

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET
FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDES

Parcours : Master
Domaine : Sciences & Technologies
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Construction mécanique

THÈME

Calcul des paramètres de base du mécanisme de levage de la grue avec la sélection du dispositif de freinage

Présenté par :
BETTAYEB Rabiaa
BELFATMI Faiza

Devant le Jury :

Nom & Prénom(s)	Grade	Qualité	Structure de rattachement
MADANI.A		Président	Université de Tiaret
ELGUERRI		Examineur	Université de Tiaret
SAHLI.A		Encadreur	Université de Tiaret

PROMOTION 2018/2019

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ IBN - KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES

DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

FILIERE DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D ETUDES

Domain : Sciences & Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité Construction Mécanique

THÈME

**Calcul des paramètres de base du mécanisme de
mevage de la grue avec la sélection du dispositif
de freinage**

Préparé par : belfatmi faiza
Bettayeb rabiaa

L

PROMOTION 2018-2019

SOMMAIRE

Introduction

Générale.....
.....	page01

Chapitre I CONCEPTION

1.Calculs préliminaires.....
.....	page04
2.Analyse de force.....
.....	page05
3.Types de contraintes sur chaque membre.....
.....	page09

Chapitre II Mécanisme De levage d'une Grue A Pont Electrique

1.Introduction.....
.....	page11
1.1Dispositions Générales
.....	page11
2.Brève Description De La Grue Et Des Caractéristiques De Calcul Du Mécanisme.....
.....	page13
2.1. Grues Portique.....
.....	page13

Chapitre III Calcul Du Mécanisme De Levage D'une Grue

1.Introduction Générales.....
.....	page18
2. Dispositions De Base De La Théorie Du Calcul [9]
.....	page21
3.Principes De Calcul Du Mécanisme De Levage
.....	page22
3.1. Dispositions Générales.....
.....	page22
3.2. Choisir Un Système De Suspension.....
.....	page23
3.3. Sélection Du Diamètre Du Câble.....
.....	page26
3.4 Choisir Une Suspension A Crochet Et En Calculer Les Eléments.....
.....	page29
4. Dimensions Géométriques Du Tambour Et Des Poulies D'un Palan.....
.....	page29

Chapitre IV Méthode De Calcul

1.introduction.....
.....	page31
2.Résistances Statiques Des Mécanismes De Grue....
.....	page31
3.Mécanisme De Levage De Charge.....
.....	page32 3.1 Modèles
D'entraîneme..
.....	pag
e32	
3.2. Palans Et Cordes.....
.....	page34

SOMMAIRE

3.3 Les Cordes (Câbles).....	
.....	
page35	
3.4 Crochets Et Suspensions.....	
.....	page38
4.Calcul De La Suspension Du Crochet.....	pa
ge40	
5.Calcul Pour Les Charges De Travail Normales (Premier Cas Du Règlement)	
.....	page44

Chapitre V Ensemble Tambour

1.Calcul Du Tambour.....	
.....	page50
2.Le Calcul De La Fixation De La Corde Au Tambour.....	page55
3.Sélection Du Moteur.....	
.....	page57
4.Sélection Des Accouplements.....	
.....	page62
5. Couplage Entre Moteur Et Boite De Vitesses.....	
.....	page64

Chapitre VI Sélection Et Calcul Des Dispositifs D'arrêt Et De Freinage

1.Freins A Sabots (Tambour).....	
.....	page67
2.Calcul Du Moment De Freinage	
.....	page70
3.Détermination Des Dimensions Des Freins.....	
.....	page72
4.Freins De Bande.....	
.....	page73

Chapitre VII Calcul Du Mécanisme De Mouvement Du Chariot (Pont Electrique) Avec Capacité De 11 Tonnes

1. Brève Description Du Mécanisme Calcule.....	
.....	page76
2.Sélection Du Moteur Et Détermination Du Rapport De Transmission Du Mécanisme.....	page77

3.Calcul Du Temps De Démarrage.....
.....page79

Conclusion Générale.....
.....page
83

Références.....
.....
.....page84

Annexes.....
.....
.....page85

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Nous rencontrons les **appareils de manutention**, à tous les niveaux des activités économiques, tant industrielles que commerciales. Présents lors des phases transitoires des cycles d'élaboration des matériaux et des produits, ils sont également des compléments incontournables lors des opérations de transport. De ce fait, ils sont extrêmement variés suivant les matériaux et les produits à déplacer et le mode de déplacement choisi. Parmi eux, les **appareils de levage** représentent une importante famille de machines de toutes tailles déclinées en un certain nombre de types pouvant s'adapter à la grande variété des travaux à accomplir.

La fonction de **levage** telle que définie par la directive européenne no 89/392 du 14 janvier 1989 correspond au **changement de niveau de charges ou de personnes**, sans toutefois fixer de limite minimale ou maximale. Cependant, l'arrêté de transposition du 9 juin 1993, fixant les conditions de vérification des appareils de levage stipule que les convoyeurs, les transporteurs ainsi que les transpalettes décollant du sol la charge juste de la hauteur nécessaire à son déplacement, ne doivent pas être considérés comme des appareils de levage. Les hauteurs de levage peuvent varier de quelques mètres à plusieurs dizaines voire, exceptionnellement, plusieurs centaines de mètres. Les charges sont levées :

— soit avec un crochet ou un outil de préhension (pince, benne, spreader...), pour les **charges suspendues** ;

— soit avec des fourches, des plates-formes, des plateaux... pour les **charges soutenues** (on utilise plus couramment le terme de **charges portées**).

La valeur de la charge maximale que peuvent déplacer ces appareils définit leur capacité.

Différents types d'appareils de levage

■ Levage suspendu et levage porté

Levage suspendu : la charge levée est maintenue au moyen d'un crochet ou d'un outil de préhension suspendu à un câble ou à un équipement. Le centre de gravité de cette charge s'aligne verticalement avec le point de suspension placé sur l'équipement rigide de l'appareil de levage.

Nota : les effets dynamiques consécutifs à la manutention soumettent la charge à des mouvements parasites de balancement par rapport à son point de suspension, ou de rotation autour de l'axe vertical passant par son point de suspension.

Levage porté : la charge repose sur un ou des supports (standards ou spéciaux). Elle est maintenue de façon rigide et suivant une orientation fixe par rapport à l'équipement de l'appareil de levage sur des fourches, un plateau... Des mouvements relatifs de l'équipement, d'amplitude limitée, permettent de modifier légèrement cette orientation. La charge est prise par-dessous et est reposée à l'endroit souhaité de la même façon. La charge doit permettre cette prise ou, sinon, être posée sur un support adéquat (palette standard ou spéciale...).

■ Levage de charge et levage de personnes

Levage de charge : il concerne plusieurs types d'appareils appartenant à la famille des appareils de levage :

- appareils à **charge suspendue** : ponts roulants ; ponts portiques et semi-portiques ; grues sur portiques ; grues à tour ; grues repliables ; grues mobiles ; grues auxiliaires sur camion, potences fixes ou mobiles d'atelier, palans... ;
- appareils à **charge portée** : chariots élévateurs, plates-formes, hayons élévateurs, gerbeurs, tables élévatrices...

Levage de personnes (à l'exclusion des ascenseurs, monte-charge et téléphériques) : nacelles mobiles sur bras télescopique ou repliable, nacelles mobiles sur plate-forme élévatrice, échafaudages suspendus... Ce type d'opération qui concerne les personnels de chantier et d'atelier, à l'exclusion de tout public, est soumis à des règles de sécurité spécifiques.

■ Mobilité

Les appareils de levage peuvent être fixes, démontables, déplaçables ou mobiles avec, dans chaque cas, des niveaux relatifs de mobilité parfois très différents.

Appareils fixes : ces appareils sont installés de façon définitive dans des structures stables, elles-mêmes fixes et définitives : tables et plates-formes élévatrices de quai, échafaudages suspendus, rampes ajustables de quai, potences...

Appareils déplaçables : ces appareils travaillent à poste fixe. Certains sont équipés d'éléments qui permettent leur déplacement d'un lieu de travail à un autre, soit avec un moyen de manutention extérieur à eux-mêmes (petits palans, échafaudages suspendus...), soit par des systèmes de roulements qui leur sont propres, mais souvent rudimentaires (potences mobiles d'atelier, échafaudages mobiles...). D'autres sont installés sur les appareils mobiles qu'ils desservent (hayons arrière de camion...).

Certains de plus grandes dimensions peuvent être transportés sur des remorques surbaissées (grues repliables non remorquables...).

Appareils démontables : ces appareils travaillent à poste fixe. Des aménagements plus ou moins importants de leur lieu de travail sont nécessaires à leur installation. Ils sont généralement transportés par éléments modulaires séparés d'un lieu de travail à un autre et remontés (grues à tour, monte-matériaux...).

Appareils mobiles : ces appareils peuvent se déplacer en charge par leurs propres moyens (automoteurs) ou avec une source d'énergie extérieure, parfois humaine pour de petits appareils d'atelier.

Les déplacements se font pour certains sur des distances réduites et limitées soit par les infrastructures dans lesquelles ils sont installés, soit par les contraintes de distribution d'énergie (électricité moyenne tension) : cas des ponts roulants, ponts portiques et semi-portiques, monorails... , et pour d'autres librement, lorsque les appareils ont une source d'énergie indépendante (thermique) et ne sont pas limités par les infrastructures locales (sur pneus ou chenilles) : cas des grues mobiles, grues auxiliaires sur camion, chariots élévateurs, nacelles, plates-formes élévatrices, potences mobiles d'atelier... Quelques-uns, sans source d'énergie pour leur translation, peuvent être remorqués, telles certaines grues repliables....

INTRODUCTION GENERALE

Le tableau A : La liste des appareils [1]

Tableau A – Différents types d'appareils de levage concernés par cet article	
À charges suspendues	Appareils légers [1] <ul style="list-style-type: none">– à bras : palans à engrenages, palans à levier, moufles, treuils à tambour, treuils à mâchoires, treuils d'échafaudage, grues et portiques d'atelier, potences, chèvres...– motorisés : palans électriques à câble ou à chaîne, palans pneumatiques, treuils électriques, treuils hydrauliques, treuils thermiques, monorails...
	Ponts roulants et portiques [2] <ul style="list-style-type: none">– ponts roulants mono ou bipoutre, poutres roulantes, portiques, semi-portiques...
	Grues [3] [4] [5] <ul style="list-style-type: none">– grues à tour, grues repliables, grues sur chenilles, grues automotrices, grues sur camion, grues auxiliaires, grues de port, monte-matériaux...
	Équipements de prise de charge [6] <ul style="list-style-type: none">– élingues et accessoires d'élinguage– pinces, bennes, grappins– cés de levage (1), fourches suspendues, palonniers, spreaders (2)– électroaimants, ventouses
À charges portées	Chariots élévateurs à mât ou à flèche télescopique [7] <ul style="list-style-type: none">– pour parcs, tout terrain pour chantier– gerbeur
	Transstockeurs, palettiseurs [8]
	Plates-formes pour levage de personnes [9] <ul style="list-style-type: none">– plates-formes et nacelles automotrices– plates-formes suspendues– plates-formes élévatrices mobiles– échafaudages mobiles
	Matériels de mise à niveau [10] <ul style="list-style-type: none">– tables élévatrices– plates-formes fixes déplaçables– hayons élévateurs– rampes ajustables pour quais
<p>(1) Accessoire de manutention, en forme de C, suspendu au crochet et destiné à manutentionner des charges de forme annulaire.</p> <p>(2) Cadre rectangulaire, permettant la manutention des conteneurs, en les prenant par leur face supérieure au moyen de quatre verrous tournants placés à chaque angle du cadre. Celui-ci est parfois extensible pour s'adapter aux différentes dimensions des conteneurs.</p>	

CHAPITRE I

CONCEPTION

Calculs préliminaires [2]

En tant que concepteur d'une grue utilitaire pouvant être utilisée dans une installation de réparation automobile, dans une usine de fabrication ou sur une unité mobile telle qu'une caisse de camion. Sa fonction est de soulever de lourdes charges.

La figure 1 présente une représentation schématique d'une configuration possible de la grue. Il est composé de quatre membres porteurs principaux, étiquetés 1, 2, 3 et 4. Ces membres sont reliés les uns aux autres par des joints de type goupille en A, B, C, D, E et F. La charge est membre 3. Les points d'ancrage de la grue sont prévus aux joints A et B qui transportent les charges de la grue vers une structure rigide. Notez qu'il s'agit d'une vue simplifiée de la grue montrant uniquement les composants structuraux primaires et les forces dans le plan de la charge appliquée. La grue aurait également besoin d'éléments de stabilisation dans le plan perpendiculaire au dessin.

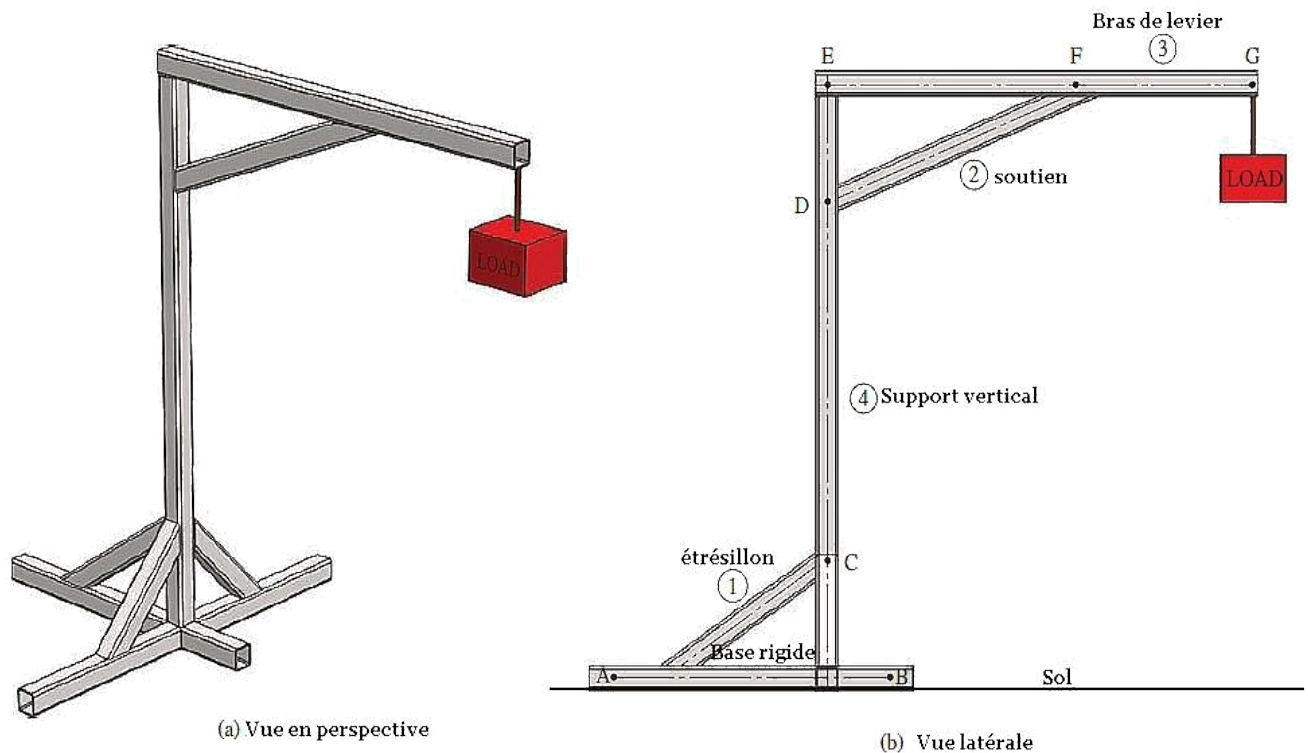


Fig.1 : Schéma de la grue.

Nous devons analyser les types de forces exercées sur chacun des éléments porteurs avant de pouvoir les concevoir. Cela appelle l'utilisation des principes de la statique dans lesquels

nous aurions déjà dû acquérir des compétences. La discussion qui suit présente un aperçu de certains des principes clés dont nous aurons besoin dans ce projet. Notre travail en tant que designer se déroule comme suit :

- 1. Analysez les forces qui s'exercent sur chaque élément porteur en utilisant les principes de la statique.*
- 2. Identifiez les types de contraintes auxquelles chaque membre est soumis par les forces appliquées.*
- 3. Proposer la forme générale de chaque membre porteur et le matériau à partir duquel chacun doit être fabriqué.*
- 4. Complétez l'analyse des contraintes pour chaque membre afin de déterminer ses dimensions finales.*

Commençons maintenant par les étapes 1 et 2 en tant que révision de la statique. Nous améliorerons votre capacité à effectuer les étapes 3 et 4 en exécutant plusieurs problèmes de pratique dans ce chapitre et dans les chapitres 4 et 5 en examinant la résistance des matériaux et en ajoutant des compétences qui renforcent ces bases.

Analyse de force

Une approche de l'analyse de la force est décrite ici.

- 1. Considérez toute la structure de la grue comme un corps libre avec la force appliquée agissant au point G et les réactions agissant aux points d'appui A et B. Voir la figure 2, qui présente ces forces et les dimensions importantes de la structure de la grue.*
- 2. Séparez la structure afin que chaque membre soit représenté sous la forme d'un diagramme à corps libre montrant toutes les forces agissant sur chaque articulation. Voir le résultat à la figure 3.*

- 3. Analysez les grandeurs et les directions de toutes les forces.*

Des commentaires sont donnés ici pour résumer les méthodes utilisées dans l'analyse statique et pour rapporter les résultats. Nous devrions travailler avec les détails de l'analyse, nous-même ou avec des collègues, pour nous assurer de pouvoir effectuer de tels calculs. Toutes les forces sont directement proportionnelles à la force appliquée F . Nous allons montrer les résultats avec une valeur supposée de $F = 10,0 \text{ kN}$.

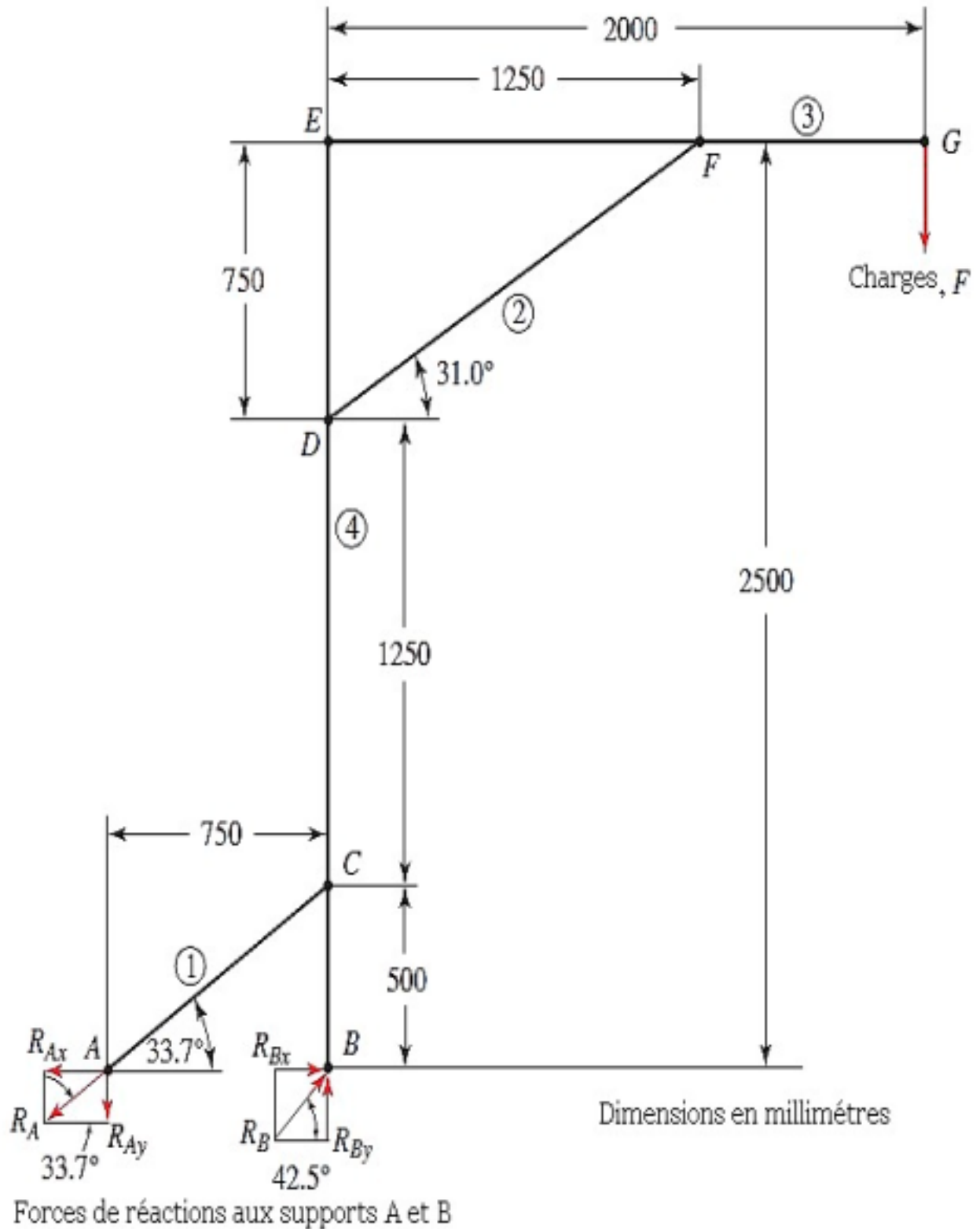


Fig. 2 Diagramme des corps libres de la structure complète de la grue

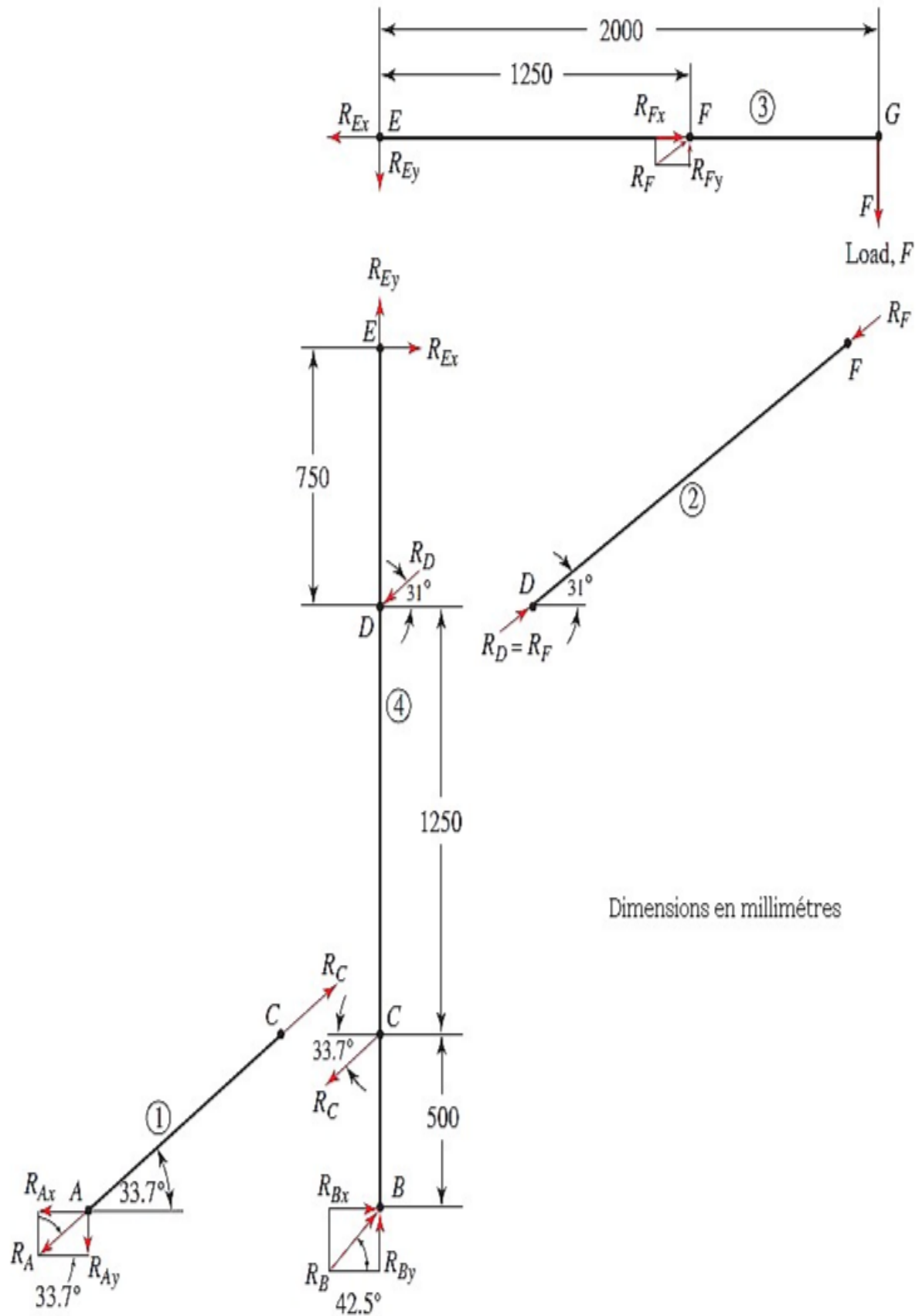


Fig.3 Diagrammes de corps libres de chaque composant de la grue.

Étape 1 : Les articulations des axes A et B peuvent fournir un support dans n'importe quelle direction.

Nous montrons les composantes x et y des réactions à la figure 2. Ensuite, procédez comme suit :

1. Somme des moments sur B pour trouver

$$R_{Ay} = 2,667 F = 26,67 \text{ kN}$$

2. Somme des forces dans le sens vertical pour trouver

$$R_{By} = 3,667 F = 36,67 \text{ kN.}$$

À ce stade, nous devons reconnaître que l'étrésillon AC est connectée à chaque extrémité et ne porte des charges qu'à ses extrémités. Par conséquent, il s'agit d'un membre à deux forces et la direction de la force totale, R_A , agit le long du membre lui-même. R_{Ay} et R_{Ax} sont alors les composants rectangulaires de R_A , comme indiqué en bas à gauche de la Figure 2. On peut alors dire que

$$\text{tg}(33,7^\circ) = R_{Ay} / R_{Ax}$$

Et alors

$$R_{Ax} = R_{Ay} / \tan(33,7^\circ) = 26,67 \text{ kN} / \tan(33,7^\circ) = 40,0 \text{ kN}$$

La force totale, R_A , peut être calculée à partir du théorème de Pythagore,

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{40,0^2 + 26,67^2} = 48,07 \text{ kN}$$

Cette force agit le long de l'étrésillon AC, à un angle de $33,7^\circ$ au-dessus de l'horizontale, et c'est la force qui tend à cisailer la goupille du joint A. La force en C de l'étrésillon AC est également de 48,07 kN agissant vers le haut en droite pour équilibrer la R_A sur le membre à deux forces, comme illustré à la figure 3. Le membre AC est donc en pure traction.

Nous pouvons maintenant utiliser la somme des forces dans le sens horizontal sur toute la structure pour montrer que $R_{Ax} = R_{Bx} = 40,0 \text{ kN}$.

La résultante de R_{Bx} et R_{By} est de 54,3 kN agissant sous un angle de $42,5^\circ$ au-dessus de l'horizontale. Il s'agit de la force de cisaillement totale exercée sur la goupille du joint B. Voir le diagramme en bas à droite de la Figure 2.

Étape 2 : L'ensemble des diagrammes de corps libres est présenté à la Figure 3.

Étape 3 : Examinons maintenant les diagrammes de corps libres de tous les membres de la figure 3. Nous avons déjà discuté du membre 1, en le reconnaissant comme un membre à deux forces dont les forces porteuses de tension R_A et R_C sont égales à 48,07 kN. La réaction à R_C agit sur le membre vertical 4.

Notez maintenant que le membre 2 est également un membre à deux forces, mais il est en compression plutôt qu'en traction. Par conséquent, nous savons que les forces sur les points D et F sont égales et qu'elles agissent dans le prolongement de la membrure 2, à 31,0 ° par rapport à l'horizontale. Les réactions à ces forces agissent donc au point D sur le support vertical, élément 4, et au point F sur la flèche horizontale, élément 3. Nous pouvons trouver la valeur de R_F en considérant le diagramme de corps libre de l'élément 3. Nous devrions pouvoir vérifier les résultats suivants en utilisant les méthodes déjà démontrées.

$$R_{Fy} = 1.600 F = (1.600) (10.0 \text{ kN}) = 16.00 \text{ kN}$$

$$R_{Fx} = 2,667 F = (2,667) (10,0 \text{ kN}) = 26,67 \text{ kN}$$

$$R_F = 3.110 F = (3.110) (10.0 \text{ kN}) = 31.10 \text{ kN}$$

$$R_E = 0,600 F = (0,600) (10,0 \text{ kN}) = 6,00 \text{ kN}$$

$$R_{Ex} = 2,667 F = (2,667) (10,0 \text{ kN}) = 26,67 \text{ kN}$$

$$R_E = 2,733 F = (2,733) (10,0 \text{ kN}) = 27,33 \text{ kN}$$

Désormais, toutes les forces exercées sur l'élément vertical 4 sont connues grâce à des analyses antérieures utilisant le principe d'action-réaction à chaque articulation.

Types de contraintes sur chaque membre

Examinons à nouveau les diagrammes de corps libres de la figure 3 pour visualiser les types de contraintes créées dans chaque membre. Cela conduira à l'utilisation de types particuliers d'analyse des contraintes au fur et à mesure du processus de conception. Les membres 3 et 4 supportent des forces perpendiculaires à leurs grands axes et jouent donc le rôle de poutres en flexion. La figure 4 montre ces éléments avec les diagrammes supplémentaires de force de cisaillement et de moment de flexion. Vous devriez avoir appris à préparer de tels diagrammes dans l'étude préalable de la résistance des matériaux. Ce qui suit est un résumé des types de contraintes dans chaque membre.

