

CORRECTION DU DESEQUILIBRE DYNAMIQUE DANS LES INSTALLATIONS DE DESCENTE A CABLE

S. Tolba *, S. Saad* & S. Bouras**

* Département d'électromécanique, Faculté des sciences de l'ingénieur, Université Badji Mokhtar Annaba.

** Département de Physique, Laboratoire des matériaux avancés, Faculté des sciences, Université Badji Mokhtar Annaba

ABSTRACT

One of the most important problems met in cable downward installations is the considerable unbalance between tensions of two cable bits caused by load variation. This variation mainly caused by downward cable bit mass which induces amplitude in torque variation applied to control group.

To maintain skip speed in recommended limits and limit the motor drive power as well as operation mode, dynamic balancing of downward system is carried out. This system acts as to limit the difference between tensions of the two downward system cable bits.

In this paper, it is recommended the application of downward track having a variable slope angle to realise a dynamic balancing system.

Thus, because of track curvilinear shape, the decomposition of forces acting on each cable bit is such that to realize tensions equality between the two cable bits. The other advantage of this balancing type is the application of a constant braking torque which is an important factor for the choice and rational use of control group.

Key words: Cinematic- dynamic - Braking - cable - balancing - skip

RESUME

Un des problèmes essentiels rencontrés dans les installations de descente à câble est le déséquilibre considérable entre les tensions des deux brins du câble provoqué par la variation de la charge. Cette variation causée principalement par la masse du brin de câble descendant induit une amplitude dans la variation du couple appliqué au groupe de commande.

Pour maintenir la vitesse du récipient dans les limites recommandées et limiter la puissance du moteur d'entraînement ainsi que son régime de fonctionnement, on réalise l'équilibrage dynamique du système de descente. Il consiste à agir de manière à limiter la différence entre les tensions des deux brins du câble du système de descente.

Dans cette publication, on préconise l'application d'un tracé de descente à angle d'inclinaison variable pour la réalisation de l'équilibrage dynamique des systèmes de descente. Ainsi, grâce à la forme curviligne du tracé, la décomposition des forces agissant sur chaque brin du câble est telle qu'on réalise l'égalité des tensions entre les deux brins du câble. L'autre avantage de ce type d'équilibrage est l'application par la commande d'un couple résistant constant, ce qui constitue un facteur important pour le choix et l'utilisation rationnelle de la puissance de la commande.

Mots-clés : cinématique- dynamique- freinage- descente- câble- extraction- skip- équilibrage

INTRODUCTION

Dans les installations de descente du minerai par skips, la charge utile crée la force motrice et le système fonctionne grâce à la force de pesanteur [1-2]. Une commande électrique fonctionne en régime de freinage par récupération de courant en limitant la vitesse de descente du skip et l'arrête au point de déchargement.

Le régime cinématique de ce type d'installation est caractérisé par des régimes transitoires au démarrage et à l'arrêt qui provoquent des surcharges dynamiques importantes au niveau des

organes du système de commande et des oscillations au niveau du câble dont la nature élastique peut favoriser l'amplification et par conséquent provoquer sa rupture [1].

Un des problèmes essentiels rencontrés dans ces installations de descente à câble est le déséquilibre considérable entre les tensions des deux brins du câble provoqué par la variation de la charge. Cette variation causée principalement par la masse du brin de câble descendant induit une amplitude du couple appliqué au groupe de commande.

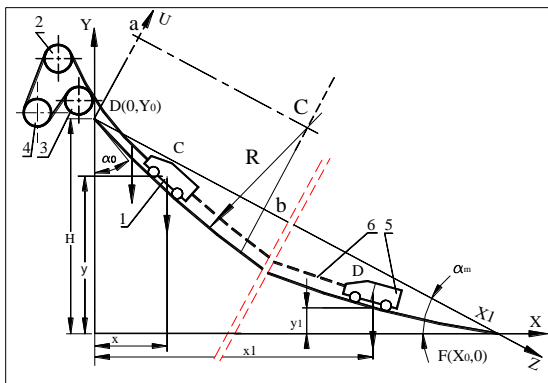
L'évolution brusque du couple sur une durée limitée du cycle implique un surdimensionnement de la commande installée et un faible taux d'exploitation [3]. Plusieurs procédés sont utilisés pour limiter le déséquilibre entre les tensions des brins de câble et par conséquent dimensionner rationnellement la puissance du groupe de commande.

