G 95

STUDIO DI UNA LOCOMOTIVA-TENDER MERCI

DISSERTAZIONE

presentata alla Commissione Esaminatrice

della R. scuola d'applicazione per gli Ingegneri in Torino

DA

PARVIS FRANCESCO

DA BREME (LOMELLINA)

ALLIEVO DEL R. COLLEGIO DELLE PROVINCIE

per ottenere il Diploma di Laurea

DI

INGEGNERE CIVILE

1873

TORINO
VINCENZO BONA

TIPOGRAFO DI SUA MAESTÀ

Via Ospedale, 3.

STUDIO DI UNA LOCOMOTIVA-TENDER MERCI SISTEMA VARSSEN

DISSERTAZIONE

resentata infly Comet Rona Blandardes

mated at heaven the new section of alocar of affects

PARVIS TRANCESCO

AVERTHEORY CHEST AND

REPRESENTED STATES ON THE COLUMN THE COLUMN

sound in amplified it organite my

INGEOMERE, OPVILE

EVEL

OMINOT

ANOR OSESSED

Armilia and in our court

Via Deputional aiv

ALLA VENERATA MEMORIA DI MIO PADRE E DELL'OTTIMO MIO ZIO GIUSEPPE MICHELINI QUESTO LAVORO CONSACRO

A GASPARE E PIETRO MICHELINI
A MIA MADRE
IN SEGNO DI GRATITUDINE E AFFETTO
QUESTO DONO
OFFRO

APROBLIC APARTED ALLE

CONTRIBUTION OF THE CONTRI

A CASPARE E PIETRO MICHELIM

A MIAMADRE

A SECUND DI CRASTOUDINE E AMPLETO

OUGETO DONO

OUTERO

page put in learning det Mond delle Francis; etch increase

Dopo la famosa prova del 1829 in cui Roberto Stephenson lanciava la sua locomotiva sul tronco Liverpool-Manchester. le strade ferrate vennero acquistando tale importanza economica e militare presso tutte le nazioni civili che dall'Inghilterra in breve si sparsero agli altri stati più colti e più produttivi, e in meno di mezzo secolo se ne formò tutta la vasta rete ferroviaria che attualmente copre quasi tutta Europa e molta parte degli altri continenti. Tuttavia molte e gravi furono le difficoltà tecniche e le spese che s'incontrarono nella costruzione di queste vie: e le opere di sterro e interro, i ponti, i viadotti e le gallerie che da quel tempo in poi si costrussero, per diminuire i declivi troppo forti e le risvolte troppo ristrette dovute alle ineguaglianze del suolo, sono lavori invero meravigliosi sia per numero che per mole e difficoltà di costruzione. Si comprende adunque facilmente come non dovesse tardare a sorgere nella mente degli ingegneri un nuovo problema, quello cioè di costruire macchine capaci di superare forti salite e curve di piccolo raggio senza modificare il sistema ordinario di armamento delle vie. Di fatto Engerth inventava il suo tipo di locomotiva destinato alla salita del Semmering di 0^m,025 per metro, Petiet faceva costrurre la sua locomotiva-tender a quattro cilindri e dodici ruote accoppiate per la ferrovia del Nord della Francia; altri ingegneri come Arnoux, Bogie, Beugniot ecc. attuavano differenti sistemi di macchine articolate di grande potenza, che furono più o meno felicemente applicate al servizio ferroviario. I sistemi ad aderenza artificiale di Fell e a trazione funicolare di Agudio furono immaginati allo stesso scopo: ma la loro costruzione si scosta alquanto dalle condizioni del suesposto problema.

Fra quei sistemi di macchine articolate è pur degno di studio quello di Vaessen, ingegnere capo presso la Società St.-Léonard a Liége, il quale con una sua locomotiva-tender di montagna giunse a nuovi e lodevoli risultati, avendo con questa potuto « rimorchiare 160 tonnellate in più del peso della locomotiva « sopra una strada in pendenza del 20 % colla velocità di « 20 km. all'ora in curve di raggio inferiore a 300 metri » .

Di questo problema è mio intendimento di fare lo studio nel presente lavoro: onde, premessa una breve descrizione della macchina e del sistema di articolazione Vaessen, io mi propongo di calcolare gli elementi principali di questo motore, trattando eziandio della distribuzione Walschaerts che vi è stata impiegata.

di costenzione, ca comprende adunque facilmente compe don

trespect tributed di semembra della ric. Di f. 15 decenti

ment pova tieb enegative in o rinee it omitte ta

Descrizione della macchina.

Nella macchina Vaessen si vede anzitutto opportunamente riunito in un solo corpo il tender alla locomotiva, affine di aumentare l'aderenza delle ruote motrici alle rotaie ed agevolare la trazione del convoglio sopra strade in pendenza: infatti, poichè l'effetto dello sforzo di trazione dipende essenzialmente dalla grandezza dell'aderenza, ossia dall'attrito che si sviluppa fra quelle due superficie, e che quest'attrito è proporzionale (nella ragione di $\frac{1}{7}$ circa) al peso che colle ruote motrici gravita sulle rotaie, risulta chiaro che, a quel modo, si è aumentata l'aderenza senza accrescere il peso che non fa parte del carico utile di trasporto. Lo stesso motivo ha consigliato l'accoppiamento delle quattro ruote posteriori alle motrici; senza di ciò il peso loro sovrastante sarebbe andato perduto. Anche il grado di levigatezza e di untuosità delle rotaie influisce non poco sull'aderenza, cagionando il scivolamento, sempre dannoso, delle ruote motrici su di quelle: si suole in tal caso far cadere innanzi a queste ruote un filo di sabbia calda che è contenuta in casse apposite sopra la caldaia.

Sistema di articolazione. — L'avantreno dianzi accennato, detto anche treno universale di Vaessen, differisce da quello del sistema americano per la proprietà che possiede,

non solo di muoversi attorno ad un asse verticale per disporsi secondo il raggio della curva, ma ancora di spostarsi lateralmente per rapporto all'asse della caldaia; laddove in quest'ultimo il centro di rotazione dell'avantreno essendo nella curva costretto ad uscire dall'asse della strada, riesce pericoloso il corrervi a grande velocità.

Il treno universale si compone di una intelaiatura T (Fig. 1) portata da due sale col mezzo di due leve laterali e di molle di sospensione. Il centro di quest' intelaiatura riceve in una cavità emisferica U un pernio della stessa forma fissato ad una leva orizzontale L posta longitudinalmente sotto la macchina e articolata nel punto fisso F della caldaia. Questa leva sostiene coll'altra estremità la cassa del fumo per mezzo di due pezzi in acciaio foggiati a cuneo P (Fig. 2), sui quali si appoggiano due doppii piani inclinati corrispondenti fissi al di sotto della cassa stessa. Il pernio adunque riceve, mediante la leva, una pressione eguale alla somma di quelle esercitate nel punto di articolazione e sui pezzi P.

È facile comprendere che, quando la macchina si trova sopra un tratto rettilineo di via, la leva è diretta secondo l'asse della caldaia, i due pezzi P occupano la posizione normale entro i piani inclinati (Fig. 2), e nello stesso tempo le sale sono fra loro parallele e perpendicolari all'asse della strada. Ma appena il sistema arriva in una curva, la pressione trasversale esercitata dalla rotaia esteriore sopra gli orli delle ruote, per effetto della forza centrifuga che si manifesta, tende a spostarlo, facendogli descrivere:

l° Un moto di rotazione attorno al pernio, che porta le due sale in una direzione parallela al raggio della curva passante per il centro del carro;

2º Un altro movimento di rotazione attorno al punto di articolazione della leva, il qual movimento riconduce il centro del carro sull'asse della via da cui esso tenderebbe ad allontanarsi.

