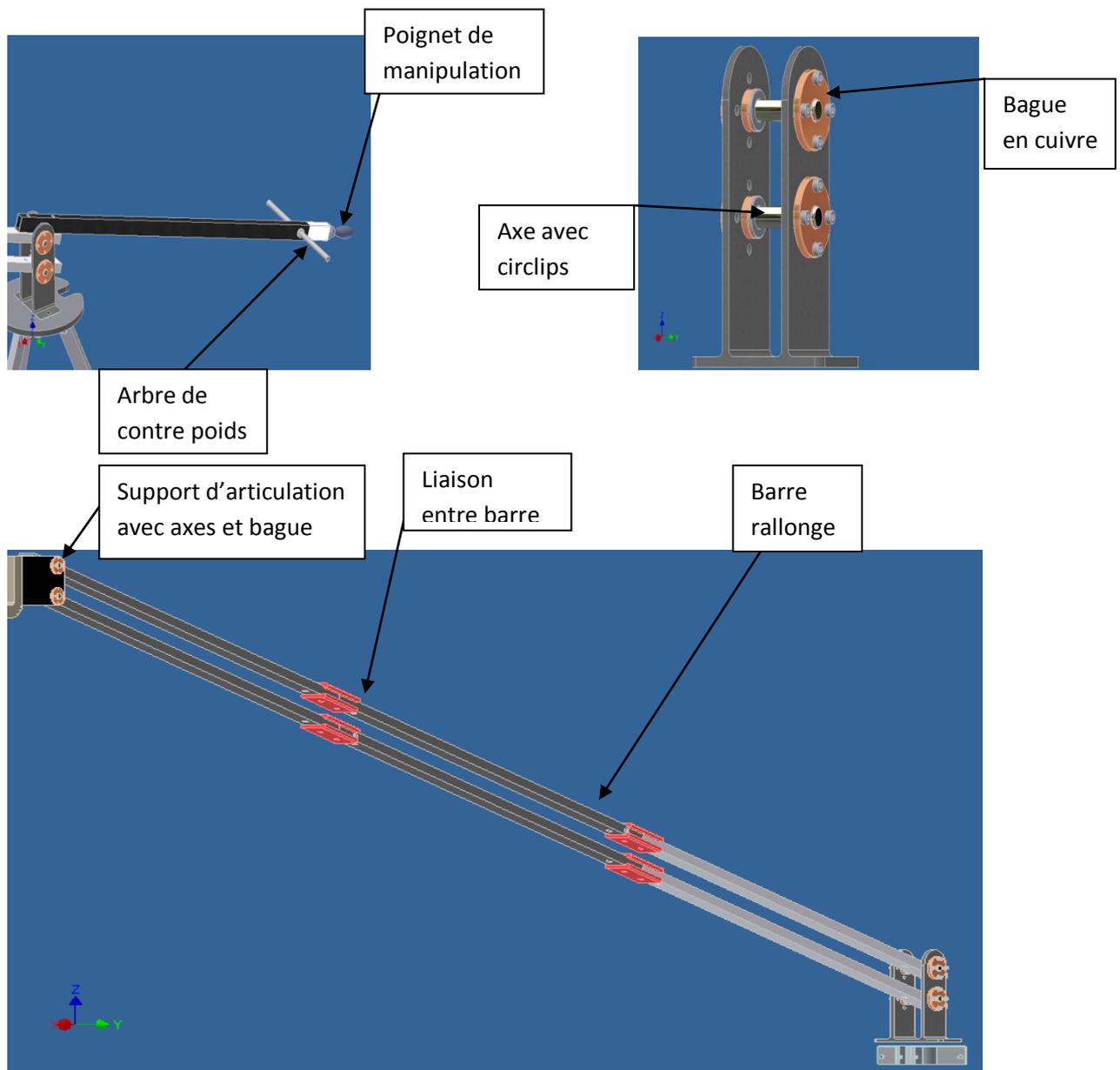


Fig IV.8

IV.4.1.2.TREPIED

Le trépied est constitué d'un plateau rotatif en acier (XC25)(au dessus tient le support rotatif) muni d'un axe ou se trouve un roulement buté qui supporte la charge de la grue ainsi une bague en cuivre ou en bronze (pour le guidage en rotation) est inclus dans un logement en acier (A42) appelé support de la grue. Trois barres (tube rectangulaire) en aluminium sont assemblées avec le support de la grue avec des boulons constituant le trépied, ces trois barres sont attachés l'un avec l'autre par des fer plats et des pions qui permet le maintien [6].

