

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 64 (1938)
Heft: 23

Artikel: Flexion des câbles métalliques sur les petites poulies
Autor: Tache, J.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-49243>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 30.03.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

BULLETIN TECHNIQUE

DE LA SUISSE ROMANDE

ABONNEMENTS :

Suisse : 1 an, 12 francs

Etranger : 14 francs

Pour sociétaires :

Suisse : 1 an, 10 francs

Etranger : 12 francs

Prix du numéro :

75 centimes.

Pour les abonnements
s'adresser à la librairie
F. Rouge & C^{ie}, à Lausanne.

Paraissant tous les 15 jours

Organe de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, des Sociétés vaudoise et genevoise des ingénieurs et des architectes, de l'Association des anciens élèves de l'Ecole d'ingénieurs de l'Université de Lausanne et des Groupes romands des anciens élèves de l'Ecole polytechnique fédérale. — Organe de publication de la Commission centrale pour la navigation du Rhin.

COMITÉ DE PATRONAGE. — Président: R. NEESER, ingénieur, à Genève; Vice-président: M. IMER, à Genève; secrétaire: J. CALAME, ingénieur, à Genève. Membres: *Fribourg*: MM. L. HERTLING, architecte; A. ROSSIER, ingénieur; *Vaud*: MM. C. BUTTICAZ, ingénieur; E. ELSKES, ingénieur; EPITAUX, architecte; E. JOST, architecte; A. PARIS, ingénieur; CH. THÉVENAZ, architecte; *Genève*: MM. L. ARCHINARD, ingénieur; E. ODIER, architecte; CH. WEIBEL, architecte; *Neuchâtel*: MM. J. BÉGUIN, architecte; R. GUYE, ingénieur; A. MÉAN, ingénieur cantonal; *Valais*: MM. J. COUCHEPIN, ingénieur, à Martigny; J. DUBUIS, ingénieur, à Sion.

RÉDACTION: H. DEMIERRE, ingénieur, 11, Avenue des Mousquetaires,
LA TOUR-DE-PEILZ.

ANNONCES

Le millimètre sur 1 colonne,
largeur 47 mm :

20 centimes.

Rabais pour annonces
répétées.

Tarif spécial
pour fractions de pages.

Régie des annonces :
Annonces Suisses S. A.
8, Rue Centrale (Pl. Pépinet)
Lausanne

CONSEIL D'ADMINISTRATION DE LA SOCIÉTÉ ANONYME DU BULLETIN TECHNIQUE

A. DOMMER, ingénieur, président; G. EPITAUX, architecte; M. IMER; A. STUCKY, ingénieur.

SOMMAIRE : *Flexion des câbles métalliques sur les petites poulies*, par J. TACHE, ingénieur, à Vevey. — *Projet d'église en acier*. — *De la question des projets gratuits demandés aux maisons de construction*. — *Distributions d'eau*, par CH. HERTER, ingénieur, directeur du Service des Eaux de Vevey-Montreux. — BIBLIOGRAPHIE. — SERVICE DE PLACEMENT.

Flexion des câbles métalliques sur les petites poulies,

par J. TACHE, ingénieur, Vevey.

Les poulies utilisées pour les câbles métalliques peuvent être classées en deux catégories : les *grandes* et les *petites* poulies.

Les *grandes* poulies sont celles que le câble embrasse sur une certaine longueur d'arc et qui, par conséquent, imposent au câble un rayon de courbure égal à leur rayon.

Cette catégorie comprend, en particulier, les poulies de transmission, celles des ascenseurs et autres engins de levage, ainsi que les poulies motrices et les poulies de renvoi des téléphériques et des funiculaires. Le diamètre de ces poulies est choisi de façon à éviter une flexion exagérée du câble en tenant compte, principalement, du diamètre du câble et de celui des fils.

Par *petites* poulies, nous entendons celles dont le câble n'épouse pas la forme et qui n'a avec elles qu'une très petite surface de contact. Seront donc considérés comme petites poulies : les galets de roulement des cabines des téléphériques, les poulies porteuses ou de déviation réparties le long du tracé d'un funiculaire, les poulies porteuses des câbles tracteurs des téléphériques, des monte-pentes, etc.

Le rayon de courbure du câble au droit d'une *petite* poulie est, par définition, supérieur au rayon de la poulie. Le diamètre de cette dernière n'a donc aucune influence sur la flexion du câble, laquelle dépend uniquement de la déviation du câble sur la poulie, de la raideur du câble et de l'effort de traction dans le câble.

