ANNO XX. Torino, Settembre 1894 NUM. 9.

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

COSTRUZIONI INDUSTRIALI

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

PARTE II.

Continuazione del CAPITOLO IV

(Gruppo di fabbricati, ecc.).

(Vedi Tavola IX)

Fonderia bronzi ed edifizio per deposito modelli, e refettorio (V. tav. IX, fig. 1 e 2). — Entrambi questi edifizi sono ad un piano solo e misurano l'area di m. 49 × 21 fra i vivi esterni dei muri; le fronti est ed ovest sono divise in quattro campate terminate da paraste; le fronti sud e nord non presentano che un'unica campata.

La superficie del muro esterno è intonacata coll'intonaco rustico alla francese, eccetto le paraste, gli stipiti delle aperture e le cornici, che sono in mattoni visti.

Le aperture sono numerose ed ampie, ed hanno le finestre la luce di m. 2, le porte di 3,30; i serramenti sono in ferro, ciechi per le porte, a vetri per le finestre. A m. 7,50 dal piano delle guide corre il cornicione, parte in pietra, parte in mattoni visti, sul quale si innalzano nei lati est ed ovest i frontoni triangolari che mascherano il tetto; sui lati sud e nord, sopra il cornicione, non abbiamo che un frontalino alto m. 1,50.

La disposizione interna dei due edifici è differente, come differente ne è la destinazione.

La fonderia occupa i 3/4 dell'area del primo fabbricato; il resto è destinato alla macchina per provare i materiali, e non presenta alcuna particolarità. La fonderia comprende un essiccatoio per le forme e modelli, un camino alto m. 15 col diametro di m. 0,70, otto forni ed una fossa per la colatura del bronzo. Due colonne del tipo di quelle del Carrozzaggio campeggiano nel mezzo e sono collegate nel senso trasversale del fabbricato da una trave in ferro a traliccio: sulle colonne e sulle travi alternativamente si appoggiano le incavallature con lucernario a sega volto a nord. Le colonne sono alte m. 7,85, le travi a traliccio m. 0,80; le incavallature hanno la loro corda a m. 7,40 dal suolo, e distano m. 5,03 da asse ad asse.

Il pavimento della fonderia è d'argilla battuta, quello della sala per prova dei materiali, a dadi di rovere.

L'edifizio per deposito modelli è diviso in due parti eguali: la parte a nord, destinata a refettorio, ha un sotterraneo, nel quale sarà impiantata la cucina a vapore; la parte a sud, destinata ai modelli, è divisa fuori terra in due piani, il superiore dei quali non è però un piano completo, ma solo un ampio ballatoio, il quale gira tutto intorno alla sala e serve al deposito dei modelli leggieri. Nel refettorio abbiamo due colonne in ghisa cave con basamento, le quali sorgono sui pilastri in muratura del sotterraneo; le colonne sono collegate fra loro ed ai muri est ed ovest con travi a traliccio. In corrispondenza delle colonne e dei punti medii delle travi a traliccio si appoggiano delle incavallature inglesi a 6 saette, sulle quali havvi la soprastruttura in legno, che porta il tetto.

Al piano delle catene delle incavallature è costrutto un robusto solaio, costituito da una serie di coppie di travi di sezione 0,12 × 0,25, disposte nel senso longitudinale del fabbricato e fisse alle catene delle incavallature stesse, le quali si incontrano con altra serie di coppie di travi identiche, che corrono in corrispondenza delle travi a traliccio e del tirante verticale mediano delle incavallature. Le coppie di travi sono rese solidali tra loro mediante ripieni e chiavarde passanti, e poggiano sopra piastroni inchiodati alle travi a traliccio e alle catene delle capriate.

Al sistema di travi ora descritto e ad un telaio fatto con una trave semplice disposta contro i muri sono assicurate le tavole di m. 0,03 di copertura; alcune cornicette di legno sagomato, inchiodate alle travi, contornano i rettangoli in cui il solaio resta diviso dalle travature.

L'orditura del coperto nella sala modelli è identica a quella del refettorio, coll'unica differenza che nel mezzo del tetto si apre uno sfogatoio a due falde coperto da vetri rigati e chiuso sui fianchi da ampie vetriate; nella parte cieca il tetto è mascherato da un tavolato. Le colonne che portano il tetto sono due come nel refettorio, e nel senso longitudinale del fabbricato sono fiancheggiate da altre due più basse, in modo che nel mezzo della sala resta determinata un'area libera di m. 14 × m. 10. Le colonne principali hanno una base ottagona di m. 1,40 d'altezza, sulla quale s'innalza il fusto avente alla base il diametro di m. 0,23 e alla sommità di m. 0,21; esse sono collegate fra loro e coi muri con travi a traliccio: le incavallature poggiano sulle colonne e sui punti medii delle travi.

Oltre le colonne fiancheggianti le principali, se ne ha pure una per ciascuna degli intervalli compresi fra le colonne basse nel senso trasversale della sala. Le sei colonne basse hanno il diametro medio di m. 0,16, sono senza piedestallo, e si fermano a m. 5 dal suolo. A questa altezza corre il ballatoio largo m. 4,25, fatto con tavole di larice spesse 5 centimetri, al quale s'accede per una scaletta in ferro. Sulla figura 2 della tav. IX è rappresentata l'orditura del ballatoio e le varie colonne sono distinte colle lettere A, B e C.

Il ballatoio è portato da una serie di travi in ferro a I $\frac{320 - 136}{16 - 19}$, che collegano le colonne principali e le secondarie fra loro e coi muri; a queste travi se ne attaccano altre di $\frac{170 - 99}{12 - 15}$ impostate nei muri e poste a m. 1,25 l'una dall'altra (Vedi particolare nella figura 57).

Edifizio di Direzione e casotti per le portierie (V. tav. IX, fig. 3, 4 e 5). — Questi edifizi sono a due piani fuori terra, più un sotterraneo ed un sottotetto praticabile; essi comprendono i locali per gli uffici di Direzione, due ampie

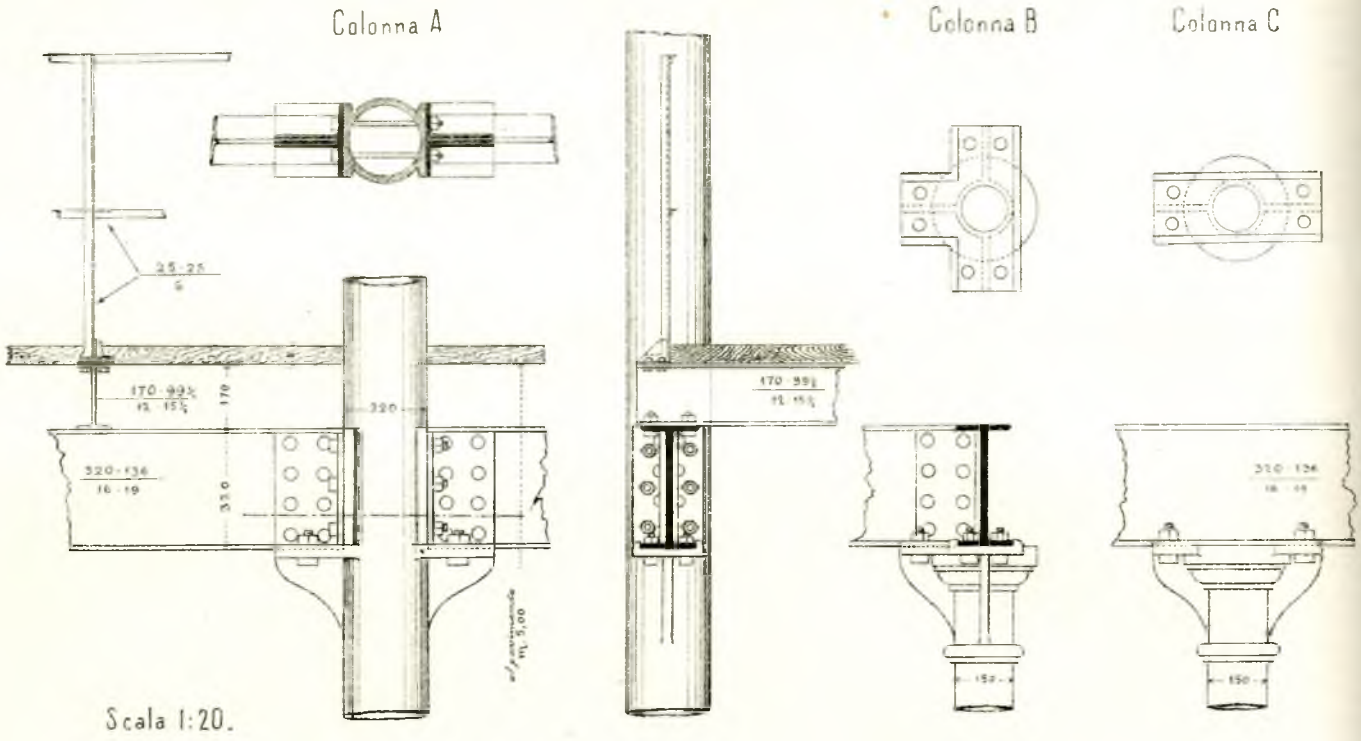


Fig. 57.

scuole per gli allievi-meccanici, un salone che provvisoriamente venne destinato ad uso refettorio, le portierie e gli alloggi per i portieri.

Lateralmente alle portierie sono due portoni, chiusi da cancelli, per l'accesso dei carri ordinari all'officina; e fra la Direzione ed i due casotti sono stabiliti dei passaggi coperti a vetri per l'ingresso degli operai.

Nessuna nota speciale presentano questi fabbricati, all'infuori di quanto universalmente è conosciuto per abitazioni civili.

La decorazione esterna consiste in lesene, fascie, cornici e stipiti di aperture, nei quali la pietra da taglio ebbe una parte importante; invece del granito di Borgone, si impiegò il calcare di Saltrio bianco per gli stipiti e le mensole del cornicione, come quello che meglio del primo si presta a lavori sagomati. La superficie esterna, fatta eccezione per le parti decorative che sono in pietra o mattoni visti, è rinzaffata coll'intonaco rustico alla francese in cemento, simulante la rugosità dell'arenaria a bugne orizzontali continue.

I pavimenti sono in lastre di Luserna per i sotterranei, in tavelle di cemento per i corridoi, e le latrine, in tavole di legno larice di m. 0,04 su travatura pure di larice per gli altri locali. Il riscaldamento nella palazzina di Direzione è fatto con aria riscaldata da caloriferi centrali a condensazione di vapore stabiliti nei sotterranei, nei casotti ad uso portierie mediante caminetti ordinari.

Il gruppo costituito dal fabbricato della Direzione e delle portierie ha il pianterreno sopraelevato di m. 0,50 sul piano generale dell'officina, ed è attorniato da marciapiedi in lastre di Luserna, di larghezza variabile fra m. 1,70 e m. 2,50.

Sala lavorazione tubi rame. — Oltrepassata la portieria nord e il portone aperto nel muro di cinta, incontriamo nell'angolo nord-ovest il fabbricato destinato alla lavorazione dei tubi bollitori, la cui area tra i vivi esterni dei muri è m. 32,38 × 34,92 (Vedi tav. IX, fig. 6).

Il lato maggiore è diretto da est ad ovest, ed in questo senso è disposto il tetto portato da incavallature a sega sistema inglese, le quali si attaccano o alle quattro colonne in ghisa tipo Carrozzaggio, od alle loro travi a traliccio di collegamento.

Le colonne sono alte m. 8,23, hanno un piedestallo ottagono, su cui s'erge il fusto tronco-conico col diametro di m. 0,23 alla base e 0,21 all'altezza del capitello; lo spessore è di mm 15; le travi a traliccio hanno l'altezza di m. 0,80 e sono lunghe m. 11,32; le incavallature distano m. 3,77 da asse ad asse, hanno la corda di m. 10,50 e il loro piano di posa è a m. 7,80 dal suolo.

Il pavimento di tutta la sala è d'argilla battuta. Una fossa contiene l'albero di trasmissione che proviene dai calderai, e lungo la medesima sono disposte alcune macchine per la lavorazione dei tubi, cioè cesoie, allargatoi e cilindratori.

I muri esterni verso il Corso non hanno aperture che all'altezza dei frontoni; nei muri interni invece sono praticate parecchie porte e finestre, le prime della luce di m. 3,30, le seconde di m. 2,50.

La configurazione esterna non differisce da quella dei fabbricati della Torneria, ecc.

Tettoie deposito materiali. — Lungo il lato nord e quello ovest del muro di cinta presero posto parecchi tratti di tettoia aperta per deposito di materiali.

Queste tettoie sono coperte con tetti ciechi a due falde in tegole piane su struttura in legname, che da una parte si appoggiano al muro di cinta rialzato e dall'altra a colonne in ghisa vuote, del diametro medio di m. 0,13 e dello spessore di 12 mm. Le incavallature hanno la corda orizzontale a m. 3,80 dal pavimento.

La lunghezza complessiva delle tettoie è di m. 395 e la larghezza di ognuna è di m. 6.

Dal tipo precedente si distingue la tettoia per materiali fuori d'uso, la quale misura circa m. 90 × m. 11,50 ed è chiusa nelle campate estreme da un muro pieno alto m. 2,

al quale sovrasta un muriccio a maglie; ad ogni interasse di m. 5,24 il muro di cinta si allarga in un pilastro di 0,65 × 0,50 in corrispondenza di altrettanti pilastri isolati aventi la stessa sezione, fra i quali stanno dei cancelli in ferro di chiusura. Le incavallature sono del tipo Polonceau e distano m. 5,25 da asse ad asse. Le dimensioni principali sono le seguenti: puntoni in legno di $\frac{20}{27}$; saette in ghisa col diametro massimo di mm. 9 e minimo di 5; tirante d'imposta in ferro, diametro di cent. 4; tiranti inclinati, diametro di 3 centimetri.

Gli arcarecci in legno hanno sezione di $\frac{15}{18}$, i panconcelli di $\frac{8}{10}$. Questa tettoia è rappresentata nella tav. IX dalle figure 7, 8 e 9.

Riassumo il capitolo, dando l'area compresa fra i vivi esterni dei muri d'ogni fabbricato:

1. Officina molle, fucinatori, forni e magli: 107,76×29,12+2×42,90×24,90=	m²	5274,39
2. Tettoietta sul lato est del Riparto fucine 107,76 × 5,50 = ...	»	592,68
3. Magazzino principale 94,15 × 21 = .	»	1977,15
4. Magazzino annesso 73,78 × 21 = . .	»	1549,38
5. Tettoie annesse ai magazzini: 15 × 6,80 + 21 × 8,60 = . . .	»	282,60
6. Fonderia bronzi 49 × 21 = ...	»	1029 —
7. Depositi modelli e refettorio 49×21=	»	1029 —
8. Palazzina di Direzione 52 × 15,08 = .	»	784,16
9. Casotti ad uso portieria e passaggi: 2 × 15,16 × 13,24 = ...	»	401,42
10. Lavorazione tubi rame 34,92×32.38=	»	1130,71
11. Tettoie aperte per deposito materiali .	»	2370 —
12. » chiuse per materiali fuori uso .	»	1049 —
Totale . . .	m²	17769 —

(Continua) *Ing.* A. RAGAZZONI.

IDRAULICA PRATICA

SULLA TEORIA DELLE POMPE CENTRIFUGHE

Continuazione

25. — Salvo piccole differenze di forma o di dettaglio, il metodo seguito dai migliori autori, per giungere all'equazione fondamentale delle pompe centrifughe, è in sostanza il seguente: noi non facciamo qui che toglierne le ipotesi più o meno restrittive, per lasciare alle formule la massima generalità.

In condizioni di regime il movimento ascensionale dell'acqua nella colonna aspirante è dovuto alla pressione atmosferica Z che gravita sulla superficie libera del bacino inferiore di presa. Il carico resistente è costituito: dall'altezza di aspirazione h_1 di cui l'acqua deve essere innalzata per giungere al centro della ruota; dalle altezze di carico perdute k_1 per tutte le resistenze che devono esser vinte in questo percorso, finchè l'acqua sia entrata in balia della ruota, compresa (ove ne sia il caso) la perdita di forza viva per urto all'ingresso fra le palette; infine dall'altezza di carico $\frac{u_1^2}{2g}$ che trovasi impiegata a mantenere la velocità assoluta iniziale u_1 entro la ruota. Togliendo dal carico motore Z la somma di tutte queste altezze consumate sotto forma di lavoro o di forza viva, la differenza indicherà la pressione $\frac{p_1}{\gamma}$ che ancora deve rimanere nell'acqua entrando nella ruota: sarà cioè:

$$(11) \qquad Z - h_1 - k_1 - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma}.$$

La velocità u_1, scomposta nella velocità periferica ωr_1 e relativa c_1, ci dà:

$$(12) \qquad u_1^2 = \omega^2 r_1^2 + c_1^2 - 2\,\omega\, r_1\, c_1 \operatorname{sen} \varepsilon_1.$$

Seguendo poi l'acqua nel suo movimento relativo entro la la ruota, sappiamo che deve sempre aversi:

$$(13) \qquad \frac{\omega^2}{2}(r_2^2 - r_1^2) = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{g}{\gamma}(p_2 - p_1) + g k_r.$$

Componendo la velocità relativa finale c_2 con quella periferica ωr_2, per ripassare al moto assoluto, abbiamo:

$$(14) \qquad u_2^2 = \omega^2 r_2^2 + c_2^2 - 2\,\omega\, r_2\, c_2 \operatorname{sen} \varepsilon_2.$$

Infine, osserviamo che l'acqua, uscendo dalla ruota colla pressione p_2 e colla forza viva $\frac{u_2^2}{2}$ deve essere in grado di vincere: l'altezza di spinta h_2, che l'acqua deve superare per giungere all'orifizio di scarico; l'altezza di carico k_2 per tutte le resistenze passive che si presentano in questo percorso, compresa la perdita di forza viva allo sbocco dalla ruota; l'altezza $\frac{v^2}{2g}$, corrispondente alla velocità finale di efflusso; infine la pressione atmosferica Z che agisce sull'orifizio di efflusso. Dovrà dunque essere:

$$(15) \qquad \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = h_2 + k_2 + \frac{v^2}{2g} + Z.$$

Sottraendo la (12) dalla (14) e portandone il risultato nella (13), si ottiene:

$$(16) \qquad \omega^2(r_2^2 - r_1^2) - \omega\, r_2\, c_2 \operatorname{sen} \varepsilon_2 + \omega\, r_1\, c_1 \operatorname{sen} \varepsilon_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{g}{\gamma}(p_2 - p_1) + g k_r$$

dalla quale è facile eliminare le pressioni $p_1\, p_2$ mediante le equazioni (11) e (15); da queste si ha:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{g}{\gamma}(p_2 - p_1) = g\left[(h_1 + h_2) + (k_1 + k_2) + \frac{v^2}{2g}\right]$$

e così il secondo membro della (16) si cambia in:

$$g\left[(h_1 + h_2) + (k_1 + k_r + k_2) + \frac{v^2}{2g}\right];$$

ponendo h al posto di $(h_1 + h_2)$ e indicando con k la somma di tutte le perdite di carico, si avrà dunque come equazione finale:

$$(17) \qquad \omega^2(r_2^2 - r_1^2) - \omega\, r_2\, c_2 \operatorname{sen} \varepsilon_2 + \omega\, r_1\, c_1 \operatorname{sen} \varepsilon_1 = g\left(h + k + \frac{v^2}{2g}\right) = g\,H$$

essendo H la cosidetta prevalenza dinamica.

