ANNO XXIII. Torino, Novembre 1897 NUM. 11.

L'INGEGNERIA CIVILE
E
LE ARTI INDUSTRIALI

PERIODICO TECNICO MENSILE

Si discorre in fine del Fascicolo delle opere e degli opuscoli spediti franchi alla Direzione dai loro Autori od Editori.

TERMODINAMICA APPLICATA

IL MOTORE TERMICO RAZIONALE DI DIESEL.

(Vedasi la Tavola XI)

Da qualche tempo si parlava fra i tecnici di un nuovo motore termico ideato dal signor R. Diesel, ma si sapeva solo che l'inventore, avendo riguardo ai principii fondamentali della termodinamica, tendeva alla costruzione di un motore a gas nel quale colla semplice compressione nell'interno del cilindro si doveva raggiungere la temperatura di combustione, allo scopo di utilizzare un salto di temperatura il più alto possibile, pur non discostandosi molto dal ciclo perfetto di Carnot. Recentemente però lo stesso signor Diesel tenne una conferenza sul suo motore presso la *Vereines Deutscher Ingenieure*, la quale conferenza fu poi resa pubblica nei numeri 28 e 29 di quest'anno dei *Zeitschrift* della predetta Società. Pure recentemente il professore Schröter ha instituito presso la *Maschinenfabrik Augsburg*, ove fu costrutto il motore Diesel, una serie di accurate esperienze, i cui risultati furono pubblicati nel n. 30 del predetto periodico. E' dalla conferenza del Diesel e dagli esperimenti dello Schröter che io ho tratto le basi di questo articolo, che cercai di completare colla teoria termodinamica del nuovo motore, la quale serve, a quanto mi pare, a dare una chiara idea del modo di funzionare del motore stesso ed a renderne evidenti le caratteristiche.

Premesse teoriche fondamentali. — È noto che il ciclo di massimo rendimento dei motori termici è quello di Carnot che si compone di due evoluzioni termiche isoentropiche (adiabatiche) e di due isotermiche. Delle due ultime l'una deve intendersi alla temperatura massima, l'altra alla temperatura minima disponibili: le prime due servono di passaggio al fluido motore dalla isotermica superiore alla inferiore durante l'espansione e dall'isotermica inferiore alla superiore durante la compressione. E' pur noto che in questo ciclo data una quantità di calore disponibile Q_1, tutta somministrata al fluido motore alla temperatura massima T_1, cioè lungo l'isotermica superiore, la quantità di calore Q_2 che deve sottrarsi allo stesso fluido lungo l'isotermica inferiore alla temperatura T_2, dipende solo dal rapporto $\frac{T_2}{T_1}$. Siccome poi la differenza $Q_1 - Q_2$ rappresenta la quantità di calore trasformata in lavoro durante un'evoluzione completa, ed il lavoro sviluppato dipendendo solo da questa differenza, così in un ciclo di Carnot, a parità di calore speso, il lavoro sviluppato crescerà coll'aumentare della temperatura T_1 e col diminuire di T_2, cioè coll'aumentare del salto di temperatura disponibile. Il secondo principio di termodinamica fornisce fra le quantità di calore Q e Q_2 e le temperature T e T_2 la seguente relazione:

$$\frac{Q}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2},$$

che può essere trasformata in quest'altra:

$$\frac{Q - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

La differenza $Q - Q_2$ è la quantità di calore utilizzata, Q è la quantità di calore spesa, per cui il primo membro dell'ultima equazione rappresenta il rapporto fra la quantità di calore utilizzata e quella spesa e chiamasi coefficiente economico del ciclo di Carnot o coefficiente economico disponibile. Siccome poi in qualunque altro ciclo, diverso dal ciclo di Carnot, sussiste sempre la differenza fra il calore somministrato e quello sottratto, ed il lavoro sviluppato è sempre proporzionale a questa differenza, così chiamasi coefficiente economico di un ciclo qualunque il rapporto fra la quantità di calore utilizzato e quello speso. Chiamerò con E_d il coefficiente economico del ciclo di Carnot e con E quello di un ciclo qualunque. Il valore di E_d è dato da $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$, quello di E è da determinarsi per ogni ciclo speciale dipendendo dalla natura del ciclo stesso.

Il coefficiente economico di un ciclo è una quantità importantissima nello studio dei motori termici, perchè somministra il grado di bontà del ciclo stesso; quanto più esso si avvicina al valore del coefficiente economico disponibile, tanto migliore è la macchina termica che ne riproduce il ciclo. Se in un ciclo la quantità di calore disponibile è somministrata ad una temperatura, ancorchè costante, che non sia la massima, ed il calore sottratto lo è ad una temperatura che non sia la minima, il coefficiente economico di quel ciclo sarà inferiore a quello del ciclo di Carnot funzionante fra il limite massimo e minimo di temperatura; cioè quel ciclo sarà passibile di una perdita, ed il lavoro sviluppato sarà per una stessa quantità di calore-spesa inferiore a quella del ciclo di Carnot. Così pure in un ciclo in cui il calore fosse somministrato e sottratto a temperatura variabile, il coefficiente economico sarà inferiore a quello del ciclo di Carnot funzionante fra gli stessi limiti di temperatura.

Coefficiente economico disponibile e pratico dei motori termici. — Il mezzo industriale di produzione del calore è quello della combustione colla quale si può raggiungere in media una temperatura di 1000° C. Il mezzo di sottrarre calore ad un corpo è quello di porlo in contatto con altro corpo atto a ricevere calore dal primo; questo secondo corpo, detto refrigerante, se non si vuol ricorrere a refrigeranti artificiali, può avere al *minimum* la temperatura ambiente, che io qui per comodità riterrò di 27° C. Le temperature assolute massima e minima messe a disposizione dalla natura sono rispettivamente di 1273° e 300°. Il coefficiente economico disponibile è adunque:

$$E_d = \frac{1273 - 300}{1273} = 0{,}765,$$

cioè in una macchina perfetta funzionante fra le temperature estreme disponibili il 76,5 0[0 del calore speso dovrebbe essere convertito in lavoro.

Nelle migliori macchine a vapore attuali funzionanti con vapore saturo ad alta pressione, oppure con vapore surriscaldato, si consuma al *minimum* 0,6 di chilogramma di buon litantrace per cavallo-indicato-ora. Ammettendo un potere colorifico del litantrace di 7500 calorie si ottiene un coefficiente economico indicato di 0,14, e col rendimento meccanico del 0,85, un coefficiente economico effettivo di 0,12. Quali le cause che hanno potuto ridurre il coefficiente economico dal 76,5 0[0 al 12 0[0?

Una prima causa, la più influente e quella che più ci interessa attualmente, è quella dovuta all'organismo stesso della

macchina a vapore. Per la produzione del vapore si ricorre ad una ordinaria caldaia a vapore, entro la quale l'acqua viene vaporizzata ad una temperatura sempre inferiore ai 200° C per mezzo di calore prodotto sul focolaio ad una temperatura di circa 1000° C. Da ciò risulta un salto di temperatura inutilizzato o perduto di oltre 800°; nè si potrà mai migliorare sensibilmente da questo lato la macchina a vapore, perchè oltre i 200° il vapore saturo raggiunge pressioni così rapidamente crescenti e così alte, da ritenersi praticamente inammissibili.

Ammettendo ora che il vapore a 200° C. sia utilizzato in un cilindro di macchina perfetta con refrigerante a 27° C., si potrà solo trasformare in lavoro il 52,3 0[0 del calore speso; di qui una perdita di coefficiente economico del 24,2 0[0.

Una seconda perdita è dovuta al ciclo pratico della macchina a vapore che s'allontana di parecchio da quello di Carnot più nella sostanza che nella forma, e che riduce, per la somma di parecchie cause, il coefficiente economico ad un valore massimo del 14 0[0, come sopra si è trovato.

I mezzi escogitati in questi ultimi anni per migliorare il coefficiente economico della macchina a vapore si riferiscono solo alla seconda perdita e poterono portarlo dal 6 0[0 al 12 0[0, ma attualmente rimane nessuna speranza ulteriore di miglioramento.

Fu il Redtenbacher il primo che chiamò l'attenzione sull'imperfezione delle macchine a vapore, ed in quei tempi molti tentarono di porvi rimedio, alcuni col modificare la forma del ciclo senza badare alla sostanza, altri ricorrendo all'impiego di corpi diversi dal vapore saturo, e specialmente dell'aria, risuscitando con ciò i tentativi anteriori di Stirling e di Ericson. Non fu che assai più tardi che i tentativi nell'uno e nell'altro senso riuscivano a risultati pratici favorevoli, cioè quando per la macchina a vapore si ricorse all'inviluppo di vapore, all'alta pressione accompagnata dall'espansione multipla, al vapore surriscaldato, e quando per le macchine a gas si ricorse al focolaio interno, cioè alla combustione nell'interno stesso del cilindro della macchina, creando con ciò il motore termico funzionante ad alta temperatura. Si vedono in questi progressi due correnti ben distinte, l'una non preoccupandosi che limitatamente della temperatura tende al miglioramento del ciclo pratico, l'altra non badando al ciclo tende all'utilizzazione dell'alta temperatura disponibile; gli uni crearono la macchina a vapore moderna, gli altri la macchina a gas-luce e tutte le derivate da questa.

Si è visto che il coefficiente economico pratico della macchina a vapore, ad onta dei successivi perfezionamenti, non sorpassò il 12 0[0; più fortunato il motore a gas, potè oltrepassare il 20 0[0.

Furono infatti costrutti motori a gas consumanti m³ 0,6 di gas-luce per cavallo-effettivo-ora, cioè circa 3000 calorie, il qual risultato conduce ad un coefficiente economico pratico del 21,1 0[0; ma ad onta di questo risultato termico così favorevole la macchina a gas non potè sostituirsi che assai limitatamente alla macchina a vapore, in causa specialmente del rilevante maggior prezzo della caloria fornita dai combustibili gasosi e liquidi, esclusivamente impiegati nelle macchine a gas moderne, rispetto al prezzo della caloria dei combustibili solidi. Si aggiunge l'abbassarsi rapido del coefficiente economico della motrice a gas quando sviluppa minor potenza di quella per la quale fu costrutta, e la difficoltà della messa in moto, per cui le macchine di potenza rilevante richiedono un motore sussidiario. Nè valsero tutti i mezzi escogitati per rimediare a questi inconvenienti, in special modo perchè facevano perdere al motore a gas la sua dote principale, la semplicità dell'organismo.

Il signor R. Diesel si propose il seguente programma: Costrurre un motore termico a gas, utilizzante l'alta temperatura di combustione, con ciclo migliorato, che possa funzionare a potenza variabile senza che vari sensibilmente il coefficiente economico e la cui messa in moto sia facile e pronta anche per motrici di grande potenza. In sostanza il programma del Diesel tende ad un motore a gas scevro da tutti gli inconvenienti de' suoi congeneri.

Concetti fondamentali teorici che hanno condotto al nuovo motore. — Per riprodurre il ciclo di Carnot in una macchina a gas il processo dovrebbe essere il seguente (fig. 5 della Tavola XI):

Aspirare a pressione costante da E in A durante una prima corsa dello stantuffo un certo peso d'aria avente il volume v_0, la pressione p_0 e la temperatura assoluta T_0; comprimere per un certo tratto della corsa di ritorno, da A in B, isotermicamente alla temperatura minima, fino a raggiungere un volume v_1 ed una pressione p_1 tali che comprimendo in seguito pel resto della corsa adiabaticamente da B in C, si giunga in C col volume iniziale v_2, la pressione p_2 e la temperatura T_1, la quale per dato deve essere la massima temperatura del ciclo, cioè quella temperatura che corrisponde in seguito alla introduzione del calore e che praticamente, per miscele gasose combustibili, deve essere la temperatura di combustione;

Somministrare il calore Q_1 durante l'isotermica CD che deve essere in un punto D, di pressione p_3, di volume v_2 e di temperatura T_2, tale che espandendosi adiabaticamente il fluido ulteriormente si ritorni al punto A;

Scaricare da A in E il fluido esaurito.

L'aspirazione EA e la scarica AE sono necessarie solo quando il fluido è costituito da miscele combustibili che si esauriscono per la combustione.

Parecchie difficoltà insormontabili impediscono la riproduzione pratica di questo ciclo.

In primo luogo, lungo il periodo AB dovrebbe funzionare un refrigerante che mantenesse la temperatura costante, sottraendo al fluido una certa quantità di calore Q_2; la temperatura del refrigerante dovrebbe essere al disotto della temperatura del fluido di un infinitamente piccolo, ciò che richiede un refrigerante infinitamente grande.

La compressione BC non può essere adiabatica, perchè praticamente vi sarà sempre cessione di calore alle pareti del cilindro ancorchè non vi fosse un inviluppo d'acqua attorno al cilindro; a maggiore ragione quando sussiste l'inviluppo d'acqua.

Per raggiungere la temperatura T_1 finale della compressione si dovrebbe spingere la pressione p ad un valore così esagerato da essere praticamente inammissibile. L'introduzione del calore a temperatura costante lungo CD non potrebbe effettuarsi se nel fluido esistesse precedentemente il combustibile, giacchè quest'ultimo abbrucierebbe durante la compressione BC alterando profondamente il ciclo. Si dovrà quindi fornire il combustibile gradatamente lungo CD e con determinata legge, il quale abbrucierebbe in presenza dell'aria per l'alta temperatura. In tal caso il ciclo riesce alterato, prima perchè aumenta il peso del fluido funzionante, in secondo luogo perchè cambia la natura del fluido, che da aria pura passa allo stato di prodotti della combustione; cambiano per ciò le costanti fisiche del fluido ed il ciclo non sarà più invertibile, ciò che è condizione fondamentale del ciclo perfetto. Giova però osservare a questo riguardo che stante la grande quantità di aria a fronte di quella del combustibile, le alterazioni suddette sono di poca entità e praticamente trascurabili.

L'espansione DA non può essere adiabatica per le stesse ragioni per le quali non può esserlo la compressione BC.

Il Diesel ha cercato di riprodurre nel suo motore un ciclo che, pur non essendo il ciclo di Carnot, differisca da questo solo in quelle parti che sono più difficili ad effettuarsi o che sono di minore importanza.

Sopprime innanzi tutto la compressione isotermica AB, facendo incominciare nel punto A la compressione pseudo-adiabatica; raggiunge così l'intento di ridurre a meno della metà la pressione finale di questo periodo, ove si deve avere la temperatura T; si ha con ciò il ciclo della fig. 6, nel quale AB è il periodo di compressione pseudo-adiabatico, BC è il periodo di introduzione a temperatura costante, CD è un secondo periodo di espansione pseudo-adiabatico, che necessariamente deve terminare in punto D superiore al punto A.

Osservato poi ancora che il diagramma in B va terminando in punta aguzza, ne toglie la parte BEF di superficie molto

piccola a fronte del resto del diagramma, terminando la compressione nel punto E e sostituendo all'unico periodo isotermico di introduzione del calore due periodi distinti, l'uno E F a pressione costante ed a temperatura crescente a partire da E fino a raggiungere la massima T_1 in F, l'altro F C a temperatura costante: aggiunge necessariamente il periodo D A a volume costante, che è di sottrazione di calore. Si ha con ciò il vantaggio pratico di limitare ancora la pressione finale del periodo di compressione con una perdita relativamente piccola. E' però indispensabile, come si vedrà in appresso, che la temperatura in E sia sufficiente a promuovere l'accensione del combustibile a partire da quel punto.

Concetti fondamentali pratici che hanno condotto al nuovo motore. — Considero una macchina a gas ad un cilindro che deve riprodurre il ciclo della fig. 7, analogo al ciclo della fig. 6, colle sole lettere cambiate; essa dovrà funzionare nel seguente modo:

Primo periodo. — Prima corsa d'andata dello stantuffo da G *in* A. — Aspirazione del volume d'aria $v_4 - v_1$ alla pressione p_4 e temperatura T_4 esterne.

Secondo periodo. — Prima corsa di ritorno dello stantuffo. — Compressione dell'aria da A in B, cioè da p_4, v_4, T_4 a p_1, v_1, T .

Terzo periodo. — Seconda corsa d'andata dello stantuffo da B *in* C. — Introduzione del calore a pressione costante. Bisogna che il cilindro comunichi durante questo periodo con un recipiente, dal quale con mezzo meccanico viene spinto con una certa intensità nel cilindro un certo peso di combustibile gasoso o liquido, che si accende in presenza dell'aria alla temperatura T . La temperatura passa da T' a T_1 ed il volume da v a v'.

Quarto periodo. — Seconda corsa d'andata dello stantuffo da C *in* D. — Continua lo stato del periodo precedente, solo che è diminuita convenientemente l'intensità con cui è spinto il combustibile nell'interno del cilindro; la pressione ed il volume passano da p_1 e v_1' a p_2 e v_2.

Quinto periodo. — Seconda corsa d'andata dello stantuffo da D *in* E. — In D cessa l'introduzione del combustibile e segue l'espansione D E, terminando in E alla pressione p_3, alla temperatura T_3 ed al volume v_4.

Sesto periodo. — Seconda corsa di ritorno. — Scarico dei prodotti della combustione da A in G a pressione costante p .

Pel funzionamento del motore occorrono adunque i seguenti organi distributori:

1° Un organo distributore che metta in comunicazione il cilindro coll'ambiente esterno, per l'aspirazione dell'aria durante il primo periodo;

2° Un organo distributore che metta in comunicazione l'interno del cilindro col recipiente del combustibile durante il secondo ed il terzo periodo. Nel recipiente del combustibile dovrà sussistere una pressione maggiore che nel cilindro, perchè il combustibile possa passare dall'uno all'altro;

3° Un organo distributore che apra la comunicazione fra l'interno del cilindro e l'ambiente esterno, per lo scarico dei prodotti della combustione, durante il sesto periodo.

Pel funzionamento del motore occorre ancora un organo regolatore, il quale provveda a proporzionare convenientemente il lavoro motore rispetto al lavoro resistente. Il lavoro sviluppato dal motore dipende essenzialmente dal peso di combustibile che gli viene somministrato nel terzo e quarto periodo del ciclo, variando quindi il peso di combustibile, varia il lavoro motore.

La variazione del peso di combustibile somministrato può effettuarsi in tre modi: strozzando più o meno la luce di passaggio del combustibile; variando la pressione nel recipiente del combustibile; diminuendo la durata di uno o di ambidue i periodi di introduzione del combustibile. Di questi tre modi i primi due modificano sostanzialmente la forma di ambidue i periodi, mentre il terzo non ne modifica che l'ampiezza; dei tre modi quindi il terzo è più conveniente. Nell'andamento normale della macchina è più che sufficiente variare la durata del periodo C D (fig. 7, quarto periodo) col chiudere la luce di introduzione del combustibile prima o dopo una posizione media, secondochè il lavoro della macchina deve diminuire od aumentare.

Per tal modo non resta modificato il periodo B C, e nel periodo C D il punto D cambierà di posizione, passando, ad esempio, in D' per diminuire il lavoro, od in D'' per aumentarlo.

Il modo di avviamento del motore non può essere in alcun modo manuale nemmeno nei piccoli motori; la grandissima pressione che si deve raggiungere durante il periodo di compressione, il quale deve essere rapido per raggiungere a sua volta una temperatura sufficiente per promuovere l'accensione del combustibile, rende indispensabile un mezzo meccanico di avviamento. Vi si provvede con dell'aria compressa, contenuta in apposito recipiente, ove è immagazzinata mediante una pompa d'aria mossa dal motore stesso durante il periodo di attività.

Per ciò la distribuzione del motore durante il periodo di avviamento deve essere diversa da quella del periodo d'attività; in una corsa dello stantuffo deve esservi, almeno in parte, comunicazione fra il cilindro ed il recipiente d'aria compressa, durante la corsa di ritorno il cilindro dovrà comunicare coll'ambiente esterno. Raggiunta la velocità voluta, si ritorna alla distribuzione normale ed il motore, assumendo il suo regolare andamento, resta incamminato. La stessa aria compressa mantiene la pressione voluta nel recipiente del combustibile, per cui la funzione della pompa d'aria non è temporanea ma continua.

Vantaggi del motore Diesel sugli altri motori congeneri. — E' noto quale vantaggiosa influenza eserciti in tutti i motori a gas la compressione preliminare della miscela combustibile, non tanto pel fatto dell'aumento della pressione, quanto per l'aumento della temperatura; ma, per la natura del ciclo adottato in queste macchine, ciclo di Stirling, formato da due linee a volume costante e da due adiabatiche, l'una di compressione, l'altra di espansione, la compressione non può essere spinta oltre un certo limite senza compromettere la conservazione della macchina. A mia conoscenza la pressione finale del periodo di compressione non ha superato in alcun motore le cinque atmosfere assolute, anzi nella maggior parte dei motori si mantiene nel limite di tre atmosfere. Questo limite è stabilito per evitare l'influenza nociva alla conservazione della macchina dell'urto causato dall'istantaneo aumento della pressione all'atto dell'accensione, ed anche per evitare la possibilità di un'anticipata accensione spontanea, i cui effetti sarebbero ancora più nocivi. Il ciclo del Diesel è scevro da questi pericoli, ad onta che la compressione sia di gran lunga spinta oltre il limite di quella dei motori congeneri. Infatti la compressione raggiunge il limite massimo gradatamente, e la successiva combustione, che è pure graduale, non può produrre un aumento sensibile di pressione; è impossibile qualunque accensione spontanea del fluido in compressione, non contenendo esso elementi combustibili. Nel ciclo di Diesel sono quindi evitati gli urti, ad onta dell'altissima compressione; si raggiungono i vantaggi termici dell'alta compressione e ne sono eliminati gli inconvenienti.

