

G 63

STUDIO DI UN FRENO

PER VEICOLI FERROVIARI

DISSERTAZIONE

PRESENTATA ALLA COMMISSIONE ESAMINATRICE

della R. Scuola d'Applicazione per gl'Ingegneri in Torino

da

EDMONDO DUBOSC

(DA TORINO)

PER OTTENERE IL DIPLOMA DI LAUREA

DI

INGEGNERE CIVILE

TORINO

TIP. E LIT. CAMILLA E BERTOLERO

Via Ospedale, N. 48

1876

STUDIO DI UN FRATELLO
PER LA SUA FAMIGLIA

INSEGNAMENTO

DELLA SCIENZA DELLA NATURA

PER LA CLASSE PRIMA

EDIZIONE QUARTA

PER LA CLASSE PRIMA

PER LA CLASSE PRIMA

PER LA CLASSE PRIMA

ALLA MEMORIA DI MIO PADRE

A MIA MADRE

INTRODUZIONE

Malgrado lo sterminato numero dei freni che vennero fino ad oggi inventati, e che si vanno tuttora, con crescente attività, inventando, può dirsi che il problema generale di moderare o spegnere la velocità dei convogli sulle strade ferrate non sia ancora completamente risolto.

Ed invero tante e così diverse tra loro sono le condizioni a cui un freno per veicoli ferroviari deve soddisfare, che riesce difficilissima cosa il tener conto di tutti, avvenendo spesso che il render massimo un pregio dell'apparecchio tragga con sé la conseguenza di renderlo difettoso sotto un altro punto di vista. Se mi fosse lecito l'esprimermi così, direi che l'autore di un freno deve aver di mira render massimo il prodotto di tutti i vantaggi che da un tale apparecchio richiedonsi, il che non vuol punto dire render massimo l'uno dei fattori.

Fra le condizioni a cui deve un freno soddisfare, talune sono generali, altre inerenti al sistema cui il freno appartiene; accennerò brevemente le principali fra quelle della prima classe.

I. In generale un freno deve potersi applicare a due usi distinti: Dev'essere un *freno di servizio* ed un *freno di salvezza*; nel primo caso ha per ufficio di moderare la velocità del convoglio sulle strade in discesa, o prima delle ordinarie fermate onde abbreviare il periodo del rallentamento; nel secondo, ha per iscopo di annullare la velocità del convoglio in un tempo

per quanto si può breve, allorquando si presenta lungo la strada un segnale di pericolo, od anche un ostacolo imprevisto e non segnalato dai cantonieri.

Ho detto *in un tempo breve per quanto si può*, imperciocchè la durata del periodo in cui la velocità del convoglio si va spegnendo è subordinata alla condizione che il materiale, le merci e, peggio, i viaggiatori non debbano soffrire per un troppo brusco cambiamento di velocità. Ognuno infatti, anche senza uscire dal campo delle osservazioni fisico-meccaniche, può apprezzare i tristi effetti che l'inerzia produce talvolta negli esseri animati; ognuno è in grado di giudicare, dietro i numerosi esempi che la stoltezza umana quotidianamente gli porge, delle funeste conseguenze d'una caduta dal 3° o dal 4° piano d'una casa sul lastrico della via. D'altra parte, nessuno farà meraviglia se, riferendomi ad un calcolo di Perdonnet, dirò che il subitaneo fermarsi d'un treno *diretto* o d'un treno *direttissimo*, incamminato colla sua velocità normale, corrisponderebbe pel disgraziato viaggiatore ad una caduta dal 3° o dal 4° piano d'una casa, rispettivamente.

Ne consegue che il far uso di un freno *istantaneo nello stretto senso della parola*, in caso di imprevisto ostacolo sulla strada, avrebbe per effetto di cambiare la causa del disastro, anzichè di rimuoverla. In simili casi la salvezza dei passeggeri dipende necessariamente dalla sollecitudine dei cantonieri e dalla vigilanza del conduttore del treno; mercè loro, si potrà ottenere di mettere in azione i freni ad una distanza tale dall'ostacolo, che il convoglio possa, senza gravi dissesti, fermarsi prima di giungervi.

II. Egli è essenziale, specialmente pei freni a mano (di cui particolarmente intendo occuparmi in questa dissertazione), che lo *sforzo motore* da esercitarsi per mettere i freni in azione non sia considerevole; che cioè il frenatore possa, senza grave fatica, ottenere dall'apparecchio, quando occorra, il massimo effetto di cui è capace. Egli è per raggiungere questo scopo che taluno immaginò di introdurre nel meccanismo un contrappeso od una molla che, discendendo o distendendosi, coadiuvasse il frenatore per stringere i freni. È bensì vero che occorrerà, quando il freno abbia cessato di agire, ricondurre il contrappeso o la molla alla sua posizione iniziale, ma il frenatore potrà effettuare questo lavoro a suo bell'agio, non avvenendo mai che il ricondurre l'apparecchio alla posizione di riposo sia imposto da un caso di urgente necessità.

III. La *prontezza d'azione* del freno è intimamente collegata coll'intensità dello sforzo motore; questa cresce gene-

ruote, il che ha per effetto di logorare rapidamente le rotaie e di deformare i cerchioni. L'uso di ceppi metallici è da preferirsi sotto questo riguardo; d'altronde esperienze recenti hanno dimostrato che il massimo effetto utile del freno si verifica alloraquando il moto rotatorio delle ruote sta per spegnersi e che questo effetto utile assume un valore assai più piccolo quando il movimento suddetto cessa affatto. Converrebbe dunque sostituire agli ordinari ceppi in legno, ceppi in ferro od in ghisa, badando a moderare la pressione in guisa da non provocare l'infrenamento; questa importante modificazione venne già adottata su parecchie linee ferroviarie della Francia e dell'Inghilterra.

I freni a *ceppi semplici*, finora esaminati, producendo, quando son messi in azione, una spinta orizzontale contro le ruote, cagionano il rapido logorarsi dei loro fusi e tolgono agli assi la facilità di disporsi normalmente alla strada. I freni a *ceppi doppi*, coi quali è notevolmente menomato questo dannoso effetto, sono però poco usati a cagione del loro prezzo elevato, e della maggior difficoltà di manutenzione.

