ANNO XX. Torino, Luglio 1894 NUM. 7.

L'INGEGNERIA CIVILE

E

LE ARTI INDUSTRIALI

PERIODICO TECNICO MENSILE

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

IDRAULICA PRATICA

SULLA TEORIA DELLE POMPE CENTRIFUGHE

Continuazione

6. — I ragionamenti che precedono mostrano già quanto erroneo sia il considerare la forza centrifuga come causa del movimento dell'acqua in una pompa centrifuga. E se questa denominazione è ancora accettabile, lo è solo nel senso che essa esprime la direzione in cui avviene il movimento dell'acqua, cioè dal centro alla periferia; mentre è assolutamente assurda la denominazione di pompa *a forza centrifuga*, comunemente adoperata, e che tradisce un falso concetto sul meccanismo del funzionamento di questa classe di apparecchi. Tutti i metodi analitici, più o meno indiretti, coi quali si suole studiare il problema, hanno il difetto di non mettere in evidenza le vere condizioni dinamiche di questo funzionamento. Ci proponiamo perciò di studiare il problema per via geometrica, esaminando per così dire obbiettivamente il fenomeno della trasmissione di energia dalla ruota all'acqua che l'attraversa.

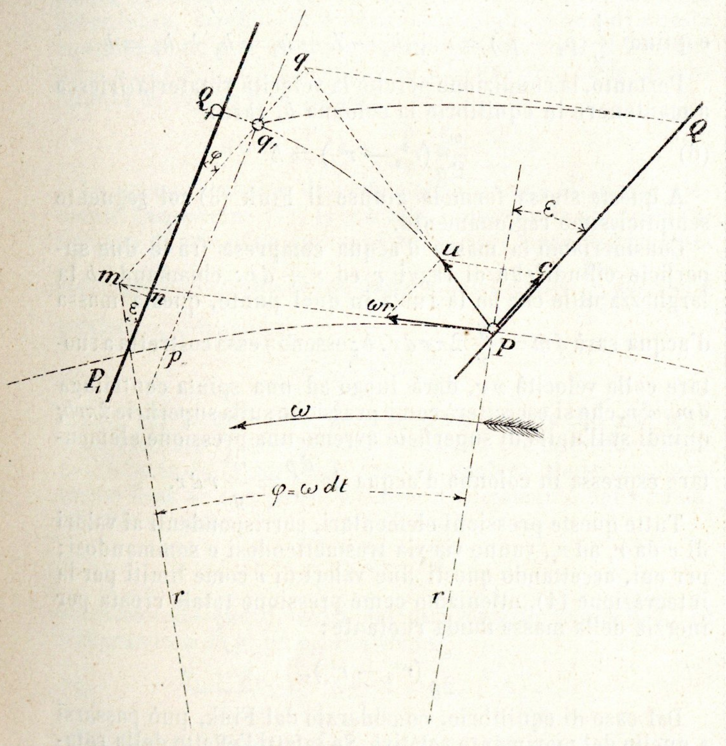


Fig. 50.

Sia P Q (fig. 50) l'elemento rettilineo della paletta nella sua posizione alla fine del tempo t, e in P si trovi l'elemento fluido animato dalla velocità assoluta u, risultante dalla velocità relativa c e di quella periferica ωr. Se questo elemento fosse libero di seguire per inerzia il moto acquisito, continuerebbe a muoversi secondo la retta Pu con velocità costante u, e dopo un tempuscolo dt arriverebbe al punto q, determinato dal parallelogramma costruito sui lati $PQ = c\,dt$, $Pm = \omega r\,dt$. Se però la particella mobile trova una resistenza lungo la paletta (quale sarebbe la contropressione e l'attrito), il moto componente secondo P Q non potrà essere più uniforme, ma sarà uniformemente ritardato, con un ritardamento che diremo ρ_s; il moto risultante diventerà allora curvilineo e vario, e la particella, per effetto della velocità iniziale u e delle resistenze da vincere, giungerà dopo il tempo dt alla posizione q_1 che si troverà ancora sulla mq, ma a distanza da m, data da:

$$m q_1 = c\,dt - \frac{1}{2}\rho_s\,dt^2.$$

Immaginiamo che la particella in questo suo movimento potesse *trascinar con sè* la paletta, facendola ruotare attorno ad O; è evidente che in questa ipotesi, dopo il tempo dt la paletta si troverebbe condotta nella posizione $p q_1$. Siccome invece la paletta si muove colla velocità angolare costante ω, essa deve giungere dopo il tempo dt alla posizione $P_1 Q_1$, esercitando una spinta sulla particella che tenderebbe a restarle indietro. Abbassando da q_1 la perpendicolare alla paletta, avremo in Q_1 la posizione a cui si troverà condotta la particella per effetto della sua velocità iniziale u e dell'azione modificatrice esercitata dalla paletta ruotante. La lunghezza $P_1 Q_1$ darà allora lo spazio percorso nel moto relativo lungo la paletta, e la distanza $q_1 Q_1$ indicherà l'elemento di spazio assoluto percorso per effetto dell'azione impulsiva della paletta, durante il tempo dt.

Abbassando da m la perpendicolare alla paletta, lo spazio relativo $P_1 Q_1$ si trova scomposto nelle due parti $Q_1 n$ ed $n P_1$; la prima di queste non è altro che la proiezione sulla paletta dello spazio $m q_1 = c\,dt - \frac{1}{2}\rho_s\,dt^2$, e varrà perciò:

$$Q_1 n = \left(c\,dt - \frac{1}{2}\rho_s\,dt^2\right)\cos\varphi;$$

ossia, sviluppando in serie il coseno, secondo la formola:

$$\cos\varphi = 1 - \frac{\varphi^2}{L^2} + \frac{\varphi^4}{L^4} - \ldots\ldots,$$

e notando che è $\varphi = \omega\,dt$, avremo:

$$Q_1 n = c\,dt - c\,dt\,\frac{\omega^2\,dt^2}{L^2} + \ldots\ldots - \frac{1}{2}\rho_s\,dt^2 +$$

$$+ \frac{1}{2}\rho_s\,dt^2\,\frac{\omega^2\,dt^2}{L^2} - \ldots\ldots$$

L'altra parte $n P_1$ non è altro che la proiezione sulla paletta dello spazio radiale centrifugo $P_1 m = \frac{1}{2}(\omega^2 r)\,dt^2$, e varrà quindi:

$$n P_1 = \frac{1}{2}\omega^2 r \cos\varepsilon\,dt^2.$$

Riunendo insieme le due parti, e trascurando gli infinitesimi di ordine superiore al secondo, per considerare il moto come uniformemente vario, rimarrà:

$$P_1 Q_1 = ds = c\,dt + \frac{1}{2}(\omega^2 r\cos\varepsilon - \rho_s)\,dt^2;$$

da cui si vede che il moto relativo lungo la paletta deve avvenire colla velocità iniziale c e coll'accelerazione:

$$\varphi_s = \omega^2 r\cos\varepsilon - \rho_s;$$

rimane così confermata, anche per questa via, l'esattezza del principio che conduce all'equazione (5), contrariamente alla obbiezione del Lindner.

Prendendo poi a considerare in modo analogo lo spazietto $q_1 Q_1$ percorso dalla particella per effetto dell'azione impulsiva della paletta, si giungerà al valore dell'accelerazione, ossia della reazione normale della paletta. Essendo evidentemente:

$$\overline{Q_1\,q_1} = \overline{m\,q_1}\ \mathrm{sen}\ \varphi - \overline{m\,n}$$

sarà:

$$\overline{Q_1\,q_1} = \left(c\,d\,t - \frac{1}{2}\,\rho_s\,d\,t^2\right)\left(\varphi - \frac{\varphi^3}{L^3} + \ldots\ldots\right) -$$

$$- \frac{1}{2}\,\omega^2\,r\,d\,t^2\ \mathrm{sen}\ \varepsilon\,;$$

introducendovi $\varphi = \omega\,d\,t$, e trascurando gli infinitesimi di ordine superiore al secondo rimane:

$$\overline{Q_1\,q_1} = \frac{1}{2}\,(2\,\omega\,c - \omega^2\,r\ \mathrm{sen}\ \varepsilon)\ d\,t^2,$$

da cui risulta che l'azione impulsiva delle palette è rappresentata da una accelerazione normale:

$$f = 2\,\omega\,c - \omega^2\,r\ \mathrm{sen}\ \varepsilon.$$

La via ora seguita giova anche a mettere in evidenza tutti i casi che possono presentarsi nel problema generale della paletta ruotante. Nella fig. 50 il punto q_1 veniva a trovarsi indietro rispetto alla posizione $P_1 Q_1$ della paletta, per cui questa doveva sospingere innanzi a sè la particella, accelerandone il movimento. E in questo caso, perchè il moto rotatorio della paletta non si trovi rallentato, bisogna che vi sia una forza esterna applicata, la cui energia verrà così a trovarsi trasmessa alla particella mobile. Trattasi dunque in questo caso di una paletta *attiva*, quale si presenterà nelle pompe centrifughe.

Potrebbe invece accadere, dipendentemente dall'inclinazione della paletta e dalla grandezza delle velocità c, $\omega\,r$, che il punto q_1 cadesse più in avanti della posizione $P_1 Q_1$ della paletta. Realizzandosi questo caso, sarà la particella che colla sua velocità acquisita tenderà a sospingere la paletta; e se, malgrado ciò, la paletta conserva invariato il suo moto uniforme di rotazione, occorre che vi sia una resistenza esterna alla ruota, che assorba continuamente l'energia che viene sottratta alla particella. In queste condizioni dovranno trovarsi le palette di una turbina centrifuga.

Potrà infine avvenire che il punto q_1 venga a capitare precisamente sulla $P_1 Q_1$; la paletta non farà allora che accompagnare nel suo moto la particella, senza trasmetterle nè sottrarle energia, e non potrà funzionare nè come pompa nè come turbina. E tuttavia, si noti bene, la particella avrà lungo la paletta un moto di scorrimento, a cui corrisponde una energia fittizia corrispondente alla così detta forza centrifuga.

I tre casi ora esaminati saranno evidentemente distinti dalla condizione di risultare positivo, negativo, ovvero nullo il valore di f; cioè:

$$2\,\omega\,c \gtreqless \omega^2\,r\ \mathrm{sen}\ \varepsilon.$$

Dando al problema tutta la possibile generalità, si può ancora considerare il caso che siano invertite le velocità c ed $\omega\,r$; e cioè che, all'opposto della fig. 50, il moto acquisito dalla particella sia diretto verso l'interno della ruota. Anche qui potranno presentarsi i tre casi precedenti: nel primo si avrebbe una paletta *attiva*, che costituirebbe una *pompa centripeta;* nel secondo una paletta *passiva*, che darebbe luogo ad una paletta pure centripeta; nel terzo si avrebbe ancora una paletta *neutrale*.

Posto così il problema nei suoi termini più generali, e trattato col metodo geometrico da noi seguìto, viene messa in evidenza la correlazione fra pompe e turbine. L'inversione di una pompa centrifuga dovrebbe costituire una turbina centripeta; e viceversa l'inversione di una turbina centrifuga dovrebbe dar luogo ad una *pompa centripeta*.

Questa correlazione fu notata più o meno esplicitamente da parecchi autori. Citeremo fra i più antichi il Wiebe (1), e fra più recenti il Ludewig (2). Ma è solo studiando obbiettivamente l'azione impulsiva delle palette, come noi abbiamo cercato di fare, che possono stabilirsi su di ciò idee chiare e precise, in guisa da togliere ogni apparenza di stranezza al fatto che il problema generale possa comprendere come caso particolare un apparecchio centripeto, funzionante come pompa. Un apparecchio di questo genere apparirà certo paradossale a chi è abituato a considerare la forza centrifuga come la causa motrice dell'acqua in queste pompe, mentre essa non è di fatto che una pura e semplice astrazione della nostra mente.

7. — In un solo caso la forza centrifuga diventa una forza reale e non fittizia, e cioè quando la pompa si trovi in condizioni statiche della colonna h. Supponiamo che, per effetto del movimento rotatorio impresso dalla ruota all'acqua che la riempie, si mantenga sollevata in equilibrio tutta la colonna h, indipendentemente dalla così detta valvola di piede. Se l'altezza di questa colonna è tale da non permettere alcun moto di allontanamento dal centro, ogni particella è costretta a muoversi di moto circolare entro la ruota, dando luogo per inerzia ad una vera forza radiale, capace di sostenere il peso della colonna d'acqua sovraincombente.

Mancando qui ogni moto relativo lungo le palette, per cui $\omega = 0$, non vi ha più luogo all'obiezione del Lindner, e deve accettarsi come espressione dell'energia della forza centrifuga, che in questo caso resta tutta allo stato potenziale, $\frac{\omega^2}{2}(r^2_2 - r^2_1)$. D'altra parte, nelle supposte condizioni di equilibrio, è facile determinare le pressioni $p_1 p_2$, che devono esistere in $m_1 n_1$ ed $m_2 n_2$, chiamando Z l'altezza d'acqua che misura la pressione atmosferica, h_1 l'altezza di aspirazione, h_2 l'altezza di spinta, si avrà: $\frac{1}{\gamma}\,p_1 = Z - h_1$, $\frac{1}{\gamma}\,p_2 = Z + h_2$, e quindi $\frac{1}{\gamma}(p_2 - p_1) = Z + h_2 - Z + h_1 = h_1 + h_2 = h$.

Pertanto, la condizione perchè la velocità rotatoria ω riesca a mantenere in equilibrio la colonna h, sarà:

$$\frac{\omega^2}{2\,g}(r^2_2 - r^2_1) = h. \tag{6}$$

A questa stessa formola giunse il Fink (3) col seguente semplicissimo ragionamento.

Consideriamo la massa d'acqua compresa fra le due superficie cilindriche di raggi r ed $r + d\,r$: chiamando b la larghezza utile che ha la ruota in quel punto, questa massa d'acqua sarà $d\,m = \frac{g}{\gamma}\,2\,\pi\,r\,d\,r.\,b$; essendo essa costretta a ruotare colla velocità $\omega\,r$, darà luogo ad una spinta centrifuga $d\,m.\,\omega^2 r$, che si eserciterà come pressione sulla superficie $2\pi r b$; quindi sull'unità di superficie avremo una pressione elementare espressa in colonna d'acqua da $\frac{d\,p}{\gamma} = \frac{\omega^2}{g}\,r\,d\,r$.

Tutte queste pressioni elementari, corrispondenti ai valori di r da r_1 ad r_2, vanno via via trasmettendosi e sommandosi; per cui, accettando questi due valori di r come limiti per la integrazione (4), otteniamo come pressione totale creata per inerzia della massa fluida ruotante:

$$\frac{\omega^2}{2\,g}\,(r^2_2 - r^2_1).$$

Dal caso di equilibrio, considerato dal Fink, può passarsi a quello del movimento relativo. Se infatti l'effetto della rotazione ω consiste nel creare una pressione centrifuga misurata in colonna d'acqua da $\frac{\omega^2}{2\,g}\,(r^2_2 - r^2_1)$, è chiaro che sarà

(1) *Zeitschrift für Bauwesen*, 1866 e 1867.
(2) *Allgemeine Theorie der Turbinen*. — Berlino, 1890.
(3) *Kolben-und Zentrifugalpumpen, ecc.* — Berlin, 1878.
(4) Facciamo qualche riserva intorno a questi limiti, specialmente per il limite inferiore; ma per ora li accetteremo, insieme a tutti gli autori, compresi anche il Lindner e l'Ancona.

lecito, per studiare il moto relativo, considerare la ruota in riposo, purchè al suo movimento si sostituisca questa pressione che gli equivale. Se allora si suppone la ruota libera da ogni contropressione, l'aumento di forza viva del moto relativo dovrà corrispondere alla velocità dovuta all'anzidetta pressione centrifuga, e quindi $\frac{c^2_2 - c^2_1}{2} = \frac{\omega^2}{2}(r^2_2 - r^2_1)$. Se invece il movimento non è libero per causa di una contropressione rappresentata da una altezza d'acqua $\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$, e vi ha inoltre un carico perduto k_r entro la ruota, il carico utile a produrre il moto relativo sarà:

$$\frac{\omega^2}{2g}(r^2_2 - r^2_1) - \frac{p_2 - p_1}{\gamma} - k_r,$$

e quindi l'aumento di forza viva del moto relativo sarà:

$$\frac{c^2_2 - c^2_1}{2} = \frac{\omega^2}{2}(r^2_2 - r^2_1) - \frac{g}{\gamma}(p_2 - p_1) - g\,k_r,$$

come già abbiamo ottenuto per altre vie.

Ci sembra oramai che questa equazione sia sufficientemente dimostrata, nè sappiamo quali obiezioni possano farsi ai diversi metodi che concordemente ne dimostrano l'esattezza.

8. — Passiamo ora ad esaminare le formule ed i processi usati dal Lindner.

