

Il est plutôt à conseiller de faire les trous et le touret normalement à la couche.

L'enlèvement de la couche se fera avec les précautions indiquées en I, A.

C. — Couches très plates (20 à 0°).

Dans ce cas également, le touret normal doit être entrepris dès que par l'avancement du bouveau la couverture a été réduite à une épaisseur de 1<sup>m</sup>,50 dans les schistes et 1 mètre dans les grès ou encore à une épaisseur telle qu'elle puisse être enlevée par une seule volée de mines; cette pénétration dans la couverture, doit être accompagnée de toutes les précautions de sondage, de boisage, et autres renseignées précédemment.

Comme nous l'avons déjà dit, les travaux doivent être disposés de façon à éviter la recoupe des couches presque horizontales par des bouveaux horizontaux; ces couches doivent être atteintes par tourets verticaux ou bouveaux inclinés.

*Retour sur les mines dans les cas A. B. et C.*

Il paraît prudent d'attendre deux heures avant de laisser retourner le personnel sur les mines tirées dans la couverture.

Mons le 21 septembre 1922.

## Recherches sur les Câbles métalliques

CABLES PASSANT SUR DES POULIES

Rapport du Comité anglais institué pour l'étude  
de ces câbles

RAPPORTEUR WALTER A. SCOBBE, D. SC. DE WOOLWICH

Traduit du *Journal of the Institution of Mechanical Ingenier.*  
Novembre 1920.

PAR

E. DESSALLE

Ingénieur au Corps des Mines.

### NOTE DU TRADUCTEUR.

Le *Journal de l'Institut des Ingénieurs Mécaniciens* a bien voulu nous permettre de traduire et de publier l'important rapport élaboré par le « Comité de recherches sur les câbles métalliques » de l'Institut susdit.

Nous l'en remercions bien sincèrement.

Ce rapport étant un résumé très concis des idées contenues dans un nombre considérable de mémoires, nous nous sommes attaché, pour ne pas l'altérer, à donner une traduction presque textuelle, au détriment même de l'élégance.

Certains passages paraîtront peut-être obscurs; c'est le sort des travaux de l'espèce; il est souvent impossible, en effet, de condenser la pensée d'un auteur sans nuire à la clarté de son exposé.

Nous espérons pourtant que ce travail intéressera les fabricants de câbles, comme les exploitants de mines. Puisse-t-il, en montrant les lacunes de nos connaissances à l'égard des câbles métalliques, susciter, dans notre pays, de nouvelles recherches sur la matière.

### INTRODUCTION.

Pendant la guerre, de nombreux travaux ont été entrepris concernant les câbles métalliques, en vue de fournir d'ordinaire des indications sur des points spéciaux.

Les essais étaient arrangés de façon à reproduire les conditions pratiques, et les décisions devaient être prises dans le délai minimum.

On n'avait pas le temps de faire des recherches étendues sur la bibliographie de ce sujet.

Avant de commencer ses essais le Comité de recherches, a consulté de nombreux articles, des extraits en ont été faits et il a pensé qu'il serait désirable de les reproduire dans ce rapport, qui tend à exposer l'état actuel des connaissances et des opinions sur la matière. A cette fin, une bibliographie numérotée est donnée et le sujet est divisé en paragraphes, avec références au moyen de numéros. Il est assez difficile de préparer une bibliographie. Beaucoup d'articles s'occupent de câbles sans envisager la flexion; certains ne présentent pas de faits nouveaux, tandis que d'autres sont plus intéressants, quoiqu'ils s'occupent en ordre principal d'autres questions, et n'introduisent celle des câbles métalliques que de façon secondaire.

Le nombre de renseignements sûrs est désappointant quand on considère celui des articles écrits sur ce sujet. Il y a de nombreuses répétitions, beaucoup d'erreurs et, quand les conclusions dépendent de l'expérience pratique, elles sont souvent mal définies, d'ordinaire parce qu'elles négligent quelques unes des variables des phénomènes en jeu.

Il y a très peu de résultats expérimentaux utiles, et c'est ce qui a retardé les théoriciens, par suite du manque de données. En outre, il n'est pas certain que le sujet se prête lui-même à une simple étude théorique.

#### 1. — Fils.

a) *Composition.* — La composition moyenne de l'acier de charrue, utilisé pour la fabrication des fils est d'après Moore (27)\* la suivante :

C : 0,65 à 0,70 p. c.; Mn : 0,35 à 0,50; Si trace; P : pas plus de 0,035 S pas plus de 0,035.

Le rapport de la Commission du Transvaal (36) dit qu'aucun fabricant ne recommande l'acier ou nickel ou au vanadium.

Griffith et Bragg (72) ont trouvé pour la composition des fils de câbles de 3 1/4 pouces de diamètre :

Si : 0,130 à 0,172 p. c.; P : 0,016 à 0,033; C : 0,58 à 0,60; S : 0,025 à 0,036; Mn : 0,23 à 0,58. Pour des câbles de 1 1/4 à 1 1/2 pouces; Si : 0,013 à 0,24; P : 0,021 à 0,053; C : 0,13 à 0,96; S : 0,027 à 0,078; Mn : 0,22 à 0,68.

\* Les numéros entre parenthèses correspondent aux numéros de la bibliographie donnée ci-après.

La spécification de l'Association britannique de standardisation de de l'aviation stipule que l'acier pour fils à haute résistance ne doit pas contenir plus de 0,04 % de phosphore, ni de soufre. Ce pourcentage a été élevé à 0,06 % pendant la guerre et on propose actuellement de maintenir ce dernier pourcentage, en raison de la difficulté d'avoir seulement 0,04 % et du manque de connaissance de l'effet, sur les propriétés des fils, d'un pourcentage de ces impuretés inférieur à 0,05 %.

b) *Résistance.* — Bonnaud (1) adopte un essai au choc pour les fils des câbles, il note le nombre de coups que doit donner la chute d'un poids pour briser le fil.

Wenderoth (2) rapporte qu'au début de l'emploi de l'acier fondu, le métal était fréquemment trop dur et se brisait par flexion répétée, sans aucun signe d'usure ni de traction.

Rudeloff (8) prédisait qu'il devait exister un point à partir duquel la fragilité des matériaux plus durs prédominerait, causant une chute de leur capacité de fatigue. La diminution de la résistance à la flexion avec accroissement de la tension était plus grande pour les aciers de moindre résistance, plus ductiles. La résistance des torons à la flexion, soumis à une charge égale à un dixième de la charge de rupture était d'autant plus grande que la résistance du fil était elle-même plus élevée.

Behr (15) fait remarquer que des matériaux beaucoup plus résistants que l'excellent acier spécial, appelé acier de charrue, actuellement employé, ont été fabriqués et utilisés pour les câbles; mais les fabricants ne recommandent pas de tels aciers, en raison de leur fragilité, et par suite de leur rupture facile par chocs. Les cordes de pianos ont une résistance de 25 à 50 % plus élevée que l'acier de charrue, mais ce résultat n'est atteint qu'en étirant les fils plus qu'il ne convient pour les fils de câbles d'extraction. Ceux-ci doivent avoir des dimensions assez fortes pour prévenir une réduction trop rapide de la section, par corrosion et usure.

D'autre part, Moore (20) rapporte que le nombre de flexions jusqu'à la rupture des fils d'acier extra-fort ou d'acier de charrue est égal à celui des fils d'acier fondu. Les deux premiers sont plus durs et résistent plus longtemps à l'usure. Il note aussi qu'une variation de 2 % dans la résistance à la traction des fils et dans le nombre de flexions donne un câble capable de faire un service beaucoup meilleur qu'un câble dans lequel on trouve des variations de 5 %.

Le rapport de la Commission du Transvaal (36) dit que les fabricants recommandent des fils de 105 à 135 short tons par pouce carré, soit : 136 à 188 kilogrammes par mm<sup>2</sup>.

L'acier à 120 tonnes est le plus ordinairement utilisé. La limite inférieure est adoptée dans des conditions de flexion défavorables et la limite supérieure dans les conditions de flexion favorables; de l'acier à 150 tonnes a donné des résultats satisfaisants dans des circonstances particulières.

L'examen de la pratique allemande (48) montre une tendance à accroître la résistance à la traction parce que des fils plus résistants durent plus longtemps, permettent de soulever des charges plus fortes et coûtent moins par tonne de produits. Les fils en fer n'ont pas donné satisfaction.

Rowland (50) dit que les fabricants sont d'accord pour admettre que l'acier pour câbles d'extraction doit être de qualité aussi douce que le permet le coefficient de sécurité. D'autre part, certains ingénieurs demandent de l'acier de charrue, même pour des mines peu profondes.

Baird (51) attire l'attention sur le fait que des aciers de qualité inférieure peuvent, par étirage, être amenés à avoir une haute résistance. Il est donc nécessaire de spécifier à la fois la qualité de l'acier et la résistance du fil.

Speer (52) a essayé des fils de câbles à la traction, à la flexion, à la torsion et à la flexion sur des arcs de différents rayons et sous différentes charges. Il a trouvé que la capacité de fatigue augmentait avec la résistance à la traction, et il estimait avoir réfuté la prédiction de Rudeloff. Il recommandait l'emploi d'acier aussi dur que possible en ayant égard au rayon de la poulie.

Lloyd (53) est d'avis que de meilleurs résultats seront obtenus avec des câbles d'extraction comportant plus de fils d'un diamètre plus faible, non étiré au-delà de 105 à 110 tonnes par pouce carré, plutôt qu'avec des câbles formés de fils étirés jusqu'à 115 à 120 tonnes par pouce carré.

