

## Etude conceptuelle d'un mini-convoyeur à vitesse variable utilisé dans la construction des maisons étagées

### [ Conceptual study of a variable-speed mini-conveyor used in the construction of upstairs houses ]

*Mapamboli Ebuta Benie<sup>1</sup>, Kambale Mondo Augustin<sup>2</sup>, and Katembo Maliro Jules<sup>3</sup>*

<sup>1</sup>Département de génie électromécanique, Université Chrétienne Bilingue du Congo, BENI, RD Congo

<sup>2</sup>Département d'électromécanique, Institut Supérieur des Techniques Appliquées-ISTA, Goma, RD Congo

<sup>3</sup>Enseignant consultant indépendant, BENI, RD Congo

---

Copyright © 2023 ISSR Journals. This is an open access article distributed under the *Creative Commons Attribution License*, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

**ABSTRACT:** This paper proposes a conceptual study for the implementation of a mini-conveyor that facilitates the overhead movement of concrete. The implementation of this device will remarkably improve the living conditions of the builders during the concrete pouring phase, by reducing labor. The study is based on the modelisation of static loads, the nature and effects of which depend favourably on the products being transported, acting on the conveyor belt fitted with buckets to facilitate movement. At the end of the analysis process, a prototype was designed which, using conventional prototyping methods, could be compared with the finished product.

**KEYWORDS:** Concrete, conveyor, analysis, prototyping.

**RESUME:** Cet article propose une étude conceptuelle pouvant permettre la mise en place d'un mini convoyeur facilitant le déplacement en hauteur du béton. La mise en place de cet engin améliore remarquablement les conditions de vie des bâtisseurs pendant la phase de coulée de béton en réduisant la main d'œuvre. L'étude est basée sur la modélisation des charges statiques dont la nature et les effets dépendent favorablement des produits transportés agissant sur la bande transporteuse du convoyeur muni des godets pour faciliter le déplacement. La fin des analyses permet la conception d'un prototype permettant de faire une similitude avec le produit fini grâce aux méthodes classiques de prototypage.

**MOTS-CLEFS:** Béton, convoyeur, analyse, prototypage.

## 1 INTRODUCTION

De nos jours l'évolution du monde se fait voir dans autant de domaines de la vie entre autres la médecine, l'architecture, etc. Elle se fait beaucoup remarquer sur le plan technologique par l'apparition des outils pouvant faciliter le mode de vie des habitants de la planète, elle se manifeste aussi par l'apparition des belles maisons construites suivant les nouveaux modèles conçus par les ingénieurs qualifiés.

En effet, la construction des maisons est un besoin naturel de l'homme depuis son apparition pour s'abriter des dangers que de son environnement peut fournir. La population du monde entier, de la République Démocratique du Congo et celle de

la ville de BENI se voit évoluer sur ce même plan architectural. Les habitants ressentent le besoin de se protéger vis-à-vis des situations traversées.

Ce contexte montre que, la population se trouve obligé de recourir aux moyens adéquats pour ériger des maisons d'habitation. C'est dans ce sens que notre recherche vise à réduire l'effort de l'homme durant la coulée de béton pendant la phase de transport du mélange béton et gravier qui se fera par un convoyeur muni des godets de chargement.

La conception et le dimensionnement d'un système électromécanique fait intervenir plusieurs compétences dont la compréhension parfaite du problème, la modélisation et la mise en place du système. Durant cette phase surviennent des défauts tels que le surdimensionnement due à l'incompréhension ou la mauvaise interprétation des charges appliquées au système; un fonctionnement non optimal du au mauvais choix de matériaux.

Cet article traite de la conception et la mise en place d'un système électromécanique de manutention via des méthodes classiques de dimensionnement et d'analyse via des simulations. Il est organisé comme suit: Dans la section 2, la formulation du problème de manutention optimale selon le contexte est faite. Dans la section 3 le dimensionnement et les analyses sont faits selon les contraintes, et dans la section 4, on y retrouve les résultats de simulation, l'interprétation de résultats et la conclusion.

## **2 FORMULATION DU PROBLEME**

Dans le territoire de Beni comme partout dans le monde, construire une maison implique beaucoup de processus à prendre en compte entre autres la pose de la fondation, la levée des murs, la pose de la dalle (pour des maisons avec un niveau et plus), la pose de la charpente et la toiture et enfin les travaux de finissage. Une culture s'est développée il y a de cela plusieurs années utilisant un groupe de personne travaillant ensemble durant la pose de la dalle, cette culture vise à avancer vite en formant une file indienne pouvant faciliter le transport du mélange béton et gravier de l'espace de mélange jusqu'à l'endroit désigné pour ensuite verser le mélange à la place déterminée par le superviseur. Ce processus se répète jusqu'à ce que l'épaisseur de la dalle soit atteinte. Celle-ci reste inefficace par rapport aux méthodes modernes (coulage de béton par pompage) offrant beaucoup d'avantage maheureusement inaccessible au niveau local [1], [2]

Cependant la pratique manuelle (habituelle) présente certains inconvénients entre autres:

- Le temps que cela prend en termes d'heures;
- Accumulations des fatigues corporelles à l'égard de la personne payée par un salaire ne pouvant pas équivaloir à la somme exigée pour les soins en cas de maladie, ce qui semble ne pas inquiéter les employeurs qui ne veulent que le résultat final;
- Difficulté d'atteindre des niveaux élevés, certes une main d'œuvre peut assurer le transport pour un niveau, comment faire pour atteindre des grandes hauteurs ?
- Une main d'œuvre considérable pour faire des grands travaux lorsque nous devront couler sur un grand espace;
- Une coulée discontinue dans le cas où la main d'œuvre doit se reposer après un certain moment et ensuite continuer, ce qui aura un impact négatif car la première couche du béton aura déjà fait prise et n'aura pas les mêmes caractéristiques que la prochaine couche ajoutée. une partie que les employeurs ignorent;
- La quantité de béton à transporter se trouve être insuffisante, ce qui ne favorise pas l'avancement des travaux

## **3 DIMENSIONNEMENT ET ANALYSE DU MINI CONVOYEUR**

Le béton, un matériau artificiel obtenu en mélangeant en proportions convenables et de manière homogène, le ciment (liant), les granulats (sable + gravier), de l'eau et éventuellement des adjuvants est utilisé un peu partout dans le monde plus particulièrement en ville de BENI dans la réalisation des ouvrages telle que les maisons, les ponts. Il est choisi suite à la résistance mécanique qu'il offre mais aussi la durabilité des ouvrages qui en découle.

Le dimensionnement prendra en compte les caractéristiques physico-chimiques du mélange [3], qui permettrons de pouvoir transporter aisément le béton mais aussi de savoir cerner les charges qui entrent en jeux selon les composants du système pris en charge en vue de l'amélioration du rendement de la machine dépendant de chaque facteur [4, 4].

### **3.1 CARACTÉRISTIQUES PHYSICO-CHIMIQUES DU MÉLANGE À TRANSPORTER**

Le béton dont la masse volumique varie entre 1200 et 5000kg/m<sup>3</sup> [5] possède un double comportement: l'état frais et l'état durci. Parmi tous les constituants du béton, l'eau reste l'ingrédient qui peut nuire le plus même si c'est grâce à elle que le béton

peut être manipulé [6]. Réduire son dosage permet d'augmenter la résistance en compression et en flexion, de réduire la perméabilité mais aussi d'avoir moins de risques d'attaques d'agents agressifs extérieurs [7].

Ainsi, la masse volumique du béton variera en fonction du mélange comme suit:

**Tableau 1.** *Types de bétons suivant les masses volumiques*

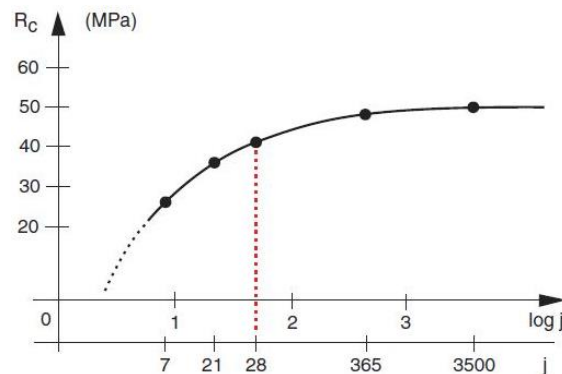
Type de béton	Masse volumique en kg/m <sup>3</sup>	Densité
Béton léger	1200 à 1800	0,2 à 1,8
Béton traditionnel	2200 à 2400	2,2 à 2,4
Béton armé	2500	2,5
Béton lourd	3000 à 5000	3 à 5

Plus la température est basse, plus la prise est lente, ainsi la résistance augmente avec l'âge du béton [8]. Mais Il est possible de modifier (accélérer ou, au contraire, retarder) la vitesse de prise de béton suivant l'ouvrage à réaliser (pont, maison ou dalle) en lui incorporant des adjuvants (additifs). Ici dans la ville BENI nous utilisons Dr. FIXIT comme accélérateur de prise et CicaCem comme retardateur. On pourra retarder ou accélérer la prise de béton suivant la distance de transport.

En plus de ces caractéristiques, le béton est moullable, dur et compacte. mais maniabilité et sa résistance mécaniques sont deux choses contraires:

- Eau en excès: bonne maniabilité, mauvaise résistance
- Granulat roulé: bonne maniabilité, mauvaise résistance
- Granulats concassés: mauvaise maniabilité, bonne résistance

Pour bien transporter le béton on va bien gérer le temps de prise mais aussi la teneur en eau.