Citerò di passaggio i freni delle vetture della *Rigi-Bahn*, nei quali i ceppi frenatori sono applicati, non alla periferia delle ruote, ma alla periferia di apposite puleggie calettate sul mezzo degli assi. Accennerò ancora i *freni a nastro*, in cui una lunga e sottil lamina d'acciaio viene fortemente distesa sopra un disco di ghisa fissato a vite sulla faccia esterna della ruota; esperienze fatte nel 1861, in Francia, fecero conoscere i poderosi effetti di questo sistema, ma dimostrarono in pari tempo essere l'apparecchio di assai costosa manutenzione.

I freni a *slitta* (freno *Laignel*, freno *Didier*) hanno il pregio di non alterare menomamente il materiale mobile, ma per contro logorano in breve tempo le rotaie; d'altronde non si possono adoperare là dove la via presenta scambi o traversate, senza che, quasi inevitabilmente, avvenga il deviamiento del convoglio.

I freni a *cuneo* (freni di *Adams*, di *Robb*, di *Lee*, di *Micas*, ecc.) costituiscono, per così dire, un sistema di passaggio dai freni a ceppi ai freni a slitta; il cuneo, essendo cacciato fra ruota e rotaia, solleva alquanto la prima, e le impedisce così di strisciare, quindi di logorarsi; ma è facile vedere che con questa disposizione non è rimosso il pericolo di sviamiento, inerente ai freni a slitta; di più, per quanto bene sia congegnato il meccanismo, riesce sempre difficile il moderare, secondo il bisogno, l'azione del cuneo.

2^a CLASSE. — Nel freno *Bricogne* un contrappeso, e nel freno *Lapeyrie* una molla d'acciaio, appena rimosso l'arresto che impediva a quello il discendere, a questa il distendersi, portano rapidamente i ceppi in contatto delle ruote; basta allora un giro o due dati dal frenatore al manubrio del meccanismo di comando, per portare la pressione fra ceppo e ruota al suo valor massimo. Queste due disposizioni sono dunque convenientissime per rapporto alla prontezza d'azione; peccato che il prezzo di costruzione assai elevato non permetta di estenderne generalmente l'uso.

3^a CLASSE. — I freni a *trascinamento*, quali sono il freno *Tourasse* e il freno *Stilmant*, risolvono il problema seguente: fare in modo che un ceppo, trascinato per aderenza dalla ruota nel suo moto rotatorio abbia tendenza ad avvicinarsi costantemente al centro della ruota stessa; è manifesto che, in grazia di questa tendenza la pressione fra il ceppo e il cerchione andrà crescendo. *Tourasse* risolvette il problema attaccando il ceppo all'estremità d'un tirante girevole intorno ad un punto situato al disopra del centro della ruota; il ceppo, abbandonato a sè, veniva trascinato dal cerchione ed in grazia dell'eccentricità del mentovato tirante la pressione andava rapidamente crescendo finchè avvenisse l'infrenamento. *Stilmant* invece faceva uso di un cuneo formato di due pezzi fra loro articolati, dei quali l'uno presentava una superficie a combacio colla periferia della ruota posteriore del carro, l'altro aveva una faccia piana scorrevole sopra una guida convenientemente inclinata, sospesa all'intelaiatura del treno; questa guida era solidaria con un'asta orizzontale che portava all'altra sua estremità il ceppo da applicarsi alla ruota anteriore del carro. Quando il cuneo, abbandonato a sè, veniva trascinato dalla ruota posteriore, egli respingeva indietro la guida, portando così il ceppo anteriore in contatto del corrispondente cerchione. A partire da questo momento si capisce come, continuandosi l'azione trascinatrice, la pressione su entrambe le ruote andasse gradatamente crescendo, fino a che avvenisse l'infrenamento.

Alcuni gravi inconvenienti sono comuni a tutti i freni a trascinamento: essi danno subito il massimo effetto di cui sono capaci, essendo assai difficile cosa moderare a volontà la loro azione: si possono quindi classificare fra i freni di salvezza, ma riescono di poca utilità come freni di servizio. Di più richieggono che il veicolo cammini sempre nello stesso senso; se il contrario avvenisse la forza viva delle ruote, anzichè aggiungersi al lavoro del frenatore, vi osterebbe.

Nel 1861 il Couche fece al Ministero d'Agricoltura e Commercio e dei Lavori Pubblici in Francia un rapporto assai favorevole al freno Stilmant; egli dichiarava che questo apparecchio può, al caso, funzionare in modo assai soddisfacente come freno di servizio, purchè le parti del meccanismo siano disposte in modo da rendere assai piccola l'azione trascinatrice delle ruote onde quest'azione non si opponga troppo al moto retrogrado; espone però il dubbio che la violenza con cui il cuneo vien spinto contro il cerchione, possa produrre una funesta collisione fra le scatole del grasso e le piastre di guardia, specialmente quando il giuoco fra queste parti sia alquanto considerevole.

Il freno Stilmant ha ricevuto in Francia numerose applicazioni ai *tender*, sulle ferrovie del Nord, dell'Est e dell'Ovest.

4^a CLASSE. — Quando il macchinista, valendosi del contro-vapore, o del freno del tender, fa nascere una resistenza in testa al treno, i veicoli successivi, in grazia dell'inerzia, si avvicinano fra loro, *il treno si comprime*, cosicchè i paracolpi esercitano sulle molle di trazione uno sforzo tanto maggiore quanto maggiore è la resistenza opposta dalla locomotiva, e la forza viva del convoglio. Primo ad utilizzare lo sforzo suddetto per produrre lo stringimento dei ceppi contro le ruote fu un meccanico di Rive-de-Giers, e l'applicazione di questa ingegnosa idea venne fatta per la prima volta sulla linea di Lione a Saint-Etienne.

La difficoltà principale dell'applicazione del principio consisteva nell'impedire che il freno operasse alloraquando il macchinista, invertendo la distribuzione del vapore, produceva il moto retrogrado del convoglio. Il problema venne felicemente risolto dall'ing. *Guérin*.