Assumendo egli la forza centrifuga $\theta^2 r$ come accelerazione del moto radiale, l'equazione differenziale di questo sarebbe:

$$\theta^2 r = \frac{dw}{dt} + \frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial r}. \tag{7}$$

In questa equazione egli considera il θ costante, appoggiando questa condizione a considerazioni che fra poco analizzeremo. In secondo luogo, ritenendo che la pressione p in un punto qualunque della ruota non debba essere funzione soltanto di r, cioè uguale per tutti i punti posti ad ugual distanza dal centro, la derivata di p che trovasi nell'equazione precedente, sarebbe una derivata parziale, e quindi questa equazione non può essere integrata direttamente. Il Lindner pone $p = f(r, a, t)$, indicando con $a = vt$ l'arco della circonferenza di raggio r, e quindi:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial r}dr + \frac{\partial p}{\partial a}da + \frac{\partial p}{\partial t}dt.$$

La prima di queste derivate parziali viene eliminata mediante l'equazione (7); la seconda, indicante la supposta variazione di pressione in senso periferico, viene determinata considerandola come causa della accelerazione $\frac{dv}{dt}$ del moto periferico, ottenendo:

$$\frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial a} = -\frac{dv}{dt};$$

infine, per il terzo termine il Lindner osserva che esso sta a rappresentare la variazione di pressione che dovrebbe subire nell'istante dt la particella fluida, qualora stesse assolutamente fissa al suo posto, durante il movimento della ruota, ed ottiene così:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial a}\omega r.$$

Introducendo questi valori nel differenziale totale di p, ed integrandolo da r_1 ad r_2, si ottiene:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{\omega\theta}{2g}(r^2_2 - r^2_1) - \frac{w^2_2 - w^2_1}{2g}. \tag{8}$$

Da questa relazione fra le pressioni e le velocità radiali il Lindner passa poi all'equazione finale della pompa, combinandola colla seguente:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{u^2_2 - u^2_1}{2g} = \mathrm{H} = h + k + \frac{v^2}{2g},$$

la quale esprime che l'aumento di pressione subito dall'acqua attraversando la ruota, unitamente all'aumento di forza viva assoluta, deve uguagliare il lavoro di sollevamento; ed H esprime la prevalenza dinamica, cioè l'altezza statica di sollevamento h aumentata di tutte le perdite di carico e dell'altezza occorrente a mantenere la velocità di efflusso dell'acqua sollevata.

In tal modo l'equazione fondamentale della pompa risulterebbe:

$$\frac{(\omega + \theta)\theta}{2g}(r^2_2 - r^2_1) = \mathrm{H}. \tag{9}$$

Parecchie obiezioni possono farsi al processo col quale il Lindner giunge all'equazione (8). Senza entrare in una minuta analisi di esso, specialmente per quanto riguarda il concetto che p debba essere funzione di r, di a e di t, ci limitiamo a dimostrarne l'erroneità col mettere in chiaro la contraddizione esistente fra l'equazione (8) e la premessa fondamentale dell'autore. Prendiamo infatti a considerare il caso in cui l'acqua sia libera di effluire dalla ruota senza vincere alcuna contropressione; dovrà allora essere $\frac{\partial p}{\partial r} = 0$ e l'equazione (7) diventa integrabile, riducendosi a $\frac{dw}{dt} = \theta^2 r$, che è la semplice espressione del principio da cui parte il Lindner per la valutazione degli effetti della forza centrifuga. Si avrebbe dunque $w\,dw = \theta^2 r\,dr$, ed integrando da r_1 ad r_2:

$$\frac{w^2_2 - w^2_1}{2} = \frac{\theta^2}{2}(r^2_2 - r^2_1);$$

se invece supponiamo nulla la contropressione nella equazione (8), otteniamo:

$$\frac{w^2_2 - w^2_1}{2} = \frac{\omega\theta}{2}(r^2_2 - r^2_1).$$

risultati che non possono conciliarsi fra loro se non nel caso specialissimo delle palette radiali.

La vera relazione fra w_1 w_2 ω, nelle condizioni ora supposte, deve essere quella che si ricava dalla nostra equazione (4), introducendovi $c = \frac{w}{\cos\varepsilon}$, cioè:

$$\frac{w^2_2}{2\cos^2\varepsilon_2} - \frac{w^2_1}{2\cos^2\varepsilon_1} = \frac{\omega^2}{2}(r^2_2 - r^2_1).$$

9. — Nè più accettabili ci sembrano i metodi ed i risultati dell'ing. Ancona. Egli considera la pressione p come funzione di r e di a, ponendo $dp = \frac{\partial p}{\partial r}dr + \frac{\partial p}{\partial a}da$; e con considerazioni simili a quelle del Lindner, ottiene come accelerazioni radiale e periferica del moto assoluto:

$$\gamma_r = \frac{v^2}{r} - \frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial r}, \qquad \gamma_n = -\frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial a};$$

ma poi, invece di uguagliare queste espressioni rispettivamente a $\frac{d}{dt}$ e $\frac{dv}{dt}$, come sarebbe naturale, le uguaglia ai valori di γ_r e γ_n da lui ottenuti nelle relazioni cinematiche fra moto assoluto e relativo; ed abbiamo già mostrato come con ciò egli sia incorso in una vera confusione di simboli. I risultati cui egli giunge sono:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\gamma}{g}\left(\frac{v^2}{r} - \frac{dw}{dt} + \theta^2 r\right), \qquad -\frac{\partial p}{\partial a} = 2\frac{\gamma}{g}w\theta;$$

introducendoli nell'espressione di dp, integrando da r_1 ad r_2, indi eliminando il $p_2 - p_1$, come fa il Lindner, egli ottiene come equazione fondamentale della pompa:

$$\frac{\theta(\theta + 2\omega)}{2g}(r^2_2 - r^2_1) = \mathrm{H}. \tag{10}$$

Anche qui vi ha contraddizione fra i risultati e le premesse. Considerando infatti il caso del fluido libero da ogni contropressione, sarà nulla la derivata parziale $\frac{\partial p}{\partial r}$, e quindi dovrebbe pure annullarsi l'espressione:

$$\frac{v^2}{w} - \frac{dw}{dt} + \theta^2 r;$$

cioè dovrebbe essere $\frac{dw}{dt} = 2\theta^2 r$; mentre, secondo la premessa dello stesso ing. Ancona, dovrebbe risultare semplicemente $\frac{dw}{dt} = \theta^2 r$. Questa contraddizione dimostra l'erroneità dei metodi analitici da lui seguiti, che finiscono col rendere la sua formula (10) ancor meno accettabile di quella corrispondente del Lindner. La differenza fra queste formule fondamentali dei due autori si spiega facilmente, osservando che l'ing. Ancona, interpretando erroneamente il γ_r delle sue prime formule, viene in sostanza a tener conto due volte della forza fittizia del moto relativo.

D'altra parte conviene anche osservare che l'ing. Ancona, volendo trattare il problema col metodo degli assi ruotanti, per dedurre le relazioni fra gli elementi del moto assoluto e relativo, non avrebbe dovuto trascurare la circostanza che quest'ultimo moto non è libero, ma vincolato su una data traiettoria.

10. — Passiamo ora ad esaminare attentamente la condizione $\frac{v}{r} = \theta = \text{cost}$ che fin da principio viene stabilita dai due autori che esaminiamo.

Prescindiamo dal fatto che questa condizione toglie generalità alla teoria, per cui le formule ottenute non potrebbero rigorosamente applicarsi che in quei casi in cui fosse dimostrato il verificarsi della costanza di θ. Vediamo piuttosto se siano accettabili i ragionamenti coi quali il Lindner crede di dimostrare che questa condizione assicura il completo riempimento dei canali mobili. Questo della giusta proporzione da dare alle sezioni dei canali mobili, per raggiungere tale scopo, costituisce per noi un punto di capitale importanza nel buon funzionamento delle pompe centrifughe, e ci sembra che da nessun autore sia stato finora convenientemente studiato.

Il Lindner osserva che, chiamando b la larghezza interna della ruota in corrispondenza alla periferia di raggio r, da l'elemento di questa periferia, il volume elementare di una falda liquida sarà:

$$b\,.\,dr\,.\,da = b\,.\,w\,dt = b\,v\,w\,.\,dt^2;$$

quindi, trattandosi di fluido incompressibile (1), dovrà il movimento entro la ruota essere tale che il prodotto $b\,v\,w$ si mantenga costante. D'altra parte, detta Q la portata, se i canali mobili si vorranno completamente occupati dall'acqua, dovrà aversi (trascurando gli spessori delle palette) $Q = 2\pi r b w$ e quindi:

$$b\,v\,w = \frac{Q}{2\pi}\,\frac{v}{r}.$$

Da ciò la conseguenza che la costanza del prodotto $b\,v\,w$ non potrà mantenersi se non rimane pur costante il rapporto $\frac{v}{r} = \theta$. Dalle relazioni (1) si ha poi evidentemente:

$$\omega - \theta = w\,\frac{tg\,\varepsilon}{r} = \frac{Q}{2\pi r b}\,\frac{tg\,\varepsilon}{r} = \frac{Q}{2\pi b}\,\frac{tg\,\varepsilon}{r^2}$$

e quindi, secondo il Lindner, stabilito in ogni caso il modo di variare di b in funzione di r, potrà determinarsi la relazione che deve esistere fra $tg\,\varepsilon$ ed r per assicurare la condizione $\theta = \text{cost}$ e quindi il completo riempimento dei canali mobili.

Due sono i casi più frequenti, e che il Lindner considera, sul modo di variare di b; o la pompa è a pareti parallele, cioè b costante, ovvero essa è a pareti convergenti in guisa da rendere costante la velocità radiale w e quindi il prodotto $b\,r$ (profilo della camera a iperbole, non già a parabola, come dice l'ing. Ancona). Nel 1° caso la costanza di θ dovrebbe ottenersi imponendo alla forma delle palette la condizione $\frac{tg\,\varepsilon}{r^2} = \text{cost}$; nel 2° caso invece dovrebbe farsi $\frac{tg\,\varepsilon}{r} = \text{cost}$.

(1) Questa condizione comincia a limitare la teoria al caso delle pompe, rendendola inapplicabile al caso dei ventilatori.

Queste condizioni non definiscono completamente il profilo da dare alle palette, ma ne determinano il tipo, lasciando arbitrario un parametro, che potesse essere per esempio il valore di ε per il raggio interno r_1; e questo valore di ε si determinerebbe colla condizione dell'ingresso dell'acqua senza urto colle palette; ovvero il valore di ε per il raggio esterno r_2, che potrebbe determinarsi in vista di rendere piccola la perdita di forza viva allo sbocco dell'acqua dalla ruota nella chiocciola collettrice che la circonda.

11. — Notiamo anzitutto che le costruzioni usuali o soddisfano già esattamente alle condizioni ora dette, o poco se ne scostano; per cui i ragionamenti del Lindner non introducono alcuna novità praticamente importante sulla questione tanto dibattuta della forma più opportuna da dare alle palette. Come l'autore stesso osserva, nel caso oggidì più comune delle pareti convergenti secondo la legge $b\,r = \text{cost}$, la condizione che $tg\,\varepsilon$ sia proporzionale ad r conduce alla forma di spirali d'Archimede, che fu già consigliata non solo dal Fink, come egli dice, ma fino dai tempi del Combes, che colla sua teoria dei ventilatori ha preceduto anche l'Appold. Ma vi ha questo di notevole, che sotto l'aspetto del completo riempimento dei canali mobili, sarebbe ugualmente accettabile qualunque forma di paletta, più o meno incurvata, purchè secondo una spirale d'Archimede; e notisi bene che anche le palette radiali sono evidentemente comprese in questo tipo. Aggiungiamo anche che palette radiali ($tg\,\varepsilon = 0$) dovrebbero sempre assicurare il completo riempimento dei canali mobili, sia nel caso di pareti comunque convergenti, sia nel caso di pareti parallele, sia infine con pareti *comunque divergenti*.

La stranezza di quest'ultima conclusione, che è contraddetta recisamente dall'esperienza, basta a togliere ogni valore ai ragionamenti del Lindner. È uno dei pochi fatti ben constatati nel funzionamento delle pompe centrifughe, specialmente con palette radiali, che se si vogliono evitare moti intestini e vorticosi dell'acqua entro i canali mobili, occorre che le loro sezioni finali F_2 non siano eccessivamente ampie in confronto alle sezioni iniziali F_1; e benchè nessun autore si sia mai occupato di proposito di studiare questi fatti, per darne una rigorosa spiegazione, tuttavia è cosa universalmente riconosciuta dai migliori Costruttori specialisti che, per ottenere dai canali mobili l'efflusso a bocca piena, occorre che i medesimi si trovino nelle condizioni dei condotti convergenti.

Il prof. Escher (1) ha dimostrato la necessità della condizione $F_2 < F_1$, appoggiandosi ad una equazione analoga alla nostra (5). Introducendo in essa $c_1 = c_2\,\frac{F_2}{F_1}$, e risolvendola rispetto a c_2 si ottiene:

$$c_2 = \sqrt{\frac{\omega^2\,(r_2^2 - r_1^2) - \frac{2g}{\gamma}\,(p_2 - p_1)}{1 - \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}}$$

Ora, osserva il prof. Escher, quando la pompa lavora, aumentando la velocità rotatoria deve crescere la portata; quindi c_2 deve essere funzione crescente con ω, e perciò il primo termine del numeratore sotto il radicale deve sempre essere maggiore del secondo. Per evitare un valore immaginario di c_2 occorre dunque che sia $\frac{F_2}{F_1} < 1$ ossia $F_2 < F_1$.

Ciò dimostra l'erroneità del concetto adottato dal Lindner, secondo il quale il riempimento dei canali mobili dovrebbe conseguirsi anche nel caso delle palette radiali e pareti parallele, in cui il valore di F_2 non solo non è minore, ma suol essere circa doppio di quello di F_1; peggio se le pareti fossero divergenti, la qual cosa sarebbe consentita dalle conclusioni a cui si giunge colle premesse del Lindner.

Del resto non è difficile riconoscere quali siano i punti de-

(1) *Der Civilingenieur*, 1876.

boli dei ragionamenti di questo autore. Anzitutto egli si basa unicamente sopra considerazioni geometriche e cinematiche, mentre questa ricerca va fatta in base a considerazioni dinamiche, che abbraccino tutte le condizioni del funzionamento, e principalmente la contropressione che in condizioni di regime deve stabilirsi entro la ruota. In secondo luogo si rifletta che la condizione del Lindner $b\,v\,w =$ costante nasce dal considerare come elemento liquido il parallelepipedo di dimensioni b, $d\,r = w\,d\,t$, $d\,a = v\,d\,t$; e per poter concludere dalla sola ipotesi della incompressibilità del liquido la condizione anzidetta, occorre ammettere che passando l'elemento dalla distanza r a quella r', le sue dimensioni debbano cambiarsi rispettivamente in b', $w'\,dt$, $v'\,dt$. Ora, esaminando ben addentro le cose, si riconosce che con ciò viene implicitamente ad introdursi un vincolo arbitrario fra le componenti w e v della velocità assoluta con cui dovrà muoversi l'elemento. Per evitar ciò, bisogna che per elemento della massa fluida se ne assuma uno, nelle cui dimensioni non entri che una sola di quelle componenti: per esempio si assuma l'elemento compreso fra le periferie dei raggi r ed $r + d\,r$. Le sue dimensioni sarebbero $2\,\pi\,r$, b, $d\,r = w\,d\,t$, e queste si cambierebbero in $2\,\pi\,r'$, b', $w'\,d\,t$; quindi per l'incompressibilità del fluido si avrebbe $2\,\pi\,r\,b\,w =$ costante. Questa costante sarebbe evidentemente la portata Q, e la condizione precedente non esprimerebbe altro che il doversi questa portata Q distribuire uniformemente in tutta la ruota. Ma questa condizione non potrà essere utilizzata per assicurare il completo riempimento delle sezioni F, finchè non sia determinata, in base alle condizioni dinamiche del problema, la legge della velocità w.

12. — La Memoria del Lindner ci porge occasione ad entrare in un argomento sul quale si hanno in generale delle idee poco esatte, dipendenti da un erroneo concetto della forza centrifuga, e del modo di funzionare delle pompe di questo genere. Intendiamo parlare della velocità minima che deve avere la ruota, perchè essa possa produrre efflusso d'acqua ad una data altezza.

Vediamo anzitutto a quali conclusioni possa giungersi, a questo riguardo, accettando la teoria del Lindner.