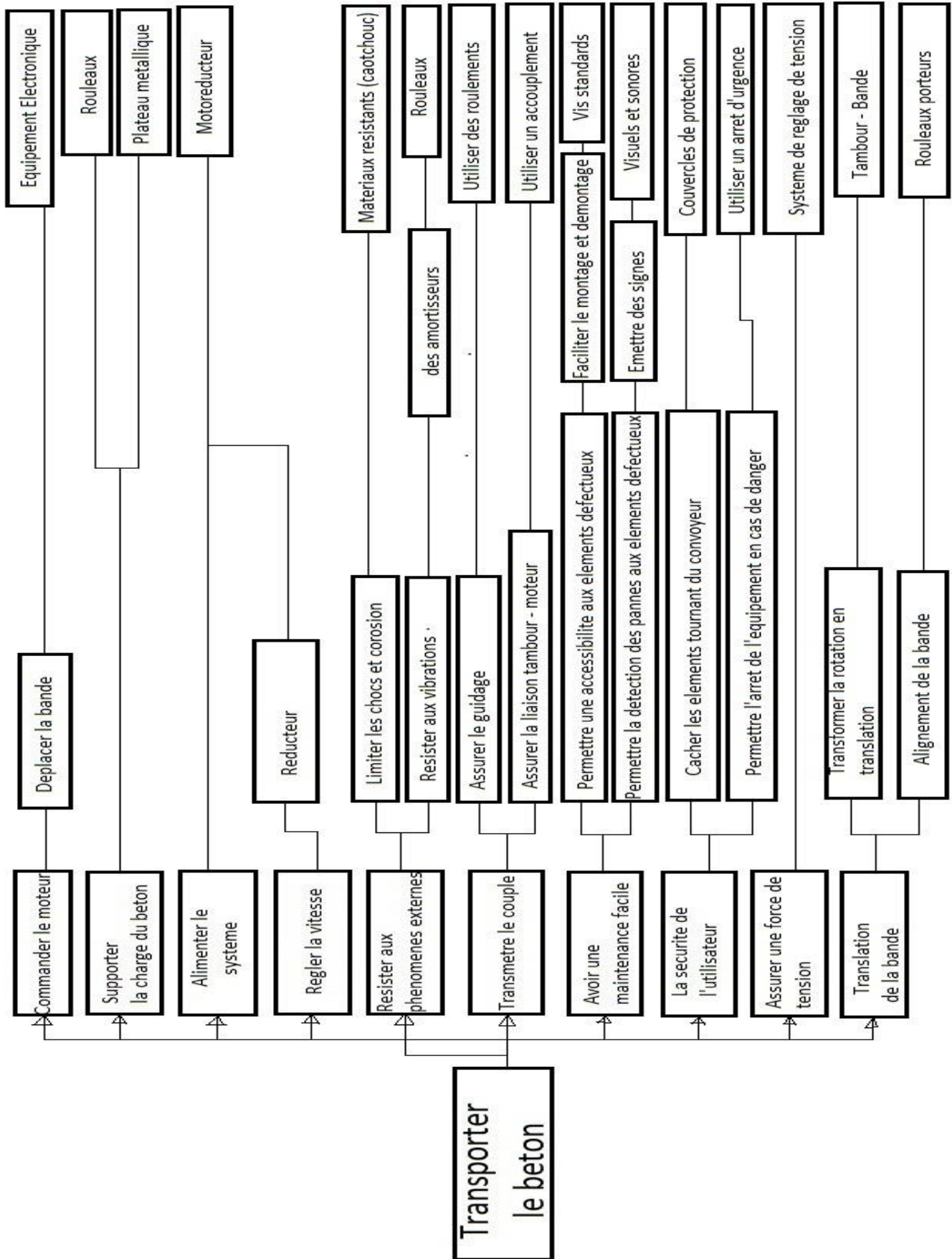


**Fig. 1.** *Prise du béton suivant l'âge*

### 3.2 PRÉSENTATION DE L'IDÉE GÉNÉRALE

L'objectif primordial est de déplacer le béton préalablement mélangé et l'élever à une hauteur quelconque suivant le niveau choisi. Le prototype sera dimensionné spécifiquement pour les maisons à 3 niveaux. D'où une élévation de 14 mètres maximum, soit en considérant la variation de la hauteur de chaque niveau de 2,7 à 3,5 mètres sans compter la fondation et l'épaisseur de la dalle qui est 1/20 ou 1/30 de leur portée, en moyenne on prend 1/25 (Technologie du bâtiment). Le dimensionnement va se faire en 3 parties à savoir: le dimensionnement des parties mécaniques pour trouver la puissance, le dimensionnement de la partie électrique et le dimensionnement des accessoires. L'angle d'inclinaison suivant la hauteur du chantier sera de 60°. A cet angle le béton ne peut pas monter sur la bande, d'où l'association des godets de chargement.

L'analyse fonctionnelle du système via le diagramme de FAST (function analysis system) présente le fonctionnement de la machine.



### 3.3 DIMENSIONNEMENT DE LA PARTIE MÉCANIQUE

La partie mécanique du mini-convoyeur composée de: la bande, les tambours, les rouleaux, les roulements... le choix sera dimensionnée en tenant compte des caractéristiques du produit à transporter (masse volumique, granulométrie,...) pour faciliter son fonctionnement optimal.

Avec ces caractéristiques nous souhaitons avoir un transport de 150 tonnes par heure et une vitesse de déplacement de la bande de 1m/s. pour une inclinaison de  $\lambda=30^\circ$  des rouleaux supérieures pour maximiser la protection du produit.

#### 3.3.1 LA BANDE TRANSPORTEUSE

Pour transporter le débit souhaite il faudra que la largeur de la bande soit soit fonction de l'angle d'inclinaison des rouleaux, l'angle de talutage du produit et de la vitesse de la bande. Le calcul du débit volumique  $Q_v$  pour une vitesse de 1 m/s en fonction du coefficient de correction  $K_1$ :

$$Q_v = \frac{Q_m}{K_{1,\rho}} \text{ en m}^3/\text{h} \quad (\text{III.1})$$

Le choix de  $K_1$  tiendra compte de la nature de l'alimentation du convoyeur (si elle est constante et régulière ou non).

$K_1 = 1$  Alimentation régulière

$K_1 = 0,95$  Alimentation irrégulière

$K_1 = 0,80$  à  $0,90$  Alimentation plutôt irrégulière

Le béton devra être acheminé sans arrêt pour éviter sa prise avant d'atteindre sa destination, on prendra donc  $K_1 = 1$  pour tenir compte de la régularité de cette alimentation.

$$Q_v = \frac{150}{1 \times 2,4} = 62,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dans les abaques reliant le débit (voir les annexes) la largeur de la bande, l'inclinaison des rouleaux et la largeur de la bande nous tirons une valeur normalisée la plus proche de  $Q_v = 62,5 \text{ m}^3/\text{h}$  correspondant à une bande de largeur 500mm pour  $\lambda=30^\circ$ .

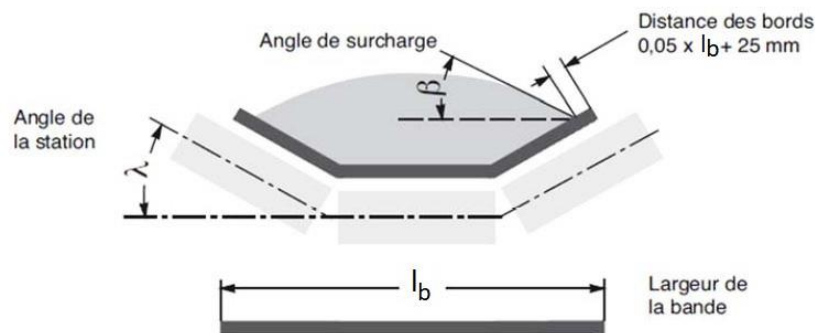


Fig. 2. Bande transporteuse et angle d'inclinaison des rouleaux

L'entre axe entre les deux tambours étant de 16m, la bande aura donc une longueur

$$L_b = 2E + \pi R_m + \pi R_r \quad (\text{III.2})$$

Avec E: entre axe

$R_m$ : rayon du tambour moteur

$R_r$ : rayon du tambour de renvoi

$L_b$ : Longueur de la bande

Pour un tambour moteur de diamètre 400mm et un tambour de renvoi de diamètre 350mm (voir les annexes) suivant la formule III.2:

$$L_b = (2 \times 16) + \frac{2 \times 3,14 \times 0,2}{2} + \frac{2 \times 3,14 \times 0,175}{2} = 33,1775 \text{ m}$$

La bande caoutchouc ayant un poids donné par le fournisseur et exprime en kg/m est devra résister à la chaleur, à l'huile, à la déchirure, aux chocs, etc. la jonction de la bande se fera par vissage.

Pour pouvoir: Réduire les pertes de béton sur la bande lors du déplacement, maximiser la quantité de béton transporter, travailler suivant un grand angle d'inclinaison et réduire massivement les dimensions de la machine (ce qui la rendrais plus accessible), Nous allons fixer sur la bande des godets de chargement en plastique therm durcissable ayant une grande résistance aux agents chimiques mais aussi une excellente tenue à la corrosion, cela pour réduire la charge imposée au moteur. Les dimensions normalisées des godets dépendent de la capacité de chargement.

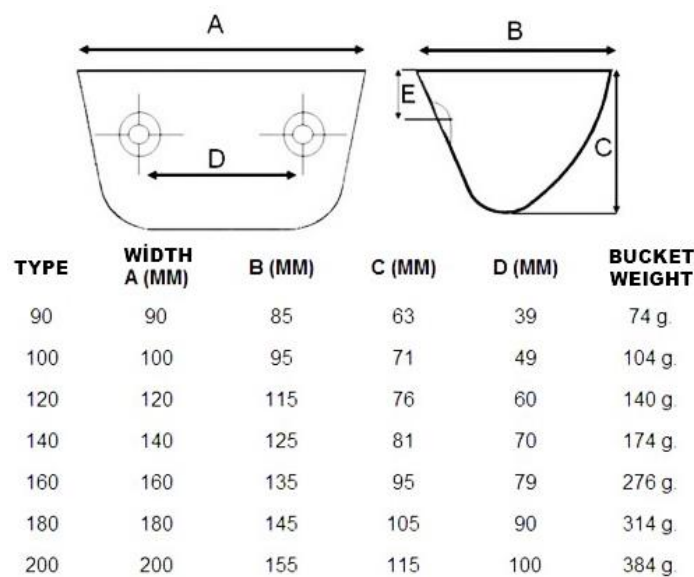


Fig. 3. Dimensions normalisées des godets de chargement

Suivant la largeur de la bande nous allons utiliser le type 180 avec comme dimension:

$$A=180\text{mm}, B=145\text{mm}, C=105\text{mm et } D=90\text{mm}$$

Le nombre de godets se calcule de la manière suivante:

$$(III.3) n_g = \frac{L_b}{C + \frac{2\pi R_m}{2}} = \frac{33,1775}{0,105 + 3,14 \cdot 0,2} = 45,26 \text{ soit } 45 \text{ godets}$$

La masse volumique des polymères therm durcissables étant de 1190kg/. Chaque godet aura une masse de 314g, et ainsi un volume  $V = \frac{m}{\rho} = \frac{0,314}{1190} = 0,0002638 \text{ m}^3$  Et donc la masse totale sera

$$m_g = 0,314 \cdot n_g = 0,314 \cdot 45,26 = 14,21 \text{ kg}$$

On fera en sorte que l'espace entre deux godets soit légèrement supérieure à la demi-circonférence du tambour pour assurer une bonne tenue.

La masse de la bande étant normalisée de 5kg/m [9] La masse totale est donc 165kg+14,21kg=179,21kg

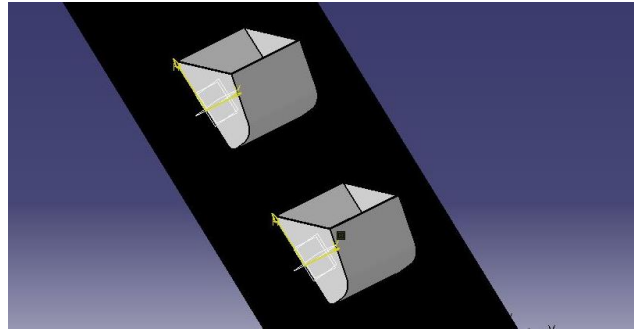


Fig. 4. Pose des godets sur la bande, dessine sous le logiciel CATIA

L'assemblage godet-bande se fait grâce à 2 vis CFC-M12 montées de façon à avoir la tête de la cote du tambour et l'écrou de la cote intérieure du godet.

