TURBINA FOURNEYRON'A

JEJ TEORYA DOKŁADNA, PRZYBLIŻONA I UWAGI PRAKTYCZNE,

PRZEZ

WŁADYSŁAWA KLUGERA

Przedstawiono na posiedzeniu Towarzystwa d. 7 Marca 1872 r.

Zasada kół o oddziaływaniu znaną była od bardzo dawna, ale dopiero przy końcu ostatniego stulecia zaczęto się nad nią zastanawiać i zastosowywać ją do kół wodnych, zdolnych wykonać znaczną pracę. Używano już od dawna w Pireneach koła o osi pionowej, gdzie woda wchodziła i wychodziła przy okręgu zewnętrznym, ale działała tylko przez uderzenie. Doświadczenia robione przez Tardy i Piobert w roku 1821 okazały, że koła te w najlepszych zbudowane warunkach dają 0,35 pracy całkowitej motora. Inne koła tego rodzaju zbudowane w Metz przed trzystu laty i istniejące do tej chwili, dają jeszcze mniej zadawalniające wypadki; według doświadczeń bowiem Poncelet'a w roku 1825 robionych, praca ich użyteczna wynosi zaledwie 1/15 pracy bezwzględnej motora. Teoryę kół tych podał Navier w Architekturze hydraulicznej Belidor'a ([1]).

Pierwsze poszukiwania dążące do ulepszenia systemu kół wodnych o osi pionowej, robił Segner, profesor w Goetting, ([2]) i Euler w roku 1752 ([3]).

Badania przedsięwzięte przez tych dwóch uczonych doprowadziły ich do przekonania, że koła wodne urządzone być powinny w sposób taki, aby: 1) Woda wpływała bez uderzenia na koło. 2) By podczas ruchu swego w kole nie doznawała gwałtownych zmian kierunku. 3) By opuszczała koło bez prędkości.

Burdin przyjąwszy zasadę powyżej wyrzeczoną przedstawił w roku 1827 projekt maszyny tego rodzaju i dał jej nazwę turbiny. W kole tem woda wchodzi przy górnej podstawie pionowego walca,

([1]) *Belidor. Architecture hydraulique, ou l'art de conduire, d'élever et de ménager les eaux pour les differents besoins de la vie.* Paris. Didot 1819, 1er vol.

([2]) *Mémoires de la Société de Goetinque.* 1752.

([3]) *Mémoires de l'Academie de Berlin,* 1750 à 1754.

http://rcin.org.pl

a wychodzi przy dolnej, przepłynąwszy przez kanały umieszczone na powierzchni walca pionowego, którego wysokość równa się zwykle połowie wysokości spadku ([1]). Pomysł ten dowodził wielkiego rozwinięcia się pojęć o Mechanice i o zasadzie sił żywych, zostawiał jednak pod względem konstrukcyjnym bardzo wiele jeszcze do życzenia.

Wytrwałości i talentom Fourneyron'a, który od roku 1823 zajmował się z zapałem tym przedmiotem, zawdzięczać należy wysoki stopień doskonałości kół o osi pionowej. Jego turbina jest pierwszem kołem tego systemu, które doznało zupełnego powodzenia, i które zachować zdołało zasady swe konstytucyjne do dzisiejszego dnia bez zmiany; to też koło to posiadało z zasady wszystkie przymioty, których się dzisiaj od najlepszej wodnej maszyny wymaga. Niedokładna teorya tej turbiny podana w roku 1834 przez Fourneyron'a ([2]), w krótce przez Poncelet'a poprawioną i ulepszoną została ([3]).

Zanim zajmiemy się opisem tej turbiny, przytaczamy słowa samego Fourneyron'a, który w ten sposób tłomaczy zasadę swej maszyny: « Ciecz działa wązkiemi żyłami; zważywszy, że co jest prawdziwem dla pojedyńczej cząsteczki, przestaje być prawdziwem dla żyły mającej pewną grubość i będącej w zetknięciu ze ścianami łopatek stosunkowo w małej tylko liczbie punktów. »

Jeżeli genialnym był pomysł Fourneyron'a, to też trudnem było jego wykonanie. Z zasady przyjętej przez Fourneyron'a, woda powinna wejść na koło bez uderzenia i wyjść bez prędkości. Ale jakim sposobem nadać żyłom cieczy, rzucającym się na łopatki, stosowny kierunek? W jaki sposób zapewnić łatwy odpływ cieczy, która zużywszy całą swą siłę żywą, opuszcza turbinę? W jaki sposób nadać kołu temu własność pracowania z niezmiennym prawie skutkiem, przy znacznie zmieniającej się prędkości? Takie są główne pytania, na które doświadczenie odpowiedź daćby powinno, a na które Fourneyron odpowiedział z pełną talentu zręcznością.

Podajemy opis tej maszyny, jak również i opis części budynku, w której maszyna jest ustawiona (fig. 1)

Kanał górny, czyli koryto wyższe A jest przedłużone wewnątrz budynku fabrycznego i zamknięte szluzą B. Szluza ta B osadzona jest w murze C i dotyka podłogi D tworzącej niejako przedłużenie dna kanału górnego; podłoga ta umieszczona jest pod powierzchnią górnego kanału na pewnej odległości zależnej od wymiarów maszyny. Poziom kanału dolnego, czyli koryta niższego znajduje się pod podłogą D, opartą na murze F, zamykającym dolne koryto. Woda prowadzona kanałem górnym przepływa przez umieszczony w podłodze D walec *abcd* z żelaza lanego, a pod którym to walcem znajduje się właściwa turbina.

Zazwyczaj umieszcza się stawidło C, w celu umożebnienia przerwania komunikacyi między górnym i dolnym kanałem.

Maszyna składa się głównie z dwóch części:

1° Z tablicy *ef*, czyli koła obracającego się i niosącego na sobie łopatki, które odbierają bezpośrednio działanie wody i nadają ruch turbinie.

2° Z tablicy *gh*, czyli koła stałego niosącego na sobie ścianki kierownicze, przeznaczone do kierowania strug cieczy wpadającej na łopatki.

Koło ruchome składa się z tablicy kołowej *ef*, której część pierścieniowa *eg*, *hf*, jest płaską i poziomą; podczas gdy część *gklh* wewnątrz tego pierścienia zawarta jest wklęsłą; środek tego koła obejmuje i wiąże się silnie z pionowym wałem *xx*, przesyłającym ruch do zakładu fabrycznego i spoczywającym na panwi *y*.

([1]) *Annales des Mines*. 2e serie 1828 tom III.

([2]) *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'année* 1853.

([3]) *Comptes rendues des séances de l'Academie des sciences*, Paris 1838.

http://rcin.org.pl

Część płaska *eg*, *hf*, tablicy ruchomej służy za podstawę łopatkom blaszanym *rs*, do niej przymocowanym i mającym kształt powierzchni walcowych prostopadłych do tej tablicy. Tablica *e′g′*, *h′f′*, równa poprzedniej co do wielkości, służy za górną podstawę łopatek. System łopatek krzywych, zawartych między dwiema temi tablicami poziomemi, tworzy koronę pierścieniową, czyli właściwą turbinę.

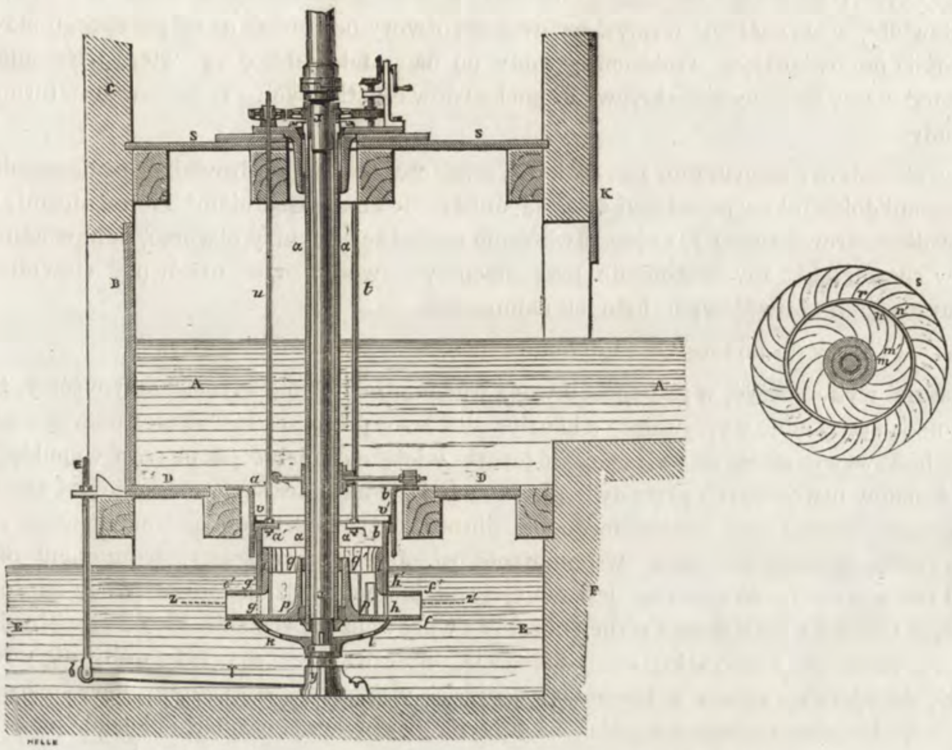

Fig. 1. Przecięcie pionowe i przecięcie poziome według *zz′*.

Tablica *gh*, na której umieszczone są kierownice, jest nieruchoma i nie zmieniająca położenia swego; jej górna strona znajduje się na tej samej płaszczyźnie poziomej, co i górna ściana tablicy *ef*; a środki tych dwóch tablic są w jednym i tym samym punkcie. Aby utrzymać tablicę tę *gh* w jej niezmiennem położeniu, nadaje się jej ku środkowi kształt *p q q′ p′* i tym sposobem mocuje się ją silnie z rurą *α α α α*; rura zaś *α α α α* obejmuje sobą wał pionowy *x x*, przynajmniej aż do podłogi SS, na której spoczywa cały mechanizm stawidła. Tak więc wał pionowy *x x* jest zupełnie zasłonięty od wpływu wody.

Tablica *gh* służy za podstawę, do której przymocowane są pionowe ścianki kierownicze czyli kierownice *mn*. Krzywizna ścianek tych jest taka, że ostatni ich element jest prawie normalnym, przy okręgu koła, do kierunku łopatek *rs*; jedne z nich jak n. p. *mn* dochodzą aż do samej rury *α α α α*, inne zaś, jak *m′n′* zajmują część tylko tablicy *gh*.

Tablica *gh* wraz z kierownicami otoczona jest walcem *a′g′*, *b′h* służącym za stawidło dla turbiny. Walec ten, czyli stawidło, podnosi się lub obniża w kierunku pionowym, a w górnej swej części dotyka drugiego walca *a*, *b*, z żelaza lanego, przymocowanego silnie do podłogi górnego kanału. Podnoszenie lub obniżanie stawidła uskutecznia się za pośrednictwem specyalnego mechanizmu, umieszczonego na górnej podłodze i komunikującego z żelaznymi drążkami *u*, *t*, na których zawieszony jest walec stawidłowy.

http://rcin.org.pl

Stawidło $a'g'$, $b'h'$, ślizga się wzdłuż ściany wewnętrznej walca a, b. W celu zapobieżenia przeciekaniu wody, które miejsce mieć może przez szpary między dwoma walcami istniejące, przyczepia się do górnej części stawidła pas skórzany vv', który trąc się łagodnie o ścianę walca, zamyka wszystkie szpary i szczeliny.

Gdy turbina jest wstrzymaną, stawidło walcowe spoczywa dolnym swym końcem na koronie gh, na której spoczywa również nie znajdująca odpływu i w spoczynku zostająca woda. Ale gdy po podniesieniu stawidła, woda znajduje wypływ wolny przez otwory odsłonięte na całym okręgu stawidła, i to z prędkością odpowiadającą wzniesieniu wody po nad stałą tablicę gh, wtedy ciśnienie wywarte przez strugi cieczy przebiegające krzywą drogę kanałów łopatkowych rs, wprowadza turbinę w ruch nieustanny.

Walec stawidłowy zaopatrzony jest w dolnej swej części, małemi drewnianemi deszczułkami i, i, wchodzącemi dokładnie w przestrzeń zawartą między dwoma sąsiedniemi kierownicami. Zadaniem tych kawałków drewnianych i, i, jest utworzenie grubej ściany przy otworze, odpowiednio zaokrąglonej w sposób taki, aby ścieśnienie przy przepływie wody, przez otwór pod stawidłem będący i nazwany otworem stawidłowym, było jak najmniejsze.

Drążek $\gamma\delta\varepsilon$ służy do podnoszenia lub obniżania wału w kierunku pionowym.

Aby jaśniej wytłomaczyć, w jaki sposób woda wprowadza turbinę w ruch, przypuśćmy, że wał stoi nieruchomo; żyły wodne wypływające z kanałów utworzonych przez kierownice uderzą o wklęsłe łopatki turbiny, wywrą zatem na wklęsłą część łopatki większe ciśnienie, jak na część wypukłą. Ponieważ każdy z kanałów utworzonych przez dwie sąsiednie łopatki na takież samo działanie jest wystawionym, zatem moment działań tych względnie do osi obrotu, dążyć będzie do nadania całemu systemowi turbiny, ruchu obrotowego, około wspomnianej osi. Jeżeli przypuścimy, że moment oporu, jaki ruchowi temu sprzeciwiać się może, jest mniejszy od momentu działań przez wodę na łopatki wywartych, to turbina wraz z wałem w ruch obrotowy wprowadzoną zostanie. Ale od chwili, gdy koło raz w ruch wprowadzone z normalną swą prędkością obracać się zaczyna, żyły wody nie uderzają już o łopatki, ale wpływają na nie w kierunku prędkości względnej, stycznej do pierwszego elementu łopatek. Przy łagodnej zmianie kierunku, woda płynie bez przerwy, regularnie i działa przez ciśnienie, które właśnie w skutek tej zmiany kierunku i działania siły odśrodkowej powstaje.

Woda dopływa nareszcie do końca łopatek z pewną jeszcze przędkością względną, która połączona z prędkością obrotową turbiny, wydaje prędkość bezwzględną cieczy, zazwyczaj bardzo małą.

Taką jest turbina Fourneyron'a, i takie są główne zjawiska mające miejsce podczas jej ruchu. Jak dalece wyższą jest turbina ta nad inne koła wodne, dosyć jest zauważyć, że w kołach wodnych o uderzeniu, woda działa zwykle na pewnej tylko części okręgu, lub na jednym tylko punkcie, tak że rachować tylko można na początkowe chwilowe działanie wody przy uderzeniu o łopatkę; woda bowiem rozprysnąwszy się natychmiast po uderzeniu, nie ma nic wspólnego z maszyną, na którą działaćby powinna ciężarem swym, i z nią równocześnie przez pewien czas się poruszać. Ale i w jednem z najlepszych kół wodnych, kole Poncelet'a, które do turbiny Fourneyron'a tyle ma podobieństwa, bezwarunkową niższość pod względem pomysłu wykazać można; bo podczas gdy w turbinie woda jednymi otworami na łopatki napływa, a innymi z łopatek tych się wydostaje; w kole Poncelet'a woda tym samym otworem, którym weszła, wychodzi, i rodzić musi przeszkody w odpływie swym i w ruchu na łopatki dostającej się wody.

Jednym z najpierwszych przymiotów turbiny Fourneyron'a jest własność obracania się pod wodą. Przymiot ten wspólny jest jednak wszystkim w ogóle kołom tego rodzaju, a niektóre koła wodne o osiach poziomych własność tę w wysokim posiadają stopniu; to też wyższość turbiny Fourneyron'a nad innemi, nie na tem się zasadza. Cała genialność pomysłu polega na systemie rozprowadzenia wody na łopatki. Woda przez otwory na wewnętrznym okręgu koła położone, dostaje się do

http://rcin.org.pl

wnętrza turbiny, i dokonawszy działania swego, szerokimi stosunkowo otworami, bo przy okręgu zewnętrznym do dolnego zbiornika wypływa; tak więc, ciecz ta, nietylko nie napotyka najmniejszej przeszkody, ale znajduje największą łatwość w swym odpływie. Dzięki temu systemowi, turbina Fourneyron'a jest w stanie zużywać olbrzymie objętości wody z największą łatwością, i stosunkowo do swych małych wymiarów wykonać ogromną pracę. Aby turbinę tę od innych kół o osi pionowej odróżnić, dodać należy, że ponieważ woda płynie poziomo w kanałach łopatkowych, zatem siła ciężkości nie wpływa bynajmniej na zmianę prędkości i pracy wykonanej; co musi mieć miejsce w turbinach wylewających wodę pionowo z góry na dół.