La rotazione avviene in virtù dello spostamento X (Fig. 3) che provano i due pezzi nominati rispetto ai piani inclinati, sui quali essi scorrono lateralmente abbassando in quel punto la leva e quindi anche l'intelaiatura del carro mobile.

Lo spostamento laterale, ora indicato, dei pezzi P, ha luogo solamente quando la spinta laterale delle rotaie contro gli orli delle ruote sia capace di vincere:

1º l'attrito prodotto sui piani inclinati dalla parte del peso della macchina che gravita sui pezzi sottostanti;

 2° la componente orizzontale della forza che si sviluppa secondo i piani inclinati in virtù dello stesso peso; la qual componente è circa $\frac{1}{10}$ della pressione.

Ora si sa che sulle sale del carro mobile gravita il peso di 9 tonnellate, e sulla leva 6 tonn., delle quali 1,5 sopra l'estremità anteriore, 4,5 sulla posteriore, ossia sui pezzi d'appoggio. Dunque lo sforzo laterale necessario a produrre lo spostamento sarà di

$$kg.4500 (f+0,10)$$

f essendo il coefficiente di attrito di acciaio contro acciaio, che assumeremo eguale a 0,18: si avrà così

kg. 1260

per valore di quello sforzo.

Abbiamo già detto che, sotto la pressione del peso che sovrasta al carro, questo prova un abbassamento che provoca una maggior pressione nelle molle di sospensione: questo eccesso di pressione è quello che tende a ricondurre il carro nella posizione normale appena che la macchina abbandona la curva.

Le tre sale posteriori non sono mobili intorno ad assi verticali, ma rimangono costantemente fra loro parallele e normali all'asse della macchina: l'ultima soltanto è capace di ricevere uno spostamento trasversale che supera di poco i 40 mm. nelle curve di raggio minimo.

Troviamo il valore dei due spostamenti, quello cioè del centro dell'avantreno X, e quello del centro dell'ultima sala x in curve di raggi differenti R.

Preso per origine delle coordinate il punto P (Fig. 3) dell'asse stradale, equidistante dalla prima e seconda delle sale accoppiate e per assi il raggio e la tangente in quel punto, gli spostamenti saranno dati dalle ascisse

$$X = R - \sqrt{R^2 - Y^2}$$

$$x = R - \sqrt{R^2 - y^2}$$

essendo Y, y le ordinate corrispondenti che nel caso nostro sono l'una di 2^m ,55, l'altra di 2^m ,30.

Dando ad R vari valori, avremo per

Sistema di distribuzione. — Tutto il meccanismo della distribuzione del vapore è posto esternamente alla macchina, ed i cilindri sono inclinati del 16 °/, all'orizzonte.

Il sistema qui usato è quello conosciuto sotto il nome di Walschaerts, ingegnere per le locomotive della sezione Mezzogiorno delle ferrovie del Belgio. In Germania sotto la denominazione di Heusinger von Waldegg si conosce questo stesso sistema con leggiere modificazioni: alla piccola manovella che, come vedremo, comanda il settore è sostituito un eccentrico, e il settore vi è diritto invece che nel primo è rovesciato. Sotto l'aspetto della loro teoria però sono dello stesso

sistema: venne studiato da Zeuner nell'opera Sulle distribuzioni a cassetto. Nel Belgio il sistema Walschaerts è stato applicato a molte macchine della sezione Mezzogiorno; in Francia lo fu a qualche locomotiva Crampton della sezione Nord; da noi infine si vede impiegato nelle locomotive-tender, costrutte dalla Società St.-Léonard, che fanno il servizio di Torino-Ciriè e Torino-Rivoli.

La figura 1 ci dà l'insieme del meccanismo nella posizione che occupa nel complesso della macchina.

Le parti che lo costituiscono sono:

1° una piccola manovella di raggio OB formata da un bottone fisso ad un braccio BA solidario colla manovella motrice OA, colla quale fa un angolo di calettamento BOA = 90°;

2° un'asta BC legata da una parte al bottone B e dall'altra all'estremità inferiore C di un settore CK, entro la scanalatura del quale scorre il fessoio M dell'asta MF;

3° il settore ora nominato, sospeso nel suo mezzo L intorno a cui può liberamente oscillare, e che serve a invertire il moto e a variare l'espansione del vapore nei cilindri;

4º una piccola asta MF che unisce il punto F al settore;

5° una leva NH, di cui l'estremo superiore H si articola con un manicotto fisso al gambo della valvola a cassetto, e l'inferiore è legato ad un braccio DE, unito al gambo dello stantuffo, per mezzo di un'asticciuola NE. Di questa si potrebbe anche fare a meno, purchè la leva nella parte inferiore portasse una feritoia rettilinea, entro la quale scorrerebbe un bottone fisso in E. La legge di distribuzione non verrebbe per questo a subire variazione alcuna.

I gambi dello stantuffo e della valvola sono condotti nella loro corsa da guide convenienti.

Tutto il sistema poi è posto sotto la dipendenza immediata del macchinista mediante la leva PQ detta di comando. Questi, portando la leva dalla prima tacca anteriore dell'arco sottostante fino a quella di mezzo, produce, mediante l'interposto sistema di leve mobili intorno a S, X, la discesa del fessoio dalla posizione più alta a quella di mezzo lungo il settore; e così, mentre la macchina cammina in avanti, fa man mano crescere l'espansione restringendo la corsa del cassetto. Se poi da quella di mezzo egli porta la leva di comando all'ultima tacca posteriore, la macchina si mette a camminare indietro per essere invertita la distribuzione, e l'espansione va diminuendo mentre il fessoio si avanza verso l'estremità inferiore del settore.

Il sistema Walschaerts ha la proprietà di mantenere costante per qualunque grado di espansione l'anticipazione lineare assoluta della valvola, ossia lo spazio di cui il cassetto oltrepassa la posizione media quando la manovella si trova nella posizione dei punti morti.

Consideriamo la fig. 4° che rappresenta due posizioni del meccanismo corrispondenti a quelle della manovella motrice che passa in un punto morto OA_0 , e per un altro qualunque OA, che fa colla prima un angolo w. Le rette $A_0 \alpha$, $T\beta$ indicano gli assi del gambo dello stantuffo e della valvola.

Nel determinare la legge di movimento del cassetto si fa astrazione dalla obliquità dell'asta dell'eccentrico, della biella motrice e delle asticciuole MF, NE. Per semplicità il punto C_0 lo supporremo sull'asse $A_0\alpha$ dello stantuffo. Per la posizione iniziale OA_0 della manovella avremo il raggio dell'eccentrico nella direzione di OB_0 normale alla prima, e il settore nella posizione media $C_0 K_0$ unita in F_0 colla leva $N_0 H_0$. Supponiamo ora che la manovella giri di 180° per portarsi all'altro punto morto in OA_2 : il punto N_0 si sarà portato in N_2 percorrendo uno spazio eguale a due volte il raggio della manovella, $\overline{N_0 N_2} = 2R$. Questo spazio è pur quello percorso nello stesso tempo dallo stantuffo; e noi, per chiarezza, supporremo quest'ultimo portato sulla retta N_0 T onde meglio ve-

dere le correlative posizioni della valvola e dello stantuffo. Alla posizione OA_2 della manovella corrisponderà la OB_2 dell'eccentrico e la stessa di prima $C_0 K_0$ pel settore: quindi il punto F_2 appartenente alla leva N_2H_2 coinciderà col punto F_0 .