### 3.3.2 DIMENSIONS NORMALISÉES DES ROULEAUX PORTEURS

La largeur et la vitesse linéaire de la bande respectivement 500mm et 1m/s seront les éléments clés de la détermination du diamètre des rouleaux [10]. A ces données correspondent un diamètre recommande des rouleaux de 89 mm selon le croquis suivant:

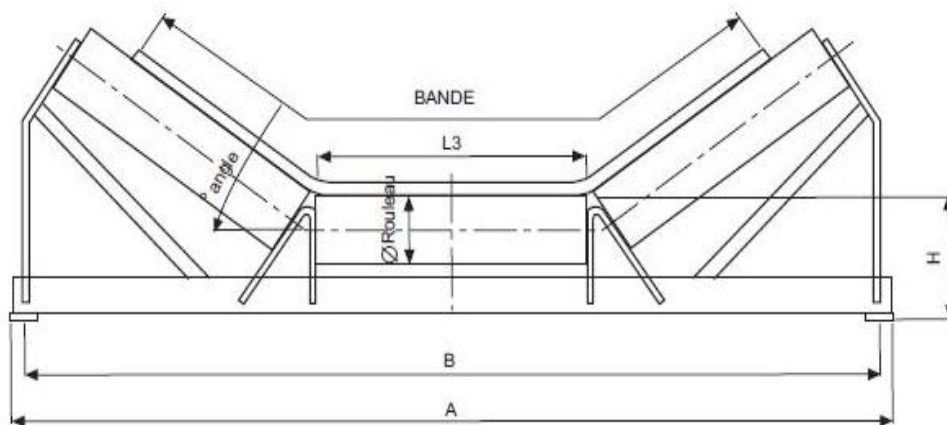


Fig. 5. Dimensions normalises des rouleaux - support

Pour notre cas nous choisissons:

A=800mm, B=750mm, diamètre du rouleau 89mm, H=75mm, L1=600mm, L2=315mm et L3=200mm

Les écartements des rouleaux seront comme suit:

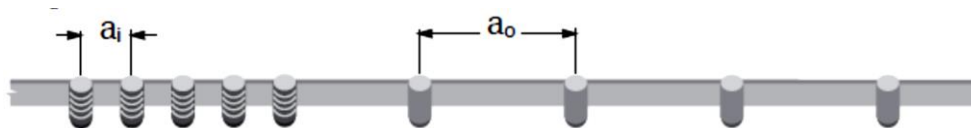


Fig. 6. Ecartement des rouleaux [11]

$a_0$  Etant la distance entre deux rouleaux porteurs supérieurs généralement de 1 metre et  $a_i$  l'eccartement des rouleaux au point de chargement [11]:

- $a_0=1,4m$  sur les rouleaux supérieurs
- $a_i = \frac{a_0}{3} = \frac{1}{3} = 0,33m$

A ces dimensions s'ajoute le poids par rouleau: 1,7kg pour notre cas.

L'entre axe de 16m nous impose le nombre de rouleaux porteurs

$n_r = \frac{E}{a_0} \cdot 3 = \frac{16}{1,4} \cdot 3 = 36$  rouleaux Répartis sur 12 stations supports soit 3 par station. On ajoutera deux rouleaux d'amortissement pendant le chargement espacés par la distance  $a_0 = 0,33m$ .

Et le poids total des rouleaux porteurs  $P_{Roull} = 1,7 \cdot n_r = 1,7 \cdot 36 = 61,2kg$

Le nombre total des roulements est de  $6 \cdot 12 = 72$  roulements (soit 2 roulements par rouleau, 3 rouleaux et 12 stations) de diamètre extérieur 89mm, diamètre intérieure 35mm et d'épaisseur 38mm, poids 1,254kg.

### 3.3.3 DÉTERMINATION DE L'EFFORT D'ENTRAINEMENT DE LA BANDE

La bande d'entre axe 16m pourra recevoir 150T/h soit 41,66kg/s avec une vitesse de 1m/s. Une étude d'isolation d'une partie du système.

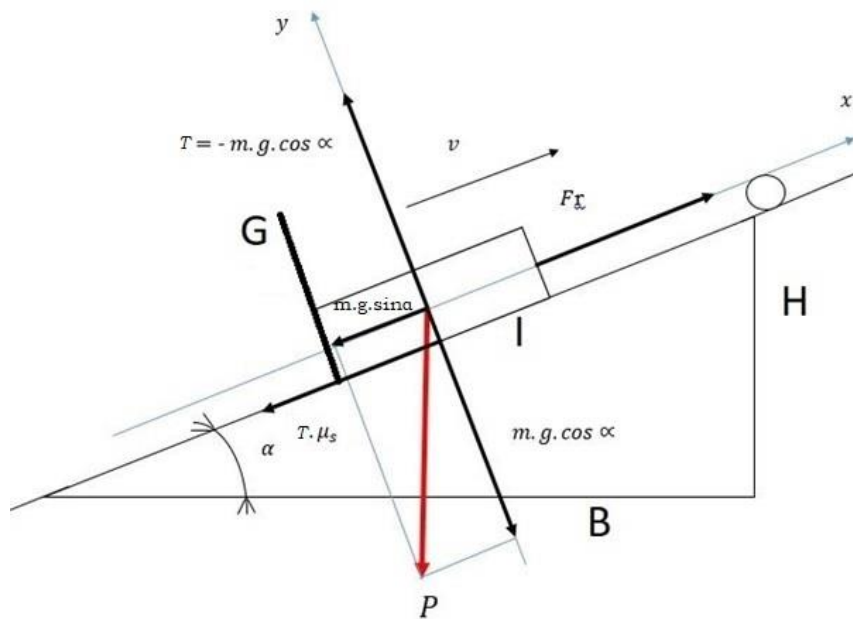


Fig. 7. Modélisation poids total sollicitant la bande

H: hauteur de la maison variable,  $H_{max} = 14m$

B: base de 7,74m

I: hypoténuse 16m (trajet du produit)

G: modélisation du godet de chargement

Sur le tronçon mesurant 1m, La bande sera chargée par:

- Le poids du produit:  $41,66kg/m = m_1$
- Sa masse linéaire de la bande:  $5kg/m = m_2$
- La charge linéaire due à la présence des godets en plastiques:  $\frac{14,21}{33,1775} = 0,4283kg/m = m_3$

L'analyse des charges nous permet d'écrire l'équation:

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{m} \cdot a \quad (III.4)$$

Nous avons: la projection sur l'axe OX

$$F - m_T g \sin \alpha - T \mu_s = m_T \cdot a \quad (III.5)$$



On sait que la masse totale  $m_T = m_1 + m_2 + m_3$  (III.6)

$T_{\mu_s} \sim 0$ , la présence des godets de chargement fournit un effort qui réduit considérablement l'effort de frottement.

$$F - (m_1 + m_2 + m_3) g \sin \alpha = (m_1 + m_2 + m_3) a$$

$$F = (m_1 + m_2 + m_3) g \sin \alpha + (m_1 + m_2 + m_3) a$$

$$\text{d'ou } F_1 = (m_1 + m_2 + m_3) [g \sin \alpha + a] \text{ (III.7)}$$

Dans le fonctionnement normal l'accélération  $a$  est nulle, ce qui nous ramène à:

$$F_2 = (m_1 + m_2 + m_3) g \sin \alpha$$

Avec

$F_1$ : La force d'entraînement de la bande au démarrage en Newton

$F_2$ : La force d'entraînement de la bande dans le fonctionnement normal en Newton

$m_1$ : La masse linéaire du béton en kg

$m_2$ : La masse linéaire de la bande en kg/m

$m_3$ : La masse linéaire des godets en kg/m

$g$ : Accélération de pesanteur en  $m/s^2$

$\alpha$ : L'angle d'inclinaison du convoyeur en degré

Avec une accélération durant 4s:  $a = \frac{v}{t} = \frac{1}{4} = 0,25 m/s^2$ ,

Nous pouvons généraliser les équations établies sur 1m sur le trajet du produit étant de  $E=16m$ , l'effort total d'entraînement au démarrage devient:

$$F_1 = [(m_1 \cdot E) + (m_2 \cdot 2E) + (m_3 \cdot 2E)]$$

$$[g \sin \alpha + a] = E (m_1 + 2m_2 + 2m_3) (g \sin \alpha + a) = 16 (41,66 + 10 + 0,8566) (9,81 \times \frac{\sqrt{3}}{2} + 0,25) = 7348,71 N$$

Pendant le fonctionnement:

$$F_2 = [(m_1 \cdot E) + (m_2 \cdot 2E) + (m_3 \cdot 2E)] g \sin \alpha = E (m_1 + 2m_2 + 2m_3) (g \sin \alpha) = 16 (41,66 + 10 + 0,8566) (9,81 \times \frac{\sqrt{3}}{2}) = 7138,6521 N$$

Ces deux forces vont engendrer des couples de résistance pendant le fonctionnement, le choix du moteur pourra être fait sur base de l'effort de démarrage.

### 3.3.4 DIMENSIONS ET MASSES DES TAMBOURS

#### 3.3.4.1 DIMENSIONS NORMALISÉES

Avec l'évolution de la technologie, la production des tambours se fait suivant les mesures normalisées conditionnées par la largeur de la bande transporteuse [10].

