

K O Ł O I N Ż Y N I E R J I W O D N E J
S Ł U C H A C Z Ó W P O L I T E C H N I K I W A R S Z A W S K I E J

BUDOWNICTWO WODNE

ZAKŁADY O SILE WODNEJ

NA PODSTAWIE WYKŁADÓW I POD REDAKCJĄ
PROF. DR. KAROLA POMIANOWSKIEGO

OPRACOWAŁ
STANISŁAW IWANICKI

WARSZAWA

 1 9 3 5

SKŁAD GŁÓWNY W KOMISJI WYDAWNICZEJ TOW. BRATNIEJ POMOCY
STUDENTÓW POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ — WARSZAWA POLNA 3,

Łbacz

K O Ł O I N Ż Y N I E R J I W O D N E J
S Ł U C H A C Z Ó W P O L I T E C H N I K I W A R S Z A W S K I E J

BUDOWNICTWO WODNE

ZAKŁADY O SILE WODNEJ

NA PODSTAWIE WYKŁADÓW I POD REDAKCJĄ
PROF. DR. KAROLA POMIANOWSKIEGO

OPRACOWAŁ
STANISŁAW IWANICKI

WARSZAWA ===== 1 9 3 5

SKŁAD GŁÓWNY W KOMISJI WYDAWNICZEJ TOW. BRATNIEJ POMOCY
STUDENTÓW POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ — WARSZAWA POLNA 3,

621.22 : 621.318.21



nr. 2771

BZ08DK/001-07

O D W Y D A W C Ó W .

Zarząd Koła Inżynierji Wodnej Słuchaczy Politechniki Warszawskiej w dążeniu do jaknajszerszego realizowania zadań Koła, polegających między innymi na dostarczaniu swoim członkom pomocy naukowych, niezbędnych do normalnego toku studjów, kontynuując akcję swoich poprzedników, oddaje obecnie do użytku Kolegów niniejszy skrypt, opracowany na podstawie wykładów i według wskazówek p. Profesora D-ra Karola Pomianowskiego.

Inicjatywa opracowania i wydania tego skryptu, wypełniającego lukę, jaka w zakresie tego przedmiotu w polskiej literaturze technicznej istnieje, wyszła od Pana Profesora. Na tem więc miejscu, za trud poniesiony przy korygowaniu i uzupełnieniu opracowanego materiału, składamy Mu serdeczne podziękowanie.

Kol. Iwanickiemu Stanisławowi wyrażamy podziękowanie za zebranie potrzebnych materiałów i opracowanie całości skryptu.

Koło Inżynierji Wodnej
Słuchaczy Polit. Warsz.

1. W s t ę p .

Siła wodna była pierwszą siłą przyrody wyzyskaną przez człowieka. Zaczęto ją wyzyskiwać na kołach drewnianych podsiębiernych i nasiębiernych, a więc z ograniczeniem tak spadu, jak i ilości wody, oraz zasięgu zużycia; wytworzona siłę zużywano przede wszystkim na miejscu, później, jak świadczą np. resztki instalacyj, znajdujących się w Szaffuzie, z przeniesieniem na odległość zaledwie kilkudziesięciu metrów, zapomocą instalacji linowej, z możliwością przeniesienia mocy nie większych jak kilkudziesięciu koni mechanicznych.

Z chwilą wynalezienia turbiny żelaznej, znikły ograniczenia co do ilości wody oraz spadu użytecznego; np. zakład zaprojektowany na rzece św. Wawrzyńca, może przerobić do 8000 m³/sek.

Spady na jakich mogą pracować koła nasiębierne mogą dojść do 6,00 m., podczas gdy najwyższy spad,

na jakim pracują turbiny zakładu w Valais na jeziorze Fully wynosi 1650 m., a na innym zakładzie szwajcarskim prawie 1900 m. W związku z tem idzie i wzrost instalowanej mocy, która na niektórych zakładach przekracza 2 miliony MK.

Koncentracja w jednym punkcie tak olbrzymich mocy stała się możliwą z chwilą rozwoju elektrotechniki, gdy przy pomocy prądu elektrycznego, można było przenieść znaczne ilości energii na duże odległości i rozdzielić ją na większych obszarach pomiędzy różnych konsumentów. I tak np. z zakładu na zaporze Hoover dam, na którym uzyskanych będzie 4,24 miliardów kWg. przy instalowanej mocy 1 miliona MK, 15% energii t.j. około 600 milionów kWg będzie przeniesionych do Los Angeles / odległość 432 km. / - przy napięciu 287000 V, ze stratą napięcia około 9%. Łączna długość projektowanych linii przeniesienia z tego zakładu przekracza 2600 km.

Jak widać z tego przykładu, możemy obecnie z jednego punktu zasilać energją olbrzymie obszary, a tem samem zaopatrywać różnorodnych konsumentów.

W Europie widzimy współpracę czterech państw, mia-

nowicie Szwajcarji, Włoch, Niemiec i ostatnio Francji.

Szwajcarja, której zakłady zainstalowane są na rzekach alpejskich, posiadających duże ilości wody w lecie z topniejących lodowców, dostarcza w lecie prąd Włochom i Niemcom. W zimie natomiast Niemcy posiadające duże zakłady ciepłne w Westfalji dostarczają prąd Szwajcarji, a czasem pośrednio przez Szwajcarję także i Włochom.

W Niemczech, państwo podzielone jest na pewną ilość okręgów, które zaopatrują w prąd koncerny nawzajem ze sobą współpracujące. Niejednokrotnie prąd przechodzi "tranzytem" z jednego okręgu przez sąsiednie do dalszych okręgów. I tak np. w Nadrenji zbudowana jest linja przeniesienia, która prowadzi do zagłębia Westfalskiego moc do 200000 kW, przy napięciu obecnie 220000 V, które w każdej chwili może być podniesione do 380000 Voltów. Ta sieć, Badeńska, jest połączona z siecią Bawarji i Saksonji. Zdarza się, że następuje wymiana energii między Saksonją a Nadrenją, drogą przez sieć Bawarską.

Istnieją obecnie konkretne propozycje, pokrycia jednolitą siecią przewodów głównych całej Europy;

długość sieci wyniosłaby 10000 km., napięcie 400000 V; Linja byłaby zbudowana na przeniesienie 750000 kW i rozdzielałaby rocznie 20 miliardów kWg. Koszt przeniesienia 1 kWg. z miejsc produkcji do miejsc konsumpcji wyniosłaby 1,5 - 1,6 feniga.