Conduciamo la retta GG' che segna la posizione media dell'asta e del cassetto. Poichè i punti H_0 e H_2 , che rappresentano le posizioni della valvola, corrispondono alle posizioni della manovella nei punti morti, ne segue che le lunghezze GH_0 e GH_2 ci daranno l'anticipazione lineare assoluta. E per conseguenza, essendo carattere di questo sistema la invariabilità di quest'anticipazione per tutti i gradi d'espansione, il punto F_0 non deve cambiare di posto quando il fessoio viene spostato lungo il settore. In altri termini, il settore deve essere descritto con raggio $\overline{K_0F_0}$ e centro in F_0 . Il punto L suolsi più convenientemente porre sopra la parallela all'asse del cassetto che passa per F_0 .

Per la seconda posizione OA_4 della manovella l'eccentrico si porterà in OB_1 , il settore in C_4K_4 , la leva in N_4H_4 e il punto F_0 in F_4 , che con molta approssimazione si può supporre sulla LF_0 .

Zeuner nella teorica di questa distribuzione giunge a determinare la legge del movimento del cassetto con queste considerazioni, che indico sommariamente.

Lo spostamento del cassetto in quest'ultima posizione del meccanismo è rappresentata da \overline{GH}_{1} . Condotta la retta $N_{0}V$, si ottiene:

$$\overline{GH}_1 = \overline{GH}_0 + \overline{H}_0 V - \overline{H}_1 V.$$

Ora facendo $\overline{OB}_1 = r$, $\overline{OA}_1 = R$, $\overline{LC} = c$ $\overline{GF}_0 = h$, $\overline{F_0G'} = k$, ed indicando con u la LK₁, distanza del fessoio dal mezzo L del settore; si ha, dalla considerazione di triangoli simili,

$$\overline{GH}_1 = \frac{h}{k} R + \frac{u}{c} \frac{h+h}{k} r \operatorname{sen} \omega - \frac{h}{k} R (1 - \cos \omega)$$

essendo prossimamente

$$r \operatorname{sen} \mathbf{w} = \overline{ob} = \overline{\mathbf{C_0}} \, \overline{\mathbf{C_1}}$$

$$\mathbf{R} (1 - \cos \mathbf{w}) = \overline{\mathbf{A_0}} a = \overline{\mathbf{N_0}} \, \overline{\mathbf{N_1}}$$

$$\overline{\mathbf{K_0}} \, \overline{\mathbf{K_1}} = \overline{\mathbf{F_0}} \, \overline{\mathbf{F_1}} = \frac{u}{c} \, \overline{\mathbf{C_0}} \, \overline{\mathbf{C_1}}.$$

Detto z lo spostamento GH, e fatte le riduzioni

$$\xi = \frac{h}{k} \operatorname{R} \cos \omega + \frac{u}{c} \frac{h+k}{k} r \operatorname{sen} \omega$$
 [1]

che è l'equazione del movimento della valvola.

Diagramma della distribuzione. — La formola [1] non è che l'equazione, in coordinate polari, di un circolo avente il polo sulla sua circonferenza, e che si può completamente determinare osservando che per

$$\omega = 0^{\circ}$$
, $\omega = \frac{\hbar}{\hbar} R$

rappresentante l'anticipazione lineare assoluta; per

$$\omega = 90^{\circ}, \qquad \xi_{i} = \frac{u}{c} \frac{h+k}{k} r.$$

Da questi valori potremo dunque avere il raggio p del circolo

$$\rho \! = \! \frac{1}{2} \sqrt{\xi_0^2 \! + \! \xi_1^2}$$

Condotte per il polo O le due rette OX, OY (Fig. 5) passanti per i punti P e Q corrispondenti ai raggi vettori ξ_0 e ξ_1 , le coordinate del centro del circolo rispetto a quelle rette prese per assi saranno

$$\frac{1}{2}\frac{h}{k}$$
 R e $\frac{1}{2}\frac{u}{c}\frac{h+k}{k}r$.

Tracciando adunque il circolo OPQ o circolo della distribuzione, sarà facile tener dietro a tutte le fasi di questa, perchè gli spostamenti del cassetto, per un angolo qualunque w di rotazione della manovella, sono semplicemente rappresentati dai raggi vettori che fanno quest'angolo coll'asse OA.

Si osservi ancora che, facendo crescere w da 180° a 360°, l'equazione [1] ci ripete gli stessi valori assoluti per \(\xi\) che corrispondono, nel primo mezzo giro, a questi angoli diminuiti di 180°. Dalla qual cosa si vede che, con un secondo circolo C¹ dello stesso raggio, passante per O e situato sul prolungamento di CO, sarà possibile rappresentare anche gli spostamenti corrispondenti al secondo mezzo giro della manovella.

Dopo di ciò, fissando tanti dati nella distribuzione che bastino alla determinazione del problema, sarà facile trovare gli altri elementi che la costituiscono. Noi faremo, nei calcoli che seguiranno, l'applicazione di quelle formole al nostro caso e descriveremo pure il diagramma polare che rappresenta la distribuzione.

In generale, qualunque sia il meccanismo impiegato per una distribuzione, se il movimento del cassetto si può esprimere con un'equazione della forma

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega$$
 [2]

questa distribuzione si può sempre ridurre ad una distribuzione semplice, di cui l'eccentricità sarebbe eguale a $\sqrt{A^2+B^2}$ e l'angolo di precessione eguale a quello che ha per tangente trigonometrica $\frac{A}{B}$.

Infatti differenziando l'equazione [2] rispetto ad w, ed eguagliando il risultato a zero si ha

$$\tan g w = \frac{B}{A}$$

che dà il complemento dell'angolo di precessione, ossia l'angolo di rotazione della manovella quando il cassetto ha subito il massimo spostamento dalla posizione media.

Inoltre a == 0 corrispondendo il valore

$$\tan g \omega = -\frac{A}{B}$$

si vede che la manovella sarà in direzione perpendicolare alla prima quando il cassetto sarà nella sua posizione media e viceversa.

Passando senz'altro a considerare gli altri gradi d'espansione, osserveremo che, per essere la lunghezza $\frac{1}{2} \frac{\hbar}{k}$ R, esprimente l'ascissa del centro del circolo della distribuzione, indipendente da u, tutti gli altri centri dei circoli corrispondenti a diverse espansioni saranno sull'ordinata del primo; vale a dire, la linea de'centri si riduce ad una retta perpendicolare all'asse OA (Fig. 5).

E se supponiamo che C sia il centro più alto dei circoli della distribuzione, ed inoltre che 4 siano le tacche nella metà anteriore dell'arco Q (Fig. 1), ed equidistanti fra di loro, sarà facile determinare i centri dei circoli corrispondenti, bastando dividere la lunghezza CN in 4 parti, delle quali i punti di divisione saranno i centri cercati.

Questi circoli passeranno necessariamente tutti per i punti O e P, e l'anticipazione lineare \overline{OP} assoluta sarà costante. Il circolo di centro N corrisponde al punto morto, ossia alla posizione media della leva P (Fig. 1).

Per le tacche posteriori dell'arco Q poi avremo un'altra serie di circoli simmetricamente disposti rispetto all'asse O A, se, come suolsi, anche queste ultime tacche saranno fra loro alla stessa distanza che le prime.

Esposto in tal guisa il concetto delle due parti caratteristiche della macchina e i principii che regolano il loro modo

di agire, daremo un rapido sguardo anche alle restanti, che sono simili a quelle delle altre locomotive.