Nous nous proposons d'étudier la flexion du câble à son passage sur une petite poulie et de déterminer les conditions à remplir pour éviter une usure prématurée du câble.

Etude de la ligne élastique d'un câble.

Notations :

P = effort de traction dans le câble ;

Q = charge produite par le câble sur la poulie ;

$\alpha = \frac{Q}{P}$ = angle de déviation du câble sur la poulie ;

E_a = module d'élasticité de la matière (acier) dont est fait le câble ;

E_c = module d'élasticité du câble ;

d = diamètre du câble ;

δ = diamètre des fils ;

n = nombre de fils ;

$s_1 = \frac{\pi d^2}{4}$ = section totale du câble ;

$s_2 = n \frac{\pi \delta^2}{4}$ = section effective du câble ;

$k = \frac{s_2}{s_1}$ = coefficient de remplissage ;

$J_c = k \frac{\pi d^4}{64}$ = moment d'inertie du câble ;

$J_f = n \frac{\pi \delta^4}{64}$ = moment d'inertie des fils ;

$a_A = \sqrt{\frac{P}{E_c J_c}}$;

$a_B = \sqrt{\frac{P}{E_a J_f}}$.

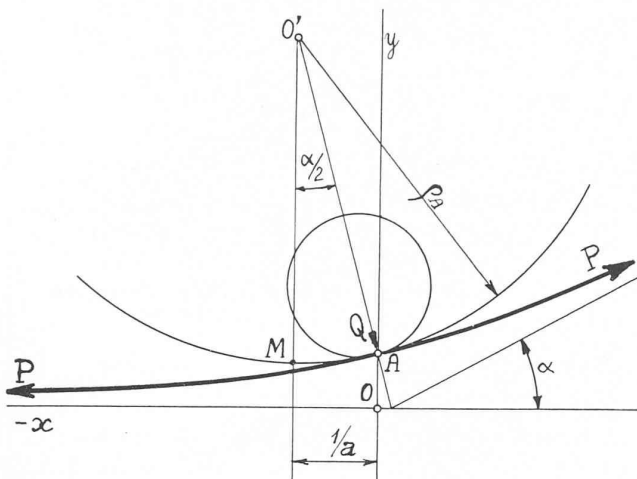


Fig. 1. — Cas d'une seule poulie.

1. Cas d'une seule poulie.

Le câble est supposé infiniment long et chargé en son milieu (Fig. 1). On choisit l'une des asymptotes comme axe des x .

L'équation de la ligne élastique est donnée par la relation bien connue :

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M_f}{EJ} = \frac{Py}{EJ}.$$

Remarquons que cette relation n'est valable que si $\frac{dy}{dx}$ est petit, donc qu'à la condition que l'angle de déviation α soit faible. Les termes E et J ne portent, pour le moment, aucun indice, nous examinerons plus loin cette question et nous admettons que ces valeurs sont des constantes.

En posant $a = \sqrt{\frac{P}{EJ}}$, l'équation différentielle s'écrit :

$$\frac{d^2y}{dx^2} = a^2 y.$$

La solution générale est de la forme

$$y = C_1 e^{ax} + C_2 e^{-ax},$$

en dérivant on obtient

$$\frac{dy}{dx} = aC_1 e^{ax} - aC_2 e^{-ax}.$$

Dans ces équations C_1 et C_2 sont des coefficients que l'on détermine en faisant successivement

$$\begin{aligned} x = -\infty & \quad y = 0 & \text{d'où } C_2 = 0 \\ x = 0 & \quad \frac{dy}{dx} = \frac{\alpha}{2} = aC_1 & \text{d'où } C_1 = \frac{\alpha}{2a}. \end{aligned}$$

L'équation de la ligne élastique est donc

$$y = \frac{\alpha}{2a} e^{ax},$$

elle n'est valable que pour $-\infty \leq x \leq 0$.

