

# TEORIA STABILITĂȚII LOCOMOTIVELOR

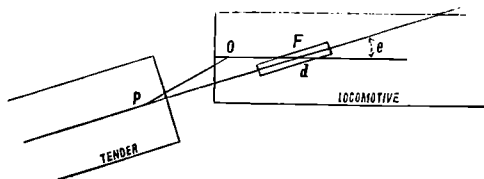
(Urmare și fine)

## XVI. Studiu cinematic al atelagelor convergente.

Principala condițiune de realizat este că mișcarea relativă ce face tenderul în raport cu locomotiva, sau invers, la trecerea curbelor, să consistă într-o simplă rotațiune împrejurul punctului de intersecțiune teoretic.

Pentru a realiza, într'un mod strict, această condițiune, ar trebui ca cuplarea să consistă într-o articulare simplă așezată în punctul F. Însă această soluțiune nu e de cât excepțional realizabilă, din cauza pozițiunii ce ocupă adesea ori punctul F, în focar de exemplu.

Generalisând condițiunea precedentă, putem baza mișcarea relativă între locomotivă și tender pe o altă lege, ast-fel ca axele celor două vehicule să se taie continuu în puncte vecine de punctul teoretic.



(Fig. 21)

Suntem ast-fel conduși a alege printre un număr oare-care de legi de mișcare, și problema, care mai întâi pare nedeterminată, poate fi rezolvată prin sinteza cinematică, după metodele indicate de Reuleaux.

Unghiul  $\theta$  (fig. 21), ce formează axele locomotivei și a tenderului, se ridică, în cele mai forte curbe, la  $5^\circ$  maximum. Să presupunem cele două vehicule așezate în pozițiunea normală (centrele osii-

lor extreme pe o aceeași circonferință având drept centru centrul curbei); axele lor se taie în punctul teoretic F. Atelagiul consistă obicinuît într'o bază OP care unesc un punct oare-care O al axei locomotivei cu un punct oare-care P al axei tenderului. Să presupunem, că pentru ca să trecem de la pozițiunea conaxială la aceea reprezentată pe fig. 21, tenderul se învârtescă împrejurul centrului O. Punctul P dă naștere atunci la o circonferință de centru O; după condițiunea pusă la începutul acestui paragraf, punctul P ar trebui să dea naștere la o circonferință cu centru F. Pentru a realiza o mișcare vecină de aceasta din urmă, n'avem de cât să silim axa tenderului să alunece pe punctul F, fix pe locomotivă. S'ar putea, de exemplu, să punem în F o culisă d, mobilă împrejurul unui ax vertical trecând prin F și, în această culisă, s'ar angagea axa tenderului, presupusă materializată.

Pentru a face din lanțul cinematic din fig. 21 un mecanism, n'avem de cât să facem fix unul din membrele sale, OF sau PF, și fie-care din aceste cazuri dă o soluțiune, de altmintealea ne-realizabilă în practică, a problemei de cuplare.

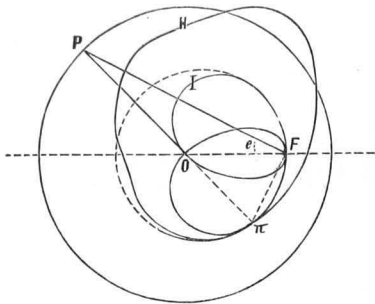
Aceste mecanisme intră în seria celor ce Reuleaux numește: mecanisme cu manivelă.

Ele prezintă variante după pozițiunea punctelor O, P și F, și după cum punctul F e presupus fix la locomotivă sau la tender.

Geometria cinematică permite a determina legile mișcării mecanismelor cu manivelă.

Să considerăm mecanismul din fig. 21 în care membrul DF e presupus fix. În timpul mișcării, toate punctele lui OP descriu circonferințe cu cen-

tru O. Însă punctul P al membrului OP aparține în același timp și membrului PF. Deci mișcarea drepte PF este ast-fel că unul din punctele sale, P, descrie o circonferință de raza OP, pe când ea e supusă a trece mereu prin punctul fix F (fig. 22).



(Fig. 22)

Centrul instantaneu de rotațiune se obține luând intersecțiunea normalelor la două traiectorii oarecare născute de două puncte ale lui PF. Se află deci în  $\pi$ , la întâlnirea lui OP cu perpendiculara ridicată în F la PF. Curba I, locul punctelor R, este baza de rezolvire. Pentru a avea ruleta, mijlocul cel mai simplu e de a resturna mișcarea, adică de a presupune PF fix și OF mobil. Obținem ast-fel curba II.

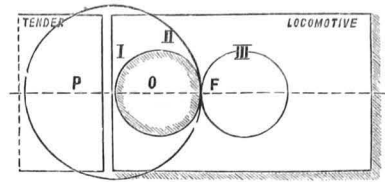
Mișcarea mecanismului din fig. 21 este dar redusă la rostogolirea curbei I pe curba II.

Însă, unghiul ce fac axele locomotivei și tendeurului, în cazul cel mai defavorabil (trecerea unei curbe de 180 metri de rază), este la maximum de  $5^{\circ}$ ; rezultă că, din punctul de vedere al mecanismului de cuplare, nu e util de a ține cont de cât de părțile curbelor I și II, vecine de punctul F; și aceste părți pot fi înlocuite cu o foarte mare aproximațiune prin cercurile lor osculatoare respective.

Dacă căutam razele de curbură ale curbelor I și II găsim că, atunci când PF coincide cu OF, raza de curbură a ruletei II este egală cu  $\frac{c(a+c)}{2a}$  (aOP,cOF) și e însoțită de aceeași bază de rostogolire I. De altă parte, raza bazei de rostogolire este egală cu raza cercurii inflexiunilor.

Rezultă că mișcarea mecanismului cu manivelă, în limitele în care e suficient a o considera, revine la mișcarea unui mecanism à la Cardan și că se poate considera ca rezultând sau din roto-

golirea cercului osculator II pe cercul osculator I, sau din rostogolirea circonferinței inflexiunilor a mișcării inverse I (fig. 23). În această figură, hașurele indică membrele presupuse fixe.



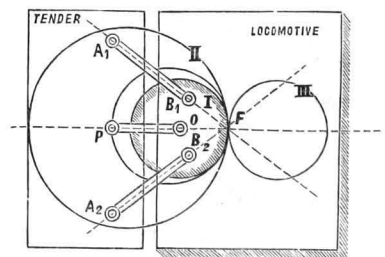
(Fig. 23)

Acum că mișcarea relativă ce săvârșește locomotiva și tenderul, însă în raport cu cel-l'alt, este redusă la rostogolirea a două cercuri cunoscute, se poate:

1<sup>o</sup> Găsi mecanismele de cuplare realizând această mișcare;

2<sup>2</sup> Recunoaște dacă acuplările întrebuințate în practică satisfac la condițiunile teoretice.

*Cuplare formată de trei bare de atelagiu* (fig. 24). — Locomotiva (cercul I) e presupusă fixă și tenderul (cercul II) este mobil. În rostogolirea cercului II pe cercul I, punctul P dă naștere la o cardioidă care, pentru pozițiunea indicată a punctului P, este osculatrice cu cercul descris de O ca centru cu raza OP. Dacă luăm alte două puncte  $A_1A_2$  ale tenderului, simetrice în raport cu axa, fie-care din ele dă naștere la o cardioidă, al cărei centru de curbură  $B_1$  sau  $B_2$  se poate determina într'un mod foarte simplu, prin construcțiunea lui Savary. Acuplarea va fi formată de trei bare  $A_1B_1$ , OP,  $A_2B_2$  legate de locomotivă și de tender prin cozile așezate la extremitatea lor.



(Fig. 24)

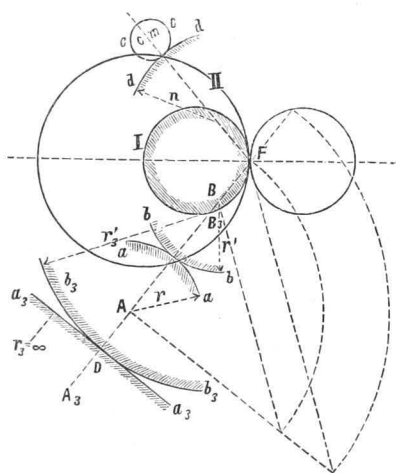
Un asemenea atelagiū ar constitui în realitate o legătură invariabilă dacă nu s'ar menagea un oare-care joc între cozile și ochiurile barelor de atelagiū.

E posibil de a da celor trei bare lungimi egale;

n'avem de cât să determinăm convenabil pozițiunea punctelor  $A_1$  și  $A_2$  plecând de la ipoteza că raza de curbură a cardioidei născută de aceste puncte trebuie să fie egală cu  $OP$ .

*Cuplare formată de bare de atelagiu și de tampoane.* — Rolul îndeplinit de cele două bare de atelagiu  $A_1B_1$ ,  $A_2B_2$  poate fi asemenea îndeplinit, și cu mai puține inconveniente practice, prin două cuple de tampoane profilate într'un mod convenabil.