Il primo membro di questa equazione può mettersi nella forma seguente:

$$\omega r_2\,(\omega r_2 - c_2 \operatorname{sen} \varepsilon_2) - \omega r_1\,(\omega r_1 - c_1 \operatorname{sen} \varepsilon_1);$$

e siccome, per le relazioni (1), i binomi entro parentesi esprimono le componenti periferiche v_2, v_1 delle velocità assolute, l'equazione (17) si può scrivere nella forma semplicissima:

$$(18) \qquad \omega\,(v_2\, r_2 - v_1\, r_1) = g\,H.$$

Tanto in questa, come nella precedente, il secondo membro esprime il lavoro idraulico consumato; il primo membro deve dunque considerarsi come l'espressione dell'energia E trasmessa dalla ruota all'unità di massa d'acqua che l'attraversa. Questa enegia, che col Ludewig può chiamarsi *lavoro indicato* della ruota, sarà dunque:

$$(19) \qquad E = \omega^2(r_2^2 - r_1^2) - \omega\, r_2\, c_2 \operatorname{sen} \varepsilon_2 + \omega\, r_1\, c_1 \operatorname{sen} \varepsilon_1 = \omega\,(v_2\, r_2 - v_1\, r_1).$$

Dividendo il lavoro utile gh per quello impiegato $E = gH$, si avrà evidentemente il rendimento idraulico della pompa:

$$(20)\quad \eta = \frac{g\,h}{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2) - \omega\, r_2\, c_2 \operatorname{sen} \varepsilon_2 + \omega\, r_1\, c_1 \operatorname{sen} \varepsilon_1} = \frac{g\,h}{\omega\,(v_2\, r_2 - v_1\, r_1)}\,.$$

Notiamo anzitutto che le formule precedenti non differiscono che per la maggior generalità da quelle usate da diversi autori. Molti di essi suppongono che l'ingresso dell'acqua avvenga radialmente; ed in questa ipotesi, essendo:

$$c_1 \operatorname{sen} \varepsilon_1 = \omega r_1\,,$$

l'equazione della pompa si ridurrebbe alla seguente:

$$(21)\quad \omega^2 r_2^2 - \omega\, r_2\, c_2 \operatorname{sen} \varepsilon_2 = g\,H$$

che è quella adottata dall'Herrmann (1), dal Müller (2), dall'Hartmann (3), dal Garuffa (4), ecc. Il Kapp ed il Benetti, che non suppongono radiale l'ingresso dell'acqua, giungono ad equazioni più generali che possono paragonarsi alla (17).

Notiamo ancora che il processo seguito per giungere all'equazione (17) vale identicamente, con semplici cambiamenti di parole, per il caso delle turbine. Si capisce che in questo caso la prevalenza dinamica H sarà costituita dalla prevalenza statica h non più aumentata ma diminuita delle altezze di carico perduto, ed il rendimento idraulico sarà espresso da $\frac{E}{g\,h}$. Gli autori che, come il Wiebe (5), il Bodmer (6) ed il Ludewig (7), trattano il problema delle turbine in tutta la sua generalità, ottengono infatti per l'energia trasmessa dall'acqua alla ruota espressioni identiche alla (19); e gli altri autori, che sogliono supporre l'ingresso dell'acqua radiale, usano un'equazione identica alla (21).

In conclusione la (17) deve considerarsi allo stesso tempo come equazione fondamentale, sia delle pompe che delle turbine. E può comprendere tutti i tipi immaginabili di questi apparecchi; giacchè, stabilendo per gli indici 1 e 2 la convenzione che il primo di essi caratterizzi sempre gli elementi di ingresso ed il secondo quelli di uscita, potranno aversi apparecchi centrifughi, assiali, ovvero centripeti, secondo che si suppone $r_1 < r_2$, $r_1 = r_2$, $r_1 > r_2$.

Resta ora da vedersi come possano applicarsi in pratica le equazioni (17) e (20) per ottenere le relazioni definitive fra ω e r, e fra ω e η, in guisa da poter calcolare *a priori* per una data pompa la portata ed il rendimento idraulico che dovranno ottenersi per ogni determinato valore della velocità rotatoria ω. A tal uopo bisognerà che dall'espressione ottenuta per l'energia E vengano eliminate le velocità $c_1\, c_2$, introducendovi la velocità di efflusso finale v; e che nel secondo membro della (17) vengano espresse, in funzione pure di v, tutte le perdite di carico sommariamente indicate con k.

26. — Quanto alla eliminazione delle $c_1\, c_2$, tutti gli autori usano di esprimere queste velocità per mezzo del rapporto inverso delle corrispondenti sezioni: cioè, indicando con F la sezione dell'orifizio supremo di scarico (per cui sia $F\,v = Q$), ed indicando con F_1 F_2 le sezioni rette estreme dei canali mobili (che valgono prossimamente:

$$F_1 = 2\,\pi\, r_1\, b_1 \cos \varepsilon_1 \quad , \quad F_2 = 2\,\pi\, r_2\, b_2 \cos \varepsilon_2),$$

si suole assumere:

$$(22)\quad c_1 = v\,\frac{F}{F_1} \quad , \quad c_2 = v\,\frac{F}{F_2}\,.$$

Ora questa sostituzione ci sembra assolutamente arbitraria. Essa infatti equivale ad introdurre l'ipotesi che sempre i canali mobili si trovino completamente occupati dall' acqua fluente, per modo che, in qualunque modo vadano variando le sezioni dei canali mobili, il moto relativo dell'acqua debba sempre seguire la legge inversa delle sezioni offerte al suo passaggio entro la ruota. Con ciò viene in sostanza ad ammettersi che questo moto avvenga nelle stesse condizioni usuali di un condotto chiuso, lungo il quale l'acqua si trovi sospinta da una pressione motrice *esterna al medesimo*. Il caso nostro è però sostanzialmente diverso: la trasmissione di energia all'acqua ed il movimento che ne deriva, dipendono da una causa che ha sede *entro la ruota stessa*, cioè dalle azioni impulsive delle palette ruotanti; e siccome queste azioni hanno un valore determinato in ogni punto della traiettoria, a seconda della forma delle palette e delle condizioni di funzionamento, così sarà ragionevole il pensare che il moto che ne risulta debba avere una legge propria dipendente dalle accennate circostanze e non già dal solo fatto del modo con cui vanno variando le sezioni. E che questo nostro concetto abbia fondamento nella realtà delle cose, ce lo prova il fatto, già accennato nel n. 11, che il completo riempimento dei canali mobili di una pompa centrifuga non può mai conseguirsi quando sia per costruzione $F_2 > F_1$. In questo caso saranno completamente riempite le sezioni F_1, e sarà lecito assumere $c_1 = v\,\frac{F}{F_1}$, ma non lo saranno le sezioni finali F_2, e sarà quindi erroneo il porre $c_2 = v\,\frac{F}{F_2}$. Viceversa, se i canali mobili fossero eccessivamente convergenti, potrà essere accettabile $c_2 = v\,\frac{F}{F_2}$, ma non già $c_1 = v\,\frac{F}{F_1}$.

In conclusione, l'equazione (17) è senza dubbio rigorosa, ma per poterla applicare alla risoluzione completa del problema delle pompe centrifughe occorre determinare per altra via la legge del moto rotativo che dovrà prodursi dipendentemente dalle azioni reciproche fra palette e fluido.

Applicando a certi risultati sperimentali l'equazione fondamentale (17), coll'ipotesi dello spontaneo riempimento dei canali mobili, si giunge a discordanze stranissime, che farebbero dubitare dell'esattezza di quella equazione, mentre assai probabilmente l'errore consiste solo nel modo di calcolare le velocità relative. Possiamo aver un esempio nelle classiche esperienze del Morin sulla pompa di Appold. In una di queste (la 1ª della Tabella pubblicata dal Morin) si aveva la velocità di 828 giri al minuto, la portata di litri 150 al secondo, la prevalenza $h = 2^m,59$ ed il rendimento totale di 0,588. Le dimensioni della ruota erano $2\,r_2 = 0^m,305$. $2\,r_1 = r_2$; le palette erano foggiate in modo da dare $\varepsilon_1 = 45^0$, $\varepsilon_2 = 70^0$ circa; la larghezza della ruota era costante ed uguale a $0^m,079$.

Si aveva quindi:

$$F_1 = 2\,\pi\, r_1\, b_1 \cos \varepsilon_1 = \text{mq. } 0{,}027$$
$$F_2 = 2\,\pi\, r_2\, b_2 \cos \varepsilon_2 = \text{» } 0{,}026$$

per cui, ammesso il completo riempimento dei canali mobili, dovrebbe aversi:

$$c_1 = \frac{Q}{F_1} = 5^m,56 \quad , \quad c_2 = \frac{Q}{F_2} = 5^m,77\,.$$

Portando questi valori nell'espressione generale di E si ottiene il risultato di kgrm. 85,47, e quindi il rendimento idraulico risulterebbe:

$$\eta = \frac{9{,}80 \times 2{,}59}{85{,}47} = 0{,}30 \text{ circa.}$$

L'esperienza avendo constatato un rendimento *totale* di 0,588, si vede che l'ipotesi con cui fu calcolato il valore di c_2 conduce al controsenso di un rendimento idraulico minore di quello totale: e la differenza è tanto forte da non potersi assolutamente spiegare, attribuendola ad errori di osservazione.

Può obiettarsi che sul valore di E ha una fortissima influenza l'errore di misura dell'angolo ε_2, e che d'altra parte le palette di Appold erano raccordate quasi tangenzialmente colla periferia esterna, in guisa che l'angolo ε_2, contato sul-

(1) Weisbach-Herrmann, *Ingenieur-und maschinen-mechanick.*
(2) *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieur.* Sett. 1886.
(3) *Die Pumpen.* Berlino, 1889.
(4) *Macchine motrici ed operatrici a fluido.* Milano, 1892.
(5) *Allgemeine Theorie der Turbinen.* Berlino, 1868.
(6) *Hydraulic motors.* Londra, 1889.
(7) *Allgemeine Theorie der Turbinen.* Berlino, 1890.

l'ultimo elemento della paletta, era di fatto assai maggiore di 70°. Però bisogna riflettere che l'azione direttrice delle palette non può mantenersi in tutta la sua efficacia fino alla periferia esterna, ma solo fino al punto nel quale l'asse geometrico di ogni canale mobile è tagliato dalla normale abbassata dall'estremità di una paletta sulla convessità della paletta successiva. È questo un fatto ben constatato nelle turbine, e la regola di Francis, basata appunto su questo criterio, è quella che dà in pratica i migliori risultati per la valutazione delle sezioni F_2 e della direzione della velocità relativa di sbocco. Ora, applicando alla ruota di Appold la regola ora detta, si ottiene per ε_2 un valore pratico ancora minore di quello da noi assunto.

Accettando queste considerazioni, conviene anche riflettere che nel caso da noi esaminato si aveva $F_2 < F_1$, e quindi ne segue che, a garantire il completo riempimento dei canali mobili, non è sufficiente evitare la forma divergente dei canali mobili, come vorrebbe il prof. Escher.

27. — Del resto, che nell'equazione (17) non sia lecito introdurre i valori di c_1 e c_2 dati dalle (22), lo si può riconoscere esaminando se la deduzione da noi riferita di quella equazione tenga conto di tutte le condizioni dinamiche del problema speciale di cui ci occupiamo, *per cui non rimanga più alcun vincolo da imporre alle velocità* c_1 c_2 *dipendentemente dalla natura speciale delle cause a cui il movimento è dovuto.*

La deduzione fatta nel N. 25 può mettersi in quest'altra forma. L'energia trasmessa dalla ruota all'unità di massa d'acqua che l'attraversa consta di tre parti: 1° aumento di energia potenziale, passando dalla pressione p_1 alla p_2, misurato da $\frac{g}{\gamma}(p_2 - p_1)$; 2° aumento di energia attuale passando dalla velocità u_1 alla u_2, cioè $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$; 3° lavoro consumato entro la ruota stessa per vincere le resistenze idrauliche interne, misurate da gk_r.

Sarà dunque:

$$(23) \qquad E = \frac{g}{\gamma}(p_2 - p_1) + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + gk_r ;$$

combinando questa eguaglianza colle (12) (13) (14) si ottiene:

$$(24) \quad E = \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) - \omega r_2 c_2 \operatorname{sen} \varepsilon_1 + \omega r_1 c_1 \operatorname{sen} \varepsilon_1 .$$

Ora, si rifletta che l'equazione (23), da cui siamo partiti, non costituisce una valutazione *a priori* dell'energia svolta dalla ruota sull'acqua, dipendentemente dalle cause produttrici del moto; ma soltanto una valutazione *a posteriori* in funzione degli effetti finali *supposti già conosciuti per altra via*. Introducendovi poi le relazioni (12) (13) (14), non vi si aggiunge alcuna nuova condizione dinamica speciale al nostro problema; la prima e l'ultima di queste sono infatti relazioni puramente geometriche, e la seconda non ha di dinamico che l'apparenza, giacchè (come a suo luogo abbiamo mostrato) essa si verifica sempre, per il solo fatto della scomposizione del moto assoluto nei due componenti relativo e di trascinamento, qualunque del resto sia il moto assoluto che si considera e le cause che lo producono; tanto che essa è ancora verificata nel caso di palette neutrali. In sostanza l'equazione (24) conserva il carattere di una valutazione generica dell'energia E, qualunque sia il moto assoluto e la causa che lo produce, e per diventare veramente l'espressione di E propria al nostro problema, manca ancora che si tenga conto delle cause speciali che agiscono nelle pompe centrifughe, cioè delle azioni impulsive delle palette, dalle quali potrà nascere un vincolo speciale fra c_1 e c_2.

A meglio chiarire il nostro concetto, gioverà mostrare come l'espressione (24) non sia che una pura e semplice trasformazione del noto teorema del momento della quantità di moto, che costituisce una proprietà generale di qualunque movimento, e che a sua volta non è che una conseguenza analitica della relazione che passa fra qualsivoglia causa motrice ed i suoi effetti di accelerazione. Questo teorema ci dice che « il momento, rispetto ad un asse qualunque, delle forze » motrici, qualunque esse siano, uguaglia sempre la derivata » rispetto al tempo del momento della quantità di moto rife- » rita a quello stesso asse ». Applicandolo all'unità di massa e chiamando F la componente della forza in direzione normale al raggio vettore r, si avrà:

$$F r = \frac{d(v r)}{d t} ,$$

ossia, moltiplicando ambi i membri per $\omega d t$:

$$F \omega r d t = \omega d (v r).$$

Ora si osservi che, se si suppone il movimento prodotto da una forza *di qualunque genere, purchè abbia sede nella paletta ruotante*, il primo membro della precedente uguaglianza esprimerà il lavoro elementare di questa forza. Si capisce infatti che, se la paletta esercita sulla particella mobile una azione qualsivoglia F, dovrà prodursi sulla paletta stessa una reazione uguale e contraria, e quindi il prodotto Fr darebbe il momento della forza esterna che occorrerebbe applicare alla paletta per mantenerla in riposo; dovendo essa invece girare colla velocità angolare ω, il lavoro esterno richiesto a mantenere questo movimento rotatorio per il tempuscolo dt dovrà essere $F r \omega d t$. Il lavoro elementare consumato nella ruota, e quindi trasmesso al fluido, sarà dunque $dE = \omega d(vr)$, ed integrando da v_1 ad v_2 si ottiene direttamente:

$$E = \omega (v_2 r_2 - v_1 r_1).$$

Come si vede, questa formula è generale, qualunque sia la legge della forza, purchè questa emani da una paletta ruotante uniformemente; potrebbe per esempio essere una forza ripulsiva agente fra la paletta e la particella secondo una legge qualunque. Ed anche restando ignota questa legge, l'equazione (24) potrà tuttavia dare il valore dell'energia svolta, purchè si conoscano per altra via i valori di c_1 e c_2 che si produrranno nel caso particolare che si vuol considerare.

Avviene lo stesso sempre quando un particolare problema di dinamica viene trattato direttamente coll'applicazione di una di quelle proprietà generali del moto che sogliono chiamarsi *integrali primi;* per esempio, mediante l'equazione delle forze vive. L'energia consumata da una forza di qualunque natura sarà sempre espressa da $E = m \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$; ma per ottenere risultati pratici esatti, bisogna che vi si introducano quei valori della velocità u_2, che saranno realmente prodotti per effetto della forza particolare che si vuol considerare. Trattisi, per esempio, di una forza costante producente l'accelerazione f; il lavoro di questa forza lungo lo spazio s deve essere evidentemente $E = mfs$, e per giungere a questo valore partendo dall'equazione generale delle forze vive, bisogna introdurvi $u_2^2 = u_1^2 + 2fs$; introducendovi invece valori di u_1 ed u_2 che non soddisfino a questa relazione (che caratterizza le condizioni dinamiche speciali del problema che vuol risolversi) si avrebbe un risultato erroneo non rispondente al caso supposto della forza costante, ma ad un altro caso diverso, cioè di una forza agente secondo una legge tale da realizzare lungo lo spazio s quell'aumento di forza viva che corrisponde ai valori assunti per u_1, u_2.

