

LE FREINAGE DE MACHINES D'EXTRACTION KOEPE

G. VAN DEN BERGHE

Directeur au Directoire de l'Industrie Charbonnière.

INTRODUCTION

Le freinage d'une machine d'extraction Koepe est toujours une opération délicate, parce qu'on doit pouvoir régler le chemin parcouru pendant le freinage dans des limites très étroites et cela malgré les masses considérables en mouvement. En effet, il s'agit d'éviter les mises à molettes avec toutes leurs conséquences techniques et financières. D'ailleurs la garantie de la sécurité nécessite encore plus impérativement un bon réglage du freinage.

A l'appui de quelques considérations théoriques et du récit de quelques incidents survenus dans la pratique, on essaiera dans ce qui suit de voir plus clair dans les phénomènes divers qui apparaissent lors du freinage et on fera quelques suggestions pour l'obtention d'une sécurité plus grande lors de cette opération.

Le freinage d'une machine d'extraction du type Koepe peut s'effectuer de manière électrique ou (et) mécanique. Dans ce dernier cas, il faut encore faire une distinction entre l'action du frein de manœuvre et celle du frein de sécurité.

LE FREINAGE ELECTRIQUE

Nous traiterons uniquement du freinage du système Ward-Léonard (fig. 1).

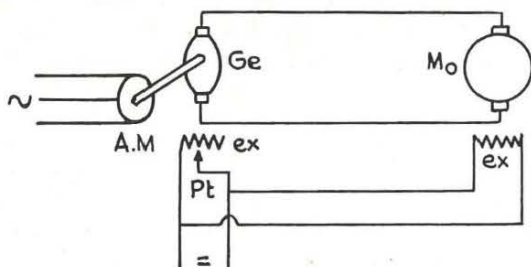


Fig. 1.

- A.M. = moteur asynchrone - asynchrone wisselstroommotor
 Ge = générateur de courant continu - gelijkstroom-generator
 Mo = moteur d'extraction - extractiemotor
 ex = excitation - excitatie
 Pt = potentiomètre - potentiometer

HET REMMEN VAN KOEPE-EXTRACTIEMACHINES

G. VAN DEN BERGHE

Directeur bij het Directorium van de Steenkolenrijverheid.

INLEIDING

Het afremmen van een Koepe-extractieinrichting is een delicate bewerking, aangezien men niettegenstaande grote bewegende massa's de remafstand binnen enge grenzen moet kunnen regelen, ten einde te vermijden dat een kooi in de schachtbok zou getrokken worden met al de technische en financiële moeilijkheden vandien. Ook op gebied van de veiligheid is een goede regeling der remming een absolute vereiste.

In wat volgt zal getracht worden, aan de hand van enkele theoretische beschouwingen en het relaas van enkele werkelijk gebeurde incidenten, een beter inzicht te geven in de verschillende verschijnselen dewelke optreden bij het remmen en enkele suggesties zullen gemaakt worden om deze bewerking in zo veilig mogelijke voorwaarden te laten geschieden.

Het afremmen van een Koepe-extractiesysteem kan electrisch of (en) mechanisch geschieden. In het laatste geval moeten we nog onderscheid maken tussen de werking van de bedieningsrem en van de veiligheidsrem.

DE ELECTRISCHE REMMING

Alleen het geval van de remming van een Ward-Leonard systeem wordt hier besproken (fig. 1).

Voor de gelijkstroommotor, zowel als voor de generator van dit systeem gelden de formules :

$$E = k n \phi$$

$$\text{en } C = k' \phi I$$

waarin :

E : de electro-motorische kracht of tegen-electromotorische kracht (in 't vervolg ook e.m.k. genoemd) is van de machine ;

C : het voortgebrachte of geleverde koppel ;

k en k' : constanten ;

n : het toerental van de machine ;

ϕ : de magnetische flux, bekrachtiging of excitatie ;

I : de electrische stroomsterkte door de machine.

Tant pour le moteur à courant continu que pour le générateur de ce système, les formules suivantes sont d'application :

$$E = k n \phi$$

$$\text{et } C = k' \phi I$$

dans lesquelles :

E : constitue la force électromotrice ou contre-électromotrice (appelée par la suite « e.m.k. ») de cette machine ;

C : constitue le couple produit ;

k et k' : sont des constantes ;

n : constitue le nombre de tours de la machine ;

ϕ : constitue le flux magnétique, ou l'excitation ;

I : constitue l'intensité du courant de la machine.

En circonstances normales, l'excitation du moteur d'extraction est constante, de sorte que

$$E_m = k m . n \quad \text{et } C_m = k' m . I$$

tandis que, de son côté, le générateur tourne à un nombre de tours pratiquement constant et que son excitation est essentiellement variable :

$$E_g = k g . \phi g$$

Dans ces formules, $k m$, $k' m$ et $k g$ sont des constantes.

Dans un circuit Ward-Leonard s'applique en outre la formule :

$$E_g = E_m + r I$$

r étant la résistance totale du circuit, du moteur et du générateur..

Les formules précitées permettent donc de déduire que :

$$C_m = k' m \frac{E_g - E_m}{r}$$

Un couple négatif ou freinant peut être obtenu si $E_g - E_m < 0$ ou $E_m > E_g$. Pour obtenir une action freinante, il faut réduire E_g en diminuant ϕg à l'aide de la manivelle de conduite ou potentiomètre. L'action freinante sera d'autant plus prononcée que la différence entre E_g et E_m sera plus grande, étant entendu que E_g peut même atteindre une valeur négative.

Pendant le freinage, le moteur d'extraction fait fonction de générateur, c'est-à-dire qu'il produit de l'énergie, tandis que le générateur est converti en moteur et que le moteur asynchrone y relié fonctionne comme dynamo. L'énergie électrique est donc renvoyée au réseau. Il s'agit d'un freinage dit « de récupération ».

In normale omstandigheden is de bekrachtiging van de extractiemotor constant zodat

$$E_m = k m . n \quad \text{en } C_m = k' m I$$

terwijl de generator zijnerzijds draait op een praktisch constant toerental en zijn bekrachtiging essentieel variant is :

$$E_g = k g . \phi g$$

Hierin zijn $k m$, $k' m$ en $k g$ constanten.

Verder geldt in een Ward-Leonard kring :

$$E_g = E_m + r I$$

waarin r de totale weerstand is van de kring, de motor en de generator.

Uit voorgaande formules kunnen we ook afleiden :

$$C_m = k' m \frac{E_g - E_m}{r}$$

Een negatief of remmend koppel verkrijgt men wanneer $E_g - E_m < 0$ of $E_m > E_g$. Ten einde een remmende werking te verkrijgen zal men E_g doen dalen door, met behulp van de bestuurshandel of potentiometer, ϕg te verminderen. De remmende werking zal des te meer uitgesproken zijn naarmate het verschil tussen E_g en E_m groter is, met dien verstande dat men E_g zelfs negatieve waarden kan doen aannemen.

Tijdens de remming werkt de extractiemotor als generator, t.t.z. levert energie, terwijl de generator wordt aangedreven als motor, en de ermede verbonden asynchrone motor functioneert als dynamo. Er wordt dus elektrische energie terug gestuurd naar het net. Men spreekt van recuperatieremming.

Over het algemeen zullen elektrische en mechanische schikkingen van de installatie beletten dat $E_g - E_m$ een zekere waarde overtreft of m.a.w. dat een te groot remmend koppel wordt toegepast, hetgeen gevaarlijk zou kunnen zijn voor het verschuiven van de draagkabel op de Koepe-schijf en tot ontoelaatbare stroomsterkten aanleiding zou kunnen geven.

Waar de elektrische remkrachten die men normaal bij het einde van elke rit zal verkrijgen, en in het geval van een dalend onevenwicht (onder onevenwicht gelieve men te verstaan het verschil in statische belasting van de twee kooien) zelfs gedurende het grootste deel van de rit, wel bepaald zijn, is zulks veel minder het geval in buitengewone omstandigheden, zoals bv. bij de onderbreking van de voedingsstroom van de asynchrone motor die met de generator verbonden is en bij het wegvallen van de excitatie van de motor of van de generator.

En général, les dispositifs électriques et mécaniques de l'installation empêcheront que $E_g - E_m$ dépasse une certaine valeur ou, en d'autres termes, l'application d'un couple freinant d'une valeur trop élevée, ce qui pourrait entraîner le danger d'un glissement du câble porteur sur la poulie Koepe, ainsi que des intensités de courant intolérables.

Si les forces de freinage électrique normalement obtenues à la fin de chaque course sont bien connues et qu'il en est de même lorsqu'il s'agit d'un déséquilibre descendant (par déséquilibre il faut entendre l'écart entre la charge statique des deux cages) pendant la plus grande partie de la course, cela est beaucoup moins vrai dans des circonstances exceptionnelles, par exemple en cas d'interruption du courant d'alimentation du moteur asynchrone relié au générateur, ou en cas de suppression de l'excitation du moteur ou du générateur.

Dans de pareilles circonstances, le frein de sécurité devra toujours intervenir automatiquement ; dans ce qui suit, il faudra donc tenir compte de son action.

1^{er} cas : Interruption du courant d'alimentation du moteur asynchrone.

Dès ce moment, le réseau de courant alternatif cessera de fournir ou d'absorber l'énergie.

La vitesse de l'ensemble constitué par le moteur asynchrone et le générateur à courant continu devient essentiellement variable, puisqu'elle n'est plus déterminée par la fréquence du réseau de courant alternatif. Ce groupe continue à tourner pendant un certain temps encore.

Dans l'hypothèse où ϕg reste entretemps constant, que le machiniste ne réagit donc pas, on en arrive à ce qui suit : au moment de l'interruption $E_g > E_m$ — ce qui est normalement le cas d'un déséquilibre montant — le générateur continuera à fournir de l'énergie au moteur, tandis qu'il produira en même temps l'énergie nécessaire pour vaincre sa propre résistance à la friction.

Il va de soi que E_g diminuera très rapidement et deviendra inférieur à E_m . Dès ce moment, le moteur fonctionnera en générateur et fournira au générateur l'énergie nécessaire pour vaincre les résistances à la friction.

Il se peut que cela entraînera une augmentation du nombre de tours du générateur et que E_g redevenue supérieur à E_m , et le phénomène se reproduira (fig. 2).

Par ailleurs, $E_m = k_m \cdot n$ diminuera puisque la vitesse du moteur d'extraction ralentira suivant une loi imposée par le frein mécanique.

En pratique, on peut dire qu'au bout de quelque temps E_g sera égal à E_m et continuera à osciller autour de la valeur de E_m .

In dergelijke omstandigheden zal de veiligheidsrem steeds automatisch moeten ingrijpen, zodat we met haar werking rekening zullen moeten houden in wat volgt.

1^e geval : Onderbreking van de voedingsstroom van de asynchrone motor.

Het wisselstroomnet kan vanaf dit ogenblik geen energie meer leveren of opnemen.

De snelheid van het geheel gevormd door de asynchrone motor en de gelijkstroom-generator wordt essentieel veranderlijk daar ze niet langer bepaald wordt door de frequentie van het wisselstroomnet. De groep blijft gedurende een zekere tijd doordraaien.

In de veronderstelling dat ϕg intussen constant blijft, dus dat de machinist niet reageert, verkrijgt men wat volgt :

Wanneer op het ogenblik van de onderbreking $E_g > E_m$, hetgeen normaal bij stijgend onevenwicht het geval is, dan zal de generator nog energie aan de motor leveren, terwijl hij ook de energie voortbrengt om de eigen wrijvingskrachten te overwinnen.

Het spreekt vanzelf dat E_g zeer spoedig zal verminderen en kleiner zal worden dan E_m . Vanaf dit ogenblik zal de motor werken als generator en aan de generator de nodige energie leveren om de wrijvingskrachten te overwinnen.

Het is mogelijk dat het toerental van de generator hierdoor weer gaat stijgen en E_g terug groter wordt dan E_m , waarna het verschijnsel zich herhaalt (fig. 2).

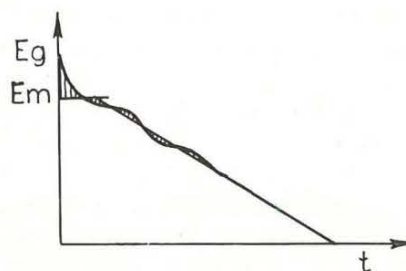


Fig. 2.

Déséquilibre montant. Evolution de E_g et E_m en cas de l'interruption du courant d'alimentation du moteur asynchrone.

Stijgend onevenwicht. Evolutie van E_g en E_m bij de onderbreking van de voedingsstroom van de asynchrone motor.

Daarneven zal $E_m = k_m \cdot n$ kleiner worden daar de snelheid van de extractiemotor vermindert volgens een wet hem opgelegd door de mechanische rem.

Practisch kunnen we zeggen dat E_g na korte tijd ongeveer gelijk zal zijn aan E_m en rond de waarde van E_m zal blijven schommelen.

Au cas où E_m ne diminuerait pas selon une fonction linéaire, par exemple par l'intervention d'une force freinante variable, les forces électriques produites s'opposeraient au freinage mécanique trop prononcé, mais coopéreraient lorsque ce freinage n'est pas assez fort (fig. 3).

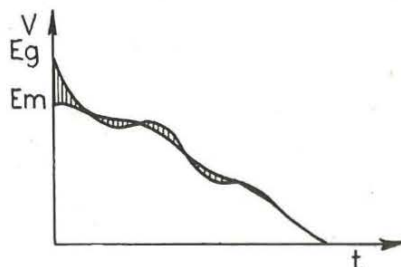


Fig. 3.

Déséquilibre montant. Evolution de E_g et E_m dans le même cas que le diagramme 1, mais avec une force freinante variable.

Stijgend onevenwicht. Evolutie van E_g en E_m in het geval van diagram 1 maar met niet constante remkracht.

Les forces électriques servent dans ce cas de stabilisateurs.

Lorsqu'au moment de la suppression du courant d'alimentation du moteur asynchrone, $E_g - E_m < 0$, donc normalement dans l'hypothèse d'un déséquilibre descendant, il se produit un phénomène comparable, illustré par la figure 4.

En général, il peut donc être conclu que le couple électrique intervenant en cas de suppression d'alimentation du moteur asynchrone est limité et négligeable aussi longtemps que ϕg reste constant.

Mais que se produira-t-il lorsque le machiniste place le potentiomètre au point zéro et diminue ainsi ϕg ? En fait, ϕg ne sera jamais égal à zéro puisqu'il subsiste toujours un certain magnétisme rémanent. Le produit $ng \times \phi g$ de la formule $E_g = k_g \cdot ng \cdot \phi g$ évoluera de telle manière que E_g continuera à osciller autour de E_m ; il s'ensuit donc que la vitesse ng du groupe sera plus élevée que dans le cas précédent. Par cette vitesse plus élevée, les forces de friction absorbées par le groupe augmenteront quelque peu et l'action freinante devra être un peu plus prononcée que dans le cas précédent. On comprendra, sans autres explications, que cet effet freinant reste en tout cas limité.

2^e cas : Interruption de l'excitation du moteur d'extraction.

L'interruption de l'excitation du moteur aura comme conséquence une diminution considérable de E_m , cause d'une forte augmentation de

$$I = \frac{E_g - E_m}{r} \quad \text{et} \quad C_m = k'm I$$

Le moteur s'emballera.

In geval E_m niet volgens een lineaire functie zou dalen, bv. tengevolge van een niet constante remkracht, dan zullen de elektrische krachten die ontstaan, de mechanische remming tegenwerken wanneer deze overdreven is en ze anderzijds helpen wanneer ze te klein is (fig. 3).

De elektrische krachten doen in dit geval dus dienst als een soort stabilisator.

Wanneer op het ogenblik van het wegvallen van de voedingsstroom van de asynchrone motor $E_g - E_m < 0$ was, dus normaal in de veronderstelling van een dalend onevenwicht, bekomt men een volkomen gelijkaardig verschijnsel geïllustreerd door figuur 4.

We kunnen in 't algemeen besluiten dat het electrisch koppel dat optreedt bij het wegvallen van de voedingsstroom van de asynchrone motor klein en verwaarloosbaar is zolang ϕg intussen constant blijft.

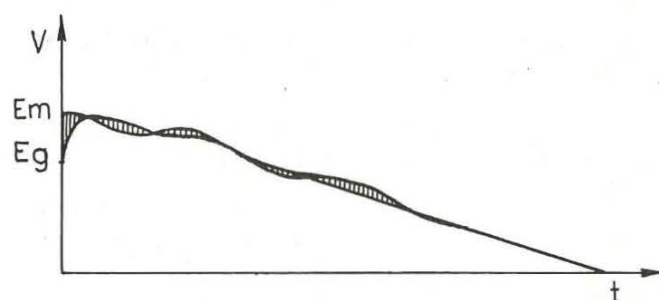


Fig. 4.

Déséquilibre descendant - force freinante non constante. Evolution de E_m et E_g en cas de l'interruption du courant d'alimentation du moteur asynchrone.

Dalend onevenwicht - niet constante remkracht. Evolutie van E_m en E_g bij het wegvallen van de voedingsstroom van de asynchrone motor.

