TEORYA
TURBINY FONTAINE'A

WRAZ

Z ZASTOSOWANIEM WZORÓW ANALITYCZNYCH

DO OBLICZANIA WYMIARÓW I PRACY TEJ MACHINY

PRZEZ

WŁADYSŁAWA KLUGERA

Inżyniera dyplomowanego przez francuzką Szkołę Dróg i Mostów,

Członka czynnego Towarzystwa Nauk Ścisłych w Paryżu.

Przedstawiono na posiedzeniu Towarzystwa d. 6 Marca 1873 r.

Wstęp.

1. Najdawniejsze koła wodne bywały zazwyczaj urządzane w ten sposób, że woda płynęła w nich pionowo i zostawała na stałej odległości od osi obrotu podczas całego działania. Przykładem tego są koła Euler'a i Burdin'a, o których miałem już sposobność wspominać w artykule zatytułowanym: « Tourbina Fonrneyron'a » a zamieszczonym w tomie III *Pamiętników Towarzystwa Nauk Ścisłych.* Rozliczne systemy kół wodnych tego rodzaju gruppują się w dwa główne działy: pierwszy, gdy woda działa przez uderzenie, i drugi, gdy działa samym tylko ciężarem.

Typem turbin poruszanych ciężarem wody jest *turbina Fontaine'a* (*), oparta na zasadach podanych przez Burdin'a, a będąca szczęśliwem urzeczywistnieniem pomysłu tego uczonego. Nazywana niewłaściwie turbiną Euler'a, prawdopodobnie z powodu, że koło eulerowskie prowadzi także wodę pionowo i że także z dwóch składa się naczyń, jednego ruchowego, a drugiego stałego, turbina Fontaine'a różni się znacznie od tego ostatniego. I tak, gdy w kole Euler'a woda dostawszy się do naczynia ruchomego przez pośrednictwo odosobnionych rurek, wypełnia jego część górną, i wywiera dopiero swe działanie na ściany kanałów umieszczonych w dolnej jego połowie; w turbinie Fontaine'a woda płynie z górnego naczynia (korony kierowniczej) jedną niejako żyłą, bo podzieloną tylko cienkiemi ściankami kierowniczemi i dostaje się wprost na łopatki, a nie przez pośrednictwo grubej warstwy wody, która ciężarem swym niekorzystne wywiera skutki.

(*) P. Fontaine, wynalazca tej turbiny, wziął na nią patent w Paryżu, dnia 9 stycznia, 1845 roku.

Turbina Fontaine'a i turbina Fourneyron'a tworzą dwa główne charakterystyczne typy kół wodnych o osi pionowej. W pierwszej woda działa pionowo i na stałej odległości od osi obrotu, w drugiej działa poziomo i ulega sile odśrodkowej; wskutek tego łopatki jednej są niemal helisoidalne, a drugiej walcowe.

Olbrzymie zastosowanie turbiny Fontaine'a w ostatnich latach, z powodu jej niezaprzeczonych zalet i własności, było dla mnie bodźcem do podjęcia niniejszej pracy, której celem jest teoretyczne lub praktyczne wykazanie warunków koniecznych do dobrego zużytkowania siły poruszającej. Starając się przedewszystkiem o racyonalne wyprowadzenie wzorów, a mając nadto na uwadze praktyczną stronę zadania, porównałem wypadki teorytycznie otrzymane z wypadkami doświadczeń Jenerała Morin'a, którego powaga na polu badań doświadczalnych na zupełną zasługuje ufność. Różnice otrzymanych wypadków posłużyły mi do obrachowania współczynników poprawki, które wprowadziłem do teoretycznie wywiedzionych wzorów, w celu sprostowania błędów popełnionych wskutek niedokładnego ocenienia zjawisk lub z powodu braku pewnych danych, któreby tylko drogą doświadczeń oznaczyć było można. Otrzymawszy tym sposobem wzory praktyczne, wyjaśniłem przykładem ich zastosowanie do obliczań wymiarów i skutku turbiny Fontaine'a, a opisawszy wypadki doświadczeń Jenerała Morin'a i Kapitana Daugny'ego, uwydatniłem główne własności tej machiny.

Zanim przystąpię do bliższego traktowania przedmiotu, zatrzymam się chwilowo nad opisem kilku części składowych tej machiny.

Panew, stawidło i regulator turbiny Fontaine'a.

2. Najnowsze turbiny systemu Fontaine'a, udoskonalone w ostatnich latach i ustosunkowane do różnych spadków i wydatków wody (*), przedstawiają wiele odmian mniej lub więcej różnych ale noszących pewną wspólną cechę, którą w każdej z nich łatwo spostrzedz można. I tak, korona kierownicza i korona łopatkowa są takiego kształtu, że każda z nich może być ulana z żelaza w jedną sztukę wraz z kierownicami lub łopatkami. Następnie korona łopatkowa czyli właściwa turbina jest zawieszona na górnej części wału obrotowego a więc ponad powierzchnią wody. Wreszcie regulowanie ilości wody przepływającej przez turbinę odbywa się za pomocą stawidła, które może zasłonić lub odsłonić pewną liczbę kanałów kierowniczych.

Nie wdając się w opis różnych odmian turbiny Fontaine'a (**), przedstawiam na figurze **1** typ najwięcej używany, stosowny dla średnich i małych spadków, przy średnim lub nawet wielkim wydatku wody. Opis tej turbiny, znaleźć można na stronie 788 *Wykładu Hydrauliki*, przez F. Kucharzewskiego i W. Klugera; ograniczam się więc tylko na opisaniu samej panwi, które, jako szczegół czysto konstrukcyjny, nie mogło znaleźć miejsca w przytoczonem dziele.

Panew jest jedną z najważniejszych części mechanizmu turbiny, gdyż od niej zależy należyte ustawienie machiny i ustalenie odstępu, jaki istnieje między koroną łopatkową i kierowniczą. Korona kierownicza *bb* (fig. **1**) jest przymocowana do dna *hh* zbiornika Z, a korona łopatkowa *aa* tworząca jednę całość z wałem obrotowym *nnnn* obraca się około osi turbiny; gdy więc wał *nnnn* nie jest odpowiednio ustawiony korona łopatkowa trze się o koronę kierowniczą i traci tym sposobem część swej

(*) *Wydatkiem* turbiny nazywam objętość wody, jaka przepływa w jednostce czasu przez turbinę obracającą się ruchem nieustannym.

(**) W dziele: *Traité théorique et pratique des moteurs hydrauliques*, par Armengaud (ainé), Paris, 1868, znajduja się bardzo piękne modele kół tego systemu.

siły żywej. Osadzenie więc wału obrotowego powinno być takie, aby najprzód ustalało położenie osi obrotowej a powtóre umożebniało zmianę odstępu korony kierowniczej od łopatkowej.

Zadanie to rozwiązane zostało przez p. Arson'a, a potem poprawione przez p. Fontaine'a. Uczyniwszy zadość pomienionym wyżej warunkom, konstruktorzy ci podnieśli o tyle jeszcze wartość swego pomysłu, iż ową panew ustawili ponad poziomem wody górnego zbiornika i ułatwili do niej dostęp bez względu na stan wody. Oto krótki opis tej części machiny.

Wał obrotowy *nnnn* służący do przesyłania ruchu turbiny przechodzi na wylot pułapu pokrywającego zbiornik Z. Wał ten nie może zbaczać od swego położenia pionowego, gdyż w górnej części jest oto-

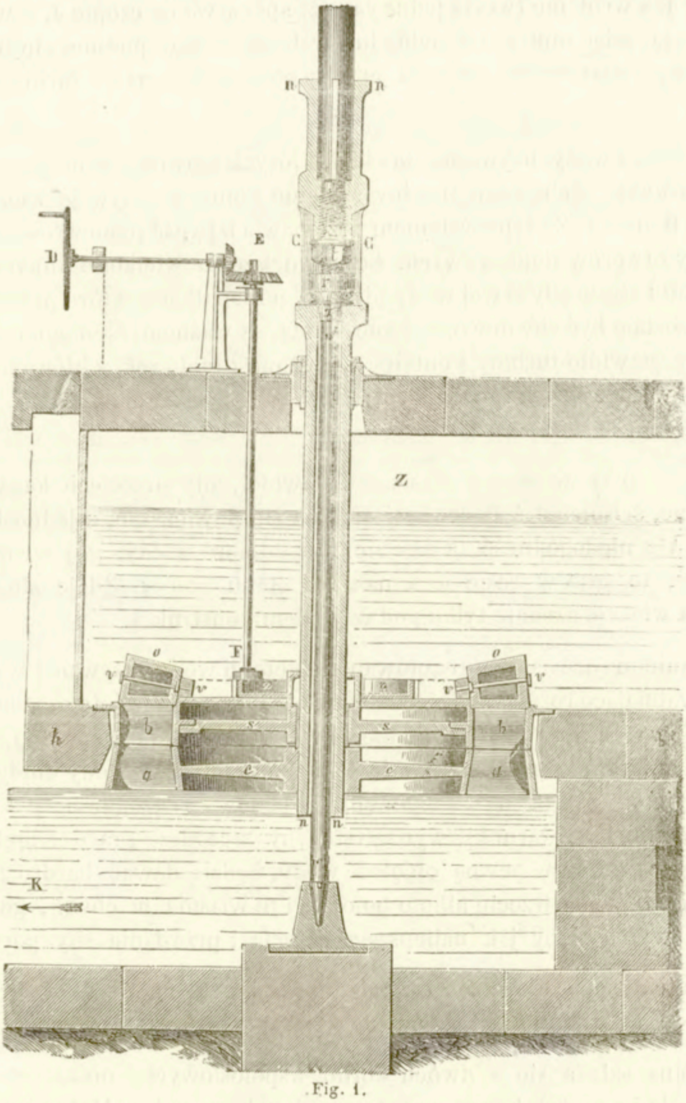

Fig. 1.

czony obręczą przymocowaną do pułapu, a w dolnej jest otoczony ramionami *ss* korony kierowniczej, która jak wiadomo jest przymocowana do dna zbiornika Z. Ażeby więc ustalić położenie pionowe wału, dosyć jest ustawić raz dokładnie ową obręcz w pułapie.

Wewnątrz wału obrotowego *nnnn* znajduje się drąg żelazny *m* umocowany nieruchomo u spodu w podporze żelaznej, która spoczywa na kamiennem dnie kanału odpływowego. Drąg ten zupełnie nieruchomy, a służący jedynie za podporę, wznosi się ponad pułap górnego zbiornika Z aż do miejsca, w którem wał obrotowy posiada dwa otwory boczne CC; w tem miejscu drąg *m* jest zakończony bronzową miseczką *r*, tworzącą rodzaj panwi, na której spoczywa czop J. Panew ta jest wolno otoczona bronzową obrączką *x*, opierającą się na wale obrotowym *nnnn*; tak że osie wału i drąga *m* znajdują się na jednej linii prostej.

Czop J jest wolno osadzony w górnej części wału *nnnn*; jest on gwintowany na swej powierzchni i przechodzi przez mocną mutrę *t*, na której opiera się wał obrotowy. Tym sposobem cały ciężar wału i turbiny, które jak wiadomo tworzą jednę całość, spoczywa na czopie J, a więc i na nieruchomym drągu *m*; obracając więc mutrę *t* w jednę lub w drugą stronę, podnosi się lub obniża dowolnie wał obrotowy. Tak więc nastawienie odstępu między obiema koronami turbiny odbywać się może z wielką łatwością.

Do regulowania wydatku wody, używa się stawideł, których główniejsze odmiany opisane są w ustępie 184 *Wykładu Hydrauliki*. Najnowsze turbiny systemu Fontaine'a bywają zaopatrzone w stawidła ostrokręgowe, jak na figurze 1. Za tym systemem przemawia łatwość manewrowania i możność zasłonięcia dowolnej liczby otworów dopływowych, bez zmniejszenia wielkości innych pozostałych. Ale niejednostajność ruchu i strata siły żywej wody płynącej po łopatkach, które przechodząc pod zasłoniętymi otworami przestają być chwilowo zasilane wodą, są ważnemi niedogodnościami. To też pod tym względem dawne stawidło turbiny Fontaine'a, złożone z tabliczek, z których każda zasłania inny kanał kierowniczy (*) wydaje się korzystniejszem; gdyż tu wszystkie kanały kierownicze jednakowym ulegają zmianom.

Jasną jest rzeczą, że przy wielkiem obniżeniu stawideł, gdy przecięcie kanałów kierowniczych zmniejsza się znacznie, ściśnienie żyły wodnej zaczyna się powiększać, a jednostajność ruchu przestaje mieć miejsce. Ale niedogodność ta daje się czuć dopiero wtedy, gdy wydatek wody znacznie zmniejszonym zostaje, to jest w razie anormalnego stanu rzeczy. Zdaje się więc, że stawidło stożkowe zasługuje na większe uznanie tylko pod względem konstrukcyi.

Bądź co bądź, zadanie mające na celu regulowanie objętości wody zużywanej w turbinie Fontaine'a nie jest jeszcze zadowalniająco rozwiązane, jakkolwiek było ono przedmiotem badań wielu Inżynierów zajmujących się budową turbin. Jeżeli z jednej strony wynalezienie sposobu, za pomocą którego możnaby zmieniać wymiary machiny stosownie do zmiany objętości wody dopływającej, jest rzeczą bardzo trudną a na pierwszy rzut oka niepodobną, to znowu z drugiej strony owoce wynalazku urzeczywistniające pomienione warunki, wynagrodziłyby szczodrze prace podjęte. Jakoż łatwo jest pojąć, że turbina mogąca zużywać pewną objętość wody, będzie dawać bardzo mały skutek, gdy ta objętość zmniejszy się o jednę trzecię albo o połowę, i to właśnie w chwili, gdy zmniejszenie całkowitej siły spadku wymagałoby jak najlepszego zużycia i przesłania siły poruszającej.