Lecz jeżeli zasada maszyny tej, bez zmiany do dziś dnia dochować się mogła, to sama maszyna, z punktu widzenia konstrukcyi, znacznie od pierwszych dni swego istnienia ulepszoną została. Główne trudności konstrukcyjne przedstawiała panew, która znosząc cały ciężar, w skutek tarcia spodu wału o dno panwi, nadzwyczaj prędko się zużywała. Foureyron jednak w krótce ulepszył panew, i z nadzwyczajną starannością i pracą, udoskonalił pojedyncze części swej maszyny, którą z piękności form swych miniaturowych i prostoty, jak mówi Poncelet ([1]), « tylko z płodem czterdziestoletniej pracy geniusza takiego, jak Watt, » porównać można.

Nie od dawna datuje się epoka wynalezienia kół wodnych, o osiach pionowych, zdolnych ubiegać się o pierwszeństwo z najlepszemi maszynami wodnemi; a przed niedawnemi jeszcze laty zaledwie gdzie nie gdzie zastósowanie turbiny Founeyron'a widzieć można było. Do dzisiejszego dnia jednak system ten kół wodnych zupełne otrzymał uznanie i nadzwyczaj się rozprzestrzenił. Dawniej koła o osi poziomej nie tylko w rzemiosłach, ale nawet w fabrykach przeważnie jako motor używane były, podczas gdy dzisiaj bardzo rzadko widzieć można w fabrykach siłą wody poruszanych, koło wodne o osi poziomej, a prawie bez wyjątku turbinę.

Jednakże mimo tego rozwinięcia się i rozprzestrzenienia systemu turbin, teorya tych maszyn bardzo mało się zmieniła, i zmienić wiele się nie mogła; bo tylko wtedy dokładną teoryą ułożyćby można, gdyby się udało, na drodze analizy, nie tylko ruch i działanie każdej pojedyńczo cząsteczki wody, ale i oddziaływanie wzajemne na siebie cząsteczek i ścian kanałów, ściśle określić. To jest jednak czystem niepodobieństwem. W mechanice rozumowanej, bierze się za punkt wyjścia zaledwie kilka zasad, więcej filozofii naturalnej jak doświadczeniu istność swą zawdzięczających, i w dalekich swych pośrednich następstwach sprawdzać się mających; rozumowanie, opierając się na tej podstawie, buduje cały gmach nauki. Ale w Mechanice zastosowanej, a mianowicie w Hydraulice, doświadczenie gra daleko większą rolę i ono jedno wspiera teoryą i pomaga jej do rozwiązania w przybliżeniu zagadnień, niedostępnych dla ścisłej analizy. Hydrodynamika jest zresztą jeszcze w kolebce. Równania przedstawiające ruch cieczy jakiejkolwiek istnieją wprawdzie, ale równań tych zcałkować dziś nie jesteśmy w stanie i zaledwie tylko w przypuszczeniu ruchu nieustannego pewne użyteczne następstwa wyciągnąć możemy. Jedynem twierdzeniem mającem pewne zastosowanie jest twierdzenie Daniela Bernoulli, dające związek między pewnemi ilościami względnie do każdego punktu tej samej strugi cieczy. Twierdzenie to dowiedzione z początku dla cieczy doskonałych, a uważane później, jako wynik twierdzenia sił żywych, zostało zastosowane do cieczy naturalnych przez dodanie jednego wyrazu przedstawiającego pracę lepkości. Twierdzenie to jest wszystkiem, co dziś Hydrodynamika dać może.

Ale nizki stan nauki nie upoważnia do gardzenia teoryą, bez której dociekanie zjawisk zauważonych, bardzo utrudnionemby było. Bez znajomości teoryi, trudnemby było zrozumienie szczegółów, klasyfikowanie i badanie tychże; a ułożenie najmniejszej empirycznej formuły przedstawiającej dobrze pewne prawa i zjawiska byłoby prawie rzeczą niepodobną. Dla tego to w pracy naszej, mającej gló-

([1]) *Théorie des effets mécaniques de la turbine de Fourneyron.* 1836, Paris.

http://rcin.org.pl

wnie na celu wykazanie praktycznych wskazówek i wytłumaczenie w doświadczeniu obserwowanych zjawisk, zaczynamy od o ile można najściślejszej teoryi turbiny, i w dalszym dopiero ciągu wstąpimy w dziedzinę zastosowań.

Teorya dokładna.

Niepodobną jest rzeczą rozwiązać z bezwarunkową dokładnością zagadnienia odnoszące się do rzeczywistości; trzeba zadawalniać się przybliżeniem, które stosownie do założenia większy lub mniejszy stopień dokładności dać może. Przez zastosowanie empirycznych prawideł zagadnienie rozwiązanem zostaje z małą dokładnością, która jednak często odkrywa już prawdy, inną drogą jak rachunkiem, spostrzedz się nie dające. Jeżeli o wyższą chodzi dokładność, w takim razie nie opierając się już na empirycznych wzorach, buduje się rozumowanie na ścisłych i pewnych podstawach; nie uwzględniając jednak okoliczności, które na samą istotę rzeczy wpływu nie mają. Gdyby udało się wziąść pod rachunek nie tylko wpływy dotyczące istoty rzeczy, ale że tak powiem wpływy poboczne, wpływy mające miejsce w rzeczywistości, i nie istniejące jak tylko w zastosowaniu, wtedy najwyższy stopień ścisłości bezwarunkowo osięgniętymby został.

Jakkolwiek staramy się dokładną teoryą turbiny Founeyron'a wyprowadzić, nie mniemamy jednak, aby przez to pod względem zastosowania wielkie korzyści osięgniętemi być miały. Prawa ruchu i działania wody są tak skomplikowane, że analiza dociec ich nie jest w stanie; a gdyby nawet możebnem było wszystkie te prawa najściślej analitycznie wyrazić, to miałoby to dla praktyki małą bardzo wartość, bo wykazanie i użycie środków usuwających szkodliwe wpływy, jest zupełnie rzeczą niepodobną.

A teraz chcąc określić bliżej stopień dokładności, który w teoryi tej otrzymać chcemy, przypuszczamy, że woda w ruchu swym wypełnia całkowicie kanały kierownicze i łopatkowe, że ciecz płynie strugami równoległemi, i że woda w zbiorniku górnym znajduje się w spoczynku. Wpływy które w skutek tarcia, nagłej zmiany prędkości i przeszkód w ruchu powstają, ocenione i w rachunek wprowadzone zostaną.

Przyjmujemy następujące oznaczenia ilości napotykanych w rachunku:

O powierzchnia poziomego przecięcia walca.

m współczynnik ścieśnienia odpowiedni wprowadzeniu wody do walca.

n liczba ścian kierowniczych.

b wysokość o jaką spód walca stawidłowego wznosi się pod nad dolną koroną turbiny, czyli wysokość otworów stawidłowych.

a najmniejsza odległość dwóch po sobie następujących kierownic, mierzona przy okręgu wewnętrznego koła.

$\Omega = n\,a\,b$ suma przecięć kanałów kierowniczych.

k współczynnik ścieśnienia przy przejściu wody przez otwory stawidłowe.

n' liczba łopatek.

a_0 najmniejsza odległość dwóch sąsiednich łopatek, mierzona przy okręgu wewnętrznego koła.

a' najmniejsza odległość tychże łopatek przy okręgu zewnętrznego koła.

b' wysokość kanałów łopatkowych.

http://rcin.org.pl

$\Omega_0 = n' a_0 b'$ suma przecięć kanałów łopatkowych przy wewnętrznym okręgu.

$\Omega' = n' a' b'$ suma przecięć tychże kanałów przy okręgu zewnętrznego koła.

k' współczynnik ścieśnienia przy wyjściu wody z turbiny.

r promień koła wewnętrznego.

r' promień koła zewnętrznego.

α kąt, jaki tworzą kierownice z okręgiem wewnętrznego koła, i który bardzo mało różni się od kąta średniego, utworzonego przez kierunki żył wodnych wypływających z kanałów kierowniczych, z tymże okręgiem.

β kąt utworzony przez łopatki i wewnętrzny okrąg koła.

γ kąt, jaki tworzą łopatki z zewnętrznym okręgiem koła, i który zbliża się do kąta, pod jakim średnia struga cieczy wypływająca z kanałów łopatkowych przecina okrąg zewnętrzy.

v prędkość bezwzględna, z jaką woda dostaje się na łopatki.

ω prędkość kątowa, czyli prędkość punktu oddalonego na jednostkę długości od osi obrotu.

$u = \omega z$ prędkość, z jaką się obraca punkt położony na odległości r od osi.

w prędkość względna z jaką ciecz wprowadzona jest w kanał łopatkowy.

v' prędkość bezwzględna wody opuszczającej turbinę.

$u' = \omega z$ prędkość obrotowa zewnętrznego okręgu.

w' prędkość względna wody przy końcu kanału łopatkowego.

h wysokość poziomu wody zbiornika górnego po nad środkiem otworów wypływowych turbiny.

h' wysokość poziomu wody zbiornika dolnego po nad tymże samym, co poprzednio, punktem.

$H = h - h'$ spadek całkowity czyli użyteczny.

p_a ciśnienie powietrza na metr kwadratowy.

p ciśnienie cieczy na tę samą jednostkę powierzchni przy wewnętrznym okręgu koła.

p' ciśnienie odpowiednie przy zewnętrznym okręgu koła.

$\Pi = 1000$ kilogramów, ciężar metra sześciennego wody.

$g = 9^m,809$ prędkość nadana przez siłę ciężkości ciału spadającemu, po upływie pierwszej jednostki czasu.

Q objętość wody działającej na sekundę w przeciągu jednostki czasu.

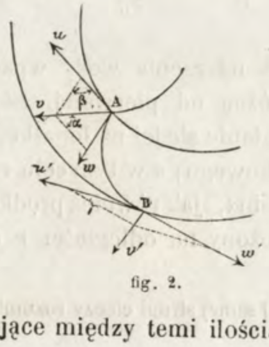

fig. 2.

Starajmy się znaleść związki istniejące między temi ilościami, a w tym celu uważajmy ruch cz steczki cieczy przebiegającej drogę z górnego do dolnego zbiornika i zastosujmy twierdzenie Daniela Bernoulli ([1]).

Od punktu wyjścia w zbiorniku górnym, gdzie prędkość wody zresztą bardzo małą, za nie istniejącą uważamy, do punktu położonego na końcu kanału utworzonego przez dwie sąsiednie kierownice, wielkość ciążenia wyrażona będzie przez

$$h+\frac{p_a-p}{\Pi},$$

a nazwawszy przez s stratę ciążenia powstałą przez zwężenie się żyły wodnej przy wejściu do walca pionowego, otrzymamy równanie

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

Stratę ciążenia s wyrazić można na zasadzie znanych zasad przez

$$s=\frac{Q^2}{2gO^2}\left(\frac{1}{m}-1\right)^2,$$

ale ponieważ

$$Q=k\Omega v,$$

zatem

$$s=\frac{k^2\Omega^2}{2gO^2}\left(\frac{1}{m}-1\right)^2 v^2.$$

Równanie ruchu będzie zatem

$$\frac{v^2}{2g}\left[1+\frac{k^2\Omega^2}{O^2}\left(\frac{1}{m}-1\right)^2\right]=h+\frac{p_a-p}{\Pi} \tag{1}$$

Woda porusza się następnie wzdłuż łopatek turbiny z prędkością początkową względną w, a prędkością w' końcową. Twierdzenie Bernoulli'ego da się tutaj zastosować, ale z warunkiem dodania do wielkości ciążenia jednego wyrazu, przedstawiającego pewne powiększenie wysokości ciążenia w skutek działania siły odśrodkowej. Wyraz ten jest $\frac{u'^2-u^2}{2g}$; a jeżeli nazwiemy s_1, s_2, s_3, straty ciążenia, które mają miejsce wskutek różnicy prędkości, tarcia i przeszkód w ruchu napotykanych, to równanie przedstawiające ruch wody wzdłuż kanałów łopatkowych będzie:

$$\frac{w'^2-w^2}{2g}=\frac{p-p'}{\Pi}+\frac{u'^2-u^2}{2g}-s_1-s_2-s_3.$$

Ilość s wyraża stratę powstałą w skutek uderzenia wody wpadającej na łopatkę, o wodę będącą już na łopatce i płynącą z prędkością różną od pierwszej. Starajmy się znaleść prędkość wody w chwili poprzedzającej bezpośrednio dostanie się jej na łopatkę, względnie do prędkości wody płynącej przy samym początku kanału łopatkowego; a w tym celu rozłóżmy prędkość bezwzględną v na prędkość styczną $v\cos\alpha$ i normalną $v\sin\alpha$, jak również prędkość względną w, na styczną $w\cos\beta$ i normalną $w\sin\beta$. Ponieważ punkt położony na odległości r od osi, obraca się z prędkością u,

([1]) Przez ciążenie między dwoma punktami tej samej strugi cieczy rozumiemy różnicę słupów piezometrycznych.

http://rcin.org.pl

zatem kwadrat względnej prędkości wody tuż przed wejściem jej na łopatkę jest

$$(v\sin\alpha - w\sin\beta)^2 + (v\cos\alpha - (u - w\cos\beta))^2,$$

a strata ciążenia odpowiednia tej względnej prędkości, będzie

$$s_1 = \frac{1}{2g}(v\sin\alpha - w\sin\beta)^2 + \frac{1}{2g}(v\cos\alpha - (u - w\cos\beta))^2.$$

Ponieważ przypuszczamy, że ilość wody wchodzącej do turbiny z górnego zbiornika równa się ilości wody wychodzącej z kanałów łopatkowych, czyli że

$$Q = \Omega v k = \Omega' k' w' = \Omega_0 w,$$

zatem wyrazić możemy prędkości v i w w funkcyi prędkości w', a mianowicie

$$(2) \qquad v = \frac{\Omega' k'}{\Omega k} . w', \qquad w = \frac{\Omega' k'}{\Omega_0} . w',$$

a wstawiwszy wartości tak otrzymane w wyrażenie przedstawiające stratę s_1, otrzymam

$$s_1 = \frac{1}{2g}\left[\left(\frac{\Omega' k'}{\Omega k}\sin\alpha - \frac{\Omega' k'}{\Omega_0}\sin\beta\right)^2 w'^2 + \left(\frac{\Omega' k'}{\Omega k} w'\cos\alpha + \frac{\Omega' k'}{\Omega_0} w'\cos\beta - u\right)^2\right].$$

Dla skrócenia oznaczmy

$$\frac{\Omega'}{\Omega}\frac{k'}{k}\sin\alpha - \frac{\Omega' k'}{\Omega_0}\sin\beta = \mathrm{A},$$

$$\frac{\Omega'}{\Omega} . \frac{k'}{k}\cos\alpha + \frac{\Omega' k'}{\Omega_0}\cos\beta = \mathrm{B},$$

a wyrażenie poprzednie przyjmie kształt

$$s_1 = \frac{1}{2g}(\mathrm{A}^2 w'^2 + (\mathrm{B}w' - u)^2).$$

Stratę ciążenia s_2 odpowiednią tarciu wody o ściany kanałów łopatkowych wyrazimy przez

$$s_2 = \frac{\lambda}{\Omega'}(\alpha w' + \beta w'^2),$$

gdzie λ oznacza sumę wszystkich powierzchni kanałów łopatkowych, będących w zetknięciu z cieczą, i gdzie α, β, są współczynnikami oznaczonymi przez doświadczenie. Według Prony'ego wyrażenie to jest $\frac{\lambda}{\Omega'}(\alpha w_0 + \beta w_0^2)$, gdzie w_0 oznacza prędkość średnią, i gdzie $\alpha = 0{,}0000173$, i $\beta = 0{,}000348$. Ponieważ kanały łopatkowe są wązkie, zastępujemy prędkość średnią w_0, przez prędkość mającą miejsce przy ścianie łopatki, wprowadzając w wyrażenie s_2 błąd bardzo nieznaczny.

