

# L'INGEGNERIA CIVILE

E

## LE ARTI INDUSTRIALI

PERIODICO TECNICO QUINDICINALE

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

È riservata la proprietà letteraria ed artistica delle relazioni, memorie e disegni pubblicati in questo Periodico.

### TERMODINAMICA APPLICATA

#### LE MODERNE TURBINE A VAPORE E LORO CONFRONTO COLLE MOTRICI A STANTUFFO.

*Introduzione.* — Sovente nei cenni storici che si fanno precedere a quasi tutti i trattati della macchina a vapore si fa risalire l'invenzione di questa a 120 anni avanti Cristo ed è attribuita ad Erone di Alessandria. Invero però la macchina a vapore a stantuffo fu inventata assai più tardi ed essa ha di comune colla macchina di Erone soltanto il principio fondamentale della trasformazione del calore in lavoro, ma differisce sostanzialmente nel modo pratico con cui questa trasformazione avviene.

Nella storia della turbina idraulica a reazione si risale a quell'apparecchio noto nella fisica sotto il nome di arganetto idraulico, apparecchio non dissimile nel principio meccanico dalla macchina di Erone, così quest'ultima deve considerarsi quale capo-stipite di quella macchina motrice di cui oggigiorno molto si scrive e si parla ed è denominata *turbina a vapore*.

Molto tempo dopo l'invenzione di Erone molti cercarono di applicare la forza espansiva del vapore d'acqua per ottenere una macchina motrice industriale, ma se a partire dal secolo 18° incominciò a farsi strada la macchina a vapore a stantuffo, perfezionata poi in sommo grado dal genio inventivo di Giacomo Watt, la turbina a vapore rimase quasi allo stato rudimentale, e non fu che in questi ultimi anni, che il suo studio fu ripreso da parecchi i quali, chi più chi meno, riuscirono nell'intento di fornire all'industria una rivale della motrice a vapore a stantuffo, quando quest'ultima aveva, può dirsi, raggiunto il massimo della perfezione praticamente sperabile.

Questo tentativo è giustificato dai seguenti fatti. È noto che la macchina a vapore a stantuffo, quantunque abbia specialmente nella seconda metà del secolo scorso ricevuto una serie di perfezionamenti che migliorarono assai il suo rendimento, pure in causa di vizi organici, che non potranno mai eliminarsi completamente, subisce delle perdite che rappresentano una frazione sensibile dell'energia disponibile del vapore. Queste perdite provengono essenzialmente dal moto alternativo dello stantuffo e dagli spazi nocivi del cilindro; il moto alternativo dà luogo alle condensazioni interne del vapore sulle pareti del cilindro ed agli scambi di calore fra pareti e vapore, perchè le stesse pareti sono alternativamente in contatto col vapore ad alta pressione d'introduzione e col vapore a bassa pressione di scarico; gli spazi nocivi assorbono sempre una porzione di vapore ad alta pressione, il quale non produce lavoro che nel periodo di espansione. Inoltre l'alternatività del movimento dello stantuffo non permette di raggiungere praticamente con andamento sicuro quelle velocità angolari che si possono raggiungere coi motori rotativi. I vari perfezionamenti introdotti di indole ter-

mica, quali la compressione del vapore, l'involuppo di vapore, l'espansione multipla, il vapore surriscaldato, e quelli di indole meccanica che si riassumono nella razionale forma degli organi e nella loro accurata costruzione, hanno potuto rimediare in parte a quelle perdite ed hanno permesso un aumento nella velocità di rotazione, che a sua volta produce un vantaggio termico insieme agli altri perfezionamenti qui sopra menzionati; però le perdite sussistono tuttora e non vi è quasi la speranza di ulteriori miglioramenti. È naturale quindi che i tecnici abbiano rivolto la loro attenzione ed i loro studi ad una macchina a vapore di altro tipo, la quale presentasse almeno la possibilità di ulteriori perfezionamenti e lasciasse sperare, almeno in avvenire, una utilizzazione del vapore migliore di quella che attualmente può ottenersi colla macchina a stantuffo. Come si vedrà in seguito questa possibilità e questa speranza sussistono nella turbina a vapore, ed è appunto su questa macchina che attualmente hanno rivolto i loro studi i tecnici e gli scienziati. Non è mio intendimento di tentare in questo articolo una teoria della turbina a vapore, la quale non potrebbe che riescire incompleta e quindi di ben poca utilità pratica; mi limiterò ad esporre i principii fondamentali che reggono il funzionamento di questa motrice e da questi principii scaturirà la possibilità di ottenere, per mezzo di ulteriori studi teorici e specialmente di studi sperimentali, degli effettivi vantaggi tanto dal punto di vista termico quanto dal punto di vista meccanico.

*Definizioni e principii teorici generali che regolano l'azione del vapore nella turbina a vapore.* — Se due recipienti, contenenti vapore, l'uno ad alta pressione  $p_1$  (caldaia a vapore) e l'altro a bassa pressione  $p_2$  (condensatore od atmosfera), si fanno comunicare mediante un tubo di condotta di forma e proporzioni convenienti, il vapore passa dal primo al secondo e alla bocca di efflusso può assumere una velocità assoluta che dipende dalla differenza  $p_1 - p_2$ . In questo passaggio da l'un recipiente all'altro succede una trasformazione termica per cui l'energia potenziale disponibile del vapore esistente nel primo recipiente si trasforma in energia cinetica o forza viva posseduta dal vapore nel secondo recipiente.

Non diversamente da quanto succede nelle turbine idrauliche, se il getto di vapore vien mandato ad agire sopra un recettore di forma e proporzioni convenienti; in questo l'energia cinetica del vapore si trasforma in energia meccanica che può essere utilizzata esternamente. In questo caso il recettore per l'analogia di forma e di funzionamento che ha colle turbine idrauliche ad azione vien chiamata *turbina a vapore ad azione*.

Se il recettore vien disposto fra i due recipienti in posizione in cui l'energia potenziale disponibile del vapore non è ancora tutta trasformata in energia cinetica, ma parte dell'energia potenziale rimane allo stato potenziale e solo il restante è trasformato in energia cinetica, il recettore, se di forma e proporzioni convenienti, può trasformare in energia

meccanica contemporaneamente l'energia rimasta allo stato potenziale e quella trasformata in cinetica; in tal caso il recettore è chiamato, per analogia alle turbine idrauliche a reazione, *turbina a vapore a reazione*. Sulla definizione di *turbina a reazione* non ha influenza la proporzione in cui stanno l'energia potenziale e l'energia cinetica del vapore, e la turbina sarà a reazione finchè nel vapore che va ad agire sul recettore sussista dell'energia potenziale ivi trasformata in energia meccanica. Si potrà però distinguere le turbine a reazione in *turbina a reazione totale* ed in *turbina a reazione parziale*, secondochè nella turbina l'energia meccanica proviene tutta dall'energia potenziale oppure parte dall'energia potenziale e parte dall'energia cinetica.

In generale durante l'efflusso il vapore compie una evoluzione termica con produzione di un lavoro  $L$  rappresentato dall'equazione:

$$L = - \int_{p_1}^p v dp = - \int_{p_1, v_1}^{p, v} d(pv) + \int_{v_1}^v p dv, \quad (1)$$

in cui  $p_1, v_1$  e  $p, v$  rappresentano la pressione ed il volume del vapore rispettivamente al principio ed alla fine dell'efflusso. Questo lavoro non è raccolto all'esterno, ma si trasforma parte in energia cinetica e parte è impiegato a vincere le resistenze passive lungo il percorso.

Se si considera un chilogramma di vapore effluente e si indica con  $w$  la velocità d'efflusso in metri al 1'' e con  $g$  l'accelerazione della gravità, trascurando per ora le resistenze passive, ed essendo nulla la velocità iniziale, si ha:

$$L = \frac{w^2}{2g} = p_1 v_1 - p v + \int_{v_1}^v p dv. \quad (2)$$

Se la pressione  $p$  è quella stessa del recipiente in cui si scarica il vapore dopo di aver agito sul recettore, allora l'espansione del vapore è stata completa durante l'efflusso e  $w$  è massima (caso delle turbine ad azione); se invece la pressione  $p$  è una pressione intermedia fra  $p_1$  e quella del recipiente in cui il vapore definitivamente si scarica, allora il lavoro d'espansione non è completo,  $w$  non è massimo (caso della turbina a reazione).

Il lavoro e l'energia cinetica della formola (2) sono rappresentabili graficamente per mezzo del diagramma della fig. 15. Il termine  $p_1 v_1$  è rappresentato dall'area  $A B v_1 O$ ; il

termine  $p v$  dall'area  $C D O v$ ; il termine  $\int_{v_1}^v p dv$  dall'area

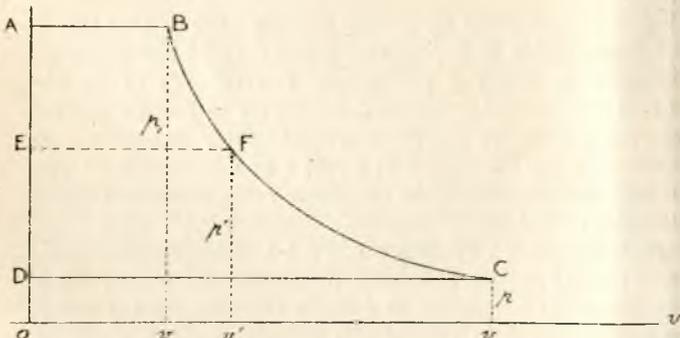


Fig. 15.

$B C v v_1$ . Quest'ultimo dipende, oltrechè dalla pressione  $p_1$  e  $p$ , dalla curva  $B C$  che rappresenta la linea d'espansione del vapore mentre passa dalla pressione  $p_1$  alla pressione  $p$ .

Questo ciclo termico è quello fondamentale delle turbine a vapore, e cioè il ciclo della massima utilizzazione possibile, tenuto conto del modo di funzionare di questo motore, e dato che  $p$  rappresenti la pressione in cui si scarica il vapore dopo di aver agito sul motore. Se la turbina è ad azione il vapore verrà ad agire sovr'essa alla pressione  $p$ , se invece è a reazione verrà lo stesso vapore ad agire ad una pressione  $p^1 > p$ ; cioè il diagramma si scomporrà in due parti, l'una  $A B F E$  rappresentante il lavoro trasformato in energia cinetica, per cui si ha una velocità di efflusso  $w^1$ , l'altra  $E F C D$  rappresentante un lavoro dovuto all'energia potenziale disponibile che ancora possiede il vapore quando entra nella turbina.

Questo ciclo o diagramma non è in nulla diverso dal ciclo chiamato di Rankin o di Clausius e che attualmente è proposto come termine di paragone dei cicli effettivi che vengono attuati nelle macchine a vapore a stantuffo (1). È questo il ciclo della macchina a vapore a stantuffo quando fossero eliminate tutte le perdite esistenti fra la valvola di presa del cilindro motore e la camera di condensazione del condensatore, nelle macchine a condensazione, e l'atmosfera nelle macchine senza condensazione; queste perdite sono: 1° Differenza di pressione del vapore fra la valvola di presa ed il cilindro durante l'introduzione; 2° Influenza degli spazi nocivi; 3° Condensazioni interne al cilindro e conseguenti scambi di calore fra pareti del cilindro e vapore durante l'evoluzione completa; 4° Incompleta espansione; 5° Differenza fra la pressione di scarico nel cilindro e quella di regime del condensatore. Eliminate queste perdite la pressione  $p_1$ , costante durante l'introduzione, è quella del vapore nel tubo di condotta precedente la valvola di presa del cilindro, l'espansione da  $B$  in  $C$  (fig. 15) è adiabatica, la pressione  $p$ , costante durante lo scarico, è quella di regime del condensatore.

Il diagramma della fig. 15 potrà assumersi come termine di paragone anche nella turbina a vapore, e per un confronto fra questa e la macchina a vapore a stantuffo, lo si dovrà considerare colle stesse ipotesi che si sono fatte per quest'ultima. Ora fra i due tipi di macchine, sotto il punto di vista termico o di utilizzazione del vapore e del calore, sarà da preferirsi quella in cui si realizzerà un ciclo che più si avvicini al ciclo teorico di paragone, in cui cioè vi siano minori imperfezioni od, in altre parole, in cui la somma delle cinque perdite sopra menzionate sia minore.

Sarebbe qui affatto superfluo il discutere le cinque cause di perdita sopra menzionate e che deformano il ciclo della macchina a vapore a stantuffo; esse sono ormai note a tutti coloro che si sono, anche superficialmente, occupati della macchina a vapore.

E' invece necessario conoscere nettamente il modo di funzionare del vapore nella turbina a vapore, perchè da questa conoscenza si potrà dedurre il numero di cause di perdite che accompagnano il funzionamento del vapore nelle turbine e presumibilmente l'entità di queste perdite.

Le turbine a vapore si possono distinguere, oltrechè in turbine ad azione ed a reazione, come già fu fatto, ancora in turbine ad espansione semplice e in turbine ad espansione multipla. Queste ultime furono talvolta classificate esclusivamente fra le turbine a reazione, come, ad esempio, la

(1) Vedi Relazione della Commissione approvata il 26 aprile 1898 dall'*Institution of Civil Engineer*, di Londra, fissante le norme per determinare l'utilizzazione del calore nelle macchine a vapore, tradotta in lingua tedesca dal signor E. Meyer nel *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 1900.

Parson, ma effettivamente, almeno nel senso come furono sopra definite le turbine ad azione, possono sussistere turbine ad azione e ad espansione multipla. Nelle turbine ad espansione semplice il vapore del tubo di condotta, per mezzo di uno o più ugelli è diretto alla turbina sotto un angolo conveniente. Per la massima utilizzazione del calore l'espansione del vapore in una turbina ad azione deve essere completa all'uscita dall'ugello, e per ciò la forma e le dimensioni dell'ugello per tutta la sua lunghezza devono essere razionalmente determinate, tenendo conto della velocità e del volume specifico che assume il vapore espandentesi in ogni singola sezione dell'ugello stesso. Il getto può colpire le palette delle turbine sia sulla superficie cilindrica esterna, sia su quella interna, sia ancora sul fianco; però dal punto di vista termico non vi è differenza dall'uno all'altro dei tre casi. Le palette della turbina ricevono il getto di vapore nello stesso modo con cui le palette di una turbina idraulica ricevono l'acqua.

Il getto di vapore, dopo di aver percorso il canale esistente fra una paletta e l'altra, si scarica nel condensatore o nell'atmosfera sotto un angolo il più piccolo possibile rispetto alla direzione del movimento della turbina. La velocità media colla quale il vapore percorre l'ugello è sempre grandissima anche per differenze relativamente piccole di pressione e grandissima è pure la velocità colla quale il vapore percorre i canali della turbina. Ad esempio, con vapore saturo e per una differenza di 1 kg. di pressione per  $\text{cm}^2$ , cioè da 2 ad 1 kg. di pressione, la velocità teorica di efflusso nell'espansione adiabatica è di oltre 460 m., da 10 a 0,4 kg. è di oltre 1000 m. ed è di circa 200 m. da 10 a 9 kg. Si vede adunque che il tempo impiegato dal vapore a compiere l'evoluzione termica è piccolissimo, ed immensamente più piccolo di quello necessario in una macchina a vapore a stantuffo. Inoltre, nello stato di regime il vapore in una sezione qualunque del suo percorso ha sempre la stessa temperatura. Queste circostanze, assai favorevoli pel funzionamento della turbina a vapore, se non fossero accompagnate da altri fenomeni, condurrebbero ad ammettere che il ciclo di questa macchina dovrebbe essere molto approssimativamente il ciclo della fig. 15, cioè essendo nulli, o pressochè nulli, gli scambi di calore fra pareti e vapore l'espansione dovrebbe essere adiabatica o quasi; quanto alle pressioni d'introduzione e di scarico esse si mantengono costanti, perchè tali devono essere per la natura del fenomeno, e nulli per analoga ragione sono gli spazi nocivi.