L'intelaiatura della locomotiva composta, come d'ordinario, di due lungarine in ferro L e due travi di testa, sostiene la caldaia e tutto quanto a questa va unito. Questa è sopportata da molle di sospensione Brown, le quali trasmettono la pressione sulle sale delle ruote, mediante un sistema di bilancieri che fanno partecipare tutte le sale alle variazioni di pressione che si manifestassero sopra una di esse.

La caldaia di forma cilindrica è attraversata internamente da 206 tubi di riscaldamento, pei quali i prodotti della combustione trovano passaggio per portarsi alla cassa del fumo e di qui al camino. L'acqua di alimentazione riempie in gran parte la capacità interposta ai tubi fino a poca altezza al di sopra, e di più trova adito anche all'intorno del focolare e superiormente fra due pareti, quella del focolare ordinariamente di rame, e quella della caldaia in ferro, le quali sono insieme connesse col mezzo di tiranti filettati in rame.

Sopra la caldaia si innalza una capacità in forma di cupola provvista di un' apertura superiore di superficie conveniente, la quale è chiusa da due valvole premutevi contro da due leve sollecitate all'estremità da molle. In quella capacità si opera la presa del vapore aprendo, col mezzo del regolatore R, il registro M che chiude la luce di ammissione del vapore nei cassetti attraverso ai tubi T. Il vapore, dopo aver prodotto sulle faccie degli stantuffi la sua azione, sfugge per i tubi V nell'atmosfera passando pel camino. L'alimentazione della caldaia si fa mediante un iniettore Giffard I postovi sopra, e di una pompa.

Il focolare è, come dicemmo, una camera di lamiera di rame circondata da ogni parte dall'acqua della caldaia, eccetto al di sotto, dove è disposta la graticola, e posteriormente, nel luogo in cui è praticata la porta che serve all'introduzione del combustibile.

Questo focolare è del sistema Belpaire, e permette di bruciarvi anche la polvere di carbone; è posto al di sopra dell'ultima sala.

L'acqua e il combustibile di scorta si contengono in due casse laterali facilmente alla portata del macchinista.

Un freno potente agisce finalmente sulla ruota posteriore della locomotiva quando si gira la manovella Z.

Queste sono le parti principali della locomotiva Vaessen, della quale massimamente ho voluto occuparmi per fare lo studio teorico che segue.

in allowing allengents religions at interest line and trades and

3º La componente del pesa del convoglio che è rarallos alla strada in pendenza; . III.

20 Li attitio di svilappo fra i cerchioni delle ruote e la

Studio della locomotiva.

Resistenza alla trazione.

-sale of dat papallellanor dir quello di stricciamento

Supponiamo che un convoglio di 160 tonnellate trascinato da questa locomotiva corra con una velocità di regime di 20 km. all'ora sopra una strada in pendenza di 20 mm. per metro, e in curva di 200 metri di raggio.

Si sa che ogniqualvolta una macchina si muove con moto uniforme, i due lavori agente e resistente sono eguali, e che pure uguali sono fra loro le due forze contrarie che li producono, quando lo siano gli spazi percorsi nello stesso tempo dal loro punto di applicazione. Nel caso nostro pertanto dovremo almeno eguagliare alle resistenze che si oppongono al moto del convoglio lo sforzo di trazione della locomotiva, ossia la forza della macchina nei cilindri ridotta ad agire tangenzialmente alle ruote motrici. Se il convoglio dovesse partire dal riposo, questo sforzo dovrebb' essere molto maggiore; ma di ciò non si tien conto, essendo sempre possibile disporre di una pressione in caldaia maggiore dell'ordinaria. Fatta astrazione dalle resistenze accidentali dipendenti dal vento o dallo stato delle rotaie, le resistenze permanenti si riducono a queste:

1° L'attrito di rotazione fra i fusi delle sale e i loro cuscinetti;

2º L'attrito di sviluppo fra i cerchioni delle ruote e le rotaie;

3° La componente del peso del convoglio che è parallela alla strada in pendenza;

4º Gli attriti provenienti dalla curvatura della strada, che sono: quello di strisciamento tangenziale e normale della ruote sopra le rotaie, dovuti alla solidarietà delle ruote colle sale e dal parallelismo di queste; e quello di strisciamento degli orli dei cerchioni delle ruote contro il fianco delle rotaie;

5° La resistenza dell'aria.

Resistenza totale alla trazione. — Indicando con T questa resistenza, somma di tutte le precedenti, si ha l'espressione

$$T = \begin{cases} n \left[f \left(p + p' - p'' \right) \frac{r}{R} + f' \left(p + p' \right) + \left(p + p' \right) i + \right] \\ + f'' \left(p + p' \right) \frac{\sqrt{e^2 + d^2}}{2\rho + e} + V^2 f''' \frac{p + p'}{g \rho R} \sqrt{2 R h + h^2} \right] + \\ + 0.005 (M + 0.93 n + 0.23) V^2 \end{cases}$$

in cui i vari termini indicano, nello stesso ordine, le resistenze sopra enumerate, quando si ritenga che indicano:

n il numero dei veicoli del convoglio;

f, f, f', f''' i coefficienti d'attrito di rotazione, di sviluppo e di strisciamento corrispondenti agli attriti indicati coi numeri d'ordine 1°, 2° e 4°;

p, p,' p" i pesi, di ciascun veicolo scarico, del carico di trasporto e delle parti rotanti;

r, R, p i raggi rispettivi dei fusi delle ruote, delle ruote stesse e della curva stradale;

e, d le distanze delle rotaie e delle sale;

h l'altezza dell'orlo delle ruote;

g il valore della gravità;

i la pendenza della strada;

V la velocità del convoglio in km. all'ora;

M la proiezione del veicolo di maggior area sopra un piano normale all'asse stradale.

Nell'applicazione della formola precedente noi cercheremo distintamente la resistenza opposta: 1° dai soli veicoli, 2° dalla locomotiva, 3° dall'aria.

Resistenza dei veicoli. — Nel valore di T per i veicoli tralascieremo adunque l'ultimo termine, riferentesi alla resistenza dell'aria: così pure per la locomotiva. Detta T' la resistenza opposta dai soli veicoli, vediamo di scegliere i valori degli elementi che entrano nella sua espressione.

Il numero n dei veicoli potrà dedursi dalla condizione che il loro peso complessivo dev'essere di 160 tonnellate. Infatti ammettendo che sia

$$p = 4500, \quad p' = 5500$$

sarà

$$n = \frac{16000}{p + p'} = 16.$$

Inoltre supposto il peso di una sala colle sue ruote di 800 kg., si ha:

$$p'' = 2 \times 800 = 1600 \,\mathrm{kg}$$
.