Dall'equazione (9):

$$\frac{(\omega - \theta)\,\theta}{2\,g}\,(r^2_2 - r^2_1) = \mathrm{H},$$

introducendovi:

$$\theta = \omega - w\,\frac{tg\,\varepsilon}{r}$$

come risulta dall'ultima delle (1), se ne trae:

$$2\,\omega^2 - 3\,\omega\,w\,\frac{tg\,\varepsilon}{r} + w^2\left(\frac{tg\,\varepsilon}{r}\right)^2 - \frac{2\,g\,\mathrm{H}}{r^2_2 - r^2_1} = 0$$

colla quale, quando è noto $\frac{tg\,\varepsilon}{r}$, ed espresso H in funzione di h e di v, ossia di w, si potrà determinare la velocità rotatoria ω occorrente a produrre una data velocità di efflusso. Supponiamo per semplicità w costante, e quindi:

$$\frac{tg\,\varepsilon}{r} = \frac{tg\,\varepsilon_2}{r_2},$$

come vorrebbe il Lindner per assicurare il completo riempimento dei canali mobili. Vedremo più tardi in che modo l'autore intende di calcolare la prevalenza dinamica H; ma, per il nostro scopo attuale, preferiamo schivare le dubbiezze a cui può dar luogo questa valutazione, mettendoci nelle condizioni ideali di una pompa priva di resistenze idrauliche, in guisa da assumere:

$$\mathrm{H} = h + \frac{v^2}{2\,g}.$$

Se b_2 è la larghezza finale della ruota, l'orifizio corrispondente alla velocità radiale di scarico w sarà $2\,\pi\,r_2\,b_2$, e la portata $\mathrm{Q} = 2\,\pi\,r_2\,b_2\,w$. Indicando con F la sezione di efflusso nella sommità del tubo di sollevamento, dalla quale l'acqua esce colla velocità v, sarà evidentemente:

$$v = \frac{\mathrm{Q}}{\mathrm{F}} = w\,\frac{2\,\pi\,r_2\,b_2}{\mathrm{F}},$$

e quindi, indicando con λ il rapporto $\frac{2\,\pi\,r_2\,b_2}{\mathrm{F}}$, che è noto per costruzione, potremo scrivere:

$$\mathrm{H} = h + \lambda^2\,\frac{w^2}{2\,g}.$$

L'equazione fra ω e la velocità radiale uniforme w diventa allora:

$$2\,\omega^2 - 3\,\omega\,w\,\frac{tg\,\varepsilon_2}{r_2} + w^2\left(\frac{tg^2\,\varepsilon_2}{r^2_2} - \frac{\lambda^2}{r^2_2 - r^2_1}\right) - \frac{2\,g\,h}{r^2_2 - r^2_1} = 0,$$

ossia, ponendo per semplicità:

$$tg^2\,\varepsilon_2 - \frac{\lambda^2}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} = n,$$

$$2\,\omega\,r^2_2 - 3\,\omega\,r_2\,w\,tg\,\varepsilon_2 + n\,w^2 - \frac{2\,g\,h}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} = 0.$$

Assumendo $\omega\,r_2$ come ascissa, e w come ordinata, questa equazione rappresenta una iperbole riferita al centro. L'equazione complessiva dei due assintoti, che si ottiene trascurando il termine noto, sarà:

$$2\,\omega^2\,r^2_2 - 3\,\omega\,r_2\,w\,tg\,\varepsilon_2 + n\,w^2 = 0,$$

la quale si scinde nelle due seguenti:

$$w = \omega\,r_2\,\frac{tg\,\varepsilon_2}{n}\left(\frac{3}{2} \pm \sqrt{\frac{9}{4} - \frac{2\,n}{t\,g^2\,\varepsilon_2}}\right).$$

Essendo $n < tg^2\,\varepsilon_2$, il radicale è sempre reale e minore di $\frac{3}{2}$, quindi i coefficienti angolari dei due assintoti riescono en-

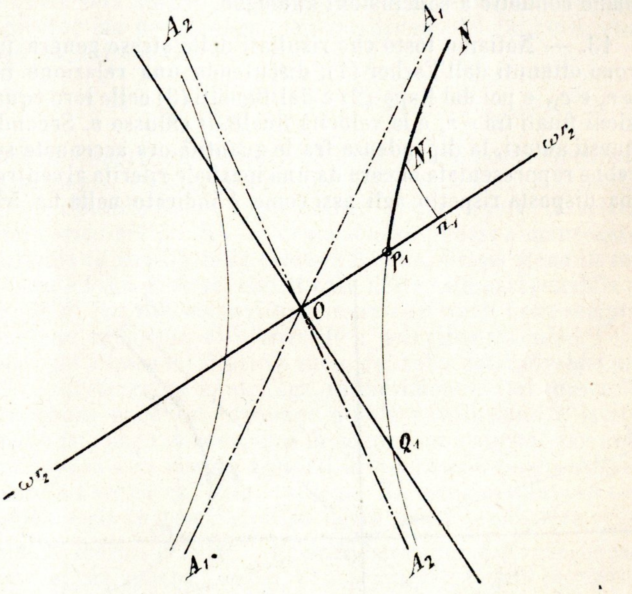


Fig. 51.

trambi positivi, e la loro posizione sarà quella indicata nella fig. 51. Siccome d'altra parte w si annulla per:

$$\omega\,r_2 = \pm\sqrt{\frac{g\,h}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}},$$

l'iperbole deve intersecare l'asse delle $\omega\,r_2$, e quindi essa si troverà nella posizione rappresentata nella stessa figura.

Facendo crescere la velocità periferica $\omega\,r_2$ a partire da zero, l'efflusso non può cominciare a prodursi quando questa velocità abbia raggiunto il valore corrispondente all'ascissa :

$$O p_1 = \sqrt{\frac{g h}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}};$$

oltrepassato questo valore, l'efflusso andrà gradatamente crescendo, come è indicato dal tratto di iperbole p_1 N che rappresenta la dipendenza fra ωr_2 e w. Per tal modo all'ascissa :

$$O n_1 = \sqrt{\frac{2 g h}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}$$

corrisponde un valore reale e positivo n_1 N_1 della velocità w e quindi della velocità di efflusso v; ossia, colla velocità rotatoria $\omega r_2 = O n_1$ la pompa potrà produrre un certo sollevamento utile dell'acqua. E siccome il valore di $O n_1$ è precisamente quello necessario all'equilibrio della colonna h, come è chiaramente dimostrato dal ragionamento del Fink (da noi riferito nel n. 7), così si viene a questa conclusione, che una pompa centrifuga può produrre efflusso d'acqua (ed anche portate notevoli) con velocità rotatorie minori di quella che sarebbe strettamente necessaria per mantenere sollevata in equilibrio la colonna h. Il valore minimo della velocità rotatoria, a cui l'efflusso può cominciarsi a produrre, sarebbe uguale a quello dell'equilibrio diviso per $\sqrt{2}$.

Questo risultato apparisce a prima giunta paradossale, sembrando assurdo che con velocità rotatorie che non sarebbero nemmeno capaci di mantenere in equilibrio la colonna h, si possa invece, non solo vincere questa prevalenza, ma produrre un notevole efflusso d'acqua.

La stranezza di questo risultato potrebbe indurre a considerare per ciò solo come erronea la teoria del Lindner, specialmente da parte di coloro, e sono i più, che hanno un concetto superficiale del modo di funzionare delle pompe centrifughe, e non conoscono nè esperienze nè teorie che abbiano condotto a conclusioni analoghe.

13. — Notiamo tosto che risultati dello stesso genere furono ottenuti dall'Escher (1), discutendo una relazione fra ωr_2 e c_2, e poi dal Kapp (2) e dal Benetti (3) colle loro equazioni finali fra ωr_2 e la velocità finale di efflusso v. Secondo questi autori, la dipendenza fra le quantità ora accennate sarebbe rappresentata ancora da una iperbole riferita al centro, ma disposta rispetto agli assi come è indicato nella fig. 52.

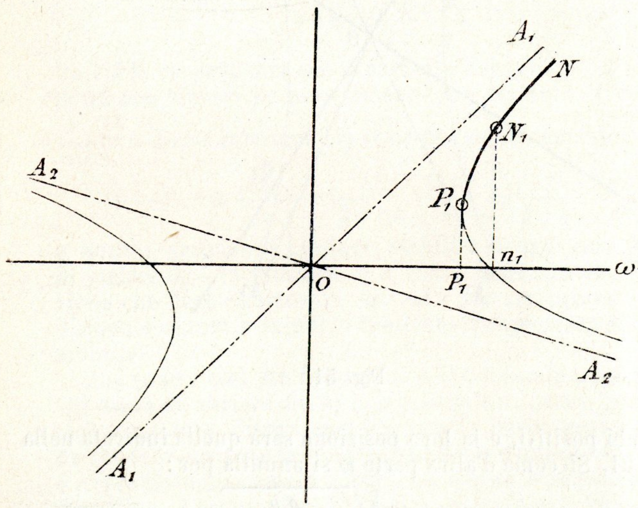


Fig. 52.

(1) *Der Civilingenieur.* — 1876.
(2) *Der Civilingenieur.* — 1882.
(3) *R. Accademia delle Scienze di Bologna.* — 1886.

L'ascissa del punto di intersezione della curva coll'asse della ωr_2 sarebbe qui:

$$O n_1 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}$$

e corrisponderebbe quindi alla velocità rotatoria di equilibrio. A questa ascissa corrisponderebbe anche un altro punto N_1 della curva; e cioè, muovendosi la ruota colla velocità periferica di equilibrio On_1 la pompa potrebbe trovarsi in due condizioni distinte: o colla colonna h in equilibrio (velocità di efflusso nulla, punto n_1), ovvero colla colonna h in movimento ascensionale (velocità di efflusso $N_1 n_1$ punto N_1 della curva). La minima velocità rotatoria che può produrre efflusso sarebbe indicata, secondo l'Escher, da:

$$Op_1 = \sqrt{\frac{2 g h . b}{a^2 + b\left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)}}$$

ed a questa corrisponderebbe, non già un efflusso nullo, ma un efflusso determinato dall'ordinata:

$$c_2 = p_1 P_1 = a \sqrt{\frac{2 g h . b}{a_2 + b\left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)}} = a \times \overline{O p_1};$$

infine per valori di ωr_2 minori di Op_1 l'ordinata diventerebbe immaginaria, e l'efflusso dovrebbe cominciare in p_1 bruscamente, e non già gradatamente, cioè non potrebbe mai aversi efflusso con velocità c_2 dell'acqua minore dell'ordinata-limite $P_1 p_1$.

A parte la diversità dei simboli adoperati, la formula data dal Benetti per l'ascissa minima Op_1 concorderebbe con quella dell'Escher; il valore dell'ordinata corrispondente $P_1 p_1$, che nella teoria del Benetti rappresenta velocità di efflusso finale, sarebbe espressa coi simboli dell'Escher da:

$$v = \frac{a}{b} \times \overline{Op_1}.$$

E questo risultato coinciderebbe ancora con quello che già era stato ottenuto dal Kapp.

Come si vede, vi ha qualche differenza sostanziale fra i risultati analitici a cui si giunge coll'equazione finale del Lindner, e quelli ottenuti dall'Escher e dal Benetti. Ma in tutte queste teorie vi ha questo di comune:

1° Che colla velocità rotatoria tipica $\omega_0 r_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}$ la pompa si può trovare in due condizioni distinte: o colla colonna h semplicemente mantenuta sollevata in equilibrio, ovvero colla stessa colonna in movimento ascensionale, con velocità di efflusso finita e determinata;

2° Che con velocità rotatorie ancora minori di quella tipica $\omega_0 r_2$ dell'equilibrio della colonna h, si può ottenere movimento d'acqua, cioè efflusso alla medesima altezza.

14. — Affrettiamoci a dire che questi fatti, per quanto in apparenza strani, furono constatati dall'esperienza.

Il primo a richiamare l'attenzione su di essi fu il professore Escher, nella già citata Memoria. Benchè egli confessi di aver sperimentato in condizioni poco favorevoli per un riscontro decisivo, tuttavia assicura che mentre la pompa cominciava a lavorare con 36 giri del motore, poteva poi farsi diminuire questa velocità fino a 32 giri, prima che l'efflusso venisse a cessare.

Esperienze ancora più decisive si trovano fra quelle, che furono fatte sotto la direzione del prof. Hartig, nel Politecnico di Dresda (1). Da quelle aventi i n. 27, 28, 29 risultò che per mantenere in equilibrio una colonna d'acqua di m. 6,425 occorreva una velocità rotatoria di 556 giri; e l'esperienza n. 26 ha dimostrato che la stessa pompa, e colla prevalenza alquanto maggiore di m. 6,525, dava la notevole

(1) *Der Civilingenieur*, 1875.

portata di circa 90 mc. all'ora con soli 506 giri della ruota. Similmente le esperienze n. 6, 8, 10 mostrarono che per l'equilibrio della colonna di circa m. 3,97 occorreva la velocità rotatoria di circa 436 giri; mentre poi nell'esperienza n. 11 si constatò che colla stessa prevalenza di m. 3,97 si vedeva cominciare l'efflusso quando la velocità rotatoria giungeva appena a 278 giri. L'autorità del prof. Hartig e le cautele adoperate per il controllo del numero dei giri, tolgono ogni dubbio sull'attendibilità di questi risultati.

Altre prove dello stesso genere possono desumersi come vedremo da esperienze più antiche, e perfino da quelle del Morin, le quali furono spesso citate da molti Autori, ma non mai studiate abbastanza attentamente.

15. — Finchè i fatti accennati vengono presentati come conseguenza di discussioni analitiche, che poco invero si prestano a chiarire l'intima ragione dei medesimi, rimane sempre quella certa apparenza di stranezza, che lascia dubbiosi non solo sulla attendibilità delle formule e delle teorie da cui essi risultano, ma anche su quella delle esperienze che sembrerebbero confermarli. Per acquistarne una chiara nozione, bisogna che intervenga il ragionamento diretto a darne la spiegazione obiettiva, evitando l'uso di formule delle quali non è sempre facile intuire il preciso significato, o che possono dipendere da astrazioni o da ipotesi più o meno discutibili. E questo ci proponiamo ora di fare, cominciando col mostrare l'erroneità dei concetti che fanno apparire strani i fatti anzidetti. Questo studio gioverà pure a convalidare le idee che siamo andati prima esponendo intorno al modo di funzionare delle pompe centrifughe, e sull'esistenza di una legge propria per il moto relativo.

L'errore che una pompa centrifuga non possa produrre sollevamento ad una data altezza h se la velocità rotatoria non è maggiore di quella strettamente necessaria per mantenere sollevata in equilibrio la stessa colonna h, è tanto diffuso che lo si trova ripetuto anche in pubblicazioni recenti. Così l'Hartman (1), quantunque nella sua teoria abbia mostrato di trarre partito da tutti gli studi fatti prima di lui sull'argomento, tuttavia dice esplicitamente che facendo muovere la ruota con velocità alquanto maggiore di quella di equilibrio, *comincierà* lentamente a prodursi l'efflusso. Per trarre questa conclusione dalle formule dello stesso Hartman, bisogna incorrere in una strana confusione fra energia assoluta ed energia relativa.

16. — E questa confusione risale al Morin, il quale, volendo stabilire l'equazione delle forze vive, pose al primo membro come energia motrice quella della forza centrifuga, da lui valutata con $\frac{\omega^2}{2} r_2^2$, alla quale, egli diceva, è in sostanza dovuto il movimento generale dell'acqua. Notiamo anzitutto che questo modo di considerare le cose era smentito da qualcuna delle esperienze eseguite dallo stesso Morin sulla pompa di Appold. Nella 2ª delle esperienze con palette radiali (2) la velocità rotatoria di 624 giri produceva l'efflusso di 28 litri al secondo, colla prevalenza di m. 5,48; mentre, essendo in quella pompa $2r_2 = 0{,}305$, quella velocità rotatoria sarebbe capace di svolgere una energia centrifuga corrispondente a soli m. 4,43 di altezza, secondo la formula $\frac{\omega^2}{2} r_2^2$ del Morin, e che si ridurrebbe ancora a metri 3,80 secondo la formula del Fink $\frac{\omega^2}{2}(r_2^2 - r_1^2)$, generalmente accettata oggidì.

Anche per altra via avrebbe dovuto il Morin accorgersi del suo errore, osservando che, ammessa la sua equazione:

$$\frac{\omega^2}{2} r_2^2 = g\left(h + k + \frac{v^2}{2g}\right),$$

il rendimento idraulico della pompa dovrebbe essere:

$$\eta = \frac{h}{H} = \frac{2gh}{\omega^2 r_2^2};$$

ora, se si applica questa formula alla prima delle esperienze colle palette ricurve di Appold (velocità di rotazione 828 giri, prevalenza m. 2,59) si ottiene il rendimento idraulico $\eta = 0{,}29$, mentre l'esperienza ha constatato un rendimento totale di 0,588. Nè questo controsenso sparisce se, invece della valutazione $\frac{\omega^2}{2} r_2^2$ del Morin si adotti quella del Fink:

$$\frac{\omega^2}{2}(r_2^2 - r_1^2),$$

giacchè in questo modo il rendimento idraulico si alzerebbe tutt'al più a 0,39.

Le esperienze ora esaminate sono molto efficaci a mostrare col fatto la differenza fra l'energia della forza centrifuga e la vera energia motrice trasmessa dalla ruota all'acqua. La prima esperienza esaminata dimostra infatti che in questo caso (palette radiali) quest'ultima energia doveva essere maggiore di quella centrifuga; invece, nella seconda esperienza l'energia trasmessa doveva essere assai minore di $\frac{\omega^2}{2} r_2^2$, ed anche di $\frac{\omega^2}{2}(r_2^2 - r_1^2)$ per poter risultare, come deve essere, il rendimento idraulico maggiore di quello totale.

17. — Fra gli Autori moderni troviamo il Courtois (1) che, adottando in sostanza lo stesso concetto del Morin, crede di darne una ragionevole spiegazione presentando il problema sotto un aspetto che trae facilmente in inganno. Supponiamo, egli dice, il tubo di sollevamento prolungato all'insù fino ad una altezza $H > h$, e sia ω la velocità angolare occorrente a mantenere sollevata in equilibrio la colonna H; immaginiamo che in questa colonna venga ad aprirsi una luce all'altezza h, mentre rimane invariata la velocità rotatoria ω. Avremo su questa luce un carico disponibile $H - h$, al quale sarà dovuto l'efflusso. Fin qui il ragionamento è rigoroso; ma per dedurne la conclusione del Courtois, che cioè sia lecito scrivere:

$$H - h = \frac{\omega^2}{2g}(r_2^2 - r_1^2) - h = k + \frac{v^2}{2g},$$

bisogna dimostrare che quell'efflusso iniziale possa diventare permanente, e cioè che l'effetto della rotazione sia, nelle nuove condizioni dell'apparecchio, di mantenere invariato quel carico motore $H - h$, come se continuasse a mantenere sollevata in equilibrio la colonna H. Il Courtois viene in sostanza ad ammettere che il caso nostro sia paragonabile a quello di due tubi comunicanti in uno dei quali fosse sempre mantenuta l'acqua all'altezza H e nell'altro avvenisse l'efflusso ad altezza h; il primo ramo del tubo sostituirebbe gli effetti della ruota centrifuga in movimento. Qui invece le condizioni sono ben diverse: questa sostituzione è lecita finchè la pompa si considera in condizioni statiche, ma non più appena essa viene a trovarsi in condizioni dinamiche rispetto all'acqua che essa contiene. Nel primo istante in cui viene aperta la luce, l'efflusso dovrà bensì cominciare colla velocità teorica $\sqrt{2g(H-h)}$, fatta astrazione dalle resistenze passive; ma appena l'acqua, che prima era tenuta in riposo relativo entro la ruota, viene messa in condizione di poter avere moto centrifugo, il funzionamento della ruota è essenzialmente cambiato; non vi ha più soltanto l'energia corrispondente alla differenza di pressioni creata dalla forza centrifuga, ma entra in campo un'altra energia non meno importante, quella cioè dovuta al moto di trascinamento; per effetto delle azioni impulsive delle palette, ogni particella d'acqua passando dalla distanza r_1 a quella r_2, passa dalla velocità periferica ωr_1 a quella maggiore ωr_2; nasce così una vera e propria trasmissione di energia, la quale dipenderà insieme da quella della forza centrifuga (che prima restava entro la ruota tutta allo stato potenziale) e da quella del

(1) *Die Pumpen.* — Berlino, 1889, pag. 507.

