Nouvelles annales de mathématiques

Certificats de mécanique appliquée

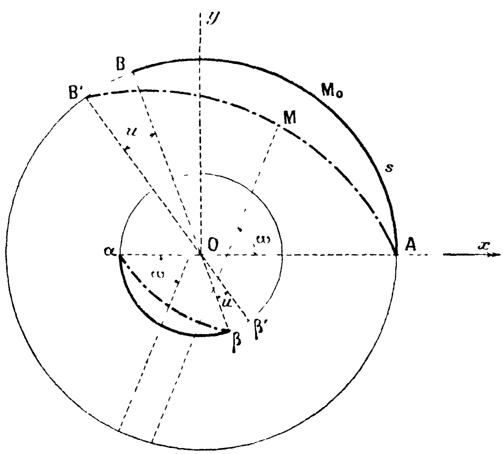
Nouvelles annales de mathématiques 4e série, tome 15 (1915), p. 377-391

<http://www.numdam.org/item?id=NAM_1915_4_15__377_0>

CERTIFICATS DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE.

Besançon.

Épreuve théorique. — Première question. — *Un ressort circulaire* (AB *au repos*) *s'encastre sur l'appui fixe* A *et sur un solide tournant autour d'un axe* O *coïncidant avec l'axe du cercle qui prolonge le ressort en sa situation*



de repos. Le solide ayant tourné d'un angle u, *les coordonnées* x *et* y *d'un point* M *de la fibre moyenne où la normale fait l'angle* ω *avec l'axe* Ox *qui passe par l'appui fixe* A *et l'arc* s *qui correspond à ce point sont données par les formules de Résal qu'on rappelle ici :*

$$(1)\quad \left\{\begin{aligned} s &= \frac{1}{\sqrt{c}}\int_0^\omega \frac{dz}{\sqrt{1+a\cos z+b\sin z}};\\ x-R_0 &= -\frac{1}{\sqrt{c}}\int_0^\omega \frac{\sin z\,dz}{\sqrt{1+a\cos z+b\sin z}};\\ y &= \frac{1}{\sqrt{c}}\int_0^\omega \frac{\cos z\,dz}{\sqrt{1+a\cos z+b\sin z}}. \end{aligned}\right.$$

De plus, les composantes X *et* Y *de la réaction de l'appui* A *qui complète le couple d'encastrement sont données par les formules*

$$(2) \qquad X = -bc\,\frac{EI}{2}; \qquad Y = ac\,\frac{EI}{2}$$

(E *et* I *ayant leurs significations habituelles*).

Les trois constantes d'intégration a, b, c se déterminent en appliquant les formules (1) *à la nouvelle position* B′ *du point d'encastrement du ressort au solide tournant, c'est-à-dire en remplaçant pour ce point particulier ω par*

$$\omega_0 = p + u;$$

p = *étendue angulaire du ressort au repos,*
$L = R_0 p$ = *longueur du ressort remplace s,*
$R_0 \cos\omega_0$ *et* $R_0 \sin\omega_0$ *remplacent respectivement x et y dans les formules* (1).

Ce sont les trois équations (1) *transformées ainsi qui déterminent implicitement a, b, c.*

Cette méthode de Résal étant rappelée, on applique au solide tournant un second ressort circulaire $\alpha\beta$ de même étendue angulaire p et de même sens d'enroulement, mais de manière que le point fixe d'attache α soit situé sur le diamètre OA, *mais de l'autre côté du point* O *qui reste toujours le pied de l'axe du solide tournant et le centre commun des deux ressorts à l'état naturel, c'est-à-dire quand l'angle u est nul.*

On fera voir que si les ressorts circulaires sont choisis de manière à vérifier la relation

$$(3) \qquad \frac{EI}{L^2} = \frac{E'I'}{L'^2};$$

les constantes a et b seront les mêmes sur chaque ressort, pour une même valeur de l'angle u; l'angle ω désignera la même variable dans la déformation simultanée des deux ressorts et enfin on déduira aussitôt des formules (2) *que le solide tournant reçoit par les points d'encastrement* B′ *et* β' *un ensemble d'actions qui se réduisent à un couple,* rigoureusement.