Aby wreszcie wyrazić stratę s_3 powstałą w skutek anormalnych i przypadkowych przeszkód, które woda w ruchu swym napotkać może, przyjmujemy wyrażenie

$$s_3 = \gamma . w'^2$$

gdzie współczynnik γ nie posiada ściśle oznaczonej wartości i zmienia się stosownie do okoliczności.

http://rcin.org.pl

Równanie zatem, przedstawiające ruch wody w kanale turbiny będzie

$$\frac{w'^2 - w^2}{2g} = \frac{p - p'}{\Pi} + \frac{u'^2 - u^2}{2g} - \frac{1}{2g}\left(\mathrm{A}^2 w'^2 + (\mathrm{B}w' - u)^2\right) - \frac{\lambda}{\Omega'}(\alpha w' + \beta w'^2) - \gamma w'^2 .$$

Według przypuszczenia woda opuszcza turbinę z małą bardzo prędkością bezwzględną; zatem według praw hydrostatycznych

$$p' = p_a + \Pi h',$$

i otrzymamy

$$\frac{w'^2 - w^2}{2g} = \frac{p - p_a}{\Pi} + \frac{u'^2 - u^2}{2g} - h' - \frac{1}{2g}\left(\mathrm{A}^2 w'^2 + (\mathrm{B}w'^2 - u)^2\right) - \frac{\lambda}{\Omega'}(\alpha w' + \beta w'^2) - \gamma w'^2 .$$

Ale według równania (1),

$$\frac{p - p_a}{\Pi} = h - \left(1 + \frac{k^2\Omega^2}{\mathrm{O}^2}\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2\right)\frac{v^2}{2g},$$

zatem

$$\frac{w'^2 - w^2}{2g} = \mathrm{H} + \frac{u'^2 - u^2}{2g} - \left(1 + \frac{k^2\Omega^2}{\mathrm{O}^2}\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2\right)\frac{v^2}{2g} - \frac{1}{2g}\left(\mathrm{A}^2 w'^2 + (\mathrm{B}w' - u)^2\right) - \frac{\lambda}{\Omega'}(\alpha w' + \beta w'^2) - \gamma w'^2$$

Na zasadzie równań (2) wyrazić możemy v i w w funkcyi prędkości w'; a zastąpiwszy następnie prędkości u i u' przez ωr i $\omega r'$, otrzymamy równanie

$$\left(1 - \frac{\Omega'^2 k'^2}{\Omega^2_0} + \frac{\Omega'^2 k'^2}{\Omega^2 k^2} + \frac{\Omega'^2 k'^2}{\mathrm{O}^2}\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 + \mathrm{A}^2 + \mathrm{B}^2 + \frac{2g\lambda}{\Omega'}\beta + 2g\gamma\right) w'^2 - \left(2\mathrm{B}r.\omega - \frac{2g\lambda}{\Omega'}\alpha\right) w'$$
$$- \left(2g\mathrm{H} + \omega^2(r'^2 - 2r^2)\right) = 0;$$

z którego, oznaczywszy jeszcze dla skrócenia

$$1 - \frac{\Omega'^2 k'^2}{\Omega^2_0} + \frac{\Omega'^2 k'^2}{\Omega^2 k^2} + \frac{\Omega'^2 k'^2}{\mathrm{O}^2}\left(\frac{1}{m} - 1\right) + \mathrm{A}^2 + \mathrm{B}^2 + 2g\frac{\lambda}{\Omega'}\cdot\beta + 2g\gamma = \mathrm{M},$$

$$\mathrm{B}r\omega - g\frac{\lambda}{\Omega'}\alpha = \mathrm{N},$$

znajdziemy

$$w' = \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{M}} \pm \sqrt{\frac{\mathrm{N}^2}{\mathrm{M}^2} + \frac{2g\mathrm{H} + \omega^2(r'^2 - 2r^2)}{\mathrm{M}}}.$$

Zważywszy że w turbinach promień $r = 0{,}70r'$ w przecięciu, widzimy że $\sqrt{\frac{\mathrm{N}^2}{\mathrm{M}^2} + \frac{2g\mathrm{H} + \omega^2(r'^2 - 2r^2)}{\mathrm{M}}}$ jest większe od $\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{M}}$, a ponieważ nie możemy przypuścić, aby w' miało mieć wartość ujemną, przeto odrzuciwszy znak ujemny, napisać możemy

$$w' = \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{M}} + \sqrt{\frac{\mathrm{N}^2}{\mathrm{M}^2} + \frac{2g\mathrm{H} + \omega^2(r'^2 - 2r^2)}{\mathrm{M}}},$$

a ztąd

$$v = \frac{\Omega' k'}{\Omega k}\left(\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{M}} + \sqrt{\frac{\mathrm{N}^2}{\mathrm{M}^2} + \frac{2g\mathrm{H} + \omega^2(r'^2 - 2r^2)}{\mathrm{M}}}\right).$$

http://rcin.org.pl

Wyrażenie to pokazuje, że w miarę, jak prędkość kątowa ω rośnie, prędkość v znacznie się powiększa i to tem więcej, że wyraz N również ilość ω w sobie zawiera, podczas gdy M zupełnie od niej jest niezależnym.

Jeżeli wzór poprzedni przedstawimy w kształcie

$$v=\frac{\Omega' k'}{k}\left(\frac{N}{M\Omega}+\sqrt{\frac{N^2}{M^2\Omega^2}+\frac{2gH+\omega^2(r'^2-2r^2)}{M\Omega^2}}\right),$$

to zobaczymy, że z podniesieniem stawidła prędkość v się zmniejsza, i że z obniżeniem tegoż, prędkość ta się powiększa. Jeżeli podniesiemy stawidło o pewną wysokość, ilość Ω większą przybierze wartość, ilości zaś Ω', Ω_0, pozostaną niezmienne. Wyraz $M\Omega^2$ bezwarunkowo znacznie się powiększy, wyraz N zmniejszy się z powodu pomniejszenia ilości B; co zaś do wyrazu $M\Omega$, to ten zwiększy się również; a gdyby wskutek szczególnych wymiarów turbiny wyraz ten pomniejszył się, to pomniejszenie to byłoby małem stosunkowo do pomniejszenia, jakiego dozna wyraz N, tak że $\frac{N}{M\Omega}$ przybierać będzie co raz to mniejsze wartości przy równoczesnem powiększaniu się wyrazu Ω. Zatem prędkość v pomniejszy się w stosunku znacznym w miarę podniesienia stawidła. W podobny sposób przekonać się można, że prędkość ta rośnie z obniżeniem stawidła.

Zauważamy zresztą, że prędkość v zależy nietylko od prędkości kątowej, ale także od wymiarów turbiny, i od stosunku tych wymiarów do siebie nawzajem.

Ilość wody zużytej na sekundę, czyli wydatek wody znajdziemy bardzo łatwo:

$$Q=\Omega k v'=\Omega' k'\left(\frac{N}{M}+\sqrt{\frac{N^2}{M^2}+\frac{2gH+\omega^2(r^2-2r'^2)}{M}}\right).$$

Aby znaleść ciśnienie p, wstawmy wartość z v w równanie

$$\frac{p-p_a}{\Pi}=h-\frac{v^2}{2g}\left(1+\frac{k^2\Omega^2}{O^2}\left(\frac{1}{m}-1\right)^2\right),$$

a otrzymamy:

$$\frac{p-p_a}{\Pi}=h-\frac{1}{2g}\left(1+\frac{k^2\Omega^2}{O^2}\left(\frac{1}{m}-1\right)^2\right)\frac{\Omega'^2k'^2}{\Omega^2k^2}\left(\frac{N}{M}+\sqrt{\frac{N^2}{M^2}+\frac{2gH+\omega^2(r^2-2r'^2)}{M}}\right),$$

co pokazuje, że ciśnienie p cieczy przy okręgu wewnętrznym zmniejszy się w miarę wzrostu prędkości kątowej ω, tak że może nawet stać się mniejszem od ciśnienia atmosferycznego, skoro wypełnionym będzie warunek:

$$h<\frac{1}{2g}\frac{\Omega'^2k'^2}{\Omega^2k^2}\left(1+\frac{k^2\Omega^2}{O^2}\left(\frac{1}{m}-1\right)^2\right)\left(\frac{N}{M}+\sqrt{\frac{N^2}{M^2}+\frac{2gH+\omega^2(r^2-2r'^2)}{M}}\right).$$

Chcąc znaleść skutek użyteczny maszyny, czyli ilość pracy przesłanej przez koło, trzeba odjąć od pracy całkowitej, bezwzględnej, pracę spożytą przez siły opór stawiające, jak również pracę, której turbina od motoru przejąć nie mogła.

Strata pracy przy wejściu wody ze zbiornika górnego do rury pionowej wyrażona będzie przez:

$$\frac{\Pi Q}{2g}\frac{k^2\Omega^2}{O^2}\left(\frac{1}{m}-1\right)^2 v^2$$

http://rcin.org.pl

Uderzenie wody przybywającej na łopatkę, o wodę będącą już na łopatce, będzie przyczyną straty

$$\frac{\Pi Q}{2g}(A^2 w'^2 + (Bw' - u)^2).$$

Praca zużyta przez tarcie wody o ściany kanałów łopatkowych będzie również

$$\Pi Q \frac{\lambda}{\Omega}(\alpha w' + \beta w'^2),$$

a przeszkody napotykane w ruchu wody pomniejszą pracę motoru o

$$\Pi Q . \gamma . w'^2,$$

Następnie, ponieważ woda opuszcza turbinę z pewną jeszcze prędkością bezwzględną, której kwadrat wyrazić się da przez

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

przeto praca stracona, w skutek nieużycia całkowitego spadku będzie

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

Jeżeli chcemy wreszcie wziąść pod uwagę i w rachunek wprowadzić tarcie turbiny o wodę dolnego zbiornika, to nie potrzebujemy brać pod uwagę tarcia powstałego przez uderzenie wypukłych części łopatek o wodę, bo przestrzeń ta wypukła ustawicznie zapełniona jest cieczą wychodzącą ciągle i bez przerwy z turbiny; tak, że spokojna woda dolnego zbiornika bynajmniej z temi łopatkami nie jest w zetknięciu. Aby ocenić tarcie dwóch koron, między któremi łopatki są zawarte, to możemy przyjąć z przybliżeniem wyrażenie ([1])

$$P\Pi(\alpha' U + \beta' U^2),$$

w którém P oznacza powierzchnię trącą się o wodę, α', β', współczynniki doświadczeniem oznaczone, U prędkość punktu położonego na odległości x od osi. Wziąwszy za U wartość jej średnią otrzymamy do oznaczenia natężenia tej siły następujące wyrażenie

$$\Pi . \pi\alpha'\omega (r'^2 - r^2)\left(\frac{r + r'}{2}\right) + \Pi . \pi\beta'\omega^2 (r'^2 - r^2)\frac{(r + r')^2}{4},$$

a strata odpowiednia będzie

$$\Pi\pi\omega^2 (r'^2 - r^2)(r + r')^2\left(\alpha' + \beta'\omega\frac{(r + r')}{2}\right)\frac{1}{2}$$

zważywszy że są dwie korony.

Zatem skutek użyteczny turbiny będzie:

$$S_u = \Pi Q H - \Pi Q \frac{k^2\Omega^2}{O^2}\left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} - \frac{\Pi Q}{2g}(A^2 w'^2 + (Bw' - u)^2) - \Pi Q \frac{\lambda}{\Omega}(\alpha w' + \beta w'^2)$$

$$- \Pi Q \gamma w'^2 - \frac{\Pi Q}{2g}(u'^2 + w'^2 - 2u'w' \cos\gamma) - \Pi \frac{\pi}{2}\omega^2 . (r'^2 - r^2)(r' + r)^2\left(\alpha' + \beta' \frac{r + r'}{2}\omega\right).$$

([1]) Wyrażenie to jest niedokładnem zważywszy że już zasada jego nie jest ścisłą. Ale niedokładność o tyle jest jeszcze większą, że prawdopodobnie warstwy wody otaczające koronę nie są w spoczynku, jak to przypuściliśmy, i że podczas obrotu korony, przyjmują pewien ruch od ruchu korony zależny. Niewiadomo jest jednak, na jakiej odległości od korony ruch ten ustaje, tak, że niepodobną jest rzeczą w najprostsze pod tym względem zagłębiać się poszukiwania.

http://rcin.org.pl

Ponieważ $v = \frac{\Omega' k'}{\Omega k} w'$, a zaś $w' = \frac{N}{M} + \sqrt{\frac{N^2}{M^2} + \frac{2gH + \omega^2 (r'^2 - 2r^2)}{M}}$ i ponieważp rędkości u i u' dadzą się wyrazić przez prędkość kątową, zatem całe to wyrażenie skutku użytecznego maszyny da się wyrazić, po podstawieniu odpowiednich wartości, przez funkcyą prędkości kątowej.

Praca użyteczna turbiny, a zatem i skutek jej, który jest stosunkiem pracy użytecznej do pracy bezwzględnej, zależy od wymiarów turbiny, od stosunku tychże wymiarów do siebie, a w turbinie mającej już swe stałe wymiary, zależy od prędkości kątowej ω. Pewnej wartości dla ω, odpowiada największa wartość wyrażenia S_u, którą ostatecznie po dosyć długich rachunkach otrzymać można. Tutaj zwracamy tylko uwagę, że przy szukaniu największego skutku, wielkości Q, N, uważać należy jako zależne od ω. Zważywszy, że przeprowadzanie tych długich rachunków nie doprowadzi do rezultatów ciekawszych od tych, które w przybliżeniu traktowana teorya turbiny Fourneyron'a dać może, sądzimy, że byłoby nieużytecznem dalsze przeprowadzać rachunki.

Natomiast zwrócić uwagę należy na następującą okoliczność. Warunki dotyczące konstrukcyi turbiny wymagają, aby między walcem stawidłowym i koroną górną, która jak wiadomo, obraca się około osi tegoż walca, zostawić pewną przestrzeń wolną, zapobiegającą tarciu, które przez zetknięcie dwóch ciał w ruchu będących wywiązać się może. Szpara ta, jakkolwiek do najmniejszych zredukowana wymiarów, jest jeszcze zbyt szeroką, by przeszkodzić miała komunikowaniu się wody w kanałach krążącej, ze środkiem (wodą lub powietrzem), w którym turbina się obraca. Ponieważ, jak widzieliśmy, ciśnienie wody w turbinie zależy od prędkości obrotowej turbiny, przeto ciśnienie to może być raz większe, drugi raz znowu mniejsze od ciśnienia środka otaczającego. W skutek tej różnicy ciśnień, woda wydostaje się na zewnątrz turbiny, przez szparę w mowie będącą, lub też powietrze albo woda otaczające turbinę, do wnętrza kanałów się dostaje; a nieregularność i niejednostajność wydatku wody, konieczne następstwo tego stanu rzeczy, wywierają szkodliwe wpływy na wielkość pracy użytecznej.

Aby oznaczyć prędkość, z jaką ciecz wpływa lub wypływa przez tę szparę, oznaczmy przez j szerokość szpary, przez W prędkość szukaną. Powierzchnia przecięcia poziomego szpary będzie $o = 2\pi r j$; a jeżeli nazwiemy przez k'' współczynnik ścieśnienia odpowiedni szparze, to $q = k'' o W$ będzie objętością, a $m = \frac{\Pi}{g} k'' o W$ massą wody wychodzącej lub wchodzącej na sekundę, w razie, gdy turbina, jak to zwykle ma miejsce, w wodzie jest zanurzoną.

Równanie ruchu przez szparę od zewnątrz do wewnątrz, gdy $p < p_a + \Pi h'$, od wewnątrz do zewnątrz, gdy $p > p_a + \pi h'$, będzie

$$\pm \frac{W^2}{2h} = h' + \frac{p_a - p}{\Pi}, \tag{1}$$

a ponieważ

$$\left(1 + \frac{k^2 \Omega^2}{O^2} \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2\right) \frac{v^2}{2g} = h + \frac{p_a - p}{\Pi},$$

zatem

$$\mp W^2 = 2gH - \left(1 + \frac{k^2 \Omega^2}{O^2} \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2\right) v^2, \tag{2}$$

gdzie znak ujemny pierwszemu, znak zaś dodatny, drugiemu odpowiada przypuszczeniu.