Wat zal er nu gebeuren ingeval de machinist de potentiometer tevens naar zijn nulstand brengt en aldus ϕg doet verminderen? In feite zal ϕg nooit gelijk worden aan nul daar er steeds een remanent magnetisme blijft bestaan. Het product $ng \times \phi g$ van de formule $E_g = k_g \cdot ng \cdot \phi g$ zal dan zodanig evolueren dat E_g blijft schommelen rond E_m , waaruit dus volgt dat de snelheid ng van de groep groter zal zijn dan in het voorgaande geval. Tengevolge van deze grotere snelheid zullen de wrijvingskrachten opgeslorpt door de groep eveneens wat groter worden, zodat de remmende werking iets meer uitgesproken zal zijn dan in het voorgaande geval. Het hoeft echter geen verdere uitleg om te begrijpen dat deze remmende werking in ieder geval klein blijft.

Dans un cas pareil, il est normal de faire intervenir le frein de sécurité, mais comme l'intervention de ce frein est généralement assez lente, l'installation d'extraction peut, à cause du grand couple, avoir subi une accélération importante, ce qui provoquera des difficultés de freinage. Cela apparaît clairement dans les figures 5 et 6. Signalons que l'interruption de l'excitation n'entraîne pas l'annulation de ϕ_m et, de ce fait, de E_m , mais que ces valeurs varient asymptotiquement vers une valeur fixe déterminée par le magnétisme rémanent. Dans ces diagrammes, il a également été tenu compte de l'hypothèse que le frein de sécurité n'intervient qu'avec un certain retard t , entraînant une interruption de E_g , mais également une diminution supplémentaire de E_m .

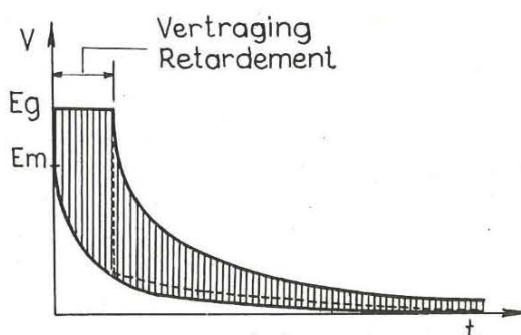


Fig. 5.

Evolution de E_m et E_g en fonction du temps, en cas d'interruption de l'excitation du moteur. Déséquilibre montant.

Evolutie van E_m en E_g in functie van de tijd, bij onderbreking van de excitatie van de motor. Stijgend onevenwicht.

Il est possible que les surintensités de courant provoqueront rapidement une interruption dans l'alimentation du moteur asynchrone; la conséquence en sera que E_g évoluera de la même façon qu'exposé au premier cas.

En raison du danger, on n'attendra généralement pas le moment $\phi_m = 0$ pour mettre en service le frein de sécurité, mais on le fera déclencher dès qu'il se présente une diminution considérable, par exemple de 30 %.

Malgré toutes ces précautions, il est à craindre que, pendant un certain temps encore, d'importantes surintensités de courant se feroient jour dans le circuit Ward-Léonard. Il y a donc avantage à diminuer cette intensité de courant en incorporant une résistance supplémentaire R dans le circuit dès que

2e geval : Onderbreking van de excitatie van de extractiemotor.

De onderbreking van een excitatie van de motor zal als gevolg hebben dat E_m zeer klein wordt waardoor

$$I = \frac{E_g - E_m}{r} \quad \text{en} \quad C_m = k'm I$$

in zeer belangrijke mate zullen stijgen. De motor zal op hol slaan.

Het is normaal de veiligheidsrem te laten tussenkomen in een dergelijk geval. Daar deze rem evenwel gewoonlijk met een zekere traagheid ingrijpt kan de extractieinrichting intussen, tengevolge van het groot koppel, een belangrijke versnelling ondergaan, hetgeen moeilijkheden zal opleveren bij het afremmen. Zulks blijkt voldoende uit figuren 5 en 6. We merken op dat tengevolge van de onderbreking van de excitatie, ϕ_m en dus ook E_m niet nul worden maar asymptotisch naar een vaste waarde, bepaald door het remanent magnetisme, variëren. In deze diagramma's wordt tevens verondersteld dat de veiligheidsrem met een zekere vertraging t ingrijpt en een onderbreking van E_g , maar tevens een supplementaire vermindering van E_m tot gevolg heeft.

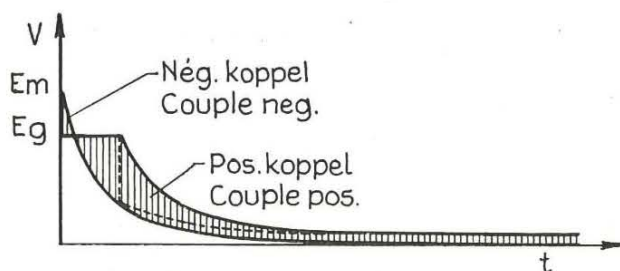


Fig. 6.

Evolution de E_m et E_g en fonction du temps en cas de l'interruption de l'excitation du moteur. Déséquilibre descendant.

Evolutie van E_m en E_g in functie van de tijd, bij onderbreking van de excitatie van de motor. Dalend onevenwicht.

Het is mogelijk dat de ontstane overstroom spoedig de voeding van de asynchrone motor zullen onderbreken, met als gevolg dat E_g zal evolueren zoals uiteengezet in het 1^e geval.

Gezien het groot gevaar zal men over 't algemeen niet wachten tot $\phi_m = 0$ om de veiligheidsrem te doen uitvallen, maar deze reeds in actie brengen vanaf het ogenblik dat zich een belangrijke vermindering van bv. 30 % voordoet.

Niettegenstaande al deze voorzorgen is het toch te vrezen dat er zich gedurende een zekere tijd belangrijke overstroom zullen voordoen in de Ward-Leonard kring. Men heeft er derhalve alle voordeel bij deze stroomsterkte te verminderen door een sup-

l'excitation du moteur descend à un niveau trop bas. Ainsi on obtient :

$$I = \frac{E_g - E_m}{r + R}$$

L'intensité et, partant, le couple seront dans une large mesure diminués, moyennant le choix d'une résistance R adéquate.

3^e cas : Interruption de l'excitation du générateur.

Comme déjà dit précédemment, on influence généralement cette excitation pour régler la vitesse du moteur.

La mise en œuvre du frein de sécurité provoquera en général l'interruption de cette excitation. Cela est normal puisque, dans le cas contraire, l'effet du frein de sécurité pourrait être contrecarré en raison de la formation d'un couple électrique positif trop grand.

A noter que E_g variera en fonction du temps environ de la manière reproduite aux figures 7 et 8. E_g dépend uniquement de ϕ g lequel, compte tenu du magnétisme rémanent, ne sera jamais entièrement annulé, même pas en cas d'interruption totale de l'excitation.

Le e.m.k. du moteur E_m diminuera suivant une loi imposée par le frein.

plementaire weerstand R in deze kring in te schakelen zodra de excitatie van de motor te klein wordt. Men verkrijgt dan

$$I = \frac{E_g - E_m}{r + R}$$

De stroomsterkte en dus ook het koppel worden aldus, mits de keuze van een aangepaste weerstand R , in sterke mate verminderd.

3^e geval : Onderbreking van de excitatie van de generator.

Op deze excitatie wordt, zoals hoger reeds uiteengezet, gewoonlijk gewerkt, om de snelheid van de motor te regelen.

Het uitvallen van de veiligheidsrem zal over 't algemeen ook deze excitatie doen wegvallen. Zulks is normaal daar men anders de werking van de veiligheidsrem zou kunnen tegenwerken, door het doen ontstaan van een te groot positief electrisch koppel.

Merken we op dat E_g alsdan in functie van de tijd zal variëren ongeveer zoals getekend op de figuren 7 en 8. E_g hangt alleen af van ϕ g dat, zelfs bij algehele onderbreking van de excitatie, nooit helemaal zal verdwijnen, daar we rekening moeten houden met het remanent magnetisme.

De e.m.k. van de motor E_m zal verminderen volgens een wet haar opgelegd door de rem.

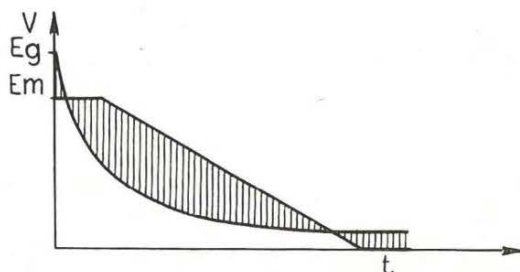


Fig. 7.

Evolution de E_m et E_g en cas d'interruption de l'excitation du générateur.

Fig. 7.

Evolutie van E_m en E_g bij het onderbreken van de excitatie van de generator.

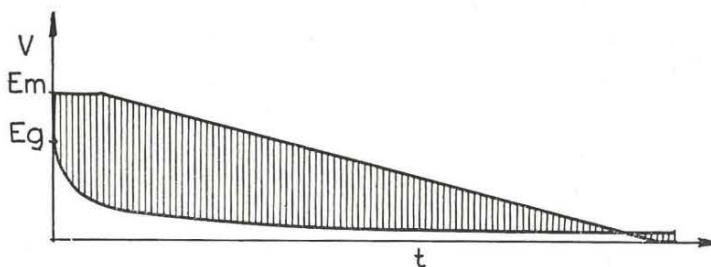


Fig. 8.

Evolution de E_m et E_g en cas d'interruption de l'excitation du générateur.

Fig. 8.

Evolutie van E_m en E_g bij het onderbreken van de excitatie van de generator.

La figure 7 a été dessinée dans l'hypothèse que $E_g - E_m > 0$ au moment où l'événement se produit, ce qui est normalement le cas pour un déséquilibre montant.

Les puissances électriques obtenues dépendent en tout état de cause de l'écart $E_g - E_m$, soit de la position réciproque des deux courbes représentant l'évolution de E_g et de E_m en fonction du temps.

Normalement c'est le cas de la figure 7 qui se produira. Le couple positif original diminue très rapidement à une valeur négative. Le couple maximum de freinage ainsi obtenu dépend des caractéristiques du frein, des caractéristiques électriques du système et de la valeur absolue, ainsi que de la vitesse de la masse et du déséquilibre à freiner.

La figure 8 a été conçue dans l'hypothèse $E_g - E_m < 0$ au moment de la mise en marche du frein de sécurité et de l'interruption de l'excitation du générateur, ce qui se produit normalement en cas de déséquilibre descendant.

La variation de E_g en fonction du temps ne sera pas modifiée par rapport au cas précédent, étant donné le fait que ce phénomène est déterminé par la mise en œuvre du frein, ce qui se produit toujours selon la même loi.

Toutefois dans ce cas, E_m , lequel est uniquement fonction de la vitesse du système mouvant, diminuera moins rapidement en raison du fait que le freinage d'un déséquilibre descendant est beaucoup plus difficile.

Il s'ensuit que le couple négatif initial s'accroîtra dans une mesure assez importante. Le couple freinant obtenu sera plus puissant dans la mesure où l'écart initial $E_m - E_g$ et le déséquilibre descendant est plus grand (E_m descend moins rapidement).

A première vue, le fait d'obtenir un puissant couple électrique freinant semble, dans le cas d'un déséquilibre descendant, très favorable, puisque le système sera plus facile à freiner. A remarquer cependant que le danger d'un glissement du câble porteur sur la poulie Koepe n'en devient que plus grand. Ce danger est illustré par le récit d'un accident matériel relaté en annexe 1.

Comme il faut éviter un glissement, particulièrement dans le cas d'un déséquilibre descendant — puisque les conséquences en peuvent être catastrophiques — nous sommes d'avis qu'il s'indique de limiter les puissances électriques par l'incorporation d'une résistance R dans le circuit Ward-Léonard. Comme dit plus haut, l'intensité de courant

$$I = \frac{E_g - E_m}{r + R}$$

Figuur 7 werd getekend in de veronderstelling dat $E_g - E_m > 0$ op het ogenblik dat het feit zich voordoet, hetgeen normaal het geval is bij een stijgend onevenwicht.

De verkregen elektrische krachten hangen in ieder geval af van het verschil $E_g - E_m$, hetzij van de onderlinge ligging van de twee kurven die de evolutie in functie van de tijd weergeven van E_g en van E_m .

Normaal zal het geval van figuur 7 zich voordoen. Het oorspronkelijk positief koppel vermindert zeer vlug om een negatieve waarde te bereiken. Het maximum remkoppel dat we aldus verkrijgen hangt af van de karakteristieken van de rem, de elektrische karakteristieken van het systeem en de waarde en de snelheid van de af te remmen massa en onevenwicht.

Figuur 8 werd getekend in de veronderstelling dat $E_g - E_m < 0$ op het ogenblik dat de veiligheidsrem uitvalt en de excitatie van de generator wordt onderbroken, hetgeen zich normaal voordoet bij een dalend onevenwicht.

Aan het verloop van E_g in functie van de tijd zal niets gewijzigd zijn t.o.v. het voorgaande geval, gezien het feit dat dit bepaald wordt door het uitvallen van de rem, hetgeen steeds volgens dezelfde wet geschiedt.

E_m echter, dat alleen functie is van de snelheid van het bewegend systeem, zal in dit geval veel minder vlug verkleinen daar het afremmen van een dalend onevenwicht veel moeilijker is.

Het gevolg is dat het oorspronkelijk negatief koppel in tamelijk sterke mate zal toenemen. Het bereikt remmend koppel zal des te groter zijn naarmate het oorspronkelijk bestaande verschil $E_m - E_g$ en het dalend onevenwicht groter is (E_m daalt minder vlug).

Het feit dat we een sterk remmend elektrisch koppel zullen krijgen lijkt in het geval van een dalend onevenwicht op het eerste zicht zeer voordelig te zijn, daar we het systeem aldus gemakkelijker zullen afremmen. We moeten nochtans opmerken dat het gevaar voor het verschuiven van de draagkabel op de Koepeschijf er des te groter door wordt. Dit gevaar wordt verduidelijkt door het verhaal van een materiaal ongeval in bijlage 1 gegeven.

Daar een verschuiving vooral in het geval van een dalend onevenwicht moet vermeden worden, daar ze catastrofale gevolgen kan hebben, is het ook in dit geval beter de elektrische krachten te beperken door het tussenschakelen van een weerstand R in de Ward-Leonard kring. Zoals hoger reeds vermeld zullen de stroomsterkte

$$I = \frac{E_g - E_m}{r + R}$$

et le couple freinant $C_m = k'm I$ subiront ainsi une forte réduction.

Les conclusions suivantes peuvent être tirées de ce qui précède :

- Pour éviter des survitesses dangereuses, lors d'une diminution de l'excitation du moteur d'extraction, le frein de sécurité doit entrer en service avant que l'excitation ne descende en dessous d'une valeur donnée.
- A l'effet de limiter le plus possible les puissances électriques se formant lors de l'interruption de l'excitation du moteur ou du générateur, le circuit Ward-Leonard devrait dans ces cas être connecté à une résistance R.

LE FREINAGE MECANIQUE

A. Le frein de manœuvre.

La force exercée par le frein de manœuvre s'obtient normalement par l'admission d'air comprimé dans un cylindre à air comprimé. La pression exercée sur le piston du cylindre est transférée sur le frein par une série de leviers.

Le frein a la qualité d'intervenir rapidement et de ne pas donner lieu à une force freinante variable, comme illustré par la figure 9, donnant la force exercée par le frein de manœuvre en fonction du temps.

Malgré toutes les qualités de ce frein, son fonctionnement n'est pas toujours sûr. En effet, dans certaines circonstances l'air comprimé pourrait manquer. C'est notamment pourquoi il faut pouvoir disposer d'un frein de sécurité.

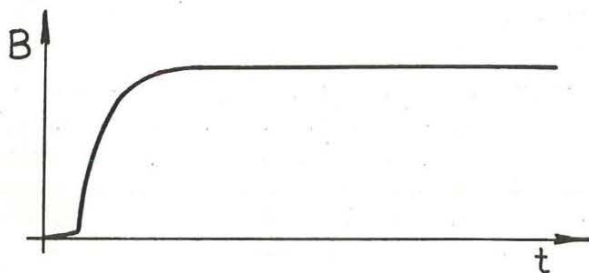


Fig. 9.

Force freinante en fonction du temps exercée par le frein de manœuvre.

Kracht uitgeoefend door de bedieningsrem in functie van de tijd.

B. Le frein de sécurité.

La force exercée par le frein de sécurité s'obtient normalement par la mise en œuvre d'un contrepoids dont l'effet est transféré, par une série de leviers, sur le frein.

en het remmend koppel $C_m = k'm I$ hierbij sterk verminderen.

Uit wat voorafgaat kan aldus volgend besluit getrokken worden :

- Om te beletten dat een vermindering van de excitatie van de motor gevaarlijke oversnelheden tot gevolg zou hebben, dient de veiligheidsrem van de machine in bedrijf gesteld te worden, vooraleer vermelde excitatie een te lage waarde bereikt.
- Ten einde de elektrische krachten, die in de extractie-motor ontstaan bij de onderbreking zoveel mogelijk te beperken, zou de Ward-Leonard kring in die gevallen op een weerstand R moeten geschakeld worden.