On en déduit :

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dx} &= \frac{\alpha}{2} e^{ax} \\ \frac{d^2y}{dx^2} &= \frac{\alpha a}{2} e^{ax}. \end{aligned}$$

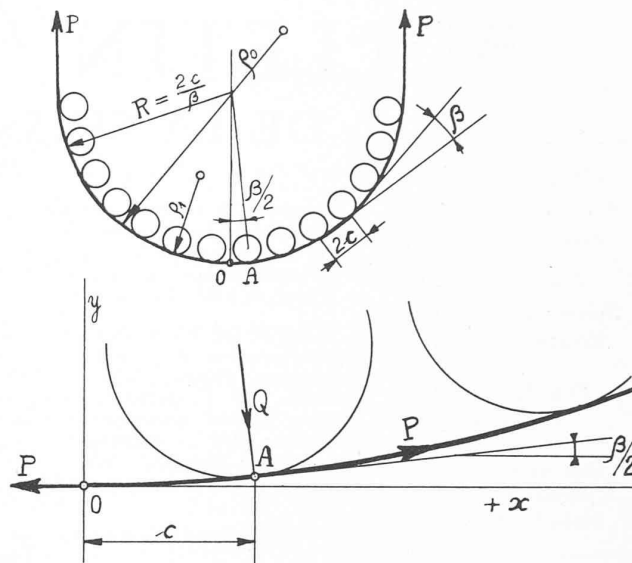


Fig. 2. — Cas d'une batterie de poulies.

Le rayon de courbure en un point quelconque est donné par :

$$\rho = \frac{1}{\frac{d^2y}{dx^2}} = \frac{2}{\alpha a} e^{-ax}.$$

Le rayon de courbure minimum en A est

$$\rho_A = \frac{2}{\alpha a} = \frac{2}{a} \sqrt{\frac{EJ}{P}}.$$

Cas d'une batterie de poulies uniformément chargées et réparties à égale distance sur une circonférence.

Considérons la portion de la courbe OA, Fig. 2, et posons $M_o = Py_o =$ moment fléchissant dans le câble en O.

L'équation de la ligne élastique est

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{dx^2} &= \frac{M_f}{EJ} = \frac{M_o + Py}{EJ} = \frac{P}{EJ} (y + y_o) \\ \frac{d^2y}{dx^2} &= a^2 (y + y_o). \end{aligned}$$

La solution générale de cette équation différentielle est

$$y = C_1 e^{ax} + C_2 e^{-ax} + C_3$$

on en déduit

$$\frac{dy}{dx} = aC_1 e^{ax} - aC_2 e^{-ax}.$$

Les coefficients C_1 , C_2 et C_3 seront déterminés en posant

$$\begin{aligned} x = 0 & \quad y = 0 & \quad \frac{dy}{dx} = 0 \\ x = c & & \quad \frac{dy}{dx} = \frac{\beta}{2}. \end{aligned}$$

Calculs faits on obtient

$$y = \frac{\beta(e^{ax} + e^{-ax} - 2)}{2a(e^{ac} - e^{-ac})} \quad \text{valable pour } 0 \leq x \leq c$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\beta(e^{ax} - e^{-ax})}{2(e^{ac} - e^{-ac})}$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{\beta a(e^{ax} + e^{-ax})}{2(e^{ac} - e^{-ac})}.$$

Le rayon de courbure en O est

$$\rho_o = \frac{1}{\frac{d^2y}{dx^2}\bigg|_{x=0}} = \frac{e^{ac} - e^{-ac}}{\beta a}.$$

Le rayon de courbure minimum en A est

$$\rho_1 = \frac{1}{\frac{d^2y}{dx^2}\bigg|_{x=c}} = \frac{2}{\beta a} \cdot \frac{e^{ac} - e^{-ac}}{e^{ac} + e^{-ac}}$$

relation que l'on peut aussi écrire

$$\rho_1 = \frac{2}{\beta a} \cdot \frac{e^{2ac} - 1}{e^{2ac} + 1}.$$

Comparons ce rayon de courbure avec celui du cas d'une seule poulie et cherchons la condition pour que ces deux rayons soient égaux.

$$\rho_A = \rho_1 = \frac{2}{\alpha a} = \frac{2}{\beta a} \cdot \frac{e^{2ac} - 1}{e^{2ac} + 1}$$

d'où
$$\beta = \alpha \frac{e^{2ac} - 1}{e^{2ac} + 1};$$

posons
$$t = \frac{e^{2ac} - 1}{e^{2ac} + 1}.$$

Ce coefficient qui est toujours plus petit que l'unité peut être appelé le *coefficient d'influence*, car il tient compte de l'influence produite par les poulies voisines sur la poulie considérée.