Sieć taka, z punktu widzenia ekonomicznego, byłaby b. korzystną, gdyż pracowałoby na niej dużo różnorodnych zakładów, wzajemnie się uzupełniających.

Kraje alpejskie w lecie dają znaczną nadwyżkę energii, którą mogą być pokryte braki w innych punktach się objawiające. Racjonalniej też mogą być pokryte szczyty zapotrzebowania wieczorowego, które przesuwają się ze wschodu na zachód, zgodnie z czasem.

2. Z b y t e n e r g j i .

Biorąc pod uwagę jakiś obszar, mający być zasilanym przez dany zakład, mamy na nim punkty o różnym zapotrzebowaniu, zależnie od stopnia uprzemysłowienia, a więc i od rodzaju odbiorców.

Jeżeli sieć obejmie wszystkie punkty danego obszaru, to szczyty będą niższe, aniżeli suma szczytów

w poszczególnych ośrodkach.

Odbiorcami energji są:

1/. przemysł, rzemiosło i t.p.

2/. oświetlenie

3/. trakcja kolejowa.

Jeżeli zakład przemysłowy pracuje 8 godzin na dobę, to w ciągu 300 średnio dni roboczych w roku otrzymamy $300 \times 8 = 2400$ godzin pracy danego zakładu przemysłowego.

Jest to tak zwany czas użytkowania energji.

Ponieważ zakład elektryczny produkuje energję przez 8760 godzin w ciągu roku, zatem współczynnik obciążenia jego wyniesie w danym wypadku:

$$\frac{2400 \cdot 100}{8760} \cong 27\%$$

Oświetlenie zużywa rocznie około 1000 godzin i mniej, czyli współczynnik obciążenia elektrowni czysto oświetleniowej wynosi mniej niż 12%, a bywały wypadki, że elektrownia czysto oświetleniowa, pracująca tylko w godzinach wieczornych, miała roczne obciążenie wynoszące zaledwie 5%.

Z czasu użytkowania wynika i koszt energji, gdyż

kapitał zakładowy musi być tak w jednym jak i w drugim wypadku jednakowo oprocentowany i amortyzowany, sam zakład również jednakowo obsługiwany i utrzymany.

Im większy zatem jest czas użytkowania, tem tańsza wypadnie produkcja jednostki energii i odwrotnie.

Czas użytkowania energii zależy od tego, na jakie cele ją użytkujemy. Różne rodzaje konsumpcji, mamy podane w poniższych zestawieniach:

K o n s u m e n t	Czas pracy na dobę	Czas użytkowania w roku /max/
1. Ciężki przemysł metalowy i elektrochem.	24 godz.	6000-8000 godz.
2. Przemysł średni	16 "	4000 "
3. " "	8 "	2400 "
4. Śred. zakłady mech.		1500-2000 "
5. Drobnny przem. domowy		300-800 "
6. Oświetlenie		1000 "
7. Gospodarstwo rolne		70 - 100 "

Z powyższego zestawienia widać, że o ile poszczególne zakłady miałyby obsługiwać tylko poszczególnych odbiorców, praca ich byłaby wysoce nieekonomiczna, a energia na zakładzie wodnym wyprodukowana, nie byłaby w całości wyzyskana. Oplacałyby się zatem tylko elektrownie pracujące dla przemysłu ciężkiego i elektrochemicznego.

Mając do zaopatrzenia okręg, gdzie są wszystkie rodzaje zapotrzebowania, można uzyskać ogólny współczynnik użytkowania wyższy niż przy zaopatrywaniu przez elektrownię jednego tylko rodzaju odbiorców. Elektrownie okręgowe mają wskutek tego 2000-3000 godzin w roku czasu użytkowania, elektrownie w okręgach silnie uprzemysłowionych dochodzą do czasu użytkowania 4000 godzin, a nawet i więcej.

Wyrażając obciążenie elektrowni współczynnikiem obciążenia / load factor / i zakładając że 100% współczynnika jest dla obciążenia równego mocy instalowanej na zakładzie, otrzymamy roczne przeciętne obciążenie elektrowni okręgowych, nie posiadających żadnych urządzeń dla wyrównania między produkcją a rozbiorem energii, równe około 30%.

W związku z tem co powiedziano wyżej okazuje się,

że w pewnych warunkach, przy pewnym typie rozbioru, będą się opłacać pewnego typu zakłady elektryczne.

A więc przy pewnym charakterze rozbioru energii będą się opłacać zakłady wodno - elektryczne, przy odmiennym elektrownie ciepłone, bądź też zakłady oparte na dieslach.

W zakładach cieplnych rozróżniamy zakłady parowe oparte na węglu, będącym na miejscu, oraz dowożonym z daleka. W tym ostatnim dochodzi znaczny koszt przewozu opału. Może się zatem w pewnych warunkach opłacać produkcja energii na kopalni przy użyciu najgorszych gatunków węgla, z przesłaniem wytworzonej energii na miejsce zużycia, linią przeniesienia, w innych zaś wypadkach opłaca się produkcja energii na miejscu rozbioru przy dowozie najlepszych gatunków węgla, a zatem najmniejszym kosztem transportu i kalorii ciepła.

Jeżeli chodzi o bardziej szczegółowe dane co do użytkowania energii elektrycznej, statystyka dostarcza nam następujących liczb:

W gospodarstwie domowym zużywa się:

a/. na światło	50-150	kWg./ mieszk. i rok
b/. na gotowanie	365	"
c/. na ogrzewanie	2500	"

Dla produkcji przemysłowej mamy następujące dane:
dla wyprodukowania:

1 kg. celulozy	potrzeba	1,2	kWg.
1 kg. surówki żelaznej	"	2,7	"
1 kg. stali	"	1,5	"
1 kg. aluminium	"	27-30	"
1 kg. syntetycznego azotu, w/g starych metod, opartych na łuku elektrycznym.	"	67	"
1 kg. syntetycznego azotu, metodą Habera i Claude'a	"	20	"
1 kg. syntetycznego azotu, metodą Frank i Caro / via karbid /	"	16	"
1 kg. karbidu	"	4-7	"
1 kg. wodoru	"	100	"

W gospodarstwie rolnem:

- | | | | | |
|----|--|----------|-------|------|
| 1. | Orka 1 ha zależnie
od rodzaju gleby | wymaga | 48-80 | kWg. |
| 2. | Młocka 100 kg zboża | " | 1 | " |
| 3. | Motory gospodarcze | wymagają | 4- 8 | " |

Program elektryfikacji Niemiec / 1929 r./ oparty
był na następujących liczbach:

	Zapotrzebowanie roczne	
	na jednostkę	ogółem
1. Miasta 34 milj. miesz.	300 kWg.	10 miliard. kWg.
2. Wsie 28 milj. miesz.	200 "	6 " "
3. C. przem. 8 milj. rob.	1500 "	12 " "
4. Kolej zelektr. 7000km.	430000 "	3 " "
5. Straty 10%		3 " "
	Razem	34 miliard. kWg.