Hughe (54, Discussion) en avait conclu qu'en général on utiliserait les fils du type ayant la plus petite résistance (105 tonnes).

Baumann (55) dit que Speer a démontré l'accroissement de la flexion des fils durs, mais qu'il a manqué de montrer que ces fils étaient moins capables de résister au choc. Comme leur emploi conduit à des câbles légers, ils devraient être employés expérimentalement

talement dans des puits peu profonds, avec un haut coefficient de sécurité. Le rapport de 550 admis par Reuleaux entre le diamètre de la poulie et celui du fil doit être modifié et ne peut être inférieur à 1.000.

Howe (69) dit que l'industrie charbonnière utilise des fils d'acier au creuset, de la qualité la plus douce. Des fils plus durs devraient être employés si la corde était exposée à usure par frottement, comme par exemple dans le transport des minerais de fer.

Goodman (78) fait ressortir que la résistance d'un fil est plus grande que celle de la barre dont il provient. Étirer un fil équivaut à produire la striction de la matière, et la résistance du fil s'approche ainsi de la résistance réelle de l'acier.

c) *Diamètre.* — Le catalogue de Newall donne le principe général suivant :

« Plus le diamètre de la poulie est grand, plus grand doit être celui des fils utilisés pour fabriquer le câble. Les fils fins s'usent rapidement. Utilisez des fils de grand diamètre avec de grandes poulies. »

Moore (20) estime que les fils ne doivent pas différer en diamètre de plus de 0,001 de pouce (ou 0,025 millimètre).

Baird (51) exprime le même avis que Newall.

Adamson (54) également, il mentionne que l'usure se produit entre les fils adjacents.

Lloyd (53) paraît recommander l'usage de plus de fils de diamètre moindre.

Hughes (53 Discussion) conclut qu'en général on doit utiliser des câbles de flexibilité moyenne, ou de la plus faible flexibilité si le rapport entre le diamètre de la poulie et celui de la corde est de 30 à 40.

d) *Points spéciaux.* — Newcomer (18) a trouvé que la limite élastique des fils était de 80 à 90 % de la résistance finale à la traction, mais Griffith (71) donne 65 %.

Bouasse et Berthier (30) ont découvert que des fils qui se brisent par traction sans allongement pratique, peuvent par enroulement s'allonger de 20 %. Du fil durci par étirage était enroulé et déroulé sous tension, sur un cylindre. Un fil de 1,18 millimètre de diamètre placé sur un cylindre de 2 centimètres de diamètre, sous une tension de 20 kilogrammes, s'était allongé de 24 % après avoir été enroulé 8 fois.

Speer (52) considère que les efforts internes initiaux sont négligeables, et qu'ils diminuent d'eux-mêmes, quand le câble est mis en service.

Benoit (57) note que la torsion des fils laisse des efforts considérables, notamment dans les aciers à haute résistance.

e) *Revêtements*. — Biggart (4) a conseillé l'usage d'acier clair (non galvanisé).

Lees (9) prétend que l'usage de fils galvanisés a doublé la vie d'un câble et que la galvanisation n'a pas nui au fil. Ainsi les résultats des essais pour un type de fils ont été les suivants :

Clairs . . .	Torsions : 27	tension : 2,215 livres	flexions 7.
Galvanisés . . .	» 25	» 2,187 livres	» 7.

Le rapport de la Commission du Transvaal (36) dit qu'il a été démontré par Epton et Moir que par la galvanisation du fil d'acier de charrue, la résistance à la traction n'est pas abaissée, que le nombre de torsions est réduit de 20 % et que le nombre de flexions alternées est réduit de 25 %. La résistance à la corrosion par les acides dilués est trente fois plus grande que celle du fil nu et, pour du fil partiellement (?) galvanisé, ce rapport est de 8.

L'examen de la pratique allemande (48) a montré qu'on y utilisait presque que de l'acier au creuset clair et que le fil d'acier au creuset galvanisé était rarement employé.

Baird (51) est du même avis que Lees et dit que la galvanisation allonge de 50 % la vie du câble.

Speer explique que les fils galvanisés ne sont pas aussi résistants à la fatigue que les fils clairs et ne sont pas recommandables, spécialement pour les aciers durs.

## 2. — Le câble.

a) *Construction*. — Aiguillon (3) spécifie que tous les fils de la même corde doivent être aussi exactement semblables que possible.

Biggart (4) recommande l'emploi d'âmes en chanvre huilé, aussi bien pour les torons que pour les câbles.

Moore (27) considère qu'on fait une faute en utilisant 7 fils au lieu de 19 par toron.

Gottlob (32) est opposé au toron formé de six fils enroulés autour d'un septième. L'allongement élastique des six premiers est plus

grand que celui du septième, de sorte que l'âme a à supporter jusqu'à 60 % de la tension totale.

Sunderland (63) dit que les cordes utilisées dans les dragues sont des types suivants :

6 torons de 19 fils; 8 de 19; 6 de 37 et 6 de 61. Ces cordes ont toujours des âmes en chanvre,

Howe (69) recommande pour les appareils de levage en général, excepté dans les mines, si les cordes ont plus 1 1/2 pouce de diamètre, la construction en 6 torons de 37 fils, et si elles ont plus de 2 pouces, celle en 6 torons de 61 fils.

b) *Câblage*. — Aiguillon (3) dit que la dimension des fils et que leur disposition doivent varier avec le diamètre des tambours et des poulies sur lesquels les cordes doivent travailler.

La Commission du Transvaal (36) donne comme pas du toron dans la corde, deux ou trois fois le pas du fil dans le toron, la première de ces dispositions étant la plus utilisée.

Speer (52) considère que la composition du câble et l'inclinaison des fils devraient être ajustées au diamètre de la poulie. Etant donné la disposition hélicoïdale des fils autour de l'âme, leurs changements de courbure ne sont pas uniformes et la variation est d'autant plus grande que le diamètre de la poulie est plus petit et que l'angle  $\omega$  de l'hélice avec la génératrice du cylindre est plus grand.

Griffith et Bragg (72) donnent comme moyenne de la pratique américaine : pas des fils = 2.75 le diamètre du câble; pas des torons = 3.75 fois le même diamètre.

Roe (85) dit que la vie d'un câble travaillant sur des poulies dépend des pas des fils et des torons.

Williams (87) se demande quel est le meilleur câblage.

c) *Câblage Lang*. — Biggart (4) a trouvé que le câblage Lang était meilleur que le câblage croix.

Weightmann (5) signale le cas d'une corde avec câblage Lang qui avait duré une fois et demi le temps d'un câblage ordinaire et qui était encore en usage.

Moore (27) estimait au contraire que le câblage Lang ne présentait aucun avantage.

La Commission du Transvaal (36) rapporte que tous les fabricants anglais, sauf un, étaient favorables au câblage Lang quand la cage était guidée. Les ingénieurs américains préféraient au contraire le

câblage ordinaire; 416 sur 427 câbles en usage au Transvaal étaient du type Lang.

Baird (51) estime que tous les câbles d'extraction devraient être du type Lang, à moins d'avoir des profils spéciaux.

Hughes (54. Discussion) dit dans ses conclusions « Faites usage du câblage Lang si c'est possible. »

d) *Câbles spéciaux.* — Wenderobh (2) donne l'histoire des câbles utilisés dans les districts de Dortmund et de Saarebruck de 1877 à 1880.

Les résultats de Dortmund étaient les suivants :

Nature des Câbles	Travail effectué en Kg. Mètres $\times 10^6$	Prix par tonne métrique Pfennings
Plat acier fondu . . . . .	1.782.232	0.0115
Fer . . . . .	171.124	0.0141
Aloès . . . . .	1.337.250	0.00556
Rond en acier. . . . .	9.221.403	0.00567
Id fer . . . . .	2.632.815	0.00509

Rudeloff (8) utilisait une âme en cuivre pour les torons. Le pourcentage de câbles brisés, dans le district de Breslau, est tombé de 9,62 en 1882 à 1,26 en 1908, diminution due au remplacement du fer par l'acier et à la défaveur du câble plat.

Le maximum de travail effectué en 1908 par un câble rond était de 376,300 tonnes-kilomètres et par un câble plat de 44.500 tonnes-kilomètres. Le premier était fait au moyen de fils de 120 tonnes par pouce carré ( $189^k/mm^2$ ).

Moore (20) se réfère à certains câbles de 6 torons de 16 fils, qui sont faits pour être flexibles et ont des fils extérieurs de grand diamètre; on combine donc des fils de différentes dimensions dans le même câble.

King (31) demandait un câblage Lang, qui ne tournât pas. Les câbles fermés (en profilés) ne tournent pas, mais ont trop de raideur et ne sont pas assez flexibles pour être utilisés sur des poulies de faible diamètre. Par suite de sa forme le fil n'a pas une grande résistance à la traction, d'ordinaire 90 t. par pouce carré ( $152^k/mm^2$ ).

Il signale un câble de Bruntons Kilindo, qui ne tourne pas et est composé de 9 torons de 6 fils, entourant 6 torons de 6 fils de plus faible diamètre.

(44) Dans le cas de cordes à deux couronnes de torons, avec câblages croisés, la corde ne tourne pas, mais si on la fait tourner un peu à la main, les torons intérieurs supportent toute la charge et les torons extérieurs ne sont plus sous tension. C'est ainsi qu'une charge de 4 tonnes a brisé un câble de 10 tonnes. Le même phénomène se produit quand le câblage est de même sens dans les deux couronnes parce que la couronne extérieure est de plus grand diamètre et que, par suite, elle se déroule la première. Si la charge est inférieure à la résistance de la couronne intérieure, la torsion du câble produit des renflements dans la couronne extérieure.