Si l'on connaît, par exemple, l'angle de déviation maximum admissible α dans le cas d'une seule poulie on obtiendra l'angle correspond β dans le cas d'une batterie de poulies en multipliant α par le coefficient d'influence t .

Inversement, si, pour une batterie de poulies, on admet la même déviation β que pour le cas d'une seule poulie, on diminue le rayon de courbure minimum du câble dans le rapport $t = \frac{\rho_1}{\rho_A}$ et, par conséquent, on augmente la flexion dans le câble dans le rapport inverse.

Cas de 2 poulies uniformément chargées.

C'est un cas intermédiaire entre les deux précédents, voir Fig. 3.

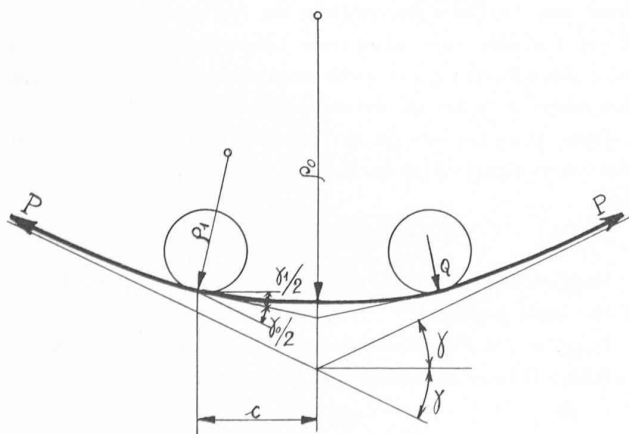


Fig. 3. — Cas de 2 poulies.

Le problème se résout en appliquant les formules qui viennent d'être établies.

Pour ne pas allonger, nous nous bornerons à indiquer ci-après les résultats :

$$\gamma_0 = \gamma \left(1 + \frac{1}{e^{2ac}} \right)$$

$$\gamma_1 = \gamma \left(1 - \frac{1}{e^{2ac}} \right)$$

$$\rho_1 = \frac{2}{\gamma a} \cdot \frac{e^{2ac}}{e^{2ac} + 1}$$

$$\rho_0 = \frac{e^{ac}}{\gamma a}.$$

Le « coefficient d'influence » est $t_1 = \frac{e^{2ac}}{e^{2ac} + 1}.$

Signification géométrique du coefficient a .

Remarquons tout d'abord que l'équation de dimension du coefficient a est l'inverse d'une longueur.

Reportons-nous à la Fig. 1 et imaginons qu'à partir du point A le câble, au lieu de suivre la branche supérieure de la courbe, s'enroule sur la circonférence de rayon ρ_A .

Nous avons ainsi l'image d'un câble à son entrée sur une grande poulie. Si le câble était parfaitement souple, le premier point de contact entre la poulie et le câble serait en M . A cause de la raideur du câble ce point est reporté en A . La longueur MA que l'on pourrait appeler le *retard à l'enroulement* est donc une mesure de la raideur du câble ; plus cette longueur est grande, plus le câble est raide.

$$\text{Or } MA = \rho_A \frac{\alpha}{2}$$

$$\text{donc } MA = \frac{1}{a}$$

Le coefficient a est donc l'inverse du « retard à l'enroulement ».

Calcul du coefficient a .

La valeur $a = \sqrt{\frac{P}{EJ}}$ dépend de trois facteurs dont un seul, P , est bien déterminé. Les deux autres, E et J , varient avec le degré de courbure du câble. Considérons les deux cas extrêmes.

Cas A : Le câble se déforme sans qu'il se produise de déplacement relatif ni entre les torons ni entre les fils. Il se comporte comme une barre homogène. On prendra pour module d'élasticité celui du câble, soit E_c , dont la valeur varie avec le genre de construction du câble. Pour des câbles très souples le module d'élasticité peut descendre jusqu'à 500 000 kg/cm².

Le moment d'inertie du câble sera calculé par la formule

$$J_c = k \frac{\pi d^4}{64}$$

où k représente le coefficient de remplissage, c'est-à-dire le rapport de la section effective du câble à sa section totale (voir notations).

Il est facile de montrer par des exemples concrets que l'on commet une erreur négligeable en calculant le moment d'inertie de cette façon.

On obtiendra ainsi
$$a_A = \sqrt{\frac{P}{E_c J_c}}.$$

Cas B. Le câble se comporte comme un faisceau de fils sans aucun frottement entre eux, il y a donc glissement entre les torons et entre les fils.