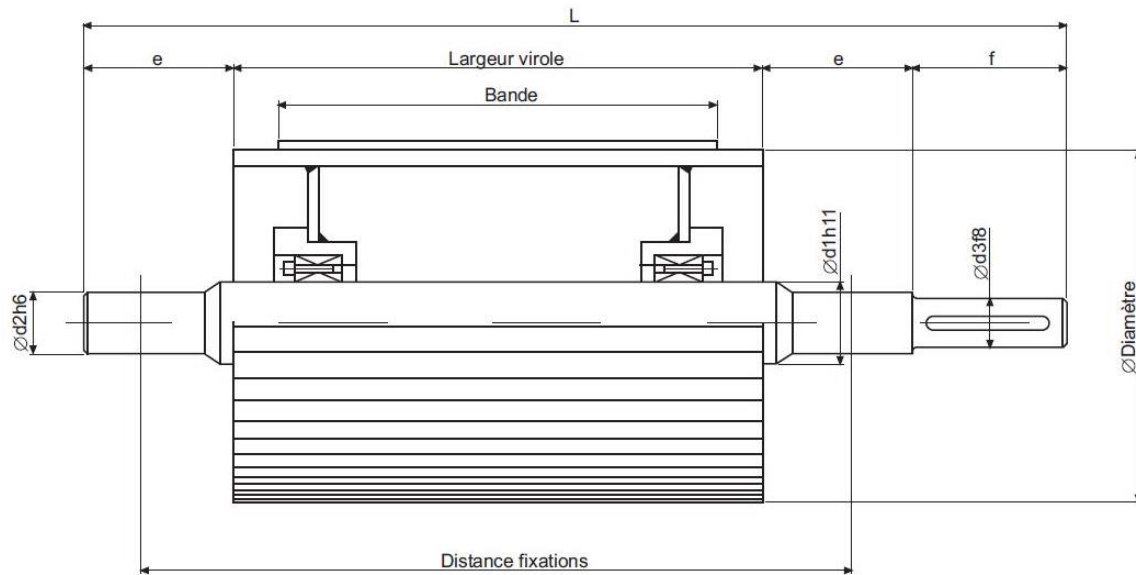


Fig. 8. Dimensions normalisées des tambours de commande

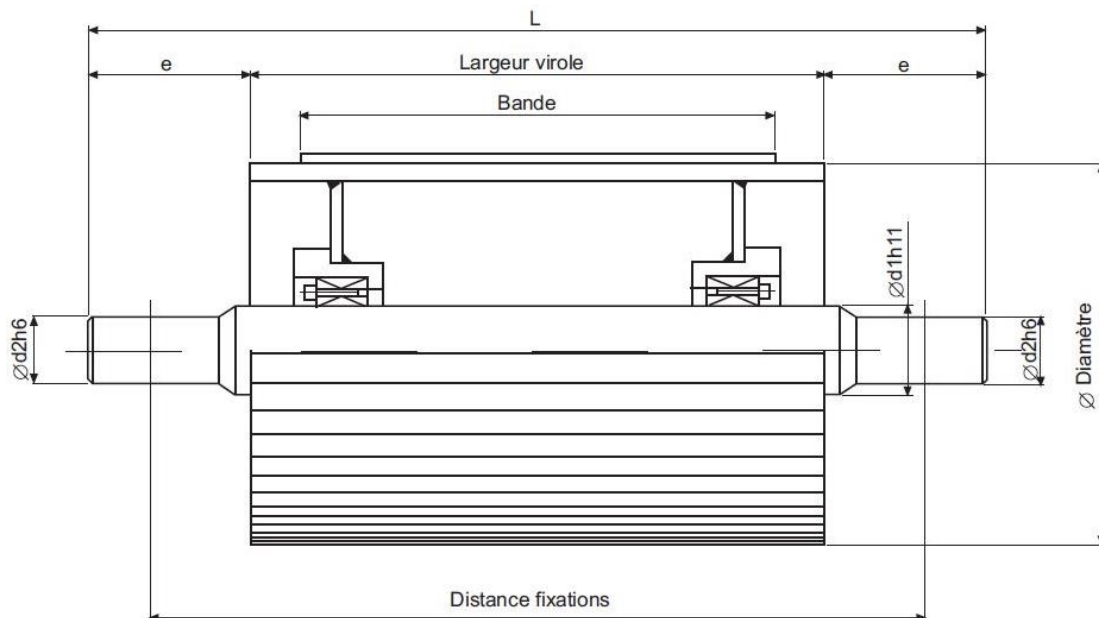


Fig. 9. Dimensions tambour de renvoie

Suivant les indications normalisées nous prenons le diamètre du tambour moteur de 400mm et celui du tambour de renvoie correspondant de 315mm. Pour une bande de 500mm on utilisera les dimensions suivantes: Longueur de la virole 600mm, distance de fixation 775mm, f = 80mm, e = 150mm, diamètre tambour 400mm, d<sub>1</sub> = 90mm, d<sub>2</sub> = 60mm, d<sub>3</sub> = 555mm et L = 935mm

### 3.3.4.2 MASSE DES TAMBOURS

Prenons la masse d'un tambour comme:  $m_{\text{tamb}} = \rho \cdot V_{\text{tamb}}$

$$V_t = \frac{\pi}{4} \times (D_e^2 - D_i^2) \times L_{\text{ta}} \quad (\text{III.8})$$

$D_e$ : Diamètre extérieur du tambour (m)

$D_i$ : Diamètre intérieur du tambour (m)

$L_{ta}$ : Longueur de tambour ou de la virole (m)

La masse du tambour moteur:  $D_{im} = D_{em} - 2E_m$  (III.9)

Avec  $E_m$ : épaisseur tambour moteur étant égale à 6mm

$$D_{im} = 0.400 - 2.0,006 = 0,388m$$

$$V_t = \frac{3,14}{4} \times (0,400^2 - 0,388^2) \times 0,6 = 0,008907m^3$$

Avec le volume du tambour et la masse volumique de l'acier dans lequel il est fait, on détermine la masse du tambour comme suit:

$$m_m = 7700 \times 0,008907 = 68,58kg$$

Pour le tambour de renvoi:  $D_{ir} = D_{er} - 2E_r$

$$D_{ir} = 0,350 - 2.006 = 0,303m$$

Donc:

$$V_r = \frac{3,14}{4} \times (0,315^2 - 0,303^2) \times 0,6 = 0,003492m^3$$

D'où une masse de:

$$m_r = 7700 \times 0,003492 = 26,89kg$$

Les deux tambours pèsent donc  $68,58 + 26,89 = 95,47kg$

### 3.3.4.3 CONDITION DE NON GLISSEMENT [12]

Le convoyeur à bande étant motorisé, les tensions au niveau de la bande doivent être prises en considération et il est nécessaire de les vérifier. Comme l'indique le croquis:

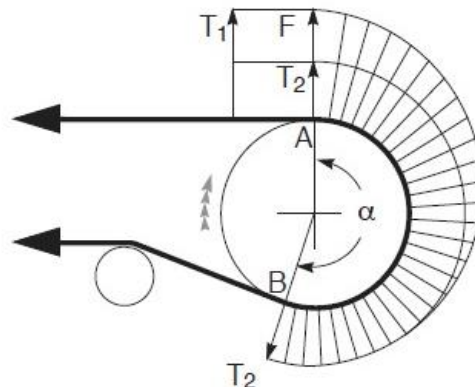


Fig. 10. Condition de non glissement de la bande

$T_1$ : C'est la tension sur le brin supérieur de la bande due à l'entraînement de cette dernière par le tambour de commande.

$T_2$ : C'est la tension sur le brin inférieur uniforme sur la surface de la bande en contact avec le tambour de commande.

L'effort tangentiel total  $F$  sur la circonférence du tambour correspond à la différence entre les tensions:  $F = T_1 - T_2$  (III.10)

En se déplaçant du point A au point B, la tension de la bande passe exponentiellement d'une valeur  $T_1$  à une valeur  $T_2$ . La relation entre les deux peut être exprimée par la relation  $\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f\alpha}$  (III.11) avec:

$f$ : Coefficient de frottement entre la bande et le tambour ( $f=0,35$ ) en fonction de l'angle d'enroulement  $\alpha=180$  ou  $\pi$  rad pour notre cas sans tambour de contrainte.

$e$ : Base logarithmique naturelle

Si les deux équations à gauche et à droite sont égales, cela définit l'état limite d'adhérence de la bande et Si le rapport  $\frac{T_1}{T_2} > e^{f\alpha}$  alors la bande va glisser sur le tambour d'entraînement et le mouvement ne sera pas transmis.

On a alors:

$$T_1 = F + T_2 \text{ or } T_1 = T_2 e^{f\alpha} \rightarrow T_2 e^{f\alpha} = F + T_2 \rightarrow F = T_2 (e^{f\alpha} - 1)$$

$$T_2 = F \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} = 7395,240 \frac{1}{2,71828182846^{0,35 \cdot 3,14149265359} - 1} = \mathbf{3871,92N}$$

$$T_1 = 7395,240 + 3871,92 = \mathbf{11267,161N}$$

$$e^{f\alpha} = 2,71828182846^{0,35 \cdot 3,14149265359} = 3,00283676062$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\mathbf{11267,161}}{\mathbf{3871,92}} = 2,90996740635$$

Nous constatons que  $2,90996740635 < 3,00283676062$

Donc la condition de non glissement est vérifiée, le tambour pourra donc transmettre l'effort à la bande sans glissement.

### 3.4 DIMENSIONNEMENT DE LA PARTIE ÉLECTRIQUE

Cette partie se focalise sur le choix du moteur d'entraînement que nous allons utiliser pour entraîner le tambour moteur mais aussi son accouplement au réducteur de vitesse. Vu la puissance, la commande, la vitesse, la robustesse et la fiabilité de la machine. Le choix sera possible en connaissant les différentes vitesses de rotation des tambours, le couple nécessaire et la vitesse angulaire.

#### 3.4.1 CALCUL DES DIFFÉRENTS COUPLES [12]

Les efforts d'entraînement définis précédemment nous permettent de calculer le couple résistant au démarrage et le couple normal pendant le fonctionnement de la machine, ce qui nous donne:

$$C_1 = F_1 \cdot r = 7348,71N \cdot 0,2 = 1469,742mN$$

$$C_2 = F_2 \cdot r = 7138,6521N \cdot 0,2 = 1427,73042mN$$

La charge de rupture de la bande transporteuse sera  $C_{rb} = C_1 \cdot l = 1479,048.500mm = 734871daN$

Nous aurons besoin d'un moteur capable de nous fournir une vitesse de rotation requise. Pour le tambour moteur de diamètre 400mm la vitesse de rotation est  $N_m = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot D_m} = \frac{1.1000 \cdot 60}{3,14 \cdot 400} = 47,7707tr/min$

Ce qui nous donne une vitesse angulaire  $\omega = \frac{\pi N}{30} = \frac{3,14 \cdot 47,7707}{30} = \mathbf{5rad/s}$

Pour les deux puissances:

$$P_1 = C_1 \cdot \omega = 1469,742 \times 5 = 7348,71W = 7,34871KW$$

$$P_2 = C_2 \cdot \omega = 1427,73042 \times 5 = 7138,6521 = 7,13KW$$

### 3.4.2 CHOIX DU RÉDUCTEUR DE VITESSE ET DU MOTEUR ÉLECTRIQUE [13]

Pour combler le besoin cinématique de notre système demandant une vitesse de 47,7707tr/min on va choisir l'utilisation d'un réducteur. La chaîne cinématique du moteur jusqu'à la bande se présente comme suit:

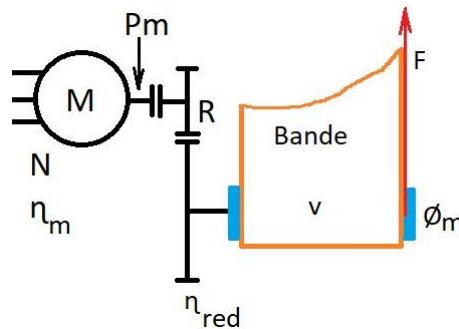


Fig. 11. Chaîne cinématique du système.