DE MECHANISCHE REMMING

A. De bedieningsrem.

De kracht uitgeoefend door de bedieningsrem wordt normaal verkregen door het toelaten van perslucht tot een persluchtcylinder. De drukkracht uitgeoefend op de zuiger van de cylinder wordt langs een stel hefbomen overgebracht op de rem.

De rem heeft als eigenschap vlug te kunnen ingrijpen en geen aanleiding te geven tot een schommelende remkracht, zoals geïllustreerd wordt door figuur 9, die de kracht geeft, uitgeoefend door de bedieningsrem in functie van de tijd.

Niettegenstaande de zeer goede eigenschappen van deze rem kan men er niet in alle gevallen op rekenen. In bepaalde omstandigheden zou men inderdaad gebrek aan perslucht kunnen verkrijgen. Het is o. a. daarom dat men tevens moet beschikken over een veiligheidsrem.

B. De veiligheidsrem.

De kracht uitgeoefend door de veiligheidsrem wordt normaal bekomen door het uitvallen van een tegengewicht, waarvan de werking eveneens langs een stel hefbomen wordt overgebracht op de rem.

Op deze rem zal beroep gedaan worden zodra de veiligheid van het Koepe-extractiesysteem in het gedrang wordt gebracht, bv. in de volgende gevallen :

- a) Wanneer de stijgende kooi te hoog komt, door middel van een veiligheidsschakelaar in de schachtbok ;
- b) Wanneer de voedingsstroom van de asynchrone motor onderbroken wordt ;
- c) Wanneer de excitatiestroom van de extractiemotor minder dan 70 % van de normale waarde bereikt ;
- d) Wanneer de excitatiestroom van de generator wegvalt ;

Il faut faire appel à ce frein dès que la sécurité du système d'extraction Koepe est en péril, par exemple dans les cas suivants :

- a) lorsque la cage montante arrive à un niveau trop élevé, par un interrupteur de sécurité dans le châssis à molettes ;
- b) lorsque le courant d'alimentation du moteur asynchrone est interrompu ;
- c) lorsque le courant d'excitation du moteur d'extraction n'atteint pas 70 % de la valeur normale ;
- d) en cas de suppression du courant d'excitation du générateur ;
- e) en cas de suppression de la pression d'air comprimé alimentant le frein de manœuvre ;
- f) en cas d'une surintensité de 20 % dans le circuit moteur-générateur ;
- g) en cas de vitesse trop élevée du système mobile ;
- h) par l'intervention du machiniste.

En raison du but de ce frein, celui-ci doit normalement être plus fort que le frein de manœuvre, puisqu'il s'agira de freiner le plus vite possible le système mobile.

Les figures 10 et 11 illustrent l'évolution de la force V du frein de sécurité en fonction du temps.

Selon sa nature et sa construction, ce frein peut présenter soit une caractéristique astatique, comme illustré par la figure 10, soit une caractéristique sinusoïdale atténuée (fig. 11).

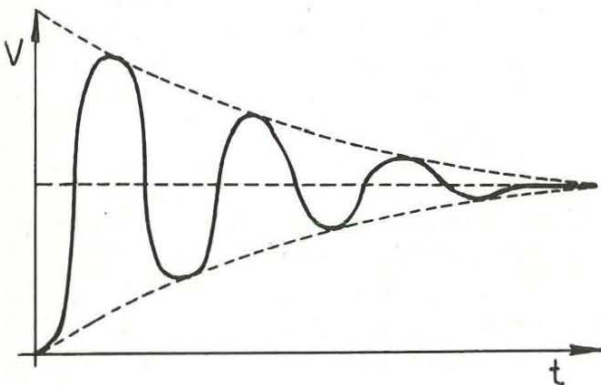


Fig. 11.

Un frein dont la force évolue, comme illustré à la figure 11, donne lieu à des pointes de forces freinantes pouvant entraîner le dépassement du coefficient de friction statique entre le câble portant et la poulie Koepe ; cela doit être évité. Que ce danger n'est pas imaginaire est démontré par l'accident matériel relaté en annexe 1 de cet article.

- e) Wanneer de persluchtdrukking, waarmede de bedieningsrem wordt gevoed, wegvalt ;
- f) Bij een overstroom van 20 % in de kring motor-generator ;
- g) Bij oversnelheid van het bewegend systeem ;
- h) Door tussenkomst van de machinist.

Gezien het doel van deze rem, moet zij normaal sterker geregeld zijn dan de bedieningsrem daar het er in elk geval op aan zal komen het bewegend systeem zo vlug mogelijk af te remmen.

In de figuren 10 en 11 werd de kracht V van de veiligheidsrem uitgezet in functie van de tijd.

Naargelang de aard en de constructie kan deze rem hetzij een astatische karakteristiek vertonen, zoals aangeduid in figuur 10, ofwel een gedempt sinusoïdale karakteristiek, zoals voorgesteld in figuur 11.

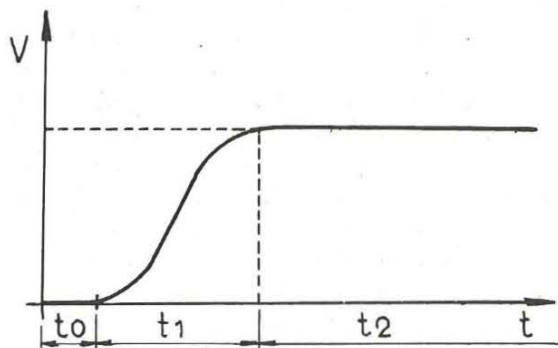


Fig. 10.

Een rem waarvan de kracht volgens karakteristiek 11 verloopt geeft aanleiding tot puntremkrachten die het overschrijden van de statische wrijvingscoëfficiënt tussen de draagkabel en de Koepe-schijf tot gevolg kunnen hebben, hetgeen moet vermeden worden. Dat dit gevaar niet denkbeeldig is blijkt voldoende uit het materieel ongeval waarvan de omstandigheden in bijlage 1 aan dit artikel uiteengezet worden.

Een dergelijke remkracht is derhalve uit den boze, mede vanwege de abnormaal hoge belastingen die ze in al de mechanische onderdelen van de installatie doet ontstaan.

Bij een remming volgens karakteristiek 10 kunnen we drie perioden onderscheiden :

- a) de periode t_0 of dode tijd ; d.i. de tijd die verloopt tussen het ogenblik dat het uitvallen der rem wordt ingezet en het ogenblik dat de rem begint in te grijpen ;
- b) de periode t_1 of ingrijptijd ; d.i. de tijd die er verloopt tussen het ogenblik dat de rem begint in te grijpen en het ogenblik vanaf hetwelk ze haar volle kracht uitoefent ;
- c) de periode t_2 tijdens dewelke de rem op volle kracht werkt.

Une telle force de freinage est donc dangereuse, également à cause des charges anormalement élevées qu'elle provoque dans toutes les parties de l'installation.

Au freinage, selon la figure 10, nous distinguons trois périodes :

- a) la période t_0 ou temps mort, c'est-à-dire le laps de temps s'écoulant entre le moment de la mise en œuvre du frein et le moment où le frein commence à opérer ;
- b) la période t_1 ou temps d'engrenage, c'est-à-dire le laps de temps s'écoulant entre le moment où le frein commence à opérer et le moment auquel il fonctionne à pleine puissance ;
- c) la période t_2 au cours de laquelle le frein fonctionne à pleine puissance.

Il est incontestablement vrai que l'intervention du frein de sécurité s'effectue généralement d'une façon brutale. En vue d'atténuer cet effet, on peut prolonger, par certaines dispositions, les périodes t_0 et t_1 . Cela s'avérera fort utile pour le transport d'un déséquilibre montant. Le retardement de l'intervention du frein pourrait être réglé de manière telle que la pleine puissance n'est obtenue qu'au moment où le système mouvant atteint la vitesse zéro par la seule influence de la gravité. Un réglage pareil ne peut évidemment être fait que pour une charge et un déséquilibre bien déterminés. Pour d'autres valeurs de charge et de déséquilibre, le frein doit intervenir lorsque le système est encore en mouvement.

Il va de soi qu'un tel retard dans l'exercice de la force freinante ne peut être admis qu'au moment où les cages se trouvent à une distance suffisante de l'accrochage ou de la recette. Il faut donc prévoir les dispositions nécessaires pour mettre ledit système hors service dès que les cages s'approchent de l'accrochage ou de la recette.

De plus, cette méthode ne pourra être appliquée en cas d'un déséquilibre descendant puisque, pendant les temps t_0 et t_1 , l'ensemble subira une accélération sous l'influence de la gravitation, à moins de pouvoir maintenir un freinage électrique suffisant, mais de cela on ne peut jamais être certain. Dans un cas pareil, il s'agit de réduire au minimum les temps t_0 et t_1 ; ce qui doit se faire également à proximité de l'accrochage et de la recette. Il est toutefois pratiquement exclu d'imaginer un dispositif automatique, qui retarderait le fonctionnement du frein de sécurité en cas d'un déséquilibre montant et ferait intervenir ce même frein plus vite en cas d'un déséquilibre descendant.

Les conséquences néfastes d'un dérèglement du système d'intervention ralentie du frein de sécurité sont démontrée en annexe 2 concernant un accident matériel qui s'est produit.

Het is een feit dat het ingrijpen van de veiligheidsrem over 't algemeen brutaal geschiedt. Ten einde dit te verzachten kan men de perioden t_0 en t_1 door bepaalde schikkingen verlengen. Zulks zal zeer interessant zijn bij het vervoeren van een stijgend onevenwicht. De vertraging van het ingrijpen der rem zou alsdan zo kunnen geregeld worden dat slechts de volle kracht bereikt wordt vanaf het ogenblik dat het bewegend systeem onder invloed van de zwaartekracht alleen, de snelheid nul heeft bereikt. Een dergelijke regeling kan natuurlijk alleen geschieden voor een welbepaalde belasting en onevenwicht. Men zal hiervoor de normale toegepaste waarden kiezen. Voor andere waarden van de belasting en het onevenwicht zal de rem ingrijpen terwijl het systeem nog in beweging is.

Het spreekt vanzelf dat een dergelijke vertraging in het uitoefenen van de remkracht alleen kan toegelaten worden wanneer de kooien zich op voldoende afstand van de laad- en de losvloer bevinden. De nodige schikkingen zullen dus tevens voorzien worden om het vermelde systeem buiten bedrijf te stellen zodra de kooien te dicht bij de laad- en losvloer gekomen zijn.

Tenslotte zou een dergelijke werkwijze ook niet mogen toegepast worden in het geval van een dalend onevenwicht omdat het geheel gedurende de tijden t_0 en t_1 , onder invloed van de zwaartekracht, zal versnellen, tenzij een voldoende elektrische remming intussen behouden blijft, feit waarvan men nooit helemaal zeker is. Het komt er in dergelijk geval alleen op aan de tijden t_0 en t_1 zo klein mogelijk te maken, hetgeen ook moet verwezenlijkt worden in de nabijheid van de laad- en de losvloer. Het is echter practisch onmogelijk een automatisch systeem te bedenken dat een vertraging van het ingrijpen van de veiligheidsrem zou verzekeren in geval van stijgend onevenwicht en tevens zou uitschakelen in geval van dalend onevenwicht.

Welke nadelige gevolgen een ontregeling van het systeem voor vertraagd ingrijpen van de veiligheidsrem kan hebben, blijkt uit de bijlage 2 betreffende een materieel incident dat zich heeft voorgedaan.

Sommige constructies zijn aldus uitgevoerd dat het uitvallen van de veiligheidsrem automatisch en blijvend gepaard gaat met de in bedrijfstelling van de bedieningsrem. De twee krachten moeten in dit geval normaal samengeteld worden voor de berekening.

Merken we nochtans op dat, gezien de verschillende werking der twee remmen, hun samenwerking niet in alle gevallen verzekerd is. Bijvoorbeeld in geval van gebrek aan perslucht zal men alleen op de kracht van de veiligheidsrem kunnen rekenen.

Het feit dat men aldus met verschillende remkrachten rekening zal moeten houden wanneer de veiligheidsrem in bedrijf komt, zal de voor alle gevallen toepasbare regeling van het remsysteem ten

Certaines constructions sont réalisées de telle manière que la mise en œuvre du frein de sécurité s'accompagne automatiquement d'une mise en service permanente du frein de manœuvre. Dans ce cas, les forces des deux freins doivent normalement se conjuguer pour le calcul.

Notons cependant qu'en raison de leur action différente la coopération des deux freins n'est pas toujours assurée. Lorsque, par exemple, l'air comprimé fait défaut, on ne pourra pas compter sur la force du dernier frein.

Le fait de devoir tenir compte de différentes forces de freinage lors de la mise en œuvre du frein de sécurité, rendra très difficile le réglage du système de freinage applicable à tous les cas ; c'est ce que nous croyons devoir signaler comme un désavantage de ce dispositif.

Il s'indique donc d'appliquer un dispositif ne permettant pas de cumuler les forces du frein de sécurité et du frein de manœuvre, en d'autres termes réalisant l'indépendance des deux freins.

Et même lorsque les freins sont construits de cette façon là, le frein de manœuvre peut encore jouer un rôle important lors du freinage d'un système en mouvement au moment de l'intervention du frein de sécurité.

Une première possibilité est que le machiniste a déjà actionné le frein de manœuvre au moment où le frein de sécurité intervient. Au fur et à mesure de l'intervention du frein de sécurité, le frein de manœuvre est progressivement éliminé, de manière à ce que les deux forces ne se conjuguent à aucun moment.

Cette possibilité, laquelle influencerait heureusement le freinage puisqu'elle permet d'appliquer, pendant les temps t_0 et t_1 , une force plus élevée que celle obtenue par le seul frein de sécurité, dépend uniquement du machiniste et il ne faut donc pas trop y compter.

Dans un autre genre de construction, la mise en œuvre du frein de sécurité provoque immédiatement l'intervention du frein de manœuvre. A mesure que le frein de sécurité commence à opérer, la force du frein de manœuvre est progressivement éliminée, de façon que les deux forces ne se conjuguent à aucun moment. Dans ce cas, on parle d'un frein de sécurité à intervention rapide.

Ce dispositif présente des avantages parce que l'inertie du frein de manœuvre est inférieure à celle du frein de sécurité, assurant ainsi un certain freinage pendant le temps mort du frein de sécurité. Il ne faut cependant pas en conclure que ce temps mort et le moment d'intervention du frein peuvent être prolongés indéfiniment. En effet, on ne peut

zeerste bemoeilijken, hetgeen we zeker als een na-deel van deze schikking moeten vermelden.

Het verdient dus aanbeveling een schikking toe te passen waarbij de krachten van de veiligheidsrem en de bedieningsrem nooit samengevoegd kunnen worden m.a.w. waardoor de onafhankelijkheid der twee remmen verwezenlijkt wordt.

Zelfs wanneer de remmen aldus gebouwd zijn, kan de bedieningsrem toch nog een belangrijke rol spelen bij het afremmen van een in beweging zijnde systeem, bij het uitvallen van de veiligheidsrem.

Een eerste mogelijkheid is dat de bedieningsrem reeds in bedrijf gesteld werd door de machinist op het ogenblik dat de veiligheidsrem uitslaat. Naarmate de veiligheidsrem ingrijpt, wordt de bedieningsrem geleidelijk buiten bedrijf gesteld zodanig dat de twee krachten zich op geen enkel ogenblik samentellen.

Deze mogelijkheid, die in feite voor de remming voordelig is daar reeds gedurende de tijden t_0 en t_1 een kracht wordt toegepast die groter is dan deze die men zou verkrijgen wanneer de veiligheidsrem alleen zou werken, hangt echter alleen af van de machinist zodat we er niet kunnen op rekenen.

In een andere constructie veroorzaakt het in bedrijf stellen van de veiligheidsrem het dadelijk ingrijpen van de bedieningsrem. Naarmate de veiligheidsrem echter begint kracht uit te oefenen, wordt deze van de bedieningsrem geleidelijk uitgeschakeld zodanig dat de twee krachten zich op geen enkel ogenblik samentellen. Men spreekt van een veiligheidsrem met vlugge inwerking.

Deze laatste schikking is voordelig omdat de traagheid van de bedieningsrem kleiner is dan deze van de veiligheidsrem en aldus reeds een zekere remming verzekerd wordt gedurende de dode tijd van de veiligheidsrem. We mogen hieruit echter niet besluiten dat deze dode tijd en de ingrijptijd van de rem onbepaald zullen mogen verlengd worden. Inderdaad, op de tussenkomenst van de bedieningsrem kan niet altijd gerekend worden, daar ze met perslucht bediend wordt.