E' questo un primo grande vantaggio che il motore Diesel ha sui suoi congeneri.

Un secondo vantaggio, pure incontestabile, sta nel modo di regolare il motore.

Negli altri motori a gas si regola in generale il lavoro sviluppato dal motore col diminuire od aumentare il numero delle introduzioni di combustibile, cosicchè in ogni minuto vi è un maggiore o minor numero di colpi a vuoto, durante i quali la macchina diventa un freno di se stessa consumando in lavori passivi l'eccesso di forza viva.

Inoltre, è nota l'influenza nociva esercitata dall'ordinario modo di regolare il motore sui diagrammi che si succedono dopo alcune mancate introduzioni di combustibile.

Si cadrebbe in inconvenienti maggiori col diminuire od aumentare la quantità di combustibile introdotta ad ogni colpo.

Il ciclo del Diesel permette di regolare il lavoro svolto dal motore, ovviando a questi inconvenienti. Sarebbe anzi facile

il dimostrare che il suo coefficiente economico indicato aumenta col diminuire del lavoro svolto; si verifica cioè precisamente il contrario di quanto avviene negli altri motori.

Un terzo vantaggio sta nella soppressione completa di qualunque mezzo di accensione, con evidente semplificazione dell'organismo motore.

Non voglio attribuire a vantaggio il modo particolare di avviamento del motore, perchè, ripeto, l'avviamento meccanico invece del manuale è pel motore Diesel una necessità, non solo pei grandi motori, ma anche pei piccoli.

Teoria del nuovo motore. — Ritorno al diagramma della fig. 7.

Si chiami con M_1 il peso di fluido che si trova nel cilindro motore alla fine del periodo di aspirazione G A; in causa dell'esiguità di v_1, volume iniziale del periodo di aspirazione, contenente prodotti della combustione del colpo antecedente, il volume v_1 alla fine dell'aspirazione conterrà in massima parte dell'aria.

Ammetto che l'aspirazione si faccia a pressione costante p_1, pressione dell'ambiente esterno; sia T_4 la temperatura in A, la quale sarà di poco superiore a quella esterna per la miscela avvenuta coi prodotti della combustione. Al periodo di aspirazione succede quello di compressione A B, il quale si può ritenere approssimativamente politropico, cioè la curva di compressione avrà per equazione $p\,v^{\mu_1} = C_1$, ove p e v sono la pressione unitaria ed il volume del fluido in un punto qualunque della curva; μ_1 è un esponente di cui è affetto il volume, il quale dipende essenzialmente dal tempo impiegato a comprimere, dallo stato delle pareti del cilindro e dalla quantità e temperatura dell'acqua che circola attorno al cilindro stesso; C_1 è un'altra costante.

In seguito alla compressione la pressione e la temperatura passano da p_1 T_1 a p T', mentre il volume ritorna ad essere v, quello iniziale dell'aspirazione. Chiamerò questo volume spazio o volume di compressione.

Il periodo B C, che succede a quello di compressione, lo riterrò a pressione costante; esso è il primo periodo di introduzione di calore. Praticamente l'introduzione del calore conduce anche all'introduzione di un certo peso di materia inizialmente gasosa, liquida ed anche solida, secondochè il combustibile usato è un gas, un liquido, oppure polvere di carbone; ma per effetto della combustione, la quale avviene nell'istante stesso in cui il combustibile è introdotto, il combustibile viene gaseificato, per cui si potrà ritenere che la materia, veicolo del calore, sia gasosa, ancorchè il combustibile sia solido o liquido. L'introduzione del calore modifica però in altro modo la natura ed il peso del fluido: la natura, perchè si aggiungono prodotti della combustione al fluido precedente; il peso, perchè s'aggiunge materia. Queste modificazioni del fluido vanno facendosi gradatamente e continuamente da B in C, per cui si modificano continuamente le condizioni fisiche del fluido; senza commettere errore sensibile si potranno ritenere come costanti per tutto il periodo B C le condizioni fisiche medie del periodo stesso.

Indicherò con m' il peso di combustibile introdotto durante B C, peso che dipende dal potere calorifico del combustibile stesso e dalla quantità di calore Q'_1 da introdursi a pressione costante.

Alla fine del periodo, il volume e la temperatura saranno passati rispettivamente da v, T' a v'_1, T_1, e questa temperatura deve essere la massima del ciclo.

Alla fine di questo periodo il peso del fluido gasoso agente sarà diventato $M + m' = M_2$.

Il secondo periodo C D che succede, è isotermico e durante il medesimo si introduce la seconda quantità di calore Q''_1 per mezzo di un peso m'' di combustibile, per cui valgono per questo periodo le osservazioni fatte pel periodo B C. Mentre la temperatura si mantiene costante, il volume aumentando passa da v'_1 a v_2, e la pressione diminuendo passa da p a p_2.

Il peso di fluido agente in D sarà $M_1 + m = M_2$, se m è uguale ad $m' + m''$.

Il periodo D E lo riterrò, come il B A, un periodo politropico, con equazione della curva $p\,v^{\mu_2} = C_2$; nel punto E la pressione, il volume e la temperatura, avranno assunto rispettivamente il valore p_3, v_2, T_3.

A partire da E vi è un salto brusco di pressione da p_3 a p_1 ed indi la scarica che riterrò a pressione costante.

L'area utile del diagramma è quella racchiusa fra i periodi A B, B C, C D, D E, per cui si può trasformare il ciclo aperto completo, nel ciclo chiuso equivalente A B C D E A, il quale comprende, oltre i periodi menzionati, il periodo a volume costante E A, il quale è un periodo di sottrazione di calore, durante il quale la temperatura passa da T_3 ad altra T'_1.

Passo ora a determinare il coefficiente economico del ciclo ed il lavoro indicato ed effettivo.

Rammento perciò che il coefficiente economico E di un ciclo, è per definizione dato da:

$$E = \frac{\text{somma calore speso} - \text{somma calore sottratto}}{\text{somma calore speso}}. \qquad (1)$$

Il lavoro L_i, indicato in chilogrammi, è dato da:

$$L_i = E\,\frac{\text{somma calore speso}}{A} \qquad (2)$$

essendo A l'equivalente termico del lavoro.

Riflettendo ora che il ciclo è svolto ogni due giri dall'albero motore, detto n il numero dei giri al minuto, il lavoro N_i in cavalli indicati è:

$$N_i = \frac{L_i\,\frac{n}{2}}{60 \times 75} = \frac{n\,L_i}{9000} \qquad (3)$$

e quello effettivo, pure in cavalli, è:

$$N_e = \alpha\,N_i = \frac{\alpha\,n\,L_i}{9000} \qquad (4)$$

dicendo con α il rendimento del meccanismo.

Converrà innanzi tutto determinare la somma della quantità di calore speso e sottratto, per la qual cosa procederò in ordine dei singoli periodi dei diagrammi, incominciando dal punto A, e procedendo nel senso diretto, quello indicato dalla freccia.

In tutte le formole che si incontreranno, v indica il volume effettivo del fluido, V il volume specifico.

Periodo A B. — La linea A B, se non vi fossero influenze esterne, dovrebbe essere una linea adiabatica, cioè senza introduzione nè sottrazione di calore, ma le influenze esterne qui sussistono e sono significanti.

In sul principio del periodo, l'aria, alquanto più fredda delle pareti del cilindro, riceverà da queste alquanto calore; ma più tardi, aumentando la temperatura, specialmente per effetto della compressione, cederà a sua volta calore alle pareti, le quali sono lambite da acqua circolante relativamente a bassa temperatura. Non potrebbe quindi la linea A B essere una politropica, ma ritenuto che la fase di sottrazione di calore al fluido è certamente di maggior durata di quella di somministrazione; ritenuto ancora che si può sostituire con approssimazione ad una linea termica continua e regolare una linea politropica equivalente, riterrò la linea di compressione A B quale una politropica con sottrazione di calore. Trattandosi di una compressione, l'esponente μ_1, che affetta il volume, sarà inferiore di quello dell'adiabatica dei gas, superiore di quello dell'isotermica.

Ciò premesso, ricorro alle tre equazioni generali:

$$\left.\begin{aligned} &p\,v^{\mu_1} = C_1 \\ &p\,v = M_1\,R_1\,T \\ &d\,Q = M_1 \left\{ c_v\,d\,T + A\,p\,d\,V \right\} \end{aligned}\right\} \qquad \text{I}$$

nelle quali, oltre i simboli noti, R rappresenta la costante della legge di elasticità del fluido, $d\,Q$ è la quantità di calore da somministrarsi o da sottrarsi al fluido per produrre nel peso M la variazione $d\,T$ di temperatura e $d\,V$ del volume specifico alla temperatura T, c_v è il calore specifico a volume costante, A l'equivalente termico del lavoro.

Col mezzo di queste equazioni si può facilmente determinare, combinandole insieme ed integrando la terza, la quantità di calore Q'_1 sottratta lungo A B.

Detto k il rapporto fra il calore specifico a pressione costante c_p e quello a volume costante c_v, si avrà:

$$Q'_2 = M_1 \frac{\mu_1 - k}{\mu_1 - 1} c_v (T_4 - T') \qquad II_a$$

Dati gli elementi p_4, v_4, T_4 dal punto A ad uno degli elementi p_1, v_1, T' del punto B, si troveranno gli altri due colle equazioni:

$$\frac{T'}{T_4} = \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{\mu_1 - 1}{\mu_1}} \qquad II_b$$

$$\frac{v_1}{v_4} = \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{1}{\mu_1}} \qquad II_c$$

ottenute combinando assieme le due prime equazioni I.

Le equazioni I e II sono generali a tutte le politropiche e, per uno stesso gas, dall'una all'altra politropica non cambia che l'esponente μ.

Periodo B C. — Durante il periodo B C la quantità di calore Q'_1 ad introdursi, deve essere sufficiente per portare a pressione costante dalla temperatura T' alla temperatura T_1 un peso M di fluido variabile da M_1 ad M; di più si deve riscaldare ad ogni istante ed a pressione costante un peso d M di combustibile della temperatura T_2 ad una T variabile fra T' e T_1.

Considero un punto qualunque della linea B C di temperatura T pel quale il peso di fluido motore è M; per passare da questo punto ad altro vicinissimo di temperatura $T + d T$, occorrerà la quantità di calore:

$$d Q = M c'_p d T + d M (T - T_2) c'_p ,$$

ove c'_p è il calore specifico a pressione costante medio fra B e C.

Se dico H il potere calorifico del combustibile è ancora:

$$d Q = H d M.$$

Eguagliando i secondi membri di queste due equazioni, separando le variabili ed integrando fra i limiti di B e C, si ha:

$$\log' \frac{M_1}{M} = \log' \frac{\frac{H}{c'_p} + T_2 - T'}{\frac{H}{c'_p} + T_2 - T_1}$$

oppure:

$$\frac{M_1}{M} = \frac{H - c'_p (T' - T_2)}{H - c'_p (T_1 - T_2)},$$

e finalmente:

$$\frac{M_1 - M}{M_1} = \frac{c'_p (T_1 - T')}{H - c'_p (T_1 - T_2)} \qquad (III_a).$$

Si ha pure:

$$Q'_1 = H (M_2 - M_1) \qquad (III_b)$$

Osservando che $M_2 - M_1 = m'$, dalla combinazione di (III_a) con (III_b) risulta:

$$Q'_1 = M_1 c'_p (T_1 - T') + m' c'_p (T_1 - T_2) \qquad (III_c)$$

Dalla combinazione di (III_b) con (III_c) risultano le altre due equazioni seguenti:

$$Q'_1 = \frac{M_1 c'_p (T_1 - T')}{1 - \frac{c'_p}{H} (T_1 - T_2)}, \qquad (III_d)$$

$$m' = \frac{M_1 c'_p (T_1 - T')}{H - c'_p (T_1 - T_2)}. \qquad (III_e)$$

In queste formole la temperatura T è da fissarsi *a priori*. Il volume v'_1 in C è determinato dalla formola:

$$v'_1 = M_2 V_1 \frac{T_1}{T'} \qquad (III_f)$$

nella quale V_1 è il volume specifico dei prodotti della combustione quali sono in C, ma alla temperatura T', il qual volume sarà noto quando siano noti M_1 ed m' e la composizione chimica del combustibile.

Periodo C D. — Lungo l'isotermica C D il calore è introdotto mediante la combustione di un peso m'' di combustibile, ciò che altera di nuovo la natura ed il peso del fluido motore. Quest'ultimo da M_2 in C diventa M, in D, essendo $M_3 - M_2 = m''$. L'introduzione del combustibile avviene a pressione variabile; ma se si pensa che per ogni elemento della linea C D entra un peso d M di combustibile, il quale abbrucia istantaneamente sotto la pressione corrispondente all'elemento della curva, sarà palese che l'aumento di temperatura del combustibile si farà a pressione costante. Ammetto ancora che il calore specifico a pressione costante c''_p del combustibile gaseificato non varii colla pressione.

Considerando un elemento dell'isotermica C D di temperatura T, di pressione p, di volume specifico V, ed ove il peso del fluido motore è M, si avrà:

$$d Q = M A p d V + d M c''_p (T_1 - T).$$

Inoltre si ha ancora:

$$d Q = H d M$$
$$p V = p_1 V'_1 .$$

Eguagliando i secondi membri delle prime due equazioni, separando le variabili ed integrando fra i limiti corrispondenti a C e D, si ha:

$$\{ H - c''_p (T_1 - T) \} \log' \frac{M_3}{M_2} = A p_1 V'_1 \log' \frac{V_3}{V'_1};$$

ed essendo:

$$Q''_1 = H (M_3 - M) = m'' H \qquad (IV_a)$$

si ottiene ancora:

$$Q''_1 = \frac{M_3 - M_2}{\log' \frac{M_3}{M_2}} A p_1 V'_1 \log' \frac{V_3}{V'_1} + (M_3 - M_2) c''_p (T_1 - T_2). \qquad (IV_b)$$

Essendo M_3 poco diversa da M_2, perchè m'' è sempre piccolo peso a fronte di M_2, si può sostituire al $\log' \frac{M_3}{M_2}$ il primo termine del suo sviluppo in serie eguale ad $\frac{M_3 - M}{M_3}$; in tal caso la formola (IV_b) si trasforma in quest'altra più semplice:

$$Q''_1 = A M_3 p_1 V'_1 \log' \frac{V_3}{V'_1} + (M_3 - M_2) c''_p (T_1 - T_2) =$$

$$= A p_1 v'_1 \log' \frac{v_3}{v'_1} + m'' c''_p (T_1 - T_2) \qquad (IV'_b)$$

oppure, tenuto conto dell'equazione d'elasticità $p v = M R T$, detta R'' la costante media pel periodo C D, si avrà:

$$Q''_1 = M_3 A R'' T_1 \log' \frac{v_3}{v'_1} + m'' c''_p (T_1 - T_2) \qquad (IV''_b)$$

Combinando assieme le equazioni (IV_a) e (IV''_b) si ottiene:

$$Q''_1 = \frac{M_3 A R'' T_1 \log' \frac{v_3}{v'_1}}{1 - \frac{A R'' T_1}{H} \log' \frac{v_3}{v'_1} - \frac{c''_p}{H} (T_1 - T_2)} \qquad (IV_c)$$

$$m'' = \frac{M_3 A R'' T_1 \log' \frac{v_3}{v'_1}}{H - A R'' T_1 \log' \frac{v_3}{v'_1} - c''_p (T_1 - T_2)} \qquad (IV_d)$$

formole che fanno riscontro alle (III_d) e (III_e) relative al periodo B C.

Si può fissare il rapporto $\frac{v_3}{v_2}$ per un dato grado di espansione lungo D E, ed allora, essendo noto il rapporto $\frac{v_2}{v'_1}$, le formole (IV_c), (IV_d) servono a calcolare rispettivamente Q''_1 ed m''; oppure si può fissare Q''_1 od m'', ed allora l'una e l'altra servono a calcolare il rapporto $\frac{v_3}{v'_1}$ e quindi v_3.

Quanto alla pressione p_2, essa è determinata da:

$$p_2 = \frac{M_3}{M_2} \frac{v'_1}{v_2} p_1 . \qquad (IV_e)$$

A questo punto debbo fare una osservazione relativa alla applicazione delle formole (III) e (IV).

Durante i periodi B C e C D, ai quali si riferiscono rispettivamente quelle formole, una certa quantità di calore svolto dalla combustione non rimane nel fluido, ma passa all'acqua circolante attorno al cilindro; questa quantità di calore non è indicata dai periodi del ciclo, perchè introdotte e sottratte contemporaneamente. Ne deriva che il peso di combustibile introdotto è maggiore di quello calcolato colle formole (III_e) e (IV_d), e le quantità di calore da introdursi sono pure maggiori di quelle calcolate colle formole (III_d) e (IV_c). Se si pensa però che l'effetto nel ciclo corrisponde a quello dell'introduzione di un peso di combustibile di potere calorifico inferiore al reale, basterà calcolare opportunamente quel potere calorifico ridotto che conviene a quelle formole perchè risultino esatti i calcoli delle quantità di calore e dei pesi del combustibile.

Dico H il potere calorifico ridotto, ed H' l'effettivo, Q_x la quantità di calore sottratta durante i due periodi B C e C D, $m' + m'' = m$ il peso di combustibile introdotto durante i periodi stessi, dovrà essere:

$$Q'_1 + Q''_1 + Q_x = m\,H'.$$

D'altra parte dovrà sussistere l'eguaglianza:

$$m\,H + Q_x = m\,H'.$$

Eliminando m da queste due equazioni e ponendo:

$$Q'_1 + Q''_1 + Q_x = Q_1$$

si trova:

$$H = H' - \frac{H'\,Q_x}{Q_1} = H' \left(1 - \frac{Q_x}{Q_1}\right) \qquad (V_a)$$

È H il potere calorifico ridotto che devesi porre nelle equazioni (III_c), (IV_c), (III_d), (IV_d).

La quantità di calore Q_x è però solo determinabile mediante l'esperienza, cioè quando si conosca almeno la frazione del calore totale speso che passa nell'acqua di circolazione. Ciò si vedrà fra poco.

Periodo D C. — Passo al periodo politropico D C, la cui equazione è $p\,v^{\mu_2} = C_2$, durante il quale agisce un peso $M_3 = M_1 + m$ di fluido.

Se si osservano le equazioni (II) relative al periodo A B, si vede che per avere quelle relative al periodo D C basta cambiare opportunamente in quelle i simboli. Così si avrà:

$$Q''_2 = M_3 \frac{\mu_2 - k''}{\mu_2 - 1} c''_v (T_1 - T_3) \qquad (VI_a)$$

$$\frac{T_1}{T_3} = \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{\mu_2 - 1}{\mu_2}} \qquad (VI_b)$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{1}{\mu_2}} \qquad (VI_b)$$

Il valore di μ_2, essendo C D una linea di espansione politropica con sottrazione di calore, sarà maggiore di k''.

Il calore Q''_2 è ceduto all'acqua di circolazione; sommato con Q'_2 e Q_x dà la quantità totale di calore ceduto all'acqua durante un ciclo completo; questa somma può essere rappresentata come una frazione β del calore totale speso Q_1, per cui si potrà scrivere:

$$Q'_2 + Q''_2 + Q_x = \beta\,Q_1 .$$

Indicando $Q'_2 + Q''_2$ con Q_b e $Q'_1 + Q''_1$ con Q_a si avrà:

$$Q_b + Q_x = \beta\,(Q_a + Q_x),$$

e risolvendo rispetto a Q_x:

$$Q_x = \frac{\beta\,Q_a - Q_b}{1 - \beta} \qquad (V_b)$$

Ponendo questo valore in (V_a) si ha:

$$H = H' \left\{ 1 - \frac{\beta\,Q_a - Q_b}{Q_a - Q_b} \right\}. \qquad (V_c)$$

Il calcolo di H richiede la conoscenza, oltrecchè di Q_b e di β, anche di Q_a, somma di Q'_1 e di Q''_1, che alla loro volta contengono H. E' quindi impossibile l'ottenere H in modo diretto, ma lo si potrebbe solo per falsa posizione.

Per facilitare questo calcolo conviene dapprima fare l'ipotesi che il calore provenga da una sorgente esterna; allora:

$$M_1 = M_2 = M_3 \quad , \quad m' = m'' = 0,$$
$$c_p = c'_p = c''_p \quad , \quad c_v = c'_v = c''_v ,$$
$$K = K' = K'' \quad , \quad R = R' = R''.$$

Atteso il piccolo valore di m' e di m'' si ottengono per Q'_1, Q''_1, Q'_2 e Q''_2 valori abbastanza approssimati, coi quali si può calcolare H, che posto in (III_d), (III_e), (IV_c), (IV_d) daranno valori abbastanza precisi per Q'_1, Q'', m' ed m''.