Uwaga: Cyfry 300 kWg / mieszk. i rok - oraz 200
kWg / mieszk i rok otrzymują się w/g Tab. I:

Tablica I.

L. p.	Rodzaj zapotrzebowania	Zapotrzebowanie roczne na 1 mieszkańca	
		miasta	wsi
1.	Światło	50 kWg.	20 kWg.
2.	Grzejniki i rzemiosło	100 "	75 "
3.	Drobny przemysł	50 "	10 "
4.	Tramwaje	30 "	-
5.	Inne urządzenia /wodoc. kanal., stacje pomp/	35 "	-
6.	Gospodarstwo rolne	-	60 "
7.	Straty.	35 "	35 "
Razem		300 kWg.	200 kWg.

Stąd zapotrzebowanie przeciętne roczne wyniosło 540 kWg./ mieszk.

Zapotrzebowanie to, miałyby być pokryte przez poszczególne rodzaje zakładów, w/g Tab II.

Tablica II.

L. p.	Rodzaj zakładu	Moc tys.kW.	Koszt mk/kW	Koszt ogólny.
1.	Zakłady wodne	835	800	668,0milj.mk.
2.	" ciepłone	575	500	237,5 "

3.	Zakłady wodne przepomp.	800	300	400,0milj.mk.
4.	" ciepłne opalane węglem brunatnym	1640	325	533,0 "
5.	" ciepłne opalane węglem kamiennym	1750	300	525,0 "
Razem				2223,5milj.mk.
Koszt linii przeniesienia				474,5 "
" transformatorów				956,6 "
sumaryczny koszt				3663,1 milj.mk.

Koszt rzeczywisty 1kWg. wynosiłby 1,63 feniga.

Cena sprzedażna 1 " " 3,00 "

Oprocentowanie kapitału 8,3%.

Szwajcaria / 1929r/.

Zapotrzebowanie na 1 mieszkańca i rok - 590 kWg.

/ w Zürichu 850 kWg/

1 km kolei zelektryfik. zużywał 275600 kWg/rok

1 " toru " " 175300 "

Dane z lat późniejszych, przytoczone są w Tab. III.

Tablica III.

L. P.	Rodzaj produkcji lub zużycia.	1930/31	1931/32	1932/33
	Produkcja:	milj. kwg.		
1	Na zakładach wodnych	3669	3567	3738
2	" " ciepłych	5	11	7
3	Kolej i przemysł	105	76	68
4	Import	8	11	4
	Razem	3787	3665	3811
	Zużycie:			
1	Eksport do Francji i Włoch	1012	926	977
2	Przepompowywanie do zb. szczytowych	32	65	57
3	Gospodarstwo domowe i rzemiosło	1084	1126	1165
4	Przemysł ciężki	612	564	560
5	Elektrochemja i meta- lurgja	328	257	330
6	Trakcja kolejowa	198	213	222
7	Straty i rozdzielnie /około 15%/	521	514	506

Włochy, pozbawione węgla, posiadają największe instalacje wodno-elektryczne w Europie. Czynnych było tam w r. 1930, 1300 zakładów wodnych, w tem

Bud. wodne.

2.



nr. 2771

79 opartych na zbiornikach o pojemności użytkowej ogólnej 1301 milionów m³, odpowiadających zamagazynowanej energii w ilości 1140 milj. kWg. Obecnie cyfry te zostały przeszło dwukrotnie zwiększone.

Produkcja w r. 1930 wynosiła:

1/	Na zakładach wodnych	10 200	milionów	kWg.
2/	" " cieplnych	600	" "	" "
3/	Import	200	" "	" "
<hr/>				
	Razem	11 000	" "	" "

Czyli konsumpcja całkowita w r. 1930 wyniosła 11 miliardów kWg.

Jeżeli chodzi o moce zainstalowane, to wynosiły one:

Na zakładach wodnych	-	3330	milj. k V A
" " cieplnych		340	" "

Francja. W roku 1930 - produkcja wynosiła: 15 339 000 tys. kWg., z tego 8463 milj. kWg. wyprodukowano na zakładach cieplnych, zaś 6876 milj. kWg. na zakładach wodnych.

Konsumpcja w tymże roku wyniosła 13639 milj. kWg.

Dodać tu należy, że wszystkie zakłady wodno-
elektryczne we Francji, zostały wybudowane w cią-
gu wojny światowej lub po wojnie.

Statystyka światowa zakładów wodnych, podaje
następujące dane co do mocy zainstalowanych w po-
szczególnych krajach /rok 1934/.

1. St. Zj. A. P.	11800	tys. KW.	co stanowi	30,00%	cało- ści.
2. Kanada	5256	"	"	13,39%	"
3. Włochy	4348	"	"	11,08%	"
4. Japonja	3151	"	"	8,03%	"
5. Francja	2781	"	"	7,08%	"
6. Niemcy	2300	"	"	5,86%	"
7. Szwajcarja	1900	"	"	4,84%	"
8. Norwegja	1850	"	"	4,71%	"
9. Szwecja	1400	"	"	3,57%	"
10. Hiszpanja	875	"	"	2,23%	"
11. Sowiety	758	"	"	1,93%	"
12. Austrja	725	"	"	1,85%	"
13. Brazylja	525	"	"	1,34%	"
14. Finlandja	300	"	"	0,76%	"
15. Indje ang.	300	"	"	0,76%	"

16. Meksyk	235	tys. kW.	co stanowi	0,60%	całoko- ści.
17. W. Brytanja	228	"	"	0,58%	"
18. N. Zelandja	225	"	"	0,57%	"
19. Jugosławja	190	"	"	0,48%	"
20. Czechosłowacja	110	"	"	0,27%	"