Dans ce travail, on préconise l'application d'un tracé de descente à angle d'inclinaison variable pour la réalisation de l'équilibrage dynamique de l'installation de descente. Ainsi, grâce à la forme curviligne du tracé, la décomposition des forces agissant sur chaque brin de câble est telle qu'on réalise l'égalité des tensions entre les deux brins du câble. Une autre conséquence intéressante de ce type d'équilibrage est l'application par le groupe de commande d'un couple résistant constant, ce qui constitue un facteur important pour le choix et l'utilisation rationnelle de la puissance de la commande.

DEVELOPPEMENT THEORIQUE ET MATHEMATIQUE

Limitation de la variation des efforts pendant le cycle : Tracé curviligne :

Considérons le tracé curviligne (Fig. 1) comme un moyen d'amélioration du diagramme des forces agissant dans le système de descente.



- 1: Récipient chargé
- 2, 3: poulies de guidage
- 4: Poulie de renversement
- 5: Récipient vide
- 6: Câble
- a, b: Coordonnées du centre du cercle
- C: Centre du cercle
- R: rayon

Fig.1. Schéma du système de descente sur un tracé curviligne

En effet, si on augmente l'angle d'inclinaison du tracé pour la partie supérieure puis on le diminue

pour la partie inférieure, les forces de pesanteur agissant sur le système de descente vont subir une variation telle qu'on obtiendra l'accroissement de la force motrice au début du cycle et sa réduction à la fin.

Pour une solution approchée du problème, on se limitera, dans cette publication, aux courbes qui assurent une variation régulière de l'angle d'inclinaison du tracé

Formulation du problème

Le problème consiste à trouver une courbe représentant le tracé de descente qui permettra une répartition convenable des composantes des forces de pesanteur des éléments du système de descente. Cette répartition devrait permettre la descente libre sans variation brusque des efforts agissants et avec une force de freinage constante.

Soient les points $D(0, Y_0)$ et $F(X_0, 0)$, correspondant respectivement aux points de chargement et de déchargement (Fig. 1). Une courbe $y = f(x)$ figurant le tracé de descente relie les deux points D et F. Les deux skips, reliés entre eux par un câble, se déplacent à la même vitesse v .

On considère l'installation de descente comme un système mono massique dans lequel toutes les masses mobiles sont ramenées conventionnellement sur l'axe de rotation de la poulie de renversement 4 (Fig. 1). On supposera également que l'installation fonctionne avec une force de freinage constante F_{fr} . En se référant à l'équation de d'Alembert [5], l'équation d'équilibre dynamique de ce système sera :

$$\sum F_{st} - \sum F_{fr} - F_{ic} = \sum F_{dyn} \quad (1)$$

les forces statiques $\sum F_{st}$ et de frottement $\sum F_{fr}$ sont déterminées par la position de l'élément considéré (Skip ou câble) et notamment l'angle d'inclinaison β . Sachant que cet angle d'inclinaison est variable, on exprimera ces forces d'après les figures 2 et 3 :