Să considerăm fig. 25 și să adaptăm la tender un profil oare-care  $aa$ ; el învâluie în mișcarea determinată de răstogolirea cercului II pe cercul I un alt profil, care poate fi fixat la locomotivă.



(Fig. 25)

Să presupunem de exemplu, că profilul  $aa$  ar fi un arc de cerc având centrul său în  $A$ .

În mișcarea tenderului în raport cu locomotiva, punctul  $A$  dă naștere unui element de cardioidă al cărei centru de curbură se află în  $B$ . Arcul de cerc  $aa$ , legat cu mișcarea punctului  $A$ , învâluie o curbă  $bb$ , echidistantă de cardioidă născută de  $A$  și având prin urmare același centru de curbură  $B$ . Profilul  $bb$  poate dar, printr'o slabă amplitudine unghiulară a mișcării, să fie înlocuit printr'un arc de cerc de raza  $BA - Aa$ .

Dacă presupunem că punctul  $A$  al sistemului II se depărtează la infinit, centrul de curbură corespunzător,  $B$ , se află pe circonferința inflexiunilor mișcării inverse, adică pe circonferința I. Prin urmare, se poate lua pe o rază oare-care eșită din  $F$ , într'un punct oare-care  $D$ , un profil plan  $a_3a_3$  și avem în  $DB_3$  imediat raza de curbură a profilului corespunzător.

Dacă raza  $m$  a unui profil învâluitor e destul de mică, după cum se întâmplă în punctul  $C$ , profilul ce poate fi realizat cu ajutorul unui rulou. Acesta e, după D. Hartmann, profilul cel mai convenabil pentru că alunecarea ce se produce între celelalte profile e transformată aci într'o rostogolire.

Fig. 1 (Pl. I) reprezintă unul din tipurile de atelagiu imaginate de D. Hartmann.

Atelagele convergente, din care există un mare număr de tipuri în Germania, n'au fost aplicate în Franța de cât într'un mod foarte restrâns. Rețelele de Vest și mai cu seamă acea a Statului au pus în us sistemul de tampoane al D. Edmond Roy, care constituie un atelagiū convergent, destul de depărtat de altmintrelea de condițiunile teoretice expuse mai sus.

Atelagele convergente prezintă toate, într'un grad mai mare sau mai mic, inconvenientul de a îngreua deplasările relative ale locomotivei și ale tenderului, pentru că, afară numai dacă cuplarea este strânsă, se desvoltă între tampoanele usate nisce forțe de frecare considerabile. Afară de aceasta e de observat că raza de curbură a profilelor trebuie sau să rămâie constantă sau să meargă descrescând de la punctul de contact corespunzător pozițiunei conexiale. Usura tinde, din contra, adesea ori a o face să meargă crescând; ea modifică în ori-ce cas forma acestor profile, ce e esențial a păstra constantă. Atunci deplasarea nu mai e posibilă și legătura e invariabilă.

Resultă că atelagele convergente provoacă, astfel după cum constatarea s'a făcut adesea ori pe drumurile de fer ale Statului, dese rupturi de atelagii. Nu se pot evita aceste rupturi de cât nestrângând cuplarea, în care cas nu mai are eficacitatea în virtutea căreia a fost creată și este inferioară, din toate punctele de vedere, atelagiului ordinar.

Se poate presupune că atelagiul D. Hartmann, în care tampoanele tenderului sunt nisce suluri, ceea ce înlocuesce frecarea printr'o rostogolire, și în care nimic nu împedică a da tenderului principal un arc de tracțiune, evită cea mai mare parte din inconvenientele arătate și prezintă o mobilitate suficientă, păstrându-și în același timp eficacitatea. Nu știu dacă s'a aplicat până acum acest atelagiu în Germania sau într'altă parte.

În fond, influența cuplărei convergente este

aproape identică cu cea a cuplării ordinare, cind aceasta e bine strînsă. Și una și alta tinde a micșora deviațiunea locomotivei, atît în linie dreaptă cît și în curbă, și prin urmare a atenua în linie dreaptă mișcarea *de lacet*, în curbă *împingerea radială*.

### CAP. III.

**Aplicațiunea studiului mișcării de șovăire (lacet) a unei locomotive de călători cu două osii cuplate și cu două osii purtătoare, una înainte, cea laltă înapoi**

#### XVII.—Mașina singură

O locomotivă poate fi considerată ca singură, cind atelagiul cu tenderul este slăbit.

Să luăm ca exemplu locomotiva a cărei siluetă și datele principale sunt indicate pe fig. 1 Pl. II). *Cutiile de unsoare* a roților d'înainte și d'îndărăt sunt presupuse însoțite de plane înclinate de 10 p. 100, permițînd o deplasare de 15 milimetri de fie-care parte.

Momentul de inerție a unei asemenea locomotive e de vr'o 90,000, unitățile fiind metrul și masa kilogramului.

Conicitatea tuturor roților e presupusă aceeași și egală cu  $\frac{1}{15}$ . Semi-jocul căi în linie dreaptă este de 12 milimetri.

Vom presupune că iuțeala e de patru învîrturi pe secundă, cea ce dă, roțile motoare avînd 2 metri de diametru,  $V=25^m$ , 13 pe secundă, adică  $90^{km}$ , 468 pe oră.

Vom studia mișcarea *de lacet* în linie dreaptă.

La origina timpului,  $t=0$ , presupunem că  $\theta=0$ . Valorile lui  $\zeta$ , deplasarea laterală a centrului de gravitate, și a lui  $\frac{d\theta}{dt}$ , iuțeala unghiulară, sunt, după cum am văzut la § VI, prima foarte vecină de semi-jocul căi.  $\varepsilon$ , și a doua foarte slabă.

Presupunem că pentru  $\theta=0$ , centrul de gravitate al locomotivei e la dreapta axei căi. Rotațiunea va începe a se face către stînga, căci, dacă nu s'ar face, toate forțele de frecare ale roților pe șine ar da un moment  $M=\Sigma l P e$ , tinzînd a face să se învîrtească către stînga și avînd o valoare ridicată, 3382 în exemplul nostru; acest

moment poate fi inferior momentului  $N$  al forțelor ce lucrează asupra *longeronilor* (fig. s, Pl. I), cind acesta e de semn contrar și vecin de maximum seu; însă aceasta n'are loc de cît un timp foarte scurt. Mișcarea se va efectua dar îndată ce vom avea în valoare absolută:  $M > N$ , cind  $N$  e de semn contrar cu  $M$ .

La început, rotațiunea poate fi contrariată de contactul cu șina a *buzei* roților d'îndărăt. În adevăr, dacă, pentru  $\theta=0$ , avem:  $\zeta=\varepsilon$ , toate *buzele* roților din dreapta sunt în contact cu șina, afară numai, cea ce se întîmplă adesea-ori, să nu fie uzate inegal și așa că atunci jocul căi să difere puțin de la o osie la alta. În mișcarea de rotațiune de la dreapta la stînga, *buzele* roților așezate îndărăt de centrul de gravitate tind a se depărta de axa căi, însă sunt împedicate prin contactul lor cu șina, dacă acest contact există pentru  $\theta=0$ . Trebuie atunci, pentru ca rotațiunea să fie posibilă, ca cadrul să poată să se deplaseze în raport cu cele două osii d'îndărăt. Osia purtătoare d'îndărăt fiind însoțită de plane înclinate, cadrul poate să se deplaseze surmontînd rezistența ce determină. Cît despre osia cuplată, e rar să nu aibă un joc oare-care, de  $\frac{1}{2}$  la 1 milimetru, prin urmare, cadrul 'și poate începe rotațiunea. Chiar cind această osie cuplată n'ar avea absolut nici un joc, rotațiunea ar fi încă posibilă, căci fața verticală a șinelor, în contact cu *buzele*, nu este riguros un plan echidistant de axa căi; *la joantele* șinelor, de exemplu, sunt totdeauna inegalități apreciable.

E suficient de altmîntrelea, d'un joc foarte mic pentru ca rotațiunea să ia naștere și să continue a se desvolta. Acest joc foarte mic permite, într'adevăr, o deviațiune  $\theta_0$  asemenea foarte mică, după care distanța  $\zeta_3$  *buza* roței cuplate la axa căi nu mai poate crește și rămîne constantă. Avem dar:  $\zeta_3 = \zeta + l_3 \theta$ , relațiunea care arată că  $\theta$  nu mai poate crește de cît dacă  $\zeta$  descresce. Inșă,  $\zeta$  descresce în adevăr în virtutea iuștei laterale  $V\theta$  care duce centrul de gravitate către interiorul căi; deci  $\theta$  poate crește satisfăcînd relațiunea:

$$\frac{d^2 \zeta}{dt^2} + l_3 \frac{d\theta}{dt} = 0,$$

cea ce dă legea mișcării:

$$(1) \quad \theta = \theta_0 e^{-\frac{V}{l_3} t};$$

$\theta_0$  fiind foarte mic,  $\theta$  și  $\frac{d\theta}{dt}$  crește mai întîi foarte

incet, cea ce face că locomotiva percurge un drum oare-care rămânând lipită de șina din dreapta.