Co do ruchu względnego, który ma miejsce wewnątrz kanałów, to

$$w'^2 = w^2 + 2gH + u'^2 - u^2 - \left(1 + \frac{k^2 \Omega^2}{O^2} \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2\right) v^2 - \frac{\Omega k v}{\Omega k w'} \left(A^2 w'^2 + (B w' - u)^2\right)$$
$$- 2g \frac{\lambda}{\Omega'} (\alpha w' + \beta w'^2) - 2g \gamma w'^2.$$

http://rcin.org.pl

Wreszcie napisać możemy

$$Q = k\Omega v = k'\Omega' w' \pm k''o\mathrm{W}.$$

Z tych czterech równań otrzymać można prędkości W, v, w', wyrażone w funkcyi prędkości kątowej, jak również i ciśnienie p. Ztąd otrzyma się wartości Ωkv, $\Omega' k' w'$ i $k''o\mathrm{W}$, a następnie i równanie dające skutek użyteczny. Robimy tutaj uwagę, że siła żywa $m\mathrm{W}^2$ nie wpływa bynajmniej na ten skutek, ponieważ jej kierunek jest prostopadły do kierunku ruchu. Równania, do których wyrażenia te doprowadzają, są nadzwyczaj zkomplikowane i tylko przez metodę przybliżeń stopniowych rozwiązać się dadzą.

Szczegóły, w które zagłębiliśmy się pokazują, jak dalece niepewną, niedokładną i zarazem subtelną, jest teorya i urządzenie turbiny Fourneyron'a; że skutek jej jest zdolny zmieniać się, że tak powiemy, do nieskończoności przez złe urządzenie całości lub części pojedynczych, przez fałszywe ocenienie prędkości, ilości wody zużytej, lub wielkości otworów.

Na tem zamykamy nasze poszukiwania teoretyczne. Teorya powyższa, z punktu widzenia matematycznej ścisłości, zostawia wiele do życzenia, a jeżeli nazwaliśmy ją teoryą dokładną, to mieliśmy na myśli dzisiejszy stan nauki, a zatem i dzisiejsze jej wymagania.

Teorya przybliżona.

W poprzednim rozdziale zamieszczona teorya turbiny Fourneyron'a, a raczej wzory, które na niej się opierają, są zbyt zkomplikowane, by je do rozwiązywania w zastosowaniu przedstawiających się zagadnień używać można było. Tutaj zamiarem naszym jest zamknąć się w ściślejszym obrębie i traktując teoryą tę, w celu jej późniejszego zastosowania, doprowadzić ją do jak najprostszego wyrażenia i przestawić w najprzystępniejszy sposób.

Niektóre przypuszczenia, które dla uproszczenia teoryi z góry zakładamy, nie mają albo zupełnie miejsca w rzeczywistości, albo też w części tylko się sprawdzają. Przez usunięcie trudności w ten sposób, rozwiązanie zagadnienia danego staje się o wiele łatwiejszem; a jakkolwiek ścisłość teoryi wiele na tem cierpi, cel założony w znacznej części osiągniętym zostaje. Teorya ta bowiem przybliżona, wskazuje bardzo wyraźnie warunki, od wypełnienia których zależy korzystna praca maszyny; a jakkolwiek nie podaje zupełnie pewnych środków do zadosyćuczynienia tymże warunkom, to jednak podaje wskazówki, przez doświadczenie i praktyczne badania trudno dociec się dające.

Teorya cała zamyka się w rozwiązaniu następującego zagadnienia: Mając dane wszystkie wymiary turbiny i jej położenie względem zbiornika dolnego i górnego, jak również prędkość kątową, znaleść ilość wody zużytej i skutek użyteczny.

Przystępujemy więc do rozwiązania tego zagadnienia, upraszczając teoryę i nie wchocząc wzbyt drobne szczegóły. Przyjmując tutaj metodę p. Bresse'a, wyłożoną w jego Hydraulice (str. 484 i następne) przypuszczamy, że turbina, o której mowa, znajduje się w najlepszych warunkach, tak co do jej położenia względem obu zbiorników, jak i co do pojedynczych wymiarów jej składowych części, że jednem słowem, pracując w najlepszych warunkach, jest w stanie wydać największy możebny skutek.

Aby zmniejszyć stratę ciążenia, pochodzącą z nierównoległości i nagłej zmiany kierunku strug wodnych, przypuścimy, że części maszyny będące w zetknięciu z cieczą, są należycie zaokrąglone na krawędziach i dostatecznie wygładzone. Przypuścimy następnie, że ściany łopatek są tak małej grubości, że woda uderzając o nie, nie traci najmniejszej części swej siły żywej, i że ścianki te urządzone są w taki sposob, że woda na nie wpływa w kierunku stycznej, bez najmniejszego uderzenia.

http://rcin.org.pl

Tarcie wody o ściany kanałów za nieistniejące uważać będziemy. Jeżeli przypuścimy, że łopatki i kierownice stosowny mają kształt i że liczba ich jest dostateczną, liczyć będziemy mogli na regularny wypływ i na zupełne wypełnienie kanałów. W końcu przyjmiemy, że bezwzględna prędkość wody wypływającej z turbiny jest bardzo małą, jasną jest bowiem rzeczą, że prędkość ta, tylko niekorzystne dla skutku turbiny rodzi następstwo.

Przypuściwszy więc, że turbina odpowiada warunkom powyżej wymienionym, szukać będziemy warunków, które koniecznie wypełnionymi być muszą, aby największy skutek otrzymać.

Oznaczamy temi samemi literami, co w poprzednim rozdziale, ilości wchodzące w rachunek.

Twierdzenie Bernouilli'ego zastosowane do ruchu wody od zbiornika górnego do końca kanałów kierowniczych, w przypuszczeniu że woda w zbiorniku górnym jest w spoczynku, daje

$$\frac{v^2}{2g}=h+\frac{p_a-p}{\Pi}, \tag{1}$$

zważywszy, że ścieśnienie przy wejściu wody w rurę pionową, nie ma miejsca.

Toż samo twierdzenie zastosowane do ruchu względnego wewnątrz kanału, utworzonego przez dwie po sobie następujące łopatki, daje związek

$$\frac{w'^2-w^2}{2g}=\frac{p-p'}{\Pi}+\frac{u'^2-u^2}{2g}, \tag{2}$$

ponieważ, nie ma ani tarcia, ani uderzenia wody o łopatki.

Przypuściwszy, że turbina jest w wodzie zanurzoną; ciśnienie działające przy wyjściu wody z turbiny będzie

$$p'=p_a+\Pi h'. \tag{3}$$

Aby otrzymać większą liczbę równań, napisać możemy

$$ru'=r'u, \tag{4}$$

i ułożyć kilka geometrycznych związków.

Cząsteczka cieczy, przebiegłszy przez kanał dwóch kierownic, przybywa do punktu wejścia na łopatkę turbiny z prędkością bezwzględną v, a względnie do turbiny z prędkością w. Ponieważ prędkość v jest przekątnią równoległoboku zbudowanego na u i w, i ponieważ kierunki dwóch prędkości v i u tworzą z sobą kąt α, zatem

$$w^2=u^2+v^2-2uv\cos\alpha. \tag{5}$$

W dalszym swym ruchu cząsteczka wody przebiega względnie do turbiny drogę przez kształt łopatki wyznaczoną, i dostaje się do końca kanału z prędkością względną w', która połączona z prędkością obrotową u' w tym punkcie, wydaje prędkość bezwzględną v'. A że kąt dwóch prędkości w' i u' jest spełnieniem kąta γ utworzonego przez kierunek łopatek i zewnętrzny okrąg koła, zatem

$$v'^2=u'^2+w'^2-2u'w'\cos\gamma. \tag{6}$$

Ponieważ przypuszczamy, że woda będąca w turbinie, dostaje się tylko przez otwory wychodowe do zbiornika dolnego, zatem ilość wody zużytej równa się ilości wody wychodzącej z turbiny przez otwory zewnętrzne. Zważywszy, że grubość łopatek jest nadzwyczaj małą według przypuszczenia,

http://rcin.org.pl

suma otworów stawidłowych zajmuje długość $2\pi r$ i wykość b, a że woda przepływa przez te otwory z prędkością v skierowaną pod kątem α na okrąg wewnętrznego koła, więc wydatek wody będzie:

$$Q = 2\pi br \sin\alpha . v.$$

Znajdziemy w podobny sposób objętość wody wychodzącej z turbiny

$$Q = 2\pi b'r' \sin\gamma . w'.$$

Zatem

$$br \sin\alpha . v = b'r' \sin\gamma . w'. \tag{7}$$

Pominięcie w rachunku grubości łopatek i kierownic pociąga za sobą tylko mały błąd, bo obie strony ostatniego równania obdarzone być powinny równymi współczynnikami.

Do poprzednich siedmiu równań wykazujących związki istniejące między rozmaitemi wielkościami, dołączyć trzeba dwa równania warunkowe. Aby turbina z największym skutkiem pracowała, potrzeba, by woda wchodziła do niej bez uderzenia i opuszczała ją z prędkością zero. Pierwszy z tych warunków wymaga, by prędkość w była styczną do pierwszego elementu łopatek, czyli żeby kąt dwóch prędkości u i w był spełnieniem kąta β. Otrzymujemy więc równanie:

$$\frac{u}{v} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin\beta}. \tag{8}$$

Woda opuszczając turbinę unosi z sobą w każdej jednostce czasu siłę żywą $\Pi Q \frac{v'^2}{2g}$, która zamiast zużywać się przez pracę oporową motoru, sprawia tylko szkodliwe wzburzenia w zbiorniku dolnym. Aby o ile możności zmniejszyć tę prędkość, zróbmy kąt γ bardzo małym i połóżmy równanie

$$w' = u', \tag{9}$$

a przez to prędkości równe sobie w' i u' będą prawie sobie przeciwne, i wypadkowa ich, prędkość v' będzie bardzo małą.

Otrzymaliśmy więc 9 równań o szesnastu zmiennych odnośnie do każdej turbiny. Zmienne te są: sześć prędkości u, v, w, u', v', w', ciśnienia p, p' stosunki $\frac{r}{r'}$, $\frac{b}{b'}$, trzy wysokości H, h, h', trzy kąty α, β, γ.

W zadaniu, którego rozwiązaniem zajmujemy się, dane są wszystkie wymiary turbiny, a zatem osiem wielkości, i chodzi o znalezienie warunków, które wymiary te zadowolnić powinny, aby osięgnąć największy skutek maszyny. Znalazłszy warunki te, oznaczyć trzeba odpowiednią prędkość turbiny, objętość wody potrzebnej, wielkość skutku użytecznego i względnego. W tym celu w równaniu (2) uczynimy $u' = w'$, a zaś $p = p_a + \Pi h'$, a dodawszy tak otrzymane równanie do równania (1), otrzymamy

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

Ale że według równania (5):

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

zatem

$$uv\cos\alpha = gH. \tag{10}$$

http://rcin.org.pl

Ponieważ $w' = u'$, więc równanie (7) daje

$$br\sin\alpha\ v = b'r'\sin\gamma . u' , \tag{11}$$

a mnożąc odpowiednio przez siebie równania (4) (10) i (11), otrzymujemy

$$br^2\sin\alpha\cos\alpha . v^2 = b'r'^2\sin\gamma . g\mathrm{H} ,$$

a ztąd

$$v^2 = \frac{b'r'^2}{br^2} \cdot \frac{\sin\gamma}{\sin\alpha\cos\alpha} . g\mathrm{H} . \tag{12}$$

Aby znaleść prędkość u zauważamy, że według (10):

$$u^2 = \frac{g^2\mathrm{H}^2}{v^2\cos^2\alpha} ,$$

a więc

$$u^2 = \frac{br^2}{b'r'^2} \frac{\mathrm{tg}\alpha}{\sin\gamma} . g\mathrm{H} . \tag{13}$$

Następnie, ponieważ $u' = \frac{r'}{r} u$, więc

$$u'^2 = \frac{b}{b'} \frac{\mathrm{tg}\alpha}{\sin\gamma} g\mathrm{H} ,$$

a jeżeli w równanie (6) wstawi się za $w' = u'$, otrzymamy

$$v'^2 = 2u'^2 (1 - \cos\gamma) ,$$

$$v'^2 = 2 \frac{b}{b'} \frac{\mathrm{tg}\alpha}{\sin\gamma} g\mathrm{H} (1 - \cos\gamma) . \tag{14}$$

Prędkość

$$w'^2 = u'^2 = \frac{b}{b'} \frac{\mathrm{tg}\alpha}{\sin\gamma} g\mathrm{H} .$$

Prędkość kątowa jest dana przez równanie

$$\omega = \frac{u}{r} = \frac{u'}{r'} . \tag{15}$$

Objętość wody zużytej przez turbinę jest, jak wiadomo,

$$\mathrm{Q} = 2\pi b'r'\sin\gamma . w' ,$$

a więc ostatecznie

$$\mathrm{Q} = 2\pi r' \sqrt{bb' \mathrm{tg}\alpha . \sin\gamma . g\mathrm{H}} . \tag{16}$$

Ponieważ jednak nie wzięliśmy w rachunek przestrzeni zajętej przez łopatki, możnaby nadać drugiej stronie równania pewien współczynnik mniejszy od jedności.

Ciśnienie p znajdziemy wstawiając wartość za v^2 w równanie (1)

$$\frac{p}{\Pi} = h + \frac{p_a}{\Pi} - \frac{\mathrm{H}}{2} \frac{b'r'^2\sin\gamma}{br^2\sin\alpha\cos\alpha} . \tag{17}$$

http://rcin.org.pl

Pozostaje jeszcze do znalezienia skutek użyteczny i skutek względny. Jak wiadomo, skutek względny ma za miarę stosunek spadku zużytego, do spadku całkowitego. Ponieważ pominęliśmy wszystkie drobne straty spadku i bierzemy w rachunek tylko stratę odpowiadającą prędkości v', zatem wysokość spadku zużytego jest

$$\mathrm{H}-\frac{v'^2}{2g},$$

a skutek

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

lub

(18) $$\mathrm{S}=1-\frac{b}{b'}\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sin\gamma}(1-\cos\gamma).$$

Według tego równania skutek maszyny od większej części wymiarów nie zależy; ale jeżeli uwzględnimy przypuszczenia, na których opierają się przybliżone te rachunki, to uważać będziemy skutek ten, jako zależny od wymiarów i stosunku wymiarów.

Skutek użyteczny, który jest iloczynem skutku względnego przez potęgę spadku, będzie

(19) $$\mathrm{S}_u=\Pi.\mathrm{H}2\pi r'\sqrt{g\mathrm{H}}\sqrt{bb'\operatorname{tg}\alpha\sin\gamma}\left(1-\frac{b\operatorname{tg}\alpha}{\sin\gamma}(1-\cos\gamma)\right).$$

Równania (16) (18) i (19) pokazują, że wydatek wody, skutek względny turbiny, i skutek użyteczny nie zależą od wysokości, o jaką turbina jest zanurzoną pod powierzchnią wody dolnego zbiornika.

Ponieważ osiem ilości niewiadomych przedstawionych jest w dziewięciu równaniach, zatem przez rugowanie tych ilości, otrzyma się równanie warunkowe, dotyczące wymiarów i kształtu turbiny. Aby równanie to otrzymać podzielmy prędkość u przez v:

$$\frac{u}{v}=\frac{br^2\sin\alpha}{b'r'^2\sin\gamma},$$

ale ponieważ według równania (8):

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

zatem

(20) $$\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}=\frac{br^2\sin\alpha}{b'r'^2\sin\gamma}.$$

Zważywszy jednak, że niedokładność rachunku prowadzić mogła do otrzymania nie bardzo pewnych wypadków, wyrazić należy jeszcze ósmy warunek konieczny; mianowicie, że ciśnienie p jest dodatne, ale że nie przechodzi pewnych granic. Jakeśmy to już w poprzednim wspominali rozdziale, woda w kanałach znajdująca się jest w komunikacyi ze zbiornikiem dolnym, lub otaczającem powietrzem, przez pośrednictwo szpary pierścieniowej. Jeżeli turbina umieszczona jest po nad powierzchnią zbiornika dolnego, to ciśnienie p nie powinno różnić się wiele od ciśnienia powietrza atmosferycznego p_a. Jeżeli turbina jest w wodzie zanurzona, to ciśnienie p nie powinno znowu różnić się wiele od ciśnienia wody zbiornika, to jest od $p_a+\Pi h'$. Przypatrzywszy się równaniu

$$\frac{p}{\Pi}=\mathrm{H}+h'+\frac{p_a}{\Pi}-\frac{1}{2}\mathrm{H}\frac{b'r'^2\sin\gamma}{br^2\sin\alpha\cos\alpha},$$

http://rcin.org.pl

widzimy, że aby p różniło się bardzo mało od $p_a + Hh'$, trzeba, aby dwa wyrazy

$$H \quad i \quad \frac{1}{2} H \frac{b'r'^2 \sin\gamma}{br^2 \sin\alpha \cos\alpha}$$

również mało od siebie się różniły, to jest aby

(21) $$\frac{1}{2} \cdot \frac{b'r'^2 \sin\gamma}{\sin\alpha \cos\alpha} = K,$$

gdzie K jest liczbą zbliżającą się do jedności tem więcej, im większa jest wysokość spadku H.