Periodo E A. — Resta finalmente a calcolarsi la quantità di calore sottratta al fluido lungo il periodo E A a volume costante, quantità che rappresenta l'eccesso di calore che ha il fluido in E rispetto a quello corrispondente al punto A; questa quantità di calore è trasportata nell'ambiente esterno dai prodotti della combustione; essa è determinata dall'equazione:

$$Q_3 = M_3\,c''_v\,(T_3 - T'_4). \qquad (VII)$$

La temperatura T'_4 dovrà essere inferiore a T_4 perchè nel volume v_4 sotto la pressione p_4, ambidue obbligati, deve contenersi un peso M_3 di prodotti della combustione maggiore del peso iniziale M_1 di aria. Siccome però le combinazioni chimiche che accompagnano la combustione producono sempre contrazione di volume, così con sufficiente approssimazione si potrà ritenere $T'_4 = T_4$.

Così calcolate le quantità di calore somministrato o sottratto al fluido motore, resta determinato il coefficiente economico ed il lavoro svolto dalla macchina.

Se si raccoglie in solo simbolo Q_1 la somma:

$$Q'_1 + Q''_2 + Q_x$$

di calore speso, ed in un altro simbolo Q_2 la somma:

$$Q'_2 + Q''_2 + Q_x + Q_3$$

di calore sottratto, si avrà:

$$E = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}.$$

Così per mezzo delle formole (2), (3) e (4) si avranno rispettivamente il lavoro indicato L_i in chilogrammetri per ogni ciclo completo, il lavoro indicato N_i ed il lavoro effettivo N_e in cavalli quando sia fissato *a priori* il numero di giri n dell'albero motore al minuto.

L'ipotesi della provenienza del calore da una sorgente esterna, come ho già detto, semplifica di molto tutte le formole dalla (II) alla (VII), senza alterare di molto i risultati, e ciò essenzialmente per il piccolo peso di combustibile rispetto al peso d'aria aspirata ad ogni colpo.

Esempio numerico. — In base a quest'ipotesi faccio il seguente esempio numerico.

Ammetto i dati seguenti:

$$M_1 = 1{,}00 \text{ chg.} \quad , \quad T_4 = 300^\circ \quad , \quad p_4 = 10333 \text{ chg.}$$
$$\frac{p_1}{p_4} = 34 \quad , \quad \mu_1 = 1{,}25 \quad , \quad T_1 = 1273^\circ$$
$$\mu_2 = 1{,}60 \quad , \quad c_p = 0{,}2375 \quad , \quad c_v = 0{,}1684$$
$$K = 1{,}41 \quad , \quad R = \frac{c_p - c_v}{A} = 29{,}37.$$

Sarà:

$$v_4 = \frac{T_4}{273} \frac{1}{1{,}293} = \text{m}^3\ 0{,}85.$$

Periodo A B:

$$T' = T_4 \left(\frac{p_1}{p_4}\right)^{\frac{\mu_1 - 1}{\mu_1}} = 606^\circ$$

$$v_1 = v_4 \left(\frac{p_1}{p_4}\right)^{\frac{1}{\mu_1}} = 0{,}059 \,.\, v_4 = \text{m}^3\ 0{,}0501.$$

Il volume generato dallo stantuffo ad ogni corsa, eguale a $v_4 - v_1$, sarà quindi di m³ 0,80.

$$Q'_2 = \frac{\mu_1 - K}{\mu_1 - 1} c_v (T_4 - T') = \mathbf{32,90} \text{ calorie.}$$

Periodo B C:

$$Q'_1 = M c_p (T_1 - T'') = \mathbf{159,11} \text{ calorie.}$$

$$v'_1 = v_1 \frac{T_1}{T'} = 2,1 \,.\, v_1 = 0,124 \,.\, v_4$$

$$v'_1 = m^3\ 0,105.$$

Periodo C D. — Per questo periodo mi fisserò la quantità di calore ad introdursi, e calcolerò il volume v_2 e la pressione p_2 finali del periodo stesso.

Ritengo $Q''_1 = 141$ calorie; sarà:

$$\log' \frac{v_2}{v'_1} = \frac{141}{A R T_1} = 1,6027$$

$$v_2 = 4,96 \,.\, v'_1 = 0,615 \,.\, v_4 = m^3\ 0,523$$

$$p_2 = p \frac{v'_1}{v_2} = 0,2\, p = 6,80 \text{ atmosfere.}$$

Periodo D E:

$$p_3 = p_2 \left(\frac{v_2}{v_4}\right)^{\mu_2} = 0,46\, p_2$$

$$p_3 = 3,128 \text{ atmosfere}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{\mu_2 - 1}{\mu_2}} = 0,747\, T_1 = 951°$$

$$Q''_2 = \frac{\mu_2 - K}{\mu_2 - 1} c_v (T_1 - T_3) = \mathbf{17,14} \text{ calorie.}$$

Le esperienze sui motori a gas, ed in particolar modo quelle dello Schröter sul motore Diesel, hanno provato che in media circa il 40 0|0 del calore speso passa nell'acqua di circolazione: la massima parte vi passa nei periodi B C e C D, il resto nei periodi A B e D E. Essendo:

$$Q_a = 159 + 141 = 300 \text{ calorie}$$
$$Q_b = 32,9 + 17,14 = 50 \quad »$$
$$\beta = 0,40,$$

la formola V_b darà:

$$Q_x = \frac{120 - 50}{0,60} = 116 \text{ calorie}$$

per cui $Q_1 = Q'_1 + Q''_1 + Q_x = 416$ calorie.

Periodo E A. — La quantità di calore sottratto durante il periodo E A è:

$$Q_3 = c_v (T_3 - T_4) = 109,63 \text{ calorie.}$$

sarà quindi:

$$Q_2 = Q'_2 + Q''_2 + Q_x + Q_3 = 275,63$$
$$Q_1 - Q_2 = 416 - 275,63 = 140,37$$
$$E = \frac{140,37}{416} = 0,337.$$

$$L_i = 140,37 \times 425 = 59657 \text{ kg.}$$

Ritenendo il numero dei giri al minuto dell'albero motore di 171, sarà:

$$N_i = \frac{59657 \times 171}{120 \times 75} = 1133 \text{ cav. vap. ind.}$$

Nell'esercizio pratico del motore il lavoro così trovato non sarebbe completamente utilizzabile, perchè una frazione è richiesta dalla pompa d'aria che serve a comprimere l'aria per l'alimentazione del combustibile. Schröter trovò che questa pompa consumava dal 4 al 5 per cento del lavoro indicato, quindi in media la pompa richiederebbe 51 cavalli-vapore indicati, ed il lavoro indicato disponibile sarebbe di soli 1082 cavalli-vapore.

Ammesso che il coefficiente meccanico del motore sia 0,75, il lavoro effettivo sarà:

$$N_e = 0,75 \times 1082 = 811,5 \text{ cav. eff.}$$

Si è trovato essere il volume generato dallo stantuffo ad ogni cassa di m³ 0,800, quindi ogni cavallo effettivo richiede poco meno d'un dm³ di volume generato dallo stantuffo, sempre s'intende che il numero dei giri al minuto sia di 171, come fu ammesso.

In base a questo calcolo preventivo si ottiene:

$$Q_a = 300, \qquad Q_b = 50,$$

quindi se il potere calorifico effettivo H' del combustibile è di 10000 calorie, il potere calorifico ridotto sarà dato da:

$$H = 10000 \left\{ 1 - \frac{0,40 \times 300 - 50}{300 - 50} \right\} = 7200.$$

Questo valore introdotto in (III_d), (III_e), (IV_c), (IV_d), darà Q'_1, m', Q'', ed m'' con molta approssimazione.

Se si suppone diminuito in ampiezza il periodo isotermico C D, introducendo 70 calorie invece di 141, come si era ammesso nell'esempio numerico antecedente, si trovano i seguenti risultati:

$$v_2 = 0,275 \,.\, v_1 \quad , \quad p_2 = 0,45 \,.\, p_1$$
$$p_3 = 0,092 \,.\, p_2 \quad , \quad T_3 = 521°.$$

Rimangono inalterati i risultati relativi al punto A, B e C.

Si ha quindi:

$$Q'_2 = 32,90 \quad , \quad Q'_1 = 159 \quad , \quad Q''_1 = 70$$
$$Q''_2 = 40,00 \quad , \quad Q_a = 229 \quad , \quad Q_b = 72,9$$
$$Q_3 = 37,22.$$

Ritenendo $\beta = 0,45$:

$$Q_x = 50,25 \quad , \quad Q_1 = 279,25 \quad Q_2 = 160,37$$
$$E = \mathbf{0,425}$$
$$L_i = 50521$$
$$N_i = 952.$$

Ritenendo in questo caso il coefficiente meccanico uguale a 0,60, sarà:

$$N_e = 571,2.$$

Osservo solo che col diminuire del lavoro indicato aumenta il coefficiente economico del ciclo.

(*Continua*). *Ing.* C. Penati.

MECCANICA APPLICATA E IDRAULICA PRATICA

CONTRIBUTO ALLO STUDIO DEI GETTI TRASCINANTI

(*Continuazione*)

Capitolo II.

Acqua trascinante acqua.

§ 1. — Distingueremo due casi speciali. Nell'uno il getto trascinante eleva l'acqua trascinata da un livello più basso ad un livello più alto. Nell'altro il getto trascinante non fa altro che impartire all'acqua trascinata una certa velocità.

Come applicazioni corrispondenti a questi due casi sceglieremo per il primo la pompa a getto di Thomson e per il secondo i manicotti aumentanti la spinta di reazione da me immaginati e che saranno descritti nell'ultimo capitolo di questa Memoria.

§ 2. — *Pompa a getto di Thomson.* — Da un recipiente inesauribile A_1 (fig. 96) si diparte un tubo che ripiegandosi a gomito va a terminare in un orificio ad asse orizzontale conformato in modo da seguire la forma del getto, sicchè nella sezione di uscita a_1 non ha luogo alcuna contrazione. Un altro tubo A_2 B C, il cui asse coincide con quello del getto, aspira l'acqua da un recipiente inesauribile A_2. L'acqua aspirata, unitamente all'acqua del getto trascinante, effluisce dalla sezione a_1, che si ritiene soggetta alla pressione atmosferica. Si suppone altresì che nella sezione anulare a_2, per la quale l'acqua aspirata entra nell'apparecchio di trascinamento, non abbia luogo alcuna contrazione.

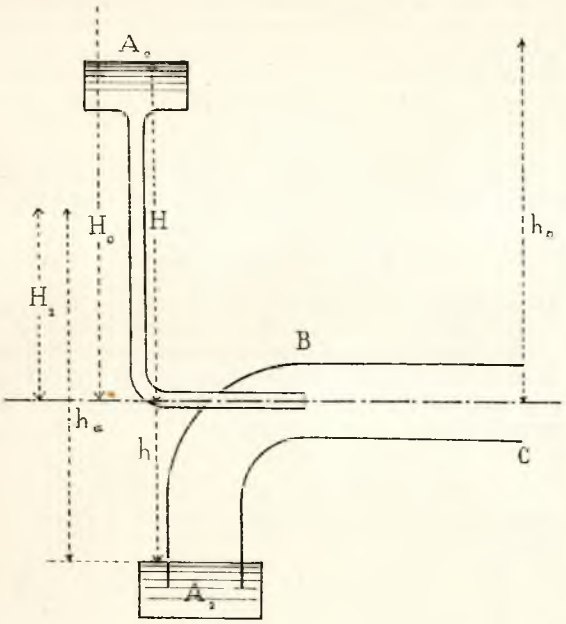


Fig. 96.

Confrontando la forma del getto immediatamente al di fuori dell'orificio di efflusso, quando esso sbocca nell'aria, ossia quando il fluido circostante non esercita sul medesimo azione sensibile, con la forma che esso getto presenta nello stesso luogo, quando sbocca nell'acqua, ossia quando ha luogo il trascinamento, di cui ci occupiamo, non si trova differenza apprezzabile. La differenza nella forma dei getti comincia ad una certa distanza dall'orificio di efflusso. Da ciò si arguisce che le leggi di distribuzione della velocità e della pressione nella sezione a_0 deve essere sensibilmente la stessa nei due casi. E siccome nel caso dell'efflusso libero si ritiene applicabile la legge idrostatica, potremo anche nel nostro caso dell'efflusso suffolto applicare la stessa legge senza dilungarci dalla realtà.

Meno esatto, o, se vogliamo, soltanto approssimato è l'ammettere che anche per la sezione anulare a_1 valga la stessa legge idrostatica, perchè essendo l'azione di trascinamento massima alla circonferenza interna dell'anello e minima alla esterna, la velocità decresce andando dall'esterno all'interno, mentre la pressione varia in senso contrario.

Quanto al moto del liquido miscela nell'apparecchio di trascinamento B C osserviamo che se il tubo è abbastanza corto relativamente al proprio diametro, e se le sue pareti interne sono abbastanza levigate, l'azione di attrito esercitata dal medesimo sul liquido che lo percorre è trascurabile.

In tal caso nell'espressione $\int p \cos a\, ds$ la forza p essendo normale all'elemento ds, questo integrale prende la forma $\int p\, d\sigma$, dove $d\sigma$ è la proiezione di ds su di un piano normale all'asse dell'apparecchio.

Nel nostro caso essendo il tubo cilindrico e conassico al getto, il predetto integrale è nullo.

L'ipotesi che la parete interna del tubo B C non eserciti alcuna azione sul liquido che lo percorre ci conduce ad un'altra semplificazione.

Alla sezione B, fra la velocità del liquido trascinante e quella del liquido trascinato, esiste una differenza massima. A misura che si procede da B verso C questa differenza diminuisce. Se il tubo è sufficientemente lungo, non essendovi alcuna azione che impedisca l'eguagliamento della velocità, questa riuscirà presso a poco eguale su tutti i punti della predetta sezione C. Dunque anche per tutta l'area a_1 di questa sezione si potrà ritenere, con molta approssimazione, che la pressione e la velocità si ripartano secondo la legge idrostatica.

E qui interessa subito di conoscere quale sia l'effetto di queste ipotesi semplificative nei calcoli di cui ci stiamo occupando.

Ritenere che la velocità sia la stessa su tutti i punti delle sezioni trasverse a_0, a_2, a_1, equivale a supporre che il coefficiente d'attrito interno abbia un valore infinitamente grande. Se questo coefficiente fosse nullo, nullo del pari sarebbe il trascinamento, ed è evidente che crescendo il valore di detto coefficiente debba pure continuamente crescere il trascinamento. Perciò ad un coefficiente d'attrito maggiore del reale corrisponde un trascinamento maggiore del reale. Le ipotesi semplificative adottate sono ipotesi ottimiste, esse dànno al trascinamento un valore maggiore di quello che esso ha realmente.

Altrettanto deve dirsi dell'altra ipotesi parimenti ottimista, che, cioè, le resistenze di attrito esterno, prodotto dalle pareti, entro le quali scorrono i liquidi, possano essere trascurate.

Semplificate così le condizioni generali del problema, riesce facile procedere alla sua soluzione.

La prima equazione, che si ottiene applicando il principio delle forze vive al liquido trascinante, ci dà:

$$h_a + \mathrm{H} - h_0 = \frac{w_0^2}{2g}, \qquad (1)$$

nella quale w_0 è la velocità dell'acqua trascinante alla sezione a_0, h_0 la pressione media in altezza d'acqua corrispondente a detta sezione, ossia la pressione esistente al centro della sezione, H l'altezza del pelo d'acqua del serbatoio A_0 sull'asse dell'apparecchio, e h_a l'altezza della pressione atmosferica in colonna d'acqua.

La seconda equazione, che si ottiene applicando il principio delle forze vive al liquido trascinato, ci dà:

$$-h + h_a - h_2 = \frac{w_2^2}{2g}, \qquad (2)$$

nella quale h_2 rappresenta la pressione al centro della sezione a_2.

La terza equazione, che si ottiene applicando il teorema delle quantità di moto al tratto B C, diviene:

$$a_0 h_0 + a_2 h_2 - a_1 h = \frac{a_1}{g} w_1^2 - \frac{a_0}{g} w_0^2 - \frac{a_2}{g} w_2^2, \qquad (3)$$

h è la pressione al centro della sezione a_1.

La quarta equazione, o equazione di continuità, ci fornisce:

$$a_0 w_0 + a_2 w_2 = a_1 w_1. \qquad (4)$$

La quinta equazione ci dà una relazione tra le pressioni medie h_0 ed h_2 corrispondenti alle sezioni a_0 ed a_2, essendo nota la legge di ripartizione delle pressioni nelle predette sezioni.

Essendosi ammesso che le pressioni si ripartono secondo la legge idrostatica, se tiriamo un'orizzontale che passi per il centro comune delle sezioni a_0 ed a_2, la parte di questa orizzontale, che trovasi nella sezione a_0, sarà soggetta alla pressione h_0, mentre le parti che trovansi nella sezione a_2 saranno soggette alla pressione h_2. Dovendo nei punti comuni alle due sezioni la pressione essere la stessa, dovrà essere necessariamente:

$$h_0 = h_2 \qquad (5)$$

Da ultimo, stante la forma cilindrica del tubo B C, si ha la relazione geometrica:

$$a_1 = a_0 + a_2.$$

Ponendo:

$$h_a + \mathrm{H} = \mathrm{H}_0$$

$$h_a - h = \mathrm{H}_2 \quad ; \quad \frac{w_2^2}{2g} = y \quad ; \quad \frac{a_1}{a_0} = m$$

$$\frac{a_2}{a_0} = n$$

si ottengono le equazioni:

$$H_0 = h_0 + \frac{w_0^2}{2g} \qquad (1')$$

$$H_2 = h_0 + y \qquad (2')$$

$$m(h_0 - h_1) = \frac{m}{g} w_1^2 - \frac{w_0^2}{g} - 2ny \qquad (3')$$

$$m w_1 = n\sqrt{2gy} + w_0 \qquad (4')$$

$$m = n + 1.$$

Dalle prime quattro equazioni, eliminando le incognite $h_0\, w_0\, w_1$, si ottiene:

$$y = \frac{1}{2(1-A^2)} \left\{ -(H_0 - H_2 + 2AB) + \right.$$

$$\left. + \sqrt{(H_0 - H_2 + 2AB)^2 + 4(1-A^2)B^2} \right\}$$

nella quale:

$$A = \lambda - 1 \quad ; \quad B = \lambda(H_2 - h_1) + \frac{H_0 - H_2}{2}$$

essendo:

$$\lambda = \frac{m^2}{4(m-1)}.$$

Stante il piccolo valore del raggio della sezione a_1 in confronto all'altezza h_a, può ritenersi con sufficiente approssimazione che la pressione h_1 al centro della predetta sezione sia eguale alla pressione atmosferica h_a. Ponendo nell'equazione antecedente $h_1 = h_a$, essa prende la forma:

$$y = \frac{H}{2(1-A^2)} \left\{ -[1 + x + A - Ax(2\lambda - 1)] + \right.$$

$$\left. + \sqrt{[1 + x + A - Ax(2\lambda-1)]^2 + (1-A^2)[1 - x(2\lambda - 1)]^2} \right\}$$

dove $x = \frac{h}{H}$.

Trovato il valore della y, si ottengono le altre incognite dalle relazioni:

$$h_0 = h_a - h - y \quad ; \quad w_0 = \sqrt{2g(H + h + y)}$$

$$w_1 = \frac{n}{m}\sqrt{2gy} + \frac{1}{m}\sqrt{2g(H + h + y)}.$$

Il rendimento dell'apparecchio, ossia il rapporto tra il lavoro utile ed il lavoro motore è:

$$R = \frac{a_2 w_2 h}{a_0 w_0 H}$$

ovvero, eseguendo le dovute sostituzioni:

$$R = (m-1)\, x \sqrt{\frac{y}{(1+x) + y}}.$$

Riportiamo qui alcuni esempi per far vedere come la R varii in funzione di x e di m.

Sia $m = 2$. Si ha $\lambda = 1$; $A = 0$:

$$R = x \sqrt{\frac{-(1+x) + \sqrt{2(1+x^2)}}{(1+x) + \sqrt{2(1+x^2)}}}$$

nella quale per:

$$x = 1 \quad ; \quad R = 0{,}00000$$

$$x = \frac{3}{4} \quad ; \quad R = 0{,}05331$$

$$x = \frac{1}{2} \quad ; \quad R = 0{,}08110$$

$$x = \frac{1}{4} \quad ; \quad R = 0{,}06925$$

$$x = 0 \quad ; \quad R = 0{,}00000.$$

Per $m = 3$; donde $\lambda = \frac{9}{8}$; $A = -\frac{1}{8}$, ponendo:

$$x = \frac{1}{2}$$

si ha:

$$\frac{y}{H} = 0{,}1567 \quad ; \quad R = 0{,}3075.$$

Per $m = 4$; donde $\lambda = \frac{4}{3}$; $A = -\frac{1}{3}$, posto $x = \frac{1}{2}$, si ha:

$$\frac{y}{H} = 0{,}008881 \quad ; \quad R = 0{,}1151.$$

Questi esempi mettono in evidenza come il rendimento varii al variare delle dimensioni dell'apparecchio, ed al variare del rapporto tra l'altezza di caduta del liquido trascinante e l'altezza a cui si eleva il liquido trascinato.

