

Etude du couple total d'extraction et des sollicitations d'un arbre de bobines d'une machine d'extraction

par R. LEFEVRE,

Directeur Divisionnaire des Mines.

SAMENVATTING

De onderhavige studie werd uitgevoerd naar aanleiding van een materieel ongeval overkomen aan de as van een bobijn-ophaalmachine.

Zekere dag, op het einde van de ophaaldienst en na de translatie van het personeel stelde men vast dat de bobijn-as van de ophaalmachine ongeveer in haar midden een belangrijke barst vertoonde. Deze barst breidde zich, op 40 cm na, over de ganse omtrek van de as uit, waarvan de doormeter op deze plaats 40 cm bedroeg. De diepte van de barst bereikte een maximum van 11 cm en haar breedte 1 tot 6 mm.

De stoommachine was oud. De oorspronkelijke bobijn-as was in 1930 wegens verwringing vervangen geweest. De vervangingsas was uitgevoerd in gesmeed Siemens staal.

Op de hoogte van de bobijn en de remtrommel, in het midden van de overspanning geplaatst, bedroeg de doormeter 40 cm. In 1937 had men een cirkelvormig hoekijzer geplaatst rond de as, tegen het lijf van de trommel, die niettegenstaande zijn spiebevestiging, neiging vertoonde om los te draaien en zijdelings te verschuiven. Dit hoekijzer werd bevestigd door middel van een elektrische lasnaad op de as en op de trommel. In 1941 werd dit hoekijzer afgeschaft en een nieuw spiestelsel aangebracht om de trommel op stabiele wijze vast te zetten.

De breuk van de as heeft zich voorgedaan aan de lasnaad.

Na de karakteristieken van de trek en van de ophaaltoestellen aangehaald te hebben, hebben wij het veerstandskoppel berekend tijdens een reis met de volle ophaallast. Vervolgens hebben wij de maximum belastinggraad van het metaal der as berekend voor de ophaalvoorwaarden die met de volle last overeenkomen.

Uit deze berekening leiden wij af dat aan de remtrommel, waar namelijk het metaal het zwaarst belast is en de breuk zich heeft voorgedaan, de vermoedens van het metaal een weinig de belastinggraad overtrof die gewoonlijk aangenomen wordt voor stukken in zacht staal, onderworpen aan alternatieve belastingen.

Bovendien mag men aannemen dat de vroegere elektrische lassing, op de omtrek van de as aangebracht, een alteratie van het metaal heeft veroorzaakt en er permanente inwendige spanningen heeft geschapen waarvan de uitwerking zich bij de sollicitaties voortkomende van de extractie heeft gevoegd.

RESUME.

L'étude ci-après a été faite à l'occasion d'un accident matériel survenu à un arbre de bobines d'une machine d'extraction.

Un jour, à la fin de l'extraction et après la translatie du personnel, on constata que l'arbre des bobines présentait une crevasse importante vers son milieu. Cette crevasse embrassait, sauf sur 40 cm, toute la circonférence de l'arbre, dont le diamètre, à cet endroit, était de 40 cm. La crevasse avait une profondeur variable, atteignant au maximum 11 cm. Sa largeur variait entre 1 et 6 mm.

La machine alimentée à la vapeur était ancienne. L'arbre des bobines primitif avait été remplacé, en

1930, parce qu'il était faussé. L'arbre de remplacement était en acier Siemens forgé.

Au droit des bobines et de la poulie de frein, placée au milieu de la portée, son diamètre était de 0,40 m. En 1937, comme la poulie de frein, malgré son clavetage sur l'arbre, avait tendance à tourner folle et à se déplacer latéralement, on avait placé une cornière circulaire appliquée contre le flasque de la poulie et sur la circonférence de l'arbre. Cette cornière était maintenue par un cordon de soudure électrique sur l'arbre et sur la poulie. En 1941, cette cornière avait été supprimée et un nouveau système de clavetage établi pour maintenir d'une façon stable la poulie de frein.

La rupture s'est produite sur l'arbre au droit du cordon de soudure.

Après avoir exposé les caractéristiques du trait et des appareils d'extraction, nous avons calculé le couple résistant au cours d'une cordée avec la charge maximum d'extraction. Nous avons ensuite recherché le taux de travail maximum du métal de l'arbre des bobines pour les conditions d'extraction avec cette charge maximum.

Nous avons déduit de ces calculs qu'au droit de la poulie de frein, où le métal est le plus sollicité lors du travail d'extraction et où justement l'arbre s'est rompu, la fatigue du métal dépassait quelque peu le taux de travail généralement admis pour des pièces en acier doux, soumises à des efforts alternatifs.

En outre, on peut admettre que la soudure électrique pratiquée antérieurement sur la périphérie de l'arbre a provoqué, à proximité de son emplacement coïncidant avec l'endroit de rupture, un écrouissage du métal et créé au sein de celui-ci, des tensions internes permanentes dont l'action est venue s'ajouter aux sollicitations dues à l'extraction.

On est donc amené à conclure que c'est l'influence concomitante de ces deux causes (taux de travail au-dessus de la moyenne et action de la soudure) qui a provoqué la rupture de l'arbre. L'action de la soudure a dû être prépondérante, parce que cette dernière a pu occasionner un vieillissement prématuré et progressif du métal, abaissant finalement la tension de rupture en dessous de la sollicitation occasionnée par la somme des tensions de travail et des tensions internes permanentes dues à ladite soudure.

Il y a donc lieu d'éviter de pratiquer des cordons de soudure sur des pièces aussi importantes qu'un arbre de machine d'extraction. Pour le surplus, il convient de proportionner l'effort à la section, de telle façon qu'un coefficient de sécurité de 10 soit atteint pour le taux de travail maximum du métal.

I. — CARACTERISTIQUES DU TRAIT ET DES APPAREILS D'EXTRACTION.

Alimentation de la machine	vapeur
Profondeur d'extraction	660 m
Nombre d'étages de la cage	6 paliers
	de 1 wagonnet
Poids de la cage vide avec attirails	4.000 kg
Poids d'un wagonnet vide	500 kg
Poids d'un wagonnet de terre ...	1.100 kg
Poids du câble par mètre courant .	10,25 kg
Epaisseur du câble en service ...	$e = 0,02$ m
Haut. des molettes au-dessus du sol	20 m
Rayon des molettes r_m	2 m
Moment d'inertie d'une molette I'	1.400 kgm
Moment d'inertie des bobines, poulie de frein, arbre I	6.360 kgm
Accélération linéaire au départ ...	0,36 m/sec ²
Durée de la période d'accélération .	33 secondes
Début du ralentissement	à 140 m avant
	d'arriver à la
	surface
Rayon de la bobine nue	1,22 m

Rayon de la bobine avec 12 tours morts (départ du fond)	$r = 1,52$ m
Rayon de la bobine avec 55 tours utiles en plus (arrivée à la surf.)	$R = 2,62$ m
Nombre de tours d'une cordée ...	$N = 55$ tours
Charge utile en stériles :	
6×800 kg = Q	4.800 kg
Poids mort :	
4.000 kg + 6×300 kg = q ...	5.800 kg

II. — CALCUL DU COUPLE TOTAL D'EXTRACTION.

1) Moment statique.