*Cause che modificano il ciclo delle turbine a vapore ad azione.* — Purtroppo però intervengono altri fenomeni a modificare il ciclo della turbina a vapore, quali le resistenze passive che incontra il vapore nel suo percorso e la residua energia cinetica che rimane nel vapore che si scarica dalla turbina, dovuta alla velocità assoluta di scarico.

Il vapore nel suo percorso incontra resistenze passive nell'ugello distributore e nei condotti della turbina. Le prime sono dovute a resistenze d'attrito contro le pareti del condotto, a resistenze d'attrito interne al vapore, ad urti intestini e ad eventuali cambiamenti bruschi di sezione e di direzione del condotto. Esse assorbono una parte dell'energia meccanica sviluppata dal vapore a scapito dell'energia cinetica; questo lavoro distrutto convertesi in calore, il quale rimane in massima parte nella massa del vapore diminuendo la naturale condensazione che avverrebbe nel vapore se si espandesse adiabaticamente.

Nel fatto l'espansione del vapore nell'ugello non sarà adiabatica, ma altra linea, la cui natura dipende esclusivamente dalla legge colla quale il vapore riceve il calore prodotto dal lavoro speso per vincere le resistenze passive.

Senza fare ipotesi sulla natura della curva di espansione si può dire ch'essa sarà una linea che sta sempre al disopra dell'adiabatica.

Nella fig. 16 la linea di espansione effettiva è rappresentata dalla curva  $B C'$ , mentre quella  $B C$  rappresenta la adiabatica. Nell'area  $A B C' D$  abbiamo la misura dei la-

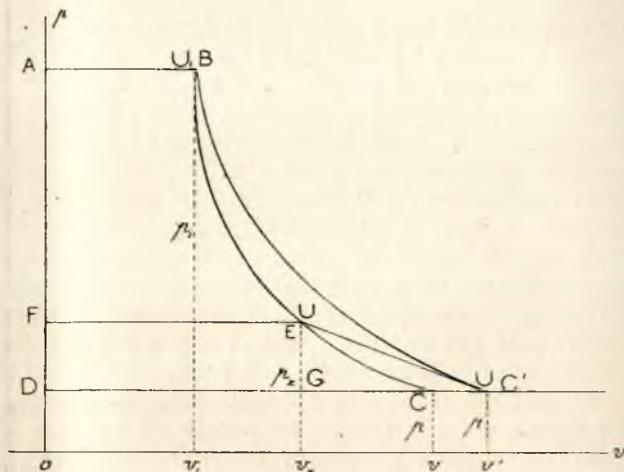


Fig. 16.

vori, l'uno speso per vincere le resistenze passive, l'altro trasformato in energia cinetica. Si può facilmente separare graficamente l'area corrispondente al primo lavoro da quella corrispondente al secondo. Conducasi da  $C'$  una isodinamica  $C' E$ , per la quale il calore interno è costante, che incontra in  $E$  l'adiabatica  $B C$ . Da  $E$  si tiri la  $E F$  parallela all'asse dei volumi; l'area  $A B E F$  dà la misura del lavoro trasformato in energia cinetica, l'area  $B C' D F E B$  dà la misura del lavoro speso per vincere le resistenze passive; ciò però è vero solo nella ipotesi che tutto il calore prodotto dal lavoro passivo rimanga nel vapore, ed ammettendo ancora, ciò che è solo approssimato, che l'isodinamica di un vapore saturo possa rappresentarsi per mezzo dell'equazione  $p v = \text{costante}$ .

Infatti; detti,  $U_1$  il calore interno del vapore in  $B$ ,  $U$  quello in  $C'$ ,  $L$  il lavoro d'espansione da  $B$  in  $C'$ ,  $L'$  quello da  $B$  in  $E$  ed  $A$  l'equivalente termico del lavoro,  $R$  il lavoro speso per le resistenze passive è quindi  $A R$  il calore prodotto e somministrato al vapore lungo l'espansione  $B C'$ , per la prima equazione fondamentale di termodinamica si ha:

$$A L = A R + U_1 - U, \quad A L' = U_1 - U \quad (3)$$

e quindi:

$$A R = A (L - L'), \quad R = L - L'; \quad (4)$$

cioè il lavoro  $R$  è dato dall'area  $B C' v' v_1 - B E v_x v_1$ ; e siccome per la relazione  $p v' = p_x v_x$ ,  $C' D O V' = E F O V_x$ , è  $G V_x V' C' = E F D G$ .

Il diagramma della figura 16 può dare una chiara idea dell'influenza delle resistenze passive sulla velocità di efflusso e sulla energia cinetica, ma non può dare la misura di queste ultime a meno che si conosca la natura o l'equazione della curva  $B C'$ . Se per ipotesi si ammette che il lavoro consumato dalle resistenze passive sia proporzionale al quadrato della velocità di efflusso del vapore, la curva  $B C'$  diventa una politropica, che soddisfa cioè all'equazione  $p v^n = \text{costante}$ , in cui  $n$  è un numero costante dipendente solo dal coefficiente di proporzionalità e dall'esponente della legge d'espansione adiabatica del vapore.

Osservando la fig. 16 è facile capire come coll'aumentare delle resistenze passive aumenti il volume  $v'$  ed il calore interno  $U$  del vapore, per cui l'intersezione dell'isodinamica

partente da C' coll'adiabatica partente da B si innalza: diminuisce allora l'area del diagramma A B E F che rappresenta il lavoro trasformato in energia cinetica. Siccome praticamente non si potrà mai ottenere che le resistenze passive siano nulle, così nel tubo di efflusso, ossia nel distributore di una turbina, vi è sempre una prima causa di perdita di rendimento.

Quando un distributore od un ugello di una turbina non ha forme e dimensioni convenienti, oltre alle resistenze passive può intervenire una seconda causa di perdita.

È noto come dalla teoria dell'efflusso di un fluido gasoso sia risultato che la velocità d'efflusso cresce solo fino ad una certa differenza fra le pressioni, mentre per differenze maggiori va diminuendo, e si riduce a zero se la pressione nell'ambiente d'efflusso è nulla. Nel fatto però, ciò che fu provato sperimentalmente, invece di espandersi il vapore istantaneamente o quasi dalla pressione iniziale alla finale, nella sezione di efflusso conserva una certa pressione maggiore di quella dell'ambiente in cui il vapore effluisce. Da ciò risulta che alla bocca d'efflusso di un distributore di turbina vi dovrebbe essere una pressione maggiore di quella dell'ambiente in cui la turbina scarica; in altre parole la turbina funzionerebbe a reazione invece di funzionare ad azione.

Ciò non sarebbe un male se la turbina fosse stata calcolata per funzionare a reazione in base alla pressione esistente alla bocca del distributore: vi sarebbe invece una perdita rilevante, se la turbina dovesse funzionare ad azione, per urti contro le palette e vortici che il vapore subirebbe nel canale della turbina, ed una maggiore velocità assoluta di efflusso dalla stessa turbina.

È quindi molto importante lo studio delle forme e delle dimensioni che devono essere assegnate ad un ugello distributore. Il Laval nella sua turbina ad azione si è appunto preoccupato di questo problema ed ha ideato un ugello in cui il vapore si espande gradatamente in tratti successivi con piccole differenze di pressione nei singoli tratti.

Si potrebbe dare alla linea direttrice dell'ugello un andamento continuo, calcolando la velocità ed il volume del vapore in base alla pressione che il vapore ha in una determinata sezione; ma per ciò fare sarebbe necessario conoscere la legge d'espansione del vapore, cioè conoscere la legge colla quale le resistenze passive intervengono a modificare l'espansione adiabatica. Credo che la risoluzione pratica di questo problema debba attendersi piuttosto dall'esperienza che dalla teoria.

Le resistenze passive che incontra il vapore nei condotti della turbina sono dovute alle resistenze d'attrito analoghe a quelle del condotto distributore: inoltre vi sono urti contro le pareti e movimenti vorticosi. Tutte queste resistenze hanno per effetto di assorbire parte dell'energia cinetica del vapore e trasformarla in calore, che rimane nel vapore. Per questo fatto il vapore subisce nei condotti un cambiamento di stato fisico, ancorchè nella turbina ad azione la pressione non vari e non vari la temperatura se si tratta di vapore che si mantenga saturo; nel vapore saturo vi sarà esclusivamente aumento di volume per evaporazione di parte dell'acqua che accompagna il vapore; nel vapore surriscaldato oltre all'aumento di volume vi sarà anche aumento di temperatura.

Queste resistenze passive possono essere ridotte con un tracciamento giudizioso delle palette con un metodo analogo a quello delle turbine idrauliche; nelle turbine d'azione i canali basta che siano sufficientemente ampi da dar libero sfogo al vapore. Nelle turbine a reazione invece i canali dovrebbero avere sezioni variabili e la variabilità dovrebbe seguire una legge dipendente dalla legge d'espansione del va-

pore. È quindi assai più semplice lo studio delle turbine ad azione; anzi, nelle turbine a reazione per non essere ben nota la legge di espansione del vapore, il tracciamento razionale dei canali va soggetto a molte incertezze. Credo che succederà per le turbine a vapore quanto è successo per le idrauliche, cioè sarà l'esperienza che insegnerà quali debbono essere le forme e le dimensioni da assegnarsi ai canali della turbina.

La perdita per la velocità assoluta di scarico del vapore dalla turbina la si dovrà sempre necessariamente subire: essa corrisponde ad una certa parte di energia cinetica disponibile e che non viene utilizzata nella turbina, corrisponde cioè ad un salto di pressione non utilizzato ed è quindi paragonabile alla perdita per incompleta espansione delle macchine a vapore a stantuffo.

Si può colla scorta dei risultati sperimentali di consumo di vapore farsi un criterio sull'entità della somma delle perdite sopra menzionate.

Se per un dato salto di pressione l'energia disponibile di un chilogramma di vapore è data da  $\frac{w^2}{2g}$ , in cui  $w$  è la velocità teorica di efflusso a completa espansione del vapore, si può ottenere il numero di chilogrammi che, ad esempio, in un'ora, sono disponibili per ogni chilogramma di vapore speso.

Un cavallo-vapore corrisponde a 270.000 chilogrammi all'ora; dividendo questo numero per  $\frac{w^2}{2g}$  si trova il peso di vapore in chilogrammi che teoricamente si dovrebbe spendere ogni ora per un cavallo-vapore. Detto questo peso  $M_t$  si ha:

$$M_t = \frac{270.000}{\frac{w^2}{2g}} = \frac{5.292.000}{w^2} \quad (5)$$

Se  $M_p$  è il peso pratico di vapore in kg. che consuma la turbina per cavallo indicato, ora:

$$\frac{M_p - M_t}{M_p} = \alpha \quad (6)$$

rappresenta il coefficiente di perdita:

$$\alpha \frac{w^2}{2g}, \text{ ed } (1 - \alpha) \frac{w^2}{2g} \quad (7)$$

sono rispettivamente le frazioni di energia cinetica disponibile perduta ed utilizzata.

*Velocità periferica delle turbine a vapore ad azione.* — La velocità periferica delle turbine a vapore ad azione, per raggiungere il massimo rendimento, deve essere direttamente proporzionale alla velocità assoluta colla quale il vapore giunge sulla turbina (velocità d'efflusso dall'ugello distributore) ed inversamente proporzionale al coseno dell'angolo che il getto di vapore fa colla tangente alla periferia della turbina nel punto in cui questa è colpita. Data in generale la grande velocità d'efflusso, per ridurre la velocità periferica quest'angolo lo si fa il più piccolo possibile, cioè dai 15° ai 20°. Ciò nonostante la velocità di queste turbine, coll'alta pressione del vapore che si usa attualmente, è sempre grandissima, e tanto più grande, a parità di altre circostanze, quanto più piccolo è il diametro della turbina.

La formola che si usa per determinare la velocità periferica è quella stessa che si impiega per le turbine idrauliche, cioè detta  $v$  questa velocità,  $w$  la velocità del vapore ed  $\alpha_0$  l'angolo del getto,  $v = \frac{w}{2 \cos \alpha_0}$ . Dimodochè se  $w = 1000^m$ ,

il che corrisponde all'incirca ad un salto di pressione da 10 a 0,4 kg. per  $\text{cm}^2$ , supposto  $\alpha_0 = 15^\circ$ , sarà  $v = 526$  m. al 1"; per conseguenza il numero dei giri al minuto è  $\frac{526 \times 60}{\pi d}$ , dicendo con  $d$  il diametro della turbina; se

$d = 0,20$  il numero dei giri sarebbe superiore a 50.000. Questo numero non fu mai raggiunto praticamente, perchè essenzialmente la velocità  $w$  è sempre inferiore di parecchio alla teorica; il Laval colle sue turbine ha raggiunto i 30.000 giri al minuto. A mio parere queste esagerate velocità di rotazione sono un difetto non indifferente delle turbine semplici ad azione, perchè obbligano a costruzioni che non sono più di pertinenza della meccanica comune, ma della meccanica di precisione. Inoltre se il Laval potè ottenere risultati pratici colle sue turbine nonostante l'eccessiva velocità, dovette ricorrere al così detto *albero flessibile*, perchè con alberi rigidi anche una minima eccentricità della turbina, rispetto all'asse di rotazione, od il non essere il piano della turbina normale allo stesso asse, avrebbero un'influenza assai nociva. Le velocità periferiche decrescono col crescere della potenza perchè il diametro della turbina aumenta, ma anche con potenze di 600 cavalli la velocità pratica raggiunge ancora i 6000 giri al minuto. Con queste enormi velocità è necessario un mezzo di riduzione almeno nel rapporto di 1 a 10 anche quando la turbina debba servire al movimento diretto di dinamo, di pompe centrifughe, ecc.