Contactul *buzei* roții cuplate cu șina produce o reacțiune dînd un moment opus rotațiunei, care are de efect de a constrînge mișcarea să satisfacă la relațiunea exponențială (1). Această relațiune rămîne aplicabilă cît timp iuțeala  $\frac{d\theta}{dt}$  dedusă din (1) este inferioară iuțelei ce ar resulta din jocul liber al forțelor producînd momentele  $M$  și  $N$ . Indată ce e superioară, iuțeala  $\frac{d\zeta}{dt}$  a centrului de

gravitate e mai mare ca  $l_a \frac{d\theta}{dt}$ , și *buza* roții cuplate se depărtează de șină.

Mișcarea ce analizăm nu se produce de obicei; e destul pentru aceasta ca osia de cuplare să aibă un joc de 1 milimetru. Afară de aceasta, construcțiunea, la care vom proceda mai departe, arată că, pentru  $\theta=0$ ,  $\zeta$  nu e de tot egal cu  $\varepsilon$ ; e o diferență de vr'o câte-va părți din a țecea de milimetru.

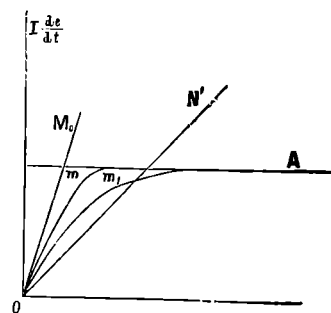
Vom admite dar pentru a simplifica că nimic nu jenează mișcarea la plecare; vom ține numai cont de existența planelor inclinate ale osiei d'îndărăt cari joacă cît timp:  $\zeta + l_a \theta > \varepsilon$ .

Momentul  $N$  e represintat de curba din fig. 5, Pl. II. Dacă facem Cuadratura acestei curbe plecând de la momentul cînd  $N$  începe a fi pozitiv, obținem curba  $N'$  fig. 3, Pl. IV) a cărei ramuri ascendentă și descendentă se pot înlocui, după cum am observat la § VI, prin două drepte. Inceputul rotațiunei poate corespunde la un punct oare-care al curbei  $N'$ ; presupunem că în punctul  $n'_0$  sau  $n_0$  al curbei  $No$ . Prin urmare,  $N$  rămîne pozitiv, adică favorisează mișcarea, în timp de  $\frac{6}{100}$  din secundă, apoi devine negativ, etc.

De altă parte, momentele forțelor de frecare ale fie cărei osii (presupunînd presiunea roților pe puntele de sprijin inevitabilă și, prin urmare, neglijînd oscilațiunile arcurilor, în prima aproximație; presupunînd, afară de aceasta, că coeficientul de frecare sau aderența e de  $\frac{1}{10}$ ) sunt date de abaca de la fig. 3, Pl. II. În abaca fie-care cadran corespunde la o osie.

E vorba să construim curbă iuțelei  $l \frac{d\theta}{dt}$  în pri-

mul interval de timp de 0,06 în care  $N$  rămîne pozitiv și egal în mijlociu cu 1.500. Iuțeala, dacă e nulă pentru  $t=0$ , crește repede, pentru că  $M$  și  $N$  sunt favorabile, până la oare-care valoare limită pentru care  $M$  e negativ și egal cu  $N$  în valoare, absolută. Această valoare limită e lesne de găsit căutând pe abacă pentru o valoare de  $\frac{d\theta}{dt}$  suma momentelor este egală cu -1.500. Cînd  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3$   $\varepsilon_4 = -\varepsilon$ , găsim  $M = -1.500$  pentru  $l \frac{d\theta}{dt} = 140$ . Avem dar o primă curbă apropiată a iuțelei, aceasta e dreapta  $A$  care are ca ordonată constantă  $l \frac{d\theta}{dt} = 140$  (fig. 16). Curba exactă pleacă din origina o și merge de întîlnesce dreapta  $A$ . Pentru a avea o primă aproximațiune, putem pre-



(Fig. 26).

supune că momentul  $M$  păstrează valoarea  $M_0$  ce are pentru  $t=0$ ,  $\frac{d\theta}{dt} = 0$ . Fie  $oN'$  dreapta reprezentând  $\int N dt$ . Valorile lui  $\int M_0 dt$  vor fi asemenea reprezentate de o dreaptă și, prin urmare și valorile lui  $\int N dt + \int M_0 dt$ , printr'o dreaptă ast-fel ca  $OM_0$  care constituie prima aproximațiune a curbei iuțelei. Cu valorile lui  $l \frac{d\theta}{dt}$  deduse din  $oM_0$ , vom construi prin punte curba momentelor  $M$  și, făcînd cuadratura, vom obține în a doua aproximațiune curba  $Om_1$ . Ea se află, în raport cu  $OM_0$ , de cea laltă parte a curbei reale a iuțelilor, căci valorile lui  $M$  în a doua aproximație sunt inferioare valorile reale, fiind deduse din iuțeli superioare valorilor reale. Continuînd în același mod a calcula valorile momentelor  $M$  și a iuțelilor, se recunoaște că obținem curbe cari sunt succesiv de o parte și de alta a curbelor reale de cari se apropie cîn ce în ce mai mult; ele au prin urmare, pe acest

din urmă ca limite. Ast-fel găsim curbă Om, care vine de se unesc tangențial cu dreapta A.

Prin cuadraturi deducem valorile lui  $l\theta$  și  $\Delta \zeta = \int V\theta dt$ .

Am presupus mai sus că, pentru  $t = 0$ , avem  $\frac{d\theta}{dt} = 0$ . În realitate nu este așa, după cum vom vedea la finele construcției noastre, când originea  $t=0$  corespunde la un punct al curbei  $N'$  vecin de maximum. Iuțala unghiulară începe a crește înainte de a avea:  $t = 0$ , din momentul când  $N$  e favorabil mișcării; când  $\theta$  devine nul, această iuțală e deja vecină de valoarea limită calculată mai sus.

Vom lua dar, plecând de la  $t = 0$ , dreapta  $\frac{d\theta}{dt} = 140$  ca curbă a iuțelei. De unde vom deduce pe  $l\theta$  și  $\zeta$  (fig. 2, Pl. V).

Pentru  $t = 0''{,}06$ ,  $N$  schimbă semnul și este negativ în același timp cu  $M$ . Iuțala unghiulară nu poate de cât să scadă și va scădea până ce  $M$  însuși va schimba semnul și va dobândi o valoare pozitivă egală cu  $N$  în valoare absolută; iuțala corespunzătoare va fi iuțala limită. Luând ca valori ale lui  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ , acelea corespundând la  $t = 0''{,}06$ , găsim că pentru iuțala  $\frac{d\theta}{dt} = 20$   $M = +2.500 = -N$ .

Curba de recordare, pentru a trece de la iuțala  $\frac{d\theta}{dt} = 140$  la iuțala  $\frac{d\theta}{dt} = 20$ , se construiește prin aproximațiuni succesive, după cum am văzut mai sus.

Pentru  $t = 0''{,}15$ ,  $N$  redevine pozitiv. După valorile lui  $\zeta$  și  $\theta$  pentru  $t = 0''{,}15$ , se calculează  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ , și se găsește pe abace că pentru iuțala limită  $\frac{d\theta}{dt} = 130$ ,  $M = -1.500 = -N$ .

Pentru  $t = 0''{,}31$ ,  $N$  e negativ; iuțala descresce la zero.

Pentru  $t = 0''{,}40$ , centrul primei osii a trecut la stînga axei căi, pe când centrele celorlalte osii sunt încă la dreapta. Valorile lui  $\varepsilon_n$  sunt de altminterlea următoarele:  $\varepsilon_1 = -1^{mm}, 2$ ,  $\varepsilon_2 = -2^{mm}$ ,  $\varepsilon_3 = -5^{mm}, 4$ ,  $\varepsilon_4 = -8^{mm}, 2$ . De la  $t = 0''{,}40$  iuțala crește puțin; ea redevine nulă când centrul celei d'a doua osii străbate axa căi.

Pentru  $t = 0''{,}36$ , centrul ultimei osii este încă

la dreapta axei căi,  $N$  e negativ, și iuțala de rotațiune tinde a lua o valoare negativă, care e la limită:  $\frac{d\theta}{dt} = -25$ .

Pentru  $t = 0''{,}68$ ,  $l\theta = 31$ ,  $\zeta = 8$  milimetrii avem:  $\zeta + l\theta = 12$  milimetri =  $\varepsilon$ ,

și buza roței stîngi a primei osii vine în contact cu șina. La acest moment, deviațiunea  $\theta$  a mașinei a început a descresce, însă ansamblul mașinei nu continuă se duce spre stînga, din faptul iuțelei laterale  $V\theta$ .

Numai, pentru ca mișcarea să se poată continua, osia d'înainte rămânând fixă în urma contactului cu șina a buzei roței stîngi, trebuie ca planul inclinat să funcționeze, cea ce introduce o rezistență noastră, al cărei moment este, după cum s'a văzut la § X.

$$(M'_1 = \frac{I}{10} + f) (P'_1 + P'_2) l + f (P_1 + P_2) e,$$

și are o valoare de  $vr'0.4700$ . Acest moment este dar foarte considerabil, când osia d'înainte ru e descărcată, și produce o accelerațiune repede a mișcării de rotațiune în sens invers, tinzînd a redresa axa mașinei.