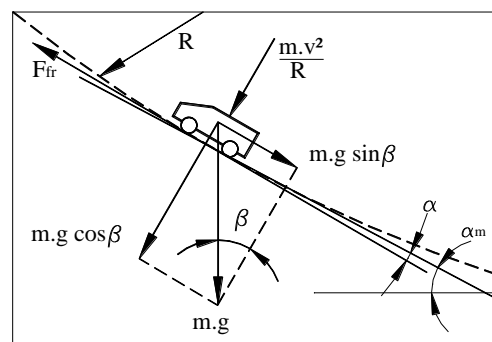


Fig. 2 Schéma de calcul des forces statiques et de frottement pour le skip

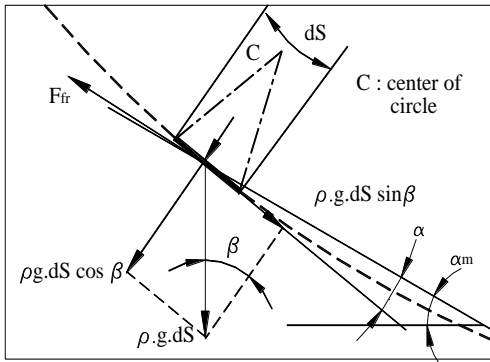


Fig. 3 Schéma de calcul des forces statiques et de frottement pour le câble

En exprimant respectivement la portion élémentaire du câble dS , le rayon de courbure au point considéré du tracé R , $\cos \beta$ et $\sin \beta$ en fonction de l'équation de la courbe $y = f(x)$ [6].

$$dS = \sqrt{1 + (y')^2} dx \quad R = \frac{[1 + (y')^2]^{3/2}}{y''}$$

$$\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{1 + (y')^2}} \quad \sin \beta = \frac{y'}{\sqrt{1 + (y')^2}}$$

Puis en décomposant les forces statiques et de frottement dans le système, on développe l'équation de d'Alembert (1). On obtient l'équation d'équilibre dynamique pour un système de descente sur un tracé curviligne [4]:

$$g(m_s + m_u) \frac{y' - f_1}{\sqrt{1 + (y')^2}} - (m_s + m_u) f_1 \cdot v^2 \frac{y''}{\sqrt{(1 + (y')^2)^3}} - g m_s \frac{y'_1 + f_1}{\sqrt{1 + (y'_1)^2}}$$

$$- m_s f_1 \cdot v^2 \frac{y''_1}{\sqrt{(1 + (y'_1)^2)^3}} - \rho \cdot g \cdot f_2 \cdot v^2 (x + x_1) - k_f \cdot g \cdot m_u \sin \alpha_m - F_{fc} - m_i \cdot \frac{dv}{dt} = (2)$$

$$\rho \cdot g \left(\int_0^{x_1} y' dx - \int_0^x y' dx \right) + \rho \cdot f_2 \cdot v^2 \left(\int_0^x \frac{y''}{(1 + (y')^2)} dx + \int_0^{x_1} \frac{y''}{(1 + (y')^2)} dx \right)$$

m_s, m_u : sont respectivement masse du skip et charge utile

m_i : masse réduite, masse conventionnelle remplaçant toutes les masses des éléments mobiles de l'installation de descente. Elle est située sur l'axe de la poulie de renversement et ayant la même action que les masses remplacées.

f_1, f_2 : coefficient de frottement entre les skips et le tracé et entre le câble et le tracé.

ρ : masse métrique du câble, kg.m-1

k_f : Coefficient de proportionnalité [7], il tient compte du frottement entre les poulies et le câble ainsi que de la résistance aérodynamique ; $k_f = 0.1$ à 0.2

α_m : angle moyen du tracé de descente (en degrés)

$$\alpha_m = \arctg \frac{X_0}{Y_0}$$

Pour résoudre cette équation et simplifier les calculs [4, 8], il est nécessaire de trouver les relations entre y et y_1 puis entre x et x_1 ainsi que la masse réduite m_i . On déduira ensuite les expressions de la vitesse, de l'accélération et de la force de freinage constante.