W razie gdy wydatek wody ulega bardzo wielkim zmianom z powodu okoliczności miejscowych najlepiej jest uciec się do sposobu, który polega na użyciu *turbiny podwójnej*.

3. Turbina podwójna składa się z dwóch koron współosiowych, noszących łopatki a poruszających się jednocześnie i z dwóch koron zaopatrzonych w kierownice. Można prowadzić wodę przez każdą z dwóch koron osobno lub przez obie razem, a to stosownie do objętości wody dopływającej.

(*) Patrz : strona 805, fig. 97 w *Wykładzie Hydrauliki*.

W tym celu zasłania się jednę z nich stawidłem lub też odsłania się obie. Korona zewnętrzna służy zawsze do małych wydatków wody.

Urządzenie to nietylko usuwa trudności w razie zmiany objętości wody dopływającej, ale także w razie zmiany spadku. Przy zmniejszeniu objętości wody, któremu zwykle towarzyszy powiększenie spadku, woda posiadająca wtedy większą prędkość znajduje się na największej odległości od osi obrotu, podczas gdy w przeciwnym stanie rzeczy, ciecz działa na koronę wewnętrzną, to jest w pobliżu osi. Tym sposobem wyradza się pewnego rodzaju kompensacya między wysokością spadku i objętością wody, a więc i jednostajność ruchu machiny.

Pod względem budowy, turbina podwójna nie różni się niczem prawie od turbiny pojedynczej.

Od pewnego czasu konstruktorzy turbin systemu Fontaine'a przestają używać turbin podwójnych w razie zmiennych spadków, a natomiast budują dwie oddzielne turbiny, z których jedna jest przeznaczona do zużytkowywania najmniejszych wydatków wody przy najlepszych warunkach co do wysokości spadku, a druga do zużywania nadmiaru wody w czasie wezbrań, to jest gdy najlepsze skorzystanie z siły poruszającej nie jest rzeczą wielkiej wagi.

Doświadczenia dowodzą, że pod względem skutku dwie oddzielne turbiny nie przedstawiają większej korzyści od turbiny podwójnej; że zaś koszta budowy są znacznie większe w pierwszym razie jak w drugim, przeto zgodzić się trzeba na zdanie p. Morin'a, że w razie bardzo zmiennych spadków najlepiej jest budować turbiny podwójne (*).

4. Obok powyżej opisanych sposobów, za pomocą których zużywać można bardzo zmienne spadki, istniejej eszcze inny zapobiegający przedostawaniu się wody ze zbiornika dolnego do kanałów łopatkowych, w razie gdy przy obniżeniu stawideł, turbina jest częściowo zatopiona w wodzie dolnego zbiornika. Sposób ten znany jest pod nazwą *hydropneumatyzacyi*.

Nie zatrzymując się na tym punkcie, odwołuję się do tego, co było powiedziane na str. 49, 50 i 63 trzeciego tomu Pamiętnika Nauk Ścisłych w artykule « Turbina Fourneyron'a » (**).

5. Udoskonalenie machin wodnych w ostatnich czasach pociągnęło za sobą wprowadzenie pomocniczych przyrządów zwanych *regulatorami*.

Przyrządy te mają na celu utrzymanie stałej prędkości obrotowej i stałego stosunku między siłą poruszającą i oporową, gdy ta ostatnia się zmienia, jak to często ma miejsce. Machiny parowe są zawsze zaopatrzone w koło rozpędowe i w regulatory, szczególniej niezbędne w razach gdy machina ma poruszać pewną fabrykę, w której znajduje się wiele przyrządów, warsztatów lub narzędzi, idących niezależnie jedne od drugich. Koło wodne może się łatwiej obejść bez regulatora, jak inna machina, ale niemniej przyrząd ten może mu być pomocny, gdy chodzi o ruch zupełnie jednostajny, jak n. p. w przędzalniach. Nie ma prawie fabryki lub rękodzielni, w którejby wszystkie warsztaty lub narzędzia były ustawicznie w ruchu : czasem natura fabrykacyi wymaga aby pewne przyrządy zatrzymywały się chwilowo, często zdarza się

(*) W roku 1849 pan Fremont proponował odosobnienie obu koron turbiny podwójnej, mówiąc że gdy tylko jedna z nich pracuje, druga ciąży niepotrzebnie i utrudnia ruch machiny; ale pomysł ten jakkolwiek racyonalny, nie wszedł w wykonanie z powodu trudności konstrukcyjnych.

(**) Obszerny opis hydropneumatyzacyi znaleźć można w patencie, który wziął Girard w Paryżu, 28 listopada 1849 roku. Autor stosuje swój wynalazek do wszystkich wogóle machin wodnych, a nawet do zastaw na rzekach.

że opór narzędzia zmienia się w miarę jak robota naprzód postępuje, a jeszcze częściej niektóre przyrządy muszą przezwyciężać opory malejące do zera i obracać się mimo tego ustawicznie, jak n. p. walcownie, piły kołowe, młoty kowalskie i t. d. W takich razach machina wodna koniecznie potrzebuje regulatora; bo jakkolwiek okresowe zmiany pokonać można kołami rozpędowemi umieszczonemi przy samych narzędziach, to znowu, w razie, gdy ruch narzędzia jest zupełnie wstrzymany, koło rozpędowe żadnego nie wywiera działania (*).

Dwa są systemy regulatorów używanych dotąd do turbiny Fontaine'a: regulator *o sile odśrodkowej* i regulator *powietrzny*. Oba te przyrządy działają wprost na stawidła turbiny i regulują tym sposobem objętość wody zużywanej.

Regulator o sile odśrodkowej znany jest powszechnie. Siła żywa kul metalowych obracających się około osi pionowej, w zmiennych od tejże odległościach, wprawia w ruch system kół zębatych służących do przesyłania ruchu od regulatora do stawidła.

Regulatory powietrzne, które od lat kilkunastu w użycie wchodzić zaczęły (**), są daleko czulsze od regulatorów o sile odśrodkowej. Jakoż, łatwo jest pojąć, że kule regulatora o sile odśrodkowej mające wielką stosunkowo massę opadają nagle przy znacznem a raptownem zwiększeniu oporu; wskutek tego wielka ilość wody wpada nagle do turbiny, która odzyskawszy w jednej chwili swą prędkość, powoduje znowu raptowne podniesienie się kul metalowych, a z niem razem i zmniejszenie objętości wody pracującej. Tym sposobem wytwarza się między regulatorem i stawidłem szereg wahań wpływających nader niekorzystnie na żądaną jednostajność ruchu.

Nie wdając się w szczegółowy opis rozmaitych odmian regulatora powietrznego, ograniczam się na wytłomaczeniu regulatora systemu Branche, którego przecięcie pionowe i poziome jest przedstawione na figurach 2 i 3. Składa on się z dwóch pionowych pustych walców A i B, ulanych w jedną sztukę i przyśrubowanych do podstawy M M. W walcach tych poruszają się tłoki *a* i *b* z drągami α i β, z których pierwszy jest poruszany przez turbinę, podczas gdy drugi kommunikuje ze stawidłem tego koła za pośrednictwem odpowiedniej transmissyi. Oba tłoki są żelazne, i podobne do siebie, ale tłok B jest znacznie cięższy od tłoka A.

Walce A i B kommunikują z sobą dwoma kanalikami *m* i *n*, z których pierwszy umieszczony w podstawie M M łączy przestrzenie zawarte pod tłokami, a z których drugi *n* zrobiony w ścianie walców otwiera kommunikacyę między górną częścią walca A i dolną walca B. Inny kanalik *c*, znajdujący się obok *n*, łączy znowu dolną część walca B z powietrzem otaczającem; idzie on pionowo do pewnej wysokości, poczem zakrzywia się i wychodzi na zewnątrz, gdzie jego koniec jest zaopatrzony w kruczek służący do zmieniania przecięcia tego kanaliku. Wreszcie w górnej części walców A i B znajdują się dwa otwory *v* i *o* otwierające wprost kommunikacyę z powietrzem otaczającem, a u spodu walca A jest umieszczony kanał *u*, prowadzący także na zewnątrz przyrządu.

Otwory kanałów *m*, *n*, *u*, są zamknięte klapami 1, 2, 3. obracającemi się koło osi poziomych i przyciskanemi do otworów za pomocą sprężyn. Klapa 4,4 służy do przymykania otworu *v*.

(*) Jak dalece regulator jest w stanie ujednostajnić ruch machiny wodnej, dowodzi okoliczność, że w kilku dobrze urządzonych przędzalniach francuzkich, turbina porusza wskazówkę zegarową, i znaczy godziny z taką niemal dokładnością, jak zwyczajny zegar ścienny (*Traité des moteurs hydrauliques par Armengaud*, str. 47?).

(**) Przyrządy te wynalezione zostały we Francyi, w roku 1838 przez p. Molinié.

Rozbierzmy teraz ruch całego przyrządu, gdy tłok *a* się porusza.

Gdy tłok ten zchodzi na dół, klapa 4, 4, się otwiera a górna część walca A wypełnia powietrzem; powietrze to nie może dostać się do walca B przez kanalik *n*, gdyż klapa 2 jest przymknięta. Ale powietrze zawarte pod tłokiem *a* przechodzi przez kanał *m*, ciśnie na klapę 1, podnosi ją i dostaje się w dolną część walca B. Przeciwnie, gdy tłok A wznosi się w górę, klapa 4,4 przymyka się, powietrze nagromadzone nad nim w ciągu poprzedniego okresu tłoczy się w kanał *n* i otwiera klapę 2; podczas gdy powietrze zewnętrzne dostaje się otworem *n* do dolnej części walca A.

Tak więc za każdym ruchem podnoszącym się lub opadającym tłoka *a*, pewna ilość powietrza dostaje się kanałem *n* i *m* pod tłok *b*. Powietrze to zgęszczałoby się ustawicznie pod tłokiem *b*

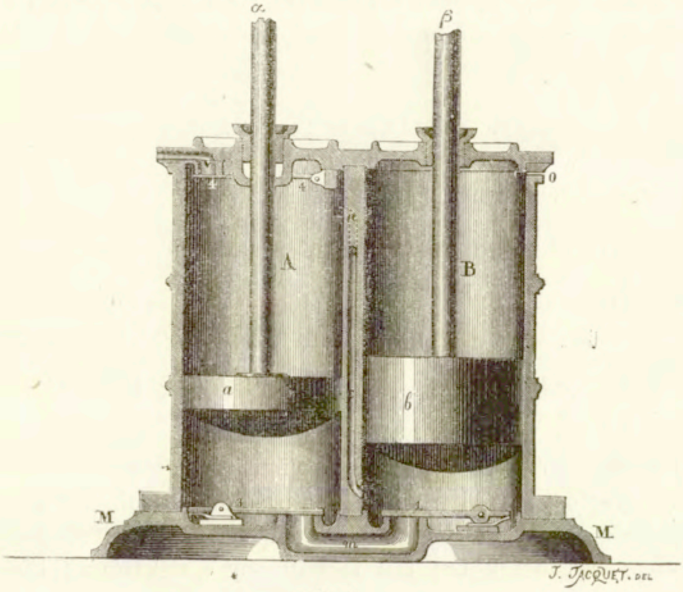

Fig. 2.

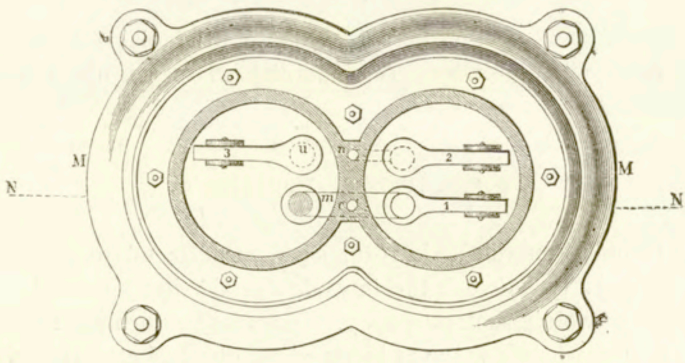

Fig. 3.

i podnosiłoby go w górę, gdyby nie miało nigdzie ujścia; otóż kanał *c*, zaopatrzony w kruczek na zewnątrz przyrządu służy właśnie do wypuszczania tego powietrza.

Jednem słowem powietrze wchodzące pod tłok *b* zgęszcza się najprzód do pewnego stopnia a mianowicie do chwili, w której jego siła sprężysta jest w stanie zrównoważyć ciężar tłoka *a* i jego części składowych. Jeżeli liczba skoków tłoka *a* nie zmienia się w danym czasie, to począwszy od tej chwili każda nowa objętość powietrza wprowadzona w walec B wydostaje się na zewnątrz kanałem *c*, wskutek ciążenia tłoka *b*, który prze ustawicznie powietrze pod nim się znajdujące. Otóż widoczną jest rzeczą, iż tłok ten wyparłby wszystko powietrze z walca B, gdyby pompa A nie dostarczała mu ustawicznie nowej objętości tego gazu; ażeby więc równowaga miała miejsce, objętość powietrza dostarczanego przez pompę musi być równa objętości powietrza wydostającego się zewnątrz w tymże samym czasie.

Przypuśćmy teraz, że wskutek powiększenia oporu, turbina zmniejsza swą prędkość, i że liczba uderzeń tłoka *a* zmniejsza się w danym czasie. W tych warunkach równowaga nie może mieć miejsca, gdyż objętość powietrza wydostającego się na zewnątrz jest większa od objętości pompowanej; tłok *b* zacznie więc opadać i przesyłać ruch swój stawidłu turbiny, która odsłoniwszy otwory dopływowe, wpuści na łopatki ilość wody dostateczną do stworzenia normalnej prędkości koła.

Zupełnie przeciwny skutek będzie miał miejsce, gdy z powodu powiększonej liczby uderzeń tłoka *a*, tłok *b* zacznie się w górę podnosić; stawidło zasłoni część otworów dopływowych i ujednostajni tym sposobem ruch machiny.