Ora sapendosi che:

$$d = 2^{\text{m}},50$$
 $e = 1^{\text{m}},50$ $h = 0^{\text{m}},03$
 $R = 0^{\text{m}},50$ $r = 0^{\text{m}},04$ $q = 9^{\text{m}},81$

e da ripetute esperienze essendosi ottenuto:

$$f = 0.05$$
 $f' = 0.16$
 $f'' = 0.001$ $f''' = 0.015$

si avrà:

$$T' = 16 (33,6 + 10 + 200 + 11,63 + 2,28) = 4120,16 \text{ kg}$$

Resistenza della locomotiva. — Si noti che per essere questa sostenuta da due differenti sistemi di sale e ruote, indipendenti l'uno dall'altro, è lecito considerarla come scomposta in due parti di cui una di 9 tonnellate gravita sulle sale dell'avantreno, l'altra di 36 tonn. si appoggia alle tre sale posteriori. Dette T₁', T'₂ le resistenze corrispondenti, e ammettendo per la parte anteriore

$$n = 1$$
, $p + p' = 9000 \text{kg}$ $p'' = 1500 \text{gk} \times 2$
 $d = 1^{\text{m}}, 10$, $r = 0^{\text{m}}, 0704$, $R = 0^{\text{m}}, 40$

otterremo

$$T_{4}' = 52,79 + 9 + 180 + 4,47 + 4,67 = 250$$
kg,93
e per l'altra parte

$$n = 1, p + p' = 36000^{\text{kg}}, p'' = 2400^{\text{kg}} \times 3$$

 $d + 1^{\text{m}}, 40, r = 0^{\text{m}}, 08, R = 0^{\text{m}}, 60$

si trova

$$T_{2}' = 192 + 36 + 720 + 32,25 + 6,50 = 986$$
kg,75

Resistenza dell'aria. — Questa si ottiene facendo uso dell'ultimo termine dell'espressione di T. Indicandola con T'ed osservando che in tal caso

se si fa an analong lab olah susa (og s) sunp ib onovat il

$$M=6^{mq}$$

si deduce

$$T'' = 2 (6 + 15,81 + 0,23) = 44$$
kg,08

Resistenza totale alla trazione. — Avuti i valori delle resistenze parziali considerate, potremo ottenere la resistenza totale dalla somma di queste.

$$T = T' + T_1' + T_2' + T'' = 5401 \text{ kg}, 92.$$

Forza della locomotiva.

Da quanto precedentemente si è detto risulta che la forza della macchina, considerata come agente sulla circonferenza delle ruote motrici, dovrà essere eguale al valore di T.

Lavoro da svilupparsi nei cilindri dal vapore. — Alla forza T sviluppata sulle ruote corrisponde sui cilindri una forza maggiore dipendente dalle resistenze del meccanismo interposto. Le esperienze di Guyonneau e Pambour insegnano che il coefficiente dell'effetto utile del meccanismo è prossimamente

$$\epsilon'' = 0.80$$

così che si avrà per valore di quella forza nei cilindri:

$$\frac{T}{\epsilon''} = 6752 \, \text{kg.} \, 4.$$

Il lavoro di questa poi sarà dato dal prodotto di $\frac{T}{\epsilon''}$ per la velocità rispettiva, la quale in metri per secondo è

$$v = \frac{20000}{3600} = 5^{\mathrm{m}},55$$

si ha dunque:

$$\frac{\mathrm{T}\,v}{\epsilon''} = 37475^{\mathrm{kg.}^{\mathrm{tri}}}, 82 = \mathrm{F}$$

che ci dà la grandezza del lavoro che si deve produrre nei cilindri, nelle circostanze più sopra indicate di velocità nella corsa, pendenza e curvatura della strada, e peso da rimorchiarsi.

Questo lavoro espresso in cavalli-vapore suolsi ordinariamente denominare forza della macchina; e nel caso nostro è

$$\frac{F}{75} = 499 \text{ cav. v.}, 74$$

Peso della locomotiva. — Affinchè il convoglio, sotto l'azione della forza sviluppata nei cilindri motori, possa moversi, è necessario che l'aderenza sia almeno eguale alla resistenza di trazione. Quindi facendo il rapporto fra il peso della locomotiva e la resistenza alla trazione, questo dovrà essere poco differente da 7, affinchè non abbia luogo il scivolamento delle ruote motrici sulle rotaie.

Si ha

$$\frac{36000}{5401,92} = 6,66$$

risultato sufficiente per il buon andamento del convoglio.

Pressione in caldaia.

Dal lavoro che si deve produrre nei cilindri motori, l'ordine delle operazioni nel calcolo di un motore a vapore esigerebbe che si passasse alla determinazione del diametro di questi cilindri dipendentemente da una prestabilita pressione in caldaia; ma, essendo nella presente locomotiva già in effetto fissati e il diametro e la corsa degli stantuffi motori, noi faremo il calcolo inverso cercando invece la pressione in caldaia capace di produrre nei cilindri il lavoro testè determinato.

Pertanto noi abbiamo fra i due lavori della resistenza e della pressione nei due cilindri questa eguaglianza:

$$2 \times 2 \ln \pi \cdot \pi \frac{d^2}{4} \cdot p_m = F$$
 [1]

dove rappresentano

l la corsa degli stantuffi;

n il numero dei colpi completi di stantuffo, ossia dei giri delle ruote motrici, in un secondo;

πil rapporto 3,1415.... tra circonferenza e diametro;

d il diametro degli stantuffi o dei cilindri;

 p_m la pressione *media* cioè quella pressione costante che agendo sugli stantuffi è capace di produrre nella corsa semplice lo stesso lavoro utile finale che si raccoglie in ogni colpo completo sotto la pressione variabile effettiva;

F il lavoro, già noto, della resistenza alla trazione.

In quella formola tutto è cognito, eccetto n e p_m che ora determineremo.

Numero dei colpi completi di stantuffo. — Essendo qui il diametro delle ruote motrici eguale a 1^m,20, e la velocità del convoglio di 5^m,55 per secondo; otterremo

$$n = \frac{5^{\text{m}},55}{\pi \times 1^{\text{m}},20} = 1,47.$$

Pressione media nei cilindri. — Ora avendosi

$$l = 0^{\text{m}}, 60, \quad d = 0^{\text{m}}, 46, \quad F = 37475^{\text{kg}}, 92$$

si deduce, risolvendo l'equazione [1] rispetto a p_m , e sostituendovi i lavori trovati:

$$p_m = \frac{F}{l n \pi d^2} = 63\,951 \,\text{kg.}, 9.$$

Dal valore di questa pressione noi giungeremo a quello della pressione in caldaia usando la relazione

$$p_m = \frac{L}{v_2} \tag{2}$$

in cui L indica il lavoro di les di vapore saturo in ogni colpo completo, il quale può esprimersi in funzione della pressione in caldaia e di altre quantità facilmente determinabili o note;

 v_2 il volume, in metri cubi, del chilogramma di vapore alla fine dell'espansione.

L'espressione di L ci è data dalla seguente formola approssimata di Rankine, che per brevità useremo invece di quella esatta:

$$L = p_{i} v_{i} \left\{ 10 - 9 \left(\frac{1}{r} \right)^{\frac{1}{9}} \right\} - p_{3} v_{2}$$
 [3]

nella quale

 p_i è la pressione del vapore nei cilindri prima dell'espan-

 p_3 la contropressione del vapore nei cilindri, che in pratica si assume eguale a

v, il volume di l'eg. di vapor saturo alla pressione e temperatura corrispondente a p,;

r il rapporto di espansione $\frac{v_2}{v_1}$ che supporremo = $\frac{100}{82}$. Sostituendo nella espressione [2] di pm quest'ultima [3] di L, si avrà, usando la relazione $r = \frac{v_2}{v_1}$

$$p_{m} = p_{4} \left\{ \frac{10}{r} - 9 \left(\frac{1}{r} \right)^{\frac{10}{9}} \right\} - p_{3}$$

in cui tutto è noto, fuorchè p₁, che si ha in

$$p_{1} = \frac{p_{m} + p_{3}}{\frac{10}{r} - 9\left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{10}{9}}} = 77.671^{\text{kg}}.92$$

ossia

$$p_1 = 7^{\rm at}, 517$$

la quale è la pressione nei cilindri motori prima dell'espansione, cioè quando questi si trovano ancora in comunicazione colla caldaia.