În cea ce precede n'am ținut cont de variațiunea presiunilor  $P$  ale roților pe puntele de sprijin, pe șine, variațiune datorită oscilațiunilor arcurilor, și într'adevăr nu are de cât puțină influență în toată partea mișcării considerate pîna aci, mai întâi pentru că această variațiune se face repede și apoi pentru că, toate roțile intervenind în același mod în producțiunea forțelor de frecare, variațiunea sumei momentelor acestor forțe este relativ slabă, de oare-ce descărcătura unora din roți d'înainte este în contact cu șina, nu mai e tot așa, din cauza jocului planului inclinat care produce o rezistență preponderentă, afară numai, când, ținînd seamă de oscilațiunile arcurilor, presiunile cadrului asupra cutiilor de unsoare,  $P'_1$  și  $P'_2$  sunt inferioare valorii lor normale. Momentul  $M'_1$  poate dar varia în limite întinse, și mișcarea de rotațiune subsecventă poate prezenta două cazuri bine distincte.

$1^0$  Presupunem că osia d'înainte n'ar fi descărcată. Momentul  $M'$  este cel puțin egal cu  $4.700$  și este negativ. Momentul  $N = 1.500$  tinde a face să se învîrtească de la dreapta la stînga; însă, din cauza lui  $M'_1$ , rotațiunea se face în realitate în sens invers, cu o iuțală limită ce se va obține

echilibrând diferența  $N+M_1 = -3.200$  cu suma momentelor forțelor de frecare ale celorlalte roți.

Găsim ast-fel:  $I \frac{d\theta}{dt} = -140$ , și rotațiunea către dreapta se face foarte iute.

E de remarcat că această iuțeală are o limită care depinde de  $\theta$ . În adevăr, pentru ca planul înclinat să joace, trebuie ca buza roței stîngi să nu înceteze de a rămâne în contactul șinei, adică că trebuie să avem:

$$\zeta + l_1 \theta \leq \varepsilon.$$

Condițiunea  $\zeta + l_1 \theta = \varepsilon$ , sau

$$\frac{d\zeta}{dt} + l_1 \frac{d\theta}{dt} = V + l_1 \frac{d\theta}{dt} = 0,$$

dă limita peste care nu trebuie să treacă iuțeala unghiulară negativă pentru ca contactul să subsiste. Însă, pe măsură ce  $\theta$  scade,  $V\theta$  asemenea, pe când  $\frac{d\theta}{dt}$  rămâne aproape constant. Vine dar un moment în care iuțeala unghiulară, mai întâi inferioară (în valoare absolută) lui  $\frac{V\theta}{l_1}$ , îi devine egală, și din acest moment planul înclinat încetează de a funcționa.

De altă parte, dacă n'ar exercita nici o reacțiune, iuțeala  $\frac{d\theta}{dt}$  s'ar pune să descrească și ar redeveni inferioară lui  $\frac{V\theta}{l_1}$ . Resultă că, din momentul

când condițiunea:  $V\theta + l_1 \frac{d\theta}{dt} = 0$ , e realizată, nu e într'adevăr, nici o deplasare a planului înclinat, însă cu toate acestea se exercită o reacțiune, inferioară aceleia ce ar fi capabilă de a produce această deplasare, datorită presiunii buzei pe șină și avînd de efect de a menține condițiunea de mai sus, care devine atunci legea mișcării.

De unde deducem:

$$\theta = \theta_0 e^{-\frac{V}{e_1} t}.$$

Această condițiune subsistă cât timp iuțeala unghiulară, calculată ținînd cont numai de momentele  $M$  și  $N$ , e inferioară acelea ce se deduce din ecuațiunea exponențială. Această primă iuțeală rămâne de obicei inferioară celei d'a doua cât timp  $N$  este contrariu, îi devine însă superioară îndată ce  $N$  este favorabil rotațiunei. Atunci contactul buzei cu șina încetează, și mișcarea mașinei e liberă. Resultă că, când ajungem la  $\theta = 0$ , iu-

țeala de rotațiune e, după cum am admis la început, aproape egală cu iuțeala limită pentru care avem  $M = N$ .

În acest cas, nu e contact cu șina a buzei roței celei d'a doua osii; ciocnirea mașinei pe șină nu depinde de cât de greutatea proprie a primei osii, adică e negligeabilă, și acțiunea statică exercitată de buza roței primei osii pe șină e egală cu reacțiunea planului înclinat, al cărei maximum e:

$$\left(\frac{1}{10} + f\right) (P'_1 + P'_2).$$

Greutatea  $P'_1 + P'_2$  e egală,

când arcurile au săgeata lor normală, cu vr'o 10.000 kilograme, admițînd:  $f = \frac{1}{20}$ , avem:

$$\left(\frac{1}{10} + f\right) (P'_1 + P'_2) = 1.500 \text{ kilograme.}$$

Chiar presupunînd că în momentul precis când se exercită reacțiunea maximă pe șină, presiunea  $P'_1 + P'_2$  asupra cutiilor de unsoare ar fi îndoită, se vede că reacțiunea laterală a buzei pe șină nu trece peste 3.000 kilograme. Această acțiune nu e prea considerabilă, și se poate admite că, în cazul care ne ocupă, locomotiva în mișcarea sa de lacet nu exercită asupra căii nici o reacțiune într'adevăr vătămătoare.

2<sup>o</sup> Însă nu e în tot-d'a-una așa. Presupunem, într'adevăr, că în momentul contactului buzei primei roți din stînga cu șina, osia d'inainte ar fi descărcată în așa fel ca momentul resistent al planului înclinat să fie 2.500, în loc de 4.700, ceea ce corespunde aproape la o descărcătură de jumătate, perfect admisibilă, după cum am demonstrat în studiul oscilațiunilor arcurilor.

Se găsește atunci că iuțeala de rotațiune în sens invers e numai  $I \frac{d\theta}{dt} = 50$  (ținînd cont de supraincărcătura osiilor d'îndărăt corespunzînd la descărcătura celor d'inainte). Construind pe  $I\theta$  și  $\xi$  (partea ab a curbei  $I\theta$  din Fig. 2, Pl. I) vedem că buza roței din stînga a celei d'a doua osii vine în contact cu șina, adică că avem:  $\xi + l_2 \theta = \varepsilon$ , pentru  $t = 0''765$ ,  $I\theta = 28$ .

Așa dar, e suficient ca osia d'inainte să fie descărcată în timp de  $\frac{8}{100}$  din secundă, sau, pentru a vorbi mai esact, e suficient ca descărcătura mijlocie în această durată de timp să aibă o valoare suficientă, pentru ca buza roței celei d'a

doua osii să vie în contact cu şina. Acest fapt, care depinde de concordanţa eventuală a oscilaţiunilor arcurilor cu oscilaţiunile şovăirei maşinei, trebuie să se producă neapărat la oare-cari momente şi să se reproducă chiar periodic. Ca să ne asigurăm, n'avem de cât să comparăm curbele reprezentând cele două feluri de oscilaţiuni; se poate chiar găsi ast-fel intervalul, relativ destul de mare, care separă două ciocniri consecutive a celei d'a doua osii pe cale.

Această d'a doua osie, care e osia motoare principală, este absolut solidară a cadrului. Prin urmare, în momentul contactului buzei uneia din roţile sale cu şina, toată maşina se află oprită şi iuţeaua  $V_0$  e anulată.

Impulsiunea percusiunii primită de şină are drept măsură cantitatea de mişcare perdută şi e, prin urmare, egală cu  $\frac{\pi}{g} V_0$ ,  $\pi$  fiind greutatea totală a maşinei din care s'a scos greutatea proprie a osiei d'înainte.

Pentru  $I_0 = 98$ , iuţeaua  $V_0 = 0^m,03513$ , sau aproximativ 3 centimetri şi jumătate pe secundă,  $V$  fiind egal cu  $25^m,13$ , sau ceva mai mult de 90 kilometri pe oră:

$$\frac{\pi}{g} V_0 = 4.387 \times 0,03513 = 154,115.$$

Să căutăm, ca termen de comparaţiune, care ar trebui să fie înălţimea de cădere a unui berbec de 300 kilograme, pentru ca să producă o ciocnire analogă. Vom avea pentru iuţeaua de cădere,  $V_1$ :

$$\frac{300}{g} V_1 = 154,115,$$

de unde:

$$V_1 = 5^m,02.$$

Aplicând relaţiunea:  $h = \frac{V_1^2}{2g}$ , deducem:  $h = 1^m,30$

Ast-fel ciocnirea laterală a maşinei pe şină este aceiaşi ca aceea a unui berbec de 300 kilograme căzând de la înălţimea de  $1^m,30$ .

Această ciocnire, considerabilă, poate foarte bine să desorganizeze calea, mai cu seamă în părţile sale slabe.