Il freno automotore, condotto alla massima perfezione da questo valente ingegnere, ci si presenta accompagnato da tanti e sì ragguardevoli vantaggi, che veramente è da stupirsi, sia stato così presto abbandonato. Questo freno permette al macchinista di moderare a suo piacimento e senza il concorso di agenti ausiliari, la velocità del convoglio; il freno può anche operare indipendentemente dalla volontà del macchinista, quando per esempio la locomotiva esce dalle rotaie, ed impedire così un maggiore disastro; se poi un tronco del convoglio si staccasse dalla parte rimanente, sopra una strada in salita, e venisse a retrocedere, basterebbe l'azione di un freno a mano sul veicolo di coda per far funzionare i freni automotori dell'intero tronco, e trattenerlo.

Il freno *Guérin* però non permette che si faccia uso di una

locomotiva in coda del convoglio, poichè la spinta prodotta dalla medesima avrebbe per effetto di mettere in azione i freni, nella circostanza appunto in cui si richiede la minima resistenza possibile alla trazione ed in cui si manifesta la opportunità d'un motore in coda, cioè sulle ripide salite.

D'altra parte l'esperienza ha dimostrato che, affinchè il freno automotore possa dare sufficienti garanzie di sicurezza, è necessario applicarlo a tutti, o quasi tutti i veicoli del convoglio.

STUDIO DI UN FRENO PER VEICOLI FERROVIARI

I.

I freni a ceppi semplici comunemente impiegati sulle strade ferrate presentano un notevole inconveniente: allorchè son messi in azione, esercitano sui fusi delle ruote una considerevole spinta orizzontale, la quale ha per effetto: 1° Di annullare da una parte il giuoco laterale fra le piastre di guardia e le scatole del grasso, giuoco che ha tanta importanza quando il convoglio cammina in curva; 2° Di deformare rapidamente i fusi stessi, ragione per cui si debbono i medesimi spesse volte ritornire, e quindi indebolire.

I freni a ceppi doppi presentano in grado assai minore l'accennato inconveniente. Infatti, dicendo P la pressione che la rotaia soffre nel suo punto di contatto colla ruota, π la pressione orizzontale che un ceppo esercita contro la ruota supposta infrenata, ed f il coefficiente d'attrito di strisciamento fra ruota e rotaia, sarà, *nel caso del freno semplice*

$$\pi \pm fP$$

l'azione orizzontale sofferta dal fuso, riferendosi al segno $+$ al caso in cui la pressione π è diretta in senso contrario al movimento del veicolo, e il segno $-$ al caso in cui detta pressione è rivolta nello stesso senso.

Trattandosi di un freno doppio, le due pressioni come π , essendo uguali e direttamente contrarie, si distruggono a vicenda, e la spinta orizzontale sul pernio riducesi ad

$$fP.$$

Ora se noi, supposti uguali i coefficienti d'attrito fra ceppo e ruota, e fra ruota e rotaia, diamo a π il suo valor minimo, che manifestamente è uguale a P , e facciamo $f = 0,25$, troviamo:

Per la spinta orizzontale minima sofferta dal pernio *nel caso del freno semplice*.

$$1,25 P \quad \text{o} \quad 0,75 P$$

secondochè il ceppo è collocato davanti o dietro la ruota nel senso del movimento;

Per la stessa spinta, *nel caso del freno doppio*:

$$0,25 P;$$

d'onde risulta manifesta la superiorità dei freni doppi sui freni semplici. Senonchè un gravissimo inconveniente accompagna il sovra dimostrato vantaggio: i freni doppi riescono naturalmente più voluminosi e complicati dei freni semplici, per conseguenza più costosi, più pesanti e di più difficile manutenzione. Nonpertanto tali freni vennero utilmente applicati e si usano tuttora su vasta scala, specialmente in Germania.

Uno spediente che spontaneo si presenta alla mente di chiunque si faccia a studiare la questione dei freni, è il seguente: *applicare il ceppo all'estremità superiore del diametro verticale della ruota* per modo che la pressione riesca diretta secondo questo diametro; allora è evidente che la spinta orizzontale sul fuso si riduce ad fP , quando la ruota sia infrenata.

Ma v'ha di più: siccome si può fare in modo che la pressione esercitata dal ceppo sia tolta ad imprestito dal peso stesso della cassa sovrastante, ne consegue che si può così trasferire sulla circonferenza della ruota una parte del peso che gravita sul pernio di essa, cosicchè, essendo in azione il freno, questo pernio, anzichè riuscire maggiormente affaticato, si trova parzialmente sgravato. Adottando però una tal disposizione, si va incontro ad un guaio gravissimo: poggiando la cassa sulla circonferenza delle ruote, cessa il beneficio della sospensione a molle e vengono a prodursi sobbalzi funesti o per lo meno spiacevoli, specialmente ove trattisi di un veicolo per viaggiatori.

Egli è principalmente per questo motivo che la citata disposizione non venne finora applicata se non ad alcune locomotive; tale applicazione, che venne fatta dal sig. Hartmann di Chemnitz, riuscì abbastanza agevole: 1° Perchè l'ingente peso che sempre hanno le macchine locomotrici, rende meno sentito il difetto menzionato; 2° Per la possibilità di comandare direttamente il freno col vapore.

II.

Il testè accennato inconveniente dei *freni ad azione verticale*, parmi si possa scansare, od almeno affievolire di molto, interponendo una molla elastica fra il ceppo e la sovrastante intelaiatura del veicolo. Ed ecco la disposizione che ho adottato nel mio disegno:

Una molla d'acciaio ad arco M (fig. 2) simile alle usuali molle di sospensione è raccomandata mediante staffe articolate a due mensole di ghisa *m* inchiodate alle due traverse dell'intelaiatura comprendenti fra da loro una coppia di ruote. I fogli della molla son collegati nel loro mezzo da una staffa in ferro S la quale inferiormente porta un pezzo G che deve far da guida al ceppo, e nel tempo stesso deve tenerlo sollevato dalla ruota quand'esso non è in azione, (come indica la sezione XY). La superficie inferiore di questa guida è cilindrica e disposta in modo da lasciare fra sè e la superficie convessa della ruota un intervallo d'altezza grado grado scemante; in questo intervallo cuneiforme si spinge il ceppo C il quale non è se non un cuneo di ghisa terminato inferiormente da una porzione di superficie tronco-conica la quale a un dato istante viene a poggiare sul cerchione della ruota, superiormente da una porzione di superficie cilindrica che coincide colla mentovata faccia della guida G. Il ceppo è attraversato (prossimamente nel suo centro di gravità) da un pernio le cui estremità passano negli occhi della forcella da cui è terminato un lungo tirante. La figura fa vedere come, mediante due dadi e controdadi si possa spostare la forcella lungo l'estremità filettata del tirante, in modo da compensare l'usura del ceppo.