Lo stesso può ripetersi dell'equazione (24). Finchè essa rimane, come è, l'equazione di un problema più generale del nostro, non potrà darci valori esatti di E per un dato caso particolare, se non a condizione che i valori assunti per c_1 c_2 siano desunti dalle condizioni dinamiche speciali che caratterizzano il problema di cui si tratta. In altri termini, perchè l'equazione (17) possa diventare l'equazione propria delle pompe centrifughe, occorre che si tenga conto della legge della forza, a cui il movimento è in questo caso dovuto, cioè delle azioni impulsive esercitate dalle palette sul fluido. Potrà così giungersi ad una relazione fra c_1 e c_2 che caratterizzi la natura del movimento che avverrà entro la ruota; e questa relazione servirà anzitutto a stabilire la condizione a cui dovranno soddisfare le sezioni F_1 F_2 per assicurare il completo riempimento dei canali mobili; in secondo luogo essa servirà a dedurre dall'equazione generale (17) la vera equazione risolvente propria del problema delle pompe centrifughe.

Abbiamo tentato questa ricerca per diverse vie; ma finchè non si introduce alcuna ipotesi sulla forma delle palette, si giunge ad equazioni differenziali di difficile integrazione. Abbiamo bensì ottenuto qualche risultato assai significante applicando al caso generale l'integrazione grafica, ovvero considerando il caso particolare di certi tipi di palette. Ma ci riserviamo di comunicare questi risultati appena ci sia dato di poterli sottoporre al riscontro sperimentale.

Intanto sarà utile accennare ad una conseguenza di grande importanza pratica, che deriva dal nostro modo di considerare il moto relativo che tenderà a prodursi entro la ruota. Se il nostro concetto non è erroneo, si capisce che il rapporto $\frac{c_2}{c_1}$ non potrà mantenersi costante per una data pompa, qualunque sia il suo andamento. Ammesso che in un dato regime della pompa il valore di $\frac{c_2}{c_1}$ risulti uguale al rapporto di costruzione $\frac{F_1}{F_2}$, in guisa da realizzare la condizione del completo riempimento dei canali mobili, questa condizione cesserà di verificarsi appena venga mutato il regime della pompa, o variandone la velocità rotatoria, o cambiando anche la prevalenza. Il regime caratterizzato da $\frac{c_2}{c_1} = \frac{F_1}{F_2}$ darà le condizioni di funzionamento alle quali sarà veramente adatta la pompa che si considera per quanto dipende dalla giusta proporzione delle sezioni F_1 F_2; e potranno per questa via spiegarsi benissimo i cambiamenti rapidi e talvolta strani che si osservano nel rendimento, per variazioni relativamente piccole delle condizioni di funzionamento.

28. — Un altro punto della teoria che dovrebbe essere seriamente studiato, con largo sussidio di risultati sperimentali, è quello che riguarda le perdite di energia che hanno luogo nelle pompe centrifughe e da cui deve risultare il loro rendimento. È solo colla valutazione razionale di queste perdite e colla discussione dell'entità che esse possono avere dipendentemente dalle dimensioni e forme adottate, che potrà giungersi a conclusioni di pratica utilità in qualunque ricerca diretta a migliorare la costruzione di questi apparecchi. L'argomento è tanto più interessante, inquantochè (come già abbiamo accennato) qualcuna delle perdite di energia rende tuttora divisi gli autori ed i costruttori in due campi opposti, per quanto riguarda la forma delle palette; e secondo alcuni codesta perdita dovrebbe avere tale entità da render vano qualunque tentativo per migliorare il rendimento delle pompe centrifughe.

Il Lindner non solo non dà alcuna luce su queste controversie, ma si limita a fuggevoli accenni ed a valutazioni sommarie e grossolane, senza nemmeno appoggiarle a dati sperimentali.

La maggior parte degli autori si limitano ad indagini staccate, ora su questa ora su quella perdita, non badando che uno stesso elemento costruttivo può esercitare influenze opposte le quali, compensandosi, possono rendere illusorie le deduzioni.

Il primo autore che abbia cercato di fare una valutazione razionale di tutte le singole cause di perdita di energia che furono supposte nelle pompe centrifughe, per introdurle nell'equazione delle energie, e quindi ricavarne conclusioni generali, è il Kapp, nella pregevolissima Memoria che abbiamo già avuto occasione di citare.

Seguì più tardi la stessa via il prof. Benetti, modificando in qualche parte la teoria del Kapp, ma giungendo a risultati sostanzialmente poco diversi. Anzi, mentre quest'ultimo si occupa tanto delle perdite così dette idrauliche, come di quelle meccaniche, il Benetti invece non considera che le prime, trascurando una parte importantissima del problema.

29. — Proponendoci qui di discutere le idee emesse finora intorno a queste perdite, cominciamo col notare che esse possono dividersi in due classi: perdite organiche e perdite idrauliche, a cui dovranno corrispondere due sorta di rendimenti parziali, dal prodotto dei quali risulta il rendimento totale della pompa.

Se Q è la portata in chg. e h la prevalenza in metri, il lavoro utile L_u per minuto secondo sarà misurato da $L_u = Q\,h$. Ma perchè in questo sollevamento possano essere vinte le resistenze idrauliche che si oppongono al movimento dell'acqua in tutto l'apparecchio, occorre che la ruota produca sull'acqua un carico motore corrispondente all'altezza h aumentata delle altezze perdute k per quelle resistenze idrauliche, e del carico $\frac{v^2}{2g}$ che occorre a mantenere la velocità di efflusso finale v; la ruota dovrà cioè trasmettere alla massa d'acqua che percorre l'apparecchio un lavoro idraulico misurato da:

$$L_i = Q\left(h + k + \frac{v^2}{2g}\right).$$

Il rapporto:

$$\eta = \frac{L_u}{L_i} = \frac{Q\,h}{Q\left(h + k + \frac{v^2}{2g}\right)} = \frac{h}{h + k + \frac{v^2}{2g}} = \frac{h}{H}$$

è ciò che chiamasi *rendimento idraulico* della pompa. — Ma perchè la ruota possa essere mantenuta in movimento colla velocità rotatoria richiesta, e trasmettere all'acqua l'energia idraulica Q H, occorre che sia applicato al suo albero un lavoro motore maggiore L_m, per sopperire alle resistenze meccaniche (attriti nei cuscinetti e simili) che si oppongono a quella rotazione, ed alle altre dispersioni di energia che possono accompagnare la trasmissione del lavoro dalla ruota all'acqua. Il rapporto $\mu = \frac{Q\,H}{L_m}$ costituirà il *rendimento organico* della pompa. Ed il *rendimento totale* risulterà dal prodotto di quello idraulico con quello organico, giacchè:

$$\varepsilon = \frac{Q\,h}{L_m} = \frac{Q\,h}{Q\,H} \times \frac{Q\,H}{L_m} = \eta\,\mu.$$

La maggior parte degli autori si occupano solo del primo fattore e studiano le disposizioni costruttive che possono giovare a rialzarne il valore. Non occupandosi affatto del secondo fattore ammettono tacitamente che questo non possa avere che una importanza secondaria sul valore del rendimento totale.

La qual cosa non è; vedremo più innanzi come in certi casi l'esperienza accusi un rendimento idraulico ancora relativamente buono, accompagnato da un rendimento organico assai basso.

30. — Cominciando coll'esaminare le perdite così dette idrauliche, osserviamo che alcune di esse sono valutabili senza difficoltà; e sono quelle che hanno luogo nella condotta aspirante e in quella premente, per effetto delle resistenze d'attrito, delle curvature e dei cambiamenti di sezione che l'acqua trova percorrendo questi tubi. Esse sono di natura troppo ben conosciuta perchè la loro valutazione, fatta colle regole usuali dell'idrodinamica pratica, possa essere oggetto di dubbi. Si giunge in tal modo ad espressioni della forma solita $\xi\,\frac{v^2}{2g}$, in cui il coefficiente ξ dipenderà dalle condizioni dell'impianto, per ciò che riguarda la condotta aspirante e quella premente. Basta aver avuto occasione di istituire questi calcoli per un impianto nelle condizioni ordinarie, per acquistare la persuasione che questa sorta di perdite non può avere che una tenue influenza sul rendimento idraulico. Del resto sono ben note le regole pratiche da seguire per evitare valori ragguardevoli dei coefficienti ξ.

Le difficoltà e le dubbiezze cominciano quando si tratta delle perdite idrauliche che possono avvenire entro la pompa propriamente detta. Ammessa verificata la condizione del completo riempimento dei canali mobili, si può ancora ammettere, almeno fino a un certo punto, che possano ridursi alla forma $\xi\,\frac{v^2}{2g}$ le resistenze per attrito e curvatura entro i canali mobili; ma rimangono ancora da considerare le perdite all'ingresso ed allo sbocco dei medesimi, che non sono riducibili a quella forma, perchè dipendenti dalla velocità rotatoria ω. Apparisce perciò arbitrario il metodo talvolta

seguìto, di valutare complessivamente tutte le perdite k moltiplicando per un fattore empirico il carico di efflusso $\frac{v^2}{2g}$. Lo stesso si dica del calcolare la prevalenza dinamica H col moltiplicare la prevalenza statica h per un certo coefficiente > 1. Il Lindner propone la regola di moltiplicare per un coefficiente pratico di questo genere il binomio $h + \frac{v^2}{2g}$. Ma tutte queste regole, se possono essere tollerabili (in mancanza di meglio) in una formula empirica, alla quale non si può domandare che una grossolana approssimazione, ed anche limitatamente a dati tipi, diventano assurde in una teoria razionale, e specialmente in un problema complesso come questo.

31. — Una perdita di energia della quale si è cercato di tener conto razionalmente è quella che si suppone avvenire all'ingresso dell'acqua fra le palette, quando queste non sono opportunamente disegnate per l'ingresso senza urto. Si ammette da molti che l'acqua, giungendo alla periferia interna della ruota (in cui supponiamo che comincino le palette), dopo effettuata la risvolta centrale, si muova con velocità assoluta diretta secondo il raggio; e per evitare urto colle palette si prescrive la regola semplicissima che l'angolo iniziale ε_1 di esse venga determinato colla relazione tg $\varepsilon_1 = \frac{\omega r_1}{u_1}$, ovvero tg $\varepsilon_1 = \frac{\omega r_1}{c_1}$.

Questa condizione non è osservata dai costruttori, i quali ben di rado danno ad ε_1 valori maggiori di 45°, mentre secondo la regola anzidetta quest'angolo dovrebbe essere sempre maggiore, e perfino di 80°. Da questo disaccordo dovrebbero nascere, secondo le idee generalmente accettate, un urto e quindi una perdita di energia che si vorrebbe calcolare col teorema di Carnot, per unirla alle altre perdite idrauliche.

È facile però persuadersi che questo modo di considerare le cose non è esatto. L'urto supposto non avrebbe per effetto di disperdere una parte della forza viva o del carico già esistente nell'acqua che si presenta alla ruota, ma al contrario di aumentare bruscamente quella forza viva. Sia infatti u'_1 (fig. 58) la velocità assoluta di arrivo, supposta radiale, ed u_1 sia invece quella che l'acqua deve assumere quando già si trova in balìa della ruota.

Siccome tanto colla u'_1 che colla u_1 deve passare attraverso

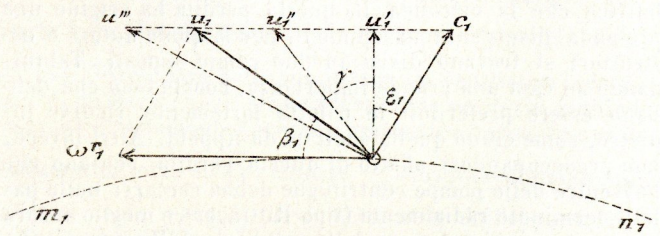


Fig. 58.

alla periferia $m_1 n_1$ lo stesso volume d'acqua dovrà essere:

$$2\pi r_1 b_1 u'_1 = 2\pi r_1 b_1 u_1 \operatorname{sen} \beta_1$$

e quindi:

$$u'_1 = u_1 \operatorname{sen} \beta_1.$$

Qualunque valore voglia darsi a β_1, risulta sempre $u_1 > u'_1$; e quindi l'effetto dell'errore di disegno nell'inclinazione iniziale delle palette non sarà una perdita di energia, ma una brusca trasmissione corrispondente alla forza viva acquistata per l'urto, cioè $\frac{u^2_1 - u'^2_1}{2}$. Senza dubbio questa trasmissione per urto non potrebbe avvenire senza dar luogo a movimenti disordinati del fluido, per cui si richiederebbe *da parte della ruota* un consumo di energia maggiore di quella che rimarrebbe utilmente trasmessa all'acqua; ma questa perdita non sarebbe da considerarsi fra le resistenze idrauliche: piuttosto fra quelle organiche della ruota.

In secondo luogo, fu già osservato da qualche autore che l'ipotesi della velocità di ingresso radiale deve essere poco conforme alla realtà delle cose. Mentre infatti l'acqua sta avviandosi alla periferia $m_1 n_1$, essa si trova già in contatto colle parti centrali della ruota (albero, mozzo, ecc.), le quali dovranno per adesione trasmettere all'acqua una qualche parte della loro velocità rotatoria; perciò in pratica la velocità con cui le vene fluide andranno a presentarsi alle palette dovrà trovarsi già alquanto volta in avanti nel senso della rotazione, e più o meno secondo che le parti centrali della ruota avranno potuto esercitare maggior o minor presa sull'acqua che le circonda. Ciò spiegherebbe perfettamente il fatto che i costruttori non abbiano trovato convenienza ad usare angoli ε_1 tanto grandi quanto sarebbe richiesto dalla regola tg $\varepsilon_1 = \frac{\omega r_1}{u_1}$ basata sull'ipotesi dell'ingresso radiale. La condizione dell'ingresso senza urto dovrebbe stabilirsi, non più in base alla u'_1, ma invece alla u''_1 determinata da:

$$\frac{u'_1}{\cos \gamma}.$$

Non si saprebbe però in che modo determinare *a priori* l'angolo γ di questa velocità, dipendendo esso da circostanze difficilmente valutabili. Comunque però voglia supporsi inclinata la velocità di arrivo u''_1, non vi sarà perdita nell'energia che già trovavasi nell'acqua, ma sibbene trasmissione di nuova energia ad essa, per passare dalla u''_1 alla u_1; perchè vi fosse una vera perdita bisognerebbe supporre che la velocità di ingresso fosse diretta più avanti della u_1, come è indicato in u'''_1; la qual cosa è assurda, non potendo le parti centrali della ruota trasmettere all'acqua per adesione una velocità rotatoria maggiore di quella da cui esse stesse sono animate.

Il Kapp suppone la pompa munita di palette direttrici all'ingresso, e in questo caso potrà difatto prodursi il disaccordo fra la u''_1 e la u_1; anch'egli considera come effetto di questo disaccordo una brusca trasmissione di energia, da aggiungersi a quella svolta dentro la ruota, ma tiene poi conto di una corrispondente perdita per urto, colla quale quella stessa energia verrebbe a trovarsi dispersa.

32. — Nessun autore ha però messo nel suo vero aspetto il fenomeno dell'ingresso dell'acqua nella ruota, per vedere se veramente, nel caso ordinario in cui non esistono palette direttrici all'ingresso, possa esistere disaccordo fra la velocità di arrivo u''_1 dell'acqua, e quella u_1, che essa deve poi assumere entro la ruota. Ammettere questo disaccordo ci sembra equivalga a considerare l'arrivo dell'acqua alla periferia $m_1 n_1$ come l'effetto di una causa propria, che non dipendesse in alcun modo dal movimento della ruota, come avviene per esempio nella introduzione dell'acqua in una turbina *per azione*. Qui il caso è però sostanzialmente diverso: è bensì vero che l'acqua va a presentarsi alla ruota per effetto della pressione atmosferica gravitante sulla superficie libera del bacino inferiore di presa; ma questa pressione non può entrare in azione se non in seguito al vuoto che va formandosi nello spazio centrale, per effetto dell'azione impulsiva che le palette hanno esercitato sull'acqua che già vi si trovava. In sostanza, mentre il primo elemento della paletta va sospingendo l'acqua che è già entrata in balìa di essa, la paletta medesima produce anche dietro di sè una specie di richiamo sull'acqua che riempie lo spazio centrale. Così stando le cose, ci sembra molto verosimile che i filetti fluidi a monte della paletta vengano sempre spontaneamente a mettersi in armonia col principio del moto assoluto che dovranno poi seguire entro la ruota: e ciò qualunque sia l'angolo iniziale ε_1 ed indipendentemente dalla rotazione che potrà essere trasmessa dalle parti centrali.

Essendo in generale, come abbiamo detto, l'angolo E_1 molto minore di quello che occorrerebbe per l'ingresso radiale, ne segue che la velocità di arrivo, identica in grandezza e direzione colla u_1, si troverà molto inclinata in avanti nel senso della rotazione; cioè i filetti fluidi, avviandosi alla periferia

$m_1 n_1$, andranno torcendosi in avanti, con traiettorie paragonabili ad eliche avvolte sulle corrispondenti superficie conoidiche di raccordamento, secondo le quali va compiendosi la risvolta che occorre nello spazio centrale per passare dalla direzione dell'asse al piano della ruota. Si avrà così nei filetti liquidi una doppia curvatura, della quale bisognerà tenere conto nella valutazione delle perdite di carico k dal lato dell'aspirazione; ma non si avrà mai un vero urto all'ingresso dell'acqua fra le palette.

Aggiungiamo che il ripiego di introdurre palette direttrici all'ingresso per evitare il supposto disaccordo, potrà riuscire dannoso invece che utile; sia perchè è troppo difficile riuscire ad una perfetta costruzione di tali palette, tenuto conto del moto assai complesso che l'acqua deve assumere nello spazio centrale, sia perchè ad ogni modo quel risultato non potrebbe essere conseguito che per un solo andamento della pompa. E l'esperienza ha mostrato appunto che nessun pratico giovamento fu ottenuto coll'introduzione delle palette direttrici all'ingresso, le quali potevano invece disturbare il naturale adattamento dei filetti fluidi, oltre ad aggiungervi altre resistenze di attrito lungo queste palette.