Dans ce cas le module d'élasticité sera celui de l'acier dont est formé le câble, $E_a = 2\,100\,000 \text{ kg/cm}^2$; le moment d'inertie sera la somme des moments d'inertie de chaque fil

$$J_f = n \frac{\pi d^4}{64}.$$

Le coefficient aura pour valeur

$$a_B = \sqrt{\frac{P}{E_a J_f}}.$$

Pour un câble à torons de construction normale a_A est plus petit que a_B .

Si l'on se rapporte à la Fig. 1 on peut considérer que dans la zone où la courbure est peu accentuée, le câble se déforme sans glissement. On aura donc $a = a_A$.

A mesure que la courbure augmente les torons puis les fils commencent à glisser les uns par rapport aux autres, la valeur a croît de plus en plus, $a_A < a < a_B$, sans cependant pouvoir atteindre la valeur a_B qui suppose qu'il n'y a aucun frottement interne dans le câble.

Les formules ont été établies dans l'hypothèse que a était constant, il faudra donc introduire dans ces formules une valeur moyenne qui sera d'autant plus voisine de a_A que la courbure sera moins prononcée, c'est-à-dire que l'angle de déviation α sera petit. La variation du coefficient a est une fonction non seulement de la courbure, mais aussi de la construction même du câble.

Les essais que nous avons effectués sur un petit câble ont confirmé que sa déformation s'effectuait selon le processus que nous venons de décrire.

Calcul de la flexion du câble.

La flexion dans le câble sera différente suivant que le câble se déformera sans ou avec glissement des torons et des fils.

Cas A, sans glissement.

Considérons le cas d'une seule poulie. Le moment fléchissant dans le câble est

$$M = Py = P \frac{\alpha}{2a} e^{ax}.$$

Le moment maximum dans le câble sera obtenu en faisant $x = 0$

$$M_{max} = P \frac{\alpha}{2a}.$$

Le taux de flexion sera

$$\sigma_{bA} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{P\alpha}{2a} \frac{1}{J_c} \frac{d}{2}$$

en remplaçant a par sa valeur $\sqrt{\frac{P}{E_c J_c}}$

on obtient
$$\sigma_{bA} = \frac{P\alpha d}{4J_c} \sqrt{\frac{E_c J_c}{P}} = \frac{\alpha d}{4} \sqrt{\frac{PE_c}{J_c}}$$

or
$$J_c = k \frac{\pi d^4}{64} = k \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{d^2}{16} = s_2 \frac{d^2}{16}$$

d'où
$$\sigma_{bA} = \frac{\alpha d}{4} \sqrt{\frac{P E_c}{s_2 \frac{d^2}{16}}} = \alpha \sqrt{\frac{P}{s_2} E_c}$$

si l'on désigne par σ_e le taux de traction dans le câble

$$\sigma_e = \frac{P}{s_2}$$

d'où
$$\sigma_{bA} = \alpha \sqrt{E_c \sigma_e}.$$

Le σ total dans le câble sera

$$\sigma = \sigma_e + \sigma_{bA}$$

$$\sigma = \sigma_e + \alpha \sqrt{E_c \sigma_e}.$$

Cas B, avec glissement.

Le moment fléchissant reste le même, par contre le W est différent.

$$\sigma_{bA} = \frac{P\alpha}{2a} \frac{1}{J_f} \frac{\delta}{2}$$

en remplaçant a par $\sqrt{\frac{P}{E_a J_f}}$

on obtient
$$\sigma_{bA} = \frac{P\alpha\delta}{4J_f} \sqrt{\frac{E_a J_f}{P}} = \frac{\alpha\delta}{4} \sqrt{\frac{PE_a}{J_f}}$$

or
$$J_f = n \frac{\pi d^4}{64} = n \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\delta^2}{16}$$

d'où
$$\sigma_{bB} = \frac{\alpha\delta}{4} \sqrt{\frac{P E_a}{n \frac{\pi d^2}{4} \frac{\delta^2}{16}}} = \alpha \sqrt{\frac{P}{s_2} E_a}$$

$$\sigma_{bB} = \alpha \sqrt{E_a \sigma_e}.$$

En comparant les deux valeurs σ_{bA} et σ_{bB} , on remarque qu'elles ne diffèrent que par le facteur E .