A questo tirante si trasmette l'azione del frenatore per mezzo di una vite e di un sistema di leve analogo a quello degli ordinari freni a ceppi e di cui la fig. 4 dà un'idea sufficiente.

Facendo girare la vite di comando nel senso conveniente,

la chiocciola s'innalza ed il movimento di essa, trasmesso di leva in leva, ai cunei-ceppi, li spinge fra ruota e guida, sollevando quest'ultima; la molla si distende, ma nel distendersi reagisce, ed in grazia di questa reazione, viene a prodursi fra ceppo e ruota la necessaria pressione.

Sorge ora naturalmente la domanda: qual dovrà essere questa pressione?

Se si vuole infrenare la ruota, e se si suppongono uguali i coefficienti d'attrito di strisciamento fra ruota e rotaia, e fra ruota e ceppo, la pressione minima che il ceppo dovrà esercitare sulla circonferenza della ruota dovrà essere uguale alla pressione che la ruota, col suo carico, esercita sulla rotaia, ossia alla quarta parte del peso totale del veicolo, se questo ha quattro ruote. Ma converrà egli spingere questa pressione fino all'infrenamento? Rispondono adeguatamente a tale domanda le belle esperienze che nel 1867, credo, vennero eseguite per cura degl'ingegneri delle ferrovie dell'Est in Francia.

Due convogli, l'uno munito di freni a ceppi in legno, l'altro di freni a ceppi in ghisa, furono abbandonati a sè dopo aver loro impartito la stessa velocità; i freni del primo vennero serrati in modo da arrestare il moto rotatorio delle ruote, i freni del secondo furono serrati fortemente sì, ma non tanto da impedire questo movimento; a parità di ogni altra circostanza il secondo convoglio venne fermato in minor tempo che non il primo (1).

D'altra parte l'infrenamento ha naturalmente per effetto di produrre sulla periferia del cerchione, nel suo punto di contatto colla rotaia, una faccetta piana, la quale, come ben si può credere, nuoce assai al buon andamento del veicolo, quando le sue ruote riprendano a girare. Le rotaie poi si logorano prontamente quando le ruote, anzicchè svilupparsi, strisciano su di esse.

Per queste precipue ragioni, pare che le Amministrazioni ferroviarie abbiano, da qualche anno a questa parte, una generale tendenza a sopprimere l'infrenamento, e quindi a sostituire ceppi metallici agli ordinari ceppi di legno, non essendo più necessario che il coefficiente d'attrito fra ruota e ceppo abbia un valore considerevole. Del resto ognuno sa che i ceppi in legno sono soggetti a consumarsi assai rapidamente, spesso a carbonizzarsi, talvolta ad accendersi.

Un'altra circostanza mi spingeva ad adottare ceppi metallici

(1) *De la résistance des trains et de la puissance des machines*, par MM. VUILLEMIN, GUÉBIARD et DIEUDONNÉ, pag. 85.

nel mio disegno, ed era la scarsità dello spazio di cui potevo disporre al disopra delle ruote; ed invero è evidente che i ceppi metallici consumandosi meno rapidamente di quelli in legno, si possono far meno voluminosi di questi, e di più lasciano fra sè ed i cerchioni un giuoco meno considerevole, quando il freno ha cessato di funzionare.

Ciò posto, risultando pressochè uguali i coefficienti d'attrito di strisciamento fra ruota e rotaia, e fra ruota e ceppo, la pressione minima che questo dovrà esercitare su quella per infrenarla, sarà, come si è detto, uguale a $\frac{1}{4} P$, P essendo il peso totale del veicolo. Converterà dunque, quando si voglia fermar rapidamente il convoglio, senza che cessi il moto rotatorio delle ruote, far sì che la pressione suddetta Q riesca di poco inferiore a $\frac{1}{4} P$ (1).

Anzi, trattandosi del freno ad azione verticale che forma l'oggetto di questa tesi, il limite massimo della pressione Q dovrà ridursi a $\frac{1}{4} (P - p)$, detto p il peso delle parti rotanti del veicolo. Imperocchè se detta pressione oltrepassasse questo limite, avverrebbe manifestamente che l'intelaiatura del treno colla sovrastante cassa verrebbe sollevata dai ceppi, il tirante di collegamento delle piastre di guardia verrebbe ad urtare contro le scatole del grasso e queste contro le generatrici inferiori dei fusi, con grave scapito del materiale.

Mi premeva poi sapere se, riducendosi la pressione Q ad un valore $< \frac{1}{4} (P - p)$, si sarebbe potuto ottenere di annullare la velocità del convoglio in un tempo abbastanza breve, ed a quest'uopo istituii il calcolo che sto per esporre.

(1) Mi piace qui citare una disposizione, (a dir vero più ingegnosa che pratica) dovuta al sig. Wohler, in grazia della quale la pressione Q è automaticamente impedita dal raggiungere questo limite. La ralla che sostiene la vite di comando invece di esser invariabilmente fissata all'intelaiatura del treno, è raccomandata, mediante una serie di leve di 1° genere, ad una estremità d'una delle molle di sospensione del veicolo, cosicchè la ralla medesima potrà abbassarsi sotto l'azione d'uno sforzo che dovrà essere proporzionale al carico sopportato dalla molla.

Il coefficiente di proporzionalità (pertanto le lunghezze dei bracci di leva) sarà scelto in modo che la ralla e quindi la vite si abbassino di botto sotto la reazione della chiocciola, allorquando la pressione dei ceppi sulle ruote abbia raggiunto il limite prestabilito. Il frenatore sarà così avvertito che non conviene spingere oltre l'azione del freno.