Pour choisir le réducteur nous voyons notre rapport global de transmission du système suivant le moteur utilise. En utilisant un moteur d'entraînement de 1470tr/min, le rapport de transmission est établi comme suit

$$(III.8) R = \frac{N_{\text{tambour}}}{N_{\text{moteur}}} = \frac{47,7707}{1470} = \frac{1}{31}$$

Nous savons que le réducteur doit fournir un rendement mécanique

$$\eta_m = \frac{C_r}{C_m \cdot R} \quad (III.12)$$

Le réducteur à choisir dépendra de la disponibilité chez le fournisseur, nous choisirons un réducteur ayant un rendement de 80%. Ce qui nous donne un couple moteur  $C_m = \frac{C_r}{R \cdot \eta_m} = \frac{1469,742}{31 \cdot 0,8} = 59,263 \text{mN}$

Ce couple est petit par rapport au couple résistant car la vitesse de sortie est petite par rapport à la vitesse du moteur. Entre l'entrée et la sortie, si la vitesse augmente d'un cote, le couple doit y diminuer et vice versa. La puissance du moteur

$$P_m = C_m \cdot \omega \quad (\text{Tulanchedi, 2020}) \text{ et la vitesse tangentielle } V = r\omega \rightarrow \omega = \frac{V}{r} \quad (III.13)$$

$$P_m = C_m \cdot \frac{v}{r} \text{ Et } v = \frac{\pi DN}{60} \rightarrow P_m = \frac{C_m \cdot \pi \cdot 2RN}{60R} \rightarrow P_m = \frac{C_m \cdot \pi N}{30} \quad (III.14)$$

$$\text{D'où : } P_m = \frac{59,263 \cdot 3,14 \cdot 1450}{30} = 8994,26 \text{W} \sim 9 \text{KW}$$

C'est la puissance mécanique que le moteur électrique doit me fournir à l'entrée du réducteur. Un moteur tournant à 3000tr/min peu faire la même chose s'il a la même puissance mécanique, mais il est énergivore et demande beaucoup de maintenance. Alors pour économiser c'est toujours bien de dimensionner que de faire un choix hasardeux.

Ce calcul de puissance ne tient pas compte des puissances supplémentaires absorbées par certains éléments du convoyeur, d'où on multiplie par un coefficient de 1.25, ce qui donne la puissance du moteur électrique:

$$P_m = 9 \times 1,25 = 11,25 \text{KW}$$

On prendra une puissance normalisée de **15KW** ce qui est l'équivalent d'un moteur thermique d'une puissance de 20,38CV

Pour un moteur électrique ayant un rendement de 91%:

$$(III.15) \eta_{\text{elec}} = \frac{P_{\text{mec}}}{P_a} \rightarrow P_a = \frac{P_{\text{mec}}}{\eta_{\text{elec}}} = \frac{15}{0,91} = 16,48 \text{KW}$$

En cas d'un milieu dépourvu d'énergie électrique nécessaire on pourra remplacer la machine asynchrone par un moteur thermique à quatre temps ayant les mêmes caractéristiques.

Enfin notre convoyeur sera caractérisé principalement par la puissance absorbée et la vitesse de rotation du tambour moteur.

Voici les caractéristiques du moteur à choisir:

- Moteur triphasé à induction a cage d'écureuil
- Puissance nominal  $P_n = 15\text{KW}$
- Tension alimentation  $U_n 230/400\text{ V}$
- Fréquence  $50\text{ Hz}$ ;
- Protection  $\text{IP55}$
- Type *160L*
- $\eta=0,91\%$
- Vitesse nominale de rotation de l'arbre moteur  $N_n = 1470\text{tr/min}$
- Facteur de puissance  $\cos \phi = 0.9$
- Courant de démarrage  $I_d = 7,2 I_n$
- Couple nominal  $C_n = 97,4\text{N.m}$
- Couple de démarrage  $C_d = 2,2C_n$
- Couple maximum  $C_m = 2,6C_n$
- Moment d'inertie  $J_m = 0,101\text{Kg}\cdot\text{m}^2$
- Poids:  $141\text{kg}$

Accouplé à un réducteur de vitesse ayant un rapport de réduction:  $1/30$  grâce à un accouplement par clavette qui est capable de transmettre un couple important mais aussi une grande compensation de désalignement

### **3.5 DIMENSIONNEMENT DES ACCESSOIRES**

Nous avons déjà calculé la puissance nécessaire pour entrainer la bande du convoyeur transportant le béton. Il y a des organes auxiliaires qui participent au bon fonctionnement de la machine entre autres les roulements, les clavettes et le support constituant ainsi les organes auxiliaires mécaniques, nous parlerons aussi des équipements mécatroniques qui vont intervenir dans le démarrage du moteur électrique.

#### **3.5.1 CHOIX DES ROULEMENTS**

Les roulements seront soumis à des différentes vitesses, ce qui permet de déterminer la vitesse maximale à ne pas dépasser, la vitesse du tambour moteur calculée précédemment était de  $47,7707\text{tr/min}$

Le tambour de renvoi

$$N_r = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot D_r} = \frac{1 \cdot 60}{3,14 \cdot 315 \cdot 10^{-3}} = 60,66120\text{tr/min}$$

Par rapport aux exigences du convoyeur très sollicité radialement nous allons utiliser des roulements a une rangée de rouleaux cylindriques pour les 2 tambours: une paire pour chacun soit 4 roulements pouvant supporter des charges radiales assez élevées et sont adaptés aux grandes vitesses.

#### **3.5.2 SYSTÈME DE VARIATION DE HAUTEUR PAR VÉRIN TÉLESCOPIQUE**

La machine devra travailler en hauteur variable suivant le niveau choisi, d'où la nécessité d'avoir un vérin télescopique étagé pouvant nous aider à nous positionner sur une hauteur quelconque selon le niveau où l'on veut couler le béton. Les dimensions de ce vérin sont choisies suivant le poids à soulever, Il faudra donc tenir compte non seulement du poids de la machine mais y ajouter aussi le poids du béton transporté en prenant donc le poids total en plein régime.

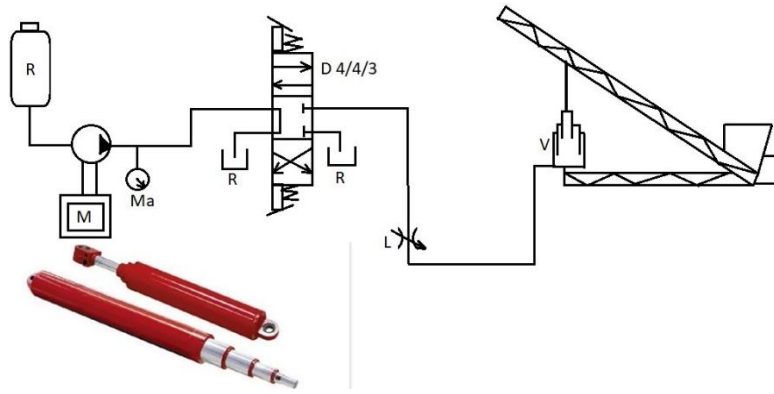


Fig. 12. Vérin Télescopique [14]

- R: réservoir d'huile, pour stocker l'huile
- M: moteur d'entraînement de la pompe à huile
- D4/4/3: distributeur a 4 voies, 4 orifices et 3 positions
- V: vérin télescopique
- L: l'imitateur de débit pour réguler la quantité d'huile
- Ma: manomètre pour mesurer la pression de service

La pompe déplace l'huile du réservoir vers le distributeur qui ensuite la renvoie jusqu'au vérin télescopique a simple effet. La charge qu'il doit soulever est déterminée suivant la formule  $p = \frac{F}{S} \rightarrow F = p \cdot S$  (III.17)

- Avec p: la pression du liquide (l'huile)
- F: la charge que soulève le vérin
- S: la surface totale des différents pistons

Suivant les 3 positions que nous offre le distributeur qui nous permet soit d'envoyer l'huile au vérin pour qu'il fasse monter la charge, soit de vider l'huile du vérin pour amorcer la descente de la charge ou même le maintenir en position standby.

- En position de repos (voir image): la pompe tourne et fait circuler l'huile en circuit fermé sans endommager le système, le vérin télescopique est maintenu en télescopique ne monte et ne descends pas. Le l'imitateur de débit L permet de réguler le débit d'huile qui est envoyé au vérin.

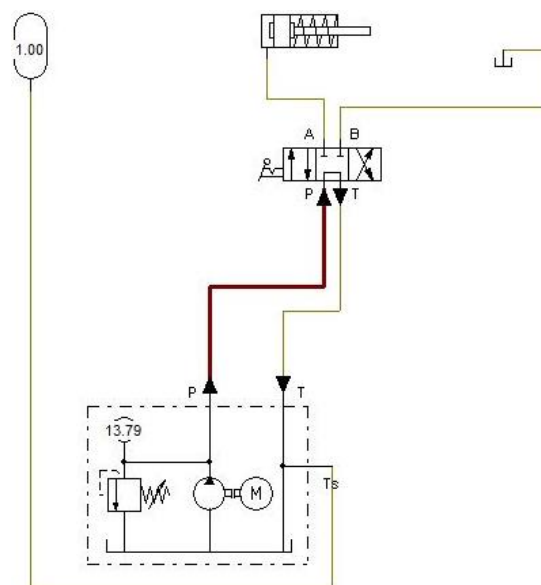


Fig. 13. Vérin télescopique en position standby, sous logiciel FLUIDSIM

- En actionnant la manette de commande à courte distance, le distributeur change de position et laisse passer l'huile de la pompe vers le vérin qui fait monter la charge, le manomètre Ma nous permet de voir la pression de service.

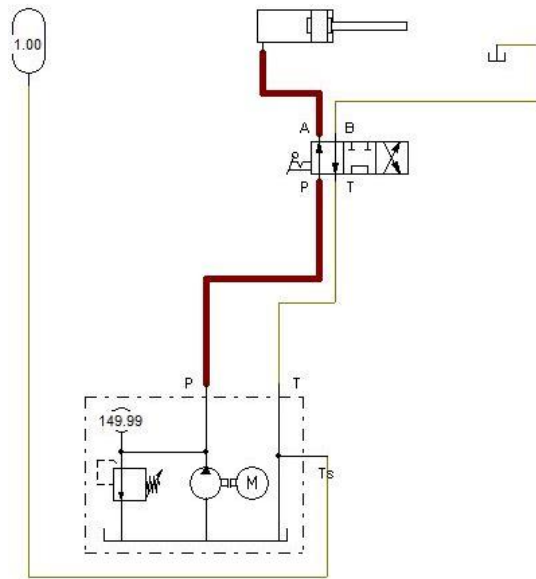


Fig. 14. Vérin télescopique en action, sous logiciel FLUIDSIM

- Une seconde action sur la manette permute la position du distributeur pour que l'huile rentre au réservoir en faisant baisser la hauteur du vérin.

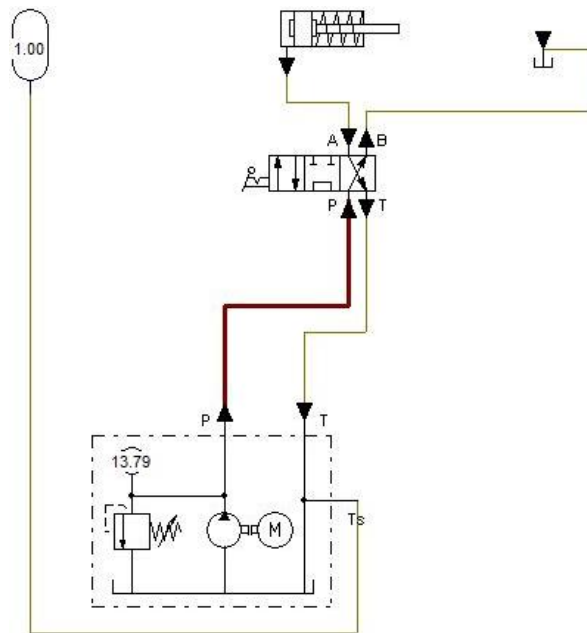


Fig. 15. Vérin télescopique retour, sous logiciel FLUIDSIM

Nous avons choisi un circuit hydraulique parce qu'il permet de travailler à des grandes pressions.