Considérons la cage montante, avec 6 wagonnets de terre ($Q + q$) au moment où elle a dépassé d'une longueur x le point de rencontre des cages situé à la profondeur h_0 . A ce moment, la cage vide descendante q est à une longueur y sous ce point de rencontre (Fig. 1). Nous prendrons ce point de

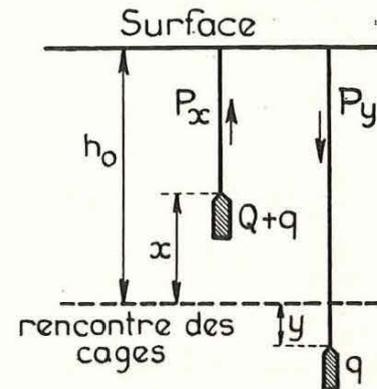


Figure 1.

rencontre comme origine nulle du nombre de tours (on sait qu'à la rencontre le nombre de tours est égal à la moitié du nombre de tours total de la cordée). Nous affecterons du signe — le nombre de tours depuis le départ jusqu'à la rencontre et du signe + le nombre de tours depuis la rencontre jusqu'à l'arrivée. Si $+n$ est le nombre de tours au moment choisi où la cage ($Q + q$) est à x m au-dessus et la cage vide q à y m en dessous du point de rencontre, le moment statique sera, à cet instant, en désignant par r_x et r_y les rayons d'enroulement correspondants et par P_x et P_y les poids de câbles suspendus correspondants :

$$M_s = (Q + q + P_x) r_x - (q + P_y) r_y \quad (1)$$

Au point de rencontre, le rayon d'enroulement, identique pour les deux bobines, est :

$$\rho = \frac{R + r}{2}$$

On peut écrire :

$$r_x = \rho + ne \quad r_y = \rho - ne$$

Si p désigne le poids du câble par mètre courant, les poids des câbles suspendus sont :

$$P_x = (h_0 - x) p \quad (2) \quad P_y = (h_0 + y) p \quad (2)$$

Pour trouver x et y en fonction de n, on procède comme suit :

On peut écrire approximativement :

$$dx = 2 \pi r_x dn$$

ou, comme $r_x = \rho + ne$,

$$dx = 2 \pi (\rho + ne) dn$$

En intégrant :

$$X = 2 \pi \rho n + \pi en^2$$

De même :

$$dy = 2 \pi r_y dn \quad \text{ou, comme } r_y = \rho - ne,$$

$$dy = 2 \pi (\rho - ne) dn \quad \text{et } y = 2 \pi \rho n - \pi en^2$$

Pour avoir la valeur de h_0 (profondeur de la rencontre) en fonction de n, il suffit de faire $n = N/2$ dans la valeur de x ci-dessus et l'on a :

$$h_0 = \pi \rho N + \frac{\pi en^2}{4}$$

On a ainsi tous les éléments pour calculer le moment statique en fonction de n et de facteurs connus. En remplaçant r_x et r_y , P_x et P_y par leur valeur en fonction de n dans l'équation (1), il vient :

$$M_s = (Q + q + h_0 p - p x) (\rho + ne) - (q + h_0 p + p y) (\rho - ne)$$

ou :

$$M_s = Q \rho + \quad (3)$$

$$+ [(Q + 2q + 2h_0 p) e - 4 \pi \rho^2 p] n - 2 \pi p e^2 n^3$$

On sait que :

$$Q = 4.800 \text{ kg} \quad \rho = \frac{2,62 + 1,52}{2} = 2,07 \text{ m}$$

$$q = 5.800 \text{ kg}$$

$$h_0 = 3,14 \times 2,07 \times 55 + \frac{3,14 \times 0,02 \times 55^2}{4} = 405,1 \text{ m}$$

$$p = 10,25 \text{ kg}$$

$$e = 0,02 \text{ m}$$

Introduisant ces données dans (3), on a, finalement :

$$M_s = 9936 - 57,4 n - 0,026 n^3 \quad (4)$$

Nous avons calculé la valeur de M_s pour les différentes valeurs de n suivantes :

— 27,5 (départ); — 20; — 15; — 10; — 5; — 2; — 1; 0 (rencontre); + 1; + 2; + 5; + 10; + 15; + 20; + 27,5 (arrivée).

On trouvera les chiffres correspondants dans le tableau général repris en annexe n° 1. On voit que le moment statique est maximum au départ; il vaut 12.055 kgm. Le moment moyen n'est atteint qu'à la rencontre, il vaut 9.936 kgm. A l'arrivée, le moment statique est 7.850 kgm. Il n'y a pas égalité des moments à l'arrivée et au départ.

Nous avons dressé, à l'aide de ces éléments, la courbe des moments statiques en fonction de n. Cette courbe est la courbe M_s du diagramme figurant en annexe n° 2 à la présente note.

2) Equation cinétique du trait.

Le trait est caractérisé par : accélération angulaire admise comme constante, depuis le départ, pendant 33", accélération linéaire au départ égale à 0,36 m/sec². A partir de 33", accélération angulaire nulle (vitesse angulaire de régime constante) jusqu'à ce que la cage montante atteigne la profondeur de 140 m sous le niveau de la surface. A partir de ce moment, jusqu'à l'arrivée, ralentissement angulaire constant.

A l'aide de ces éléments, nous établirons le diagramme des accélérations angulaires et des vitesses angulaires en fonction du nombre de tours et en fonction du temps, pour une cordée. Auparavant, nous rappellerons les formules qui permettent de faire les calculs nécessaires.

Diagramme des vitesses angulaires.

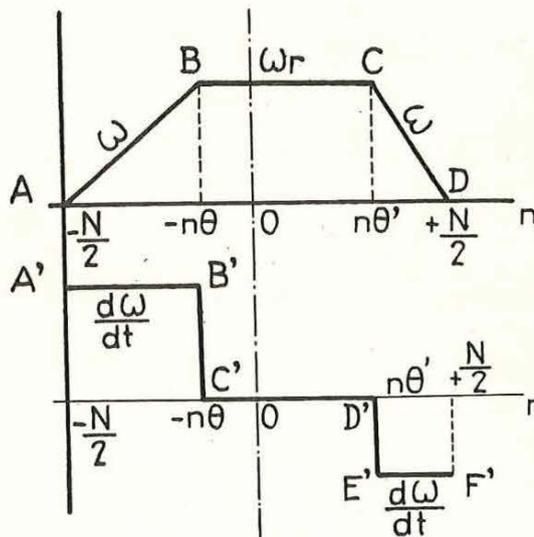


Diagramme des accélérations angulaires.

Figure 2.

Les diagrammes des vitesses et des accélérations angulaires en fonction du nombre de tours n sont de la forme indiquée à la figure 2. L'accélération est admise comme constante depuis le départ à $-N/2$ tours jusqu'au tour $-n_\theta$

On a donc en désignant par w la vitesse angulaire : $dw/dt = \text{constante}$ (droite A'B') et w est figurée par la droite AB. Jusqu'au tour $+n_{\theta}$, l'accélération est nulle (C'D') c'est la période de régime.

La vitesse angulaire w_r est constante (droite BC). Ensuite, jusqu'à l'arrivée, à $+N/2$ tours, l'accélération angulaire est négative (droite E'F').