Dubosc, 2.

III.

Immagino un convoglio passeggeri, *omnibus*, incamminato colla velocità di 50 chilom. all'ora (massima pei treni *omnibus*) sopra una strada in linea retta ed in discesa colla pendenza del 10⁰⁰/₁₀₀ condizioni assai sfavorevoli per il problema che mi propongo di risolvere.

La composizione del convoglio è quale risulta dalla tabella seguente:

Numero dei veicoli		Peso totale di ciascun veicolo carico P	Numero degli assi di cias. veic. n	Peso delle parti rotanti di ciascun veicolo p	$\frac{P - p}{2n}$
1	Locomotiva Gouin	28748	3	6234	—
1	Carro di scorta - <i>con freno</i>	20662	3	4275	2731
2	Carri bagagli - <i>con freno</i> (1)	11700	2	1450	2562,5
4	Vetture miste di 1 ^a e 2 ^a classe (2) . .	7920	2	1450	—
2	Vetture di 3 ^a classe - <i>con freno</i> (3) .	8900	2	1450	1862,5
2	Vetture di 3 ^a classe (4)	8430	2	1450	—
—		—		—	
14		156010		27909	
(N)		(ΣP)		(Σp)	

(1) Peso di un carro vuoto: 5700 chilogr. — Sua portata 6 tonnellate.

(2) Peso d'una vettura vuota 5680 chilogr. — Ogni vettura è capace di 28 viaggiatori, e il peso medio di un viaggiatore si può ritenere di 80 chilogr.

(3) Peso d'una vettura vuota 5700 chilogr. — Ogni vettura è capace di 40 viaggiatori.

(4) Peso d'una vettura vuota 5230 chilogr. —

Per ciò che riguarda il numero dei freni, la composizione di questo convoglio è analoga a quella dei treni che percorrono la linea Modane-Bardonnèche-Bussoleno (un veicolo-freno per ogni gruppo di 3 veicoli); non ho poi tenuto conto del freno a contro-vapore di cui sempre può disporre il macchinista, nè del freno a mano di cui spesso è munita la locomotiva.

Suppongo che ad un dato istante si interrompa la distribuzione del vapore e che simultaneamente si mettano in azione tutti i freni, portando immediatamente la pressione sulle ruote al suo valore massimo, registrato nell'ultima colonna della tabella precedente. Mi domando quanta strada percorrerà ancora il convoglio prima di fermarsi.

Dico x quest'incognita ed applico l'equazione delle forze vive al periodo del rallentamento.

1° *Termine.* — Forza viva iniziale del convoglio per ciò che riguarda il suo moto progressivo ($v = 14^m$)

$$\frac{\Sigma P}{g} v^2 = 3118274$$

2° *Termine.* — Forza viva iniziale delle parti rotanti per ciò che riguarda il loro moto rotatorio (R raggio esterno della ruota, ρ raggio di girazione)

$$\Sigma \left(\frac{v}{R} \right)^2 \frac{p}{g} \rho^2 = \frac{v^2}{g} \Sigma \left(p \frac{\rho^2}{R^2} \right) = 499474$$

3° *Termine.* — Lavoro dell'attrito di sviluppo sulle rotaie ($f = 0,001$)

$$f \Sigma P \cdot x = 156,01 \cdot x$$

4° *Termine.* — Lavoro dell'attrito di rotazione fra i fusi ed i loro cuscinetti (coefficiente d'attrito $\phi = 0,05$; raggio dei fusi $r = 0,0375$)

$$\phi \left(\Sigma P - \Sigma p \right) \frac{r}{R} \cdot x = 480,378 x$$

5° *Termine.* — Lavoro della resistenza dell'aria, secondo la formola di Pambour e Wood (N numero dei veicoli = 14; M superficie resistente del primo veicolo = 5,30; v_m velocità media del convoglio durante il periodo del ritardamento; si può ritenere v_m uguale alla metà della velocità iniziale)

$$0,005 (0,23 + 0,94 N + M) v_m^2 \cdot x = 4,545$$

6° Termine. — Lavoro della gravità (*i* pendenza in metri della strada)

$$\Sigma P \cdot i \cdot x = 156,01 \cdot x$$

7° Termine. — Lavoro dei freni

$$f' \Sigma (N'Q) \cdot x = 12998,286 \cdot x$$

(*N'* numero dei ceppi applicati ad un veicolo, *Q* pressione su ciascuna ruota del veicolo, data dall'ultima colonna della tabella, *f'* coefficiente d'attrito fra ghisa ed acciaio a secco: non mi fu dato rinvenire questo numero nelle tavole di Coulomb e di Morin; adottai il valore 0,251 che si riferisce ad un'esperienza di Morin in cui le superficie a contatto, ferro e bronzo, erano pochissimo unte).

L'equazione delle forze vive per il periodo considerato sarà dunque:

$$\frac{v^2}{2g} \left[\Sigma P + \Sigma \left(p \frac{\rho^2}{R^2} \right) \right] = \left[f' \Sigma P + \phi \left(\Sigma P - \Sigma p \right) \frac{r}{R} + 0,005 \left(0,23 + 0,94 N + M \right) v_m^2 - \Sigma P \cdot i + f' \Sigma (N'Q) \right] x$$

d'onde ricavasi, sostituendo i valori numerici

$$x = 134 \text{ metri.}$$

Questo risultato è assai soddisfacente.

IV.

Suppongo che il freno di cui espongo la teoria sia applicato ad una vettura di 3^a classe delle ferrovie dell'Alta Italia, cosicchè nei calcoli che sto per fare, la pressione massima

$$Q_m = \frac{P - p}{2n}$$

fra ogni ceppo ed il corrispondente cerchione sarà: 80 chilogr.

La disposizione che ho adottato mi permette di fissare arbitrariamente: 1° il valore massimo dello sforzo motore, da

applicarsi tangenzialmente al manubrio dell'albero a vite; 2° il numero dei giri N che il detto albero dovrà effettuare affinché la pressione Q fra ceppo e ruota passi dal valore zero al suo valore massimo Q_m .