33. — Il nostro modo di considerare l'arrivo dell'acqua ha un nesso molto intimo con un fatto sperimentale che giova qui ricordare: quello cioè della limitata altezza di aspirazione che può ottenersi colle pompe centrifughe. È noto che, mentre le pompe a stantuffo possono in buone condizioni funzionare ancora fino ad altezze aspiranti di 8 o 9 metri, le centrifughe invece perdono l'acqua appena l'aspirazione superi i 3 o 4 metri, e spesso anche molto meno; da ciò la necessità di installare queste pompe quanto più in basso si può, sopprimendo anzi del tutto, quando le circostanze lo permettano, qualunque aspirazione.

Varie sono le cause che possono impedire che si mantenga nello spazio centrale una pressione molto bassa, quale si richiede per le forti aspirazioni. L'aria che in queste condizioni può penetrare attraverso le guarnizioni dell'albero, ovvero svolgersi dall'acqua stessa, riesce qui più dannosa che nelle pompe a stantuffo; giacchè, per effetto della differenza di densità fra l'aria e l'acqua, mentre questa verrà spinta verso la periferia, quella si potrà andar accumulando verso il centro, e finirà per interrompere la colonna liquida. In secondo luogo fu osservato che la mancanza di un organo a perfetta tenuta che separi la condotta di spinta da quella di aspirazione, può dar luogo ad un ritorno d'acqua dalla periferia al centro attraverso al *giuoco* laterale della ruota.

Non entriamo qui a discutere se siano sufficienti queste spiegazioni, sulla seconda delle quali specialmente, come altrove vedremo, possono sollevarsi dei dubbi. Comunque sia di ciò, non sarà inutile mostrare come, indipendentemente dalle cause precedenti, un'altra ve ne sia, dovuta alle condizioni di arrivo dell'acqua alle palette, che può da sola limitare di molto l'altezza di aspirazione.

Ammettendo l'arrivo dell'acqua radiale, e quindi con velocità $u'_1 = \dfrac{Q}{2\pi r_1 b_1}$, si riconosce dai dati usuali di costruzione che questa velocità oscillerebbe d'ordinario fra $\dfrac{1}{10}$ e $\dfrac{1}{6}\sqrt{2gh}$; assumendo la frazione media $\dfrac{1}{8}$, e supponendo che nello spazio centrale potesse mantenersi una pressione nulla, trascurando pure ogni perdita di carico nella condotta aspirante, il limite teorico di aspirazione sarebbe di $10^m,33 - \dfrac{h}{64}$: quindi per la prevalenza di 10 metri la perdita di aspirazione dovuta unicamente alla velocità di arrivo dell'acqua alla ruota dovrebbe essere solo di m. 0,16, cioè dello stesso ordine di quella che si ha per la stessa causa nelle pompe a stantuffo.

Ben diverso risultato otteniamo ammettendo che l'acqua debba spontaneamente presentarsi alle palette colla stessa velocità u_1 che deve poi assumere entro la ruota dipendentemente dall'angolo iniziale ε_1 delle palette; abbiamo già osservato che in generale quest'angolo è tale da dar luogo ad una velocità di ingresso inclinata in avanti, e quindi notevolmente maggiore della u'_1. Supponiamo, per esempio, $\varepsilon_1 = 50°$ (e per la maggior parte delle pompe usuali questo angolo è ancora minore), e sia:

$$\omega r_2 = 1{,}5\sqrt{2gh} \qquad r_1 = \frac{r_2}{2}$$

e quindi:

$$\omega r_1 = 0{,}75\sqrt{2gh}\,.$$

Avremo allora:

$$c_1 = \frac{u'_1}{\cos\varepsilon_1} = \frac{\frac{1}{8}\sqrt{2gh}}{0{,}64} = \frac{\sqrt{2gh}}{5{,}12}$$

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{\omega^2 r_1^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{\omega r_1 c_1}{g}\operatorname{sen}\varepsilon_1 = 0{,}375\,h,$$

e perciò, colla prevalenza di 10 metri, e *per il solo fatto della velocità con cui l'acqua deve presentarsi alle palette*, si avrebbe una perdita di aspirazione di m. 3,75. Se poi si supponesse $\varepsilon_1 = 30°$, come è in molte pompe usate, ripetendo lo stesso calcolo si avrebbe una perdita ancora più forte, che ridurrebbe a soli 6 metri l'altezza massima teorica di aspirazione. Se poi si tien conto delle resistenze idrauliche che hanno luogo nella condotta aspirante e delle cause speciali che disturbano il mantenimento di una pressione molto bassa nello spazio centrale, si capisce facilmente come nelle pompe centrifughe l'altezza pratica di aspirazione rimanga limitata tutt'al più a 3 o 4 metri, anche nelle migliori condizioni usuali.

Per avere dall'esperienza una conferma decisiva delle nostre idee, converrebbe istituire un confronto fra le altezze massime di aspirazione di due pompe centrifughe, nelle quali fosse uguale il valore di $u'_1 = \dfrac{Q}{2\pi r_1 b_1}$, ma fosse diverso quello di $u_1 = \sqrt{\omega^2 r_1^2 + c_1^2 - 2\omega r_1 c_1 \operatorname{sen}\varepsilon_1}$. Possono anche concepirsi due pompe centrifughe che differiscano nel raggio r_1 e nella forma delle palette, in guisa tale che a parità di numero di giri, ossia di ω, esse diano la stessa portata. Quella fra le due pompe che ha maggiore il raggio r_1 dovrebbe avere, secondo le idee generalmente accettate, una maggior altezza di aspirazione; mentre, secondo noi, questo vantaggio dovrebbe aversi colla pompa in cui è minore il raggio r_1.

34. — Un'altra perdita idraulica di energia che fu considerata nelle pompe centrifughe è quella che si suppone avvenga allo sbocco dell'acqua dalla ruota alla chiocciola collettrice che la circonda. Da questa perdita ha origine una profonda divergenza di opinioni, per la quale autori e costruttori si trovano divisi in due campi opposti. Taluni, dando ad essa una grande importanza, concludono che debbano essere preferibili le palette fortemente ricurve indietro, come erano quelle adottate da Appold. Altri invece, non preoccupandosi affatto di questa perdita, pensano che l'avvenire delle pompe centrifughe debba cercarsi nelle palette terminate radialmente (tipo Rittinger), o meglio ancora rivolte in avanti nel verso della rotazione. L'Herrmann, che è uno dei più autorevoli fautori di questo nuovo indirizzo, osserva giustamente che con tali forme di palette deve risultare, a parità di prevalenza, assai minore la velocità rotatoria, con grande vantaggio sulle perdite di lavoro per le resistenze d'indole meccanica che si oppongono al movimento della ruota; in secondo luogo dovrebbero pur riuscire minori le perdite idrauliche che avvengono entro la ruota dipendentemente dalla curvatura e dallo sviluppo delle palette.

Il Lindner tocca appena alla sfuggita questo argomento della perdita allo sbocco, dicendo solo che colla forma delle palette e coll'ampiezza della sezione che si dà alla chiocciola collettrice, bisogna cercare di conciliare le opposte esigenze; giacchè, riducendo di troppo quella sezione, potrà diminuirsi la perdita allo sbocco, ma crescendo la velocità con cui l'acqua percorre la chiocciola spiraloide, si troveranno aumentate le perdite idrauliche per attrito e curvatura della medesima.

Queste considerazioni sono giustissime; ma occorre anzitutto accertarsi dell'entità che di fatto potrà avere la perdita allo sbocco, salvo poi a studiare le disposizioni opportune per attenuarla, una delle quali sarebbe appunto quella di restringere la sezione della chiocciola, molto più di quanto sia stato fatto finora.

In qualche pubblicazione recente (1) si vede ancora riportata una dimostrazione che conduce a conclusioni scoraggianti sull'avvenire delle pompe centrifughe. Osservando che d'ordinario l'acqua ha nella chiocciola una velocità relativamente piccola in confronto a quella u_2 di sbocco, e supponendo forse che non sia lecito aumentarla senza dar luogo a inconvenienti maggiori, si valuta come totalmente perduta questa forza viva di efflusso; e quindi per questa sola causa il rendimento idraulico si troverebbe ridotto al valore:

$$\frac{h}{h + \frac{u_2^2}{2g}}.$$

Ciò posto, si dimostra che il massimo rendimento teoricamente possibile in una pompa centrifuga in cui sia α_2 l'angolo finale delle palette, sarebbe espresso (2) da:

$$\frac{1}{1 + \cos \alpha_2}.$$

Così, per esempio, con ruote a palette radiali ($\alpha_2 = 0$) il rendimento idraulico non potrebbe oltrepassare 0,50. E siccome, anche facendo le palette estremamente inclinate sulla periferia esterna della ruota, vi ha ragione a ritenere che non si possa in pratica far assegnamento sopra un angolo α_2 molto maggiore di 60°, si conclude che indarno vorrà sperarsi di oltrepassare il rendimento idraulico:

$$\frac{1}{1 + \cos 60^0} = \frac{2}{3}.$$

La qual cosa sembrerebbe avvalorata dal fatto, per noi puramente casuale, che questo valore corrisponde precisamente ai più alti rendimenti finora conseguiti coi tipi più accreditati di pompe centrifughe, che sono appunto colle palette fortemente incurvate indietro.

35. — Senonchè una seria obbiezione alla teoria precedente ci viene fornita dalle pompe Farcot; le quali, colle palette terminate radialmente, hanno superato il rendimento di 0,65, come risultò dalle esperienze ufficiali che più tardi avremo occasione di riferire. Invece, se quella teoria avesse fondamento di verità, il rendimento idraulico di quelle pompe avrebbe dovuto essere tutt'al più 0,50, e quello totale avrebbe quindi dovuto restare notevolmente al disotto di questa cifra.

L'ipotesi anzidetta, di considerare come totalmente perduta la forza viva di efflusso $\frac{u_2^2}{2}$ risale propriamente al Combes, che l'introdusse nella sua teoria dei ventilatori centrifughi di miniera, i quali erano aperti nella periferia, e quindi versavano direttamente l'aria nell'ambiente esterno. In queste condizioni la forza viva di efflusso $\frac{u_2^2}{2}$ doveva realmente considerarsi come perduta per l'effetto utile dell'apparecchio.

Giustamente perciò il Kapp accetta la considerazione di questa perdita $\frac{u_2^2}{2}$ per le così dette *turbine idrofore*, le quali essendo prive di chiocciola collettrice abbandonano l'acqua in condizioni simili a quelle dell'aria nei ventilatori aperti studiati dal Combes. Caddero però in errore il Morin e gli altri autori moderni, che vorrebbero applicare lo stesso concetto anche alle pompe centrifughe ed ai ventilatori chiusi, senza badare che la presenza della chiocciola collettrice fa mutare sostanzialmente le condizioni dello sbocco; sia perchè il fluido conserva ancora nella chiocciola una certa forza viva utilizzabile; sia perchè vi possono essere in essa delle disposizioni opportune per una graduale diminuzione di velocità, con trasformazione di energia attuale in potenziale, secondo il noto teorema di Bernouilli; sia infine perchè, anche in assenza di apposite disposizioni costruttive, possono spontaneamente prodursi degli adattamenti delle vene fluide a monte ed a valle del punto di sbocco, coi quali rimangono facilitate le condizioni di questo sbocco. Riflettendo alla perfetta continuità che regna nel liquido che occupa tutto l'apparecchio, si può presumere che codesti adattamenti possano estendersi da un lato nella chiocciola collettrice, dall'altro entro la ruota stessa, modificandone il movimento del fluido in guisa da attenuare la perdita allo sbocco.

Del resto non è cosa nuova nelle pompe centrifughe l'uso di opportune disposizioni per ottenere un graduale rallentamento della velocità di sbocco. Nella pompa di Appold, fra la periferia esterna della ruota e la chiocciola propriamente detta, era interposta una corona a pareti divergenti che, funzionando allo stesso modo del *diffusore* usato dal Boyden per le turbine, poteva dar luogo ad una graduale trasformazione di forza viva in pressione. Questa disposizione, a torto abbandonata dai costruttori che vennero dopo il Morin, e solo recentemente ripresa dal Farcot, apparisce come un ripiego assai semplice e fors'anche assai efficace per attenuare la supposta perdita allo sbocco.

Fu pure tentato l'uso di una corona con palette direttrici allo sbocco, colla quale la pompa centrifuga diventava una vera e propria turbina centripeta invertita. Pare però che non si sia conseguito alcun serio vantaggio sul rendimento, giacchè tale disposizione fu abbandonata perfino nelle grandi pompe. Questo fatto non può però costituire un serio argomento contro la possibilità di utilizzare la forza viva di sbocco. O si suppone che le palette direttrici fossero disegnate esattamente per raggiungere lo scopo, ed allora il mancato vantaggio proverebbe che la perdita di energia a cui si cercava di ovviare non doveva essere di grande entità, od era dello stesso ordine di quella che si introduceva colle resistenze di attrito e curvatura delle palette direttrici. Ovvero si suppone che le palette direttrici fossero mal disegnate, ed allora non vi sarebbe da meravigliarsi neanche se l'introduzione delle medesime, tutt'altro che riuscire utile, fosse risultata dannosa al rendimento. E questo caso poteva benissimo presentarsi se la velocità di sbocco veniva determinata, in grandezza e direzione, in base all'ipotesi del completo riempimento dei canali mobili, senza esser certi che questa condizione fosse di fatto soddisfatta.

36. — Il prof. Benetti non si occupa affatto della possibilità di evitare la perdita allo sbocco; e ne calcola il valore in base al teorema di Carnot sull'urto fra corpi anelastici: suppone cioè che si disperda la forza viva corrispondente alla velocità perduta per passare dalla velocità con cui l'acqua sbocca dalla ruota a quella che essa conserva quando trovasi già convogliata nella chiocciola per avviarsi al tubo di spinta. Siccome però questa velocità residua è d'ordinario assai piccola in confronto a quella u_2 di sbocco, così le conclusioni che possono trarsi dalla teoria del Benetti differiscono ben poco da quelle derivanti dall'ipotesi del Combes della perdita $\frac{u_2^2}{2}$; che cioè, per causa di questa perdita allo sbocco, il rendimento delle pompe centrifughe non possa riuscire elevato.

Il metodo seguito dal Benetti sulle traccie del Kapp apparisce a prima giunta razionale, e farebbe credere che la perdita di cui si tratta abbia di fatto una grande importanza. Il concetto su cui è basata questa valutazione perde però il suo apparente valore quando si rifletta ad altri casi simili che si presentano nel moto dei fluidi. Sarebbe, per esempio, facile mostrare che se si applicasse lo stesso metodo per valutare la perdita di carico per brusca risvolta di una condotta, si avrebbero per questa perdita coefficienti enormemente maggiori di quelli che furono constatati con numerose esperienze dirette, specialmente del Weisbach. E riflettendo a tutti i casi del moto perturbato dei fluidi, si riconosce che avvengono sempre degli adattamenti in grazia dei quali i filetti fluidi vanno spontaneamente a scegliere le vie per le quali si può conseguire il minimo di resistenza.

(1) Milone, *Le macchine idrauliche.*
(2) Debauve, *Manuel de l'Ingénieur.*

Il caso che noi consideriamo è perfettamente analogo a quello che si presenta nelle turbine, al passaggio dell'acqua dal distributore alla ruota; quando la velocità rotatoria non è quella per la quale fu determinata la direzione delle palette direttrici e motrici, collo scopo di evitare l'urto all'ingresso, ha luogo una perdita di carico che suol valutarsi in modo analogo a quello usato dal Benetti per lo sbocco dell'acqua dalle ruote centrifughe. Bisogna però riflettere che, nel caso delle turbine, la presenza delle palette direttrici, e l'essere tanto queste come le palette motrici assai numerose in guisa da formare dei canali relativamente stretti, rende più obbligato l'andamento delle vene liquide, che non nel caso delle pompe; quindi meno facili quegli spontanei adattamenti che noi supponiamo. E con tutto ciò, anche nel caso delle turbine la valutazione della perdita, fatta come si disse in base al teorema di Carnot, riesce esagerata (1). Le differenze sono di piccola entità quando si considerano velocità di ruota poco diverse da quella corrispondente all'ingresso senza urto; ma diventano grandissime quando si arriva a grandi differenze di velocità rotatoria. Meritano pure di essere qui ricordati gli esperimenti del Fliegner (2), i quali modificano profondamente le idee anzidette sulla valutazione e sull'entità della perdita di cui si tratta.

Dalle cose dette sembra giustificato il dubitare che la perdita di energia allo sbocco dell'acqua dalla ruota di una pompa centrifuga non debba avere tutta l'importanza che le verrebbe attribuita colla valutazione del Benetti. Dal confronto con altri casi dell'idrodinamica usuale ben conosciuti per esperienza diretta, si potrebbe argomentare che quella valutazione può essere, secondo le circostanze, più che tripla del vero. Ma non ci sembra prudente avventurarci in congetture sopra un argomento come questo non troppo accessibile alle considerazioni teoriche. Piuttosto cercheremo di studiare le poche esperienze che si hanno sulle pompe centrifughe per vedere se esse confermino la grande importanza che si vorrebbe dare alla perdita di forza viva allo sbocco, da considerarla come preponderante su tutte le altre perdite.

37. — Si sogliono tuttodì citare le classiche esperienze del Morin, colle quali si credette definitivamente stabilito il vantaggio delle palette molto ricurve indietro rispetto al verso della rotazione. È noto che all'Esposizione di Londra del 1851 figuravano, oltre alla pompa di Appold che era a palette ricurve, altre due pompe (Bessemer e Gwynne) che avevano le palette radiali; mentre la prima raggiungeva il rendimento di 0,68, le altre non davano che 0,24. Colpito da questa enorme differenza, il Morin volle accertarsi se essa fosse tutta attribuibile alla forma delle palette, come egli pensava, o dipendesse anche da altre differenze nei dettagli di costruzione. Perciò, lasciando inalterate tutte le altre parti della pompa di Appold, egli adoperò in essa diverse ruote, fra cui una a palette radiali; e constatò che con questa il rendimento diventava identico a quello degli altri due tipi di pompe. Quindi appariva indiscutibile che il vero pregio della pompa di Appold consisteva nell'avere le palette fortemente incurvate indietro; e la spiegazione di questo fatto la si trovava assai ovvia nelle idee del Combes sulla perdita di forza viva allo sbocco $\frac{u_2^2}{2}$, giacchè con questa forma di palette, a parità di altre condizioni, doveva riuscire maggiore la velocità relativa finale c_2, ed era talmente inclinata indietro che componendosi colla velocità periferica ωr_2 dava luogo ad una velocità assoluta u_2 assai più piccola che colle palette radiali.