La vitesse w est la droite CD. Il faut exprimer les nombres de tours n en fonction du temps t , comptés à partir du départ (temps O) jusqu'à l'arrivée (—temps T). Le temps correspondant à n_{θ} est θ . Le temps correspondant à n_{θ} est $T-\theta'$ si θ' est la durée du ralentissement. Le temps correspondant à la rencontre, pour $n = 0$ est t_0 .

1) pendant la période d'accélération, de durée θ , la vitesse angulaire est :

$$w = dw/dt \cdot x t = w_r/\theta \cdot x t \quad (1)$$

On sait que :

$$dn = w/2\pi \cdot dt \quad (2)$$

Remplaçant dans (2) w par sa valeur tirée de (1), on a :

$$dn = \frac{w_r}{2\pi\theta} t dt$$

En intégrant entre $-N/2$ et n :

$$(n)_{-N/2}^n = \frac{w_r}{4\pi\theta} (t^2)_0^t$$

D'où :

$$n = -N/2 + \frac{w_r}{4\pi\theta} t^2$$

Au temps θ , correspondant à n_{θ} on a :

$$n_{\theta} = -N/2 + \frac{w_r\theta}{4\pi} \quad (3)$$

La période de régime est atteinte au bout du temps θ , depuis le départ, après un nombre de tours égal à :

$$\frac{w_r\theta}{4\pi}$$

2) Pendant la période de régime, w est constante et égale à w_r .

D'où $dn = w_r/2\pi \cdot dt$, tirée de (2). En intégrant, entre n_{θ} et n et entre θ et t , il vient :

$$(n)_{n_{\theta}}^n = w_r/2\pi (t)_{\theta}^t$$

$$\text{ou } n = -N/2 + \frac{w_r\theta}{4\pi} + w_r/2\pi (t - \theta)$$

$$= -N/2 + w_r/2\pi (t - \theta/2)$$

Cette période dure jusqu'au temps $(T-\theta')$, commencement du ralentissement. A ce moment, le nombre de tours n_{θ} est :

$$N_{\theta'} = -N/2 + w_r/2\pi (T - \theta' - \theta/2) \quad (4)$$

3) Pendant la période de ralentissement, en prenant $(T-t)$ comme variable et en changeant de sens (en partant de l'arrivée et en reculant jusqu'au début du ralentissement) nous aurons, par analogie avec (1) et (2) :

$$dn = \frac{w_r}{2\pi\theta'} (T-t) d(T-t)$$

En intégrant depuis $+N/2$ jusqu'à n et depuis O jusqu'à $(T-t)$:

$$(n)_{N/2}^n = \frac{-w_r}{4\pi\theta'} [(T-t)^2]_0^{T-t}$$

$$\text{ou } n = N/2 - \frac{w_r}{4\pi\theta'} (T-t)^2$$

Au temps $T-t = \theta'$, on a :

$$n_{\theta'} = N/2 - (w_r/4\pi)\theta' \quad (5)$$

La période de régime est atteinte au temps θ' avant l'arrivée. Il reste à accomplir un nombre de tours égal à $(W_r/4\pi)\theta'$ avant la fin de la cordée.

4) On calcule comme suit la durée totale de la cordée :

De (4) :

$$n_{\theta'} = -N/2 + w_r/2\pi (T - \theta' - \theta/2)$$

De (5) :

$$n_{\theta'} = N/2 - (w_r/4\pi)\theta'$$

En soustrayant (4) de (5), on a :

$$0 = N/2 + N/2 - w_r/2\pi (T - \theta' - \theta/2) - (w_r/4\pi)\theta'$$

$$\text{ou } N = w_r/2\pi (T - \frac{\theta + \theta'}{2})$$

D'où :

$$T = \frac{2\pi N}{w_r} + \frac{\theta + \theta'}{2} \quad (6)$$

5) A la rencontre, on a le temps t_0 pour $n = 0$. On fait $n = 0$ dans la formule générale donnant la période de régime du 2) :

$$n = -N/2 + w_r/2\pi (t - \theta/2)$$

Il vient :

$$0 = -N/2 + w_r/2\pi (t_0 - \theta/2)$$

D'où :

$$t_0 = \pi N/w_r + \theta/2 \quad (7)$$

En remplaçant N par sa valeur trouvée au 4) :

$$N = w_r/2\pi \left(T - \frac{\theta + \theta'}{2} \right)$$

on a :

$$t_0 = (\pi/w_r) \times (w_r/2\pi) \left(T - \frac{\theta + \theta'}{2} \right) + \theta/2$$

$$\text{ou} \quad t_0 = T/2 + \frac{\theta - \theta'}{4} \quad (8)$$

Ces diverses formules étant rappelées, nous pouvons les appliquer au cas concret qui nous occupe.

1) *Période d'accélération.* — Au départ, la cage montante à l'accrochage de 660, sur le rayon minimum d'enroulement r , a une accélération tangentielle de $0,36 \text{ m/sec}^2$. Si v désigne la vitesse tangentielle et w la vitesse angulaire à ce moment, on a : $v = w \times r$.

En dérivant :

$$dv/dt = dw/dt \cdot r$$

D'où :

$$dw/dt = dv/dt \times 1/r$$

$$dw/dt = 0,36 \times 1/1,52 = 0,237$$

L'accélération angulaire constante pendant la période d'accélération est donc de $0,237$. Cette période dure pendant un temps $\theta = 33''$.

A la fin de l'accélération, la vitesse angulaire est :

$$w_r = dw/dt \times \theta = 0,237 \times 33 = 7,82$$

C'est la vitesse angulaire de régime qui dure jusqu'au début du ralentissement.

Le nombre de tours nécessaire pour atteindre cette vitesse angulaire de régime est donné par la formule (3) :

$$n_{\theta} = -N/2 + (w_r \theta/4\pi)$$

$$n_{\theta} = -27,5 + \frac{7,82 \times 33}{4 \times 3,14} = -27,5 + 20,5 \\ = -7 \text{ tours}$$

La vitesse angulaire constante est donc atteinte après 20,5 tours du départ, soit à -7 tours de la rencontre.

2) *Période de régime.* — Le ralentissement commence à 140 m de la surface pour la cage montante. Pour une profondeur x inférieure à 140 m, correspondant à un rayon d'enroulement r_x , on peut écrire approximativement :

$$dx = 2\pi r_x dn$$

Si, pour cette profondeur x et ce rayon r_x , il reste n tours à accomplir pour arriver au rayon maximum R , on a $r_x = R - ne$. Donc $dx = 2\pi(R - ne)dn$. En intégrant entre 0 et 140 pour les longueurs et entre 0 et n_{θ} , pour les nombres de tours, il vient :

$$(x)_0^{140} = 2\pi Rn_{\theta} - \pi en_{\theta}^2$$

$$\text{ou} \quad 140 = 2\pi Rn_{\theta} - \pi en_{\theta}^2$$

$$\text{avec } R = 2,62; e = 0,02, \text{ soit : } 140 = 2 \times 3,14 \times 2,62 n_{\theta} - 3,14 \times 0,02 n_{\theta}^2$$

En résolvant : $n_{\theta} = 8,4$ tours avant l'arrivée à la surface, soit : $n_{\theta} = 27,5 - 8,4 = +19,1$ tours après la rencontre.