Afară de aceasta, în tot timpul duratei contactului, buza exercită pe şină o împingere laterală, pe care am studiat-o la § IX pentru o maşină cu cadru rigid total. Am văzut că această împingere  $X$  e dată de expresiunea:

$$X = F - \frac{\pi}{g} l_2 \frac{d^2\theta}{dt^2},$$

pe când avem:

$$l_2 \frac{d^2\theta}{dt^2} = N + M + l_1 F.$$

Aci valoarea  $F$  e resultanta forţelor de frecare a celor trei osii d'indărăt, care la limită se poate presupune îndreptată după aceste osii, şi a reacţiunii planelor înclinate d'înainte, care e îndreptată în sens invers de forţele de frecare.

Ținând cont de descărcarea de jumătate pe osia d'înainte şi de supraincărcarea corespunzătoare pe osiile d'indărăt, avem:

$$1^0 \text{ Pentru un coeficient de aderenţă, } f = \frac{1}{10}.$$

$$F = 3.800 - 750 = 3.050, \\ l_2 F = 0,64 \times 3.050 = 1.952.$$

$$2^0 \text{ Pentru } f = \frac{1}{5}:$$

$$F + 7.600 - 750 = 6.850, \\ l_2 F = 0,64 \times 6.850 = 3.904.$$

Suma  $M$  a momentelor forţelor în raport cu cen-

trul de gravitate este, pentru un coeficient  $f = \frac{1}{10}$ ,

$$M = 6.311. \text{ De unde: } M + l_2 f = 8.263.$$

Dând lui  $N$  cea mai mare valoare ce poate avea, adică 4.800, şi presupunând că  $N$  tinde a aplica buza contra şinei, avem:

$$\frac{\pi}{g} l_2 \frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{1}{l_2} \left( 1 - \frac{1}{l_2} \right) (N + M + l_1 F)$$

$$\frac{1}{0,64} (1 - 0,91) (8.263 - 4.800) = 487.$$

Pentru un coeficient de aderenţă de  $\frac{1}{10}$ , avem dar:

$$X = 3.050 - 487 = 2.563 \text{ kilograme.}$$

Găsim de asemenea, pentru un coeficient de

aderenţă de  $\frac{1}{5}$ :

$$X = 6.850 - 1.381 = 5.470 \text{ kilograme.}$$

Împingerea laterală a maşinei pe şină dobândeşte deci, în unele casuri, valori vecine de 6.000 kilograme.

Să reluăm acum analiza mişcărei.

Din momentul când buza roţei osiei motoare e în contact cu şina, rotaţiunea se face în realitate împrejurul centrului acestei osii, iar nu mai împrejurul centrului de gravitate.

Ecuatiunea mişcărei este:

$$l_2 \frac{d^2\theta}{dt^2} = N + M + l_1 F,$$



și rămâne aplicabilă cât timp avem:  $V\theta > l_2 \frac{d\theta}{dt}$ .

Valoarea  $M + l_2 F$  rămâne vecina de maximum sau până către finele intervalului în care această condițiune e realizată, pentru că valoarea  $V\theta$  e la început mult mai mare ca  $l_2 \frac{d\theta}{dt}$ .

Să punem dar, conform cu calculul făcut puțin mai sus,  $M + l_2 F = 8.263$ .  $N = 1.500$  și se opune mișcării de la  $t = 0'',765$  până la  $t = 0'',81$ . Construim dar ușor curba iuțelei în acest interval de timp. Această iuțală crește foarte repede. Pentru  $t = 0'',83$ , avem:  $I \frac{d\theta}{dt} = 440$ ,  $l_2 \frac{d\theta}{dt} = 0,01508$ ,

$l\theta = 12$ ,  $V = 0,015$ . Condițiunea  $V\theta = l_2 \frac{d\theta}{dt}$  se află dar realizată, și contactul celei d'a doua osii cu șina încetează. Din acel timp, nu mai trebuie să ținem cont de cât de reacțiunea planului înclinat d'inainte pentru a studia mișcarea mașinei. Iuțala descresce repede, pentru că toate forțele de frecare dau momente opuse și vecine de maximum lor. N e de altmintrelea favorabil; iuțala va descresce deci până la valoarea limită, 180 aproximativ, pentru care momentele N și M și fac echilibru. Prin urmare, când  $\theta$  devine nul, pentru  $t = 0'',87$ , iuțala e vecină de această valoare limită, și verificăm ast-fel că valoarea inițială a iuțelei, pe care am admis-o la început, este, în toate cazurile exactă.

Deplasarea centrului de gravitate este, pentru  $t = 0'',83$ , dată de relațiunea:  $\xi + l_2 \theta = \varepsilon$ ; de unde  $\xi = 11^{mm},62$ . În momentul când mașina e redresată, pentru  $t = 0'',87$ , avem:  $\xi = 11^{mm},87$ .

Lipsește dar numai  $\frac{13}{100}$  din milimetru pentru ca buzele tuturor roților să fie lipite de șină.

Pasul semi-oscilațiunei mișcării de lacet este vecine de  $\frac{9}{10}$  din secundă. Însă, după cum am spus la începutul acestui paragraf, acest pas poate fi mult mai lungit în unele cazuri, mai cu seamă dacă osia cuplată n'are joc.

#### XVIII. *Influența tenderului asupra mișcării de șovăire (lacet).*

Vom relua studiul de mai sus ținând cont de

acțiunea tenderului, care, după cum s'a spus la § XIV, n'are în linie dreaptă o importanță reală de cât în urma frecării tamponelor.

Să considerăm un tender a cărui siluetă și datele principale sunt indicate pe Fig. 4, Pl. II. Momentul de inerție în raport cu axul trecând prin centrul de gravitate al tenderului e de  $vr^2$  7.000.

Să presupunem că presiunea  $Q_0 + Q_1$  a unui tampon pe cel-l'alt ar fi de 2.840 kilograme, ceea ce produce o reacțiune a tenderului pe locomotivă, și invers, de 5.680 kilograme. Admițând că coeficientul de frecare al tamponelor unuia asupra altuia ar fi de  $\frac{1}{5}$ , forța de frecare ce trebuie să învingă pentru ca să producă o deplasare relativă a tamponelor este de 1.136 kilograme, și această forță de frecare dă, în raport cu axul vertical trecând prin centrul de gravitate al locomotivei, un moment egal cu 4.540. Acest moment e dar foarte ridicat și capabil de a împedica orice deplasare relativă între locomotivă și tender.

Când aceste două vehicule ocupă pozițiuni unghiulare  $\theta$  și  $\theta'$ , pentru că forța de frecare a tamponelor, egală cu 1.136 kilograme și, prin urmare, inferioară lui  $l\pi'$  ( $\pi'$  greutatea tenderului), e incapabilă de a împedica această mișcare laterală. Ne găsim ast-fel în cazul care a fost expus la finele § XIV.

Vom lua tot-d'a-una ca origină a timpului momentul în care axa locomotivei e paralelă cu calea  $\theta = 0$ . Presupunem că, la acest moment,  $\xi$  e foarte vecin de semi-jocul căi  $\varepsilon$ .

Nu se poate cunoaște a priori situațiunea ce ocupă tenderul pentru  $t = 0$ , însă e de bănuir că unghiul  $\theta'$  nu e nul. În adevăr, locomotiva antrenează tenderul în mișcarea sa și ajunge cea d'întâi în contact cu șina. Impingerea șinei care nasce din acest contact redresează repede axa mașinei, pe când pe tender nu se întâmplă așa ceva. Unghiul  $\theta$  trebuie să fie atunci mult mai mic ca  $\theta'$  și, când  $\theta = 0$ ,  $\theta'$  posedă încă o valoare oarecare. Această ipotesă va fi, de altmintrelea, verificată prin construcție.

Fie  $\varepsilon$ , cantitatea cu care s'a depărtat un tampon al locomotivei de pozițiunea normală, pentru care axa locomotivei și a căi coincid.

Vom lua ca valori inițiale:  $\theta = 0$ ,  $\dot{\theta} = 11^{\text{mm}}, 9$   
 $10'$ ,  $\dot{\theta}' = 8^{\text{mm}}, 8$ .

Locomotiva e pe dreapta axei căi. Ea își începe dar mișcarea de rotațiune de la dreapta spre stânga, și legea acestei mișcări, precum și aceea a tenderului, e dată de ecuațiunile (1), (2) și (3) de la § XIV.

E de observat că, chiar de la începutul său, rotațiunea locomotivei e contrariată de contactul cu șina a *buzei* roței drepte a osiei cuplate. Presupunem că această osie n'are nici un joc în raport cu cadrul. Avem, pentru  $t=0$ ,  $\epsilon - \zeta = 0^{\text{mm}}, 1$ . În momentul când osia cuplată va fi oprită de șină, vom avea:  $\zeta + l_3 \theta_0 = \epsilon$ ; de unde  $\theta_0 = \frac{\epsilon - \zeta}{l_3}$ . Se va produce apoi o împingere a șinei pe osia cuplată, ast-fel că mișcarea locomotivei se va supune legii exponențiale cunoscute:

$$\theta = \theta_0 l \frac{Vt}{l_3}$$

până ce accelerațiunea care se deduce din această ecuațiune,  $\frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{V^2}{l_3^2} \theta$ , devine egală cu accelerațiunea  $\frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{1}{I} (N+M+IF)$ , datorită forțelor aplicate. Această exponențială este aplicabilă în timpul unei durate cu atât mai mare cu cât  $\theta$  e mai mic.