Razem..... 100,00%

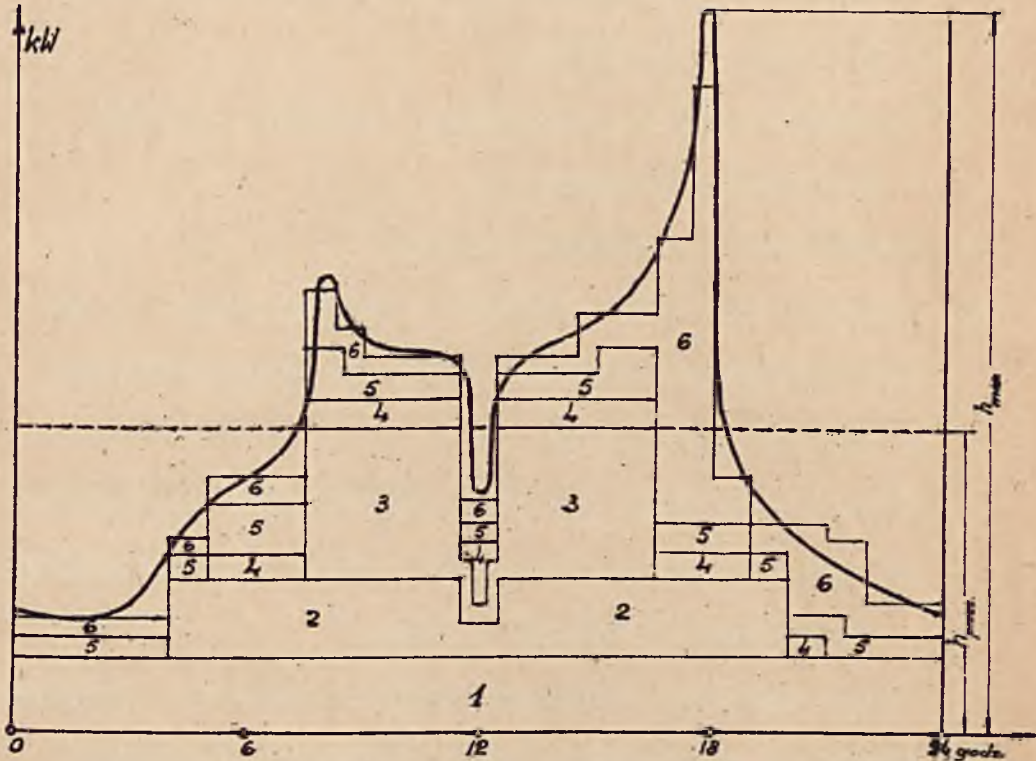
3. Z a p o t r z e b o w a n i e e n e r g j i i j e j a k u m u l a c j a .

Zapotrzebowanie energii, w ciągu pewnego okresu czasu jest zmienne. Różne więc jest w różnych porach dnia, w różnych dniach tygodnia, w różnych miesiącach roku i t.d.

Chcąc graficznie przedstawić zmianę zapotrzebowania energii w ciągu doby, na osiach współrzędnych poziomych odłożymy godziny, na pionowych kW./Rys.1/. W okręgu zasięgu danego zakładu będziemy mieli różnego rodzaju przemysły i przedsiębiorstwa, zapotrzebowujące w różnych porach doby różne ilości energii. Rozpatrzymy je kolejno.

Jeżeli sumę zapotrzebowania energii przez dany

rodzaj zakładów przemysłowych, przedstawimy w formie prostokątów, to sumując zapotrzebowanie, czyli nakładając poszczególne figury na siebie otrzy-



Rys. 1.

mamy, w zależności od czasu, pewną obwiednię krzywą charakteryzującą zapotrzebowanie energii w ciągu doby.

Pole ograniczone tą krzywą składać się będzie z następujących zapotrzebowań:

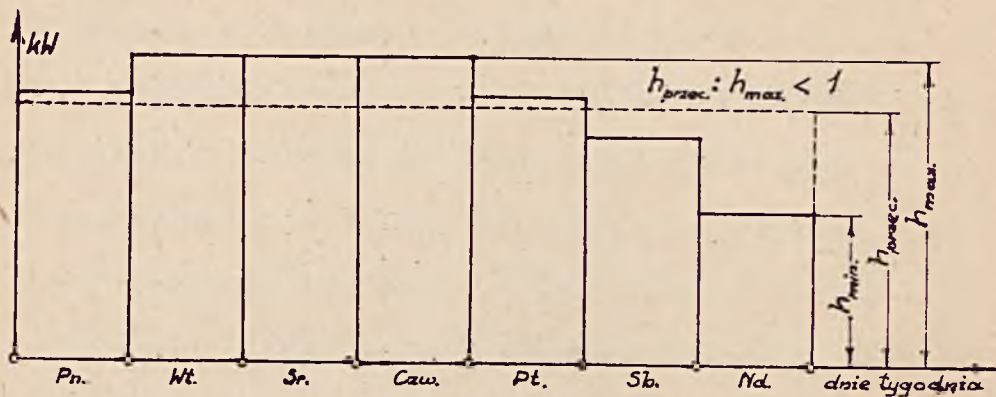
1. Jest to zapotrzebowanie przemysłu pracującego 24 godziny, a więc elektrochemicznego i ciężkiego oraz trakcji kolei normalno-torowych.
2. Przemysł ciężki, pracujący 16 godzin na dobę z przerwą południową.
3. Przemysł średni, pracujący 8 godzin na dobę z przerwą południową.
4. Rzemiosło i przemysł domowy.
5. Koleje i kolejki miejskie i podmiejskie, o zapotrzebowaniu zależnym od ruchu pasażerskiego a więc od pory dnia.
6. Światło, którego maximum zapotrzebowania przypada przeciętnie na godz. 16 - 18 w porze zimowej i odpowiednio później w lecie.

Zachrąglając otrzymaną wykres krzywej, otrzymamy przebieg zmienności zapotrzebowania dobowego. Pole tego wykresu przedstawia całkowite zużycie dobowe w kWg. Zamieniając to pole na równoważny mu prostokąt, otrzymamy rzędną w kW - średniego obciążenia zakładu.

$$\text{Stosunek } h_{\text{przec.}} : h_{\text{max}} < 1$$

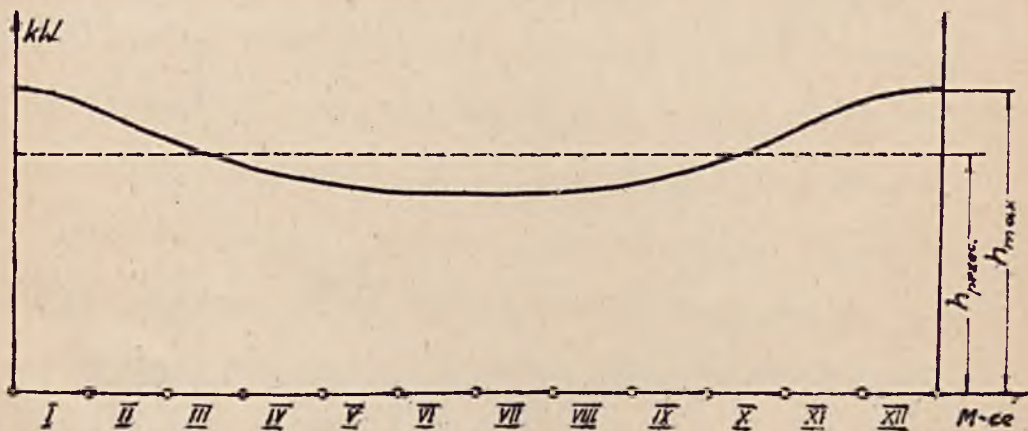
Wykreślając przeciętne zapotrzebowanie w po-

szczególnych dniach w ciągu tygodnia, otrzymamy krzywą zapotrzebowania tygodniowego / Rys. 2 /.