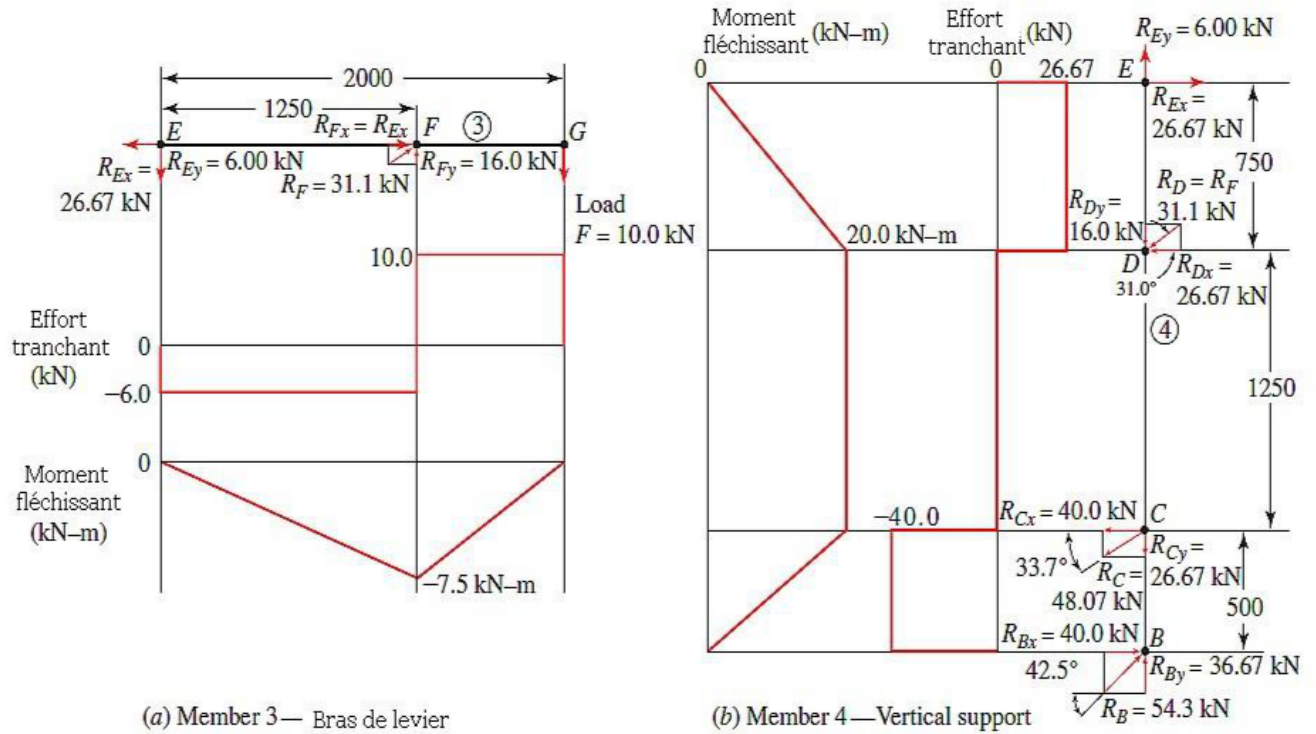


Fig. 4 Diagrammes de l'effort tranchant et du moment de flexion pour les éléments 3 et 4.

Membre 1 : l'étrésillon est en pure traction.

Membre 2 : Le soutient est en compression pure. Le flambement de la colonne doit être vérifié.

Membre 3 : La bras de levier agit comme un rayon en flexion. L'extrémité droite entre F et G est soumise à des contraintes de flexion et de cisaillement vertical. Entre E et F, il y a flexion et cisaillement combinés à une contrainte de traction axiale.

Membre 4 : Le support vertical subit un ensemble complexe de contraintes en fonction du segment considéré, comme décrit ici.

Entre E et D : contrainte de flexion, contrainte de cisaillement verticale et traction axiale combinées.

Entre D et C : contrainte de flexion et compression axiale combinées.

Entre C et B : contrainte de flexion, contrainte de cisaillement verticale et compression axiale combinées.

Joint de goupille : Les connexions entre les éléments de chaque joint doivent être conçues pour résister à la force de réaction totale agissant sur chacun, calculée lors de l'analyse précédente. En général, chaque connexion comprendra probablement une broche cylindrique reliant deux parties. La broche sera typiquement en cisaillement direct.

CHAPITRE II

MECANISME DE LEVAGE D'UNE GRUE A PONT ELECTRIQUE

1. Introduction

1.1. Dispositions générales [3,4]

Une grue est une machine cyclique conçue pour soulever et déplacer une cargaison dans l'espace, suspendue par un crochet ou maintenue par un autre organe élévateur.

Capacité de charge utile - poids de la cargaison Q , levé par une grue et suspendu au moyen de dispositifs de préhension de charge amovibles, et en leur absence suspendu directement par des dispositifs de levage fixes.

Les grues effectuent des opérations de manutention et de transport de base et sont largement utilisés dans les ateliers des entreprises, des entrepôts et d'autres. Ils sont souvent inclus dans le cycle de production et leur économie de fonctionnement sûr dépendent en grande partie.

Un avantage important est généralement l'emplacement des grues au-dessus des équipements principaux des ateliers et sur des rayonnages ouverts. Ils n'occupent pratiquement pas la zone utilisable pendant qu'ils la servent.

Les règles relatives à la conception et à la sécurité d'exploitation des grues fixent les exigences en matière de conception, de fabrication, d'installation, de démontage, de mise en service, d'exploitation, de réparation, de reconstruction et de modernisation des grues de levage à quai et de leurs composants.

Ce manuel traite des poutres de ponts roulants électrique d'usage général, équipées d'un corps de préhension cargaison sous la forme de crochets. La vue générale d'une telle grue est illustrée à la Fig.1. 1. Et Fig.1. 2.

Le fonctionnement de la grue est cyclique en mode intermittent, caractérisé par une alternance constante de mouvements ascendants le long du crochet avec ou sans charge et des sens de déplacement du chariot et de la grue. Dans ce cas, le poids de la cargaison transportée peut être différent de celui nominal. Tout cela affecte la nature des cycles de contraintes : dans les éléments des mécanismes de la grue, il est symétrique du fait de sa réversibilité ; Dans les structures métalliques, le cycle est principalement un cycle neutre.

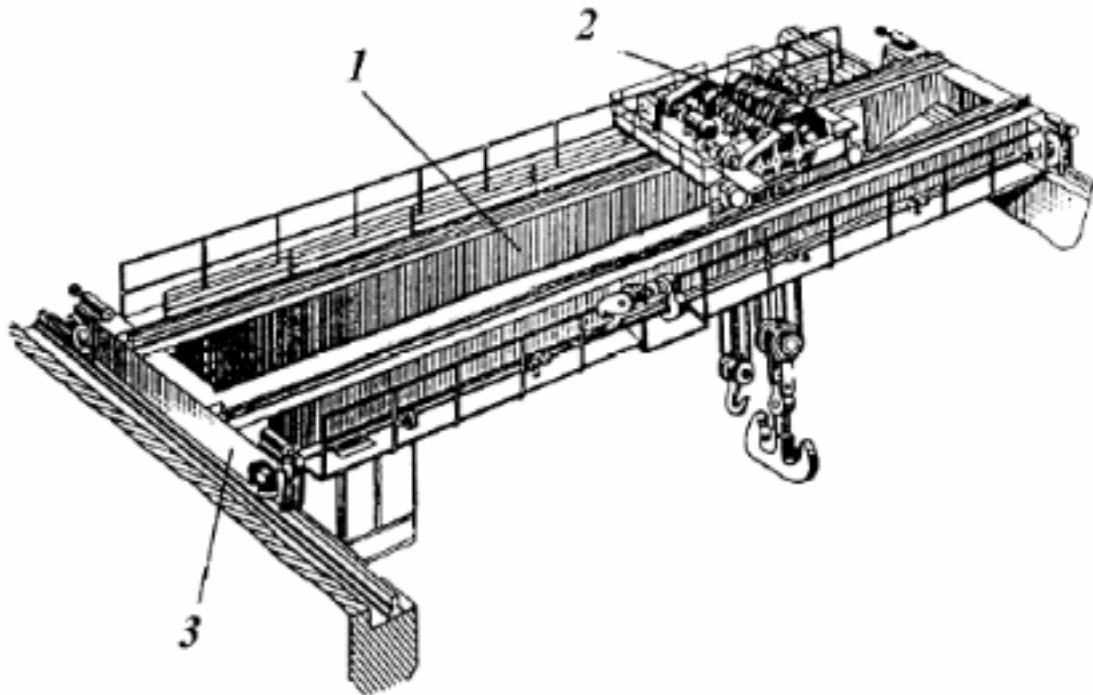


Fig.1.1. Chemin de roulement du chariot de levage. [5]

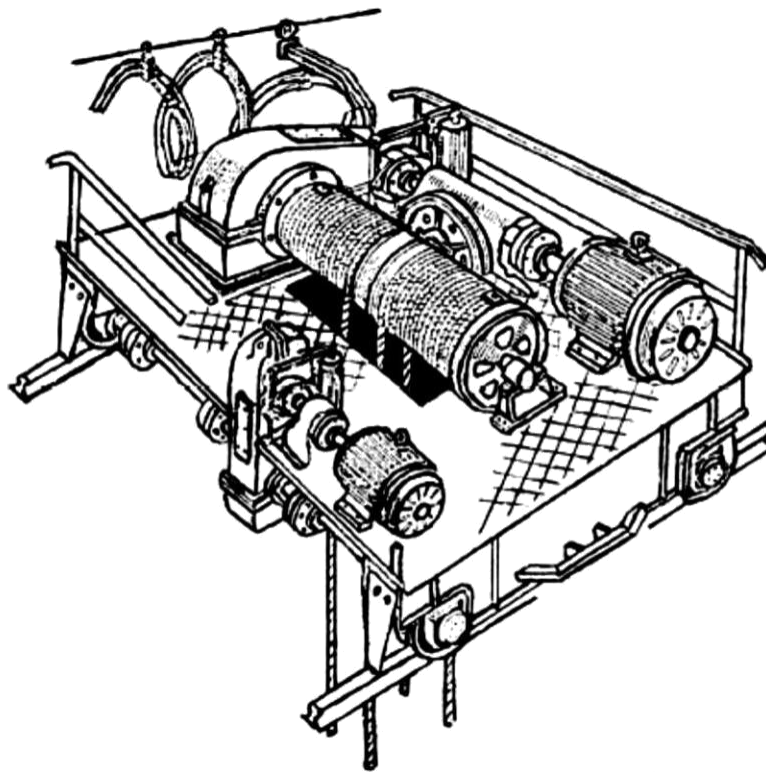


Fig 1.2 : Mécanisme de levage. [6]

. Brève description de la grue et des caractéristiques de calcul du mécanisme

2.1. Grues portique

Pont dont les éléments porteurs sont basés sur le chemin de la grue à l'aide de deux poteaux de soutien. Les grues à portique sont utilisées pour la maintenance d'entrepôts ouverts, d'aires de chargement, d'installation de structures et d'équipements, d'installations hydrauliques, de transbordement de grands conteneurs et de charges longues.[7]

La grue considérée est conçue pour fonctionner à une portée de $L = 20 \text{ m}$, la vitesse de levage $v_l = 0,27 \text{ m/s}$, mouvement du chariot $v_t = 0,47 \text{ m/s}$, mouvement du pont $v_k = 0,9 \text{ m/s}$, hauteur de levage $H = 12 \text{ m}$.

Les mécanismes de la grue fonctionnent sur un courant triphasé de 220 V, le mode de fonctionnement accepté des mécanismes est moyen.

La grue fig. 1.3 consiste en un pont soudé / réalisé sous la forme de deux poutres en forme de caisson (voir fig. 1.5, d) le long desquelles se déplace le chariot 2. Les équipements de commande (contrôleurs, une partie des équipements auxiliaires) et le grutier sont placés dans la cabine 3 suspendu à un pont roulant. La course du chariot est limitée par des interrupteurs de fin de course spéciaux installés sur le pont et par l'arrêt du moteur du mécanisme de mouvement lorsque le chariot se déplace au-delà des positions extrêmes. De plus, des butées sont installées aux extrémités du pont et le chariot dispose de tampons spéciaux ; les mêmes tampons 4 sont installés sur le robinet lui-même.

La figure 1.4 montre séparément le chariot de la grue à calculer.

Son mécanisme de levage consiste en un moteur électrique 1, dont l'arbre avec accouplement à goupille élastique 3 est relié à un engrenage cylindrique à deux étages 2. La rotation est transmise au tambour 5 par l'intermédiaire du réducteur 6. La moitié de l'accouplement 3 montée sur l'arbre est utilisée comme poulie de frein. Le mécanisme est freiné par un frein à sabot à course réduite (voir fig. 2.39) ; le moteur est arrêté lorsque le crochet dépasse les positions extrêmes par un fin de course de broche 4 relié à l'axe du tambour par une chaîne courte. L'avantage de ces interrupteurs réside dans la possibilité d'éteindre le mécanisme lorsque le crochet est en position basse. Leur inconvénient est légèrement moins fiable que les interrupteurs à levier les plus utilisés à l'heure actuelle.

Pour raccorder les arbres du moteur et la boîte de vitesses au lieu de l'accouplement à broches 3 installé dans la grue calculée, des accouplements à engrenages, généralement fabriqués avec une poulie de frein, sont largement utilisés. Ces accouplements sont

notamment recommandés par [4] pour les ponts roulants. Il convient de noter que même avec un alignement très soigné des arbres reliés, ces accouplements nécessitent une lubrification abondante des surfaces des dents. Il est généralement difficile de fournir une telle lubrification dans les conditions de fonctionnement de la poulie de frein, dont le chauffage est très important.

Les mécanismes de transmission pour le levage de grues modernes sont généralement réalisés par engrenages à denture droite. Sur la fig. 1.6 montre plusieurs de ces schémas. Dans les schémas de la fig. 1.6 a et b, les premiers engrenages à grande vitesse sont placés dans la boîte de vitesses, les engrenages à basse vitesse sont ouverts. Dans ces schémas, la boîte de vitesses a une taille relativement petite, le démontage et l'assemblage du mécanisme en cours de fonctionnement sont très simples.

Comme le montre la pratique du fonctionnement à long terme de telles grues, les mécanismes mis en place conformément à ces schémas fonctionnent de manière assez satisfaisante, même dans les conditions difficiles régnant dans les usines métallurgiques. Un inconvénient important du schéma 11, b est la présence de trois arbres ; il existe donc un risque de répartition inégale de la charge sur les supports de cet arbre et l'usure prématurée de ceux-ci ; pour éviter cela, dans le schéma de la fig. 1.6, a un accouplement est inséré entre la boîte de vitesses et l'arbre intermédiaire. Dans le schéma 11, b, tous les engrenages sont placés dans un bain d'huile. L'arbre de la boîte à engrenages est relié au tambour à l'aide d'un accouplement à engrenage spécial. Lorsqu'il est fabriqué en série, un tel système permet l'assemblage en bloc des composants de chariot à l'aide de boîtes de vitesses typiques, ce qui simplifie grandement la fabrication et l'assemblage du mécanisme en usine. L'inconvénient de ce schéma est la faible disponibilité pour l'inspection du nœud reliant la boîte de vitesses au tambour. À l'heure actuelle, ce système est largement utilisé par les usines de grues pour les grues de petite et moyenne capacité.

Dans le schéma 1.6. d, tous les engrenages sont également placés dans un bain d'huile. Afin d'exclure le troisième support de l'arbre du tambour, il n'y a pas de seul palier de support de cet arbre dans la boîte de vitesses. Avec un tel schéma, cependant, il est extrêmement difficile de concilier la correction de l'assemblage du dernier engrenage de la boîte de vitesses, elle est donc relativement rare.

Selon les schémas ci-dessus, des mécanismes de levage et d'autres grues à usage général sont réalisés, en particulier, décrits ci-dessous.

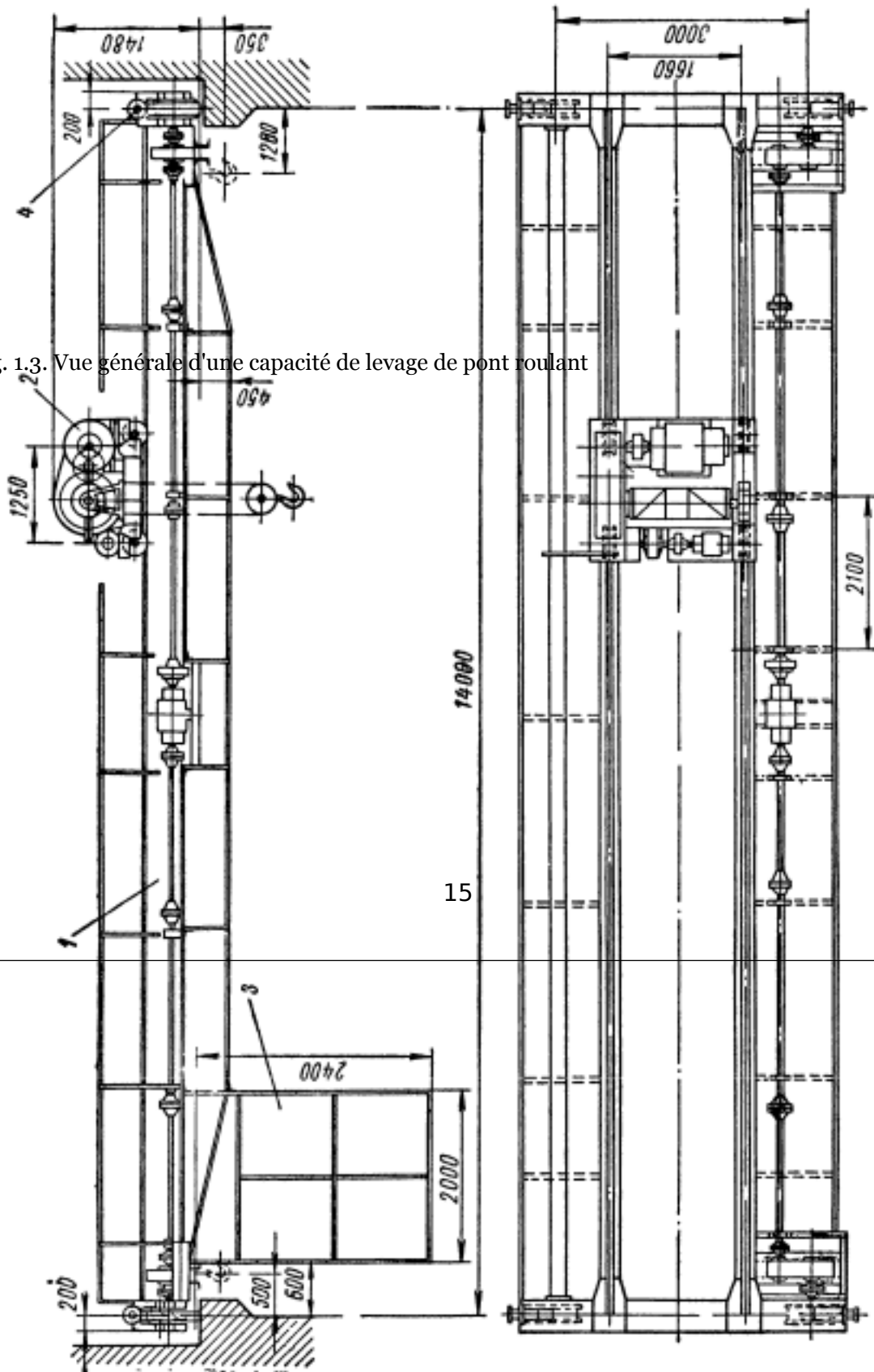


Fig. 1.3. Vue générale d'une capacité de levage de pont roulant

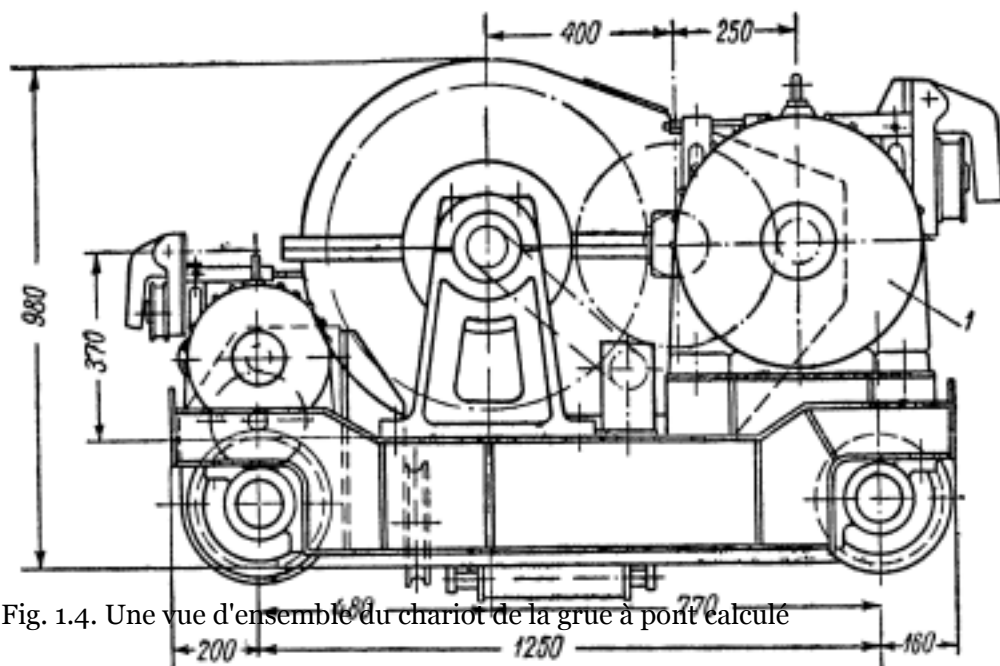
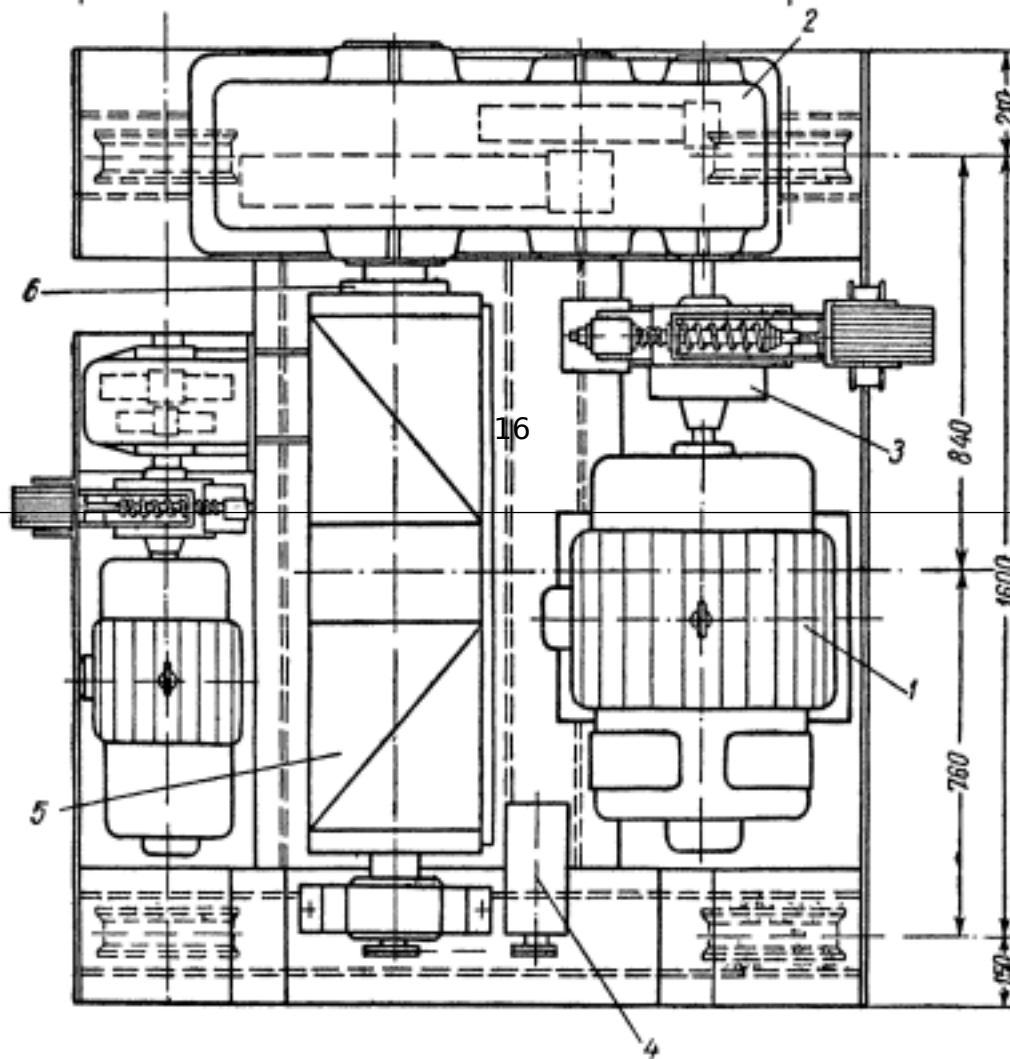


Fig. 1.4. Une vue d'ensemble du chariot de la grue à pont calculé



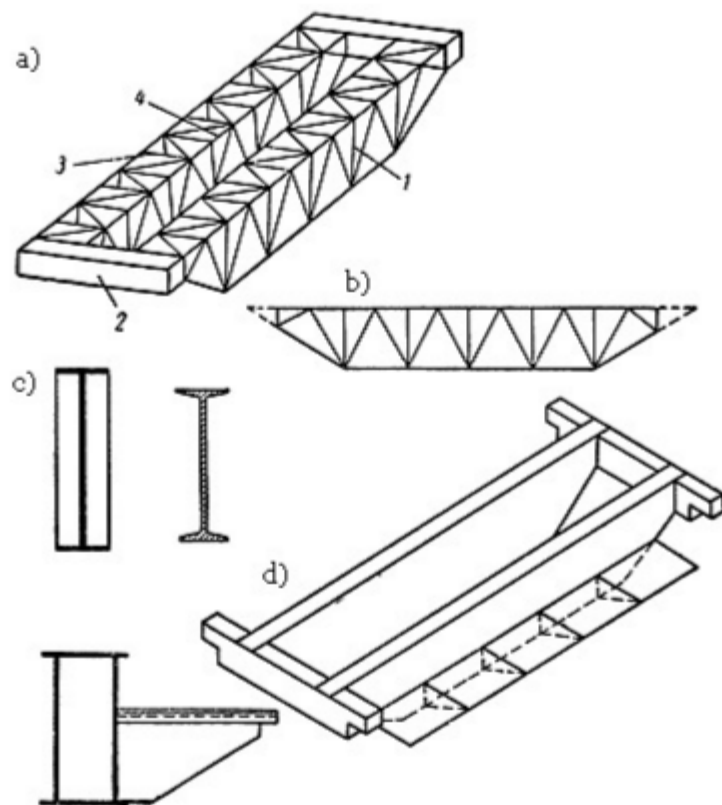


Fig. 1.5. Schémas de structures métalliques pour ponts roulants.

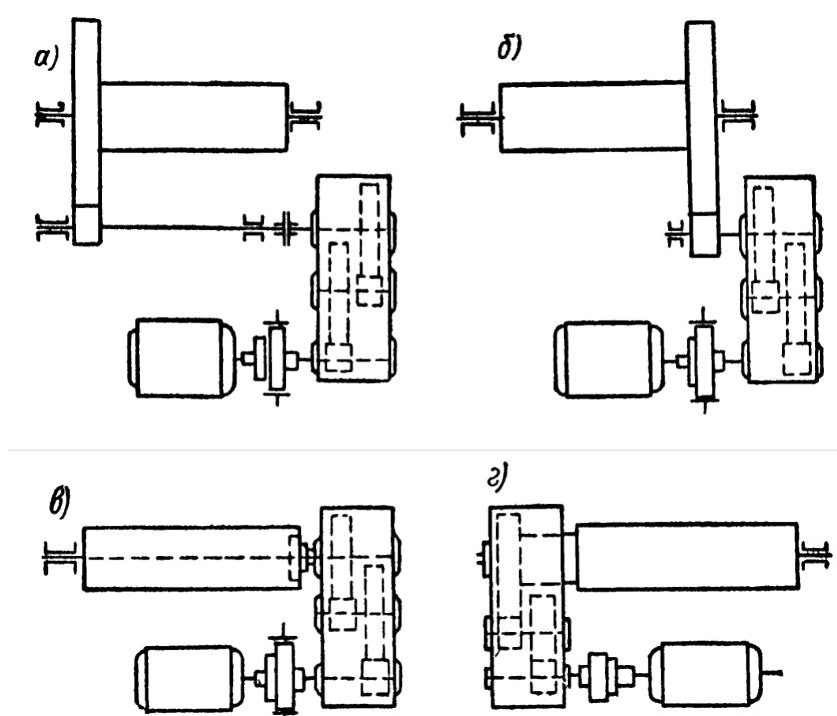


Fig. 1.6. Les versions d'engrenages des mécanismes de levage.[8]

CHAPITRE III

CALCUL DU MECANISME DE LEVAGE D'UNE GRUE

1. INFORMATIONS GÉNÉRALES

Les machines de levage et de transport sont les éléments de base de la mécanisation complexe des processus de production. Dans le système d'appareils de levage et de transport, certaines des machines les plus importantes sont des machines à fonctionnement périodique - il s'agit de grues de levage, dans lesquelles le mécanisme principal est un mécanisme de levage manuel ou entraîné par une machine avec un moteur d'entraînement (le plus souvent un moteur électrique). Afin de garantir la sécurité des opérations, les mécanismes de levage sont équipés de dispositifs de freinage. Les principaux problèmes de la théorie du calcul des paramètres de base du mécanisme de levage d'une grue à usage général seront discutés dans ce projet et un exemple spécifique de calcul est donné et peut être utilisé par les lecteurs lorsqu'ils effectuent des études de conception d'appareils de levage (Figs. 2.1 et 2.2).