La revue de la pratique allemande (48) rapporte que les câbles plats furent ordinairement employés au début, mais qu'ils ont disparu rapidement par suite des défauts, qui sont plus prononcés dans les câbles plats que dans les câbles ronds. Les rapports du district de Breslau donnent les résultats suivants :

Câbles plats 42,86 % durent moins de 200 jours de travail constant.

id. 57,14 id. 400 id.

Câbles ronds 14,3 id. 200 id.

id. 17,3 id. 400 id.

id. 25,5 auront de 400-600 id.

id. 20,3 id. 600-800 id.

id. 10,8 id. 800-1,000 id.

Le reste dure de 1,000 à 1,600 jours.

Hughes (54. Discussion) recommande d'éviter les câbles spéciaux.

Griffith et Bragg (72) donnent comme type de câble flexible à utiliser sur des poulies de faibles diamètres, comme sur les navires  $6 \times 6 \times 7$  avec âmes en chanvre. Ce câble est appelé câble de gouvernail. Ils signalent également l'usage occasionnel de fils fins de remplissage entre les six et les douze fils, d'un toron de dix-neuf fils.

Williams (87) demande des renseignements concernant la flexion de câble du type  $6 \times 7$ , parce que cette construction est presque uniquement adoptée pour les câbles de traction des transporteurs aériens.

e) *Ames.* — La commission du Transvaal (36) est d'avis que les âmes en acier formées de fils circulaires sont meilleures que les âmes

en chanvre. L'âme en chanvre perd sa forme sous une forte pression comme quand le câble est enroulé en plusieurs couches sur un tambour ; alors l'eau entre où le toron est ouvert. Epton est en faveur d'âmes en fils à haute résistance, bien que du fil de faible résistance soit ordinairement employé.

Griffith et Bragg (72) recommandent l'emploi du fibre de manille comme âme, en raison de sa grande résistance à la traction, à l'humidité, à la flexion alternée et à l'action de l'eau de la mer.

f) *Corrosion*. — Lees (9) écrit que les câbles d'extraction de puits humides, exposés à l'action de la vapeur ou des fumées, se corrodent : 1° à leur extrémité voisine de la cage ; 2° aux endroits où le câble est en contact avec les poulies, quand la cage est au sommet ou au fond du puits ; 3° dans la partie du câble qui reste constamment enroulée sur le tambour. Aux endroits indiqués au 2° et au 3°, le câble s'ouvre par flexion et l'humidité y pénètre. L'âme en chanvre retient l'humidité, cependant une âme en fil métallique n'est guère meilleure.

Thornton Murray (46) montre que la partie extérieure du câble est souvent nettoyée en passant sur les poulies, tandis qu'elle est corrodée intérieurement. Il croit que la flexion répétée facilite la corrosion.

Speer (52) a trouvé que la rouille était plus abondante avec des fils plus durs et Howe (69) confirme cette constatation.

g) *Lubrification*. — Wenderoth (2) insiste sur la nécessité d'employer un lubrifiant qui ne durcisse pas.

Biggart (4) et Adamssn (54) ont montré qu'une corde huilée a deux ou trois fois la vie d'un câble sec, quand elle passe sur des poulies et qu'elle travaille en-dessous de la limite d'élasticité du fil.

Howe (34) dit qu'on doit employer de l'huile de lin.

La Commission du Transvaal (36) recommande de huiler le câble pendant sa fabrication. Le goudron de Stockholm, le suif et la résine ne conviennent pas pour le graissage parce que ces produits sont acides.

Chapman (47) a montré expérimentalement que le graissage diminue les frottements internes d'un câble.

Rowland (49) dit que le graissage du câble protège non seulement l'extérieur contre la corrosion, mais lubrifie les surfaces internes et l'âme ; si celle-ci devenait sèche, elle s'émietterait ce qui aurait des effets désastreux. Comme l'utilité principale du lubrifiant est de réduire les frottements internes, il importe que le lubrifiant pénètre bien à l'intérieur du câble. La friction cause de l'usure et augmente la fatigue du câble, aussi le graissage augmente-t-il les flexions d'une

corde de 16.000 à 38.700 (Biggart) avant la rupture. L'huile de lin n'est pas bonne comme lubrifiant, parce qu'elle durcit et s'écaille, ou durcit et empêche l'huile appliquée par la suite de parvenir à l'intérieur du câble. Elle tend aussi à durcir l'âme et à hâter sa destruction.

L'*American Machinist* du 21 février 1914 dit que les câbles d'extraction sont lubrifiés avec de l'huile de lin bouillie. Les câbles de halage sont graissés avec plus de matière, celle-ci étant par exemple formée de goudron de pin avec un dixième d'huile pure, bouillie à feu doux et appliquée à chaud. Il faut prendre souci de ne pas brûler le goudron.

h) *Module d'élasticité*. — Leupold (15, Discussion) cite Hrabák, pour dire que le module d'élasticité  $E'$  d'un câble de  $6 \times 19$  est 0,44 E, E étant le coefficient d'élasticité du fil.  $E'$  augmente rapidement durant les premières semaines de service d'un nouveau câble jusqu'à atteindre un maximum. Pour calculer l'effort de flexion,  $E'$  doit être pris égal à 0,72 E.

Howe (24) donne les valeurs suivantes de  $E'$  qui doivent être adoptées pour le calcul des efforts de flexion des câbles passant sur les poulies construction :

$$E' = 1,37 \times 10^7 \quad 6 \times 7 \quad 6 \times 19 \quad 6 \times 37 \quad 8 \times 19 \quad 1,2 \times 10^7 \quad 1,13 \times 10^7 \quad 1,1 \times 10^7 \quad (*)$$

Guidi (41) a trouvé que le module d'élasticité des câbles varie de  $10,5 \times 10^6$  à  $29 \times 10^6$  livres par pouce carré.

Panetti (42) donne une analyse théorique pour déterminer le coefficient d'élasticité d'un câble et paraît être seul à tenir compte de la contraction latérale.

Speer (52) note que E est plus grand avec des matériaux plus durs.

Howe (69) développe une méthode pour calculer  $E'$  dans un câble ou un toron et donne les résultats d'essais suivants :

Nombre de fils dans le toron	7	19	37	61	
Angle des fils extérieurs	9° 54'	15° 30'	16° 33'	17° 8'	
$E'$ par toron . . . . .	$20 \times 10^6$	$18 \times 10^6$	$16,7 \times 10^6$	$17 \times 10^6$	
Construction du câble	$6 \times 7$	$6 \times 19$	$8 \times 19$	$6 \times 37$	$6 \times 42$
Angle des torons . . . . .	14° 40'	17° 52'	20° 44'	16° 52'	19° 15'
$E'$ de la corde (1). . . . .	$12,8 \times 10^6$	$11,4 \times 10^6$	$10 \times 10^6$	$10,4 \times 10^6$	$7 \times 10^6$

(1)  $E'$  est donné en livres par pouce carré.

100 livres par pouce carré =  $0,7$  par  $\text{mm}^2$ .

Griffith (71) a essayé différents câbles de  $6 \times 19$  et a trouvé que  $E'$  variait de  $6,3 \times 10^6$  à  $8,9 \times 10^6$ .

i) *Mise hors service d'un câble.* — Diescher (6) trouve que la résistance des vieux câbles est remarquablement grande, et attribue ce fait à ce que les sections de rupture des fils cassés sont dispersées. Un câble devrait être mis hors service quand 40 % des fils sont brisés sur la longueur correspondant au pas d'un toron.

Hrabak écrit que quand le module d'élasticité d'un câble diminue, celui-ci cède et n'est plus sûr. Il recommande, comme un bon moyen d'inspection, la détermination de  $E'$  à certains intervalles.

Epton (37) note que la résistance réelle des cordes utiles est, dans beaucoup de cas, plus grande que celle des fils séparés, dans leurs parties usées.

Mc Cann et Colson (39) déterminent le changement de section d'un câble par la diminution de la self induction d'un solénoïde qui l'entoure.

Adamton (54) note que les premières ruptures de fils se produisent à peu près à la moitié de la vie du câble.

Baumann (55) commente le fait que Speer admet que si un fil est brisé, il peut supporter de nouveau sa charge dans le tour de spire voisin de celui de la section de rupture. Le règlement fait retirer un câble quand le nombre de rupture est égal à celui des torons, sans indiquer sur quelle longueur ces ruptures doivent être envisagées. Baumann suggère pour éviter des retraits hâtifs et dispendieux de stipuler que le nombre de fils cassés doit être compté sur deux pas ou sur une longueur d'un mètre.

Wahn (68) discute également le maximum admissible de fils cassés dans un câble. Il a un appareil pour déterminer ce nombre, et pour déterminer quel est le fil cassé dans un toron.

### 3. — Poulies et tambours

a) *Diamètre.* — Aiguillon (3) donne comme diamètre minimum des poulies 2.000 fois le diamètre des fils. Le rapport avec le diamètre du câble importe moins, parce que le désavantage d'un trop petit tambour peut être écarté par des dimensions convenables des fils et la construction du câble. Cependant le diamètre de la poulie ne peut être inférieur à quarante-huit fois le diamètre du câble.

Biggart (4) estime que c'est une erreur de prendre comme diamètre de la poulie six fois le diamètre du câble, sans avoir égard au diamètre des fils. La dimension des fils doit être considérée. Il écrit aussi que celui qui emploie les câbles préférera user un plus grand nombre de câbles plutôt que d'avoir des poulies de diamètres donnés par la pratique et la théorie, pour avoir une longue durée; il pense qu'il est plus économique d'avoir des poulies de diamètres relativement plus petits.