Aby dobrze zrozumieć zasadę tego przyrządu należy zwrócić uwagę na to, iż :

1° Objętości powietrza wprowadzane do walca B są *zmienne* i proporcyonalne do liczby uderzeń tłoka *a*, to jest zależne od prędkości pompy powietrznej, a więc i od prędkości turbiny;

2° Objętości powietrza wydostającego się z walca B są *niezmienne* i zależą tylko od ciężaru tłoka B i od wielkości otworu wypływowego.

Ponieważ stawidło turbiny, a więc i tłok *b*, powinny znajdować się w spoczynku przy normalnym stanie rzeczy, przeto mając daną normalną prędkość turbiny, trzeba tak nastawić kruczek kanaliku *c*, aby ilość powietrza wydostającego się na zewnątrz równała się ilości powietrza pompowanego. W tym celu, kruczek ten jest zaopatrzony w wskazówkę, która znaczy na tarczy położenia kruczka odpowiadające rozmaitym prędkościom.

Zaletą regulatora powietrznego jest czułość i szybkość działania, jak również możność użycia w bardzo rozległych granicach prędkości. Tej ostatniej własności nie posiada regulator o sile odśrodkowej (*).

Teorya turbiny Fontaine'a.

6. Dokładna teorya turbiny Fontaine'a nie różni się w zasadzie od teoryi turbiny Fourneyron'a. Tak w jednej jak i w drugiej z tych dwóch turbin woda dostaje się z kierownic na łopatki i cisnąc na ich wklęsłe powierzchnie wywołuje ruch obrotowy. Wprawdzie w turbinie Fourneyron'a każda cząsteczka cieczy oddala się ustawicznie w swym biegu od osi obrotu i ulegając działaniu siły odśrodkowej powiększa swą prędkość, podczas gdy w turbinie Fontaine'a siła odśrodkowa nie zdaje się mieć wpływu na ruch cieczy; ale ta różnica działań jest tylko pozorna. Dosyć jest przypuścić, że wskutek

(*) Oprócz powyżej opisanego regulatora zasługują na uznanie dwa inne, obmyślane przez pp. Larivière i Moison w Paryżu, a opisane w *Génie Industriel*, przez p. Armengaud, tomie I i XIII.

obniżenia stawideł, kanały turbiny Fontaine'a nie są całkowicie wypełnione wodą, albo że z powodu błędnego urządzenia łopatek, ma miejsce ściśnienie żyły cieczy; w takim razie cząsteczka cieczy wprowadzona na łopatkę w pobliżu osi, oddali się od niej wskutek działania siły odśrodkowej i droga przez nią przebieżona nie będzie się znajdować na powierzchni walca współcsiowego z turbiną.

Z drugiej strony warunki jednostajności ruchu i działania są zupełnie te same w obu typach nowoczesnych turbin. Wejście wody na kierownice ma być ułatwione, kierunek ruchu ma być tak wyznaczony, aby żyła wody dostająca się na łopatkę koła nie uderzała o nią, ale wypływała w kierunku stycznym, i wreszcie aby siła żywa wody była bardzo małą przy wyjściu z turbiny.

Ale jeżeli teorye obu turbin zgadzają się z sobą w zasadzie, to w analitycznem wyrażeniu praw ruchu różnią się cokolwiek od siebie. I tak trudno jest uwzględnić działania siły odśrodkowej w turbinie Fontaine'a, uchwycić prawa, jakiemi się kierują cząsteczki cieczy w ich ruchu anormalnym i objąć w jednym wzorze wszystkie szczególne przypadki, które w rzeczywistości trafić się mogą.

Przy układaniu teoryi turbiny Fontaine'a pominie się więc działanie siły odśrodkowej, jako małoznaczące wobec działania siły ciężkości. Straci na tem matematyczna ścisłość teoryi, ale dokładność otrzymanych wypadków nie wiele na tem ucierpi, bo jak dowodzą doświadczenia, siła odśrodkowa nie ma wielkiego wpływu na ruch wody w tej turbinie.

Drugim powodem niedokładości teoryi jest trudność wyznaczenia tarcia cieczy o ściany metalowe. Wiadomo, że tarcie to jest proporcyonalne do dwumianu $aV + bV^2$, w którym V oznacza prędkość warstwy cieczy trącej się o ścianę, gdy ta ściana znajduje się w spoczynku względnym. Współczynniki a i b, które dawniej brano za stałe, zmieniają się z naturą i wielkością rury lub kanału, i przybierają bardzo różne wartości; prędkość zaś warstwy zewnętrznej jest nieznaną prawie funkcyą prędkości średniej. Doświadczenia robione dla wyznaczenia wartości współczynników a i b odnosiły się do rur okrągłych lub do kanałów o jednostajnem przecięciu poprzecznem, a że w turbinie Fontaine'a woda płynie kanałem, którego przecięcie nie jest jednostajne ani co do kształtu ani co do wielkości, przeto znanych współczynników tarcia w tym razie stosować nie można. Jakiż zresztą jest związek między prędkością warstwy trącej się o ściany kanału i prędkością średnią? Któraż struga biegnie z prędkością średnią, gdy żyła ciekła nie wypełnia całkowicie kanału łopatkowego, jak to często się zdarza? Na to pytania trudno jest dziś szukać odpowiedzi.

Niezależnie od przeszkód napotykanych w swym ruchu przez kanały łopatkowe i kierownicze, woda trze się o zewnętrzne ściany turbiny, gdy poziom wody dolnego zbiornika podnosi się wskutek słoty lub innej przyczyny. Tutaj wykrycie prawdziwego prawa tarcia jest połączone z mnóstwem trudności, któreby tylko drogą doświadczeń usunąć było można. Woda dolnego zbiornika nie znajduje się w spoczynku, a że kierunek jej ruchu jest prostolinijny przeto trzebaby szukać prędkości względnej każdego punktu osobno, kombinując ten ruch prostolinijny z ruchem obrotowym turbiny. Choćby nawet ta trudność była usuniętą, zadanie nie byłoby jeszcze rozwiązane, bo należałoby jeszcze wziąść pod uwagę kształt ścian metalowych, ich kierunek i wyznaczyć współczynniki tarcia drogą badań doświadczalnych.

Nie chcąc zapełniać wzorów analitycznych wyrazami, któreby symbolicznie przedstawiały powyżej wymienione działania, a których wartość pod względem praktycznych zastosowań byłaby bardzo wątpliwą, biorę pod uwagę te tylko działania i zjawiska, o których przybliżone przynajmniej pojęcie mieć można. Ściśnienie żyły wodnej przy jej wejściu do kanałów utworzonych przez kierownice i łopatki, przy jej wyjściu z tychże i wreszcie przy przejściu pod stawidłem dawnego systemu, da się wyrazić wzorem dostatecznie w praktyce sprawdzonym; a chociaż i w tym razie wybór współczynnika liczebnego jest mniej więcej dowolny, to jest on jednak zawarty w pewnych znanych granicach, których przekroczyć nie można. Tu więc jeśli nie zupełna dokładność, to przynajmniej znaczne przybliżenie osięgniętem być może.

Strata pracy powstała wskutek uderzenia żyły cieczy wypływającej na łopatkę w kierunku do niej ukośnym, da się oznaczyć z łatwością, bo jak wiadomo, jest ona proporcyonalną do kwadratu z prędkości względnej; również łatwo jest obliczyć ilość siły żywej uniesionej przez wodę wypływającą z turbiny.

Dla uogólnienia teoryi przypuszczam, że turbina jest zaopatrzona w stawidełka dawnego systemu i przyjmuję następujące znakowanie :

a_1 najkrótsza odległość dwóch sąsiednich kierownic przy całkowitem podniesieniu stawidła;

e_1 szerokość otworów u spodu korony kierowniczej, mierzona w kierunku promienia;

n liczba kierownic ;

F_0 summa przecięć kanałów kierowniczych, mierzona przy wierzchu korony kierowniczej;

F_1 summa przecięć kanałów kierowniczych przy spodzie tej korony;

m współczynnik ściśnienia przy wejściu wody w kanały kierownicze;

r promień koła przechodzącego przez środki otworów dopływowych lub wypływowych turbiny, czyli promień koła średniego;

l odległość dwóch sąsiednich kierownic mierzona na średnim okręgu;

k'_0 współczynnik wydatku wody przy jej przejściu pod stawidłami;

F'_0 summa najmniejszych przecięć kanałów kierowniczych po obniżeniu stawideł;

k współczynnik wydatku wody przy wyjściu z kanałów kierowniczych;

a_2 najkrótsza odległość dwóch sąsiednich łopatek przy ich wierzchu;

e_2 szerokość wierzchu korony łopatkowej, mierzona w kierunku promienia;

n' liczba łopatek;

F_2 summa przecięć kanałów łopatkowych przy wierzchu turbiny;

l' odległość dwóch sąsiednich łopatek, mierzona na średnim okręgu i na górnem lub dolnem dnie korony łopatkowej;

a_3 najkrótsza odległość dwóch sąsiednich łopatek przy spodzie korony łopatkowej;

e_3 szerokość spodu turbiny, mierzona w kierunku promienia;

F_3 summa przecięć kanałów łopatkowych u spodu turbiny;

k' współczynnik ściśnienia wody wypływającej z turbiny;

v, u, w, prędkość bezwzględna, obrotowa i względna cząsteczki wypływającej z korony kierowniczej i położonej na odległości r od osi;

v', u, w', prędkość bezwzględna, obrotowa i względna cząsteczki wypływającej z turbiny i położonej na tej samej odległości od osi, co poprzednia;

α kąt średni, jaki tworzy dolny koniec kierownicy z płaszczyzną poziomą;

β kąt średni, jaki tworzy górny koniec łopatki z takąż płaszczyzną;

γ kąt średni utworzony przez dolny koniec łopatki i płaszczyznę poziomą;

H spadek całkowity, to jest różnica poziomów dolnego i górnego zbiornika;

h dodatne lub odjemne wzniesienie poziomu wody dolnego zbiornika ponad wierzch turbiny;

c wysokość korony łopatkowej w kierunku osi;

p_a ciśnienie powietrza na jednostkę powierzchni;

p ciśnienie wody na jednostkę powierzchni, między koroną łopatkową i kierownicą;

p' ciśnienie wody opuszczającej turbinę;

Q wydatek wody w jednostce czasu, to jest objętość wody przepływającej przez turbinę w tym czasie;

Π ciężar metra sześciennego wody.

Na zasadzie twierdzenia Bernoulli'ego, bieg wody z górnego zbiornika do spodu kierownic wyrazić można równaniem:

$$\frac{v^2}{2g} = \mathrm{H} + h + \frac{p_a - p}{\Pi} - s,$$

w którem s oznacza stratę ciążenia albo stratę spadku z powodu nagłej zmiany przecięcia żyły wodnej przy wejściu w kanały kierownicze. Strata ta jest, jak wiadomo:

$$s = k^2 \frac{\mathrm{F}_1^2}{\mathrm{F}_0^2}\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

W wyrażeniu tem jak równie i w poprzedniem g oznacza przyspieszenie równe liczbie 9,8088, m wynosi mniej więcej 0,85, a k zmienia się od 0,70 do 0,90 stosownie do okoliczności.

Ale gdy stawidło zasłania częściowo kanały dopływowe, powstaje nowa strata ciążenia, którą dołączyć trzeba do drugiej strony ogólnego równania ruchu. Stratę tę, spowodowaną nagłą zmianą przecięcia żyły wodnej, określa wyrażenie:

$$s_1 = \left(\frac{\mathrm{F}_1 k}{\mathrm{F}_0 k_0} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

w którem k_0' zmienia się od 0,80 do 0,90.

Równanie ruchu jest więc:

$$\frac{v^2}{2g} = \mathrm{H} + h + \frac{p_a - p}{\Pi} - \left[k^2 \frac{\mathrm{F}_1^2}{\mathrm{F}_0^2}\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 + \left(\frac{\mathrm{F}_1 k}{\mathrm{F}_0' k_0'} - 1\right)^2\right] \frac{v^2}{2g},$$

lub

$$\frac{v^2}{2g}\left[1 + k^2 \frac{\mathrm{F}_1^2}{\mathrm{F}_0^2}\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 + \left(\frac{\mathrm{F}_1 k}{\mathrm{F}_0' k_0'} - 1\right)^2\right] = \mathrm{H} + h + \frac{p_a - p}{\Pi}. \tag{1}$$

Aby ułożyć równanie biegu wody w kanałach łopatkowych trzeba wziąść pod uwagę uderzenie wody o łopatki w chwili jej wejścia do korony łopatkowej. Odpowiadająca strata ciążenia wynosi

$$\frac{1}{2g}\left[(v\sin\alpha - w\sin\beta)^2 + (v\cos\alpha - (u - w\cos\beta))^2\right],$$

bo wyraz zamknięty nawiasem jest równy kwadratowi prędkości względnej, a równanie ruchu jest :

$$(2)\qquad \frac{w'^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + c + \frac{p - p'}{\Pi} - \frac{1}{2g}\left[(v\sin\alpha - w\sin\beta)^2 + (v\cos\alpha - (u - w\cos\beta))^2\right].$$

Otóż na zasadzie nieściśliwości wody mamy :

$$(3)\qquad Q = F_1 vk = F_2 w = F_3 w'k',$$

zkąd

$$(4)\qquad \begin{cases} v = \dfrac{F_3}{F_1}\dfrac{k'}{k}w', \\ w = \dfrac{F_3}{F_2}k'w', \end{cases}$$

przeto wstawiwszy te wartości za w i v w równanie (2), znajdziemy :

$$\frac{w'^2}{2g} = \left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2\frac{w'^2}{2g} + c + \frac{p-p'}{\Pi} - \frac{1}{2g}\left[\left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\sin\alpha - \frac{F_3}{F_2}k'\sin\beta\right)^2 w'^2 + \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}w'\cos\alpha + \frac{F_3}{F_2}k'w'\cos\beta - u\right)^2\right],$$

a oznaczywszy jeszcze dla skrócenia :

$$\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\sin\alpha - \frac{F_3}{F_2}k'\sin\beta = A,$$

$$\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\cos\alpha + \frac{F_3}{F_2}k'\cos\beta = B,$$

otrzymamy

$$\frac{w'^2}{2g} = \left(\frac{F_3}{F_1}k'\right)^2\frac{w'^2}{2g} + c + \frac{p-p'}{\Pi} - \frac{1}{2g}\left[A^2w'^2 + (Bw' - u)^2\right].$$