Pour trouver la solution analytique de cette équation, il faudra définir au préalable l'équation de la courbe $y = f(x)$

RESOLUTION DU MODELE MATHEMATIQUE: LE TRACE EN ARC DE CERCLE

Considérons comme tracé curviligne un arc de cercle, la variation de l'angle (α) est proportionnelle à la distance parcourue S . Choisissons les coordonnées UDZ (Fig. 1). Pour limiter le nombre de cercle passant par les points $(0,0)$ et $(X_0, 0)$, on suppose que la tangente de l'angle au point $(0,0)$ est connue. Cet angle est α_0 .

Précisons que cet angle est négatif et varie dans l'intervalle :

$$0 \leq \alpha_0 \leq \alpha_m$$

Pour les conditions considérées ci-dessus, l'équation de la courbe $(0, X_0)$ est :

$$y = b - \sqrt{(R^2 - (x - a)^2)} \quad (3)$$

a, b : Coordonnées du centre du cercle

C : Centre du cercle R : rayon

A partir de l'équation (3), on déduit $y_1 = f(y)$ et $x_1 = f(x)$. On remplace ces deux fonctions dans l'équation (2) puis on résout la nouvelle équation différentielle obtenue. Il ressort alors :

Expression de la vitesse

$$v = \sqrt{p(e^{m\bar{s}} - 1) + q(e^{m\bar{s}} \cos \alpha_0 - \cos((2\bar{S} - 1)\alpha_0)) + k((e^{m\bar{s}} \sin|\alpha_0| + \sin((2\bar{S} - 1)\alpha_0))} \quad (4)$$

Expression de l'accélération

$$a = 0.5me^{m\bar{s}}(p + q \cos \alpha_0 + k \sin|\alpha_0|) + |\alpha_0|(q \sin((2\bar{S} - 1)\alpha_0) + k \cos((2\bar{S} - 1)\alpha_0)) \quad (5)$$

Expression de la force de freinage constante

$$F_{fc} = A_2 + m_1 \left(\frac{BX_0}{2} - kD \frac{1+e^m}{1-e^m} \sin|\alpha_0| + qD \cos \alpha_0 \right) \quad (6)$$

Durée de la descente

$$v = \frac{dS}{dt} \Rightarrow dt = \frac{dS}{v} \Rightarrow t = \int_0^S \frac{dS}{v}$$

En considérant l'expression de la vitesse, on conclut que la durée de descente $t = f(S)$ sera une équation transcendante pour laquelle une solution numérique sera recherchée.

Les deux premiers paramètres sont exprimés en fonction de la distance parcourue relative $\bar{S} = S/S_0$

S_0 : longueur totale du tracé).

Pour les constantes p, q, m, k, A_2, B et D voir Annexe I

RESULTATS ET ANALYSE

Pour comprendre et estimer l'évolution des paramètres physiques (Vitesse, Accélération, Force de freinage) déduits dans cette analyse théorique, on utilise les données d'une installation réelle [4], à savoir celle de la mine de Ouenza en Algérie (voir Annexe II). On a considéré cinq formes de tracé en faisant varier l'angle α_0 de 3 à 15° avec un pas de 3°.

On remarque sur le diagramme de variation des vitesses (Fig. 4) que la vitesse de descente du skip a une allure parabolique avec un accroissement progressif jusqu'à une valeur maximale correspondant au milieu du tracé. Ensuite la vitesse diminue régulièrement jusqu'au point de déchargement où elle devient égale à 0. Ainsi, on obtient l'arrêt automatique du skip à la fin de la descente $V = 0$ si $\bar{S} = 1$.

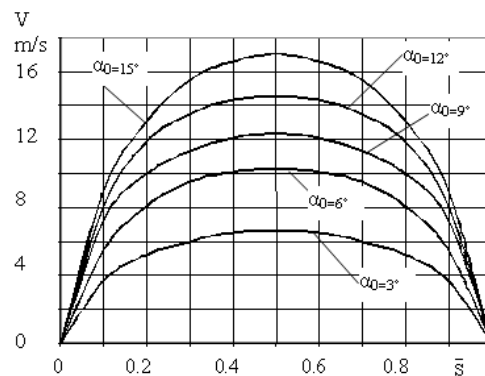


Fig. 4 Diagramme de variation des vitesses pour $\alpha_0 = 3$ à 15°

Contrairement au tracé rectiligne où les périodes transitoires sont situées au début et à la fin du cycle de descente; pour un tracé curviligne, la phase transitoire est répartie sur tout le cycle avec une diminution progressive de l'accélération jusqu'à la position médiane du tracé où elle devient nulle puis négative jusqu'à l'arrêt du skip au point final (Fig. 5).