Diescher (19) est d'avis que le diamètre des jantes ne peut être inférieur à 48 fois le diamètre du câble.

Howe (34) donne le tableau suivant pour des câbles en acier au creuset ou en acier de charrue ;

Câbles $6 \times 19$ , âme en chanvre, diamètre minimum de la jante	= 48 fois le diamètre de la corde.
Id. $8 \times 19$ , âme en chanvre, de 1 1/2 pouce, diamètre de la jante	= 30 fois le diamètre de la corde.
Id. $8 \times 19$ , âme en chanvre, de 1/4 pouce, diamètre de la jante,	= 36 fois le diamètre de la corde.
Id. $6 \times 61$ , âme en chanvre, de 3 1/4 pouces, diamètre de la jante,	= 40 fois le diamètre de la corde.
Id. $6 \times 61$ , âme en chanvre, de 2 pouces, diamètre de la jante,	= 36 fois le diamètre de la corde.
Id. $6 \times 39$ , âme en chanvre, de 2 pouces, diamètre de la jante,	= 31 à 32 fois le diamètre de la corde.

Chapman (40) note aussi que le rapport des diamètres de la poulie et de la corde est souvent donné sans avoir égard à la construction.

Baerd (51) estime que le diamètre des poulies et tambours ne doit pas être inférieur à 100 fois le diamètre de la corde ou à  $1000 \times \alpha$ ,  $\alpha$  étant égal au diamètre du plus gros fil du câble.

Adamson (54) a essayé de faire ressortir l'importance du diamètre de la poulie en écrivant que la vie du câble est doublée par un accroissement du diamètre de la poulie égal à deux fois la circonférence de la corde.

Hughes (54, Discussion) estime que le diamètre de la poulie ne devrait jamais être inférieur à 26 fois le diamètre du câble.

Blasius (62) montre que le diamètre de la poulie est minimum quand le diamètre du fil est déterminé de façon que l'effort de flexion soit égal à deux fois celui de traction. (Comme ce résultat est obtenu

en prenant le nombre de fils constant, il n'est pas certain que cette conclusion ait une valeur pratique.)

Howe (69) conseille l'emploi de construction standardisée si possible.

Pour câbles  
de même diamètre :  $6 \times 7$ ;  $6 \times 19$ ;  $8 \times 19$ ;  $6 \times 37$ ;  $6 \times 61$   
Diamètre des fils  
représentés par : 100; 60; 50; 43; 33  
Les diamètres des poulies doivent être proportionnés à ces nombres.

Adopter 20/30 fois le diamètre de la corde pour grues  $6 \times 19 - 8 \times 19$   
» 40 fois le diamètre de la corde pour élévateurs de charbon  $6 \times 19$ .  
» 30 fois le diamètre de la corde pour grues dans usines métallurgiques  $6 \times 37$ .  
» 60/100 fois le diamètre de la corde pour extraction dans mines  $6 \times 19$ .  
» 50/80 fois le diamètre de la corde pour ponts-levis  $6 \times 19$ .

Griffith (71) a essayé la perte de résistance d'une corde brisée sur une poulie et donne :

23 % de perte sur une poulie ayant un diamètre égal à 8 fois celui du câble ;

13 % de perte sur une poulie ayant un diamètre égal à 15 fois celui du câble ;

4 % de perte sur une poulie ayant un diamètre égal à 30 fois celui du câble,

Ketchum (79), pour un câble d'extraction de  $6 \times 19$  avec âme en chanvre, donne des tables des rapport de diamètre minimum de la poulie par rapport au diamètre du câble.

Ces rapports sont pour l'acier fondu :

43,6	pour une corde de $2 \frac{3}{4}$ pouces ;
36,0	id. de $\frac{1}{2}$ pouce ;
24,0	id. de $\frac{1}{4}$ pouce.

pour l'acier de charrue :

61 pour un câble de 2 pouces de diamètre.  
48 pour des câbles de  $\frac{1}{2}$  et  $\frac{1}{4}$  de pouce.

Bottcher et Tolhausen (grues) recommandent l'emploi de câbles de  $6 \times 19$  sur larges tambours avec un diamètre minimum égal à

25 fois celui de la corde. Le diamètre minimum des petits tambours doit être égal à 20 fois celui des câbles de  $6 \times 37$ , qui doivent être employés sur ces tambours.

Richards (22) spécifie un diamètre minimum de la poulie égal à 115 fois celui de la corde pour des torons de 19 fils et 185 pour des torons de 7 fils.

b) *Condition des poulies.* — Achard (Proc I Méch E Jan 1881), préconisait de garnir de cuir posé sur hout, les gorges des poulies. Les poulies en bois augmentent également la vie du câble.

Aiguillon (3) conseille aussi un revêtement en bois pour les gorges des poulies.

Diescher (6) a fait remarquer que pour les gros câbles, soumis à de grands efforts, ce n'est pas la peine de garnir les gorges parce que le garnissage est trop rapidement détérioré.

Newcomer (18) a attiré l'attention sur le fait que de nouveaux câbles remplaçant d'anciens câbles usés durent moins longtemps que les premiers.

Diescher (19) estime que la gorge doit envelopper le câble sur un tiers de sa circonférence. Dans le cas où le câble dévie de la direction de la poulie, le rayon, au fond de la gorge, doit être plus grand que celui du câble.

Moore (27) conseille de faire le garnissage des gorges avec du chanvre de Russie ou d'autres fibres. Ce n'est pas une bonne pratique que de faire passer des câbles métalliques dans des gorges en fer.

Howe (34) écrit que les poulies en fonte doivent être pourvues d'un garnissage formé par des blocs de bois dur qui peuvent être remplacés quand ils sont usés. De la sorte le câble n'est pas usé et son adhérence augmente. Pour de grandes vitesses, on emploie du cuir posé sur champ ou du caoutchouc.

Baird (51) regarde les tambours pourvus d'un revêtement en bois comme préférables aux tambours de fer ou d'acier.

Benoît et Woerle (57) ont trouvé qu'un câble durait plus longtemps sur une poulie bien finie.

Wahrenberger (65) dit que la vie d'un câble dépend de l'influence du tambour et des poulies, de la tension du câble, de la pression résultant de la friction entre la poulie et le câble. La rupture est souvent occasionnée, non pas autant par la flexion en soi que par

une pression spécifique plus grande entre la poulie et le câble, qui sont en contact relativement en peu de points. Cette pression est réduite par l'adoption de gorges qui correspondent bien au câble, de façon que celui-ci ait un contact aussi grand que possible avec la jante.

c) *Glissement sur les poulies.* — Baird (51) fait ressortir qu'il ne doit pas y avoir de glissement sur les poulies.

Williams (87) demande s'il y a du glissement dans le cas de câbles sans fin.

#### 4. — La flexion répétée des fils sur les poulies.

a) *Généralités.* — Biggart (4) trouve que l'usure extérieure n'est appréciable qu'avec de grandes poulies qui permettent un grand nombre de flexions.

Thurston (15, Discussion) a fait remarquer que les fils intérieurs sont usés où ils touchent les fils voisins.

Diescher (19) a fait remarquer qu'un câble qui change de direction se tord à l'endroit des changements de direction.

Moore (27) estime qu'on commet plus de fautes par l'achat de câbles trop gros que par celui de câbles trop petits.

La Commission du Transvaal (36) dit que les fils de qualité inférieure, quoique résistant bien à la tension, à la torsion et à la flexion, révèlent leur infériorité sous ces efforts quand ils sont répétés rapidement.

Chapman (17) considère dans la flexion deux points : la flexibilité et le frottement interne. Si un câble subit des cycles de flexions en dessous de la limite élastique, le diagramme force-déviation est analogue au diagramme d'hystérésis. La surface peut servir de mesure de la friction interne et l'inclinaison de la ligne médiane est une mesure de la flexibilité.

Speer (52) a trouvé que la capacité de fatigue s'accroît beaucoup moins rapidement avec la diminution de la charge qu'avec l'augmentation du rayon de la poulie.

Unwin (73) conclut que la destruction du câble est due : 1° à l'usure externe ; 2° à l'usure due au frottement et à la pression des fils les uns sur les autres ; 3° à la fatigue de l'acier due aux flexions répétées sur les poulies.

b) *Théorie de l'effort de flexion dans le fil.* — Leupold (15, Discussion) cite Hrabák pour dire que  $E'$  doit être pris égal à  $0,72 E$  pour calculer l'effort de flexion dans un câble ordinaire.

Austin (15, Discussion) donne une formule qu'il attribue à Wm Hewitt, vice-président de la Treuton Iron Co.

$$\text{Charge de flexion (en livres)} = \frac{E \alpha}{2,06 R/d + c}$$

$E = 28.500.000$  (livres, pouces carrés),  $\alpha =$  section totale du câble (pouces carrés),  $d$  diamètre du fil (pouce),  $R$  rayon de la poulie,  $c =$  constante qui dépend du nombre de fils par toron.

Pour un câble formé de torons de

$$7 \text{ fils, } d = \frac{1}{9} \text{ du diamètre du câble, } c = 27,54$$

$$19 \text{ fils, } d = \frac{1}{15} \text{ du diamètre du câble, } c = 45,90$$

Le diamètre  $d$  est celui du fil extérieur le plus gros.

(N d T) Une table de ces efforts pour les torons de 19 fils est annexée au rapport anglais ; je n'ai pas jugé utile de la reproduire, la formule rappelée, ci-dessus n'étant pas adoptée d'une façon courante.

L'effort de flexion doit être ajouté à la charge, pour avoir l'effort total et pouvoir déterminer ainsi le coefficient de sécurité du câble.

Diescher (28) donne une théorie essentiellement différente de celle des autres auteurs.