Deuxième question. — *Interpréter l'expérience de William Thomson sur l'écoulement* lent *des gaz en régime permanent. La variation de température d'amont en aval gardant un signe constant quel que soit le signe de l'écart présenté par le gaz à la loi de Mariotte, on précisera avec soin la conclusion qui se dégage de ces expériences relativement à la loi de Joule dans les gaz réels.*

ÉPREUVE PRATIQUE. — *On se propose d'entretenir un mouvement pendulaire qui est troublé par un frottement constant.*

On dispose à cet effet d'un choc réparateur regardé comme instantané et qui frappera le mobile au moment précis où celui-ci traverse sa position d'équilibre au point mort.

Le choc ayant pour effet d'augmenter la puissance $m^{\text{ième}}$ de la vitesse d'une quantité constante, on demande de former la condition pour que le mouvement pendulaire ainsi entretenu tende de lui-même asymptotiquement vers un régime périodique.

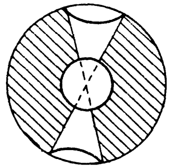
On envisagera le cas où le choc réparateur se produit une seule fois par vibration double, *et l'on exprimera la condition d'existence d'un régime périodique limite pour lequel u_0 serait la valeur absolue de la semi-amplitude* initiale *de l'oscillation simple au cours de laquelle le choc réparateur va agir.*

On désignera par f le rapport de l'accélération négative de la résistance constante de frottement à l'accélération de la force pendulaire estimée à distance 1.

Pour assurer une périodicité limite, on cherchera une condition d'inégalité entre les trois quantités m, u_0 et f; et l'on empruntera cette condition au théorème de M. Kœnigs sur les substitutions répétées; f étant notablement plus petit que ω_0, on montrera que la condition trouvée, toujours satisfaite pour $m \geqq 2$, n'est jamais satisfaite pour $m \leqq 1$ et l'on étudiera le cas intermédiaire, c'est-à-dire le cas où $1 < m < 2$. (Juillet 1913.)

ÉPREUVE THÉORIQUE. — Première question. — 1° *Établir que, sous l'action de forces déformantes, volumétriques et superficielles* données, *la déformation d'un solide élas-*

tique est unique *et que, de plus, le solide déformé* comporte un régime intérieur de pression.



2° *Quelle est la déformation élastique d'un solide homogène isotrope simplement soumis à une même pression normale* constante *sur chacun des éléments situés sur l'une quelconque de ses surfaces frontières ?*

Deuxième question. — *On considère la portion d'un solide élastique homogène et isotrope comprise entre deux sphères concentriques, et hors d'un cône de révolution dont le sommet est situé au centre commun des deux surfaces sphériques. On envisage dans cette portion du solide une déformation élastique dont les composantes* ξ, η, ζ *seraient ainsi définies, dans un système d'axes de coordonnées cartésiennes ayant respectivement pour origine et pour axe des z le sommet et l'axe du cône de révolution :*

$$\xi = \sigma \frac{\partial\varphi}{\partial x},$$

$$\eta = \sigma \frac{\partial\varphi}{\partial y},$$

$$\zeta = \sigma \frac{\partial\varphi}{\partial z},$$

$$\varphi = \frac{\alpha}{\rho} + \beta \operatorname{Log} \frac{1 + \frac{z}{\rho}}{1 - \frac{z}{\rho}} + \frac{\alpha}{\rho} \operatorname{Log} \frac{1 + \frac{z}{\rho}}{1 - \frac{z}{\rho}},$$

σ, α, β, γ, *étant quatre constantes;*

$$\rho = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}.$$

Quelles sont les forces volumétriques capables de produire ce régime ?

ÉPREUVE PRATIQUE. — *Un ressort spiral hélicoïdal d'acier, à spires peu inclinées, a* 10 *tours; son rayon est de* 6^{mm}, *sa section est rectangulaire et le rapport de la dimension radiale de cette section à la dimension h parallèle aux générations du cylindre est égal à* $\frac{1}{4}$. *La dimension h étant de* $0^{mm},5$ *et le spiral étant attelé sur un balancier, ce système peut être équilibré par un couple agissant sur ce balancier dont le bras de levier est supposé de* 12^{mm}.