De aandacht weze tenslotte eveneens getrokken op het bijzonder belang van de voering der remkaken van de rem. Buiten de noodzakelijkheid dat ze bestand moet zijn tegen temperatuursverhogingen (de kinetische energie wordt hier inderdaad omgezet in warmte), dient men zich eveneens goed rekenschap te geven van haar wrijvingscoëfficiënt t.o.v. het materiaal van de velg waarop ze ingrijpt. Deze coëfficiënt is niet noodzakelijk diegene die opgegeven werd door de verkoper. Vooral bij het vernieuwen van de voering is het bovendien mogelijk dat, tengevolge van een minder goed contact tussen de voering en de velg of tengevolge van enigszins andere eigenschappen van het materiaal, met een gewijzigde wrijvingscoëfficiënt rekening moet gehouden worden. Een regelmatige beproeving waar-

toujours compter sur l'intervention du frein de manœuvre, puisqu'il est actionné au moyen d'air comprimé.

Attirons pour finir l'attention sur l'importance particulière du revêtement des mâchoires du frein. Ce revêtement doit non seulement résister à la température (en effet, l'énergie cinétique est transformée en chaleur), mais le coefficient de frottement par rapport à la matière de la jante de freinage doit être bien choisi et on doit bien se rendre compte de sa valeur. Ce coefficient n'est pas nécessairement celui garanti par le fabricant. Surtout lors d'un renouvellement du revêtement, il faut être très prudent parce qu'un contact moins bon entre le revêtement et la jante ou des propriétés légèrement changées de la matière pourraient nécessiter de prendre en considération une valeur modifiée du coefficient de sécurité. Des essais réguliers permettront de se rendre compte des modifications en se basant sur les données mesurables suivantes : charge appliquée, vitesse, chemin parcouru, temps de freinage, etc.

En résumé, nous pouvons conclure :

- La caractéristique du frein de sécurité doit être astatique.
- Le frein de sécurité et le frein de manœuvre doivent être indépendant et, en tout état de cause, construits de telle façon que les actions des deux freins ne puissent jamais se conjuguer.
- En cas d'une intervention ralentie du frein de sécurité, la plus grande circonspection est de rigueur, même quand on ne transporte normalement que des déséquilibres montants. En effet, une charge montante peut devenir descendante dans certaines circonstances. Le ralentissement du frein de sécurité doit donc rester dans des limites raisonnables.
- Dans le but de maintenir la force freinante aussi constante que possible, on devrait suivre l'évolution de la valeur du coefficient de sécurité en effectuant régulièrement des épreuves de freinage, surtout en cas de renouvellement du revêtement.

LE GLISSEMENT D'UN CABLE PRINCIPAL SUR LA POULIE KOEPE

Il apparaît de ce qui précède qu'une attention particulière doit être consacrée au danger de glissement du câble principal sur la poulie Koepe lors de la mise au point du freinage d'une installation d'extraction Koepe.

Pour que le câble ne glisse pas sur la poulie Koepe, il faut appliquer la formule bien connue de Wiesbach laquelle s'exprime comme suit :

$$\log_e \frac{T}{t} \leq \mu \theta \quad (1)$$

bij de resulterende grootheden : toegepaste belasting, snelheid, afgelegde weg, remtijd, e.d. opgemeten worden, zal toelaten zich hiervan rekenschap te geven.

Samenvattend kunnen we dus zeggen :

- De karakteristiek van een veiligheidsrem moet astatisch zijn.
- De veiligheidsrem en de bedieningsrem moeten onafhankelijk zijn en in ieder geval zo gebouwd dat de krachten van de twee remmen niet samengevoegd kunnen worden.
- Bij vertraging van het ingrijpen der veiligheidsrem moet men uiterst voorzichtig zijn, zelfs indien normaal geen dalende lasten moeten vervoerd worden. Inderdaad een stijgende last kan in bepaalde gevallen een dalende last worden. De vertraging van de veiligheidsrem moet dus binnen redelijke grenzen gehouden worden.
- Ten einde de evolutie van de wrijvingscoëfficiënt na te gaan en de remkracht der remmen in verhouding aan te passen, zou men vooral bij het plaatsen van een nieuwe voering regelmatig remproeven moeten uitvoeren.

HET SCHUIVEN VAN DE HOOFDKABEL OP DE KOEPE-SCHIJF

Uit wat voorafgaat blijkt dat men bij de regeling van de remming van een Koepe extractieinrichting speciale aandacht moet besteden aan het gevaar tot schuiven van de hoofdkabel op de Koepe-schijf.

Ten einde een verschuiving van de kabel op de Koepe-schijf te beletten, moet voldaan zijn aan de welbekende formule van Wiesbach die geschreven wordt als volgt :

$$\log_e \frac{T}{t} \leq \mu \theta \quad (1)$$

waarin T en t de grootste en de kleinste spanningen in de kabel zijn op de punten waar hij op de Koepe-schijf inkomt of afgaat ; μ is de wrijvingscoëfficiënt en θ de kontakthoek tussen de kabel en de Koepe-schijf uitgedrukt in radialen (fig. 12).

Deze formule kan ook omgewerkt worden tot volgende betrekking, aan dewelke eveneens voldaan moet zijn om het schuiven te vermijden :

$$t(e^{\mu \theta} - 1) \geq T - t$$

Het verschil $T - t$ zal het grootst zijn voor stijgend onevenwicht bij de versnelling en in het geval van dalend onevenwicht bij de vertraging. In deze gevallen wordt immers het bestaande statisch onevenwicht vergroot door de optredende dynamische krachten.

Door het invoeren van de gewone logarithme in de basis 10 wordt formule (1)

$$2,302 \log \frac{T}{t} \leq \mu \theta$$

dans laquelle T et t sont respectivement les tensions la plus grande et la plus petite dans le câble aux points où il entre ou sort de la poulie Koepe.

μ est le coefficient de friction et θ constitue l'angle de contact entre le câble et la poulie Koepe, exprimé en radians (fig. 12).

Cette formule peut être transformée en la relation suivante, laquelle doit également être réalisée pour éviter les glissements :

$$t(e^{\mu\theta} - 1) \geq T - t$$

La différence $T - t$ sera la plus grande à l'accélération dans le cas d'un déséquilibre montant et au ralentissement dans le cas d'un déséquilibre descendant. Dans ces cas, le déséquilibre statique existant est augmenté par l'intervention des forces dynamiques.

Par l'introduction du logarithme ordinaire dans la base 10, la formule (1) devient :

$$2,302 \log \frac{T}{t} \leq \mu \theta$$

En vue d'une simplification, nous pouvons encore supposer que $\theta = 180^\circ = 3,1416$ radial, ce qui est pratiquement réalisé pour la plupart des installations. Nous obtenons alors, à la condition que le câble ne glisse pas sur la poulie Koepe :

$$\mu \geq \frac{2,302}{3,1416} \log \frac{T}{t} = 0,721 \log \frac{T}{t}$$

Dans ce qui suit, nous appellerons :

$$0,721 \log \frac{T}{t} = u,$$

la partie du coefficient de friction auquel il est fait appel.

Lorsque la machine Koepe est installée à même le sol, on obtient comme expressions pour les tensions T et t :

$$T = W + R + \frac{a}{g} (W + G + S_1)$$

$$t = w - R - \frac{a}{g} (w + G + S_2)$$

pour l'accélération d'un déséquilibre montant et

$$T = W - R + \frac{a}{g} (W + G + S_1)$$

$$t = w + R - \frac{a}{g} (w + G + S_2)$$

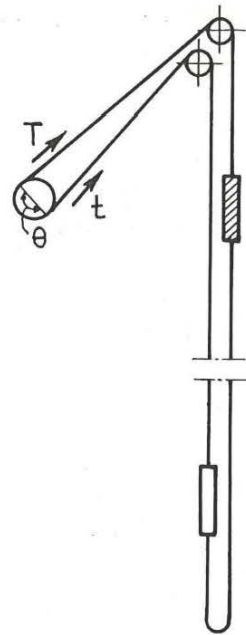


Fig. 12.

Schéma de principe d'une installation d'extraction Koepe.
Principe-schema van een Koepe-extractieinrichting.

Voor de verdere vereenvoudiging kunnen we nog veronderstellen dat $\theta = 180^\circ = 3,1416$ radiaal, hetgeen praktisch voor de meeste installaties verwezenlijkt is. We bekomen dan als voorwaarde opdat de kabel niet zou verschuiven op de Koepe-schijf :

$$\mu \geq \frac{2,302}{3,1416} \log \frac{T}{t} = 0,721 \log \frac{T}{t}$$

We noemen in wat volgt :

$$0,721 \log \frac{T}{t} = u,$$

het gedeelte van de wrijvingscoëfficiënt waarop beroep gedaan wordt.

Wanneer de Koepe-machine op de grond geïnstalleerd is bekomt men als uitdrukkingen voor de spanningen T en t :

$$T = W + R + \frac{a}{g} (W + G + S_1)$$

$$t = w - R - \frac{a}{g} (w + G + S_2)$$

bij de versnelling van een stijgend onevenwicht en

$$T = W - R + \frac{a}{g} (W + G + S_1)$$

$$t = w + R - \frac{a}{g} (w + G + S_2)$$

pour le ralentissement d'un déséquilibre descendant.
W étant la charge maximum (câbles, cage et charge utile) ;

w étant la charge minimum ;

G étant le poids d'une poulie de châssis à molettes, réduit au câble rond ;

S₁ et S₂ étant le poids du câble entre la poulie Koepe et les poulies du châssis à molettes ;

R étant la résistance de friction dans le puits ;

a étant l'accélération ou le ralentissement ;

g étant l'accélération de la pesanteur :

$$9,81 \approx 10 \text{ m/s}^2.$$

Dans ces formules, R qui, selon certains auteurs, se monte à 300 kg en cas de guidage frontal des cages, peut être négligé. En outre, dans la plupart des cas $S_1 \approx S_2 = S$.

Pour les deux cas, nous maintenons donc les formules :

$$T = W + \frac{a}{10} (W + G + S) \quad (2)$$

$$t = w - \frac{a}{10} (w + G + S) \quad (3)$$

dont nous pouvons déduire :

$$T - t = W - w + \frac{a}{10} (W + w + 2G + 2S)$$

Pour une installation donnée, cet écart augmente donc, entraînant ainsi un plus grand danger de glissement selon que l'accélération ou le ralentissement s'accroissent.

Dans le cas de l'accélération, a est déterminé par la construction de la machine et éventuellement par l'intervention du machiniste. Généralement les machines sont conçues de telle façon que les accélérations maxima pouvant être obtenues sont inférieures aux ralentissements maxima possibles. Mais il y aurait lieu d'examiner chaque cas séparément.

Le ralentissement maximum sera normalement obtenu lors de la mise en œuvre du frein de sécurité. Ce ralentissement est reproduit par la formule :

$$a = \frac{gK}{Q} = \frac{10K}{Q} \quad (4)$$

dans laquelle

g = l'accélération de la pesanteur ;

K = la force effective de freinage ;

Q = le poids des masses en mouvement réduit au câble d'extraction.

bij de remming van een dalend onevenwicht.

Hierin zijn :

W de grootste last (kabels, kooi en nuttige last) ;
w de kleinste last ;

G het gewicht van een schachtbokschijs, herleid op de ronde kabel ;

S₁ en S₂ : het gewicht van de kabel tussen Koepe-schijs en schachtbokschijsen ;

R de wrijvingsweerstand in de schacht ;

a de versnelling of vertraging ;

g de versnelling van de zwaartekracht :

$$9,81 \approx 10 \text{ m/s}^2.$$

In deze formules kan R, dat volgens sommige auteurs gelijk kan genomen worden aan 300 kg bij geleiding der kooien langs frontale geleiders, verwaarloosd worden. Bovendien is voor de meeste gevallen $S_1 \approx S_2 = S$. We behouden dan voor beide gevallen de formules :

$$T = W + \frac{a}{10} (W + G + S) \quad (2)$$

$$t = w - \frac{a}{10} (w + G + S) \quad (3)$$

waaruit we afleiden :

$$T - t = W - w + \frac{a}{10} (W + w + 2G + 2S)$$

Voor een gegeven installatie wordt dit verschil dus des te groter, zodat er des te meer gevaar voor verschuiving ontstaat, naarmate de versnelling of de vertraging groter is.

In het geval van versnelling wordt a bepaald door de constructie van de machine en eventueel door de tussenkomst van de machinist.

Over 't algemeen zijn de machines zodanig opgevat dat de versnellingen die men maximaal kan bekomen kleiner zijn dan de maximaal mogelijke vertragingen. Dit zou echter wel in ieder bijzonder geval moeten nagegaan worden.

De grootste vertraging zal normaal bekomen worden bij de in bedrijfstelling van de veiligheidsrem. Deze vertraging wordt gegeven door de formule :

$$a = \frac{gK}{Q} = \frac{10K}{Q} \quad (4)$$

waarin

g = de versnelling der zwaartekracht ;

K = de effectieve remkracht ;

Q = het gewicht der in beweging zijnde massa's herleid tot de extractiekabel.

Entre la force effective de freinage K et celle exercée par le frein de sécurité V s'établit alors le rapport suivant :

$$K = V - (W - w)$$

La transposition en formule (4) donne le résultat suivant :

$$a = 10 \frac{[V - (W - w)]}{Q}$$

Procédons maintenant, sur base de ces formules, au calcul d'un exemple numérique de freinage d'un déséquilibre descendant.

Supposons les données suivantes concernant les masses en mouvement réduites à l'axe du câble d'extraction :

Poulie Koepe	3.500 kg
Moteur	13.000
Poulies châssis à molettes : 2×4.500 kg	9.000
Câble rond : 1.000×17 kg/m	17.000
Câble d'équilibre : $850 \times 18,2$ kg/m	15.000
Cages : 2×8.500 kg	17.000
	75.000 kg

Nous appellerons W_1 et w_1 les charges utiles respectivement dans les cages descendantes et les cages montantes. Nous obtenons :

$$Q = (75.000 + W_1 + w_1) \text{ kg}$$

$$W = \underset{\text{(R.K.)}}{7.500} + \underset{\text{(cage)}}{8.500} + \underset{\text{(E.K.)}}{7.750} + W_1$$

R.K. = câble rond
E.K. = câble d'équilibre

$$W = (23.750 + W_1) \text{ kg}$$

$$w = (23.750 + w_1) \text{ kg}$$

$$G = 4.500 \text{ kg}$$

$$S = 1.000 \text{ kg}$$

$$T = 23.750 + W_1$$

$$+ \frac{a}{10} (23.750 + W_1 + 4.500 + 1.000)$$

$$T = 23.750 + W_1 + 2.925 a + 0,1 a W_1$$

$$t = 23.750 + w_1$$

$$- \frac{a}{10} (23.750 + w_1 + 4.500 + 1.000)$$

$$t = 23.750 + w_1 - 2.925 a - 0,1 a w_1$$

Dans l'hypothèse d'une force constante $V = 20 T$ pour le frein de sécurité, les ralentissements a et le

Tussen de effectieve remkracht K en deze uitgeoefend door de veiligheidsrem V bestaat er dan volgende betrekking :

$$K = V - (W - w)$$

Brengen we dit in formule (4) dan krijgen we

$$a = 10 \frac{[V - (W - w)]}{Q}$$

Laat ons, aan de hand van deze formules, u berekenen bij het remmen van een dalend onevenwicht voor een numeriek voorbeeld.

Veronderstellen we volgende gegevens betreffende de in beweging zijnde massa's, herleid tot de as van de extractiekabel :

Koepe-schijf	3.500 kg
Motor	13.000
Schachtbokschijsen : 2×4.500 kg	9.000
Ronde kabel : $1.000 \text{ m} \times 17 \text{ kg/m}$	17.000
Evenwichtskabel : $850 \times 18,2 \text{ kg/m}$	15.500
Kooien : 2×8.500 kg	17.000
	75.000 kg

Noemen we W_1 en w_1 de nuttige lasten respectievelijk in de dalende en in de stijgende kooien. We krijgen dan :

$$Q = (75.000 + W_1 + w_1) \text{ kg}$$

$$W = \underset{\text{(R.K.)}}{7.500} + \underset{\text{(kooi)}}{8.500} + \underset{\text{(E.K.)}}{7.750} + W_1$$

E.K. = evenwichtskabel
R.K. = ronde kabel

$$W = (23.750 + W_1) \text{ kg}$$

$$w = (23.750 + w_1) \text{ kg}$$

$$G = 4.500 \text{ kg}$$

$$S = 1.000 \text{ kg}$$

$$T = 23.750 + W_1$$

$$+ \frac{a}{10} (23.750 + W_1 + 4.500 + 1.000)$$

$$T = 23.750 + W_1 + 2.925 a + 0,1 a W_1$$

$$t = 23.750 + w_1$$

$$- \frac{a}{10} (23.750 + w_1 + 4.500 + 1.000)$$

$$t = 23.750 + w_1 - 2.925 a - 0,1 a w_1$$

In de veronderstelling van een constante kracht $V = 20 T$ voor de veiligheidsrem, werden de ver-

coefficient de friction minimum u devant éviter le glissement du câble sur la poulie Koepe ont été calculés. Les calculs sont résumés au tableau I.

tragingen a , en de minimum wrijvingscoëfficiënt berekend die er moet bestaan opdat de kabel niet zou schuiven op de Koepe-schijf. De berekeningen zijn samengevat in tabel I.