(N d T) Le rapport n'en donne qu'un abrégé peu clair.

Il a remarqué que les flexions brusques provoquent un déplacement latéral des torons et un aplatissement du câble.

Il faut un effort plus grand pour enrouler un câble tendu qu'un câble mou. Des fils fixés à une seule extrémité se plient simplement et ne requièrent qu'un moment égal à la somme des moments relatifs aux fils isolés. Des fils liés à deux extrémités tendent à former des boucles du côté concave et offrent une résistance beaucoup plus grande.

La figure (1) représente un câble sur une poulie. Par flexion C est pressé sur la jante. L'arc D C E s'aplatit et l'espace D E s'allonge.

Comme D et E ne sont pas fixés, et que A D et E B sont sous tension, par flexion du câble les cordes A D et E B doivent s'allonger d'autant que les cordes D C et E C doivent se contracter; c'est pourquoi la compression ne se manifeste pas comme telle; la pression en C pousse vers A et B l'excédent de câble.

L'accroissement qui manque aux fibres supérieures vient du côté concave du câble d'où une longueur égale est déplacée. T étant l'effort de traction, la pression sur un tour de la poulie est  $2\pi T$ .

(N d T, on montre aisément que la pression unitaire est  $2 \frac{T}{D}$ ; en effet soit (fig. 2), X la react normale par unité de longueur, on sait que  $X D = 2 T$  d'où  $X = \frac{2T}{D}$  et la pression sur une circonférence  $= \pi D X = \pi D \frac{2T}{D} = 2\pi T$  c q f d.)

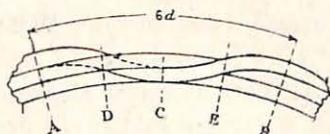


FIG. 1

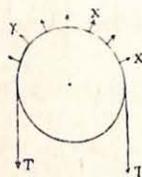


FIG. 2

Prenant une corde de 2 pouces sur une poulie de 8 pieds, sous une tension de 30,000 livres, la pression par pouce est de 7,200 livres par pied.

(N d T) En prenant pour D le diamètre de la poulie + 2 fois celui de la corde, sinon on trouverait 7500.

Le pas est de 12 pouces (1 pied); le coefficient de frottement étant de 0,15; la résistance offerte à la compensation est  $7,200 \times 0,15 = 1,080$  livres, pour 6 torons : 6480 livres, effort de flexion du câble.

Le travail consommé par la flexion est le produit de l'effort de flexion par le déplacement des torons dans leur mouvement d'ajustement, qui est d'une révolution de  $2\pi$  pouces (corde de 2 pouces de diamètres), soit 0,5 pied approximativement. Le travail de flexion est donc  $0,5 \times 6,480 = 3,240$  livres pieds.

Si le diamètre de la poulie est diminué de moitié, la pression est doublée de même que le mouvement de compensation sur une lon-

gueur donnée du câble; de sorte que l'énergie consommée est quadruplée, et pour une même vitesse du câble, la résistance opposée à l'ajustement des torons est proportionnelle à  $\frac{1}{D^2}$ .

La discussion a montré qu'on aurait dû adopter le coefficient de friction des torons sur les torons au lieu de celui des torons sur la jante, que l'usure de la jante de même que l'énergie nécessaire à la rotation de la poulie sont aussi proportionnelles à  $\frac{1}{D^2}$ . Il a été question du fait de multiplier l'effort par le nombre de torons; les câbles de 8 torons par exemple sont moins flexibles que ceux de 6.

Howe (34) donne comme effort de flexion  $0,45 E \frac{d}{D}$  où  $d$  est le diamètre des fils composant le câble. D est le diamètre de la poulie. Actuellement (69), il prend le module d'élasticité du câble au lieu de  $0,45 E$ .

Chapman (40) estime l'effort de flexion égal à  $E \frac{d}{D} \cos^2 \alpha \cos^2 \beta$ .

$\alpha$  est l'angle d'inclinaison du fil dans le toron.

$\beta$  est l'angle d'inclinaison du fil dans la corde.

En tension directe chaque hélice de fil n'est pas parfaitement libre de se comporter comme un ressort en hélice sous tension, quoique l'allongement de la corde soit plus grand que celui d'un faisceau de fils et moindre que celui d'un même nombre d'hélices libres. Sans aucun doute, la même action se produit dans une corde pliée sur une poulie.

Benoît (56) estime que les essais montrent que la formule de Reuleaux ne peut pas être multipliée par un facteur moindre que l'unité. Les efforts sont en réalité plus grands que ceux donnés par cette formule.

Leffler (58) adopte la formule de Chapman et prend la tension dans un seul fil de la fibre extrême, comme tension applicable à tout le câble.

$$P = a \left( S - E \frac{d}{D} \cos^2 \alpha \cos^2 \beta \right)$$

$$= a \left( S - \frac{1.800.000 c}{D} \right)$$

depuis  $d = \frac{c}{15}$ , pour des torons de 19 fils.

$d$  = diamètre du fil le plus gros.

$a$  = section de la corde.

$S$  = tension maximum à la traction.

$c$  = diamètre de la corde.

Hardisty (70) regarde un câble métallique comme étant constitué par des ressorts hélicoïdaux, Si la lubrification est bonne, ils glissent l'un sur l'autre quand le câble est fléchi, et un toron qui est sous tension à l'extérieur est, à une faible distance, en compression, à l'intérieur de la courbe. Ceci tend à égaliser les efforts dans les torons et la flexibilité est beaucoup plus grande que celle d'un câble formé de fils non tordus.

L'effort dû à la flexion est  $E \frac{d}{D} \cos \alpha \cos \beta$ , ce qui serait, d'après l'auteur conforme à la moyenne des diagrammes d'hystérésis de Chapman.

Rankine (77) donne comme effort dû à la flexion  $S = 1.894.000 \frac{c}{D}$  où  $c$  = le diamètre du câble.

Ketchum (79) suit apparemment la formule de ET Sederholm de la Compagnie Allis-Chalmers et convertit la formule de Rankine en un effort de flexion dans le câble, en prenant le produit de l'effort maximum par la section du câble, ce qui donne  $750.000 \frac{c^3}{D}$ .

Les valeurs sont calculées pour chaque câble sur des poulies de différents diamètres et sont alors déduites de la résistance à la traction du câble. Le reste est mis en regard du diamètre du câble, comme étant la résistance à la traction. On peut ainsi construire des diagrammes pour chaque câble.

Williams (87) croit que le calcul de l'effort de flexion au moyen de la formule  $\frac{3}{8} E \frac{d}{D}$  conduit à un résultat trop élevé. Il semble être du même avis que Mallock (64), quand il demande si l'effort dans le fil peut être exprimé d'après le nombre de flexion que la corde subit. Il demande si pour le même diamètre du câble l'effort de flexion est proportionnel au diamètre du fil et aussi si un accroissement de l'effort de tension accroît l'effort de flexion en rendant le câble plus

raide, par suite d'une mobilité moindre des fils les uns par rapport aux autres. Il attire l'attention sur le fait que, quand le câble passe sur une poulie, l'effort de flexion parti de  $o$  max. —  $o$  et ainsi a un effet double d'un effort constant de même amplitude.

Vaughan (88) écrit que les efforts dus à la flexion doivent être inférieurs à  $E \frac{d}{D}$  sinon un fil de 0,07 de pouce se briserait par enroulement sur une poulie de 8 pouces.

c) *Flexion alternée.* — Biggart (4) et Adamson (54) ont trouvé par expérience que la flexion par enroulement en sens inverse diminue de moitié la vie d'un câble.

Hughes (54, discussion) fait remarquer qu'il est difficile de fixer une limite au diamètre de la poulie, si on a des flexions alternées.

Howe (69) admet que la flexion alternée est beaucoup plus préjudiciable pour le câble que la flexion simple.

d) *L'angle de flexion ou d'enroulement.* — Aiguillon (3) conseille l'emploi de grandes poulies avec de grands angles d'embranchement.

Mines and Minerals (17) donne les opinions de différents fabricants américains concernant les effets sur le câble de la longueur des arcs de contact sur la jante. On leur a demandé de comparer l'influence d'un arc de contact de 180° avec un arc de 45° ou moins, la poulie étant de diamètre approprié. Voici leurs avis :

J. A. Roebling et fil. — Il y a peu de différence, attendu qu'aucune partie de la charge n'est retenue par adhésion entre le câble et la jante.

Hazard Mancy C°. — Un angle 45° a une action destructive moindre que 180°.

American Steel and Wire C°. — La courbure d'un câble métallique étend son déplacement au-delà des points de contact et d'appui. Si la longueur de l'arc de contact excède celle du déplacement où il n'y a pas contact, elle a atteint son déplacement maximum et tout accroissement de l'arc de contact n'occasionnerait aucune détérioration nouvelle du câble. Quand la pression est suffisante pour aplatir la corde, elle devient un facteur très important. Pour un angle de couleur de 45° la pression est de 72 % de celle d'un angle de 180° de sorte que la corde a une tendance moindre à se détériorer.

Treuton Iron C°. — Dans la plupart des cas, pour des arcs de contact allant de 45° à 180° le câble à la même courbure que la jante et il n'y a pas de différence entre les efforts de flexion.

Pour de petites flexions,

$$R = \frac{E d^4 u}{5,25 t \cos \theta/2}$$

R = rayon de courbure en pouces.

d = diamètre du fil.

u = nombre de fils dans le câble.

t = charge en livres.

$\theta$  = angle de contact.

Leffler (58) fait remarquer que si un câble est en contact avec une jante sur un petit arc, son rayon de courbure peut être plus grand que celui de la jante

$$R = \frac{4 d^2}{17 \cos \theta/2} \sqrt{\frac{E}{W}}$$

R = rayon de courbure.