Une grue de levage comprend généralement trois mécanismes : levage, déplacement et rotation, certains types de grues peuvent être dépourvus de mécanismes de mouvement ou de rotation. Le mécanisme de levage, monté sur un châssis fixe ou mobile séparé et utilisé en tant que dispositif de levage, est appelé treuil électrique.

A titre indicatif, la figure 2.3 montre les dimensions réelles d'une grue portique dont on étudie le mécanisme de levage..

En général, le mécanisme de levage (Fig. 2.4) consiste en un moteur électrique, un réducteur ou engrenage à vis sans fin, un tambour, un câble (ou une chaîne), des moufles (plusieurs poulies reliées par câbles), des freins et des accouplements. Un moufle est une collection de blocs mobiles et fixes enveloppant un élément flexible (corde ou chaîne). Les palans sont simples (Fig. 2.5) et doubles (Fig. 2.6). Les doubles palans sont couramment utilisés, dans les chariots des ponts roulants pour assurer un levage des charges strictement vertical. Dans d'autres cas, des palans simples sont utilisées.

La caractéristique principale d'un palan est sa multiplicité (rapport de transmission). La multiplicité d'un palan est le rapport entre le nombre de branches sur lesquelles la charge est suspendue et le nombre de branches allant au tambour. Les multiples correspondants de palan sont illustrés à la fig. 2.5 et 2.6.

Les palans sont introduits dans les mécanismes de levage de la grue aux fins suivantes :

- 1) Réduire la charge sur le câble ;

CHAPITRE III CALCUL DU MECANISME DE LEVAGE D'UNE GRUE

- 2) Réduire le moment de charge statique sur le tambour ;
- 3) Réduire le rapport de transmission requis de la boîte de vitesses ;
- 4) Réduction des charges dynamiques et amortissement des bobines.

En fin de compte, l'utilisation de palans nous permet d'obtenir des conceptions plus compactes de mécanismes de levage.

Les principaux paramètres techniques sont indiqués dans la tâche de conception du mécanisme de levage : capacité de charge nominale Q ou G (t),

Vitesse de levage charge (m/min),

Hauteur de levage I (m),

Temps de fonctionnement relatif (%),

Mode de fonctionnement.



Fig. 2.1 - Travaux de la grue portique dans l'entrepôt de bois.



Fig. 2.2 - Travaux de la grue portique dans l'entrepôt de produits longs.

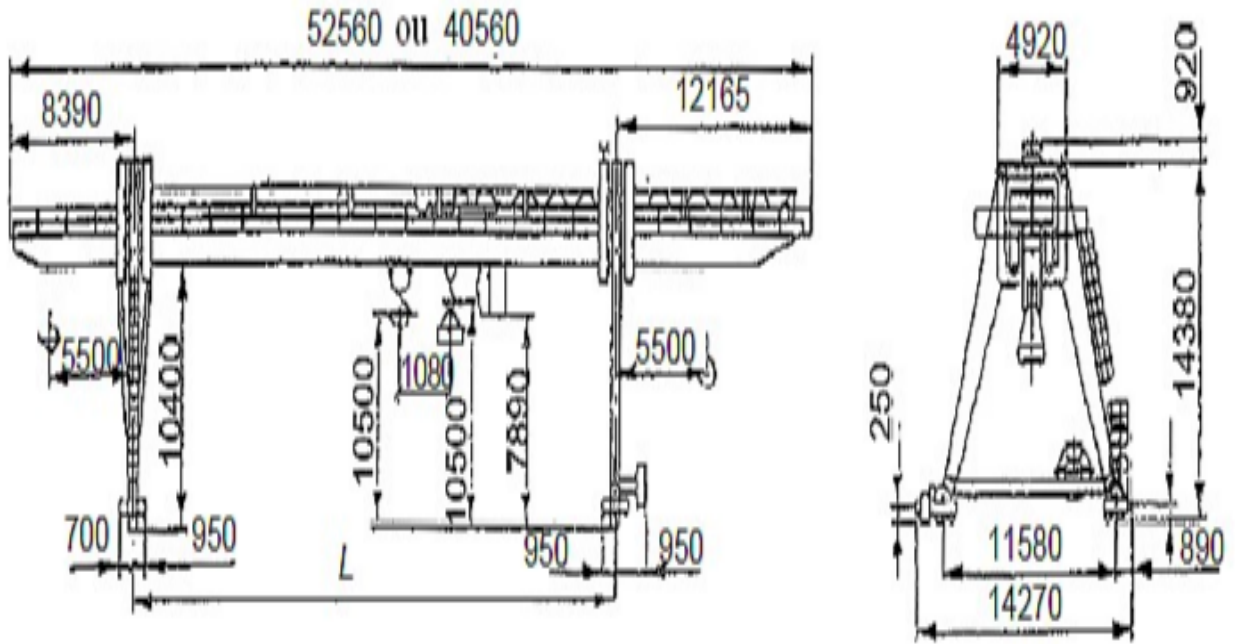


Fig. 2.3 : Vue d'ensemble d'une grue Portique, dimensionnement.

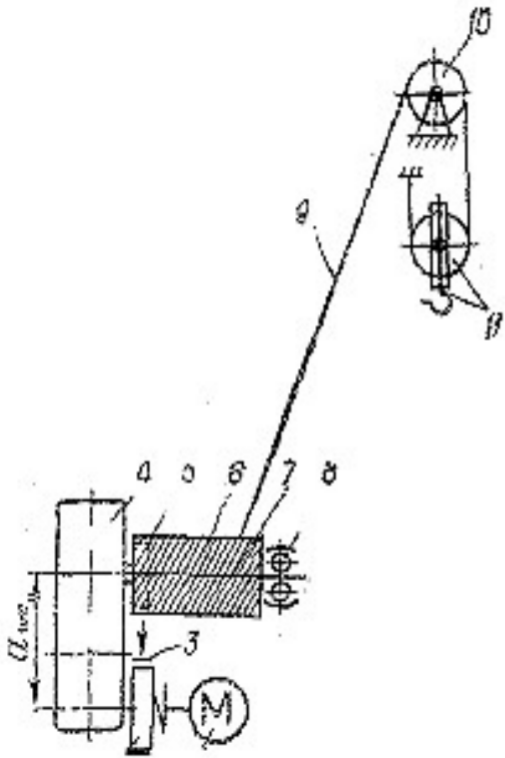


Fig. 2.4. Schéma du mécanisme de levage

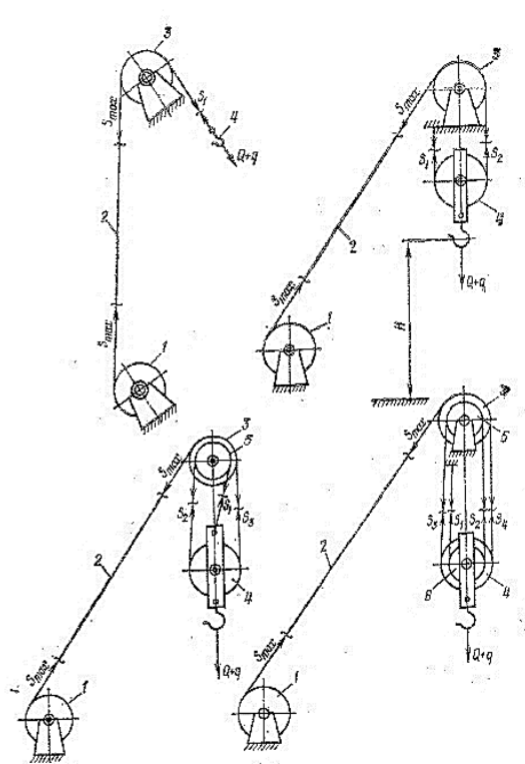


Fig. 2.5. Schémas e plans simples : 1 - tambour, 2 - câble, 3 et 5 - poulies fixes, 4 et 6 - poulies mobiles

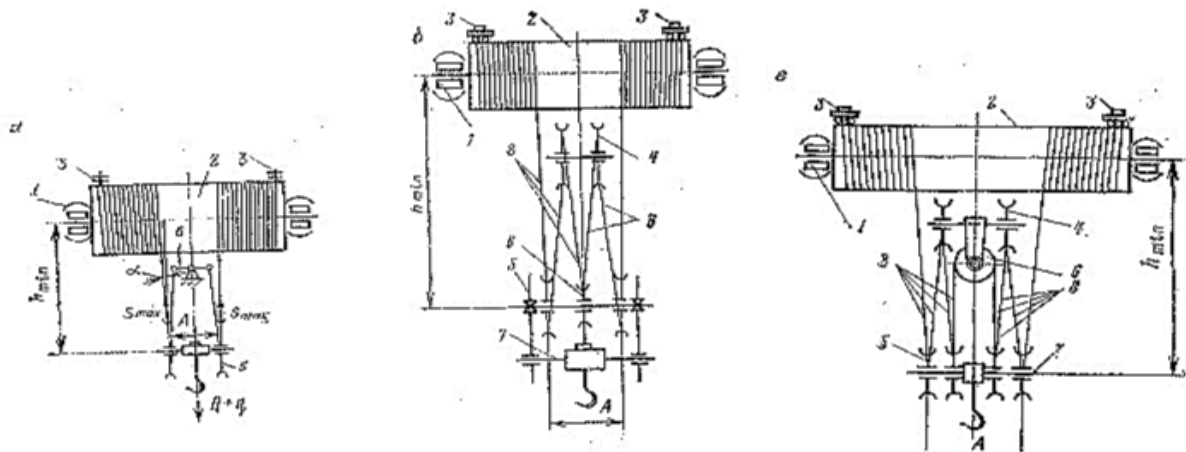


Fig. 2.6. Schémas des palans doubles.

2 - DISPOSITIONS DE BASE DE LA THÉORIE DU CALCUL [9]

Les grues de levage sont des machines périodiques avec des cycles de travail répétés : levage de la charge, rotation de la grue, mouvement léger de la charge, abaissement de la charge, retour à la position de départ, reprise et levage de la charge, etc. Le mécanisme principal de la grue est le mécanisme de levage, qui est composé le plus souvent avec une machine entraînée selon le même type de schéma : moteur électrique - dispositif de freinage - boîte de vitesses - accouplement - tambour - poulie (figure 2.7).

Le paramètre principal du mécanisme de levage est la capacité de charge G en tonnes (T).

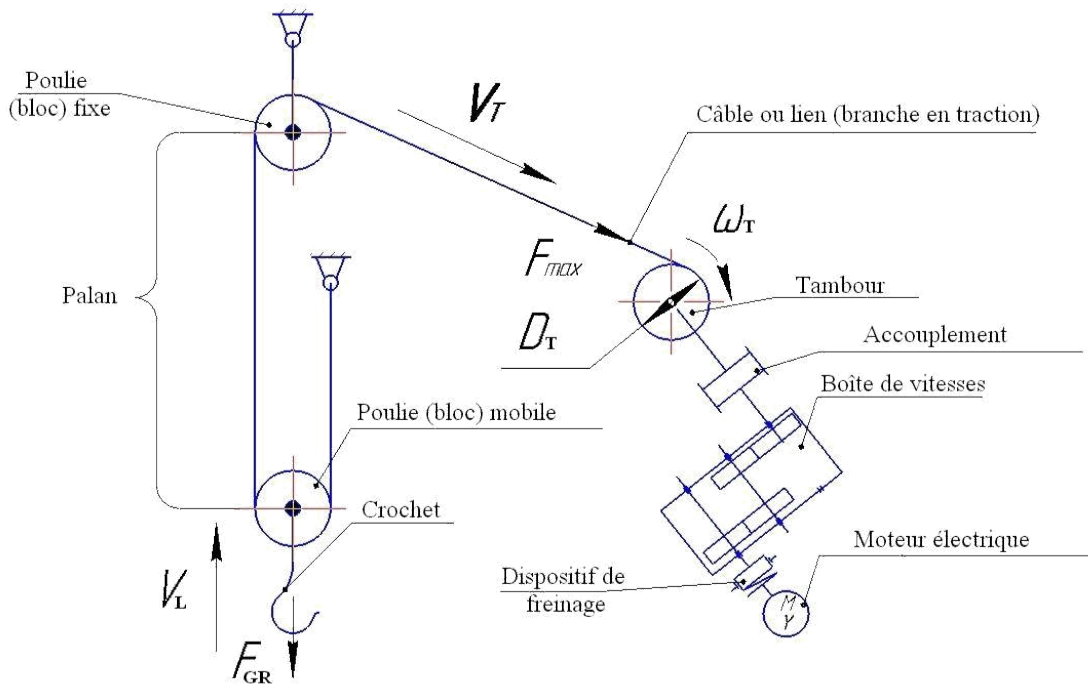


Fig.2. 7. Schéma du mécanisme de levage d'une grue avec un simple palan à câble à deux vitesses.

F_{GR} - charge de gravité, (charge G en tonnes)

V_L - la vitesse de levage, m / s ;

V_T - vitesse linéaire de la corde passant sur le tambour, m / s ;

D_T - diamètre du tambour, m ou mm ;

τ est la vitesse angulaire de rotation du tambour, rad / s .

Les questions théoriques des paramètres du mécanisme de levage d'une grue sont réduites aux calculs suivants.

3. PRINCIPES DE CALCUL DU MECANISME DE LEVAGE

3.1. Dispositions générales

Pour calculer le mécanisme de levage de la charge, il est nécessaire de sélectionner des données source parmi les principales caractéristiques de la grue :

- type de grue ; (Fig. 2.8).
- capacité de charge nominale (Q) ;
- vitesse nominale de levage de la charge (V_L) ;
- hauteur de levage maximale (H) ;
- groupe du mode de fonctionnement du mécanisme ;
- lieu d'installation du treuil de chargement.

Un exemple de calcul du mécanisme de levage de la cargaison est donné à l'aide des données source suivantes :

$$Q = 11 t ;$$

$$V_L = 0,25 m / s ;$$

$$H = 10 m ;$$

Groupe de mode de fonctionnement – $M7 (4M)$; ou bien $A3$.

Lieu d'installation du treuil de chargement - en permanence, sur la construction métallique de la grue ; (Fig. 2.9).



Fig. 2.8 : Type de grue - portique en porte-à-

*faux ; 3.2. **Choisir un système de suspension***

(Schémas de maintien de la corde (câble) d'un engin)

En fonction du type d'appareil de levage, du type de grue et de l'emplacement d'installation du treuil (sur le chariot ou sur les structures métalliques de la grue), le schéma du câble de levage est sélectionné (Fig. 2.10). Il devrait être guidé par les recommandations suivantes :

- pour les grues à tour, prendre un simple palan (Fig. 2.10, a) dans laquelle une branche du câble est enroulée sur le tambour ($z = 1$) et la seconde est fixée sur les structures métalliques de la grue ;*
- pour les grues à portiques et les ponts roulants, prenez le double palan, dans lequel les deux extrémités de la corde sont enroulées sur le tambour ($z = 2$). Un palan à deux tambours (Fig. 2.10, b), dont les cordes passent à travers des blocs mobiles fixés à des extrémités différentes de la traverse, doit être considéré comme doublé ;*

CHAPITRE III CALCUL DU MECANISME DE LEVAGE D'UNE GRUE

- Pour les poutres de grue d'une capacité de levage jusqu'à 5 tonnes, il convient de choisir un simple palan à chaîne.



Fig. 2.9 : Ponts à double poutre jusqu'à 50 tonnes.

La caractéristique principale d'un palan est sa multiplicité, qui dépend de son type et de la capacité de levage de la grue. La multiplicité du palan sélectionné est déterminée par le tableau 2.1.

Tableau 2.1 : multiplicité du palan recommandée.

Palan simple		Palan double	
capacité de charge, T	Multiplicité u_n	capacité de charge, T	Multiplicité u_n
Jusqu'à 1 T	1; 2	Jusqu'à 8	2
1,25...6,3	2; 3	10...16	2; 3
8...16	3; 4	20...32	3; 4
20...32	5; 6	40...50	4; 5

En présence de blocs (poules) de déviation (guide) dans le schéma de stockage du câble sélectionné, l'efficacité de chaque bloc installé sur des roulements doit être prise, $\eta_p = 0,98$. L'efficacité du palan η_n , en fonction de la multiplicité, est sélectionnée en fonction du tableau 2.

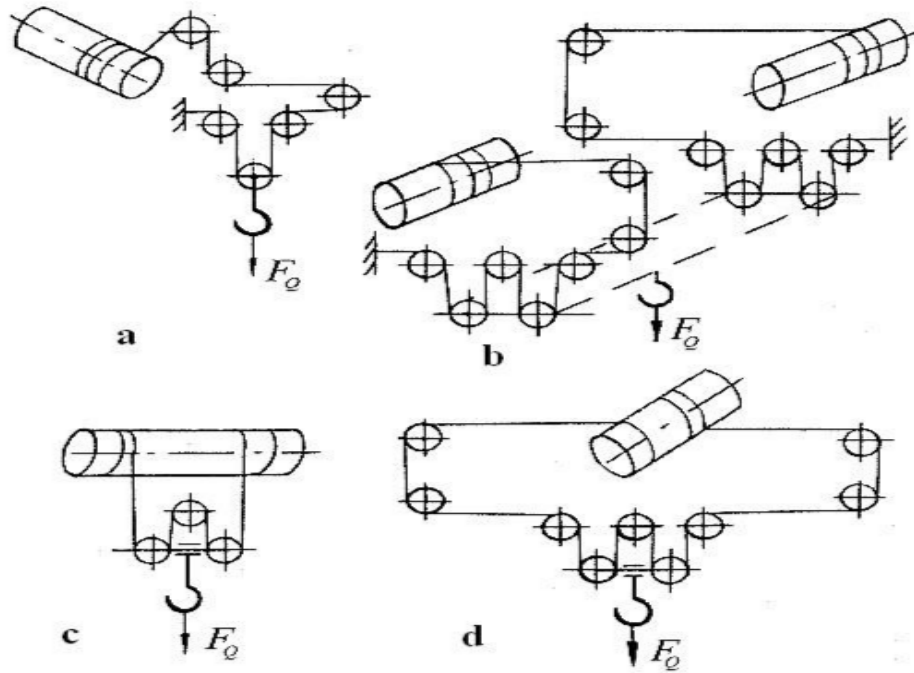


Fig.2. 10 : Schémas d'une corde de palan de cargaison :

a - pour une grue à tour; b - pour une grue à portique sans restriction avec des problèmes de chargement installés sur les structures métalliques de la grue; c - pour les grues et ponts roulants avec un treuil de chargement monté sur un chariot; d - pour une grue solo portique avec un treuil de fret installé sur la structure métallique de la grue..

Tableau 2.2 : Efficacité du palan de la grue

u_n	2	3	4	5	6	8	10
η_n	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,92

Pour l'exemple de calcul choisi, selon les recommandations que nous avons, nous avons :

Système de stockage de corde - Fig. 2.2 ;

Type de palan à chaîne - double, $z = 2$; Fig. 2.11

La multiplicité du palan - $u_n = 2$;

L'efficacité du palan à chaîne est $\eta_n = 0,99$ (tableau 2.2).



fig2.11 palan à chaîne - double

3.3. Sélection du diamètre du câble (Fig. 2.12)

Les câbles en acier de type LK-R ou LK-RO (lignes à six brins avec contact linéaire entre les couches et le noyau organique), le groupe de marquage des fils $\sigma = 1568 \text{ MPa}$ (Annexe A.1) sont généralement utilisés comme éléments flexibles de palans.

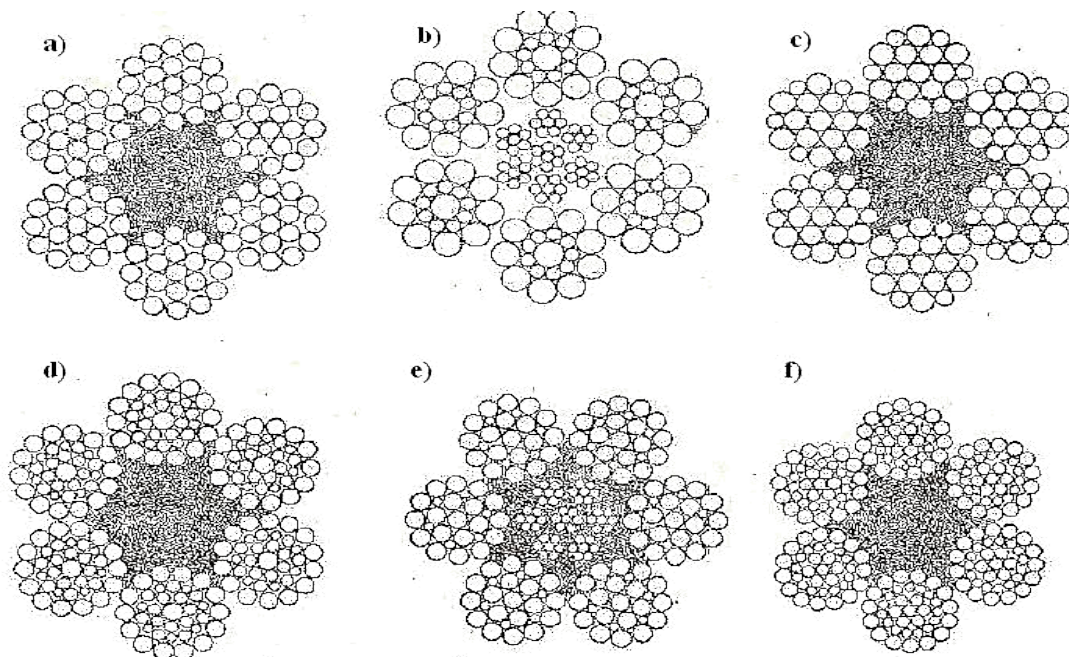


Fig. 2.12 Conception de câble en acier.

- a) $6 \times 19 + 1$ âme textile, b) $6 \times 19 + 7 \times 7$, c) 6×19 âme textile, d) $6 \times 36 +$ âme textile, e) $6 \times 25 + 7 \times 7$, f) $6 \times 37 +$ âme textile.

CHAPITRE III CALCUL DU MECANISME DE LEVAGE D'UNE GRUE

Selon les normes des Grues « Classification des mécanismes par mode de fonctionnement », en fonction des conditions d'utilisation, les modes de fonctionnement des mécanismes de levage sont répartis en six groupes : de (1M) à (6M), chacun étant déterminé par la classe d'utilisation et la classe de chargement. La classe d'utilisation reflète l'intensité d'utilisation du mécanisme pendant son fonctionnement.

La classe de chargement est déterminée par la valeur du coefficient K :

$$K = \sum (F_i)^3 \frac{\Sigma t_i}{F_{max}^3} \quad (1)$$

Où F_i est la charge agissant sur le mécanisme pendant le temps t_i pour une durée de vie donnée ;

F_{max} - la plus grande charge agissant sur le mécanisme pendant le cycle de travail ;

Σt_i est la durée totale d'action des charges sur le mécanisme pendant une durée de vie spécifiée.

En fonction de la combinaison de la classe d'utilisation et de la classe de la charge, un groupe du mode de fonctionnement des mécanismes est établi.

La norme internationale ISO 4301/1 énumère également les groupes de classification des modes de fonctionnement des mécanismes, désignés par M1, M2, ... M8. La correspondance des groupes de modes de fonctionnement des mécanismes selon ISO 4301/1 est donnée dans le tableau 1.3.

Selon la norme internationale ISO 4301/1, le diamètre du câble d_k est choisi en fonction de la valeur de la force de traction minimale F_0 calculée par la formule et comparée à la valeur indiquée dans l'annexe A.1 :

$$F_0 = \frac{F_b}{z_p} \quad (2)$$

Où F_b^{\uparrow} est la tension maximale dans une branche du câble enroulée sur un tambour lors du levage d'une charge (voir exemple ci-dessous) ;

z_p - le coefficient minimal d'utilisation du câble (le facteur minimal de sécurité du câble), déterminé à partir du tableau. 2,3.

CHAPITRE III CALCUL DU MECANISME DE LEVAGE D'UNE GRUE

Tableau 2.3 : L'utilisation minimale des câbles z_p

classement du groupe (mode) du mécanisme		z_p
selon ISO 4301/1		
M1		3,15
M2		3,35
M3		3,55
M4		4,0
M5		4,5
M6		5,6
M7		7,1
M8		9,0

Exemple :

Poids crochet : $q = 0.02 Q$.

La force de gravité de la charge et de la suspension du crochet, définie par la formule :

$$= (+ 0,02) = (12500 + 0,02.12500)9,8 = 124950$$

L'efficacité globale du palan à chaîne et des blocs (poulies) de dérivation :

$$\eta_0 = \eta \eta = 0,99 \cdot 0,98^6 = 0,877$$

$t = 6$ est le nombre de blocs de dérivation dans le schéma du circuit du câble.

Force maximale dans la branche en traction du câble lors du levage :

Résistance à la rupture minimale :

$$\begin{aligned} \uparrow &= \frac{124950}{6} = 20825 \text{ KN} \\ &= \frac{20825}{0,877} = 23757 \text{ KN} \\ &= 23757 \cdot 6 = 142542 \text{ KN} \end{aligned}$$

Dans l'annexe A.1 un câble à double pose du type de construction LK-R 6x19 + 1 âme textile, diamètre $d_c = 21$ mm, avec fils avec un groupe de marquage $\sigma = 1568$ MPa, force discontinue $F_0 = 222$ kN.

3.4 Choisir une suspension à crochet et en calculer les éléments

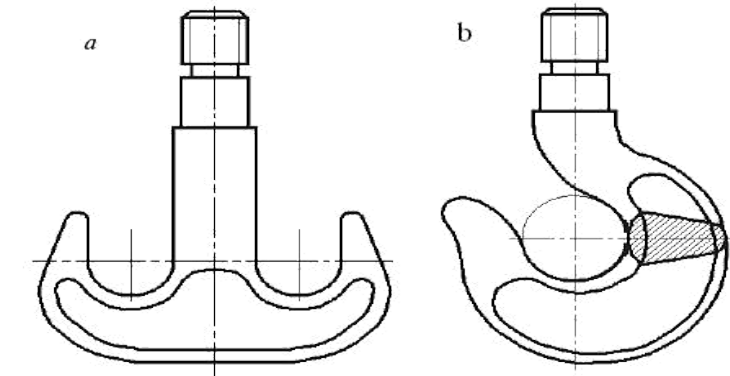


Figure 2.13 : Crochets : a - crochet à deux cornes ; b - crochet à une corne.

Le mécanisme de levage d'une grue est divisé en un treuil de levage, du moteur au tambour, inclus, et du câble de suspension de la charge - une suspension à crochet avec un palan à chaîne. Le choix de la taille standard d'une suspension à crochet (adj. 1) s'effectue sous deux conditions. Le premier - la capacité de charge de la suspension à crochet ne doit pas être inférieure à celle spécifiée, la seconde - le mode de fonctionnement de la suspension à crochet doit correspondre au mode de fonctionnement du mécanisme. La suspension à crochet standard sélectionnée détermine de manière unique la multiplicité du palan à chaîne

4. Dimensions géométriques du tambour et des poulies d'un palan

Les diamètres minimaux du tambour, des blocs (poulies) du palan et des blocs d'égalisation, enveloppés par des câbles en acier, sont déterminés par les formules :

$$D_1 \geq h_1 ; D_2 \geq h_2 ; D_3 \geq h_3 ; \quad (3)$$

Où D_1, D_2, D_3 sont les diamètres du tambour, du bloc du palan et du bloc égaliseur, respectivement, le long de la ligne médiane du câble enroulé ;

h_1, h_2, h_3 sont les coefficients permettant de sélectionner les diamètres du tambour, du bloc palan et du bloc égaliseur, respectivement; tableau 2.4.

Les diamètres calculés D_1, D_2, D_3 doivent être arrondis à la valeur standard la plus proche de la série 260; 300; 335; 400; 500; 510; 600; 630 mm [4].

CHAPITRE III CALCUL DU MECANISME DE LEVAGE D'UNE GRUE

Tableau 2.4 : Facteurs de sélection du diamètre, tambour h_1 , poulie h_2 et bloc égaliseur h_3 , respectivement.

Groupe de classification (mode) mécanisme	Facteurs de sélection diamètre		
	h_1	h_2	h_3
M1	11,2	12,5	11,2
M2	12,5	14,0	12,5
M3	14,0	16,0	12,5
M4	16,0	18,0	14,0
M5	18,0	20,0	14,0
M6	20,0	22,4	16,0
M7	22,4	25,0	16,0
M8	25,0	28,0	18,0

CHAPITRE IV
METHODES DE CALCUL

1.Introduction :

Les principales dispositions relatives au calcul des grues de levage sont définies par le document technique de base, qui décrit les caractéristiques des états limites, des charges, des types et des méthodes de calcul des grues de levage, ainsi que la liste des méthodes et normes de calcul de certains types de grues, de leurs mécanismes et de leurs éléments.

Les limitations sont l'état des grues ou de ses éléments, en raison d'exigences de sécurité ou de prévention de la détérioration, dans lesquelles leur fonctionnement est impossible ou techniquement irréaliste.

Faites la distinction entre les charges réglementaires, aléatoires et équivalentes. Les charges réglementaires sont caractérisées par des valeurs établies sur la base des caractéristiques de la grue, de ses éléments et des actionneurs de mécanismes, des conditions de fonctionnement attendues de la grue. Les charges aléatoires sont des écarts par rapport aux charges réglementaires. L'équivalent est la charge en mode stationnaire, causant les mêmes dommages à l'objet pendant la durée de vie considérée que la charge réelle en mode non stationnaire. Les charges de base suivantes doivent être prises en compte dans les calculs des grues : poids (poids de la grue, poids de la charge) ; les charges de vent, de la neige et du givre, des changements de température ambiante ; charges dynamiques.