Woda opuszcza koło z prędkością, któraby zeru równać się powinna, gdyby siła żywa wody pracującej mogła być całkowicie zużyta na poruszanie machiny. W rzeczywistości nigdy to nie może mieć miejsca, bo woda opuszczająca turbinę musi jeszcze posiadać dostateczną prędkość, aby z łatwością wydostawała się na zewnątrz i nie wstrzymywała wody za nią bieżącej. W każdym razie jednak oblicza się wymiary i kształt turbiny w ten sposób, aby wypływ wody z kanałów łopatkowych pochłaniał małą część całkowitej siły żywej. Skoro więc prędkość cieczy wypływającej jest z zasady stosunkowo mała, można napisać na zasadzie praw Hydrostatyki :

$$\frac{p'}{\Pi} = \frac{p_a}{\Pi} + c + h.$$

Z tego równania i z poprzedniego wypada, że

$$\frac{w'^2}{2g} = \left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2\frac{w'^2}{2g} + \frac{p - p_a}{\Pi} - h - \frac{1}{2g}\left[A^2w'^2 + (Bw' - u)^2\right].$$

a wstawiwszy w to równanie wartości za $\frac{p - p_a}{\Pi}$, wyciągniętą ze związku (1), i mając na uwadze równania (4), otrzymamy:

$$\frac{w'^2}{2g} = \left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2 \frac{w'^2}{2g} + H - \frac{1}{2g}[A^2 w'^2 + (Bw' - u)^2] - \left[1 + \left(k\frac{F_1}{F_0}\right)^2\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 + \left(\frac{F_1}{F'_0}\frac{k}{k'_0} - 1\right)^2\right]\left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2 \frac{w'^2}{2g}$$

lub

$$\left[1 - \left(\frac{F_3}{F_2}k'\right) + \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2 + \left(\frac{F_3}{F_0}k'\right)\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 + \left(\frac{F_1 k}{F'_0 k'_0} - 1\right)^2\left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2 + A^2 + B^2\right] w'^2 - 2Buw' + u^2 - 2gH = 0.$$

Oznaczywszy dla skrócenia:

$$1 - \left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2 + \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2 + \left(\frac{F_3}{F_0}k'\right)^2\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 + \left(\frac{F_1 k}{F'_0 k'_0} - 1\right)^2\left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2 + A^2 + B^2 = C \tag{5}$$

mamy

$$Cw'^2 - 2Buw' + u^2 - 2gH = 0, \tag{6}$$

zkąd

$$w' = \frac{B}{C}u + \frac{1}{C}\sqrt{(B^2 - C)u^2 + 2gHC.} \tag{7}$$

Na zasadzie związków (4) mamy:

$$v = \frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\left[\frac{B}{C}u + \frac{1}{C}\sqrt{(B^2 - C)u^2 + 2gHC}\right],$$

$$w = \frac{F_3}{F_2}k'\left[\frac{B}{C}u + \frac{1}{C}\sqrt{(B^2 - C)u^2 + 2gHC}\right].$$

Prędkość końcowa v' jest wypadkową prędkości względnej w' i obrotowej u; a że kąt tych dwóch prędkości jest γ, przeto

$$v'^2 = w'^2 + u^2 - 2w'u\cos\gamma,$$

lub po wstawieniu znalezionej już wartości na w':

$$v' = \sqrt{\left(1 + 2\frac{B^2}{C^2} - \frac{1}{C} - 2\cos\gamma\frac{B}{C}\right)u^2 + \frac{2}{c}\left(\frac{B}{C} - \cos\gamma\right)u\sqrt{(B^2 - C)u^2 + 2gHC} + \frac{2gH}{C}}.$$

Ciśnienie wody na jednostkę powierzchni będzie według równania (1):

$$\frac{p}{\Pi} = H + h + \frac{p_a}{\Pi} - \frac{1}{2g}\left[1 + k^2\frac{F_1^2}{F_0^2}\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 + \left(\frac{F_1 k}{F_0 k'_0} - 1\right)^2\right]\left(\frac{B}{C}u + \frac{1}{C}\sqrt{(B^2 - C)u^2 + 2gHC}\right)^2\left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2;$$

co pokazuje, że gdy nierówność

$$\mathrm{H}+h<\frac{1}{2g}\left[1+k^2\frac{\mathrm{F}_1^2}{\mathrm{F}_0^2}\left(\frac{1}{m}-1\right)^2+\left(\frac{\mathrm{F}_1 k}{\mathrm{F}_0' k_0'}-1\right)^2\right]\left(\frac{\mathrm{B}}{\mathrm{C}}u+\frac{1}{\mathrm{C}}\sqrt{(\mathrm{B}^2-\mathrm{C})u^2+2g\mathrm{HC}}\right)^2\left(\frac{\mathrm{F}_3}{\mathrm{F}_1}\frac{k'}{k}\right)^2$$

ma miejsce, ciśnienie p jest mniejsze od p_a. Położenie turbiny względem poziomu zbiornika nie jest więc bynajmniej dowolne, bo ciśnienie p wody komunikującej z otaczającem ją powietrzem, nie powinno się wiele różnić od ciśnienia tegoż powietrza. Jeżeli więc ruch jednostajny ma mieć miejsce, powyższa nierówność nie powinna być sprawdzoną, jak również i nierówność odwrotna.

Co się tyczy objętości wody zużywanej w sekundzie, to mamy (3):

(8) $$\mathrm{Q}=\mathrm{F}_3 k'\left(\frac{\mathrm{B}}{\mathrm{C}}u+\frac{1}{\mathrm{C}}\sqrt{(\mathrm{B}^2-\mathrm{C})u^2+2g\mathrm{HC}}\right).$$

Pozostaje do ocenienia praca użyteczna i skutek machiny. Chcąc znaleźć pracę użyteczną trzeba odjąć od pracy bezwzględnej $\Pi\mathrm{QH}$, ilość pracy zużytą na przezwyciężenie oporów drugorzędnych. Praca zużyta przy wejściu wody do kanałów kierowniczych jest

$$\Pi\mathrm{Q}\left(k\frac{\mathrm{F}_1}{\mathrm{F}_0}\right)^2\left(\frac{1}{m}-1\right)^2\frac{v^2}{2g}$$

lub (4)

$$\Pi\mathrm{Q}\left(k\frac{\mathrm{F}_1}{\mathrm{F}_0}\right)^2\left(\frac{1}{m}-1\right)^2\left(\frac{\mathrm{F}_3}{\mathrm{F}_1}\frac{k'}{k}\right)\frac{w'^2}{2g};$$

praca oporowa przy przejściu wody pod stawidłami wynosi

$$\Pi\mathrm{Q}\left(\frac{\mathrm{F}_1 k}{\mathrm{F}_0' k_0'}-1\right)^2\left(\frac{\mathrm{F}_3}{\mathrm{F}_1}\frac{k'}{k}\right)^2\frac{w'^2}{2g};$$

uderzenie żyły wodnej o łopatki koła zmniejsza pracę bezwzględną o

$$\frac{\Pi\mathrm{Q}}{2g}(\mathrm{A}^2w'^2+\mathrm{B}^2w'^2-2\mathrm{B}w'u+u^2),$$

a sile żywej uniesionej przez wodę wypływającą z turbiny odpowiada ilość pracy

$$\frac{\Pi\mathrm{Q}}{2g}(u^2+w'^2-2w'u\cos\gamma).$$

Odejmując te wszystkie wyrazy od wyrazu $\Pi\mathrm{QH}$, przedstawiającego bezwzględną pracę spadku, znajdziemy pracę użyteczną:

$$\mathrm{T}_u=\Pi\mathrm{QH}-\Pi\mathrm{Q}\left[\left(k\frac{\mathrm{F}_1}{\mathrm{F}_0}\right)^2\left(\frac{1}{m}-1\right)^2+\left(\frac{\mathrm{F}_1 k}{\mathrm{F}_0' k_0'}-1\right)^2\right]\left(\frac{\mathrm{F}_3}{\mathrm{F}_1}\frac{k'}{k}\right)^2\frac{w'^2}{2g}$$
$$-\frac{\Pi\mathrm{Q}}{2g}[\mathrm{A}^2w'^2+\mathrm{B}^2w'^2-2\mathrm{B}w'u+u^2]-\frac{\Pi\mathrm{Q}}{2g}(u^2+w'^2-2w'u\cos\gamma),$$

lub jeszcze, porządkując wyrazy i przedstawiając je w innym kształcie:

$$\mathrm{T}_u=\Pi\mathrm{QH}-\frac{\Pi\mathrm{Q}}{2g}\left[\left(\frac{\mathrm{F}_3}{\mathrm{F}_0}k'\right)^2\left(\frac{1}{m}-1\right)^2+\left(\frac{\mathrm{F}_1 k}{\mathrm{F}_0' k_0'}-1\right)^2\left(\frac{\mathrm{F}_3}{\mathrm{F}_1}\frac{k'}{k}\right)^2+\mathrm{A}^2+\mathrm{B}^2+1\right]w'^2$$
$$+2\frac{\Pi\mathrm{Q}}{2g}[\mathrm{B}+\cos\gamma]uw'-2\frac{\Pi\mathrm{Q}}{2g}u^2.$$

Uważmy teraz, że według równania (5) mamy

$$\left(\frac{F_3}{F_0}k'\right)^2\left(\frac{1}{m}-1\right)^2+\left(\frac{F_1 k}{F_0' k_0'}-1\right)^2\left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2+A^2+B^2+1=C+\left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2-\left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2,$$

to jest że

$$T_u=\Pi QH-\frac{\Pi Q}{2g}\left[C+\left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2-\left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2\right]w'^2+2\frac{\Pi Q}{2g}[B+\cos\gamma]uw'-2\frac{\Pi Q}{2g}u^2,$$

lub

$$T_u=\Pi QH-\frac{\Pi Q}{2g}\left[\left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2-\left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2\right]w'^2+2\frac{\Pi Q}{2g}\cos\gamma.uw'-\frac{\Pi Q}{2g}u^2-\frac{\Pi Q}{2g}[Cw'^2-2Buw'+u^2].$$

Otóż na zasadzie równania (6) mamy

$$Cw'^2-2Buw'+u^2=2gH,$$

zatem

$$T_u=-\frac{\Pi Q}{2g}\left[\left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2-\left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2\right]w'^2+2\frac{\Pi Q}{2g}\cos\gamma.uw'-\frac{\Pi Q}{2g}u^2 \qquad (9)$$

a wstawiwszy za w' wartość poprzednio znalezioną (5), otrzymalibyśmy wyrażenie pracy użytecznej w funkcyi jednej tylko prędkości obrotowej u.

Gdy chodzi o rozebranie powyższego wyrażenia i o wyszukanie największej wartości pracy użytecznej, jaką dana turbina w danych warunkach wykonać może, należy wziąść pod uwagę nietylko zmienną u, ale także i wydatek Q zależny od prędkośc obrotowej, jak tego dowodzi równanie (8).

Trudności znalezienia maximum pracy użytecznej można z łatwością usunąć, zadowolniając się wyszukaniem maximum skutku, to jest stosunku pracy użytecznej do pracy bezwzględnej. Jeżeli trzeba oznaczyć pracę użyteczną turbiny obracającej się w pewnych znanych warunkach, to jest przy pewnych zmianach spadku i wydatku wody, to łatwo jest obliczyć całkowitą ilość pracy ΠQH osobno w każdym przypadku i pomnożywszy ją przez skutek machiny, otrzymać pracę użyteczną. Z drugiej znowu strony, gdy przy projektowaniu turbiny oblicza się prędkość u, z jaką machina obracać się powinna, aby siła spadku najkorzystniej była zużytą, przyjmuje się średnią wartość na H i Q; wtedy więc, znając skutek, znajdzie się natychmiast pracę użyteczną.