Calculer quelle sera la valeur commune des forces de ce couple quand le balancier se sera déplacé de $90°$ *par rapport à la position d'équilibre qu'il occuperait lorsque le spiral seul est attelé au balancier.*

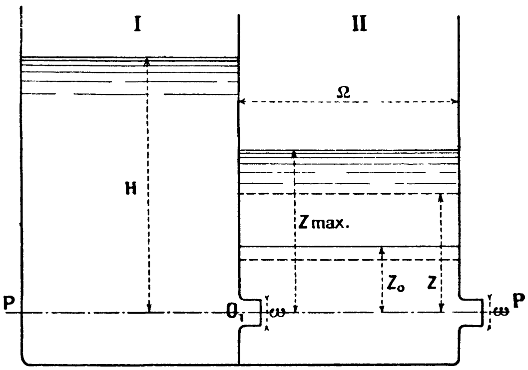
Coefficient d'élasticité de l'acier dans le système

$$\text{C.G.S.} = 22000 \times 10^8.$$

(Juin 1914.)

Grenoble.

ÉPREUVE THÉORIQUE. — 1° Problème. — *On donne deux réservoirs I et II. Le réservoir I est alimenté de telle*



façon que la surface libre de l'eau qu'il contient soit maintenue à un niveau constant.

Dans un plan horizontal P *situé à une distance* H *au-dessous de cette surface libre, se trouvent les centres de gravité de deux orifices* O_1 *et* O_2 *de section com-*

mune ω : *le premier fait communiquer les réservoirs I et II et le second est percé dans la paroi externe du réservoir II; ces deux orifices sont disposés de façon à mouler la veine.*

Les sections des réservoirs, et en particulier la section Ω *du réservoir II, sont insuffisamment grandes, relativement à la section commune* ω *des orifices* O_1 *et* O_2, *pour qu'on puisse négliger les vitesses de l'eau dans ces réservoirs. A l'instant initial, la surface libre dans le réservoir II est à une distance* z_0 *au-dessus du plan* P.

Dans ces conditions, on demande :

1° *A quelle hauteur maxima* z_{max}, *au-dessus du plan* P, *s'élèvera l'eau dans le réservoir II;*

2° *En désignant par* z *la cote, au-dessus du plan* P, *de la surface libre dans le réservoir II, au temps* t, *de déterminer la loi* $z = f(t)$ *qui lie* z *à* t; *calculer en particulier le temps* T_{max} *compris entre l'instant initial et l'instant où la surface libre dans le réservoir II atteint la cote maxima* z_{max};

3° *D'appliquer les formules trouvées aux données suivantes :*

$$H = 1^m, \qquad \Omega = 10^{m^2},$$
$$z_0 = 0^m,10, \qquad \omega = 0^{m^2},01,$$

et de tracer la courbe $z = f(t)$ *dans ce cas déterminé.*

2° Question de cours. — *Turbines à réaction et sans réaction; classification des turbines.*

Epreuve pratique. — 1° *Mesure de débit au déversoir Bazin;*

2° *Nomenclature des pièces principales d'une machine à vapeur de 120 chevaux (type Satre).* (Juillet 1912.)

Lille.

Epreuve théorique. — I. *Comparer entre eux les moteurs à explosions à un, deux et quatre cylindres, au double point de vue de la régularisation cyclique du couple moteur et de l'équilibrage dynamique des masses à mouvement alternatif.*

On rappelle la formule

$$\gamma_A = \omega^2 r\left(\cos\varphi + \frac{1}{m}\cos 2\varphi + \frac{1}{4m^3}(-\cos 4\varphi + \cos 2\varphi) + \ldots\right).$$

II. *Exposer la méthode graphique pour l'étude du volant dans les cas suivants :*

1° *Machine à vapeur à un cylindre ;*

2° *Moteur à gaz à un cylindre ;*

3° *Moteur à plusieurs cylindres.*

Au début, on rappellera très brièvement, sans démonstration, *les principaux résultats mis en évidence dans la théorie du volant.*