$\theta$  = angle entre les directions du câble.

W = traction sur les fils.

Si R est plus grand que le rayon de la poulie, on doit employer 2 R au lieu de D, cette formule n'est applicable que de 130° à 180°.

Wahrenberger (65) estime que la vie d'un câble dépend de l'arc de contact et qu'un trop petit arc est préjudiciable.

Howe (69) dit qu'un arc de 90° est aussi mauvais qu'un arc de 180°, pour le même diamètre de poulie.

Vaughan (88) a essayé des fils à la main, par flexion sur poulie et il a trouvé que si la flexion n'est pas poussée jusqu'à embrasser un angle de 180°, le nombre de flexion est beaucoup augmenté.

e) *Autres considérations.* — Bahr (15) a écrit que la flexion inverse du câble, due à la présence de deux poulies de directions différentes, n'occasionne pas une détérioration trop rapide si les poulies sont grandes et sont placées à une certaine distance, de sorte que la flexion inverse ne succède par trop rapidement à la première flexion.

Laschinger (15, Discussion) a fait remarquer que plus une corde est courbée rapidement, plus grand est l'effort initial de flexion dans les fils.

Diescher (19) a montré qu'il y a torsion où il y a changement de direction.

Moore (20) rapporte que toutes les compétences sont d'avis que la détérioration augmente avec la vitesse et avec la charge.

Leffler (58) est d'avis que si la flexion est renversée plus de dix fois par minute, la tension de travail doit être diminuée de moitié.

Wahrenberger (65) croit que la vie du câble dépend de la distance entre les poulies.

Smith (67) dit qu'au commencement de chaque ascension, dans un câble d'extraction, il se produit un mouvement de rotation quand le câble passe sur la molette. Le bout du câble près de la cage étant fixé, il en résulte, quand la cage s'approche du sommet du puits, qu'un mouvement de serrage et de torsion s'accumule dans le câble et cause une compression excessive de l'âme centrale. Une section du câble qui a passé sur la molette a un mouvement de détorsion correspondant.

Williams (87) demande l'effet de la rapidité de la flexion.

f) *Résultats d'essais.* — Les résultats d'essais de Biggart (4), étudiés par Adamson (54), sont extrêmement précieux. On les consultera aisément et ils ne peuvent être reproduits en détail ici. Des fils essayés isolément se comportent mieux que quand ils forment un câble. Des fils cassent souvent au cours du travail sous des efforts inférieurs à la limite d'élasticité de la matière.

Hughes (54, Discussion) donne un rapport complet sur la vie de trente-deux câbles d'ascenseurs de chemins de fer du Lancashire et du Yorkshire. Ses conclusions sont reprises dans les différents paragraphes précédents.

Rudeloff (8) a expérimenté à la flexion des fils et des torons sous tension. Les fils avaient 2 millimètre de diamètre et résistaient à des efforts de 24, 32, 51, 76 tonnes par pouce carré (soit : 37<sup>k</sup>,2, 49<sup>k</sup>,6, 79 kg, 117<sup>k</sup>,8 par millimètre carré).

La résistance à la flexion répétée diminuait rapidement quand l'effort de traction augmentait jusqu'à 3<sup>k</sup>,1 par millimètre carré, puis diminuait plus lentement pour les hautes tensions. La résistance à la flexion répétée, d'un fil unique, était beaucoup moindre que celle d'un toron formé avec le même fil.

Benoit et Woerle (57) utilisaient des fils de 1 millimètre de 110 à 114 tonnes de résistance par pouce carré (170 à 177 kilogrammes par millimètre carré).

Des essais ont été faits sur des fils isolés, sur des torons de 6 fils avec âme plus douce (55 tonnes par pouce carré), sur des câbles formés de trois de ces torons et sur des câbles formés de 5 torons avec

âme centrale en chanvre. Dans ces essais préliminaires, les spécimens étaient fléchis dans une direction, puis redressés, sous un effort de 5 tonnes par pouce carrés (7<sup>k</sup>75 par millimètre carré), sur une poulie de 175<sup>mm</sup>,4 de diamètre.

Un fil unique a résisté à 198.170 flexions.

Un toron a résisté, jusqu'à rupture d'un fil, à 44.800 et 47.190 flexions.

Sur une poulie de 180<sup>mm</sup>,4 de diamètre.

Un fil unique a résisté à 122.000-200.000 flexions.

Un toron a résisté à 40.860 flexions (3 fils brisés).

Un câble formé d'un toron	}	22.840 flexions (1 fil cassé),	
de 3 fils.		36.440 »	(complètement brisé).
Un câble formé de	}	35.000 »	(rupture commencée).
5 torons		40.000 »	(essai arrêté).

Après recuit :

Un simple fil a résisté à 47.700 flexions.

Un toron a résisté à 37.000-42.000 (destruction complète).

Un câble à 3 torons a résisté à 21.850 flexion.

Simmons (64) a trouvé, à la suite d'essais sur des câbles d'aéroplane de 500 à 1.000 kilogrammes environ, passant sur des poulies de 1 à 4 pouces de diamètres, que le nombre de flexions jusqu'à rupture pouvait être exprimé par

$$\frac{k D^{5/2}}{T} \times n,$$

$k$  est une constante;  $D$  est le diamètre de la poulie;  $T$  est la tension sur le câble;  $n$  est 1 pour les câbles de 1.000 kilogrammes sous des tensions de 200 à 400 livres (90<sup>k</sup>,8 à 181<sup>k</sup>,6) et 2 pour les câbles de 500 kilogrammes pour des tensions de 100 à 200 livres.

Mallock (64) a suggéré de faire une comparaison entre le travail effectué en fléchissant le câble sur la poulie, avec la fatigue produite par la flexion répétée. En faisant cette recherche, Simmons a trouvé que le travail nécessaire pour briser un câble était constant sur des poulies de diamètres différents et sous des tensions variées. Le travail fait pour briser le câble est égal au produit de la force requise pour mettre le câble en mouvement sur la poulie par le déplacement jusqu'à rupture. Simmons considère que le produit de cette force par le rayon doit être considéré comme le moment permanent de flexion.

Le mémoire de M. Major (86) donne les états de service de différents câbles. Quatre câbles ont été employés dans chaque cas, ils étaient de deux types différents; chaque corde étant accouplée à une corde d'un type différent par un levier à bras égaux, qui assurait une égale distribution de la charge entre les câbles. Toutes les cordes d'une installation passaient sur les mêmes poulies,

1° *Ascenseur pour personnes, constamment au travail :*

Charge 355 <sup>k</sup> ,6.	Cage 457 <sup>k</sup> ,1.
Déplacement 27 <sup>m</sup> ,61.	Vitesse 8 <sup>m</sup> ,38.

Deux câbles de 52<sup>k</sup>,5 à 56 kilogrammes par millimètre carré, de câblage Lang, avaient 1 3/8 pouce de circonférence, étaient du type 6 × (1 + 6 + 9) sur âme en fibre. Les deux autres câbles étaient fabriqués avec le même fil, mais était du type 6 × 9 sur fibre, avec âme en fibre.

La partie du câble passant sur la poulie en V n'arrivait pas à la poulie de tête.

Poulie de tête, diamètre 36 pouces.

Arc embrassé 180°; gorge en U d'un rayon supérieur de 1/16 de pouce à celui du câble.

Poulie en V, diamètre 27 pouces, arc embrassé 180°, gorge en V de 35°. Poulies de tête pour les contrepoids, diamètre 27 pouces, gorge en U comme celle de la poulie de la cage; le câble passe sur 2 poulies seulement. Après quatre ans, la partie extérieure des câbles Lang montrait des fils cassés; l'autre câble était aplati à la couronne, il avait pris une section analogue à celle de la poulie en V. Il était encore en service après 6 ans 5 mois et paraissait encore bon pour 6 mois de service.

2° *Ascenseur pour personnes constamment au travail :*

Charge 380 kilogr.	Cage 467 <sup>k</sup> ,2.
Course 22 <sup>m</sup> ,56.	Vitesse 7 <sup>m</sup> ,62.

Câble comme dans le premier cas, mais avec un fil central en acier doux dans la corde, avec câblage Lang. Poulies comme dans le premier cas, une seule poulie pour le contrepoids. En aucun endroit la corde ne passe sur plus d'une poulie. Toutes les poulies de 24 pouces de diamètre, arcs embrassés de 180°.

Après quatre ans, les fils extérieurs furent brisés, mais pas en aussi grand nombre que dans le premier cas. Ceci était probablement

dû à ce qu'il n'y avait qu'une poulie de tête pour le contrepoids. La charge était plus grande et les poulies plus petites. Les fils étaient aplatis dans l'autre câble et peu étaient brisés.

Tous les quatre câbles étaient usés après six ans et quatre mois. La corde avec toron composé était plus endommagée que celle avec câblage simple, mais les essais de tension des parties les plus détériorées ont montré que la première était la plus forte. La corde composée était nettement la meilleure.

3° Tous les câbles sont composés comme ci-dessus, avec le fil central des torons en acier dur pour deux des câbles et en acier doux pour les deux autres.

Charges 457 kilogr.	Cage 457 kilogr.
Course 27 <sup>m</sup> ,6	Vitesse 10 <sup>m</sup> ,16.

Poulie en V de 30 pouces de diamètre; arc d'enroulement de 180°. Deux poulies pour le câble de contrepoids (30 pouces), 90°.