Tak więc zadanie całe sprowadza się do szukania największej wartości skutku i prędkości odpowiadającej. W tym celu uważmy że równanie:

$$w'=\frac{B}{C}u+\frac{1}{C}\sqrt{(B^2-C)u^2+2gHC}$$

napisać można w kształcie

$$\frac{w'}{u}=\frac{B}{C}+\frac{1}{C}\sqrt{B^2-C+\frac{2gH}{u^2}C}$$

albo

$$\frac{w'}{u}=\frac{B}{C}+\frac{1}{C}\sqrt{B^2-C+\frac{C}{z}},$$

jeżeli się przyjmie nową zmienną

$$z=\frac{u^2}{2gH}.$$

Uważmy przytem, że równanie (9) napisać można w kształcie:

$$\text{(10)}\qquad T_u = -\frac{\Pi Q}{2g}u^2\left[\left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2 - \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2\right]\frac{w'^2}{u^2} + 2\frac{\Pi Q}{2g}\cos\gamma . u^2\frac{w'}{u} - \frac{\Pi Q}{2g}u^2 .$$

Otóż na zasadzie równań (4) mamy:

$$\text{(11)}\qquad \frac{w'^2 - v^2}{u^2} = \left[\left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2 - \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2\right]\frac{w'^2}{u^2};$$

a na zasadzie równania

$$w^2 = v^2 + u^2 - 2uw\cos\alpha,$$

dającego wypadkowę w we funkcyi v i u:

$$\text{(12)}\qquad \frac{w^2 - v^2}{u^2} = 1 - \frac{2v}{u}\cos\alpha = 1 - 2\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\frac{w'}{u}\cos\alpha$$

Ztąd wypada równość

$$\left[\left(\frac{F_3}{F_2}k'\right)^2 - \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right)^2\right]\frac{w'^2}{u^2} = 1 - 2\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\frac{w'}{u}\cos\alpha,$$

która sprowadza wyrażenie (10) do:

$$T_u = -2\frac{\Pi Q}{2g}u^2\left[1 - \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\cos\alpha + \cos\gamma\right)\frac{w'}{u}\right].$$

Dzieląc obie strony powyższego równania przez ΠQH, znajdujemy skutek machiny:

$$S = \frac{T_u}{\Pi QH} = -2\frac{u^2}{2gH}\left[1 - \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\cos\alpha + \cos\gamma\right)\frac{w'}{u}\right]$$

lub

$$\text{(13)}\qquad S = -2Dz + 2\frac{1-D}{B}\sqrt{(B^2 - C)z^2 + Cz},$$

gdzie

$$\text{(14)}\qquad D = 1 - \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\cos\alpha + \cos\gamma\right)\frac{B}{C}.$$

Skutek turbiny jest więc funkcyą jednej zmiennej $z = \frac{u^2}{2gH}$, której różne wartości obliczyć można rachując liczbę obrotów turbiny i mierząc wysokość spadku. Gdy

$$z = 0,$$

skutek jest równy zeru, to jest machina nie daje żadnej pracy użytecznej. Przypadek ten ma wtedy miejsce, gdy koło zostaje w spoczynku, to jest gdy $u = 0$. Ale skutek zchodzi do zera przy innej jeszcze wartości zmiennej z, a mianowicie gdy

$$z = \frac{C(1-D)^2}{B^2D^2 - (\quad - D)^2(B^2 - C)},$$

to jest gdy koło nie przesyła swego ruchu i pokonywa tylko uboczne opory.

Widoczną jest rzeczą, że między temi dwiema wartościami zmiennej z znajduje się jedna, która odpowiada największemu skutkowi. Wartość ta jest:

$$z = \frac{u^2}{2gH} = \frac{C}{2(B^2 - C)}\left[\frac{1}{\sqrt{1-(B^2-C)\left(\frac{1-D}{BD}\right)^2}} - 1\right], \tag{15}$$

a odpowiada jej maximum skutku

$$S = \frac{DC}{B^2 - C}\left[1 - \sqrt{1-(B^2-C)\left(\frac{1-D}{BD}\right)^2}\right]. \tag{16}$$

W tych wzorach zamyka się cała teorya turbiny Fontaine'a; jej rozbiór, sprawdzenie i sprostowanie jest przedmiotem następujących ustępów.

Porównanie wypadków teoretycznych z wypadkami doświadczeń, i sprostowanie wzorów.

7. Wyprowadzone powyżej wyrażenie skutku turbiny nie jest dostatecznie ścisłe aby mogło znaleźć wprost swe zastosowanie. Z powodu wymienionych już trudności i braku pewnych danych, nie wziąłem pod uwagę ani działania siły odśrodkowej ani tarcia wody o turbinę; ta okoliczność musiała więc pociągnąć za sobą niedokładność wypadków, którą ocenić wypada.

W tym celu porównywam wypadki teoretyczne z wypadkami doświadczeń Jenerała Morin'a, robionych na turbinie w Bouchet (we Francyi). Doświadczenia te tworzą cztery szeregi, składające się z 10 lub 13 doświadczeń, w których zmieniano spadek, wydatek i prędkość obrotową turbiny. W pierwszej z nich stawidło było podniesione na $0^m,02$, w drugiej na $0^m,03$, a w dwóch ostatnich na $0^m,04$, to jest całkowicie.

Ponieważ każdy z trzech pierwszych szeregów będzie osobno rozebrany, przeto podaję tu tylko główne dane:

$$\alpha = 25, \quad \beta = 90^\circ, \quad \gamma = 29^\circ, \quad n = 24, \quad n' = 56, \quad r = 0^m,60, \quad m = 0.85,$$

a inne załączam w liczbę danych odpowiadających każdemu szeregowi zosobna.

8. *Szereg pierwszy.*

Stawidło jest podniesione na $0^m,020$, licząc od spodu korony kierowniczej do dolnej jego krawędzi. Przecięcie kanałów kierowniczych jest więc bardzo zredukowane, ściśnienie żyły wodnej pod stawidłem jest znaczne, a współczynnik wydatku otworów wypływowych korony kierowniczej i łopatkowej jest stosunkowo mały. Przyjmuję więc i obliczam, co następuje:

$k = 0,70$	$k' = 0,70$	$k_0' = 0,85$	
		$F_0 = 0^{mk},2016$	
		$F_0' = 0^m,070 \times 0^m,02 \times 24 = 0^{mk},0336$	$F_0 k_0' = 0^{mk},02856$
$a_1 = 0^m,0355$	$e_1 = 0^m,070$	$F_1 = n a_1 e_1 = 0^{m.k.},0596$	$F_1 k = 0^{mk},04172$
$a_2 = 0^m,028$	$e_2 = 0^m,075$	$F_2 = n' a_2 e_2 = 0^{mk},1176$	
$a_3 = 0^m,020$	$e_3 = 0^m,105$	$F_3 = n' a_3 e_3 = 0^{mk},1176$	$F_3 k = 0^{mk},08232$

$\frac{F_3 k'}{F_1 k} = 1{,}9731$ $\frac{F_3 k'}{F_1 k} \sin\alpha = 0{,}8339$ $\frac{F_3 k'}{F_1 k} \cos\alpha = 1{,}7885$

$\frac{F_3 k'}{F_2} = 0{,}7000$ $\frac{F_3 k'}{F_2} \sin\beta = 0{,}7000$ $\frac{F_3 k'}{F_1} \cos\beta = 0$

$\frac{F_3 k'}{F_0} = 0{,}4083$

$\frac{F_1 k}{F_0' k_0'} = 1{,}4607$

$A = 0{,}1339,\quad B = 1{,}7885,\quad C = 8{,}451,\quad D = 0{,}4366,$

Obliczywszy prędkość kątową ω i wartości zmiennej $z = \frac{u^2}{2gH}$, odnośnie do każdego z doświadczeń Jenerała Morin'a, obrachowałem skutek teoretyczny według wzoru (13) wyprowadzonego w ustępie n. 6. Wypadki tych rachunków są streszczone w następującej tablicy.

Numer doświad-czenia.	Spadek całkowity. H	Wydatek wody w sekundzie. Q	Praca bez-względna. IIQH	Liczba obrotów w minucie. N	Prędkość kątowa. ω	Zmienna $z = \frac{u^2}{2gH}$	SKUTEK według doświadczeń p. Morin.	SKUTEK według wzoru n. 13
	m	m. s.	kgm.					
1	1,63	0,2149	350,3	69,3	7,254	0,5924	0,4240	0,6037
2	1,62	0,2083	337,5	64,3	6,733	0,5135	0,5013	0,6346
3	1,605	0,2088	335,1	58,1	6,084	0,4232	0,5402	0,6535
4	1,59	0,2088	341,7	52,2	5,466	0,3449	0,5510	0,6525
5	1,55	0,2106	326,5	46,8	4,901	0,2844	0,5857	0,6380
6	1,615	0,2185	352,9	42,9	4,492	0,2293	0,5557	0,6123
7	1,58	0,2205	348,4	38,3	4,011	0,1868	0,5565	0,5815
8	1,58	0,2140	338,2	32,7	3,424	0,1362	0,5369	0,5277
9	1,56	0,2215	345,5	30,5	3,194	0,1200	0,5328	0,5057
10	1,55	0,2195	340,3	25,4	2,660	0,0838	0,4858	0,4431

Dwie ostatnie kolumny tej tablicy pokazują w jaki sposób zmienia się skutek teoretyczny i rzeczywisty ze zmianą prędkości obrotowej. Gdy turbina robi 69,3 obrotów w minucie, skutek teoretyczny jest większy od rzeczywistego o 0,1797, ale różnica ta maleje równocześnie z prędkością. Przy 46,8 obrotach w minucie skutek teoretyczny jest tylko o 0,0523 większy od skutku rzeczywistego, jaki znalazł Morin w swych doświadczeniach, a przy 32,7 obrotach różnica dochodzi tylko do 0,0092. Wreszcie przy 25,4 obrotach skutek teoretyczny jest mniejszy od rzeczywistego o 0,0427.

Największy skutek rzeczywisty dosięga wartości 0,5857, gdy turbina robi 46,8 obrotów w minucie; podczas gdy największy skutek teoretyczny obrachowany według wzoru

$$S = \frac{DC}{B^2 - C}\left[1 - \sqrt{1 - (B^2 - C)\left(\frac{1 - D}{BD}\right)^2}\right]$$

jest 0,6552, i to wtedy gdy

$$z = \frac{C}{2(B^2 - C)}\left[\frac{1}{\sqrt{1-(B^2-C)\left(\frac{1-D}{BD}\right)^2}} - 1\right] = 0{,}3884$$

to jest gdy turbina robi 55 obrotów. Różnica obu skutków jest więc 0,0695, a ich stosunek 0,893.

Uważając tylko średnię ze znalezionych wypadków, widzimy że średni skutek w dziesięciu pierwszych doświadczeniach Jenerała Morin'a jest 0,52699, a średni skutek teoretyczny 0,58524. Różnica 0,05825 jest małoznaczna.

Ztąd wypada, że wzór (13) wyprowadzony w ustępie n. 7 zdaje dosyć dokładnie sprawę z różnych działań i zjawisk mających miejsce przy ruchu turbiny Fontaine'a. Wprawdzie przy znacznej prędkości obrotowej wzór ten daje zbyt wielkie wartości, ale za to przy prędkości średniej, a szczególniej przy prędkościach mało się różniących od tej, która odpowiada największemu skutkowi rzeczywistemu, daje on wypadki bardzo do prawdy zbliżone. Zresztą ten wielki nadmiar skutku teoretycznego nad praktyczny przy znacznej prędkości obrotowej jest może spowodowany raczej niewłaściwym wyborem wartości współczynnika ściśnienia, jak błędnym składem analitycznego wzoru. Przypuszczenia tego nie opieram na pewnych podstawach, bo o ile mi wiadomo, nie robiono dotąd żadnych praktycznych poszukiwań pod tym względem; ale sądzę, że nie oddalam się wiele od prawdy, stosując niektóre wyniki doświadczeń robionych nad turbiną Fourneyron'a do teoryi turbiny Fontaine'a. W artykule *Turbina Fourneyron'a*, na str. 61 *Pamiętnika Towarzystwa Nauk Ścisłych*, t. III, streściłem w małej tablicy wartości współczynnika wydatku, do jakich doszedł Morin po zrobieniu doświadczeń nad turbiną Fourneyron'a w Mühlbach. Tablica ta dowodzi, że przy tem samem położeniu stawidła, współczynnik wydatku turbiny Fourneyron'a zwiększa się razem z prędkością obrotową. Jeżeli więc zjawisko to, będące bez wątpienia wynikiem działania siły odśrodkowej, ma miejsce w tej turbinie, być bardzo może, że i w turbinie Fontaine'a pojawia się w pewnym stopniu. Wypadałoby więc może zmieniać współczynnik k stosownie do zmiany prędkości, a nie przyjmować jednej i tej samej wartości bez względu na prędkość. Z tego to może powodu skutek znaleziony teoretycznie jest mniejszy od rzeczywistego przy powolnym ruchu turbiny.

Wszystko to odnosi się do przypadku, gdy stawidła są opuszczone do połowy korony kierowniczej. Aby się przekonać, czy wzór (13) daje dostatecznie przybliżone wypadki przy większem podniesieniu stawidła, rozebrałem drugi szereg doświadczeń w następującym ustępie.

9. *Szereg drugi.*

Dolna krawędź stawidła wznosi się na $0^m,03$ ponad spód korony kierowniczej. Współczynniki k i k' mają większą wartość jak poprzednio, bo woda wypełnia lepiej kanały kierownicze i łopatkowe; także i k_0' jest większy w tym razie. Mamy

$$k = 0{,}80, \qquad k' = 0{,}80, \qquad k_0' = 0{,}90,$$

$$F_0 = 0^{mk},2016$$

$$F_0' = 0^m,07 \times 0^m,03 \times 24 = 0^{mk},0504. \qquad F_0'k_0' = 0^{mk},04536$$

$$a_1 = 0^m,0355 \qquad e_1 = 0^m,070 \qquad F_1 = na_1e_1 = 0^{mk},0596 \qquad F_1k = 0^{mk},04768$$

$$a_2 = 0^m,028 \qquad e_2 = 0^m,075 \qquad F_2 = n'a_2e_2 = 0^{mk},1176$$

$$a_3 = 0^m,020 \qquad e_3 = 0^m,105 \qquad F_3 = n'a_3e_3 = 0^{mk},1176 \qquad F_3k' = 0^{mk},09408$$

$\frac{F_3 k'}{F_1 k} = 1,9731$ $\frac{F_3 k'}{F_1 k} \sin\alpha = 0,8339$ $\frac{F_3 k'}{F_1 k} \cos\alpha = 1,7885$

$\frac{F_3 k'}{F_2} = 0,8000$ $\frac{F_3 k'}{F_1} \sin\beta = 0,8000$ $\frac{F_3 k}{F_2} \cos\beta = 0$

$\frac{F_3 k'}{F_0} = 0,4667$

$\frac{F_1 k}{F_0 k_0} = 1,1825.$

$A = 0,0339,$ $B = 1,7885,$ $C = 7,587746,$ $D = 0,3725.$

Stosując wzór (13) do trzynastu doświadczeń Jenerała Morin'a, tworzących drugi szereg, ułożyłem następującą tablicę.