*Turbine ad azione e ad espansione multipla.* — Si consideri il diagramma A B C D della fig. 17 (che non è che il diagramma della fig. 15, convenientemente adattato al caso attuale), e lo si divida, con rette parallele all'asse dei volumi,

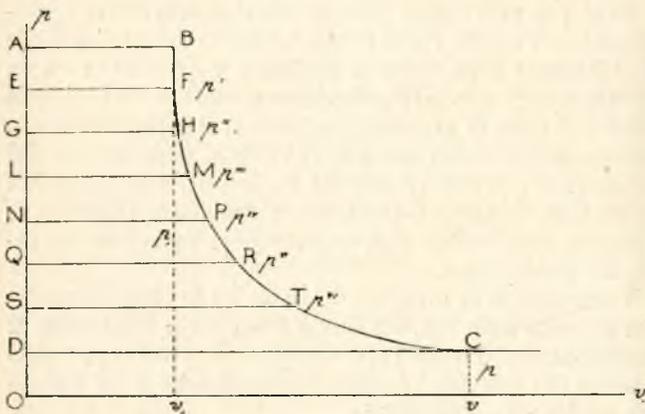


Fig. 17.

in tante porzioni A B E F, E F G H, G H L M, ecc.; a ciascuna di queste aree corrisponde un'energia cinetica teoricamente rappresentata da  $\int v dp$  esteso fra il limite iniziale e finale della pressione di ciascun tratto di espansione; se le singole energie cinetiche vengono trasformate in lavoro meccanico separatamente ad una ad una in singole turbine ad azione, si ha quello che chiamasi turbina ad azione ad espansione multipla. In essa il vapore attraversando un primo distributore si espande dalla pressione  $p_1$  alla  $p^1$ , sviluppando l'energia cinetica  $\frac{w^2}{2g}$  che sarà trasformata parzialmente in lavoro in una prima turbina; da questa il vapore si scarica con una certa velocità residua d'efflusso in un se-

condo distributore, ove subisce una seconda espansione da  $p^1$  a  $p''$ , da cui esce con una seconda energia cinetica  $\frac{w'^2}{2g}$  somma

di quella ricavata dall'espansione da  $p^1$  a  $p''$  e di quella residua dovuta alla velocità assoluta d'efflusso dalla prima turbina e che viene trasformata parzialmente in lavoro in una seconda turbina, e così via fino all'ultimo distributore ed all'ultima turbina, dalla quale il vapore si scarica nell'atmosfera o nel condensatore.

Da quanto è sopra esposto risulta che, astrazione fatta delle perdite dovute alle resistenze passive, il lavoro, somma di quelli che si raccoglieranno nella serie delle turbine accoppiate, sarà eguale a quello che si raccoglierebbe in una turbina semplice, nella quale il vapore, d'un tratto e nel relativo distributore, si espandesse da  $p_1$  a  $p$ .

Vi è però una differenza tra l'uno e l'altro tipo di turbine, cioè, mentre in quelle semplici la velocità d'efflusso  $w$  è quella corrispondente a tutta l'energia cinetica disponibile, nella turbina ad espansione multipla, invece, le singole velocità  $w^1, w^2, w^3, \dots$ , danno luogo ad una somma d'energie cinetiche eguale a quella disponibile, quindi ognuna di quelle velocità è di parecchio inferiore alla velocità  $w$ . Ad esempio, si è visto che nella espansione da 10 a 0,4 kg. per  $\text{cm}^2$  la velocità teorica era superiore a 1000 m.; se la divisione del diagramma è fatta di chilogrammi in chilogrammi si avrà:  $w^1 = 205, w^2 = 212, w^3 = 219, w^4 = 240, w^5 = 262, w^6 = 279, w^7 = 314, w^8 = 348, w^9 = 469$  e l'ultima da 1 a 0,4 kg.  $w^x = 503$ .

È conveniente il notare che queste velocità nelle prime espansioni si mantengono quasi costanti, mentre crescono rapidamente nelle ultime.

Si possono distinguere le turbine ad espansione multipla in due gruppi, a seconda del modo in cui turbine e relativi distributori sono disposti rispetto all'albero motore; in uno dei gruppi le turbine sono disposte parallelamente le une alle altre ed il complesso delle turbine è racchiuso in un involuppo metallico cilindrico ordinariamente in due parti e lungo il cui asse trovasi l'albero motore, e su questo sono calettate tutte le turbine fra la periferia delle quali e la superficie dell'involuppo si lascia una distanza di agio sempre inferiore al mm. Fra una turbina e l'altra si lascia un intervallo che è occupato dal distributore, il quale è fisso e d'ordinario viene di getto coll'involuppo. Il vapore entra ad alta pressione su un fianco dell'involuppo e percorre la turbina nella direzione dell'asse attraversando successivamente le singole coppie di turbine e distributori; si scarica dal fianco opposto nell'atmosfera o nel condensatore. Talvolta il complesso del motore è costituito da due turbine ad espansione multipla, disposte simmetricamente a sinistra ed a destra del piano medio dell'involuppo; in tal caso il vapore entra fra le due turbine e va ad agire sull'una da destra a sinistra, sull'altra da sinistra a destra. Questa disposizione avrebbe il merito di equilibrare il sistema eliminando la spinta in direzione dell'asse. A questo primo sistema appartiene la turbina di Parson. Nel secondo gruppo le turbine si dispongono coassiali con un intervallo nella direzione del raggio fra l'una e l'altra, intervallo che è occupato dal distributore della turbina che succede; il complesso delle turbine è anche qui racchiuso in un involuppo cilindrico. Il vapore entra al centro delle turbine e si scarica dalla turbina di maggior diametro. Al secondo sistema appartiene la turbina di Dow.

*Perdite nelle turbine ad espansione multipla.* — Le perdite che si incontrano nelle turbine ad espansione multipla sono quelle stesse già enumerate nelle turbine semplici, salvochè, in ragione della moderata velocità del vapore si po-

trebbe supporre che debbano essere inferiori in entità. Però, riflettendo al gran numero di distributori e di turbine che deve successivamente attraversare il vapore, pei quali si ripetono gli stessi fenomeni che una volta sola avvengono nelle turbine semplici, si ha ragione di credere che le perdite per attriti, urti e moti vorticosi sieno maggiori nelle turbine ad espansione multipla.

Dai risultati sperimentali nulla ancora, al riguardo, si può ricavare di sicuro, perchè le esperienze sono ancora troppo limitate ed eseguite con metodi differenti a seconda dei criteri dell'esperimentatore, e di più si mettono in conto dei coefficienti di rendimento meccanico non ancora ben sicuri.

La perdita per la velocità assoluta d'efflusso delle singole turbine sono compensate dalla velocità iniziale colla quale il vapore entra nel successivo distributore e non rimane di perdita assoluta che la velocità d'efflusso dell'ultima turbina.

Praticamente la somma delle perdite si può calcolare colle stesse formole che hanno servito all'uopo per le turbine semplici, purchè per  $w$  s'intenda, come per queste ultime,

1° Salto da 10 kg./cm <sup>2</sup> a 9	$v^I = 0,214$	$w^I = 205$ m.	$\frac{w^I}{v^I} = 0,001040$
2° » 9 » 8	$v^{II} = 0,227$	$w^{II} = 212$ »	» = 0,001069
3° » 8 » 7	$v^{III} = 0,266$	$w^{III} = 219$ »	» = 0,001214
4° » 7 » 6	$v^{IV} = 0,305$	$w^{IV} = 240$ »	» = 0,001271
5° » 6 » 5	$v^V = 0,358$	$w^V = 262$ »	» = 0,001366
6° » 5 » 4	$v^{VI} = 0,435$	$w^{VI} = 279$ »	» = 0,001559
7° » 4 » 3	$v^{VII} = 0,561$	$w^{VII} = 314$ »	» = 0,001786
8° » 3 » 2	$v^{VIII} = 0,802$	$w^{VIII} = 348$ »	» = 0,002307
9° » 2 » 1	$v^{IX} = 1,378$	$w^{IX} = 469$ »	» = 0,002938
10° » 1 » 0,4	$v^X = 3,368$	$w^X = 503$ »	» = 0,006695

Nei calcoli che hanno condotto al quadro sovrastante si è supposta l'espansione adiabatica di 1 kg. di vapore saturo inizialmente secco.

Osservando l'ultima finca del quadro che dà il rapporto  $\frac{v}{w}$ , che in sostanza non è altro che la sezione stretta-

mente necessaria per l'uscita del vapore dal distributore, si vede che fino al 4° salto questo rapporto non subisce una grande variazione, mentre nei successivi salti, dal 4° al 7°, la variazione diventa sensibile, ed ancora più sensibile dal 7° al 9° e grande dal 9° al 10°. Ciò fa vedere che per provvedere convenientemente all'efflusso del vapore dai singoli distributori si dovrebbe fare questi di diametro ognor crescente dal primo all'ultimo come avviene nelle turbine concentriche; però vi si può provvedere con approssimazione pratica sufficiente, dividendo le turbine in gruppi di diametro costante in ogni gruppo e di diametro crescente da gruppo a gruppo.

Se lo scarico del vapore è nell'atmosfera bastano due gruppi, se invece è in un condensatore bisogna ricorrere almeno a tre gruppi o meglio a quattro. Il Parson che dapprima costruiva le sue turbine tutte dell'egual diametro, ora le costruisce in due ed anche in tre gruppi.

Tanto nel caso delle turbine concentriche, tipo Dow, quanto in quello delle turbine disposte parallelamente fra loro, tipo Parson, l'aumento del diametro rende necessario di provvedere alla velocità periferica delle singole turbine perchè essa risulti quale deve essere pel massimo rendimento. Essendo le singole turbine calettate sullo stesso albero motore, la velocità angolare, ed il numero dei giri nell'unità di tempo, è eguale per tutte, mentre la velocità periferica cresce col diametro.

tutta la velocità che assumerebbe il vapore in un'espansione adiabatica della pressione  $p_1$  alla valvola di presa della motrice alla pressione  $p$  del condensatore o dell'atmosfera.

*Diametro e velocità delle singole turbine.* — Se si dà uno sguardo ai diagrammi delle fig. 15 e 17, si vede che il

vapore fino ad oltre  $\frac{1}{3}$  dell'espansione aumenta poco sensibilmente di volume; quest'aumento si accentua di più da  $\frac{1}{3}$  ai  $\frac{2}{3}$  e cresce rapidamente in seguito fino alla fine

dell'espansione. La velocità del vapore, come si è visto precedentemente, segue lo stesso andamento, ma non cresce di tanto da poter ritenere costante, nei singoli salti di pressione, il rapporto fra il volume del vapore e la sua velocità. Se, come si è fatto per le velocità, il vapore in ogni distributore subisce un salto di un kg. di pressione per cm<sup>2</sup> ed un salto da 1 kg. a 0,4 kg. nell'ultima turbina, partendo da una pressione di 10 kg. per cm<sup>2</sup> si avranno i seguenti risultati:

Vi si può provvedere con due mezzi, o scegliendo opportunamente l'angolo che il getto di vapore fa colla tangente alla direzione della velocità periferica nel punto in cui la turbina è colpita, o dividendo opportunamente, fra le singole turbine, il salto di pressione disponibile: il primo mezzo non concede grandi variazioni, perchè l'angolo delle palette del distributore non può variare che fra limiti ristretti, mentre col secondo, col quale si può ottenere una velocità qualunque d'efflusso desiderabile, concede variazioni della velocità periferica molto estese.

Teoricamente la divisione del salto fra le singole turbine non presenta difficoltà, ma attesa l'incertezza della legge di espansione effettiva del vapore, nella pratica non si potranno ottenere che risultati i quali si approssimeranno più o meno alle condizioni sovraesposte.

Nella pratica il numero in cui viene diviso il salto totale di pressione disponibile è assai più grande di quanto siasi supposto nel diagramma della figura 17, in special modo nella turbina tipo Parson. D'altra parte la divisione non è fatta per salti a differenze costanti di pressione, perchè con tale divisione non si soddisferebbe alla condizione della velocità periferica di massimo rendimento. Il numero più o meno grande dei salti influisce sulla velocità angolare, e quanto più è grande questo numero, tanto minore è questa velocità. Si ha così un mezzo di ottenere turbine a velocità moderata non superiore a 3000 giri al 1' per le piccole turbine, e che discende anche a 1200 giri per quelle di grande potenza.

Nelle turbine ad espansione multipla non bisogna ricercare i vantaggi che hanno le macchine a stantuffo ad espansione multipla rispetto alle monocilindriche, perchè nelle prime non sussistono più le ragioni che hanno condotto alla costruzione delle seconde. Infatti nelle motrici a stantuffo

l'espansione multipla ha influenza sulle perdite dovute agli scambi di calore fra pareti e vapore, scambi che non sussistono, o sono molto poco sensibili, nelle turbine a vapore.

Al riguardo anche nelle turbine ad espansione multipla sono soddisfatte le condizioni menzionate per le turbine semplici, cioè dell'essere la temperatura del vapore, allo stato di regime, sempre la stessa in una sezione qualunque del percorso, e di richiedere un tempo piccolissimo pel compimento dell'evoluzione termica.

Il vantaggio che hanno le turbine ad espansione multipla sulle semplici sta esclusivamente nella minore velocità angolare, ed a parità di diametro nella minore velocità periferica, ciò che permette in parecchi casi di applicare direttamente il motore, senza riduzione di velocità, alla macchina operatrice; non bisogna nascondersi però che questo vantaggio è ottenuto a spese di una costruzione assai più complicata e costosa.

*Turbine a vapore a reazione.* — La differenza fra la turbina ad azione e quella a reazione sta esclusivamente nella forma dell'energia che viene utilizzata nella turbina; nella prima è solamente l'energia cinetica del vapore acquistata nell'efflusso del distributore, nella seconda, invece, è una parte dell'energia ancora sotto forma di energia cinetica, e l'altra sotto forma di energia potenziale; mentre nella prima la pressione, il volume e la temperatura del vapore non cambia nell'attraversare i canali della turbina, nella seconda variano tutti e tre questi elementi; nella prima il vapore scorre liberamente e non è necessario che riempia completamente il canale in cui scorre, nella seconda deve riempirlo completamente e le sezioni del canale devono variare a seconda della legge con cui variano la velocità ed il volume del vapore.

Da ciò si vede come sia più complesso lo studio delle forme e delle dimensioni dei canali di una turbina a reazione di quanto sia quello relativo alla turbina ad azione. Se si pensa poi che la legge secondo cui procede l'espansione del vapore saturo, qualunque essa sia del resto, dipende dal grado di secchezza del vapore, o dal suo titolo, il quale può variare a seconda del tipo della caldaia, a seconda del modo con cui questa è condotta, a seconda dello stato dell'acqua che si trasforma in vapore, ecc., si vedrà come in una turbina a reazione, a seconda dello stato fisico del vapore, il rendimento possa variare sensibilmente.

Ciò può succedere anche in una turbina ad azione, perchè attraverso al distributore il vapore subisce analoghe variazioni, ma l'influenza sul rendimento è assai meno sensibile.

Il problema dello studio di una turbina a reazione, in causa dell'incertezza della legge di espansione del vapore, è più soggetto a soluzioni empiriche di quanto lo sia quello delle turbine ad azione. Credo che un'altra difficoltà, che si dovrà incontrare nello studio delle turbine a reazione, è quella di ottenere effettivamente quel grado di reazione che nei calcoli si è presupposto, grado che, oltre aver influenza sulla forma e sulle dimensioni dei canali, influisce ancora sulla velocità periferica di massimo rendimento.

Le resistenze passive che incontra il vapore nell'attraversare la turbina sono quelle stesse enumerate nelle turbine ad azione, forse però le resistenze per attriti ed urti saranno un po' minori, specialmente nel distributore, attesa la minore velocità del vapore, e minori ancora i moti vorticosi nei canali della turbina, se questi canali saranno completamente riempiti, ma diventeranno maggiori se il vapore vi subisce salti bruschi di pressione.