(2) V. Morin, *Machines et appareils destinés à l'élévation de l'eau.* Tabella a pag. 139.

(1) *Étude sur les machines centrifuges.* — Paris, 1881.

moto di trascinamento. A seconda dell'angolo delle palette, avverrà in diverso modo la composizione delle velocità relative colle corrispondenti velocità periferiche, e ne nascerà una energia assoluta trasmessa che è tutt'altra cosa di quella e della forza centrifuga. La vera equazione delle energie assolute sarà non più $e=g\mathrm{H}$, ma $\mathrm{E}=g\mathrm{H}$, essendo E l'energia totale trasmessa, che consterà di due parti: una potenziale corrispondente a quella parte dell'energia della forza centrifuga che non si convertirà in moto relativo, ma rimarrà entro la ruota ad equilibrare la contropressione di regime p_2-p_1; l'altra attuale, corrispondente all'aumento di forza viva assoluta che ogni particella verrà a subire per il passaggio dalla distanza r_1 a quella r_2.

18. — È strano che a tanti Autori anche recenti, fra i quali abbiamo già ricordato l'Hartman, sia sfuggito un ragionamento semplicissimo del Fink, che è molto efficace a mettere in chiaro la differenza sostanziale, fra lo stato di equilibrio e quello di movimento dell'acqua, nelle condizioni di funzionamento di una pompa centrifuga. Partendo dallo stato di equilibrio della colonna h, il Fink suppone che si dia un aumento infinitesimo alla corrispondente velocità rotatoria ω_0: l'acqua, che prima era costretta a rimanere entro la ruota, per effetto della colonna h che equilibrava esattamente la pressione $\frac{\omega_0^2}{2g}(r_2^2-r_1^2)$ svolta per forza centrifuga, viene ora messa in grado di effluire dalla ruota, essendosi prodotto un eccesso infinitesimo di pressione; appena prodotto un movimento radiale, per quanto piccolissimo, l'acqua abbandonerà la ruota colla pressione stessa che prima aveva, e più colla forza viva corrispondente alla sua velocità periferica. In altri termini all'energia di pressione misurata da $\frac{\omega_0^2}{2g}(r_2^2-r_1^2)$ si troverà aggiunta quella dell'aumento di forza viva del moto di trascinamento, che vale pure in altezza d'acqua $\frac{\omega_0^2}{2g}(r_2^2-r_1^2)$. Sicchè, per il complesso di queste due cause l'acqua potrebbe giungere fino all'altezza $2h$, con una portata infinitamente piccola. Ridotta la pompa a queste condizioni, se si fa gradatamente diminuire l'altezza $2h$, ferma restando la velocità rotatoria infinitamente poco superiore ad ω_0, questa diminuzione di carico resistente si cambierà in un aumento di portata; e questa giungerà ad un valore finito e perfettamente determinato quando l'altezza si sarà di nuovo ridotta ad h. Sicchè, colla stessa velocità rotatoria ω_0 la pompa si potrà trovare in due condizioni sostanzialmente distinte, o mantenendo l'acqua in equilibrio all'altezza h, o producendo un certo efflusso a questa stessa altezza. Siccome a passare dalla prima alla seconda di queste condizioni basta un aumento infinitesimo dato ad ω_0, quale può nascere anche solo per le inevitabili piccolissime irregolarità del motore, così il Fink assumeva:

$$\omega_0=\sqrt{\frac{2\,g\,h}{r_2^2-r_1^2}}$$

come valore normale della velocità angolare da dare alla ruota; e se egli in questa formula ha poi introdotto un coefficiente >1, ciò non è perchè non basti ω_0 a produrre un efflusso abbastanza grande, ma perchè in condizioni dinamiche l'altezza h si trova cambiata nell'altra maggiore H, a causa delle resistenze idrauliche che in questo caso entrano in azione. Anzi il Fink stesso accenna anche, come conseguenza del suo ragionamento, che potrebbe ancora farsi subire diminuzione alla velocità rotatoria ω_0 senza che perciò la pompa cessi subito di agire.

Forse il ragionamento del Fink non riuscì abbastanza persuasivo per la ragione che, se è evidente l'esistenza della energia totale $\omega_0^2(r_2^2-r_1^2)$ nel primo istante del sollevamento, cioè con un movimento radiale infinitesimo, cessa di esserlo quando la velocità relativa dell'acqua entro la ruota diventi finita; ed allora diminuisce da un lato la pressione dell'acqua, perchè solo una parte dell'energia centrifuga rimane allo stato potenziale; e dall'altro scema pure la forza viva trasmessa, perchè la velocità assoluta di uscita dalla ruota non sarà più la $\omega_0 r_2$, ma sibbene la risultante di questa colla velocità relativa, e se le palette sono rivolte indietro questa risultante sarà minore della $\omega_0 r_2$. In sostanza, stabilitosi il regime dinamico colla prevalenza h e la velocità rotatoria ω_0, le due energie $\frac{\omega_0^2}{2}(r_2^2-r_1^2)$ non si devono più riunire per somma, come nei primi istanti del moto ma si trovano così ripartite: la prima, quella centrifuga, è divisa in una parte potenziale (contropressione p_2-p_1) ed una attuale (aumento di velocità relativa); l'altra poi, dovuta al moto di trascinamento, va composta coll'energia attuale relativa non per somma, ma mediante i parallelogrammi di composizione delle c colle $\omega_0 r$; e secondo la forma di questi parallelogrammi risulterà diversa l'energia risultante.

19. — Senza entrare nello studio analitico del problema, ecco come il ragionamento diretto può giungere a stabilire i principali caratteri della dipendenza fra la velocità rotatoria e quella di efflusso, spiegando i fatti apparentemente strani che abbiamo ricordato.

Partendo colla pompa in condizioni di equilibrio della colonna h, cioè colla velocità angolare ω_0, diamo a questa un aumento infinitesimo, come faceva il Fink. L'aumento elementare corrispondente nella pressione centrifuga, tenderebbe ad aumentare di dh l'altezza della colonna sollevata; siccome però precisamente all'altezza h si trova l'orifizio di scarico, questo maggior innalzamento non potrà effettuarsi, ed avverrà invece una tenuissima uscita d'acqua, corrispondente ad una velocità relativa c'_2 infinitesima. Cioè ogni

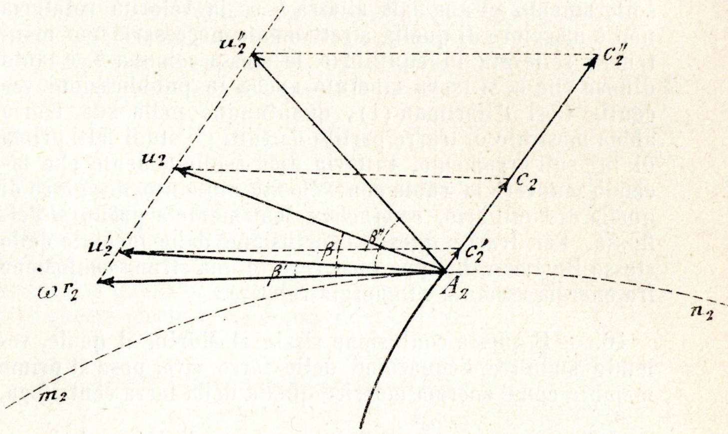


Fig. 53.

particella che poco prima era costretta a girare colla ruota, mantenendosi a distanza invariabile dall'asse, avrà ora acquistato la libertà di allontanarsene, seguendo per inerzia la tangente al cerchio descritto con velocità $\omega_0 r_2$, o più esattamente la diagonale del parallelogramma costruito su questa velocità tangenziale e sulla velocità relativa infinitesima c'_2. Questa velocità assoluta di sbocco u'_2 farà colla tangente un angolo piccolissimo, e quindi si troverà in ottime condizioni per una completa trasformazione di forza viva in pressione, secondo il noto Teorema di Bernoulli. Perciò questo efflusso, benchè di portata infinitesima, avrà per effetto immediato di liberare la ruota di tutto il carico idraulico h a cui poco prima era soggetta e che impediva il libero svilupparsi del moto centrifugo. Quindi una tendenza a prodursi, per effetto di questa soppressione del carico, non più una velocità relativa infinitesima c'_2 ma una velocità finita c''_2 dovuta alla totale energia della forza centrifuga $\frac{\omega_0^2}{2}(r_2^2-r_1^2)$. Componendo la c''_2 colla $\omega_0 r_2$ nascerebbe una velocità assoluta u''_2 che, stante l'ampiezza dell'angolo β'', darebbe luogo ad una portata finita. — Ma neanche questo stato di cose potrà stabilirsi permanentemente, giacchè esso modifica tosto le condizioni poc'anzi enunciate: in primo luogo la u''_2 si trova in meno buone condizioni della u'_2 per una completa trasformazione di forza viva in pressione (1); in secondo luogo, appena l'acqua prende a muoversi con velocità finita in tutte le parti dell'apparecchio, nascono le resistenze idrauliche e il carico di efflusso, per cui la prevalenza h si cambia in $H = h + k + \frac{v^2}{2g}$; infine, dipendentemente dall'inclinazione delle palette, la u''_2 potrà risultare anche minore della u'_2. Per tutte queste ragioni la velocità relativa c''_2 non potrà in generale mantenersi, e dovrà invece stabilirsene un'altra minore, colla quale vengono conciliate tutte le esigenze dipendenti dal complesso delle circostanze accennate. Quali siano queste esigenze, e come possa dedursene il valore della velocità relativa c_2 che di fatto si stabilirà, formerà oggetto di un'altra nostra pubblicazione: ma intanto dai ragionamenti precedenti risulta schiarito come avvenga che in ogni pompa, partendo dallo stato di equilibrio della colonna h, basti un aumento infinitesimo di velocità rotatoria per produrre un brusco passaggio allo stato dinamico, ottenendosi improvvisamente una velocità di efflusso di una certa grandezza, che sarebbe quella indicata dall'ordinata $N_1 n_1$, sia nell'iperbole della fig. 51 che in quella della fig. 52.

Notiamo inoltre, di passaggio, come le considerazioni da noi fatte confermino il concetto da noi sostenuto, che in ogni regime della pompa la velocità relativa finale c_2, e quindi la contropressione, debbano avere valori determinati, indipendentemente dal modo con cui vanno variando le sezioni dei canali mobili, e ciò contro l'ipotesi generalmente ammessa dello spontaneo riempimento di questi canali.

20. — Supponiamo ora, che dopo stabilitosi il regime dinamico colla velocità rotatoria appena appena maggiore di ω_0, si dia a questa una piccola diminuzione. Diminuirà in proporzione l'energia centrifuga e quindi la velocità relativa c_2; ma finchè questa non venga ridotta a zero, l'acqua continuando ad aver facoltà di allontanarsi dal centro, vi sarà sempre l'aumento di forza viva, del moto di trascinamento, che caratterizza lo stato dinamico; e verranno così realizzandosi velocità di efflusso minori della $N_1 n_1$, cioè la pompa continuerà a funzionare, benchè con velocità rotatoria minore di ω_0, come fu constatato dall'Escher.

Il ritorno dalle condizioni dinamiche a quelle statiche non può ottenersi che quando venga a cessare la trasmissione di forza viva per il moto di trascinamento, col costringere di nuovo le particelle a rimanere ognuna a distanza invariabile dall'asse. Immaginiamo per esempio che, mentre la pompa sta funzionando colla velocità angolare ω_0 e coll'efflusso corrispondente all'ordinata $N_1 n_1$, si chiuda improvvisamente l'orifizio di scarico, impedendo ogni efflusso; arrestato così il moto ascensionale in tutto l'apparecchio, l'acqua che trovasi entro la ruota non può avere che il solo moto di rotazione, e quindi non vi può essere che l'energia potenziale della forza centrifuga. Basterà dunque un istante di arresto forzato della colonna liquida per rimettere la pompa in condizioni statiche.

Questo ritorno potrà anche ottenersi nel modo seguente. Immaginiamo, come prima, chiuso l'orifizio di scarico, ma contemporaneamente prolungato all'insù il tubo di spinta. L'acqua che poco prima giungeva colla velocità v per effluire da quell'orifizio, trovando chiusa la sua uscita, prenderà a salire nel tubo indefinito, dapprima con quella stessa velocità v, indi con velocità man mano decrescente, a misura che in tal modo va aumentando la colonna. Senza indagare quale dovrà essere la legge di questo moto ascendente, si capisce che deve giungere un momento in cui il livello dell'acqua nel tubo cesserà d'innalzarsi, e l'altezza raggiunta potrebbe dare la misura dell'energia ch'era trasmessa all'acqua in queste condizioni limiti di movimento. Considerando l'istante che precede la fermata, essendo infinitesima la velocità radiale dell'acqua, ci troviamo rigorosamente nelle condizioni del ragionamento del Fink, e vi sarà una energia totale $\omega^2_0 (r^2_2 - r^2_1)$ che corrisponderà evidentemente all'altezza $2h$; metà di questa sarà sostenuta dall'energia centrifuga $\frac{\omega^2_0}{2}(r^2_2 - r^2_1)$, l'altra metà dall'aumento di forza viva periferica $\frac{\omega^2_0}{2}(r^2_2 - r^2_1)$. Ma appena la velocità dell'acqua non sia più infinitesima, ma assolutamente nulla, cioè appena raggiunta l'altezza $2h$, l'acqua si troverà ridotta al riposo, e non vi sarà più che l'energia centrifuga:

$$\frac{\omega^2_0}{2}(r^2_2 - r^2_1),$$

la quale non potrà sostenere l'acqua che all'altezza h. L'acqua non potrà dunque fermarsi all'altezza $2h$, ma dovrà bruscamente ricadere all'altezza primitiva h, ed avverrà così il ritorno dalle condizioni dinamiche a quelle statiche, passando prima per un graduale aumento di prevalenza.

Dalle cose dette ci sembra poter concludere che una pompa centrifuga, colla velocità angolare ω_0, si può trovare in tre condizioni distinte:

1° colla colonna $h = \frac{\omega^2_0}{2g}(r^2_2 - r^2_1)$ in equilibrio, che giustamente potrà chiamarsi instabile, come fecero l'Escher, il Kapp ed il Benetti, perchè basta un aumento infinitesimo dato ad ω_0 per turbare questo equilibrio, mettendo improvvisamente in moto tutta la colonna con velocità finita;

2° colla colonna h in movimento nel modo ora indicato, e questo è uno stato di cose perfettamente determinato e stabile;

3° colla colonna $2h$ in istato che potrebbe chiamarsi di equilibrio istantaneo, giacchè, appena ottenutolo, esso deve improvvisamente cessare, indipendentemente da diminuzione di ω_0.

21. — Giova ora mettere in sodo la differenza sostanziale che passa fra il problema dell'equilibrio e quello del movimento, per vedere se essi possano essere contenuti entrambi in un'equazione unica; per modo che, ottenuta l'equazione dinamica finale di una pompa, basti introdurvi l'ipotesi $v = 0$ per ricavarne la soluzione particolare:

$$\omega_0 r_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}},$$

che corrisponde all'equilibrio della colonna h. Siccome in questo caso ogni particella è costretta a muoversi di moto circolare senza allontanarsi dal centro, il concetto che dobbiamo formarci della velocità ωr è inseparabile dall'idea del moto circolare; col tener conto della forza centrifuga che ne deriva, rimane esclusa la possibilità che l'elemento possa seguire liberamente la direzione della tangente al cerchio da esso descritto. Invece, nel caso della pompa in condizioni dinamiche, le ωr devono considerarsi come velocità tangenziali libere, cioè componenti del moto che effettivamente si produce nelle particelle. Riflettendo attentamente a questa differenza, si riconoscerà che introducendo nell'equazione generale di una pompa l'ipotesi $v = 0$, non si dovrà cadere nel 1° dei tre casi precedentemente considerati (equilibrio della colonna h), ma sibbene nel 3° (equilibrio della colonna $2h$). Per questa ragione ci sembra erroneo il risultato a cui giungono le teorie dell'Escher, del Kapp e del Benetti, la cui curva rappresentativa (fig. 52) verrebbe ad attraversare l'asse delle ωr_2 nel punto n_1 di ascissa:

$$\sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}.$$

Secondo noi, questo punto n_1 non deve appartenere alla curva della pompa, ma deve considerarsi come un punto isolato che sta a rappresentare il problema speciale dell'equilibrio della colonna h per effetto della forza centrifuga dovuta alla rotazione ω_0. La curva anzidetta deve rappresentare solo il problema dinamico, e come caso particolare potrà compren-

(1) Che questa trasformazione continui ancora a prodursi, almeno in gran parte, sarà altrove dimostrato, anche col sussidio dell'esperienza.

dere l'equilibrio da noi chiamato istantaneo della colonna $2h$ per effetto della stessa velocità rotatoria ω_0.