Ed ecco come:

Applicherò anzitutto all'intero meccanismo l'equazione dei lavori, supponendo che la pressione Q abbia il valore massimo Q_m ed attribuendo allo sforzo motore F un valore convenientemente scelto F_m . Questa equazione determinerà l'apertura del ceppo-cuneo. Poi, scelto ad arbitrio il numero di giri N , rappresenterò graficamente colla massima esattezza possibile le posizioni estreme del meccanismo, e quindi la corrispondente inflessione della molla ad arco; allora potrò determinare, colle formole che dà il Redtembaker, le dimensioni di questa molla in modo ch'essa possa prendere l'inflessione misurata sotto uno sforzo, corrispondente alla pressione Q_m .

Esposto il mio programma, passo subito a svolgerlo.

Nell'equazione che sto per stabilire trascurerò l'obliquità dei vari tiranti, l'attrito di rotazione pei fulcri delle leve, e supporrò che i cunei-ceppi si possano riguardare siccome cunei rettangoli, riferendomi perciò alla disposizione teorica rappresentata dalla figura schematica 3.

Pongo:

lunghezza del manubrio $AB = l$;

raggio medio della vite r ;

suo passo h ;

coefficiente d'attrito per la vite f_1 ;

tensione della briglia CM : R ;

» del tirante NL : T ;

pressione dei tiranti IJ , $I'J'$: S ;

bracci di leva: $MO' = c$, $NO' = d$, $LO = a$, $IO = I'O = b$;

angolo al vertice del cuneo rettangolo: θ ;

pressione sulla faccia inferiore di esso cuneo: Q_m ;

» » » superiore: Q'_m ;

coefficiente d'attrito per le due faccie: f .

Avrò anzitutto per l'equazione della vite a pane rettangolare

$$F_m = R \frac{r}{l} \frac{h + 2\pi r f_1}{2\pi r - f_1 h} \quad \dots \quad (1)$$

Ma per l'equazione della leva

$$R = \frac{d}{c} T \quad \text{e} \quad T = 4 \frac{b}{a} S$$

Laonde

$$F_m = 4S \frac{b}{a} \frac{d}{c} \frac{r}{l} \frac{h + 2\pi r f_1}{2\pi r - f_1 h} \quad \dots \quad (2)$$

Si ha poi pel coefficiente di rendimento del cuneo rettangolare

$$\frac{Q'_m \operatorname{sen} \theta}{S} = \frac{1}{1 - f^2 + 2f \cot \theta} \quad \dots \quad (3)$$

ora si ha, agguagliando a zero la somma algebrica delle componenti verticali di tutte le forze applicate al cuneo:

$$Q'_m = \frac{Q_m}{\cos \theta - f \operatorname{sen} \theta} \quad \dots \quad (3')$$

e sostituendo nell'equazione (3)

$$\frac{Q_m}{\cot \theta - f} = S \frac{1}{1 - f^2 + 2f \cot \theta} \quad \dots \quad (4)$$

Da qui ricavando il valore di S e mettendolo nell'eq. (2), si ha finalmente

$$F_m = Q_m \frac{1 - f^2 + 2f \cot \theta}{\cot \theta - f} 4 \frac{b}{a} \frac{d}{c} \frac{r}{l} \frac{h + 2\pi r f_1}{2\pi r - f_1 h} \quad (5)$$

e¹ risolvendo rispetto all'incognita $\cot \theta$, dopo aver fatto per brevità

$$4 Q_m \frac{b}{a} \frac{d}{c} \frac{r}{l} \frac{h + 2\pi r f_1}{2\pi r - f_1 h} = A \quad \dots \quad (6)$$

si trova

$$\cot \theta = \frac{A(1 - f^2) + f F_m}{F_m - 2 A f} \quad \dots \quad (7)$$

Ho fatto

$$h = 0,01, \quad r = 0,036, \quad f_1 = 0,10, \quad \frac{r}{l} = \frac{0,036}{0,18} = \frac{1}{5},$$

$$\frac{d}{c} = \frac{0,15}{0,30} = \frac{1}{2}, \quad \frac{b}{a} = \frac{0,09}{0,36} = \frac{1}{4}$$

Ho poi stabilito che fosse $F_m = 24$ chilogr., ed ho trovato:

$$\theta = 19^{\circ} 48'$$

Ciò posto, ho rappresentato in grande scala, e colla massima esattezza possibile, le due posizioni estreme del meccanismo, supponendo che per passare dall'una all'altra si dovessero impartire alla vite 14 giri. La fig. 4 rappresenta in minor scala questo disegno. Ho controssegnato colla lettera o nei differenti vertici, la *posizione iniziale* del meccanismo (1), quella cioè in cui il ceppo è bensì a contatto col cerchione della ruota, ma la mutua pressione fra di essi è uguale a zero; colla lettera m , ho controssegnato la posizione ultima del meccanismo, posizione che si determina innalzando la chiocciola C della quantità $14 \cdot h$ ossia $0^m, 14$. Ho misurato la variazione $f_0 - f$, che subisce la saetta della molla ad arco, quando il ceppo passa dalla posizione o alla posizione m , ed ho trovato

$$f_0 - f = 1^{\text{cm}}, 2$$

Suppongo che a questa inflessione corrisponda la pressione fra ceppo e ruota $Q_m = 1800$, e con questi due dati, calcolo le dimensioni della molla.

Ed anzitutto fo le ipotesi seguenti:

1° Le lamine della molla si toccano soltanto per le loro estremità e per i punti incastrati nella staffa.

2° La resistenza S riferita all'unità di superficie, nella sezione d'incastro Oy (fig. 4) è la stessa per tutte le lamine.

3° Tutte le lamine hanno la stessa curvatura;

4° » » » larghezza b ;

5° » » » lo stesso spessore δ ;

6° Le lunghezze delle lamine formano una progressione aritmetica, cosicchè dette

$$l_1, l_2, l_3 \dots l_k \dots l_n$$

(1) Da non confondersi colla *posizione di riposo*, che è quella in cui havvi fra ceppo e ruota un giuoco di 5 o 6 millimetri. Farò qui osservare che la posizione iniziale del freno non è invariabile, ma dipende dal carico che sopportano le molle di sospensione del veicolo.

le distanze delle loro estremità di destra all'asse Oy , si abbia

$$l_k = l_1 \left(1 - \frac{k-1}{n} \right) \dots \dots \dots (8)$$

Un molla di tal fatta dicesi *trapezoidale*.