Zatem warunek konieczny $p > 0$, wyrazimy przez nierówność:

(22) $$h' + \frac{p_a}{H} + H(1 - K) > 0.$$

W drugim razie, gdy turbina otoczona jest powietrzem, równanie warunkowe będzie:

(23) $$h' + H\left(1 - \frac{1}{2} \frac{b'r'^2 \sin\gamma}{br^2 \sin\alpha \cos\alpha}\right) = h'',$$

gdzie h'' oznacza wysokość dostatecznie małą.

Drugie zagadnienie, które zresztą najczęściej się przedstawia, jest następujące:

Mając dany spadek i wydatek wody, zbudować turbinę zdolną pracować w najlepszych warunkach.

Zagadnienie to o wiele jest trudniejszem od poprzedniego; do wyszukania bowiem dziewięciu niewiadomych $\alpha, \beta, \gamma, r, r', b, b', h, h'$, dotyczących wymiarów turbiny, mamy tylko trzy równania: (16), (20) i (22) lub (23), z których jeszcze równania (22) i (23) nie są dokładnie określone. Zdawałoby się więc, że można brać zupełnie dowolnie wszystkie prawie wymiary turbiny, co jest mniemaniem zupełnie fałszywem. Nie odwołując się już do teoryi dokładnej wyłożonej w poprzedzającym paragrafie, która pokazuje, że ruch wody w kanałach, a zatem cała istota turbiny od wymiarów i od stosunku tych wymiarów zależy, przypuścić musimy, że istnieją pewne warunki, którym odpowiadać powinny wymiary turbiny. Przypuszczenie to sprawdzone jest doświadczeniem, które określić zdołało nawet niektóre z warunków, wprawdzie nie zbyt ściśle, ale przynajmniej w przybliżeniu. Liczba tych warunków jest tak stosunkowo wielką, że wymiary turbiny bynajmniej dowolnie oznaczonymi być nie mogą, i że jesteśmy wstanie nadać im właściwe wartości po mniej lub więcej długich próbach.

Wielkości, o których mówimy są następujące:

1) Promień r wewnętrznego koła i jego stosunek do promienia r'.

2) Wysokość otworów stawidłowych i zewnętrznych.

3) Kąty α, β, i γ.

4) Krzywizna kierownic, i liczba tychże.

5) Krzywizna łopatek i ich liczba.

Zatrzymując się nad każdym z tych punktów, starać się będziemy podać w dalszym ciągu uwagi i wskazówki dyktowane przez doświadczenie i usprawiedliwić je o ile możności rozumowaniem.

Zanim jednak przystąpimy do tego rozbioru, wypada nam załączyć jeszcze teoryą turbiny hydropneumatycznej Forneyron'a. Odwołując się do tego, co o tym systemie przy opisie różnych rodzajów stawideł powiedzianem będzie, streszczamy tylko w kilku słowach jej zasadę. Turbina ta, zanurzona w wodzie, przykryta i otoczona jest dzwonem blaszanym, w którym zgęszczone powietrze zajmuje

http://rcin.org.pl

miejsce wody zbiornika dolnego. Teorya tej turbiny, może być uważaną, za szczegółowy przypadek teoryi turbiny Fourneyron'a powyżej podanej.

Woda po przejściu przez otwory stawidłowe posiada to samo ciśnienie, co woda w zbiornikudolnym na tej samej płaszczyznie poziomej położona; zatem prędkość bezwzględna wody w tym punkcie odpowiada wysokości spadku H; mamy więc

$$v^2 = 2g\text{H}.$$

Ponieważ $2\pi br$ jest powierzchnią otworów stawidłowych, i ponieważ strugi cieczy przecinają powierzchnię tę pod kątem α, zatem wydatek wody będzie:

$$\text{Q} = 2\pi br \sin\alpha \,.\, \sqrt{2g\text{H}}.$$

Jeżeli zastosujemy twierdzenie Bernouilli'ego do ruchu poziomego w kanale łopatkowym, otrzymamy równanie:

$$w'^2 - w^2 = u'^2 - u^2,$$

zważywszy, że ciśnienie wody równa się ciągle ciśnieniu powietrza zgęszczonego pod dzwonem.

Chcąc otrzymać jak najmniejszą prędkość bezwzględną, z którą woda opuszcza turbinę, położymy $w' = u'$, a ztąd

$$w = u.$$

Trójkąt utworzony przez kierunki trzech prędkości u, w, v jest zatem równoramienny i w trójkącie tym

$$v = 2u\cos\alpha,$$

a w trójkącie utworzonym przez kierunki trzech prędkości v', u', w':

$$v'^2 = 2u'^2(1 - \cos\gamma).$$

Jeżeli z równania $ur' = u'r$ wyciągniętą wartość na u', wstawimy w poprzednie równanie, otrzymamy:

$$v'^2 = 2\frac{u^2 r'^2}{r^2}(1 - \cos\gamma) = \frac{v^2}{2\cos^2\alpha} \cdot \frac{r'^2}{r^2}(1 - \cos\gamma),$$

a ztąd

$$v'^2 = g\text{H}\frac{r'^2}{r^2\cos^2\alpha}(1 - \cos\gamma).$$

Prędkość obrotowa turbiny dana będzie przez:

$$u^2 = \frac{v^2}{4\cos^2\alpha} = \frac{g\text{H}}{2\cos^2\alpha},$$

a skutek turbiny:

$$\text{S} = \frac{\text{H} - \frac{v'^2}{2g}}{\text{H}} = 1 - \frac{r'^2}{2r^2\cos^2\alpha}(1 - \cos\gamma).$$

http://rcin.org.pl

UWAGI

dotyczące wymiarów i kształtu turbiny.

1. *Promień* r *wewnętrznego koła i jego stosunek do promienia* r'. Jednym z najważniejszych wymiarów, które oznaczyć trzeba przy budowaniu turbiny, jest promień wewnętrznego koła; od niego bowiem zależy przekrój poprzeczny walca stawidłowego. Woda zasilająca turbinę wpada ze zbiornika górnego do walca stawidłowego w kierunku pionowym z wielką prędkością i to tem większą, im mniejszy jest przekrój tej rury, a następnie prowadzona poziomo przez kierownice dostaje się na łopatki. Ta nagła zmiana kierunku pionowego w poziomy tworzy wzburzenie i wywiera szkodliwy wpływ na turbinę. Im mniejszy jest przekrój walca stawidłowego w stosunku do wielkości otworów stawidłowych, tem więcej utrudniony jest wypływ; tak, że jeżeli przypuści się, że przekrój ten mniejszym jest od sumy otworów stawidłowych, to wypływ wody przez kanały łopatkowe będzie nadzwyczaj niejednostajnym, woda wpadać będzie oddzielnemi prawie bryłami na dno turbiny i przez te ustawiczne uderzenia tracić znaczną część swej siły żywej. Zdawałoby się więc, że powiększając odpowiednio promień wewnętrznego koła, możnaby zmniejszyć dostatecznie prędkość wody wpadającej na turbinę i tym sposobem zapewnić regularny i jednostajny wypływ wody; trzeba jednak pamiętać, że wskutek zbytecznego powiększenia średnicy, wymiary turbiny będą nieproporcyonalne, wysokość mianowicie turbiny będzie za małą, liczba kierownic i łopatek zbyt wielką. Zdaje się być jednak pewnem twierdzenie, że powierzchnia przekroju poprzecznego walca czyli πr^2 powinna być proporcyonalną do Q.

Wyliczywszy stosunek $\frac{Q}{\pi r^2}$ odpowiedni dla każdej z turbin, podanych w tablicy na str. 66 widzimy, że stosunek ten zmienia się od 1,40 do 0,77, i że wartość jego średnia jest 1,11. Przyjąwszy więc liczbę tę za stały współczynnik, mielibyśmy dla oznaczenia wielkości promienia następujące wyrażenie:

$$\frac{Q}{\pi r^2} = 1,11,$$

czyli

$$r = 0,538\sqrt{Q},$$

co pokazuje, że turbiny zużywające tę samą ilość wody, powinny mieć tę samą średnicę.

Fourneyron starał się znaleść związek zachodzący między wielkością πr^2 i powierzchnią otworów stawidłowych i twierdził nawet, że ilości te pozostają w stałym do siebie stosunku. W końcu położył zasadę, że powierzchnia koła wewnętrznego, większą być powinna od cztery razy wziętej sumy otworów stawidłowych, czyli że:

$$\pi r^2 > 4\Omega . n.$$

Jednak przez zbudowanie turbiny w Saint-Blaise w Czarnym lesie, mającej 108^m spadku, Fourneyron dowiódł, że stosunku $\frac{\Omega}{\pi r^2}$ bynajmniej za stały brać nie można. Stosunek $\frac{Q}{\pi r^2}$ również nie jest stałym, ale znacznie więcej zbliża się do pewnej stałej wartości.

Redtenbacher (1) opierając się na przypuszczeniu, że stosunki $\frac{r}{b}$ i $\frac{b}{a}$ są do siebie proporcyo-

(1) *Theorie und Bau der Turbinen*, str. 78. Mannheim 1860.

http://rcin.org.pl

nalne proponuje wzór:

$$r = 0,72\sqrt{\frac{Q}{v\sin\alpha}},$$

w którym współczynnik 0,72 oznaczony został empirycznie. Ponieważ kąt α, jak to na str. 54 okażemy, zbyt małym być nie może i znacznie różnić się musi od zera, więc promień r według wzoru tego wyrachowany za małą miałby wartość przy wielkich spadkach. Ale przy małych, a nawet średnich spadkach, kąt α i prędkość v zmieniają się nieznacznie, tak że w przybliżeniu wyraz $v\sin\alpha$ za stały wziąśćby można. W ostatnim tym razie wzór Redtenbacher'a sprowadza się do:

$$r = m\sqrt{Q},$$

gdzie m jest współczynnikiem liczebnym stałym.

Ztąd wypada, że wzór $r = 0,538\sqrt{Q}$ łączy w sobie warunki łatwego wypływu wody z warunkami dotyczącymi konstrukcyi kierownic. Nie można uważać współczynnika 0,538 za stały i dokładny, bo jest on tylko średnią wartością wyrażenia $\frac{r}{\sqrt{Q}}$ odnośnie do kilku turbin tego systemu, pracujących z dobrym wprawdzie skutkiem, ale nie zupełnie doskonałych. W praktyce jednak, gdzie brak pewniejszych wzorów nie zostawia wiele do wyboru, współczynnik ten za niezmienny uważać można.

Co się dotyczy promienia zewnętrznego koła, to na pierwszem miejscu zwrócić musimy uwagę na to, że zbyteczne powiększenie $r' - r$, a zatem i długości łopatek, wpływa bardzo niekorzystnie na skutek maszyny, z powodu oporu, który ściany łopatek stawiają przy przepływie wody. Różnica jednak $r' - r$ zbyt małą być nie może; naturalną jest bowiem rzeczą, że przy wielkich spadkach, gdzie woda z wielką prędkością wpada na łopatki, długość tych łopatek większą być musi, jak w razie przeciwnym, aby zużytkować jak największą część siły żywej motoru.

Ale długość $r' - r$ zależy od innej jeszcze okoliczności, a mianowicie od krzywizny łopatek. Ponieważ kąt, jaki tworzy łopatka z okręgiem zewnętrznym jest w ogóle bardzo mały, więc kąt β służyć może za miarę zboczenia, którego doznaje żyła wody podczas swego ruchu na łopatce. Im większy będzie ten kąt β, tem większe będzie i zboczenie w ruchu; a że łagodne zmienianie krzywizny jest warunkiem regularnego ruchu po linii krzywej, więc jasną jest rzeczą, że im większe jest zboczenie, tem większą powinna być długość $r' - r$.

Związek między temi ilościami zachodzący nie jest jednak znany, tak że uciec się trzeba do wzorów empirycznych doświadczeniem sprawdzonych. Redtenbacher (¹) twierdząc, że stosunek $\frac{r'}{r}$ przy turbinach mających wielkie wymiary, mniejszym być powinien jak przy małych, bo nie chodzi o nadanie wielkiej stosunkowo wartości wyrażeniu $\frac{r'}{r}$, ale różnicy $r' - r$, podaje wzór

$$\frac{r'}{r} = 1 + 0,0045\frac{\beta}{\sqrt[3]{r}}$$

który zastosować radzimy, w razie gdy promień r nie jest bardzo mały; w przeciwnym razie stosunek $\frac{r'}{r}$ wypada za wielki.

Zważywszy, że prędkość, z jaką woda płynie po łopatkach turbiny, zależy od wysokości spadku, i że

(¹) *Theorie und Bau der Turbinen*, str. 74. Mannheim 1860.

http://rcin.org.pl

długość łopatek do tejże prędkości zastosować się musi, Morin [1] sądzi, że stosunek $\frac{r'}{r}$, przy tejże samej wysokości spadku, uważać można za stały i przyjmuje:

$$\frac{r'}{r}=1,42\,, \qquad \frac{r'}{r}=1,54\,,$$

pierwszy dla spadków od 2^m do 6^m, drugi dla spadków większych od 6 metrów.

W turbinach budowanych przez Fourneyrona stosunek $\frac{r'}{r}$ zmienia się od 1,38 do 1,50.

2. *Wysokość otworów zewnętrznych i stawidłowych.* Wyrażenie analityczne skutku turbiny Fourneyron'a pokazuje, że stosunek wysokości otworów stawidłowych do wysokości otworów zewnętrznych powinien być mniejszym od jedności, i mieć o ile można, jak najmniejszą wartość. Stosunek ten jednak zbyt małym być nie może bez narażenia siły motoru na stratę ciążenia, z powodu gwałtownej zmiany przekroju żyły wodnej. Bresse [2] radzi brać długość $b'-b$ proporcyonalną do długości kanałów, i kładzie za warunek:

$$b'-b<\frac{1}{10}(r'-r)\,.$$

Wysokość b otworów stawidłowych wyliczyć można, zasadzając się na tem, że objętość wody, zasilającej turbinę w jednostce czasu, równać się musi objętości wody, przepływającej w tym samym czasie przez otwory stawidłowe.

Możemy napisać:

$$Q=nba.k.v\,,$$

gdzie k jest współczynnikiem wydatku przy przejściu przez otwory stawidłowe. Współczynnik ten zmienia się od 0,90 do 1,00, stosownie do tego, czy wysokość b jest większą lub mniejszą. Ponieważ b jest właśnie ilością nieznaną, więc wziąwszy na k wartość średnią $k=0,95$, otrzymamy

$$b=\frac{Q}{nak.v}\,.$$

Jeżeli wydatek wody jest mniej więcej stały, to najlepiej jest przypuścić, że przy normalnym stanie rzeczy, wysokość otworów stawidłowych równa się wysokości otworów zewnętrznych. Wprawdzie w ten sposób czyni się wbrew temu, czego wymaga równanie największego skutku, ale też z drugiej strony za to, unika się szkodliwych wpływów, które wywiera na maszynę nagła zmiana przekroju żyły wodnej. Zresztą tego rodzaju dyspozycya ma jeszcze inne zalety. Wiadomo, że uważać nie można wydatku wody w turbinie za bezwarunkowo stały, bo ten zawsze mniej lub więcej zmieniać się może, i że w czasie gdy wydatek wody maleje, pomniejszyć trzeba wysokość otworów stawidłowych, przez obniżenie stawidła o pewną wysokość. Jeżeli więc przypuścimy, że dla powyżej wspomnianej przyczyny, stawidło obniżonem zostało, to nowa wysokość otworów stawidłowych różnić się będzie mało, lub nawet bardzo mało od wysokości kanału; a więc zmiana przekroju żyły, jako bardzo nieznaczna nie wywrze na skutek maszyny bardzo szkodliwego wpływu. Gdybyśmy zaś przypuścili, że b mniejszem jest od b' przy zwyczajnym wydatku wody, to zmniejszylibyśmy skutek maszyny po najmniejszem obniżeniu stawidła.