Mișcarea locomotivei fiind cunoscută, cea a tenderului se va deduce prin ecuațiunea:

$$V\theta' + l' \frac{d\theta'}{dt} = -V\theta + l \frac{d\theta}{dt},$$

în care membrul al doilea e cunoscut și egal, în virtutea relațiunei exponențiale, cu:

$$(1-l_3) \frac{d\theta}{dt} = \frac{l-l_3}{l_3} V\theta.$$

Integrarea acestei diferențiale este:

$$\theta' = e - \frac{V}{l'} t \left[ \theta_0 + \int_0^t \frac{l-l_3}{l_3} V\theta l \frac{V}{l'} dt \right].$$

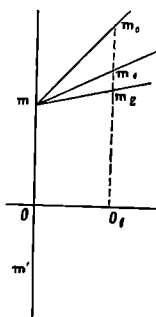
Se poate dar construi  $\theta$  și  $\theta'$ , precum și iuțelile unghiulare și accelerațiunile.

Pentru ca să găsim la ce moment exponențiala încetează de a fi aplicabilă, trebuie să procedăm prin încercări. Se calculează pentru aceasta, accelerațiunea tenderului și se deduce prin egalitatea:

$l' \frac{d^2\theta'}{dt^2} = M' + l'F$ , valoarea lui  $l'F$ , momentul reacțiunei tampoanelor în raport cu centrul de gravitate al tenderului; se substitue apoi valoarea lui

$F$  în expresiunea  $N+M+l'F$ , care se compară cu  $\frac{V^2}{l_3^2} l_0$ .

În exemplul nostru, egalitatea se produce pentru  $t=0', 055$ . Avem atunci, după cum e lesne de verificat:



(Fig. 27)

$$l \frac{d^2\theta}{dt^2} = 950,$$

$$M+M'+l'F = 3000 - 2050 = 950.$$

Din acest moment accelerațiunea datorită forțelor aplicate e mai mică de cât aceea ce ar resulta din legea exponențială, nu mai e împingere a șinei pe osia acuplată, și mișcarea mașinei e liberă.

Pentru a continua studiul rotațiunei, vom aplica metoda următoare: Fie (fig. 27):

$$O_m = l \frac{d\theta}{dt}, \quad O'_m = l' \frac{d\theta'}{dt},$$

valori proporționale cu iuțelile unghiulare la un moment oare-care. Luăm pentru tender cantitatea  $\frac{d\theta'}{dt}$ , produsul iuțelei unghiulare prin momentul de inerție al locomotivei, pentru a simplifica calculele și a putea compara mai lesne iuțelile unghiulare a locomotivei și a tenderului.

Sensul variațiunei iuțelei,  $l \frac{d\theta}{dt}$ , este tot-deauna determinat, la un moment oare-care, după valorile lui  $N$  și  $M$ , deși nu se cunoaște termenul  $l'F$  care intră în diferențială:

$$l \frac{d^2\theta}{dt^2} = N+M+l'F.$$

Intr'adevăr, dacă acest termen  $l'F$  n'ar exista în diferențială, iuțeaua ar cresce după cum arată linia  $mm_0$ , de exemplu. Acțiunea tenderului, care se traduce prin termenul  $l'F$ , are de efect de a contraria mișcarea locomotivei, însă fără ca să i

schimbe sensul, ast-fel că  $l \frac{d\theta}{dt}$  cresce după cum indică curba  $mm_1$ , de altminterlea necunoscută. Considerând un interval destul de mic, vom putea face o primă ipotesă acceptabilă, anume că  $mm_1$  e o linie dreaptă. Vom trage dar, într'un mod arbitrar, plecând din punctul  $m$  și de desubtul lui  $mm_0$ , o dreaptă  $mm_1$ , pe care vom presupune-o că reprezintă iuțeaua  $l \frac{d\theta}{dt}$ . Raportul:

$$\frac{O_1 m_1 - O m_1}{OO_1} = \frac{\Delta I}{\Delta t} \frac{d\theta}{dt}$$

ne va da accelerațiunea mijlocie  $I \frac{d^2\theta}{dt^2}$  și, prin urmare, pe  $F$ , pentru că  $N$  și  $M$  sunt cunoscute.

Vom calcula apoi iuțeala unghiulară a tenderului, care corespunde la  $I \frac{d\theta}{dt} = O_1 m_1$ , aplicând relațiunea de condițiune:

$$V\theta' + I' \frac{d\theta'}{dt} = V\theta - I \frac{d\theta}{dt},$$

în care momentul d'al doilea e cunoscut. Se poate,

prin urmare, găsi  $\frac{d\theta'}{dt}$  și  $\theta'$ , sau servindune de integrale acestei diferențiale, sau, cea ce e mai simplu și mai repede în practică, prin aproximațiuni succesive, valoarea lui  $\theta'$  pentru  $t = OO_1$  ne diferând mult de valoarea inițială.

Obținem dar iuțeala unghiulară a tenderului și, prin urmare, accelerațiunea, de unde deducem prin aplicațiunea egalității:

$$I' \frac{d^2\theta'}{dt^2} = M' + IF,$$

o a doua valoare a lui  $F$ .

Curba  $mm_1$  va fi adevărata curbă de iuțeală  $I \frac{d\theta}{dt}$ , dacă valorile lui  $F$  obținute prin cele două proceduri ce am arătat sunt egale.

Nu ajungem de obicei la acest rezultat de cât printr'o serie de aproximațiuni la care procedăm după cum urmează. După ce am luat ca punct de plecare o linie arbitrară  $mm_1$  se calculează după cum s'a spus accelerațiunea tenderului și valoarea lui  $F$  care se deduce; ducem această valoare a lui  $F$  în diferențiala de ordinul al doilea exprimând mișcarea locomotivei, și găsim ast-fel o a doua linie  $mm_2$ , represintănd iuțeala  $I \frac{d\theta}{dt}$  într'un mod mai apropiat ca  $mm_1$ .

E lesne de a se asigura că această aproximațiune e riguroasă.

Aplicând'o la exemplul nostru, construim părțile  $bc$  și  $b'c'$  ale curbelor  $I^0$  și  $I^{0'}$  (fig. 1, Pl. II. Se recunoaște că, pentru  $t = o'$ , 12, avem  $\zeta' + I^{0'} = \pm$  și că, prin urmare buza roței drepte d'inainte a tenderului vine în contact cu șina.

E de observat că, chiar când osia d'inainte a tenderului ar avea un joc, a osiilor în cusineți, în

raport cu cadrul, acest joc este epuizat pe dreapta, în pozițiunea de acum a tenderului, pentru că, din momentul ce centrul osiei d'inainte a străbătut axa căi mergând de la stânga la dreapta, cadrul a profitat de jocul osiilor, rezistența de invins fiind pentru aceasta mai mică de cât pentru a deplasa osia. Ast-fel, când se produce contactul cu șina, osia d'inainte a tenderului poate fi considerată ca solidară a cadrului.

Există dar o ciocnire importantă a tenderului pe șină și o reacțiune laterală a buzei pe șină, în urma căreia redresarea tenderului se află accelerată.

Reacțiunea tampoanelor și atinge atunci valoarea maximă, și iuțeala unghiulară a locomotivei se află anulată până să avem  $\theta' = 0$ . În timpul acestei perioade se obțin fracțiunile  $cd$  și  $c'd'$  ale curbelor  $I^0$  și  $I^{0'}$ .

Apoi tenderul se înclină, ca și locomotiva, de la dreapta la stânga, și mișcarea se studiază după cum s'a explicat ceva mai sus Fig. 1, Pl. II, dă curbele unghiurilor, a iuțelilor unghiulare și abaterilor centrului de gravitate al locomotivei și al tenderului.

Se recunoaște că, pentru  $t = 1'', 30$ , avem:  $\theta = 0$  la stânga,  $\xi = 9$  milimetri cu  $\xi' = 6^{mm}, 9$ ,  $I^{0'} = 14$  pentru. Prin urmare, locomotiva se redresează, și mișcarea e resturnată înainte ca buza roței stângă d'inainte să vie în contact cu șina. Nu e prin urmare nici ciocnire, nici reacțiune pe cale.

S'ar putea crede că acest rezultat ține de valorile inițiale admise la început și pe cari le găsim că sunt false. Inșă nu e așa, căci, dacă continuăm construcțiunea prin studiul mișcărei inverse de la stânga la dreapta, regăsim pentru  $t = 2'', 60$ :

$$\theta = 0, \xi = 10 \text{ milimetri, } I^{0'} = 10, \xi' = 7^{mm}, 5.$$

Semi-perioada de oscilațiune e de vr'o 1 secundă și  $\frac{30}{100}$ .

Acțiunea tenderului are dar de efect de a face mișcarea de lacet a mașinei inofensivă în raport cu calea.

E însă de observat că această conclusiune favorabilă e subordonată la un număr oare-care de ipoteze pe cari le vom reaminti și discuta.