ÉPREUVE PRATIQUE. — *On considère une automobile construite de manière à faire* 60^{km} *à l'heure en quatrième vitesse, et* 30 *en seconde, quand le moteur tourne à sa vitesse normale de* 1000 *tours à la minute.*

I. *Déterminer la puissance du moteur pour que la voiture puisse faire effectivement* 60^{km} *à l'heure en palier, et calculer dans ce cas les réactions normales et tangentielles du sol, les tensions des chaînes, ainsi que les efforts de poussée exercés par les tendeurs de chaîne sur le châssis.*

II. *Déterminer la rampe limite sur laquelle la voiture peut se maintenir à* 30^{km} *à l'heure en deuxième vitesse, et calculer aussi dans ce cas les mêmes éléments que plus haut.*

Données :

Poids total, $P = 1500^{kg}$ *dont* 900^{kg} *sur l'arrière et* 600^{kg} *sur l'avant ;*

Surface de front, $S = 2^{m^2}$;

Coefficient normal de traction, $f_1 = 0{,}025$;

Rendement du mécanisme, $\rho = 0{,}7$;

Rapport du rayon R′ *des roues dentées de chaînes au rayon* R *des roues,* $\dfrac{R'}{R} = \dfrac{1}{2}$;

Angle des bielles de poussée (tendeurs et chaînes) avec l'horizontale, $\varepsilon = 15°$;

Hauteur du centre de gravité G *de la voiture au-dessus du sol,* $h = 1^m$.

Nota. — *Les candidats au diplôme ne traiteront pas les questions relatives aux tendeurs de chaînes.*

(Novembre 1908.)

Épreuve théorique. — I. *Équilibre dynamique d'une roue motrice.*

II. *Rôle du volant dans la régularisation cyclique de la vitesse d'une automobile* (*ne rien dire des autres rôles du volant*).

III. *Début de la théorie des turbines hydrauliques. On laissera de côté toutes les considérations préliminaires, et l'on établira seulement l'équation de fonctionnement :*

$$uv \cos \alpha = g\mathrm{H}.$$

Épreuve pratique. — *Sur un châssis de petite voiture automobile se trouvent un moteur faisant* 8 *chevaux à* 1500 *tours et une boite de vitesse disposée pour faire* 50^{km} *à l'heure en troisième vitesse,* 25^{km} *en deuxième et* $12^{\mathrm{km}},5$ *en première. Le rayon moyen des cônes d'embrayage est* $r = 0^{\mathrm{m}},15$; *leur demi-angle au sommet est* $i = 20^{\circ}$; *leur coefficient propre de frottement est* $f = 0,5$.

Déterminer :

1° *Le poids que doit avoir cette voiture pour qu'on puisse faire effectivement* 50^{km} *à l'heure en palier* [*coefficient de traction* $f_1 = 0,25$; *rendement du mécanisme* $\rho = 0,7$; *surface de front* $\mathrm{S} = 1^{\mathrm{m}^2}$];

2° *Les pentes maxima* α *et* β *qu'on pourra monter en deuxième et en première vitesse ;*

3° *Les efforts de poussée* Q *et* Q' *que doit produire le ressort d'embrayage pour que l'accélération de démarrage en première vitesse soit respectivement de* 2^{m} *par seconde en palier et de* 1^{m} *à la montée à la pente* α.

(Juillet 1909.)

Épreuve théorique. — I. *Fonctionnement dynamique du régulateur.* (*Ne donner que l'étude graphique.*)

II. *Mode de fonctionnement de l'embrayage d'une* *automobile. (Établir seulement la relation qui existe entre la poussée exercée par le ressort et l'accélération prise par la voiture.)*

ÉPREUVE PRATIQUE. — *Étudier par le calcul et représenter graphiquement, en tenant compte des forces d'inertie, les variations de la réaction latérale* N *du piston d'un moteur à explosions pendant la période de détente.*

Données :

Alésage 100^{mm}; *course* 120^{mm};

Nombre de tours à la minute 1500;

Taux de la compression 4;

Rapport de bielle à manivelle 4;

Poids de la masse à mouvement alternatif 3^{kg};

Pression due à l'explosion 24^{kg} *par centimètre carré.*

On fera cette étude d'après le diagramme théorique défini par l'équation

$$p = p_0 \left(\frac{v_0}{v}\right)^{1,3},$$

en supposant que l'explosion est instantanée, et qu'elle a lieu sous le volume de la chambre de compression.