Notando che questo particolare stato di equilibrio istantaneo si produrrà sulla colonna h quando la velocità rotatoria è quella che corrisponderebbe all'equilibrio durevole della colonna $\frac{h}{2}$, si riconosce che la curva della pompa dovrà intersecare l'asse delle ωr_2 nel punto di ascissa:

$$\sqrt{\frac{g\,h}{1-\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}} = \frac{\omega_0 r_2}{\sqrt{2}} = 0\,p_1,$$

come nella fig. 51.

22. — E che la curva della pompa debba passare con continuità da N_1 fino a p_1, che cioè debbano potersi realizzare tutte le velocità di efflusso minori di $N_1 n_1$ fino al valore zero, lo possiamo vedere come segue.

Prendiamo a considerare la pompa, non più a partire dallo stato di equilibrio della colonna h, come abbiamo fatto nel N. 19, ma a partire dall'equilibrio di una colonna minore h', come avviene quando si vuol rimettere in azione la pompa dopo essersi abbassata l'acqua nel tubo di spinta al disotto dell'orifizio supremo. Immaginiamo che, avviando la pompa, si faccia crescere la sua velocità rotatoria solo fino al valore:

$$\omega'_0 = \sqrt{\frac{2\,g\,h'}{r^2_2 - r^2_1}}$$

che occorre a mantenere in equilibrio la colonna h'. Indi si dia ad ω'_0 un aumento infinitesimo, quale occorre per mettere bruscamente in movimento la colonna h'. L'acqua prenderà d'un tratto a salire nel tubo con una velocità iniziale finita analoga a quella rappresentata dall'ordinata $N_1 n_1$, indi con velocità man mano decrescente, che verrebbe ad annullarsi quando l'acqua giungesse all'altezza $2h'$. Se però, prima di giungere a questa altezza, essa trova l'orifizio di scarico del tubo, dovrà prendere d'improvviso ad effluire permanentemente da quest'orifizio colla stessa velocità con cui nello stesso punto si trovava ascendendo nel tubo. Siccome la velocità di ascesa va decrescendo al crescere dell'altezza del pelo liquido, ne segue che quanto più l'orifizio sarà prossimo all'altezza limite $2h'$, minore sarà la velocità improvvisa di efflusso dell'acqua; essa sarebbe infinitamente piccola se l'orifizio si trovasse di una quantità infinitesima al disotto del livello $2h'$; ed infine, se l'orifizio si trovasse ad un'altezza maggiore di questa, efflusso non ne potrebbe avvenire, perchè l'acqua appena toccato il livello $2h'$ dovrebbe tosto ricadere all'altezza h'.

È logico da tutto ciò argomentare che la minima velocità rotatoria che può produrre efflusso all'altezza h sarà quella corrispondente all'equilibrio di una colonna h', pari alla metà della prevalenza h da vincere; cioè sarà data da:

$$\frac{\omega'^2_0}{2g}(r^2_2 - r^2_1) = \frac{h}{2}$$

e varrà quindi:

$$\omega'_0 = \sqrt{\frac{g\,h}{r^2_2 - r^2_1}} = \frac{\omega_0}{\sqrt{2}}.$$

Con questo valore della velocità rotatoria, l'acqua giungerà all'altezza h con una velocità infinitesima, che andrà gradatamente crescendo se si daranno poi degli aumenti graduali ad ω'_0. Se invece la velocità rotatoria sarà già maggiore di $\frac{\omega_0}{\sqrt{2}}$, l'efflusso comincerà bruscamente, e con velocità tanto più grande e tanto più prossima ad $N_1 n_1$, quanto più quella velocità rotatoria sarà maggiore del limite minimo $\frac{\omega_0}{\sqrt{2}}$, e prossima al valore ω_0. In conclusione, la curva della pompa dovrà passare con perfetta continuità dal punto N_1 a quello p_1 corrispondente all'efflusso graduale. Ed in generale, avviando una pompa centrifuga, l'efflusso dovrà sempre cominciare bruscamente, come anche l'esperienza dimostra, a meno che la velocità rotatoria non si mantenga rigorosamente uguale, almeno per qualche istante, al valore $\frac{\omega_0}{\sqrt{2}}$.

23. — Consideriamo finalmente il caso in cui la velocità rotatoria non giunga al valore $\frac{\omega_0}{\sqrt{2}}$; l'energia totale, centrifuga e di trascinamento, che può al massimo svolgersi in queste condizioni, sarà insufficiente a vincere la colonna h; e quindi, se il tubo di spinta si troverà pieno d'acqua fino a quest'altezza, non solo non sarà possibile alcun movimento ascensionale dell'acqua, ma vi dovrà essere un movimento di discesa, malgrado la rotazione della pompa. Perciò, alle ascisse minori di $0\,p_1$ dovranno corrispondere nel diagramma ordinate negative e crescenti in valore assoluto; finchè, giungendo all'ascissa zero, cioè colla ruota in riposo e col tubo sempre pieno fino all'altezza h, si dovrà avere una discesa libera da ogni impedimento di forza centrifuga; e l'ordinata negativa $0\,Q_1$ sarebbe calcolabile in base alla caduta totale h, diminuita di tutte le perdite di carico che nascono nel moto discendente attraverso l'intiero apparecchio, compresa la ruota che è *tenuta* in riposo.

Evidentemente il tratto di curva $p_1 N_1 N$ deve rappresentare uno stato di cose in cui ha luogo trasmissione utile di energia dalla ruota all'acqua *che sale* nell'apparecchio; invece il tratto $p_1 Q_1$ deve rappresentare uno stato dinamico in cui l'acqua *che scende* tenderebbe a trasmettere energia alla ruota, per farla muovere in senso contrario a quello in cui effettivamente gira. E in corrispondenza al punto Q_1 la ruota non potrà restare in riposo se non vi è mantenuta da una forza esterna che *freni* gli effetti della caduta h.

Potrebbero continuarsi i ragionamenti di questo genere, colle velocità ωr_2 negative, giungendo fino al caso in cui la pompa viene a trasformarsi in una vera e propria turbina centripeta, azionata dalla caduta h. Ce ne occuperemo altrove, allorquando, trattando in modo più completo la teoria, metteremo il problema in termini generalissimi, per abbracciare contemporaneamente le pompe centrifughe e le turbine centripete. L'analogia fra queste due classi di apparecchi fu, come abbiamo detto, notata da altri, ma senza darle tutta l'importanza teorica e pratica che essa deve avere.

24. — Chiudendo intanto questo argomento della dipendenza fra ωr_2 e v, osserviamo che la rappresentazione grafica da noi desunta dall'equazione finale del Lindner concorda perfettamente coi caratteri generali che abbiamo mostrato dover avere quella dipendenza, mentre tale concordanza non si riscontra col diagramma ottenuto dall'Escher, dal Kapp e dal Benetti.

La concordanza della teoria del Lindner, oltre che nella forma del diagramma, si verifica anche nel valore dell'ascissa $0\,p_1$; ponendo $w = 0$ nell'equazione del Lindner se ne trae:

$$\omega r_2 = \sqrt{\frac{g\,h}{1-\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}} = 0\,p_1$$

che coincide col valore da noi ottenuto, indipendentemente da ogni teoria, col semplice ragionamento diretto, per la velocità rotatoria minima a cui può cominciare l'efflusso.

Da questa concordanza non può però togliersi argomento per considerare come accettabile la teoria del Lindner, che, come abbiamo fin da principio dimostrato, è basata sopra principii assolutamente erronei: principalmente su quello della costanza della velocità angolare θ, e sul voler valutare la forza centrifuga in base a questa piuttosto che a quella ω con cui gira la ruota. Nè deve sorprendere che malgrado ciò riesca esatto il valore dell'ascissa $0\,p_1$, giacchè nel caso di $w = 0$ cessa ogni movimento proprio dell'acqua lungo le palette, e diventando $\theta = \omega$, sparisce la causa principale di errore di quella teoria.

Se invece facciamo gli stessi riscontri sulla teoria dell'ingegnere Ancona, troviamo che essa dà luogo bensì ad una curva dello stesso genere di quella della fig. 51, ma colla differenza che l'ascissa $O\,p_1$ risulta uguale a:

$$\sqrt{\frac{2}{3}\,\frac{g\,h}{1-\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}.$$

L'erroneità di questo valore dimostra che la teoria dell'ingegnere Ancona, tutt'altro che costituire un perfezionamento di quella del Lindner, come ha pensato il suo autore, non ha fatto che aggiungere nuovi errori a quelli che già rendevano inaccettabile il metodo seguìto dal Lindner.

Sarebbe assai utile che lo studio della dipendenza fra ω e v fosse fatto sperimentalmente, proponendosi:

1° di accertarne i caratteri, per quanto riguarda i punti particolari $p_1\,n_1$ e le corrispondenti ordinate;

2° di determinare parecchi altri punti della curva rappresentativa per riconoscere praticamente la forma di questa curva e quindi dell'equazione fra ω e v;

3° di studiare i cambiamenti che si producono nella forma e nei parametri della curva, variando *uno per volta* gli elementi di costruzione e d'impianto della pompa, specialmente la forma delle palette e la prevalenza;

4° di riconoscere l'andamento della curva nella regione corrispondente alle ascisse da zero ad $O\,p_1$, nonchè in quella delle ω negative fino al caso in cui la pompa centrifuga venga a funzionare invertita a guisa di turbina centripeta.

Con copiose serie di esperienze così disposte si avrebbero elementi sicuri per discutere sull'attendibilità delle formule teoriche e dei concetti su cui esse sono basate. Un riscontro di questo genere fu tentato sulle esperienze del Politecnico di Dresda, che già abbiamo avuto occasione di ricordare. Ma, come osservò il prof. Escher, non potevano sperarsene risultati seri, giacchè la pompa adoperata aveva il grave difetto di essere i canali mobili a sezione crescente, quindi impossibilità del completo riempimento dei medesimi; da ciò movimenti vorticosi del liquido, i quali, disturbando il regolare funzionamento, dovevano influire non solo sull'effetto utile, ma anche sulla concordanza dei risultati sperimentali con qualunqne teoria, per quanto esatta essa fosse.

(*Continua*). *Ing.* F. Mossa.

COSTRUZIONI INDUSTRIALI

LE NUOVE OFFICINE DELLE STRADE FERRATE (RETE MEDITERRANEA) IN TORINO

PARTE II.

Capitolo IV.

Gruppo di fabbricati verso il Corso Principi d'Acaia e Tettoie di deposito dei materiali.

(Vedi Tavola VII)

Fra il Montaggio locomotive, i Calderai, la Torneria e la Segheria da una parte ed il muro di cinta verso il corso Principi d'Acaia dall'altra, è progettato un gruppo di fabbricati, in cui sono stabiliti dei riparti che servono indifferentemente la sezione veicoli e la sezione locomotive. Passiamoli brevemente in rassegna, e cominciamo dall'officina molle, fucinatori e magli, che fu contrassegnata colla lettera R sulla planimetria generale (tav. V del 1893).

Officina molle, fucine, forni e magli. — Questo importante riparto, di cui la tav. VII, fig. 1, 2 e 3, rappresenta la pianta, un saggio del prospetto e la sezione trasversale, è diviso dalla Torneria per mezzo di un ampio piazzale e consta di tre parti distinte, cioè due padiglioni estremi di m. 41,34 × 23,34 ed un salone centrale di 107,76 × 27,56 destinato alle fucine.

Questo salone è diviso in due navate di m. 13,78 di larghezza da una fila di colonne in ferro, ed è coperto da un tetto con orditura metallica, munito di sfogatoio. Le incavallature portanti sono del tipo inglese con catena orizzontale lunga m. 14,03, e posta all'altezza di m. 8,50 dal pavimento; esse poggiano sul muro da una parte e sulla colonna dall'altra, e la loro distanza è di m. 6,03. Sulla metà di ogni falda si ha lo sfogatoio, la cui ossatura risulta dal prolungamento dei tiranti della incavallatura, da saette di collegamento e da montanti fatti con due ferri cantonali $\frac{80-80}{8}$ ed una lamiera di 250 × 10. Questi montanti sono collegati in alto e in basso da travi composte, fatte con lamieroni di m. 0,50 e m. 0,40 d'altezza, spessi 1 centim., rinforzati da cantonali e ferri piatti. Tanto il collegamento inferiore quanto il superiore sono assicurati al puntone del tetto basso ed a quello dello sfogatoio mediante corniere obliquangole.

Alla prima delle due travi, che chiameremo parapetto, sono inchiodate dalla parte esterna alla distanza di 1 m. l'una dall'altra delle mensole in ferro fatte con due cantonali orizzontali ed uno verticale, i quali comprendono una lamiera tagliata a triangolo; su queste mensole sono assicurate delle tavole di larice di 4 centimetri poste a contatto a filo piano, per permettere lo scolo delle acque piovane.

Tra il lembo superiore del parapetto e l'inferiore dell'architrave avvi un'altezza di m. 2; il rettangolo di 6,03×2 compreso fra due incavallature sui fianchi dello sfogatoio è diviso in due da un montante intermedio, fatto con un ferro a $\perp$ interno di $\frac{100-60}{8}$ al quale è inchiodata una lamiera di 180 × 10. I due vani per ogni campata laterale di sfogatoio sono chiusi da vetrate aventi orditura metallica con lastre di vetro di 5 a 6 mm.

Tanto lo sfogatoio quanto la parte bassa del tetto sono coperti con lamiere ondulate del peso di chg. 16 al m², spesse meno di 2 millimetri e lunghe nel senso del pendio m. 2,10; queste lastre sono inchiodate nella parte più elevata agli arcarecci propriamente detti ed alla parte inferiore ad un cantonale che è inchiodato su montanti a lor volta solidali all'arcareccio immediatamente successivo. La pendenza della incavallatura è del 50 0[0, e quella delle lamiere ondulate del 44 0[0; così resta libera una striscia fra gli arcarecci e le lamiere per lo sfogo del fumo.

Le colonne, in numero di 16, sono in ferro, misurano da cima a fondo m. 8,50 e constano di una lamiera di millimetri 400 × 10 disposta verticalmente e compresa fra quattro cantonali di $\frac{65-65}{8}$, contro i quali si inchiodano due lamiere di 250 × 10. Alla parte inferiore la colonna porta due cantonali di $\frac{120-120}{11}$ risvoltati orizzontalmente, i quali si collegano con bolloni ad un piastrone in ghisa, di 50 mm. di spessore, colle dimensioni orizzontali 0,97 × 0,32, che è impiombato nell'imbasamento in pietra della colonna.

A ciascuna colonna sono assicurate mediante supporti in ghisa due grue semplici girevoli attorno ad un pernio portato dai suddetti supporti: queste grue sono munite di taglia scorrevole e servono alla manovra dei pezzi che vengono portati alle fucine. Grue analoghe sono disposte contro i muri in prossimità delle fucine.

Le fucine sono disposte in parte lungo i muri, in parte lungo le colonne; le prime sono a 2 fuochi e le seconde a 4 fuochi. Sì le une che le altre sono coperte da una vôlta a quarto di sfera impostata su una robusta intelaiatura fatta con un ferro a zeta, hanno fondo e schienale in muratura laterizia refrattaria coronata da ferri cantonali, e ricevono l'aria mediante ughelli in ghisa a circolazione d'acqua. Un tubo sotterraneo di 36 cm. di diametro porta alle fucine l'aria cacciatavi da ventilatori del tipo Root.

Le fucine a muro hanno un camino addossato al muro esterno che passa sopra il frontalino; quelle centrali hanno due camini cioè uno per ogni coppia di fuochi, i quali si riuniscono in uno solo ad una certa altezza.

La bocca dei camini è a m. 13,30 dal pavimento; la sezione di quelli per fucine doppie è di 0,3 × 0,3; di quelli per quattro fuochi, al disopra della congiunzione, è di 0,6 × 0,3.

Nella sala fucine si hanno 10 fucine a quattro fuochi e 27 a due fuochi; altre sei a due fuochi presero posto nel padiglione laterale a sud.

Oltre le fucine nella sala che ne riceve il nome abbiamo un maglio grande servito da una grue a muro, un casotto in legno per uso ufficio del capo-mastro del riparto, ed otto forni grandi.

Lungo il lato est rivolto verso la torneria corre una tettoia larga m. 5,25 portata da colonne cave in ghisa, sotto la quale prendono posto i materiali da lavorare, e le due caldaie tubolari che somministrano il vapore al maglio ed al motore stabilito nell'annesso padiglione sud, un forno speciale per le molle e le vasche d'acqua per la tempera.

Le colonne della tettoia hanno l'altezza di m. 6, sono spesse m. 0,015 e i diametri alla base ed alla sommità sono rispettivamente di m. 0,14 e m. 0,12. Sopra di esse poggiano delle mezze incavallature senza saette, fatte con due cantonali di $\frac{85-85}{9}$ comprendenti le lamiere d'attacco dei montanti che sono fatti con due ferri a ⊥ di $\frac{91-85}{10-9}$. Contro il muro la semi-incavallatura è portata da una trave a doppio I $\frac{169-109}{12}$ assicurata a mensole delle stesse dimensioni e fisse al muro con poca sporgenza. Sulle incavallature poggiano 5 arcarecci ad ⊏ $\frac{145-60}{8}$ ai quali è assicurato il lamierino ondulato di copertura. La tettoia è decorata con una mantovana a frastagli di m. 0,3 di altezza sormontata dal canaletto di gronda.

I muri della sala fucine sono laterizi, spessi 0,78, con finestre e porte munite di serramenti in ferro, aventi la luce le prime di m. 2,50, le seconde di m. 3,30; l'altezza del muro corrente è di m. 8,50 fino al cornicione in pietra che corrisponde al piano d'imposta delle incavallature; al disopra s'innalza un frontalino alto m. 2,20 e spesso 0,38 munito di copertina in pietra, dietro il quale sta il canalone d'impluvio. Le pareti sono rinzaffate all'esterno coll'intonaco cementizio alla francese, eccetto che nelle parti decorative, cioè stipiti di aperture, cornicioni e camini, i quali sono lavorati a paramento visto con mattoni a due sabbie.