2. Résistances statiques des mécanismes de grue

Le moment (Nm) des résistances statiques (moment des forces de résistance en mouvement stabilisé, moment statique) sur l'arbre du moteur pour les mécanismes :

1) levage :

Lors du levage de cargaison

En baissant la charge

$$\frac{M_{st} + M_{d} + M_{v} + M_{n} + M_{g} + M_{t}}{n} \tag{4}$$

2) mouvement :

$$= \frac{M_{st} + M_{d} + M_{v} + M_{n} + M_{g} + M_{t}}{n} \tag{5}$$

3) changement d'angle de relevage (la pente de la flèche relevable)

4) changements de départ en déplaçant le chariot le long de la flèche

(6)

1) Rotation

$$= \left(\frac{\dots}{2 \cdot 10^6} + \dots \right) \cdot 1$$

3. Mécanisme de levage de charge

(7)

3.1 Modèles d'entraînement

(8)

Le mécanisme de levage d'un pont roulant à usage général (Fig. 3.1) comprend un moteur électrique, une transmission mécanique (boîte de vitesses), un corps de travail sous la forme d'un tambour de chargement sur lequel est enroulé le câble d'un système de cordage bloc. Les blocs de suspension à crochet sont des éléments d'un palan.

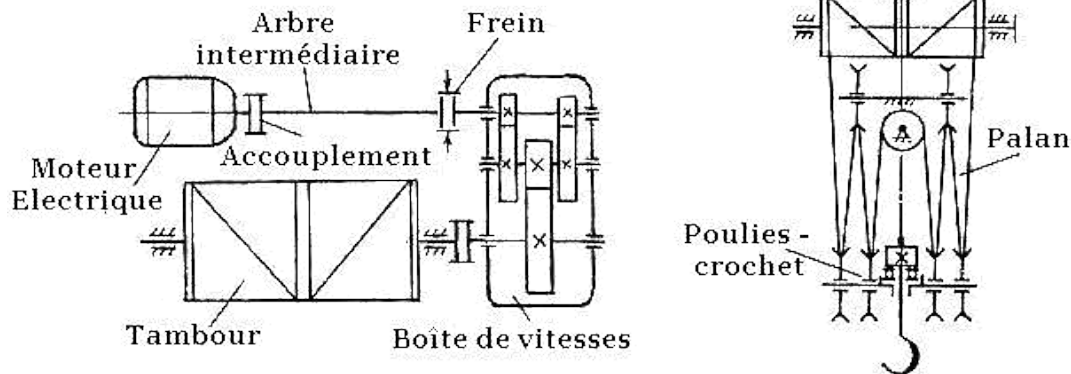


Fig. 3.1 mécanisme de levage.

La transmission du couple du moteur à la boîte de vitesses et au tambour peut être effectuée selon plusieurs schémas.

1) Un arbre intermédiaire à grande vitesse est connecté aux accouplements du moteur et de la boîte de vitesses (Fig. 3.2) et le frein est serré sur l'arbre de la boîte de vitesses du mécanisme de levage, conformément aux règles. Ceci protège les éléments de connexion du nœud de la charge lors du freinage du mécanisme. La poulie de frein est fabriquée sur la base du demi-accouplement à disque.

Les arbres connectés doivent être centrés, car leurs déplacements angulaires et radiaux (Fig. 3.3) créent des charges radiales supplémentaires sur les arbres et la probabilité de leur défaillance. Les arbres intermédiaires associés aux demi-accouplements permettent aux essieux de se déplacer jusqu'à 1°. Bien évidemment, le déplacement radial h des arbres est directement proportionnel à la longueur de l'arbre intermédiaire.

2) Le moteur est relié à une extrémité de l'arbre à grande vitesse de la boîte de vitesses par un accouplement et un frein est installé à l'autre extrémité (Fig. 3.2). Un tel système est utilisé dans le cas de conditions de fonctionnement difficiles et de la possibilité de surchauffe de la poulie de frein et de l'accouplement, ainsi que de la pénétration d'huile liquéfiée dans la surface de la poulie. Également utilisé pour des considérations d'arrangement du mécanisme. Dans les calculs dynamiques, du fait de l'absence d'un embrayage, le moment d'inertie total des éléments en rotation de l'arbre à grande vitesse est réduit. Cela entraîne une diminution du temps de démarrage du mécanisme et, alternativement, une diminution de la puissance du moteur à un moment de démarrage ou une valeur d'accélération donné.

3) Le moteur est connecté à la boîte de vitesses (Fig. 3.4) sans arbre intermédiaire : a) le frein est installé à l'autre extrémité de l'arbre à grande vitesse ; b) le demi-accouplement de l'arbre haute vitesse est conçu comme une poulie de frein. Les schémas sont compacts et simplifiés du fait de l'absence d'un arbre intermédiaire et d'un accouplement, mais cela augmente les exigences en matière d'alignement d'arbre (décalage $\leq 30'$).

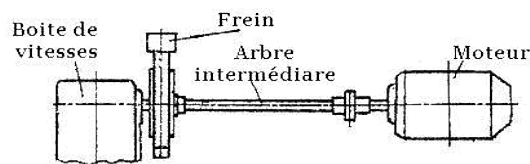


Fig. 3.2

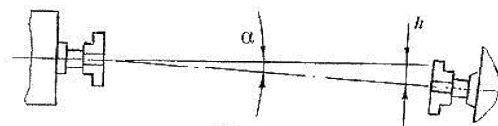


Fig. 3.3

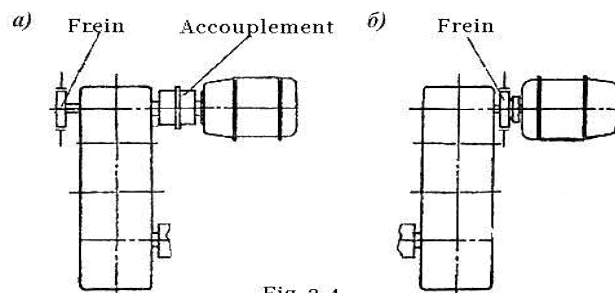


Fig. 3.4

3.2. Palans et cordes

Les palans sont des systèmes de blocs fixes et mobiles, se pliant avec un corps de traction flexible (le plus souvent une corde) et servant à augmenter la force - action directe ou vitesse - action inverse.

Le paramètre principal du palan à chaîne, **la multiplicité u** , est le rapport entre les branches du câble sur lequel la charge est suspendue et le nombre de branches enroulées sur le tambour. Pour le mouvement strictement vertical des marchandises sur les ponts roulants on utilise des doubles palans (Fig. 3.5), dans lesquels deux branches d'une corde sont enroulées sur un tambour avec un fil droit et un fil gauche. Dans le même temps, ils sont toujours situés symétriquement par rapport au centre du tambour, ce qui crée une charge uniforme sur les paliers du tambour et de la roue du chariot lorsque la charge est levée. Les palans doubles sont constitués de deux paliers parallèles à simple effet et chacun d'eux a une demi-charge. Pour les doubles palans caractérisés par la présence de blocs d'égalisation (ou d'équilibreurs). Les doubles palans ($z= 2$) réduisent de moitié la charge sur les cordes.

Le poids de la charge, qui est attaché au crochet de la suspension du palan à double chaîne, crée une charge dans chaque branche du câble (sans prendre en compte les pertes) :

$$= \frac{\quad}{2} \tag{9}$$

3.2.1 Fréquence d'un palan

Il a une grande influence sur de nombreux indicateurs constructifs et économiques de la machine. Les palans vous permettent de : réduire la charge sur le câble, réduire le diamètre du câble, des poulies et des tambours, choisir les boîtes de vitesses appropriées, les moteurs électriques et les freins. Dans ce cas, il devient possible d'unifier les machines, c'est-à-dire l'utilisation d'éléments identiques de mécanismes pour des grues de capacité différente en modifiant la multiplicité du palan à chaîne.

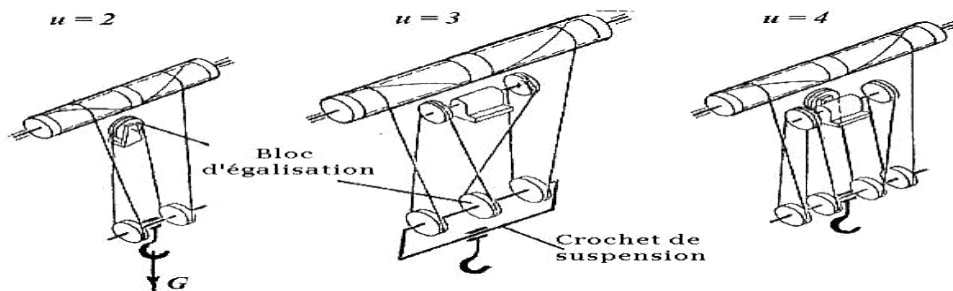


Fig. 3.5 Palans.

La multiplicité du palan u est adoptée conformément aux recommandations, en fonction de la capacité de la grue ;

$$Q=1 \dots 10T \quad u=2$$

$$Q=10 \dots 15T \quad u=2 \dots 3$$

$$Q=20 \dots 30T \quad u=3 \dots 4$$

L'efficacité (rendement) du palan dépend du nombre de poulies, y compris de dérivation, s'ils sont disponibles. À mesure que la multiplicité augmente, le nombre de poulies augmente, ce qui entraîne une diminution de l'efficacité du palan.

L'efficacité de la poulie $\eta_{6.7}$ tient compte de la rigidité de la corde, de l'angle de sa circonférence, des frottements dans le support et s'exerce en pratique en fonction de la conception du support conformément aux règles :

Sur des paliers lisses $\eta_{6.7} = 0,95 \dots 0,96$;

Sur les roulements $\eta_{6.7} = 0,97 \dots 0,98$.

L'efficacité (rendement) du palan à chaîne est déterminée par la formule :

(10)

Ensuite, la tension maximale de la corde à la place de l'enroulement sur le tambour, en tenant compte du poids de la suspension ($\approx 2\%$ du poids de la charge) :

$$\sigma = \frac{G + Q}{S} = 10 \frac{1 - \eta_{6.7}}{1 - \eta_{6.7}^u} \quad (11)$$

Où G et Q sont le poids (kN) et la masse (t) de la charge nominale.

3.3 Les cordes (câbles)

Les premiers câbles d'acier ont été fabriqués en Allemagne en 1834 et appliqués à l'élevateur de mines dans la ville de Harz. Pour les engins de levage, les câbles sont fabriqués conformément aux normes en fil d'acier galvanisé d'un diamètre de **0,2 ... 3 mm** avec une résistance à la traction allant jusqu'à $\sigma_B = 2000 \text{ MPa}$.

Les cordes sont constituées de fils torsadés en brins, eux-mêmes torsadés autour d'un noyau, le plus souvent organique. Sur les tambours rayés de grues polyvalentes, il est recommandé d'utiliser des câbles de type TK à contact linéaire avec pose croisée ou unilatérale, à partir de brins non tordants et à noyau organique. Par rapport aux câbles à contact ponctuel, ils ont une surface plus lisse avec un meilleur remplissage de la section, plus flexible, moins d'usure des

blocs et des tambours (surface de contact accrue). De plus, en comparant les câbles du centre commercial, le remplissage de la section augmente de 30 à 50% leur résistance à la rupture et leur durée de vie.

Selon les règles, les câbles sont sélectionnés en fonction de **la résistance à la rupture nominale F_0** en fonction de la tension statique maximale **S_{max}** et du **facteur d'utilisation du câble Z_p** (tableau 3.1), pris en fonction du mode de fonctionnement :

$$\sigma = \frac{S_{max}}{F_0} \cdot Z_p \tag{12}$$

Où **F** est la valeur tabulaire de la résistance à la rupture de la corde.

Recommandé pour les ponts roulants de choisir des cordes types (Tableau 3.2 ... 3.4 en annexe)

Tableau 3.1 Valeurs minimales des coefficients d'utilisation des câbles

Groupe de classification (mode de fonctionnement)	Câbles	
	Mobiles	Fixes
	Z_p	
M4	4.0	3.5
M5	4.5	4.0
M6	5.6	4.5
M7	7.1	5.0
M8	9.0	5.0

LC - R 6 × 19 (1 + 6 + 6/6) +1 o.c

Interprétation :

R - différent, 6x19 - six brins, entre parenthèses - le nombre de fils dans le brin par couches ;
o.c. - noyau organique.

Les principaux paramètres sont indiqués : désignation et définition du type, force de rupture **F** , diamètre **d_k** , groupe de marquage **σ_B** , type de revêtement. Vous pouvez prendre du fil non enduit (à droite de la ligne grasse) ou galvanisé. Lorsque la grue est utilisée dans un environnement poussiéreux, un câble avec un fil de plus grand diamètre dans la couche externe est accepté, et pendant le transport du métal liquide, avec un noyau métallique.

Exemples de calculs

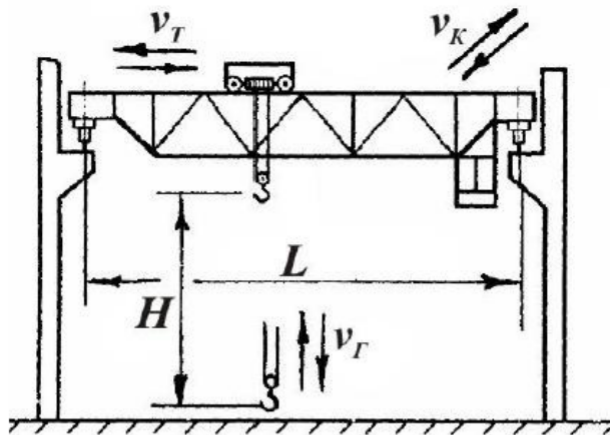


Fig. 3.6

Fig. 3.6 : Données communes pour la grue étudiée et le pont roulant de cette figure.

- Capacité de chargement - $Q = 11$ t
- Hauteur de levage - $H = 12$ m
- Portée de la grue - $L = 20$ m
- Vitesse :
- Charge de levage - $v_l = 0,27$ m / s
- Mouvement du chariot - $v_t = 0,47$ m / s
- Mouvements de la grue - $v_k = 0,9$ m / s
- Mode de fonctionnement - M7
- Mode moteur - S4

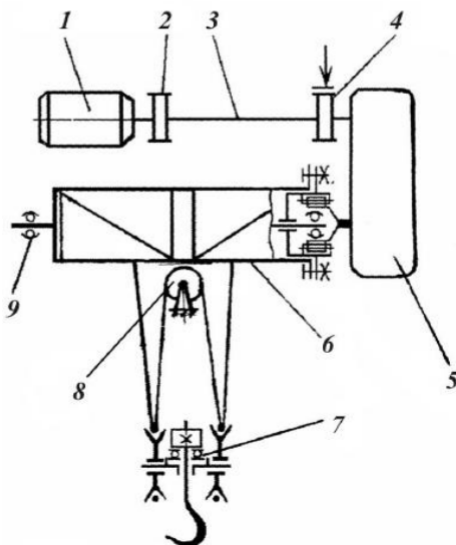


Fig. 3.7

Fig. 3.7 : Système de levage.

- 1 - moteur électrique ;
- 2 - couplage ;
- 3 - arbre intermédiaire ;
- 4 - embrayage avec frein ;
- 5 - boîte de vitesses avec une tige sous la forme d'un manchon d'engrenage ;
- 6 - tambour (avec un porte-pignon) ;
- 7 - suspension à crochet ;
- 8 - bloc de nivellement ;
- 9 - butée
- 10 - connexion boulonnée

Le couple entre le moteur et l'arbre de la boîte de vitesses est transmis par le biais de l'accouplement et de l'arbre intermédiaire, ce qui permet de compenser le désalignement des axes du moteur et de la boîte de vitesses. Le demi-accouplement avec la poulie de frein et le frein est monté sur l'arbre de la boîte de vitesses conformément aux règles. Le moment entre la boîte à engrenages et le tambour est transmis par l'accouplement à engrenages et la liaison boulonnée de la crémaillère et du tambour. Un tel système est compact et largement utilisé sur les ponts roulants de petite et moyenne capacité, dans lesquels le mécanisme de levage fait partie du camion de transport de marchandises.

Selon les recommandations, pour un mécanisme de levage avec $Q = 11 \text{ t}$, nous prenons une double poulie avec une multiplicité $u = 2$, un tambour avec des tours de fil droit et gauche. Cela garantit le mouvement vertical de la cargaison lorsque celle-ci est levée et abaissée. Lors de

l'installation des poulies sur des roulements $\eta_{6.7} = 0.98$

Effacité d'un palan (équation 1) :

$$\eta = \frac{1 - \eta_0}{(1 - \eta_0)^2} = \frac{1 - 0.98}{(1 - 0.98)^2} = 2.2099$$

La tension maximale sur chacune des deux branches de la corde incidente sur le tambour lors du levage d'une charge (équation 2) :

$$T = \frac{Q}{2 \cdot \eta} = \frac{110}{2 \cdot 2.2099} = 24.7 \text{ kN}$$

Selon les règles de choix d'une corde, nous calculons d'abord la résistance à la rupture

Où $Z_p = 7.1$ est le facteur d'utilisation du câble pour le mode de fonctionnement M7 (tableau 3.1).

Nous adopterons (Tableau 3.3) un câble de type **LC - R** à double montage de $6 \times 36 (1 + 7 + 7/7 + 14)$ de construction + 1 o.s. avec une résistance à la rupture $F = 197,5 \text{ kN}$ et un groupe de marquage (résistance à la traction) $\sigma_B = 1578 \text{ MPa}$ avec fil galvanisé. Diamètre de corde $d_k = 20 \text{ mm}$.

3.4 Crochets et suspensions (Fig. 3.8)

Les crochets sont des appareils de levage universels. Ils sont fabriqués par poinçonnage ou forgeage libre à partir d'aciers à faible teneur en carbone, par exemple l'acier 20, $\sigma_B = 420 \text{ MPa}$. Conformément à la norme ISO, les nuances d'acier suivantes sont utilisées à cette fin : L - faible teneur en carbone, $\sigma_B = 300 \text{ MPa}$, M - résistance accrue, $\sigma_B = 400 \text{ MPa}$ (selon ISO $P_m = \sigma_B$).

Les crochets sont choisis en fonction de la capacité de charge et du mode de fonctionnement (tableau 3.5), et la capacité de charge du crochet sélectionnée conformément au tableau doit être légèrement supérieure à celle spécifiée. Les crochets des ponts roulants sont généralement installés dans des suspensions.

Les suspensions à crochet ont une taille normale (longue) et courte (Tableau 3.6 ... 3.7 en annexe). Pour les ponts de pont ayant une capacité de charge relativement faible, il est recommandé de prendre une suspension courte autant que possible.

Tableau 3.5
Capacité de charge des crochets simples pour
les appareils de levage entraînés par des moteurs.

Numéro d'approvisionnement	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<i>Capacité de charge, en t</i>									
M6	2.0	2.5	3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	12.5	16
M7;M8	2.0	2.5	3.2	4.0	5.0	6.3	8.0	10	12.0

Dans la suspension courte (Figure 3.8), des crochets et des blocs sont installés dans la traverse. La marge de sécurité estimée en raison de sa responsabilité et de la complexité de la configuration doit dépasser de trois fois la limite d'élasticité du matériau. Le crochet est installé dans la traverse du roulement à billes de poussée et est maintenu par l'écrou. L'écrou est verrouillé avec une sangle ou d'une autre manière (les goupilles fendues ne sont pas autorisées). Dans une suspension normale (longue), l'essieu avec le bloc est réalisé séparément de la traverse et est relié par des flasques.

Dans la désignation du type de suspension à crochet normal, le premier chiffre correspond au nombre de blocs de la suspension, le second à la capacité de charge en tonnes ; la troisième est le diamètre du bloc le long du fond de la gorge en mm. Par exemple : une suspension de grue à crochet 1-3,2-336 a un bloc d'un diamètre de 336 mm et est conçue pour une charge de 3,2 tonnes.

Le matériau et la section des crochets doivent être choisis de manière à obtenir une marge de sécurité minimale de cinq fois. La même marge de sécurité doit être garantie dans le corps et dans le tourillon du crochet après le traitement. Les crochets après le tissage doivent être complètement recuits.

Le noyau du crochet est calculé sur la tension dans la section transversale de la partie coupée (diamètre d_0).

Contrainte de traction admissible pour les crochets légers $\sigma_{adm} = 300 \text{ à } 600 \text{ kg/cm}^2$, pour les crochets avec une capacité de levage supérieure, de $600 \text{ à } 1000 \text{ kg/cm}^2$.

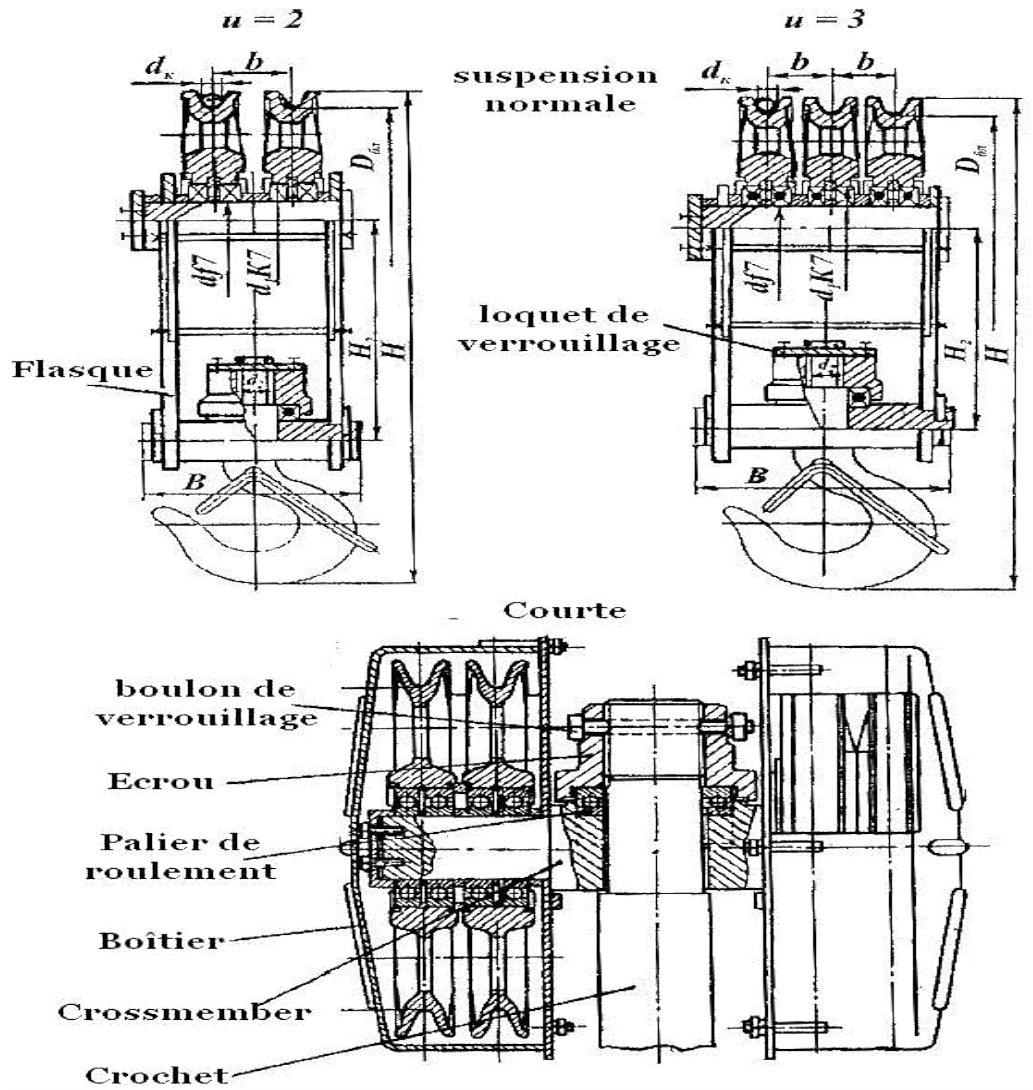


Fig. 3.8 Suspensions normale et courte.

4.CALCUL DE LA SUSPENSION DU CROCHET

Conception de la suspension. La figure 3.9 présente deux schémas de principe des suspensions couramment utilisées dans les grues polyvalentes : avec la disposition supérieure (Fig. 3.9 a) et inférieure (Fig. 3.9 b) des blocs. Avec le deuxième schéma adopté dans la grue calculée, il est possible de réduire considérablement l'approche du crochet au tambour, ce qui est parfois

essentiel ; Cependant, ce schéma ne peut être appliqué qu'avec un nombre pair de blocs.
Lorsque le nombre de blocs est supérieur à quatre, la suspension devient trop lourde.

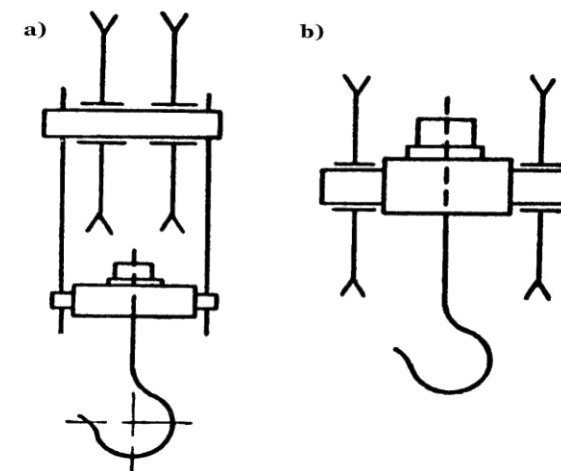


Fig. 3.9 Système de suspension au crochet.

La figure 3.10 montre un dessin de la suspension de la grue en cours de calcul. Il consiste en un crochet 6 sur la partie coupée duquel un écrou est vissé / qui repose sur la butée à billes 2. Le roulement vous permet de faire pivoter facilement la charge levée dans la position souhaitée. Selon les règles, le dispositif d'un tel support est obligatoire avec une capacité de charge de la grue de 3 tonnes et plus. Le roulement 2 repose sur la traverse 4 sur laquelle tournent les blocs du palan à chaîne monté sur roulement à billes.

Pour la sécurité du travail et la protection des câbles contre la chute, les blocs sont fermés avec des logements spéciaux soudés 5. La lubrification des paliers des blocs est compatible avec les graisseurs 7 vissés aux extrémités des tourillons de traverse. Les bagues d'étanchéité en feutre 3 sont utilisées pour empêcher le lubrifiant de s'échapper des roulements.

Calcul du crochet. Sur la base de la capacité spécifiée $Q = 11\ 000\ \text{KN}$ et du mode de fonctionnement moyen M7, nous avons choisi le crochet simple 16 avec une capacité de levage de 11 t. L'acier 20 avec une limite de fatigue $\sigma_1 = 1200\ \text{KN/cm}^2$ et une résistance à la traction de $\sigma_B = 4200\ \text{KN/cm}^2$ et une limite d'élasticité $\sigma_T = 2500\ \text{KN/cm}^2$ sont pris comme matériau du crochet.

Coupe de cou de crochet - métrique M56 avec un diamètre interne $d_s = 48,4\ \text{mm}$. Nous vérifions les tailles de crochet choisies dans les sections I - I, II - II et III - III (fig. 3.10).

Dans la section I - I le cou du crochet fonctionne à la rupture. Les contraintes dans cette section avec un diamètre interne de tranchage $d_s = 4,84\ \text{cm}$, sont :

$$= \frac{11000}{598} = 18.39 \text{ / } ^2 \quad (13)$$

Contraintes admissibles $[\sigma] = 500 \text{ } 600 \text{ KN/cm}^2$.

Nous vérifions également la résistance à la fatigue du cou.

Selon les normes la durée de vie du crochet $A = 20 \text{ ans}$. Le nombre d'heures de travail du crochet à cette durée de vie $T = 28920$, le nombre estimé de cycles $a_t = 25$, le nombre de charges par cycle pris et égal à $a_c = 1$.

Le nombre total de charges de crochet pour la durée de vie est évaluée selon la formule :

$$= 28920 \cdot 25 \cdot 1 = 7.25 \cdot 10^5 \quad (14)$$

Où a_t est le nombre de cycles de fonctionnement de la grue par heure ; a_c est le nombre de charges (ascenseurs) par cycle. T - le nombre d'heures de travail des pièces pour toute la période. Z_0 est le nombre total de chargements du crochet sur la durée de vie admise ;

Le nombre de charges de mécanismes de levage de pièces lors du travail avec des marchandises

$$= 0 \quad (15)$$

Où k_u est le taux d'utilisation de la grue lors du travail avec des charges (mécanisme de levage en l'absence de cargaison est égal à zéro).

Le coefficient de réduction du nombre estimé de cycles est obtenu par la formule :

$$= 1.2 = 1.2 \cdot 0.5 \cdot 0.4 = 0.24 \quad (16)$$

Où k_n est le facteur d'utilisation de la grue ;

Le nombre estimé de cycles :

$$= 7.25 \cdot 10^5 \cdot 0.25 = 1.44 \cdot 10^5 \quad (17)$$

Ce nombre de cycles correspond au coefficient de durée de vie $c = 1,65$.

La limite d'endurance calculée à l'aide de la formule

$$= 1200 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.65 = 1980 \text{ / } ^2 \quad (18)$$

$m=1$ est un facteur d'échelle qui prend en compte l'effet de la taille de l'échantillon (parties) sur la limite de fatigue $= 1$; $n=1$ est le coefficient de l'état de surface de la pièce.