La période de régime normale dure donc pendant $7 + 19,1 = 26,1$ tours. Nous avons vu que pendant cette période, $w_r = 7,82$ et $dw/dt = 0$.

3) *Période de ralentissement.* — La durée du ralentissement est donnée par la formule (5) :

$$n_{\theta'} = N/2 - (w_r/4\pi) \theta'$$

$$\text{ou} \quad 19,1 = 55/2 \times \frac{7,82}{4 \times 3,14} \theta'$$

$$\text{D'où : } \theta' = 13''$$

L'accélération angulaire négative, pendant cette période, vaut :

$$-dw/dt = -w_r/\theta' = -7,82/13 = -0,6$$

4) La durée totale de la cordée est donnée par la formule (6) :

$$T = \frac{2\pi N}{w_r} + \frac{\theta + \theta'}{2}$$

$$T = \frac{2 \times 3,14 \times 55}{7,82} + \frac{33 + 13}{2}$$

$$T = 67''$$

La durée de la période de régime est $67 - (33 + 13) = 21''$.

5) Les cages se rencontrent, pour $n = 0$, au temps :

$$t_0 = T/2 + \frac{\theta - \theta'}{4} \quad \text{ou}$$

$$t_0 = 67/2 + \frac{33 - 13}{4} = 38,5''$$

A l'aide des indications ci-dessus, nous avons calculé la vitesse angulaire et l'accélération pour les différents nombres de tours signalés dans le

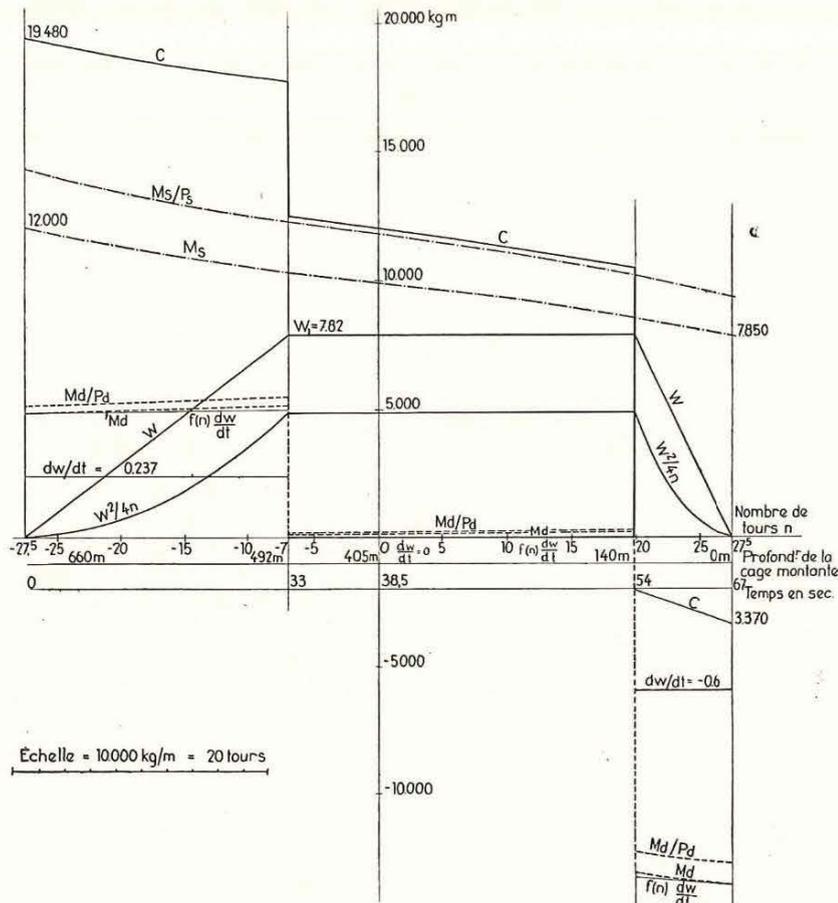


Fig. 3. — Diagrammes du couple total d'extraction et de ses éléments.

premier paragraphe de ce chapitre. Les chiffres sont indiqués au tableau général. Nous en avons établi un diagramme, figurant sur le diagramme général donné à la figure 3.

3) Moment dynamique.

Rappelons le calcul qui permet de trouver la formule donnant le moment dynamique. Il est basé sur le principe connu : dans un système de masse invariable en mouvement, le travail d'une période est égal à la différence de force vive à la fin et au début. Dans le cas actuel, au début, la force vive est nulle. Si w et v désignent respectivement les vitesses angulaires et linéaires des masses tournantes et en translation verticale, I et M les moments d'inertie respectifs de ces masses tournantes et en translation verticale, M_d le moment dynamique et t le temps, le principe ci-dessus s'explique, dans le cas présent, par la formule :

$$\int M_d w dt = \sum I w^2/2 + \sum M v^2/2$$

Les masses en jeu sont :

1) Les masses tournantes invariables : bobines, poulie de frein, arbre, tours morts des câbles. Si I désigne le moment d'inertie de ces masses, la force vive correspondante, pour une vitesse w est $I(w^2/2)$.

2) Les masses tournantes variables : câble enroulé de longueur variable au cours de la cordée. Pour une position des cages caractérisée au paragraphe 1 du présent chapitre (cage montante à x m au-dessus

du point de rencontre, cage descendante à y m en dessous de ce point; r_x et r_y les rayons d'enroulement et P_x et P_y les poids de câbles suspendus correspondants).

On a, en désignant par P le poids total de câble actif :

$$\text{masses : } \frac{P - P_x}{g} \quad \text{et} \quad \frac{P - P_y}{g}$$

rayons de giration moyens :

$$\sqrt{\frac{r_x^2 + r^2}{2}} \quad \text{et} \quad \sqrt{\frac{r_y^2 + r^2}{2}}$$

d'où :

$$I' = \frac{(P - P_x)(r_x^2 + r^2) + (P - P_y)(r_y^2 + r^2)}{2g}$$

Pour une vitesse w , la force vive est :

$$\frac{I' w^2}{2} = \left[\frac{(P - P_x)(r_x^2 + r^2) + (P - P_y)(r_y^2 + r^2)}{2g} \right] \frac{w^2}{2}$$

3) Les molettes. — Si w_{mx} et w_{my} sont les vitesses des molettes correspondant aux positions x et y et si r_m désigne le rayon des molettes :