Adottando le disposizioni più favorevoli, il rendimento dato dalle nostre formole ottimiste non arriva ad $\frac{1}{3}$.

In realtà il rendimento non raggiunge questo valore. La pompa a getto del Thomson non è dunque dal punto di vista meccanico una macchina troppo buona.

§ 3. — In questa macchina la forza viva del getto miscela che esce dalla sezione a_1 va del tutto perduta. Si può ovviare, almeno in parte, a questa perdita conformando l'apparecchio come si vede nella fig. 97, nella quale per maggior genera-

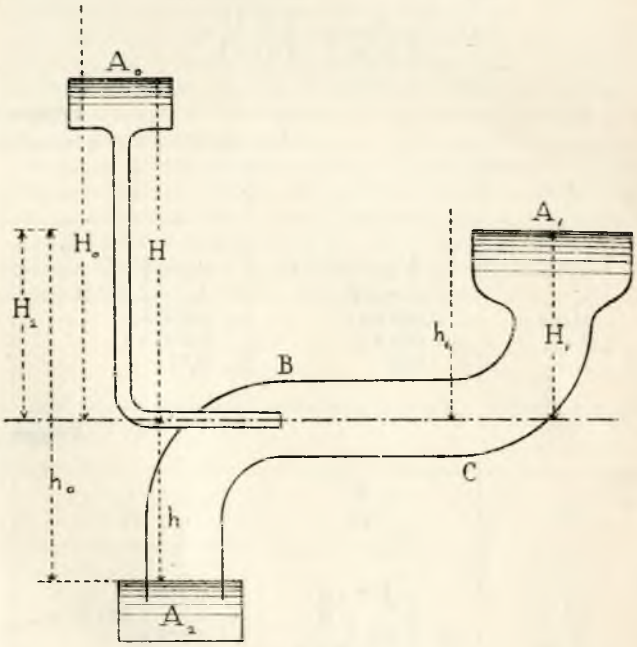


Fig. 97.

lità si è supposto che la pompa a getto possa funzionare tanto come pompa aspirante, quanto come pompa premente.

Si passa dal caso già studiato al caso presente, tenendo conto della seguente relazione.

Detta H_1 l'altezza del pelo d'acqua nel serbatoio A_1 sull'asse dell'apparecchio, l'applicazione del solito principio delle forze vive ci dà:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2g} = H_1 + h_a.$$

In virtù di questa equazione, ed operando in modo del tutto analogo al caso antecedente si ottiene:

$$y = (H + h)\frac{(2m - 1 - m^2 u)^2}{4m(m-1)(mu - 1)}$$

nella quale:

$$u = \frac{z + x}{1 + x}$$

essendo:

$$z = \frac{H_1}{H} \quad ; \quad x = \frac{h}{H}.$$

La pressione dell'acqua nelle sezioni a_0 ed a_2 è data dalla formola:

$$h_0 = h_a - h - y$$

cui può darsi la forma:

$$h_0 = \mathrm{H}\left[\frac{h_a}{\mathrm{H}} - \left(x + \frac{y}{\mathrm{H}}\right)\right].$$

Il rendimento dell'apparecchio, ossia il rapporto tra il lavoro utilizzato ed il lavoro speso è dato dalla formola:

$$\mathrm{R} = \frac{a_2 w_2 (\mathrm{H}_1 + h)}{a_0 w_0 (\mathrm{H} - \mathrm{H}_1)}$$

dalla quale, eseguite le opportune sostituzioni, si ottiene:

$$\mathrm{R} = (m-1)\frac{u}{1-u}\sqrt{\frac{y}{\mathrm{H}+y}}$$

od anche:

$$\mathrm{R} = \frac{u}{1-u} \cdot \frac{(m-1)(2m-1-m^2 u)}{\sqrt{(2m-1-m^2 u) + 4m(m-1)(mu-1)}}.$$

Come si è veduto nel caso antecedente, il rendimento dipende unicamente dalle quantità indipendenti u ed m.

Per far vedere come il rendimento varii col variare della x e della z, ricorriamo ad un esempio. Sia $m = 2$; si ha:

$$\frac{y}{\mathrm{H}} = (1+x)\frac{(3-4u)^2}{8(2u-1)}$$

$$\mathrm{R} = \frac{u}{1-u} \cdot \frac{3-4u}{4u-1}.$$

Considereremo i casi estremi, ossia il caso in cui l'apparecchio è soltanto aspirante, quindi $u = \frac{x}{1+x}$; e l'altro in cui l'apparecchio è soltanto premente, e quindi $u = z$.

Supposto dato il valore della x nel primo caso, ed il valore della z nel secondo, le quantità $\frac{y}{\mathrm{H}}$ ed R riescono completamente determinate.

La pressione h_0 invece dipende ancora dalla quantità H. Trattandosi di un liquido, il valore minimo che h_0 può assumere è lo zero, ed il valore massimo corrispondente di H sarà:

$$\mathrm{H}_{\max.} = \frac{h_a}{x + \frac{y}{\mathrm{H}}}.$$

In corrispondenza a questo valore massimo di H si hanno i valori massimi dell'altezza di aspirazione $h_{\max.} = x\,\mathrm{H}_{\max.}$ e dell'altezza di elevazione $\mathrm{H}_{1\,\max.} = z\,\mathrm{H}_{\max.}$

Nelle seguenti due tabelle, l'una delle quali si riferisce alla pompa aspirante, l'altra alla pompa premente, sono stati riportati i valori delle diverse quantità che interessano il problema, corrispondenti ai diversi valori di x o di z.

Confrontando queste tabelle con i risultati relativi alla pompa a getto del Thomson, si vede che le disposizioni adottate nella fig. 97, le quali permettono di usufruire la velocità di efflusso del getto miscela, producono un notevole aumento nel rendimento della macchina.

Pompa aspirante.

x	1	$\frac{9}{7}$	$\frac{10}{6}$	$\frac{11}{5}$	3
w_2	$\infty\sqrt{2g(\mathrm{H}+h)}$	$0{,}750\sqrt{}$	$0{,}352\sqrt{}$	$0{,}144\sqrt{}$	$0{,}000\sqrt{}$
h_0	$h_a - \infty\,\mathrm{H}$	$h_a - 2{,}571\,\mathrm{H}$	$h_a - 2{,}000\,\mathrm{H}$	$h_a - 2{,}267\,\mathrm{H}$	$h_a - 3{,}000\,\mathrm{H}$
$\mathrm{H}_{\max}$	$0{,}000\,h_a$	$0{,}389\,h_a$	$0{,}500\,h_a$	$0{,}441\,h_a$	$0{,}333\,h_a$
$h_{\max}$	$0{,}000\,h_a$	$0{,}500\,h_a$	$0{,}833\,h_a$	$0{,}971\,h_a$	$1{,}000\,h_a$
R	1,000	0,771	0,556	0,314	0,000

Pompa premente.

z	$\frac{8}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{10}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{12}{16}$
w_2	$\infty\sqrt{2g\,\mathrm{H}}$	$0{,}750\sqrt{}$	$0{,}352\sqrt{}$	$0{,}144\sqrt{}$	$0{,}000\sqrt{}$
h_0	$h_a - \infty\,\mathrm{H}$	$h_a - 0{,}562\,\mathrm{H}$	$h_a - 0{,}125\,\mathrm{H}$	$h_a - 0{,}021\,\mathrm{H}$	$h_a - 0{,}000\,\mathrm{H}$
$\mathrm{H}_{\max}$	$0{,}000\,h_a$	$1{,}778\,h_a$	$8{,}000\,h_a$	$48{,}000\,h_a$	$\infty\,h_a$
$\mathrm{H}_{1\,\max}$	$0\,h_a$	h_a	$5\,h_a$	$33\,h_a$	$\infty\,h_a$
R	1,000	0,771	0,556	0,314	0,000

Facendo astrazione dal caso puramente teorico al quale corrisponde un rendimento eguale all'unità, le predette tabelle ci dimostrano la possibilità di costruire un apparecchio pel quale il rendimento sia $> 0{,}771$.

Devesi però notare, come già si disse, in antecedenza, che stante l'ipotesi ottimista su cui si basano le nostre formole, il rendimento reale sarà sempre alquanto minore di quello fornito dalle predette tabelle.

Paragonando la pompa a getto con le pompe a stantuffo, osserviamo che mentre in queste ultime il rendimento non dipende dalla forma della macchina e assai poco dall'altezza di sollevamento, nelle prime invece, tanto la forma dell'apparecchio quanto l'altezza di sollevamento hanno un'influenza grandissima. Volendo dunque servirsi di queste macchine, le quali per la loro semplicità sono veramente raccomandabili, sarà necessario per ogni caso speciale calcolare le dimensioni dell'apparecchio, il che si otterrà facilmente per mezzo delle formole date in questo paragrafo.

§ 4. *Apparecchio aumentante la spinta di reazione.* — Sappiamo che in una macchina a reazione nella quale l'acqua è presa alla velocità u ed espulsa alla velocità w e dove il peso dell'acqua smaltita nell'unità di tempo è G, il lavoro motore, il lavoro perduto, la spinta di reazione ed il rendimento sono dati rispettivamente dalle formole:

$$\mathrm{L}_m = \frac{\mathrm{G}}{2g}(w^2 - u^2)$$

$$\mathrm{L}_p = \frac{\mathrm{G}}{2g}(w-u)^2$$

$$\mathrm{S} = \frac{\mathrm{G}}{g}(w-u)$$

$$\mathrm{R} = \frac{\mathrm{S}\,u}{\mathrm{L}_m} = \frac{2u}{w+u}.$$

Queste formole fanno vedere che per avere un buon rendimento è necessario che la velocità di efflusso w e la velocità u con cui la macchina si muove non differiscano di troppo fra loro.

Ora si danno in pratica dei casi nei quali la velocità u è molto piccola o anche nulla, e dove si ha massimamente in

vista di produrre una spinta notevole. Fra questi noteremo semplicemente il problema concernente l'areonautica, che si propone di sostenere in aria un corpo più pesante della medesima senza comunicargli alcun movimento, e quello che si riferisce alla manovra di una nave per mezzo di una spinta eccentrica.

In questo caso essendo la u trascurabile di fronte alla w, le predette formole divengono:

$$L_m = \frac{G}{2g} w^2 \quad ; \quad L_p = \frac{G}{2g} w^2$$

$$S = \frac{G}{g} w \quad ; \quad R = \frac{S u}{L_m} = \frac{2 u}{w}.$$

Tutto il lavoro motore, o più esattamente la quasi totalità del medesimo va perduta, e la macchina funziona con un rendimento piccolissimo.

Ed ora dobbiamo domandarci: date queste condizioni di cose, è possibile trovare qualche espediente capace di aumentare il rendimento della macchina? O in altri termini: è possibile utilizzare il lavoro perduto in modo da aumentare la spinta S senza variare la velocità u?

Questo problema è stato da me risoluto per mezzo dell'apparecchio aumentante la spinta di reazione di cui ci occuperemo nel presente paragrafo. E qui devo notare che l'invenzione non consiste nè nella forma, nè nel modo di funzionare dell'apparecchio, le quali cose sono note a tutti da molto tempo, ma nell'idea di adoperare il trascinamento, ossia la comunicazione laterale del moto per aumentare la spinta di reazione.

Per quante ricerche abbia fatto in proposito, non mi è stato possibile trovare in alcun trattato scientifico, nè in alcun brevetto industriale un'idea di tal genere. Il che, del resto, non deve far meraviglia quando si considera che, nel modo incompleto con cui d'ordinario venivano trattati i problemi sul trascinamento, si ammetteva, come già fu detto, che la quantità di moto del fluido miscela fosse eguale alla quantità di moto del fluido trascinante. Il che in altri termini vuol dire che, secondo questo modo di vedere, si riteneva impossibile di poter aumentare la spinta di reazione per mezzo del trascinamento.

L'apparecchio in parola è rappresentato schematicamente dalla fig. 98, nella quale la sezione d'ingresso del liquido tra-

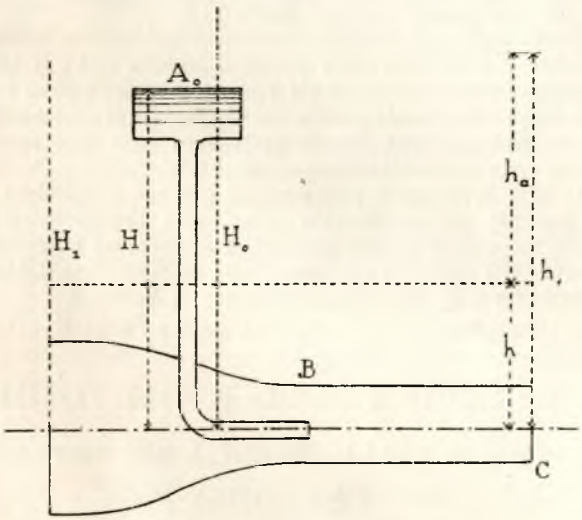


Fig. 98.

scinante si suppone talmente grande che la velocità corrispondente possa con sufficiente approssimazione ritenersi nulla.

Le formole relative a questo caso si desumono dalle formole generali del § 2 ponendo:

$$H_1 = h + h_a = h_1 \quad ; \quad H_0 = H + h_a$$

$$H_0 - H_1 = H - h \quad ; \quad B = \frac{H - h}{2}$$

essendo: $A = \lambda - 1 \quad ; \quad \lambda = \frac{m^2}{4(m-1)}$.

Sostituendo questi valori nella formola che dà il valore della y, si ottiene:

$$y = (H - h) \frac{-\lambda + \sqrt{2\lambda}}{2\lambda(2-\lambda)}. \qquad (6)$$

Supponiamo di aver tolto l'apparecchio trascinante e facciamo astrazione dalla piccola azione che ciò non ostante il liquido esercita sul getto; la pressione all'orificio di efflusso sarà h_1 e la spinta di reazione prodotta dal getto semplice sarà:

$$S_0' = G_0' \frac{w_0'}{g},$$

essendo G_0' il peso d'acqua che sotto tali condizioni effluisce nell'unità di tempo, w_0' la velocità di efflusso.

Se ora applichiamo l'apparecchio trascinante nel modo che si disse in antecedenza, la spinta di reazione diventa:

$$S_1 = (G_0 + G_2) \frac{w_1}{g},$$

nella quale G_0 e G_2 rappresentano rispettivamente la portata in peso dell'acqua trascinante e dell'acqua trascinata, w_1 la velocità della miscela alla sezione di efflusso a_1.

La variazione che la spinta di reazione subisce in causa dell'apparecchio trascinante dipende da due fatti: I° dalla variazione che subisce la portata del liquido trascinante, la quale da G_0' diventa G_0; 2° dall'azione che il liquido trascinato esercita sul predetto apparecchio.

Il valore di quest'azione è quello che precisamente ci interessa di conoscere; perciò, onde evitare l'influenza che il primo fatto su accennato esercita sul fenomeno, noi non confronteremo fra loro le spinte S_0' ed S_1, ma sì bene le spinte che in ciascuno dei due casi corrispondono all'unità di portata del liquido trascinante, vale a dire le quantità:

$$\frac{S_0'}{G_0'} \quad ; \quad \frac{S_1}{G_0}.$$

Detto ϕ il rapporto della seconda alla prima di queste quantità si ha:

$$\phi = \frac{S_1 G_0}{S_0' G_0'} = \frac{\left(1 + \frac{G_2}{G_0}\right) \frac{w_1}{g}}{\frac{w_0'}{g}} =$$

$$= (1 + \eta) \frac{w_1}{\sqrt{2g(H-h)}},$$

essendo:

$$\eta = \frac{G_2}{G_0} = (m-1) \frac{w_1}{w_0}.$$

Il rapporto η tra la portata del liquido trascinato e quella del liquido trascinante, come pure la velocità w_1, sono esprimibili in funzione della y a noi già nota per mezzo della (6). Si potrà perciò in ogni caso speciale avere il valore del rapporto ϕ.

Per $m = 2$, donde $\lambda = 1$, si ha $y = 0{,}207\ (H - h)$

$$\eta = 1{,}4141 : \phi = 1{,}117.$$

Per m molto grande (infinitamente grande):

$$\lambda = \frac{m}{4} \quad ; \quad y = \frac{2(H-h)}{m}$$

$$\eta = \sqrt{2m} \quad ; \quad \phi = 2.$$

Come abbiamo veduto nel § 3, possiamo anche in questo caso, evasando l'orifizio di sbocco nel modo rappresentato dalla fig. 99, utilizzare la velocità di efflusso per aumentare il trascinamento.

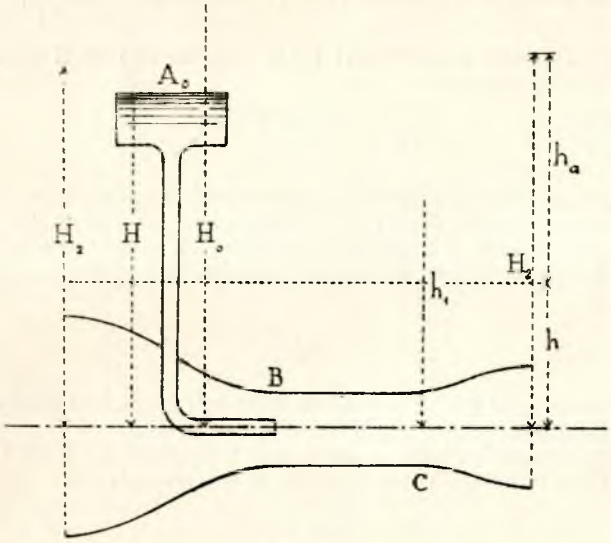


Fig. 99.

Siano a_2, w_2, H_2 la sezione, la velocità e la pressione all'orifizio di sbocco. Questa pressione, come avveniva nelle esperienze descritte in fine di questa Memoria, si ritiene eguale alla pressione idrostatica esistente all'orificio di imbocco. Si hanno le relazioni:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2g} = H_2 + \frac{w_2^2}{2g}$$

$$a_1 w_1 = a_2 w_2.$$

Sostituendo a w_2 il suo valore in funzione di w_1 ed indicando con ρ il rapporto $\frac{a_1}{a_2}$, si ha:

$$h_1 = H_2 - \xi \frac{w_1^2}{2g} \qquad \text{dove} \qquad \xi = 1 - \rho^2.$$

Portando questo valore di h_1 nella formola (3) del § 2, si ottiene:

$$\frac{m}{2}(h_0 - H_2) = m\left(1 - \frac{\xi}{2}\right)\frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_0^2}{2g} - n\,y,$$

dalla quale, operando in modo del tutto analogo a quello tenuto allora, si giunge alla solita equazione di 2° grado:

$$y = \frac{1}{2(1 - A^2)}\left\{-(H_0 - H_2 + 2AB) + \right.$$
$$\left. + \sqrt{(H_0 - H_2 + 2AB)^2 + 4(1 - A^2)B^2}\right\},$$

nella quale le quantità A e B hanno i valori seguenti:

$$A = \frac{m}{(2-\xi)\,n}\left[\frac{(2-\xi)(n^2+1)}{2m} - \frac{m}{2}\right]$$

$$B = \frac{m}{(2-\xi)\,n}\left(1 - \frac{2-\xi}{2m}\right)(H - h).$$

Il rapporto tra la spinta di reazione del getto munito dell'apparecchio trascinante e la spinta di reazione del getto semplice ottenuto a norma delle considerazioni antecedentemente esposte è:

$$\phi = (1 + \eta)\frac{w_3}{\sqrt{2g(H - h)}}.$$

Supposto m infinitamente grande, le quantità A e B divengono:

$$A = \frac{m}{2}\,\frac{1-\xi}{2-\xi} \quad : \quad B = \frac{H - h}{2 - \xi},$$

donde:

$$y = \frac{2(H - h)}{m\rho^2}; \qquad \eta = \frac{\sqrt{2m}}{\rho}; \qquad \phi = \frac{2}{\rho}.$$

Essendo ρ compreso tra l'unità e lo zero, il valore del rapporto ϕ relativo a questo caso è maggiore di quello relativo al caso antecedente.

Oltre a ciò potendosi disporre del valore di ρ entro i limiti predetti, la formola $\phi = \frac{2}{\rho}$ ci dice che dando a ρ un valore sufficientemente piccolo possiamo fare ϕ tanto grande quanto vogliamo.

Ritornando agli esempi poco sopra citati, in virtù di questo risultato si potrebbe con un consumo di energia estremamente piccolo sostenere in aria un corpo estremamente pesante, come pure si potrebbe con un piccolo consumo di energia imprimere un movimento di rotazione ad una nave molto pesante. Tali conseguenze, che sembrano a prima vista paradossali, sono in perfetto accordo con i principî di meccanica generale.