Onde, supponendo che il vapore soffra la perdita di 1/2 atmosfera circa nel passare dalla caldaia ai cilindri, si potrà conchiudere che la pressione in caldaia è di 8 atmosfere.

Peso di vapore necessario per la macchina all'ora.

Noi cercheremo questo peso prima per un solo cavallo vapore: quello necessario per la macchina sarà subito trovato, sapendosi che la sua forza è di 499°. v,74.

Si userà dunque la formola

$$\pi = \frac{75 \times 3600}{\varepsilon'' \text{ L}}$$

indicandosi col numeratore il lavoro, in chilogram^{tri}, di un cav-vap. all'ora, e col denominatore il lavoro, disponibile sull'albero motore, di 1 kg. di vapore saturo alla pressione e temperatura corrispondenti a p_1 .

Il fattore L si ricava tosto dalla relazione [2] quando si conosca v_2 . Per mezzo della formola di Rankine per il vapor d'acqua:

$$p_1^{\frac{16}{17}}v_1=1,668$$

in cui p_1 è espresso in atmosfere, si ha per $p_1 = 7^{at}$,517

$$v_1 = 0 \text{ mc.}, 25$$

e per essere

$$r = \frac{v_2}{v_1} = \frac{100}{82}$$

sarà

$$v_2 = 0 \text{ mc.}, 3048$$

Il qual valore sostituito, con quello di $p_m = 63.951^{\text{kg}}$,9, nella [2] dà:

 $L = 19492^{\text{kg.tri}}, 54.$

Il peso di vapore, adunque, necessario per cav-vap. all'ora

$$\pi = \frac{75 \times 3600}{0.80 \times L} = 17^{\text{kg.}},31$$

ricordando che $\epsilon'' = 0.80$ è l'effetto utile del meccanismo. Per la macchina pertanto questo peso sarà:

$$\Pi = 499,74 \times \pi = 8650 \text{kg},5.$$

Questo peso rappresenterebbe eziandio quello dell'acqua smaltita nella caldaia nello stesso intervallo di tempo, se tutta si evaporasse e non fosse soggetta a perdite diverse: ma, ciò non avvenendo mai, il peso d'acqua corrispondente suol farsi sempre maggiore, e ordinariamente i $\frac{10}{9}$ di quello del vapore consumato.

Per la nostra locomotiva l'acqua che si consuma all'ora risulta di

$$\frac{10}{9}$$
 $\pi = 9611^{kg},63.$

Peso di combustibile necessario per la macchina all'ora.

Come precedentemente, noi calcoleremo questo peso per un cav-vap. all'ora: e la formola che ce lo dà è

$$P = \frac{75 \times 3600}{425 \times R \ \epsilon \ \epsilon' \ \epsilon''}$$

essendo il denominatore l'espressione del lavoro in kgtri in

cui realmente si trasforma il calore che si sviluppa dalla combustione di 1 kg. di combustibile, che per le locomotive è il litantrace.

In questa formola

425 indica l'equivalente meccanico del calore ossia il rapporto fra il lavoro speso e il calore generato; che è l'inverso dell'equivalente termico $\frac{1}{425}$ = A;

R il potere calorifico del combustibile ossia la quantità di calore, in calorie, sviluppata dalla combustione di lkg. di quello;

 ϵ , ϵ' , ϵ'' gli effetti utili del forno, del fluido e del meccanismo.

In pratica si ritiene

$$R = 8000^{cal}$$
 $\epsilon = 0.60$ $\epsilon'' = 0.80$.

Non conosciamo €'; ma lo troveremo dalla sua espressione

$$\epsilon' = \frac{Q - q}{Q}$$

rapporto del calore utilizzato a quello speso.

La quantità q di calore perduto non ci è nota: perciò noi troveremo il valore del numeratore trasformando in calore il lavoro L prodotto, nel giro completo della evoluzione termica, da 1kg. di vapore saturo: Q - q = AL.

Il denominatore poi risulta dalla quantità di calore spesa per elevare l'acqua dallo zero assoluto alla temperatura τ_1 corrispondente alla pressione p_1 , accresciuta di quella Υ_1 necessaria alla vaporizzazione sotto la stessa temperatura assoluta τ_1 e diminuita di quella τ_3 che l'acqua possiede nel serbatoio di alimentazione.

Onde

$$\epsilon' = \frac{AL}{\tau_1 - \tau_3 + \Upsilon_1}$$

Conosciamo A,L, ma non ancora τ_4 , τ_3 , Υ_4 .

Rankine relativamente ai vapori saturi ci dà la formola

$$\log p = a - \frac{b}{\tau} - \frac{c}{\tau^2}$$

che serve a trovare la temperatura τ in funzione della pressio e p corrispondente in atmosfere.

I valori delle costanti sono, per il vapore acqueo,

$$a = 4,86$$
 $b = 1484,303$ $c = 122506,78$.

Sostituito a p il valore $p_1 = 7^{\rm at}$,517 e alle costanti i loro valori, dopo averla risolta rispetto a τ_1 si ha

$$\tau_1 = 442^{\circ}, 30.$$

La temperatura assoluta dell'acqua di alimentazione si ritiene

$$au_3 = 35^{\circ} + 273^{\circ} = 308^{\circ}$$
.

Finalmente colla formola di Regnault

$$\Upsilon_1 = 796,2 - 0,695 \tau_1$$

si ottiene colla sostituzione del valore di T,

$$\Upsilon_1 = 488^{\text{cal}}, 81$$

e la formola [4] ci dà

$$\epsilon' = 0.073.$$

Avute così tutte le quantità che entrano nella espressione di P, avremo dopo le sostituzioni:

$$P = 2 kg, 26$$

peso di combustibile necessario per cav-vap. all'ora. Per la locomotiva questo sarà:

$$499,74 \times P = 1129 \text{kg},41.$$

Calcolo delle dimensioni della graticola e del focolare,

Superficie della graticola. — Ritenendo che, come avviene in generale nelle locomotive, si consumi per ogni dec.q. di graticola e all'ora kg. 4,5 di combustibile, avremo dalla quantità totale di kg. 1129,41 che si consuma all'ora nella locomotiva il rapporto

$$\frac{1129,41}{4,5} = 2514q$$

esprimente la superficie della graticola.

Dimensioni della graticola. — Posto che la sua lunghezza sia di 2^m,13 la larghezza sarà eguale a

$$\frac{2^{mq,51}}{2,13} = 1^{m},18$$

Numero delle sbarre. — La superficie occupata dalle sbarre suolsi, in pratica, assumere eguale ai ³/₄ della superficie totale: dando adunque alle sbarre una larghezza di 0^m,03 l'area occupata da una di queste sarà

$$0^{\rm m}, 03 \times 2^{\rm m}, 13 = 0^{\rm mq}, 0639$$

e il loro numero componente la graticola

$$n = \frac{3/4 \ 2^{\text{mq}},51}{0,0639} = 30$$

Calcolo della superficie diretta e indiretta.

Superficie totale di riscaldamento ridotta. — La superficie diretta o raggiante e la indiretta o tubulare si deducono da quella della superficie totale di riscaldamento ridotta, la quale viene data dall'equazione della superficie riscaldata:

$$S = a P c \left(\frac{1}{T_1 - t} - \frac{1}{T_0 - t} \right)$$
 [5]

rigit of come and a street at the attended at the areas

la quale si riferisce alle caldaie senza circolazione d'acqua come questa.