Rys. 2.

Podobnie postępując dalej otrzymamy krzywą zapotrzebowania rocznego / Rys. 3 /.

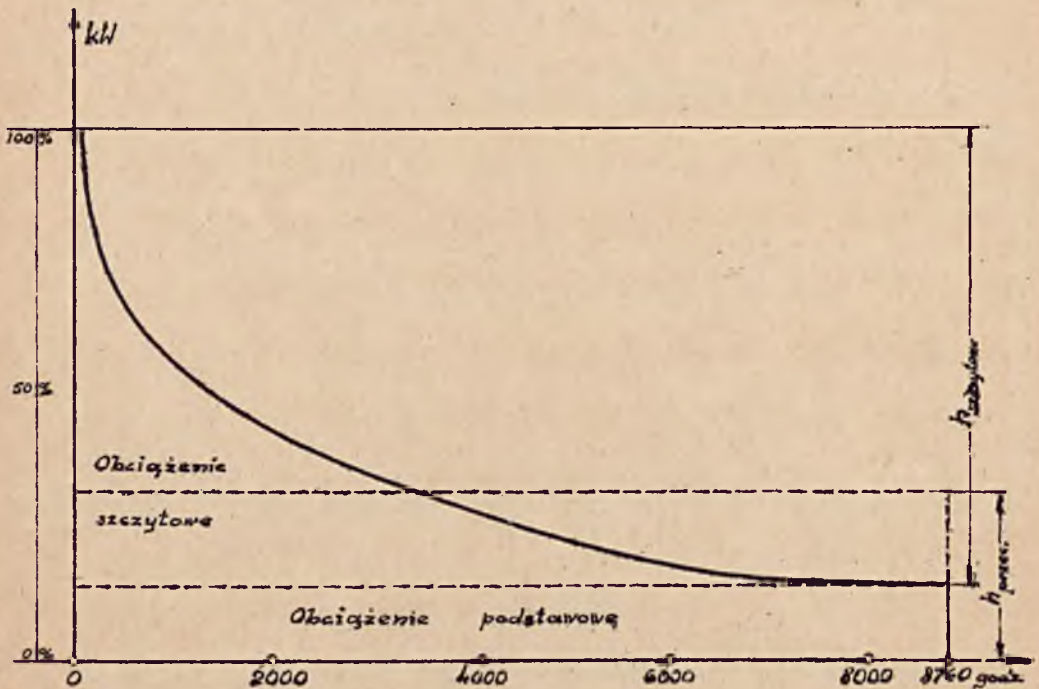


Rys. 3.

Jak widać z powyższych wykresów panuje ciągła

zmiana w zapotrzebowaniu energii , z granicami wahań nieraz dość znacznymi.

Jeżeli teraz weźmiemy pod uwagę czas trwania zapotrzebowania odpowiedniej ilości energii w ciągu roku i zrobimy odpowiedni wykres / Rys. 4 /, to jak widać z rysunku obciążenie największe będzie trwało bardzo krótko. Poprzez wartości pośrednie dojdziemy do pewnego obciążenia podstawowego, trwającego przez pełny rok. Obciążenie powyżej podstawowego nazwiemy szczytowym.



Rys. 4.

W wykresie powyższym można wyrazić rzędne w kW lub % maximalnego obciążenia.

Z wykresów na rys. 1 i 4 można się przekonać, że z punktu widzenia eksploatacji, najgorszem jest światło, które daje b. wysokie szczyty, przy krótkim czasie użytkowania. Jeżeli szczyty te nałożą się na obciążenia, jakie daje przemysł, co ma z reguły miejsce w zimie, otrzyma się szczyt b. wysoki, choć krótkotrwały.

Szczyty te muszą być pokryte przez elektrownię i to oczywiście w sposób jaknajbardziej ekonomiczny.

Jeżeli mamy pojedynczy zakład o sile wodnej, pracujący na stałym spadzie przy stałej ilości wody roboczej, to nie mając specjalnych urządzeń wyrównawczych, musi on dać ilość energii, odpowiadającą szczytowemu zapotrzebowaniu. Zakład taki będzie zatem wyzyskany, w zależności od wysokości szczytów, najwyżej w 20 - 30%.

Podobnie zresztą nie będzie wyzyskany i zakład cieplny, który aczkolwiek spala ilości węgla w przybliżeniu proporcjonalne do zapotrzebowania

energji, to jednak musząc utrzymywać pod parą kotły, przeznaczone na zwiększenie w pewnych godzinach zapotrzebowania energji, pracuje również mało ekonomicznie, gdyż koszty oprocentowania i amortyzacji kapitału są stałe, a tak obsługa jak i utrzymanie urządzeń zakładu ciepłego jest niezależne od czasu pełnego jego ruchu.

Nasuwa się zatem rozwiązanie, magazynowania energji, będącej w danej chwili w nadmiarze, w celu zużytkowania jej wówczas, gdy zwiększone zapotrzebowanie będzie tego wymagało.

Magazynowanie energji można uskutecznić zapomocą:

- 1/. Akumulatorów elektrycznych
- 2/. Zbiorników pary pod ciśnieniem /Ruths/
- 3/. Magazynowanie wody w zbiornikach szczytowych.

Jeżeli chodzi o akumulację energji w akumulatorach, to daje się ona zastosować do niewielkich ilości energji, przytem jest ona b. droga.

Magazynowanie pary w kotłach Ruths'a jest stosowane lecz tylko na stosunkowo niewielką skalę i

naogół na krótki okres czasu przetrzymania nadmiaru energii.

Akumulacja w zbiornikach szczytowych jest znacznie korzystniejsza od poprzednich dwu sposobów. Ilość energii nagromadzonej w zbiorniku szczytowym obliczamy w następujący sposób .