La stessa configurazione esterna collo stesso tipo di aperture presentano i due padiglioni estremi; i lati sud e nord sopra il cornicione portano un frontalino, i lati est e ovest di ogni padiglione sono muniti ciascuno di due frontoni a gradinata in cui si aprono finestre circolari di 2 m. di diametro.

I frontoni servono a mascherare i tetti che sono disposti in senso normale a quelli della sala fucine. L'orditura del tetto è identica a quella della torneria; la soprastruttura è in legno con rivestimento fatto con tavolato; le incavallature sono in ferro del tipo inglese colla corda di m. 11,67 e poggiano alternativamente sulle colonne in ferro e sulle travi a traliccio di collegamento alte 0,80 che corrono nel senso est-ovest. Verso nord si aprono i lucernari detti a sega del cui tipo abbiamo già dato descrizione altrove, coll'altezza di m. 3,36, il parapetto alto 0,54 e l'architrave di 0,40. Questi lucernari corrono per tutta la lunghezza dei riparti, tranne nelle campate a muro, e sono coronati da mantovane che ricorrono sulle testate.

Nel padiglione delle molle a sud abbiamo parecchie macchine mosse dal motore di cui abbiamo fatto cenno più sopra, e cioè cilindratoi, seghe da ferro, piccoli trapani, ecc., destinati a lavorare e comporre le molle.

I canaloni d'impluvio e quelli a muro tanto della sala fucine quanto dei padiglioni estremi dell'edificio sono in ghisa del sistema Hardy; le acque vengono tutte condotte all'esterno del fabbricato e raccolte in tombini che le versano nelle fogne collettrici.

Il pavimento dell'intero fabbricato è fatto con argilla battuta disposta su strato di ghiaia.

Due binari percorrono la sala fucine; l'uno, longitudinale, è in comunicazione con quelli che passano fra la torneria ed i riparti attigui della montatura delle locomotive e dei veicoli, l'altro trasversale, in prosecuzione di quello che attraversa la torneria, va ad intersecare il binario che corre lungo la fronte ovest del montaggio.

Magazzini (v. tav. VII, fig. 4, 5 e 6). — Dei due magazzini si può trattare assieme poichè essi non differiscono nelle linee esteriori, e nella struttura generale, e presentano solo leggiere modificazioni nella disposizione interna.

Il magazzino principale funziona come vero deposito e con questo l'officina non ha rapporti diretti; l'altro funziona come annesso e fa dal primo grossi prelevamenti di materiali per poi distribuirli sia all'officina di Torino che ai vari punti della rete. Nell'annesso è stabilita una grande sala pei collaudi nella quale stanno in deposito i materiali finchè non ne sia stata riconosciuta l'accettabilità ed autorizzata l'introduzione nel magazzino principale.

In base a questi concetti vennero progettati i due magazzini, e tenuto conto dei materiali che vi si debbono riporre venne loro assegnata un'area complessiva di m^2 3530.

Entrambi gli edifizi sono a tre piani, uno sotterraneo e due fuori terra e sono divisi in tre navate, due laterali ed una centrale o corridoio percorso dal binario di servizio. Le altezze fra piano e piano risultano: di m. 4 fra sotterraneo e pian terreno, m. 5,40 fra pian terreno e primo piano, e 4,55 fra il pavimento del primo piano e le catene delle incavallature.

I due piani fuori terra sono divisi esteriormente da una fascia in cotto. Al piano superiore corre un cornicione con lastra in pietra del quale fa parte la gronda delle pluviali. Il tetto è a tre navate ed è mascherato sulle fronti sud e nord da frontoni in cui si aprono delle finestre. Poche paraste lavorate a paramento visto, uno zoccolo in pietra con finestre per dar luce al sotterraneo, ed ampi finestroni nei due piani, colla luce di m. 1,80 e l'altezza di 2,50, muniti di serramento e grata in ferro, completano la decorazione delle fronti esterne.

Il corridoio del pian terreno è largo m. 5,50, è aperto fino al tetto, ed è percorso dal binario longitudinale. Apposite grue scorrevoli mosse a mano, della portata di 4 tonnellate, sostenute da travi in ferro poste su mensole speciali sotto le catene delle incavallature, servono alla manovra dei pezzi pesanti. Un ballatoio fatto con lastroni di pietra di m. 0,10 e largo m. 1,50 corre tutto al lungo della zona delle grue da una parte e dall'altra e presenta parecchie comunicazioni tra le due navate laterali.

Il sotterraneo è pure a tre navate, due laterali coperte da vôlte di m. 0,38 ed una centrale coperta da un impalcato metallico, fatto con travi a I $\frac{425 - 160}{17}$ disposte a m. 1 di distanza l'una dall'altra e collegate da voltini di m. 0,13. Al disopra dei voltini è fatta una gettata di calcestruzzo, sulla quale posano le lastre di 5 cm. di spessore in pietra di Luserna, di cui è fatto il pavimento.

Sulle travi in ferro sono fissate le guide Brunell che formano il binario; queste guide hanno l'altezza di 80 mm., la larghezza del fungo di 70 e la larghezza della suola di mm. 180; di fianco alle guide sono disposte due costane o tavoloni di legno rovere che fanno da contentore del pavimento in pietra, e ricevono ogni tanto altre tavole trasversali. Le tavole longitudinali e le trasversali determinano dei piccoli quadri sui quali sono fissati dei chiassili in ferro con lastre di vetro spesse 20 mm. che lasciano passare la luce pel sotterraneo. Alcuni lastroni sono sostituiti da tavole in legno fissate ad un chiassile mobile alzando il quale si possono gettare nel sotterraneo i materiali che non occorre trasportare a mano.

La corsia centrale è divisa in pian terreno dalle laterali mediante una serie di pilastri di m. 0,8 $\times$ 0,65 collegati da arconi aventi la corda di m. 4,70 nel magazzino principale e di m. 4,30 nell'annesso. Al piano superiore i pilastri si riducono a m. 0,65 $\times$ 0,65, e nel sotterraneo si accrescono a 1,20 $\times$ 0,90.

Le navate laterali sono alla loro volta divise ciascuna in due mediante una serie di pilastri di 1,2$\times$0,8 col lato maggiore perpendicolare all'asse longitudinale del fabbricato affine di intercettare la minore quantità possibile di luce. Nel sotterraneo questi pilastri sono collegati nel senso trasversale del fabbricato da arconi, e nel pian terreno ricevono nel senso longitudinale una robusta trave dell'altezza di metri 0,75, composta con quattro cantonali $\frac{100 - 100}{10}$ ed una lamiera verticale di m. 0,008. Su queste travi, alla distanza di m. 0,78 si impostano altre travi a I $\frac{250 - 115}{11 - 13,5}$ fra le quali sono gettati dei voltini di mattoni dello spes-

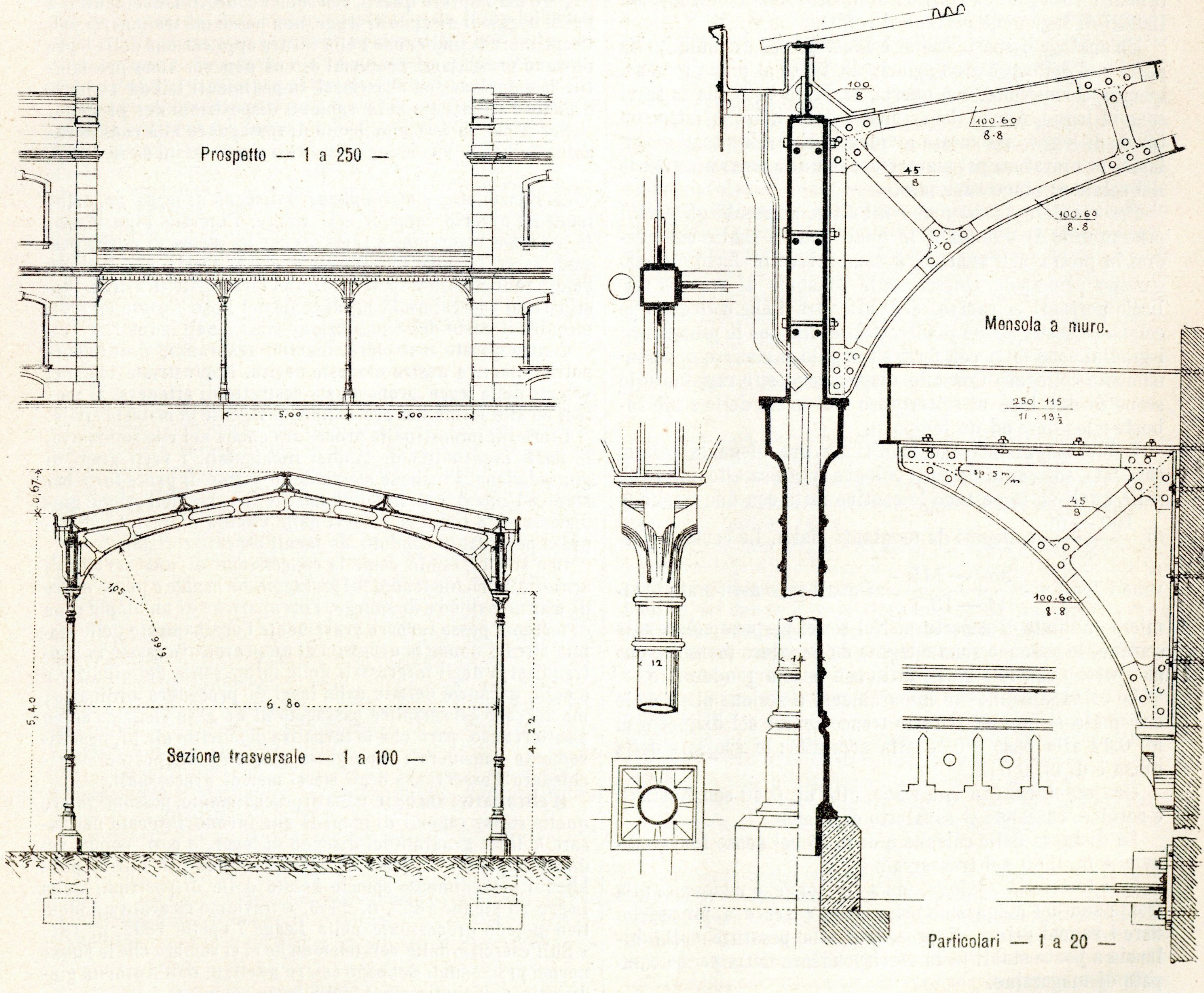


Fig. 54.

sore di 0,13. L'estradosso del volto è rispianato con calcestruzzo sul quale vennero posate le lastre di Luserna del pavimento.

Tanto le vôlte del sotterraneo quanto l'impalcatura ora descritta sono capaci di portare un sovraccarico di 2000 chg. per m².

Il tetto delle tre navate è coperto con tegole piane, sostenute dalla solita orditura di listelli, panconcelli e arcarecci. Questi hanno le dimensioni m. $0{,}18 \times 0{,}27$ e sono posti in corrispondenza dei nodi delle sottostanti incavallature inglesi a catena orizzontale. La corda delle incavallature laterali è di m. 7,24, quella della centrale m. 6.

Nella navata centrale nel mezzo delle incavallature si apre un lucernario a vetri, che corre da capo a fondo dell'edificio, ed è sostenuto da montanti a ⊥ assicurati agli arcarecci e al colmareccio in legno; questi montanti sono in alto rilegati da un ferro a ⊥ nel mezzo e da corniere ai lati; su tali ferri posano i supporti speciali Hardy che ricevono le lastre di vetro rigate dello spessore di 5 a 6 millimetri.

La sala per collaudi che abbiamo visto esistere nell'annesso è divisa in due dalla corsia centrale; in ciascuna delle due parti sono disposte delle travi in ferro nel senso trasversale al fabbricato, sulle quali si assicurano altre travi secondarie collegate da voltini: al disotto sono inchiodati dei listelli di legno che portano il soffitto.

Un'analoga disposizione si è adottata per gli uffici nella parte sud del magazzino principale, tanto al piano terreno, quanto al superiore, con questa variante però che le travi sono in legno. Anche il pavimento degli uffici è fatto con tavole di legno, assicurate a travetti di larice posati su pilastri in muratura pel pianterreno, ed alle travi secondarie del solaio al piano superiore.

Per accedere da un piano all'altro, entrambi gli edifizi sono muniti di due scale, le quali sono a sbalzo con gradini in pietra nell'annesso, e sono invece in ferro nel magazzino principale. Queste scale constano di travi a traliccio portanti le rampe, e di altre travi che collegano le colonne a sostegno dei pianerottoli e ricevono le precedenti: i gradini sono fatti con ferri ad angolo e lamiere opportunamente collegati. Con tale disposizione si è raggiunto lo scopo di dar luce al sotterraneo e di avere delle scale robuste e leggiere ad un tempo.

I due magazzini sono riuniti da una elegante tettoia (fig. 54), sostenuta da esili colonne in ghisa alte m. 4,22, sulle quali si impostano le centine fatte con due ferri a ⊥ di $\frac{100-60}{8}$ collegati da montanti piatti. Le centine ricevono i ferri a I $\frac{250-115}{11-13{,}5}$, ai quali sono assicurate le lamiere ondulate di copertura. Nel senso perpendicolare alle centine, le colonne sono rilegate da leggiere mensole, che si ripetono contro i muri, fatte con ferri a ⊥ e lamiere.

Le colonne hanno un imbasamento a sezione ottagonale sul quale si innalza il fusto tronco-conico col diametro di m. 0,14 alla base e 0,12 alla sommità; lo spessore della ghisa è di m. 0,012.

Una mantovana in lamierino, alto m. 0,40 con frastagli e cornice, nasconde il canaletto di gronda.

La distanza delle colonne è di m. 5 nel senso longitudinale, e m. 6,80 nel trasversale.

Una tettoietta analoga, ma a tre corsie, è addossata alla fronte sud del magazzino principale, e serve a far stazionare i vagoni prima di procedere alla pesatura sulla bilancia a ponte stabilita in corrispondenza della prima campata di magazzino.

(*Continua*) *Ing.* A. Ragazzoni.

LEGISLAZIONE INDUSTRIALE

Relazione della Commissione incaricata dalla Società Promotrice dell'Industria Nazionale di esaminare il Progetto di legge sulle trasmissioni a distanza delle energie elettriche

Alle Loro Eccellenze i Ministri Boselli e Calenda

Roma.

Il disegno di legge « Sulle trasmissioni a distanza delle correnti elettriche destinate al trasporto ed alla distribuzione delle energie per usi industriali » testè approvato dalla Camera dei Deputati, risponde pienamente al voto della industria italiana, e noi a nome della Società Promotrice dell'Industria Nazionale, vivamente plaudiamo al suo concetto, traendone lieti auspici per la fortuna economica della patria.

L'Italia, povera di combustibile, ma ricca a dovizia di forze idrauliche, potrà, mercè il nuovo trovato della scienza, mettere in campo nuove e potenti risorse onde vincere le gloriose battaglie della sua indipendenza dai vincoli del mercato straniero; ed appunto in questo patriottico intento, venne autorizzata l'industria privata ad imporre sull'altrui proprietà quella servitù che è indispensabile per stabilirvi gli ordigni necessari alla trasmissione delle energie elettriche, e vennero disciplinate le relative disposizioni, informandole a quelle del Codice Civile, che già regolano le servitù di passaggio e di acquedotto.

Però nel rilevare questi, che sono i concetti fondamentali a cui si poggia il disegno di legge, non possiamo trattenerci dall'esprimere il timore che nella futura applicazione della legge possano presentarsi problemi di cui non sia stata prestabilita la soluzione, od affacciarsi impedimenti tali da rendere difficile l'attuazione delle sapienti disposizioni del progetto.

Per il che ci facciamo lecito di rassegnare alla considerazione delle EE. VV. le seguenti brevi osservazioni ed instanze.

I.

La relazione che accompagna il disegno di legge opportunamente avverte come il mal volere, l'inerzia, l'ignoranza, la naturale avversione a tutto ciò che ha sapore di novità possono esser talvolta di ostacolo a che si faccia uso, con un danno individuale e sociale, di una forza motrice altrui, destinata ad accrescere la produzione del nostro paese ed a diminuire il costo della produzione stessa nell'industria.

Contro questo malvolere, inerzia, ignoranza, inutilmente potrà lottare, a nostro modesto avviso, l'industriale che nel valersi della legge proposta sia costretto di attenersi ai metodi ed alle forme del procedimento vigente in materia civile.

I termini imposti dalla procedura anche nel rito sommario, le facili eventualità di giudizi incidentali, i varii gradi di giurisdizione, l'insieme stesso delle forme di procedura bastano ad intralciare indefinitamente il corso dell'azione giudiziaria ed a recidere i nervi della vitalità di qualunque impresa per quanto condotta da menti esperte e risolute.

Ben si comprende come la concessione di una servitù di acquedotto richiedendo, pel passaggio del canale e per le opere di manutenzione e di spurgo, l'occupazione di un'ampia zona di terreno, possa turbare gravemente l'ordinamento dello stabile altrui; donde la necessità di un preventivo esame in contraddittorio degli interessati nelle forme solite del giudizio e e colle garanzie dettate dalle leggi di procedura ordinaria; ma nel caso del semplice passaggio di un cavo elettrico aereo o sotterraneo, pare che la turbativa del diritto altrui, oggettivamente considerata, non possa essere di tale portata da richiedere l'osservanza degli stessi metodi processuali.