Le calcul du σ_B de flexion réel dans le câble présente donc une certaine incertitude du fait que la valeur de E est variable suivant que le câble se déforme sans ou avec glissement; il est donc important de déterminer par des essais le genre de déformation du câble.

Dans tous les cas on est certain que le σ_b de flexion réel est compris entre les deux limites σ_{bA} et σ_{bB} , on aura donc

$$\alpha \sqrt{E_c \sigma_e} \leq \sigma_b < \alpha \sqrt{E_a \sigma_e}.$$

Rappelons que cette relation est valable pour le cas d'une seule poulie.

Dans le cas de plusieurs poulies, la formule est encore valable. Il faut attribuer à α la valeur

$$\alpha = \frac{Q}{P} = \beta = \gamma$$

Le σ_b doit être divisé par le « coefficient d'influence » qui, pour une batterie de poulies, est :

$$t = \frac{e^{2ac} - 1}{e^{2ac} + 1}$$

dans le cas de 2 poulies, le « coefficient d'influence » est :

$$t_1 = \frac{e^{2ac}}{e^{2ac} + 1}$$

Le calcul du σ_b s'effectuera sans incertitude si l'angle de déviation α est assez petit pour que l'on puisse être sûr que la déformation du câble se produise sans glissement. C'est le cas, par exemple, des galets roulant sur un câble porteur de téléphérique. L'angle α est très faible, $\frac{1}{60}$ à $\frac{1}{80}$. On aura donc

$$\sigma_b = \alpha \sqrt{E_c \sigma_e}$$

Contrairement à l'affirmation de certains auteurs qui prétendent que le σ_b est indépendant de la construction du câble, cette relation nous montre, au contraire, que le σ_b varie proportionnellement à la racine carrée du module d'élasticité du câble et non pas du module d'élasticité de l'acier. Il est donc avantageux de choisir comme porteur un câble souple dont le module d'élasticité soit aussi faible que possible.

Conclusion.

Le diamètre des *petites* poulies n'a aucune influence sur la flexion du câble. Pour que cette flexion ne dépasse pas une valeur préjudiciable à la longévité du câble il suffit de limiter l'angle de déviation α .

La détermination de l'angle limite admissible ne peut s'effectuer que par des essais.

A titre de conclusion pratique nous reproduisons, Fig. 4, un graphique qui indique la durée de vie d'un câble en fonction de l'angle α , ceci pour différentes tensions dans le câble.

Ces courbes ont été établies d'après les résultats des essais publiés, en 1932, dans la « Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure », page 560.

Ces essais ont été faits avec un câble *DIN*, de 222 fils, diamètre du câble 18 mm, résistance des fils 160 kg/mm². Le diamètre au fond de la gorge de la poulie était de 150 mm.

Les asymptotes aux branches verticales de ces courbes donnent la valeur maximum admissible de l'angle de déviation α .

Ainsi, pour la courbe $\sigma_e = 30$ kg/mm² qui représente une sécurité à la traction d'environ 5,3, l'angle α maximum est d'environ $0,07 = \frac{1}{14,3}$.