3
4

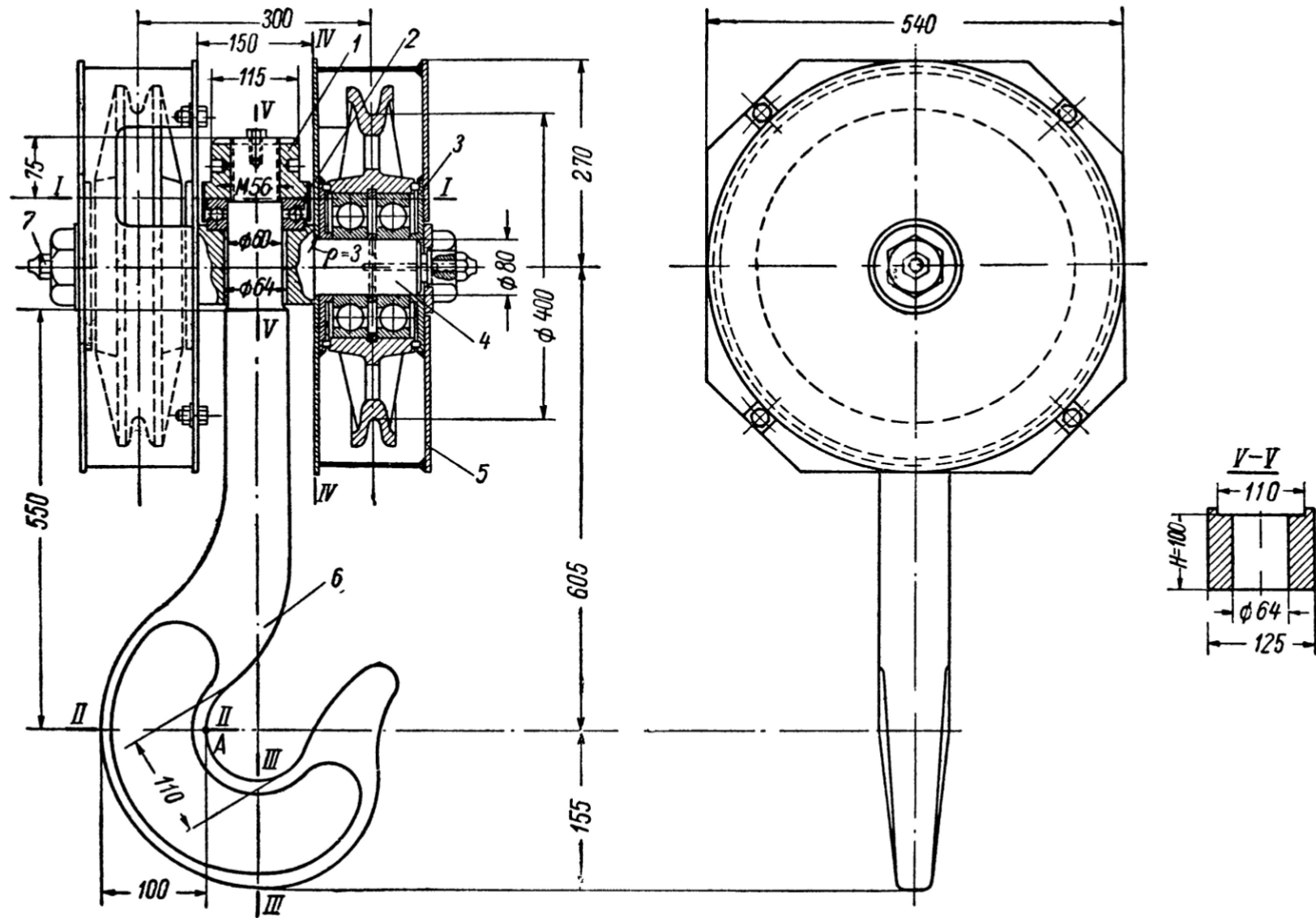


Fig. 3.10. Vue générale de la suspension de la grue calculée avec une capacité de charge de 11 Tonnes.

5. Calcul pour les charges de travail normales (premier cas du règlement)

L'intensification de la production d'équipements de grue est associée à l'intensification des processus de production ; donc, lors du calcul des détails du premier cas de règlement pour la valeur σ_n , en règle générale, il convient de prendre la limite d'endurance r . L'indice r correspond dans ce cas au coefficient dit d'asymétrie de cycle

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \tag{19}$$

Où σ_{max} et σ_{min} sont la contrainte la plus élevée et la plus faible dans la partie calculée.

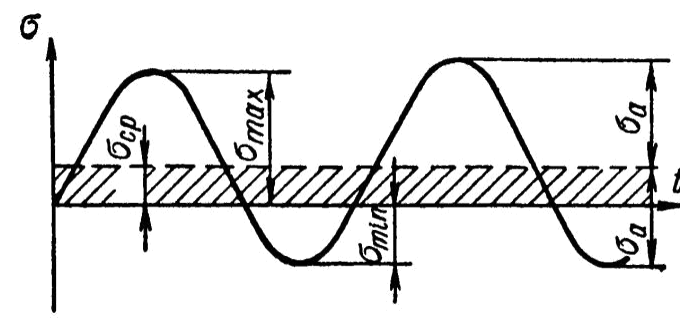


Fig. 3.11. Cas général de changement.

Dans le cas général d'un changement de contrainte (Fig. 3.11), on peut distinguer la composante constante (tension moyenne) σ_{cp} et la composante variable (amplitude du cycle) σ_a :

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \tag{20}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \tag{21}$$

La contrainte moyenne et amplitude d'un cycle selon les formules ci-dessus avec un cycle de pulsation ($\sigma_{min} = 0; \sigma_{max} = p$) :

$$\sigma_{cp} = \frac{p + 0}{2} = \frac{p}{2} = \frac{589}{2} = 294,5 \text{ / } \sigma_a = \frac{p - 0}{2} = \frac{p}{2} = \frac{589}{2} = 294,5 \tag{22}$$

Le coefficient de concentration de contrainte dans le fil $k_u = 4,1$ (pour le filetage moleté).

La marge de sécurité en cas de fatigue est similaire à celle de la formule :

$$S = \frac{1}{k_p \cdot k_u} = \frac{1}{1 \cdot 4,1} = 0,244 \tag{23}$$

Où $k_p = k_u = 4,1$ est le coefficient de concentration de contrainte.

Facteur de sécurité relatif à la limite d'élasticité $r = 2500 \text{ KN / cm}^2$

$$= \frac{2500}{\dots} = 4.18 \tag{23}$$

Marges de sécurité autorisées $[n] = [n_T] = 1,6$.

Les contraintes de la section II - II sont déterminées à partir du calcul du crochet sous forme de barre à axe curviligne. La forme et les dimensions de la section transversale sont illustrées à la Fig. 3.12. Dans les calculs ultérieurs, cette section est remplacée par un trapèze de longueur égale, comme indiqué sur la figure. La zone du trapèze résultante

$$= \frac{1+2}{2} h = \frac{2,2+7,5}{2} \cdot 9,2 = 44,6 \tag{24}$$

La position du centre de gravité de la section par rapport à l'extrême de fibres

$$= \frac{2 \cdot 1 + 2}{1+2} \cdot \frac{h}{3} = \frac{2,2 \cdot 2 + 7,5}{3} \cdot \frac{9,2}{3} = 3,76 \tag{25}$$

$$i = h - z = 9,2 - 3,76 = 5,44 \tag{26}$$

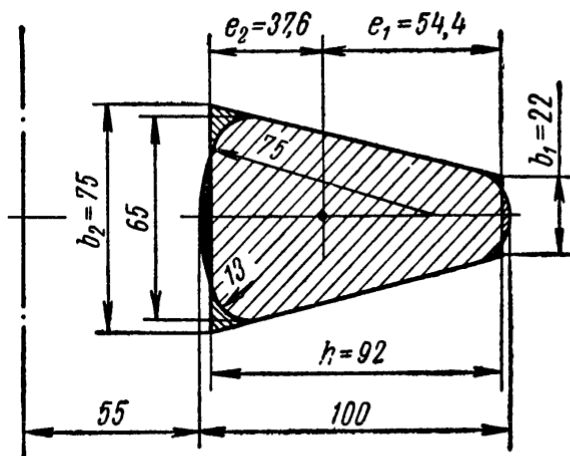


Fig. 3.12. Dimensions et configuration de la section dangereuse du crochet.

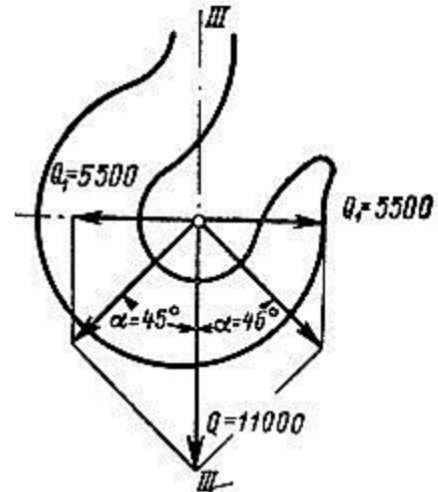


Fig. 3.13. Schéma de calcul de la section verticale du corps du crochet.

Le rayon de courbure du crochet (la distance entre le centre du pharynx et le centre gravité)

$$= \frac{11}{2} + 3,76 = 9,26 \tag{27}$$

Où D est le diamètre de la gorge, donné (tiré du tableau)

Le coefficient de courbure dans la section calculée est déterminé selon la formule :

$$= \frac{2}{(1+2)h} \left\{ \left[\frac{1+2}{2} h \right]^{+1} - \left[\frac{2,2+7,5}{2} h \right]^{-1} \right\} - 1$$

$$= \frac{2,926}{(2,2+7,5) \cdot 9,2} \left\{ \left[\frac{9,26+5,44}{2} \right]^{+1} - \left[\frac{9,26-5,44}{2} \right]^{-1} \right\} - 1 = 0,1 \tag{28}$$

Les contraintes dans la section II - II

$$\sigma = \frac{2 \cdot 11000 \cdot 3,76}{0,144611} = 1686 \text{ / } ^2 \tag{29}$$

Les contraintes dans la section III - III sont calculées à la position limite la plus dangereuse des groupes, à un angle de 45 ° par rapport à la verticale (Fig. 3.13). La composante horizontale de la contrainte de ces lignes

$$\sigma \cdot \cos 45^\circ = 5500 \tag{30}$$

Les dimensions de la section III - III sont approximativement égales à la section II - II, f respectivement, pour cette section $k = 0,1$ et $l = 44,6 \text{ cm}^2$. Les contraintes de flexion dues au composant Q1

$$\sigma = \frac{2 \cdot 11000 \cdot 3,76}{0,144611} = 843 \text{ / } ^2 \tag{31}$$

En outre, dans la section III - III agira la contrainte de cisaillement due à la force $Q = 11\ 000 \text{ KN}$. L'ampleur de ces contraintes

$$\tau = \frac{11000}{44,6} = 246,64$$

La contrainte totale dans la section transversable est obtenue par la théorie résistance

$$\sigma_{\text{total}} = \sqrt{843^2 + 4 \cdot 246,64^2} = 976,72 \text{ / } ^2 \tag{32}$$

Contraintes admissibles avec les mêmes tailles de section II - II et III - III,

$$[\sigma] = 1500 \text{ } 1600 \text{ KN / cm}^2.$$

Palier de butée et écrou à crochet. Le matériau de l'écrou est l'acier 45. La hauteur requise de l'écrou avec un filetage métrique standard peut être déterminée à partir de la condition

$$d_2 = 0,8 \cdot d = 0,856 \cdot 45 \tag{33}$$

Où d est le diamètre extérieur du filetage.

Pour tenir compte de la nécessité d'installer une barre de verrouillage pour empêcher l'écrou de se dévisser (voir fig. 22), la hauteur $H_s = 75 \text{ mm}$ est prise en compte. Le diamètre extérieur de l'écrou

$$d_2 = 1,8 \cdot d = 1,856 \cdot 115 \tag{34}$$

Sur la base du diamètre du col du crochet $d_1 = 60 \text{ mm}$, la butée a été choisie comme support d'écrou dans la suspension calculée. Le diamètre de la bague de support de roulement $D = 110 \text{ mm}$, hauteur de roulement 35 mm .

La rotation du crochet étant définie, le roulement sélectionné doit uniquement satisfaire aux conditions de résistance statique. La charge maximale admissible, basée sur cette condition, selon la formule :

$$Q = \frac{z \cdot d^3 \cdot k}{1000} \quad (35)$$

Le nombre de billes $z=14$ et leur diamètre $d = 18,26 \text{ mm}$ et k sont choisis d'après les normes (pris des tableaux de roulements).

Sollicitation estimée, avec $P_{cm} = Q$, selon la formule :

$$P_{cm} = 11000 \cdot 1,2 + 13200 = 99000 \quad (36)$$

Ici, $k'a = 1,2$ est le coefficient dynamique pris conformément à la norme.

Calcul de la traverse. La charge de calcul sur la barre transversale $P_{est} = Q' = 13\ 200 \text{ KN}$ est la même que sur le roulement à billes du crochet. Le plus grand moment de flexion dans la section médiane (Fig. 25)

$$M_{max} = \frac{Q' \cdot l}{4} = \frac{13200 \cdot 300}{4} = 990000 \quad (37)$$

Un acier 45 ayant une résistance à la fatigue de $\sigma_b = 6100 \text{ KN/cm}^2$

$$\sigma_b = 2500 \text{ KN/cm}^2$$

et une résistance à la

traction de $\sigma_b = 6100 \text{ KN/cm}^2$ et une limite d'élasticité d'au moins $\tau = 4300 \text{ KN/cm}^2$ est pris comme matériau de la traverse.

Les contraintes de flexion admissibles sont déterminées pour un cycle de pulsation $[] = [0]$ par la formule

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{1,62} = \frac{6100}{1,62} = 3765 \text{ KN/cm}^2 \quad (38)$$

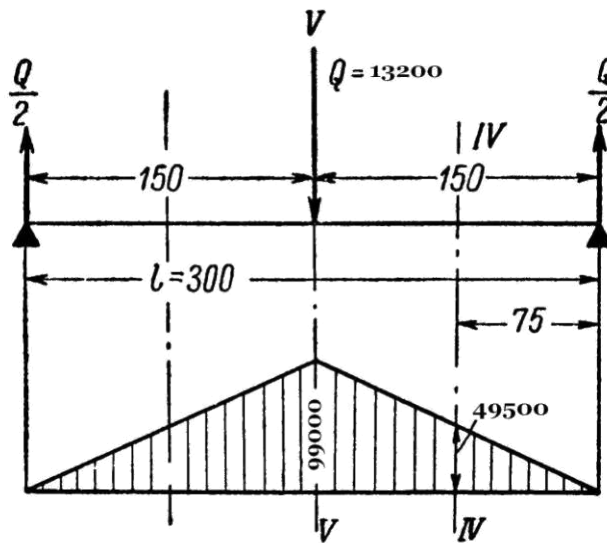


Fig. 3.14. Schéma de la traverse.

Le moment de résistance requis de la section médiane

$$= \frac{99000}{1.1} = 90,83 \quad (39)$$

Dans ce calcul, la marge de sécurité n et le coefficient k' sont tirés des normes.

La largeur de la traverse est déterminée en fonction de la possibilité d'installation du palier support

$$= 10 + 20 = 110 + 15 = 125 \quad (40)$$

Pour l'installation du crochet dans la traverse, le diamètre

$$d_1 = 1 + (2 \times 5) = 60 + 4 = 64 \quad (41)$$

Où $d_1 = 60 \text{ mm}$ est le diamètre du col de l'hameçon.

La hauteur requise de la traverse au moment trouvé de la résistance W et la largeur B

$$= \sqrt{\frac{6}{12,5 - 6,4}} = \sqrt{\frac{6,82,6}{12,5 - 6,4}} = 9 \quad (42)$$

Il est d'usage de prendre $H = 100 \text{ mm}$; autres dimensions, des calculs supplémentaires sont illustrés à la Fig. 3.14.

Nous effectuons un calcul de vérification de la section transversale aux endroits du maximum supposé de contraintes (en tenant compte de la concentration). Ces endroits sont les sections IV-IV et V-V (Fig. 3.14).

Le moment de résistance de la section V - V aux dimensions acceptées d'une traverse

$$= \frac{(12,5 - 6,4)^2}{6} = \frac{(12,5 - 6,4)10^2}{6} = 102 \quad (43)$$

Le moment de flexion calculé ci-dessus, $M_f = 99000 \text{ KN-cm}$.

Les contraintes dues à la flexion

$$= \frac{99000}{102} = 970,6 \quad (44)$$

La tension et l'amplitude moyennes pendant un cycle de pulsation avec $\min = 0$, $\max = 0$ selon les formules :

$$= \frac{0}{2} = \frac{970,6}{2} = 485,3 \quad (45)$$

Avec les données : facteur de concentration $k_u = 1,8$ et le facteur d'échelle $m = 0,7$; coefficient de propreté de surface dans la zone de concentration $n = 0,75$.

La limite d'endurance calculée à l'aide de la formule :

$$= 2500 * 0,7 * 0,75 * 1,65 = 2160 \text{ / } ^2 \tag{46}$$

Le coefficient de durée de vie $c = 1,65$ est le même que pour le calcul du coude du crochet.

Le facteur de sécurité pour la rupture en fatigue est donné par :

$$= \frac{1}{\dots} = \frac{1}{\dots} = 2,07 \tag{47}$$

Marge de sécurité par rapport à la limite d'élasticité

$$= \frac{4300}{9700} = 4,43$$

Moment de flexion dans les sections IV - IV (voir fig. 25 et 22) (48)

$$= \frac{13200,75}{2} = 49500$$

Les contraintes dues à la flexion

$$\sigma_0 = \frac{49500}{0,1,83} = 966,8 \text{ / } ^2$$

Contrainte moyenne et amplitude du cycle

$$= \frac{966,8}{2} = 483,4 \text{ / } ^2 \tag{49}$$

Coefficient de concentration de contrainte à

$$= \frac{3}{100} = 0,04; \quad = 1,25; \quad = 2,1 \tag{50}$$

La marge de sécurité pour fracture de fatigue

$$= \frac{1}{\dots} = \frac{1}{\dots} = 1,81 \tag{51}$$

Marges de sécurité autorisées $n = n_p = 1,6$.

Paliers à roulement. Charge par roulement $Q1 = Q/4 = 11000/4 = 2750 \text{ KN}$. (52)

Le nombre de tours du bloc à son diamètre précédemment accepté $D = 400 \text{ mm}$

$$Nt = vc / D = 23.1 \text{ tours/min} \tag{54}$$

Où vc est la vitesse de la corde.

Dans les blocs de suspension calculés installés sur des roulements à billes radiaux. Le nombre de tours du bloc étant supérieur à 10, les roulements doivent être sélectionnés en fonction du

facteur de rendement. Ce calcul est similaire à celui présenté ci-dessus pour le premier arbre de la boîte de vitesses.

CHAPITRE V

ENSEMBLE TAMBOUR

Le tambour (fig. 4.1) consiste en un tambour 7, monté sur un axe 5, tournant conjointement avec le tambour, un palier de support 6 et accouplement spécial. La rotation de l'arbre de la boîte à engrenages 2 est transmise au tambour à travers un disque d'engrenage 1, monté sur l'arbre de la boîte à engrenages et en prise avec la couronne 4, liée rigidement au tambour. Le roulement 6 sert de support d'essieu, l'autre - la bague de support 5 incluse dans l'évidement de l'arbre de la boîte de vitesses.

1. Calcul du tambour

La nuance du matériau du tambour adoptée est la fonte avec une résistance à la traction

$$B = 7500 \text{ KN/cm}^2.$$

L'épaisseur requise de la paroi du tambour est déterminée sur la base de la compression par la plus grande tension de câble $S_{max} = 27700 \text{ N}$. Les contraintes de compression admissibles sont choisies parmi les conditions de résistance statique

$$[\sigma] = \frac{B}{1.1} = \frac{7500}{1.1} = 6818 \text{ N/cm}^2 \quad (55)$$

Facteur de sécurité $[n]$ adopté, conformément à la norme.

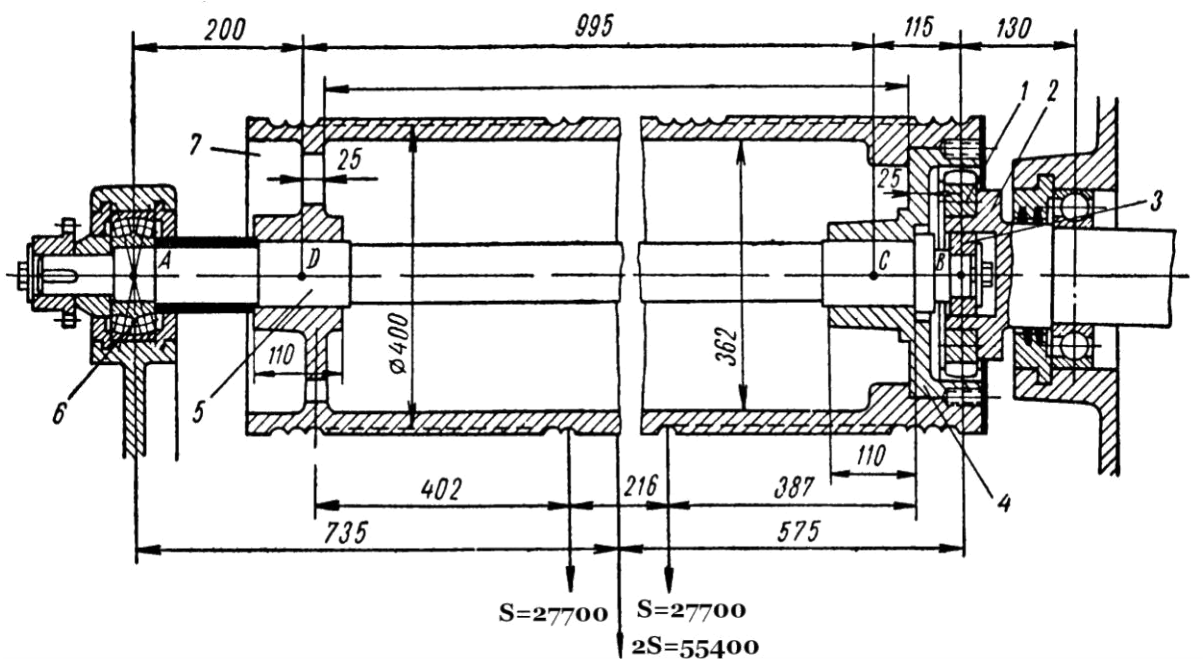


Fig. 4.1. Unité du tambour du chariot de la grue calculée.

Épaisseur requise de la paroi du tambour

$$= \frac{2770}{3270} = 0,8 \quad (56)$$

Où $t = t_H = 20 \text{ mm}$ est le pas de coupe adopté (fig. 4.2.).

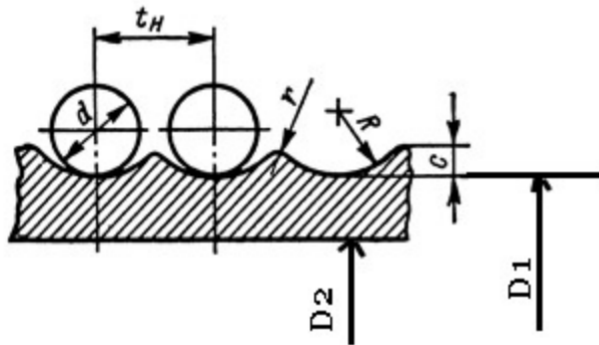


Fig. 4.2 Les profils et les dimensions des rainures de la profondeur normale des tambours pour les câbles

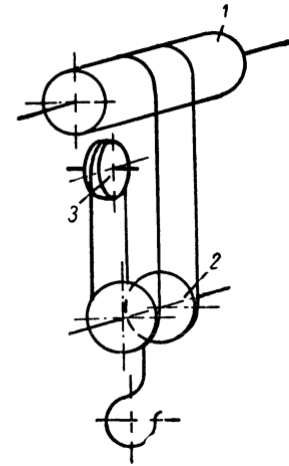


Fig. 4.3 Schéma du palan à chaîne

Les plus petits diamètres admissibles des blocs D , mesurés le long du fond de la gorge, sont déterminés conformément aux règles du contrôle technique municipal de l'État en fonction du diamètre du câble d .

$$D = d (e - 1) = 20. (25-1) = 480 \text{ mm}$$

Où $e = 25$ est le coefficient pris en fonction du mode de fonctionnement spécifié de la grue.

Les diamètres des tambours peuvent être réduits de 15% du diamètre calculé par la formule, les diamètres des blocs d'équilibrage du palan de 20 à 40%. Dans les grues fixes desservant les départements de production, l'enroulement de la corde sur le tambour n'est généralement effectué qu'en une seule couche.

Le plus petit diamètre admissible du tambour, conformément à la norme,

$$Dt = 0,85D = 0,85 .480 = 408 \text{ mm.}$$

Dans la grue calculée, les mêmes diamètres des blocs 2 et du tambour 1 (fig. 4.3.) sont pris, égal à

$$D=400\text{mm}$$

Le bloc de péréquation 3 ne fonctionne pas ; en conséquence, son diamètre peut être réduit (selon les normes) de 20%. Ainsi,

$$D_{pf} = 0,8 D = 0,8 \cdot 480 = 384 \text{ mm.}$$

D_{pf} adopté = 380 mm.

La longueur de la corde enroulée sur le tambour lors du levage de la charge à une hauteur donnée $H = 12 \text{ m}$ et le schéma adopté du palan à chaîne est

$$L_c = H \cdot u = 12 \cdot 2 = 24 \text{ m} \quad (57)$$

La longueur de la surface du double tambour rayé est divisée en (Fig. 4.4) :

a) $l_y = 3t \geq 50 \text{ mm}$ - les zones lisses technologiques sur les bords pour placer la pièce sur un tour ;

b) sections de rainures hélicoïdales (droite et gauche)

$$l_H = t \cdot (z_p + z_a + z_c) \quad (58)$$

Où $z_p = H \cdot u / Dt$ - le nombre de spires actives du câble, dont la longueur est $L_c = H \cdot u$;

$$z_p = 24 / 1,25 = 19,2 \text{ on adopte } z_p = 19.$$

$z_a \geq 1,5$ - le nombre de spires inviolables disponibles conformément aux Règles, réduisant ainsi la tension du câble à la place de sa fixation sur le tambour (voir ci-dessous pour le calcul de l'ensemble de fixation); on adopte $z_a = 2$

$z_c = 3 \dots 4$ - nombre de tours pour la fixation de la corde; on adopte $z_c = 3$

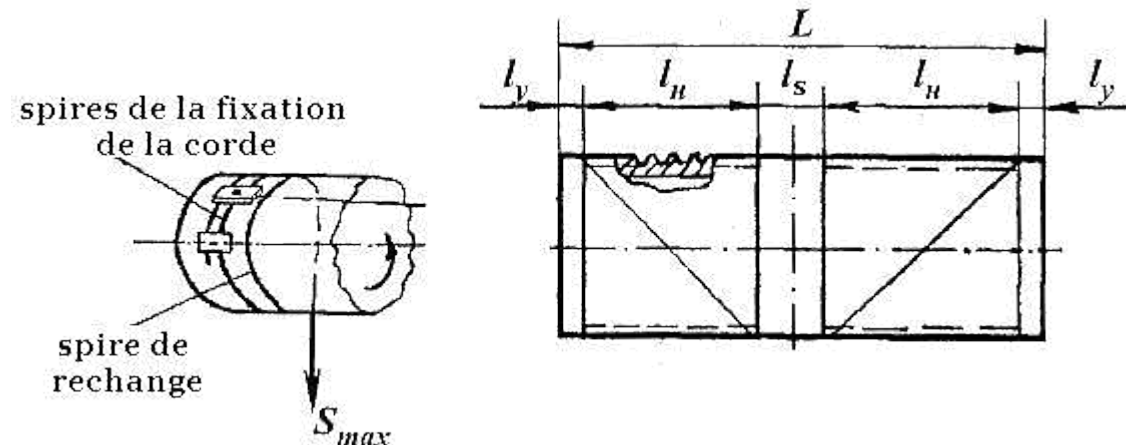


Fig 4.4. Tambour.

c) la section moyenne lisse l_s , dont la longueur correspond à la distance b (Fig. 4.5) entre les centres des blocs extrêmes de la suspension à crochet.

En position haute de la suspension à crochet, l'angle de déviation de la corde par rapport à la verticale peut être $\gamma \leq 6^\circ$. En l'augmentant, l'usure de la corde et des semelles est augmentée. Dans le calcul, il est recommandé de prendre $\gamma \leq 2 \dots 4^\circ$.

Ensuite, la longueur minimale est déterminée à partir de l'expression

$$l_s = b - 2h_{min} \cdot \text{tg } \gamma \quad (59)$$

Où **b (b2)** est la distance entre les blocs extrêmes de la suspension, est pris de la table. 3.6 ... 3.7 conformément à la suspension à crochet choisie ;

$h_{min} \approx (2.5 \dots 3) D$ est la distance minimale entre les axes des unités de suspension et le tambour.

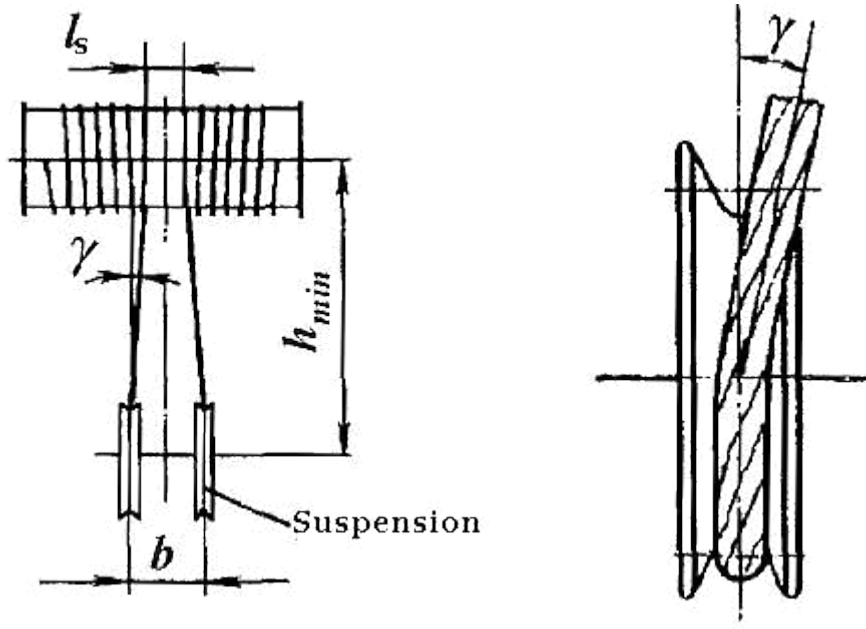


Fig. 4.5. suspension à crochet.

Le pas **t** et les autres paramètres sont déterminés par la table. 3.10 en fonction du diamètre de la corde : **t = 20 mm**, la profondeur des rainures **c = 6 mm** (fig. 1).

La longueur de la section lisse pour l'installation du tambour sur la machine est de

$$l_y = 3 \cdot t = 3 \cdot 20 = 60 \text{ mm} \quad (60)$$

Nous choisissons une suspension à crochet court (tableau 3.6) pour **Q = 11 tonnes**, type 1, dans laquelle la distance entre les centres des blocs est de **b = 270 mm**.