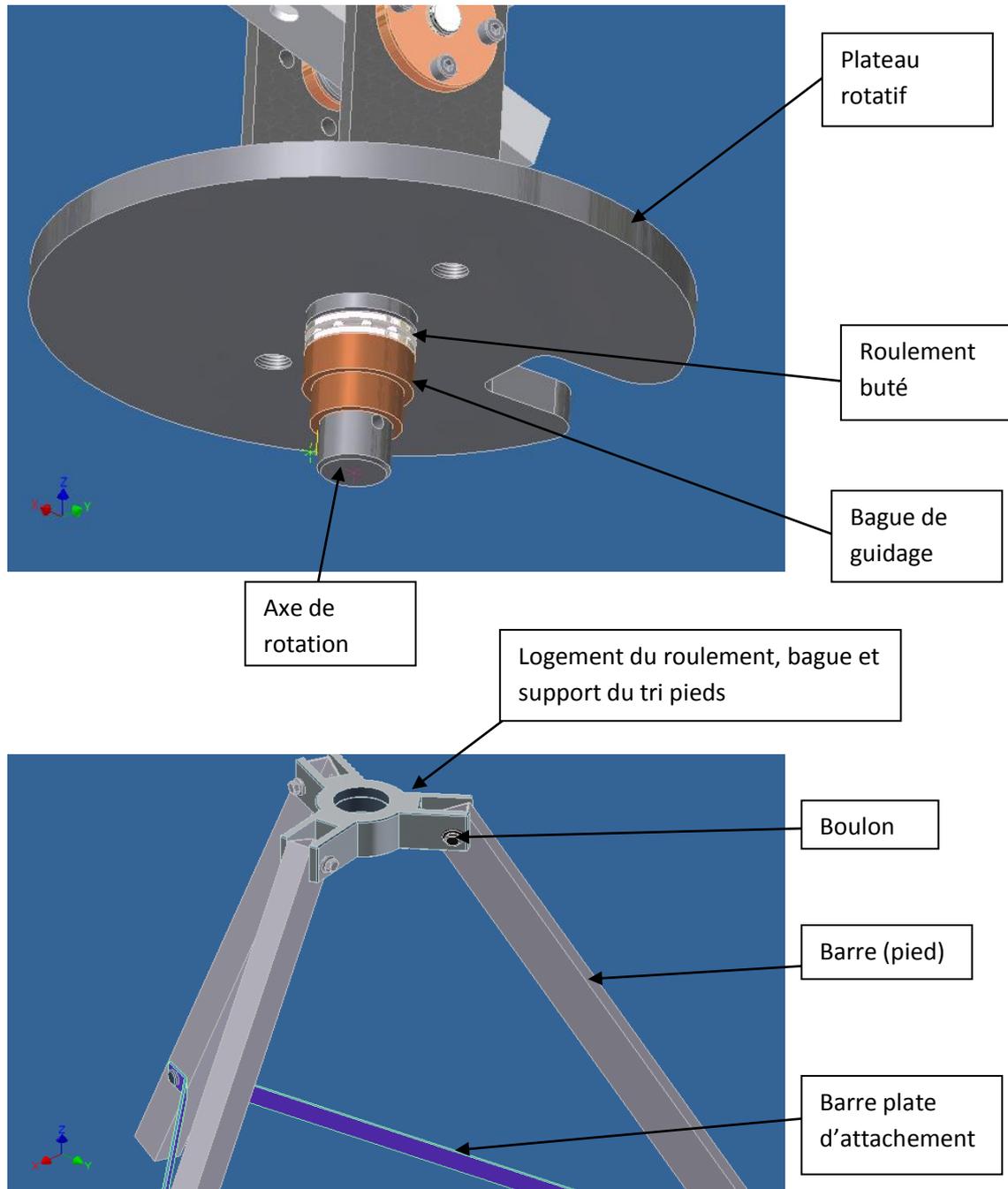


Fig IV.9

IV.4.2.TETE DE LA GRUE

Cette figure représente l'ensemble du système d'articulation où se trouve la caméra [4], [5], [6].

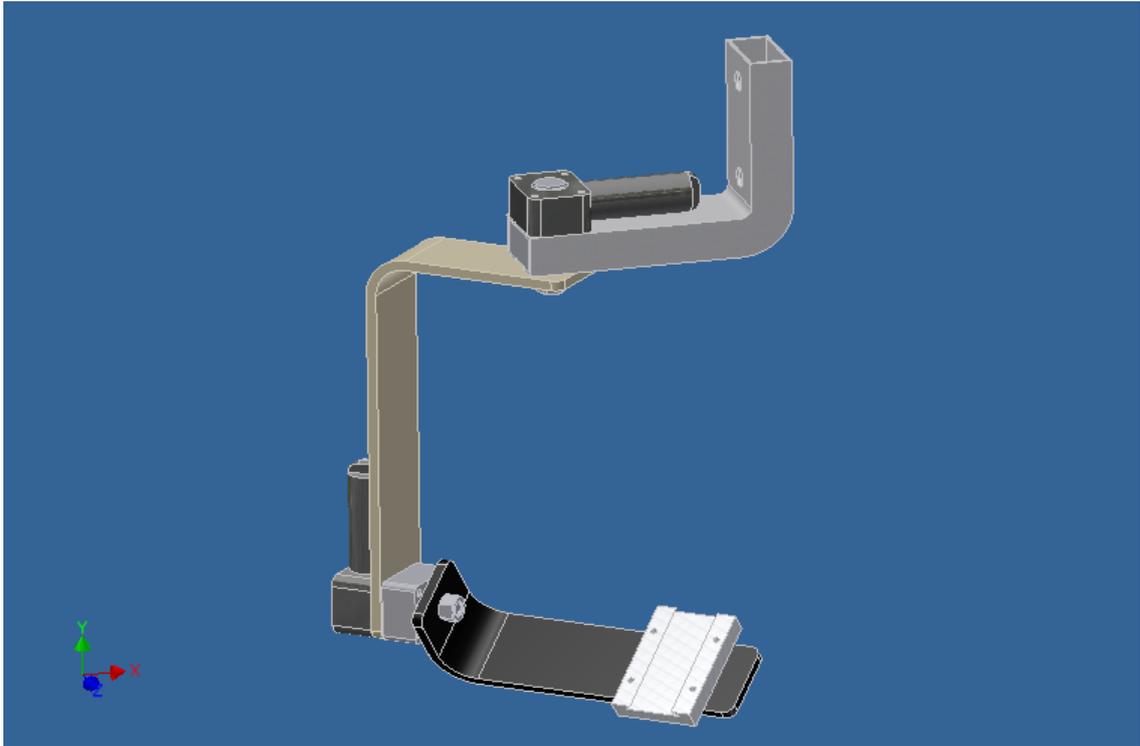
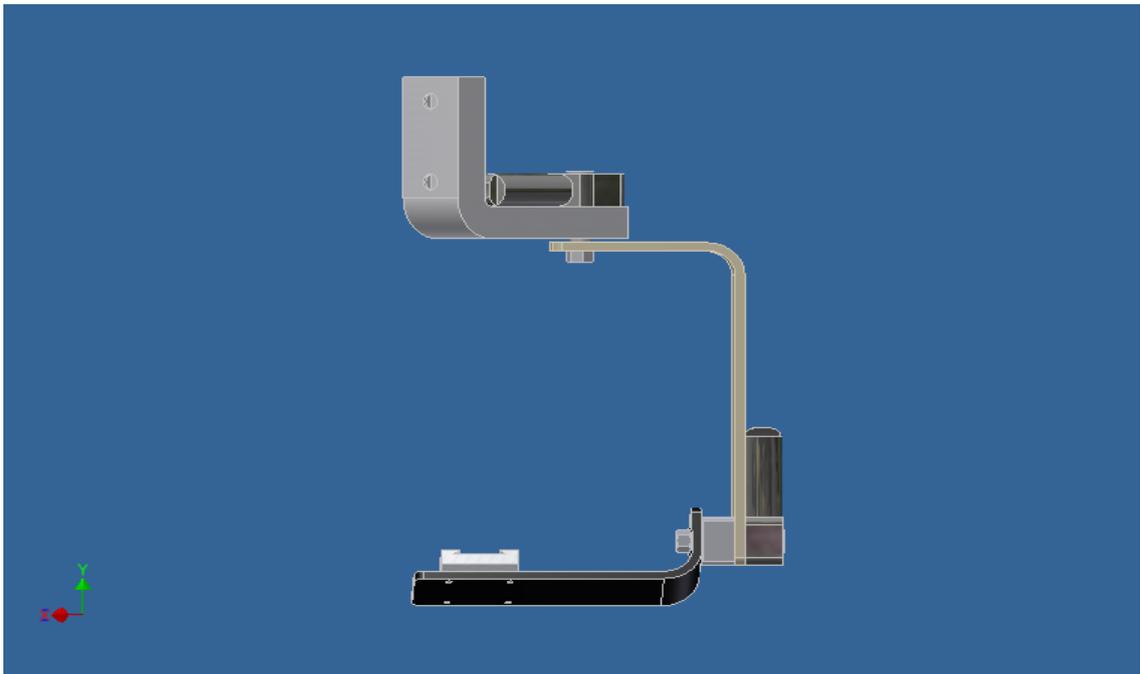