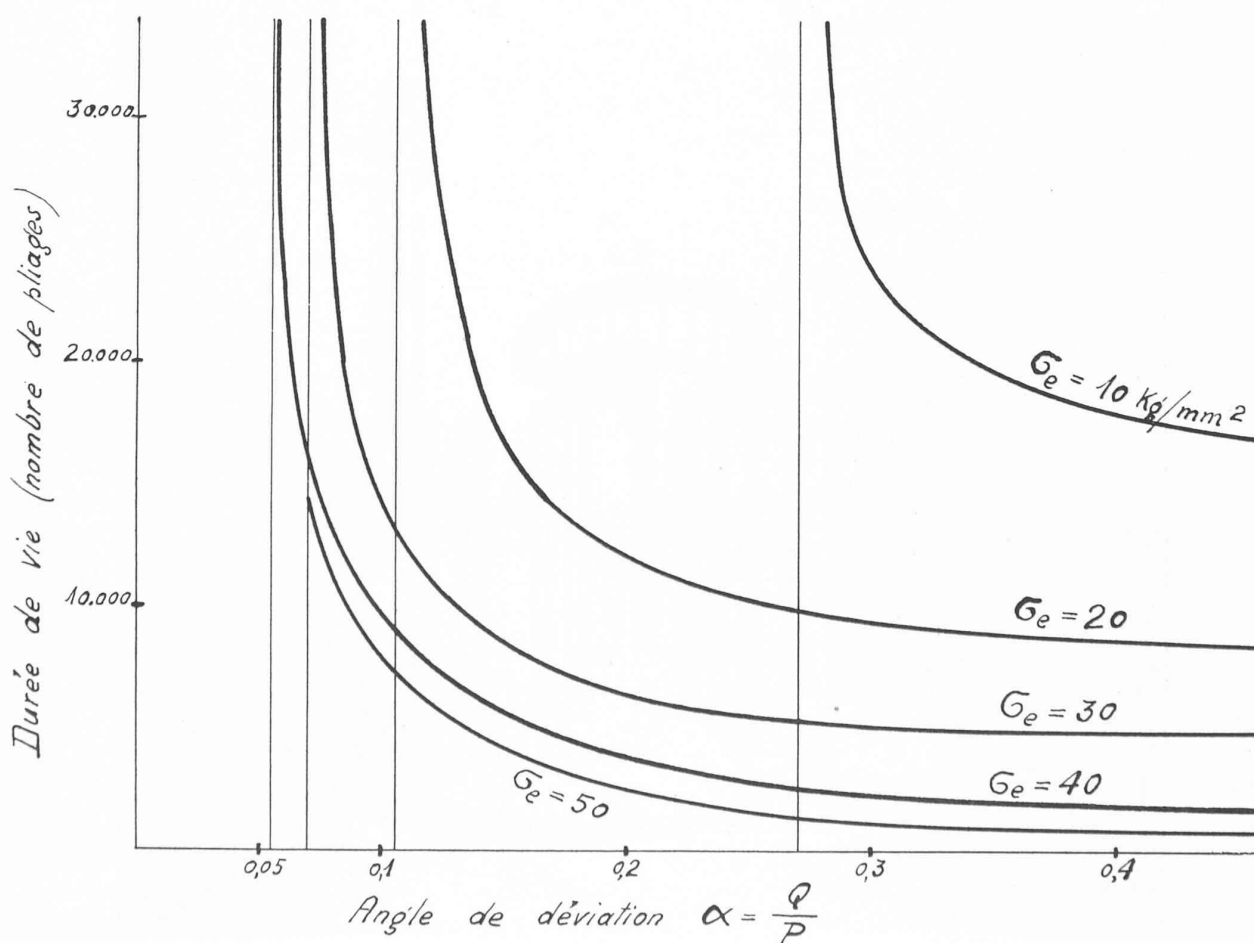


Fig. 4. — Graphique de la durée de vie d'un câble en fonction de l'angle α .

De même pour un $\sigma_e = 40 \text{ kg/mm}^2$ qui correspond à une sécurité de 4, l'angle α maximum est d'environ 0,055 soit $\frac{1}{18}$.

Ces résultats ne font que confirmer la théorie que nous venons d'exposer.

Nous souhaitons que ces quelques lignes engageront les instituts qui en ont les moyens à poursuivre ces essais afin d'apporter quelques éclaircissements à la question si complexe et si controversée de la flexion des câbles.

Projet d'église en acier ¹.

Un concours fut ouvert, en 1937, en vue de la reconstruction, à l'emplacement de l'église Saint-Pierre, à Uccle près de Bruxelles, d'une nouvelle église paroissiale plus importante. Ce concours réunit 29 concurrents. Le projet de l'architecte P. Petit, élaboré en collaboration avec l'ingénieur G. Moressée, fut classé quatrième ex-æquo. Il est intéressant de souligner que ce projet est conçu, techniquement parlant, d'une façon

¹ Extrait de la revue mensuelle « L'ossature métallique », éditée par le Centre belgo-luxembourgeois d'information de l'acier, à Bruxelles, numéro de mars 1938.

entièrement nouvelle : le projet de M. P. Petit prévoit, en effet, toute la partie portante en acier apparent.

L'architecte, estimant qu'une église constitue un élément important d'urbanisme, la première question à résoudre était, non pas la surface en plan, mais bien le volume raisonnable que pouvait occuper le nouveau monument. En examinant le problème sous cet angle, il ressortait que le terrain libre ne pouvait être occupé entièrement et qu'il était indispensable que des plantations soient réservées autour du nouveau bâtiment. Par ailleurs, il fallait que cette église soit d'une capacité maximum et que, par suite, son mode de construction soit aussi peu encombrant que possible.