Questa spiegazione, a prima vista tanto ragionevole, non resiste però all'esame numerico della quantità di lavoro che nelle esperienze di Morin poteva andar dispersa per questa causa, quando si tenga conto, non solo del valore della velocità di sbocco, ma anche della massa a cui essa si trovava applicata.

(1) Bodmer, *Hydraulic motors.*
(2) *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 1879.

Prendiamo fra codeste esperienze le due seguenti, che corrispondono ai massimi rendimenti constatati coi due tipi di palette:

	1°) Palette ricurve	2°) Palette radiali
Prevalenza $h =$	Metri 5,69	Metri 5,48
Numero di giri al 1′ . .	792	720
Lavoro motore al 1″ . .	Kg.m. 807,8	Kg.m. 810
Lavoro utile al 1″ . . .	» 552	» 197
Lavoro perduto totale al 1″	» 255,8	» 613
Rendimento totale . . .	» 0,685	» 0,243
Portata al 1″ $Q =$ . . .	Litri 97,2	Litri 35,87

Notisi che queste due esperienze si prestano assai bene ad un confronto, essendo in condizioni poco dissimili di prevalenza, di velocità rotatoria e di lavoro esterno consumato.

Le dimensioni della ruota di Appold erano $r_2 = \frac{0^m,305}{2}$, $r_1 = \frac{r_2}{2}$, con larghezza uniforme $a = 0^m,079$; l'angolo finale ε_2 della traiettoria relativa poteva valutarsi, secondo la regola adottata dal Francis per le turbine, a circa 70°, e quindi le sezioni rette estreme dei canali mobili avevano una ampiezza complessiva data all'incirca da:

$$F_2 = 2\pi r_2 a \cos \varepsilon_2 = \text{mq. } 0,026.$$

In base a questi elementi, e colla portata Q misurata sperimentalmente, si può calcolare per ognuna delle due esperienze di confronto il valore della velocità relativa finale c_2 che composta colla ωr_2 ci darà la velocità assoluta u_2, e quindi la supposta perdita di forza viva $\frac{u_2^2}{2}$ che si poteva produrre su ogni unità di massa dell'acqua che attraversava l'apparecchio; infine, tenendo conto della massa $\frac{Q}{g}$ su cui questa perdita si produceva, avremo quella parte del lavoro esterno che per questa causa poteva andar dispersa in un minuto secondo. Eseguendo questi calcoli semplicissimi, si trova che nel caso delle palette ricurve codesta perdita ascenderebbe a circa 410 kg.m., mentre nell'esperienza colle palette radiali essa non potrebbe giungere che a 224 kg.m. È dunque evidente:

1° Che la differenza di rendimento fra le palette ricurve indietro e quelle radiali è tutt'altro che spiegata colla considerazione della perdita di forza viva allo sbocco; al contrario la differenza si presenta in senso inverso: colle palette radiali tale perdita sarebbe solo il 28 0|0 del lavoro speso, e colle palette ricurve di Appold essa giungerebbe al 50 0|0 circa. La differenza è, come si vede, di tale entità da non potersi spiegare attribuendola ad errori di valutazione nell'angolo α_2, o altro;

2° Che la valutazione della perdita allo sbocco colla formola $\frac{u_2^2}{2}$ (e poca sarebbe la differenza adottando la modificazione del Kapp e del Benetti), conduce ad un risultato esageratissimo; giacchè infatti nel primo caso essa assumerebbe *da sola* un valore (410 kg.m.) di gran lunga superiore a quello (255 kg.m.) che l'esperienza ha constatato per *tutte insieme* le perdite idrauliche e meccaniche.

Giova prevenire una obiezione che potrebbe esser mossa al nostro confronto, da coloro i quali, pur attribuendo una grande importanza alla perdita di forza viva allo sbocco, fossero disposti a riconoscere l'efficacia del *diffusore* per attenuarla. Senonchè, la presenza del *diffusore* nella pompa di Appold, tutt'altro che toglier valore al nostro confronto, lo rende ancora più significante. Le stesse condizioni favorevoli si avevano nei due casi; anzi, ben riflettendo alle condizioni dello sbocco, si riconosce che queste erano migliori nel caso delle palette radiali. Ed infatti, per il minor valore della velocità relativa c_2, e per la sua direzione radiale, la u_2 doveva trovarsi molto più prossima alla tangente condotta in avanti sulla periferia della ruota, che non nel caso delle palette ricurve; e quindi, a parità di allargamento totale delle pareti, si aveva un percorso più lungo dell'acqua nel diffusore,

e perciò un angolo minore di divergenza delle vene, con più efficace utilizzazione della forza viva $\frac{u_2^2}{2}$.

38. — Le esperienze istituite dal Morin, colle palette radiali, si prestano anche per altra via a dimostrare che i bassi rendimenti non possono attribuirsi alle resistenze idrauliche fra cui trovasi compresa la perdita allo sbocco.

L'energia idraulica che una ruota a palette può trasmettere all'acqua (o ricevere dall'acqua), è data in termini generalissimi dall'espressione:

$$\omega^2 (r_2^2 - r_1^2) - \omega r_2 c_2 \operatorname{sen} \varepsilon_2 + \omega r_1 c_1 \operatorname{sen} \varepsilon_1 ,$$

che ci limitiamo qui ad enunciare, senza dimostrazione, tanto più che essa non differisce che per una maggior generalità da quella che vedesi usata da molti autori nella teoria delle turbine. Vedremo altrove quale debba esserne la vera interpretazione, e a quali conseguenze importantissime possa condurre, tanto per le pompe come per le turbine. Intanto notiamo qui che essa, nel caso delle palette radiali ($\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0$), si riduce semplicemente a:

$$\omega^2 (r_2^2 - r_1^2).$$

Del resto, questa valutazione diventa evidente appena si rifletta che in qualunque modo vada ripartita l'energia potenziale centrifuga $\frac{\omega^2}{2} (r_2^2 - r_1^2)$ fra la pressione creata e l'aumento di forza viva relativa (dipendentemente dalle condizioni di funzionamento dell'apparecchio), essa viene sempre a riunirsi per somma coll'aumento di forza viva del moto di trascinamento $\frac{\omega^2}{2} (r_2^2 - r_1^2)$, perchè i parallelogrammi di composizione diventano nel caso nostro rettangoli. Non rimarrà dunque alcun dubbio che nel caso delle palette radiali l'equazione fondamentale della pompa sarà:

$$\omega^2 (r_2^2 - r_1^2) = g \left(h + k + \frac{v^2}{2g} \right).$$

Infine osserviamo anche che a questa si riduce l'equazione (9) del Lindner, quando vi si introduca $\theta = \omega$ per essere le palette radiali.

Ciò premesso è evidente che in questo caso si ha una valutazione diretta del rendimento idraulico:

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

la quale è assolutamente indipendente da ogni concetto o da ogni ipotesi sulla natura e sulla valutazione di tutte quante le perdite idrauliche comprese nel k, e può quindi servire a darci un sicuro valore del complesso di tutte le perdite $k + \frac{v^2}{2g}$.

Riportiamo qui i dati delle due esperienze fatte dal Morin colle palette radiali, aggiungendovi i corrispondenti valori calcolati per il rendimento idraulico e per il lavoro assorbito complessivamente da tutte le perdite idrauliche.

	1ª Esperienza	2ª Esperienza
Numero di giri al 1′	720	624
Prevalenza $h =$	Metri 5,48	Metri 5,48
Portata al 1″ $Q =$	Litri 35,87	Litri 27,90
Lavoro totale al 1″ $L_m =$ . .	Kg.m. 810	Kg.m. 660
Lavoro utile di sollevamento $L_u =$	» 197	» 153
Rendimento totale constatato $\varepsilon =$	» 0,243	» 0,232
Rendimento idraulico calcolato $\eta =$	» 0,54	» 0,72
Lavoro idraulico calcolato $L_i = \frac{L_u}{\eta} =$	» 364,82	» 212,50
Lavoro consumato per tutte le resistenze idrauliche $L_i - L_u =$	» 167,82	» 59,50

Riferendo queste ultime cifre a quelle del lavoro totale esterno, misurato al freno, si conclude che tutte insieme le perdite idrauliche, compresa quella allo sbocco, non rappresentano che il 21 0[0 nel primo caso, ed il 9 0[0 nel secondo, del totale lavoro speso. Non si potrebbero desiderare risultati più eloquenti per dimostrare che si ha torto di attribuire grande importanza alle perdite cosidette idrauliche, considerandole come causa principale del basso rendimento delle palette radiali. Se non vi fossero state altre cause ben più importanti di dispersione di energia, e di natura affatto diversa, il rendimento della pompa nella 2ª delle esperienze poc'anzi esaminate sarebbe stato di circa 0,72, cioè più che triplo di quello constatato coll'esperienza.

Intanto questi risultati ci danno una nuova prova dell'erroneità dell'ipotesi della perdita allo sbocco $\frac{u_2^2}{2}$. Seguendo questo concetto il rendimento idraulico delle palette radiali non può oltrepassare 0,50. Invece le esperienze precedenti del Morin accusano rendimenti idraulici maggiori di questa cifra.

Si deve dunque ammettere, o che quella ipotesi sia erronea, o che il diffusore di cui era munita la pompa di Appold avesse efficacia ad attenuare la perdita allo sbocco.

39. — Possiamo citare altri casi in cui si hanno rendimenti idraulici ancora tollerabili, mentre riescono bassissimi i rendimenti totali. Citiamo, per esempio, la pompa Rittinger, nella quale le palette terminavano radialmente sulla periferia esterna, e cominciavano con un angolo tale da soddisfare alla condizione dell'ingresso senza urto. Avendosi in questo caso $\varepsilon_2 = 0$, $\operatorname{sen} \varepsilon_1 = \frac{\omega r_1}{c_1}$, l'espressione data nel numero precedente per l'energia trasmessa dalla ruota all'unità di massa si riduce semplicemente ad $\omega^2 r_2^2$, e l'equazione della pompa sarà quindi:

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

che coincide con quella ottenuta per questo caso dal Rankine, in base alla sua teoria dei vortici (1). Se non vi fossero resistenze idrauliche di sorta, la velocità periferica teorica per la prevalenza h sarebbe data da $\omega r_2 = \sqrt{g h}$. Le esperienze fatte dal Rittinger colla sua pompa dimostrarono che in pratica per tener conto di tutte le perdite di carico:

$$k + \frac{v^2}{2g},$$

e mettersi nelle migliori condizioni, bisognava aumentare del 25 0[0 quella velocità teorica, assumendo (2):

$$\omega r_2 = 1{,}25 \sqrt{g h}.$$

Su questo dato è facile calcolare quale doveva essere il rendimento idraulico della pompa Rittinger: dall'uguaglianza:

$$\sqrt{g H} = 1{,}25 \sqrt{g h}$$

si trae infatti $H = (1{,}25)^2 h$ e quindi:

$$\eta = \frac{h}{H} = \frac{1}{(1{,}25)^2} = 0{,}64.$$

Invece il rendimento totale, constatato dall'esperienza, non fu che 0,35 (3); e queste due cifre non possono conciliarsi se non ammettendo per questa pompa un rendimento organico dato da:

$$\mu = \frac{0{,}35}{0{,}64} = 0{,}55.$$

In altri termini, ecco come si trovava impiegato il lavoro esterno trasmesso all'albero della pompa Rittinger: per ogni 100 chg.m. di lavoro speso, circa 45 (cioè quasi la metà), andavano dispersi fra l'albero e la ruota, e soli 55 venivano trasformati in lavoro idraulico sull'acqua; di questi 55 chg.m.

(1) *A manual of applied mechanics.*

(2) Herrmann, *Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen*, pag. 206.

(3) Herrmann-Weisbach, *Ingenieur und Maschinen-mechanik*; parte III.

appena 20 erano impiegati a vincere le resistenze idrauliche, compresa la supposta perdita allo sbocco, rimanendone 35 come lavoro utile di sollevamento. Le perdite organiche di energia avevano dunque in questa pompa una importanza più che doppia delle perdite idrauliche.

40. — Non meno eloquenti sono i risultati a cui si può giungere confrontando la pompa Rittinger colla Farcot.

Giustamente questo costruttore ha adottato i principii che avevano guidato il Rittinger nella scelta della forma delle palette: principii che furono recentemente rimessi in onore dall'Herrmann nella già citata *Teoria grafica delle turbine e delle pompe centrifughe*. Supponendo forse il Farcot che l'insuccesso della pompa Rittinger fosse attribuibile a difetti di dettaglio per i quali avvenisse un grande consumo di lavoro nella ruota per le resistenze idrauliche, egli cercò di attenuare queste resistenze, studiando colla massima cura tutti i dettagli di costruzione, che secondo le idee generalmente accettate potevano avere qualche sensibile influenza. Così per esempio le palette, protendendosi nello spazio centrale assumevano una forma elicoidale opportunamente studiata per ottenere che la condizione dell'ingresso senza urto potesse verificarsi ugualmente bene per tutti i filetti fluidi che vengono a presentarsi alla ruota a distanze differenti dall'asse. Lodevole è pure la disposizione, imitata da altri tipi, per evitare la brusca risvolta che d'ordinario l'acqua deve compiere per passare dalla direzione assiale al piano della ruota: a tal uopo le pareti laterali della ruota non sono piane, ma hanno per sezione meridiana due archi di parabola, che costituiscono un comodo raccordamento dagli orifizi centrali fino allo sbocco nella chiocciola collettrice. Benissimo studiata è pure, specialmente nelle grandi pompe, la sezione retta di questa chiocciola, la quale si trova anche raccordata alle pareti della ruota mediante uno svasamento che funziona da *diffusore*, con vantaggio sulla supposta perdita di forza viva allo sbocco.

La cura grandissima posta dal costruttore nello studio di tutti questi particolari, farebbe presumere per questa pompa un forte guadagno di rendimento idraulico, in confronto della pompa Rittinger, nella quale tutti questi dettagli erano piuttosto trascurati. Ebbene, non ci sarà difficile dimostrare che codesti perfezionamenti, benchè razionalissimi, non hanno prodotto serio vantaggio *sul rendimento idraulico*.

Ed infatti lo stesso Farcot riferisce che, dopo lunghe serie di esperienze, fu condotto a concludere che la velocità periferica più conveniente era quella espressa (1) dalla formula pratica:

$$\omega r_2 = 0{,}88 \sqrt{2 g h}.$$

Uguagliando questo valore all'espressione teorica $\sqrt{g H}$ se ne trae $H = 1{,}55\, h$ e quindi il rendimento idraulico delle pompe Farcot doveva essere:

$$\eta = \frac{h}{1{,}55\, h} = 0{,}65 \text{ circa},$$

cioè appena dell'1 0|0 superiore a quello della Rittinger. La tenuità di questa differenza non può spiegarsi se non ammettendo che non siano conformi alla realtà delle cose le idee che si hanno d'ordinario sull'importanza delle perdite idrauliche, che dovevano essere evitate od almeno fortemente attenuate nella pompa Farcot in confronto alla Rittinger.

Quanto al rendimento totale, il Farcot asserisce di aver raggiunto la cifra di 0,80 ed anche più. Malgrado il rispetto dovuto a questo eminente costruttore, ci permettiamo di dubitare dell'attendibilità di questa cifra, evidentemente inconciliabile col rendimento idraulico di 0,65. Ponendo anche che non vi fossero resistenze organiche all'infuori di quelle per attrito dell'albero, e che queste ascendessero solo al 3 0|0 del lavoro trasmesso, come nelle migliori turbine, per aversi un rendimento totale di 0,80 si richiedeva un rendimento idraulico di:

$$\frac{0{,}80}{0{,}97} = 0{,}82;$$

quindi:

$$H = \frac{h}{0{,}82} = 1{,}21\, h$$

e perciò la velocità periferica pratica avrebbe dovuto essere:

$$\omega r_2 = \sqrt{1{,}21\, g h} = 0{,}77 \sqrt{2 g h}.$$

Ma finchè la velocità rotatoria era $0{,}88 \sqrt{2 g h}$, come asserisce il Farcot, il rendimento idraulico non poteva essere che 0,65, e quindi è assurdo il rendimento totale di 0,80.

Nè meno strana apparisce l'osservazione che il Farcot adduce come prova della minuziosa esattezza delle sue esperienze, che cioè il rapporto fra la velocità teorica (che egli ammette uguale a $\sqrt{g h}$, ossia a $0{,}707 \sqrt{2 g h}$) e quella pratica, coincideva sempre molto sensibilmente colla cifra constatata per il rendimento. Questa osservazione è priva di ogni serio valore, e tradisce una vera confusione di idee non solo sulla teoria di questi apparecchi, ma perfino sul concetto elementarissimo di rendimento. Diremo di più, che se la vantata concordanza si fosse davvero verificata in qualche caso, essa dimostrerebbe non già l'esattezza, ma l'erroneità delle vantate esperienze del Farcot. Chiamando in generale $\gamma \sqrt{g h}$ la velocità periferica pratica, il rendimento idraulico non sarà mai espresso dal rapporto $\frac{\sqrt{g h}}{\gamma \sqrt{g h}} = \frac{1}{\gamma}$ della velocità teorica a quella pratica, ma invece del rapporto $\frac{1}{\gamma^2}$, essendo evidentemente la prevalenza dinamica determinata dalla condizione $\sqrt{g H} = \gamma \sqrt{g h}$ da cui $H = \gamma^2 h$. E siccome γ è sempre > 1, ne segue che il rendimento idraulico deve sempre esser minore del rapporto $\frac{1}{\gamma}$ fra le velocità. Peggio ancora se si intende parlare del rendimento totale che deve ancora essere minore di quello idraulico, se non altro per le inevitabili resistenze d'attrito dell'albero sui suoi sopporti.