Fig IV.10



L'ensemble tête de la grue se décompose en trois sous ensembles :

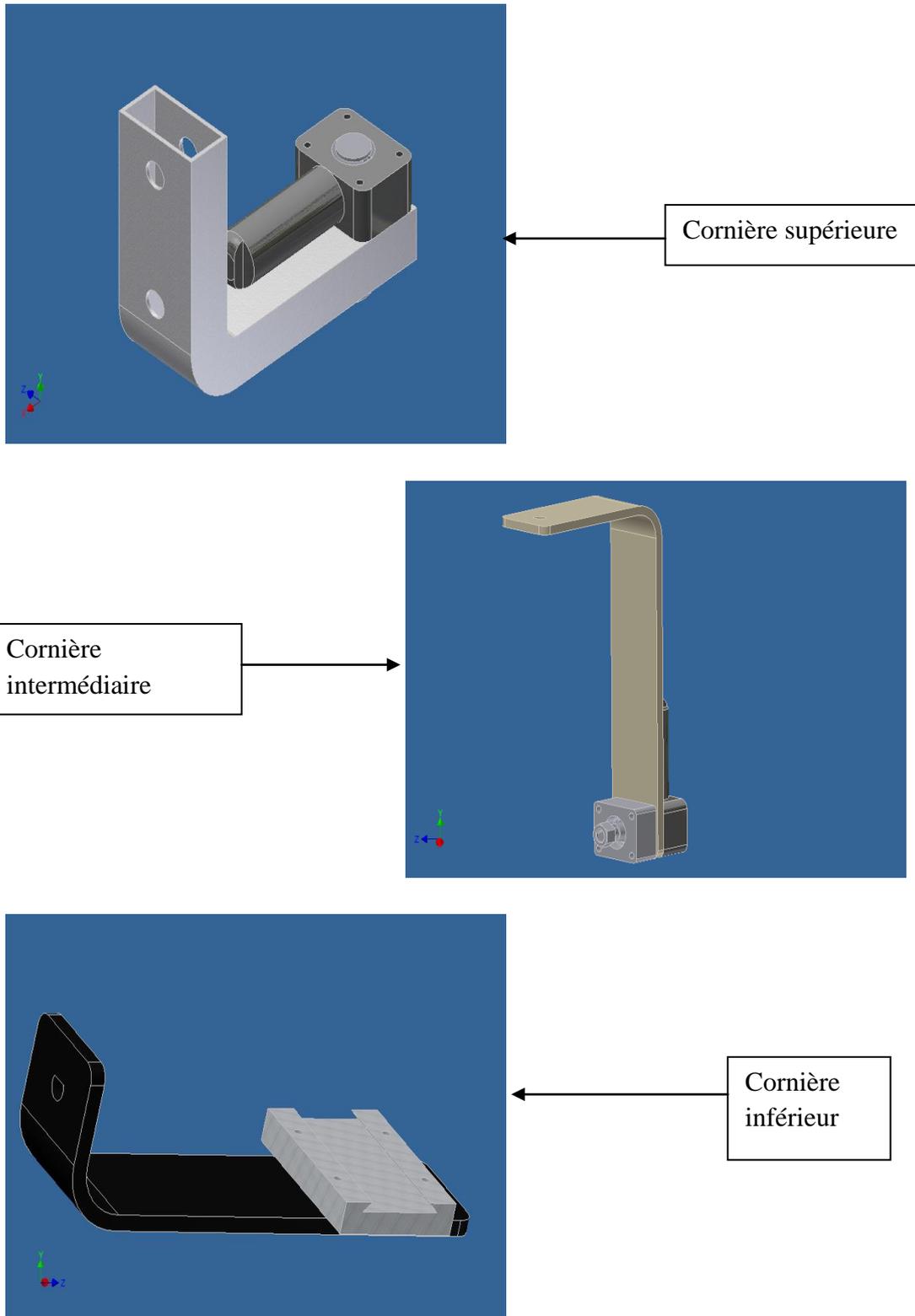


Fig IV.11

IV.4.2.1.CORNIERE SUPERIEURE

Cet sous ensemble est constitué d'un tube rectangulaire cintré en aluminium d'utilisation courante 6061 pour sa dureté moyenne et sa légèreté, sur la face latérale supérieure la cornière est assemblée avec la grue par un assemblage vissé, sur l'autre partie, un motoréducteur avec axe creux tient en place où se trouve un axe en acier étiré (XC25 ou 42CD4) , cette axe a une clavette qui fait la transmission avec le motoréducteur, un épaulement pour le blocage du roulement et à ça extrémité un méplat et un filetage de serrage rapide. Ensuite roulement a contacte oblique de type 20*47*14 ref 7204 BEP (supporte des charges statiques de 8.3 KN) inclus dans un logement en acier ordinaire (A42). La figure suivante montre le sous ensemble en détaille.