$I^0$  Am admis că strângerea tampoanelor rămâne invariabilă, și n'am ținut ast-fel cont de elasticitatea atelagiului. În realitate, efortul motor al

mașinei transmis barei de atelagiu prin intermediul arcului de tracțiune variază, la fie-care învârtitură de roată, în limite destul de întinse (se studiază după cum s'a spus la § II), ast-fel că arcul de tracțiune poate oscila în unele cazuri, și reacțiunea tampoanelor e supusă a varia.

2<sup>o</sup> Am admis de asemenea că greutatea tenderului rămâne constantă, pe când, din contra, pe măsură ce provizia de apă se sfârșește, această greutate se micșorează într'un mod simțitor. Tenderul de 25 tone în încărcare complectă, luat ca exemplu, conține 10 metri cubi de apă, fără a socoti 2 sau 3 tone de combustibil; greutatea sa variază dar, în realitate, de la vr'o 25 tone la 15 tone.

Afară de aceasta e evident că cu cât greutatea tenderului e mai mică, cu atât mai puțin eficace e acțiunea sa asupra șovăirii mașinei.

3<sup>o</sup> Am admis, în fine, că coeficientul de frecare al tampoanelor unul asupra altuia e de  $\frac{1}{5}$ . Credem că aceasta e o limită superioară. Acest coeficient trebuie probabil să varieze în același mod cu coeficientul de frecare al roților pe șine. sau coeficient de aderență. Prin urmare poate scădea la  $\frac{1}{10}$  și chiar la mai puțin cu atât mai mult cât suprafețele în contact a tampoanelor mașinei și a tenderului dobândesc mai mult sau mai puțin luciu, în urma frecării lor constante, și trebuie deci să alunece ușor una pe alta.

Acțiunea tenderului asupra mașinei se poate ast-fel afla considerabil micșorată.

Studiul ce am făcut în acest paragraf permite să ne dăm seamă de coeficientul de frecare și de strângerea tampoanelor, cari sunt necesare pentru ca efectul să fie ast-fel după cum l'am indicat. Reacțiunea F între tampoane trebuie să fie tot-d'a-una inferioară reacțiunii provenind din alunecare. Trebuie dar determinat maximum lui F.

Să considerăm de exemplu, intervalul de timp corespunzând părții ef a curbei 1<sup>0</sup> (Fig. 1. Pl. II). Unghiul  $\theta$  crește, N e favorabil rotațiunii, și iuțeala  $I \frac{d\theta}{dt}$ , după ce a crescut repede din momentul când N e favorabil, rămâne aproape constant în timpul unei durate oare-care. Resultă că se poate considera accelerațiunea ca nulă, și că avem :

$$N + M - IF = 0.$$

N și M fiind cunoscute, deducem pe F.

Cu cât forța de frecare a tampoanelor se va depărta mai mult de maximum ast-fel determinat, cu atât mai puțin tenderul va exercita vr'un efect asupra mișcării de rotațiune a mașinei.

Pentru iuțeala  $I \frac{d\theta}{dt}$ , considerată M, e obicinuît vecin de zero. În ori-ce cas, nu poate nici o dată să aibă o valoare pozitivă importantă. Prin urmare, maximum lui IF e egal cu maximum lui N.

În practică, e de ajuns ca momentul forței de frecare a tampoanelor să fie cel puțin egal cu media lui N. În cazul luat ca exemplu, e de ajuns dar să avem:  $IF = 2.500$ , de unde:  $F = 625$  kilograme. Pentru un coeficient de frecare între tampoane de  $\frac{1}{5}$ , această valoare a lui F corespunde la o strângere de:  $5 \times 625 = 3.125$  kilograme, inferioară strângerei de 5.680 kilograme ce am admis. Pentru un coeficient de frecare de  $\frac{1}{10}$  care, credem, că e mult mai apropiat de realitate ca primul, valoarea limită a lui F corespunde la o strângere de 6.250 kilograme, ceva mai mare ca strângerea admisă. Ast-fel, în acest cas, acțiunea tampoanelor n'ar avea de cât o eficacitate incomplectă; mișcarea de *lacet* a mașinei ar fi intermediară între mișcările represintate de curbele din fig. 2, Pl. I și fig. 1, Pl. II.

Se poate conchide, în resumat, că strângerea tampoanelor exercită un efect salutar asupra mișcării de *lacet* a locomotivei, însă că se pot presinta ast-fel de împrejurări în cari această strângere nu mai are de cât o eficacitate restrinsă. N'am avea dreptate dar dacă am conta numai pe acest mijloc pentru a face stabile locomotive cari, ca acea luată ca exemplu în cele două paragrafe precedente, nu sunt stabile prin ele însăși.

#### XIX. Comparațiune între unele tipuri de locomotive

Am creșut de trebuință să intru în lungile desvoltări ce preced pentru a arăta bine că se poate face studiul complet al mișcării de *lacet* a locomotivelor și al consecințelor ce resultă din punctul de vedere al stabilității mașinelor și al căi. Ne

lipsește locul pentru a studia în detaliu alte tipuri de locomotive. De altminteralea, această sarcină revine, de a dreptul, inginerilor de tracțiune cari vor fi curioși de a cunoaște mersul real al locomotivelor lor.

Ne vom mărgini a da câte-va rezultate asupra stabilității celor trei tipuri de mașini reprezentate de siluetele din fig. 2, 3 și 4, Pl. II.

Locomotiva din fig. 4 e aceea studiată în paragrafele precedente. Am recunoscut că această locomotivă poate, în unele împrejurări, să exercite pe cale, prin intermediarul primei sale osii motoare rigide, aședate la o distanță oare-care înainte de centrul de gravitate, ciocniri și reacțiuni foarte considerabile. Ea n'are dar o stabilitate suficientă și aceasta depinde mai cu seamă de pozițiunea primei osii motoare rigide. Cu cât această osie ar fi dată mai în spre d'indărăt, cu atât mașina ar fi mai stabilă.

Această concluziune relativ la mașinile cu osii motoare centrale și cu osii purtătoare la extremități nu e nouă; ea a fost practic demonstrată prin experiențele făcute în 1889 din inițiativa C-ei Paris-Lyon-Mediterana. Se află explicată prin analiza noastră.

Inferioritatea acestei mașini nu depinde numai, după cum s'a pretins une-ori, de aceea că cilindrele sunt exterioare și aședate în *porte-à-faux* d'inaintea primei osii; căci această pozițiune d'inainte n'are ca efect direct de cât să mărească oscilațiunile dinaintea mașinei datorite reacțiunilor capetelor de bielă asupra glisierelor; însă, aceste oscilațiuni n'au de cât o slabă importanță în raport cu acelea datorite inegalităților căi.

Momentul N al eforturilor exercitate asupra *ongeronilor* e mai mare când cilindrele sunt exterioare de cât când sunt interioare; dar și amplitudină deviațiunei mașinei e mai mare în primul cas de cât în al doilea. Dar efectul momentului N n'are în fond de cât o influență destul de restrinsă asupra mișcării de rotațiune și dispozițiunea cilindrelor la exteriorul sau la interiorul *longeronilor* nu modifică într'un mod esențial mersul mașinei.

Scopul principal de atins pentru ca mișcarea de *lacet* să fie inofensivă e de a face astfel ca deviațiunea mașinei să schimbe de semn înainte ca nici una din axele rigide (sau putindu-se com-

porta ca atare) să vie în contact cu șina. Pentru aceasta, sunt patru măsuri de luat. Trebuie:

1<sup>o</sup> să se dea, cât va fi mai posibil, îndărăt osiile motoare rigide;

2<sup>o</sup> să se însoțească osia sau osiile d'inainte de aparate care să le permită a se deplasa transversal în raport cu cadrul, această deplasare trebuind de altminteralea să fie combătută printr'un *dispositiv de rapel*;

3<sup>o</sup> A mări cât va fi posibil *cadrul*, în care trebuie să se coprindă osiile ne rigide;

4<sup>o</sup> I fine, în mod accesoriu, să se aședă cilindrele la interior sau să se întrebuițeze 4 cilindre.

Aceste condițiuni se găsesc adesea-ori reunite în locomotivele cu *boghiu* și sunt cauza superiorității acestor mașini.

De exemplu, locomotiva cu *boghiu* din fig. 2, Pl. II. ia o mișcare de *lacet* de o amplitudine aproape tot așa de mare ca locomotiva din fig. 11 (presupunând că momentele N sunt aceleași). Dar, dacă cadrul se poate deplasa transversal pe *boghiu*, mișcarea schimbă de semn înainte ca prima axa rigidă să vie în contact cu șina.

Dacă cadrul nu se poate deplasa transversal pe *boghiu*, se produce, în momentul când prima osie a *boghiului* se află oprită de șină, ciocniri și reacțiuni. Inșă, după cum am observat la § XI, *buzele* celor două roți de aceeași parte a *boghiului* vin de obicei în același timp în contact cu șina și, prin urmare, ciocniri și reacțiuni se află repartizate în două puncte ale șinei. Efectul pe cale nu e pentru aceasta mai puțin considerabil. De aceea și trebuie considerat ca indispensabil de a permite cadrului o oare-care deplasare transversală pe *boghiu*.