D'altra parte, anche in tema di procedimento, possono valere quelle stesse ragioni di identità che furono invocate nel fissare le linee generali del disegno di legge, e così, poichè vediamo applicato in tema di espropriazione per utilità pubblica il procedimento spiccio fissato dalle disposizioni della Legge 25 giugno 1865, n. 2359, e troviamo ricevuto un identico metodo processuale nella Legge 7 aprile 1892, n. 184, « Sull'esercizio delle reti telefoniche », ci sembra che le stesse norme processuali debbano essere adottate dall'Autorità giudiziaria nell'applicazione della legge sovra proposta.

Questo metodo di procedura, ai vantaggi massimi di speditezza e di economia nelle spese, verrebbe ad aggiungere l'altro essenziale benefizio di permettere l'uniformità dei criteri e delle norme, secondo cui deve esser autorizzata la costituzione della servitù di passaggio del cavo elettrico.

Per gli articoli 2 e 5 del disegno di legge, il modo d'esercizio del passaggio dovrà essere il meno pregiudizievole al fondo serviente, e le opere costruende dovranno essere fatte in modo da eliminare ogni pericolo per l'incolumità delle persone; di qui la necessità di ricorrere, per ogni domanda di passaggio, all'opera del perito tecnico, e potrà avvenire che nel caso di una importante trasmissione si debba, coi metodi attuali di procedimento, ricorrere all'opera di periti differenti, varii per numero potendo essere i giudizii promossi contro gl'interessati.

In questo caso, ed in materia così speciale, non è dunque infondata l'ipotesi che responsi diversi e fra loro contrastantisi, creino gravi ostacoli alla attuazione di quell'impresa che fu nello scopo della legge di agevolare e promuovere.

Noi non ci attentiamo di affermare l'opportunità e convenienza di fissare a priori norme e criteri direttivi uniformi per l'applicazione degli art. 2, 5 del disegno di legge; avvertiamo però che in Inghilterra coll'*Electric lighting act 1882* e colla *Chelsea provvisional order* per gl'impianti in Londra — in Francia col Decreto presidenziale 15 maggio 1888, modificato col Regolamento annesso al Decreto 1° settembre 1893 — nel Belgio col Regolamento delle Poste e Telegrafi — negli Stati Uniti d'America col Decreto 13 gennaio 1889 dell'Ufficio di controllo delle canalizzazioni elettriche di Nuova-York, si diedero esempi di una regolamentazione ufficiale dell'impianto dei cavi elettrici; ed anche in Italia la necessità di siffatta regolamentazione pare sentita, poichè in una recentissima seduta della nostra Camera dei Deputati, vennero dirette vive instanze al Governo a questo proposito.

Ad ogni modo la convenienza dell'uniformità dei giudizi peritali concorre a dimostrare l'attendibilità del sovra proposto metodo processuale, il quale permetterà all'Autorità giudiziaria di ricorrere per ogni impresa di trasmissione, di cui sarà chiamata ad occuparsi, al responso di un'unica Commissione peritale, nello stesso modo che nei procedimenti di espropriazione per utilità pubblica, l'autorità competente ricorre ad un unico ufficio peritale, quello del Genio Civile.

Onde facciamo rispettosa instanza perchè nell'applicare la legge futura siano gli atti dell'Autorità giudiziaria informati e soggetti alle norme speciali di procedimento, tracciate dalla Legge 25 giugno 1865, prericordata.

II.

Il progetto di legge provvede a disciplinare con precisione e chiarezza i rapporti dell'industriale col privato proprietario, appare invece meno chiaro e sufficiente nel regolare quelli della privata industria col Demanio comunale.

Può accadere, ed è naturale che avvenga il caso di un industriale che debba attraversare col cavo elettrico l'abitato di un Comune e quindi debba percorrere col cavo stesso il suolo delle strade e piazze del Comune, e non possa altrimenti provvedervi, per la giacitura del paese, o per altre cause.

Dato che il Comune si opponga alla occupazione dell'area e chiuda le porte alla condotta elettrica, si avrà questo fatto che mentre l'Autorità giudiziaria dà opera alla attuazione dell'Impresa autorizzando la costituzione degli opportuni passaggi sulla proprietà privata, il Comune col suo *veto* verrà a distrurre la portata dei provvedimenti giudiziari impedendo il passaggio sul suo demanio, e la risultante sarà necessariamente la ineffettuabilità della impresa, e la dolorosa constatazione che la legge in dati casi è inefficace.

Non dovrà il legislatore prevenire questo, non altrimenti risolvibile, dualismo di poteri?

Riteniamo che a ciò sia indispensabile provvedere con speciale disposizione del Regolamento.

Il progetto di legge coll'art. 4 dispone bensì che nell'eseguire la conduttura elettrica *dovendosi attraversare* strade pubbliche, fiumi o torrenti, o toccare la facciata esteriore delle case verso le vie e piazze pubbliche *si osserveranno* le leggi ed i regolamenti speciali sulle strade e sulle acque e le prescrizioni dell'Autorità competente, però questo disposto non risolve la difficoltà che abbiamo sollevata.

Infatti: il disegno in esame provvede al solo caso in cui si debba *attraversare le strade pubbliche* e non a quello in cui si debba gravare di servitù una striscia delle strade e piazze comunali per far correre il cavo lungo ad esse.

Inoltre l'art. 4 del disegno, col richiamare la legge sulle opere pubbliche, naturalmente non ha inteso dire più di quanto si trova espresso agli art. 32 e 39 della legge stessa e cioè: che nel caso in cui *si avesse o si acquistasse la ragione di attraversare il suolo pubblico comunale*, si dovranno compiere opere determinate; quindi l'art. 4 lascia impregiudicata la questione di vedere a quale autorità spetta l'effettivo riconoscimento di questa ragione di attraversare.

Infine lo stesso art. 4, col far salve le prescrizioni dell'Autorità competente, dimostra chiaramente come con esso non siasi voluto turbare quelle prerogative di autorità e di imperio che sono espressamente riconosciute ed accordate dalle nostre leggi al Comune, e che il Comune ha diritto di esercitare nell'interesse dell'universalità dei suoi abitanti.

Poichè adunque è dimostrato che il progetto in esame mantiene fermo ed incontrastato il diritto nel Comune di opporsi amministrativamente al passaggio di qualunque condotta lungo le vie e piazze del suo abitato, e poichè l'atto dell'Autorità amministrativa non può esser revocato nè annullato dall'Autorità giudiziaria, si fa lecita la domanda se in certi casi non convenga evitare un contrasto che potrebbe farsi dannoso allo sviluppo dell'industria nazionale.

Si supponga il fatto di un Comunello alpestre il quale per naturale sua ubicazione possa precludere ogni via al passaggio di un cavo elettrico, e voglia impedire in questo modo l'utilizzazione delle operose energie celate in fondo alla sua valle, perchè in tal caso non dovrà la legge accordare all'Autorità giudiziaria il diritto di statuire in proposito?

Rimanga pur fermo ed inviolato il diritto del Comune di deliberare sull'accoglimento o meno delle instanze che hanno per scopo l'introduzione di un cavo elettrico nell'abitato onde esservi adoperato ad intenti di privato o pubblico interesse, noi domandiamo soltanto che sempre quando, avuto riguardo all'entità dell'impresa industriale ed agli elementi di pubblico e privato benessere che da essa si possono ottenere, risulti apparente il carattere di generale utilità nel passaggio del cavo trasmissore lungo le strade e piazze di un determinato Comune, possa l'Autorità giudiziaria pronunciare l'obbligatorietà del passaggio stesso con effetto esecutivo, salvo al Comune il diritto di subordinare le norme di esecuzione ai regolamenti di polizia esistenti od a quelle altre cautele che nell'interesse de' suoi abitanti crederà di adottare.

III.

La ricordata Legge 7 aprile 1892, n. 184, ha compreso nelle sue disposizioni quella per cui venne data una figura giuridica speciale di reato all'atto dolosamente compiuto a danno delle comunicazioni telefoniche applicandovi le sanzioni dell'art. 315 Codice penale.

Uguale se non maggiore ragione di opportunità può consigliare analoga disposizione a salvaguardia delle trasmissioni elettriche ad alti potenziali in cui, alla considerazione obbiettiva del danno al cavo elettrico, si aggiunge quella della opportuna tutela della vita e dei beni del privato.

Parimenti sembra che il Progetto non preveda il caso in cui occorrano pronti ed urgenti provvedimenti a tutela del cavo elettrico, qualora essi trovino ostacolo in un vero o supposto diritto di terzi. Non pare che le leggi sulle opere pubbliche, nè quelle sulla sicurezza pubblica o sull'assistenza sanitaria e sull'Amministrazione comunale e provinciale suppliscano a tutte le evenienze, onde noi ci facciamo lecito di proporre che nel caso sopra adombrato vengano conferiti alla Autorità amministrativa poteri discrezionali.

IV.

Vivamente compresi dal patriottico proposito a cui si inspira il presente disegno di legge, quello cioè di infondere nuovo vigore nelle forze produttive dell'industria nazionale, mercè la utilizzazione delle enormi energie idrauliche che ora si ascondono abbandonate fra le erme vallate delle nostre Alpi, noi esprimiamo il voto che in questa opportuna circostanza il legislatore voglia completare l'opera sua, col portare una sostanziale riforma alla Legge 10 agosto 1884 pella derivazione delle acque pubbliche; noi domandiamo in sostanza che sia resa meno onerosa all'industria la concessione delle energie idrauliche, e sia evitato efficacemente il pericolo che le concessioni accordate possano essere oggetto di speculazioni a lunga scadenza, niente affatto o malamente realizzabili, a danno dell'economia industriale del Paese.

E poichè S. E. il Ministro d'Agricoltura, Industria e Commercio, togliendo occasione dalla discussione del presente disegno, ha nella seduta del 28 aprile ultimo, fatta formale promessa di presentare in tale senso apposito schema di legge, a Lui rassegniamo le seguenti mozioni:

1ª Venga ridotto il canone stabilito dall'art. 14 della Legge 10 agosto 1884 pella derivazione delle acque pubbliche, e ne sia fissata la decorrenza a partire da un'epoca posteriore di almeno cinque anni al collaudo richiesto a senso dell'articolo 28 del Regolamento approvato col R. Decreto 9 novembre 1885, n. 3544, senza obbligo di dare cauzione; (applicandosi così per analogia i criteri adottati dalla Legge sulla imposta dei fabbricati per l'esonero temporaneo dei fabbricati in corso di trasformazione o di nuova costruzione);

2ª Debba l'atto di concessione prestabilire sempre un termine perentorio pel compimento dei lavori occorrenti all'utilizzazione della forza motrice in correlazione al progetto di massima annesso alla domanda di derivazione; e per tale effetto sia il concessionario tenuto a prestare una cauzione commisurata all'entità dell'opera;

3ª Decorso il termine fissato nella concessione pel compimento dei lavori, debba la mancanza di collaudo venire sempre accertata dall'Autorità competente per gli effetti della revoca della concessione stessa.

Eccellenze,

Facendoci interpreti del pensiero della classe industriale ci onoriamo di sottoporre al vostro autorevole giudizio le sopra svolte proposte colla speranza che esse possano trovare opportuno accoglimento o nel Regolamento che accompagnerà la futura applicazione della legge, od in quella riforma della Legge 10 agosto 1884 che forma, del presente disegno, il complemento necessario.

A questi propositi ci ha guidato ed in questa speranza ci conforta il purissimo ideale che tutti ci anima, quello di veder sorgere una disposizione legislativa perfetta nella sua novità, e tale che assicuri alla patria nostra nuovi ed ognor più fecondi frutti di attività e lavoro.

Torino, maggio 1894.

La Commissione:

L. AJELLO, *Presidente* — *Ing.* G. SACHERI — *Avv.* G. FERROGLIO — *Ing.* D. MARCHELLI — *Ing.* M. VICARJ — *Avv.* F. ARMISSOGLIO, *Relatore.*

BIBLIOGRAFIA

JULIUS SEEFEHLNER. — **Beiträge zu den bei eisernen Balkenbrücken vorkommenden Berechnungen.** — Estratto dall'*Allgemeine Bauzeitung.* — Vienna, 1893.

Non è chi non riconosca lo sviluppo veramente grandioso che hanno avuto i ponti in ferro negli ultimi decennii; il rapido moltiplicarsi di strade ferrate, l'arditezza sempre maggiore dei costruttori, che nessun ostacolo può sgomentare; i progressi avuti nella produzione, fabbricazione e perfezionamento dei materiali, che rendono possibile di affrontare luci, al cui solo pensiero, non molti anni sono, la mente sbigottita si sarebbe smarrita; hanno contribuito immensamente all'estendersi di queste costruzioni divenute ormai comunissime.

È ovvio che in questa corsa quasi precipitosa, le difficoltà di ogni natura non abbiano mancato, e dalla lotta per vincerle, ne siano originati nuovi procedimenti, ripieghi speciali, costruzioni originali e nuove, ossia uno straordinario progresso in questo ramo dell'ingegneria, e che potendolo scrutare in tutte le sue parti fornirebbero le tappe del cammino percorso. Non tutti però gli ingegneri e i costruttori di ponti hanno creduto di portare nel dominio pubblico i risultati delle loro ricerche e dei loro studi, privando così i colleghi di un tesoro che tornerebbe a maggior vantaggio dell'ingegneria; perciò è tanto più commendevole chi, affrontando questa modestia e ritrosia fuor di luogo, sobbarcandosi al lavoro necessario, prende a raccogliere e pubblicare dati ed elementi così utili e preziosi.

Uno di questi è appunto l'ing. Seefehlner, da molti anni Ispettore-Capo e Direttore della fabbrica di ponti dello Stato Ungherese, che nella Memoria da noi annunciata, ci porge una quantità straordinaria di notizie, di dati ed elementi relativi ai calcoli dei ponti in ferro a travature, iniziando così una specie di statistica sistematica dei ponti metallici. Il suo lavoro è diviso in quattro parti, nella prima, a guisa di introduzione, fa la storia dei vari sistemi di ponti a travature in Europa, divisa in periodi che costituiscono i capisaldi dello sviluppo progressivo dei sistemi. Nel primo periodo dal 1830 al 1860 troviamo le travature di ghisa, questa, non permettendo di scavalcare grandi luci, si combina presto col ferro fuso, e sotto questa forma rende possibile il passaggio alle travi a parete piena. Le grandi portate che in tal modo si tentarono fecero subito sentire la pesantezza del sistema e per alleggerirlo si crearono le travate reticolari.

Nel periodo successivo dal 1860 al 1870, le vediamo perfezionarsi, colla riduzione del numero delle diagonali incrociantisi, e colla scelta delle sezioni trasversali in armonia col modo di cimentazione. Il quarto periodo dal 1870 al 1880 è l'epoca in cui i sistemi staticamente definiti hanno il loro dominio; il materiale è il ferro battuto, benchè qua e là cominci a far capolino l'acciaio Bessemer; e non mancano le proposte e gli esperimenti di introdurre una resistenza variabile per le diverse parti, secondo il vario modo, la direzione e il grado di cimentazione delle medesime. Finalmente nell'ultimo periodo dal 1880 al 1892 troviamo pure qua e là delle forme nuove, ma rare; grande applicazione dell'acciaio Martin, tentativo d'impiego dell'acciaio Thomas e una cura speciale nello studio dei particolari e nel distribuire il materiale in forme a sezioni tali da utilizzarlo nel maggior modo possibile.

Per ogni periodo l'ing. Seefehlner ci dà, in prospetti ben ideati, le indicazioni statistiche e i dati principali costruttivi dei ponti a travature più importanti d'Europa, cosicchè il lettore viene ad abbracciare con uno sguardo lo sviluppo progressivo e continuo dei medesimi. Nel complesso si hanno

dal 1830 al 1860	13	ponti per strade ferrate,	3	per strade ordinarie
» 1860 » 1870	42	»	»	3	»
» 1870 » 1880	50	»	»	9	»
» 1880 » 1892	31	»	»	5	»
Totali	136			20	

Dalla stessa rapida rivista rilevasi pure che per rispetto alla grandiosità ed alla portata non si è fatto un progresso notevole, poichè già negli anni 1845-1850 si era raggiunta la luce di m. 140,20 col ponte di Britannia, mentre oggidì la maggior portata è appena di m. 154,50 nel ponte di Kuilenburg sul Leck in Europa, e di m. 168 sull'Ohio in America; invece si sono fatti dei passi giganteschi nella economia del materiale, diminuendo considerevolmente il peso dei ponti. Nei sistemi articolati poi si arrivò financo a m. 473 col ponte sul San Lorenzo in America, e a m. 521 con quello sul Forth in Inghilterra.

In un secondo paragrafo si studiano i vari sistemi di ponti a travature e in apposito prospetto è dato per ciascuno di essi il valore di due coefficienti per mezzo dei quali e di altre quantità ausiliari vengono determinate formole semplicissime per calcolare la lunghezza di tutti i pezzi singoli delle due tavole superiore ed inferiore e delle diagonali.

La seconda parte è consacrata al materiale impiegato nella costruzione dei ponti metallici a travature, e per le varie nature del medesimo l'A. dà, in un ricco prospetto, i dati relativi alle varie resistenze, ai limiti di elasticità, di rottura, ecc., dedotti da una quantità di esperienze eseguite in proposito, non tralasciando di far notare il valore diverso che ne risulta secondo che il materiale è stato lavorato piuttosto in un modo che in un altro; studia inoltre il nesso che passa fra le diverse specie di cimentazione e per conseguenza il modo di comportarsi del materiale, corredando l'esposizione con opportune tabelle.