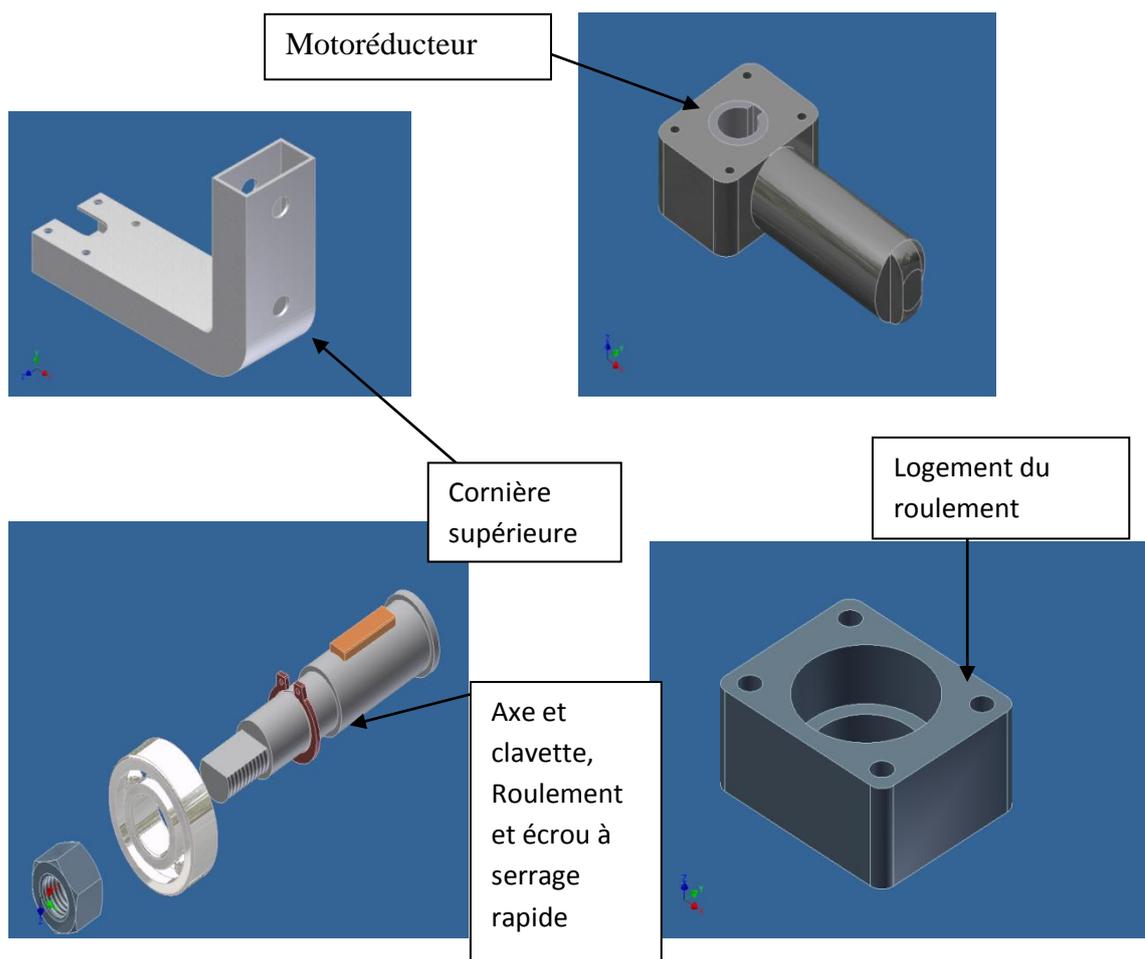


Fig IV.12

IV.4.2.2.CORNIERE INTERMEDIAIRE

Cette sous ensemble est constitué d'une plaque cintré d'aluminium ce choix est pour but de diminuer l'encombrement, le reste est le même mécanisme sauf le roulement qui est a contact radial de type 20*47*14.

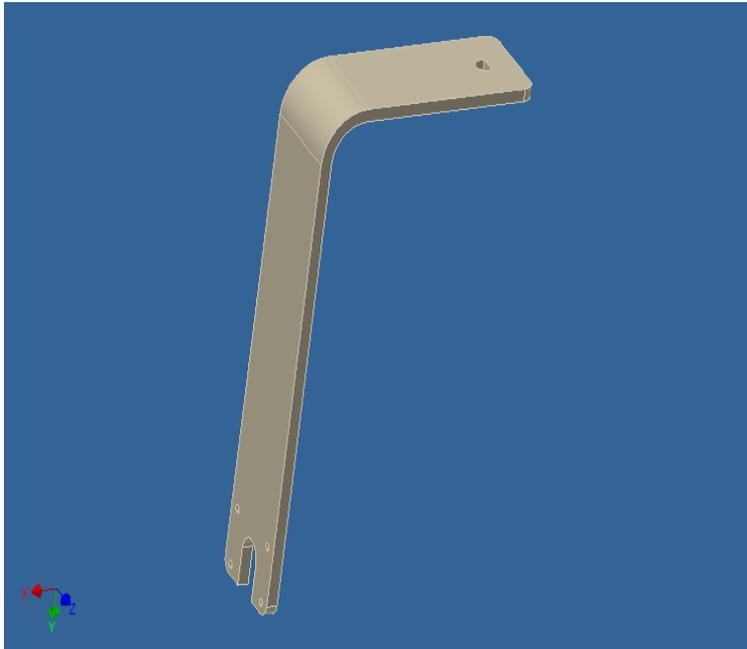


Fig IV.13

IV.4.2.3.CORNIERE INFERIEURE

Cette sous ensemble est constitué d'une plaque cintré d'aluminium et a son extrémité une pièce sous forme de queue d'aronde normalisé pour la fixation du statif, elle aussi en aluminium pour favoriser la légèreté.

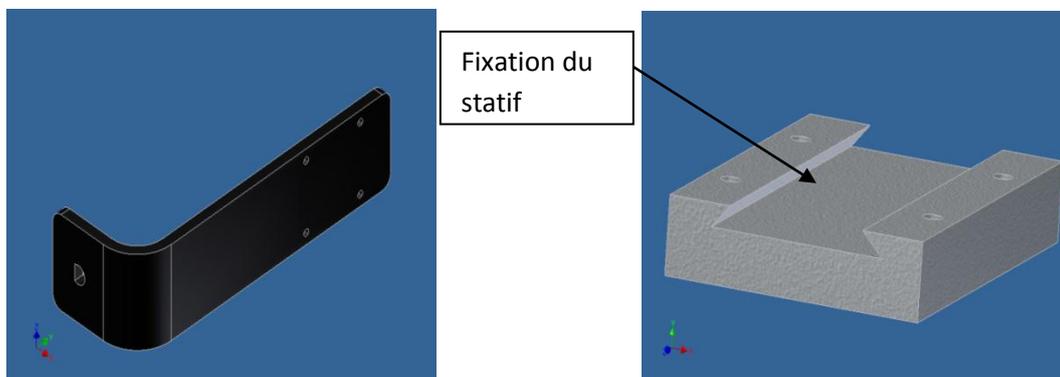


Fig IV.14

IV.5.ETUDE ET SIMULATION SUR INVENTOR

Beaucoup d'applications nécessitent un couple de démarrage élevé. Or, le moteur à courant continu, par nature, possède une caractéristique couple/vitesse de pente importante, ce qui permet de vaincre un couple résistant élevé, et d'absorber facilement les à coups de charge ; la vitesse du moteur s'adapte à sa charge. D'autre part, la miniaturisation recherchée par les concepteurs trouve dans le moteur à courant continu une solution idéale, puisque présentant un rendement élevé, en comparaison aux autres technologies.