Quanto alla velocità angolare è bensì vero che la velocità di efflusso del distributore è minore di quanto sia nelle turbine ad azione, ma in contraccambio la velocità periferica

di massimo rendimento sta a quella di efflusso in un rapporto maggiore di quello delle turbine ad azione.

La velocità angolare subisce analoga riduzione passando dalla turbina semplice a quella ad espansione multipla.

Pel resto tutte le proprietà termiche enumerate nelle turbine ad azione sussistono anche in quelle a reazione.

*Dell'impiego del vapore surriscaldato nelle turbine a vapore.* — Il vapore surriscaldato che ha dato risultati favorevoli nelle motrici a stantuffo, fu recentemente impiegato dal signor R. H. Thurston, professore di macchine termiche e Direttore del Sibley College, anche nelle turbine a vapore, e ne ottenne risultati favorevolissimi ed insperati.

Finora le ragioni di questo successo pare sieno ancora oscure allo stesso signor Thurston, perchè egli stesso, in una Memoria pubblicata sul periodico *Science* e riprodotta per sommi capi su altri giornali, ha dichiarato di continuare nelle esperienze, onde indagare e mettere in chiaro queste ragioni. In attesa dei risultati di queste nuove esperienze non credo fuor di luogo di far conoscere i motivi per i quali il successo del vapore surriscaldato impiegato nelle turbine si ritiene inaspettato.

Nella macchina a stantuffo col vapore surriscaldato, è ormai noto, si ottennero favorevolissimi risultati dal lato del rendimento termico, non tanto per la più alta temperatura che esso ha rispetto al vapore saturo a pari pressione, ma piuttosto per la riduzione degli scambi di calore fra pareti e vapore, cioè produce, per ragioni diverse, gli stessi effetti dell'espansione multipla, dell'inviluppo di vapore e della grande velocità. Per quanto sopra si è detto, da questo lato nelle turbine a vapore non si potevano attendere quegli stessi risultati che si sono ottenuti nella macchina a vapore a stantuffo. Rimane a vantaggio della turbina a vapore, almeno dal punto di vista termico, esclusivamente il maggior salto di temperatura, che però, coi metodi pratici che si usano per surriscaldare il vapore, non può da solo portare dei grandi vantaggi.

Infatti praticamente si surriscalda il vapore a pressione costante, ed il calore di surriscaldamento è somministrato al vapore a temperatura variabile e crescente; questo modo di somministrazione del calore è uno strappo al secondo principio di termodinamica, il quale pel maggior rendimento impone che il calore sia somministrato a temperatura costante al corpo intermediario della trasformazione del calore in lavoro. Si può facilmente calcolare quale maggior rendimento teorico si ottiene dal vapore surriscaldato generato a pressione costante.

Il vapore nel passare dallo stato saturo al surriscaldato deve prima, se eventualmente è umido, diventare secco. In tale stato è rappresentato dal punto B del diagramma della figura 18; dopo, somministrandogli calore a pressione costante, aumenta di temperatura e di volume, cioè passa dallo stato del punto B a quello del punto B'. Se  $T_1$  è la temperatura assoluta di saturazione e  $T_1'$  quella di surriscaldamento, la quantità di calore  $Q$  spesa per produrre un chilogramma di vapore surriscaldato, ottenuto da acqua alla temperatura  $T_0$ , è:

$$Q = r_1 + q_1 - q_0 + 0,48 (T_1' - T_1), \quad (8)$$

in cui sono:  $r_1$  il calore di vaporizzazione,  $q_1$  e  $q_0$  il calore del liquido rispettivamente alla temperatura centigrada  $t_1$  e  $t_0$ , e 0,48 il calore specifico a pressione costante del vapore surriscaldato, approssimativamente costante.

Espandendosi adiabaticamente il vapore dalla pressione  $p_1$  (B') alla pressione  $p$  (C'), per un certo tratto della curva si mantiene surriscaldato da B' in E; a partire da E fino in C' si mantiene saturo.

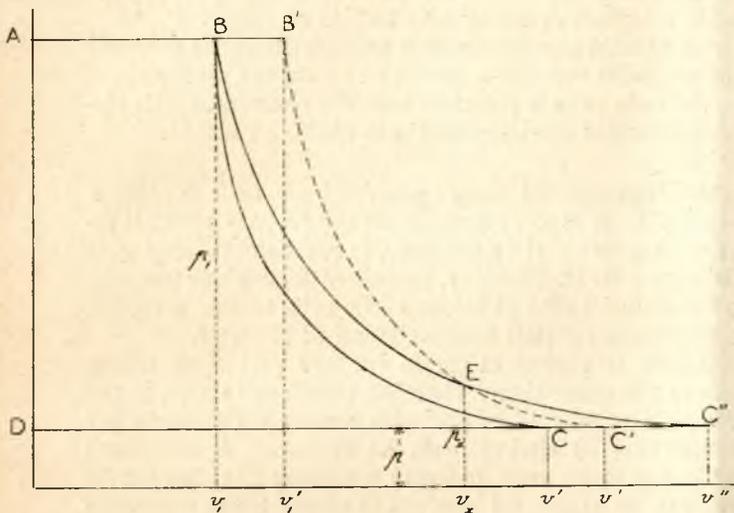


Fig. 18.

Se si conduce da B la linea BC'', curva limite del vapore saturo, lungo la quale il titolo del vapore si mantiene costante ed eguale all'unità, essa interseca la B'E nel punto E.

La posizione del punto E sulla curva BC'' dipende esclusivamente dal grado di surriscaldamento, cioè dalla temperatura  $T_1'$ ; quanto più grande è questa temperatura, tanto più E si avvicina a C'.

Dei due tratti della linea di espansione, il primo, B'E, soddisfa approssimativamente all'equazione  $pv^n = \text{costante}$ , in cui  $n$  ha il valore 1,333; l'altro da E in C' soddisfa approssimativamente all'equazione  $pv^\mu = \text{costante}$ , in cui  $\mu = 1,135$ . Il diagramma del vapore surriscaldato rispetto a quello a vapore saturo ha in più l'area BB'C'C, per la quale si spende in più la quantità di calore 0,48 ( $T_1' - T_1$ ).

Il coefficiente economico  $\varepsilon$  del ciclo a vapore saturo ABCD, ossia il rapporto fra il calore utilizzato o trasformato in lavoro ed il calore speso, dicendo T la temperatura corrispondente alla pressione  $p$  di scarico, è dato da:

$$\varepsilon = \frac{(q_1 - q) \left(1 + \frac{r_1}{T_1}\right) - T \log n \frac{T_1}{T}}{r_1 + q_1 - q_0} \quad (9);$$

il coefficiente economico  $\varepsilon'$  del ciclo a vapore surriscaldato è:

$$\varepsilon' = \frac{\left\{ (q_1 - q) \left(1 + \frac{r_1}{T_1}\right) + 0,48 (T_1' - T_1) - \right. \\ \left. - T \left( \log n \frac{T_1}{T} + 0,48 \log n \frac{T_1'}{T_1} \right) \right\}}{r_1 + q_1 - q_0 + 0,48 (T_1' - T_1)} \quad (10),$$

dicendo con  $q_0$  il calore dell'acqua di alimentazione.

Se, ad esempio, il ciclo si svolge fra la pressione  $p_1 = 10$  kg. per cq., la pressione  $p = 1$  kg. per cq. e  $q_0 = 20$ , risulta  $\varepsilon = 0,147$ ; e se il vapore, sempre alla pressione di 10 kg., viene surriscaldato fino a  $T_1' = 573^\circ$ , cioè fino a  $300^\circ$  C., surriscaldamento già piuttosto grande, risulta  $\varepsilon' = 0,156$ , cioè col vapore surriscaldato il coefficiente economico guadagna teoricamente il 5,7 %.

Quanto al peso di vapore speso, nel primo caso ogni cavallo-ora richiede kg. 6,72 di vapore, nel secondo kg. 5,80, spendendo però, in quest'ultimo caso, all'incirca 58 calorie in più per ogni chilogramma di vapore.

Guardando al guadagno teorico ottenuto nel coefficiente economico col vapore surriscaldato, quantunque non sia indifferente, pure pare che il Thurston dalle sue prime esperienze abbia ottenuto vantaggi assai maggiori, ciò che induce a credere che altre ragioni abbiano influito sensibilmente sul miglioramento del coefficiente economico pratico, molto più che il grado di surriscaldamento del vapore impiegato in queste esperienze era molto al disotto di quello supposto nei calcoli sovrastanti. D'altra parte, il vantaggio teorico dato dal surriscaldamento si riscontreterebbe essenzialmente nella diminuzione di calore speso per unità di lavoro e di tempo, mentre invece il Thurston trovò col surriscaldamento effettivamente un aumento di potenza nella motrice rispetto a quella sviluppata dal vapore saturo. Ciò indurrebbe a credere che il vapore surriscaldato subisce minori perdite per le resistenze passive, e ciò è plausibile, perchè il maggior grado di fluidità e l'assoluta assenza di acqua nel vapore surriscaldato lo rendono più scorrevole nei condotti.

Però altra causa può avere esercitata la sua influenza, cioè la forma e le dimensioni dei canali del distributore e della girante della turbina sperimentata che forse erano tali da convenire più al vapore surriscaldato che al vapore saturo. Infatti col vapore surriscaldato, rispetto al vapore saturo, variano la velocità d'efflusso, il volume e la legge di espansione: se la turbina avesse avuto un tracciamento conveniente al vapore saturo, probabilmente l'impiego del vapore surriscaldato avrebbe dato risultati assai meno favorevoli e forse anche negativi. Questa osservazione è ammissibile, data l'incertezza che attualmente sussiste nello studio delle turbine a vapore.

*Avvenire delle turbine a vapore.* — La turbina a vapore, che solo qualche anno fa era considerata come una divoratrice di vapore, è attualmente, almeno per alcuni tipi, così perfezionata, che il suo consumo è ridotto quasi a quello delle migliori macchine a vapore a stantuffo. Le esperienze eseguite su questo motore da esimii scienziati e tecnici hanno dato dei consumi di vapore variabili fra 15 e 7 kg. per cavallo-indicato-ora, cioè si sono raggiunti consumi di vapore assai prossimi a quelli teorici. È certo che la turbina a vapore, quando potesse essere costruita razionalmente, dovrebbe dare risultati economici migliori di quelli della macchina a vapore a stantuffo, perchè le cause delle perdite che in essa si riscontrano sono di tale natura da offrire almeno la speranza che possano essere in gran parte eliminate in avvenire.

Per giungere ad una costruzione razionale, più che alla teoria bisognerà ricorrere all'esperienza, la quale sola potrà suggerire quei criteri speciali che indirizzino, nei casi particolari, alla scelta opportuna delle forme e delle dimensioni dei canali del distributore e della girante. Ma l'economia del vapore non è il solo elemento da considerarsi quando si voglia concludere sull'avvenire della turbina a vapore. Io credo che l'eccessiva velocità, alla quale deve funzionare questa motrice, se da un lato porta un vantaggio per le minime proporzioni che assume la macchina in relazione alla sua potenza, costituisce nello stesso tempo un difetto, tanto più grave inquantochè non può essere corretto, perchè inerente alla natura stessa della macchina. La grande velocità obbliga anche ad una costruzione molto delicata, che non può dirsi corrente, ma piuttosto di precisione, per la quale occorrono macchine, utensili e mezzi e metodi di fondita speciali, di cui ben poche officine possono disporre. Forse, più che altro, queste circostanze ritarderanno la diffusione di questa motrice, quantunque già fin d'ora, dal lato termico, sia una concorrente seria della motrice a stantuffo.

## ECONOMIA INDUSTRIALE

## PROPOSTE PER IL NUOVO REGIME DOGANALE

PER LA CATEGORIA XII  
METALLI E LORO LAVORI

A Sua Eccellenza

il Ministro d'Agricoltura, Industria e Commercio.

La Società Promotrice dell'Industria Nazionale e l'Associazione dell'Industria Meccanica ed Arti affini, invitate da codesto Ecc.mo Ministero a presentare, in vista della prossima rinnovazione dei trattati di commercio, voti e proposte per il miglioramento delle nostre tariffe doganali d'importazione, per quanto concerne la Categoria XII (Minerali, metalli e loro lavori), divisarono di collegarsi e collaborare allo scopo di dare più adeguata e completa risposta all'invito.

Nominarono quindi una Commissione composta per la massima parte di industriali della regione, affinché raccogliesse dati di fabbricazione, e, coordinatili, se ne valesse per dare alle proposte da farsi una base tecnica indiscutibile.

Sarebbe stato nei desideri dei nostri industriali di chiedere ed ottenere, per i prodotti dell'industria meccanica, una qualche protezione della mano d'opera nazionale, protezione di cui più urgente si sente il bisogno ora che il nostro mercato trovasi invaso dai prodotti di paesi di grande sviluppo industriale, i quali non seppero, in questi ultimi anni, commisurare la loro produzione alle probabilità della richiesta, e così crearono, imprudentemente, uno stock enorme di manufatti che debbono smerciare a vil prezzo, talora anche con perdita, e naturalmente ne smerciano la maggior parte là dove trovano più basse le barriere doganali.

Ma la Commissione, anziché protezione, volle limitarsi a chiedere la peregazione della tariffa per le diverse categorie di macchine, persuasa che il Ministero, qualunque siano i suoi intendimenti circa la tutela da concedersi alla mano d'opera nazionale, vorrà riconoscere che tutti i rami dell'industria meccanica hanno diritto allo stesso trattamento nei riguardi della tariffa doganale.

La scelta stessa del Relatore, ing. cav. Carlo Giovara, noto fra i nostri industriali per le sue tendenze tutt'altro che protezioniste, sta a dimostrare la moderazione grande a cui la nostra Commissione intese fossero ispirate le sue proposte.

Non parliamo qui che dei soli prodotti della meccanica, sia perchè quanto alla metallurgia, e specialmente alla siderurgia, scarsamente rappresentate nella nostra regione, non poté il Relatore avere dati tecnici sufficienti, sia perchè riteniamo di maggior interesse per l'economia nazionale di curare l'incremento di quei rami d'industria che richiedono, per la trasformazione di materie prime in massima parte importate dall'estero, una più abbondante applicazione di mano d'opera, specie di mano d'opera intelligente e precisa.

Però, anche limitatamente alla sola meccanica, lo studio del nostro Relatore non poté riuscire così completo come noi, ed il Relatore stesso, avremmo voluto, perchè la brevità del tempo in relazione colla mole del lavoro, e più il turbamento creato in questi ultimi mesi nel ceto degli industriali meccanici piemontesi da incresciosi scioperi, non permise di raccogliere, per tutti i rami di questa industria, gli occorrenti dati di fabbricazione.

Il Relatore dovette quindi limitarsi a presentare, anziché un progetto completo di peregazione per la Categoria XII o almeno per la parte di essa che concerne i prodotti della

meccanica, una serie, che tuttavia riuscì abbastanza numerosa, di esempi, applicando il concetto della peregazione a quei manufatti per i quali egli possedeva dati di fabbricazione positivi ed esatti.