TABLEAU I.

Coefficient de friction minimum indispensable u , en fonction des charges descendantes et montantes.

Charge descendante W_1 (tonnes)	Charge montante w_1 (tonnes)	Poids total Q en tonnes $75 + W_1 + w_1$	Force effective de freinage K en tonnes $K = 20 - (W_1 - w_1)$	Ralentissement $a = \frac{10 K}{Q}$ m/s^2	T kg	t kg	$u = 0,721 \log \frac{T}{t}$
0	0	75	20	2,67	31.560	15.940	0,214
	10	85	30	3,53	34.070	19.900	0,169
	20	95	40	4,21	36.050	23.030	0,140
10	0	85	10	1,18	38.390	20.290	0,199
	10	95	20	2,10	42.000	25.500	0,156
	20	105	30	2,86	44.970	29.670	0,130
20	0	95	0	0	43.750	23.750	0,191
	10	105	10	0,95	48.430	30.020	0,150
	20	115	20	1,74	52.330	35.170	0,1255

TABEL I.

Minimum vereiste wrijvingscoëfficiënt u in functie van de dalende en stijgende lasten.

Dalende last W_1 (ton)	Stijgende last w_1 (ton)	Totaal gewicht Q in ton $75 + W_1 + w_1$	Effectieve remkracht K in ton $K = 20 - (W_1 - w_1)$	Vertraging $a = \frac{10 K}{Q}$ m/s^2	T kg	t kg	$u = 0,721 \log \frac{T}{t}$
0	0	75	20	2,67	31.560	15.940	0,214
	10	85	30	3,53	34.070	19.900	0,169
	20	95	40	4,21	36.050	23.030	0,140
10	0	85	10	1,18	38.390	20.290	0,199
	10	95	20	2,10	42.000	25.500	0,156
	20	105	30	2,86	44.970	29.670	0,130
20	0	95	0	0	43.750	23.750	0,191
	10	105	10	0,95	48.430	30.020	0,150
	20	115	20	1,74	52.330	35.170	0,1255

Le résultat est donné au diagramme 13 où la charge descendante est représentée en abscisse et le coefficient de friction en ordonnée. Différentes courbes ont été tracées pour les charges montantes identiques, pour les déséquilibres identiques et pour les charges totales identiques.

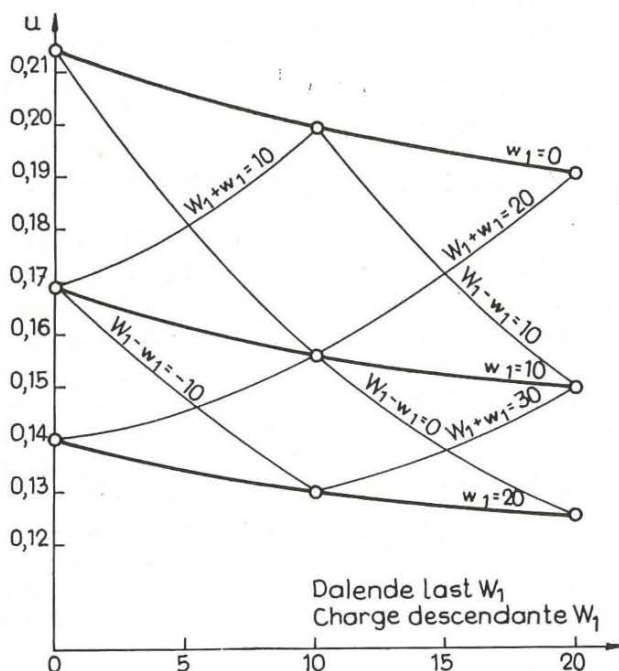


Fig. 13.

Coefficient de frottement minimum nécessaire u en fonction des charges descendantes et montantes (resp. W_1 et w_1).

De uitslag wordt voorgesteld in figuur 13, alwaar in abscis de dalende nuttige last en in ordinaat de wrijvingscoëfficiënt werden uitgezet. Verschillende kurven werden getrokken voor gelijke stijgende lasten, voor gelijke onevenwichten en voor gelijke totale belastingen.

Fig. 13.

Minimum vereiste wrijvingscoëfficiënt u in functie van dalende en stijgende lasten (resp. W_1 en w_1).

On peut en inférer que, dans l'hypothèse d'une force freinante V constante et compte non tenu de toute autre force extérieure, le coefficient de friction minimum u devant être obtenu pour éviter le danger de glissement :

- 1°) augmente à mesure que la charge montante est plus petite, pour une charge descendante constante ;
- 2°) diminue avec des charges descendantes plus grandes, quand la charge montante reste constante. Cette conclusion est assez inattendue ;
- 3°) diminue à mesure que les charges augmentent pour un déséquilibre constant ;
- 4°) diminue en cas de charge totale constante lorsque la charge montante augmente et la charge descendante diminue.

En conclusion générale, on peut avancer que, dans l'hypothèse d'une force freinante V constante, les charges légères présentent plus de danger de glissement ;

Men kan er uit afleiden dat, in de veronderstelling van een constante remkracht V en alle andere uitwendige krachten verwaarlozende, de minimum wrijvingscoëfficiënt u die men moet hebben om schuiven te vermijden :

- 1°) stijgt naarmate de stijgende last kleiner is als de dalende last constant blijft ;
- 2°) daalt met grotere dalende last als de stijgende last constant blijft. Deze conclusie is tamelijk onverwacht ;
- 3°) daalt naarmate de lasten toenemen voor een constant onevenwicht ;
- 4°) daalt voor een constante totale belasting als de stijgende lasten groter worden en de dalende lasten kleiner.

Als algemeen besluit kunnen we zeggen dat, in de veronderstelling van een constante remkracht V , kleine belastingen gevaarlijker zijn dan grote om het schuiven van de ronde kabel op de Koepe-schijf te veroorzaken.

sement du câble rond sur la poulie Koepe que les charges lourdes.

On peut se demander dans quelle mesure l'hypothèse d'une force freinante constante répond à la réalité et dans quelle mesure les conclusions précitées sont valables.

L'exposé ci-avant des forces freinantes pouvant se produire permet de s'en faire une idée.

Au cas où les dispositions nécessaires n'ont pas été prises pour limiter le freinage électrique et obtenir une caractéristique adéquate pour la force engendrée par le frein de sécurité, la force freinante appliquée n'est certes pas constante.

Comme il appert de l'incident relaté en annexe 1, cela peut avoir comme conséquence que les glissements se produiront plus facilement avec des charges lourdes descendantes qu'avec des charges légères, étant donné que le freinage électrique initial est beaucoup plus élevé au départ.

Signalons qu'il y a tout intérêt d'éviter le glissement du câble sur la poulie Koepe. En effet, au moment où le glissement se produit, le coefficient de friction statique existant à l'origine est remplacé par le coefficient de friction dynamique beaucoup plus petit. Il s'ensuit que, lorsque le mouvement a commencé, il est assez difficile de l'arrêter.

En vue d'éviter le danger d'une continuation du glissement de câble sur la poulie Koepe, il est à conseiller de toujours prévoir un coefficient de friction μ — auquel il est fait appel — plus petit que le coefficient de friction statique. Moyennant cette précaution, on peut espérer que le glissement s'arrêtera dès que la partie « anormale » des forces freinantes sera éliminée.

Tout cela n'empêche évidemment pas que toutes les mesures nécessaires et utiles doivent être prises pour éviter que de telles forces anormales se produisent.

En résumé, on peut donc conclure ce qui suit :

- Le glissement du câble sur la poulie Koepe doit être évité dans toute la mesure du possible, parce que ce mouvement est assez difficile à arrêter à cause de la valeur du coefficient de frottement dynamique qui est de beaucoup inférieure à celle du coefficient de frottement statique.
- On doit éviter des pointes de forces de freinage afin de ne pas engendrer le glissement.
- En général les charges lourdes, mêmes descendantes, provoquent moins facilement un glissement de câble que les charges légères. Le transport descendant du personnel demande donc une attention particulière.

Men kan zich de vraag stellen in hoever de veronderstelling van een constante remkracht met de werkelijkheid strookt en in hoever voorgaande conclusies geldig zijn.

De hoger gemaakte bespreking van de remkrachten die zich kunnen voordoen laten toe zich hierover een idee te vormen.

In het geval de nodige schikkingen niet getroffen worden om de elektrische remming te beperken en een gepaste karakteristiek voor de kracht veroorzaakt door de veiligheidsrem te bekomen, is de toegepaste remkracht alles behalve een constante.

Zoals blijkt uit het incident uiteengezet in bijlage 1, kan zulks als gevolg hebben dat een verschuiving zich gemakkelijker voordoet bij grotere dalende lasten dan bij kleinere.

Het weze vermeld dat men er alle belang bij heeft elke verschuiving van de kabel op de Koepe-schijf te vermijden. Inderdaad, op het ogenblik dat zich de verschuiving voordoet, wordt de oorspronkelijk bestaande statische wrijvingscoëfficiënt vervangen door de veel kleinere dynamische wrijvingscoëfficiënt. Het gevolg is dat, eens dat de beweging begonnen is, ze slechts tamelijk moeilijk te stuiten is.

Ten einde het gevaar van het verder doorschuiven van de kabel op de Koepe-schijf te vermijden, is het aan te raden de wrijvingscoëfficiënt μ waarop beroep gedaan wordt steeds kleiner te kiezen dan de statische wrijvingscoëfficiënt. Mits deze voorzorg te nemen mag men verhoppen dat de verschuiving zal ophouden zodra het « abnormaal » gedeelte van de remkrachten zal verdwenen zijn.

Zulks neemt natuurlijk niet weg dat alle nodige en nuttige maatregelen moeten genomen worden om te vermijden dat dergelijke abnormale krachten zich voordoen.

Samengevat kan men dus als volgt besluiten :

- Het verschuiven van de kabel op de Koepe-schijf moet zoveel mogelijk vermeden worden, daar de beweging eens ingezet moeilijk te stuiten is aangezien de dynamische wrijvingscoëfficiënt veel kleiner is dan de statische wrijvingscoëfficiënt.
- Puntremkrachten moeten vermeden worden daar ze het schuiven kunnen aanzetten.
- Over 't algemeen zijn zwaardere lasten, zelfs dalende, minder gevaarlijk voor het verkrijgen van een kabelverschuiving dan lichtere lasten. Men denke in dit verband aan het dalend personeelvervoer.

Annexe I :

Incident matériel. — Mise à molettes.

Bijlage I :

Materieel incident. — Optrekken van een kooi tot de kabelschijven.

A. DESCRIPTION DES INSTALLATIONS

L'incident s'est produit avec une machine d'extraction Koepe à commande électrique et établie à même le sol.

La distance entre l'accrochage et la recette est de 801,5 m.

Les molettes se trouvent à 29 m et à 37,50 m au-dessus de la recette.

Les charges suivantes étaient prévues (pour l'extraction, nous indiquons une charge de pierres, un plancher de la cage restant vide, car cette charge est plus élevée que celle de 10 chariots de houille) :

	Extraction	Personnel
Cage	6.750	6.750
Pièces de suspension	1.796	1.796
Chariots vides 8×460 kg	3.680	
Charge utile (pierres) 8×1.600 kg	12.800	
Personnes 70 kg $\times 80$		5.600
	25.026	14.146
Câble rond $17,03$ kg/m $\times 26$ m	443	443
Câble d'équilibre $18,11$ kg/m $\times 828$ m	14.995	14.995
	40.464 kg	29.584 kg

La machine d'extraction.

La poulie Koepe consiste en une lourde jante en acier, comportant un revêtement de brins de courroie posés sur leur côté et composés de couches alternantes de toile et de caoutchouc. Ce revêtement est pourvu d'une entaille semi-ronde dans laquelle repose le câble. Le diamètre de la poulie Koepe à l'endroit de l'entaille est de 7 m.

Selon des essais, le coefficient de friction statique du câble sur ce revêtement s'élève à 0,75 tandis que le coefficient dynamique, c'est-à-dire le coefficient de friction durant le glissement, est égal à 0,33.

L'angle d'embrassement du câble sur la poulie Koepe est de 183° .

La machine est actionnée au moyen d'un groupe Ward-Leonard.

A. BESCHRIJVING DER INSTALLATIES

Het incident heeft zich voorgedaan met een electrisch gedreven Koepe-ophaalmachine, opgesteld op de grond.

De afstand tussen de los- en de laadvloer bedraagt 801,5 m. De schachtbokslijven bevinden zich op 29 m en 37,50 m boven de losvloer.

Volgende belastingen werden voorzien (voor de extractie wordt de belasting met stenen aangegeven, bij dewelke één vloer der kooi ledig blijft, aangezien deze belasting groter is dan deze met 10 wagens kool) :

	Extractie	Personeel
Kooi	6.750	6.750
Ophangstukken	1.796	1.796
Ledige wagens 8×460 kg	3.680	
Nuttige last (stenen) 8×1.600 kg	12.800	
Personen 70 kg $\times 80$		5.600
	25.026	14.146
Ronde kabel $17,03$ kg/m $\times 26$ m	443	443
Evenwichtskabel $18,11$ kg/m $\times 828$ m	14.995	14.995
	40.464 kg	29.584 kg

De extractiemachine.

De Koepe-schijf bestaat uit een zware stalen velg die een voering van op hun kant geplaatste riemstukken, samengesteld uit afwisselende lagen rubber en doek, omvat. In de voering is een halfronde inkeping aangebracht, waarin de ronde kabel komt rusten. De doormeter van de Koepe-schijf ter plaatse van de inkeping bedraagt 7 m.

Volgens proefnemingen bedraagt de statische wrijvingscoëfficiënt van de kabel op deze voering 0,75 terwijl de dynamische coëfficiënt, t.t.z. de wrijvingscoëfficiënt gedurende het schuiven, gelijk is aan 0,33.

De omvattingshoek van de kabel op de Koepe-schijf bedraagt 183° .

De aandrijving geschiedt bij middel van een Ward-Leonard groep.

Le frein de sécurité (fig. 14 a) comporte deux mâchoires K₁ et K₂ qui agissent sur la jante de la poulie Koepe. Ces mâchoires sont pourvues d'un revêtement dont le coefficient de friction sur acier serait, selon le fournisseur, de 0,5 à 0,55.

Le frein est actionné par la chute d'un contre-poids réglable G. Les points M et L des leviers figurent comme points fixes.

Ledit poids G est suspendu au cylindre du dashpot W (fig. 14b) lequel, à son tour, charge la tige t par l'intermédiaire du ressort V₂. Lorsque les griffes u₁ et u₂ s'ouvrent au moyen de l'électro-aimant du frein, la force G est transférée au bout Z du levier MZ par l'intermédiaire du ressort V₁ qui subit une compression. Lorsque le frein est fermé, la force vivante du poids G est résorbée par le ressort V₂; les oscillations de ce poids seraient donc atténuées par l'huile dans le cylindre W.

Le frein de service dont on se sert uniquement pour manœuvrer — puisque le freinage s'obtient automatiquement par voie électrique et mécanique — agit sur les mêmes mâchoires de freinage K₁ et K₂ qui, dans ce cas, sont actionnées par le piston P d'un cylindre à air comprimé sous lequel l'air comprimé est admis à 6 kg/cm².

De veiligheidsrem (fig. 14a) omvat twee remkaken K₁ en K₂ die ingrijpen op de velg van de Koepe-schijf. Deze kaken zijn voorzien van een voering, waarvan de wrijvingscoëfficiënt op staal, volgens de leverancier, 0,5 à 0,55 zou belopen.

De rem wordt in werking gebracht door het uitvallen van het regelbaar tegengewicht G. De punten M en L van de hefboomen fungeren hierbij als vaste punten.

Vermeld gewicht G hangt aan de cylinder van de dashpot W (fig. 14b) dewelke op zijn beurt de stang t belast door bemiddeling der veer V₂. Wanneer de klauwen u₁ en u₂ geopend worden door de electromagneet der rem, wordt de kracht G overgebracht op het uiteinde Z van de hefboom MZ door bemiddeling van de veer V₁, die wordt samenge-drukt. Wanneer de rem gesloten is wordt de levende kracht van het gewicht G opgenomen door de veer V₂; de oscilaties van dit gewicht zouden dan gedempt worden door de olie die zich in de cylinder W bevindt.

De dienstrem, die alleen gebruikt wordt bij het manœuvreren, daar de remming automatisch electrisch en mechanisch verkregen wordt, werkt in op dezelfde remkaken K₁ en K₂, die in dit geval gedrukt worden door de zuiger P van een perslucht-

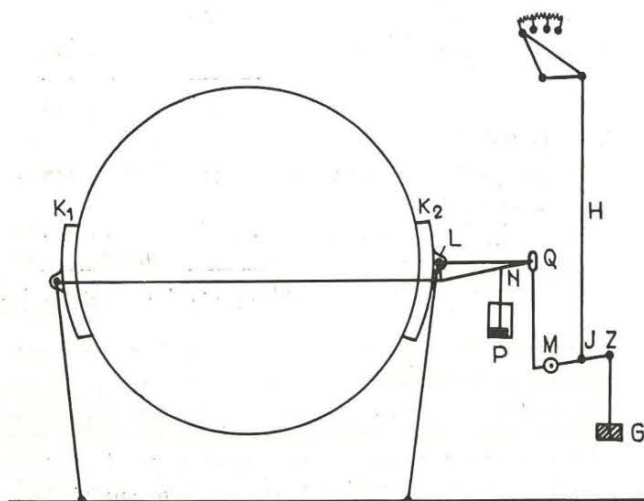


Fig. 14a.
Frein de sécurité.
Veiligheidsrem.