Mając objętość Q m³wody, na średniej wysokości H nad poziomem turbin, obliczymy nagromadzoną tu pracę ze wzoru :

$$\frac{Q \text{ m}^3 \cdot H \text{ m} \cdot 1000}{3600 \cdot 75 \cdot 1,36} \cdot \eta_{tgt} = N \text{ kWh}$$

gdzie η_{tgt} - jest skutkiem użytecznym na turbinach, generatorach i transformatorach.

Skutek użyteczny turbin można przyjąć = 0,8

" " " generat. " " " = 0,95

" " " transform. " " " = 0,98

Stąd oblicza się, że $N \text{ kWh} \approx \frac{2 \cdot Q \cdot H}{1000}$

Jak to wynika z następujących rozważań i podanych przykładów ilość pracy uzyskanej w wypadku zastosowania akumulacji zb. szczytowym , wynosi około 60% pracy włożonej. Ponieważ jednak przepompowywanie do zb. szczytowych odbywa się w czasie, kiedy mamy nadmiar energii, zatem akumulacja tego rodzaju będzie prawie zawsze ekonomiczniejszą od innych sposobów.

Np: Przy $Q = 1000000\text{m}^3$ i $H = 100\text{m}$
 $N = 200000 \text{ kWg.}$

Drugim sposobem polepszającym pracę zakładu będzie: obniżenie szczytów i podniesienie małego zapotrzebowania.

Uskutecznić to można zapomocą odpowiednich taryf. A więc podnosząc taryfę za zużycie w godzinach ukazywania się szczytów, obniżając ją zaś w godzinach minimalnego zużycia, spowoduje się przeniesienie czasu pracy pewnych zakładów przemysłowych na godziny o tańszej taryfie.

Przedewszystkiem skorzystają z tego:

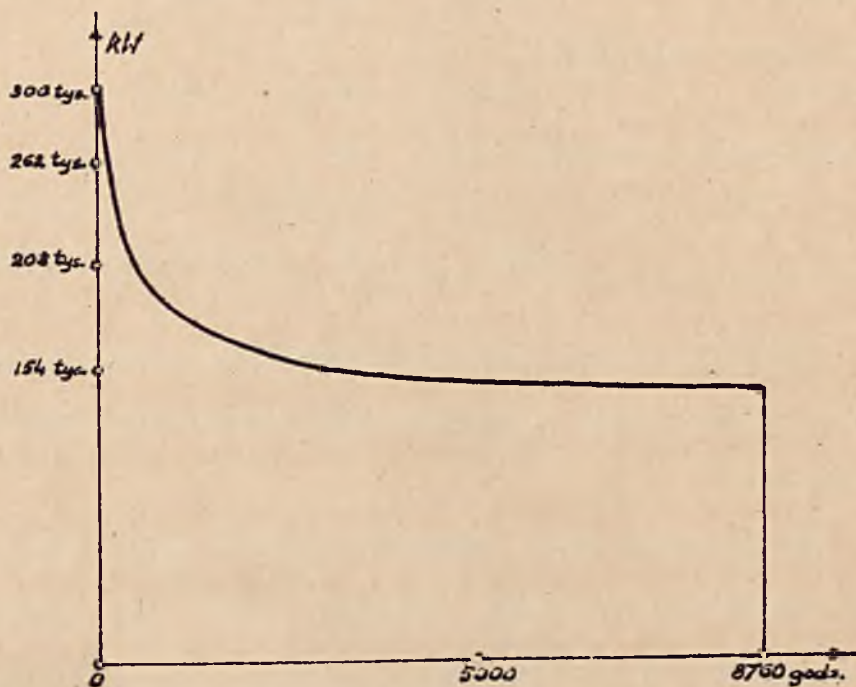
- 1/. Elektrochemja.
- 2/. Zakłady wodociągowe / pompy /
- 3/. Ogrzewanie domowe
- 4/. " przemysłowe / kotły, piekarnie i t.p. /.

Zwykle stosujemy obydwa sposoby polepszenia pracy zakładu t.zn. magazynowanie energii z jednej strony i podwyższanie minimów a zmniejszanie szczy-

tów z drugiej.

Jeżeli chodzi o odpowiednie przyjęcie systemu magazynowania, to zależy to li tylko od miejscowych warunków.

Jako przykład może służyć elektrownia w Berlinie / r. 1930 rys.5 /.



Rys. 5.

Przeprowadzona ścisła kalkulacja wykazała, że przy odpowiednim czasie trwania poszczególnych zapotrzebowań, najodpowiedniejsze są urządzenia, które wykazano w tab. IV.

Tablica IV.

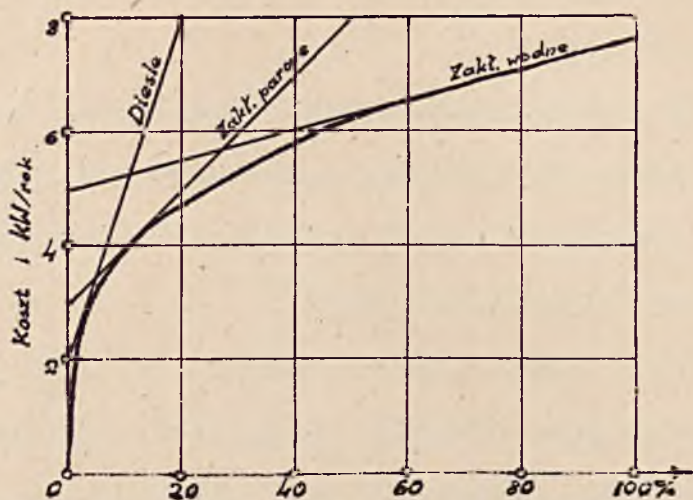
Rodzaj urządzenia	Przeciętny czas pracy w roku godzin:	Moc w tys. kW	Ilość wyprodukow. energii
Turbiny parowe	7100	77	548,1 milj. kWg.
" "	3080	77	237,4 " "
Diesle	514	54	27,75 " "
Szczytowe zakłady wodne	116	54	6,30 " "
Akumulatory elektr.	25	38	0,95 " "
Razem		300	820,50 milj. kWg.

Wynika z niej, że w zależności od czasu użytkowania, pewne typy zakładów będą pracowały najekonomiczniej.