[1] A. Morin. *Hydraulique*, str. 501. Paris, 1858.

[2] M. Bresse. *Cours de Mécanique appliquée.* Seconde partie, str. 498. Paris, 1868.

http://rcin.org.pl

Wrazie jednak, gdy wydatek wody bardzo jest zmienny, i raz większy, drugi raz mniejszy od wydatku normalnego, w takim razie przyjąć trzeba na b trzy wartości, odpowiadające tym trzem wysokościom. W stanie normalnym stawidło opuszczone będzie na wysokość odpowiadającą wydatkowi normalnemu, i wysokość otworu stawidłowego, będzie tylko ułamkiem wysokości kanału.

Dwie ostateczne wartości na b, obliczyć można bardzo łatwo, zważywszy że

$$\frac{Q}{b}=\frac{Q'}{x}=\frac{Q''}{x'}$$

gdzie Q', Q'' oznaczają największy i najmniejszy wydatek, x i x' odpowiednie wysokości szukane otworów stawidłowych, a gdzie b oznacza wysokość otworów przy normalnej objętości wody.

Przez umieszczenie poziomych diafragmów w koronie, na wysokości b i x' unika się po części szkodliwych skutków powyżej opisanej dyspozycyi, o czem zresztą wspomnimy przy opisie systemów stawideł.

Znalazłszy raz wartość na b, znajdziemy bez trudności wysokość b' z pomocą uwag powyższych warunkowych równań.

3) *Kąty*: α, β, γ. Rzuciwszy okiem na wyrażenie analityczne skutku turbiny, widzimy, że gdyby jeden z kątów α i γ był równy zeru, skutek równałby się jedności. Jednak równanie (7) pokazuje, że ani α, ani γ, nie może równać się zeru; inaczej, trzebaby przypuścić, że ilość wody zużytej także równa się zeru, co naturalnie jest niepodobnem. Co więcej, kąt γ zbyt małym być nie może, bo jasną jest rzeczą, że im mniejszy będzie ten kąt, tem więcej utrudniony będzie wypływ wody i że woda nie idąc wtedy w kierunku wyznaczonym przez łopatki, tworzyć będzie wzburzenia wewnątrz kanałów. Aby więc pogodzić te dwa przeciwstawienia, należy przyjąć dla tego kąta pewną wartość nie różniącą się ani zbyt wiele ani zbyt mało od zera i którą doświadczeniem poznać trzeba. Morin i inni uczeni, zajmujący się tym przedmiotem szczegółowo, przyjmują dla kąta γ granicę: od 25^0 do 35^0.

Równanie (17) pokazuje, że wrazie, gdy kąt $\alpha=0$, lub $\alpha=90^0$, ciśnienie p jest ujemne, co miejsca mieć nie powinno; z dwóch więc powodów, kąt α zbliżać się nie może ani do zera, ani do 90^0. Najznakomitsi konstruktorzy przyjmują kąt $\alpha=35^0$ do 40^0.

Przypuśćmy, że turbina jest zanurzoną w wodzie, i pomnóżmy rówanie (21) przez (20); otrzymamy:

$$K\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}=\frac{1}{2\cos\alpha},$$

ztąd:

$$\frac{1}{K}-1=\frac{2\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)-\sin\beta}{\sin\beta},$$

lub też:

$$\frac{1}{K}-1=\frac{\sin(2\alpha+\beta)}{\sin\beta}.$$

Ponieważ współczynnik K powinien zbliżać się, ile można do jedności, więc kąt $2\alpha+\beta$ nie może różnić się wiele od 180^0. Jeżeli według tego, cośmy wyżej powiedzieli weźmie się $\alpha=40^0$, albo nawet więcej, kąt β nie będzie różnił się o wiele od kąta prostego. Jednak kąt β większym od 90^0 być nie powinien, bo łopatki miałyby formę zbyt wklęsłą i przedstawiały zbyt gwałtowną krzywiznę, co jak później okażemy, miejsca mieć nie powinno.

Prędkość względna wody przy początku łopatki zwiększa się w miarę zmniejszania się kąta β, jak to zresztą pokazuje równoległobok prędkości v, u, w; więc kąt β za małym być również nie może,

http://rcin.org.pl

jeżeli uniknąć chcemy zbytecznego tarcia. Ostatecznie, kąt β jest kątem ostrym, ale blizkim kąta prostego i zwykle zmienia się od 80^0 do 90^0.

4. *Kierownice i liczba tychże.* Sciany kierownicze służą do prowadzenia wody w turbinie w oznaczonym kierunku, a mianowicie takim, by żyła wody przecinała pod kątem danym wewnętrzny okrąg koła. Krzywizna tej krzywej jest prawie dowolną, ale w pewnych zawsze granicach, bo zbyt mocne zakrzywienie spowodowaćby mogło wirowanie cieczy i przeszkodzić regularnemu ruchowi wody.

Zazwyczaj krzywe te mają kształt łuków koła, przechodzącego przez środek turbiny, lub w pobliżu tegoż i spotykającego wewnętrzny okrąg pod kątem danym. Wrazie, gdyby średnica koła, była wielką, możnaby kreślić krzywą za pomocą dwóch łuków koła, unikając jednak starannie wszelkich gwałtownych zmian krzywizny.

Przypuśćmy, że znamy liczbę n łopatek, i podzielmy (fig. 4) okrąg wewnętrznego koła na n równych części. Wyprowadźmy przez jeden z tych punktów podziału, np. przez punkt D_1, linią styczną D_1R do okręgu koła, i następnie linią D_1T tworzącą kąt α z poprzedzającą. Linia D_1T oznacza więc kierunek strug wodnych wpadających w otwory stawidłowe. Z punktu D_1, wyprowadzamy linią D_1O_1, prostopadłą do D_1T. Jeżeli chcemy nadać kierownicy kształt łuku koła przechodzącego przez punkt O_1, to znajdziemy środek O_1, łuku szukanego, na przecięciu linii D_1O_1, z linią prostopadłą do $D_1\,O$, i z jej środka wyprowadzoną.

Oznaczenie liczby kierownic jest rzeczą ważną, od niej bowiem zależy liczba łopatek. Im więcej znajduje się kierownic, tem lepiej woda prowadzona będzie w kanałach, ale też tem większe będzie tarcie wody o metalowe ściany kierownic. Im większy jest stosunek $\frac{b'}{a}$, między największą wysokością otworów stawidłowych, i najkrótszą odległością dwóch kierownic, przy okręgu wewnętrznym, i im równocześnie mniejszą jest bezwzględna wielkość a, tem woda lepiej będzie prowadzoną. Ilość ta za wielką zatem być nie powinna, a stosunek $\frac{b'}{a}$ większym być powinien przy wielkich kołach, jak przy małych, a to z powodu, że przy wielkich kołach kanały turbiny podzielone są zwykle poziomemi diafragmami i że trzeba się starać, by stosunek małych wysokości otworów stawidłowych do wielkości a, nie był za małym.

W turbinach przez Fourneyrona budowanych, stosunek $\frac{b'}{a}$ zmienia się od 3,00 do 4,5.

Doświadczenie zresztą pokazało, że najmniejsza odległość a dwóch kierownic nie powinna przechodzić $0^m,06$, gdy wydatek wody na sekundę jest od 1^m sześciennego do $1^{ms}50$, i że odległość ta mniejszą być powinna dla mniejszych wydatków wody.

Przyjąwszy powyższe wypadki doświadczenia za zasadę obliczy się liczbę kierownic przez równanie

$$n = \frac{2\pi r}{l},$$

gdzie l jest długością łuku wewnętrnego koła, odpowiadającą jednemu z kanałów kierowniczych. Ponieważ liczba kierownic musi być całkowitą, przeto weźmie się za liczbę kierownic, liczbę całkowitą zbliżającą się do ułamkowej $\frac{2\pi r}{l}$, która z wzoru wypaść może i obliczy się następnie prawdziwą wartość ilości l i a.

5. *Krzywizna łopatek i ich liczba.* Łopatki w turbinie Fourneyron'a są bez zaprzeczenia najważniejszą częścią tej maszyny i na szczególniejszą zasługują uwagę; one to bowiem, na działanie cieczy wystawione, bezpośrednio działanie to odbierają i nadają ruch całej maszynie. Jest rzeczą wielkiej wagi,

http://rcin.org.pl

zbadać i określić kształt jaki łopatkom tym nadać trzeba, wyznaczyć ich położenie względem siebie i względnie do innych części maszyny.

Sciana łopatki, jest powierzchnią walcową, o rodzących pionowych, mającą za kierownicę krzywą linią nakreśloną na dnie korony. Kształt tych krzywych linii znany nam jest tylko o tyle, że wiadomo, pod jakim kątem przecinać powinny wewnętrzny i zewnętrzny okrąg koła. Kształt krzywej zawartej między temi dwoma kołami jest zresztą, jeżeli nie zupełnie dowolny, to jednak dowolny w pewnych granicach. Zadaniem łopatki jest prowadzenie wody regularne przez kanały utworzone z dwóch sąsiednich łopatek, i odbieranie ciśnienia, które woda w ruchu swym na te ściany wywiera. Jeżeli przypuścimy, że znamy kształt, jaki powinna mieć łopatka i jeżeli kształt ten zmienimy cokolwiek, powiększając lub zmniejszając krzywiznę, niezmieniając jednak bynajmniej kątów, jakie łopatka tworzy z dwoma kołami, to naturalną jest rzeczą, że woda również przez kanały regularnie płynąć będzie, tak dobrze w pierwszym, jak i w drugim razie i wykona pracę taką samą w pierwszym, jak i w drugim razie. A że w ten sposób zmieniać można nieskończenie formę krzywej, bo przez dwa punkta można poprowadzić nieskończenie wiele linii krzywych stycznych do dwóch linii prostych przez te punkta przechodzących, zatem w najrozmaitszy sposób krzywa ta zakreślona, zadawalniać będzie wymagane warunki i pełnić funkcyą doskonałej łopatki. Ale mówiąc o zmianie krzywizny tej krzywej, mieliśmy na myśli tylko nieznaczną zmianę i którą tylko przypuścić można, bo jasną jest rzeczą, że woda, której ruch regularny wymaga, by każda z cząsteczek przebiegała drogę zmieniającą łagodnie swą krzywiznę, nie płynęłaby wzdłuż zbyt wklęsłej łopatki, i przebiegałaby niezależnie od tejże łagodnie krzywiącą się drogę. Kładziemy więc za zasadę, że najlepszy kształt krzywej jest ten, który najlepiej zapobiega uderzeniom i nieregularności ruchu wody, czyli jednem słowem, krzywa o łagodnej zmianie krzywizny.

Przy dzisiejszym stanie nauki, jest rzeczą niepodobną zbadać dokładnie ruch każdej cząsteczki cieczy osobno, i wykazać rachunkiem zmiany, jakich dozna w ruchu tym każda z cząsteczek, i dla tego to niepodobną jest rzeczą, wyprowadzić analityczną teoryą tych linii. Poszukiwania naukowe, robione w tym celu przez Weisbach'a, doprowadziły go do równania następującego:

$$\rho = x^3 \frac{\sqrt{x^4 - r^4 \sin^2\beta}}{x^4 + r^4 \sin^2\beta}$$

gdzie ρ oznacza promień krzywizny w punkcie odległym o x od osi obrotu. Wzór ten zbyt jest skomplikowany, by mógł znaleść wielkie zastósowanie.

Wegług p. Bresse ([1]) promień krzywizny powinien równać się trzy do cztery razy wziętej odlełości najmniejszej dwóch łopatek.

Doświadczenie, a nawet poczucie, jest zwykle doradcą przy kreśleniu łopatek i stosownie do tego czy kanały są krótkie czy długie, kreśli się łopatki za pomocą jednego lub dwóch łuków koła.

W pierwszym razie chodzi o znalezienie kąta O, jaki tworzą między sobą promienie wewnętrznego i zewnętrznego koła, idące do dwóch końców łopatki A i B. (fig. 3): Przypuśćmy, że zagadnienie to jest rozwiązane i poprowadźmy styczne AC i BC w dwóch końcach A i B do tejże łopatki. Styczne te przecinają się nawzajem w punkcie C, i długości tych stycznych, zawarte między punktami styczności i punktem ich wzajemnego przecięcia się, są sobie równe. Połączywszy dwa końce A i B łopatki linią prostą, uważajmy, że w trójkącie OAB:

$$\frac{r'}{r} = \frac{\sin BAO}{\sin ABO},$$

([1]) Bresse. *Cours de Mécanique appliquée*. Seconde partie, str. 511, Paris 1868.

http://rcin.org.pl

ale że:

$$BAO = \beta + 90^0 - \frac{DCB}{2},$$

$$ABO = 90 - \gamma - \frac{DCB}{2},$$

więc:

$$\frac{r}{r'} = \frac{\cos\left(\beta - \frac{DCB}{2}\right)}{\cos\left(\gamma + \frac{DCB}{2}\right)}.$$

Znalazłszy kąt DCB z tego równania, otrzyma się natychmiast kąt O;

$$O + OAC + (180 - DCB) + CBO = 360^0.$$

Zwykle jednak kreśli się krzywe te geometrycznie w następujący sposób: Nakreśliwszy linią AR, przechodzącą przez punkt A i tworzącą z promieniem odpowiednim OA kąt $(\beta + \gamma)$, odnosi się na tej linii długość AR równą promieniowi większego koła, a połączywszy tak otrzymany punkt R ze środkiem koła linią prostą, wyprowadzi się w połowie tej linii prostopadłą do niej samej. Prostopadła ta przetnie w punkcie I linią AR, a linia prosta przechodząca przez środek koła i punkt I wyznaczy punkt B na okręgu zewnętrznym, czyli koniec łopatki.

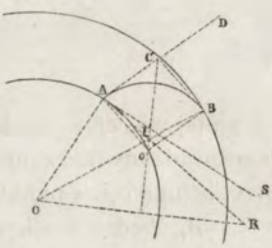

fig. 3.

Ponieważ $OI = IR$, a więc $AI = IB$. Jeżeli z dwóch końców łopatki nakreśli się kąty CBI i CAI, każden z nich równy kątowi $90^0 - \gamma$, dwa boki AC i BC przeciąć się muszą w punkcie położonym na prostopadłej CI; więc AC będzie równe CB. Otóż kąt $CAS = CAO - 90^0 = CAR + RAO - 90^0 = (90^0 - \gamma) + (\beta + \gamma) - 90 = \beta$. Wykreślenie powyższe jest więc sprawdzone.

W razie, gdy szerokość korony jest dosyć wielka, krzywe kreślone za pomocą jednego łuku koła przedstawiają kształt niekorzystny, i w takim razie kreślić je należy dwoma łukami koła.

Podzieliwszy zewnętrzny okrąg koła (fig.4) na n' równych części w punktach A, B, C, D, ..., wyprowadzamy w każdym z tych punktów styczne do okręgu koła, jak również linie AA′, BB′, CC′, ..., tworzące z poprzedniemi kąt γ. Linie te oznaczają kierunek strug wodnych opuszczających koło. Z punktów B, C, D, jako środków, zakreślimy łuki kół promieniem Bb, Cc, Dd, ..., równym najmniejszej odległości a' dwóch sąsiednich łopatek przy okręgu zewnętrznego koła. Kształt łopatki przechodzącej n. p. przez punkt B, będzie można wyznaczyć łukiem koła przechodzącym przez tenże punkt B, i stycznym w punkcie B do linii BB′, i także stycznym do łuku c; środek koła szukanego znajdować się więc musi na przedłużeniu linii Bb. Aby znaleźć ten punkt, odnieśmy na przedłużeniu linii Bb długość $Bb_1 = Bb$, i połączmy punkt b_1 z punktem C. Otóż, punkta b_1 i C leżą na obwodzie koła,

http://rcin.org.pl

którego środek jest także środkiem koła szukanego; więc połączywszy punkta b_1 i C linią prostą, i wyprowadziwszy w połowie linii b_1C linią do niej prostopadłą, znajdzie się środek koła szukanego na przecięciu tej linii prostopadłej z linią przedłużoną Bb.