La hauteur d'élévation est de 7m pour les tiges du vérin, ce qui nous donne un travail à fournir qui est  $W=F.d$  (III.18)

Avec F: la charge que le vérin doit soulever et d: la distance à parcourir.

Une fois que le vérin a soulevé la charge il doit pouvoir la maintenir pendant le service, mais en choisissant un timing bénéfique on réduit la vitesse de déplacement des tiges.



En supposant que la durée totale de déploiement est de 30 secondes. La puissance mécanique est:

$$P_m = \frac{dW}{dt} = \frac{F.d}{t} = \frac{M.g.d}{t} \text{ Alors que } \frac{d}{t} = v \rightarrow P_m = M.g.v = F.v \text{ (III.19)}$$

Qui est l'équivalent d'une puissance transmise en translation contrairement à celle transmise en rotation pour le tambour.

$$\text{On a alors } v = \frac{dx}{dt} = \frac{7}{30} = 0,23 \text{ m/s}$$

La force hydraulique correspondante est  $F_h = p.S$

Travail hydraulique  $W_{hyd} = p.S.l$

La puissance hydraulique  $P_{hyd} = \frac{p.S.l}{t}$  or  $\frac{l}{t} = v$  et  $S.v = Q_v$

$$\rightarrow P_{hydr} = p.Q_v \text{ (III.20)}$$

En connaissant la section totale active du vérin nous déterminons le débit volumique que doit nous fournir la pompe pour actionner le vérin télescopique.

Caractéristiques du vérin télescopique:

**Tableau 2. Caractéristiques du vérin télescopique**

Charge à soulever	2000kg soit 2 Tonnes
Nombre de tiges	4
Diamètre et longueur des tiges	$\emptyset_f = 140 \text{ mm}, L_f = 156 \text{ cm}$
	$\emptyset_1 = 115 \text{ mm}, L_1 = 130,8 \text{ cm}$
	$\emptyset_2 = 97 \text{ mm}, L_2 = 135,2 \text{ cm}$
	$\emptyset_3 = 78 \text{ mm}, L_3 = 139,7 \text{ cm}$
	$\emptyset_4 = 60 \text{ mm}, L_4 = 141,5 \text{ cm}$
	Longueur totale 703,2cm soit 7,32m
Pression nominale	150bars
Débit	11,8l/min
Taille du réservoir	50litres

La puissance  $P_{hydr} = p.Q_v = 150.10^5 \cdot \frac{11,80.10^{-3}}{60} = 2950 \text{ W}$  soit **2,950KW** est la puissance hydraulique de la centrale hydraulique alimentant le vérin. Ce qui nous donne une puissance mécanique:

$$\eta_p = \frac{P_h}{P_{mec}} \text{ (III.18)}$$

$$\rightarrow P_{mec} = \frac{P_h}{\eta_p} = \frac{2,950}{0,95} = \mathbf{3,10Kw}$$

### 3.5.3 ALIMENTATION, PROTECTION ET DÉMARRAGE DU MOTEUR ÉLECTRIQUE

Le démarrage sera progressif via un variateur de vitesse électronique permettant de démarrer le moteur de façon progressive, ou ralentir progressivement le moteur, ce qui facilite l'accélération et décélération contrôlées et une variation de vitesse permettant d'augmenter ou diminuer la vitesse de rotation du moteur.

#### 3.5.3.1 CRITÈRES DE CHOIX DES ÉQUIPEMENTS DE PROTECTION

Le choix des équipements de protection dépend des éléments suivants: La tension d'alimentation, la puissance du récepteur, le courant absorbe par le récepteur, la nature du récepteur (résistance, moteur ou condensateur) et la classe de l'appareil (catégorie).

Calculons les caractéristiques qui nous permettrons de bien choisir les équipements de protection:

- La puissance absorbée par le moteur électrique  $P_a = \frac{P_n}{\eta} = \frac{15}{0,90} = 16,66 \text{KW}$
- Le courant absorbe par le moteur  $I_a = \frac{P_a}{U\sqrt{3}\cos\phi} = \frac{16483,51}{400.\sqrt{3}.0,9} = 26,43 \text{A}$
- Le courant nominal  $I_n = \frac{P_n}{U\sqrt{3}\cos\phi} = \frac{15.000}{400.\sqrt{3}.0,9} = 24,05 \text{A}$

En utilisant les abaques de choix des équipements de protection suivant le courant absorbe, voici une liste des équipements à utiliser:

**Tableau 3. Caractéristiques des équipements de protection choisis [14]**

Equipement de protection	Choix
Disjoncteur magnétothermique	25 à 40A
Contacteur	LC1D32 B7/B5 catégorie AC3
Relais thermique	LDR32

- 32: ampérage maximal
- B7/B5: circuit de commande sous 24V
- AC3: alternatif catégorie 3 (moteur a cage)

### 3.5.4 SYSTÈME DE NETTOYAGE DE LA BANDE ET DES GODETS

La prise de béton dépend de la proportion de ses constituants, la proportion du mélange reste subjective. La machine devra être utile dans tous les cas, Il faudra bien gérer l'équipement pendant et après l'utilisation pour éviter la formation des bétons secs sur la bande et dans les godets. Pour protéger la machine nous allons la nettoyer après fonctionnement grâce à une pompe installée sur le support inferieur et projetant de l'eau sous pression en contre-courant avec la bande pendant sa course de retour.

Le circuit de nettoyage de la bande et des godets se compose essentiellement d'un réservoir d'eau, une pompe, un réservoir de retour après nettoyage, une tuyauterie, une crépine placée à l'extrémité de la conduite d'aspiration, une vanne de réglage de débit placé sur la conduite de refoulement, un clapet de retenue placé à la sortie de la pompe.

Pour ce travail la pompe sera de type centrifuge qui est caractérisé par des débits élevés et des pressions faibles.

La pompe doit pouvoir aspirer de l'eau à partir du réservoir principal et refouler sur une hauteur de 10 mètres (hauteur géométrique), l'eau mélange avec du béton récupéré sera draine vers le deuxième réservoir pour ensuite être ramené au réservoir principal.

Pour réduire les dommages lors de l'aspiration, la pompe sera montée en aspiration de hauteur d'aspiration  $H_a$  (hauteur d'aspiration) = 0,5m, d'où la hauteur de refoulement  $H_r = 9,5\text{m}$ . [15]

La hauteur manométrique totale  $H_{mt} = H_a + H_r + H_{res}$  (III.22)

Avec  $H_{res}$  la hauteur résiduelle.

La pression résiduelle  $P_r$  est généralement de 1,5bar en pratique. On sait que 1bar correspond à 10mCE. Donc pour une pression de 1,5bar on a:

$$H_{res} = \frac{P_r}{\rho.g} = \frac{1,5.10^5}{1000.9,81} = 15,29\text{m} \quad (\text{III.23})$$

D'où,  $H_{mt} = 0,5 + 9,5 + 15,29 = 25,29\text{m}$

En tenant compte des pertes de charge dans le circuit évaluées à 15% dans la pratique, ce qui nous donne une hauteur manométrique totale

$$H_{mt} = 25,29 + \frac{25,29.15}{100} = 33,6835\text{m} \text{ Soit } 3,4\text{bars}$$

Ayant besoin de nettoyer sous pression nous pouvons choisir une pompe avec les caractéristiques suivantes:

$$\begin{cases} Q_v \left( \frac{m^3}{s} \right) = \frac{0,0003}{s} \text{ soit } 0,3l/s \\ H_{mt} = 34m \text{ soit } 3,4bars \end{cases}$$

La puissance hydraulique de la pompe sera donc:

$$P_{hyd} = \rho g H_{mt} Q_v = 1000 \cdot 9,81 \cdot 34 \cdot 0,0003 = 100,062W \text{ soit } 0,1KW$$

Il faudra donc lui fournir une puissance mécanique  $P_m = \frac{P_{hyd}}{\eta}$  (III.23)

En assimilant la pompe à un rendement de 80% on aura

$$P_m = \frac{100,062}{0,80} = 125,0775W \text{ soit } 0,125Kw$$

Caractéristiques générales de la Pompe à utiliser:  $\begin{cases} Q_v = 0,0003m^3/s \\ H_{mt} = 34m \text{ soit } 3,4bars \\ \eta = 80\% \end{cases}$

### 3.5.5 ENTRAINEMENT DES ACCESSOIRES [16]

La puissance calculée précédemment est la puissance mécanique nécessaire à l'entraînement de la bande. D'autres éléments ont aussi besoin d'être entrainés comme la pompe à eau du circuit de nettoyage mais aussi la pompe à huile pour la commande du vérin télescopique. Ce qui va entrainer une distribution de puissance entre les trois arbres à savoir: le réducteur, la pompe à eau et la pompe à huile. Prenons une vitesse de rotation de la pompe à eau de 2 fois plus que le moteur et celle de la pompe à huile de 1,5 fois celle du moteur:  $\omega_{pe} = 2\omega_m$  et  $\omega_{ph} = 1,5\omega_m$

Grâce à Une transmission par courroie pouvant transmettre sa Vitesse tangentielle  $v$  aux poulies.

$$\text{On a donc } v = \frac{W_m \cdot d_m}{2} = \frac{W_{ph} d_{ph}}{2} = \frac{W_{pe} \cdot d_{pe}}{2} \text{ (III.24)}$$

Les diamètres des poulies doivent être en rapport inverse des vitesses Angulaires:  $d_{ph} = \frac{d_m}{1,5}$  et  $d_{pe} = \frac{d_m}{2}$

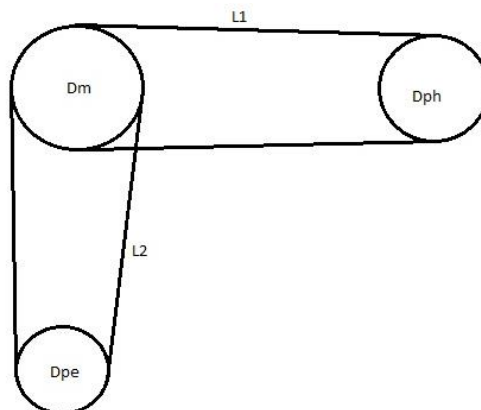
On peut évaluer le bilan de puissance des accessoires  $P_{acc} = P_{ph} + P_{pe}$  qui est la puissance consommée par le moteur pour entrainer les accessoires.