Ed invero l'apparecchio di trascinamento, conformato nel modo che si è detto, ha per effetto di mettere in moto una quantità infinitamente grande di acqua, impartendole una velocità infinitamente piccola. Considerando una macchina a reazione che funzioni nelle condizioni corrispondenti ai predetti esempi, si è trovato essere la spinta di reazione data dalla formola $S = \frac{G}{g}w$, mentre il lavoro impiegato a produrlo è:

$$L = \frac{1}{k}\,\frac{G\,w^2}{2g} = \frac{S\,w}{2k},$$

dove k rappresenta il rendimento dell'apparecchio.

Se si fa G infinitamente grande e w infinitamente piccolo, la spinta S assume un valore finito mentre il lavoro L diviene infinitesimo.

Questo risultato oltremodo interessante non deve essere preso alla lettera. Oltrechè non è possibile in pratica dare al rapporto m un valore infinitamente grande, devesi notare che l'ipotesi della ripartizione uniforme della pressione e della velocità nelle diverse sezioni, sulla quale si basa la nostra analisi, è tanto più lontana dal vero quanto maggiore è il valore di m e quanto minore è quello di ρ.

Donde segue che il valore reale di ϕ sarà sempre inferiore al valore teorico dato dalla predetta formola e che il valore massimo corrispondente ai valori più convenienti di m e di ρ non sarà tanto grande quanto noi vogliamo, ma avrà bensì un valore finito, la cui determinazione in ogni caso speciale spetta esclusivamente all'esperienza.

In ogni modo però possiamo sin da ora concludere che adoperando un apparecchio trascinante convenientemente conformato, sarà sempre possibile d'ottenere un notevole aumento nella spinta di reazione, come verrà sperimentalmente dimostrato nell'ultimo capitolo di questa Memoria.

(Continua) *Ing.* Carlo Fossa-Mancini.

COSTRUZIONE ED ESERCIZIO DI STRADE FERRATE

L'ESERCIZIO DELLA FERROVIA DEL GOTTARDO.

Note dell'Ing. Stanislao Scano

(Veggansi le Tavole VII, VIII, IX e X)

(Continuazione e fine)

II. — Organizzazione dell'esercizio.

1. *Direzione.* — La Compagnia del Gottardo, che ha compiuto la costruzione della linea e che l'esercita attualmente, è una Società anonima per azioni; il Consiglio di Amministrazione si compone di 35 membri, dei quali 21 nominati dall'Assemblea Generale degli azionisti, 7 dal Consiglio Federale Svizzero ed i rimanenti dai Cantoni del Ticino,

di Uri, di Schwyz, di Zug e di Lucerna attraversati dalla ferrovia; fra i consiglieri vi sono rappresentanti dei Governi Italiano, Svizzero e Tedesco che hanno sovvenzionato la Compagnia all'atto della costruzione della linea.

Il Consiglio di Amministrazione nomina una Direzione composta di tre membri, ciascuno dei quali dura in carica 6 anni e può essere rieleggibile. La Direzione provvede all'esecuzione delle decisioni dell'Assemblea Generale e del Consiglio di Amministrazione nei limiti di sua competenza e rappresenta la Compagnia in faccia ai terzi.

Tutti gli affari riflettenti l'esercizio della ferrovia sono trattati da tre Divisioni distinte, a capo di ciascuna delle quali è preposto uno dei tre membri della Direzione.

La I Divisione si occupa delle questioni aventi carattere politico, di quelle riguardanti la parte finanziaria e commerciale dell'intrapresa e sopraintende al servizio dell'economato.

La II Divisione tratta le questioni relative alle espropriazioni, all'affitto e vendita dei terreni, alle assicurazioni, ai reclami; risolve le questioni legali, dirige l'ufficio di statistica.

La III Divisione finalmente sopraintende all'esercizio tecnico della ferrovia e cioè ha l'alta direzione del servizio del mantenimento e sorveglianza della strada, del movimento (stazioni, spedizioni, treni) e della trazione e materiale mobile; tratta inoltre le questioni relative alle nuove costruzioni ed all'acquisto di nuovo materiale mobile.

Il membro della Direzione che è preposto ad ognuna di queste divisioni risolve solo le questioni di sua competenza che non implichino interessi d'ordine generale; in quest'ultimo caso le decisioni debbono essere prese dai tre membri della Direzione a maggioranza di voti.

2. *Sorveglianza delle Autorità federali.* — L'esercizio della ferrovia del Gottardo, al pari di quello delle altre Ferrovie Svizzere, è sottoposto al controllo delle Autorità federali, che viene esercitato per mezzo di funzionari tecnici ed amministrativi dipendenti dal Dipartimento delle ferrovie; essi hanno l'obbligo di assicurarsi che siano rispettate le prescrizioni federali emanate per garantire la sicurezza dell'esercizio e che riguardano non solo il mantenimento in buone condizioni della strada e del materiale mobile, ma anche la durata del lavoro giornaliero dei funzionari, impiegati ed operai dell'esercizio. Per effetto di una legge approvata col *referendum* pochi mesi fa, le Autorità federali hanno anche diritto alla revisione della contabilità delle ferrovie.

Le principali disposizioni relative alla durata del lavoro giornaliero, in vigore dal giugno 1890, sono le seguenti:

a) La durata del lavoro degli agenti adibiti al servizio ferroviario non può in nessun caso superare 12 ore al giorno.

b) Il personale di macchina e quello dei treni deve godere giornalmente di almeno 10 ore di riposo consecutivo: per gli altri agenti la durata del riposo consecutivo può essere ridotta a 9 ore.

c) Tutti gli agenti debbono avere ogni anno 52 giornate libere, delle quali almeno 17 debbono essere Domeniche; per queste giornate libere non si deve fare alcuna deduzione sullo stipendio.

d) Nelle Domeniche è proibito il servizio merci, tanto dei treni come delle spedizioni, salvo in casi eccezionali in cui occorre però sempre il consenso delle Autorità federali.

Queste prescrizioni, che rappresentano un onere gravoso in sè stesso per il maggior numero di agenti che è richiesto per l'esercizio, hanno introdotto un lavoro non indifferente negli uffici per la distribuzione equa ed economica delle ore di lavoro fra il personale di servizio e ne vedremo in seguito qualche esempio.

3. *Lega delle Ferrovie Svizzere.* — Le amministrazioni delle Ferrovie Svizzere a scartamento normale (attualmente in numero di undici) sono riunite in lega allo scopo di unificare e migliorare il servizio ferroviario del loro paese; varie Commissioni permanenti studiano le diverse questioni relative all'esercizio sotto il punto di vista commerciale, finanziario, ecc.; una Commissione tecnica, divisa in varie sottocommissioni, della quale fanno parte i tecnici delle varie reti maggiormente competenti, ha l'incarico di tenersi al corrente dei progressi realizzati in Svizzera e fuori in materia di ferrovie e dopo studi proprii, discussioni e se occorre esperienze dirette, essa esprime il suo parere alle amministrazioni della lega.

I risultati ottenuti da quest'associazione risultano evidenti per chi viaggi anche per poco sulle Ferrovie Svizzere; lo scambio del materiale mobile fra le diverse reti è così ben regolato, le norme generali dell'esercizio stabilite dalla lega sono così puntualmente osservate che, a malgrado del gran numero di Società ferroviarie da cui la Svizzera è servita, il viaggiatore non si rende accorto del passaggio da una rete all'altra; dappertutto poi trova lo stesso criterio direttivo che ha per scopo principale di rendere graditi i viaggi.

4. *Spese dell'esercizio.* — Le spese d'esercizio della Ferrovia del Gottardo si mantengono in limiti abbastanza moderati; nel 1895 esse rappresentarono il 54,82 % degli introiti (1) e risultano dal quadro seguente:

SERVIZI	Somme totali	Percentuale	SPESA		
			per km. di treno	per km. di linea	per tonn. km. (peso lordo)
	Fr.		Fr.	Fr.	Fr.
Amministrazione centrale e spese generali	2015000	22,39	0,7350	7576,72	0,0040
Sorveglianza e mantenimento della strada	1794000	19,93	0,6546	6746,53	0,0036
Spedizioni e movimento	1997000	22,19	0,7285	7508,16	0,0040
Trazione e materiale mobile	3195000	35,49	1,1657	12012,96	0,0063

L'assegnazione delle spese ai diversi titoli non vien fatta in modo uniforme in tutte le amministrazioni ferroviarie, per cui in via assoluta le cifre suesposte non sono comparabili con quelle prodotte da altre amministrazioni; ciò non pertanto l'esame di esse ci può dare qualche utile schiarimento. Ed in primo luogo è da notare la forte proporzione delle spese per l'amministrazione centrale e per le spese generali, che nelle Ferrovie Italiane ed in molte estere si mantiene quasi sempre in limiti inferiori al 10 % della spesa totale; la ragione principale di ciò sta nel fatto che in quelle somme son compresi i fitti che la Compagnia deve pagare per

(1) Sulla Rete Mediterranea nell'esercizio 1893-94 la spesa d'esercizio per le Reti principale e complementare riunite fu del 66,4 % del prodotto lordo, e sulla Rete Adriatica fu del 63,34 %.

stazioni e tronchi di linea non proprii e per il materiale mobile di altre reti che fa servizio nella sua linea.

Le percentuali che indicano le spese degli altri titoli rimangono per questo fatto un po' alterate e quindi anche per questa ragione non sono paragonabili con quelle di altre reti: ad ogni modo è d'uopo riconoscere che la percentuale relativa al servizio del movimento e spedizioni è molto bassa: e ciò si spiega con la natura speciale del traffico che si esercita nelle linee del Gottardo che non richiede nè grandi impianti nè personale molto numeroso per le spedizioni.

Faremo un po' di analisi delle spese degli altri servizi nello studio che ora intraprenderemo della loro organizzazione.

5. *Servizio del mantenimento e sorveglianza della strada.* — La Compagnia del Gottardo ha la manutenzione e sorveglianza di 248 km. di strada divisi in tre sezioni a capo di ciascuna delle quali è preposto un ingegnere; a tutto il servizio sopraintende un ingegnere-capo residente a Lucerna. Il tracciato montuoso della linea del Gottardo, esposto alle cadute di nevi e valanghe, agli scoscendimenti ed alle frane, il numero grandissimo di gallerie (64 per una lunghezza complessiva di 42 km.), di grandi ponti e viadotti (65 per una lunghezza totale di 3 $^1/_2$ km.) e di altre opere d'arte che si trovano lungo il suo percorso, fanno sì che questo servizio vi abbia una speciale importanza e spiega perchè sopratutto il servizio dei guardiani vi sia esercitato con una disciplina affatto militare.

Le differenti incombenze del servizio della manutenzione e sorveglianza sono disimpegnate da personale speciale; così i guardiani della linea non prendono parte ai lavori di mantenimento della strada ed a guardia dei passaggi a livello sono adibiti agenti, per lo più donne, che non hanno altro incarico; le visite delle linee telegrafiche e telefoniche, dei ponti metallici, dei meccanismi delle stazioni sono pure eseguite da un personale distinto.

a) Servizio del mantenimento. — Ognuna delle tre sezioni di manutenzione, in cui è divisa l'intera linea, è suddivisa in tronchi a capo di ciascuno dei quali sta un capolinea; ogni tronco è diviso in cantoni con a capo un caposquadra. Il numero e l'estensione dei tronchi e cantoni risulta dal seguente specchietto:

	N.	Lungh. media Km.	Lungh. mass. Km.	Lungh. minima Km.
Sezioni di mantenimento	3	81,980	84,613	77,267
Tronchi	11	22,360	32,499	16,038
Cantoni	28	8,780	11,505	6,826.

Ogni capo-squadra ha alla sua dipendenza un numero sufficiente di agenti esclusivamente adibiti al mantenimento della strada; questi cantonieri solo in piccola parte sono artieri regolari e quindi considerati per gli effetti legali come agenti dell'esercizio; in gran maggioranza essi sono operai a giornata ed il numero di essi che presta servizio è variabile a seconda dell'importanza delle riparazioni o rifacimenti che si debbono fare alla strada. Nè i giornalieri nè i cantonieri regolari hanno abitazione lungo la linea; questi ultimi sono però adibiti per turno al servizio di guardia di notte e rimpiazzano i guardiani ed i guarda-barriere in caso di malattia e nelle giornate di riposo a cui essi hanno diritto.

Una delle incombenze del servizio del mantenimento, che presenta serie difficoltà, si è quella di tenere la linea sgombra dalla neve nel periodo invernale; la spesa media necessaria per questo scopo nei tredici anni di esercizio dal 1883 al 1895 è stata di franchi 40 000 all'anno: nel 1890 si ebbe un minimum di spesa di franchi 14 296 contro un maximum di franchi 137 720 nel 1895. La caduta di neve in quest'anno fu davvero straordinaria e la Direzione della ferrovia nel suo rapporto annuale così la descrive:

« La caduta della neve incominciò il 13 gennaio a mezzogiorno e durò quasi senza interruzione fino alla notte dal 16 al 17; essa cadde in tale abbondanza da ricoprire la parte alta della vallata del Ticino di uno strato da m. 1,25 a m. 1,50 di altezza. Su moltissimi punti le masse di neve si distaccavano dai fianchi a scarpata della montagna, alla cui base corre la ferrovia, e si precipitavano a valanghe nella vallata venendo ad aggiungersi allo strato già esistente ed opponendo serio ostacolo allo sgombro della linea ». Per tre giorni di seguito furono sospesi i treni da Airolo a Biasca, malgrado che si siano subito messi in opera gli scaccianeve e siano stati chiamati gran numero di operai; ma in certi tratti la tempesta continua e la caduta di valanghe impediva qualsiasi lavoro. Si calcola che il volume di neve sgombrato in quei pochi giorni sia stato superiore ad un milione di metri cubi e siano state impiegate 18 700 giornate di operai.

Per sgombrare la linea da piccole cadute di neve servono gli stessi scacciapietre che sulle locomotive del Gottardo sono costituiti da lamiere di ferro verticali disposte obliquamente alla rotaia sul davanti della locomotiva. Per cadute più forti si adoperano i carri scaccianeve, del tipo solito in uso anche in Italia, che sono distribuiti nei punti più soggetti a nevicate. Nel caso di grandi cadute di neve è d'uopo ricorrere anche all'opera degli uomini; ma e per la difficoltà del reclutamento e del raggiungimento dei posti in cui si richiede l'opera loro e per la impossibilità di lavorare, in cui spesse volte si trovano, per i pericoli cui possono andare esposti, non si utilizza che una piccola parte della spesa effettiva. Epperò la Compagnia del Gottardo, nell'intento di rendere più rapido, più sicuro e più economico il lavoro di sgombro dalla neve, ha fatto costruire nel 1896 uno scaccianeve-rotativo a vapore (*Schneeleuder-maschine*), sistema Leslie; questo scaccianeve, molto adoperato in America, consiste essenzialmente in un veicolo sul davanti del quale è applicata la ruota a pale, chiusa tutto in giro da un telaio in ferro, destinata a prendere ed a lanciare la neve da uno dei lati della strada; il veicolo, a quattro assi dei quali i due anteriori riuniti a carrello, sostiene la caldaia ed il meccanismo motore; questo consiste in due cilindri i cui stantuffi, azionati dal vapore della caldaia, per mezzo di bielle, manovelle e ruote dentate ad angolo, fanno ruotare un albero disposto nell'asse del veicolo parallelamente al binario; è su quest'albero che è montata la ruota a cui abbiamo di sopra accennato; sul davanti della ruota sono disposte radialmente lame taglienti inclinate le une per rispetto alle altre; allorchè lo scaccianeve viene spinto da una locomotiva contro la massa della neve, queste lame la fanno scivolare dentro alla ruota e per la grande velocità da cui questa è animata, la neve viene lanciata contro la periferia; la neve non può uscire che da un'apertura praticata nella parte superiore del telaio che ricopre la ruota; quest'apertura è sormontata da un cappello mobile che permette di regolare l'uscita della neve e di proiettarla sia da un lato che dall'altro della strada: a quest'uopo anche il meccanismo motore ha l'apparecchio per il cambiamento di marcia, come nelle locomotive ordinarie, affinchè la ruota possa girare nella direzione verso cui si vuole che avvenga lo slancio della neve.

Tutto il meccanismo è ricoperto da una robusta cabina per modo che il macchinista ed il conduttore dello scaccianeve si trovano in ambiente riscaldato ed al sicuro da qualsiasi pericolo: il conduttore, che è situato sul davanti della cabina, è in comunicazione, per mezzo di corni acustici, col macchinista dello scaccianeve, e con quello della macchina che lo spinge; egli, per mezzo di un volante, manovra il cappello che dirige il getto della neve.

Questo scaccianeve è stato costrutto dalla Ditta Henschel e Figlio di Cassel; la ruota può fare 250 giri al 1′ e la macchina può sviluppare una forza di 1000 cavalli; dalle prove fatte finora pare che se ne possano attendere risultati buonissimi, specialmente quando la neve non è mescolata con pietre od altri detriti che può trascinare con sè cadendo dai fianchi delle montagne; la neve può essere proiettata a 20-25 m. di distanza.

b) Servizio dei guardiani. — I guardiani addetti alla sorveglianza della strada sulla linea del Gottardo sono in numero di 96 e quindi la lunghezza media di ciascuna sezione di guardia è di 2560 m.; la lunghezza del percorso di sorveglianza di ciascun guardiano ed il numero delle visite giornaliere che esso deve fare dipendono dalle condizioni della linea; nei tratti più difficili situati a fianco di pareti di roccie, di scarpate, ecc., la lunghezza della sezione è minore, ma le visite giornaliere debbono essere più frequenti; il minimo percorso di guardia è di 813 m., il massimo di 4282 metri; il numero di visite giornaliere (andata e ritorno) è di tre nei tratti piani più facili e si eleva ad otto nei tratti più difficili. I guardiani debbono fare queste visite in un determinato senso ed in ore prestabilite, secondo un piano di percorso che la Direzione, ad ogni cambiamento d'orario, deve presentare all'approvazione delle Autorità federali; questi piani si fanno graficamente ammettendo per i guardiani una velocità di marcia di 2,7-2,8 km. all'ora: da essi deve risultare in modo chiaro se le ore di lavoro degli agenti e le ore di riposo loro concesse stanno nei limiti prescritti dalla legge.

La linea viene visitata, durante la notte, da guardie notturne speciali; il loro compito si limita a constatare se la linea presenta le volute condizioni di sicurezza, mentre i guardiani di giorno debbono anche attendere ai piccoli lavori di serraggio dei bulloni, ecc.; perciò le zone di percorrenza delle guardie notturne sono maggiori di quelle dei guardiani (la linea è divisa in 58 sezioni di guardia, con un'estensione media di 4 km. per sezione) e per essi si ammette anche una maggiore velocità di marcia.

Al termine delle zone di percorrenza di ciascun guardiano e guardia notturna sono stabilite cassette metalliche nelle quali è rinchiuso un libretto di controllo, su cui i guardiani ad ogni visita debbono apporre la loro firma, indicando anche l'ora dell'arrivo. Anche i capi-squadra ed i capi-linea sono obbligati a percorrere un certo numero di volte alla settimana la loro sezione, ed in tali visite essi debbono controllare i libretti dei guardiani: ai capi-linea è inoltre fatto obbligo di visitare minuziosamente almeno una volta al mese le parti di galleria non rivestite di muratura, le trincee, le diverse opere di difesa, anche quando sono a grande distanza dalla linea, ecc.; qualsiasi irregolarità deve essere subito segnalata all'ingegnere della sezione.

Il servizio dei guardiani nella gran galleria è organizzato su basi differenti; la sorveglianza dell'intera galleria è affidata a 6 guardiani, tre di residenza ad Airolo e tre a Göeschenen, ciascuno dei quali deve fare giornalmente una ronda di 8 ore; due guardiani partono dalle due estremità della galleria alla stessa ora, ed arrivati al mezzo di essa si scambiano i libretti di controllo e ritornano al punto di partenza; i capi-stazione di Airolo e Göeschenen, dopo aver verificati i libretti, li rimandano ai rispettivi titolari col primo treno che parte dalle loro stazioni. L'orario delle ispezioni è fissato nel seguente modo:

1° gruppo di guardiani: andata dalle 6 della mattina alle 9; due ore di riposo nel mezzo della gran galleria; ritorno dalle 11 alle 14.

Il 2° ed il 3° gruppo di guardiani partono dalle rispettive stazioni alle 14 ed alle 22, ed impiegano per l'andata, per il ritorno e per il riposo lo stesso numero di ore dei guardiani del 1° gruppo.

Altri due guardiani sono in servizio permanente ai due imbocchi e due lampisti percorrono giornalmente metà della galleria, andata e ritorno, per attendere alla manutenzione delle lanterne chilometriche.