Più verosimili informazioni sul rendimento totale delle pompe Farcot possiamo desumere dalle esperienze ufficiali eseguite sul colossale impianto per le irrigazioni del Behera nel Basso Egitto, che hanno dato la cifra di 0,651 come rapporto fra il lavoro utile in acqua sollevata ed il lavoro indicato nei cilindri delle motrici (1). Tenuto conto che una piccola parte del lavoro indicato doveva necessariamente essere perduta nella motrice stessa, trasmettendosi all'albero che azionava direttamente la pompa, si può presumere che il rendimento proprio di questa doveva essere *alquanto* maggiore di 0,65; ma di molto non poteva superare questa cifra, giacchè dalle stesse prove ufficiali si può desumere che il rendimento idraulico non oltrepassava il 0,71. Fu infatti constatato che durante le esperienze la velocità delle ruote variava da 33 a 35 giri al minuto; e quindi, col diametro di m. 3,80 che esse avevano, e colla prevalenza di m. 3,13, codesti limiti di velocità corrispondevano rispettivamente a:

$$0{,}84 \sqrt{2 g h} \text{ e } 0{,}89 \sqrt{2 g h},$$

ossia a $\gamma = 1{,}186$ e $\gamma = 1{,}258$; perciò il rendimento idraulico $\frac{1}{\gamma^2}$ doveva oscillare da 0,71 a 0,63. Se ne conclude che il rendimento organico doveva essere ottimo, giacchè il suo valore poteva discendere tutt'al più a $\frac{0{,}65}{0{,}71} = 0{,}92$.

Riassumendo, il confronto fra la pompa Rittinger e la Farcot ci insegna che nel fatto, contrariamente alle idee generalmente accettate sull'importanza delle perdite di energie che influiscono sul rendimento idraulico, le lodevoli disposizioni di dettaglio adottate dal Farcot non hanno avuto alcuna seria influenza sul medesimo; ed invece hanno prodotto un vantaggio fortissimo sul rendimento organico, pur restando sostanzialmente invariato il tipo teorico delle palette.

(1) Vedi Memoria del Farcot negli *Annales des ponts et chaussées*, settembre, 1888. — Vedi anche: *Revue technique de l'Exposition de Paris du 1889.*

(1) Vedi Hartman, *Die Pumpen*, ed anche *Revue technique de l'Exposition de Paris du 1889.*

41. — Prima di lasciare l'argomento delle resistenze idrauliche, osserviamo che, anche nelle peggiori ipotesi esse non possono giustificare il rapido abbassarsi del rendimento al crescere della prevalenza. Il prof. Benetti, mettendo a calcolo abbastanza largamente tutte le resistenze da noi indicate complessivamente col carico perduto k ha ottenuto per il rendimento idraulico una relazione che può scriversi nella forma seguente:

$$\frac{1}{\eta} = m \frac{\omega^2 r_2^2}{2 g h} - n \frac{\omega r_2}{\sqrt{2 g h}} \sqrt{p \frac{\omega^2 r_2^2}{2 g h} - q}$$

indicando con m, n, p, q, certe costanti dipendenti dal tipo e dagli elementi di costruzione della pompa. Or bene, da questa relazione risulterebbe che per qualunque prevalenza sarebbe possibile ottenere uno stesso rendimento idraulico, col solo rendere costante il rapporto:

$$\frac{\omega r_2}{\sqrt{2 g h}},$$

ossia facendo crescere la velocità periferica in ragione della radice della prevalenza. Questa condizione, notisi bene, coincide appunto colla regola pratica usualmente adoperata dai costruttori; e l'esperienza prova che, anche seguendo questa regola, il rendimento totale va presto diminuendo al crescere della prevalenza oltre un certo limite. Non è dunque nelle resistenze idrauliche che può trovarsi la spiegazione di questo fatto ben constatato.

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

GEOLOGIA

IL POSTPLIOCENE MORENICO NEL GRUPPO MONTUOSO DEL SIRINO IN BASILICATA.

Nota di Giuseppe De Lorenzo (*).

L'anno passato annunziai di avere scoperto nel gruppo montuoso del Sirino, a 48° 8′ di Lat. N., alcuni depositi glaciali, che descrissi brevemente, riserbandomi di farne in appresso uno studio più accurato (**). Visitando di nuovo quest'anno gli alti monti di quella interessante regione, ho potuto rettificare alcuni miei apprezzamenti sulla già descritta morena della valle del Cacciatore e scoprire nel tempo stesso gli avanzi detritici di altri due ghiacciai, non meno importanti del primo.

La morena della valle del Cacciatore si presenta come un lungo cordone detritico, sorpassante i 1500 metri di lunghezza, con una larghezza media di 100 e uno spessore di 50: il ghiacciaio che la depositò non era certamente inferiore ai 3500 m. in lunghezza. Contemporaneamente e posteriormente al ritiro e alla scomparsa definitiva della massa di ghiaccio, la morena fu erosa longitudinalmente dalle acque correnti, che in qualche punto scavarono il fondo della valle per un certo spessore sotto il livello di base del deposito detritico.

Un altro ghiacciaio occupava la valle situata fra la cima del M. Papa a oriente e la Cresta d'Asino a occidente; ma, quantunque questa valle si innestasse al vallone Niello, topograficamente adattatissimo allo sviluppo ipotetico di un ghiacciaio, pure questo, per la sua esposizione meridionale, raggiunse appena i 1500 metri di lunghezza, arrestandosi contro le falde occidentali della Serra Orticosa. La morena, lasciata da questo secondo ghiacciaio che chiamerò, impropriamente, ghiacciaio di Niello, si presenta anch'essa come un cordone semplice, lungo poco più di 500 metri, ed è importante, perchè può abbracciarsi con lo sguardo tutta d'un colpo e se ne può studiare benissimo la intima costituzione.

Si può quindi dare di questi due ghiacciai la seguente sezione schematica, in cui si nota subito la sensibile differenza di sviluppo, determinata soltanto dalla rispettiva posizione, rivolta a due punti opposti del quadrante.

Il terzo ghiacciaio, il più importante di tutti per la sua massa e per la morena depositata, scendeva dalle alte cime del M. Papa, si incassava nella maestosa valle del lago Remmo, da esso forse in gran parte scavata, e, appoggiandosi a occidente contro la Spalla dell'Imperatrice, si stendeva per circa 4 km. a nord, fin nella valle di Pétina Chiana. La morena terminale, che si protende per una lunghezza di 2 km.

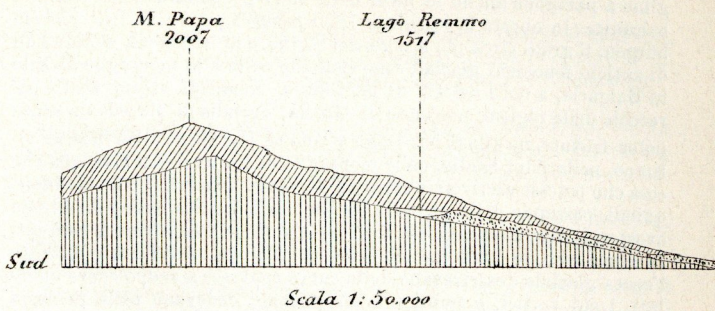


Fig. 59.

circa con una larghezza media di 400 metri e si presenta come un aggregato di verdi colline morbidamente ondulate, sbarrò l'ingresso della valle, dando luogo alla formazione del lago Remmo.

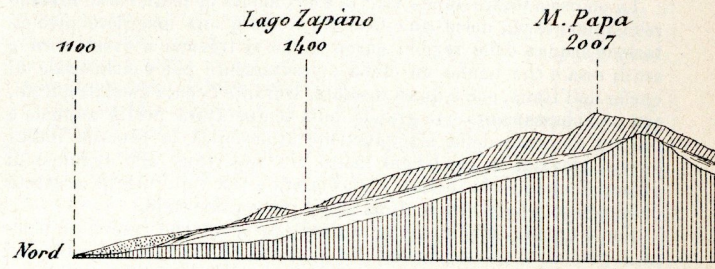


Fig. 60.

Questo lago e il lago Zapàno, già descritto nella nota dianzi citata, per l'origine, la posizione e l'altitudine loro, ma non per la grazia delle acque azzurre, ricordano molto i « Meeraugen », i piccoli e splendidi laghi dell'alto Tatra nei Carpati.

Fra la morena del ghiacciaio di Niello e le altre due esiste, a quanto ho potuto osservare, una certa differenza nella costituzione, perchè, mentre la prima, per la quantità di fine fanghiglia glaciale, e di blocchi lisciati e striati, corrisponde esattamente alla morena di fondo dei ghiacciai odierni, quale è stata descritta da H. Credner per il ghiacciaio di Pasterz ai piedi del Grossglockner, nelle altre due invece, oltre al materiale tipico dato dalla morena di fondo, esistono anche avanzi delle morene di superficie, rappresentati da una considerevole quantità di blocchi e ciottoli perfettamente intatti. E tale differenza si spiega facilmente pensando che, mentre il ghiacciaio del lago Remmo e quello della valle del Cacciatore possedevano morene laterali, costituitesi col detrito delle pareti delle valli rispettive, sgombere, nelle parti più basse, di neve, quello di Niello invece, uscendo appena dal limite delle nevi persistenti, non aveva apparato morenico superficiale.

Oltre a questi tre ghiacciai principali, alcune vedrette dovevano scendere lungo le valli incise nei fianchi orientali del M. Papa e della Serra Orticosa.

I ghiacciai e le vedrette scendevano tutti da picchi e da circhi, che ora sono compresi fra 1800 e 2007 m. di altezza, di modo che, volendo segnare per l'epoca glaciale il limite inferiore delle nevi persistenti in queste montagne, si deve dare a tale limite il valore di 1800 metri, pur non rimanendo esclusa l'ipotesi che esso scendesse anche più basso. Ma, ritenendo anche il limite massimo di 1800 metri, si hanno dei risultati interessanti quando lo si metta in relazione con le isochione dell'epoca glaciale, stabilite dal Penck nei varî gruppi montuosi dell'Europa meridionale (1).

Per la Sierra Nevada infatti, posta pochi minuti a nord del 37° di lat., si ha come limite delle nevi persistenti, durante l'epoca glaciale, l'altezza di 2600 metri, e per i Pirenei, un po' più a sud del 43°, quella di 1700: per la latitudine media fra le due, 40° cioè, doveva press'a poco passare nella Spagna la isochione media di 2150 metri. In Italia esistevano rapporti diversi. Pel gruppo del monte Sirino, a 48° 8′ di lat., passava la linea isochionica 1800, e per le Alpi Apuane, a nord del 44°, bisogna ammettere l'altezza di 1650 metri come limite più alto delle nevi persistenti, ove si tenga conto delle vedrette che dovettero scendere dal monte Corchia, alto ora 1677 metri (2). Si vede quindi chiaramente che, passando dalla Spagna all'Italia, le isochione dell'epoca glaciale erano dirette da ovest-nord-ovest a est-sud-est.

(*) Dagli *Atti della R. Accademia dei Lincei*, Seduta del 26 novembre 1893.

(**) *Ingegneria Civile*, anno 1892, pag. 184.

(1) M. Neumayr, *Erdgeschichte*. Leipzig, 1890.

(2) C. De Stefani, *Le pieghe delle Alpi Apuane*. Firenze, 1889.

Questi rapporti diventano inversi, e anche più accentuati, ove si piglino a paragone anche le linee delle nevi persistenti della penisola balcanica. In questa la isochione 1800 passava per i monti di Siebenbürgen, 6 gradi circa più a nord del Sirino, e le tracce più meridionali di antichi fenomeni glaciali sono indicate nelle alte montagne di Rilo in Bulgaria, a nord del 42° di latitudine. Neumayr stesso visitò parecchie delle regioni montuose di Grecia, Tessalia e Macedonia senza poter trovare, nè allo Schar-Dagh vicino ad Üsküb, nè all'Athos, all'Olimpo, nelle Alpi Etolie, nelle montagne di Korax o nell'Eta, qualche cosa che potesse ascriversi a effetto di fenomeni glaciali (1). Le isochione quindi, passando dalla penisola italica alla balcanica, erano dirette da ovest-sud-ovest a est-nord-est, anzi press'a poco da sud-ovest a nord-est. In complesso, le linee isochioniche dell'Europa meridionale durante l'epoca glaciale descrivevano delle curve convesse a sud, o curve angolari, i cui vertici, o punti più meridionali, cadevano nella penisola italica: i lati orientali di tali angoli si spostavano di più verso nord che non i lati occidentali.

Tale spiccata inflessione a sud delle isochione glaciali lungo la catena appenninica, apparentemente strana, si rivela naturalissima conseguenza di leggi fisiche, ove si rifletta che per un grande sviluppo di ghiacci è necessaria non solo bassa temperatura ma anche abbondante precipitazione atmosferica, e ove si tenga conto degli interessantissimi studi sull'epoca glaciale, fatti dai geologi americani.

La penisola italica, lunga, stretta e circondata da mari, ha un inverno relativamente più dolce, un'estate più fresca e una maggiore precipitazione acquea delle regioni europee, che si trovano a ovest, nord e est di essa e che hanno un clima spiccatamente più continentale di quello dell'Italia, che è quasi insulare. Durante l'epoca glaciale quindi, con un abbassamento non grande della temperatura media annuale e con un aumento della precipitazione atmosferica, la penisola italica doveva trovarsi in condizioni molto più opportune allo sviluppo di ghiacciai che non la iberica, e questa era a sua volta meglio adattata della penisola balcanica a clima ancor più continentale.

Non è quindi difficile, per le ragioni suesposte, che tracce di fenomeni glaciali si trovino anche più a sud del gruppo del Sirino, nel monte Pollino e nell'alta Serra di Dolcedorme, che larga messe racchiudono di tesori geologici.

(1) M. Neumayr, *Erdgeschichte*.

NOTIZIE

La ferrovia Parma-Spezia. — Il 1° agosto ultimo scorso, insieme col tronco Borgotaro-Pontremoli, potè venire aperta all'esercizio l'intera linea Parma-Spezia, la quale ha lo sviluppo totale di 119 chilometri e 341 metri.

Questa ferrovia si svolge con un *primo tronco* da Parma a Borgotaro lungo la valle del Taro, ove innumerevoli sono le difficoltà dei terreni attraversati, e questo primo tronco era stato aperto all'esercizio fino a Fornovo nel 1883, e fino a Borgotaro nel 1890.

Il *secondo tronco* comprende la grande galleria del Borgallo traverso all'Appennino, fra Borgotaro e Pontremoli, ed è questo il tronco che presentò le più grandi difficoltà, e che ritardò l'apertura dell'intera linea.

Il *terzo tronco* si estende da Pontremoli a Spezia svolgendosi lungo la valle della Magra e della Verdesina, e anch'esso, per le difficoltà dei terreni attraversati, presenta gallerie e ponti numerosissimi. Questo tronco era stato aperto nel 1892.

Rimane ancora la diramazione da Santo Stefano a Sarzana, lunga circa 6 km., destinata a mettere direttamente in comunicazione la linea di Parma con la linea di Roma, dei quali lavori è prossimo l'appalto.

*

Andamento planimetrico ed altimetrico della linea. — La linea dalla stazione di Parma, che è a m. 58,51 sul mare, prende a salire dolcemente con livellette non mai superiori al 10 per mille fino alla stazione di Borgotaro, che è a metri 412,15 sul mare.

Di questo primo tronco, di chilom. 60,579, sono opere principali: il ponte in muratura sul torrente *Parma*, ad 11 arcate di m. 12; la galleria di *Fornovo*, lunga 212 metri; il ponte in ferro sul torrente *Sporzana* ad una travata di m. 38,50; la galleria di *Vizzana*, della lunghezza di m. 237, ed il ponte in ferro sul torrente Vizzana con tre travate di m. 24; poi la galleria *Bocchetto*, di 117 metri, ed il ponte sul fiume *Taro*, a 4 travate di m. 45, col quale si arriva all'imbocco della galleria di *Solignano*, lunga m. 1572; il ponte in ferro sul torrente *Rizzano*, a tre travate di m. 20, e quello sul torrente *Bragadora*, ad una travata di m. 45; il ponte in ferro sul torrente *Mozzola*, a tre travate di m. 39; la galleria *Ca di Bada*, lunga m. 237; un secondo ponte sul *Taro*, con due travate di m. 45,25, e cinque travate di m. 57,46; il ponte metallico sul torrente *Manubiola*, con quattro travate di m. 48,15; la galleria *Groppo S. Giovanni*, lunga m. 2489 con due pozzi, l'uno di m. 47 e l'altro di m. 83; le gallerie *Roccamurata*, *Bastardo* e *Borgallone*, lunghe rispettivamente 641, 477 e 364 metri, e, tra le due ultime, un terzo ponte sul fiume *Taro*, di una travata parabolica di acciaio, di m. 85,14; poi un quarto ponte sul fiume *Taro*, a tre travate di acciaio, due di m. 36 ed una di 42,32; ed un quinto sul *Taro*, di tre travate di acciaio, due di m. 34 ed una di m. 42,80, fatto per doppio binario; seguono la galleria *Magrano*, lunga m. 205; la galleria *Maccagnana*, lunga m. 2275, con quattro pozzi aventi rispettivamente la profondità di m. 43, 91, 62 e 51; e la galleria *De Martini*, lunga 1370 metri; per ultimo, un sesto ponte sul fiume *Taro*, poco prima di giungere alla stazione di Borgotaro, composto di 7 travate in acciaio, di m. 47,60 e cinque arcate di spalla, tre di m. 8,50 e due di m. 9.

*

Del secondo tronco è parte essenziale la galleria del Borgallo. Essa era stata progettata ad un solo binario.

In seguito a vive istanze del Ministero della Guerra, congiunte a timori di imperfetta e difficile ventilazione, fu costrutta invece a due binari. Ora, però, sarà esercitata ad un solo binario. Essa attraversa da nord-ovest a sud est il nucleo dell'Appennino che s'interpone fra le vallate del torrente Taro (nord-ovest) e del Verdesina (sud-est).

La sua lunghezza in sotterraneo è di ml. 7709,54, ed in totale, fra i due imbocchi, sistemati con galleria artificiale, è di ml. 7973,68.

Le quote del piano del ferro ai due imbocchi sono: all'imbocco Parma (413,63), all'imbocco Spezia (425,50).

Dall'imbocco Parma si ascende per ml. 3686,84 con pendenze del 0,008, 0,00334 e del 0,004766 per metro; e dopo 200 ml. di orizzontale si discende verso Spezia con pendenze del 0,002, del 0,0007 per m.