Na większym więc obszarze, gdzie mamy różne typy konsumentów, musimy połączyć różne typy zakładów pracujących na wspólną sieć przeniesienia. Wówczas i koszt eksploatacji znacznie się obniży, o czym można się przekonać z następującego wykresu przedstawiającego zależność między procentowem wyzyskaniem instalacji zakładu, a kosztem jednostki mocy, wyrażonej w kilowatach rocznych. / Rys.6 /

Z wykresu widać, że diesle pracując krótki czas

w roku dają energję stosunkowo tanią, natomiast



Rys. 6.

przy czasie pracy np. 2000 godzin w roku koszt kilowatu rocznego / z obciążeniem 2000 godz./ jest już nieproporcjonalnie wysoki.

Koszt kW rocznego, uzyskanego na zakładzie cieplnym wzrasta znacznie wolniej, w miarę przedłużenia czasu użytkowania.

Przy zakładach wodnych koszt kW rocznego jest prawie niezależny od czasu jego użytkowania. Stąd wynika, iż przy krótkim czasie użytkowania koszt 1 kWg wodnej jest b. wysoki, znacznie wyższy od 1 kW/rok wyprodukowanego na zakładach parowych,.

czy opartych na dieslach , natomiast koszt ten wypada stosunkowo bardzo niski przy długim czasie użytkowania.

Jak z powyższego wynika, kombinując odpowiednio współpracę zakładów poszczególnych typów, można otrzymać warunki optymalne, a więc najniższy koszt eksploatacyjny.

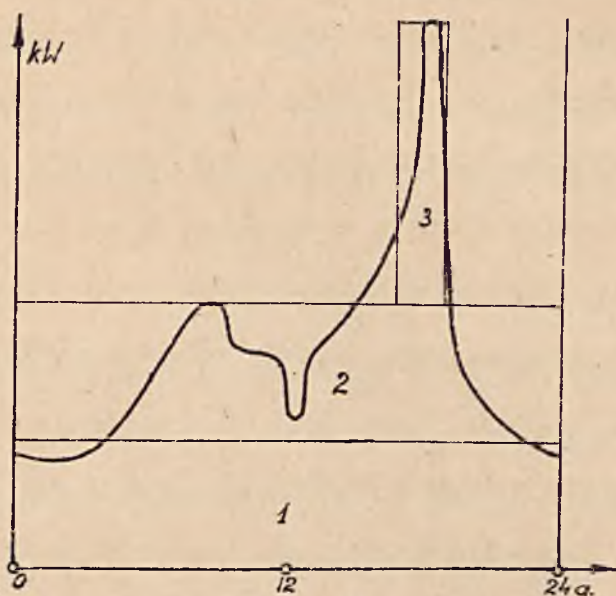
Wogóle koszty eksploatacyjne są funkcją czasu użytkowania zakładu, odległości transportu paliwa i jego kosztu / przy zakładach cieplnych / i wreszcie odległości transportu energii.

Zależnie zatem od tych warunków projektuje się odpowiedni typ zakładów, czy też kombinację poszczególnych typów, dążąc do możliwie najekonomiczniejszej ich współpracy.

4. Zbiorniki szczytowe.

Rozpatrując kwestję nejekonomiczniejszego pokrycia zapotrzebowania dobowego na podstawie wykresu tego zapotrzebowania / rys. 7 / możemy rozwiązać ją w sposób następujący: dzielimy wykres zapotrzebowania dobowego trzema linjami poziomymi

w ten sposób, żeby część 1-a mogła być pokryta



Rys. 7.

zapomocą zakładu ciepłego lub wodnego, pracujących ze stałą wydajnością, a więc najekonomiczniej. Część 2-gą pokryjemy zapomocą zakładu wodnego, posiadającego pewne nieduże zbiorniki wyrównania, część 3-cią zaś zapomocą zakładów ze zbiornikami szczytowymi.

O ile zakład wodny nie ma żadnych nawet głębszych zbiorników wyrównawczych, praca jego kryje podstawową i środkową część zapotrzebowania, zaś nadmiar energii jaki powstaje w pewnych porach do-

Bod. wodne.

3.

by będzie wykorzystany dla napełnienia zbiorników szczytowych, które następnie pokryją całkowite zapotrzebowanie szczytowe, czyli część 3-ą wykresu. Zapotrzebowanie szczytowe z reguły trwa b. krótko.

Jest rzeczą b. korzystną, jeżeli w danym obszarze zasilenia energią znajdują się miejsca w których może być wybudowany dostatecznie duży zakład zbiornikowy, oparty na naturalnym dopływie wody ze swego dorzecza.

Zakład ten może być wtedy użyty jako zakład szczytowy i jego energia będzie wykorzystana w pełnych 100 %.

Równocześnie współpracujące z nim zakłady wodne niewyrównane / bez zbiornikowe / pokrywając część obciążenia równomiernie w czasie rozłożoną, będą również w pełni wykorzystane.

Rezerwy cieplne mogą być w tym układzie wykorzystane ze stałym 24-rc godzinnym obciążeniem, pracują zatem również w najkorzystniejszych dla siebie warunkach.

W wypadkach gdzie niema na obszarze zasilania

stosownych miejsc do budowy zakładów zbiornikowych z naturalnym dopływem wody, muszą być budowane zakłady zbiornikowe oparte wyłącznie na dopompowywanej do nich wodzie, lub zakłady których zbiorniki są napełniane częściowo z naturalnych dopływów, a częściowo z wody dopompowywanej w okresach czasu, gdy niewyrównane zakłady wytwarzają nadmiar energii.

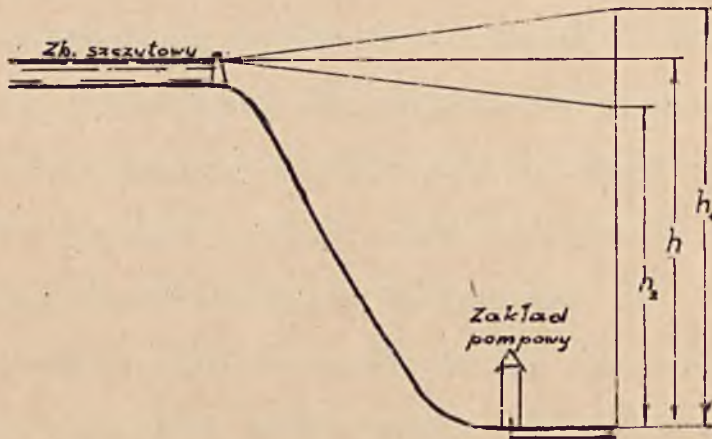
Zakład szczytowy poprawia warunki pracy innych zakładów związanych z nim i przyłączonych do sieci.