La longueur de la surface lisse moyenne est déterminée lorsque $\gamma = 2^\circ$.

Les diamètres minimaux des poulies et des tambours sur l'axe des câbles enroulés sont régis par les règles (4.7.1) et sur la base de la norme ISO 4301/1 ($h1 = 22.4$), où $h1$ est le facteur de sécurité pour le mode M7, **D1 = 22.4*20 = 448 mm**, Prendre **D1 = 390 mm**

$$h_{min} = 3 D1 = 3 \cdot 390 = 1170 \text{ mm. Prendre } h_{min} = 1200 \text{ mm}$$

$$l_s = b - 2h_{min} \cdot \text{tg } \gamma = 270 - 2 \cdot 1200 \cdot 0.035 = 186 \text{ mm}$$

CHAPITRE V ENSEMBLE TAMBOUR

$$l_H = t \cdot (z_p + z_a + z_c) = 20 \cdot (19 + 2 + 3) = 480 \text{ mm}$$

Longueur totale du tambour

$$L = 2t(z_p + z_a + z_c) + 2l_y + l_s = 2 \cdot 20 \cdot (19 + 2 + 3) + 2 \cdot 60 + 186 = 1266 \text{ mm.}$$

Prendre $L = 1260 \text{ mm}$.

Contrainte totale de flexion et de torsion de la paroi du tambour

$$\frac{\sqrt{\sigma^2 + (\tau)^2}}{\sigma_{\text{adm}}} \leq 1 \quad (61)$$

Où M_u est le moment de flexion maximal sur le tambour ;

T - couple sur le tambour

$\varphi = 0,75$ - coefficient de réduction des contraintes.

Moment de flexion dans cette section

$$M_u = R_A \cdot l_H = S_{\text{max}} \cdot l_H = 27,7 \cdot 0,48 = 13,3 \text{ kN} \cdot \text{m.}$$

Couple sur le tambour

$$T = S_{\text{max}} \cdot D = 27,7 \cdot 0,4 = 11,08 \text{ kN} \cdot \text{M.}$$

$\varphi = 0,75$ est le coefficient de réduction de contrainte;

$$\frac{M_u}{\varphi W_s} + \frac{T}{\varphi W_t} \leq \sigma_{\text{adm}} \approx 0,8(\sigma_{\text{adm}})^2 \quad (62)$$

$$W_s = 0,8 \cdot (0,390 - 0,008)^2 \cdot 0,008 = 0,000934 \text{ m}^3 \quad (63)$$

$$W_s = \text{Moment de la résistance du tambour, m}^3. \quad (64)$$

Le calcul du double tambour doit être effectué en position haute de la suspension du crochet, lorsque les branches du câble sont plus proches du centre du tambour (Fig. 4.6).

Les supports sont ses roues.

La surface du tambour (ses rainures de vis) au cours de son utilisation s'use de $2 \dots 5 \text{ mm}$ et peut être réparée à l'aide d'une rainure supplémentaire. Pour ce faire, l'épaisseur de paroi calculée doit être augmentée $\delta p = (1,1 \dots, 3) \delta$ lors de l'exécution du dessin de travail

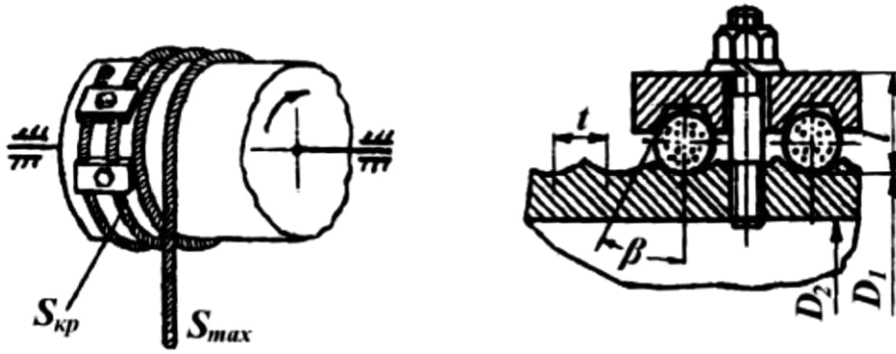


Fig. 4.7 Fixation du tambour.

Les nœuds les plus utilisés avec des plaques de serrage dans lesquelles la corde est maintenue sur le tambour en raison des forces de friction. La tension de la corde est réduite grâce aux spires (indirectes).

La tension de la corde au point de fixation, en tenant compte des spires de rechange, est calculée à l'aide de la formule d'Euler (Fig. 4.7).

$$S_{kp} = S_{max} \cdot e^{-f \cdot \alpha} \quad (66)$$

Où $e = 2,71$ est la base du logarithme naturel ; $f = 0,12... 0,15$ est le coefficient de frottement entre la corde et le tambour ;

α est l'angle de circonférence du tambour avec les bobines de réserve (en radians); avec deux tours de réserve $\alpha = 4\pi$.

$$e = \frac{27,7}{2,71} = 4,77 \quad (67)$$

Le câble est maintenu sur le tambour en raison des forces de friction entre les surfaces du câble, la plaque de fixation et le tambour, qui apparaissent lorsque le boulon (goujon) est serré.

Les efforts déployés pour la fixation d'un boulon (goujon) :

$$F = \frac{S_{kp}}{f_1} \quad (68)$$

Où f_1 est le coefficient de frottement réduit entre la bande de fixation et le câble ; avec $\beta = 40^\circ$ (fig. 3.13).

$$f_1 = \frac{0,14}{0,66} = 0,22 \quad (69)$$

$\alpha_1 = 2\pi$ - l'angle de la circonférence du tambour des spires du câble lors du déplacement du câble d'une rainure à l'autre.

$$F = \frac{S_{kp}}{(0,14 + 0,22)(2,71^{0,22 \cdot 2\pi} + 1)} = 5,3 \quad (70)$$

CHAPITRE V ENSEMBLE TAMBOUR

Le noyau du boulon (goujon) éprouve, en plus de l'étirement, de la flexion et de la torsion. La contrainte totale dans la tige est déterminée par la formule des contraintes complexes. Dans ce cas, les contraintes de traction et de flexion sont additionnées. La torsion de la tige due aux forces de friction dans le filetage est prise en compte par un facteur de 1,3; c'est-à-dire une augmentation de la contrainte de traction de 30%.

Le nombre de vis de fixation dans une lame est déterminé par la formule:

$$z = \frac{1}{[\sigma]} \left(\frac{1,3 \cdot P_u}{k \cdot d \cdot l} + \frac{P_u}{d \cdot l} \right) \geq 2 \quad (71)$$

Où $k = 1,5 \dots 1,8$ est le facteur de sécurité pour fixer le câble au tambour; z est le nombre de boulons (un pour chaque barre); $P_u = N \cdot f_l = 5,3 \cdot 0,22 = 1,166 \text{ kN}$ - force de frottement, flexion des boulons; l est le bras du moment (fig. 3.13), pliant le boulon, recommandé $l = (1,5 \dots 1,7) \cdot dk = 1,6 \cdot 20 = 32 \text{ mm}$; d est le diamètre interne du filetage du boulon; $[\sigma]$ - contrainte de traction admissible pour le matériau du goujon (boulon) conformément aux normes.

Comme le pas du tambour est $t = 20 \text{ mm}$, nous prenons le goujon M20 ($d = 18,3 \text{ mm}$) en acier, $[\sigma] = 144 \text{ MPa}$.

Nombre de boulons simples par lamelle

$$z = \frac{1}{144} \left(\frac{1,3 \cdot 1,166 \cdot 10^3}{1,6 \cdot 18,3 \cdot 32} + \frac{1,166 \cdot 10^3}{18,3 \cdot 32} \right) = 0,96$$

Recommandé selon les règles $z = 2$.

3. Sélection du moteur

Le moteur est présélectionné sur la puissance maximale développée au cours de la levée de la charge nominale et de la suspension du crochet (capacité de charge nette).

$$P_{stat} = \frac{G \cdot v}{\eta} \quad (72)$$

Où $\eta_m \approx 0,85$ - l'efficacité du mécanisme lors du levage de la charge nominale.

Vitesse : Charge de levage - $v_l = v_s = 0,27 \text{ m/s}$

Étant donné que le poids de la suspension pour les ponts roulants est en moyenne de 1,5 à 2% de la charge utile, alors, lorsque la masse est transférée au poids total, $G = 10Q, \text{ kN}$.

Déterminer la puissance statique du moteur :

$$P_{stat} = \frac{G \cdot v}{\eta} = \frac{10 \cdot 11 \cdot 0,27}{0,85} = 34,9 \text{ kW}$$

CHAPITRE V ENSEMBLE TAMBOUR

Selon les recommandations tirées des normes : Moteur de série **MTH 511-8**, puissance en mode M7, (Fig. 4.8.)

$$P_e = 28 \text{ kW},$$

$$T_{max} = \text{moment maximal} = 1020 \text{ N} \cdot \text{m},$$

$$\eta_e = \text{vitesse de rotation moyenne} = 705 \text{ min}^{-1},$$

$$\text{Le moment d'inertie du rotor } I_p = 1\,075 \text{ kg} \cdot \text{m}^2,$$

$$\text{Diamètre de l'arbre } d_e = 70 \text{ mm},$$

$$\text{Masse médiane } m_e = 470 \text{ kg}$$

Ensuite, on calcule le moment de démarrage moyen du moteur sélectionné, dont la valeur est utilisée pour le calcul de test du moteur et de la boîte de vitesses.

$$= \frac{\dots}{\dots} \tag{73}$$

Où

$$= 9550 \frac{\dots}{\dots} - \text{ couple nominal sur l'arbre du moteur ;} \tag{74}$$

$$\psi = \frac{\dots}{\dots} - \text{ la multiplicité maximale du moment de départ ;} \tag{75}$$

$$\psi = 1,1 - \text{ la multiplicité minimale du moment de départ.} \tag{76}$$

Dimensions totales et d'installation des moteurs électriques MTF, MTH

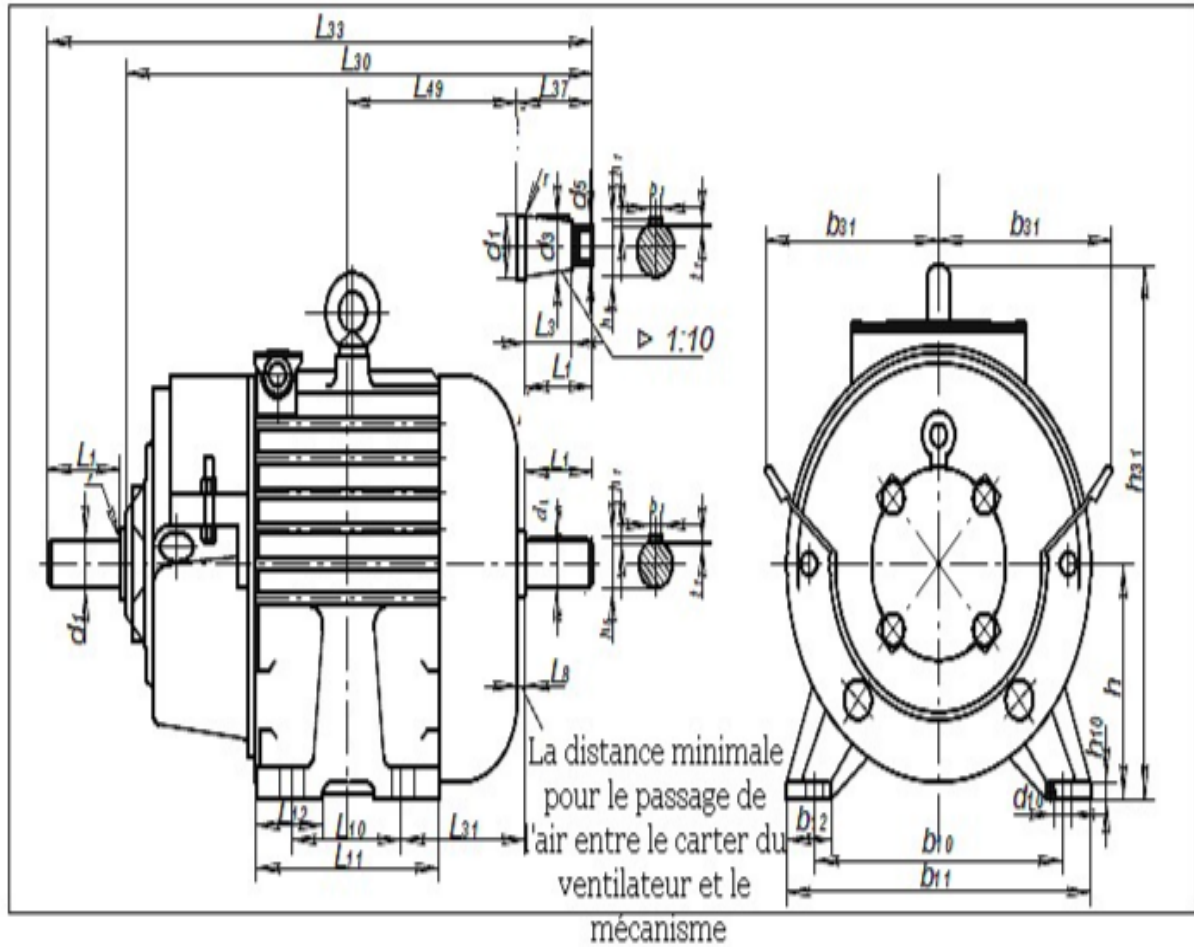


Fig 4.8 Moteur électrique.

Type de moteur	Dimensions en mm														
	b_1	b_{10}	b_{11}	b_{12}	b_{31}	d_1	d_3	d_5	d_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}	h_{31}	L_1
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
MTF 011	8	180	230	50	133	28				112	7	31,00		302	60
MTF 012									19				20		
MTF (H) 111	10	220	290	60	137	35				132	8	38,00		342	80
MTF (H) 112															
MTF (H) 211	12	245	320	65	158	40				160		43,00		385	
MTF (H) 311	14	280	350	75	176	50			24	180	9	53,50	23	444	110
MTF (H) 312															
MTF (H) 411	18	330	440	90	198	65	59,75	M42×3	28	225	11	64,88	26	527	
MTF (H) 412															
MTH 511	20	380	500	106	212	70	64,75	M48×3	35	250	12	70,38	30	580	140
MTH 512															
MTH 611	25	520	650	115	320	90	83,50	M64×4	42	315	14	90,75	50	770	170
MTH 612															
MTH 613															
MTH 711	32	640	790	145	383	110	101,75	M80×4	48	400	18	110,88	55	933	210
MTH 712															
MTH 713															

CHAPITRE V ENSEMBLE TAMBOUR

Type de moteur	Dimensions en mm											
	L_3	L_8	L_{10}	L_{11}	L_{12}	L_{30}	L_{31}	L_{33}	L_{37}	L_{49}	r	t_1
1	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
MTF 011	-	5	150	200	60	515,5	132	585	64,5	202,5	5	4,00
MTF 012			190	240		550,5	127	620		217,5		
MTF (H) 111			583,5	140		673	86,5	228,5				
MTF (H) 112		235	285	623,5	135	713	86,5	246,0				
MTF (H) 211		8	243	306	70	700,5	150	820	118,5	263,0		
MTF (H) 311			260	320	80	748,0	155	859,5	118,0	277,5		
MTF (H) 312			320	380		823,0	170	934,5	118,0	322,5		
MTF (H) 411	105	10	335	395	85	877,0	175	1027	147,0	336,0	5,88	
MTF (H) 412			420	480	952,5	165	1102	147,0	368,5			
MTH 511		10	310	400	110	1014	151	1164	150,0	396,0	6,38	
MTH 512			390	480		1114	271	1264		456,0		
MTH 611	130	15	345	446	120	1152	256	1335	189,0	409,0	6,75	
MTH 612			445	546		1252	256	1435		459,0		
MTH 613			540	640		1347	256	1530		507,0		
MTH 711	165	18	440	580	155	1423	323	1645	230,0	523,0	8,88	
MTH 712			510	650		1493	323	1715		558,0		
MTH 713			590	730		1573	323	1795		598,0		

Si la valeur définie du mode de fonctionnement ne correspond pas au catalogue nominal, le recalcul de puissance est effectué pour les moteurs asynchrones.

La puissance du moteur sélectionné est de 0,8 de la puissance calculée, ce qui est acceptable pour les moteurs du mécanisme de levage de marchandises.

Couple moteur nominal

$$= \frac{9550 \cdot \frac{9550 \cdot 28}{378,3}}{705}$$

La multiplicité du couple de démarrage maximale

$$= \frac{1020 \cdot \frac{2,69}{173}}{1}$$

Moment de départ moyen

$$= \frac{60 \cdot \frac{60,0272}{0,4}}{25,78}$$

Pour sélectionner la boîte de vitesses, nous déterminons la vitesse de rotation calculée du tambour.

$$= \frac{60 \cdot \frac{60,0272}{0,4}}{25,78}$$

CHAPITRE V ENSEMBLE TAMBOUR

Le rapport de transmission estimé de la boîte de vitesses

$$= \frac{705}{25,78} = 27,35$$

Selon la table. 3.20 prenons la boîte de vitesses **C2-500 - 32,42 - 2M**, dans laquelle la puissance transmise pour le mode M7 $P_r = 32,8 \text{ kW}$; rapport de transmission en hausse $u_r = 32,42$; vitesse de rotation admissible de l'arbre à haute vitesse $n_r = 750 \text{ min}^{-1}$, $d_{ar} = 60 \text{ mm}$, charge en porte-à-faux $N_k = 25 \text{ kN}$. La charge en porte-à-faux calculée est $N_{cr} = 0,85$ $= 0,85 \cdot 27,25 = 23,2 \text{ kN} < \dots$.

Vitesse de levage réelle

$$= \frac{0,4 \cdot 705}{60} = 0,23 \text{ /}$$

Ecart par rapport à la vitesse prédéterminée

$$\frac{60 \cdot 0,23}{60 \cdot 2,32,42} = 100\% = 17,4\%$$

c'est permis.

La boîte de vitesses sélectionnée est vérifiée en cas de surcharge par le moment limite au démarrage du mécanisme T_{npe} , qui est déterminé en tenant compte du coefficient de surcharge $\beta=2$ et comparé au moment de démarrage moyen

$$\frac{T_{npe}}{T_{pe}} = \frac{T_{n.cp}}{T_{pe}} \quad (77)$$

Où

$$= \frac{9550}{705} = 13,48 \text{ } \frac{9550 \cdot 32,8}{705} = 444$$

- moment sur l'arbre à grande vitesse avec une valeur tabulaire de la puissance

T_{pe} transmise des boîtes de vitesses de la série C2.

$$T_{n.cp} < T_{npe\beta} \Rightarrow 718 < 888$$

La condition de travail est satisfaite.

Réducteurs C2-250; C2-300; C2-350; C2-400; C2-500

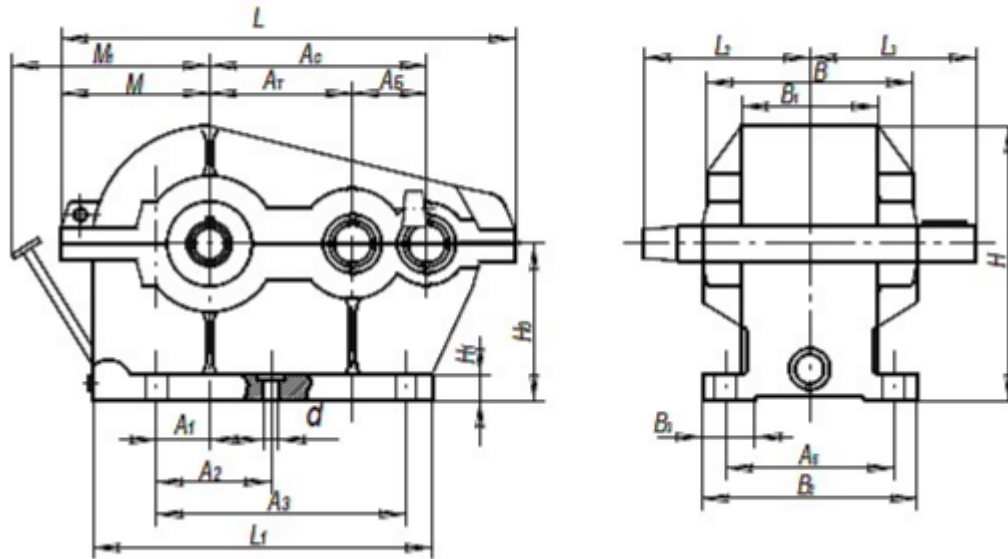


Fig. 4.9. Réducteur horizontal.

Taille standard réducteurs	Dimensions en mm													
	A_C	A_E	A_T	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	B	B_1	B_2	B_3	B_4	H_0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Π2-250	250	100	150	75	285	—	—	210	260	167	260	60	—	160
Π2-300	300	125	175	90	350	—	—	250	300	202	300	70	—	190
Π2-350	350	150	200	100	200	400	—	280	330	228	330	70	—	212
Π2-400	400	150	250	150	250	500	—	320	380	256	380	85	—	265
Π2-500	500	200	300	190	320	640	—	360	440	310	440	100	—	315
Π2-650	650	250	400	190	260	520	515	470	560	404	560	100	284	315
Π2-750	750	300	450	225	300	—	565	560	650	463	650	120	320	355

Taille standard réducteurs	Dimensions en mm										
	H	H_1	H_2	L	L_1	L_2	L_3	M	M_1	l	d
1	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Π2-250	310	18	—	515	400	220	253	182	247	—	22
Π2-300	362	22	—	620	475	255	288	215	275	—	26
Π2-350	409	25	—	700	550	300	313	238	300	—	
Π2-400	505	27	—	805	640	325	358	287	340	—	33
Π2-500	598	30	—	985	785	390	413	340	385	—	39
Π2-650	695	36	95	1270	910	480	473	443	410	515	46
Π2-750	783	40	100	1455	1040	570	—	498	445	565	

4. Sélection des accouplements

L'arbre du moteur électrique et l'arbre à grande vitesse de la boîte de vitesses sont reliés par un accouplement à broche élastique, dont l'une des moitiés est en forme de poulie de frein (fig. A.6.). Ce demi-accouplement est fixé à l'arbre à grande vitesse de la boîte de vitesses, ce qui garantit une liaison rigide entre le frein et le tambour par l'intermédiaire de la boîte de vitesses. La taille de l'accouplement est choisie en fonction du couple calculé T_m :

= 12

(78)

CHAPITRE V ENSEMBLE TAMBOUR

Tableau 2.13 Les paramètres de base et les dimensions des accouplements bagués avec poulie de frein

Moment Nominal T en Nm,	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>D</i>	<i>D</i> _T	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>d</i> ₂	<i>d</i> ₃	<i>d</i> ₄	<i>d</i> ₅	Nombre de boulons n
	(H7)	(H9)	MM								
130	28-30	28-30	125	160	90	140	50	14	28	M8	4
250	32-45	32-38	140	200	100	180	70	14	28	M10	6
500	40-45	40-45	170		120		80	18	36	M12	
1000	60-70	50-70	220	300	170	275	120	24	46	M16	10
2000	65-75	65-90	250	400	190	370	140				
4000	80-95	80-95	320		242		175	30	58	M24	

Achèvement

Moment Nominal T en Nm,	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>S</i>	<i>B</i> _T	<i>b</i>	déplacement de l'arbre admissible	Le moment d'inertie I _m kg.m ²	Masse kg,	
	MM									
130	60	70	60	12	75	1-5	0,3	1°30'	0,057	10,5
250	80;110	80	60	16	100	1-5	0,3		0,24	13,5
500	110	110	85	22				150	1-6	0,4
1000	110;140	140	107		28	190	1-8			
2000	140;170			4,8				92		
4000	170	170	135	36	1-10	30'	6,9	115		

5. COUPLAGE ENTRE MOTEUR ET BOITE DE VITESSES

Cet accouplement (fig. 4.11) est réalisé avec une poulie de frein montée sur l'arbre de la boîte de vitesses. Le diamètre de la poulie adoptée est $D_p = 300$ mm, le couple total volant d'inertie de l'accouplement $GD_m^2 = 1,4 \text{ KN-m}^2$.

Le moment volant de la moitié droite de l'accouplement (poulie de frein), monté sur l'arbre de la boîte de vitesses, GD_{m1}^2 , est supposé égal à 60% du couple volant total de l'accouplement

$$I_1^2 = 0,6 \cdot I^2 = 0,6 \cdot 1,4 = 0,84 \text{ KN-m}^2$$

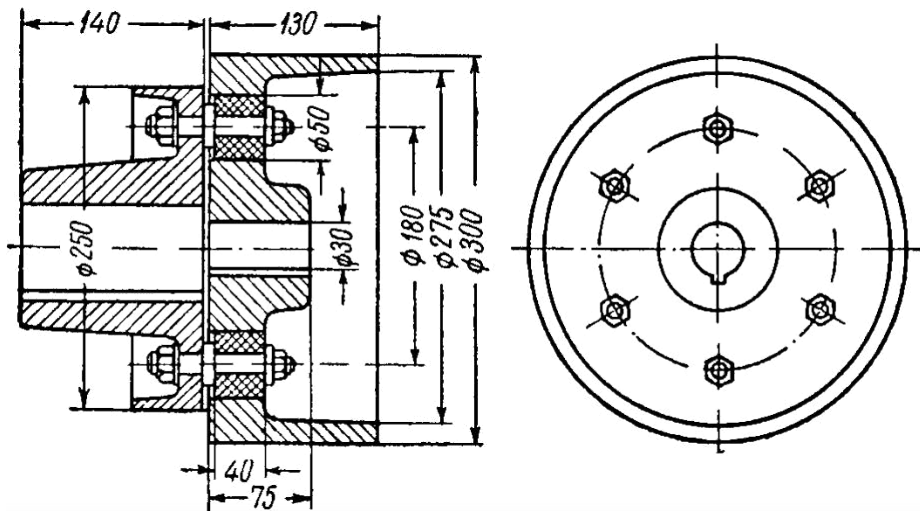


Fig. 4.11. Accouplement à boulons avec poulie de frein.

Le moment volant de la moitié gauche de l'accouplement, monté sur l'arbre moteur,

$$J_{01} = 0,4 \cdot J_{02} = 0,4 \cdot 1,4 = 0,56 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (80)$$

Moment d'inertie total moitié gauche de l'accouplement et rotor du moteur

$$J_{01} + J_{02} = 0,56 + 3 = 3,56 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (81)$$

Où $GDP^2 = 3$ est le moment du volant moteur.

Charge de conception. Ces charges sont déterminées en tenant compte des forces d'inertie sur la base de trois cas principaux du fonctionnement du mécanisme : freinage lorsque la charge nominale levée est arrêtée, démarrage du moteur lorsque cette charge est levée et freinage du mécanisme non chargé. Le temps de décélération du mécanisme dans le premier et troisième cas est égal à $t_m = 0,14$ et $t_m = 0,21$ seconde. Temps de démarrage du moteur lors du levage d'une charge $t_n = 0,85$ sec.

Le moment transmis par l'embrayage lors de l'arrêt de la charge soulevée, selon la formule avec $GD^2 = GDC^2$ et $t_H = t_m$

$$M_{02} = \frac{GDC^2}{2 \cdot t_m} = \frac{3 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,21} = 70,7 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad (82)$$

Transmission du moment volant, accouplement demi-arbre et charge

$$M_{01} = \frac{J_{01} \cdot \omega^2}{2} = 0,6 \cdot 1,4 = 0,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Où GD_0^2 est le moment d'inertie du mécanisme.

Le moment d'inertie transmis par l'embrayage lors du démarrage,

$$(83)$$

CHAPITRE V ENSEMBLE TAMBOUR

$$M_p = \frac{2,1.715}{375} = \frac{2,1.715}{375.021} = 4,7 \text{ KN.m} \quad (84)$$

Moment de travail à partir du poids de la charge soulevée, donné à l'arbre du moteur,

$$M_p = 34 \text{ kgf-m.}$$

Le moment transmis par l'embrayage lors du démarrage,

$$M_{em} = 34 + 4,7 = 38,7 \text{ .m} \quad (85)$$

Le moment transmis par l'embrayage lors du freinage du mécanisme non chargé, selon la formule

$$M_{em} = \frac{3,6.715}{375.021} = \pm 32,5 \text{ KN.m} \quad (86)$$

Le signe de ce moment dépend du sens de rotation du moteur - en montée ou en descente.

CHAPITRE VI

SÉLECTION ET CALCUL DES DISPOSITIFS D'ARRÊT ET DE FREINAGE

1. Freins à sabots (tambour).

Freins à deux blocs souvent utilisés avec des coussinets articulés fixés aux leviers et avec un circuit de ressort ou de chargement. Des électro-aimants (course longue et courte), des poussoirs électrohydrauliques et électromécaniques sont utilisés pour ouvrir le frein fig.