Numer doświadczenia.	Spadek całkowity. H	Wydatek wody w sekundzie. Q	Praca bezwzględna. ΠQH	Liczba obrotów w minucie. N	Prędkość kątowa. ω	Zmienna $z = \frac{u^2}{2gH}$	SKUTEK według doświadczeń p. Morin.	SKUTEK według wzoru n. 13
	m	m. s.	kgm.					
1	1,62	0,2469	400,1	78,3	8,199	0,7615	0,3246	0,6937
2	1,59	0,2492	396,3	75,0	7,854	0,7119	0,4061	0,7206
3	1,58	0,2492	393,8	68,0	7,121	0,5889	0,4539	0,7652
4	1,57	0,2546	399,7	65,5	6,859	0,5499	0,5106	0,7738
5	1,58	0,2474	390,9	60,0	6,283	0,4585	0,5539	0,7804
6	1,56	0,2581	402,6	54,6	5.718	0,3845	0,5541	0,7695
7	1,54	0,2501	385,2	50,7	5,309	0,3359	0,6024	0,7437
8	1,50	0,2519	377,9	45,0	4,712	0,2717	0,6028	0,7224
9	1,48	0,2334	345,2	38,7	4,053	0,2037	0,6218	0,6672
10	1,45	0,2483	360,1	32,7	3,424	0,1484	0,5485	0,6011
11	1,44	0,2537	365,3	29,1	3,047	0,1183	0,5182	0,5534
12	1,41	0,2483	350,1	24,7	2,587	0,0871	0,4934	0,4908
13	1,39	0,2465	342,6	19,6	2,053	0,0556	0,4278	0,4100

Spadek maleje od $1^m,62$ do $1^m,39$, a wynosi w przecięciu $1^m,51$; wydatek zaś zmienia się od $0^{m.s},2334$ do $0^{m.s},2581$, czyli jest średnio $0^{m.s},2499$. Gdy turbina robi 78,3 obrotów w minucie, skutek rzeczywisty wynosi 0,3246 a teoretyczny 0,6937. Ta wielka różnica obu skutków zmniejsza się w miarę jak maleje prędkość turbiny, tak że przy 24,7 obrotach, skutek teoretyczny równa się rzeczywistemu. Wreszcie gdy liczba obrotów jest 19,6, skutek teoretyczny jest cokolwiek mniejszy od rzeczywistego.

To co było mówione w poprzednim ustępie odnośnie do pierwszego szeregu doświadczeń Jenerała Morin'a stosuje się i tutaj. Wygórowany nadmiar skutku teoretycznego nad rzeczywisty przypisać można działaniu siły odśrodkowej.

Maximum skutku rzeczywistego jest 0,6218, a maximum skutku teorytycznego 0,7804; pierwszemu z nich odpowiada 38,7 obrotów a drugiemu 60. Różnica skutków jest 0,1586, a ich stosunek 0,79.

Średnia skutku rzeczywistego i teoretycznego jest 0,5090 i 0,6686, a ich różnica 0,1596.

To wszystko dowodzi, że wzór (13) ustępu n. 7 daje zbyt wielkie wypadki gdy prędkość obrotowa jest znaczna; wszakże przy prędkościach niewiele się różniących od tej, która odpowiada największemu skutkowi, daje on wypadki znacznie do prawdy zbliżone. I tak przy 38,7 obrotach turbiny, Morin znalazł największy skutek 0,6218, gdy tymczasem wzór (13) wskazuje skutek 0,6672, to jest zaledwie większy o 0,0454 od skutku rzeczywistego.

Nie zatrzymując się dłużej w tem miejscu przechodzę do trzeciego szeregu doświadczeń nad turbiną w Bouchet.

10. *Szereg trzeci.*

Stawidło jest zupełnie podniesione; jego dolna krawędź wznosi się na $0^m,04$ ponad spód korony kierowniczej. Woda wypełnia całkowicie kanały kierownicze i łopatkowe, ściśnienie żyły wodnej pod stawidłem nie ma miejsca, a współczynniki wydatku przybierają wartości większe od poprzednich.

$k = 0,85 \qquad k' = 0,85$

$F_0 = 0^{mk},2016 \qquad F_0'k_0' = F_1 k = 0^{mk},0507$

$a_1 = 0^m,0355 \qquad e_1 = 0^m,070 \qquad F_1 = na_1e_1 = 0^{mk},0596$

$a_2 = 0^m,028 \qquad e_2 = 0^m,075 \qquad F_2 = n'a_2e_2 = 0^{mk},1176$

$a_3 = 0^m,020 \qquad e_3 = 0^m,105 \qquad F_3 = n'a_3e_3 = 0^{mk},1176 \qquad F_3k' = 0^{mk},0999$

$\frac{F_3k'}{F_1k} = 1,9731 \qquad \frac{F_3k'}{F_1k}\sin\alpha = 0,8339 \qquad \frac{F_3k'}{F_1k}\cos\alpha = 1,7885$

$\frac{F_3k'}{F_2} = 0,8500 \qquad \frac{F_3k'}{F_2}\sin\beta = 0,8500 \qquad \frac{F_3k'}{F_2}\cos\beta = 0.$

$\frac{F_3k'}{F_0} = 0,4955$

$A = -0,0161, \qquad B = 1,7885, \qquad C = 7,3754, \qquad D = 0,3540.$

Numer doświadczenia.	Spadek całkowity. H	Wydatek wody w sekundzie. Q	Praca bezwzględna. ΠQH	Liczba obrotów w minucie. N	Prędkość kątowa. ω	Zmienna $z = \frac{u^2}{2gH}$	SKUTEK według doświadczeń p. Morin.	SKUTEK według wzoru n. 13
	m	m. s.	kgm.			m.		
1	1,63	0,2583	421,1	69,3	7,257	0,5929	0,5529	0,8118
2	1,60	0,2631	421,0	63,1	6,603	0,5008	0,5771	0,8205
3	1,60	0,2674	427,8	61,1	6,398	0,4695	0,6179	0,8196
4	1,59	0,2674	425,0	57,2	5,990	0,4141	0,6477	0,8118
5	1,59	0,2658	422,6	53,8	5,634	0,3663	0,6745	0,7977
6	1,57	0,2620	411,3	48,1	5,037	0,2965	0,6759	0,7632
7	1,55	0,2652	411,0	43,9	4,597	0,2502	0,6706	0,7319
8	1,52	0,2652	403,1	41,4	4,336	0,2269	0,6943	0,7147
9	1,54	0,2613	402,4	36,0	3,770	0,1693	0,6485	0,6478
10	1,51	0,2639	398,5	30,8	3,225	0,1264	0,5973	0,5826
11	1,50	0,2639	395,9	27,7	2,901	0,1029	0,5752	0,5379
12	1,49	0,2639	393,2	19,6	2,052	0,0519	0,4333	0,4036
13	1,485	0,2702	401,3	19.6	2,052	0,0521	0,4246	0,4032

Spadek zmienia się od $1^m,63$ do $1^m,485$ a wydatek wody od $0^{ms},2583$ do $0^{ms},2702$; średni spadek jest $1^m,55$, a średni wydatek $0^{ms},2644$.

Nadmiar skutku teoretycznego nad praktyczny, znaczny przy wielkiej prędkości turbiny, maleje w miarę jak słabnie prędkość obrotowa. Gdy turbina robi 36 obrotów w minucie, nadmiar ten równa się zeru, a przy 19 obrotach staje się nawet odjemnym.

W tym szeregu doświadczeń p. Morin'a największy skutek dosięga wartości 0,6943 i to przy 41,4 obrotach, podczas gdy największy skutek teoretyczny jest 0,8205 przy 63,1 obrotach. Różnica skutków jest 0,1262, a ich stosunek 0,84.

W przecięciu skutek teoretyczny jest 0,6802 a rzeczywisty 0,5991.

11. Tablice zamieszczone w trzech poprzednich ustępach wykazują dobitnie, że ze zmianą prędkości turbiny zmienia się jej skutek w granicach dosyć rozległych. Przy pewnej liczbie obrotów dosięga on swej największej wartości, która jednak mało się różni od wartości odpowiadających prędkościom mniejszym lub większym o $\frac{1}{4}$ lub $\frac{1}{3}$. Ztąd wypada, że przy szukaniu warunków odpowiadających największemu skutkowi, nie jest rzeczą konieczną szukać matematycznie ścisłych wskazówek i że obliczając prędkość obrotową turbiny za pomocą wzoru przybliżonego można zadość uczynić wymaganiom praktyki. Gdy wiadomo, przy jakiej prędkości turbina dosięga maximum skutku, można wprost zastosować wzór 13 i obrachować maximum jak również i zmiany, którym ulega. Ale gdy mając daną turbinę chodzi właśnie o wyszukanie warunków zapewniających jej korzystną pracę, nie można już polegać na wzorach (15) i (16), które, jak widzieliśmy, dają zbyt wielkie wartości.

W celu obliczenia współczynników poprawki zestawiam dwa następujące szeregi liczb :

$$0,4232 \qquad 0,4585 \qquad 0,5008,$$

$$0,2844 \qquad 0,2037 \qquad 0,2269,$$

z których pierwszy zawiera wartości z odpowiadające największemu skutkowi teoretycznemu, a drugi takież wartości odnośnie do największych skutków rzeczywistych, dostrzeżonych w trzech działach doświadczeń p. Morin'a. Porównywając odpowiednio te wartości, znajduję :

$$0,6720 \qquad 0,4442 \qquad 0,4530,$$

a że średnia tych stosunków jest

$$0,5230,$$

przeto możnaby przyjąć tę liczbę za współczynnik poprawki wzoru teoretycznego dającego z a następnie i prędkość obrotową turbiny. Wzór ten jest :

$$z=\frac{u^2}{2gH}=\frac{C}{2(B^2-C)}\left[\frac{1}{\sqrt{1-(B^2-C)\left(\frac{1-D}{BD}\right)^2}}-1\right]=K.$$

Zamiast więc używać wzoru :

$$\omega=\frac{u}{r}=\sqrt{2gH}\,\sqrt{K}\cdot\frac{1}{r},$$

do obliczania prędkości kątowej odpowiadającej największemu skutkowi, wypadałoby użyć wzoru :

$$\omega = 0{,}7\sqrt{2gH}\sqrt{K}\cdot\frac{1}{r}. \tag{17}$$

Byłoby rzeczą pożądaną, żeby wzór ten mógł być sprawdzony innemi jeszcze doświadczeniami. Mimo usilnych starań, nie znalazłem nigdzie dokładnych wskazówek co do kształtu i wymiarów innych turbin systemu Fontaine'a, nad któremi robiono doświadczenia, i z tego to powodu ograniczyć się musiałem na samych tylko poszukiwaniach Jenerała Morin'a. Sądzę jednak, że wzór ten dawać może dosyć przybliżone wypadki, bo jak łatwo zauważyć, wprowadzanie współczynnika poprawki do wzoru teoretycznego ma tylko na celu zredukowanie zbyt wygórowanych jego wypadków; a że skutek jest mało zmienny przy dosyć różnych prędkościach, przeto zupełnie dokładne wyznaczenie liczby obrotów, które turbina robić powinna, nie jest rzeczą wielkiej wagi.

Aby zresztą dać przykład użycia wzoru (17), stosuję go do czwartego szeregu doświadczeń p. Morin'a (*Hydraulique* Morin'a, str. 471).

Spadek średni wynosi 1^m, liczba K jest :

$$K = \frac{C}{2(B^2-C)}\left[\frac{1}{\sqrt{1-(B^2-C)\left(\frac{1-D}{BD}\right)^2}}-1\right] = 0{,}5008,$$

a promień średni r jest $0^m{,}60$. Mamy więc,

$$\omega = 0{,}7\sqrt{2gH}\sqrt{K}\cdot\frac{1}{r} = 3{,}69,$$

a ztąd liczba obrotów w minucie :

$$N = \frac{\omega \times 60}{2\pi} = 35{,}2,$$

podczas gdy Jenerał Morin znalazł drogą doświadczeń :

$$N = 34.$$

W tym razie dokładność wzoru (17) jest więc zupełnie zadowalniająca.

Co się tyczy skutku, to obliczywszy stosunki :

$$0{,}896 \qquad 0{,}795 \qquad 0{,}846,$$

otrzymane z podzielenia skutków teoretycznych przez rzeczywiste, odnośnie do trzech szeregów doświadczeń, widzimy że ich średnia jest 0,846, albo

$$0{,}85,$$

w okrągłych liczbach. Wprowadzając ten współczynnik do wzoru (16), otrzymujemy wzór praktyczny,

$$S = 0{,}85\,\frac{BC}{B^2-C}\left[1-\sqrt{1-(B^2-C)\left(\frac{1-D}{BD}\right)^2}\right], \tag{18}$$

Stosując go do czwartego szeregu doświadczeń Morin'a, znajduję :

$$S = 0{,}697,$$

gdy tymczasem Jenerał Morin znalazł drogą doświadczenia,

$$S = 0{,}719.$$

Przybliżenie jest więc zupełnie dostateczne.

Zastosowanie teoryi do obliczania wymiarów turbiny Fontaine'a.

12. Jakkolwiek teorya wyprowadzona w poprzednich ustępach nie nadaje się łatwo do obliczań wymiarów turbiny Fontaine'a z powodu że równania przedstawiające prawa ruchu i działania wody są bardzo złożone, niemniej jednak użyć jej można do praktycznych zastosowań. Wprawdzie napotyka się na każdym kroku brak dostatecznej liczby równań warunkowych, ale zastępując teoretyczne rozumowania praktycznemi wskazówkami, usuwa się większą część trudności. To też zadania mające na celu obliczanie wymiarów turbiny rozwiązuje się zawsze kombinując wzory teoretyczne z prawidłami praktycznemi.

Przedewszystkiem należy rzucić okiem na zarys teoryi i uchwycić główne a spostrzegalne jej wyniki. Wzory wyprowadzone w poprzednich ustępach składają się z wielkiej liczby wyrazów, których wpływ i rolę trudno jest pojąć na pierwszy rzut oka; tak że niełatwo jest wyciągnąć z nich pewne wnioski, któreby mogły służyć za podstawę do wzorów empirycznych. Ażeby więc ułatwić te poszukiwania, najlepiej jest uprościć teoryę, pomijając zawiłe a stosunkowo małoznaczące okoliczności.