Nella terza parte l'ing. Seefehlner si occupa con vero sentimento pratico dei pesi che gravitano sopra le travature e, come è l'uso comune, li separa in carichi accidentali o sopracarichi, peso proprio e azione del vento e della forza centrifuga nei ponti in curve. Nell'esame del peso proprio delle travature l'A. tratta separatamente delle travi principali, delle parti accessorie, della piattaforma e dei pezzi che costituiscono gli appoggi, dando per ogni caso delle formole dedotte dai pesi di un grandissimo numero di ponti esistenti; consacra varie pagine del suo lavoro alle travi continue, non già per l'importanza loro, la quale, come è noto, oggidì è assai diminuita, ma per quella che hanno grandissima nei ponti articolati coi quali si riuscì a varcare luci veramente straordinarie.

Finalmente nell'ultima parte del suo lavoro l'A. studia la questione delle prove cui si sottomettono i ponti prima di aprirli al pubblico e giustamente insiste sulla difficoltà di fare prove veramente concludenti e sul valore relativo che hanno quelle ordinariamente praticate. È questa una questione all'ordine del giorno e noi ne abbiamo già fatto cenno in questo stesso periodico, riferendo sopra altro lavoro; perchè le prove abbiano una efficacia reale devono essere precedute da numerosi esperimenti eseguiti nelle officine i cui dati permettano di trarre conclusioni sicure sulla bontà o meno del materiale impiegato. Un ricco corredo di dati accompagna il lavoro dell'ing. Seefehlner, classificati in numerose tabelle di facile uso, le quali costituiscono la parte più importante del suo lavoro, e noi facciamo voti che altri imiti il nostro Autore con pubblicazioni analoghe, facendo sì che tutti possano utilizzare ed approfittare dei risultati ottenuti e raccolti con tanto studio e fatica.

Teramo, maggio 1894. GAETANO CRUGNOLA.

SACHERI GIOVANNI, *Direttore.* Tip. e Lit. CAMILLA E BERTOLERO, Editori. L. F. CAMILLA, *Gerente.*

Fig. 2. Officina molle, fucine, forni e magli. Saggi della fronte verso il Viale Principi d'Acaja. — 1 a 250.

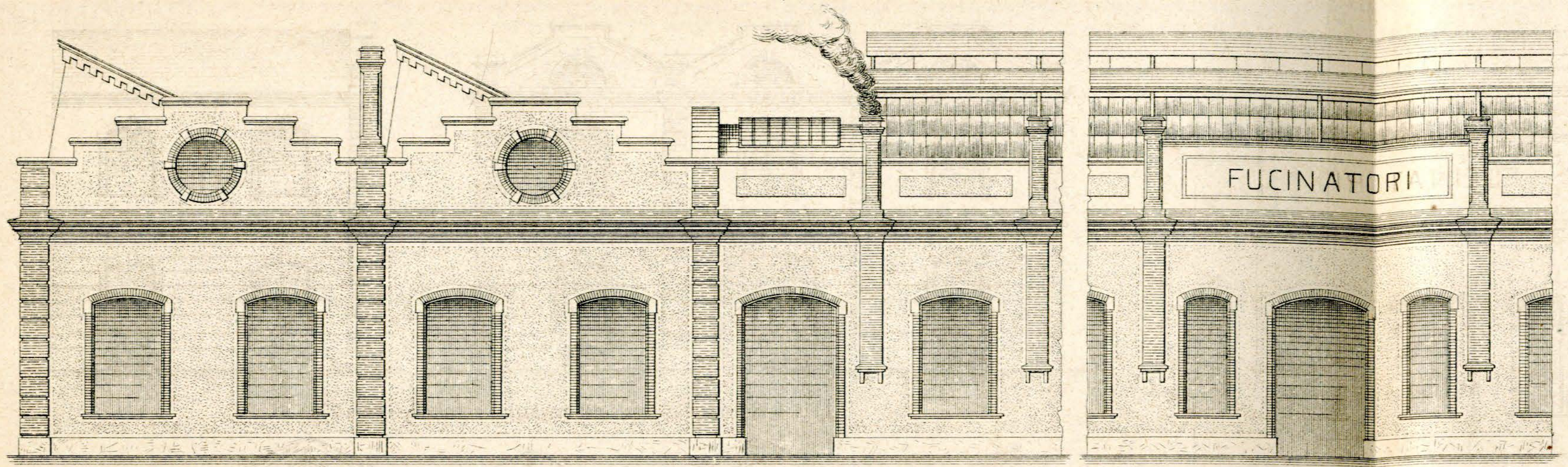


Fig. 5. Testata del magazzino principale e saggio del prospetto longitudinale. — 1 a 250.

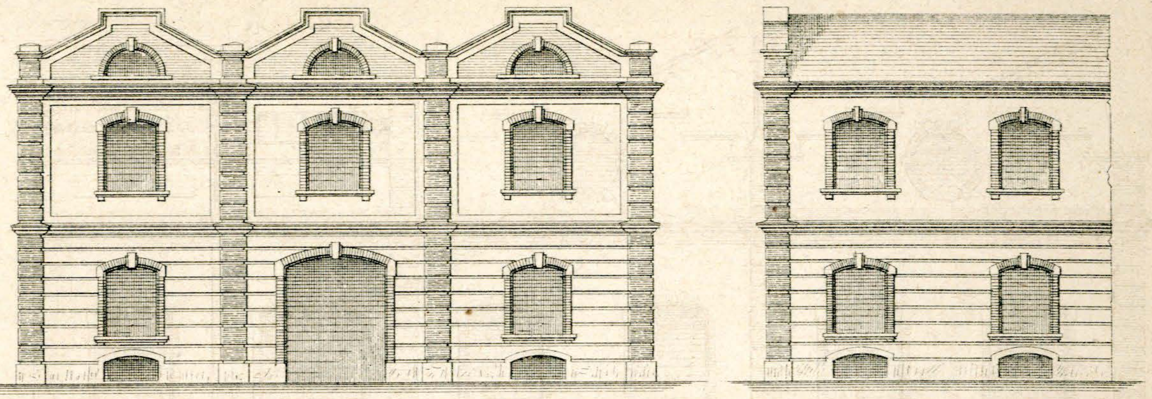


Fig. 3. Sezione trasversale del fabbricato per l'officina molle, fucine, forni e magli. — 1 a 200.

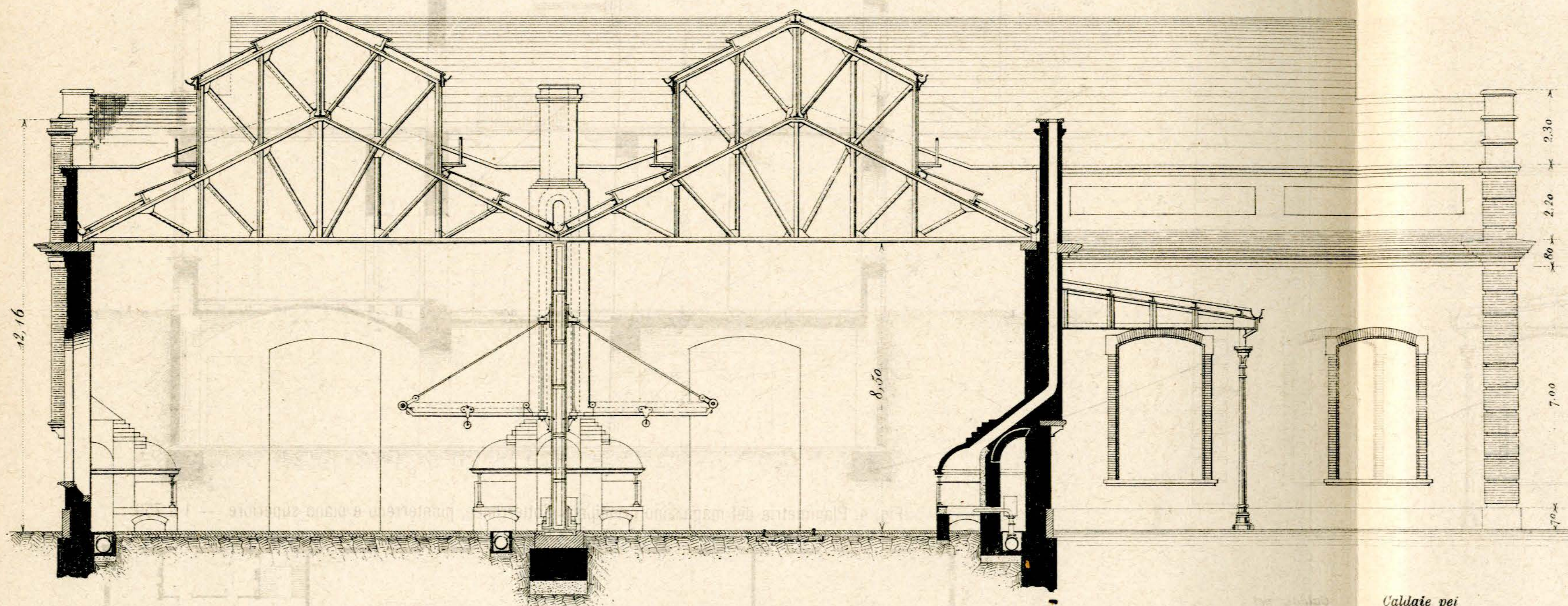


Fig. 6. Sezione trasversale del magazzino principale. — 1 a 200.

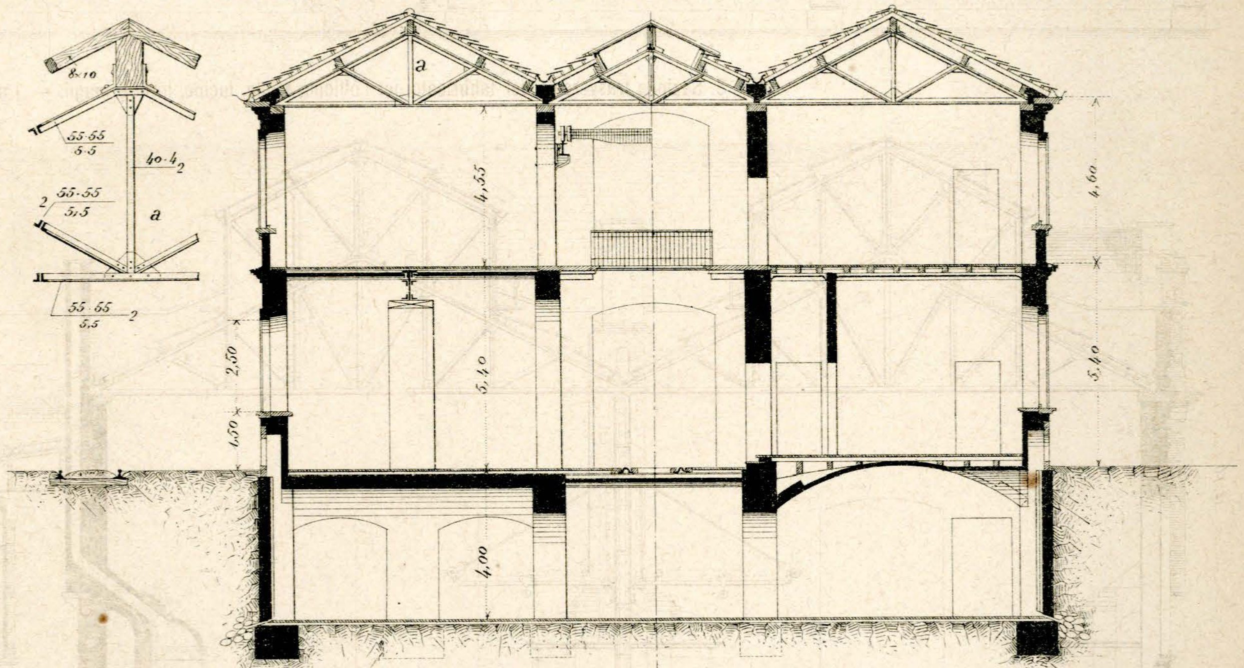


Fig. 1. Planimetria del fabbricato officina molle, fucine, forni e magli. — 1 a 750.

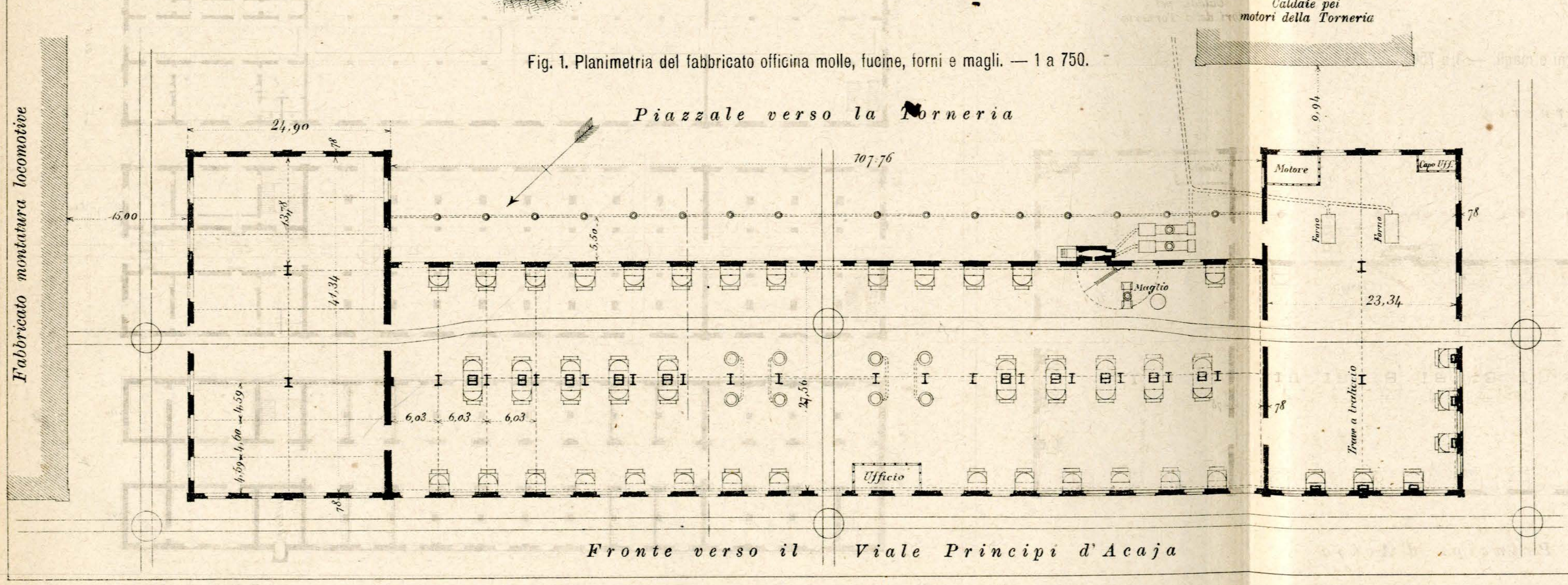
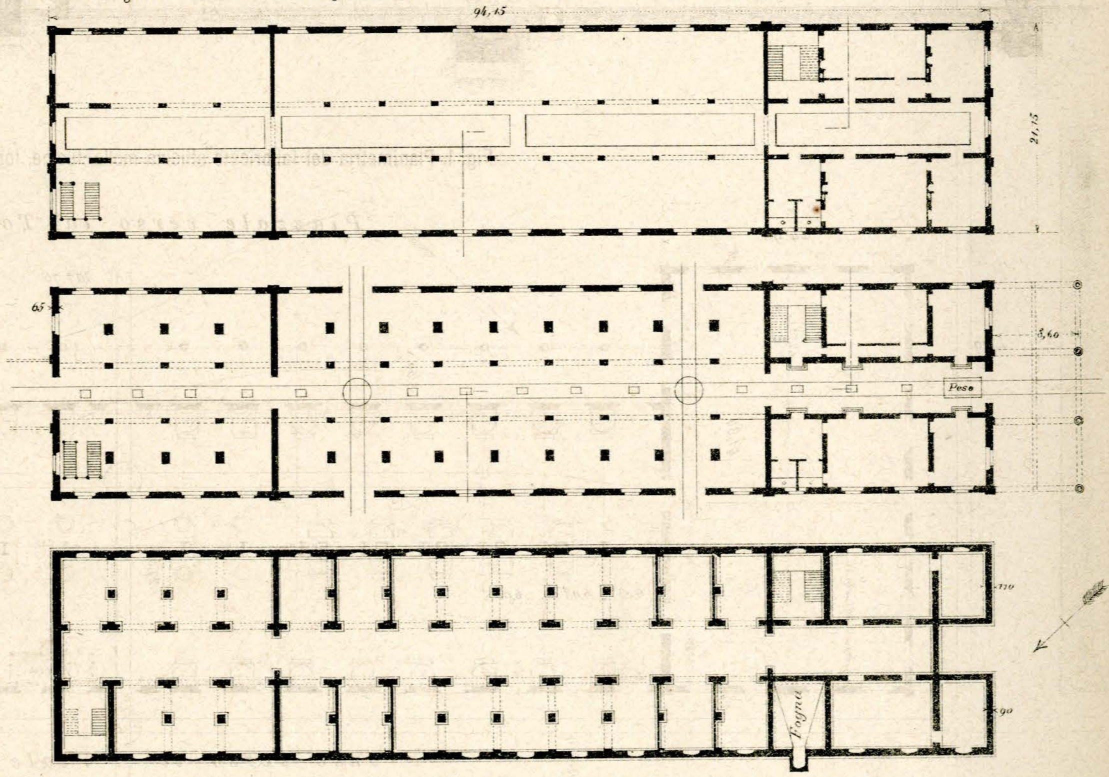


Fig. 4. Planimetrie del magazzino principale. Sotterraneo, pianterreno e piano superiore. — 1 a 750.



Tip-Lit. Camilla e Bertolero, editori - Torino

NUOVE OFFICINE FERROVIARIE DI TORINO (Tav. VII).

Officina molle, fucine, forni e magli; magazzino principale.