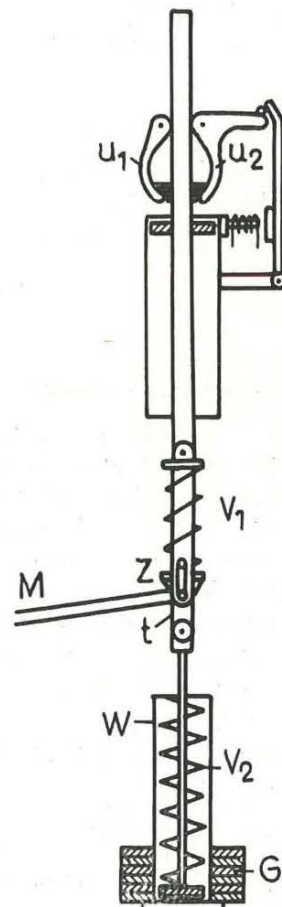


Fig. 14b.
Système d'amortissement du frein de sécurité.
Dempingssysteem der veiligheidsrem.

En vue d'éviter l'action simultanée des deux freins — ce qui entraînerait un ralentissement trop prononcé — l'admission de l'air comprimé du frein de service est automatiquement bloquée et le dessous du piston est raccordé à l'air au moment de la mise en œuvre du frein de sécurité.

La fermeture du frein de sécurité provoque également une interruption du courant de l'excitation du circuit d'excitation du générateur à courant continu ; cette interruption s'opère au moyen de la tige H, laquelle est reliée en J à un levier du frein. Par l'intermédiaire de cette tige, un contacteur opère d'abord l'intercalage d'une série de résistances produisant ensuite l'interruption. Ceci entraîne un puissant freinage électrique.

B. CIRCONSTANCES DE L'ACCIDENT

Le jour de l'incident, on effectuait des essais avec la machine en vue d'examiner la puissance du frein de sécurité pourvu d'un nouveau revêtement des mâchoires. Ces essais durent être faits parce que ce genre de revêtement était employé pour la première fois et on voulait s'assurer des coefficients de friction indiqués par le fournisseur.

Un premier essai eut lieu avec une charge montante de 16.840 kg. Le contrepoids dans la cage descendante était de 4.240 kg. Le déséquilibre était donc de 12,6 tonnes.

Le deuxième essai s'opérait avec la même charge et le même déséquilibre, mais en sens descendant.

Pour le troisième essai la charge montante était de 21,5 t, tandis que le contrepoids dans la cage descendante était de l'ordre de 5,3 t. Le déséquilibre s'élevait donc à 16,2 t.

Chaque fois qu'on atteignit une vitesse constante déterminée au milieu du puits, on actionna le frein de sécurité et il fut procédé au contrôle de la voie de freinage et du ralentissement produit par le frein. Le tableau II indique le résultat de ces essais.

Aucun de ces essais ne fit apparaître une anomalie et le câble n'a jamais glissé sur la poulie Koepe. Le ralentissement a indiqué au tableau a été calculé, sur base de données mesurées, de deux manières différentes : $a_1 = V_0/t$ et $a_2 = 2 s/t^2$.

Pour terminer on voulut effectuer un essai avec la même charge et le même déséquilibre que pour le troisième test, mais en sens descendant. Par mesure de prudence, on limita cependant la vitesse à ± 15 m/s.

Environ au milieu du puits, le frein de sécurité fut mis en œuvre. Pratiquement au même instant le câble commença à glisser sur la poulie Koepe, qui s'arrêta après 38,9 m. Le câble continua cependant à glisser jusqu'à ce que la cage montante alla buter à grande vitesse contre le plancher de garde du châssis à molettes.

cylinder, onder dewelke perslucht op 6 kg/cm² toegelaten wordt.

Ten einde een gelijktijdige werking van beide remmen, hetgeen een te krachtige vertraging tot gevolg zou hebben, te vermijden, wordt de perslucht-toelaat van de dienstrem automatisch afgegrendeld en de onderkant van de zuiger met de lucht in verbinding gesteld, wanneer de veiligheidsrem in werking komt.

Bij het sluiten van de veiligheidsrem wordt eveneens de stroom in de excitatie van de excitatiekring van de gelijkstroomgenerator onderbroken door middel van een stang H, die in J aan een hefboom van de rem verbonden is. Bij middel van de stang wordt door een contactor eerst een reeks weerstanden ingeschakeld, waarna de onderbreking optreedt. Hierdoor treedt terzelfdertijd een krachtige elektrische remming op.

B. OMSTANDIGHEDEN VAN HET ONGEVAL

De dag van het incident werden op de machine proeven gedaan, ten einde het remvermogen van de veiligheidsrem, met een nieuwe voering op de twee remkaken, na te gaan. Deze proeven werden uitgevoerd, daar het de eerste maal was dat een dergelijke voering in bedrijf was en men niet wist of men op de wrijvingscoëfficiënten, opgegeven door de leverancier, rekenen kon.

Een eerste proef werd gedaan met een stijgende last van 16.840 kg. Als tegengewicht in de dalende kooi had men 4.240 kg. Het onevenwicht bedroeg dus 12,6 t.

Een tweede proef geschiedde met dezelfde last en onevenwicht, ditmaal echter in dalende zin.

Bij een derde proef werd een stijgende last van 21,5 t genomen. In de dalende kooi had men 5,3 t geplaatst. Het onevenwicht bereikte in dit geval 16,2 t.

Telkens men een bepaalde constante snelheid in het midden van de schacht bereikt had, werd de veiligheidsrem in werking gebracht en ging men over tot de controle van de remweg en de vertraging tengevolge van het remmen. De uitslagen dezer proeven worden gegeven in tabel II. Bij geen enkel dezer proeven werd iets abnormaals opgemerkt en de kabel is nooit op de Koepe-schijf verschoven. De vertraging a werd in deze tabel aan de hand van de opgemeten gegevens op twee verschillende manieren berekend : $a_1 = V_0/t$ en $a_2 = 2 s/t^2$.

Om te eindigen wou men nog een proef doen met dezelfde last en onevenwicht, ditmaal echter in dalende zin, als gedurende de derde proef. Voorzich-



Fig. 15.

Karlick du 1^{er} incident.Karlick van het 1^e incident.

tigheidshalve beperkte men echter de snelheid tot ongeveer 15 m/s.

Ongeveer in het midden van de schacht werd de veiligheidsrem weer in werking gebracht. De kabel begon praktisch ogenblikkelijk op de Koepe-schijf te schuiven. Deze laatste lag stil na 38,9 m. De kabel schoof echter verder door tot de opgaande kooi met grote snelheid tegen de stootvloer van de schachtbok terecht kwam.

TABEL II.

Résultats des essais de freinage effectués avec la machine d'extraction du premier incident.

N° de l'essai	Déséquilibre (tonnes)	Direction	Vitesse V_0 m/s	Trajet de freinage s m	Temps de freinage t s	Ralentissement	
						a1 m/s ²	a2 m/s ²
1	12,6	montant	18,2	52,6	5,7	3,19	3,23
2	12,6	descendant	18,7	100,0	11,8	1,58	1,44
3	16,2	montant	17,7	49,5	5,5	3,22	3,26
4	16,2	descendant	15,8	(38,9)	glissement du câble		

TABEL II.

Uitslagen der remproeven uitgevoerd op de extractiemachine van het 1^e incident.

N° der proef	Onevenwicht t	Bewegings-richting	Snelheid V_0 m/s	Remweg s m	Remtijd t s	Vertraging	
						a1 m/s ²	a2 m/s ²
1	12,6	stijgend	18,2	52,6	5,7	3,19	3,23
2	12,6	dalend	18,7	100,0	11,8	1,58	1,44
3	16,2	stijgend	17,7	49,5	5,5	3,22	3,26
4	16,2	dalend	15,8	(38,9)	schuiven van kabel		

C. CONSTATATIONS

De la position des index de l'indicateur de profondeur, on put déduire que le câble avait glissé sur environ 370 m sur la poulie Koepe.

Sur base d'une prise cinématographique du raccourcissement du ressort V_1 , on put constater que la puissance de freinage exercée par le frein de sécurité varie en fonction du temps, de la manière indiquée à la figure 16. Connaissant la puissance moyenne V_g du frein, nous pouvons en conclure que 0,3125 s après le début du freinage la force freinante immédiate V_0 présentait une pointe égale à $V_0 = 2,33 V_g$.

C. VASTSTELLINGEN

Uit de stand van de indexen van de hoogteaanduiders kon afgeleid worden dat de kabel over ca. 370 m geschoven had op de Koepe-schijf.

Aan de hand van een cinématographische opname van de verkorting van de veer V_1 werd vastgesteld dat de remkracht, uitgeoefend door de veiligheidsrem, verandert in functie van de tijd zoals aangeduid in figuur 16. Kennende de gemiddelde kracht V_g van de rem kunnen we besluiten dat 0,3125 s na het begin der remming de ogenblikkelijke remkracht V_0 een spits vertoonde, gelijk aan $V_0 = 2,33 V_g$.

L'intensité de courant dans le circuit constitué du moteur et du générateur est déterminée par la différence des puissances électromotrices du moteur E_m et du générateur E_g . La force du moteur est proportionnelle à cette intensité. Dans le cas discuté, les puissances électromotrices semblent avoir suivi un cours, comme indiqué à la figure 17. La force freinante électromotrice avant la mise en œuvre du frein étant connue (elle est égale au déséquilibre descendant : 16,2 tonnes), on peut proportionnellement en déduire le cours suivi par cette force après la mise en marche du frein. Elle est représentée à la figure 17 et 0,3125 s après l'intervention du frein elle atteint une valeur de 40,5 tonnes.

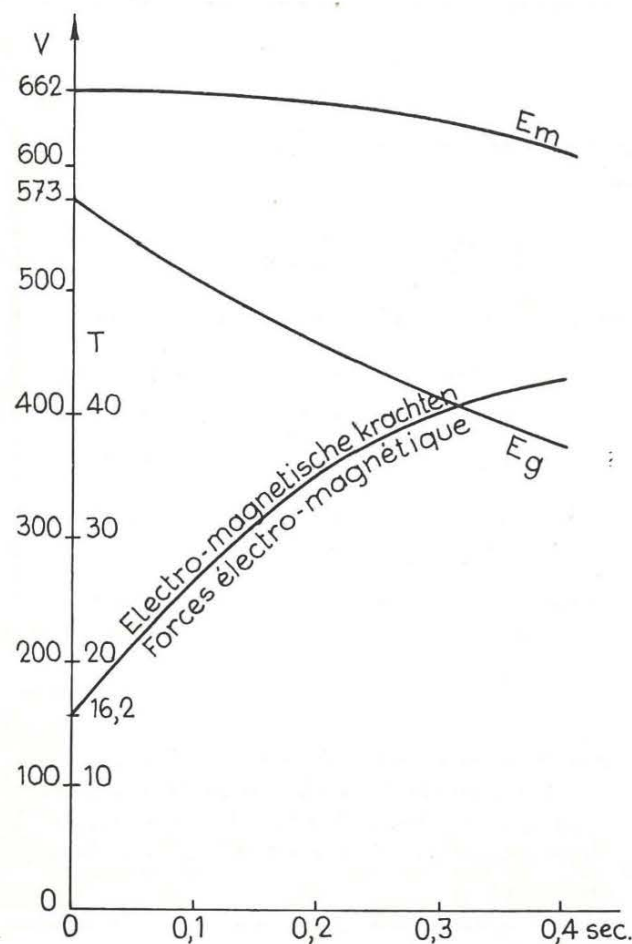


Fig. 17.

Evolution en fonction du temps de E_m , E_g et du freinage électromagnétique.

Verloop van E_m , E_g en de electromagnetische remkracht in functie van de tijd.

D. RESULTATS DES CALCULS

Le tableau III fournit les résultats des calculs de la force de freinage électrique et mécanique moyenne pour les différents essais ; ces calculs sont basés sur les mesurages effectués lors des essais.

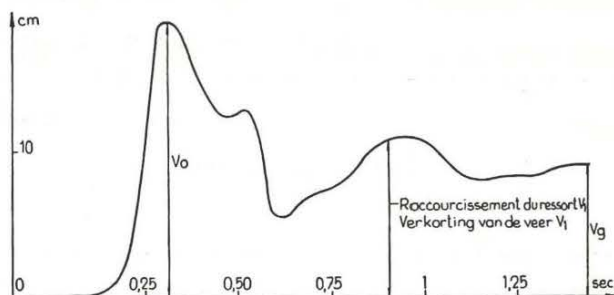


Fig. 16.

Force freinante exercée par le frein de sécurité.

Remkracht uitgeoefend door de veiligheidsrem.

De stroomsterkte in de keten bestaande uit motor en dynamo wordt bepaald door het verschil der electro-motorische krachten van motor E_m en generator E_g . De kracht voortgebracht door de motor is hiermede evenredig. De electro-motorische krachten blijken, in het geval van het incident, een verloop gehad te hebben zoals aangeduid in figuur 17. Daar de electro-magnetische remkracht vóór het uitvallen der rem gekend is (ze is gelijk aan het dalend onevenwicht : 16,2 ton) kan het verloop dezer kracht na het uitvallen der rem door evenredigheid afgeleid worden. Ze is voorgesteld in figuur 17 en bereikt 0,3125 s na het ingrijpen der rem een waarde van 40,5 ton.

D. UITSLAGEN DER BEREKENINGEN

In tabel III werd de gemiddelde elektrische en mechanische remkracht voor de verschillende proeven berekend, steunende op de metingen die tijdens deze proeven uitgevoerd werden.

Voor de eerste proef, met een stijgend onevenwicht van 12,6 t, bekomen we een kracht van 18,8 t ; de tweede proef met hetzelfde onevenwicht in dalende zin geeft als resultaat : 27.400 kg. Het verschil dezer remkrachten is te wijten aan de electromagnetische remming van de motor, die in het geval van dalende last heel groot en in het geval van stijgende last praktisch onbestaande is. Daarom werd als gemiddelde remkracht van de veiligheidsrem 18 ton aangenomen. Steunende hierop zou de maximum ogenblikkelijke remkracht V_o , voortgebracht door de veiligheidsrem $V_o = 2,33 \times 18 = 41,9$ t bedragen.

Voor de derde proef, met een stijgend onevenwicht van 16,2 t, bekomen we als gemiddelde remkracht 17.400 kg. Dit is wat minder dan bij de eerste proef, hetgeen te wijten is aan het feit dat de electro-magnetische krachten nog in mindere mate, en zelfs in tegengestelde zin, zullen werken. Voor de vierde proef, met hetzelfde onevenwicht in dalende zin, konden geen berekeningen gemaakt wor-

TABLEAU III.
Force freinante moyenne pendant les essais de l'incident 1.

N° de l'essai	Direction et déséquilibre		Masses mouvantes $Q = 74.987 + W_1 + w_1$ kg	Ralentissement $a = \frac{a_1 + a_2}{2}$ m/s ²	Force freinante effective $K = Q \times \frac{a}{g}$ kg	Force freinante électrique et mécanique, à l'exclusion de la pesanteur $R = K + (W_1 - w_1)$ kg
1	montant	12,6 t	96.067	3,21	31.400	18.800
2	descendant	12,6 t	96.067	1,51	14.800	27.400
3	montant	16,2 t	101.787	3,24	33.600	17.400
4	descendant	16,2 t	101.787	glissement du câble		

W_1 = charge utile descendante ;
 w_1 = charge utile montante.

TABEL III.
Gemiddelde remkracht uitgeoefend tijdens de proeven van incident 1.

N° der proef	Bewegingsrichting en onevenwicht		Bewegende massa's $Q = 74.987 + W_1 + w_1$ kg	Vertraging $a = \frac{a_1 + a_2}{2}$ m/s ²	Effectieve remkracht $K = Q \times \frac{a}{g}$ kg	Electrische en mechanische remkracht, zwaartekracht uitgesloten $R = K + (W_1 - w_1)$ kg
1	stijgend	12,6 t	96.067	3,21	31.400	18.800
2	dalend	12,6 t	96.067	1,51	14.800	27.400
3	stijgend	16,2 t	101.787	3,24	33.600	17.400
4	dalend	16,2 t	101.787	schuiven van kabel		

W_1 = nuttige dalende last ;
 w_1 = nuttige stijgende last.