W tym celu przyjmie się, że spadek i wydatek wody są stałe, że tarcie i inne opory są usunięte i wreszcie, że kształty części składowych turbiny odpowiadają warunkom, jakich od najlepszej machiny spodziewać się można.

Zgodnie z tem przypuszczeniem mamy :

$$\frac{F_1 k}{F_0 k_0} = 1,$$

$$\frac{1}{m} = 1,$$

i wzór (1) przybiera kształt :

$$\frac{v^2}{2g} = H + h + \frac{p_a - p}{\Pi}. \tag{19}$$

Otrzymaliśmy poprzednio równanie ruchu wody po łopatce turbiny :

$$\frac{w'^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + c + \frac{p - p'}{\Pi} - \frac{1}{2g}\left[(v\sin\alpha - w\sin\beta)^2 + (v\cos\alpha - (u - w\cos\beta))^2\right], \tag{20}$$

ale można je uprościć, gdy warunki wejścia wody bez uderzenia są dopełnione. Mamy bowiem wtedy :

$$w^2 = u^2 + v^2 - 2uv\cos\alpha, \tag{21}$$

jak również

$$v\sin(\alpha + \beta) = u\sin\beta. \tag{22}$$

Wyraz zamknięty w nawiasie równania (20) może przybrać kształt

$$2w^2 + 2vw\cos\alpha\cos\beta - 2vw\sin\alpha\sin\beta - 2uw\cos\beta,$$

na zasadzie równania (21); a że według (22) mamy :

$$u = v(\cos\alpha + \operatorname{cotg}\beta\sin\alpha),$$

przeto wstawiwszy tę wartość za u w poprzednie wyrażenie, otrzymamy :

$$2w^2 - 2vw\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}.$$

Otóż równoległobok prędkości daje :

$$v\sin\alpha = w\sin\beta,$$

przeto

$$2w^2 - 2vw\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = 0,$$

co zresztą można było przewidzieć. Ruch wody po łopatce dobrze urządzonej turbiny nie jest więc tak skomplikowany, jakby się tego spodziewać można, jest on bowiem przedstawiony równaniem :

$$(23)\qquad \frac{w'^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + c + \frac{p - p'}{\Pi},$$

gdy nie bierze się pod uwagę ani tarcia ani innych oporów ubocznych.

Prędkość końcowa w' nie może przechodzić pewnych granic, istnieją bowiem warunki, które koniecznie muszą być dopełnione, jeżeli machina ma pracować korzystnie. Wiadomo, że siła żywa wody odpływającej z turbiny, to jest siła żywa zupełnie dla machiny stracona, jest proporcyonalna do kwadratu z prędkości v', i że :

$$(24)\qquad v' = \sqrt{u^2 + w'^2 - 2uw'\cos\gamma}.$$

Należałoby więc sprowadzić v' do najmniejszej wartości. Gdy

$$(25)\qquad w' = \eta u,$$

mamy

$$v' = u\sqrt{(1 + \eta - 2\cos\gamma)},$$

a gdy $\eta = 1$, wyrażenie :

$$(26)\qquad v' = u\sqrt{2(1 - \cos\gamma)},$$

jest bardzo małe, bo $\cos\gamma$ jest blizki jedności w turbinie Fontaine'a. Tak więc prędkość w' jest związana pewnym stałym stosunkiem z prędkością obrotową u.

Oprócz powyższych równań mamy jeszcze związki :

$$(27)\qquad \frac{p'}{\Pi} = \frac{p_a}{\Pi} + h + c,$$

$$Q = F_1 vk = F_3 w'k',$$

ale ten ostatni wyrazić można inaczej, zważywszy że

$$a_1 = l\sin\alpha \qquad a_3 = l'\sin\gamma,$$

$$F_1 = na_1 e_1 = nl\sin\alpha \,.\, e_1,$$

$$F_3 = n'a_3 e_3 = n'l'\sin\gamma\, e_3.$$

Otrzymamy więc

$$Q = nle_1 \sin\alpha . vk = n'l'e_3 \sin\gamma . w'k . \tag{28}$$

Uczyńmy w równaniu (23), $w' = u$ i $\frac{p'}{\Pi} = \frac{p_a}{\Pi} + h + c$, a otrzymamy

$$\frac{u^2 - w^2}{2g} = \frac{p - p_a}{\Pi} - h,$$

które dodane do równania (19) daje

$$u^2 - w^2 + v^2 = 2gH;$$

ale że według (21)

$$v^2 + u^2 - w^2 = 2uv \cos\alpha,$$

przeto

$$gH = uv \cos\alpha. \tag{29}$$

Wprowadzając znowu warunek $w' = u$ w równanie (27), otrzymujemy

$$Q = nle_1 \sin\alpha . vk = n'l'e_3 \sin\gamma . uk',$$

i znajdujemy za pomocą dwóch ostatnich równań:

$$v = \sqrt{\frac{n'k'l'e_3}{nkle_1} \frac{\sin\gamma}{\sin\alpha \cos\alpha} gH}.$$

Prędkość obrotową łatwo jest znaleść, bo

$$w' = u = \frac{gH}{v\cos\alpha} = \sqrt{\frac{nkle_1}{n'k'l'e_3} \frac{\mathrm{tg}\alpha}{\sin\gamma} gH}$$

a ztąd prędkość v' (26):

$$v' = \sqrt{\frac{nkle_1}{n'k'l'e_3} \frac{1 - \cos\gamma}{\sin\gamma} \mathrm{tg}\alpha . 2gH}.$$

jak również

$$Q = \sqrt{nn'kk'll'e_1e_3 \,\mathrm{tg}\,\alpha . \sin\gamma . gH}. \tag{30}$$

Znalezioną na v wartość wstawmy w równanie (19); otrzymamy:

$$p = p_a + \Pi(H + h) - \frac{n'k'l'e_3}{nkle} \frac{\sin\gamma}{\sin 2\alpha} \cdot \Pi H.$$

Przestrzeń zawarta między spodem korony kierowniczej a wierzchem korony łopatkowej komunikuje już to z otaczającem ją powietrzem, już to z wodą dolnego zbiornika, stosownie do względnego położenia turbiny. W pierwszym razie ciśnienie p nie powinno się wiele różnić od ciśnienia powietrza, w drugim zaś razie od ciśnienia $p_a + \Pi h$ wody otaczającej, bo w przeciwnym razie woda wypływająca z kanałów kierowniczych wydostawałaby się na zewnątrz przez odstęp między koronami istniejący, lub też wciągałaby płyn otaczający do wnętrza turbiny. Otóż jeżeli ΠH i $\frac{n'k'l'e_3}{nkle_1}\frac{\sin\gamma}{\sin 2\alpha}\Pi H$ mało się różnią od siebie, tak że ich stosunek

$$\frac{n'k'l'e_3}{n\,k\,l\,e_1}\frac{\sin\gamma}{\sin 2\alpha}=i \tag{31}$$

jest blizki jedności, warunek jednostajnego ruchu będzie dopełniony, bo

$$p=p_a+\Pi h+\Pi H(1-i)$$

gdzie $1-i$ jest bardzo małe z założenia. Naturalną jest rzeczą, że ciśnienie p powinno być dodatne, co będzie mieć miejsce, gdy

$$p_a+\Pi h>\Pi H(i-1).$$

Gdy odstęp obu koron komunikuje z powietrzem, równanie warunkowe sprowadza się do

$$\Pi(H+h)-\frac{n'k'l'e_3}{nkle_1}\frac{\sin\gamma}{\sin 2\alpha}\Pi H=i',$$

gdzie i' oznacza ilość bardzo małą.

Jeżeli nie przypuszcza się w turbinie żadnych strat pracy, oprócz tej, która odpowiada sile żywej uniesionej przez wodę odpływającą z turbiny, wyrażenie analityczne pracy użytecznej i skutku znacznie się upraszcza. Skoro bowiem strata pracy jest

$$\Pi Q\frac{v'^2}{2g},$$

praca użyteczna wynosi :

$$T_u=\Pi Q\left(H-\frac{v'^2}{2g}\right),$$

a skutek jest

$$S=1-\frac{v'^2}{2g\,H}.$$

Wstawiwszy wartość za v' w dwa powyższe równania, otrzymamy

$$T_u=\Pi H\sqrt{nn'\,kk'\,l\,l'\,e_1e_3\,\mathrm{tg}\alpha\sin\gamma\,.\,gH}\left(1-\frac{nkle_1}{n'k'l'e_3}\frac{1-\cos\gamma}{\sin\gamma}\mathrm{tg}\alpha\right),$$

$$S=1-\frac{nkle_1}{n'k'l'e_3}\cdot\frac{1-\cos\gamma}{\sin\gamma}\cdot\mathrm{tg}\alpha.$$

Ostatnie wyrażenie pokazuje, że skutek turbiny nie zależy od jej wymiarów, ale od wzajemnego ich stosunku i że tem jest mniejszy, im większy jest wyraz

$$\frac{nkle_1}{n'k'l'e_3}\frac{1-\cos\gamma}{\sin\gamma}\mathrm{tg}\alpha.$$

Należałoby więc tak ustosunkować wymiary i kształt turbiny, aby wyraz ten sprowadził się do zera; a jakkolwiek niepodobna jest uczynić tego w rzeczywistości, to jednak zbliżyć się można do pożądanego celu, godząc wskazówki teoryi z wymaganiami praktyki. Prawidła będące wynikiem tych kombinacyi, równie jak inne uwagi czysto praktyczne podaliśmy w *Wykładzie Hydrauliki*; tutaj ograniczymy się tylko na zrobieniu kilku ogólnych uwag.

I tak uważmy że wyraz

$$\frac{1-\cos\gamma}{\sin\gamma}\operatorname{tg}\alpha$$

staje się zerem, gdy $\alpha=0$; ale przypuszczenie to prowadzi do wyników niebędących w zgodzie z założeniem. Jakoż gdy $\alpha=0$, wyrażenie (22)

$$\frac{\sin(\beta+\alpha)}{\sin\beta}=\frac{u}{v}$$

staje się równem jedności, niezależnie od kąta β. Skoro więc $u=v$, mamy

$$nkle_1\sin\alpha=n'k'l'e_3\sin\gamma$$

a ztąd (31)

$$\frac{1}{2\cos\alpha}=i.$$

Otóż i powinno się różnić bardzo mało od jedności, jeżeli ruch wody ma być regularny; wypada więc ztąd

$$\cos\alpha=\frac{1}{2},$$

$$\alpha=60^{\circ}.$$

Kąt α nie jest więc równy ani zeru ani 60°; ma on pewną wartość pośrednią, mniej więcej 30°. Doświadczenia potwierdza najzupełniej to mniemanie.

W ogóle wartości kątów α, β i γ zmieniają się w pewnych granicach zależnie od wymiarów turbiny projektowanej, jej prędkości lub wydatku. Jeżeli np. chcemy, aby turbina pracująca przy wielkim spadku a małym wydatku wody obracała się z prędkością umiarkowaną, nadamy kątowi α wartość stosunkowo mniejszą, gdyż jak pokazuje równanie

$$u=\sqrt{\frac{nkle_1}{n'k'l'e_3}\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sin\gamma}gH},$$

prędkość obrotowa będzie tym sposobem złagodzona.

Uważmy dalej że wyraz

$$\frac{nkle}{n'k'l'e_3}$$

wchodzący w skład analitycznego wyrażenia skutku, powinien być o ile można, jak najmniejszy. Zdawałoby się więc, że robiąc n' dostatecznie wielkiem wobec n, możnaby doprowadzić ten wyraz do małej wartości. Otóż gdy przyjmujemy

$$n'=\xi n$$

musimy przyjąć równocześnie (*)

$$l' = \frac{1}{\xi} l$$

tak że czynnik $\frac{nl}{n'l'}$ jest zawsze równy jedności.

Te i tym podobne uwagi prowadzą do ustalenia pewnych prawideł, często niebardzo ściśle określonych, i wymagających sankcyi doświadczenia.

13. Przykład. Następujące zadanie daje przykład zastosowania teoryi i uwag, które z niej wyciągnąć można.

Zbudować turbinę Fontaine'a, mając dany spadek $H = 2^m$ i wydatek wody v sekundzie $Q = 0^{m.s.},60$.