Cette allure du mouvement transitoire aura inévitablement un effet positif sur la fiabilité de l'installation puisque les à coups et les chocs dynamiques apparaissant au moment du passage du mouvement transitoire au mouvement uniforme sont supprimés.

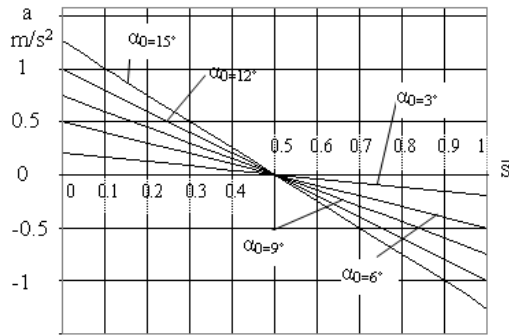


Fig. 5 Diagramme de variation accélérations pour $\alpha_0 = 3^\circ \text{ à } 15^\circ$

Les résultats du calcul des forces de freinage $F_{fc} = f(\alpha_0)$ sont indiqués dans le tableau 1.

α_0 , degrees	3	6	9	12	15
F_{fc} (daN)	53.93	58.57	59.22	59.13	58.7

Tableau 1 : Variation de la force de freinage $F_{fc} = f(\alpha_0)$

En considérant les expressions des paramètres de fonctionnement déduites ci avant, on a indiqué sur la Figure 6 le domaine de variation générale de ces paramètres (Vitesse moyenne V_m , Vitesse maximum V_{max} , Durée de descente T, Force de freinage F_{fc}) en fonction de l'angle α_0 . Ainsi, on remarque que pour les installations de descente, l'angle α_0 ne doit pas dépasser 15° pour respecter la vitesse limite imposée par les conditions de sécurité [7, 8].

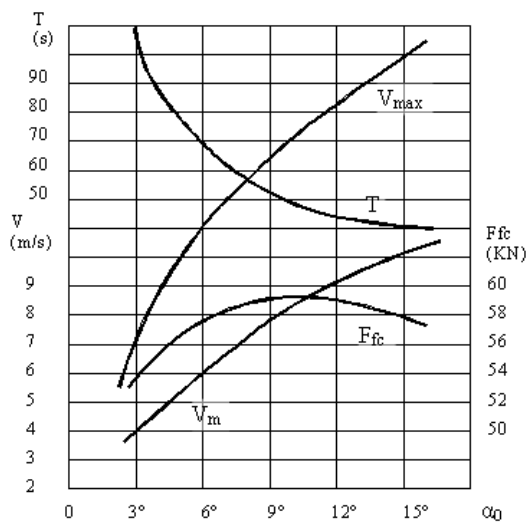


Fig. 6 Diagramme de variation des paramètres V_{max} , V_m , T et F_{fc} en fonction de α_0

CONCLUSION

L'analyse théorique ainsi que les résultats obtenus à partir d'une application réelle ont permis de démontrer que l'utilisation du tracé curviligne présente des avantages évidents pour réaliser l'équilibrage dynamique des installations de descente par skips. L'une des particularités de cette solution est la variation progressive des accélérations. En effet, ceci permet d'améliorer la fiabilité de l'installation en général en évitant les chocs dynamiques caractérisés par une variation brusque des forces agissant dans le système de descente. D'autre part, avec ce procédé, on obtient un aplatissement des variations des efforts appliqués à l'organe d'entraînement. Ainsi, dans l'installation de la mine de Ouenza, l'application d'un tracé en arc de cercle où α_0 est égale à 3° , l'amplitude de variation des forces diminue de 43 %. Enfin, l'atténuation de l'amplitude de ces forces pendant le cycle induira une puissance installée plus faible et un taux d'utilisation plus important du groupe de commande. A titre de comparaison, dans l'installation de descente de la mine de Ouenza, la puissance nécessaire sera plus faible de 22 % par rapport à la puissance installée.