Pour le premier essai, avec un déséquilibre montant de 12,6 tonnes, on obtient une force de 18,8 tonnes ; le deuxième essai, avec le même déséquilibre en sens descendant, donne comme résultat : 27.400 kg. La différence de ces forces freinantes est due au freinage électromagnétique du moteur qui, en cas d'une charge descendante, est très élevé et pratiquement inexistant dans le cas d'une charge montante. De ce fait, on a admis que la force freinante moyenne du frein de sécurité est de 18 tonnes. Sur cette base, la force freinante immédiate maximale $V_0 = 2,33 \times 18 = 41,9$ tonnes.

Pour le 3^e essai, avec un déséquilibre montant de 16,2 tonnes, on obtient une force freinante moyenne de 17.400 kg. Ceci est un peu moins que lors du premier essai, ce qui est dû au fait que les forces électromagnétiques agissent dans une mesure encore moindre, voire en sens inverse. Pour le quatrième essai, avec le même déséquilibre en sens descendant, aucun calcul n'a pu être fait puisque les mesu-

den daar geen voldoende metingen konden gebeuren. De gemiddelde kracht zal in dit geval echter iets hoger zijn dan in het tweede geval, wegens de electromagnetische krachten. We nemen derhalve 29 ton aan.

In de veronderstelling van een statische wrijvingscoëfficiënt van de kabel op de Koepe-schijf gelijk aan 0,75, kan men met behulp van de formule van Wiesbach berekenen dat voor de gegeven installatie een remkracht van 80,8 ton nodig was om het schuiven van de kabel te veroorzaken.

In figuur 18 werden de electro-magnetische en mechanische remkrachten gesommeerd : 0,3125 s na het uitvallen der rem bereiken ze respectievelijk de waarden van 40,5 en 41,9 t. De totale remkracht bereikt dus op dit ogenblik 82,4 t, hetgeen volstaat om het schuiven te verklaren.

De kabel is blijven doorschuiven daar de wrijvingscoëfficiënt dadelijk na het begin van het schuiven daalt tot 0,33. Als dit schuiven voldoende lang

rages étaient insuffisants. Toutefois dans ce cas, la force moyenne sera quelque peu plus élevée que dans le deuxième cas et ce à cause des forces électromagnétiques. Admettons donc 29 tonnes.

Dans l'hypothèse d'un coefficient de friction statique sur le câble de la poulie Koepe égal à 0,75, on peut, à l'aide de la formule de Wiesbach, calculer que pour l'installation donnée il fallait une force de freinage de 80,8 tonnes pour provoquer le glissement du câble.

A la figure 18 nous indiquons les forces freinantes électromagnétiques et mécaniques : 0,3125 s après l'intervention du frein, elles atteignaient respectivement une valeur de 40,5 et de 41,9 tonnes. La force freinante totale était donc, à ce moment, de 82,4 tonnes, ce qui explique le glissement.

Le câble a continué à glisser parce que, immédiatement après le début du glissement, le coefficient de friction diminue à 0,33. Si ce glissement continue suffisamment longtemps, ce coefficient se réduira encore davantage en raison de la fusion du caoutchouc sous l'influence de la température.

E. CONCLUSIONS

Cet incident a permis de conclure :

- 1) En circonstances normales, le glissement du câble sur la poulie Koepe doit être évité à tout prix.
- 2) Le frein de sécurité a été modifié de façon telle qu'il ne peut plus donner lieu à des forces freinantes anormalement élevées.
- 3) Les forces électromagnétiques seront dorénavant fortement limitées dès l'intervention du frein de sécurité, en connectant automatiquement le circuit Ward-Leonard à une résistance.

duurt, zal deze coëfficiënt nog kleiner worden, ingevolge het smelten van de rubber onder invloed van de temperatuur.

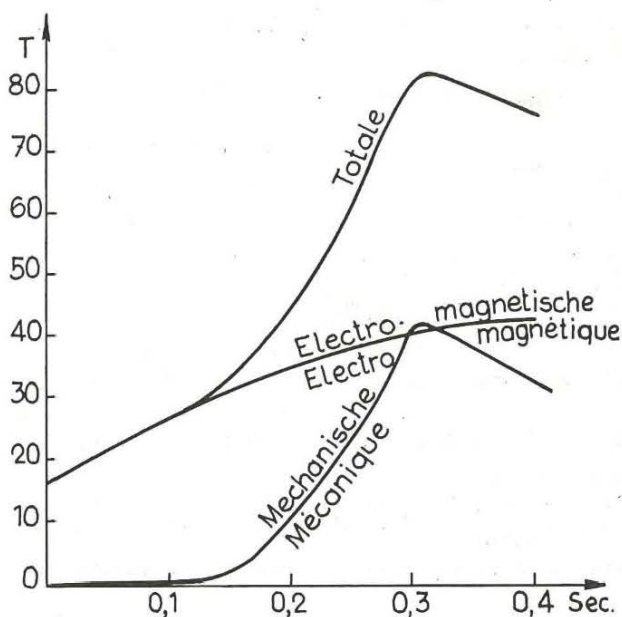


Fig. 18.

Evolution en fonction du temps des freinages mécaniques, électromagnétiques et totale.

Verloop van de mechanische, electromagnetische en totale remkracht in functie van de tijd.

E. BESLUITEN

Uit dit incident werden de volgende besluiten getrokken :

- 1) Het schuiven van de kabel op de Koepe-schijf moet ten allen prijze vermeden worden bij normaal bedrijf.
- 2) De veiligheidsrem werd dermate gewijzigd dat ze geen aanleiding meer kan geven tot abnormaal hoge remkrachten.
- 3) De electro-magnetische krachten worden in 't vervolg sterk beperkt van het ogenblik dat de veiligheidsrem ingrijpt, door de Ward-Leonard kring alsdan automatisch op een weerstand te schakelen.

Annexe 2 :

Incident matériel. — Mise à molettes d'une cage d'extraction.

Bijlage 2 :

Materieel incident. — Optrekken van een kooi tot de kabelschijven.

A. DESCRIPTION DES INSTALLATIONS

L'incident s'est produit avec une machine d'extraction Koepe à commande électrique et établie à même le sol.

A. BESCHRIJVING DER INSTALLATIES

Het incident heeft zich voorgedaan met een electrisch gedreven Koepe-ophaalmachine opgesteld op de grond.

La distance entre l'accrochage et la recette est de 823,7 m.

Les poulies du châssis à molettes se trouvent respectivement à 35,30 m et 44,50 m au-dessus de la recette.

Les charges maxima prévues sont :

	Extraction	Personnel
Cage	7.500	7.500
Suspension	1.745	1.745
Chariots vides 12×485 kg	5.820	
Charge utile :		
Charbon 12×1.120 kg		
Pierre 8×1.680 kg	13.400	
Persones $70 \text{ kg} \times 74$		5.180
Charge d'extraction max.	28.505	14.425
Câble principal		
$15,6 \text{ kg/m} \times 33,4 \text{ m}$	521	521
Câble d'équilibre		
$16 \text{ kg/m} \times 853,8 \text{ m}$	13.660	13.660
Charge maximum	42.686 kg	28.606 kg

La machine d'extraction.

La machine d'extraction est du type Koepe avec une poulie d'un diamètre de 8 m, équipée d'un revêtement de blocs en caoutchouc.

Elle est actionnée par un moteur à courant continu de 2.576 kW, tension de 0 à 1.000 V, 43 tr/min et excitation indépendante.

Le courant continu est fourni par un groupe Ward-Leonard de 2.576 kW, constitué d'un moteur asynchrone, alimenté à 6.600 V et de deux générateurs à courant continu 0/500 V, couplés en série. Le groupe tourne à une vitesse de 750 tr/min. L'excitation des générateurs à courant continu est indépendante et variable. La variation s'effectue par intervention du machiniste et au moyen d'un potentiomètre.

Les excitations indépendantes sont fournies par un groupe moteur-générateur, alimenté à une tension alternative de 500 V.

Le frein de manœuvre (fig. 19) consiste en un cylindre à air comprimé E, exerçant, par l'admission d'air comprimé, une pression sur les deux mâchoires de frein F, lesquelles sont poussées contre une jante de freinage d'un diamètre de 7.700 m. Ces mâchoires de frein sont revêtues de « Ferrodo ».

La force exercée par ce frein et rapportée au diamètre de la poulie à câble est, selon le constructeur, de l'ordre de 19.125 kg. Lors d'un calcul de contrôle relatif à ce frein, le coefficient de friction du Ferrodo étant de 0,3, nous arrivons à 18.500 kg. En réduisant ce coefficient à 0,25, la force freinante serait de 15.400 kg.

De afstand tussen de laad- en de losvloer bedraagt 823,7 m.

De schachtbokschijsen bevinden zich respectievelijk op 35,30 m en 44,50 m boven de losvloer.

De voorziene maximum belastingen zijn de volgende :

	Extractie	Personeel
Kooi	7.500	7.500
Ophangstukken	1.745	1.745
Ledige wagens 12×485 kg	5.820	
Nuttige lading :		
Kool 12×1.120 kg		
Steen 8×1.680 kg	13.400	
Personen $70 \text{ kg} \times 74$		5.180
Hoogste ophaallast	28.505	14.125
Hoofdkabel		
$15,6 \text{ kg/m} \times 33,4 \text{ m}$	521	521
Evenwichtskabel		
$16 \text{ kg/m} \times 853,8 \text{ m}$	13.660	13.660
Hoogste belasting	42.686 kg	28.606 kg

De extractiemachine.

De ophaalmachine is van het type Koepe en heeft een kabelschijf van 8 m doormeter. Deze is uitgerust met een voering in rubberblokken.

Ze wordt aangedreven door een gelijkstroommotor van 2.576 kW, 0 tot 1.000 V spanning, 43 tr/min en met een onafhankelijk bekrachtiging.

De gelijkstroom wordt geleverd door een Ward-Leonard groep van 2.576 kW, bestaande uit een asynchrone motor, gevoed op 6.600 V en twee gelijkstroomgenerators 0/500V, in serie geschakeld. De groep draait op een snelheid van 750 tr/min. De excitatie van de gelijkstroomgenerators is onafhankelijk en veranderlijk. De verandering geschiedt door tussenkomst van de machinist, met behulp van een potentiometer.

De onafhankelijke bekrachtigingen worden geleverd door een groep motor-generator, gevoed op een wisselspanning van 500 V.

De bedieningsrem (fig. 19) bestaat uit een perslucht-cylinder E, dewelke door toelaat van perslucht, drukking uitoefent op de twee remkaken F, dewelke tegen een remschijf van 7.700 doormeter gedrukt worden. De voering dezer remkaken bestaat uit « Ferrodo ».

De kracht door deze rem uitgeoefend, teruggebracht op de kabelschijfdoormeter, bedraagt 19.125 kg volgens de bouwer. Bij een controleberekening van deze rem, voor een wrijvingscoëfficiënt van de Ferrodo = 0,3 bekomen we 18.500 kg. Nemen we slechts 0,25 dan bedraagt de remkracht 15.400 kg.

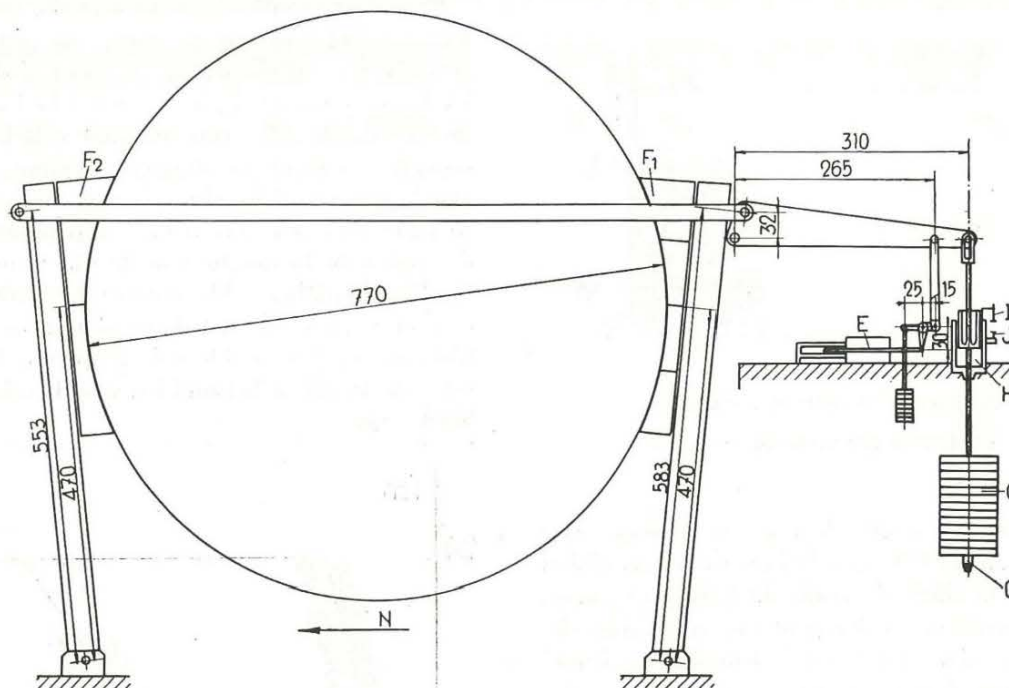


Fig. 19.

Freins de la machine d'extraction.

Fig. 19.

Remmen der extractiemachine.

Ce frein ne peut être mis en œuvre que lorsque la manivelle de la commande électrique ou le potentiomètre se trouvent au point zéro.

Le frein de sécurité consiste en un contrepoids G maintenu en équilibre, dans le cylindre H, au moyen d'air comprimé, lorsque le frein est ouvert. L'échappement de l'air comprimé provoque la chute du contrepoids qui, dès ce moment, exerce également une pression sur les deux mâchoires de frein précitées.

Selon le constructeur, la puissance de ce frein est de 23.250 kg. Le calcul de contrôle pour ce frein donne pratiquement le même résultat en considérant que $\mu = 0,3$: 23.900 kg. En cas de $\mu = 0,25$, nous obtenons comme résultat : 19.890 kg.

Au cas où le revêtement Ferrodo du frein présente de l'usure, celle-ci est signalée par le fait qu'une tige réglable I, raccordée au piston du frein de sécurité, pousse le bouton J lorsque le frein est mis en œuvre. Il est impossible de repartir sans être averti du défaut.

L'air comprimé s'échappe du cylindre à air comprimé du frein de sécurité et arrive, par un tuyau, dans un modérateur (fig. 20).

Ce modérateur est pourvu de deux sorties : la première, L, est composée d'une soupape à siège, laquelle est chargée, au moyen d'un levier, d'un contrepoids. La deuxième sortie est constituée d'un espacement réglable entre une vis à pointe chanfreinée et un échappement conique.

Deze rem kan slechts in werking gebracht worden in zover de elektrische bedieningshandel of potentiometer op het nulpunt staat.

De veiligheidsrem bestaat uit een tegengewicht G, hetwelk in de cylinder H in evenwicht gehouden wordt door perslucht, wanneer de rem open is. De ontsnapping van perslucht veroorzaakt het uitvallen van het tegengewicht, dat alsdan eveneens drukking uitoefent op de twee bovengenoemde remkaken.

De kracht dezer rem bedraagt volgens de bouwer 23.250 kg. De controleberekening uitgevoerd voor deze rem geeft practisch hetzelfde resultaat, wanneer we $\mu = 0,3$ nemen : 23.900 kg. Voor $\mu = 0,25$ bekomen we 19.890 kg.

Wanneer er te veel sleet is op de Ferrodo-voering der rem wordt men hiervan verwittigd door het feit dat een regelbare stang I, verbonden aan de zuiger van de veiligheidsrem, een drukknop J indrukt wanneer de rem uitvalt. Het is alsdan onmogelijk opnieuw te vertrekken zonder van deze fout op de hoogte te zijn.

De perslucht, ontsnappend uit de perslucht-cylinder van de veiligheidsrem komt langs een buisleiding terecht in het huis van een modérateur (fig. 20).

Dit huis omvat twee uitlaten : de eerste L bestaat uit een klep met zitting, dewelke door middel van een hefboom met tegengewicht wordt belast. De tweede M wordt gevormd door de regelbare tussenuimte tussen een schuin aangepunte schroef en een conisch afgewerkte uitlaat.

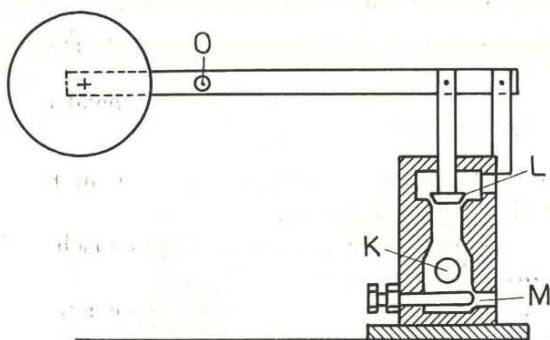


Fig. 20.

Modérateur du frein de sécurité.

Moderator der veiligheidsrem.