E procedette nel seguente modo:

Considerate come *materie prime dell'industria meccanica* il ferro e l'acciaio in masselli, in verghe, in lamiere, la ghisa in pani, il rame in pani, in fili, ecc., e supposto di mantenere invariati per ora i dazi d'importazione per questi materiali, egli scelse come *dazio unitario* da attribuirsi alla mano d'opera che viene successivamente applicata alle predette materie prime per trasformarle nei diversi manufatti, quello di lire otto per ogni cento chilogrammi di manufatto, e cioè L. 0,08 per ogni lira di mano d'opera che a ciascun quintale del manufatto venne applicata.

Tale coefficiente è di poco superiore a quello che il calcolo dimostra essere attribuito, coll'attuale tariffa, alla mano d'opera nella locomotiva; applicandolo ai diversi manufatti dei quali si avevano i dati di fabbricazione, il Relatore trovò i dazi peregati che si vedono nello specchio riassuntivo chiudente la sua Relazione.

Da esso emerge che, nell'attuale tariffa, la mano d'opera assai moderatamente tassata per la locomotiva, lo è assai meno, e senza alcuna giusta proporzione, per molte altre categorie di macchine, le quali, richiedendo molta lavorazione, possono essere fabbricate in paese, dando luogo ad industrie convenientemente remunerative.

Di tali industrie il Governo dovrebbe, per quanto sta in lui, favorire lo sviluppo: sia sotto l'aspetto economico, perchè l'incremento della ricchezza nazionale dipende essenzialmente da quelle industrie che hanno in sé stesse gli elementi della riuscita e non devono aspettarlo, come la siderurgia nostra, dai sacrifici dello Stato; sia sotto l'aspetto sociale, perchè le classi operaie hanno assai più da confidare, per la sicurezza del loro avvenire, su quelle industrie nelle quali molta mano d'opera viene applicata alla materia prima.

Ma per rendere possibile lo svolgimento di queste industrie, e giustamente remunerativo il loro esercizio, è necessario che esse non siano, per il fatto delle tariffe doganali, poste in una condizione d'inferiorità di fronte alle similari industrie estere, ed è quanto si vorrebbe ottenere coll'invocata peregazione.

I risultati a cui pervenne il nostro Relatore rappresentano dunque un *minimo assoluto*, al disopra del quale dovrebbe la riformata tariffa mantenersi sempre.

Il Presidente della Società Promotrice  
dell'Industria Nazionale

Ing. G. SACHERI.

Il Presidente dell'Associazione  
dell'Industria Meccanica ed Arti affini

Ing. E. DUBOSC.

## RELAZIONE DELLA COMMISSIONE

Il risveglio manifestatosi in questi ultimi anni nella nostra industria meccanica, lo slancio a produrre non solo per sopperire ai bisogni del paese, ma con tendenza alla esportazione, la iniziata esportazione di alcuni prodotti, dimostrano che questa industria può ritenersi vitale per sé, quantunque sia obbligata di ricorrere all'estero per le materie prime che le occorrono.

In tutte le sue manifestazioni, come nella costruzione delle macchine motrici sia termiche che idrauliche, delle

locomotive, locomobili, macchine marine, macchine utensili per la lavorazione del legno e del ferro, macchine ed apparecchi elettrici, ecc., l'industria meccanica nazionale ha talmente progredito da essere ora capace, come ne hanno fatto fede le recenti Esposizioni del 1898 a Torino e 1900 a Parigi, di sostenere la concorrenza estera sia per bontà che per finitezza di prodotti.

Non è quindi più permesso ritenere che le diverse industrie nazionali possano subire qualche danno quando dovessero servirsi di macchine pressochè esclusivamente prodotte dalle nostre officine meccaniche.

E giacchè sarebbe vana cosa pensare che nell'attuale momento economico internazionale potesse tornare utile per noi lo aprire liberamente le barriere doganali, od anche solo facilitare con concessioni la importazione dei prodotti meccanici, è opportuno che nella evenienza della revisione della tariffa si abbandonino alla categoria « Macchine » il concetto che prevalse in altri tempi di favorire la produzione estera solo perchè la nostra non era ancora sufficientemente perfezionata, e si ritenga che una adeguata tutela alle arti meccaniche ha lo scopo di preparare il benessere economico della nazione.

Infatti un paese non potrà mai giungere a prosperità se non arriva ad equilibrare le sue importazioni colla esportazione, e conseguentemente ad aumentare la sua produzione aprendole nuovi sbocchi. Ma questo aumento di produzione non può dipendere che da un maggiore sviluppo della industria, non essendo essa soggetta a quelle naturali limitazioni che impediscono all'agricoltura di espandersi indefinitamente; e siccome ogni industria fa capo alla meccanica sia per la macchina motrice, che per quella lavoratrice del prodotto, riesce palese la necessità di favorire quanto più è possibile lo sviluppo delle arti meccaniche.

La presente Relazione non ha di mira la proposta di una nuova tariffa per la categoria macchine; più limitato, e per meglio dire, più equo, è il fine cui essa tende: dimostrare cioè alcune anomalie che nell'attuale tariffa esistono, e suggerire il modo perchè le voci più importanti riescano almeno giustamente perequate, quando non si voglia su di esse stendere l'ala di un vero protezionismo.

Innanzitutto occorre fare qualche osservazione generale.

Data la grande quantità di prodotti che per sua natura appresta la industria meccanica, la classificazione loro dovrebbe essere largamente estesa per evitare voci troppo comprensive e riguardanti macchine pesanti ma di poco valore, ed altre di molto minor peso ma di valore elevato. Con ciò resterebbe evitato il possibile inconveniente di favorire la fabbricazione di prodotti di grande peso a scapito dei meccanismi di precisione generalmente leggieri.

Inoltre, nel fissare il dazio per una macchina, è necessario tenere conto del suo costo di lavorazione, il quale, in sostanza altro non è che una merce, sotto forma essenzialmente di mano d'opera, che viene importata in concorrenza colla nostra.

Sparirebbero così le anomalie che ora si riscontrano nella tariffa doganale come, per es., alla Voce 218 a, 1, dove un ferro grosso (di dazio L. 6 al quintale se greggio) è gravato di L. 10,50, solo che ad esso si sia portato un minimo lavoro (anche un semplice foro) che può corrispondere ad un costo di poche lire o frazione di lira per quintale; quella di vedere un strumento per la misura dell'energia elettrica, una macchina da scrivere, con un costo di lavorazione che sale a centinaia di lire, e peso del prodotto limitato a qualche kg., considerati nella Voce 245, con una tariffa convenzionale di L. 30 al quintale, corrispondente ad un dazio di una o due lire per oggetto; l'altra di tassare le corde metalliche a L. 17,50 al quin-

tale, come il filo di ferro zincato delle quali sono composte, ecc.

Il tener conto del costo di lavorazione è condizione essenziale, perchè il dazio da applicarsi al prodotto estero riesca a portare la nostra industria non fosse che ad una condizione di trattamento pari alla forestiera.

Non è esatto che questa parità di trattamento fra le due industrie si conseguisca applicando al manufatto che si importa un dazio corrispondente alla somma dei dazi dei materiali che lo compongono, poichè, per i vantaggi di cui gode l'industria estera, pel minor costo delle materie prime, pel minor costo dei capitali, per le maggiori facilitazioni nei trasporti, e per non essere tanto fiscalmente gravata di imposte, l'industria nazionale si troverà in un certo grado di inferiorità. Ed invero di fronte a questi vantaggi, sparisce per l'industria estera l'onere di pagare la mano d'opera a prezzo più elevato che non da noi, talchè il costo totale di lavorazione di un prodotto, cioè la somma della mano d'opera e della quota di spese generali, riesce a suo profitto.

Perchè il manufatto di costruzione nazionale possa trovarsi nella voluta condizione di pari trattamento con quello da importarsi, bisogna a questo applicare tale dazio che comprenda la somma dei dazi parziali ed un aumento corrispondente al costo di lavorazione.

È ovvia la equità di un tale principio informatore della tariffa che ammette una tutela per la nostra mano d'opera e tiene conto sia del peso del prodotto che del suo valore, il quale varia oltrechè per la qualità dei materiali che compongono il manufatto (di tassazione differente secondo la loro natura) anche ed essenzialmente per il costo della sua fabbricazione.

Ammissa questa base, se si indica con  $\Sigma d$  la somma dei dazi gravanti sulle diverse materie prime di cui è costituito un quintale della macchina da tassarsi, con  $c$  il costo di lavorazione cui ammonta la fabbricazione del detto quintale, con  $r$  il tasso o la percentualità del costo di lavorazione che si vuole ritenere compresa nella formazione del dazio, la tariffa da assegnarsi alla macchina per ogni 100 kg. di peso, si potrebbe così esprimere:

$$T = \Sigma d + r c.$$

I valori di  $d$  e  $c$  possono essere ricavati, come vedremo, dall'analisi dei vari prodotti da classificare; quello di  $r$  può essere stabilito preventivamente, oppure dedotto dal dazio attualmente applicato ad una macchina che si ritenga sufficientemente protetta, alla quale tutte le altre riuscirebbero così perequate.

Dalla formola esposta risulta la necessità di suddividere ogni categoria di macchine in diverse classi a seconda del peso, perchè quanto più una stessa macchina è leggiera, tanto maggiore è per essa il valore di  $c$ , ed a parità di  $r$ , nonchè della somma dei dazi parziali  $\Sigma d$ , la tariffa  $T$  deve aumentare.

Per quanto riguarda i dazi sulle materie prime occorrenti alla industria meccanica, è qui opportuno rilevare che colla attuale tariffa doganale essi variano dal 16 al 20 0/0 sul valore commerciale per la ghisa in getti, il ferro e l'acciaio; e sono di circa il 7 0/0 di questo valore per il rame, bronzo e ottone.

La elevata protezione sulla ghisa, ferro e acciaio è tutta a vantaggio della industria siderurgica italiana, ed a scapito della industria meccanica, per la quale questi materiali sono in sostanza la vera materia prima che essa dovrebbe con maggiore facilità di quanto non le sia concesso, avere a sua disposizione.

Se per considerazioni, che è inutile qui ricordare, si volle creare la siderurgia nazionale non altrimenti che col protezionismo, difettando da noi gli elementi ad essa necessari quali il carbone ed i minerali di ferro, è lecito il pretendere che non abbia da esserne vittima la industria meccanica, vitale per sè stessa, e che ha dimostrato di essere atta a portare una seria concorrenza all'estero, concorrenza che a quest'ora avrebbe ben maggiormente esplicita se avesse avuto i favori che furono concessi all'industria siderurgica.

Un migliore trattamento doganale alla Categoria Macchine non costituirebbe così che un atto di ben dovuta giustizia alle nostre arti meccaniche; e quando la perequazione che si propone, portasse ad aumentare il dazio di quelle voci che risultassero inadeguatamente difese, è da sperarsi che, senza titubanze, l'aumento venga eseguito.

Si è detto che il valore di  $r$  nella formola proposta per esprimere il dazio ogni 100 kg. di una macchina, può essere fissato preventivamente, o dedotto dal dazio attuale di una macchina tipo al quale quello degli altri meccanismi verrebbe perequato.

Convieni ricercare entro quali limiti si potrebbe *a priori* stabilire il valore di  $r$ . Perciò se si domanda  $M$  la spesa di mano d'opera ed  $S$  la quota di spese generali ogni 100 kg. del manufatto, il costo  $C$  di lavorazione è evidentemente dato da:

$$C = M + S.$$

Da noi le spese generali sono mediamente uguali a quelle di mano d'opera, per cui si avrà:  $C = 2M$ .

All'estero, invece, per le accennate facilitazioni di cui gode quella industria, le spese generali non raggiungono il 60 0/0 della rispettiva mano d'opera, ed il costo riesce:

$$C' = m + 0,6m = 1,6m.$$

Ma la mano d'opera estera è dal 15 al 20 0/0 più costosa della nazionale, ritenendola nella media del 17,5 0/0 si avrà:

$$m = 1,175 M,$$

$$e \quad C' = 1,88 M.$$

Onde:

$$\frac{C}{C'} = \frac{2}{1,88} = 1,064.$$

$$e \quad C = 1,064 C'.$$

Cioè il costo di lavorazione nazionale sarebbe del 6,4 0/0 superiore a quello estero.

Quindi il minimo valore di  $r$  da applicare nella proposta formola esprime il dazio:  $T = \Sigma d + r c$ , perchè il prodotto nazionale riesca unicamente equiparato al prodotto estero, è:  $r = 0,064$ .

Evidentemente quando si volesse portare una efficace protezione al lavoro nazionale, bisognerebbe tenere ben più elevato questo valore di  $r$ , o quanto meno farlo variabile proporzionalmente alla entità del lavoro stesso.

Per dedurre  $r$  dal dazio attuale di una macchina-tipo, prendasi come tale la locomotiva che fra le macchine industriali è comunemente ritenuta come la più equamente tassata, e verifichiamo innanzi tutto se ciò realmente sia.

Scomponendo 100 kg. di locomotiva nei suoi elementi, e ricercando la somma dei dazi corrispondente si ha:

Rame . . .	kg. 12,7	dazio a L. 0,14	. . .	L. 1,78
Bronzo . . .	» 2,5	» » 0,20	. . .	» 0,50
Ghisa . . .	» 9,8	» » 0,05	. . .	» 0,50
Acciaio-ferro . . .	» 73,6	» » 0,07	. . .	» 5,15
Diversi . . .	» 1,4	» » 0,30	. . .	» 0,42
	kg. 100,0		Dazio L. 8,35	

Essendo di L. 14 al quintale il dazio della locomotiva, la parte della tariffa che corrisponde al costo di lavorazione, cioè il prodotto  $r c$  della formola proposta, risulta:

$$r c = T - \Sigma d = 14 - 8,35 = 5,65.$$

Per determinare il costo  $c$  di lavorazione, basta osservare che esso è la differenza tra il costo totale di produzione e l'importo dei materiali. Risultando dagli ultimi appalti per fornitura di locomotive alle Amministrazioni ferroviarie che il prezzo di vendita è in media di L. 190 al quintale, ed ammettendo un beneficio netto del 10 0/0 pel costruttore, il costo di produzione evidentemente sarà:

$$L. 190 - 0,10 \times 190 = L. 171 \text{ al quintale.}$$

L'importo dei materiali componenti il detto quintale si deduce dal valore degli elementi sopra considerati, e cioè:

Rame . . .	kg. 12,7	a L. 2,50	. . .	L. 31,75
Bronzo . . .	» 2,5	a » 2,50	. . .	» 6,25
Ghisa . . .	» 9,8	a » 0,30	. . .	» 2,94
Acciaio . . .	» 23,6	a » 0,60	. . .	» 14,16
Ferro . . .	» 50,0	a » 0,40	. . .	» 20,00
Diversi . . .	» 1,4	a » 4,00	. . .	» 5,60
	kg. 100,0			L. 80,70

Cosicchè il costo  $c$  di lavorazione riescirà:

$$c = 171 - 80,70 = 90,30$$

e in cifra tonda L. 90 al quintale.

Quindi per la locomotiva si avrà:

$$r = \frac{5,65}{90} = 0,0627$$

un po' minore del valore minimo sopra determinato, per cui col dazio di L. 14 la locomotiva di costruzione nazionale non solo non è protetta ma non raggiunge nemmeno la invocata parità di trattamento colla locomotiva di costruzione estera.