Enfin, on estime à partir de cette analyse et en se référant à l'évolution des paramètres intégraux (Fig. 6) que l'angle limite α_0 ne doit pas dépasser 15° pour respecter les vitesses imposées [1, 7] à ce type d'installations

RÉFÉRENCES

1. Atkinson. T "Selection of Open Pit Excavating and Loading equipment »; Ins. of Mining and Metal. Trans. A80, N°776, pp. A101-29. July 1971.
2. Walker S.C., « Mine Winding and Transport » Elsevier, Amsterdam, 1988.
3. Tolba S. « Etude des régimes cinématiques et dynamiques des installations de descente du minerai par skips », Institut des Mines, Université de Annaba, thèse de Magister, 1985.
4. Tolba S. & Saad S « Correction du déséquilibre dynamique dans les installations de descente à câble: cas d'un tracé curviligne » « STEMA 2003 » Univ de Tlemcen, Algérie, 2003.
5. Fleury P. et Mathieu J. F., Physique mécanique, Ed. Eyrolles, Paris, 1965
6. Bronstein I. N. et Semendiaev K.A., Aide mémoire de mathématiques, Eyrolles, Paris, 1990.
7. Grichko A. P., « Machines stationnaires des carrières » Ed. Nedra, Moscou, 1982.
8. Wetherall P.J., Chatterjee P.K., « Winding Engine Calculations for the Mining Engineers », Ed. Routledge, London, New York, 1982

Annexe I

$$A = \frac{1}{m_i} (g(m_s + 1.5m_u) \cos \alpha_m \sin \alpha_0 - \rho g H + (m_s + 0.5m_u) f_1 g \sin \alpha_m \sin \alpha_0 - \rho g f_2 X_1 - \rho g f_2 H \cdot \text{tg} \alpha_0 - km_u \sin \alpha_m - F_k)$$

$$B = \frac{1}{m_i} (2\rho g \sin \alpha_m - 2 \frac{g}{X_0} (m_s + 1.5m_u) \cos \alpha_m \sin \alpha_0 - \frac{2g}{X_0} (m_s - 0.5m_u) f_1 \sin \alpha_m \sin \alpha_0)$$

$$C = \frac{1}{m_i} (g(m_s + 0.5m_u) \sin \alpha_m - (m_s + 1.5m_u) f_1 g \cos \alpha_m + \rho g f_2 (\frac{H}{\sin \alpha_0}))$$

$$D = \frac{1}{m_i} (-2\rho f_2 \alpha_0 - 2 \frac{f_1}{X_0} (m_s + 1.5m_u) \sin \alpha_0)$$

$$k = \frac{2R(C - 2R^2DB)}{1 + 4R^2D^2} \quad q = \frac{2R^2(B + 2CD)}{1 + 4R^2D^2} \quad m = \frac{2DX_0 \alpha_0}{\sin \alpha_0} \quad p = \frac{A + B \cdot a}{D} \quad A_2 = m_i A + F_k$$

Annexe II

Différence d'altitude	H = 162 m	Hauteur totale	X ₀ = 432 m
Angle d'inclination	α _m = 22 °	Charge utile	m _u = 50 tonnes
Masse du skip	m _s = 35 tonnes	Mass du contre poids	m _c = m _s + 0.5 m _u = 60 tonnes
Masse métrique du câble	ρ = 13.65 Kg/m	Masse réduite du système	m _i = 250 tonnes