5.1.[10]

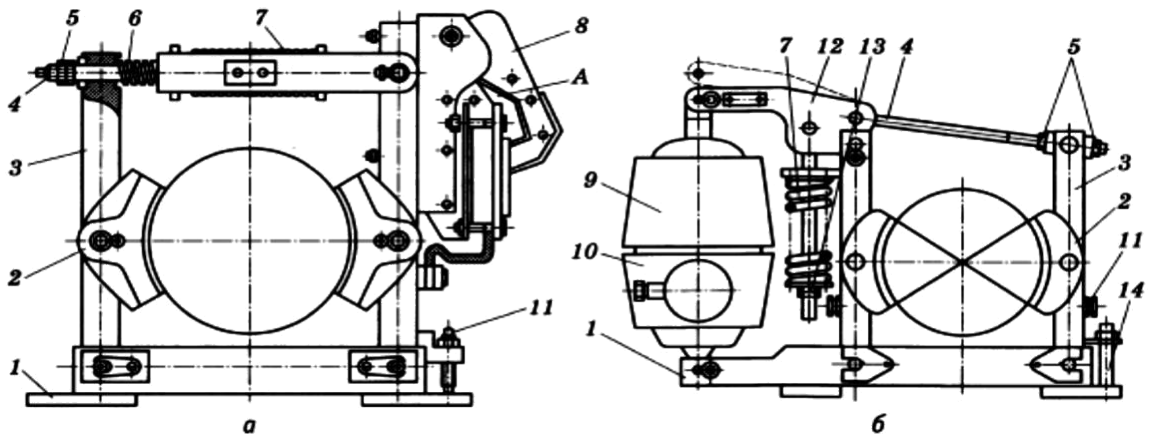


Fig. 5.1. Frein à sabot TKT avec électroaimant de marque MO (a) et marque TKG avec poussoir électrohydraulique (b): 1 - dessous de verre ; 2- plaquettes de frein avec garnitures de friction ; 3 – leviers ; 4- stock ; 5, 13 - écrous de réglage ; 6, 7 - ressort auxiliaire et ressort de travail, respectivement ; 8- électroaimant ; 9- hydropulseur ; 10- moteur électrique ; 11, 14 - boulons de réglage ; 12 - bras supérieur ; A - lieu de mesure des tampons usés le long des axes des rivets supérieurs

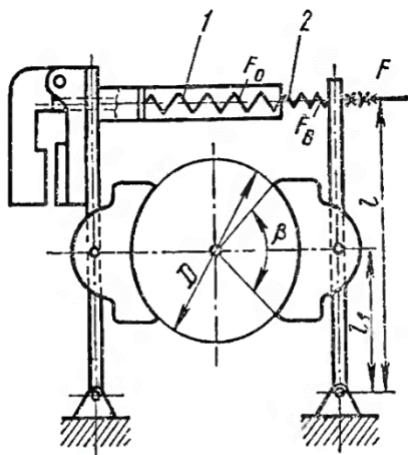


Fig 5.2. Schéma d'un frein à deux blocs avec fermeture à ressort et électroaimant à courte vitesse

Sur la fig. 5.2 un circuit de freinage avec un électro-aimant à faible course est présenté, le ressort principal 1 est utilisé pour les fermetures de frein, et le ressort auxiliaire 2 permet à la plaquette de s'éloigner du tambour de frein. La force résultante agit sur chacun des leviers $F = F_0 - F_B$, où F_0 est la force du ressort principal, en N ; et F_B – est la force du ressort auxiliaire (généralement prise dans les 20 ... 60 N). La force résultante requise pour un couple de freinage donné TT et la taille du frein sont déterminées par la formule

$$= \frac{1}{\eta} \quad (87)$$

Où $f= 0.35$ est le coefficient de frottement entre le patin et le tambour (tableau 1.38); $\eta = 0.93$ l'efficacité (rendement) du système de levier de frein ($\eta = 0,9 \dots$

CHAPITRE VI SÉLECTION ET CALCUL DES DISPOSITIFS D'ARRÊT ET DE FREINAGE

Force requise du ressort principal $F_0 = F + F_B$.

Pression entre le tambour et le patin

$$= \frac{TT}{A} \leq [p] \quad (88)$$

Où TT est le couple de freinage développé par le frein, en Nm ; A est la surface de travail d'une plaquette de frein, en m^2 :

$$= \frac{B \cdot r \cdot \alpha}{100} \quad (89)$$

B est la largeur du bloc (prise 5 ... 10 mm de moins que la largeur du tambour), en m ; r - l'angle de prise du tambour d'un bloc : = 60 ... 110 ° ; $[p]$ = 0.6 MPa pression admissible, (voir tableau. 5.1).

Tableau 5.1. Pression admissible $[p]$ et coefficient de frottement f dans les freins à tambour

Matériaux des surfaces de frottement	$[p]$. MPa		F
	Frein de maintien	Frein de purge	
Fonte et acier sur fonte	0.15	2.0	1.5
Acier sur acier	0.2	0.4	0.2
Frein d'amiante bande de fonte et d'acier	0.35	0.6	0.3
Bande roulée sur fonte et acier	0.42	0.6	0.4

Avec le jeu de montage entre le bloc et le tambour (tableau 5.2), la course du ressort dans le frein est $h = 2 l/l_1$.

Tableau. 5.2. Distance d'installation recommandée entre le patin et le tambour.

Diamètre du tambour D , mm	Espace d'installation mm
100	0.6
200	0.8
300	1.0
400 ; 500	1.25
600 ; 700 ; 800	1.5

La figure 5.3. Montre le circuit de freinage avec un poussoir électro hydraulique, dans la fig. 5.4 - avec un électroaimant à course longue et un court-circuit dû au poids d'une charge spéciale.

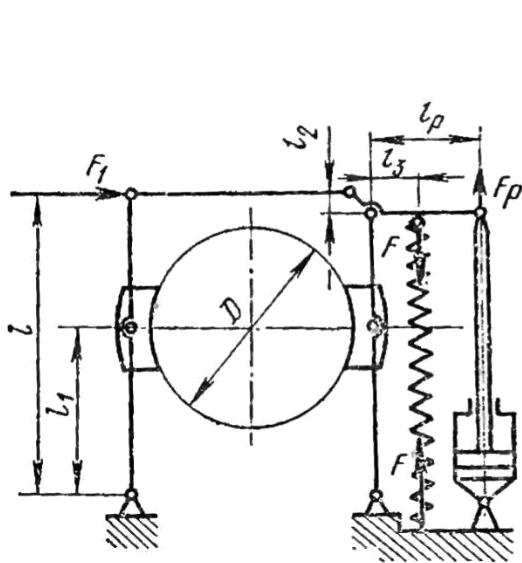


Fig 5.3. Circuit de freinage des sabots avec poussoir électro hydraulique.

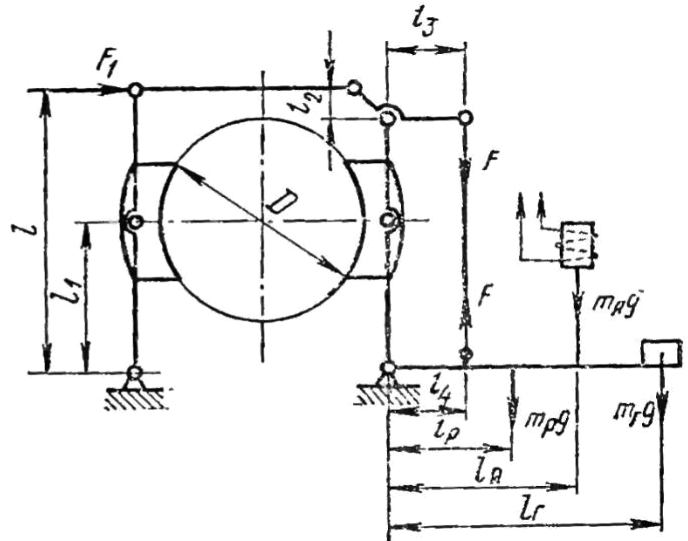


Fig. 5.4. Circuit de freinage des sabots avec ruban électrolytique à course longue.

Dans ces freins, la force verticale F est générée par un ressort ou une charge, tandis que $F = F_1 l_2/l_3$, où la force F_1 sur le levier est déterminée de la même manière que dans les freins à électroaimants à courte course. La masse de la charge requise pour la fermeture du frein (kg) conformément à la fig. 5.4 est :

$$\frac{m_p g}{\eta} \quad (90)$$

Où m_p est la masse du levier, en kg; m_R est la masse de l'armature de l'électroaimant, en kg; l_1, l_2, l_3, l_r - longueurs du bras, en m.

L'effort (en N) de libération par poussoir hydraulique ou électroaimant à course longue

$$F_p = 1.15 F l_2/l_p.$$

La course du ressort dans le frein (lorsque le bloc s'éloigne du tambour de) selon la fig. 1.9 :

$$h=2 \quad \frac{3}{1.2} \quad (91)$$

Course de charge dans le frein selon fig. 5.4

$$h=2 \quad \frac{3}{1.2} \quad (92)$$

Le choix des électroaimants pour les freins à deux sabots est fait sur la base de la dépendance

$$W_{\text{э}} = \dots \quad (93)$$

Où $W_{\text{э}}$ est le travail produit par l'électroaimant, en J.

Pour les électroaimants avec mouvement de translation de l'armature

$$W_{\text{э}} = F_m \cdot h \quad (94)$$

Où F_m est la force de traction de l'électroaimant, en N ; h - la course de l'armature de l'électroaimant, en m ; k - facteur d'utilisation de la course d'induit de l'électroaimant :

$$k = 0,8 \dots 0,85.$$

Pour électroaimants à soupape

$$W_{\text{э}} = T_M \cdot \alpha \quad (95)$$

Où T_M est le moment de l'électroaimant, en Nm ; α - l'angle de rotation maximal admissible de l'induit.

2. Calcul du moment de freinage. Le calcul de ce moment est effectué en fonction du moment de travail du poids de la charge soulevée, réduit à l'arbre de frein. [11]

Le moment du poids de la charge sur l'arbre du tambour, calculé ci-dessus,

$$M = M_B = 103\,000 \text{ KN-cm.}$$

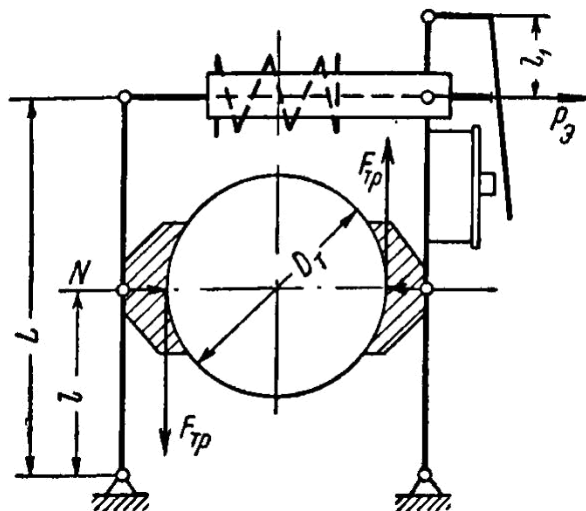


Fig 5.5. Schéma de calcul du frein à course courte à patin du mécanisme de levage.

Moment de travail, réduit à l'arbre du moteur, selon la formule

$$\approx \frac{M}{\eta_0} = \frac{103000}{0,88} = 2800 \text{ KN.cm} \quad (96)$$

CHAPITRE VI SÉLECTION ET CALCUL DES DISPOSITIFS D'ARRÊT ET DE FREINAGE

Où i_0 est le rapport de transmission du mécanisme ; η - l'efficacité du mécanisme.

Pour un mode de fonctionnement moyen donné du mécanisme, le facteur de sécurité du moment de freinage = 1,75. Le couple de freinage $T_T = M_m$ requis selon la

$$= 6 = 2800 \cdot 1,75 = 4900 \text{ KN.cm} \quad (97)$$

Le moment d'inertie qui se produira lors de l'arrêt de l'abaissement de la charge nominale, $J = J_0 = 4900 - 2800 = 2100 \text{ KN.cm}^2$ (98)

Force de friction $F = F_{mp}$ requise entre le patin et la poulie

$$= \frac{4900}{30} = 163 \text{ KN.} \quad (99)$$

La force appuyant sur les coussinets de la poulie

$$= \frac{163}{0,35} = 470 \text{ KN} \quad (100)$$

Pour les freins à course courte, la quantité de déchets des patins lors du relâchement du frein est = 0,5 mm.

Basé sur ce travail, selon les normes est sélectionné solénoïde de type MO-ZOOB avec le moment de travail de l'induit $M_3 = 1000 \text{ KN} \cdot \text{cm}$.

La tige de frein (10 sur la fig. 5.6) avec l'électroaimant $h_3 = 4,7 \text{ mm}$ bras de la potence (fig. 5.5) $l_1 = 46 \text{ mm}$.

La force agissant sur la tige,

$$= \frac{1000}{46} = 217 \text{ KN} \quad (101)$$

Le rapport de démultiplication du levier de frein avec cet effort et la pression sur le patin $N = 470 \text{ KN}$;

$$= \frac{470}{217} = 2,15 \quad (102)$$

Pour des raisons constructives, choisissez la longueur du bras le plus petit de ce levier $l = 190 \text{ mm}$. La longueur requise de l'épaule la plus large

$$= 190 \cdot 2,15 = 410 \quad (103)$$

La hauteur des plaquettes de frein à sabot est généralement comprise entre 0,5 et 0,8 du diamètre de la poulie de frein ; dans le frein calculé, elle est : $L = 200 \text{ mm}$ ($H = 0,65.D_T$).

La largeur requise du patin est déterminée en fonction de la pression spécifique, en supposant qu'elle soit uniformément répartie sur la surface du patin,

$$b = \frac{470}{11,8} = 40 \text{ mm} \quad (104)$$

Où $p = 2 \text{ KN/cm}^2$, donnée par tableau.

La largeur adoptée $B = 125 \text{ mm}$.

3. Détermination des dimensions des freins. Selon la page 63, comme matériau des surfaces de frottement des plaquettes de frein, nous choisissons une bande de frein de type A selon GOST 1198-55, le matériau du disque de frein est de la nuance d'acier 45L.

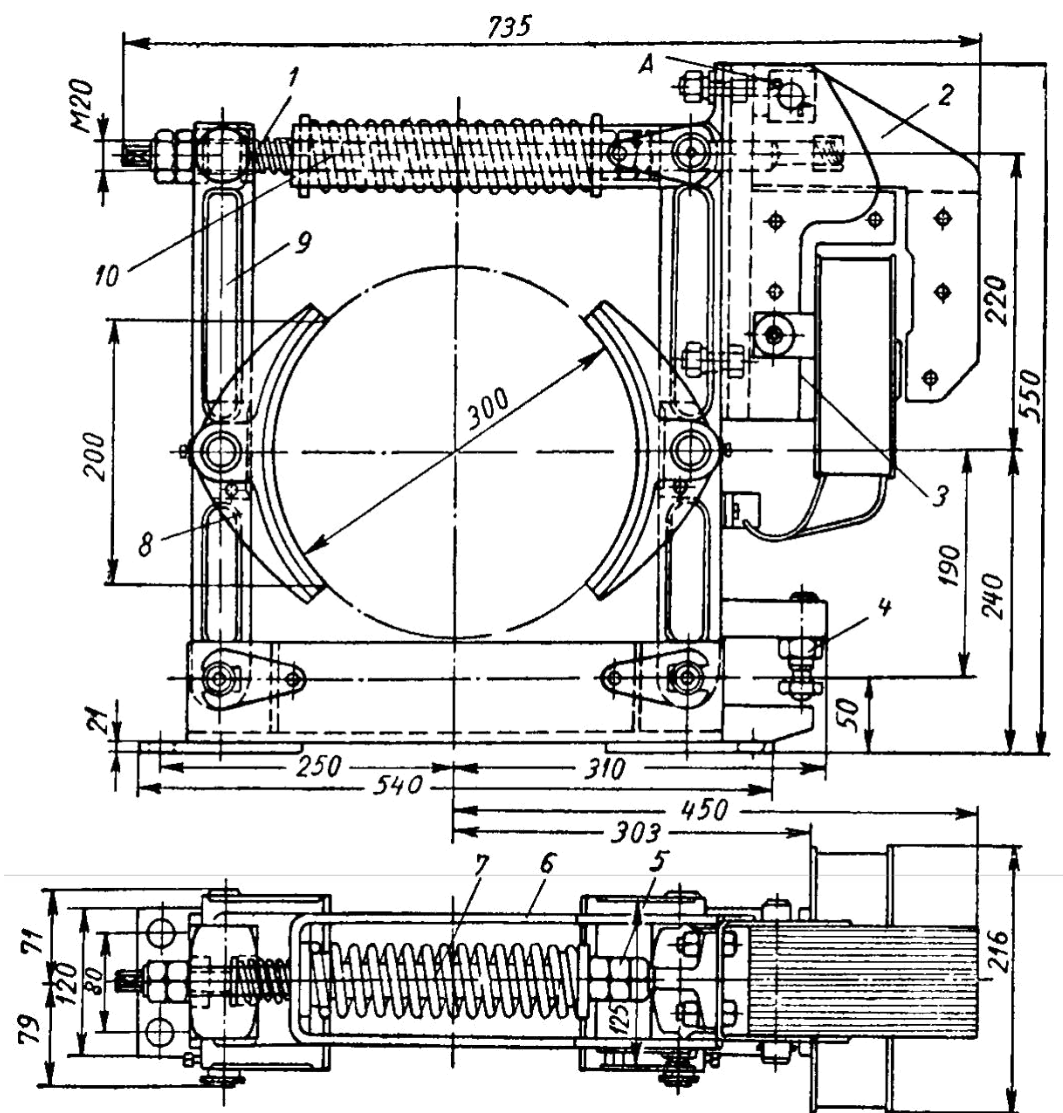


Fig. 5.6. Frein de mécanisme de levage $D_T = 300 \text{ mm}$ avec électroaimant à course courte.

4. Freins de bande. Le couple de freinage dans ces freins est créé par le frottement de la courroie flexible sur le tambour de frein. La fermeture du frein se fait aux dépens d'une charge spéciale et l'ouverture - au moyen d'un électro-aimant. Selon le schéma de fixation des extrémités de la bande, on distingue les freins simples, différentiels et à sommer (Fig. 5.7). Un frein à bande simple normalement fermé (Fig. 5.7, a) est généralement utilisé (dans les mécanismes de levage) avec le couple de freinage dirigé dans une direction. Poids requis de la cargaison (kg)

$$= \frac{F_2 + m_p g + m_r g}{\eta} \quad (105)$$

Où F_2 est la tension de la branche courante de la bande, en N; m_p est la masse du levier, en kg; m_r est la masse de l'armature de l'électroaimant, en kg; l_2, l_p, l_r, l_r - longueur du bras, en m.

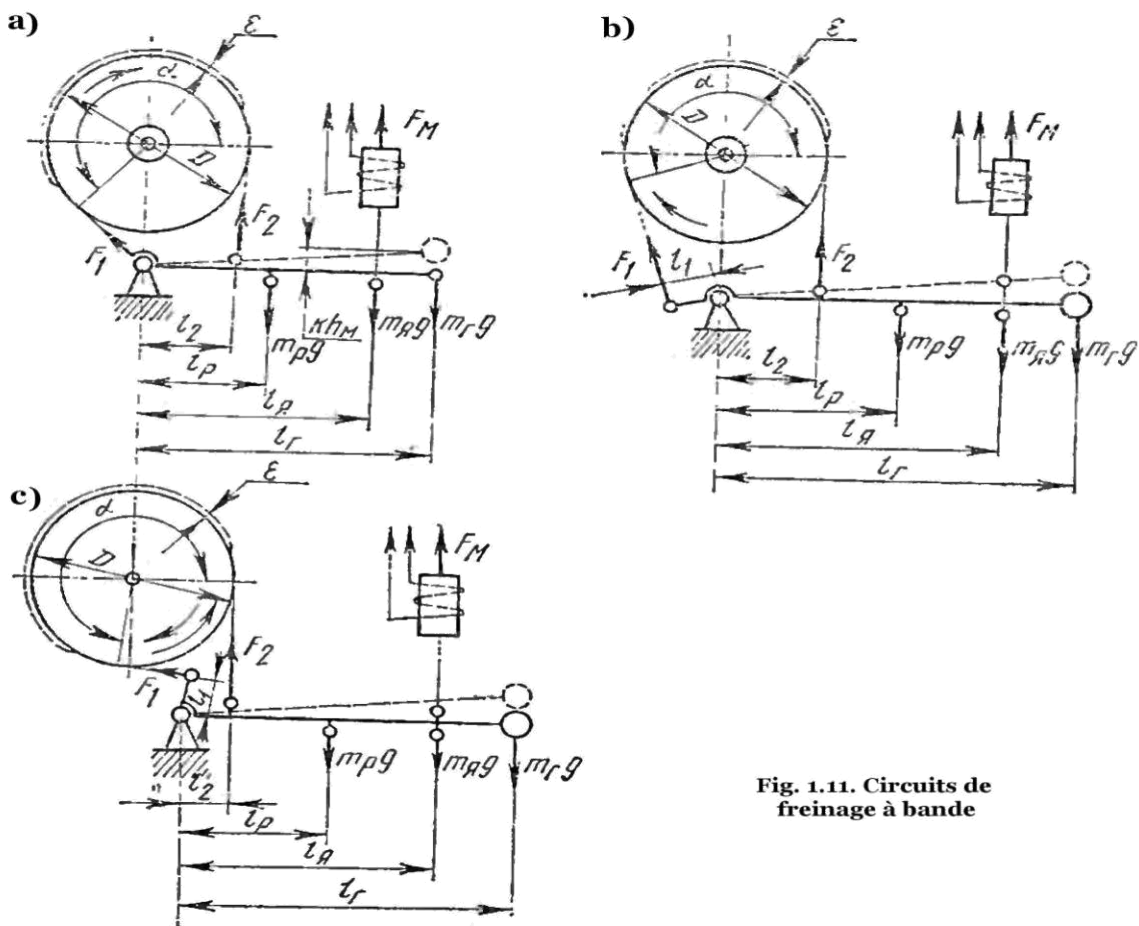


Fig. 1.11. Circuits de freinage à bande

Fig 5.7. Freins à bandes [12]

La course requise du levier h lors du déplacement de la courroie de la tambour, $h = l_p/l_2$,

CHAPITRE VI SÉLECTION ET CALCUL DES DISPOSITIFS D'ARRÊT ET DE FREINAGE

où α est l'angle de la circonférence du tambour autour de la bande, en rad.

La masse requise de la charge (kg) pour créer le moment de freinage dans le frein à bande différentielle (Fig. 5.7, b)

$$M = \frac{F_2 \cdot l \cdot (l_2 - l_1)}{2 \cdot \eta} \quad (107)$$

Où F_2 est la tension de la bande entrante, en N.

La course du levier $h = l / (l_2 - l_1)$ où l est la rétraction de la bande, m.

La sélection des épaulements l_1 et l_2 peut fournir le couple de freinage requis pour une masse de chargement donnée. Afin d'éviter l'auto-serrage de la bande, la condition suivante doit être remplie

$$\frac{l_2}{l_1} > e^{f \cdot \alpha} \quad (108)$$

Où f est le coefficient de frottement entre la courroie et la tambour (tableau 1 38) - e - la base du logarithme naturel ;

$$l_2 = (2,5 \dots 3) l_1, l_1 = 30 \dots 50 \text{ mm.}$$

Frein à ruban additionneur (Fig. 5.7, c). Il assure la constance du moment de freinage quel que soit le sens de rotation du tambour et peut donc être utilisé dans les mécanismes de mouvement et de rotation.

Poids de la charge requis (kg) dans ce frein

$$M = \frac{F_2 \cdot l \cdot (l_1 + l_2)}{2 \cdot \eta} \quad (110)$$

Course du levier $h = l / (l_2 + l_1)$ -

Les dépendances connues d'Euler sont utilisées pour déterminer la tension de la courroie dans les freins à ruban. Tension de la branche venant en sens inverse

$$F_1 = F_2 \cdot e^{-f \cdot \alpha} \quad (111)$$

Branche en cours d'exécution

$$F_2 = F_1 \cdot e^{f \cdot \alpha} \quad (112)$$

La pression (MPa) entre la courroie et le tambour est non constante et varie de p_{min} à p_{max} , à ce stade.

$$p = \frac{F_2}{A} ; \quad p = \frac{F_1}{A} \quad (113)$$

où B est la largeur de la bande, en m.

La condition doit être remplie $p_{\max} \leq [p]$, où $[p]$ est la pression admissible dans les freins à bande (tableau 5.3).

La bande et ses éléments de fixation sont calculés par la force $F1$. Les électro-aimants pour freins à bande sont choisis suivant la condition

$$h = \frac{1}{\eta} \tag{114}$$

Où W est le travail sur l'élément de frein, qui est déterminé par les formules :

Pour un simple frein à bande

$$W_{\theta} = \dots \tag{115}$$

Pour un frein différentiel

$$W_{\theta} = \frac{2^{n-1}}{2^{n-1}} \tag{116}$$

Frein à ruban additionneur

$$W_{\theta} = \frac{1^{n-1}}{2} \tag{117}$$

Où δ est la rétraction de la bande, en m.

Tab. 5.3. pression admissible $[p]$ dans un frein à bande, MPa

Type de frein	Matériaux des surfaces de friction			
	Ruban en acier sur tambour en fonte ou en acier	Ruban d'amiante de frein sur tambour en acier ou en fonte	Matériau de friction moulé sur tambour en métal	Bois sur tambour en fonte
Frein de maintien	1.5	0.6	0.8	0.6
Frein de purge	1.0	0.3	0.4	0.4

CHAPITRE VII

CALCUL DU MECANISME DE MOUVEMENT DU CHARIOT (PONT ELECTRIQUE) AVEC CAPACITE DE 11 Tonnes

1. Brève description du mécanisme calcule

Dans ce chapitre, le calcul du mécanisme de déplacement du chariot de pont roulant, illustré à la Fig. 1.3. Le calcul du mécanisme de levage de la grue et ses caractéristiques générales sont indiqués au ch. I. Capacité de levage de la grue $Q = 11$ tonnes, vitesse du chariot $v = 31,5$ m / min.

Les mécanismes de déplacement des chariots à l'heure actuelle sont généralement réalisés avec des engrenages à denture droite.

Sur la fig.6.1 montre trois schémas de tels mécanismes utilisés dans les grues à crochet à usage général. Dans le schéma selon fig. 6.1 et que les roues à engrenages tournent librement sur des essieux fixes fixés dans le châssis du chariot, les premiers engrenages (un ou deux) sont placés dans un bain d'huile. Cependant, un tel montage sur l'essieu rend difficile l'accès aux moyeux de roue ; la présence de jantes associées à la roue crée un risque de détérioration et d'usure lors de la dernière transmission, ce qui constitue un inconvénient important du circuit. La pratique consistant à faire fonctionner un grand nombre de grues fonctionnant dans des conditions aussi difficiles que dans les ateliers des usines métallurgiques, a néanmoins montré un fonctionnement satisfaisant des mécanismes réalisés dans le cadre de ce système.

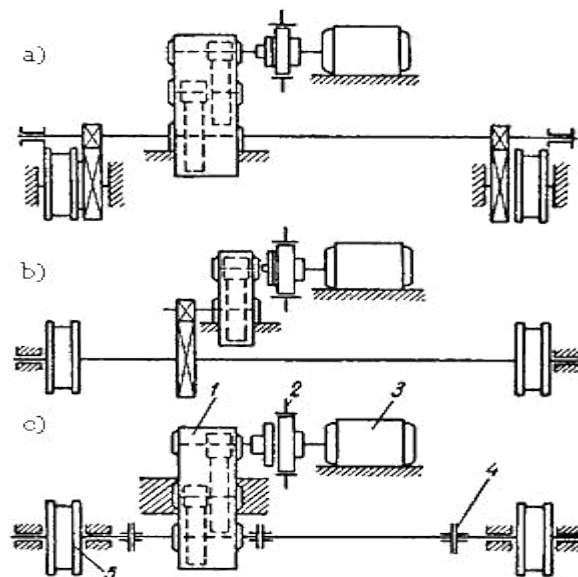


Fig. 6.1. Schémas des mécanismes de déplacement des chariots de la grue.

Dans le schéma selon fig. 6.1, b, les roues de roulement du chariot sont montées sur des essieux qui tournent dans des roulements montés sur le châssis du chariot. Les roues sont entraînées

CHAPITRE VII CALCUL DU MECANISME DE MOUVEMENT DU CHARIOT (PONT ELECTRIQUE) AVEC CAPACITE DE 11 TONNES

par une boîte de vitesses à un ou deux étages (la figure montre une boîte de vitesses à un étage) ; La transmission à l'arbre des roues motrices est ouverte. Ce schéma offre un accès plus facile pour l'inspection des roulements de l'axe des roues motrices. L'avantage de ce schéma par rapport à celui de la fig. 6.1.d, est un mécanisme d'assemblage plus simple, ce qui est particulièrement important dans les conditions de fabrication des installations de grue non spécialisées.

Le mécanisme de déplacement du chariot calculé est fabriqué selon le schéma illustré à la Fig. 6.1 d. Dans ce schéma, les roues motrices 5 sont montées sur des essieux, tournant généralement dans des boîtes spéciales.

Les accouplements 4 axes reliés à l'arbre de sortie de la boîte de vitesses 1; à cette fin, les accouplements à engrenages couramment utilisés du type MPZP (voir tableau. XXI). Le premier arbre de la boîte de vitesses est relié à l'arbre moteur 3 d'embrayage, la moitié de cet embrayage, située sur l'arbre de la boîte de vitesses, sert également de poulie de frein sur laquelle le frein 2. La présence d'engrenages entièrement fermés dans ce schéma permet de protéger les dents des roues de la pollution et de réduire l'usure. Dans le même temps, un tel système permet l'utilisation de boîtes de vitesses standard, ce qui simplifie grandement la fabrication du mécanisme dans les conditions d'installations spécialisées, grâce auxquelles il est largement utilisé aujourd'hui. L'inconvénient de ce système est le coût élevé du mécanisme et la nécessité d'un assemblage plus qualifié.

2.Sélection du moteur et détermination du rapport de transmission du mécanisme

Calcul des résistances au mouvement et à la puissance en mouvement constant. On adopte préalablement le diamètre des roues motrices du chariot $D_k = 250 \text{ mm}$, le diamètre des essieux des essieux de ces roues $d = 70 \text{ mm}$. Comme les supports d'essieu, choisissez des roulements à rouleaux coniques. Type de rail sur lequel le chariot se déplace, grue à tête convexe ; les roues sont faites avec une jante cylindrique. Poids pré-accepté du chariot $G_m = 4000 \text{ kgf}$.