La scelta del tipo dovrebbe così cadere su altra macchina per la quale il valore di  $r$  fosse non inferiore a 0,064; e senza estendere il campo di ricerca fra i dazi dell'attuale tariffa, è ovvio che assumendo  $r = 0,08$  non si potrà dire che si abbia scopo di protezionismo, riuscendo ben limitata la difesa della lavorazione in paese con solo l'1,60 0/0.

In base a questo valore di  $r$  ed agli elementi che abbiamo potuto raccogliere, daremo qui alcuni esempi i quali serviranno a dimostrare la applicabilità del principio di perequazione.

#### Locomotive senza tender.

Le officine nazionali hanno dimostrato di saper costruire e bene la locomotiva, è quindi doveroso di porla in grado di concorrere efficacemente colla estera.

Si è trovato che  $\Sigma d = 8,35$  e  $c = 90$ ; per l'assunto valore di  $r = 0,08$ , il dazio che dovrebbe avere la locomotiva risulterebbe:

$$T = 8,35 + 0,08 \times 90 = 15,55.$$

Se si osserva che la tariffa minima francese ha per le locomotive a binario ordinario un dazio di L. 15, e per quelle a binario ridotto di L. 18, si vede che il dazio risultante dalla perequazione e fissabile in L. 15,50 è pienamente giustificato.

#### Macchine utensili per la lavorazione del legno e dei metalli.

La costruzione di queste macchine è grandemente sviluppata in Italia ed essenzialmente in Torino.

L'unica categoria stabilita nella attuale tariffa doganale deve essere suddivisa almeno in tre secondo il peso delle macchine, e si propongono le tre classi:

Macchine fino a	1000 kg.
» da 1000 a 4000	»
» di oltre 4000	»

Per applicare in ognuna di esse il principio proposto, basta scomporre il peso di 100 kg. nei suoi elementi per determinare la somma  $\Sigma d$  dei dazi parziali. Si avrà:

Macchine fino a 1000 kg.:

Ferro e acciaio	kg. 10; dazio	L. 0,06	L. 0,60
Masselli . . . »	5 » »	0,0275	» 0,14
Ghisa . . . »	80 » »	0,05	» 4 —
Bronzo . . . »	5 » »	0,18	» 0,90
	kg. 100		$\Sigma d = 5,64$

Il costo medio di lavorazione  $c$  per questa classe essendo di L. 160 ogni 100 kg. si avrà:

$$T = 5,64 + 0,08 \times 160 = 18,44.$$

Macchine da 1000 a 4000 kg.:

Ferro e acciaio	kg. 8; dazio	L. 0,06	L. 0,48
Masselli . . . »	4 » »	0,0275	» 0,11
Ghisa . . . »	85 » »	0,05	» 4,25
Bronzo . . . »	3 » »	0,18	» 0,54
	kg. 100		$\Sigma d = 5,38$

per questa classe  $c = 115$  onde:

$$T = 5,38 + 0,08 \times 115 = 14,58.$$

Macchine di oltre 4000 kg.:

Ferro e acciaio	kg. 5; dazio	L. 0,06	L. 0,30
Masselli . . . »	3 » »	0,0275	» 0,08
Ghisa . . . »	90 » »	0,05	» 4,50
Bronzo . . . »	2 » »	0,18	» 0,36
	kg. 100		$\Sigma d = 5,24$

per questa classe essendo  $c = 50$ , si ha:

$$T = 5,24 + 0,08 \times 50 = 9,24.$$

I dazi per le tre classi di macchine si possono quindi così stabilire:

Per macchine fino a kg. 1000	L. 18,50 al quintale
» da 1000 a 4000 kg.	» 14,50 »
» di oltre 4000	» » 9,00 »

La tariffa minima francese ha per le macchine utensili i seguenti dazi:

Piccole e di precisione di peso minore ai kg. 250	L. 50
Mezzane da 250 a 1000 kg.	» 16
Grandi di oltre 1000 kg.	» 10.

Possono quindi essere accolti i dazi sopra determinati sebbene non vi sia quello specificamente riferentesi alle macchine utensili piccole e di precisione. Per queste macchine di peso inferiore ai 250 kg. la tariffa dovrebbe essere quella delle macchine di precisione (Voce 245, b) di L. 30 al quintale.

#### Macchine termiche.

Anche la costruzione delle macchine termiche a vapore, a gas od a petrolio, ha preso in Italia un grande sviluppo. Per le macchine fisse è pure necessaria la suddivisione della categoria in 2 classi a seconda del peso: macchine fino a 1000 kg., e macchine di oltre 1000 kg.

La somma  $\Sigma d$  dei dazi parziali è mediamente data da:

Ghisa in getti	kg. 72 a L. 0,05 . . .	L. 3,60
Ferro e acciaio	» 21 a » 0,07 . . .	» 1,47
Bronzo . . . . .	» 4 a » 0,18 . . .	» 0,72
Diversi . . . . .	» 3 a » 0,30 . . .	» 0,90
	kg. 100	$\Sigma d = 6,69.$

Per le macchine di peso inferiore ai 1000 kg. il costo  $c$  di lavorazione può ritenersi di L. 130.

Per quelle di peso superiore L. 90, applicando questi valori nella formola proposta si trova che il dazio dovrebbe essere:

Per macchine a vapore fisse, senza caldaia; pompe a vapore; macchine termiche a gas, petrolio, ad aria calda o compressa, che pesano meno di kg. 1000 . . . . . L. 17

Che pesano più di 1000 kg. . . . . » 14.

Per le macchine a vapore semifisse e le locomobili, con caldaia annessa, il dazio risulterebbe di . . . . . L. 14.

La tariffa minima francese contempla i seguenti dazi:

Macchine a vapore fisse, ecc., che pesano meno di 250 kg. . . . . L. 20

Che pesano più di 250 kg. . . . . » 12

Macchine semifisse e locomobili . . . . . » 13.

Le proposte risultanti dalla applicazione del principio informatore della perequazione sono quindi accettabili.

#### Pompe da incendio a mano.

Le pompe da incendio a mano che contengono almeno il 40% di rame ed ottone, dovrebbero formare una voce separata dalla voce generica: Macchine idrauliche, poichè per esse la perequazione porterebbe ad un dazio ben superiore alle L. 10 di cui questa voce è gravata.

Infatti per queste pompe la somma  $\Sigma d$  dei dazi parziali è data da:

Ferro . . . . . kg.	40 a L. 0,135 . . .	L. 5,40
Ghisa . . . . . »	10 a » 0,05 . . .	» 0,50
Rame . . . . . »	12 a » 0,14 . . .	» 1,68
Ottone . . . . . »	38 a » 0,18 . . .	» 6,84
	kg. 100	$\Sigma d = 14,42.$

Il costo  $c$  di lavorazione sale a L. 60, onde:

$$T = 14,42 + 0,08 \times 60 = 19,20.$$

Per queste pompe la tariffa dovrebbe essere portata a L. 19 il quintale.

#### Macchine frigorifere azionate da macchine motrici.

La costruzione di queste macchine va estendendosi in Italia: esse dovrebbero essere tolte dalla categoria delle macchine non nominate e portate in quella delle macchine termiche fisse, sopra considerata, colle quali hanno molta affinità e pari costo di lavorazione con pressochè eguale somma di dazi parziali.

La tariffa francese segna per queste macchine i seguenti dazi:

Per macchine di peso inferiore ai 250 kg.	L. 25
» » superiore » » »	» 14

e da ciò si vede la equità della proposta fatta.

#### Macchine dinamo-elettriche.

È innegabile il rilevante sviluppo che presenta attualmente la costruzione di simili macchine; ragguardevoli capitali furono in essa investiti ed una lodevole concorrenza si tende di fare all'estero.

In questa categoria le macchine dovrebbero essere divise in tre classi:

di peso fino a kg. 1000
» da 1000 a 4000
» oltre i 4000 kg.

Per la 1<sup>a</sup> classe la somma dei dazi parziali può ritenersi data da:

Ferro in verghe . kg.	3 — a L. 0,06 . L.	0,18
Lamiere . . . . . »	5 — a » 0,12 . »	0,60
Ferro fucinato . . »	40 — a » 0,12 . »	4,80
» 2 <sup>a</sup> lavoraz. <sup>o</sup> . . »	0,40 a » 0,13 . »	0,05
Ghisa . . . . . »	35 — a » 0,05 . »	1,75
Rame . . . . . »	1,60 a » 0,14 . »	0,23
Fili . . . . . »	10,50 a » 0,60 . »	6,30
Bronzo . . . . . »	4,50 a » 0,18 . »	0,82

kg. 100 —  $\Sigma d = 14,73.$

Il costo *c* di lavorazione risulta di L. 230, per cui:

$$T = 14,73 + 0,08 \times 230 = 33,13.$$

Per la 2<sup>a</sup> classe si trova:

$$\geq d = 13,45 \text{ e } c = 200$$

onde:

$$T = 13,45 + 0,08 \times 200 = 29,45.$$

Per la 3<sup>a</sup>:  $\geq d = 9,60, c = 130$

$$T = 9,60 + 0,08 \times 130 = 20,00.$$

Quindi il dazio per le tre classi può essere così assegnato:

Macchine fino a kg. 1000 . . . . .	L. 33
» da 1000 a 4000 . . . . .	» 29
» oltre 4000 kg. . . . .	» 20.

La tariffa francese dà:

Macchine da 10 a 50 kg. . . . .	L. 80
» da 50 a 1000 » . . . . .	» 30
» da 1000 a 2000 » . . . . .	» 20
» da 2000 a 5000 »	} con più del 50 % di ghisa » 18
» da 5000 in più »	} con più del 50 % di ghisa » 12

Sono quindi accettabili i dazi proposti.

**Strumenti per le misure elettriche.**

Questi strumenti come Amperometri, Voltometri, Wattometri, ecc., dei quali la costruzione va estendendosi in Italia, sono tassati in modo assolutamente deficiente nella categoria degli strumenti di precisione (Voce 245, a, 1) con L. 30 al quintale di tariffa convenzionale.

Per essi la somma dei dazi parziali  $\geq d$  ammonta mediamente a L. 36; il costo di lavorazione *c* a L. 1300; onde:

$$T = 36 + 0,08 \times 1300 = 140.$$

Così il dazio del quale dovrebbero essere gravati, potrebbe essere fissato a L. 140 il quintale.

Se vuolsi equamente curare lo sviluppo di questa importante industria, che dimostra di saper dare ottimi risultati, è necessario formare una voce a parte di questi strumenti col dazio indicato.

**Lime e Raspe.**

La produzione di questi utensili è grandemente estesa in Italia e potrebbe formare oggetto di una vantaggiosa esportazione.

In media si può ritenere che il dazio dell'acciaio (materia prima) sia di L. 7,50; il costo *c* di lavorazione varia secondo la lunghezza della lima o raspa.

Per lime di lunghezza minore di 15 cm. si può ammettere *c* = 450.

Per quelle da 15 a 30 cm. *c* = 180

» oltre 30 cm. *c* = 90;

onde per ognuna di queste lunghezze la tariffa perequata risulterebbe:

$$T = 7,50 + 0,08 \times 450 = 43,50$$

$$T = 7,50 + 0,08 \times 180 = 21,90$$

$$T = 7,50 + 0,08 \times 90 = 14,70.$$

Quindi la tariffa dovrebbe essere:

Per lime e raspe di lunghezza minore di 15 cm. L. 43,50

» » » da 15 a 30 cm. » 22,00

» » » oltre 30 cm. » 15,00

La tariffa minima francese è di L. 22 in media; è quindi equamente accettabile quella che ora si propone.

**Macchine per lavare la biancheria.**

Questa categoria di macchine dovrebbe essere tolta da quella generica delle *non nominate* costituendo una produzione per sé stessa importante.

La somma  $\geq d$  dei dazi parziali risulta:

Ferro . . . . kg. 20 a L. 0,06 . . . . L. 1,20

Ghisa . . . . » 50 a » 0,05 . . . . » 2,50

Rame . . . . » 30 a » 0,14 . . . . » 4,20

kg. 100  $\geq d = 7,90.$

Il costo *c* di lavorazione riuscendo di L. 80, il dazio dovrebbe essere:

$$T = 7,90 + 0,08 \times 80 = 14,30$$

cioè di L. 14 il quintale.

**Apparecchi per sterilizzare.**

Questi apparecchi dovrebbero formare una voce a sé indipendente dalla 242: *Apparecchi per riscaldare, raffinare, ecc.*, gravata di L. 18 al quint. Per essi la somma dei dazi parziali mediamente risulta:

Ferro kg. 25 a L. 0,12 L. 3,00

» » 18 » 0,135 » 2,43

Rame » 57 » 0,14 » 7,98

kg. 100  $\geq d = 13,41$

Il costo *c* di lavorazione riesce di L. 90, onde:

$$T = 13,41 + 0,08 \times 90 = 20,60$$

e lo si dovrebbe fissare in L. 20,50.

**Viti di ferro e ottone piccole.**

Per le viti di ferro si può ritenere in media il dazio della materia prima in L. 8 dato dalla media della Voce 213 a 2, 3. Il costo *c* raggiunge le L. 160, quindi:

$$T = 8 + 0,08 \times 160 = 20,8.$$

Per le viti d'ottone il dazio parziale è di L. 20, il costo *c* di lavorazione L. 200, quindi:

$$T = 20 + 0,08 \times 200 = 36.$$

Così per tali viti si dovrebbe fissare il dazio:

di L. 21 per quelle di ferro e

di » 36 » di ottone.

Riepilogando i risultati sopra ottenuti e paragonandoli coi dazi dell'attuale tariffa doganale, si può formare la seguente tabella:

	Dazio		
	attuale	perequato	
	al quint.	al quint.	
	L.	L.	
<i>Locomotive senza tender</i> . . . . .	14	15,50	
<i>Macchine utensili</i> di peso fino a 250 kg.	14,50	30	
per la lavorazione } » da 250 a 1000 »	9	18,50	
del legno e dei } » da 1000 a 4000 »	9	14,50	
metalli } » oltre i 4000 »	9	9	
<i>Macchine a vapore</i>			
<i>fisse senza caldaia;</i> di peso fino a 1000 kg.	12	17	
pompe a vap.; motori a gas, petrolio, aria calda e compr. } » oltre i 1000 »	12	14	
<i>Macchine a vapore semifisse</i> con caldaia e locomobili . . . . .	12	14	
<i>Pompe da incendio a mano</i> . . . . .	10	19	
<i>Macchine frigorifere</i> azionate da motori . . . . .	10	10	
<i>Macchine</i> ( di peso fino a 1000 kg.	25	33	
<i>dinamo-elettriche</i> } » da 1000 a 4000 »	16	29	
	» oltre i 4000 »	16	20
<i>Strumenti per le misure elettriche</i> . . . . .	30	140	
	( di lungh. min. di 15 cm.	20	43
<i>Lime e raspe</i> } » da 15 a 30 »	15	22	
	» oltre i 30 »	13	15
<i>Macchine per lavare la biancheria</i> . . . . .	10	14	
<i>Apparecchi da sterilizzare</i> . . . . .	18	20,50	
<i>Viti piccole di ferro</i> . . . . .	17,25	21	
» » di ottone . . . . .	30	36	

Coi pochi esempi che qui si sono riportati, risulta chiaramente dimostrata la necessità di perequare l'attuale tariffa doganale sia per sentimento di equità, che per l'importanza che nel movimento economico della Nazione ha lo sviluppo della industria meccanica.