Nell'aprile 1883 ebbero principio i lavori dall'imbocco Spezia, per la galleria ad un solo binario.

Nel novembre dello stesso anno, diverse piene del torrente Taro, avendo invasa la galleria artificiale e danneggiati seriamente i lavori, diedero luogo alla sospensione dei medesimi e promossero lo studio di opere atte a garantire la galleria da altre future piene che potessero succedere. La sospensione durò fino al maggio del 1886, epoca in cui il Ministero approvò il progetto delle opere riformate, ordinando che la galleria fosse eseguita a due binari anzichè ad uno solo, adottando il sussidio di un pozzo intermedio da eseguirsi, al pari della galleria, con la perforazione meccanica ad aria compressa. Nel luglio 1886 quando furono attaccati ai due imbocchi i lavori per la costruzione della galleria a due binari, trovavansi costruiti dall'imbocco Spezia ml. 1482,75 circa di galleria ad un solo binario, ed a quello Parma era costrutta la calotta tutta della galleria artificiale della lunghezza di ml. 247,87 e buona parte dei piedritti, e 9,45 ml. di calotta della galleria sotterranea.

Contemporaneamente ai lavori di scavo in avanzamento, venivano attaccate le demolizioni e gli scavi di allargamento per ridurre le tratte di galleria già eseguite, da uno a due binari.

Il sistema generalmente seguìto nell'escavazione fu quello così detto *belga:* si tentò pure il sistema *austriaco*, ma fu giuocoforza abbandonarlo perchè assolutamente disadatto all'escavazione in terreni poco consistenti e soggetti a forti pressioni, come furono quelli attraversati nella maggior lunghezza della galleria. I terreni attraversati si riscontrarono per la maggior parte costituiti da argille marnose più o meno consistenti, associate a nuclei di arenaria.

A rendere maggiormente difficili i lavori, concorsero forti sorgive d'acqua e delle gravi scaturigini di gas esplodente, simile al *grisou* che s'incontra nelle miniere di carbone.

Nel febbraio del 1887, dopo lo sparo delle mine all'avanzata inferiore a ml. 2500 circa dall'imbocco, scaturì una forte sorgente d'acqua che dava 70 litri circa al 1″, quantità che andò aumentando sino a raggiungere litri 130 al 1″. Le difficoltà si superarono colla costruzione di un cunicolo ausiliario a destra parallelo all'asse della ferrovia e da esso distante ml. 16, dopo di che fu possibile riprendere l'avanzata oltre la regione acquifera.

Fu nel settembre del 1889 che si avvertì per la prima volta nell'attacco verso Spezia, la presenza del gas infiammabile, detto *grisou*. Dalla primavera del 1890 fino alla fine dei lavori, il gas, si può dire, fosse continuamente in permanenza ed in quantità più o meno grande. Lo si consumava mediante l'accensione a periodi di minuti 20′, 30′ e 40′, secondo la sua produzione, facendolo esplodere cioè a piccole cariche, operazione difficilissima e pericolosa che diede luogo ad alcune disgrazie.

La più grave di esse avvenne il 7 aprile 1893, alle ore 4, nel cunicolo inferiore. Dopo lo sparo delle mine si produsse una forte fuga di *grisou*, che infiammandosi rapidamente e scoppiando costò la vita a 13 dei 18 operai che in quel momento lavoravano nel cunicolo.

La completa perforazione della galleria avvenne nel settembre dello scorso anno.

Le opere per la costruzione dei due tronchi d'accesso alla grande galleria furono fatte da Imprese varie: la grande galleria del Borgallo venne assunta dall'Impresa Piatti.

La galleria del Borgallo è una delle più importanti d'Italia, e fra le tante che attraversano il nostro Appennino va classificata la seconda, venendo dopo quella di Ronco, lunga m. 8298.

Dalla stazione di *Guinadi*, subito dopo la galleria del Borgallo, si scende a doppio binario fino a Pontremoli che è alla quota 233,44. Il

totale dislivello di ben 192 metri è superato con uno sviluppo di metri 9263, cioè colla pendenza media del 20 per mille. Ed è su questo tratto che trovansi di fatti le eccezionali pendenze del 20 per mille in galleria e del 25 all'aperto; mentre al di là di Pontremoli, e fino a Spezia, le pendenze massime non arrivano che al 12 per mille.

Fra le opere d'arte principali notiamo: il viadotto in muratura di *Guinadi*, a tre arcate di m. 10; la galleria di *Grondola*, lunga m. 128 ed il viadotto omonimo a tre arcate di m. 15; la galleria *Casella*, di m. 735; il viadotto sul torrente *Verde*, a 8 arcate, di cui 6 da m. 20 e due da m. 10; la galleria *Lanza*, di m. 341 ed il ponte metallico sul Lanza ad una sola luce di m. 25; la galleria *Bronzino*, di m. 568; il ponte in muratura sul rivo *Pilacca*, ad un'arcata di m. 15, ed il ponte metallico sul torrente *Betigna*, a due travate di m. 25; la galleria *Scorano*, di m. 1028; un ponte sul torrente *Verde*, a tre travate di m. 24,60; la galleria *Castello*, di m. 337, seguìta dal ponte sul fiume *Magra*, prima di giungere a Pontremoli, a tre travate di m. 26,50 e dalla trincea dei Cappuccini un muro di sostegno a doppio ordine di arcate.

*

Il terzo ed ultimo tronco scende dalla stazione di Pontremoli a Spezia, dalla quota di 433,44 alla quota di m. 15,28 con uno sviluppo di 41736 metri.

Fra le opere d'arte principali notiamo a partire da Pontremoli: la galleria *Annunziata*, di m. 472; il ponte sul torrente *Scorcetoli*, a tre arcate di m. 7; quello metallico sul torrente *Caprio*, a tre travate di m. 25, a cui fa seguito un viadotto di 42 arcate di m. 7; il ponte sul torrente *Bagnone*, a quattro arcate di m. 16; le gallerie di *Saigola*, lunga 534 m., di *Isola*, lunga 738 m., e di *S. Stefano*, lunga 569; infine il ponte metallico sul fiume *Magra*, a nove travate, 4 di m. 37,05 e 5 di m. 46,40, cui tien dietro la galleria di *Fornola*, lunga 304 m., e le due gallerie, di *Termini d'Arcola*, lunga m. 313 e dei *Cappuccini*, lunga 398 metri.

Per gli studi e la costruzione della ferrovia Parma-Spezia era stata costituita un'apposita Direzione tecnica governativa in Genova nel 1879, la quale poi funzionò in Parma dal 1881 a tutto maggio 1886. Da tale epoca fino al 31 gennaio 1892 la gestione tecnica ed amministrativa fu affidata alla Società per le ferrovie del Mediterraneo. Il 1° febbraio 1892 venne ricostituita in Parma la Direzione tecnica governativa, che portò a compimento le varie opere, e dalla quale ci fu fatto gentile invio di una planimetria e profilo dell'intera linea, illustrati da riproduzioni fotolitografiche delle principali opere d'arte su ricordate. G. S.

Esperimenti sull'azione delle acque correnti su fondi di sabbia. — Osservazioni fatte da gran tempo sulla Garonna ed altri corsi d'acqua, avevano condotto il signor Fargue, ora Ispettore generale di ponti e strade in Francia a formulare nel 1868 alcune regole, sul miglior tracciato planimetrico delle sponde artificiali d'un corso d'acqua a fondo mobile, le quali regole furono poi l'oggetto di studi pubblicati nelle *Annales des Ponts et Chaussées* (ottobre 1882 ed aprile 1884).

Ora la questione è ripresa negli stessi Annali (marzo 1894) dallo stesso signor Fargue, il quale riferisce che nel 1873, in occasione di un'inchiesta sulle misure da adottarsi per mantenere e migliorare gli accessi del porto di Bordeaux, una Sotto-Commissione era stata incaricata di dare il suo parere sul valore delle regole sovraccennate.

Al quale effetto la Sotto-Commissione aveva intrapreso esperimenti sulla derivazione di un corso d'acqua che immette nella Garonna a monte di Bordeaux.

Si formarono sponde artificiali con tavole fissate a pali, ed osservavasi l'azione della corrente su di un letto di sabbia mentre avevasi cura di ben uguagliare la superficie prima dell'esperimento, e di rilevare il profilo dopo l'esperimento. La durata di queste esperienze variava fra larghi limiti, da 45 minuti fino a 160 ore.

Si sperimentò con differenti tracciati, costituiti da curve circolari, da tratti rettilinei, ecc. e furono discussi i risultati ottenuti. Se ne dedusse che quando la portata è piccola, l'acqua segue la riva concava, e nei tratti rettilinei va oscillando da una riva all'altra. La sabbia viene depositata lungo la parte convessa. E quando la portata è grande, la corrente segue ancora la riva concava, ed è più stabile nei tratti rettilinei, ma la sabbia si deposita meno regolarmente lungo la riva convessa.

Il signor Fargue asserisce che tali esperienze hanno confermato le leggi da lui formulate nella sua Memoria del 1868. Soggiunge d'avere inoltre organizzato nel 1872 altre esperienze, state recentemente ripetute, dietro sua istanza, a Langon ed a Rouen e le quali possono chiamarsi esperienze del bacino girevole.

Il principio consiste nel servirsi di un bacino circolare orizzontale, di forma anulare, avente un metro di diametro interno, 2 metri di diametro esterno, e 30 centimetri di altezza. Questo bacino si posa sopra di una piattaforma girevole attorno ad un asse verticale, colla quale si può imprimergli un movimento di rotazione più o meno rapido. Il bacino essendo pieno d'acqua e contenendo uno strato di sabbia e ghiaia sul fondo, si può constatare l'influenza del movimento e della velocità di rotazione dal modo col quale si modifica il profilo del fondo mobile. Al quale effetto si ferma improvvisamente la piattaforma, l'acqua prende allora un movimento rispetto al fondo e determina dei trascinamenti di varia forma.

Quest'esperimento serve a mettere in evidenza fenomeni analoghi, sebbene assai più accentuati, a quelli osservati lungo le sponde di un corso d'acqua in curva. (*Annales des Ponts et Chaussées*).

Condotta d'acqua filtrata per la città di Amburgo. — La Germania, al pari dell'Inghilterra, si trova sempre alla testa del movimento contemporaneo che sospinge i popoli civili a migliorare le condizioni igieniche dell'esistenza dell'uomo.

Ce ne dà una splendida e recentissima prova la città d'Amburgo (600 mila abitanti), coll'inaugurazione di una grandiosa condotta di acqua filtrata.

I lavori erano stati cominciati nel 1890; spinti colla massima alacrità dopo la grande epidemia colerica del 1892, essi furono compiuti nel 1893 e dal mese di maggio di quest'anno le acque dell'Elba, previamente purificate, circolano nella grande città. I lavori furono diretti dall'Ingegnere-Capo Andrea Meyer.

La nuova presa d'acqua dell'Elba è stata fatta a 2400 metri più a monte dell'antica, nell'isola di Billward, nello scopo di evitare la contaminazione dell'acqua colle impurità della marea. L'orifizio del tubo di aspirazione, del diametro di metri 2,40, è disposto in modo da impedire l'introduzione di corpi estranei di un certo volume. Cinque pompe a vapore aspirano l'acqua e la mandano in quattro grandi bacini di ricevuta. Ogni pompa dà 45 colpi di stantuffo al minuto ed aspira 1900 metri cubi d'acqua all'ora; e così quattro pompe, in 20 ore di lavoro, somministrano 150 mila metri cubi.

Ogni bacino di ricevuta ha 40 mila metri quadrati di superficie, è profondo 3 metri, e può contenere 120 mila metri cubi d'acqua. Ma i due terzi soltanto di questo volume d'acqua sono destinati ad effluire verso i bacini di filtrazione, l'altro terzo, che comprende i depositi, essendo impiegato ad effettuare lo spurgo.

L'acqua destinata alla condotta è diretta con un tubo di m. 2,60 di diametro ai bacini filtranti, che in numero di 18 presentano una superficie totale di 7680 metri quadrati.

Il fondo e le pareti di questi bacini sono costituiti da uno strato di argilla rivestito di mattoni duri cementati che li rende impermeabili.

Ecco il mezzo di filtrazione adottato:

Sul fondo di ciascun bacino e per un'altezza di 60 centimetri è disposto uno strato di pietre e di ghiaia, previamente lavate, e di tre differenti grossezze, le quali vanno diminuendo dal basso in alto. Su questo primo strato di pietre se ne dispone un secondo di sabbia fina dell'altezza di un metro. Ogni bacino di filtrazione può somministrare 11.500 metri cubi di acqua al giorno. Così i 18 bacini non funzionano già tutti insieme; essi vengono nettati per turno dopo 15 giorni di funzionamento. Le acque così filtrate sono infine condotte alla città d'Amburgo, e quivi distribuite nelle abitazioni. Havvi inoltre in Amburgo un serbatoio d'acqua filtrata e sono state prese ovunque le necessarie precauzioni perchè non abbiasi a soffrire le conseguenze delle gelate.

La spesa di primo impianto di questa condotta modello è stata di 10 milioni di lire. (*Semaine des Constructeurs*).

BIBLIOGRAFIA

Tempera e cementazione, *dell'ingegnere* Stanislao Fadda. — (Manuale Hoepli). Di pagine 106, con 20 incisioni. — Milano, 1894. — Prezzo, lire 2.

Nel modesto libriccino l'egregio ing. Fadda, capo delle Officine delle Strade Ferrate per la Rete Mediterranea, ci dà idee chiare, sintetiche, precise sull'operazione della tempera propriamente detta che si fa subire all'acciaio, e della tempera superficiale o cementazione che in certe condizioni si fa pure subire al ferro nello scopo di dare maggior durezza e rendere maggiormente durevoli i pezzi soggetti a fregamento ed essenzialmente per ottenere utensili atti alla lavorazione dei metalli, dei legnami, delle pietre, ecc.

L'autore incomincia dal descrivere i due modi coi quali si può fare la *cementazione*, cioè senza la cassa o colla cassa; enumera le principali materie che sono impiegate quali cementanti o carburanti (carbone di legna, ritagli di cuoio, fuliggine di legna, nero animale, cianuro di potassa o prussiato giallo di potassa, resine e grassi animali, arsenico, fosforo); aggiungendo le proporzioni dei principali miscugli insieme alle norme pratiche perchè abbiano a raggiungere il loro effetto; essendochè il fenomeno della cementazione, conosciuto anche dagli antichi romani, non ha ancora avuto una spiegazione teorica completa, e diverse sono le ipotesi emesse.

Certo è che il ferro ad alta temperatura, trovandosi a contatto del carbonio puro ed anche di gas contenenti il carbonio, eccettuato però l'acido carbonico, si carbura gradatamente incominciando dall'esterno all'interno della massa. Secondo *Saint-Claire Deville*, quando il ferro è alla temperatura del calor rosso, si aprono in esso i pori per dar passaggio ai gas, e quindi se questi sono carburati e di natura tale da poter cedere il carbonio al ferro quando la temperatura è del calor rosso, allora succede la cementazione attraverso la massa del ferro.

Nei pezzi molto grossi le stesse dimensioni del pezzo opponendosi all'apertura completa dei pori oltre una certa profondità, l'intimo della massa non potrebbe essere più attraversata dai gas carburanti.

Mentre la cementazione può farsi tanto col ferro che coll'acciaio, il risultato non può dirsi identico, perchè col ferro non si può ottenere che uno strato alla superficie che è più ricco di carbonio, e quindi più duro; invece coll'acciaio la durezza prende un carattere speciale, formandosi dal carbonio coll'acciaio una vera combinazione chimica, che dà luogo alla *tempera propriamente detta*.

E la parte più importante del libro si riferisce appunto alla tempera dell'acciaio. Le più recenti ricerche misero i fenomeni della tempera sotto una nuova luce; le deduzioni principali che si traggono dagli studi ed esperimenti finora fatti, sarebbero riassunti dall'autore in queste poche linee:

« Nell'acciaio elevato alla temperatura del calor rosso vivo, il ferro ed il carbonio esistono l'uno accanto all'altro; il ferro in uno stato che diremo β ed il carbonio sotto forma di *carbonio di tempera*.

« Lasciando raffreddare l'acciaio *lentamente*, si osserva ad una temperatura di tanto più bassa, quanto l'acciaio è più carburato, uno sviluppo brusco di calore determinato dal cambiamento di stato del carbonio, che diventa *carbonio di ricottura*, il quale, secondo *Abel* e *Deering*, si combina subito con tre equivalenti di ferro dando luogo al carburo Fe^3C. Dopo questa combinazione una parte di ferro diventa libera ed essa prende una forma speciale che indicheremo con α.

« Ma se invece di far raffreddare lentamente l'acciaio noi lo facciamo raffredddare rapidamente, come succede nel caso della tempera, allora si impedisce, almeno in parte, la formazione del *carbonio di ricottura*, e del *ferro allo stato α;* per cui un acciaio temperato, dopo che ebbe luogo il raffreddamento nel bagno, contiene il *ferro* ed il *carbonio* allo stato stesso in cui essi erano quando l'acciaio si trovava ad alta temperatura.

« È ammesso quindi che nell'acciaio temperato il ferro ed il carbonio si trovino in uno stato molecolare instabilissimo, e che basti una lieve differenza di temperatura per determinare la formazione del *carbonio di cottura o di cementazione*, e del *ferro allo stato* α, ciò che caratterizza la costituzione *normale* degli acciai a freddo.

« Ammesso ciò è facile spiegare la *ricottura*, che fa rinvenire e addolcire gli acciai temperati a tutta forza.

« Prendendo una sbarra di ferro dolce e riscaldandola al calor rosso bianco per farla poi raffreddare lentamente all'aria, si osserva che tenendo dietro con cura ai fenomeni che succedono nella sbarra durante il raffreddamento, sonvi due sviluppi anormali di calore; uno brusco e molto deciso a 855° C ed il secondo progressivo e meno accentuato fra i 750° ed i 690° C. Ciò dimostra che il ferro è un corpo polimorfo.

« E questi sviluppi di calore sarebbero indizio o di due variazioni molecolari successive o di una sola variazione discontinua. La seconda ipotesi parrebbe la più probabile.