Pour ses avantages, on a opté pour le choix des motoréducteurs à courant continu qui vont se placer à la tête de la grue comme montre les figures précédentes (IV.11) et(IV.12), leurs rôles et de faire pivoter la caméra autour de deux axes, en haut et en bas pour le moteur inférieur, à droite et à gauche pour le moteur supérieur, quand à leur dimensionnement en électricité est par calcul du couple nécessaire.

IV.5.1.DIMENSIONNEMENT ET CHOIX DES MOTEURS

Dans le cas de notre conception on procède au choix du moteur par la détermination du couple nécessaire pour faire pivoter la caméra.

IV.5.1.1.CALCUL DU COUPLE

Le couple nécessaire des moteurs dépend de la charge globale du mécanisme (poids du système et la caméra) ainsi la distance de l'axe du moteur par rapport au centre de gravité du système (caméra incluse). Pour cela on détermine le couple du moteur inférieur et la figure suivante montre le sous ensemble à étudier.

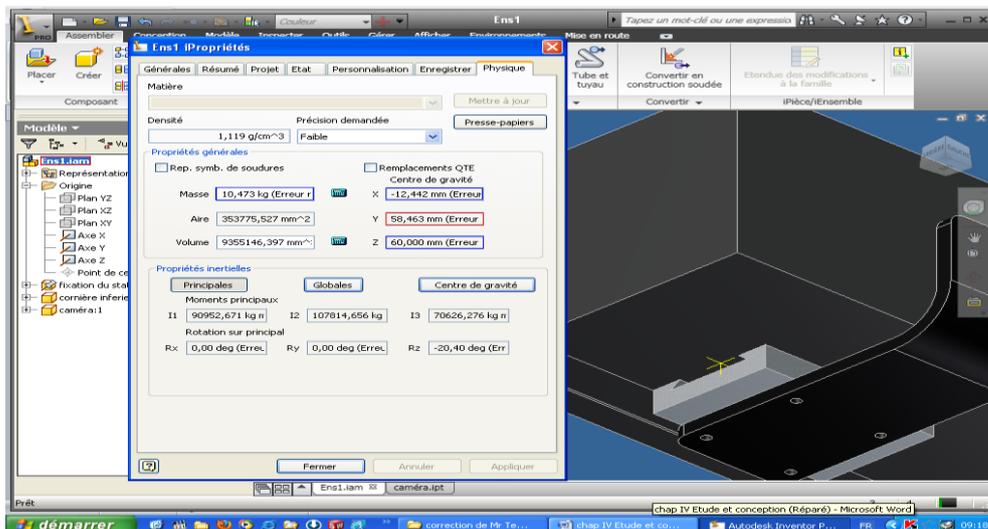


Fig IV.15

Le cube en noir remplace la caméra, il a sa dimension et son poids. On a donc le centre de gravité pour les trois axes par rapport au repère d'origine qui est en trait jaune sur la figure et on cherche la distance entre le centre de gravité et l'axe du moteur

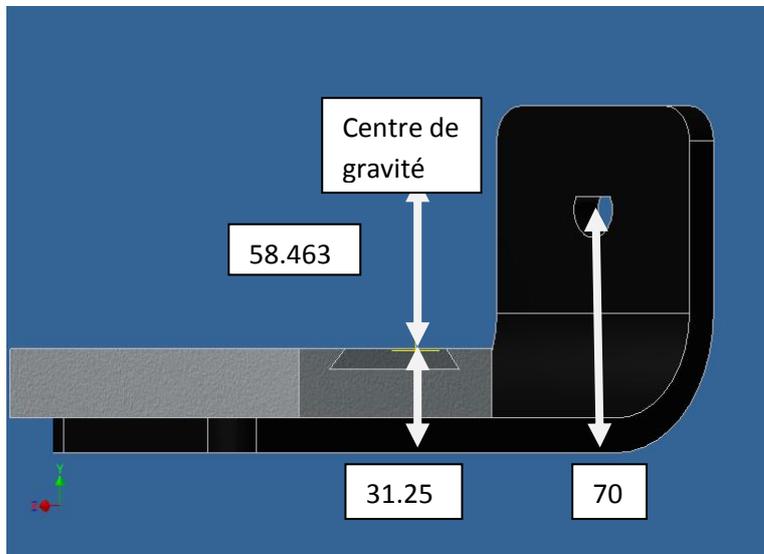


Fig IV.16

Donc la distance $y = (31.25 + 58.463) - 70$

$$y = 19.713 \text{ mm}$$

Et on a le poids $p = 10.473\text{kg}$

Sachant que le poids de la caméra est de **8kg** et tout les calculs sont basé sur se poids

Le couple résultant est de :

$$C = p \times y \text{ [N.m]}$$

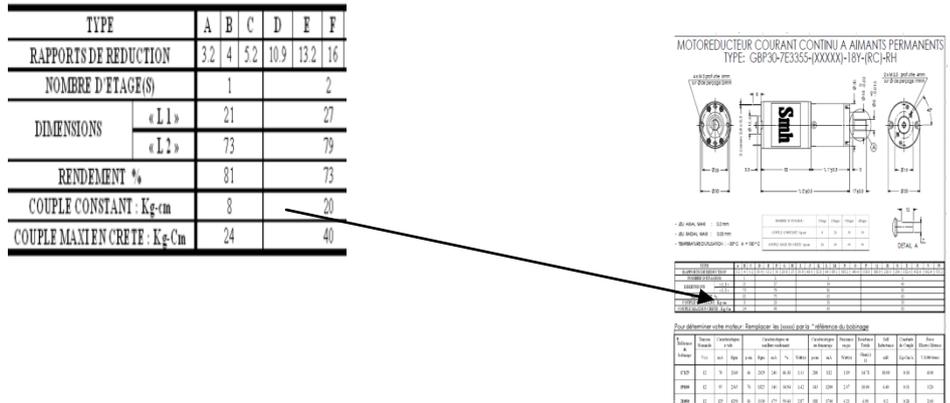
$$C = 10.473 \times 9.8 \times 19.713 \times 0.001$$

$$C = 2.023 \text{ N.m}$$

Donc on a trouvé le couple nécessaire pour faire pivoter la caméra et on procède au choix du motoréducteur par rapport à son couple fournie.