Après quatre ans et un mois, toutes les cordes étaient également usées, sans fils cassés. Après six ans et un mois, il y avait très peu de fils brisés et les câbles eurent encore une longue vie. Le résultat était meilleur qu'en 1 et 2, bien que la charge fût plus lourde; on peut attribuer cette amélioration à l'emploi de plus grandes poulies.

4° *Ascenseur pour personnes et marchandises, 200 voyages par jour.*

Charge 508 kilogr.	Cage 711 kilogr.
Course 19 <sup>m</sup> ,8.	Vitesse 7 <sup>m</sup> ,6.

Quatre pieds du câble passait sur la poulie en V et sur une poulie de tête.

Poulie en V, 24 pouces de diamètre, arc embrassé 180°. Poulie de tête 45 pouces de diamètre, gorge en V, arc embrassé 180°. Poulie du contrepoids diamètre 22 pouces, arc embrassé 180°.

Câbles de 1/2 pouce de diamètre, 6×16 avec âme en fibre, et câblage long.

Après 2 ans, il y avait des fils brisés sur la poulie de 22 pouces seulement.

Après deux 2/3 il n'y avait pas de fils cassés sur la poulie de 45 pouces, mais il y en avait 1 % à la poulie de 24 pouces et 10 % sur la poulie de 22 pouces.

Après 3 ans 1/2 il fallut placer de nouveaux câbles.

M. Major conclut que pour des poulies de même diamètre, une poulie en V de 35 degrés, avec double pas détruit moins les câbles qu'une poulie à simple pas. Le diamètre de la roue est plus important que la forme de la gorge. Aucune portion de câble ne doit passer sur plus d'une poulie, quand c'est possible.

Vaughan (88) donne, à la suite d'essais de flexion de fils de 0,03 à 0,14 de pouce de diamètre (0,76 à 3,5 millimètres) sur la machine Vaughan-Epton, sous des tensions modérées, sur une grande poulie,

$$N = \frac{0,05 D^2}{d^3}$$

formule qui est probablement valable tant que la somme des efforts de tension et de flexion est en-dessous de la limite de résistance à la fatigue. Si le rapport de la poulie au diamètre du fil est inférieur à 150, le nombre de flexions est moindre et la puissance de  $d$  doit être réduite graduellement de 3 à 2.

$$V = 0,44 \frac{D^2}{d^2} \text{ quand } D = \frac{1}{2} \text{ pouce.}$$

En augmentant le coefficient de sécurité au-delà d'une certaine limite, on n'accroît plus la vie du câble.

### CONCLUSIONS.

Les fabricants de câbles spécifient d'ordinaire un coefficient de sécurité qui dépend de l'usage que l'on fait du câble et du diamètre des poulies sur lesquelles il s'enroule. On n'a ainsi aucun renseignement exact, pour chaque cas particulier, et on peut dire que cela ne fournit aucun renseignement si le câble passe sur une poulie de diamètre différent de celui prévu. D'autres auteurs, notamment les Américains essaient de placer le sujet sur un meilleur pied en calculant l'effort de flexion et en l'ajoutant à l'effort de traction produit par la charge.

Il semble qu'aucune méthode générale ne puisse être appliquée, jusqu'à présent, pour le calcul des câbles passant sur des poulies. Non seulement les données que l'on possède sont insuffisantes; mais des problèmes entièrement différents se présentent d'eux-mêmes. Ainsi l'usure extérieure est beaucoup plus importante sur une grande poulie, tandis que la fatigue à la flexion et l'usure interne font plus de dommages quand on utilise une petite poulie. Il se peut que des

généralisations, parfois inconscientes, causées par des conditions qui n'avaient pas été fixées clairement, aient conduit à une certaine confusion.

Le calcul de l'effort de flexion, pour les projets, n'est pas satisfaisant jusqu'à présent. En premier lieu on n'est pas d'accord sur le coefficient à donner à la formule de Reuleaux. Aucune formule rationnelle ne s'adapte aux conditions exactes, et il n'a pas encore été montré que l'effort de flexion fût le facteur déterminant dans la destruction des câbles.

On a suggéré d'essayer de faire une analyse qui séparerait les différents effets destructeurs, notamment l'usure extérieure, l'usure entre les fils et la fatigue de flexion. Leur importance relative doit dépendre en premier lieu du diamètre de la poulie, mais il y a d'autres variables à considérer.

Les différents points qui ont été examinés ci-dessus, par des extraits, sont repris brièvement ci-après :

La composition chimique des verges par fils semble devoir être laissée à l'appréciation du fabricant et du tréfileur. On rencontre dans la pratique en Amérique, de grandes différences.

Aucune distinction n'est faite entre la dureté et la résistance à la traction. On considère généralement qu'elles croissent ensemble.

On est d'accord pour admettre que les fils à haute résistance donnent jusqu'à un certain point de résultats que les autres, même sur des poulies de meilleurs fabricants ne sont pas disposés à aller au-delà de ce point, et ils sont appuyés par différents ingénieurs. On craint la fragilité du métal et la perte de la résistance au choc. D'autre part, on n'a pas publié de résultats pour appuyer cette façon de voir, tandis que plusieurs expérimentateurs préconisent l'emploi des fils à haute résistance, en même temps que des industriels demandent à les employer pour certains usages.

On a porté peu d'attention, dans les articles publiés, sur l'intérêt qu'il y aurait à avoir des fils aussi uniformes que possible sous tous rapports.

Les avis concernant le diamètre des fils montrent une différence d'opinion qu'on n'attendait pas. Il y a un certain compromis entre les deux opinions par l'emploi de fils extérieurs de plus grand diamètre.

La question du revêtement protecteur est un sujet fertile à discussion.

Certains auteurs ont demandé l'ajustement du câblage au diamètre de la poulie, mais on n'a aucun renseignement exact à ce sujet.

La majorité des opinions est en faveur du câblage Lang ; cependant cette préférence n'est pas aussi nette chez les ingénieurs américains.

Des renseignements nouveaux, qui permettraient de déterminer quand un câble est en mauvais état, seraient très précieux.

Le rapport des diamètres de la corde et des fils varie considérablement avec les usages. L'adaptation du mode de construction à ce rapport, de même que la manière de ce comporter des câbles sur les poulies de différents diamètres, nécessitent de nouvelles recherches.

Le garnissage des poulies et la forme de la gorge ont fait l'objet de remarques, mais on a peu d'indications quantitatives.

L'effet des différents angles de flexion d'un câble passant sur une poulie paraît avoir été expliqué très clairement par Leffler, quoique d'autres opinions diffèrent de la sienne. La formule qu'il donne pour calculer le rayon de courbure exact de la corde ne concorde pas avec celle de Trenton Iron Co.

Il y a peu de résultats utiles concernant les points repris dans « Autres considérations ».

Le nombre des essais est malheureusement petit. La réduction de l'effort de flexion par suite du toronnage des fils est digne d'une étude plus approfondie, comme le suggère M. Mallock, pour permettre, au moyen d'une simple expérience, de déterminer la vie d'un câble et d'éviter ainsi un grand nombre d'essais de fatigue jusqu'à rupture.

Le mémoire de M. Major fait ressortir un fait bien connu de tous ceux qui ont expérimenté des fils ou des câbles, c'est que l'on tire facilement des conclusions fausses d'un nombre insuffisant de données.

Les fils et les câbles varient d'une façon appréciable d'un point à l'autre et d'un câble à l'autre, même quand ils sont de construction identique. La première comparaison de M. Major indique que la corde avec âme en fibre est meilleure que le câble Lang avec âme solide pour les torons.

Le deuxième exemple montre que l'adoption d'âmes en fils doux améliore le câble Lang, mais cette observation n'a pas été confirmée par le troisième exemple.

## BIBLIOGRAPHIE.

1. Fils d'acier pour câbles. Bonnaud. Proc. Inst., C. E., vol. Ixvii, Extrait.
2. Câbles de mines Wenderoth, Proc. Inst. C. E., vol. Ixviii, Ext.
3. Ruptures de câbles de mines Aiguillon, Proc. Inst. C. E., vol. Ixx, Ext.
4. Câbles métalliques Biggart, Proc. Inst. C. E., vol. Ci, 1890.
5. Les câbles de plans inclinés Khojak.  
Weightmann. Proc. Inst. C. E., vol. Cxii, 1892.
6. Chemins de fer sur plans inclinés.  
Diescher. Trans. Engd. Soc. W. Penn., vol. Xii.
7. Câbles métalliques Hewitt, Eug. News, vol. I, 1896.
8. Expériences préliminaires sur les fils et les torons des câbles métalliques.  
Mitt. a. d. kön. tech. Versuch, à Berlin, 1897.
9. Corrosion interne des câbles métalliques.  
Iron and Coal Trades Review, 29 octobre 1897.
10. Flexion des câbles métalliques Hewitt.  
Modern Machinery, août 1899 et  
Mines and Minerals, mars 1899.
11. Câbles d'extraction Peele. Mines and Minerals, mars 1900.
12. Câbles métalliques Beard. Mines and Minerals, mars 1901.
13. Corrosion interne des câbles métalliques.  
Mines and Minerals, mars 1899.
14. Note sur la vie des câbles d'acier. Soulé.  
Ann. Inst. Min. Eug. Trans., vol. Xxix, 1899.
15. Installations d'extraction à grande profondeur.  
Behr. Trans. J. M. and M., vol. Xi, parts 1 et 2, 1901.
16. Spécifications pour câbles métalliques. Mech. World, 18 juillet 1902.
17. Efforts dans les câbles métalliques.  
Mines and Minerals, février 1902.
18. Règles pour les charges de travail des câbles métalliques des ascenseurs.  
Newcomer. Eug. News, 15 janvier 1903.