Locomotiva din fig. 3, Pl. II, este o mașină mixtă cu 3 osii cuplate putând servi indiferent a remorca trenuri de mărfuri sau trenuri de pasageri de o mică iuțală. S'a observat de mult că aceste mașini mixte se comportă rău la iuțeli cam mari, 60 la 70 kilometri pe oră, și une-ori au deraiat în mijlocul drumului, chiar în linie dreaptă, fără cauză aparentă bine determinată. Dacă studiem șovăirea acestor locomotive, se recunoaște că, într'adevăr, stabilitatea lor lasă mult de dorit, mai cu seamă când osia d'inainte nu are plane înclinate. În acest din urmă cas, se dă de obicei osiei d'inainte un joc în *cusineți*, pentru a favoriza

inscrierea în curbe. Însă acest joc *al osiilor* nu se opune de cât imperfect la mișcarea de rotațiune a cadrului, ast-fel că, atunci când *buza* uneia din roțile d'inainte vine în contact cu șina, jocul este sfârșit și osia d'inainte se comportă ca și cum ar fi rigidă. Ciocnirile și reacțiunile pe șine 'și ating ast-fel maximum lor. Locomotiva de la fig. 3, presupusă fără plane înclinate, exercită ciocniri laterale pe cale cari echivalează cu căderea unui berbec de 30 kilograme cădând de mai sus de cât 3 metri. Cât despre reacțiunile statice, ele ating 6 la 7.000 kilograme și dau componente verticale perfect capabile de a produce deraierea roților d'inainte, dacă aceste roți sunt descărcate în urma oscilațiunilor cadrului, de altmintrelea foarte importante. Aceste rezultate arată necesitatea de a limita iuțeala mașinilor mixte, de a însoți osia d'inainte de plane înclinate și de a *unge buzele* roților d'inainte.

Cestiunea accelerațiunei trenurilor exprese, în timpul de față, cam peste tot la ordina zilei, trebuie examinat de aproape diferitele cestiuni ce atârnă de accelerațiune, cestiunea de siguranță mai cu seamă, care depinde de elemente diferite, printre cari trebuie socotit mai întâi stabilitatea locomotivelor.

Mai mulți ingineri au emis de curând părerea că stabilitatea mașinilor actual întrebuințate pe drumurile de fer e insuficientă pentru a nu face obstacol unei creșteri a iuțelei. În discursul de la 5 Iunie 1893 la Societatea Inginerilor civili, D. de Bousquel se exprimă ast-fel :

«Ceea ce face că nu mergem peste tot pe căile noastre ferate cu 120 kilometri pe oră, nu e o cestiune de siguranță, e o cestiune de putere; locomotiva nu e destul de puternică pentru a remorca la 120 kilometri pe oră, afară de cât «pe pante, încărcările ce i se dă să tragă » D. Varennes, în memoriul său asupra creșterii iuțelei trenurilor exprese în franța (Bulletin de la Société des Ingénieurs civils, Noembre 1895) adaogă:

«Sunt patru-zeci și doi de ani de când se merge în Franța cu 120 kilometri pe oră; nici o dată nu s'a produs nici un accident imputabil acestei iuțeli. Experiența e destul de lungă pentru a fi conchizătoare.»

Cu toate aceste opiniuni atât de autorizate, de altmintrelea, tot nu încetează de a plana un dubiu

asupra acestei cestiuni. Mai întâi nu e sigur de tot că nu s'a produs nici o dată nici un accident imputabil iuțelei. Pare, din contră, a nu fi fost streină unui număr oare-care de deraieri în mijlocul drumului. Apoi iuțelele cele mari n'au fost realizate până aci de cât excepțional, pe porțiuni de cale bine supravegiate și cât se poate de consolidate. Intre locomotivă și cale a fost ceva analog cu lupta între obus și cuirasă. Pe măsură ce s'a mărit iuțeala și greutatea mașinilor, elemente de cari depinde mai cu seamă acțiunea devastatoare exercitată de locomotivă pe cale s'a recunoscut necesitatea de a întări calea într'un mod paralel; și grație acestei precauțiuni mărirea iuțelei a putut să nu compromită siguranța. Dacă dar nu e riguros a spune, într'un mod general că iuțeala nu e o cauză de pericol, această prepozițiune e cu toate acestea exactă cu restricțiunea că trebuie să se aplice sau numai la căi întărite sau la locomotive perfect stabile.

În memorii anterioare (Annales des Mines, Juin 1892 et Juillet 1894) și în acesta, mi-am propus a studia locomotiva din indoitul punct de vedere al motorului și al vehiculului, în care trebuie considerată. Din studiul locomotivei ca vehicul rezultă că se poate destul de lesne aprecia gradul de stabilitate al unei mașini date și că există mașini perfect stabile, adică ne exercitând nici o acțiune misibilă asupra căii. Pentru acestea numai e adevărat a spune că creșterea iuțelei nu angajează cestiunea de siguranță, chiar pe căi ordinare.

Nu mai e atunci de examinat de cât cestiunea de putere.

Această putere poate fi mărită prin două mijloace, sau măbind vaporizațiunea căldărilor, sau ameliorând *procentul* motorului.

Primul mijloc conduce la o creștere simultană a puterii și a greutății, de unde rezultă că puterea pe unitatea de greutate nu se schimbă simțitor. Aceasta nu resolvă dar problema, căci ceea ce trebuie să obținem este o augmentație a puterii pentru o greutate invariabilă.

Cât despre ameliorarea motorului, căutarea *procentului* exact al mașinilor arată care e limita peste care nu se va putea trece cu locomotiva cu vaporii. Această căutare conduce, într'adevăr, a aprecia casurile de pierdere *de procent* și până la ce punct se poate remedia.

E lesne de demonstrat că în raport cu locomotivele ordinare în simplă expansiune și cu distribuțiunea prin cutii, maximum de economie ce se poate face e de vr'o treime. Acest rezultat n'a fost obținut, e adevărat, însă poate să fie fără mare greutate prin mijloace din cari cele mai multe au primit deja sancțiunea experienței. Această economie de o treime din vaporii cheltuiți va permite de a mări cu atâta lucrul produs. Vedem ast-fel aparând posibilitatea de a realiza,

cu încărcările actuale ale trenurilor, iuteală mijlocie de mers variind între 100 și 120 kilometri pe oră. Locomotiva cu vaporii nu va permite nici o dată să treacă peste atâta, și tot așa e de altminternea cu ori-ce sistem de motor care va trebui să se transporte cu trenul său. Tracțiunea prin electricitate, cu ajutorul conductorilor electrici așezați d'alungul căilor, este singura capabilă, dacă poate vr'o dată să fie aplicată, de a întinde aceste limite.

## DESPRE UN APARAT SI UN PROCEDEU

PENRU

### DETERMINAREA RESISTENȚEI NATURALE A TERENULUI DE FONDATII

DE

RUDOLF MAYER

Cunoscințele noastre asupra rezistenței naturale a terenului de fundații în timpul de față, sunt încă destul de înapoiate și se bazează în cea mai mare parte pe așa numite «reguli practice», prin urmare pe principii ce se sustrag mai de tot analizei științifice. Aceasta face că părerile tonicilor în această privință sunt foarte diferite, și nici nu s'a ajuns încă așa de departe, că să se fi stabilit o definițiune necontestată relativ la această cunoștință.

Aceasta e cu atât mai surprinzător cu cât în toate celelalte ramuri ale teoriei rezistenței, mai cu seamă în ultimi zece ani, s'au făcut progrese așa de însemnate, și rezistența naturală a terenului de fundații nu e un obiect secundar.

Dacă examinăm lucrurile mai de aproape găsim cauza acestei sterilități în acea că, până în timpul din urmă nu s'au făcut încă experiențe exacte care să tindă direct la aflarea rezistenței naturale a terenului de fundații. Și cu toate acestea, singurul mijloc pentru a rezolvi complet asemenea chestiuni nu e de cât experiența bazată pe principii științifice. Cu ocaziunea construirii drumului de fer, al orașului Berlin au avut deja loc tot felul de asemenea experiențe, însă în acestea ținta principală

era îndreptată asupra piloților fundațiunii, iar rezistența terenului fundații venea în al doilea rang.

Totuși se poate deduce din acele experiențe că pământul nisipos de acolo putea fi încărcat, fără a esita, cu 5<sup>kg</sup> pe centimetru pătrat, la care corespundea o scufundare de vr'o 3<sup>mm</sup>.

Abia de curând prof. H. Engels din Dresda, a făcut nisce comunicațiuni interesante relativ la influența frecării suprafeței laterale, a clădirilor asupra stabilității acestora, comunicațiuni bazate pe experiențe ce au fost făcute cu o îngrijire minuțioasă; însă nici aceste comunicațiuni nu dau nici o deslușire asupra rezistenței proprii a terenului de fundație.

În fine aci s'ar mai putea menționa și experiențele prof. F. Kick, pe atunci încă în Praga, asupra repartițiunii greutății traverselor asupra balastului.

Toate celelalte lucrări ce mai există, nu sunt de cât nisce considerațiuni teoretice ingenioase, cari însă n'au nici o valoare practică de oare-ce le lipsesce baza pozitivă a experiențelor.

Într'adevăr, diferitele manuale, întocmiri de clădiri, reguli, etc. conțin indicațiuni numerice asupra