S indica la superficie da cercarsi;

a il coefficiente di resistenza alla trasmissione del calore;

P il peso dei gaz caldi che in ogni ora attraversano una sezione qualunque del focolare, ossia che vengono prodotti in quel tempo;

c calore specifico a pressione costante dei gas caldi;

To la temperatura iniziale dei gas caldi, in centigradi;

T, finale dei gas medesimi;

t quella del vapore contenuto entro la caldaia.

Di queste quantità noi riterremo

$$a = 9.34$$
, $c = 0.25$, $T_0 = 1400^\circ$, $T_4 = 400^\circ$.

La t è quella che corrisponde alla tensione di 8 atmosfere ossia

$$t = 172^{\circ}, 13$$

quale si ha dalle tavole.

Parvis

Infine P si ottiene dall'equazione della produzione di vapore, la quale risolta rispetto a questa incognita ci dà:

$$P = \frac{Q (650^{\circ} - t_0)}{c (T_0 - T_1)}$$

in cui Q indica il peso di vapore consumato all'ora, trovato testè in kg. $8\,650,5$, e t_0 la temperatura dell'acqua di alimentazione già altrove ritenuta eguale a 35° cg.

Fatta la sostituzione se ne deduce

$$P = 21 280 \text{kg}$$
, 23

questo valore posto insieme agli altri nell'equazione [5], dà:

$$S = 174^{mq}, 8$$
,

Dedurre da quest'ultima la superficie diretta e la tubulare dicesi *ripartire* la superficie totale S in queste due altre. Facciamo questa ripartizione.

Se indichiamo con s la superficie diretta o del focolare, con m e n i rapporti tra i poteri di vaporizzazione delle superficie diretta e indiretta, e tra le due superficie stesse, si avrà:

$$ms + ns = S.$$

Nelle caldaie delle locomotive ordinarie m varia tra 3 e 5, n fra 10 e 12. Nella nostra invece si ha m=5, e n=14: dall'ultima formola si ha

$$s = \frac{174.8}{19} = 9^{\text{mq}}, 2$$

superficie del focolare.

E per essere ns la superficie tubulare, questa risulta eguale a

$$14 \times 9^{mq}, 2 = 128^{mq}, 8.$$

Onde la superficie di riscaldamento effettiva della locomotiva è:

$$9,2+128,8=138^{mq}$$
.

Numero dei tubi di riscaldamento. — Avuta la superficie di riscaldamento tubulare potremo cercare il numero de' tubi che la compongono dividendola per la superficie di uno di essi. Supposto che il diametro e la lunghezza loro siano rispettivamente eguali a 0^m,05 e 3^m,95, avremo:

$$N = \frac{128,8}{\pi \times 0.05 \times 3.95} = 206.$$

Spessore della caldaia. — La formola adottata dai pratici per determinare questo spessore è, per le locomotive:

$$e = 3^{mm} + 0.0024 (n-1) r$$

dove e indica lo spessore che si cerca, n il numero di bollo della caldaia, r il raggio di questa. Nel nostro caso essendo

$$n=9, r=0^{\mathrm{m}},65$$

si ha

$$e = 15^{\text{mm}}, 3.$$

Tiranti del focolare. — Supponendo che questi siano alla distanza uno dall'altro di 0^m,10 e che d sia il diametro che si cerca e 2^{kg}· per mq. il coefficiente di resistenza del rame si ha, per la locomotiva:

$$2 \pi \frac{d^2}{4} = 103 \ (n-1) = 824$$

onde

$$d = 22^{mm}, 9.$$

Distribuzione del vapore.

Ritenuto che l'equazione del movimento del cassetto e il suo diagramma polare sono, per la distribuzione Walschaerts, identici a quelli di una distribuzione semplice di eccentricità eguale a $\sqrt{A^2 + B^2}$ e di angolo di precessione θ tale che tang $\theta = \frac{A}{B}$, il problema da risolversi è questo:

Data l'eccentricità, il rapporto d'espansione, la durata lineare dell'anticipazione alla scarica e l'angolo di precessione θ , determinare i due ricoprimenti esterno e, interno i e la durata angolare e lineare dei varii periodi.

1º L'eccentricità non essendoci data direttamente, noi la cercheremo per mezzo della relazione

$$2\rho = \sqrt{A^2 + B^2} = \text{eccentricità}$$
 [1]

indicando con

ρ il raggio del circolo della distribuzione che, come si sa, è la metà dell'eccentricità.

Le due quantità sotto il radicale dipendono dalle dimensioni degli organi del meccanismo; e noi già sappiamo che le loro espressioni sono

$$A = \frac{h}{k} R,$$
 $B = \frac{u}{c} \frac{h+k}{k} r.$

I significati di queste lettere furono più sopra indicati. Per il nostro caso intanto si ha:

onde

$$A = 0^{m},02957$$
 $B = 0^{m},0567.$

L'eccentricità adunque sarà eguale a

$$2 \rho = \sqrt{A^2 + B^2} = 0^m,0642$$

e il raggio del circolo della distribuzione

$$\rho = 0^{m}, 0321.$$

2º Il rapporto d'espansione si è già fissato altrove, ed è

$$\frac{100}{82}$$

3º La durata lineare dell'anticipazione alla scarica assumeremo eguale a 0,03 della corsa dello stantuffo.

 4° L'angolo θ che il raggio vettore massimo fa coll'asse delle Y si ottiene dal rapporto

$$\tan \theta = \frac{A}{B} = 0,5215$$

per cui

Avuti i valori degli elementi che servono alla soluzione del problema, noi possiamo usare il metodo grafico o il metodo analitico. Per brevità ci atterremo solamente al primo.

Metodo grafico (Fig. 5). — Dal rapporto d'espansione si ha che la durata lineare dell'introduzione, a partire dal punto morto A, è uguale a 0,82 della corsa dello stantuffo.

La durata assoluta dell'introduzione e dell'anticipazione alla scarica sono: l'una

$$0.82 \times 0^{\text{m}}.60 = 0^{\text{m}}.492$$
;

Parvis

l'altra

$0.03 \times 0^{\text{m}}.60 = 0^{\text{m}}.18.$

La corsa dello stantuffo è rappresentata nella scala di $\frac{1}{10}$, quella della valvola nella scala di $\frac{1}{2}$. Quindi fatta la retta AB eguale alla corsa dello stantuffo 0^{m} ,60, e tracciato il circolo AB che segna la linea percorsa dall'estremità della manovella motrice, noi potremo, prendendo per origine A, portare rispettivamente da A e da B le durate assolute suddette AE₁ = 0^{m} ,492, BS₄ = 0^{m} ,18, e innalzate le perpendicolari E₁E, S₁S ad AB, trovare le corrispondenti posizioni della manovella.

L'angolo cognito e poi servirebbe a determinare le rette de'centri dei circoli della distribuzione; ma per la nostra costruzione grafica faremo uso di altri elementi.

Dalla formola [1] si vede che il raggio de' circoli non è altro che la metà dell'ipotenusa del triangolo rettangolo di cateti A e B. Ora questi lati ci sono noti : quindi portate, nella scala di $\frac{1}{20}$, le loro lunghezze in OP e OQ, il punto C di mezzo della PQ sarà il centro di uno de' circoli ; la retta OC sarà la retta dei loro centri ; e C' al di sotto di O l'altro centro.

La posizione della manovella nel punto morto iniziale è OA: i raggi vettori condotti per questi circoli rappresentano gli spostamenti dalla posizione media del cassetto per la posizione della manovella indicata da quei raggi. In un giro intero della manovella si vedono questi spostamenti crescere fino al raggio vettore centrale, poi decrescere fino a che la manovella risulta in OL normale alla linea dei centri, per cui la valvola si trova nella posizione media. Più oltre i raggi vettori si misurano sull'altro circolo, perchè la valvola avendo oltrepassata la posizione media, scopre internamente la luce della scarica, la quale dopo aver raggiunto il suo massimo in

OD', diminuisce fino alla posizione media OL' sul prolungamento di OL, oltre la quale avrebbe principio l'introduzione.