Nella galleria dominano costantemente correnti o del nord o del sud, tanto che non è stato riconosciuto necessario alcun impianto per ottenere una ventilazione artificiale; prescrizioni rigorose proibiscono assolutamente ai macchinisti di alimentare il fuoco durante il percorso nella galleria e d'altra parte la temperatura nell'interno di essa non varia durante l'anno che da un minimo di 15° ad un massimo di 23°; perciò la permanenza in essa vi è sopportabilissima.

In meno buone condizioni si trovano le gallerie elicoidali a malgrado della maggior differenza di livello che esiste fra le due imboccature, che vi determina una più forte corrente naturale; anche in queste gallerie ai macchinisti è proibito di alimentare il fuoco. La sorveglianza vi si fa però secondo il sistema adottato in linea aperta.

c) Servizio delle barriere. — È affidato, come già si è detto, a donne, in generale mogli dei guardiani che abitano nei casotti di guardia; oltre ad aprire e chiudere in tempo debito le barriere, di cui sono a guardia, debbono curare la manutenzione dei passaggi a livello, esercitare la sorveglianza all'approssimarsi dei treni, proteggerli in caso di fermate straordinarie, ecc.

d) Visite ai ponti in ferro. — In seguito alla catastrofe di Mönchenstein furono emanate dalle autorità federali, con decreti del 1891 e del 1892, prescrizioni rigorose per la sorveglianza della costruzione di nuovi ponti in ferro e per la revisione periodica dei ponti già esistenti: quasi alla stessa epoca furono prese analoghe misure in Francia e in altri Stati Europei.

Le revisioni periodiche debbono essere fatte ogni cinque anni con intervento dei Delegati federali e ciò senza pregiudizio della sorveglianza permanente a cui i ponti debbono essere sottoposti per parte degli agenti della ferrovia. Esse consistono in un livellamento esatto delle travi principali dei ponti, in una visita completa ed accurata di tutte le parti del ponte con speciale ricerca degli eventuali incurvamenti nelle barre compresse, nella misura per mezzo di strumenti ed apparecchi registratori delle freccie e delle oscillazioni laterali delle travate sotto il passaggio di un certo numero di treni regolari di peso noto e di treni di prova, composti di due delle più pesanti locomotive che percorrono la linea rimorchianti vagoni carichi, e finalmente nella verifica degli appoggi e delle unioni al passaggio di questi treni.

Queste visite sono fatte da un personale tecnico speciale ed i risultati ottenuti sono inscritti in un processo verbale che si comunica al Dipartimento delle ferrovie.

e) Personale e spese per il servizio del mantenimento. — Il personale adibito al servizio del mantenimento e sorveglianza nell'anno 1895 era così ripartito:

Ufficio centrale ed uffici di sezione . .	N.	31
Capi-linea, capi-squadra e sorveglianti .	»	56
Guardiani della linea	»	94
Guardie-barriere (donne)	»	123
Operai regolari e guardie notturne . .	»	142
Giornalieri	»	548

In totale, quindi, 1002 persone e cioè 4,09 circa per chilometro di linea; le Ferrovie Italiane hanno un minor numero di agenti per chilometro (la Rete Mediterranea ne ha 3,4), ma tenuto conto della maggior difficoltà della linea e del maggior numero di treni che la percorrono, la differenza è spiegabilissima.

Le spese complessive di questo servizio, per la stessa annata 1895, si ripartiscono nel seguente modo:

Personale	Fr.	667 357
Lavori di mantenimento e rinnov.	»	1 064 364
Altre spese diverse	»	62 854

In totale, quindi, una spesa di fr. 1 794 875 che rappresenta meno dell'1 0[0 del capitale impiegato per la costruzione della linea; è però da tenere nel debito conto che su molti tronchi l'armamento è stato fatto solo da pochi anni, e quindi non sono ancora richieste forti somme per il suo mantenimento e rinnovamento.

(Continua).

BIBLIOGRAFIA

I.

Cl. De Laharpe. — **Notes et formules de l'Ingénieur, du Constructeur, du Métallurgiste et de l'Electricien,** par un Comité d'Ingénieurs sous la direction de L. A. Barré et Ch. Vigreux. — Un volume in-16° di pag. 1312 con numerose piccole incisioni nel testo. — E. Bernard e C., Paris. 11ª edizione, 1898.

Da un buon Manuale si richiedono innanzi tutto due pregi, che, in apparenza, sembrano incompatibili fra loro, poichè sotto una piccola mole deve contenere la maggiore quantità di materia possibile; deve, cioè, essere maneggiabile facilmente, quindi poco voluminoso, ma nello stesso tempo offrire a chi l'adopera tutto ciò che occorre nella pluralità dei casi. Per raggiungere questi due scopi non basta accumulare una quantità di aride formole, di tabelle, di dati pratici e simili, ma è necessario che si indichino chiaramente i casi nei quali si applicano e il modo di farne uso; bisogna che il lettore trovi ogni volta una spiegazione chiara che gli permetta di servirsi con sicurezza dei dati del Manuale e di scegliere senza esitazione quelli che veramente e con maggiore efficacia fanno al caso suo. In una parola un Manuale dovrebbe non lasciare mai nell'imbarazzo chi l'adopera, quindi non essere tale da consultarsi inutilmente.

Ora, quanto sia difficile il tenere la giusta via di mezzo in questo campo non occorre dire; i numerosi Manuali esistenti lo provano a sufficienza; alcuni, troppo voluminosi, dilagano senza proporzione ed assumono la forma di trattati, senza poi essere tali, e così diventano inutili, poichè, come trattati, non sono completi, nè possono esserlo, e quindi nessuno farà capo ad essi per approfondire lo studio di una scienza; come Manuali, poi, sono così ricchi di materia, che il lettore vi si perde, e nell'abbondanza non trova subito ciò che gli occorre, od è imbarazzato nel farne la ricerca.

Altri Manuali, poi, hanno il difetto contrario, sono troppo piccoli, e, al di fuori delle formole e delle tabelle più comuni, non offrono altro, e quindi riescono insufficienti e inservibili.

Noi non vogliamo qui fare confronti fra i Manuali che ci vengono di Francia, ognuno potrà da sè e colla propria esperienza giudicare; ma ci preme invece di richiamare l'attenzione degli Ingegneri italiani sulle *Notes et formules de l'Ingénieur, du Constructeur-Mécanicien, etc.*, di Cl. De Laharpe, che, a nostro modo di vedere, corrisponde pienamente agli scopi sopra indicati.

Il migliore giudizio sul valore e l'utilità di un Manuale è la richiesta continua del medesimo; ora, quello di Laharpe, nel breve giro di sedici anni, è arrivato alla sua undecima edizione, il che basta, senza altro elogio, a raccomandarne l'uso.

In questo periodo di tempo i vari autori, che ne curarono la pubblicazione, seppero non solo approfittare dell'esperienza di chi si è servito del Manuale, e così aggiungere ciò che mancava, tenendo conto dei desideri manifestati, eliminare ciò che vi poteva essere di ingombrante, senza utilità, ecc., ma ebbero campo di fare tesoro di tutte le nuove scoperte in rapporto alle materie contenute nel Manuale, di inserirvi tutto ciò che poteva tornare utile, di arricchirlo delle nuove ricerche e di seguire i progressi della scienza e i risultati della pratica. E infatti esso ha compito una vera evoluzione; ciascuna delle edizioni rappresenta una nuova fase, e, paragonando quest'ultima alla prima, a colpo d'occhio si scorge che si tratta di tutto un altro libro.

Infatti, all'origine, il Manuale di Laharpe non era che una traduzione del *Calendario* di W. Uhland, ma ora non ha col medesimo alcuna rassomiglianza, è diventato sempre più francese di edizione in edizione, e da 274 pagine, che aveva allora, ha nella presente edizione oltrepassato le 1300, ossia cinque volte l'importanza che aveva al suo primo apparire.

L'editore, nella prefazione, fa giustamente rilevare che il Manuale ha saputo mantenersi in una giusta via di mezzo; pur conservando una ragionevole sobrietà nelle spiegazioni, procura di essere completo dal punto di vista della pratica applicazione delle formole. Senza estendersi nelle teorie, dalle quali derivano le dette formole, si indicano in modo completo l'interpretazione che si deve dare loro nelle applicazioni industriali, allo scopo di evitare all'ingegnere le ricerche in trattati speciali.

Il Manuale di Laharpe, nella sua undecima edizione, corrisponde pienamente al suo titolo: « Raccolta generale di note e formole relative all'arte dell'Ingegnere e del Costruttore Meccanico, ecc. », per la varietà degli argomenti che tratta. Infatti, dopo di avere riportato le tavole di numeri che ordinariamente occorrono, dopo di avere richiamato brevemente le proprietà geometriche, le nozioni necessarie di aritmetica, algebra e meccanica, tratta la parte tecnica con una concisione che non nuoce menomamente alla chiarezza. La resistenza dei materiali, gli organi più svariati delle macchine, i consigli pratici, le numerose applicazioni industriali, i lavori di costruzione che interessano l'ingegnere, le strade ferrate, i ponti, le tettoie, ecc., la metallurgia, la balistica, l'elettricità, insomma una enorme quantità di nozioni usuali, di tabelle numeriche, i regolamenti ufficiali utili, ecc., vi si succedono in un ordine strettamente metodico. Un indice alfabetico dei più completi permette di trovare immediatamente la notizia o il dato di cui si ha bisogno.

L'importanza grandissima che il carbon fossile e il ferro hanno acquistato nell'industria moderna, in causa dello sviluppo continuo delle strade ferrate e delle arti militari, giustifica l'estensione notevole che si è dato nel Manuale alla metallurgia, alle strade ferrate ed alla balistica; anzi, il capitolo relativo a quest'ultimo ramo della scienza militare costituisce una novità ed un pregio, che nessun altro Manuale del genere può vantare.

Anche l'elettricità vi ha trovato un posto conveniente all'importanza che le sue applicazioni tecniche e industriali richiedono, e il capitolo che vi si riferisce contiene le formole pratiche che agli ingegneri possono giornalmente occorrere.

Chiude poi il libro un vocabolarietto tecnico nelle tre lingue: francese, tedesca e inglese, compilato con vero intendimento pratico per evitare le ripetizioni e raccogliere nel più piccolo spazio il maggior numero di vocaboli possibile. Questa innovazione permette di consultare facilmente le opere tedesche e francesi, e toglie dall'imbarazzo in cui spesso uno si trova davanti a vocaboli esteri, che nelle descrizioni di macchine, o prodotti esteri, sovente occorrono.

Nel percorrere il Manuale ci sentiamo tentati di accennare a numerose parti del medesimo, che sono veramente interessanti; ma la molteplicità di esse e il breve spazio che ci è concesso per la presente bibliografia ci obbligano a malincuore a rinunziarvi. Tuttavia crediamo di avere detto abbastanza per caratterizzare il Manuale di Laharpe, per farne comprendere il suo valore e la grande sua utilità, e per giustificare la raccomandazione che rivolgiamo ai nostri Colleghi, invitandoli a servirsene.

Teramo, novembre 1897.

Gaetano Crugnola.

II.

Ing. I. Ghersi. — **Leghe metalliche ed amalgame.** — Op. in-16° (Manuale Hoepli) di pag. 430 con 15 figure nel testo. — Milano, 1898. — Prezzo: L. 4.

La parte della Chimica che tratta della combinazione dei metalli costituisce uno studio irto di difficoltà, ed accompagnato da molte incertezze, così nel campo delle indagini teoriche, come in quello delle ricerche sperimentali. L'industriale poi è nella maggior parte dei casi ridotto all'empirismo nella scelta di quella lega che ritiene meglio adatta al proprio scopo; essendochè si è ancora troppo lontani dal giorno in cui si possa conoscere di ogni lega, con qualche esattezza, la malleabilità, la duttilità, la tenacità, la durezza, la densità, l'elasticità, la conducibilità elettrica e calorifica, la sonorità, la fusibilità, la suscettibilità di pulimento, il colore, il modo di comportarsi cogli agenti chimici ed atmosferici, la facilità o meno di lavorazione, gli effetti che sulla lega esercitano la tempera ed il ricuocimento, ecc.

In attesa di conoscere quali leggi presiedano alla formazione delle leghe, l'egregio ingegnere Ghersi, con paziente ed intelligente ed improbo lavoro, pensò di riunire in un comodo Manuale le norme generali, dedotte più che altro dall'esperienza, valendosi degli studi recenti di Roberts-Austen Pinchon, Ponthière, Le Chatelier, Rieffel, Rosset, Osmond, Thurston, Tettmayer, Charpy, Heycock, Neville, ecc., nonchè delle ricerche di noti industriali, produttori di leghe.

L'autore ha così condensato tutto quanto di veramente pratico ed utile è stato pubblicato, massime in questi ultimi anni, sulle leghe, sia dei metalli comuni, sia dei metalli preziosi, e di quelli detti *refrattari* (tungsteno, cromo, molibdeno, vanadio, palladio, ecc.), riguardo alle cui applicazioni tante belle speranze hanno giustamente fatto concepire le recentissime esperienze di Moissan col forno elettrico.

Le leghe dei due metalli d'uso affatto moderno, l'alluminio ed il nichelio sono ampiamente trattate in due capitoli speciali. Il Manuale è ricco di diagrammi e di tabelle sulle qualità meccaniche, fisiche, chimiche, elettriche, ecc., delle leghe. Preziosa assai è una completa *Bibliografia,* con oltre a trecento citazioni di opere, in maggior parte recentissime, delle quali il Manuale non è che la fedele e ponderata sintesi. Cinque indici facilitano le ricerche nella vera miniera di dati che il manuale racchiude.

G. S.

Giovanni Sacheri, *Direttore.* Tip. e Lit. Camilla e Bertolero di Natale Bertolero, Editore. Paolo Mariano, *Gerente.*

Fig. 1. — Profilo longitudinale della ferrovia del Gottardo da Chiasso a Lucerna.

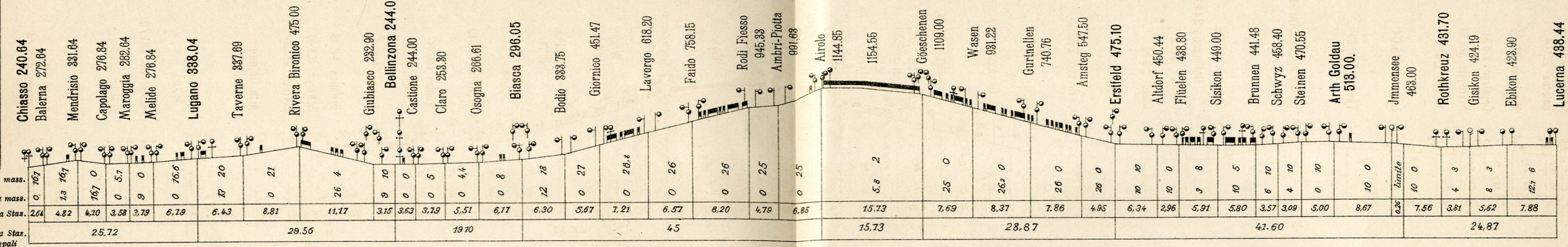


Fig. 2. — Profilo longitudinale del tronco Locarno-Bellinzona.

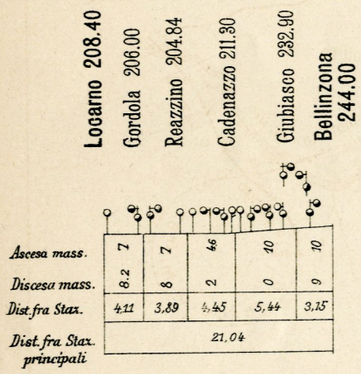


Fig. 3. — Profilo longitudinale del tronco Luino-Bellinzona.

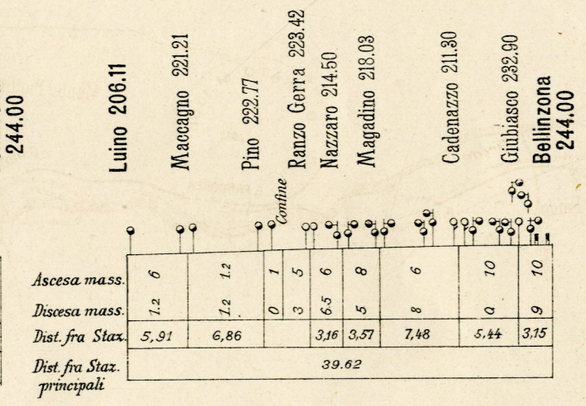


Fig. 5. — Gallerie elicoidali nella Biaschina.

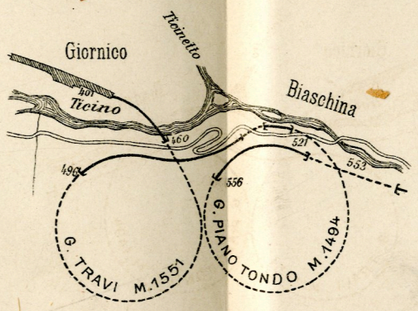


Fig. 6. — Gallerie elicoidali di Dazio Grande.

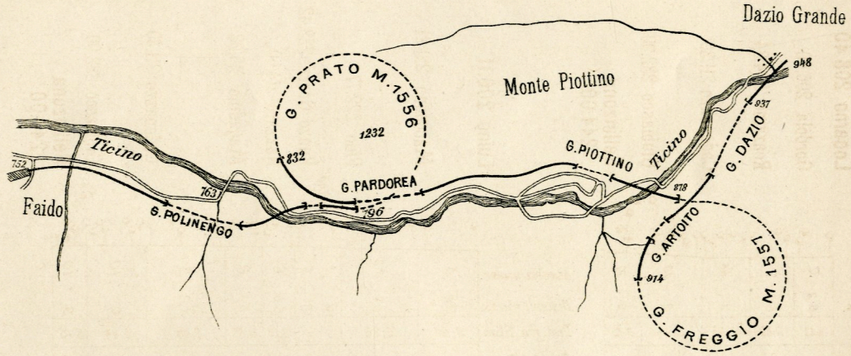


Fig. 7. — Gallerie elicoidali presso Wasen.

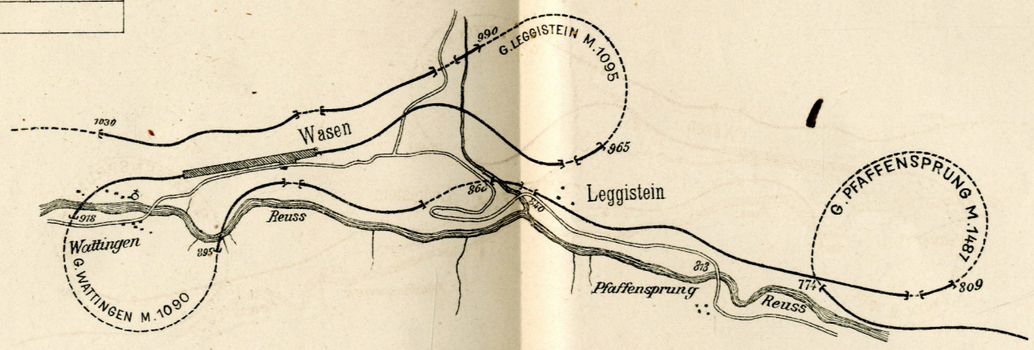
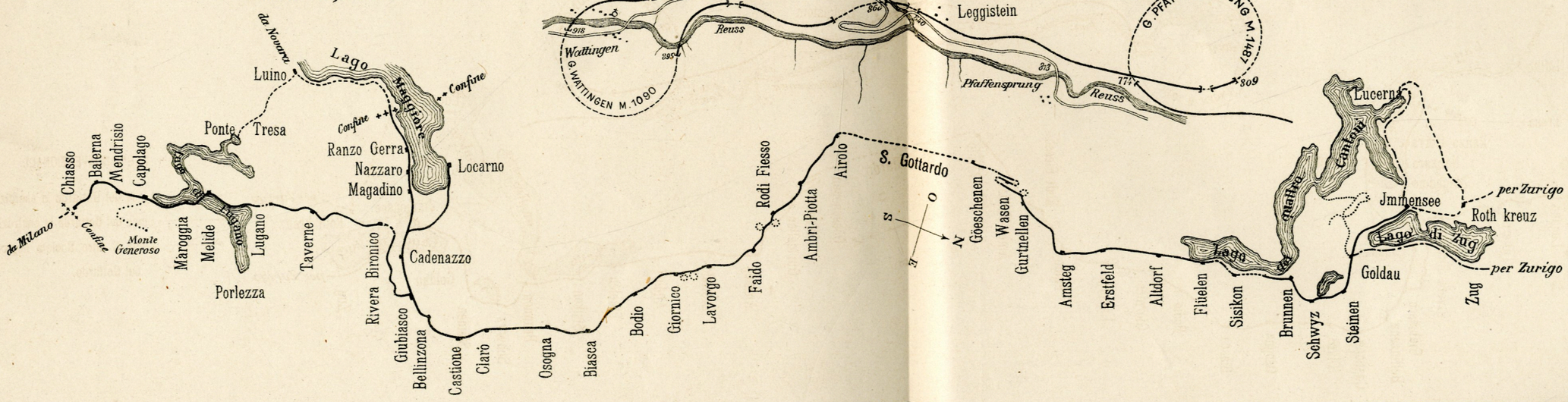


Fig. 4. — Piano generale della ferrovia del Gottardo.
Scala di 1 : 500 000.