TABLEAU GENERAL
DES ELEMENTS DU COUPLE TOTAL D'EXTRACTION

n	M_s	M_s/Q_s	w	$\frac{dw}{dt}$	$\frac{w^2}{4\pi}$	$f(n) \frac{dw}{dt}$	$\frac{df(n)}{dn}$	$\frac{w^2}{4\pi} \frac{df(n)}{dn}$	M_d	M_d/Q_d ou M_dQ_d	C				
— 27,5	12.055,—	14.350	0	2,257	0	4.827,25	30,1	0	4.827,25	5.130	19.480				
— 20	11.202,—	13.420	2,9	constant	0,67	4.885,15	52,8	21,98	4.905,13	5.220	18.640				
— 15	10.884,—	12.930	4,8		1,84	4.923,08	54,6	65,66	4.986,74	5.305	18.235				
— 10	10.556,—	12.550	6,7		3,59	4.965,15	56,4	131,04	5.096,19	5.420	17.970				
— 7	10.507,—	12.270	7,82	0,257	4,87	4.991,41	57,48	182,53	5.173,94	5.500	17.770				
— 5	10.226,25	12.195	Idem	0					0		0	58,2	187,18	182,53	194
— 2	10.051,—	11.950		Idem	Idem	Idem	Idem	59,28	187,18	192,47	199,1	12.394,1			
— 1	9.995,40	11.890						204,5	206,5	206,5	12.154,5				
0	9.956,—	11.810						208,5	208,5	208,5	12.096,5				
1	9.870,—	11.750						210,5	210,5	210,5	12.018,5				
2	9.794,—	11.660						212,2	212,2	212,2	11.872,2				
10	9.300,—	11.050						227	227	227	11.277				
15	8.950,—	10.630						236,5	236,5	236,5	10.866,5				
19,1	8.576,—	10.210						7,82	0	0	46,88	229,81	229,81	244	10.454
20	8.550,—	10.170						2,5	— 0,6	4,87	— 15.295,40	47,20	214,29	— 15.065,50	— 12.270
25	8.106,—	9.650	const						0,5	4,54	— 15.322,40	49,00	24,5	— 15.108,11	— 12.520
27,5	7.850,—	9.350	0,6	0	0	— 15.466,70	— 15.442,20		— 15.442,20	— 12.620	— 2.970				
			0	0,6	0	— 15.540,88	49,9	0	— 15.540,88	— 12.720	— 5.370				

$$w_{mx} \times r_m = w \times r_x \quad \text{et} \quad w_{my} \times r_m = w \times r_y$$

Si I' est le moment d'inertie, la force vive :

$$I' \frac{w_{mx}^2 + w_{my}^2}{2} = I' w^2 / 2 \left(\frac{r_x^2 + r_y^2}{r_m^2} \right)$$

4) Les masses en translation : cages et câbles suspendus. Les vitesses linéaires v_x et v_y sont liées aux vitesses angulaires par les relations :

$$v_x = w \times r_x \quad \text{et} \quad v_y = w \times r_y$$

On a donc :

$$\Sigma \frac{Mv^2}{2} = \frac{Q + q + Px}{g} \times \frac{w^2 r_x^2}{2} + \frac{q + Py}{g} \times \frac{w^2 r_y^2}{2}$$

ou :

$$\Sigma \frac{Mv^2}{2} = \frac{w^2}{2} \times \frac{(Q + q + Px) (r_x^2 + (q + Py) r_y^2)}{g}$$

On a donc finalement :

$$\int M_d x w dt = \frac{w^2}{2} \left[I + \frac{(P - Px) (r_x^2 + r^2) + (P - Py) (r_y^2 + r^2)}{2g} + I' \frac{r_x^2 + r_y^2}{r_m^2} + \frac{(Q + q + Px) r_x^2 + (q + Py) r_y^2}{g} \right]$$

Comme r_x , r_y , P_x et P_y peuvent s'exprimer en fonction du nombre de tours n , ainsi que nous l'avons vu ci-avant, la somme entre crochets est une fonction de n et de valeurs fixes; nous la désignerons par $f(n)$.

On écrira donc :

$$\int M_d w dt = w^2 / 2 f(n)$$

En dérivant, il vient :

$$M_d w dt = w f(n) dw + w^2 / 2 df(n)$$

$$M_d = f(n) dw/dt + w/2 df(n)/dt \quad (1)$$

Comme on a :

$$2\pi dn = w dt \quad \text{ou} \quad dt = 2\pi dn/w$$

on peut remplacer dt par cette valeur dans le deuxième terme du second membre de l'équation (1). Il vient :

$$M_d = f(n) dw/dt + w^2 / 4\pi \cdot df(n)/dn \quad (2)$$

C'est cette formule que nous emploierons dans le cas concret qui nous occupe pour calculer M_d .

$$f(n) = I + \left[\frac{(P - Px) (r_x^2 + r^2) + (P - Py) (r_y^2 + r^2)}{2g} + I' \frac{r_x^2 + r_y^2}{r_m^2} + \frac{(Q + q + Px) r_x^2 + (q + Py) r_y^2}{g} \right]$$

En remplaçant P_x , P_y , r_x , r_y par leurs valeurs en fonction de n , trouvées lors de l'établissement du moment statique, on a :

$$f(n) = I + 1/2 g [(P - h_0 p + 2\pi p \rho n + \pi pen^2)$$

$$(\rho^2 + 2\rho ne + e^2 n^2 + r^2)$$

$$+ (P - h_0 p - 2\pi p \rho n + \pi pen^2)$$

$$(\rho^2 - 2\rho ne + e^2 n^2 + r^2)]$$

$$+ 2 I' \frac{\rho^2 + e^2 n^2}{r_m^2}$$

$$+ 1/g [(Q + q + h_0 p - 2\pi p \rho n - \pi pen^2) (\rho^2 + 2\rho ne + e^2 n^2)$$

$$+ (q + h_0 p + 2\pi p \rho n - \pi pen^2)$$

$$(\rho^2 - 2\rho ne + e^2 n^2)]$$

D'après les données et calculs, $I = 6.360$ kgm; $P = 6.970$ kg; $h_0 = 405,1$ m; $p = 10,25$ kg; $q = 2,07$ m; $e = 0,02$ m; $r = 1,52$ m; $I' = 1.400$ kgm; $r_m = 2$ m; $Q = 4.800$ kg; $q = 5.800$ kg.

On a finalement :

$$f(n) = 21.332 + 40n + 0,18n^2 - 0,000027n^4$$

On peut négliger, sans erreur appréciable, le terme en n^4 et l'on obtient :

$$f(n) = 21.332 + 40n + 0,18n^2 \quad (3)$$

Nous avons établi, au paragraphe 2, les valeurs de dw/dt .

Nous avons donc pu calculer les valeurs de $f(n)dw/dt$ pour les différents nombres de tours signalés dans le premier paragraphe de ce chapitre. Les chiffres sont indiqués au tableau général. Nous en avons établi le diagramme, figurant sur le diagramme général (Fig. 5).

Nous avons également calculé, dans le tableau susdit et tracé sur le diagramme général n° 2, les valeurs de $w^2/4\pi$, pour les différentes valeurs de n reprises. Les valeurs correspondantes de w avaient été calculées dans le paragraphe 2.

Quant à $df(n)/dn$, nous l'avons obtenu en dérivant $f(n) = 21.332 + 40n + 0,18n^2$. On obtient :

$$df(n)/dn = 40 + 0,36n$$

C'est une droite dont nous avons calculé les ordonnées pour les différentes valeurs de n signa-

lées. Les valeurs obtenues sont renseignées au tableau général n° 1. Ce tableau donne également les valeurs du produit :

$$(w^2/4\pi) (df(n)/dn)$$

pour les différentes valeurs de n . En ajoutant les valeurs des produits :

$$f(n) (dw/dt) \quad \text{et} \quad w^2/4\pi (df(n)/dn)$$

nous avons obtenu la valeur du moment dynamique M_d pour les différentes valeurs de n . Ces valeurs de M_d figurent également au tableau général n° 1.