Se per circostanze indipendenti dallo scrivente, non fu a lui permesso di maggiormente estendere le proposte di perequazione, egli spera però che la Commissione amministrativa permanente per il regime economico doganale, vorrà tenere nel voluto conto le proposte sopra espresse ed i concetti che hanno guidato a determinare tali varianti, onde procedere col medesimo criterio in tutte le diverse categorie di macchine, per coordinare adeguatamente ed in modo razionale la tariffa stessa alle condizioni attuali della nostra industria meccanica.

*Per la Commissione*  
*Il Relatore: Ing. CARLO GIOVARA.*

## NECROLOGIA

Il prof. Matteo Fiorini (1)

Nel giorno 14 dello scorso gennaio, alle ore 15, cessava di vivere a Bologna il prof. MATTEO FIORINI, insegnante di Geodesia teoretica in quella Università e socio corrispondente della R. Accademia delle Scienze di Torino fin dall'anno 1897.

Il Fiorini, nato a Felizzano, in Provincia di Alessandria, nell'agosto del 1827, studiò matematiche nella Università di Torino e nel luglio 1848 vi ottenne la laurea d'ingegnere idraulico. Nel 1855, per concorso, fu nominato dottore aggregato nella Facoltà di Scienze. Per qualche anno insegnò privatamente le matematiche, quindi nel 1858 fu ammesso nell'Amministrazione del catasto delle antiche provincie, fino a che, nel 1860, fu nominato Professore di Geodesia teoretica nella Università di Bologna.

Il professore Fiorini si è occupato quasi esclusivamente di quella parte della Geodesia che ha più attinenza colla Geografia, vale a dire della rappresentazione della terra su di un piano ossia della costruzione delle carte geografiche. Fin dal 1881 pubblicò un volume avente per titolo: *Le proiezioni delle carte geografiche*, nel quale sono esposte con chiarezza e rigore quasi tutte le proiezioni tanto antiche quanto moderne.

La parte storica relativa ai cartografi ed ai navigatori del quattrocento e del cinquecento fu sempre da lui studiata con amorosa cura. Frutto di tali ricerche sono parecchie Memorie pubblicate ed in ultimo l'interessantissimo volume intitolato: *Sfere terrestri e celesti di autore italiano, oppure fatte o conservate in Italia*, nel quale è messo in luce il valore dei cosmografi, dei cartografi e degli artisti italiani nella fabbrica dei Globi celesti e terrestri.

Il professore Fiorini era persona carissima a quanti lo conoscevano per la sua affabilità e cortesia. Presso gli studenti aveva la fama di severo, però la sua severità era sempre accompagnata da giustizia, sicchè era da essi grandemente stimato.

Del natio Piemonte conservò la forza e la tenacia dei propositi fino agli ultimi istanti della sua vita; volle che i funerali fossero semplici: non fiori, non discorsi, non banda musicale!

L'Università di Bologna ha perduto un eccellente Professore, la nostra Accademia uno dei membri più dotti. Mandiamo un mesto saluto alla sua memoria e le nostre sincere e sentite condoglianze alla vedova, Nobil Donna Annetta Bosco di Ruffino che gli fu compagna esemplare, ed ai figli Andrea ed Ugo di cui fu padre affettuosissimo.

N. JADANZA.

(1) Dagli *Atti dell'Accademia delle Scienze di Torino*, volume XXXVI.

## BIBLIOGRAFIA

E. CHIAVES e G. PASTORE. — *Progetto di condotta di acqua potabile per la città di Torino dal Piano della Mussa sopra Balme. — Tronco dal Piano della Mussa a Cafasse.* — Relazione — Torino, Eredi Botta, 1900.

Non crediamo di dovere ricordare, che la Giunta municipale di Torino nella seduta del 28 giugno 1899, udita la Relazione del Sindaco sulle conclusioni alle quali era venuta la Commissione consultiva per lo studio e la risoluzione del problema di garantire alla città di Torino una nuova condotta di acqua di sorgente, salubre, sufficiente,

costante come quantità e non inquinabile, incaricava il Sindaco stesso di fare gli studi per una proposta concreta, conforme alle conclusioni a cui era pervenuta la Commissione medesima; e che nella seduta successiva 17 luglio 1899, decideva di intraprendere senz'altro per proprio conto gli studi necessari, incaricandone l'ing. Giuseppe Bolzon, cui si associavano a collaboratori gli ingegneri E. Chiaves e G. Pastore, ai quali, per la sopravvenuta dolorosa perdita del Bolzon, veniva poi confermato il mandato già conferito al compianto ing. Bolzon.

Era naturale che la Giunta municipale non abbandonasse così facilmente l'idea di utilizzare le sorgenti del Piano della Mussa, poichè la maggior parte di esse è proprietà del Comune di Torino, e la bontà dell'acqua era stata riconosciuta ottima sotto ogni rapporto. Poco prima anche la Società Anonima per la condotta di acque potabili in Torino, aveva intrapreso lo studio di un acquedotto per tradurre le stesse acque a Torino, e lo scrivente fu incaricato da Essa di studiare la convenienza o meno di costruirvi un lago artificiale.

Gli ing. Chiaves e Pastore insieme coll'ing. Bolzon, prima della sua sventurata perdita, dagli studi e scandagli intrapresi rilevarono subito alcune gravi questioni di indole pregiudiziale, che consigliavano l'abbandono senz'altro della costruzione di un vasto lago artificiale, e richiamarono l'attenzione dell'Amministrazione Comunale su tale circostanza.

I risultati a cui essi erano pervenuti sono identici a quelli da me in precedenza esposti e largamente discussi nella mia Relazione in data 7 novembre 1899 pubblicata per cura della Società per la condotta di acque potabili, e cioè: — Colla trasformazione del Piano della Mussa in un gran lago artificiale si sarebbero recise le vene sotterranee affluenti alle attuali sorgenti, onde la materiale impossibilità di tenere separate le acque di queste da quelle del serbatoio. — Le acque affluenti al Piano della Mussa provenendo dalla fusione dei ghiacciai riescono molto torbide, perciò non si sarebbe risolto il problema di tradurre a Torino acqua in condizioni di perfetta limpidezza. — La roccia non s'incontra neanche a m. 35 di profondità, per cui la costruzione della diga riuscirebbe veramente eccezionale e così pure le difficoltà di fondazione; per la qual cosa le considerazioni esposte, sembrarono ai riferenti tali, da fare senz'altro abbandonare l'idea di costruire un vasto lago artificiale. Invece credevano degno di sottoporre allo studio la proposta da me fatta nella citata Relazione ed accennata anche dal prof. Sacco in precedenza « di valersi dell'ampio deposito alluvionale che forma il sottosuolo del Piano della Mussa, come di un serbatoio regolatore naturale entro cui si tenga in serbo l'eccedenza delle acque alimentatrici delle sorgenti nel periodo estivo, per spillarla nella stagione invernale ».

L'Amministrazione Comunale in seguito a tale esposizione, invitava i signori ing. Chiaves e Pastore a continuare con sollecitudine i rilievi, a compilare il progetto dell'acquedotto dal Piano della Mussa, e ad eseguire contemporaneamente gli studi per usufruire le acque del sottosuolo dello stesso Piano, com'era stato da noi proposto. E anche prima di condurre tutti gli studi a compimento, chiedeva al più presto quelli relativi al tronco svolgentesi nella regione alpina.

Per esaurire questa prima parte del mandato ricevuto, gli ingegneri Chiaves e Pastore presentarono il 10 novembre ultimo al Municipio di Torino una elaborata Relazione spiegativa con 15 allegati comprendenti i disegni e i computi relativi al tronco dal Piano della Mussa, dove ha origine l'acquedotto, a Cafasse, ossia allo sbocco nella pianura.

Gli A. del progetto premettono anzitutto i criteri direttivi suggeriti dalla Commissione consultiva municipale ai quali s'ispirarono, dando ragione del modo come furono condotte le esplorazioni ed eseguiti i rilievi per soddisfare al mandato ricevuto, specie per trar partito del grande dislivello esistente fra l'origine dell'acquedotto e il suo sbocco nella pianura creando dei salti lungo il percorso e producendo così un'ingente forza motrice.

I rilievi sul terreno vennero eseguiti col metodo della celerimensura e si mantennero sul versante sinistro giudicato preferibile al destro come sede dell'opera da costruirsi. All'estremità presso Lanzo si passa sulla destra per la convenienza di adottare da questo punto a Torino la linea più diretta, che è in gran parte rappresentata dalla comunale Fiano-Venaria.

Si pensò subito a stabilire come capi saldi le località adatte per la formazione dei salti motori, in modo che il dislivello totale disponibile fosse concentrato in salti della massima potenzialità e nel minor numero possibile; questi sono: due fra Balme-Mondrone nel Pian Soletti (Ala) e presso l'abitato del capoluogo di Ceres a notte dello stesso; un terzo in territorio di Germagnano sopra l'abitato. In questi tre punti l'acquedotto attraversa la Stura; nell'intervallo fra i medesimi il progetto presenta la minima perdita di caduta.

Le esplorazioni del sottosuolo del Piano della Mussa vennero eseguite mediante pozzi tubolari di ferro del diametro interno di otto centimetri. L'esame litologico della zona, quasi tutta rocciosa, percorsa dal tracciato fu accuratamente condotto per prevenire e provvedere a tutte le difficoltà che un terreno di natura così difficile deve necessariamente offrire. In queste due parti degli studi gli Autori ebbero il potente concorso del chiarissimo geologo prof. Sacco.

Finalmente le indagini e gli studi relativi ai prezzi elementari del lavoro e dei trasporti costituirono pure un campo nel quale gli A. ebbero a lavorare con grande assiduità e diligenza per arrivare ad una stima dei lavori attendibile.

Dopo questi cenni gli A. riportano dalla *Relazione geologica sui progetti di derivazione d'acqua potabile per la Città di Torino* in data 14 aprile 1898 del prof. Sacco, le pagine relative alle sorgenti del Piano della Mussa, dei Cornetti e del rio Saulera con le conclusioni del medesimo autore: indi il risultato delle misure idrometriche delle sorgenti, eseguite dall'Ufficio tecnico municipale per stabilire la portata delle acque disponibili. Chiude il paragrafo una breve notizia sulla proprietà delle sorgenti, scaturienti in tre fondi, due nel Piano della Mussa ed un terzo al Piano di Saulera, appartenenti al Municipio di Torino.

Le sorgenti che gli A. del progetto intendono di utilizzare sono i due gruppi del Piano della Mussa (sorgenti superiori ed inferiori) e quelle del rio Saulera; escludono invece le altre presso il chalet Sigismondi, Battaglia e dei Cornetti per il minimo tributo che se ne potrebbe avere nelle magre.

Ora queste sorgenti non forniscono i 400 litri al " per tutta l'annata, e non potendosi ricorrere, come già si disse, alla costruzione di un lago artificiale nel Piano della Mussa, come era stato proposto dagli ing. Bruno, Biondi e Petrozzani, nè più a valle come suggeriva il prof. Sacco, non rimaneva altro modo che quello da noi consigliato di valersi del Piano della Mussa come di un serbatoio regolatore naturale, i cui ampi e profondi depositi alluvionali costituiscono un filtro naturale della massima efficacia.

Qui gli A. espongono gli studi da essi intrapresi per determinare la capacità di tale serbatoio naturale, e la quantità d'acqua che da esso può derivarsi, studi condotti con molta accuratezza e che ci sembrano ispirare tutta la fiducia necessaria, specie per essersi gli A. con molta saggezza, attenuti alle condizioni più sfavorevoli per evitare delle sorprese, facili in questo genere di ricerche, ed affinché i loro risultati possano considerarsi attendibili sotto ogni aspetto.

Raccogliendo il concetto dell'alimentazione multipla, con o senza separazione delle acque a seconda dei vari servizi cui possono essere destinate, osservano che in Torino, quando sarà fornita l'acqua in copiosa misura, il consumo giornaliero in inverno non oltrepasserà e forse neppure raggiungerà i due terzi di quello estivo. L'acquedotto in esame, nel tronco inferiore fra Lanzo e la città, verrebbe ad attraversare una regione nella quale s'incontrano acque sotterranee di buona qualità; questa circostanza permette di provvedere senza particolare difficoltà nè forte dispendio quella quantità d'acqua, che in qualche periodo dell'anno, all'acquedotto dell'alta valle della Stura, potrebbe mancare. Ma per ora ciò sarebbe inutile, trovandosi nel serbatoio naturale del Piano della Mussa, la quantità d'acqua necessaria.

Gli A. per fissare le idee circa l'entità delle deficienze ed eccedenze che si verificano nei vari periodi annuali, considerano tre ipotesi diverse:

1° Derivazione di litri 400 al " per tutto l'anno:

2° id. id. da maggio a novembre, e di soli 300

litri da dicembre ad aprile;

3° Derivazione di litri 400 al " da maggio a novembre, e di soli litri 250 al " da dicembre ad aprile,

e trovano che il totale annuo delle eccedenze delle sorgenti supera sempre quello delle deficienze; per cui tutta l'acqua disponibile sarebbe superiore alla richiesta per fornire alla condotta una portata costante di 400 litri al " come nella prima ipotesi; e analogamente « l'eccedenza disponibile nel periodo estivo-autunnale permette ampiamente la reintegrazione del volume d'acqua che venisse sottratto dal serbatoio regolatore naturalmente costituito nel sottosuolo del Piano della Mussa per supplire alle deficienze nel periodo invernale-primaverile ».

In secondo luogo, ammessa la possibilità di tenere in riserva nel serbatoio naturale durante la stagione delle abbondanze, una certa quantità d'acqua per spillarla nella stagione invernale-primaverile, con 3 milioni di mc. si assicurerebbe all'acquedotto una portata costante in tutto l'anno di litri 400 al "; e con poco più di un milione di mc. una portata di 250 litri al " nei cinque mesi di magra, che si potrebbe aumentare in seguito con acque provenienti dalle falde acquifere del conoide della Stura di Lanzo, come si è già esposto.

Ora la possibilità suddetta è appunto data dalle condizioni del sottosuolo del Piano della Mussa. Esso è costituito da una conca rocciosa riempita da un potente deposito alluviale e sbarrato a valle da una morena; in questo immenso deposito, del quale non si può raggiungere il fondo, sebbene alcuni dei pozzi venissero approfondati fino a profondità comprese fra i 60 e 80 metri, si raccoglie una zona acquifera, alimentata dalle acque di fusione dei ghiacciai e delle nevi, nonché da quelle pluviali che cadono sulle pendici delle montagne disposte in anfiteatro attorno al Piano della Mussa e che penetrano attraverso il grosso materiale accumulato al piede delle loro balze. In questo deposito alluvionale le acque si chiarificano meglio che in qualsiasi altro filtro.