(Novembre 1909.)

ÉPREUVE THÉORIQUE. — *Étudier les modes d'action simultanés des ressorts d'arrière et des tendeurs de chaînes d'une automobile :*

1° *Pendant la marche normale à vitesse constante;*

2° *Pendant le démarrage;*

3° *Pendant le freinage sur la transmission.*

ÉPREUVE PRATIQUE. — I. *Exposer brièvement la méthode de Reuleaux pour le tracé des profils conjugués des engrenages.*

II. *Appliquer cette méthode au cas des engrenages à épicycloïdes avec les données suivantes :*

Nombre de dents du pignon $n = 15$;

Nombre de dents de la roue $n' = 25$;

Rayon du pignon $R = 75^{mm}$;

Rayon du cercle auxiliaire $R_1 = 100^{mm}$;

Arc d'approche = arc de retraite = 1 pas.

(Juillet 1910.)

Épreuve théorique. — I. *Équilibrage des masses à mouvement circulaire.*

II. *Équilibrage approché des masses à mouvement alternatif dans le cas du moteur à un cylindre.*

Épreuve pratique. — Première Partie. — *On considère un tramway pesant* 8 *tonnes, qui remorque un wagon pesant* 6 *tonnes. L'effet normal de traction* $f_1 = 10^{kg}$ *par tonne pour l'automotrice et pour la remorque; on néglige la résistance de l'air. Le coefficient d'adhérence* $f = 0,5$. *Le diamètre des roues* $2R = 0,8$.

1° *Calculer le couple moteur effectif total (c'est-à-dire la somme des couples moteurs appliqués aux roues du tramway, supposées toutes motrices) à l'instant où l'on marche à vitesse constante, en montant une rampe de* 5^{mm} *par mètre;*

2° *Même question quand on démarre en palier, à accélération constante, de manière à atteindre la vitesse de* 12^{km} *à l'heure en* 3 *secondes;*

3° *Calculer l'espace parcouru pendant le freinage sur une pente de* 3^{mm} *par mètre, en supposant qu'on freine à un instant où l'on fait* 15^{km} *à l'heure, et qu'on utilise toute l'adhérence de l'automotrice;*

4° *Même question en supposant qu'on utilise aussi toute l'adhérence de la remorque.*

Deuxième Partie. — *Déterminer, en se servant de l'intégrateur d'Amsler, l'ellipse centrale d'inertie d'un profil de fer double* T *à ailes inégales, donné en vraie grandeur.*

(Novembre 1910.)

Épreuve théorique. — I. *Étendre les principaux résultats de la théorie générale des turbines :*

1° *A la turbine Jonval à tube de succion;*

2° *A la turbine Girard à libre déviation.*

II. *Exposer la méthode de Reuleaux pour le tracé des profils conjugués des engrenages cylindriques extérieurs.*

L'appliquer au cas des engrenages à denture épicycloïdale.

ÉPREUVE PRATIQUE. — I. *Une automobile étant lancée à toute vitesse en palier et en ligne droite, on serre le frein de la transmission d'une manière bien continue. Au bout de quelques secondes, quand les oscillations du châssis ont cessé, un observateur constate par les méthodes de la chronophotographie qu'à un certain instant, la vitesse est de* 30^{km} *à l'heure et l'accélération de retard égale à* $\frac{g}{4}$. *Trouver à cet instant toutes les réactions normales du sol, toutes les réactions tangentielles, les efforts de freinage aux jantes des roues motrices, le couple résistant sur la partie du frein, la tension des brins inférieurs des chaînes et celle des bielles de poussée. (On supposera que l'état d'équilibre dynamique est atteint et l'on négligera les petites modifications de flèche des ressorts.)*

Données :

Poids total, $P = 1600^{kg}$ *dont* 950^{kg} *sur l'arrière et* 650^{kg} *sur l'avant, quand la voiture est immobile sur un sol horizontal;*

Surface de front, $S = 2^{m^2}$;

Coefficient normal de traction. $f_1 = 0,025$;