Nous voyons que le moment dynamique est positif depuis le début de la cordée jusqu'au ralentissement. Son maximum positif est atteint à la fin de la période d'accélération. Il vaut 5.174 kgm. Pendant la période de ralentissement, le moment dynamique est négatif. Son maximum négatif est atteint à la fin de la cordée. Il vaut -13.541 kgm.

Sur le diagramme général n° 2, nous avons tracé le diagramme du moment dynamique M_d en fonction de n .

4) Couple total d'extraction.

Le couple total comprend le couple statique et le couple dynamique. Il faut y ajouter le couple résistant dû au frottement des arbres sur les coussinets, des organes des machines, des câbles sur les organes d'enroulement, sur les molettes, des cages le long du guidonnage, de la résistance de l'air. On admet que le moment de frottement, $M_f = M'_s + M'_d$, M'_s étant une fraction du moment statique et M'_d une fraction du moment dynamique.

On pose :

$$\frac{M_s}{M_s + M'_s} = \rho_s \tag{1}$$

ρ_s est le rendement statique du puits. Dans notre cas, on peut l'estimer à 0,84.

De (1), on tire :

$$M_s + M'_s = M_s/\rho_s \tag{2}$$

De même, on pose :

$$\frac{M_d}{M_d + M'_d} = \rho_d \tag{3}$$

ρ_d étant le rendement dynamique du puits. Nous pouvons prendre $\rho_d = 0,94$. On tire de (3) :

$$M_d + M'_d = M_d/\rho_d \tag{4}$$

Le couple total est égal à :

$$C = M_s + M_d + M_f$$

ou $C = M_s + M_d + M'_s + M'_d$

ou $C = M_s + M'_s + M_d + M'_d$

En utilisant les relations (2) et (4), il vient :

$$C = M_s/\rho_s + M_d/\rho_d$$

Lorsque M_d est négatif, le frottement vient en déduction. Pendant le ralentissement, on posera donc :

$$\frac{M_d}{M_d + M'_d} = 1/\rho_d$$

D'où $M_d + M'_d = M_d \times \rho_d$. Pendant la période de ralentissement, on aura donc :

$$C = M_s/\rho_s + \rho_d M_d$$

Nous avons établi les valeurs de M_s/ρ_s , M_d/ρ_d et $\rho_d \times M_d$ pour les différentes valeurs de n envisagées. Ces valeurs figurent au tableau général annexe n° 1. Les courbes M_s/ρ_s et M_d/ρ_d ou $M_d \times \rho_d$ sont également tracées sur le diagramme général (Fig. 5).

Ces éléments nous ont permis finalement d'établir la valeur du couple total pour les différentes valeurs de n signalées. Les valeurs de ce couple total figurent au tableau général et la courbe correspondante C a été tracée sur le diagramme général (Fig. 5). On voit que le couple total est maximum au départ. Il vaut 19.480kgm. Il diminue progressivement jusqu'à la période de ralentissement. A partir de ce moment, il est négatif et devient donc moteur. Sa valeur est de -3.370 kgm à la fin de la cordée.

III. — CALCUL DE LA SOLLICITATION DE L'ARBRE DES BOBINES.

1) Méthode employée.

On calcule généralement le travail du métal au droit des paliers sollicités par torsion simple et ensuite dans la section la plus fatiguée, sollicitée à la fois par torsion et par flexion.

Pour le calcul du taux de travail au droit d'un palier, le couple de torsion sera pris égal à la moitié du couple total maximum d'extraction, attendu que l'effort moteur destiné à vaincre ce couple s'exerce sur les deux paliers. Le taux de travail au droit d'un palier sera calculé par la formule :

$$t = M_t/(I_o/V)$$

dans laquelle M_t est le couple de torsion, égal à la moitié du couple total maximum d'extraction, et I_o/V est le module de torsion. On sait que, pour les sections circulaires pleines, $I_o/V = \pi D^3/16$, D étant le diamètre de la section.

Pour le calcul du taux de travail en pleine portée de l'arbre, on utilisera la formule :

$$t = M_i/(I/V)$$

M_i est le moment idéal maximum.

Il est obtenu par la formule :

$$M_i = 0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + (\alpha_o M_t)^2}$$

Dans cette formule, M_f représente le moment fléchissant maximum. On l'obtient en composant le diagramme des moments fléchissants dus au poids mort de l'arbre avec le diagramme des moments fléchissants dus aux charges concentrées verticales. Ces charges concentrées sont les poids des bobines avec les tours morts de câble, le poids de la poulie de frein et les composantes verticales des charges suspendues, transmises obliquement par les câbles sur l'arbre. Les moments fléchissants

résultants sont combinés avec les moments fléchissants des composantes horizontales des charges suspendues, concentrées au droit des bobines et transmises obliquement sur l'arbre par les câbles. On obtient ainsi le diagramme des moments fléchissants totaux, dont le maximum est représenté par M_t dans la formule ci-dessus. Quant à M_t , il représente le moment de torsion maximum. Ce moment de torsion est donné par le moment total maximum (statique, dynamique et de frottement) au droit d'une bobine.

Le coefficient :

$$\alpha_0 = \frac{R_t}{1,3 \times R_0}$$

R_t étant le taux de travail à la flexion et R_0 le taux de travail à la torsion. En prenant $R_t = 4,5 \text{ kg/mm}^2$ et $R_0 = 3,5 \text{ kg/mm}^2$, on voit que α_0 est très proche de l'unité. C'est cette valeur que nous adopterons pour le calcul.

Le I/V , intervenant dans la formule de calcul du taux de travail en pleine portée de l'arbre, est le module de flexion. Il est égal, pour une pièce de section circulaire pleine, à $\pi D^3/32$, D représentant le diamètre de la pièce.

2) Calcul du taux de travail au droit des paliers.

La moitié du couple maximum d'extraction est de 9.740 kgm. Le diamètre des paliers est $D = 0,29 \text{ m}$:

$$I_0/V = \frac{\pi D^3}{16} = \frac{3,14 \times 0,29^3}{16} = 478,634 \times 10^{-8}$$

Le taux de travail :

$$t = \frac{9740 \times 10^8}{478,634} = 2.030.000 \text{ kg/m}^2$$

soit environ 2 kg/mm².

Pour l'acier doux soumis à des efforts alternatifs, on donne généralement 3 à 4 kg comme taux de travail limite à la torsion. Le taux de travail normal était donc inférieur à ce taux de travail limite.

3) Calcul du taux de travail en pleine portée.

a) Moment de torsion maximum.

Ce moment est le moment total maximum pour une seule bobine. Il comprend le moment statique, le moment dynamique et le moment de frottement.

1) *Moment statique.* — Utilisant les dénominations précédentes, nous savons que, pour une hauteur x de la cage chargée montante au-dessus de l'envoi de 660 m, le moment statique pour la bobine correspondante est :

$$M_s = (Q + q + P_x) r_x$$

avec $r_x = r + n \cdot e$, $P_x = (L - x) p$

(L = profondeur du puits + hauteur des molettes au-dessus du sol = 680 m).