Cette dernière sortie devrait, en principe, être réglée de manière telle que le laps de temps global nécessaire à la chute du poids du frein de sécurité, tout l'air comprimé s'échappant par cette voie, devrait être de 13 à 15 s. C'est le temps après lequel une cage normalement chargée, à une vitesse normale en direction montante, sera freinée sous l'influence de la pesanteur et atteindra une vitesse d'environ 0 m/s. La figure 21 illustre la puissance de freinage en fonction du temps, notamment dans cette hypothèse. L'action freinante commence donc à opérer au bout de 8 s, tandis que la puissance freinante maximale est atteinte au bout de 13 à 15 s. Le frein opère donc lentement et ce système sera utilisé au milieu du puits.

A la fin du parcours, la soupape L est soulevée de son siège, libérant une plus grande sortie et permettant une chute beaucoup plus rapide du frein. Pour ce cas également, le diagramme 21 susmentionné indique la puissance de freinage en fonction du temps. Le freinage commence à opérer au bout de 1,5 s après le début de la chute du contrepoids et atteint son maximum après 4 s.

Le soulèvement de la soupape se fait automatiquement par l'indicateur de niveau qui actionne le disque à cames (fig. 22) sur lequel passe la roue N. La déviation de cette roue est transférée au levier O auquel est reliée la soupape.

A la fin du parcours, la roue se place en position P au disque à cames, amenant ainsi le levier et la soupape à leur position la plus élevée. Il y a évidemment une transition progressive entre les deux réglages extrêmes illustrée par la construction linéaire de la roue à cames.

On peut donc conclure : le frein effectue une chute « lente » lorsque la cage se trouve à plus de 150 m de la surface ; que cette chute est « rapide » lorsque la cage se trouve à moins de 100 m de la surface ; qu'il y a une transition progressive entre 100 m et 150 m.

Notons encore que la mise en œuvre du frein de sécurité est toujours accompagnée de la mise en

Deze laatste uitlaat zou in principe zodanig moeten geregeld zijn dat de totale uitvaltijd van het gewicht der veiligheidsrem, wanneer al de perslucht hierlangs ontsnapt, 13 à 15 s moet bedragen. Dit is de tijd na dewelke een normaal geladen kooi, op normale snelheid in stijgende richting, onder invloed der zwaartekracht zal afgeremd zijn tot een snelheid van ongeveer 0 m/s. Op figuur 21 wordt de remkracht in functie van de tijd voorgesteld o.a. in deze hypothese. De remmende werking begint dus na 8 s, terwijl men de maximum remkracht bekomt na 13 à 15 s. De rem grijpt dus traag en in dit systeem zal in het midden van de schacht in gebruik zijn.

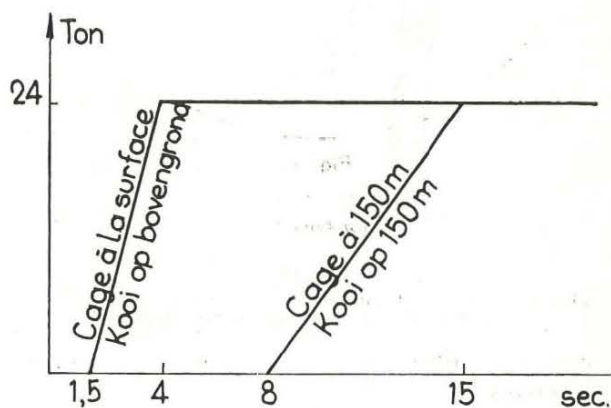


Fig. 21.

Force du frein de sécurité en fonction du temps.

Kracht der veiligheidsrem in functie van de tijd.

Bij het einde van de rit wordt de klep L van haar zitting gelicht, zodat een grotere uitlaatopening vrijkomt en de rem veel vlugger valt. Hogervermeld figuur 21 geeft eveneens de remkracht in functie van de tijd in dit geval. De remming begin 1,5 s na het begin der valbeweging van het tegengewicht en bereikt haar maximum na 4 s.

Het opheffen der klep geschiedt automatisch door de hoogteaanduiders, dewelke een nokkenschijf (fig. 22) in beweging brengt, over dewelke een wielje N rolt. De uitwijking van dit wielje wordt overgezet op de hefboom O, aan dewelke de klep verbonden is.

Op het einde van de rit neemt het wielje de stand P in op de nokkenschijf en brengt daardoor de hefboom en ook de klep in haar hoogste stand. Er bestaat natuurlijk een geleidelijke overgang tussen de twee uiterste regelingen, dewelke duidelijk wordt door het lineaire verloop van het nokkenwiel.

Men mag besluiten dat de rem « traag » valt wanneer de kooi nog verder dan 150 m van de bovengrond is ; dat ze « vlug » valt wanneer de kooi op minder dan 100 m van de bovengrond is ; dat men een geleidelijke overgang heeft van 100 tot 150 m.

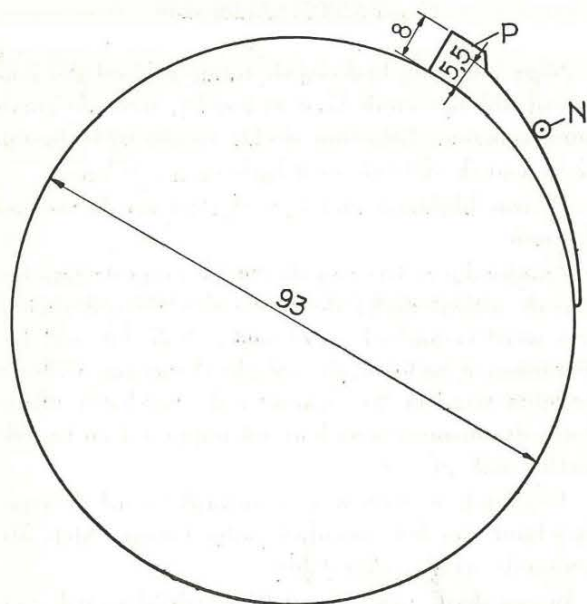


Fig. 22.
Disque à cames.
Nokkenschijf.

marche et de la mise sous pression du frein de manœuvre, sauf au cas où il n'y aurait plus d'air comprimé, auquel cas seul le premier frein exerce une pression.

Le frein de manœuvre peut être immédiatement mis en marche, soit par le machiniste, soit automatiquement par l'intervention du frein de sécurité qui met le frein de manœuvre sous pression. Dans ce dernier cas, le frein de manœuvre commence à agir environ vers la moitié du temps écoulé depuis le moment du début et le moment où le frein de sécurité atteint la puissance maximum.

Par l'intervention du frein de sécurité, le levier de commande est ramené au point mort.

Un ressort Q, en bas du contrepoids du frein de sécurité, sert à résorber l'énergie cinétique du poids en chute. Au cas où le frein de sécurité tombe « rapidement », ce ressort atteint son point de compression maximum 1,9 s après le début de la chute, donc en tout cas avant le moment où le frein de sécurité n'a atteint sa puissance maximum. Les pointes dangereuses de freinage ne sont donc pas à craindre.

B. CIRCONSTANCES DE L'ACCIDENT

Le jour de l'incident, l'alimentation électrique du moteur asynchrone avait à plusieurs reprises été interrompue automatiquement.

Pendant l'extraction d'une charge montante, l'électricien entendit dans la sous-station électrique un bruit dans le moteur asynchrone et en interrompit immédiatement l'alimentation électrique.

Au cours du trajet en question, le machiniste transmet les leviers de commande à son adjoint qui

Bemerken we dat het uitvallen der veiligheidsrem steeds gepaard gaat met de in bedrijf- en onderdrukstelling van de bedieningsrem, behalve wanneer er geen perslucht meer zou zijn, in welk geval alleen de eerste drukking uitoeft.

De bedieningsrem kan ofwel dadelijk in bedrijf gesteld worden door de machinist, ofwel veroorzaakt het uitvallen der veiligheidsrem automatisch, zonder tussenkomst van de machinist, het onderdrukstellen der bedieningsrem. In dit laatste geval begint de bedieningsrem te werken ongeveer halfweg het ogenblik van het begin en dat waarop de maximum remkracht van de veiligheidsrem verkregen wordt.

Tengevolge van het uitvallen van de veiligheidsrem wordt de bedieningshandel automatisch naar zijn nulstand gebracht.

Een veer Q, onderaan het tegengewicht der veiligheidsrem, dient om de kinetische energie van het vallend gewicht op te vangen. In het geval dat de veiligheidsrem « vlug » valt, bereikt deze veer haar meest samengedrukte toestand 1,9 s na het begin der valbeweging, dus in ieder geval vóór het ogenblik, waarop de veiligheidsrem haar maximum kracht bereikt. Er zijn dus geen gevaarlijke puntremmingen te vrezen.

B. OMSTANDIGHEDEN VAN HET INCIDENT

Op de dag van het incident was de elektrische voeding van de asynchrone motor herhaaldelijk automatisch onderbroken geweest.

Terwijl men op zeker ogenblik een opgaande last aan het trekken was hoorde de electricier in het electrisch onderstation plots een geratel in de asynchrone motor. Hij onderbrak dadelijk de elektrische voeding van deze motor.

De machinist gaf juist tijdens deze rit de bedieningshandels over aan de hulpmachinist. Deze bemerkte op een bepaald ogenblik dat de bewegingsrichting van de kooien omgekeerd was.

Hij trachtte eerst electrisch te remmen, maar daar dit geen resultaat gaf stelde hij de bedieningsrem en daarna de veiligheidsrem in bedrijf.

Niettegenstaande er remming was, bleven de kooien op grote snelheid in omgekeerde richting doorlopen, tot de kooi, geladen met volle wagens, in de samenlopende geleidingen van de ondergrond en deze, geladen met ledige wagens, tot in de schachtbokschiif getrokken werden.

à un moment donné aperçut que la direction de mouvement des cages était inversée.

Il essaya de freiner par voie électrique, mais comme aucun résultat ne se produisit, il fit intervenir d'abord le frein de manœuvre et ensuite le frein de sécurité.

Malgré le freinage, les cages continuèrent à grande vitesse leur parcours inversé jusqu'à ce que la cage chargée de chariots pleins arriva dans les guides rapprochés du fond et que la cage chargée de chariots vides alla buter contre la molette.

C. CONSTATATIONS

Selon les estimations, le contenu total de la cage initialement montante était de l'ordre de 23.600 kg, alors que la charge maximum prévue n'est que de 19.260 kg. Celle de la cage descendante était de 5.820 kg.

Apparemment, le revêtement du frein ne présentait pas trop d'usure.

Sans qu'il y ait une modification au réglage de l'étranglement de la sortie sous le piston du frein de sécurité, on dut constater que, le frein de manœuvre fermé, le frein de sécurité ne se fermait complètement qu'après 36 s lorsque l'air comprimé ne pouvait échapper que par la gorge d'étranglement. Lors d'un second mesurage, le temps était de 30 s.

Afin de trouver le défaut, on enlevait le boulon de réglage de l'étranglement. Aucune anomalie ne fut constatée.

Au cours d'un 3^e essai, on procéda au mesurage du temps de chute du frein de sécurité, la gorge d'étranglement complètement fermée. Ce temps était de 1 minute.

Se basant sur les indications des diagrammes Karlick (fig. 23) et Roquel, ainsi que sur les éléments techniques de l'installation, les calculs ci-dessous ont été établis :

C. VASTSTELLINGEN

Naar schatting bedroeg de totale inhoud der oorspronkelijk opgaande kooi 23.600 kg, waar de maximum voorziene belasting slechts 19.260 kg bedraagt. Deze van de dalende kooi bedroeg 5.820 kg.

Er was blijkbaar niet te veel sleet op de voering der rem.

Zonder dat er iets aan de regeling van de smoring van de uitlaat onder de zuiger van de veiligheidsrem werd veranderd, werd vastgesteld dat, met bedieningsrem gesloten, de veiligheidsrem pas volledig gesloten was na 36" wanneer de perslucht alleen langs de smooropening kon ontsnappen. Een tweede meting gaf 30".

Ten einde te zien wat er ontbrak, werd de regelingsbout van het smoorhuis uitgenomen. Niets abnormaals werd vastgesteld.

In een derde proef werd de uitvaltijd van de veiligheidsrem gemeten wanneer de smooropening volledig gesloten was. Hij bedroeg dan 1 min.

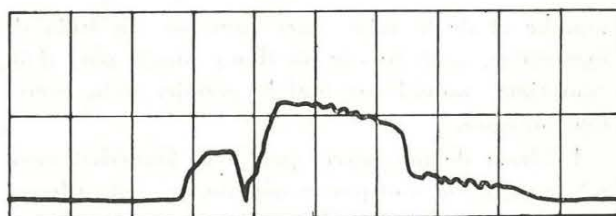


Fig. 23.

Karlick van het incident.

Karlick de l'incident.

Steunende op de aanduidingen van de Karlick (zie figuur 23) en de Roquel-diagramma's en op de technische gegevens van de installatie, werden de cijfers berekend die hieronder zijn samengevat :

Fait	Position de la cage chargée		Vitesse V m/s	Temps T s	Accélération a m/s ²
	par rapport à son point de départ en m	par rapport à la surface en m			
Electricité interrompue	556,7	253,2	9	0	
Inversion du mouvement	583,0	226,9	0	5,85	1,54
Intervention du frein de manœuvre	477,8	332,1	18	17,65	1,54
Début de l'action du frein de sécurité	73,0	736,9	18	40,15	0
Frein de sécurité à pleine puissance	30,5	779,4	16	42,65	0 - 1,60
Arrêt fictif des cages	— 49,5	859,4	0	52,65	— 1,60

Feit	Stand der geladen kooi		Snelheid V m/s	Tijd t s	Versnelling a m/s ²
	t.o.v. haar vertretpunt in m	t.o.v. de bovengrond in m			
Electriciteit onderbroken	556,7	253,2	9	0	1,54
Omkering der beweging	583,0	226,9	0	5,85	
Ingrijpen der bedieningsrem	477,8	332,1	18	17,65	1,54
Begin der werking van de veiligheidsrem	73,0	736,9	18	40,15	0
De veiligheidsrem op volle kracht	30,5	779,4	16	42,65	0 - 1,60
Fictieve stilstand der kooien	— 49,5	859,4	0	52,65	— 1,60

Dans ces calculs, il est supposé que le coefficient de friction du revêtement Ferrodo du frein est de 0,25. Ceci est normal puisque le coefficient diminue à cause du réchauffement du revêtement en cas de freinage.

Les calculs expliquent entièrement l'incident en question.

On peut encore constater que, dans la sous-station électrique de la machine d'extraction, un des anneaux d'alimentation du bobinage d'induit du moteur asynchrone était détaché. De plus, il semblait y avoir un mauvais contact entre l'alimentation de ce moteur et un relais de protection.

CONCLUSIONS

L'incident doit être imputé à un concours de trois défauts :

- 1°) la cage du fond a été surchargée ;
- 2°) au cours du trajet les machinistes se sont relayés ; cela a eu comme conséquence que le frein de manœuvre a été mis en marche tardivement ;
- 3°) le ralentissement du frein de sécurité était beaucoup trop grand, ce qui démontre la nécessité d'un contrôle régulier.

Le fait que l'électricien ait interrompu l'alimentation, sans en avertir au préalable les machinistes, ne doit pas être considéré comme une faute ; l'interruption aurait aussi bien pu se produire automatiquement et les conséquences auraient été les mêmes.

Entretemps, la machine a été équipée d'un nouveau frein de sécurité opérant indépendamment du frein de manœuvre et dont le moment d'intervention peut être réglé entre 0 et 4 s. Le retardement a été fortement limité en vue de diminuer l'influence préjudiciable du freinage d'un déséquilibre descendant.

In deze berekening werd de veronderstelling gemaakt dat de wrijvingscoëfficiënt der Ferrodo-voering der rem 0,25 bedraagt. Zulks is normaal daar de coëfficiënt, tengevolge van de verwarming der voering bij de remming, zal dalen.

Het incident wordt er dus volledig door verklaard.

In het electrisch onderstation van de extractie-machine werd tenslotte vastgesteld dat één der voedingsringen van de ankelwikkeling van de asynchrone motor los zat. Verder scheen er een slecht contact te bestaan tussen de voeding van deze motor en een beschermingsrelais.

D. BESLUITEN

Het ongeval dient toegeschreven te worden aan de samenloop van drie fouten :

- 1°) de kooi van de ondergrond werd te zwaar geladen ;
- 2°) tijdens de rit wisselden de machinisten. Zulks had tot gevolg dat de bedieningsrem te laat in bedrijf gesteld werd ;
- 3°) de uitvaltijd van de veiligheidsrem was veel te groot, hetgeen de noodzaak van een regelmatige controle aantoont.

Het feit dat de electricier de voeding onderbroken heeft, zonder eerst de machinisten te verwittigen, moet niet als een fout aangezien worden ; de onderbreking had zich evengoed automatisch kunnen voordoen en de gevolgen zouden dezelfde geweest zijn.

De machine werd intussen eveneens uitgerust met een nieuwe veiligheidsrem die onafhankelijk van de bedieningsrem werkt en waarvan de uitvaltijd kan geregeld worden tussen 0 en 4 s. De vertraging werd fel beperkt om de nadelige invloed bij het afremmen van een dalend onevenwicht te beperken.