Rendement du mécanisme, $\rho = 0,75$;

Rayons des roues, $R = 0^m,45$;

Hauteur du centre de gravité total au-dessus du sol, $h = 1^m,25$:

Hauteur du centre de poussée de l'air, $h' = 1^m,75$;

Empattement, $l = 2^m,65$;

Rapport. $\frac{R'}{R} = \frac{1}{2}$;

Obliquité des bielles de poussée, $\varepsilon = 15^\circ$;

Obliquité des brins inférieurs des chaînes, $\eta = 2\varepsilon$:

Coefficient de démultiplication de la poulie de frein aux roues, $m' = 3,2$.

II. *Méthode dynamique pour déterminer le module d'Young par la flexion uniforme d'une tige; établir l'équation fondamentale et indiquer le mode opératoire.*

Application numérique. — *La tige fléchie a* 30^{cm} *de lon-*

gueur et $0^{cm},12$ *de diamètre. Les balanciers, à section carrée de* $1^{cm},3$ *de côté, ont* 32^{cm} *de longueur; leur masse commune est de* 450^{g}. *La durée de 50 oscillations complètes est de* $74^{s},2$. *Calculer le module* E *de la matière supposée homogène qui forme la tige.* (Juillet 1911.)

ÉPREUVE THÉORIQUE. — I. *Dans la théorie du régulateur à action directe, on exposera les questions suivantes :*

Interprétation graphique des équations d'équilibre. Sensibilité;

Comparaison au point de vue de la sensibilité entre le régulateur de Watt et celui de Porter;

Inconvénients de l'isochronisme absolu.

II. *Théorie de l'embrayage à cônes de friction employé sur les voitures automobiles.*

ÉPREUVE PRATIQUE. — I. *Description et mode de fonctionnement :* 1° *Du moulinet dynamométrique;*

2° *De la balance dynamométrique simple de Charles Renard.*

II. *Avant-projet d'une turbine axiale d'action à joint noyé.*

Données :

Débit, $Q = 3^{m^3},5$;

Hauteur de chute, $H = 2^{m},4$.

On prendra :

Hauteur effective, $H_1 = 0,81\ H$,

$$\alpha = \alpha_1 = 25^{\circ}, \qquad a = 0,3\,r, \qquad n = 42, \qquad e = 3^{mm}.$$

On laissera de côté la question des aubes.

On rappelle les deux formules suivantes :

$$\rho = 1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \frac{\sin^2\frac{\alpha_1}{2}}{\cos^2\alpha},$$

$$\frac{a_1}{a}\left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \frac{\sin\alpha_1}{\sin 2\alpha} = 1.$$

(Novembre 1911.)

ÉPREUVE THÉORIQUE. — Question de cours. — 1° *Rôle du volant dans le cas des moteurs d'automobiles;*

2° *Cycle de Joule; sa définition; calcul de son rendement. Ce cycle est celui de meilleur rendement entre deux pressions données.*

Problème. — *Un cube élastique isotrope subit une déformation infiniment petite dont les composantes du déplacement, suivant des axes coordonnés joignant les centres des faces opposées du cube, sont, au point* (x, y, z),

$$u = k(y - z)x, \qquad v = k(z - x)y, \qquad w = kz(x - y),$$

k *désignant une constante de faible valeur. On demande de calculer :*

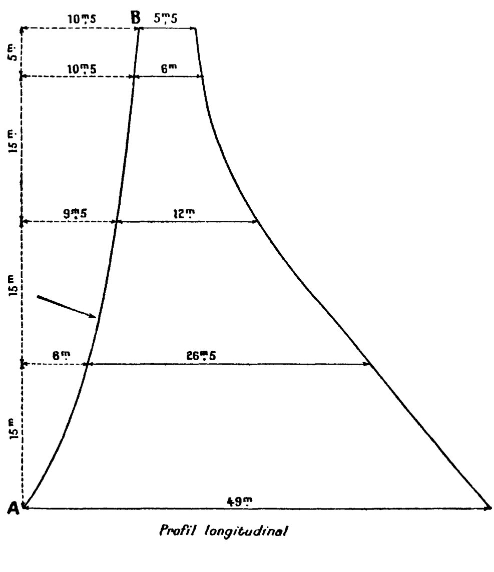
1° *La variation de volume du cube;*

2° *Le potentiel d'élasticité;*

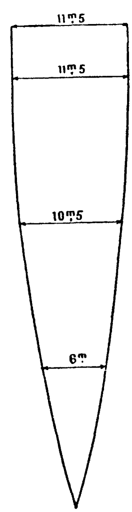
3° *Les forces capables de produire cette déformation.*