$x = 2 \pi r n + \pi e n^2$ (r est le rayon minimum d'enroulement). On a donc :

$$M_s = (Q + q + Lp - 2 \pi p r n - \pi p e n^2) (r + n e)$$

$$M_s = - \pi p e^2 n^3 - 3 \pi p e r n^2$$

$$+ (Qe + qe + Lpe - 2 \pi p r^2) n + Qr + qr + Lpr$$

Le maximum a lieu pour les valeurs de n données par $dM_s/dn = 0$, c'est-à-dire :

$$- 3 \pi p e^2 n^2 - 6 \pi p e r n$$

$$+ Qe + qe + Lpe - 2 \pi p r^2 = 0$$

En remplaçant les lettres par leurs valeurs, on a finalement :

$$0,06 n^2 + 9,12 n - 315 = 0$$

D'où $n = 29$ tours.

Le maximum du moment statique pour la bobine de la cage chargée montante se produit donc après 29 tours de cordée, soit 1,5 tour après la rencontre des cages, à la profondeur de 350 m et pour un rayon de 2,10 m.

Ce moment statique maximum est égal à 29.711 kgm.

Au départ on a $M_s = 26.706 \text{ kgm}$. A la fin de la période d'accélération, à - 7 tours (7 tours avant la rencontre ou 20,5 tours après le départ), il est égal à 29.517 kgm. A l'arrivée, il est égal à 27.772 kgm.

2) *Moment dynamique.* — Nous utiliserons, rapportée à une seule bobine, celle de la cage chargée montante, la formule :

$$M_d = f(n) dw/dt + w^2/4 \pi (df(n)/dn)$$

Pour une seule bobine, en ayant recours aux mêmes dénominations que précédemment, nous pouvons écrire, approximativement :

$$f(n) = I/2 + \frac{(P - P_x)(r_x^2 + r^2)}{2g} + \frac{I' r_x^2}{r_m^2} + \frac{(Q + q + P_x) r_x^2}{g}$$

et, en remplaçant P_x et r_x par leurs valeurs, établies précédemment, en fonction de n :

$$f(n) = I/2 + 1/2 g [(P - h_0 p + 2 \pi p \rho n + \pi p e n^2) (\rho^2 + 2 \rho n e + e^2 n^2 + r^2)] + I' \times \frac{\rho^2 + 2 \rho n e + e^2 n^2}{r_m^2} + 1/g [(Q + q + h_0 p - 2 \pi p \rho n - \pi p e n^2) (\rho^2 + 2 \rho n e + e^2 n^2)]$$

En remplaçant les lettres par leurs valeurs, données antérieurement et en ordonnant la fonction, il vient finalement :

$$f(n) = 18.513$$

$$+ 137 n + 0,19 n^2 - 0,0053 n^3 - 0,000013 n^4$$

$$\frac{df(n)}{dn} = 137 + 0,38 n - 0,0159 n^2 - 0,000052 n^3$$

Nous avons établi précédemment la relation qui lie w et dw/dt au nombre de tours n . Nous pouvons ainsi calculer le moment dynamique pour différentes valeurs de n . Le maximum se produit à la fin de la période d'accélération. Il est égal à 4.804 kgm. Au départ, il est égal à 3.519 kgm. Après le 29^e tour, au moment où se produit le moment statique maximum, il est égal à 672 kgm.

3) *Moment total maximum.* — Ce moment se produira à la fin de la période d'accélération, à 7 tours de la rencontre, alors que le moment dynamique est maximum et le moment statique voisin de son maximum.

Il vaudra :

$$M_t = M_s/\rho_s + M_d/\rho_d;$$

$$M_t = \frac{29.517}{0,84} + \frac{4.804}{0,94} = 40.250 \text{ kg}$$

C'est le moment de torsion qui nous intéresse.

b) *Moment fléchissant total.*

Les dimensions longitudinales et transversales de l'arbre sont indiquées au diagramme (Fig. 4).

à axe vertical, passant par 0 aux appuis et dont le maximum vaut $pl^2/8$, p étant le poids de la poutre par mètre courant.

Ces poids sont respectivement, pour les diverses sections de l'arbre : 991, 634 et 521 kgm courant. Nous les avons obtenus de la façon suivante, en partant du poids total de l'arbre égal à 4.450 kg que nous connaissions :

Volume total de l'arbre :

$$V = 3,14 (0,2^2 \times 2,93 + 0,16^2 \times 2 + 0,145^2 \times 0,54)$$

$$V = 0,564 \text{ m}^3$$

La densité du métal est $4.450 : 564 = 7,89$.

Les poids par mètre courant dans les différentes sections sont donc :

$$3,14 \times 0,2^2 \times 7,89 = 991 \text{ kg}$$

$$3,14 \times 0,16^2 \times 7,89 = 634 \text{ kg}$$

$$3,14 \times 0,145^2 \times 7,89 = 521 \text{ kg}$$

Considérons d'abord une charge uniforme de 634 kg/m ct.

Le maximum du moment fléchissant vaudra :

$$M = pl^2/8 = \frac{634 \times 4,46^2}{8} = 1.578 \text{ kg}$$

au centre de la portée.

Il faut y ajouter une parabole du 2^e degré, due au supplément de charge sur la partie centrale de

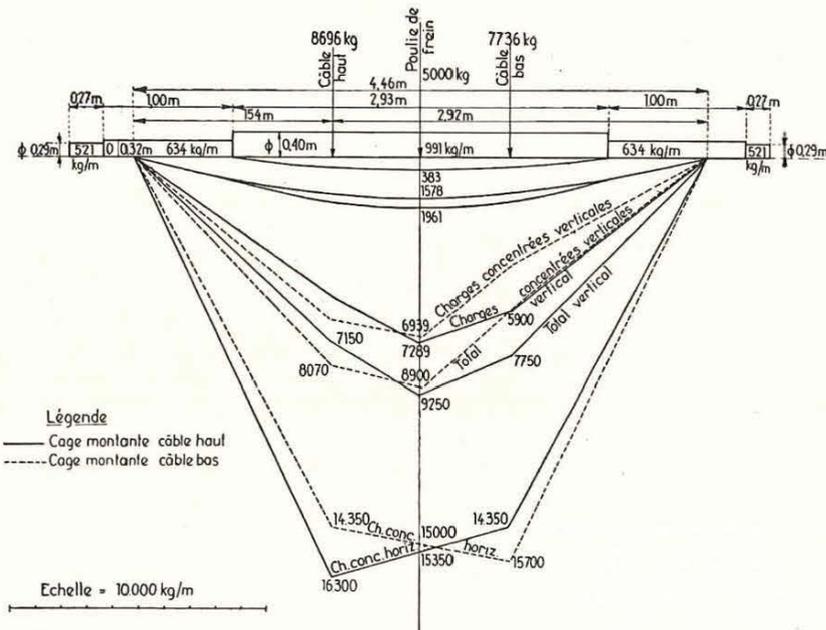


Fig. 4. — Diagrammes généraux des sollicitations de l'arbre aux moments fléchissants.

1^o) *Moment fléchissant dû au poids propre de l'arbre.*

Nous assimilerons l'arbre à une poutre posée sur deux appuis indéformables, chargés uniformément sur divers tronçons de sa longueur. Si l est cette longueur, on se rappelle que le diagramme des moments fléchissants est une parabole du 2^e degré,

l'arbre, soit $991 - 634 = 357 \text{ kg/m}$ ct sur une longueur de 2,93 m.

Le moment fléchissant maximum supplémentaire vaut donc :

$$\frac{357 \times 2,93^2}{8} = 383 \text{ kg}$$

au centre de la portée.