IV.5.1.2.Choix du moteur

D'après la figure suivante qui représente les caractéristiques des motoréducteurs à courant continu a aimant permanent de marque Smh, on a choisi :Motoréducteur type GBP30-7E3355-19100-18Y-(RC)-RH



Tab IV.1

IV.5.2. CALCUL DE L'IMPACT DU POIDS DE LA CAMERA SUR LA TETE DE LA GRUE

Dans cette partie, on a déjà le poids de la caméra qui est fixé par le cahier des charges, et on doit calculer le poids de l'ensemble du système pour connaître les contraintes, déplacement et déformation. On fait les calculs avec le logiciel Inventor. Le rapport d'analyse des contraintes est le suivant

Contrainte équivalente

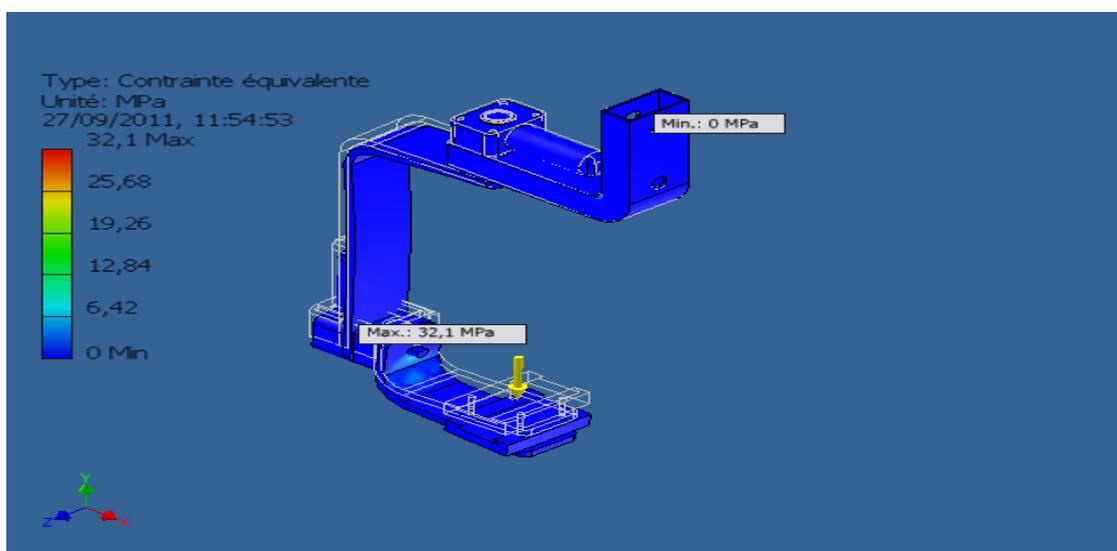


Fig IV.17

Interprétation : les résultats obtenus dans la figure ci-dessus, montre que le mécanisme peut résister à une contrainte équivalente maximale de 32.1 Mpa et qui est en rouge, et comme le mécanisme apparait en bleu (contrainte équivalente entre 0 et 6.42 Mpa) donc la tête de grue résiste bien aux sollicitations appliquées.

IV.5.3. CALCUL DE L'IMPACT DES FORCES SUR LES BRAS DE LA GRUE

Sur le long des bras la force existante c'est la force de poids de la caméra ainsi le mécanisme, et pour faire notre étude le calcul fera en deux parties

IV.5.3.1. CALCUL L'IMPACT DES FORCES SUR LES BARRE RALLONGE

Dans cette partie la force appliquée est la somme de la charge de la caméra plus la charge du système tête de la grue, d'après les calculs du logiciel, le poids du mécanisme est égal a : 10.7336 kg. Les résultats sont les suivantes :