Épreuve pratique. — I. *Déterminer la courbe de pression dans le barrage défini par le croquis ci-après (barrage du gouffre d'Enfer, réservoir du Furens), le poids de la maçonnerie étant de* 2250^{kg} *par mètre cube.*

Vérifier si les conditions de stabilité sont satisfaites.



Profil longitudinal



Profil transversal

II. *On quitte une route en ligne droite pour entrer, avec une vitesse de* 10^m *à la seconde, sur un cercle de* 50^m *de rayon. Le virage se fait pendant que la voiture avance de* 5 *fois l'empattement. On donne :*

Rayon des roues. $R = 0^m,45$;

Voie, $2e = 1,4$;

Empattement, $l = 2^m,6$;

Rapport entre le rayon des roues de chaînes et celui des pignons, $\mu = 4$;

Rapport entre les nombres de dents des engrenages coniques et des pignons satellites du différentiel, $\mu' = 2$; *et l'on demande de déterminer l'accélération angulaire moyenne des pignons satellites pendant le virage.*

(Juillet 1912.)

Épreuve théorique. — I. *Établir la formule de Lamé relative à la résistance des enveloppes cylindriques épaisses.*

II. *Mode de fonctionnement des freins établis sur la transmission d'une automobile à chaînes. On établira l'équilibre dynamique des roues freinées et le mode d'action des ressorts de ces roues, et l'on montrera comment les chaînes et les bielles de poussée retiennent le châssis.*

Épreuve pratique. — I. *On considère une automobile construite de manière à faire* 60^{km} *à l'heure en quatrième vitesse et* 12^{km} *en première, quand le moteur tourne à sa vitesse normale de* 1200 *tours à la minute.*

1° *Déterminer la puissance du moteur pour que la voiture puisse faire effectivement* 60^{km} *à l'heure en palier.*

2° *Déterminer la rampe limite sur laquelle la voiture peut se maintenir à* 30^{km} *à l'heure, en quatrième vitesse, en supposant qu'à* 600 *tours le couple moteur soit majoré du* $\frac{1}{6}$ *de sa valeur normale.*

3° *Déterminer l'effort de poussée que doit produire le ressort d'embrayage pour que l'accélération de démarrage soit de* 2^m *par seconde en palier, en première vitesse.*

Données :

Poids total en ordre de marche, $P = 1800^{kg}$;

Surface de front, $S = 2^{m^2}$;

Coefficient normal de traction, $f_1 = 0,025$;

Rendement du mécanisme, $\rho = 0,75$;
Rayon moyen des cônes d'embrayage, $r = 0,18$;
Demi-angle au sommet de ces cônes, $i = 20^\circ$;
Coefficient moyen de frottement de ces cônes, $f = 0,5$.

II. *Déterminer le diamètre d'un arbre de transmission de* $2^{m},50$ *de longueur entre milieux* A *et* B *des portées sur paliers.*

L'arbre reçoit son mouvement d'une poulie C *de* $0^{m},45$ *de rayon et le transmet à deux poulies identiques* D *et* E *de* $0^{m},225$ *de rayon; les centres des poulies sont définis par les relations* $AC = BD = DE = 0^{m},50$.

Les brins de la courroie de C *sont inclinés à* 45° *sur la verticale; ceux des courroies de* D *et de* E *sont verticaux.*

L'arbre fait 90 *tours par minute, la puissance transmise* $W = 10$ HP *se répartit également entre* D *et* E,

$$W_D = W_E = 5 \text{ HP}.$$

Le coefficient de frottement des courroies sur les poulies est $f = 0,2$.

On prendra comme échelle des longueurs $\frac{4}{100}$.

(Novembre 1912.)