Ce qui nous donne une force active sur la courroie de transmission  $F = \frac{P}{v}$

La force d'entraînement de la pompe à eau  $F_p = \frac{P_{pe}}{v}$

La force d'entraînement de la pompe hydraulique  $F_p = \frac{P_{ph}}{v}$

L'utilisation d'une poulie a gorge double sera utile pour entrainer les deux pompes telle que montré à la figure:



La longueur des courroies:

$$L_1 = 2E + \frac{\pi}{2}(d_m + d_{ph}) + \left(\frac{d_m - d_{ph}}{4E}\right) \quad (III.25)$$

$$L_2 = 2E + \frac{\pi}{2}(d_m + d_{pe}) + \left(\frac{d_m - d_{pe}}{4E}\right) \quad (III.26)$$

Suivant la rhéogramme adaptée à notre système on aura besoin de:

- Une puissance mécanique de 11,25KW pour entrainer le tambour
- Une puissance mécanique de 0,125KW pour entrainer la pompe à eau de nettoyage
- Une puissance mécanique de 3,6875KW pour entrainer le tambour

La puissance mécanique totale sera:

$$P_m = P_1 + P_2 + P_3 = 11,25 + 0,125 + 3,10 = 14,475KW$$

Donc l'entrainement des accessoires ne pourra pas trop affecter le fonctionnement du moteur électrique choisi de 15KW équivalent à celle fournie par un moteur thermique de 21hp

### 3.6 EQUILIBRE STATIQUE EN PLEINE CHARGE [17]

#### 3.6.1 MODÉLISATION DES ACTIONS MÉCANIQUES

La modélisation de toutes les actions mécaniques s'exerçant sur la machine se présente comme suit:

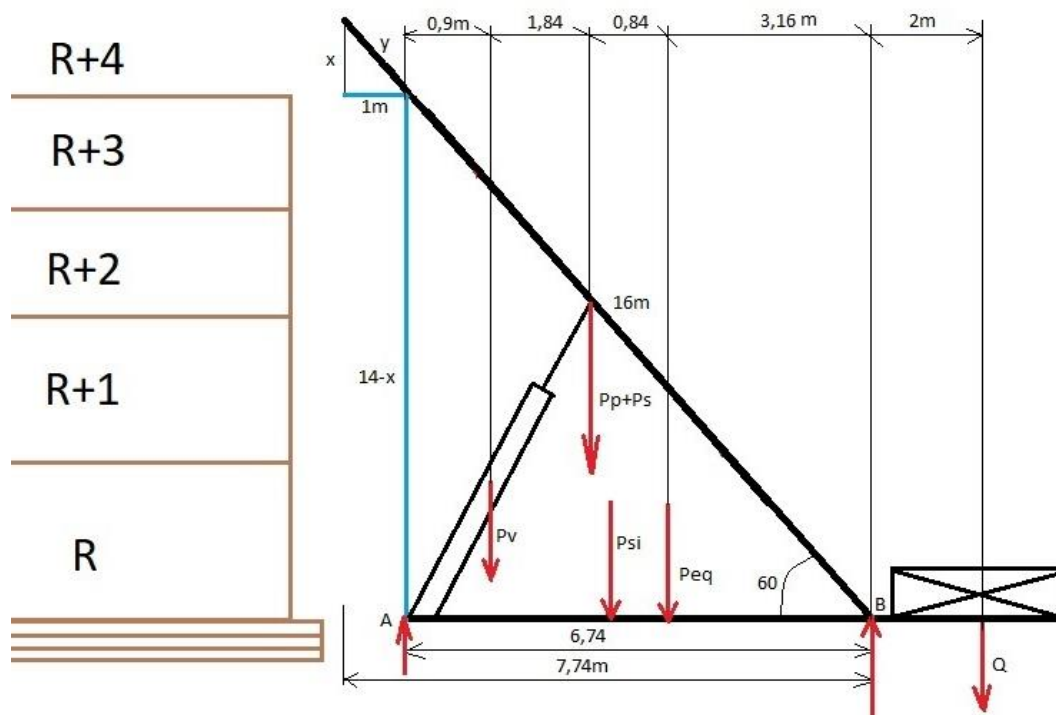


Fig. 16. Modélisation des charges sur le cadre

Avec: Pv: poids du vérin

$P_p + P_s$ : poids du produit + poids du cadre supérieur

$P_{st}$ : Poids du cadre inférieur

$P_{eq}$ : Poids des équipements (moteur, réservoir,...)

Q: Contre poids

En calculant la hauteur minimale (x) de déchargement de béton, On a  $\tan 60 = \frac{x}{1}$  (III.30)  $\rightarrow x = \tan 60 \cdot 1 = 1,73\text{m}$  et  $y^2 = x^2 + 1^2 \rightarrow y = \sqrt{1,73^2 + 1} = 1,99\text{m}$

Pour être à la limite du basculement, il faut que la réaction du sol en B soit nulle donc  $R_B = 0$

### 3.6.2 CALCUL DES DIFFÉRENTES CHARGES

- Le poids du produit  $P_p$  en mouvement

En charge maximale, la bande transporte  $41,66\text{kg} \cdot 16\text{m} = 666,56\text{kg}$

La charge totale de la bande et des godets  $165 + 14,21 = 179,21\text{kg}$

Le poids des rouleaux porteurs  $P_{Roull} = 1,7 \cdot n_r = 1,7 \cdot 36 = 61,2\text{kg}$

Les deux tambours pèsent donc  $68,58 + 26,89 = 95,47\text{kg}$

Les 4 paliers pèsent  $10\text{kg}$

Le poids des roulements  $1,254\text{kg} \cdot 72 = 90,288\text{kg}$

- Le poids du vérin  $P_v = 85\text{kg}$

- Le poids de l'équipement  $P_{eq}$ :

Le moteur électrique pesé  $141\text{kg}$

Poids de la centrale hydraulique  $50\text{kg}$

- Le Poids du cadre inferieur  $P_{si}$

Le cadre est obtenu par assemblage des poutres UAP de longueur  $8\text{m} \cdot 4 + 0,5 \cdot 32 + 1,5 \cdot 32 = 96\text{m}$

Pour une poutre selon les dimensions choisie UAP130 la poutre pèse  $13,74\text{kg/m}$

Ce qui fait un poids de  $13,74 \cdot 96 = 1319,04\text{kg}$

- Le Poids du cadre supérieur  $P_s$

Le cadre supérieur pèse  $13,74 (16 \cdot 4 + 1,5 \cdot 16 + 0,3 \cdot 100) = 1621,32\text{kg}$

#### 3.6.2.1 CALCUL DU CONTREPOIDS Q

En considérant le centre des moments en A

$$\sum M_a = 0 \rightarrow (P_v \cdot 0,9) + (P_p \cdot 2,74) + (P_{si} \cdot 3,37) + (P_{eq} \cdot 3,58) + (Q \cdot 8,74) = 0 \quad (\text{III.32})$$

$$\rightarrow (85 \cdot 0,9) + [(666,56 + 179,21 + 61,2 + 95,47 + 10 + 90,288 + 1621,32) \cdot 2,74] + (1319,04 \cdot 3,37) + (191 \cdot 3,58) + (Q \cdot 8,74) = 0$$

$$Q = \frac{-12669,33632}{8,74} = -1449,5808\text{Kg}$$

Pour une bonne sécurité la valeur doit être majorée

#### 3.6.2.2 CALCUL DE LA RÉACTION EN A

En considérant le centre des moments en B

$$\sum M_b = 0 \rightarrow (R_A \cdot 6,74) + (-P_v \cdot 5,84) + (-P_p \cdot 4) + (-P_{si} \cdot 3,37) + (-P_{eq} \cdot 3,16) + (2 \cdot Q) = 0 \quad (\text{III.31})$$

$$\rightarrow (R_A \cdot 6,74) = (85 \times 5,84) + (2662,848 \times 4) + (1319,04 \times 3,37) + (191 \times 3,16) + (2 \times 1449,5808)$$

$$R_A = \frac{19095,69011}{6,74} = \mathbf{2833,18844kg}$$

### 3.6.2.3 VÉRIFICATION DE L'ÉQUILIBRE STATIQUE

Il faut que  $\sum F=0 \rightarrow -R_A + P_v + P_p + P_{si} + P_{eq} + Q = 0$

Ou encore  $P_v + P_p + P_{si} + P_{eq} + Q = R_A + R_B$  (III.33)

$85 + 2662,848 + 1319,04 + 191 - 1449,580 = 2808,308kg$  La condition d'équilibre est vérifiée.

Le poids approximatif de notre machine sans charge est alors d:

$$P_v + P_s + P_{si} + P_{eq} + Q = 85 + 1621,32 + 1319,04 + 191 + 1449,580 = \mathbf{4665,94kg}$$

## 4 PRESENTATION ET DISCUSSION DES RESULTATS

Après la conception (étude des caractéristiques du produit, détermination des efforts, choix des équipements et détermination de la puissance du système), voici une présentation suivie d'une brève discussion des résultats.

### 4.1 PRÉSENTATION ET DISCUSSION THÉORIQUES DES RÉSULTATS

Une fois la machine en marche, le béton peut y être chargé et être déversé à l'endroit de chargement (une trémie), l'entraxe étant de 16m avec une vitesse de 1m/s de la bande. Le temps mis par un godet parcourant le lieu de chargement jusqu'au lieu de déchargement à la vitesse max de la machine sera  $t_0 = \frac{dE}{dv} = \frac{16}{1} = \mathbf{16sec}$

Cela veut dire tout simplement qu'après le lancement de la machine, il faut 16 secondes pour que la première quantité soit déchargée et après s'en suivra une série de déchargement de 41,66kg/s.

Pour une coulée de  $1m^3$  de béton de masse  $2400 \cdot 1 = 2400kg$  (2,4T)

Il va nous falloir un temps de transport du béton  $t_{tb} = \frac{m_{bc}}{Q_m} + t_0$

Avec  $m_{bc}$ : la masse du béton à couler en kg et  $Q_m$  le débit massique en kg/s

$$t_{tb} = \frac{2400}{41,66} + 16 = 73,60 \text{ sec soit } 1\text{minute } 14\text{secondes}$$
 Pour transporter  $1m^3$  de béton

Dans le dimensionnement électrique nous avons calculés une puissance électrique de 16,48KW qui se révèle être une puissance d'ordre industrielle.

D'où on peut estimer la consommation en Energie électrique:  $E_c = P_a \cdot t$

Avec  $E_c$ = Energie consommée en KWh

$P_a$ = Puissance absorbée en KW

$t$ =Temps de fonctionnement en heure

$$\text{Donc pour couler } 1m^3 \text{ de béton } E_c = 16,48 \cdot \frac{73,60}{3600} = 0,3369Kwh$$

- Pour une maison ayant une surface supérieure de dalle de  $10m \times 20m = 200m^2$

Le volume nécessaire de béton sera  $V = L \cdot l \cdot e = 10 \times 20 \times 0,15 = 30m^3$

Un tel volume correspond à une quantité de  $30 \times 2400 = 72000kg$  soit **72T**

Cela prendra une durée de  $\frac{72000}{41,66} + 16 = 1744,2765$ secondes soit **29minutes4secondes**

Ce qui entraine une consommation énergétique  $16,48 \times \frac{1744,2765}{3600} = 7,98$  soit **8Kwh**

$$\left\{ \begin{array}{l} 30\text{m}^3 \text{ de beton a couler} \\ 30 \text{ minutes max pour couler} \\ 8\text{kwh a depenser} \end{array} \right.$$

- Pour une maison de 8 sur 6 deux chambres, salon et cuisine ayant un volume de dalle de  $2,8\text{m}^3$  ça prendrait 8h avec 10 personnes.