A ces premières raisons d'envisager l'acier, s'ajoutaient encore les suivantes :

1° Le poids mort réduit d'une telle construction, facteur très important étant donnée la mauvaise qualité du terrain.

2° La grande rapidité possible de la construction.

3° La possibilité de ne procéder à la démolition de l'église existante qu'après exécution d'une grande partie de la charpente.

L'église est en forme de croix à branches courtes surmontée d'un dôme. Le soubassement est puissant et important, en pierres. Par contre, la superstructure elle-même est très légère.

L'ossature en acier comporte, en ordre principal, 4 colonnes assemblées de façon à former 4 cadres de grande raideur, perpendiculaires l'un à l'autre et de forme carrée en plan. Cette charpente supporte la coupole. Tout autour, des pylônes, calculés pour résister aux efforts dus au vent, portent des vitrages. La tour est en acier, avec revêtements légers.

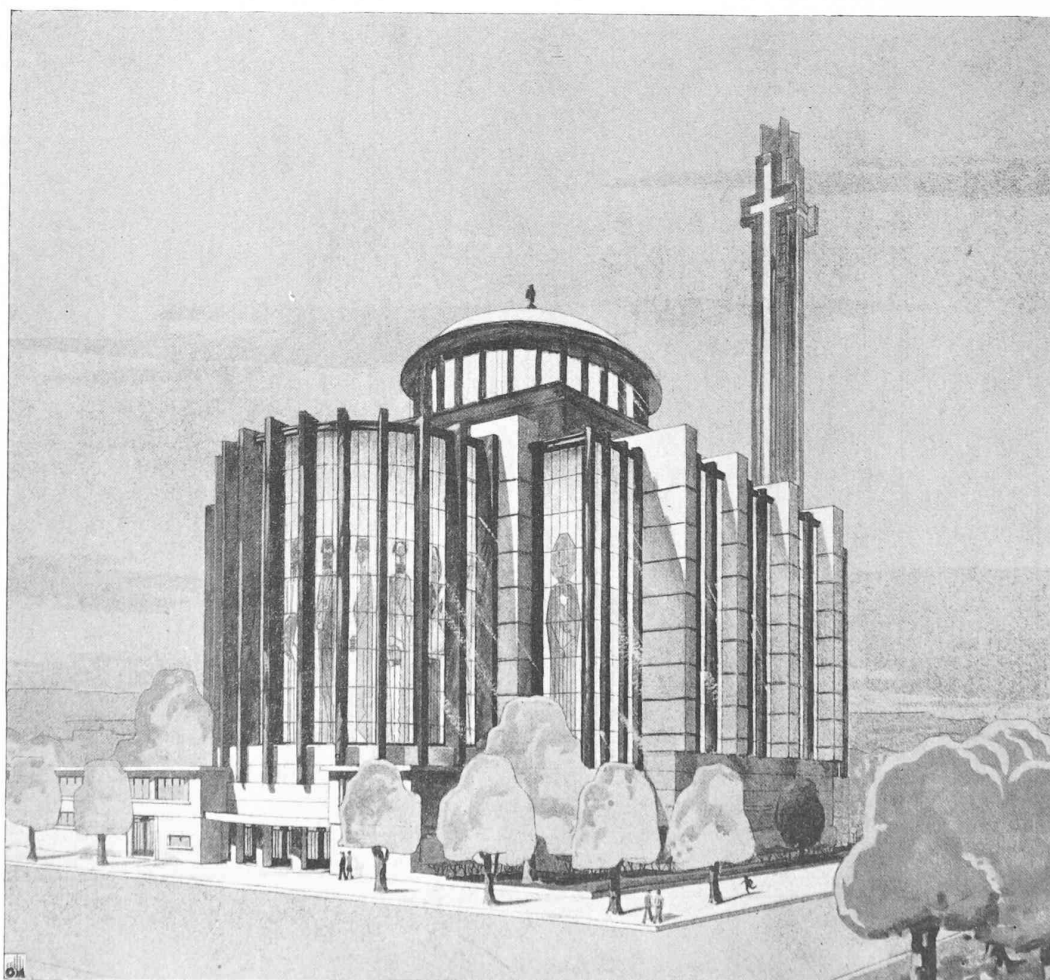


Fig. 1. — Projet d'église en acier. — MM. P. Petit, architecte et G. Moressée, ingénieur-conseil.