Il Piano della Mussa ha una lunghezza di circa 2500 m., con larghezze variabili fra un minimo di 120 m. e un massimo di 500 m.; si può dividere in tre parti nel senso della lunghezza: l'*inferiore*, che dal punto, dove ha luogo lo sbarramento morenico alla altitudine di m. 1740, si estende fino a quella di m. 1745, ossia fino al restringimento brusco presso le sorgenti inferiori, per una lunghezza di 400 m. circa. La *mediana*, ossia da dove finisce la precedente alla confluenza del rio Collerin d'Arnas colla Stura, ha una lunghezza di un chilometro circa e una superficie di ettari 16,5 circa. Il dislivello delle sezioni estreme è di m. 20 e la pendenza media del 2‰. Finalmente la terza ed ultima parte, si estende verso occidente nel circo superiore del Piano della Mussa alla testata della valle, con pendenza variabile fra il 4,50 e il 5‰ e un'estensione di 20 ettari circa, la quale è difficile a ben circoscrivere, essendo costituita essenzialmente dal piede dei conici di deiezione, che dalle pendici montuose scendono a dare origine alla Stura.

Dalle esplorazioni fatte, e spinte, come si disse, alcune fino a 80 m. si riconobbe che il deposito è costituito da materiali fluvio-lacustri e franosi, molto svariati, « passanti dal limo e dalle sabbie grigiastre finissime alle grossolane, alle ghiaie ed ai ciottoli, e finalmente ai grossi massi, che formano un *talus* sotterraneo lungo gran parte del fianco sinistro del bacino », con grado di permeabilità assai vario.

Il livello piezometrico delle acque sotterranee è pressochè costante, non varia da strato a strato, donde si inferisce che esse formano una « zona unica, non divisa in distinti orizzonti acquiferi da impalcature impermeabili ». Tale livello è verso l'estremità della parte mediana quello stesso delle sorgenti superiori, va elevandosi a monte, meno rapidamente però del suolo e del pelo della Stura, il che dimostra che le acque freatiche o sotterranee hanno un corso affatto distinto ed indipendente da quello delle superficiali, ciò che era a prevedersi. Esse si trovano ivi raccolte, trattenute come in un vero serbatoio dalla formazione morenica a valle quasi impermeabile, che le costringe a sfiorare superficialmente (1).

Gli A. del progetto immaginano la massa del deposito alluviale divisa in due strati sovrapposti, mediante una superficie ideale che passa pel punto di affioramento delle sorgenti inferiori, e costituisce il livello della falda acqua corrispondente alla loro portata minima. Lo strato superiore funge già ora da serbatoio regolatore delle sorgenti: « invece la restante parte del deposito alluviale, ossia l'enorme massa tutta impregnata d'acqua, che sta al disotto di quella superficie ideale, non compie presentemente alcuna funzione regolatrice ». Si tratta quindi di metterla a contribuzione mediante una presa ad un livello inferiore all'attuale, moderabile a volontà: innanzi tutto gli A. hanno cercato di determinarne l'entità.

A tal uopo, e per evitare il pericolo di creare delle illusioni, si sono attenuti ai dati più sfavorevoli: considerano cioè due parti solo del Piano della Mussa, la mediana e la superiore od occidentale, trascurando affatto l'inferiore.

Non tengono conto delle pareti rocciose del Piano della Stura, che pur funzionano da serbatoio per la natura dei materiali detritici di cui sono costituite (2).

Essi ritengono che il bacino naturale abbia la sua massima profondità presso il centro del circo superiore e che la stretta in corrispondenza delle sorgenti rappresenti « non solo una strozzatura della valle, ma una vera *sella*, dovuta al massimo avvicinamento delle pareti ed alla minima depressione del fondo che in quella località si verificano ». La potenza del deposito alluvionale verso il centro suddetto fanno ascendere a non meno di m. 150; e così la quota del fondo roccioso del bacino dovrebbe trovarsi al disotto del piano orizzontale di quota m. 1630. Ma anche di questa maggiore profondità non ne tengono conto e limitano il fondo del bacino a 1680 metri. Fatte altre restrizioni, ed esposto il modo di calcolare la capacità del bacino, lo determinano in un volume di circa 18 milioni di metri cubi; e però « essendosi seguito in tutto i criteri più sfavorevoli alla grandezza del risultato, si può senza tema di errore asserire che il volume di quella parte più profonda del sottosuolo del Piano della Mussa, ora inerte, che si tratterebbe di mettere a contributo come nuovo serbatoio regolatore, supera notevolmente quello surriferito; e che portando la valutazione a 25 milioni di metri cubi si sarebbe, con ogni probabilità, più prossimi al vero ».

(1) Questo era per l'appunto il concetto nostro; nella Relazione del 7 novembre 1899, scrivevamo: « Dunque ciò che affiora e sfiora non è che la parte superficiale, l'eccesso: una riserva grandissima, naturale, deve trovarsi nel bacino; perchè dunque non si utilizza quella? Il serbatoio che si vorrebbe costruire, esiste già naturale, senza spesa, senza pericolo, senza possibilità d'inquinamento, anzi con un potente filtro che sottopone l'acqua a continua e costante depurazione... non manca che la presa d'acqua, si tratta di costruirla, in modo da spillare da esso la quantità d'acqua occorrente » (pag. 30).

(2) « Una parte — delle acque — ed è questa in minor quantità, proviene effettivamente attraverso i detriti che ammantano l'ossatura rocciosa della valle; come ebbi ad assicurarmi con indagini e scandagli in alcuni punti ». (*Relazione citata*, pag. 6).

Per trovare la quantità che può essere tenuta in riserva dentro questo volume di materiali alluvionali, gli A. hanno fatto delle accurate esperienze, dalle quali è risultato che queste alluvioni possono assorbire per circa un quarto del loro volume; e per cautela riducono tale coefficiente alla metà, ossia a un ottavo e anche un decimo, e così a seconda che si ammette il volume di 18 o di 25 milioni si avrà una riserva d'acqua variabile fra metri cubi 1 800 000 e 2 500 000. Dopo di avere immesso anche le acque delle sorgenti di Saulera, si viene ad aver una riserva, che anche nelle peggiori ipotesi è «più che sufficiente per assicurare durante i mesi di magra una portata da addursi a Torino di litri 250 al " e probabilmente basterà anche per una maggior derivazione, non esclusa la possibilità di raggiungere la portata costante di litri 400 al " in tutti i periodi dell'anno».

Dimostrata l'attitudine del sottosuolo del Piano della Mussa a compiere la funzione di serbatoio regolatore, gli A. del progetto passano a studiare i mezzi opportuni per usufruirne. Eliminano quello delle gallerie emungenti a conveniente livello dentro il sottosuolo della parte mediana del Piano, e propongono invece di usufruire del profondo canale naturale costituito dal potente ammasso di grossi detriti, che ricopre la roccia sul fianco sinistro, mettendolo in comunicazione, mediante apposita apertura, con una galleria di raccolta delle acque aperta a conveniente profondità entro la viva roccia, che vada a sboccare in un punto inferiore della vallata. La sua quota all'origine deve corrispondere alle maggiori depressioni del fondo roccioso del Piano della Mussa (provvisoriamente m. 1680). Con opportuni apparecchi se ne regolerà l'efflusso secondo il bisogno nelle varie stagioni dell'anno.

Le acque del bacino di Saulera vengono dagli A. prima raccolte entro una vasca poco sopra al piede della cascata attuale sul fianco destro della parte orientale del Piano, poi condottate in parte a pelo libero e in parte in condotta forzata, con sottopassaggio della Stura, nel canale naturale costituito dal materiale franoso che ammantava il fianco sinistro del bacino della Mussa. La lunghezza di questa diramazione è di m. 500 circa.

Dopo di ciò gli A. esaminano l'obiezione fatta della possibilità di gravi opposizioni da parte degli utenti inferiori della Stura contro la progettata derivazione, e concludono che se tale preoccupazione poteva in certo quale modo essere giustificata quando si avesse voluto costruire un lago artificiale e raccogliere tutte le acque dell'alto bacino della Stura, ora, che quelle non si toccano, ma solo le sorgenti di proprietà del Municipio, e le altre freatiche che non vanno ad impinguare la Stura, manca di ogni fondamento. Se mai si arrivasse a dimostrare che qualche emungimento lungo la Stura avesse luogo, col progettato acquedotto si potrebbe compensarlo con tutta facilità.

In ogni caso l'utilizzazione del serbatoio non darebbe mai origine a una menomazione della portata della Stura, a danno degli inferiori utenti «diversa e maggiore di quella che in ciascun istante si verificherebbe colla raccolta e canalizzazione pura e semplice delle acque sorgenti».

L'acquedotto ha origine, colla galleria di raccolta di cui si disse, alla quota di metri 1680 e termina nella pianura in territorio di Cafasse a monte della borgata Barra alla progressiva metrica 33 250 ed alla quota di m. 425. Il dislivello totale è quindi di m. 1255. Esso viene per m. 823,69 consumato in tre salti utilizzabili nelle località seguenti:

Al Pian Soletti (Ala) . . . . . metri	391,55
A Ceres . . . . . »	258,52
A Germagnano . . . . . »	173,62

il residuo del dislivello, m. 431,31, in piccola parte è rappresentato dalla pendenza necessaria pel movimento dell'acqua nella condotta e il rimanente in quattro salti fatti dentro pozzi presso l'origine con altezze variabili fra 26 e 40 metri, dove l'acquedotto trovasi internato entro un massiccio di roccia compatta e resistente non soggetta a degradarsi.

Per ora non si progetta che la possibilità di utilizzare i tre salti suddetti, non conoscendosi ancora il modo di impiego, perciò le rispettive differenze di livello vengono consumate con salti a gradinate.

In causa della lunghezza dell'acquedotto e della grandissima importanza del pubblico servizio a cui è destinato, onde evitare il pericolo di lunghe interruzioni, gli A. hanno adottato la condotta con due tubazioni, ciascuna capace dell'intera portata da addursi a Torino.

L'acquedotto in questo primo tronco è a pelo libero, coperto, ma con sezione praticabile, e senza sifoni anche nell'attraversamento dei valoni e corsi d'acqua.

Nel tronco successivo Cafasse-Torino si adotterà la condotta forzata per ottenere la pressione necessaria per la distribuzione in città.

La prima tratta di circa 2000 metri, ossia fino a Balme, è progettata in galleria senza rivestimento murario, permettendole la natura della roccia nella quale è praticata; l'area della sezione è di circa 4 mq. per contenere oltre il canale di condotta a sezione rettangolare, un passaggio laterale.

Il canale è rivestito di calcestruzzo cementizio sul fondo, e completamente isolato dal restante della galleria mediante copertura.

Per la parte inferiore da Balme in sotto nelle tratte non percorse entro galleria naturale l'acquedotto è interrato, i corsi d'acqua maggiori si attraversano con ponti-canali; i minori con passaggi subalvei.

Il tipo di sezione adottato consta di un cunicolo presentante una luce libera di m. 2,25 di larghezza per m. 1,90 di altezza, sul cui fondo sono adagiati, uno per ciascun fianco i due tubi di cemento, e fra essi corre il passaggio di servizio. I tubi hanno la forma ovoidale, colla parte più larga nel basso: larghezza m. 0,54; altezza m. 0,87.

La pendenza è uniforme del 2‰. Perciò alla portata di litri 200 al " per ciascun tubo, corrisponde una velocità di m. 1,19 circa ed un'altezza sul fondo di m. 0,42 circa; a 400 litri la velocità diventa di m. 1,17 e l'altezza di m. 0,77 sul fondo.

L'acquedotto è diviso in sezioni di lunghezza inferiore ai 4 chilometri, munito di sfioratori, scaricatori, pozzetti d'entrata e simili.

Per la costruzione murale si è progettata la muratura di pietrame e malta di calce idraulica, limitando l'uso dei mattoni ai punti dove non si può farne a meno.

Questo secondo tronco viene ad avere la lunghezza di m. 28 642,60. La lunghezza complessiva delle gallerie è di metri 14 276; pel rimanente, metri 18 974; l'acquedotto è quasi sempre in trincea. Le curve hanno per lo più il raggio di m. 50, in rari casi meno, e per eccezione metri 15.

L'edificio della vasca di regolazione si trova all'origine, ossia allo sbocco della galleria di raccolta lunga m. 1200 circa, ed è diviso in tre piani, di cui uno solo fuori terra. L'inferiore contiene la vasca d'arrivo dell'acqua e quella da cui si diparte l'acquedotto per Torino. Il piano di mezzo serve per la manovra delle paratoie, e il superiore contiene l'abitazione del custode.

Le disposizioni per gli impianti idraulici nei salti dove si vuole creare forza motrice, constano di una presa d'acqua, del canale derivatore, della condotta forzata in corrispondenza del salto, e dell'edificio dei motori; esse non sono comprese nel progetto in esame: le due ultime parti dipendendo dalle speciali esigenze dell'impiego a cui la forza motrice verrà destinata.

Supponendo costante la portata di 400 litri al " si ha nei salti sopra menzionati un totale di 3294 cavalli disponibile come lavoro teorico sviluppato dalla caduta e calcolato per un cavallo idraulico di 75 chilogrammi misurato sull'albero della turbina; e cioè

	Per una portata di 400 litri al "	250 al "
Al Pian Soletti . . . . . cav.	1566	979
A Ceres . . . . . »	1034	646
A Germagnano . . . . . »	694	434
Totale come sopra . . . . . cav.	3294	2059

Tenuto presente le rispettive distanze da Torino e la vicinanza di industrie già fornate presso Germagnano, in media il valore venale viene calcolato dagli A. per ogni cavallo idraulico misurato sull'albero delle turbine fra L. 500 e 600; e considerando che non si tratta di forza effettivamente data sui motori idraulici, perchè nel progetto non sono comprese le condotte forzate e le stazioni dei motori, il prezzo suddetto lo riducono a sole L. 300 e 400 per cavallo.

Per cui il valore commerciale delle forze motrici disponibili varia fra un massimo di

$$3294 \times 400 = 1\,317\,600 \text{ lire}$$

e un minimo di

$$2059 \times 300 = 617\,700 \text{ lire.}$$

Ora la spesa per la costruzione del tronco essendo di L. 7 750 000, si scorge che il valore della forza motrice è ben poca cosa in confronto, e quindi nasce giustamente il dubbio sulla bontà del risultato economico diretto di una tale operazione, quando si voglia subordinare il tracciato a speciali vincoli per la creazione dei salti utilizzabili.

La spesa complessiva suddetta si ripartisce come segue:

Espropriazioni . . . . . L.	470 000
Movimenti di materie . . . . . »	860 000
Gallerie e pozzi . . . . . »	2 270 000
Opere murarie ed in cemento pel corpo dell'acquedotto . . . . . »	2 500 000
Opere d'arte normali . . . . . »	810 000
» speciali . . . . . »	210 000
Vasche e pozzetti d'ispezione . . . . . »	140 000
Provvedimenti diversi . . . . . »	300 000
Spese di progetto, direzione e sorveglianza dei lavori . . . . . »	190 000
TOTALE	L. 7 750 000

Alla Relazione a stampa ora esaminata, sono annessi: la Planimetria del tronco dal Piano della Mussa a Cafasse nella scala di 1:75 000; il profilo longitudinale del medesimo tronco, e una elaborata Relazione del prof. F. Sacco dal titolo: *Osservazioni di geologia applicata riguardanti un progetto di derivazione e condotta di acqua potabile dal Piano della Mussa a Torino.*

Teramo.

G. CRUGNOLA.