SEGNI CONVENZIONALI.

- Linee del Gottardo in esercizio.
- Linee del Gottardo in costruzione.
- Linee di altre Società esercitate dal Gottardo.

Torino. Tip-Lit. Camilla e Bertolero di N. Bertolero, editore.

FERROVIA DEL GOTTARDO — TAV. I. — PIANI E PROFILI.

Fig. 1. — Locomotiva serie A^2.

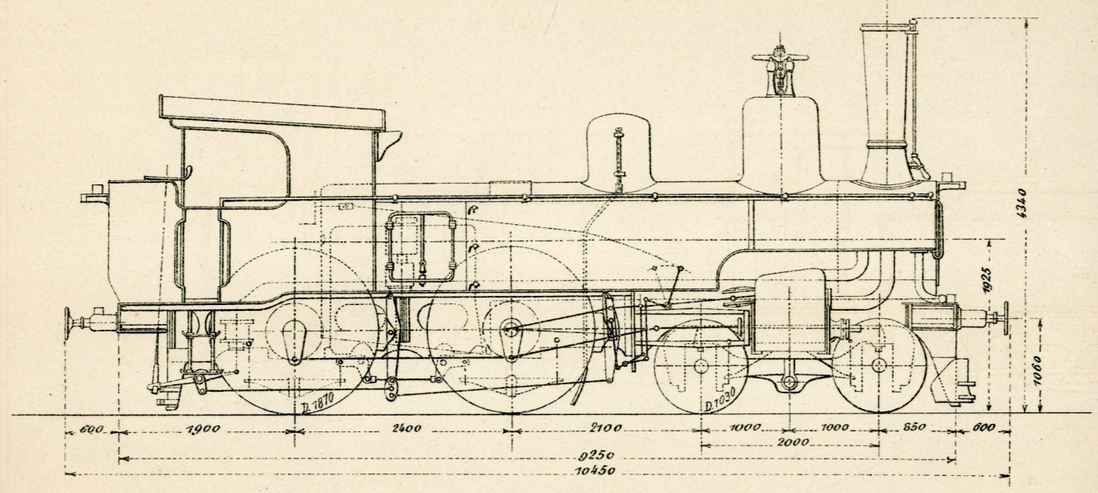


Fig. 2. — Locomotiva serie C^3 T.

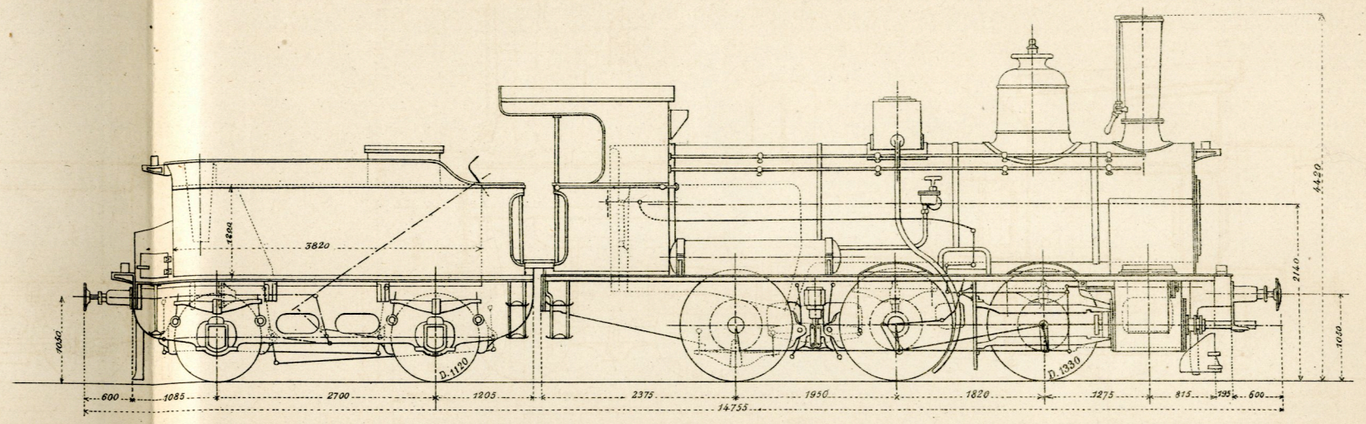


Fig. 3. — Locomotiva serie B^3.

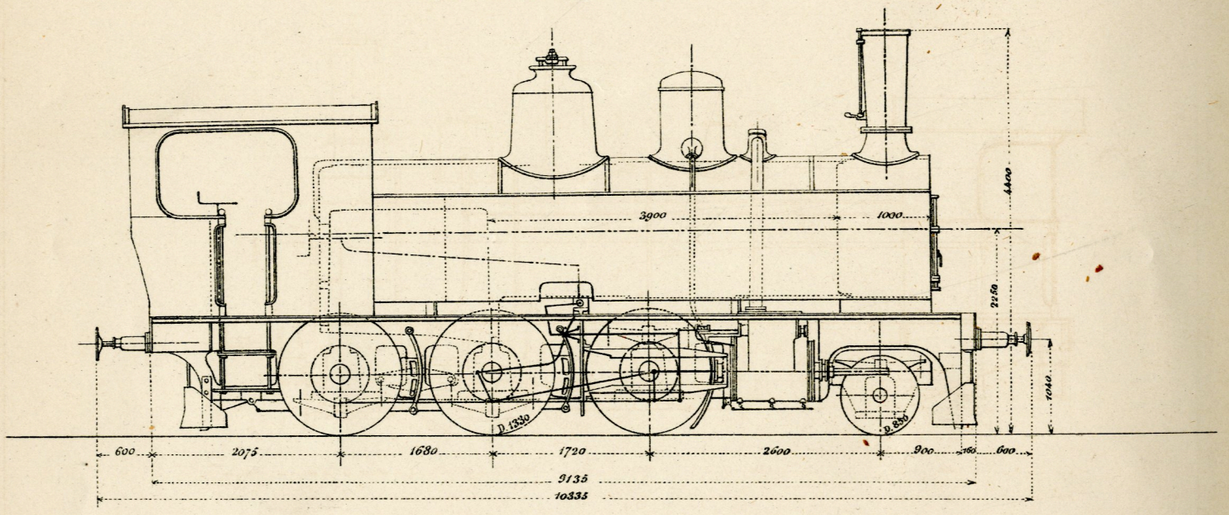


Fig. 4. — Locomotiva serie D^4 T.

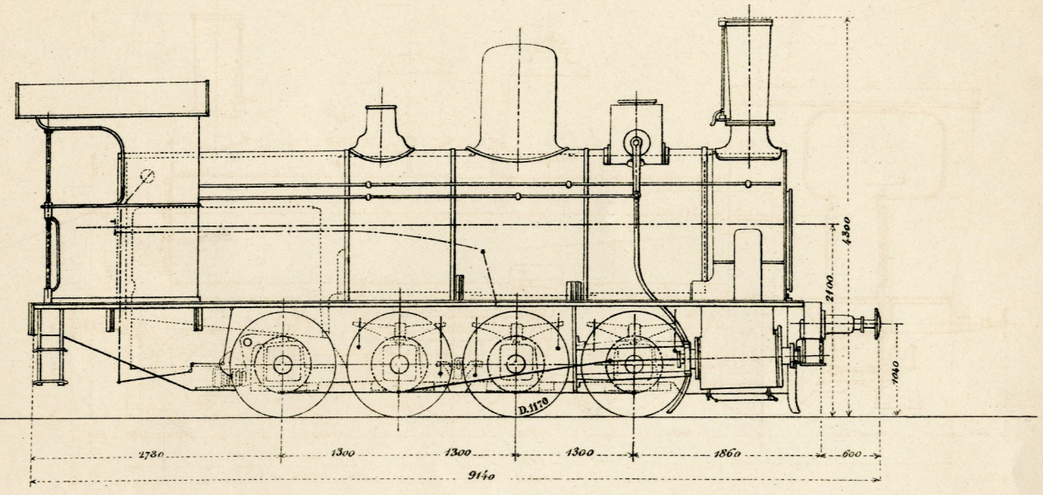


Fig. 5. — Locomotiva serie D^6 (Duplex-Compound).

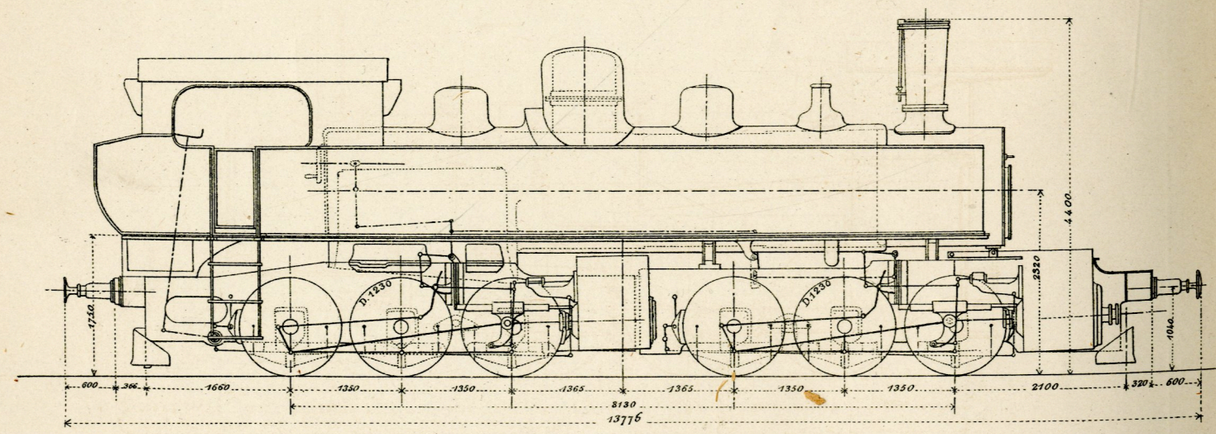
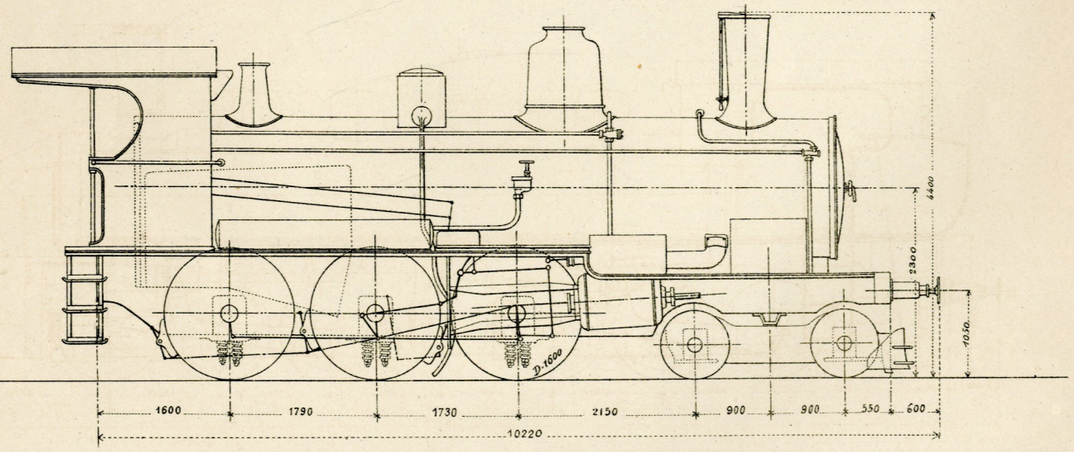


Fig. 6. — Locomotiva serie A^3 T (Compound).



Torino. Tip-Lit. Camilla e Bertolero di N. Bertolero, editore.

FERROVIA DEL GOTTARDO — TAV. II. — TIPI DI LOCOMOTIVE.

Fig. 1 e 2. — Vettura di Iª classe, sistema Gottardbahn

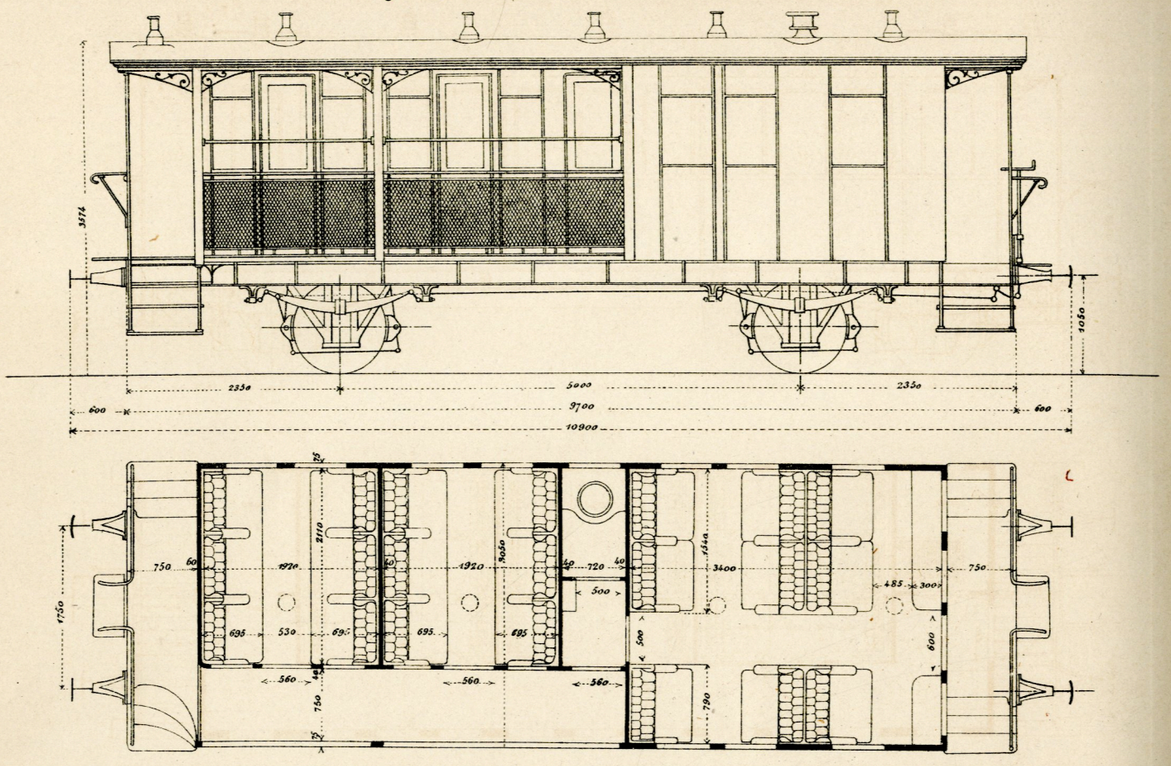


Fig. 3 e 4. — Vettura di Iª classe per treni notturni.

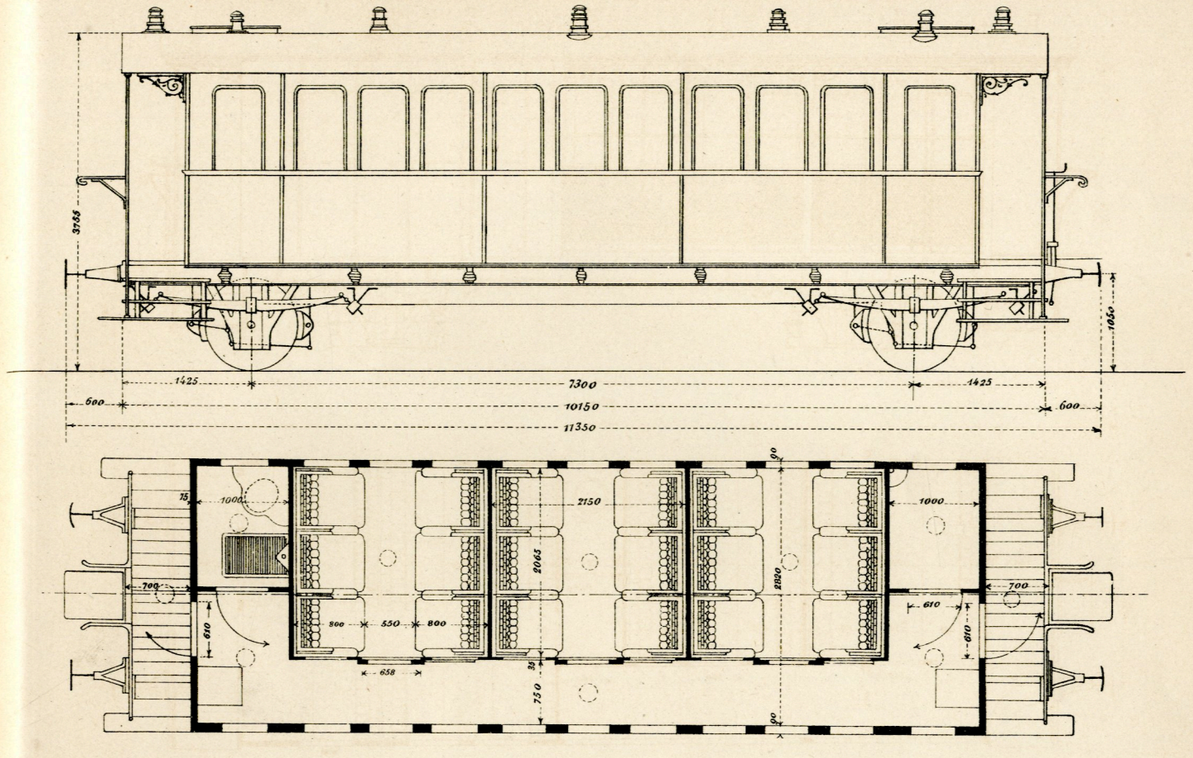
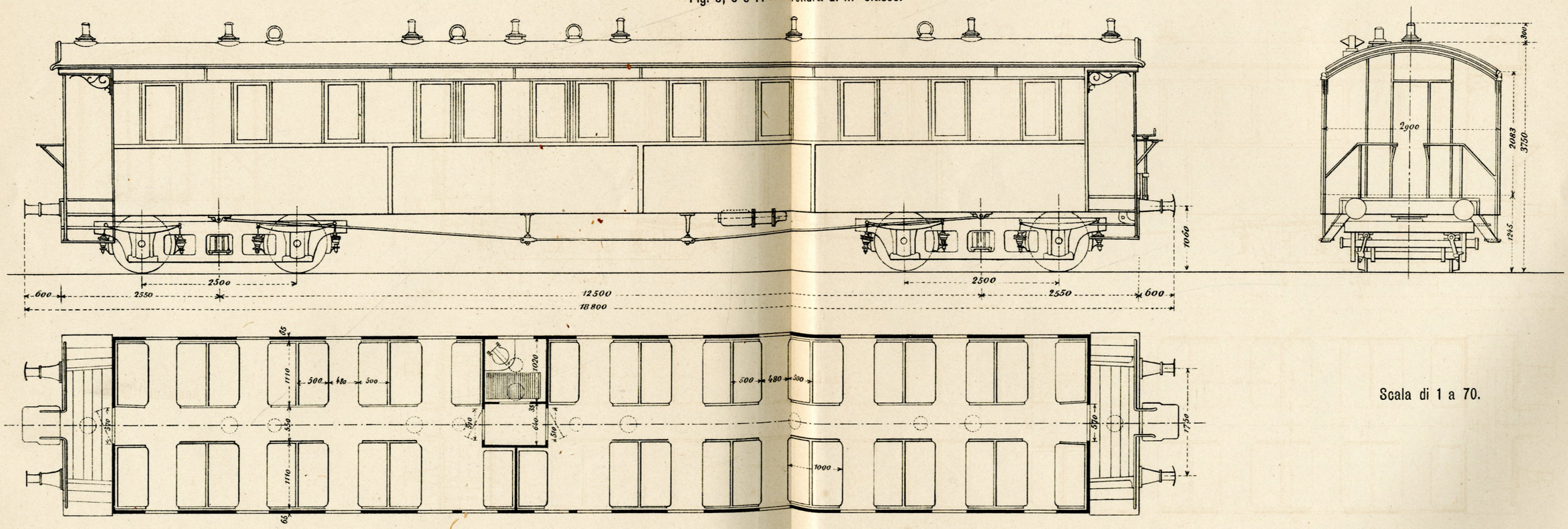


Fig. 5, 6 e 7. — Vettura di IIIª classe.