Quando la manovella è nel punto morto, il cassetto si trova già spostato della quantità OP all'introduzione: dunque OP = A sarà l'anticipazione lineare assoluta. Nella posizione OE dovendo aver principio l'espansione, dovrà il ricoprimento esterno essere uguale a questo raggio vettore.

$$0 V = e = 0^{m}, 0245.$$

Così per l'altra posizione all'antic<mark>i</mark>pazione alla scarica OS dovremo fare OU eguale al ricoprimento interno

$$OU = i = 0^m,007.$$

Centro O con raggi OV, OU, traccieremo i due circoli dei ricoprimenti, i quali taglieranno in H, K la linea dei punti morti, onde si ricaverà:

HP anticipazione lineare all' introduzione $= 0^{m},00507$ KI alla scarica $= 0^{m},02257$

Passando ora a considerare i differenti periodi, si vedrà che dopo i periodi dell'introduzione, dell' espansione e dell'anticipazione alla scarica, comincierà in O B quello della scarica, propriamente detta, e in OT avrà termine; avendo luogo, per la chiusura della luce alla scarica, il 5° periodo detto di compressione che dura fino alla posizione OR della manovella, in cui il ricoprimento esterno sta per smascherare la luce all'ammissione del vapore: da questa fino alla posizione del punto morto iniziale si compie il 6° periodo detto di anticipazione all'introduzione o di controvapore.

Proiettando sulla AB i punti T, Re misurando in frazioni di

corsa le durate lineari dei vari periodi, potremo formare la seguente tavola:

		Periodi	Durate lineari
CORSA	diretta	Introduzione	$A E_1 = 0.82$
		Espansione	$E_{i}S_{i}=0,15$
		Anticipazione alla scarica	$S_1 B = 0.03$
	retrograda	Scarica	$BT_1 = 0.922$
		Compressione	$T_1R_1 = 0.0731$
		Controvapore	$R_{i} A = 0,0049$

Dimensione delle luci e loro vicendevole distanza.

— Noi daremo alle luci laterali la larghezza di $0^{\rm m}$,035 e ne calcoleremo la lunghezza in modo che la superficie della luce sia circa $^4/_{20}$ di quella dello stantuffo, che è di $1611^{\rm eq}$. Avremo

Sup. luce =
$$80^{\text{cq}}$$
, 5 e $\frac{80.5}{3.5}$ = 23^{cm}

lunghezza della luce, che porteremo in FJ e in GZ; centro O raggio OJ, OZ, descriveremo i due archi che completano il diagramma.

La distanza della luce intermedia delle laterali si fa

$$\delta = 0^{m}, 01 + 0.5 l$$

essendo l la larghezza di quelle laterali in metri,

$$\delta = 0^{\text{m}}, 0275.$$

La larghezza della luce intermedia suol farsi

$$\mathbf{L} = r + i + l - \delta$$

essendo r l'eccentricità, i il ricoprimento interno

$$L = 0^{m},0787.$$

La lunghezza si fa eguale a quella delle luci laterali.

Valvole di sicurezza.

La formola pratica che serve a determinare il diametro di una valvola di sicurezza è

$$d = 2.6 \sqrt{\frac{S}{n - 0.412}}$$

in cui

d indica il diametro della valvola in cent.

S la superficie di riscaldamento in m. q.;

n il numero assoluto di atmosfere massimo che si può raggiungere nella caldaia, ossia il numero di bollo.

Essendo

$$S = 174^{mq}, 8$$
 $n = 9at$

si ha

$$d = 11^{cm}, 72.$$

Poichè le valvole sono due, il diametro di ciascuna sarà eguale a 8cm,36.

Alimentazione della caldaia.

Corsa e diametro dello stantuffo della tromba alimentare. — Supposto che la tromba funzionando solo per il terzo del viaggio, debba da sola somministrare alla caldaia tutta l'acqua necessaria, la formola che serve a determinare il diametro dello stantuffo è la seguente, per quelle a semplice effetto:

$$\varphi \pi \frac{d^2}{4} l N = 4 V$$

che si deduce dalla considerazione che il volume d'acqua iniettato dalla tromba superi di ¹/₃ quello puramente necessario alla produzione voluta di vapore.

V è il volume d'acqua ultimamente nominato, per secondo;

N il numero de' colpi doppi di stantuffo, pure al minuto secondo, che è quello dei giri delle ruote motrici;

d e l il diametro e la corsa dello stantuffo;

φ il coefficiente di rendimento in volume della tromba. Ritenuto

$$l = 0^{\text{m}}, 22$$
 $\varphi = 0,60$

per essere

$$V = 2^{kg},403$$
 $N = 1,47$

si ha:

$$d = 0^{m}, 157.$$

PARVIS FRANCESCO.





Fig. 1. Prospetto laterale della locomotiva

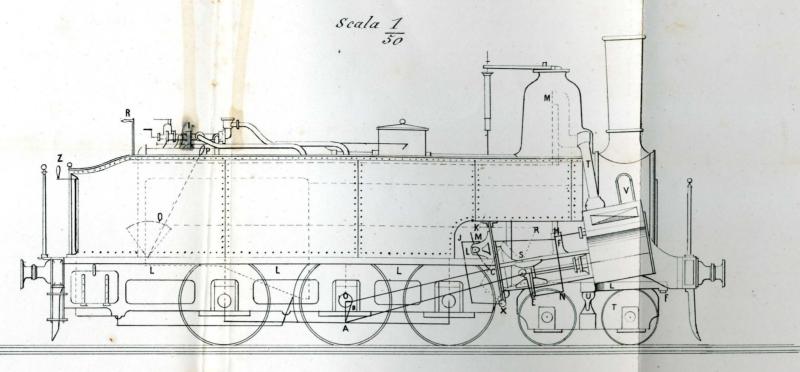


Fig.2.ª Sezione normale alla leva L.
nel pernio V

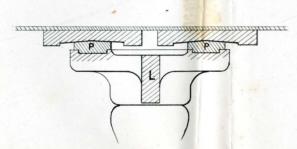


Fig. 4. Distribuzione Walschaerts

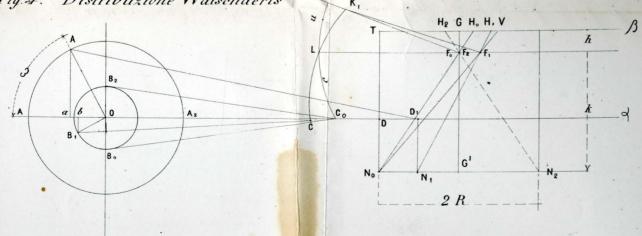


Fig. 3.ª Tratto curvilineo di strada

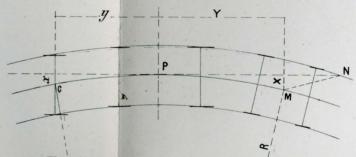
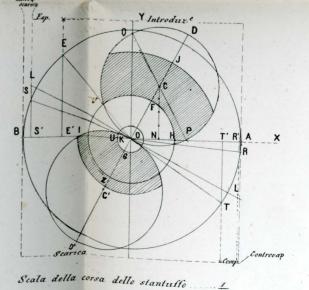


Fig. 5.ª Diagramma polare della distribuzione



Scala della corsa dello stantusso della valvola