Ciò premesso, dicendo P lo sforzo verticale che opera sull'estremità della prima lamina, P' , P'' , ..., $P^{(n-1)}$ le azioni pure verticali, che la 2^a, 3^a, ..., n esima lamina esercitano rispettivamente sulla 1^a, 2^a, ..., $(n-1)$ esima avremo applicando alla sezione d'incastro di ciascuna lamina la nota formola relativa alla flessione

$$\left. \begin{aligned} \frac{I_x S}{\frac{1}{2} \delta} &= P l_1 - P' l_2 \\ \frac{I_x S}{\frac{1}{2} \delta} &= P' l_2 - P'' l_3 \\ \dots \dots \dots \\ \frac{I_x S}{\frac{1}{2} \delta} &= P^{(n-1)} l_n \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (9)$$

E sommando queste n eq.

$$\frac{n I_x S}{\frac{1}{2} \delta} = P l_1$$

Sostituendo ad I_x , momento d'inerzia della sezione d'incastro di ciascuna lamina rispetto all'asse principale orizzontale, il suo valore

$$\frac{1}{12} b \delta^3$$

e risolvendo rispetto ad n , viene

$$n = \frac{6 P l_1}{S b \delta^3} \dots \dots \dots (10)$$

Stabilisco ora l'eq. della curva elastica per la prima lamina, riferendo questa curva a due assi Ox , Oy , l'uno orizzontale, verticale l'altro, passanti pel centro della sezione d'incastro.

Dette x e y le coordinate di un punto qualunque m di essa curva (essendo però $x < l_1$) R e ρ i raggi di curvatura in m quando la molla è scarica, e quando è sollecitata alle sue estremità dal peso P , l'equazione della curva elastica per la 1^a lamina sarà

$$P(l_1 - x) - P'(l_2 - x) = EI_x \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{\rho} \right)$$

ossia

$$Pl_1 - P'l_2 - (P - P')x = EI_x \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{\rho} \right)$$

osservando che per la 1^a delle equazioni (9) si ha

$$Pl_1 - P'l_2 = \frac{I_x S}{\frac{1}{2} \delta}$$

notando ancora che per una molla trapezoidale si ha $P = P' = P'' \dots$ e ponendo per approssimazione

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2 y}{d x^2}$$

l'equazione precedente si potrà scrivere

$$\frac{d^2 y}{d x^2} = \frac{1}{R} - \frac{S}{\frac{1}{2} \delta E}$$

Integrando successivamente due volte, colla supposizione che R sia costante, ossia che l'asse della prima lamina sia un arco di circolo quando la molla è scarica, e determinando le costanti colla condizione che per $x = 0$ risulti

$$\frac{d y}{d x} = 0 \quad \text{e} \quad y = 0$$

viene

$$y = \left(\frac{1}{R} - \frac{2S}{E\delta} \right) \frac{x^2}{2} \quad \dots \quad (11)$$

facciamo $x = l_1$, troviamo per l'ordinata dell'estremità della 1^a lamina, quando vi si trova applicato lo sforzo P

$$f = \left(\frac{1}{R} - \frac{2S}{E\delta} \right) \frac{l_1^2}{2} \quad \dots \quad (12)$$

Il valore di quest'ordinata, quando si riduce a zero il valor di P e quindi anche la resistenza unitaria S nella sezione d'incastro, diventa

$$f_0 = \frac{l}{R} \frac{l_1^2}{2} \dots (13)$$

Sottraendo membro a membro l'equazione (12) dalla (13) si trova

$$f_0 - f = \frac{S l_1^2}{E \delta} \dots (14)$$

essendo $f_0 - f$ l'inflessione che subisce l'estremità della prima lamina quando vi si applica lo sforzo verticale P, rivolto dall'alto in basso, od anche, se vuoi, la variazione che subisce la saetta della molla, quando alla sezione di mezzo della medesima venga applicato lo sforzo verticale 2 P, rivolto dal basso in alto.

L'equazione (14) può scriversi

$$\delta = \frac{S l_1^2}{E (f_0 - f)} \dots (15)$$

e determina lo spessore della 1^a lamina, comune anche alle sottostanti: determinato δ si troverà il numero n delle lamine coll'equazione (10) e la lunghezza di ciascuna di esse (tranne quella della prima, che si prende ad arbitrio) coll'equazione (8).

Assumendo

$$S = 3600 \text{ kg. per cmq.}$$

$$E = 2400000 \text{ kg. per cmq.}$$

$$l_1 = 40 \text{ cm.} \quad b = 6 \text{ cm.}$$

avendo trovato $f_0 - f = 1 \text{ cm.}$, ed essendo: (vedi figura 3)
 $2 P = Q'_m \cos \theta$, ossia sostituendo a Q'_m il suo valore (3') in funzione di Q_m

$$2 P = \frac{Q_m \cos \theta}{\cos \theta - f \sin \theta} = \frac{Q_m}{1 - f \tan \theta} = 1972 \quad (16)$$

e quindi

$$P = 986 \text{ chilogr.}$$

Si ha

$$\begin{array}{ll} \text{coll'eq. (15)} & \delta = 2\text{cm} \\ \text{• (10)} & n = 3 \\ \text{• (8)} & \left. \begin{array}{l} l_2 = 26\text{cm},6 \\ l_3 = 13\text{cm},3 \end{array} \right\} \end{array}$$

In tal maniera riesce perfettamente determinata la molla ad arco del freno.

V.

Ho assunto uguale a 24 chilogr. lo sforzo massimo F_m che deve esercitare il frenatore, tangenzialmente al manubrio della vite: ho supposto che per portare la pressione Q tra ceppo e ruota al suo valor massimo $Q_m = 1800$ chilogr. si dovessero dare 14 giri di vite; vorrei ora calcolare lo sforzo motore medio, ed il lavoro motore medio per un giro.