« Se invece di una sbarra di ferro se ne prende una d'acciaio e la si riscalda pure al calor rosso-bianco, per lasciarla poi raffreddare lentamente all'aria, si osserva che verso il calore rosso-scuro si produce un nuovo sviluppo di calore, la cui intensità è approssimativamente proporzionale al tenore di carbonio; essa è spesso così forte da far sì che la temperatura si renda apprezzabile all'occhio pel colore che prende l'acciaio.

« Questo fenomeno scoperto dal Barrett fu da lui chiamato *ricalescenza* (*récalescense*), e secondo Brinell parrebbe una conseguenza della trasformazione del carbonio di tempera in carbonio di ricottura.

« La ricalescenza ed il cambiamento molecolare del ferro sono fenomeni fra loro distinti, ma che pure possono reagire vicendevolmente.

« Elevandosi il tenore di carbonio si osserva che i due sviluppi caratteristici di calore, che si producono nel raffreddamento del ferro dolce si riuniscono in un solo e si abbassano progressivamente fino a coincidere colla ricalescenza.

« I fenomeni chimici e le trasformazioni dimorfiche esigono sempre un certo tempo per prodursi e quindi essi non acquistano una notevole velocità se non ad una certa distanza dal punto di equilibrio; essi poi non sono possibili se non fra certi limiti di temperatura. Perciò affrettando il raffreddamento dell'acciaio i punti critici si abbassano, la trasformazione del ferro e del carbonio sarà ritardata e prolungata, anzi questa trasformazione può anche rimaner incompleta se, prima che sia ultimata, il pezzo raggiunge la temperatura alla quale quella trasformazione cessa di esser possibile.

« L'acciaio indurito dalla tempera può considerarsi come un acciaio ove il ferro e il carbonio hanno conservato più o meno completamente alla temperatura ordinaria la forma che essi possedevano alle temperature elevate alle quali il calore, corrispondente alla trasformazione non effettuata del ferro e del carbonio, resta disponibile. Se l'acciaio temperato si può considerare, alla temperatura ordinaria, come un sistema fuori d'equilibrio, esso dovrà naturalmente avere una tendenza a riprendere il suo stato d'equilibrio normale quando le circostanze lo permettano; od in altri termini il *carbonio di tempera* tende a riprendere, quando è possibile, la forma del *carbonio di ricottura*.

« Di qui la pratica di far *rinvenire* l'acciaio, ed in quest'operazione il ritorno del carbonio di tempera allo stato di carbonio di ricottura è quasi completo a 350° C; ma il carbonio di ricottura così riformato non è isolato sulla massa metallica sotto forma di pagliette, come lo sarebbe dopo un raffreddamento lento a partire dal calor rosso; esso invece è sparso in uno stato di estrema divisione, precisamente come il carbonio di tempera, il che dà al metallo un certo grado di malleabilità.

« Secondo *Caron* tutti i procedimenti di tempera altro non sono che dei mezzi per far variare la velocità di raffreddamento. Quanto più il liquido della tempera sarà in moto, tanto più grande sarà la sua capacità calorifica e la sua conduttibilità: quanto più bassa sarà la sua temperatura e quanto più la massa del liquido sarà grande per rapporto a quella del pezzo da temperare, tanto maggiore sarà la velocità di raffreddamento.

« Tutta l'arte della tempera si riduce quindi a scegliere per ogni caso particolare un liquido che riscaldandosi da t_0 a t imprima in un dato pezzo di volume noto e di temperatura parimenti nota la velocità di raffreddamento conveniente acciò l'acciaio acquisti in tal punto le proprietà volute.

« In pratica però si va incontro a diverse difficoltà. Prima di tutto si ha quella proveniente dalle dimensioni dei pezzi da temperare, ai quali essendo ineguale la velocità di raffreddamento, sarà pure ineguale il risultato di tempera ».

Questa la teoria, la quale nel manuale è preceduta dalla descrizione del procedimento usuale a cominciare dalle norme per il riscaldamento dell'acciaio a venire ai mezzi diversi di ottenerne il raffreddamento per la tempera ed alla enumerazione dei bagni diversi a tale scopo adoperati; nonchè alle pratiche per ottenere sia la ricottura dell'acciaio dopo la tempera, sia la tempera incompleta, sia la doppia tempera.

Fanno seguito in apposito capitolo i diversi modi adoperati per la tempera dei pezzi speciali, come quelli aventi cavità, maschi creatori, lime, molle, coltelli, forbici, martelli.

E dopo un breve capitolo sulle principali cause di insuccesso della tempera, il libro si chiude con un riassunto sommario dei caratteri principali che deve avere l'acciaio da adoperarsi per avere buoni utensili, e poichè molti studi si fecero per riconoscere l'influenza sull'acciaio dell'aggiunta di certe sostanze le quali valgono a migliorare grandemente le sue qualità, così sono utilissime le nozioni sull'acciaio cromato, sull'acciaio al tunsteno, sull'acciaio cuprico, sugli acciai al silicio, al manganese, al nichelio, non che sull'influenza del zolfo e del fosforo sull'acciaio.

G. S.

SCUOLA D'APPLICAZIONE PER GLI INGEGNERI ANNESSA ALLA R. UNIVERSITÀ DI PADOVA

Elenco degli Ingegneri Civili

proclamati nella sessione estiva dell'anno scolastico 1893-94.

1. Belloni Ernesto, del fu Angelo, da Treviso.
2. Biasin Tarcisio, di Gio. Batt., da Vicenza.
3. Bordin Pompilio, di Carlo, da Pontecchio (Rovigo).
4. Capodaglio Ettore, di Antonio, da Este (Padova).
5. Carbognin Eugenio Teofilo, di Giovanni, da Roncà (Verona).
6. Carli Felice, di Giuseppe, da Piacenza.
7. Casalicchio Ugo, di Ulisse, da Adria (Rovigo).
8. Chiappetta Spirito, di Paolo, da Milano.
9. Dall'Acqua Luigi Gino, di Norberto, da Roncade (Treviso).
10. Dall'Armi Guido, di Gio. Batt., da Montebelluna (Treviso).
11. D'Angelo Giuseppe, di Luigi, da Bolognano (Chieti).
12. Dani Francesco, di Anselmo, da Quargnenta (Vicenza).
13. De Antoni Amedeo, del fu Giuseppe, da Este (Padova).
14. Dondi Dall'Orologio Marco, di Giovanni, da Padova.
15. Frigo Domenico, di Domenico, da Canove (Vicenza).
16. Girardi Giuseppe, di Marco, da Padova.
17. Giunta Gioachino, di Bartolomeo, da Lazise (Verona).
18. Lavarello Pietro, del fu Gio. Batt., da Recco (Genova).
19. Lorenzoni Lino, di Aurelio, da Cles (Trento).
20. Luzzatto Ettore, di Federico, da Venezia.
21. Marangoni Luigi, di Giov. Giorgio, da Venezia.
22. Mascheroni Antonio, di Giovanni, da Soresina (Cremona).
23. Miari De Cumani Giacomo, del fu Felice, da Padova.
24. Mori Enrico, di Domenico, da Loro Piceno (Macerata).
25. Negri Bevilacqua Gaetano, di Pietro, da Milano.
26. Querini Guido, di Antonio, da Padova.
27. Reitmeyer Federico, di Teodoro, da Venezia.
28. Robbiani Michele Amilcare, di Giuseppe, da Soresina (Cremona).
29. Romiati Agostino, di Riccardo, da Padova.
30. Rossi Attilio, di Camillo, da Venezia.
31. Sacchetto Francesco, di Andrea, da Padova.
32. Scandiani Angelo, di Samuele, da Venezia.
33. Sdralevich Giuseppe, di Giovanni, da Verona.
34. Strobele Arturo, di Luigi, da Vicenza.
35. Velluti Francesco, di Luigi, da Dolo (Venezia).
36. Zammatto Ennio, di Alessandro, da Padova.

Sacheri Giovanni, *Direttore*. Tip. e Lit. Camilla e Bertolero, Editori. Paolo Mariano, *Gerente*.

Fig. 4. Edificio per la Direzione ed annessi. — Saggio del prospetto verso il Corso Principi d'Acaja. — 1 a 200.

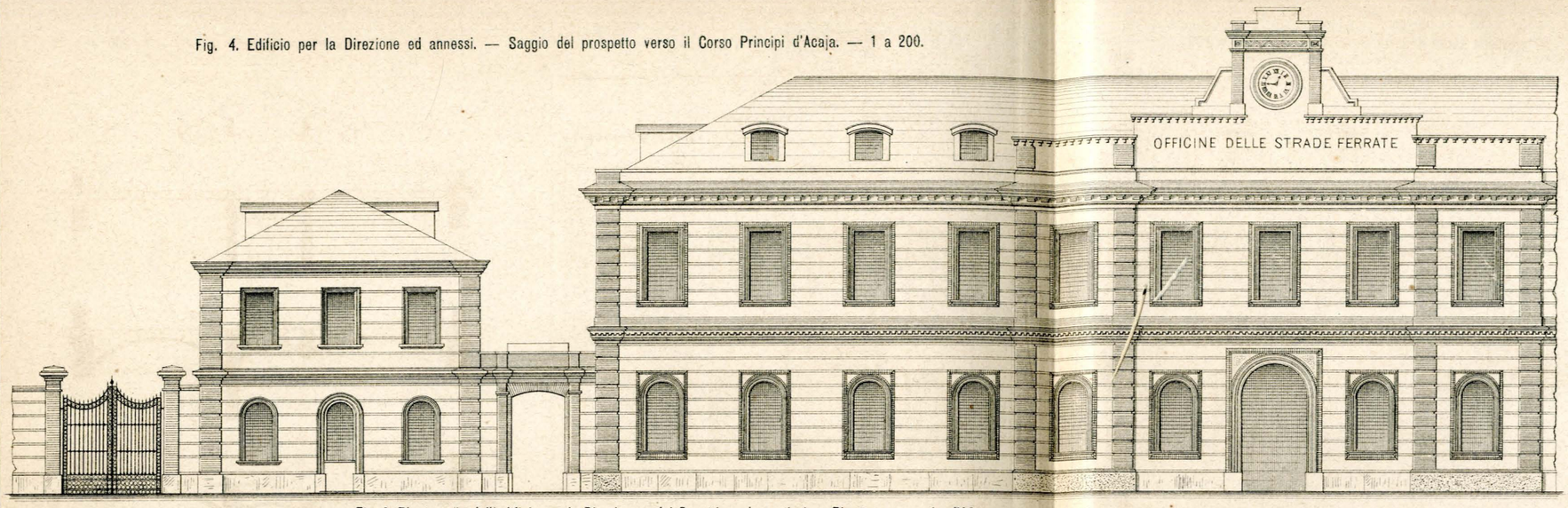


Fig. 5. Sezione trasversale secondo *a b*. — 1 a 200

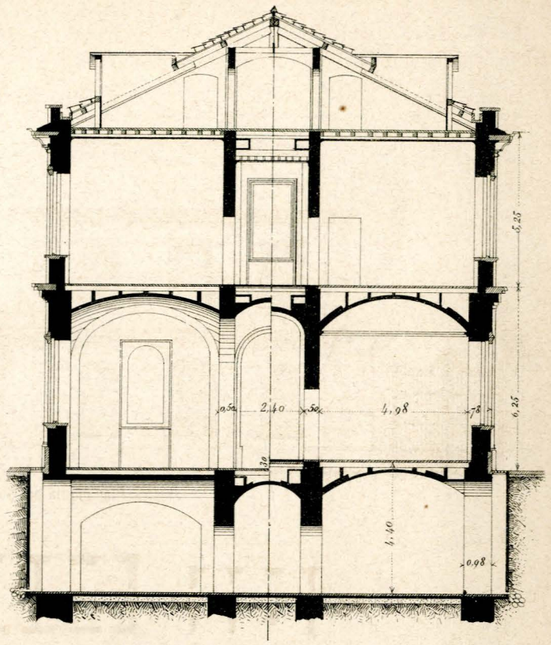
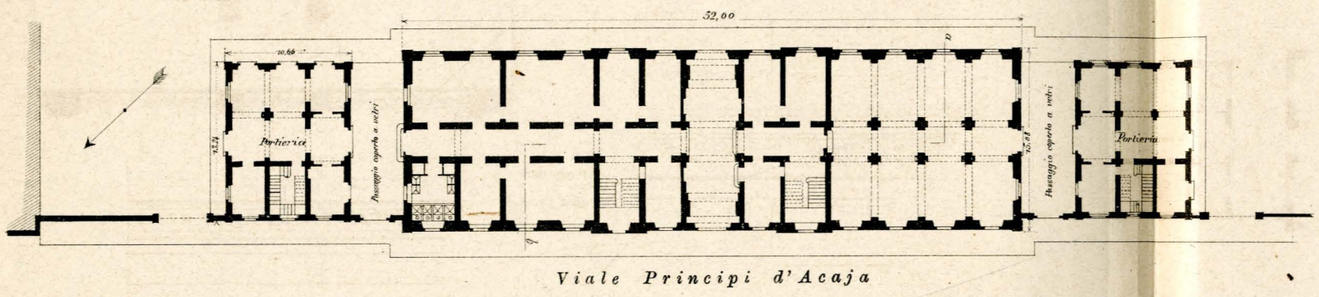
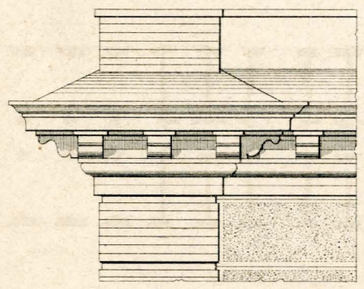


Fig. 3. Planimetria dell'edificio per la Direzione e dei Casotti per le portierie. - Pianterreno. — 1 a 500.





Particolari della fig. 4 (1 a 50)

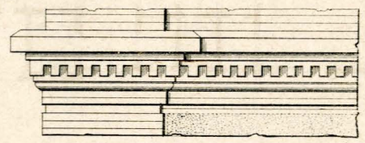


Fig. 2. Edificio per deposito modelli e refettorio. — 1 a 500.

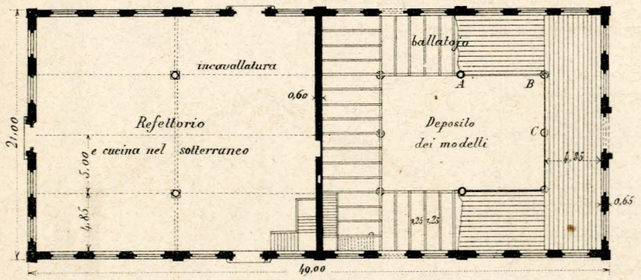


Fig. 1. Edificio per la fonderia dei bronzi. - Pianta. — 1 a 500.

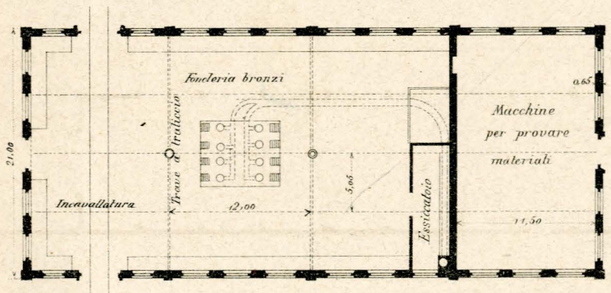
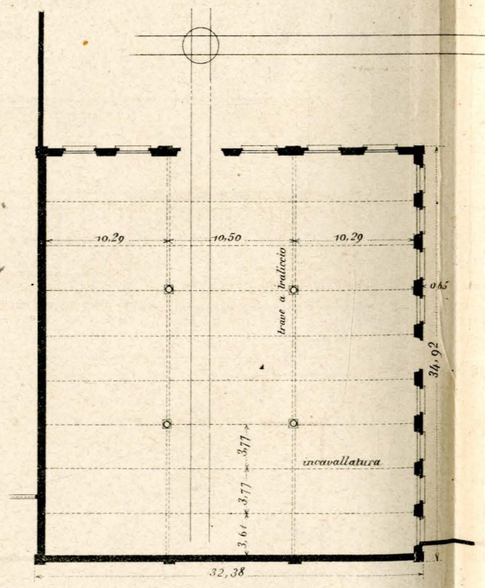
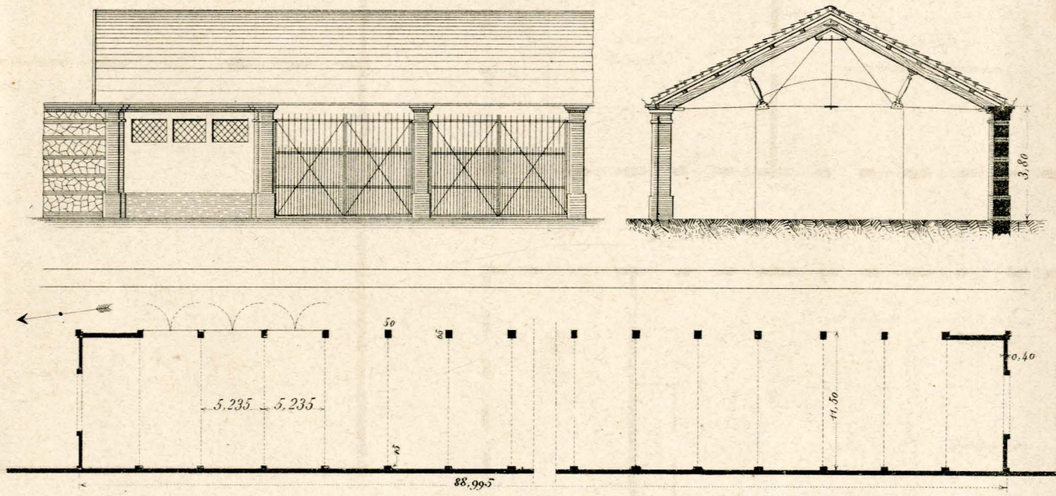


Fig. 6. Sala per la lavorazione dei tubi di rame. — 1 a 500.



Viale Principi d'Acaja

Fig. 7, 8 e 9. Tettoia per materiali fuori d'uso. — Planimetria. — 1 a 500.
Sezione trasversale e Saggio del prospetto. — 1 a 200.



Strada di ronda della cinta daziaria.

Proprietà artistico-Letteraria

Tip-Lit.Camilla e Bertolero, editori - Torino

NUOVE OFFICINE FERROVIARIE DI TORINO (Tav. VIII)

Fabbricati verso il Corso Principi d'Acaja.