Wiadomo, że

$$Q = F_1 vk = 0^{m.s},60$$

i że

$$v = \frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k} w',$$

gdzie

$$w' = \frac{B}{C} u + \frac{1}{C}\sqrt{(B^2 - C)u^2 + 2gHC}.$$

Wiadomo także, że

$$A = \frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k} \sin\alpha - \frac{F_3}{F_2} k' \sin\beta,$$

$$B = \frac{F_3}{F_3}\frac{k}{k'} \cos\alpha + \frac{F_3}{F_2} k' \cos\beta,$$

$$C = 1 - \left(\frac{F_3}{F_2} k'\right)^2 + \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\right) + A^2 + B^2,$$

w razie gdy sławidła nie grodzą wolnego biegu cieczy, i gdy ściśnienie żyły ciekłej przy wejściu do kanałów kierowniczych jest zupełnie usunięte. Otóż wyrazy

$$\frac{F_3}{F_1} = \frac{n'a_3e_3}{na_1e_1}$$

$$\frac{F_3}{F_2} = \frac{n'a_3e_3}{n'a_2e_2}$$

dają się uprościć na zasadzie przyjętych stosunków między ilościami n, n', e_1, e_2, e_3. I tak mamy : (*Wykład Hydrauliki*, ustęp 183)

$$n' = 2n, \quad e_3 = 1,10 e_1 = 1,10 e_2,$$

(*) Nie bierzemy tu pod uwagę grubości kierownic.

a ztąd można przyjąć, że

$$2a_3 = a_1 = a_2.$$

Mamy więc

$$\frac{F_3}{F_1} = 1{,}10\,, \qquad \frac{F_3}{F_2} = 0{,}55.$$

Współczynnik k ma wartość 0,85 a k' dochodzi do 0,90. Ze zaś na α i na β wypada przyjąć wartości 25° i 80°, przeto

$$A = 0{,}0048,$$

$$B = 1{,}1460,$$

$$C = 3{,}4155,$$

a ztąd

$$w' = 0{,}3355u + 0{,}2926\sqrt{-2{,}1022u^2 + 134{,}0078}$$

Do obliczenia prędkości u użyje się wzoru wyprowadzonego w ustępie n. 11;

$$\omega = 0{,}7\sqrt{2g\mathrm{H}}\,\sqrt{\mathrm{K}}\cdot\frac{1}{r}\,,$$

w którym

$$\mathrm{K} = \frac{\mathrm{C}}{2(\mathrm{B}^2-\mathrm{C})}\left(\frac{1}{\sqrt{1-(\mathrm{B}^2-\mathrm{C})\left(\frac{1-\mathrm{D}}{\mathrm{BD}}\right)^2}} - 1\right),$$

$$\mathrm{D} = 1 - \left(\frac{F_3}{F_1}\frac{k'}{k}\cos\alpha + \cos\gamma\right)\frac{\mathrm{B}}{\mathrm{C}};$$

przyjąwszy bowiem na γ wartość 30°, będziemy mieli

$$\mathrm{D} = 0{,}3552,$$

$$\mathrm{K} = 0{,}48,$$

$$\omega = 2{,}6292\cdot\frac{1}{r},$$

a ztąd

$$u = \omega r = 2^{\mathrm{m}}{,}6292.$$

Znając u znajdziemy kolejno

$$w' = 5^{\mathrm{m}}{,}4,$$

$$v' = 6^{\mathrm{m}}{,}26,$$

$$\mathrm{Q} = 0^{\mathrm{m.s.}}{,}60 = F_1 vk = 5{,}32na_1e_1,$$

zkąd

$$na_1e_1 = 0{,}112.$$

Grubość żyły wodnej wychodzącej z kierownicy powinna być mniejszą od $0^m,06$ przy małych wydatkach wody, możemy więc przyjąć

$$a_1 = 0^m,05,$$

$$e_1 = 2a_1 = 0^m,1,$$

a wtedy

$$n = 22,4.$$

Że zaś liczba kierownic musi być całkowita, przyjmiemy

$$n = 22 \quad \text{i} \quad n' = 44$$

i będziemy mieli nadto

$$e_3 = 0^m,11, \quad a_3 = 0^m,025.$$

Łatwo jest wynaleść promień średni r, bo

$$nl = 2\pi r$$

i

$$l \sin\alpha = a_1 + \delta$$

gdzie δ oznacza grubość kierownicy, równą mniej więcej $0^m,01$. Ztąd

$$l = 0^m,14$$

$$r = \frac{nl}{2\pi} = 0^m,49.$$

Do obliczenia skutku turbiny użyjemy wzoru (18) wyprowadzonego w ustępie n. 11 :

$$S = 0,85 \frac{DC}{B^2 - C}\left[1 - \sqrt{1 - (B^2 - C)\left(\frac{1 - D}{BD}\right)^2}\right],$$

a po wstawieniu odpowiednich wartości, otrzymamy

$$S = 0,726.$$

Własności turbiny Fontaine'a.

14. Chcąc dokładnie poznać własności machiny wodnej, trzeba ją badać doświadczalnie, bo najstaranniej nawet ułożona teorya nie jest w stanie przedstawić rzetelnie praw ruchu i prowadzi do wniosków będących stałym tylko odbiciem rzeczywistości. Wiele okoliczności najczęściej niezależnych od siebie, lub połączonych z sobą związkami nieznanymi, wpływa na ruch wody w machinie i na jej sposób działania, a okoliczności tych nie może objąć dzisiejsza teorya ani wykazać skutków wywołanych. Tu więc tylko doświadczenie dać może dostateczną sankcyę, bez której wykazanie wad i przymiotów machiny nie miałoby wielkiej doniosłości.

Turbina Fontaine'a posiada kilka wybitnych własności, między któremi jedne są wspólne wszystkim w ogóle turbinom, a z których drugie są tylko jej samej udziałem. Aby je uwydatnić i wykazać zarazem warunki, w których turbina dobre lub mierne oddaje usługi, streszczam poniżej wypadki kilku doświadczeń.

15. Jednemi z największych i najdokładniejszych poszukiwań praktycznych są doświadczenia Kapitana artylleryi, pana Daugny'ego, robione na dwóch podwójnych turbinach prochowni Châtellerault (we Francyi) z polecenia ministra wojny. Wypadki tych doświadczeń streszczone zostały w tablicach, które znaleźć można na stronie 479 *Hydrauliki* Morin'a; odsyłając więc czytelnika do pomienionego źródła, ograniczam się tylko na wykazaniu głównych spostrzeżeń, które z tych doświadczeń wyciągnąć można.

Pierwsze dziesięć szeregów odnoszą się do przypadku, gdy pracuje sama tylko korona zewnętrzna, przeznaczona do zużytkowania siły wodnej w czasie posuchy. Z początku, to jest w pięciu pierwszych szeregach, turbina znajduje się ponad poziomem wody dolnego zbiornika. Największemu skutkowi odpowiada 30 obrotów w minucie, ale przy zmianie obrotów od 22 do 38, to jest o $\frac{1}{4}$, skutek ten, wynoszący 0,60 do 0,70 przy największem podniesieniu stawidła, zchodzi zaledwie na 0,55 lub 0,65, to jest pomniejsza się o $\frac{1}{12}$ lub $\frac{1}{14}$ swej wartości. Rośnie on z podniesieniem stawidła ale dosyć nieznacznie. I tak przy podniesieniu stawideł na $0^m,03$ i $0^m,07$, to jest przy zmianie wydatku od 1000 do 2000 litrów blizko, skutek ma odpowiednio wartości: 0,61 i 0,71; powiększa się więc o jednę siódmą.

W czterech następnych szeregach turbina jest zanurzona w wodzie kanału odpływowego. Praca użyteczna zmniejsza się z powodu oporu cieczy otaczającej i dochodzi co najwyżej do 0,530 lub 0,611 całkowitej pracy spadku, a to stosownie do tego, czy stawidła są opuszczone lub nie. Przy zmianie położenia stawideł od $0^m,07$ do $0^m,04$, to jest przy zmniejszeniu wydatku wody od 1700 do 1300 litrów, skutek obniża się od 0,61 do 0,53, a więc o jednę siódmą, tak jak w przypadku poprzednio opisanym.

Największemu skutkowi 0,61 odpowiada 25 obrotów w minucie, ale przy 19 lub 31 obrotach skutek zchodzi do 0,58, to jest zmniejsza się o $\frac{1}{20}$ swego maximum.

W dalszym ciągu swych poszukiwań Kapitan Daugny puszcza w ruch obie korony turbiny, a zanurzywszy je o $0^m,07$, to jest o $\frac{1}{3}$ ich wysokości, i zmieniając spadek od $2^m,40$ do $2^m,10$ znajduje że przy tem samem położeniu stawidła skutek jest mniejszy, jak w razie, gdy sama tylko korona zewnętrzna odbiera działanie wody.

Przy spadkach zmieniających się od $1^m,84$ do $1^m,45$ i gdy koło jest zanurzone o $0^m,47$ lub $0^m,65$, skutek przyjmuje kolejno wartości: 0,545, 0,580 i 0,680, stosownie do tego, czy stawidła są podniesione na 3, 4, lub 5 centymetrów.

Przy spadku $1^m,17$ i przy zanurzeniu turbiny na $0^m,88$ lub $0^m,91$, skutek dochodzi do $0^m,71$ lub $0^m,73$, gdy stawidła są podniesione na $0^m,06$ lub $0^m,07$. Gdy prędkość koła zmienia się o $\frac{1}{4}$ wartości odpowiadającej największemu skutkowi, stosunek pracy użytecznej do pracy bezwzględnej powiększa się tylko o $\frac{1}{14}$ lub $\frac{1}{12}$ największej wartości.

Wreszcie, gdy spadek jest zawarty między $1^m,08$ i $0^m,82$, i gdy spód turbiny znajduje się na $1^m,15$ lub $1^m,30$ pod poziomem wody zbiornika dolnego, skutek przybiera wartości: 0,580, 0,655, 0,650, 0,700, zależnie od położenia stawideł: $0^m,04$, $0^m,05$, $0^m,06$, $0^m,07$.

16. Aby przekonać się, że doświadczenia robione nad turbiną w Châtellerault zdają sumiennie sprawę z własności turbiny Fontaine'a, dosyć jest rzucić okiem na tablice podane w ustępach 8, 9 i 10, a streszczające wypadki doświadczeń Jenerała Morin'a w Bouchet.

Doświadczenia te dowodzą zgodnie z poprzedniemi, że prędkość koła może się zmieniać w granicach dość rozległych bez znacznego pomniejszenia skutku machiny. W pierwszym szeregu, gdy stawidło jest podniesione na $0^m,020$, największy skutek wynosi 0,585, a odpowiadająca mu prędkość jest 46,8 obrotów w minucie; przy 35 i 52 obrotach wynosi jeszcze 0,55. W drugim szeregu, największy skutek jest 0,6218, a odpowiada mu prędkość 38,7 obrotów; przy 35 i 52 obrotach wynosi jeszcze 0,580. W trzecim szeregu skutek dochodzi do 0,6943 przy 45 obrotach; podczas gdy 36 i 57 obrotom odpowiada skutek 0,6485 i 0,6477. Wreszcie w szeregu czwartym i ostatnim, stosunek pracy użytecznej do pracy bezwzględnej dosięga 0,712 i to przy 34 obrotach w minucie.

Wpływ wielkości otworów dopływowych turbiny na jej skutek uwydatnia się przez porównanie wypadków otrzymanych w trzech pierwszych szeregach doświadczeń Jenerała Morin'a. Gdy stawidła są ustawione kolejno na $0^m,020$, $0^m,030$, $0^m,040$, to jest gdy objętość wody pracującej powiększa się od $0^{ms},2083$ do $0^{ms},2702$, skutek zmienia się od 0,5857 do 0,6943. Ztąd wypada zgodnie z doświadczeniami Kapitana Daugny'ego, że skutek pomniejsza się dosyć nieznacznie z pomniejszeniem otworów dopływowych.

17. Na zasadzie powyżej przytoczonych doświadczeń powiedzieć można, że turbina Fontaine'a pojedyncza lub podwójna, przesyła 0,65 do 0,70 pracy bezwzględnej spadku, pod warunkiem wszakże że jej wymiary są odpowiednio ustosunkowane i że stawidła nie stają na przeszkodzie wolnemu biegowi wody. Pod względem skutku turbina Fontaine'a stoi więc w rzędzie najlepszych machin wodnych.

Gdy w skutek pomniejszenia objętości wody w stosunku od 3 do 2, stawidła turbiny są obniżone, skutek jej zchodzi co najniżej do 0,55 lub 0,60. To pomniejszenie skutku przy zmniejszaniu otworów dopływowych spostrzedz można we wszystkich turbinach w ogóle, ale w stopniu znacznie wyższym. To też dzięki tej własności turbina Fontaine'a może być zaopatrzoną w regulator działający na stawidła, bez narażenia skutku na stratę, a to tem więcej, że skutek zmienia się dosyć nieznacznie ze zmianą prędkości koła.

Ten związek między skutkiem i wydatkiem turbiny przewidzieć można łatwo badając teoryę machiny. Jeżeli bowiem w wyrażeniu

$$S = 1 - \frac{v'^2}{2gH},$$

wstawimy za v' wartość

$$v' = \sqrt{2(1-\cos\gamma)gH}\operatorname{tg}\alpha\,\frac{nkle_1}{Q}$$

otrzymaną przez odpowiednie połączenie z sobą rownań: 25, 27 i 28, znajdziemy

$$S = 1 - (1-\cos\gamma)gH\operatorname{tg}^2\alpha\left(\frac{knle_1}{Q}\right)^2,$$

co pokazuje, że stosunek pracy użytecznej do pracy bezwzględnej pomniejsza się o ilości proporcyonalne do kwadratu z odwrotności wydatku.

Porównywając turbinę Fontaine'a z turbiną Fourneyron'a, która, jak wiadomo, tworzy drugi typ kół o osi pionowej, trudno jest dopatrzyć się wyższości jednej nad drugą ze względu na regularność ruchu wody. Wprawdzie w turbinie Fontaine'a wejście wody do kanałów łopatkowych odbywa się bardzo łatwo, bo każda cząsteczka cieczy pozostaje przy przejściu z kanałów kierowniczych do łopatkowych na powierzchni tego samego walca i nie ulega żadnemu zboczeniu w kierunku promienia, podczas gdy w turbinie Fourneyron'a, nagłe przejście z kierunku pionowego w poziomy rodzi pewne trudności w jej ruchu; ale też za to w pierwszej z nich każda cząstka bieżąca kanałem łopatkowym zbacza nietylko w kierunku pionowym ale i w poziomym, podczas gdy w drugiej zboczenie pionowe zupełnie nie ma miejsca. Te przymioty i wady obu turbin równoważą się więc niejako, tak że trudno jest zdać sobie sprawę, która z nich jest prostsza pod względem działania wody i która zapewnia większą jednostajność ruchu. Za to jednak pod względem budowy, turbina Fontaine'a ma bezwarunkową wyższość nad turbiną Fourneyron'a choćby tylko z tego względu, że jej panew znajduje się zawsze ponad wodą.

Do powyższych uwag dołączyć należy i tę jeszcze, że turbina Fontaine'a może obracać się nader powoli i jednostajnie a to tak dalece, że jest w stanie wykonać w godzinie jeden tylko obrót około swej osi. Własności tej nie posiadają ani koła z łopatkami płaskiemi lub krzywemi, ani koła skrzynkowe.

Władysław Kluger.

Paryż, 1 lutego 1873 roku.