Perciò suppongo che ad ogni giro di vite, la molla s'inflexa di una quantità costante

$$\frac{f_0 - f}{N} = \frac{1,2}{14} = 0\text{cm},08$$

esprimendo poi la pressione P in funzione di $f_0 - f$ mediante le equazioni (10) e (14), ho

$$P = \frac{n}{6} E (f_0 - f) b \frac{\delta^3}{l_1^3}$$

e sostituendo in quest'espressione alla inflessione totale $f_0 - f$ la inflessione

$$\frac{f_0 - f}{n} i$$

corrispondente all' i esimo giro di vite avrò il corrispondente valore P_i della forza P .

$$P_i = \frac{n}{6} E \frac{f_0 - f}{N} i b \frac{\delta^3}{l_1^3}$$

Calcolato P_i , avrò il valore Q_i della pressione fra ceppo e ruota dall'equazione (16)

$$Q_i = 2 P_i (1 - f \tan \theta)$$

e finalmente il valore F_i dello sforzo motore mi sarà dato dall'equazione (5)

$$F_i = Q_i \frac{1 - f^2 + 2f \cos \theta}{\cos \theta - f} 4 \frac{b}{a} \frac{d}{c} \frac{r}{l} \frac{h + 2\pi r f_i}{2\pi r - f_i h}$$

facendo successivamente $i = 1, 2, 3, 4 \dots 14$, ho potuto, mediante le precedenti formole, stabilire il seguente quadro:

i	$\frac{f_0 - f_i}{N} i$	P_i	Q_i	F_i
1	0 ^{cm} ,08	72 ^{kg}	131 ^{kg} ,04	1 ^{kg} ,747
2	0 ,16	144	262 ,08	3 ,494
3	0 ,24	216	393 ,12	5 ,241
4	0 ,32	288	524 ,16	6 ,988
5	0 ,40	360	655 ,20	8 ,735
6	0 ,48	432	786 ,24	10 ,482
7	0 ,56	504	917 ,28	12 ,229
8	0 ,64	576	1048 ,32	13 ,976
9	0 ,72	648	1179 ,36	15 ,723
10	0 ,80	720	1310 ,40	17 ,470
11	0 ,88	792	1441 ,44	19 ,217
12	0 ,96	864	1572 ,48	20 ,964
13	1 ,04	936	1703 ,52	22 ,711
14	1 ,12	1008	1834 ,56	24 ,458

Da questo quadro si ricava:

Valore medio dello sforzo motore $F_{\mu} = \text{kg. } 13,10.$

Lavoro motore medio per un giro: $F_{\mu} \cdot 2\pi l = \text{kg. m. } 14,808.$

» totale che deve svolgersi per portare il ceppo nella posizione estrema . $14. F_{\mu} 2\pi l = \text{kg. m. } 207,312.$

Un calcolo analogo si può fare pel moto retrogrado del ceppo ;

valori di $\frac{f_0 - f}{N} i$, P_i e Q_i per una data posizione di esso ri-

mangono uguali a quelli che si hanno per la stessa posizione durante il moto diretto: cambia solo il valore di F_i imperocchè la formola (4), col cambiarvi f in $-f$ diventa

$$S = Q \frac{1 - f^2 - 2f \cos \theta}{\cos \theta + f}$$

cosicchè risulta

$$F_i = Q_i \frac{1 - f^2 - 2f \cos \theta}{\cos \theta + f} 4 \frac{b}{a} \frac{d}{c} \frac{r}{l} \frac{h + 2\pi r f_i}{2\pi r - f_i h}$$

facendo successivamente in questa formola $i = 1, 2, 3, \dots N$ si può ricavare il quadro seguente:

i	1	2	3	4	5	6	7
F_i	3,962	3,679	3,396	3,113	2,830	2,547	2,264
i	8	9	10	11	12	13	14
F_i	1,981	1,698	1,415	1,132	0,849	0,566	0,283

e quindi:

Valore medio dello sforzo motore: $F_{\mu} = 2,405$

Lavoro medio per un giro $F_{\mu} \cdot 2\pi l = \text{chilogr. metri } 2,719$

Lavoro totale per ricondurre il ceppo alla sua posizione iniziale = chilogrammetri 38,066.

VI.

Il Couche, nel suo reputato *Trattato di Strade Ferrate*, fa osservare quanto grande sia il numero dei freni ferroviari che vennero proposti, specialmente da alcuni anni a questa parte, e deplora, nell'arguto suo stile, che la massima parte degli

inventori di tali apparecchi fossero persone affatto estranee, — nonchè alla scienza delle strade ferrate — alle nozioni più elementari di meccanica.

Un tal fatto è, per certo, a deplorarsi. Ed invero quanto tempo e quanto denaro sarebbesi risparmiato se l'inventore avesse potuto prevedere, col calcolo, gli effetti del suo freno, prima di accingersi a farlo sperimentare dalle Società Ferroviarie! È innegabile che la via sperimentata permette, meglio d'ogni altra, di giudicare esattamente della bontà d'un apparecchio, ma non è men vero che lo studio teorico del medesimo possa, in certa misura, indicare *a priori* se l'esperienza darà risultati soddisfacenti o no.

Ed è fuor di dubbio che molte esperienze infruttuose si sarebbero risparmiate, qualora si fosse fatto preventivamente un accurato studio teorico del freno a costruirsi.

Io intendo, con queste parole, spiegare lo scopo di questa mia dissertazione; il freno di cui ho testè presentato lo studio, malgrado i ragguardevoli suoi pregi (ed ho avuto cura di rilevarli tutti) non potrà mai riuscire, credo, utilmente applicabile all'esercizio delle ferrovie; tale è la mia opinione e tale è, suppongo, quella di chiunque avrà letto queste mie povere pagine.

Debbo però dichiarare che, nello scriverle, non fu mio proposito accrescere il numero, già spaventoso, dei freni presentati, con esito più o meno felice, alle Amministrazioni Ferroviarie. Io mi proposi unicamente di esporre un *esempio dello studio teorico di un freno*.

EDMONDO DUBOSC.