La résistance au déplacement des chariots et des ponts comprend les pertes consacrées au déplacement d'une grue (chariot), les pertes par frottement dans les tourillons et les pertes supplémentaires dues à la pente du chemin et à la résistance au vent W, et est calculée comme suit :

$$= \frac{2111000 + 40000}{25} (0,04 + 0,02) + \frac{7}{2 \cdot 2,5 = 310} \quad (118)$$

CHAPITRE VII CALCUL DU MECANISME DE MOUVEMENT DU CHARIOT (PONT ELECTRIQUE) AVEC CAPACITE DE 11 TONNES

Dans cette formule

f et λ - les coefficients de frottement de roulement et de frottement dans les arbres d'essieux,

- coefficient tenant compte des pertes supplémentaires de frottement dans les flasques des roues, des collecteurs de courant, etc., non directement pris en compte dans le calcul.

Q - poids de la charge soulevée.

Résistance supplémentaire P_{yk} due à l'inclinaison du chemin de roulement basée sur la formule

$$P_{yk} = (f + \lambda) Q \sin \alpha \quad (119)$$

Où α est l'angle d'inclinaison.

Pour les grues opérant sur des voies fixes dans des espaces clos (trottoirs, poutres de grues, etc.),

$$\alpha = 0 \quad (120)$$

La puissance requise du moteur dans le mouvement constant du chariot selon la formule avec

$$P = \frac{6120 \eta_0}{6120 \cdot 0,85} = \frac{310 \cdot 31,5}{6120 \cdot 0,85} = 1,95 \text{ kW} \quad (121)$$

Où η_0 est le coefficient d'efficacité du mécanisme adopté.

Lors de l'installation des essieux des roues motrices sur des roulements, la puissance du moteur est sélectionnée en fonction du temps de démarrage spécifié du mécanisme t_n .

Au préalable ce temps est égal à 3 secondes.

La force d'inertie à ce moment de démarrage selon la formule

$$F_i = \frac{(10000 + 4000) \cdot 31,5}{60 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot 3} = 250 \text{ kW} \quad (122)$$

La force requise pour déplacer le chariot au démarrage, selon la formule

$$F = 310 + (1,1 + 1,3) \cdot 1,3 \cdot 250 = 635 \text{ kW} \quad (123)$$

Puissance de démarrage requise

$$P = \frac{635 \cdot 31,5}{6120 \cdot 0,85} = 3,95 \text{ kW} \quad (124)$$

Puissance moteur requise avec un taux de surcharge de démarrage moyen $\psi_{ep} = 1,5$

$$P = \frac{3,95}{1,5} = 2,64 > 1,95 \quad (125)$$

le mode de fonctionnement moyen spécifié du mécanisme correspond à la durée de l'inclusion de 25%. Sur la base de cette durée d'activation, nous sélectionnons le moteur MTO12--6 d'une

CHAPITRE VII CALCUL DU MECANISME DE MOUVEMENT DU CHARIOT (PONT ELECTRIQUE) AVEC CAPACITE DE 11 TONNES

puissance de $N = 2,2 \text{ kW}$, plus proche de celle trouvée. Régime moteur $n = 885 \text{ tr / min}$, couple rotorique maximal $GDP^2 = 0,12 \text{ kW-m}^2$. la multiplicité du moment limitée à 25% $\psi_{npe\theta} = 2,3$.

Le nombre de tours de la roue du chariot à une vitesse donnée de son mouvement $v = 31,5 \text{ m/min}$

$$= \frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{31,5}{\pi \cdot 2,5} = 40,1 \text{ tr / min} \quad (126)$$

Le rapport de transmission requis du mécanisme à un moteur sélectionné

$$i = \frac{n}{40,1} = \frac{885}{40,1} = 22 \quad (127)$$

Le mécanisme calculé a une boîte de vitesses à deux étages (fig. 6.2) avec rapports : premier $i1 = 5,25$, deuxième $i2 = 4,18$. Rapport de démultiplication total

$$i_{0-1,2} = 5,25 \cdot 4,18 = 21,9 \quad (128)$$

L'efficacité réelle du mécanisme avec le schéma de transmission adopté

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2 = 0,97 \cdot 0,97 = 0,94 \quad (129)$$

où $n1 = n2$ - l'efficacité d'une paire de dents données.

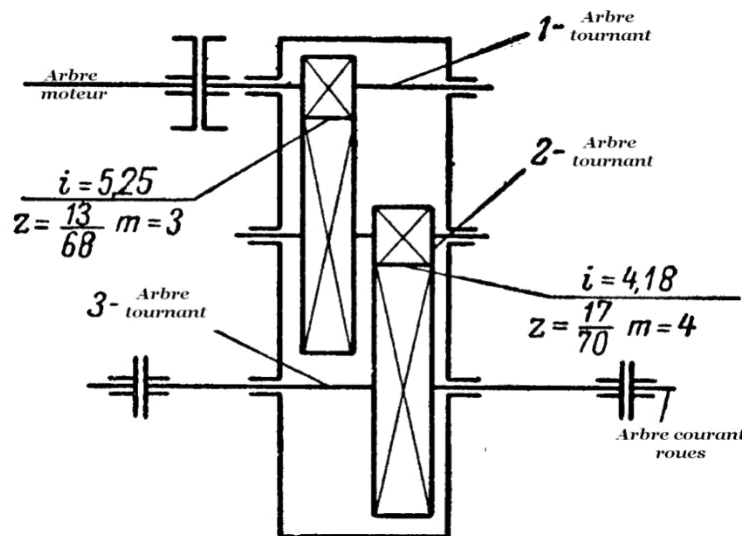


Fig. 6.2. Schéma du mécanisme de mouvement du chariot de la grue

3. Calcul du temps de démarrage Ce calcul est destiné à la vérification finale du moteur sélectionné dans les conditions de démarrage.

Nous prenons les rapports les plus importants et les plus faibles de surcharge du moteur de démarrage $max = 2$ et $min = 1,2$.

Le rapport moyen de formule de surcharge de départ

CHAPITRE VII CALCUL DU MECANISME DE MOUVEMENT DU CHARIOT (PONT ELECTRIQUE) AVEC CAPACITE DE 11 TONNES

$$\psi = \frac{\psi + \psi}{\dots} = \dots = 1,6 \quad (130)$$

Couple moteur nominal

$$= 975 \dots = 975 \dots = 2,42 \text{ N.m} \quad (131)$$

Le couple de démarrage moyen du moteur selon la formule

$$= \psi = 2,42 \cdot 1,6 = 3,87 \text{ N.m} \quad (132)$$

Le moment de travail réduit à l'arbre du moteur

$$= 975 \dots = 975 \dots = 2,09 \text{ N.m} \quad (133)$$

Couple moteur excessif (forces du moment d'inertie) avec un couple de démarrage moyen du moteur

$$= 3,87 - 2,09 = 1,78 \text{ N.m} \quad (134)$$

Le diamètre prédéfini de l'embrayage de frein est **$D_f = 200 \text{ mm}$** , son moment d'inertie est **$G D_f^2 = 0,3 \text{ kgf-m}^2$** . Le moment d'inertie d'un chariot avec une charge, réduite à l'arbre moteur, selon la formule

$$= 0,1 \dots = 0,1 (\dots) \dots \quad (135)$$

$$= 0,1(10000 + 4000) \frac{31,5^2}{\dots} = 1,79 \dots$$

Moment d'inertie total du mécanisme réduit à l'arbre moteur, selon la formule

$$= (\dots + \dots) 1,2 + \dots \quad (136)$$

$$= (0,12 + 0,3) 1,2 + 1,79 = 2,3 \dots$$

Le temps de démarrage du chariot avec la charge nominale selon la formule

$$\dots = \dots \quad (137)$$

Ce qui peut être considéré comme valide.

Le plus grand moment du moteur au démarrage et le coefficient de surcharge de démarrage le plus élevé adopté $\max = 2$

$$= \psi = 2,42 \cdot 2 = 4,84 \text{ N.m} \quad (138)$$

À ce stade, il devrait exister un nombre suffisant de roues motrices de traction avec rails.

Le moment excédentaire (forces du moment d'inertie) sous l'action du moment M_{\max} est donné par la formule

CHAPITRE VII CALCUL DU MECANISME DE MOUVEMENT DU CHARIOT (PONT ELECTRIQUE) AVEC CAPACITE DE 11 TONNES

instantanée selon la formule $= \varphi = 2,42.2 = 4,84 \text{ N.m}$ Accélération (13)

$$\frac{6,3}{\dots} = \frac{6,3 \cdot 2,75 \cdot 31,5}{\dots} = 0,26 \text{ m/s}^2$$

La force d'inertie du chariot chargé de cette accélération, basée sur la formule (14)

$$= \frac{10000 + 4000}{9,81} \cdot 0,26 = 372 \text{ KN}$$

Le plus grand effort nécessaire pour déplacer le chariot en ce moment M_{max}

$$= 310 + 372 = 682 \text{ Kg}$$

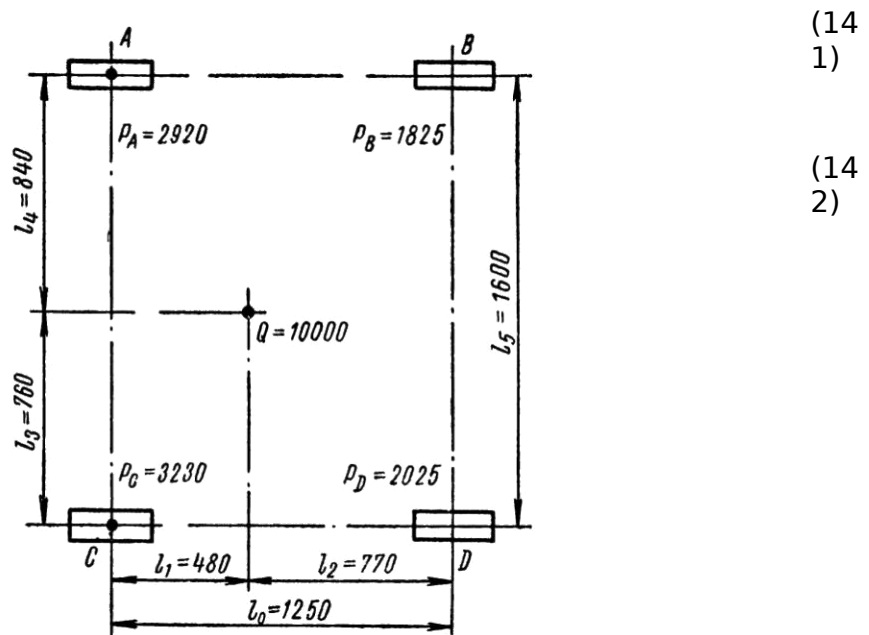


Fig. 6.3. Schéma de détermination de la charge sur les roues du chariot en plus du poids de la charge soulevée [13]

La fig. 6.3 montre le schéma de répartition de charge sur les roues du chariot. La charge sur les roues motrices selon ce schéma sera égale à

$$= \frac{10000 \cdot 770}{1250} + \frac{4000}{1250} = 8150 \text{ KN} \quad (143)$$

Le coefficient d'adhérence adopté des roues motrices avec les rails, $\mu = 0.2$.

La plus grande force possible sur la jante des roues motrices à partir de la condition sans glissement

$$= \circ = 8150.0.2 = 1630 \text{ KN}$$

(144)

Bloc d'embrayage sous l'action du plus grand couple de démarrage du moteur M_{max} selon la formule

CHAPITRE VII CALCUL DU MECANISME DE MOUVEMENT DU CHARIOT (PONT ELECTRIQUE) AVEC CAPACITE DE 11 TONNES

$$= \frac{1630}{1000} = 1,630 = 2,40 \quad (145)$$

La plus petite valeur admissible de ce stock peut être comprise entre 1,1 et 1,2.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Parallèlement à l'amélioration des processus de production et à l'augmentation de la productivité du travail, la mécanisation des travaux de chargement et de déchargement ainsi que du levage et du transport joue un rôle important dans la résolution de ces problèmes.

Malgré les succès importants obtenus dans ce domaine, ces travaux restent très laborieux à l'heure actuelle, nécessitant un recours important à la main-d'œuvre. À cet égard, il convient de poursuivre les travaux sur la création de nouveaux moyens de mécanisation à haute performance, parmi lesquels les mécanismes de grue jouent un rôle important.

À cet égard, il est nécessaire de disposer de directives indiquant les principes généraux du calcul des mécanismes de grue avec des exemples spécifiques. Cette méthode de présentation facilite grandement l'explication détaillée de ces principes, ce qui est généralement difficile à faire lorsqu'on examine les problèmes en général.

À cet égard, les méthodes de calcul de conception et des équipements pour les mécanismes de levage de charges et de déplacement de grues, dans le respect du règlement ont été entreprises. Il aborde les principes de calcul des grues à usage général entraînés par des moteurs asynchrones, les plus couramment utilisés dans l'industrie.

Les informations nécessaires aux étudiants (es) sur les moteurs électriques de grue, leurs modes de fonctionnement et le contrôle de la vitesse sont fournies.

Les questions du choix des moteurs pour les mécanismes de levage et de déplacement du chariot et de la grue, de leurs calculs de vérification avec la modification du couple de démarrage lors d'un freinage mécanique et électrique, sont examinées.

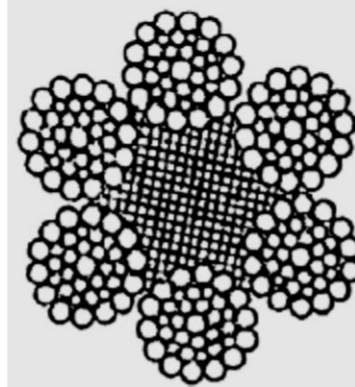
La présentation des méthodes de calcul des éléments du mécanisme de levage des ponts roulants et grues est accompagnée d'exemples numériques pour mener à bien le projet de conception.

ANNEXE

ANNEXE

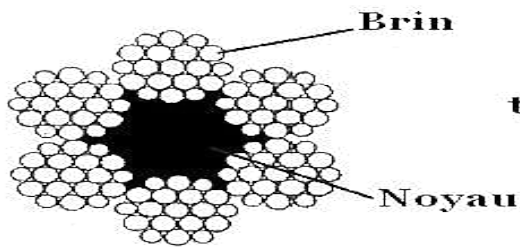
Annexe A.1

Câble à double enroulement de type LK-RO, 6 × 36 fils avec un noyau organique



Diamètre câble, mm	Surface transversale calculée de tous les fils, mm ²	Poids approximatif de 1000 m du câble lubrifié, kg	Groupe de marquage, MPa			
			1372	1568	1666	1764
			Force de rupture de la câble F0, kN, pas moins de			
8,1	25,67	253,5	–	–	–	37,05
9,7	38,82	383,5	–	49,85	53	56,1
11,5	51,96	513	–	66,75	70,95	75,1
13,5	70,55	696,5	–	90,65	96,3	101,5
15	82,16	812	–	104,5	111,5	116,5
16,5	105,73	1045	–	135,5	144	150
18	125,78	1245	–	161,5	171,5	175,5
20	153,99	1520	–	197,5	210	215
22	185,1	1830	207,5	237,5	252,5	258,5
23,5	215,94	2130	242,5	277	294	304
25,5	252,46	2495	283,5	324	344	352,5
27	283,79	2800	318,5	364,5	387,5	396,5
29	325,42	3215	366	417,5	444	454,5
31	369,97	3655	416	475	505	517
33	420,96	4155	473	540,5	574,5	588,8
34,5	461,07	4550	518	592	629,5	644,5
36,5	503,09	4965	565,5	646	686,5	703,5
39,5	615,95	6080	692,5	791,5	841	801
42	683,68	6750	768,5	878,5	933,5	955,5

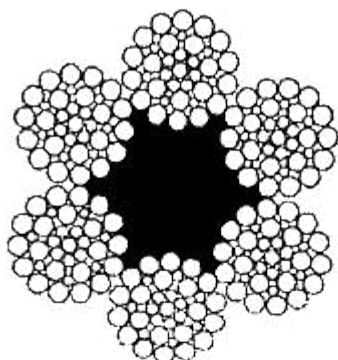
Tableau 3.2 Choix du câble



**Commettage Double
type LC-R, constructions
6x19(1+6+6/6)+10.c**

diamètre du câble dk (mm)	La section estimée du fil (mm ²)	Groupe de marquage, MPa				
		1470	1578	1666	1764	1862
		Force de rupture F, kN				
Câbles avec revêtement galvanisé						
9,9	36,66	-	48,85	51,85	53,45	55,95
11,0	47,19	-	62,85	66,75	68,80	72,00
12,0	53,87	-	71,75	76,20	78,55	81,90
13,0	61,00	76,19	81,25	86,30	89,00	92,80
14,0	74,40	92,85	98,95	105,00	108,00	112,50
15,0	86,28	107,00	114,50	122,00	125,50	131,00
16,5	104,61	130,00	139,00	147,50	152,00	159,00
18,0	124,73	155,00	166,00	176,00	181,50	189,50
19,5	143,61	179,50	191,00	203,00	209,00	218,50
autre revêtement des câbles						
21,0	167,03	208,00	222,00	236,00	243,50	254,00
22,5	188,78	235,50	251,00	267,00	275,00	287,50
24,0	215,49	269,00	287,00	304,50	314,00	328,00
25,5	244,00	304,50	324,50	345,00	355,50	372,00
27,0	274,31	342,00	365,00	388,00	399,50	418,00
28,0	297,63	371,00	396,00	421,00	434,00	453,50
30,5	356,72	445,50	475,00	504,50	520,00	544,00
32,0	393,06	490,50	523,50	556,00	573,00	599,50
33,5	431,18	538,50	574,00	610,50	648,00	682,50
37,0	512,79	640,50	683,00	725,00	729,00	758,00

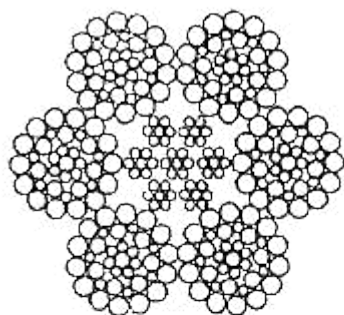
Tableau 3.3 Choix du câble



**Commettage Double
type LC-R, constructions
6x36(1+7+7/7)+1o.c**

diamètre du câble dk (mm)	La section estimée du fil (mm ²)	Groupe de marquage, MPa				
		1470	1578	1666	1764	1862
		Force de rupture F, kN				
Câbles avec revêtement galvanisé						
11,5	51,96	-	66,75	70,95	75,10	78,30
13,5	70,55	-	90,65	96,30	101,50	106,00
15,0	82,16	-	104,50	111,50	116,50	122,50
16,5	105,73	-	135,50	144,00	150,00	157,50
18,0	125,78	-	161,50	171,50	175,50	186,50
20,0	153,99	-	197,50	210,00	215,00	229,00
22,0	185,10	225,50	237,50	252,50	258,50	275,00
autre revêtement des câbles						
23,5	215,94	259,50	277,00	294,00	304,00	321,00
25,5	252,46	303,50	234,00	344,00	352,50	375,50
27,0	283,79	341,50	364,50	387,50	396,50	422,00
29,0	325,42	392,00	417,50	444,00	454,50	484,00
31,0	369,97	445,00	475,00	505,00	517,00	550,50
33,0	420,96	507,00	540,50	574,00	588,00	626,50
34,5	461,07	555,50	592,00	629,50	644,50	686,00
36,5	503,09	606,00	646,00	686,50	703,50	748,50

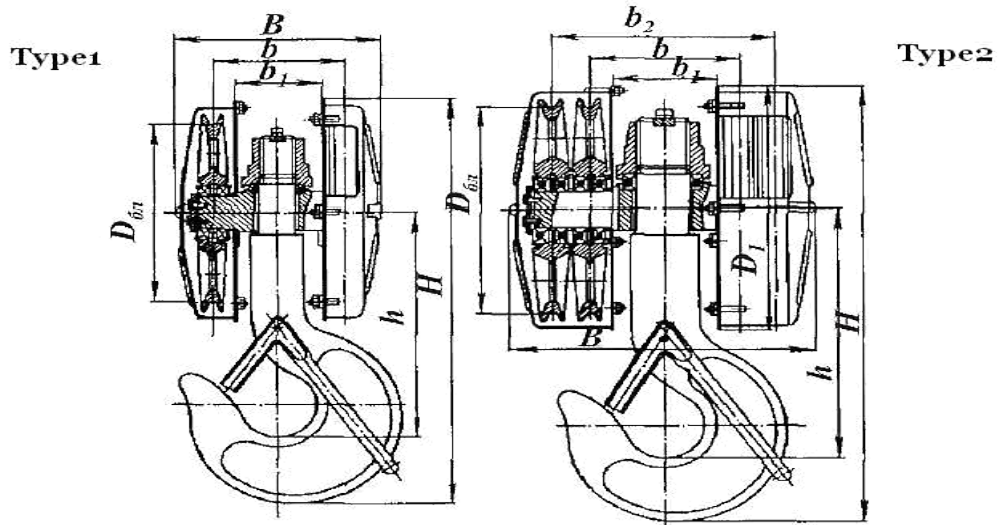
Tableau 3.4 Choix du câble



**Commettage Double
type LC-R, constructions
6x19(1+6+6/6)+1o.c**

diamètre du câble dk (mm)	La section estimée du fil (mm ²)	Groupe de marquage, MPa				
		1470	1578	1666	1764	1862
		Force de rupture F, kN				
Câbles avec revêtement galvanisé						
10,5	52,9	-	661,50	70,45	71,80	77,40
13,0	80,46	-	100,00	106,50	108,50	115,50
14,5	96,36	-	120,50	128,00	130,00	138,50
16,0	121,87	-	152,00	162,00	16,00	175,00
17,5	145,03	-	181,50	193,00	196,00	209,00
19,5	179,07	-	224,00	238,50	242,50	258,00
21,0	213,39	250,50	267,50	284,00	289,50	307,00
					autre revêtement des câbles	
23,0	251,21	294,50	315,00	334,50	341,00	362,00
25,0	292,10	343,00	366,00	389,00	396,00	417,50
26,5	327,43	384,50	410,00	436,00	444,00	472,00
28,0	373,25	438,50	467,00	497,00	506,50	538,00
30,0	426,76	501,50	535,00	568,00	579,00	615,00
32,5	487,48	572,50	611,00	649,00	661,50	703,00
35,5	580,11	682,00	727,50	772,50	787,50	835,00
36,5	646,37	759,50	810,00	861,00	877,50	930,00
39,0	716,29	842,00	898,00	954,50	972,50	1025,0
41,0	796,83	936,50	994,50	1055,0	1075,0	1145,0

Tableau 3.6 Crochet de suspension court



Capacité de charge, t	Mode de fonctionnement	Type	Diamètre de câble, mm	Dimensions de la suspension								Désignations de crochet	Poids, kg
				D_{6n}	D_1	B	b	b_1	b_2	H	h		
3,2	M7	1	9,2	320	405	305	200	125	-	570	300,5	12Б	68
5	M7	1	12	400	500	370	225	150	-	732	380,5	14Б	100
5	M6	1	11	320	405	305	200	125	-	612	333,5	13Б	72
5	M6	1	11	320	405	305	200	125	-	612	333,5	13Б	72
8	M7	1	15	450	562	400	266	176	-	857	576,5	16Б	190
8	M6	1	14	400	500	370	225	150	-	760	420,3	15Б	106
8	M5	1	13	320	405	305	200	125	-	668	373,5	15Б	96
12,5	M7	1	15	450	562	564	270	180	342	922	511	18Б	306
12,5	M6	1	17,5	450	562	400	266	176	-	888	491	17Б	198
12,5	M5	1	17	400	500	370	225	150	-	825	460	17Б	128
20	M6	2	17,5	450	562	564	270	180	342	978	546	19Б	325
20	M7	1	20	450	578	400	266	176	-	982	551	19Б	233

Tableau 3.7
Crochet de suspension normal.

Taille standard	Capacité de charge, t	Groupe de mode de travail	Diamètre du câble d ² , mm	Dimensions en mm							Poids, kg
				D	d	d ₁	d ₂	B	H	H ₂	
2-5-406	5	M7	11...14	406	55	100	M42	170	887	370	84,9
2-5-500	5	M8		500			M48		987	420	107
2-8-406	8	M5, M6	14...17	406			M52		940	390	116
2-8-500		M7		500			1079		440	157	
2-8-610	10	M8	14...18	610			M56	190	1207	505	213
2-10-406		M6		406			977		390	129	
2-10-500		M7		500			M64		1172	475	180
2-10-610		M8		610			1302		540	285	
3-10-336	12,5	M5, M6	11...14	336	90	140	M56		897	350	145
3-10-406		M7		406			M64		1072	425	161
3-10-500		M8		500					1172	475	193
3-12, 5-406	16	M5, M6	14...17	406			260	270	1077	430	205
3-12, 5-500		M7		500			1215		480	250	
3-1-16-610	20	M8	14...18	610			70x10		1345	545	340
3-20-610		M5, M6		610			1115		430	223	

REFERENCES

REFERENCES

- [1] Claude PELLETIER : « Appareils de levage – Généralités » Réf : AG7010 v1. Date de publication : 10 juil. 2000
- [2] Robert L. Mott, Edward M. Vavrek, Jyhwen Wang, "MACHINE ELEMENTS IN MECHANICAL DESIGN "Sixth Edition, 330 Hudson Street, NY, NY 10013, 2018.
- [3] Règles pour la construction et l'exploitation en toute sécurité d'un monte-charge et Grues. – Kharkov : Fort, 2007.
- [4] Kazak S.A. et al. « Conception de parcours de machines de levage » - École supérieure, Moscou 1989.
- [5] A B. Parnitsky, A. P Shabashov "grues a usage general conception. Calcul, fonctionnement » publication trois, corrigée et ajoutée, Publication scientifique et technique des états Littérature de construction de machines
- [6] S.F. Deck, A.S. Pont "Calcul et conception des mécanismes de grue « Recommandé pour publication : Commission méthodique de génie mécanique, Faculté de technique de l'état de Priazov, Université ; Conseil académique de l'Institut maritime Azov d'Odessa Académie Maritime Nationale. Marioupol, 2011.
- [7] n.g. pavlov, « exemples de calcul de grue » 3ème édition, révisée et élargie, maison d'édition "construction de machines" leningrad 1967 thornado
- [8] A.V. Kuzmin, F.L.Maron « Annuaire sur les calculs de mécanismes de levage et Machines de transport « , Deuxième édition, révisée et mise à jour. MINSK "HIGH SCHOOL" 1983.
- [9] M.I.ALEXAIDROV « Levage - véhicules de transport » Sixième édition, répétée Manuel pour les étudiants. École de spécialités de Moscou, Moscou 1985.
- [10] V B Bhandari, Design of Machine Elements. Third Edition, the McGraw-Hill Compagies. 1994.
- [11] Dan B. Marghitu, Mechanical Engineer's Handbook. Academic Press Series in Engineering. San Francisco _ New York. 2001.
- [12] Stephen P. Radzevich, Theory of gearing: Kinetics, Geometry, and Synthesis. CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton London New York, 2013.
- [13] Steven R. Schmid, Bernard J. Hamrock, Bo O. Jacobson, Fundamentals of Machine Elements. SI Version, Third Edition, CRC Press Taylor & Francis Group, Boca Raton London New York, 2014.

RESUME

ملخص

آلة الرفع والنقل هي العناصر الأساسية للمكننة المعقدة لعمليات الإنتاج. في نظام الرفع والسحب ، بعض الآلات الأكثر أهمية هي آلات التشغيل بشكل دوري – ال وهي رافعات الرفع.

يتم تنفيذ عدد كبير من عمليات الرفع والمناولة والتحميل والتفريغ في قطاعات مختلفة. وهذا يتطلب آلات عالية الأداء تضمن المكننة الكاملة لتحميل البضائع بالقطعة وبكميات كبيرة. تتضمن العملية التكنولوجية للتخزين الحديث عددًا كبيرًا من عمليات التحميل والتفريغ التي تستخدم معدات مختلفة منها: رافعات ذات تصميمات مختلفة.

يجب أن تشمل دراسة رافعة جسرية تصميم وأهداف وتخطيط وموقع المكونات الرئيسية ، بما في ذلك: آليات لرفع الحمل وخفضه ، ونقل شاحنة التحميل ، قم بتدوير ذراع الرافعة وحرك الرافعة ...

يتعلق عملنا بدراسة الرسم التخطيطي الحركي الرئيسي لنظام رفع الرافعة ، بينما نفهم تشغيل عناصر الرسم البياني خلال آليات بدء الرافعة ووقفها وعكسها وكبحها.

ABSTRACT

Lifting and transport machines are the basic elements of the complex mechanization of production processes. In the hoisting and hauling system, some of the most important machines are periodically operating machines - they are lifting cranes

A large number of lifting, handling, loading and unloading operations are carried out in different sectors. This requires high-performance machines that ensure the complete mechanization of cargo loading by the piece and in bulk. The technological process of modern warehousing includes a large number of loading and unloading operations for which various equipment is used: cranes of different designs.

The study of a gantry crane, must include the design, objectives, layout and location of its main components including: mechanisms to lift and lower the load, move the load truck, rotate the boom and move the crane ... etc

Our work concerns the study of the main kinematic diagram of the crane lifting system, while understanding the operation of the elements of the diagram during the start, stop, reverse and braking of crane mechanisms.

RESUME

Les machines de levage et de transport sont les éléments de base de la mécanisation complexe des processus de production. Dans le système d'appareils de levage et de transport, certaines des machines les plus importantes sont des machines à fonctionnement périodique - il s'agit de grues de levage

Un grand nombre d'opérations de levage, de manutention, de chargement et de déchargement sont effectuées dans différents secteurs. Cela nécessite des machines performantes qui assurent la mécanisation complète du chargement des cargaisons à la pièce et en vrac. Le processus technologique de l'entreposage moderne comprend un grand nombre de travaux de chargement et de déchargement pour lesquels divers équipements sont utilisés : grues de différentes conceptions

L'étude d'une grue portique, doit comprendre la conception, les objectifs, la disposition et l'emplacement de ses principaux éléments, notamment : les mécanismes permettant de lever et d'abaisser la charge, de déplacer le chariot de charge, de faire pivoter la flèche et de déplacer la grue.....etc

*Notre travail concerne l'étude du schéma cinématique principal du système de levage de la grue, tout en comprenant le fonctionnement des éléments du schéma lors du démarrage, de l'arrêt, de la marche arrière et du freinage des mécanismes de la grue. **RESUME***