Un tel volume correspond à une quantité de  $2,8 \times 2400 = 6720\text{kg}$  soit **6,72T**

Cela prendra une durée de  $\frac{6720}{41,66} + 16 = 177,3058\text{secondes}$  soit à peu près 3 Minutes

Ce qui entraine une consommation énergétique  $16,48 \times \frac{180}{3600} = 0,824\text{Kwh}$

$$\left\{ \begin{array}{l} 2,8\text{m}^3 \text{ de beton a couler} \\ 3 \text{ minutes max pour couler} \\ 0,824\text{kwh a depenser} \end{array} \right.$$

Suivant notre chaine cinématique, le rendement global de la machine est donné par le produit de tous les rendements à savoir: Le rendement électrique du moteur électrique utilise, le rendement du réducteur de vitesse, le rendement de la pompe à eau, le rendement de la pompe à huile.

Le rendement global est alors  $\eta_g = \eta_{elec} \cdot \eta_{red} \cdot \eta_{pe} \cdot \eta_{ph} = 0,91 \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 0,95 = 0,58786$  soit **58,786%** (III.27)

#### 4.2 PRÉSENTATION ET DISCUSSION PRATIQUE DES RÉSULTATS APRÈS RÉALISATION DU PROTOTYPE

Les calculs précédents sont applicables sur une hauteur de 14m, pour mettre en application les idées débattues, nous avons procédé à la réalisation d'un prototype pouvant atteindre 3m de hauteur (soit le premier niveau).

Le prototype réalisé est constitué d'un cadre (partie inférieure et supérieure) formé par un assemblage soudé de tubes de  $40 \times 40 \times 1$  renforcé par des tubes de  $30 \times 30 \times 1$  et une tôle de 1mm d'épaisseur sur la partie supérieure. La partie supérieure mesure 3,5m de long et la partie inférieure mesure 1,8m, ce qui permet d'avoir une élévation de 3m de haut sous un angle d'inclinaison de  $60^\circ$ . Les deux parties du cadre sont liées par un montage basculant grâce à deux vis M19-100 récupérées sur une culasse d'automobile. Sur la partie supérieure du cadre sont fixes des supports portant 3 rouleaux en auge de diamètre 60mm chacun. Les rouleaux se déplacent librement sur un axe fixe grâce aux roulements à bille de diamètre extérieure de 47mm, diamètre intérieure 20mm et d'épaisseur 12mm. Deux tambours, un de diamètre 160mm pour recevoir l'effort moteur et l'autre de diamètre 100mm pour le renvoi, les deux tambours de longueur 300mm. Sur ces tambours sont fixes des axes d'articulation de diamètre 24,5mm recevant 4 paliers P205. Une bande transporteuse de longueur 7m et de largeur 250mm obtenue localement en associant des bandes de roulement des pneus de voiture. Sur cette bande sont fixes 14 godets espaces de 50mm obtenus localement en découpant des récipients de 5l de volume et en les rivetant sur cette première. Le tambour moteur prend l'effort moteur et le transmet à la bande qui se déplace transversalement en entraînant ainsi le béton. Un motoréducteur de 2,2KW (3CV), 220VAC, 1500tr/min, 50Hz fixé sur un siège solidaire à la partie supérieure du cadre. Un tendeur fixé sur le tambour de renvoi permettant de tendre la bande. Une trémie de chargement fixe juste en amont de la bande pouvant recevoir le chargement. Deux pneus pouvant faciliter le déplacement du prototype. Deux supports formes garce à deux tubes  $40 \times 40 \times 1$  de hauteur 1,80 m représentant le vérin télescopique.



Fig. 17. Présentation du prototype après réalisation

Le motoréducteur de 2,2kw utilisé de rapport 1/20 nous a délivré une vitesse à la sortie  $N_s = \frac{1500}{20} = 75 \text{tr/min}$ .

Après accouplement au tambour de commande par un joint homocinétique cela nous donne une vitesse tangentielle  $V_t = \frac{\pi \cdot D_m \cdot N}{30} = \frac{3,14 \cdot 0,02075}{30} = 1,256 \text{m/s}$  La puissance  $P = C \cdot \omega$

Donc le couple  $C = \frac{P}{\frac{\pi \cdot N}{30}} = \frac{30P}{\pi \cdot N} = \frac{30 \cdot 2200}{3,14 \cdot 75} = 280,254 \text{Nm}$

Ce qui donne une force d'entraînement  $F = \frac{C}{r} = \frac{280,254}{0,08} = 3503,175 \text{N}$

Après test du prototype, sa capacité de transport est de 5kg/s.

## 5 CONCLUSION GÉNÉRALE

Cet article présentait une étude conceptuelle d'un mini convoyeur de béton à vitesse variable utilisé dans la construction des maisons étagées. Elle a abouti à la réalisation d'un prototype pouvant matérialiser la conception suite à une recherche menée auprès des manipulateurs de béton de la ville de BENI nous a révélé qu'un grand nombre d'habitants fait recours à une main d'œuvre considérable durant la coulée de béton, ce qui occasionne des coûts majeurs. Cette recherche est un apport de plus dans la chaîne scientifique de notre communauté. C'est une réponse à des questions fréquemment posées dans le but d'améliorer les conditions de travail des ouvriers sur différents chantiers de construction quand il s'agit de travailler en hauteur.

La fin de l'article présente les résultats finaux de la recherche théoriquement selon les calculs de dimensionnement effectué mais aussi les résultats pratiques fournis par le prototype réalisé. Des résultats prometteurs prouvant que la réalisation du mini convoyeur dans sa taille normale peut être possible en respectant les dimensions obtenues par calcul.

## REMERCIEMENTS

Nous prenons nos remerciements à tout le corps scientifique de l'Université Chrétienne Bilingue du Congo – UCBC Beni pour le soutien nous apporte pendant cette recherche sous différentes manières entre autre la disposition d'un endroit propice à l'épanouissement, la disposition d'un atelier électromécanique et d'une bibliothèque riche en ouvrage. Nous remercions particulièrement les co-auteurs, Kambale Mondo Augustin et Katembo Maliro Jules pour leur contribution à l'article mais aussi nos mentors, Dr Benjamin Lawson et chef de travaux Katimika Vavasi Felix et tous les collègues au sein du département de



génie électromécanique de de l'Université Chrétienne Bilingue du Congo. Nous ne manquerons pas de remercier tous les membres de la famille pour le soutien.

## REFERENCES

- [1] D. Kaplan, *Pompage des betons*, Paris: Laboratoire central de ponts et chaussées, 2001, pp. 9-10.
- [2] H. T. L. Spencer Sephton, *Manuel de pompage de béton Holcim*, 5113 Holderbank, 2015.
- [3] INTERROLL, «INFORMATIONS TECHNIQUES DE CONCEPTION, » 2018. [En ligne]. [Accès le Samedi juillet 2022].
- [4] E. Bamberg, *Principles of Rapid Machine Design*, Cambridge, Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 2000, p. 25.
- [5] «Masse volumique du béton et de ses constituants, proprietes, » 17 juin 2019. [En ligne]. Available: [www.betondirect.fr](http://www.betondirect.fr). [Accès le 14 Juin 2022].
- [6] L. Pliskin, *Le béton*, p. 2.
- [7] «Le calcul du dosage beton, » 12 Decembre 2019. [En ligne]. Available: [www.betondirect.fr](http://www.betondirect.fr). [Accès le 5 Febrier 2021].
- [8] CIMBETON, *Cahier des modules de Conférence pour les écoles d'architecture, béton, architecture, performances et applications*, Paris, 2006, p. 15.
- [9] TRELLEBORG, «BANDES TRANSPORTEUSES DE HAUTE QUALITÉ, FABRIQUÉES CONFORMÉMENT AUX EXIGENCES DES NORMES INTERNATIONALES., » Janvier 2020.
- [10] ULMA, *Conveyor component - catalogue technique*, Birkaia, p. 39.
- [11] M. T. Meziane Ridha, *Etude Mécanique et électrique d'un convoyeur a bande afin d'augmenter sa charge*, En vue d'obtention du diplôme de Master en Electrotechnique - Electromecanique, Bejaia: Université Abderrahmane Mira-Bejaia, 2013, p. 15.
- [12] world, *ABB power and productivity for a better, » Dimensionnement d'un système d'entraînement Guide technique No. 7, » 2012.*
- [13] SW USOCOME, *Manuel des Reducteurs et motoreducteurs*, 2006.
- [14] F. methode, *Choix d'un contacteur*, 2003.
- [15] R. B. HAMOUDA, *NOTIONS DE MECANIQUE DES FLUIDES Cours et exercices corrigés*, vol. I, Tunis: Centre de Publication Universitaire, Octobre 2008, p. 4.
- [16] J.-F. Debongnie, *CONCEPTION ET CALCUL des ÉLÉMENTS DE MACHINES*, Liege, 2013.
- [17] J.-L. FANCHON, *Guide de mecanique - Sciences et technologies industrielles*, Paris: NATHAN, 1996, pp. 77 - 79.

**ANNEXE 1 LARGEUR DE LA BANDE EN FONCTION DU DÉBIT VOLUMIQUE ET DE L'ANGLE DE TALUTAGE**

[mm]	$\beta$	$\lambda = 20^\circ$	$\lambda = 25^\circ$	$\lambda = 30^\circ$	$\lambda = 35^\circ$	$\lambda = 45^\circ$
300	5°	13.3	15.1	17.2	18.7	21.6
	10°	16.9	18.7	20.5	21.6	24.4
	20°	24.4	26.2	27.7	28.8	30.6
	25°	27.7	30.2	31.6	32.7	33.8
	30°	33.4	34.9	36	36.3	37.8
400	5°	28	32.4	36.6	39.6	37.8
	10°	35.2	29.2	43.2	45.3	51.4
	20°	50.4	54.3	57.2	59.4	66.3
	25°	56.8	62.2	65.1	66.6	69.8
	30°	67.7	70.9	73.4	74.5	70.0
500	5°	47.8	55.8	62.6	68.0	78.4
	10°	60.1	67.3	73.4	78.4	87.4
	20°	85.3	91.8	97.2	101.1	106.9
	25°	96.1	104.7	109.8	112.6	117.7
	30°	114.1	119.1	123.8	126.0	129.6

**ANNEXE 2 EPAISSEUR ET CHARGE LINÉAIRE DES BANDES TRANSPORTEUSES [9]**

Largeur bande	Epaisseur (en mm)	Masse (en kg/m)
400	8	4
<b>500</b>	<b>8</b>	<b>5</b>
650	8	7
800	9	9
1000	10	12