Nakreśliwszy część Bc łopatki, pozostaje nakreślić jej część drugą cB$_1$. W punkcie nieznanym B$_1$, łopatka ma czynić z okręgiem wewnętrznym kąt β; w punkcie zaś c krzywa cB$_1$, ma być styczną do krzywej Bc. Środek koła szukanego znajduje się więc na linii cO'. Aby punkt ten wynaleźć, popro-

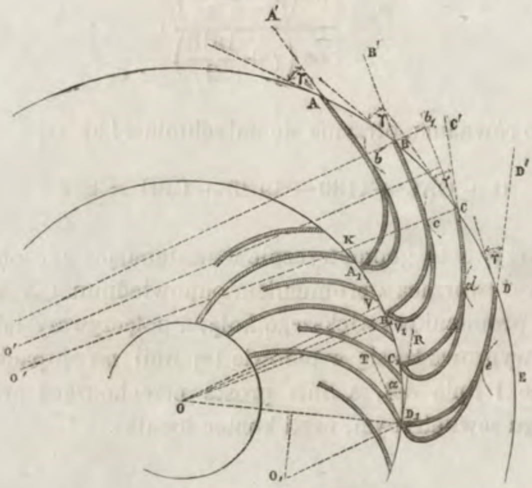

fig. 4.

wadzimy seryą promieni OV, OB$_1$, OV$_1$, mniej więcej w okolicy punktu nieznanego B$_1$, w którym łopatka przetnie okrąg koła; następnie poprowadzimy przez punkta V, B$_1$, V$_1$, ... linie tworzące kąt β z promieniami OV, OB$_1$, OV$_1$. Linie te przetną linią cO' w punktach takich jak K, a ten z punktów K, który będzie równo odległy od punktów c i B$_1$, będzie środkiem szukanego łuku.

Kanał utworzony przez dwie sąsiednie łopatki jest znacznie szerszy przy okręgu wewnętrznym, jak przy okręgu zewnętrznym, tak że początek tegoż kanału zbyt jest szeroki. Jakeśmy już kilkakrotnie wspominali, poszerzenie kanału zbyteczne powoduje wzburzenie cieczy i przeszkadza regularnemu działaniu. Aby zapobiedz temu, Poncelet zaleca łopatki o podwójnych ścianach, (fig. 4) z których jedna ma formę łopatki, a druga przedstawia formę więcej wypukłą. Wypukłość ta powinna być taką, aby szerokość kanału była niezmienną prawie w całym kanale. Próby i doświadczenia robione przez Buisson'a [1] okazały, że ten kształt łopatek stosownie użyty działał bardzo korzystnie na skutek maszyny.

Wypada z zasady turbiny Fourneyron'a, że im większą jest liczba łopatek, w tem korzystniejszych warunkach turbina znajdować się będzie. Jeżeli z jednej strony, wielka liczba łopatek przeprowadzając wodę wązkiemi strugami, zbliża rzeczywisty ruch żyły wodnej do ruchu jednej cząsteczki, jak to przypuściliśmy w teoryi, to z drugiej znowu strony ta liczba ścian metalowych, których krawędzie gwałtowną stawiają przeszkodę wypływającej z kierownic wodzie, może wydać skutek zupełnie przeciwny temu, który się osięgnąć chciało. Tak więc liczba łopatek nie powinna być zbyt wielką; że jednak teoretycznie liczby tej oznaczyć niemożna, więc dochodzi się do jej oznaczenia z pomocą doświadczeń i kilku poniżej zamieszczonych uwag.

[1] Morin. *Hydraulique.* str. 352. Paris 1858.

http://rcin.org.pl

Uważmy, że stosunek $\frac{b'}{a_0}$ wysokości kanału do najkrótszej odległości dwóch łopatek przy wewnętrznym okręgu koła, służyć może za miarę dobroci kanału. Kąt β powstały z przecięcia się łopatki z okręgiem wewnętrznym zmieniać się może w pewnych granicach, jakeśmy o tem mówili, i mieć pewien wpływ na oznaczenie liczby łopatek. Równocześnie z pomniejszeniem kąta β zmniejsza się ilość a_0, a stosunek $\frac{b'}{a_0}$ rośnie; więc przy małych wartościach kąta β można i liczbę kanałów pomniejszyć i mimo tego otrzymać dobre jeszcze stosunki wymiarów.

Redtenbacher opierając się na pewnej liczbie doświadczeń podaje wzór:

$$n = 1,2n \sin\beta,$$

służący do oznaczenia liczby łopatek, znając liczbę kierownic.

Fourneyron w turbinach swych urządzał zwykłe 30 do 36 łopatek, na 24 do 30 kierownic, a najlepsi konstruktorzy zalecają stosunek $\frac{n'}{n} = 1,33$ do $1,50$.

Powyższe uwagi służyć mogą za wskazówki i wzory, zastępujące po części przynajmniej brak wzorów otrzymanych na drodze analizy i rozumowania. Zbyt wielkiej wagi i bezwarunkowej ścisłości wzorom tym przypisać nie możemy i nie chcemy, zbyt bowiem słabe są podstawy, na których opieraliśmy rozumowanie. Niektóre zresztą z wzorów powyżej podanych są wzorami czysto doświadczalnemi, opartemi na większej lub mniejszej liczbie więcej lub mniej ścisłych doświadczeń, które już jako takie nie przedstawiają bezwarunkowej ścisłości i dać mogą tylko zbliżone do prawdy wypadki. Nie podnosząc nad miarę wartości tych wzorów, widzimy w nich owoce doświadczeń i badań, i do nich uciekamy się o tymczasową pomoc.

Następujące uwagi dopełnią odpowiedzi, której wymaga założone zagadnienie.

a) *Prędkość turbiny.* Według założenia, turbina, której teoryą wyprowadziliśmy, pracuje w warunkach największego skutku i skutek ten największy wyrażony jest przez:

$$S = 1 - \frac{b}{b'} \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sin\gamma} (1 - \cos\gamma).$$

Wyrażeniu temu odpowiada pewna oznaczona wartość na $\omega = \frac{u}{r}$, bo jak pokazuje teorya dokładna tej turbiny, skutek zależy od prędkości obrotowej. Wyszukanie tej wartości i urzeczywistnienie największego skutku jest rzeczą bardzo ważną. Zważywszy szczęśliwą okoliczność, o której poniżej mówimy, przyjąć możemy przybliżoną wartość na ω, nie wdając się w długie rachunki.

Doświadczenia pokazały, że mimo bardzo znacznych zmian prędkości obrotowej, skutek turbiny zmienia się bardzo nieznacznie. Aby pokazać jak mały wpływ wywiera zmiana prędkości na wielkość skutku, zamieszczamy wyciąg prac Fourneyron'a i Morin'a.

W roku 1836 Fourneyron (¹) robił doświadczenia nad turbiną w Inval i zmieniając prędkość turbiny od 32 do 12 obrotów na minutę obliczał stosunek skutku użytecznego do skutku bezwzględnego i przekonał się, że przy prędkości obrotowej od 26 do 15 razy na minutę skutek maszyny doznawał zmian zupełnie nieznacznych.

(¹) *Comptes rendus de l'Academie des Sciences.* 2e trimestre, Paris, 1836.

http://rcin.org.pl

Równocześnie Morin robił doświadczenia nad turbiną w Moussay. Stawidło podniesione było naprzód o 0^m,050 nad powierzchnią dolnej korony, następnie o 0^m,071, a w końcu o 0^m,086 i 0^m,107. Przy podniesieniu stawidła na 0^m,071 największy skutek odpowiadał 135 obrotom na minutę, a skutek był około 0,61. Jednak zmieniając prędkość obrotową od 100 do 170 obrotów na minutę, Morin sprawdził, że skutek zmieniał się od 0,565 do 0,610, tak, że przy ogromnej zmianie prędkości, zmieniał się tylko o 1/13 swej średniej wartości.

W drugiej seryi doświadczeń, przy podniesieniu stawidła na 0^m,071, największy skutek odpowiadał 190 obrotom, a jego wartość była 0,680. Przy zmianie liczby obrotów od 130 do 230, skutek pozostał w granicach od 0,625 do 0,680; zmieniał się więc tylko o 1/12 swej wartości średniej.

Podniósłszy następnie stawidło na 0^m,086 i 0^m,107, Morin znalazł największy skutek 0,690 i temuż odpowiednią liczbę 180 do 190 obrotów na minutę, a zmieniając prędkości od 140 do 230 obrotów, spostrzegł zmianę skutku od 0,650 do 0,690. Tu skutek zmieniał się zatem o 1/17 swej średniej wartości 0,675.

Nie chcemy dawać opisów innych doświadczeń zgodnych pod względem wypadków z poprzednio opisanemi, sądzimy bowiem, że powyższy opis daje dostateczne wyobrażenie tej szczęśliwej własności turbiny Fourneyron'a.

Aby oznaczyć z góry prędkość turbiny odpowiednią największemu skutkowi uciekamy się znowu do doświadczeń, które okazują, że stosunek $\frac{u}{v}$, gdzie u jest prędkością mniejszego okręgu, v prędkością odpowiednią spadkowi H, że stosunek ten zbliża się do wartości 0,50, gdy turbina z największym pracuje skutkiem. Na tej zasadzie, Redtenbacher i Lacolonge dają sposób znalezienia praktycznie prędkości odpowiadającej największemu skutkowi. Puszczając maszynę w ruch i nie dając jej wykonywać żadnej pracy użytecznej, liczy się liczbę obrotów na minutę, a połowa tej liczby będzie liczbą szukaną.

b. Wpływ wysokości otworów stawidłowych na skutek.

Liczne doświadczenia robione na rozmaitych turbinach tego systemu okazały, że stosunek skutku użytecznego do skutku bezwzględnego zmienia się ze zmianą wysokości otworów stawidłowych. Biorąc pod uwagę największy skutek odpowiadający danemu podniesieniu stawidła, spostrzega się ogromną różnicę skutku, przy dwóch bardzo od siebie się różniących wysokościach otworów stawidłowych.

Doświadczenia Morin'a [1] robione na turbinie w Mühlbach okazują, że z podniesieniem stawidła kolejno o 0^m,050, 0^m,090, 0^m,150, 0^m,200, 0^m,270, największy możebny skutek był dla każdej z tych wysokości odpowiednio 0,36, 0,50, 0,66, 0,68, 0,75.

W turbinie w Inval, Fourneyron zauważył tę samą własność. Wysokościom otworów stawidłowych 0^m,091, 0^m,155, 0^m,200, 0^m,300, 0^m,345, odpowiadał skutek największy 0,49, 0,58, 0,69, 0,67, 0,71.

Z tych doświadczeń pokazuje się, że skutek turbiny Fourneyron'a jest znacznie mniejszy przy małych wysokościach otworów stawidłowych, jak przy większych. Od chwili jednak, gdy otwory stawidłowe dosięgły 2/3 wysokości turbiny, skutek turbiny nie różni się o wiele od największego możebnego skutku.

Zjawisko to tłumaczymy w następujący sposób. Gdy stawidło, spuszczone na pewną wysokość, zmniejsza otwory, którymi woda dostaje się do kanałów łopatkowych, objętość wody przez te otwory

[1] Morin. *Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical, appelées turbines*, str. 17. Metz, 1838.

http://rcin.org.pl

przechodząca nie jest dostateczną do wypełnienia całej pojemności kanałów i zostawia w nich wolne przestrzenie, do których dostaje się woda ze zbiornika dolnego. Woda ta razem z całą turbiną w ruch obrotowy wprowadzona sprawia wzburzenia kosztem siły żywej pracującego motoru i powiększa ciężarem swym nieużytecznym tarcie wału o panew. Objętość, a zatem i ciężar tej wody zwiększa się w miarę, jak stawidło niżej jest opuszczone, podczas gdy praca, którą wykonać może turbina, coraz mniejszą się staje. Tak więc, im mniejsze są otwory stawidłowe, tem mniejszym jest skutek maszyny.

W skutek obniżenia stawidła zmniejsza się objętość wody pracującej, a więc skutek użyteczny, który jest iloczynem skutku względnego przez potęgę spadku, doznaje zmian gwałtownych z obniżeniem stawidła.

c. Współczynnik ścieśnienia k'. Gdy chodzi o obrachowanie wydatku wody mierząc tenże wydatek przy zewnętrznych otworach turbiny, należy wziąć pod uwagę współczynnik ścieśnienia k' i nadać mu stosowną wartość.

Na pierwszy rzut oka zdawałoby się, że pytanie to nie przedstawia żadnej trudności; otwór jest bowiem czworoboczny, ścieśnienie ma miejsce na jednej z jego ścian, i to tylko na górnej, bo dwie boczne ściany rozszerzają się bardzo łagodnie, a dolna ściana otworu tworzy przedłużenie dna. Na tej zasadzie liczyćby można wydatek wody używając wzorów i współczynników w Hydraulice podanych.

Ale pamiętać należy, że siła odśrodkowa działa na powiększenie prędkości i że wydatek wody powiększać się musi wskutek tego. Rachunki i przypuszczenia mogą być niedokładne, najlepiej więc udać się do doświadczeń, które pokazują, że:

Stosunek rzeczywistego wydatku do wydatku obrachowanego, różni się bardzo znacznie od stosunku zazwyczaj znajdowanego; w tej samej turbinie i przy tym samym spadku, współczynnik ten zmienia się z prędkością obrotową i wysokością otworów stawidłowych.

Okoliczność tę zauważył Fourneyron, a Morin sprawdził doświadczeniem robionem na turbinie w Mühlbach w r. 1837. Tablica następująca podaje kolejne wartości współczynnika wydatku, przy zmianie prędkości i wysokości otworów stawidłowych.

LICZBA OBROTÓW TURBINY NA MINUTĘ.	WARTOŚCI WSPÓŁCZYNNIKA WYDATKU PRZY WYSOKOŚCIACH OTWORÓW STAWIDŁOWYCH:			
	$0^m,09$	$0^m,15$	$0^m,20$	$0^m,27$
40	0,905	0,820		
50	0,945	0,862	0,728	
60	0,975	0,900	0,743	
70	0,995	0,930	0,762	0,706
80		0,953	0,784	0,720
90		0,968	0,812	0,746
200		0,980	0,840	7,767

Z doświadczeń tych wnosimy, że przy niezmiennej prędkości obrotowej, współczynnik zmniejsza się w miarę podnoszenia stawidła i że przy niezmiennem położeniu stawidła, współczynnik ten zwiększa się w miarę prędkości turbiny.

Jak widzimy, współczynnik wydatku nie schodzi nigdy pod 0,70, a przy podniesieniu stawidła na $0^m,09$ i przy prędkości 70 obrotów na minutę, współczynnik ten zbliża się do jedności, a wtedy wydatek rzeczywisty zbliża się do wydatku teoretycznego. Przy większej jeszcze prędkości obrotowej, wydatek ten byłby może nawet większy od wydatku teoretycznego.

http://rcin.org.pl

Ostatecznie nic pewnego powiedzieć nie możemy; współczynnik zmienia się bowiem w każdej chwili. Powyższa tablica mogłaby służyć za wskazówkę w każdym szczegółowym przypadku.

Stawidło.

Aby turbina dana pracowała ciągle z największym skutkiem, potrzeba by ilość wody zużywanej w jednostce czasu była stałą, i miała pewną ściśle oznaczoną wartość, przypuściwszy że wysokość spadku jest niezmienną. Jednak urzeczywistnienie tego warunku jest rzeczą trudną, a często niemożebną, ilość wody bowiem pracującej w turbinie zależy od ilości wody, którą dostarczyć może kanał lub rzeka. Turbinę Fourneyron'a urządzać trzeba zatem w sposób, by zdolną była zużywać z dobrym skutkiem, zmienne objętości wody.

W tym celu turbiny zaopatrzone bywają stawidłami, których główne odmiany opisać mamy zamiar.

System Fourneyron'a. Przez Fourneyron'a obmyślone stawidło składa się z walca pionowego, poruszającego się w kierunku swej osi i mogącego zasłonić odpowiednią część otworów kanałowych przy wewnętrznem kole. Dla ułatwienia przepływu, walec stawidłowy zaopatrzony jest na wewnętrznej swej powierzchni oprawą drewnianą, której krawędzie zaokrąglone zapobiegają ścieśnieniu się żyły wodnej przy wejściu na łopatki.