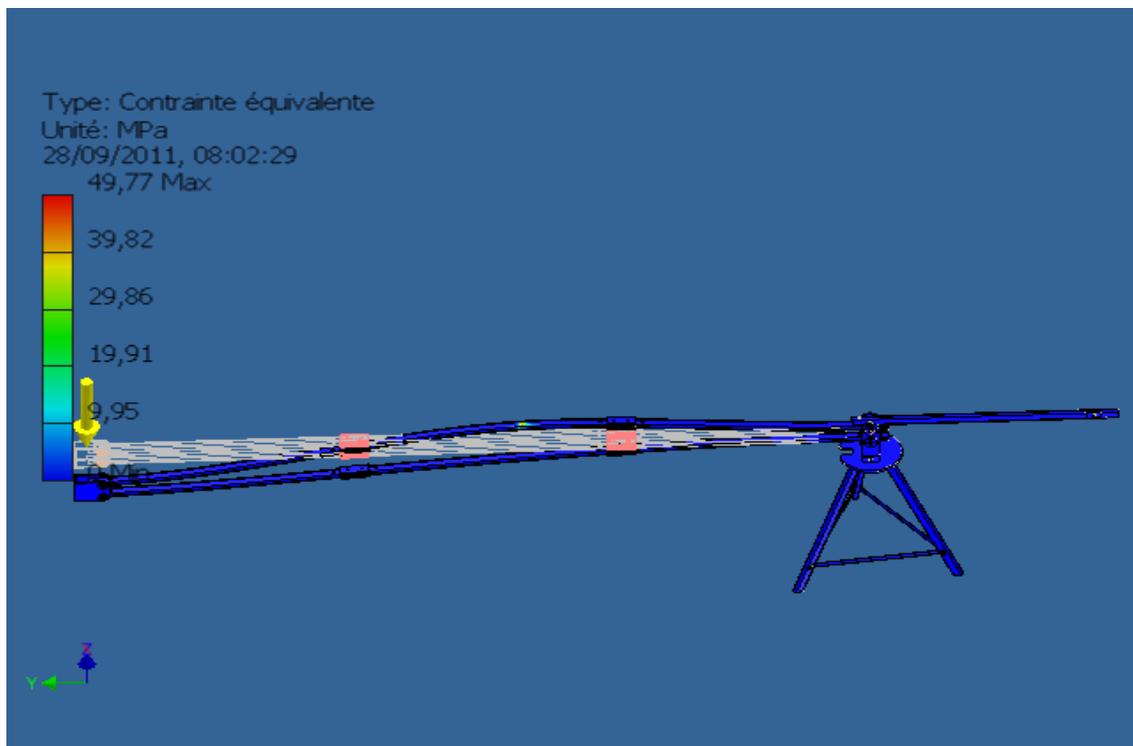


Fig IV.18

Interprétation : les résultats obtenus dans la figure ci-dessus, montre que le mécanisme peut résister à une contrainte équivalente maximale de 49.77 Mpa et qui est en rouge, et comme le mécanisme apparait en bleu (contrainte équivalente entre 0 et 9.95 Mpa) donc les barres rallonge résistes bien aux sollicitations appliquées avec une marge de sécurité.

IV.5.3.2. CALCUL DE L'IMPACT DES FORCES SUR LE BRAS DE MANIPULATION

Pour connaître la charge appliquée a l'extrémité du bras de manipulation plus précisément la charge des contre poids, on doit connaitre les longueurs des bras, l'équation suivante donne :

$$\sum \vec{M} = \vec{0} \quad (\text{à l'équilibre})$$

$$\vec{M1} + \vec{M2} = 0$$

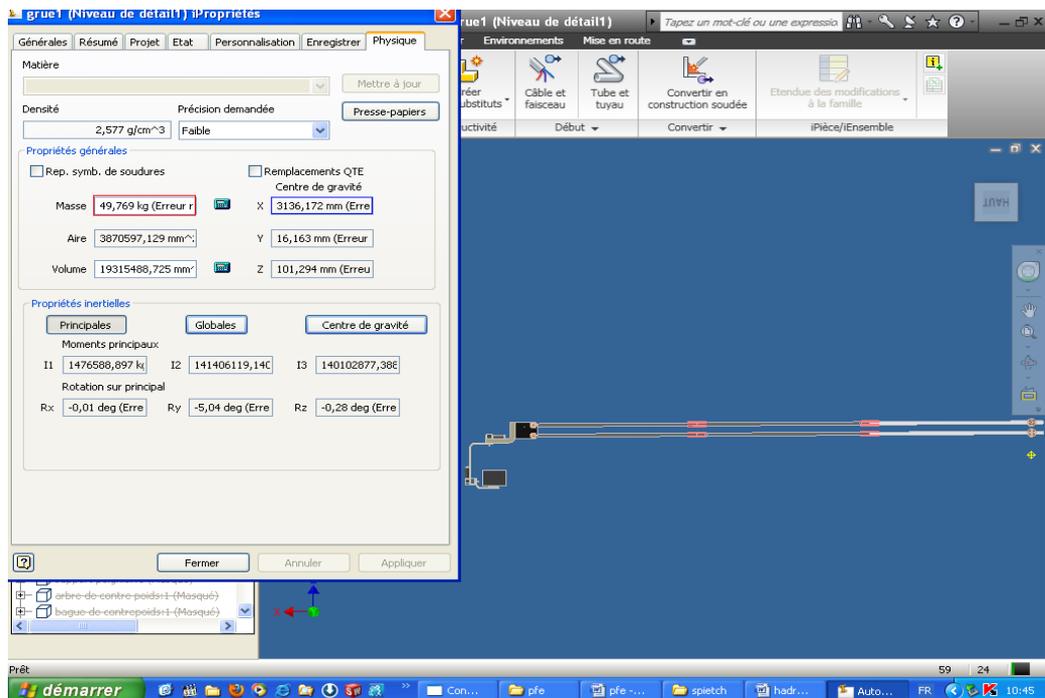
$$F1 \times L1 = F2 \times L2$$

F1 : la charge de la caméra + mécanisme tête de grue + les bras

L1 : la distance du centre de gravité du mécanisme coté caméra par rapport à l'origine

F2 : la charge des contre poids + bras coté manipulation (Pc, Pb)

L2 : la distance du centre de gravité du mécanisme coté manipulation par rapport à l'origine



$$F2 = F1 \times L1 / L2 = (497.69) \times 3.1 / 1.2 \quad F2 = 1285.69 \text{ N}$$

$$F2 = 2 Pc + Pb, \quad Pc = (F2 - Pb) / 2 = (1285.69 - 56.98) / 2 = 614.35 \text{ N} \quad Pc = 61.4 \text{ Kg}$$

Le résultat donne le poids des contrepoids où on va les appliqués sur le bras de manipulation comme montre la figure suivante