19. Projets de poulies et tambours pour câbles métalliques.  
Diescher. Eng. Soc. W. Penn. Trans., vol. Xix, juin 1903.
  20. Câbles métalliques à grande résistance.  
Moore. Eng. Soc. W. Penn. Trans., vol. Xix, juin 1903.
  21. Câbles métalliques.  
Westgarth. Iran and Coal Trades Review, 29 avril 1904.
  22. Efforts de flexion dans les câbles métalliques.  
Richards. Mines and Minerals, avril 1904.
  23. Câbles d'extraction.  
Whyte. Mines and Minerals, vol. Xxiv, 1904.
  24. Bibliographie sur les câbles métalliques.  
Mines and Minerals, vol. Xxiv, 1904.
- Donne 101 références aux câbles de tramways.  
78 références à des matières d'intérêt général.  
65 références aux câbles d'extraction et de transport.  
24 références aux câbles de transmission de force.  
22 références aux câbles de suspension des ponts.  
28 références aux câbles de transporteurs aériens.
- Peu de ces références sont reprises dans la présente bibliographie.
25. Questions pratiques relatives à la construction et à l'emploi de câbles métalliques.  
Moore. Mines and Minerals, vol. Xxiv, 1904.
  26. Contribution à l'étude des câbles métalliques.  
Benndorf. Zeit d. Oest. Ing. u. Arch. Ver., 22 juillet 1904.
  27. Usage et abus des câbles métalliques.  
Moore. Jour. Eng. Soc. W. Penn., vol. Xxi, 1905.
  28. Efforts de flexion dans les câbles métalliques.  
Diescher. Jour. Eng. Soc. W. Penn., vol. Xxi, 1905.
  29. Quelques contributions aux expériences sur la flexion et le choc dans les câbles métalliques.  
Divis. Oest. Zeit. f. Berg. u. H. 17 juin 1905.
  30. Allongement des fils par enroulement.  
Bouasse et Berthier. Jour. de Phys., décembre 1905.
  31. La rupture des câbles d'extraction.  
King. Mining Journal, 26 mai 1906.
  32. Câbles métalliques d'acier.  
Goltlob. Ingeniren. Copenhague 1906.



33. Etudes des câbles métalliques.  
Isaachsen. Zeit. der Ver. Deutsch, Ing., 27 avril 1907.
34. Efforts de flexion dans les câbles métalliques.  
Howe. Machinery, juin 1907 et Machinery Handbook n° 24.
35. Appareil pour déceler l'usure dans les câbles métalliques.  
Pract. Engineer, 26 juillet 1907.
36. Câbles d'extraction et conditions de sécurité dans les puits de mine.  
Rapport de la Commission du Transvaal. — Eng. News.,  
31 octobre au 5 décembre 1907. — Mach. Eng., 30 novembre  
au 14 décembre. — Extraits dans Engineering du  
14 février et du 18 mars 1908.
37. Quelques notes sur des essais de câbles usés.  
Epton. Jour. Transvaal. I. M. E. vol. v et vi 1907.
38. Résistance de fils à la flexion répétée.  
Schuchart. Stahl und Eisen, 1 et 8 juillet 1908.
39. Essais électromagnétiques des câbles d'extraction.  
Mc Cam et Colson. V. S. Patent, 890.085.
40. Efforts dus à la flexion dans les câbles métalliques.  
Chapman. Engin. Review, octobre 1908.
41. Résultats d'expériences sur des câbles métalliques usagés.  
Guidi. Sc. Abs. A. 1909.
42. Module d'élasticité des câbles métalliques.  
Panetti. Sc. Abs. A. 1909.
43. Essai des câbles métalliques.  
Kroen. Oest. Zeit. f. Berg. u. H., 26 mai 1909.
44. Câbles métalliques à câblage croisé.  
Engineer, 15 janvier 1909.
45. Danger de rupture des câbles métalliques.  
Bock. Glückauf, 23 octobre 1909.
46. Corrosion des câbles d'extraction en acier.  
Thornton Murray. 23 octobre 1909.
47. Flexibilité des câbles métalliques.  
Chapman. Engineering, 7 janvier 1910.
48. Câbles d'extraction pour puits de mines.  
Proc. Inst. C. E. Vol. cLxxxii, Abs. 1910.
49. Lubrification des câbles métalliques.  
Rowland. Engin. and Mining Jour. Vol. Ixxxix 1910.

50. Câbles métalliques dans les houillères.  
Rowland. Eng. and Mining Jour. Vol. Ixxxix 1910.
51. Câbles métalliques appliqués aux mines.  
Baird. Trans. I. M. E., vol. XIII et Mech. World, 8 déc. 1911.
52. La résistance des câbles d'extraction.  
Speer. Glückauf, 11 mai au 2 juillet 1912.
53. Quelques expériences sur les câbles d'extraction.  
Lloyd. Iron and Coal Trades Review, 2 août 1912.
54. Câbles métalliques pour les appareils de levage.  
Adamton. Proc. I. Mech. E., juillet 1912.
55. La sécurité des câbles d'extraction en acier à haute résistance.  
Baumann Glückauf, 25 janvier 1913.
56. Câbles métalliques.  
Benoit Glückauf, 25 janvier 1913.
57. La résistance des câbles métalliques.  
Engineering, 26 décembre 1913.
58. Revision de la spécification des ponts mobiles dans un plan vertical.  
Leffler. Trans. Ann. Soc. C. E. Vol. Ixxvi, déc. 1913.
59. Résultats de la statistique des câbles dans les mines de zinc et de plomb de la Haute-Silésie.  
Nimptsch Glückauf, 3 janvier 1914.
60. Lubrification des câbles métalliques.  
Ann. Machinist., 21 février 1914.
61. Notes sur les câbles métalliques, les chaînes, etc., les élingues.  
Briggs. Prof. Papers Corps R. E.  
Paper 6, 4 th serie, 1914.
62. Diamètre minimum des poulies pour les câbles métalliques.  
Blatius. Zeit. Ver. Deutsch. Ing., 25 avril 1914.
63. Câbles métalliques pour excavateurs.  
Sunderland. Excavating Engineer, nov. 1914 et Eng. and  
Min. Jour., 21 nov. 1914.
64. Comité consultatif pour l'aéronautique. La fatigue des fils toronnés.  
Simmons. Rapport 160. Janvier 1915.
65. La relation entre les efforts et la durée des câbles de levage.  
Wahrenberger. Zeit. Ver. Deutsch Ing., 24 juillet 1915.
66. Fils d'acier, un facteur dans la fabrication de l'acier.  
Mech. Eng. 2 janvier au 4 février 1916.

67. Notes sur les câbles de mines. Smith.  
Iron and Coal Trades Review, 30 mars 1917.
68. Recherches sur les câbles d'acier.  
Wahn. Zeit. Ver. Deutsch, Ing., 30 juillet et 8 août 1918.
69. Détermination des efforts dans les câbles métalliques appliqués aux problèmes actuels.  
Howe. Jour. Am. Soc. M. E. Déc. 1918.
70. Efforts dans les câbles métalliques.  
Hardisty. Am. Soc. M. E. Jour. 41, mars 1919.
71. Recherches sur les câbles métalliques.  
Griffith. Engin and Min. Jour, 26 avril 1919.
72. Résistance et autres propriétés des câbles métalliques. Griffith et Bragg.  
Tech Papers. U. S. Bureau of Standards, 16 juillet 1919.
73. Projets de machines. Unwin. Part. 1. Chap. XVI.
74. Expériences sur la résistance des câbles métalliques et sur les fils.  
Martens. Proc. Inst. C. E. Abs vol. XCIV 1888.
- 74a. Reuleaux. Le constructeur.
75. Les câbles métalliques (Die Drahtseile) Hraback.
76. Eléments de machines. Bach.
77. Machinery et Millwork. Rankine.
78. Mécanique appliquée. Goodman.
79. Structural Engineer's Handbook. Ketchum.
80. Quelques aspects de l'éclairage des fils.  
Longumier. I and S. Inst. Journal, 86, 1912 et Engineering, 11 octobre 1912.
81. Etude sur l'écoulement à froid de l'acier.  
Longumier. Engineering, 23 mai 1913.
82. Pratique moderne dans les machines à étirer les fils.  
Engineering, 9 août, 1<sup>er</sup> novembre et 29 novembre 1907.
83. Traitement à chaud des fils pour câbles.  
Brunton. Iron and Coal Trades Review, 11 mai 1906.
- 83a. Câbles métalliques d'extraction.  
Collection de Mémoires publiés par l'Institution Sud-Africaine des Ingénieurs.

*Communications au Comité des Câbles.*

84. Poulies pour câbles métalliques. W. E. Hogg.
85. Correspondance avec Harrison Roe.
86. Mémoire sur la vie des câbles. C. G. Major.
87. Communication de A. E. Williams.
88. Mémoire n° 1 sur les expériences faites avec la machine d'essais de fatigue de Vaughan-Eston.

*Comité de Recherches sur les Câbles métalliques.*

D<sup>r</sup> H. S. Hele Shaw, F. R. S., Membre du Conseil,  
*Président.*  
Daniel Adamson, Membre du Conseil.  
John H. Anderson.  
C. G. Couradi.  
Percy. S. Cradock.  
H. C. Else.  
P. N. Haggie,  
George L. Hunter.  
H. C. King.  
Professeur Henry Louis.  
L. B. Newall.  
J. B. Maclean, C. B. E.  
W. C. Mountain.  
Walter Pitt.  
G. H. Roberts, C. B. E.  
D<sup>r</sup> Walter A. Scobble, *Rapporteur.*  
Christopher H. Selby.  
Sir William E. Smith, C. B.  
C. Humphrey Wingfield.

---