Le moment fléchissant maximum dû au poids propre de l'arbre vaudra donc : $1.578 + 383 = 1.961$ kgm.

Le diagramme correspondant est indiqué en annexe n° 3.

2°) Moment fléchissant dû aux charges verticales concentrées.

Ces charges sont constituées par les poids des bobines avec les tours morts de câble, ainsi que les tours utiles enroulés au moment où le moment de torsion maximum est atteint pour la cage montante, et aussi par le poids de la poulie de frein. Cette dernière est concentrée au milieu de la portée, les deux autres à 1,54 m des appuis. Il faut y ajouter les composantes verticales des charges suspendues, transmises obliquement par les câbles.

Ces différentes charges sont, au total :

bobine cage montante	8.696 kg
bobine cage descendante	7.736 kg
poulie de frein	5.000 kg

Les charges suspendues, au moment envisagé, sont :

cage montante	14.188 kg
cage descendante	10.146 kg

Les composantes verticales de ces charges seront différentes selon que la cage montante se trouve sur le câble haut ou sur le câble bas. Les valeurs de ces composantes, pour les deux cas, ont été établies graphiquement. Elles sont égales à :

α) cage montante sur câble haut :

$$F_{mv} = 7.720 \text{ kg}$$

cage descendante sur câble bas :

$$F_{dv} = 6.470 \text{ kg}$$

β) cage montante sur câble bas :

$$F'_{mv} = 9.000 \text{ kg}$$

cage descendante sur câble haut :

$$F'_{dv} = 5.500 \text{ kg}$$

Pour le cas α) les charges verticales concentrées sont donc :

bobine haute	$8.696 - 7.720 = 976$ kg
bobine basse	$7.736 - 6.470 = 1.266$ kg
poulie de frein ...	5.000 kg.

Les trois diagrammes des moments fléchissants dus à ces charges sont linéaires. Leurs valeurs sont égales à zéro aux deux appuis et leurs maxima aux points d'application respectifs des charges sont les suivants :

au droit de la bobine haute :

$$\frac{976 \times 1,54 \times 2,92}{4,46} = 985 \text{ kg}$$

au droit de la bobine basse :

$$\frac{1.266 \times 1,54 \times 2,92}{4,46} = 1.277 \text{ kg}$$

au droit de la poulie de frein :

$$\frac{5.000 \times 4,46}{4} = 5.565 \text{ kg}$$

Grâce à ces éléments, nous avons pu établir le diagramme des moments fléchissants, dus aux charges verticales concentrées pour la cage montante sur câble haut.

Ce diagramme est indiqué à la figure 4. En y ajoutant le diagramme des moments fléchissants dus au poids propre de l'arbre, nous avons obtenu le diagramme des moments fléchissants des charges verticales totales dans le cas envisagé. Nous l'avons indiqué en traits pleins sur le diagramme général (Fig. 4).

Nous avons procédé de la même façon pour le cas β) (cage montante sur câble bas). Le diagramme est indiqué en traits interrompus au diagramme général (Fig. 4).

3°) Moments fléchissants dus aux composantes horizontales des charges suspendues.

La décomposition graphique des efforts nous a donné la valeur de ces composantes dans les deux cas α) et β) envisagés ci-avant.

α) cage montante sur câble haut :

$$F_{mh} = 11.950 \text{ kg}$$

cage descendante sur câble bas :

$$F_{dh} = 7.900 \text{ kg}$$

β) cage montante sur câble bas :

$$F'_{mh} = 11.050 \text{ kg}$$

cage descendante sur câble haut :

$$F'_{dh} = 8.500 \text{ kg}$$

Pour le cas α), les diagrammes des moments fléchissants dus aux composantes horizontales sont également linéaires. Ces moments fléchissants sont nuls aux appuis. Ils atteignent les maxima partiels suivants, au droit des points d'application des forces :

bobine haute :

$$\frac{11.950 \times 1,54 \times 2,92}{4,46} = 12.050 \text{ kgm}$$

bobine basse :

$$\frac{7.900 \times 1,54 \times 2,92}{4,46} = 7.970 \text{ kgm}$$

Ces éléments nous ont permis de trouver le diagramme des moments fléchissants dus aux charges horizontales pour le cas α) envisagé (en traits pleins sur le diagramme général de la figure 4).

Nous avons de même tracé le diagramme analogue pour le cas β) (en traits interrompus sur le diagramme général de la figure 4).

En composant les diagrammes des moments fléchissants dus aux charges verticales et aux charges horizontales, on trouve que le moment fléchissant résultant maximum est produit au droit de la

poulie de frein, pour le cas α) où la cage montante est sur le câble haut. Il vaut $M_f = 17.800$ kgm.

c) *Moment idéal.*

Le moment idéal est donné par la formule :

$$M_i = 0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

Dans le cas actuel :

$$M_i = 0,35 \times 17.800 + 0,65 \sqrt{17.800^2 + 40.250^2}$$

$M_i = 34.830$ kgm au droit de la poulie de frein.

d) *Taux de travail maximum.*

Il est donné par $t = M_i/(I/V)$, avec :

$$I/V = \pi d^3/32 = \frac{3,14 \times 0,4^3}{32} = 0,00609 \text{ m}^3$$

$$t = \frac{34.830}{0,00609} = 5.800.000 \text{ kg/m}^2$$

soit $5,8 \text{ kg/mm}^2$ au droit de la poulie de frein.

Si nous admettons que la résistance de rupture de l'acier Siemens est 45 kg/mm^2 , nous obtenons, dans le cas présent, un coefficient de sécurité de :

$$45/5,8 = 7,76$$

Pour les pièces soumises à des efforts alternatifs, on admet généralement un coefficient de sécurité de l'ordre de 10.

IV. — CONCLUSIONS.

L'arbre s'est rompu à proximité de l'emplacement de la poulie de frein. C'est à cet endroit que le métal est le plus sollicité lors du travail d'extraction. La fatigue y atteint $5,8 \text{ kg/mm}^2$. Ce taux de travail, tout en n'étant pas dangereusement excessif, dépasse cependant quelque peu le taux de travail généralement admis pour des pièces en acier doux, soumises à des efforts alternatifs.

En outre, on peut admettre que la soudure électrique pratiquée antérieurement sur la périphérie de l'arbre a provoqué, à proximité de son emplacement coïncidant avec l'endroit de rupture, un écroutissage du métal et créé, au sein de celui-ci, des tensions internes permanentes dont l'action est venue s'ajouter aux sollicitations dues à l'extraction.

On est donc amené à conclure que c'est l'influence concomitante de ces deux causes (taux de travail au-dessus de la moyenne et action de la soudure) qui a provoqué la rupture de l'arbre. L'action de la soudure a dû être prépondérante, parce que cette dernière a pu occasionner un vieillissement prématuré et progressif du métal, abaissant finalement la tension de rupture en dessous de la sollicitation occasionnée par la somme des tensions de travail et des tensions internes permanentes dues à la dite soudure.

Il y a donc lieu d'éviter de pratiquer des cordons de soudure sur des pièces aussi importantes qu'un arbre de machine d'extraction. Pour le surplus, il convient de proportionner l'effort à la section, de telle façon qu'un coefficient de sécurité de 10 soit atteint pour le taux de travail maximum du métal.