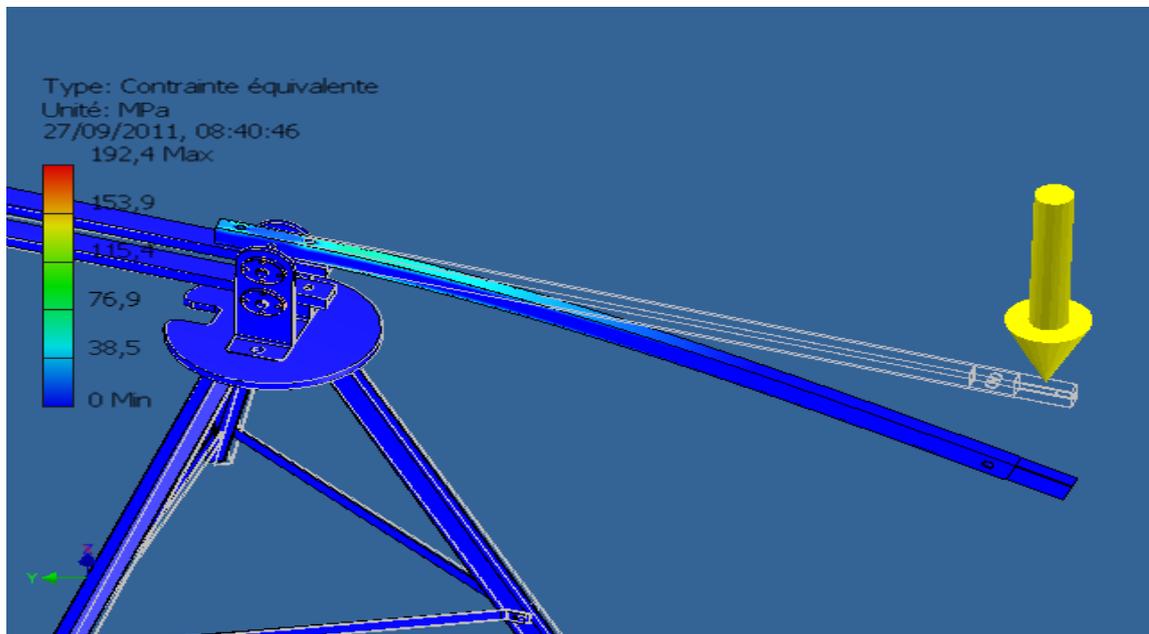
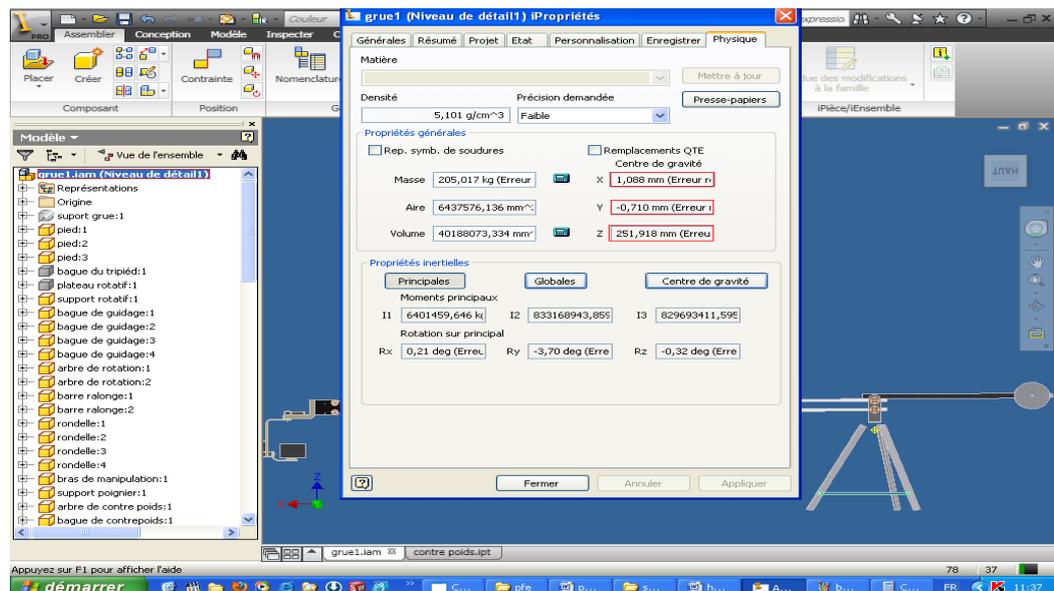


Fig IV.19

Interprétation : les résultats obtenus dans la figure ci-dessus, montre que le mécanisme peut résister à une contrainte équivalente maximale de 192.4 Mpa et qui est en rouge, et comme le mécanisme apparait en bleu (contrainte équivalente entre 0 et 40 Mpa) donc le bras de manipulation résistes bien aux sollicitations appliquées avec une marge de sécurité.

Le centre de gravité de tout le système



Notre système est bien équilibré car les coordonnées du centre de gravité sont incluses dans le diamètre encerclant la base du trépied.

CHAPITRE V :

Conclusion

CONCLUSION GENERALE

Matérialiser une idée, un concept est le début de la création et de l'innovation, développer cette idée en lui donnant suite par des croquis et des schémas pour qu'elle prenne forme et devienne lisible pour tout profane, passer de l'abstrait en suivant des étapes de conception jusqu'à ce que cette idée prenne forme et se matérialise pour ensuite devenir une structure ou organisme fonctionnel est une partie de la conception mais répondre à un cahier de charge précis, tenir compte de ses moindres exigences et les satisfaire c'est l'objet de la conception mécanique.

Dans ce projet nous avons à répondre justement à un cahier de charge précis, en l'occurrence celui de la SARL AVERROES Films, pour entreprendre cette tâche on a commencé par une recherche bibliographique où une synthèse succincte des structures similaires existantes a été résumée et présentée. Dans le chapitre suivant une étude des parties mobiles de cet organisme qu'on a appelée motorisation de cet organisme a été faite.

Le chapitre IV a été réservé exclusivement à la conception des différents composants et pièces de la grue s'en est suivie une étude sommaire à la résistance des pièces qui peuvent être présentées comme vulnérables de par les sollicitations auxquelles elles seront soumises.

Toutefois, même si cette grue a été apparentée à un bras manipulateur, son étude n'a été faite que comme un mécanisme statique, la partie dynamique a été occultée de par la fonction de cette grue dont le mouvement ne sera pas sollicité en accélération. Tout le travail a été réalisé sous le logiciel INVENTOR 2010 professionnel d'autodesk.

Les solutions de conception préconisées pour chaque étape de la conception sont présentées sur des planches et commentées. Nous espérons avoir répondu à l'attente de la SARL qui a commandé cette étude.

ANNEXES

ANNEXES

A

ANNEXES

B

Bibliographie :

- [1] Jean-Pierre AUGOYARD et Alain LECOQ, Grue de chantier, technique de l'ingénieur, C120- P2,3
- [2] Bernard BAYLE, Introduction à la Robotique, Université Louis Pasteur de Strasbourg
IUP Technologies Avancées des Sciences du Vivant, 2004–2005,
- [3] Bernard MULTON, Hamid BEN AHMED, Nicolas BERNARD, Pierre-Emmanuel CAVAREC, LES MOTEURS ÉLECTRIQUES POUR APPLICATIONS DE GRANDE SÉRIE, Antenne de Bretagne de l'École Normale Supérieure de Cachan, juin 2000
- [4] Youd Xiong, Formulaire de mécanique .pièces de construction, Ed EYROLLES.
- [5] André Chevalier, Guide du dessinateur industriel, HACHETTE Technique, 2004
- [6] SKF, Roulements à billes à contact oblique SKF-la solution pour une durée de vie plus longue, Novembre 2004