Wytłumaczyliśmy już poprzednio niedogodności, jakie ten system stawidła przedstawia i widzieliśmy, że skutek turbiny zmniejsza się raptownie ze zmniejszeniem wysokości otworów stawidłowych, a to z powodu różnicy przekrojów żyły wodnej.

Okoliczność ta jest o tyle więcej niekorzystną, że w czasie wielkich wód, gdy wysokość spadku jest najmniejszą, skutek jest największy, a że w czasie gdy wody są nizkie i wysokość spadku największa, skutek jest właśnie najmniejszy. W pierwszym razie, skutek jest największy; ale też wtedy można zużyć wody dowolną ilość, bez oszczędzania jej; gdy tymczasem w drugim razie, gdy niedostatek wody wymagałby, by zużyć jak najkorzystniej istniejącą wodę, by woda, która wpada na turbinę, przyniosła jak największą pracę, wtedy właśnie skutek maszyny jest najmniejszy.

Znając przyczynę sprowadzającą tę zmianę spadku, Fourneyron podzielił kanały łopatkowe na trzy części poziomemi diafragmami, które zmniejszają wprawdzie stratę ciążenia, ale też powiększają tarcie.

Drugi system stawidła podanego przez Fourneyron'a polega na tem, że łopatki przymocowane są do dolnej tylko korony, podczas gdy górna korona zaopatrzona szparami kształtu łopatek, opiera się na walcu stawidłowym i równocześnie z nim podnosić lub obniżać się może. Tym sposobem wysokość kanałów dowolnie zmieniać można nie powiększając powierzchni będącej z wodą w zetknięciu. Urządzenie to, w zasadzie bardzo racyonalne, przedstawia jak to łatwo pojąć, trudności konstrukcyjne i z tego powodu nie znajduje wielkiego zastosowania.

Fourneyron proponował również urządzenie dwóch turbin, zamiast jednej; a mianowicie jednej, którąby działała z największym możebnym skutkiem przy najniższym stanie wody, i drugiej, którąby zużytkowywała jak najkorzystniej nadmiar wody, przy średnim i najwyższym jej stanie. Urządzenie to, dotąd doświadczeniem jeszcze nie sprawdzone, zdaje się że mogłoby dawać dobre wypadki.

System Callon'a. Callon zmienił w następny sposób system poprzedni. Zamiast zasłaniać stawidłem pewną część wysokości otworów na całym obwodzie korony, Callon zasłania całkowicie pewną część tego obwodu. Urządzenie to jest niedogodne pod tym względem, że woda znajdująca się w kanale ruchomym, którego otwór początkowy zasłoniętym został chwilowo przez stawidło, traci pewną część

http://rcin.org.pl

swego ciśnienia, a przez to i jednostajność ruchu, jedną z największych zalet tego motoru. W każdym razie zasłaniać należy stawidłem równocześnie dwie części korony symetrycznie względem osi turbiny położone, aby w ten sposób równoważyć ciśnienia, i zapobiedz tarciu, któreby powstać musiało między wałem i panwią, wskutek nierówności działania i pochylenia się osi obrotu.

System Buisson'a. We wszystkich systemach dotąd opisanych, wysokość kanałów łopatkowych różni się zwykle od wysokości otworów stawidłowych, co jest główną przyczyną zmniejszania się skutku maszyny. Jedynem rozwiązaniem tej trudności byłoby urządzenie stawidła, któreby zmniejszało otwory stawidłowe, niezmieniając jednakże ich wysokości. Pomysł ten należy się Buisson'owi, który uderzony niedogodnościami, jakie przedstawia częściowe obniżanie stawidła, robił liczne próby i doszedł w końcu do rozwiązania trudności w sposób następujący : Zamiast umieszczać kierownice w równych od siebie odległościach na dolnej koronie, podzielił on dno to na cztery równe części wycinkami krzywolinijnemi, i na jednej trzeciej powierzchni każdego z wycinków umieścił trzy kierownice, tworzące dwa kanały a zatem i dwa otwory. Otwory te zajmują tylko jednę trzecią łuku wycinka, pozostałe zaś dwie trzecie zasłonił walcową ścianą. Stawidło składa się z czterech walcowych powierzchni mających za oś, oś obrotu turbiny, i mogących obracać się koło tej osi. Obracając powierzchnie te o pewien kąt, zasłonić można dowolną część otworów kanałów kierowniczych, i tym sposobem, niezmieniając wysokości otworów, zmniejszyć ilość przepływającej wody.

System ten wolny od zarzutów, dotyczących poprzednie stawidła, posiada właściwe sobie wady; jasną jest bowiem rzeczą, że turbiny zaopatrzone stawidłem tego rodzaju mają średnice znacznie większe od poprzednich.

System Girard'a i Callon'a. Zagadnienie dotyczące regulowania ilości wody zużywanej, najszczęśliwiej rozwiązane zostało przez Callon'a i Girard'a, którzy z turbiny Fourneyron'a zrobili rodzaj turbiny hydropneumatycznej. Zaopatrzywszy turbinę stawidłem zwyczajnem, to jest walcem poruszającym się w kierunku jego osi pionowej, konstruktorzy ci otaczają właściwą turbinę, to jest koronę mieszczącą w sobie łopatki, dzwonem blaszanym, którego dno znajduje się na wysokości dolnej korony. Dzwon ten połączony jest z maszyną pneumatyczną, która zgęszczając w nim powietrze, nie dozwala wodzie kanału dolnego dostawać się w przestrzenie próżne kanałów i niepokoić jednostajność działania. Tym sposobem turbina obraca się w powietrzu zamiast obracać się w wodzie, ale woda wypływająca z turbiny posiada to samo ciśnienie, któreby miała, gdyby wypływała nie w powietrzu, ale pod zwierciadłem wody dolnego zbiornika. Górna korona turbiny nie jest teraz w zetknięciu z wodą, i służy tylko do umocowania łopatek; może być więc zaopatrzoną licznemi otworami, aby ułatwić dostanie się powietrza do kanałów.

Teoryą turbiny hydropneumatycznej podaliśmy na str. 49 i 50.

System ten, bez zaprzeczenia szczęśliwszy od systemu Buisson'a, daje bardzo dobre wypadki, bo obniżenie stawidła pociąga za sobą małe zmiany skutku; nie jest jednak rzeczą pewną czy spodziewać się można zawsze przy każdej turbinie równie dobrych wypadków. Często siła zyskana przez hydropneumatyzacyą, równa się sile potrzebnej do poruszania pompy. Trudnoby było się domagać odpowiedzi absolutnej na ten zarzut, bo ta w każdym pojedynczym razie inną być może; lecz ponieważ hydropneumatyzowanie jest rzeczą tanią, prostą, którą usunąć można w każdej chwili, sądzimy, że system ten zastosowanymby być powinien w wielu razach.

Zakończenie.

Turbiny Fourneyron'a są bez zaprzeczenia pierwszorzędnemi maszynami wodnemi, i posiadają kilka sobie właściwych przymiotów.

http://rcin.org.pl

Jak teorya wnosić każe a doświadczenie sprawdza, turbiny te mogą być zanurzone pod zwierciadłem dolnego zbiornika, bez narażenia maszyny na utratę pewnej części jej skutku. W samej rzeczy, wyrażenie analityczne skutku

$$S = 1 - \frac{b\,\mathrm{tg}\alpha}{b'\sin\gamma}(1 - \cos\gamma),$$

pokazuje, że skutek ten jest niezależny od h i h'. Wprawdzie przypuszczenia służące do zformułowania teoryi nie były ściśle prawdziwe i wyrażenie powyższe nie jest dokładne, jednakże przewidywać już można, że wpływ ilości h i h' jest bardzo mały.

Chcąc się przekonać o prawdziwości tego przypuszczenia, Fourneyron robił doświadczenia nad turbiną w Pont sur l'Ognon, przez niego zbudowaną. W pierwszej seryi doświadczeń turbina umieszczona była nad wodą; spadek zmieniał się od $1^m,40$ do $1^m,21$ a ilość wody zużytej zmieniała się od 703 do 384 litrów na minutę. W warunkach tych turbina obracała się z prędkością 94 do 50 obrotów na minutę a skutek doszedł do 88 od sta.

W następnej seryi doświadczeń, Fourneyron zanurzał turbinę kolejno o $0^m,65$, $0^m,51$, 0,30, $0^m,25$ i przy prędkości zmieniającej się od 42 do 82 obrotów, skutek doszedł do 87 od sta.

Doświadczenie to poparte doświadczeniami Morin'a i innych uczonych dowodzi, jak dalece mało wpływa zanurzenie na skutek tej turbiny.

Jednakże pamiętać należy, że wysokość h' ma pewne granice.

Dwa zrównania warunkowe wyprowadzone na str. 49 :

$$h' + \frac{p_a}{\Pi} + H(1 - K) > 0,$$

$$h' + H\left(1 - \frac{b'r'^2\sin\gamma}{2br^2\sin\alpha\cos\alpha}\right) = h'',$$

z których pierwsze odpowiada turbinie zanurzonej w wodzie, drugie zaś turbinie umieszczonej nad zwierciadłem wody, określają granice, po za które wysokość h' przejść nie może.

Własność ta, wspólna zresztą i innym turbinom, jest nieporównanym przymiotem w wielu bardzo razach. Koło o osi pionowej, przeciwnie innym kołom wodnym, niezależne jest od stanu wysokości wody; mniej lub więcej w wodzie zanurzone, a nawet umieszczone zupełnie pod powierzchnią wody, pracuje z równym zawsze skutkiem. Podczas gdy inne koła wodne spoczywać muszą wskutek zamarznięcia zbiornika, turbina umieszczona pod lodem ruchu swego nie wstrzymuje.

Drugim przymiotem tego koła jest zdolność zużytkowywania małych i wielkich spadków bez różnicy; a jak dalece jest to prawdą dosyć powiedzieć, że między turbinami dotąd zbudowanemi, jedna ma $0^m,30$ spadku, jedna zaś 108 metrów. Nadzwyczaj różne wydatki wody, dochodzące do 4 metrów sześciennych, zużyte bywają z równą za...sze łatwością przez tę turbinę. Tablica na str. 66 zamieszczona pokazuje zresztą, w jak dalece różnych warunkach budować można turbinę Fourneyron'a.

Jakeśmy wspominali, turbina Fourneyron'a obracać się może z prędkością bardzo różną od prędkości normalnej, a skutek zmienia się zaledwie spostrzegalnie. W wielu bardzo fabrykach, prędkość narzędzia, a zatem i prędkość organu ruch przesyłającego, musi się zmieniać w miarę jak robota naprzód postępuje; a że ważną jest rzeczą skorzystać z jak największej części pracy bezwzględnej motoru w każdej chwili, zatem powyższa własność turbiny jest nader korzystną. Wrazie gdy prędkość organów przesyłających ruch ma być stałą, przymiot ten turbiny Fourneyron'a ma jeszcze zawsze swe

http://rcin.org.pl

znaczenie. Wiadomo, że przy zmianie spadku zwykłe koła wodne nie mogą pracować z największym skutkiem, jak tylko wtedy, gdy obracają się z prędkością odpowiednią każdemu spadkowi. Otóż, zmiana spadku bardzo łatwo miejsce mieć może, albo przez poniżenie zwierciadła wody górnego, lub podniesie się dolnego; zatem chcąc największy skutek otrzymać, należałoby zmieniać prędkość obrotową turbiny w każdym pojedynczym wypadku z osobna, co jest wbrew założeniu. Turbina zaś na zasadzie własności pracowania z największym prawie skutkiem mimo znacznej zmiany prędkości obrotowej, przesyłać będzie ruch niezmienny narzędziom w fabryce pracującym, bez znacznej straty pracy motoru.

Regulator o sile odśrodkowej działając na stawidło, łagodzi zmiany prędkości, które pochodzić mogą z zupełnie obcych motorowi przyczyn.

Ale oprócz powyżej wspomnianych przymiotów, turbina posiada jeszcze inne, często bardzo pożądane. Wymiary turbin podane w tablicy na str. 66 pokazują, że średnice turbin Fourneyron'a są bardzo małe nawet przy wielkich spadkach i wielkich wydatkach wody, że zatem nadzwyczaj mało miejsca zajmują stosunkowo do siły, którą przesłać są w stanie i że je wszędzie ustawić można. Dodać jeszcze należy, że ponieważ ruch obrotowy turbin przechodzi prędkość innych kół wodnych, zatem przesyłany bywa wprost w wielu razach, mianowicie przy młynach, bez najmniejszej potrzeby użycia kosztownych i zkomplikowanych organów.

Stosunek skutku użytecznego do skutku bezwzględnego jest zupełnie zadowalniający. Wypada z doświadczeń z nadzwyczajną dokładnością przez Morin'a robionych, że stosunek ten jest w przecięciu 0,650. Według Marozeau skutek turbin, na których liczne robiono próby, był w przecięciu 0,645. W wielu razach skutek jest znacznie większy, dochodzi do 0,70, a nawet przechodzi tę wartość; ten ostatni uważać trzeba za przypadkowy i liczyć tylko na 0,65 od sta.

Jedyne prawie niedogodności, które na złą stronę turbin powiedzieć trzeba, są trudności czysto konstrukcyjne, a mianowicie trudność dostania się do panwi, w razie gdy tego wymaga naprawa tejże. Z powodu dosyć drobiazgowej i delikatnej konstrukcyi, naprawa tej maszyny powierzoną być może tylko zręcznym mechanikom, których brak często czuć się daje; zwłaszcza gdy turbina w odludnem znajduje się miejscu.

Porównawszy jednak korzyści z wadami, widzimy ostatecznie, że turbina Fourneyron'a słusznie policzoną została w poczet najlepszych maszyn wodnych.

Paryż, dnia 15 Stycznia, 1872.

---

http://rcin.org.pl

Tablica zawierająca elementy znakomitszych turbin.

MIEJSCOWOŚĆ	Nazwisko konstruktora	Q w metrach sześciennych	H w metrach	Praca bezwzględna w koniach o 75kgm.	Praca użyteczna w koniach	Promień r	Promień r'	Kąt α	Kąt β	Kąt γ	Liczba kierownic n	Liczba łopatek n'	Najkrótsza odległość w metrach a	W metrach a_0	W metrach a'	Wysokość turbiny w metrach b'	Liczba obrotów na minutę
Saint-Blaise	FOURNEYRON	0,034	108,00	47	?	0,098	0,155	15°	90°	10°	36	36	0m,0021	0,0148	0,0021	0,015	2300
Augsburg	»	2,00	1,25	33	25	0,78	1,08	23°35'	90°	20°	24	36	0,082	0,13	0,044	0,20	?
Saint-Maur	»	0,75	3,45	38	30	0,583	0,852	10°	90°	20°	24	30	0,03	0,11	0,055	0,10	60
Ettlingen przy Carlsruhe	»	1,1	3	44	30	0,681	0,936	33°	90°	20°	30	30	0,078	0,135	0,072	0,160 0,116	48
Neapol	»	0,661	8,1	71	50	0,5	1,787	32°	90°	15°	24	36	0,048	0,09	0,025	0,15	115
Mühlbach	»	2,5	3,5	116	91	0,7	0,95	27°	90°	?	24	32	0,065	0,137	0,048	0,335 0,212	66
Augsburg	»	2,68	3,62	129	?	0,715	1,045	?	90°	15°	24	36	?	0,114	0,029	0,438	55
Lörrach	»	0,907	1,52	18,3	?	0,465	0,655	35°	90°	24°	24	32	0,042	0,090	0,033	0,16 0,08	55
Lörrach	»	0,497	1,62	10,7	?	0,40	0,555	32°	90°	28°	24	32	0,03	0,075	0,03	0,057 0,114	?
Fraisan	?	3,25	0,814	36	?	1,22	1,45	?	?	?	12	36	?	?	?	0,36	?
Saint-Medard	?	0,215	1,75	5	?	0,295	0,435	?	?	?	24	32	?	?	?	0,082	?
Siebnen w Szwajcaryi	LOCHER I WUGER	0,92	1,00	142	9	0,938	1,128	12°	135°	10°	45	72	0,018	0,059	0,025	0,359	50
Langenau w Szwajcaryi	»	1,62	5,5	120	84	0,96	1,125	12°	135°	10°	45	72	0,021	0,06	0,021	0,18	02
Turingen w Tyrolu	ESCHNER i Spółka	0,126	7,6	127	84	0,238	0,378	15°	90°	16°	36	36	0,005	0,037	0,005	0,04	700

http://rcin.org.pl