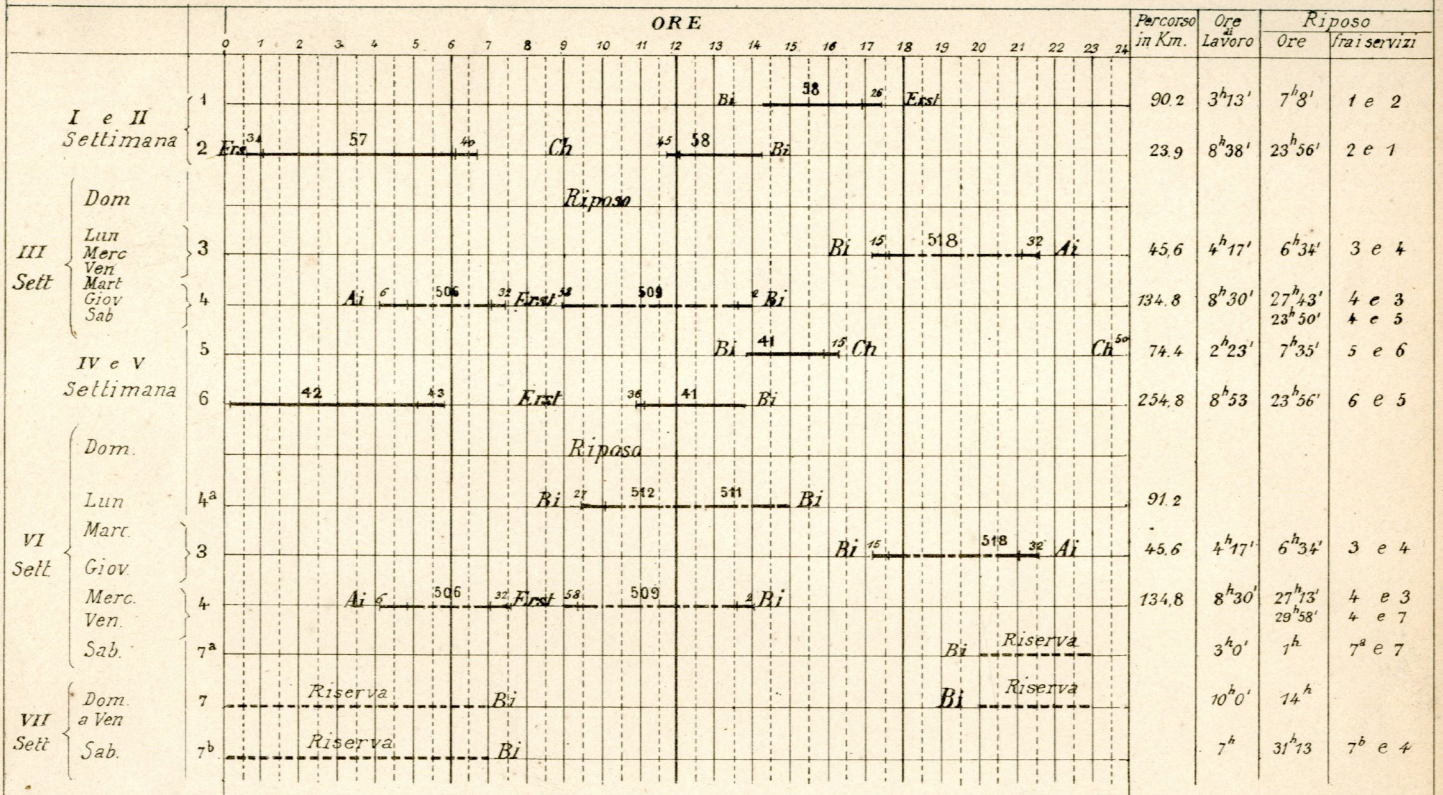


Scala di 1 a 70.

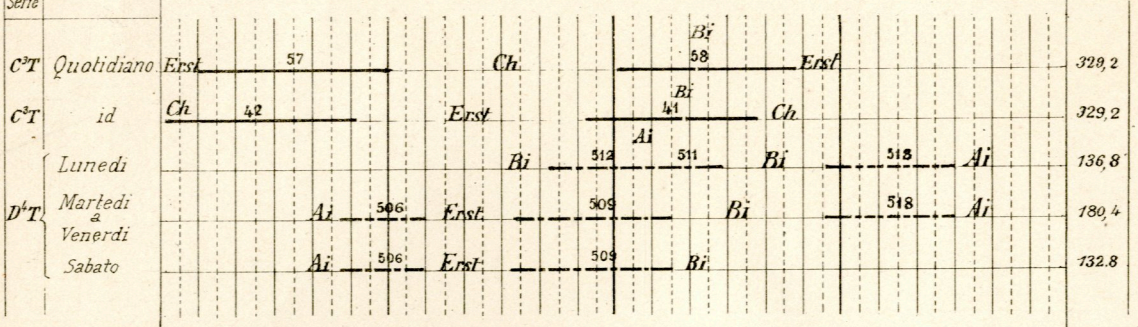
Torino. Tip-Lit. Camilla e Bertolero di N. Bertolero, editore.

FERROVIA DEL GOTTARDO — TAV. III. — TIPI DI VETTURE.

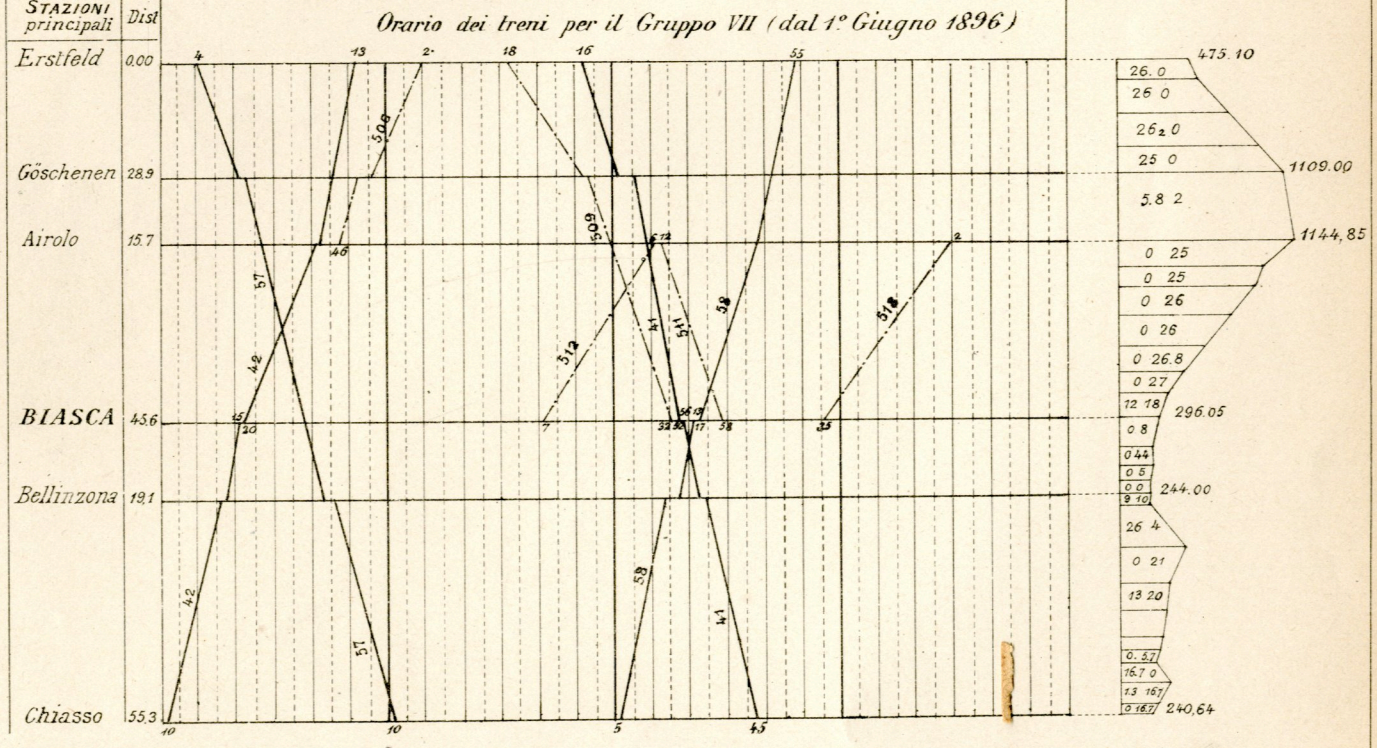
Turno di servizio del personale di macchina



Turno di servizio delle locomotive



Orario dei treni per il Gruppo VII (dal 1° Giugno 1896)



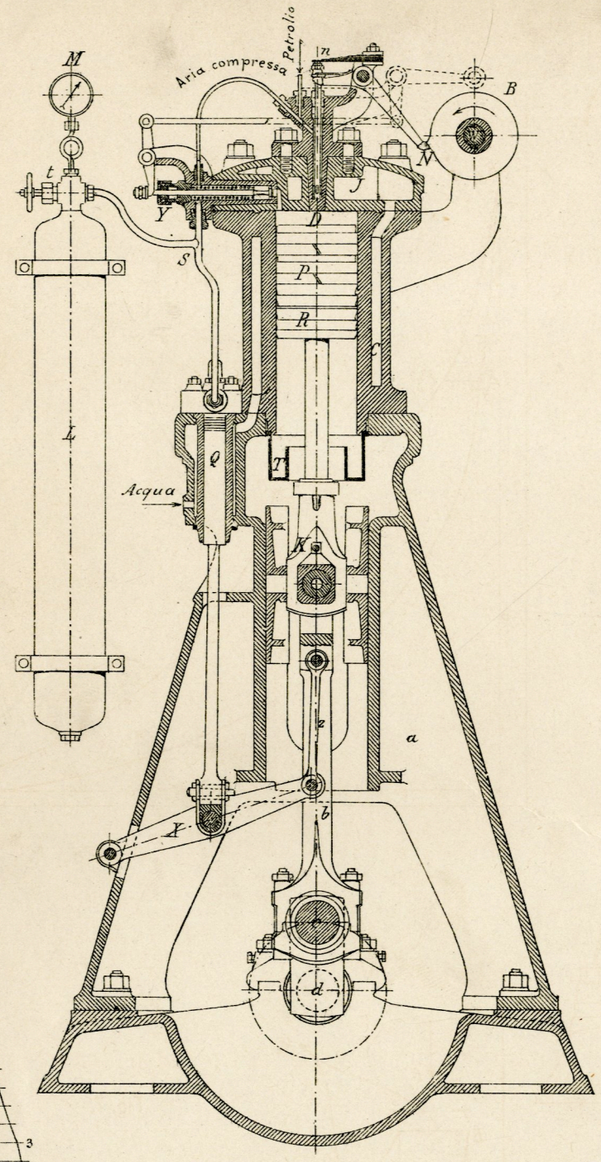


Fig. 1.

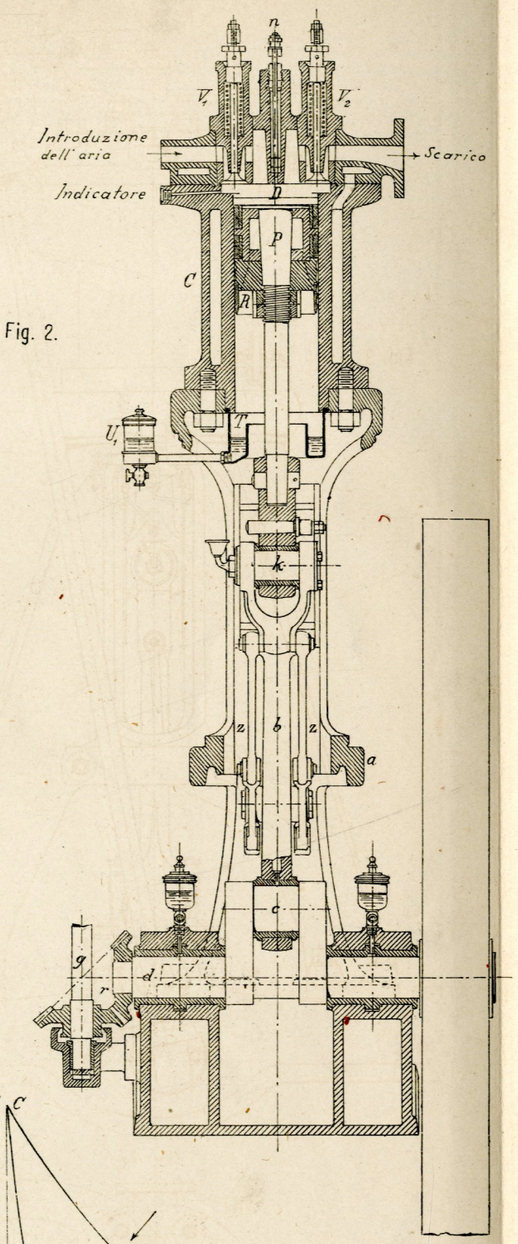


Fig. 2.

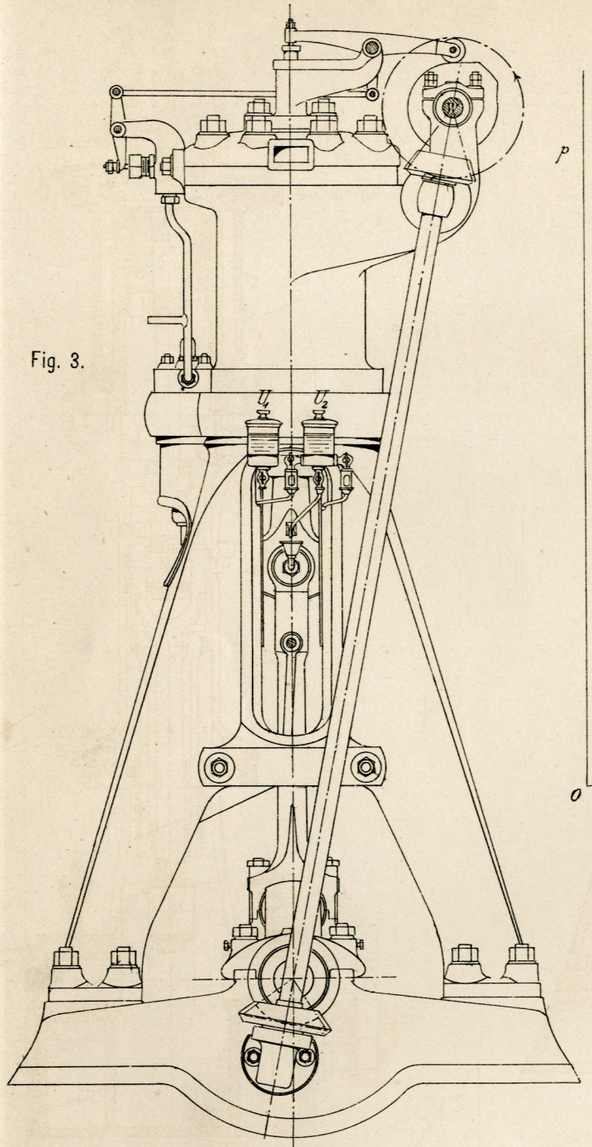


Fig. 3.

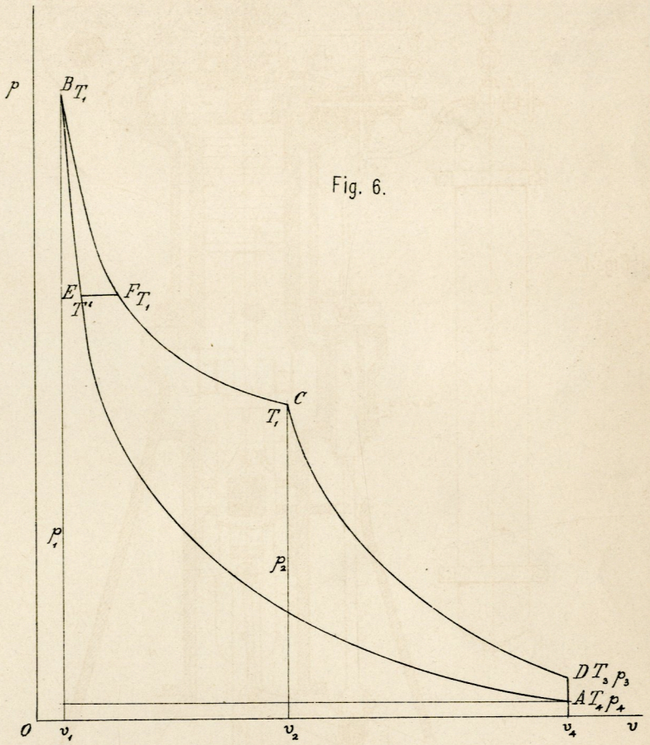


Fig. 6.

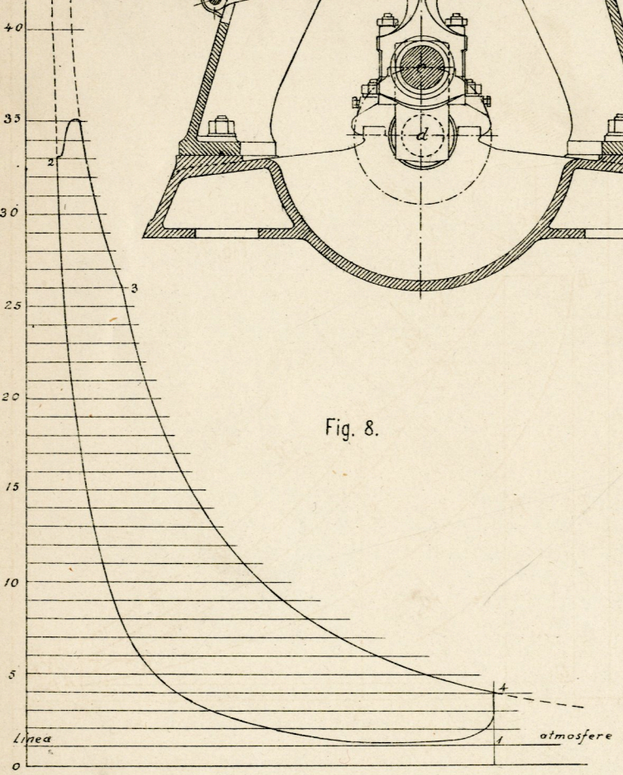


Fig. 8.

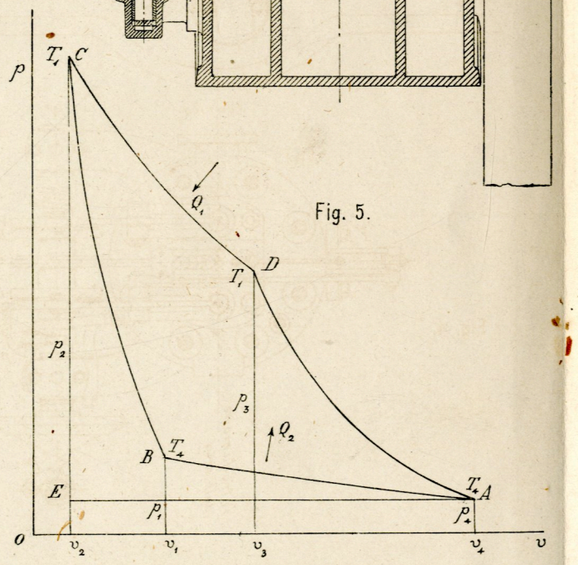


Fig. 5.

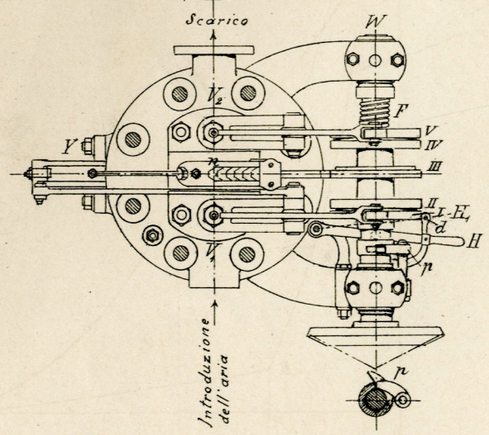


Fig. 4.

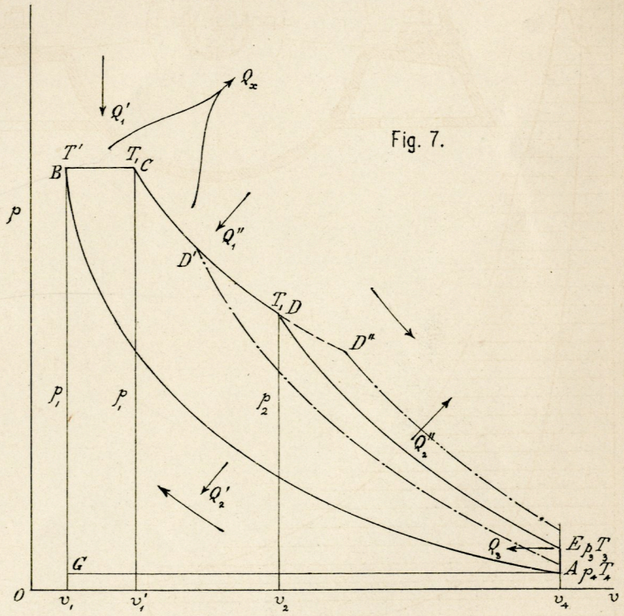


Fig. 7.

Torino. Tip-Lit. Camilla e Bertolero di N. Bertolero, editore.

IL NUOVO MOTORE TERMICO RAZIONALE (A PETROLIO) DI DIESEL.