Miasto Zürich np. jest zaopatrywane w energię przez zakłady niewyrównane Heidsee i Albula, oraz zbiornikowy w Wäggital. Na skutek współpracy tych zakładów, uzyskano w roku 1933 następujące procentowe współczynniki obciążenia przeciętne roczne: Heidsee - 95,6% , Albula - 99,5%, Wäggital 100%. W tym że roku zużyto 45,8 milionów kWh energii zbytecznej, na dopompowanie do zbiornika w Wäggital 49,3 milj. m³ wody. Woda ta wraz z naturalnym dopływem do zbiornika, posłużyła następnie do pokrycia szczytów.

Technika magazynowania wody ogólnie przedsta-

się w ten sposób, że nadmiar energii, jaki w pewnych okresach czasu powstaje, przenosimy do miejsca w którym mamy zainstalowane pompy; pompy podnoszą wodę do zbiorników szczytowych, z których następnie woda w odpowiednich momentach przechodzi z powrotem przez turbiny, wytwarzając energję służącą do pokrycia szczytów zapotrzebowania.

Schematycznie zasadę zbiornika szczytowego przedstawiono na rys. 8. Jasnym jest, że energja zużyta na podniesienie wody do zbiornika, nie zostanie w całości zwrócona. Nie mówiąc już o b. ma-



Rys. 8.

łych zresztą stratach w ilości wody na skutek paro-

wania i przesiąkania w zbiorniku, mamy do czynienia ze stratami spadu na urządzeniach podnoszących wodę, przewodach rurowych oraz urządzeniach przetwarzających energję wody na energję elektryczną.

Straty te przedstawiają się w sposób następujący:

I. Przy podnoszeniu wody tracimy:

1.	na transformatorach	2%	-	skutek użyt.	98%
2.	" motorach	4%	-	" "	96%
3.	" pompach	14%	-	" "	86%
4.	" rurociągach	1%	-	" "	99%

Ogólna ilość zamagazynowanej energji wynosi ca 80,1% energji włożonej.

II. Przy powrocie wody tracimy:

1.	na rurociągu	3%	czyli	skutek użyt.	= 97%
2.	" turbinach	11%	"	" "	= 89%
3.	" generatorach	3,5%	"	" "	= 96,5%
4.	" transformat.	2%	"	" "	= 98%

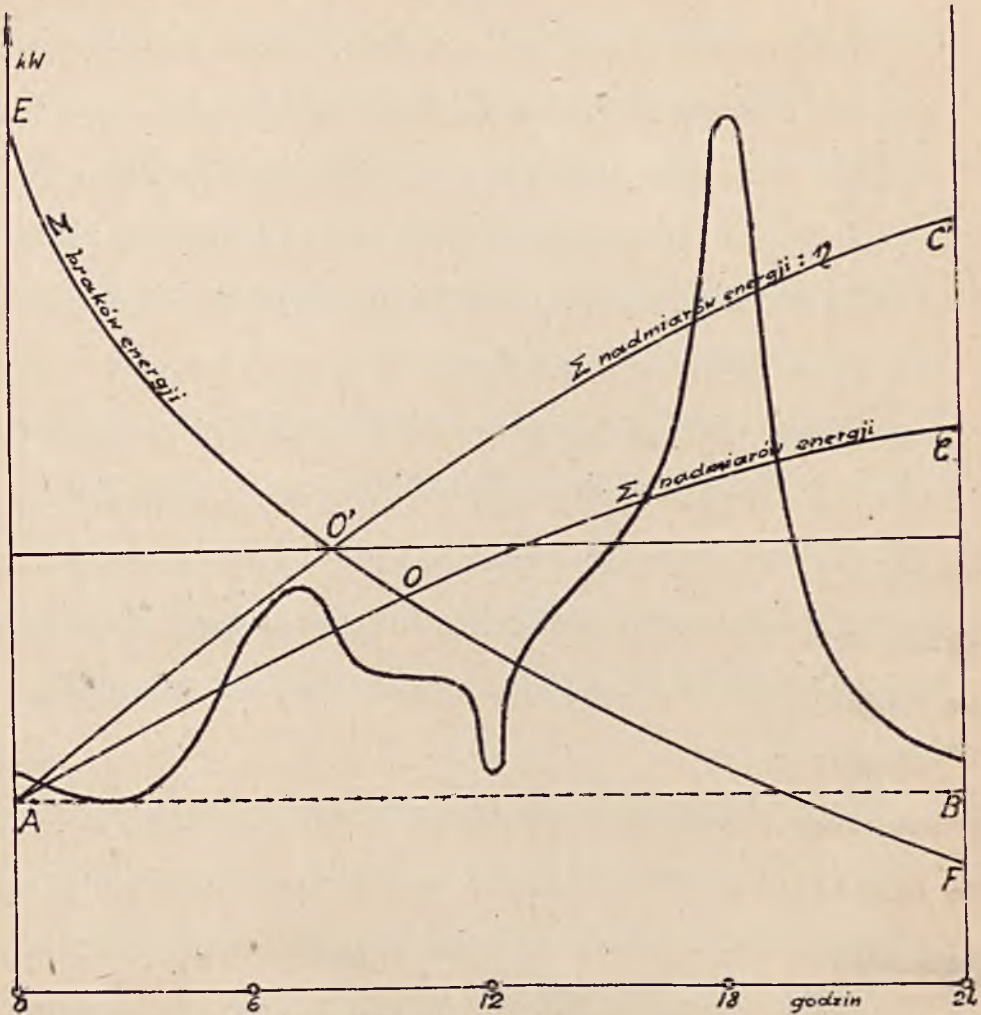
W ostatecznym wyniku odzyskujemy zatem około 65,4%, a przy mniejszych instalacjach i długich rurociągach jeszcze mniej, bo około 60%, czasem nawet

tylko 50% energii włożonej.

I to należy mieć na uwadze, przy wyznaczaniu średniego obciążenia zakładu który ma pokrywać zapotrzebowanie istniejące na sieci a równocześnie dostarczać energii na pompowanie wody do zbiornika. Obciążenie stałe takiego zakładu musi być zatem wyższe od przeciętnego, gdyż muszą być pokryte straty jakie powstają przy magazynowaniu energii w zbiornikach szczytowych.

Na rys. 9 pokazany jest wykreślnie sposób wyznaczenia równomiernego obciążenia zakładu. Mamy tu wykres zapotrzebowania dobowego; prosta $A-B$ oznacza zapotrzebowanie minimalne. Jeżeli krzywa $A-C$ oznacza zsumowane nadmiary energii w produkcji dobowej, zaś krzywa $E-F$ zsumowane braki, to punkt przecięcia tych krzywych O oznacza teoretycznie rzędną obciążenia średniego. Jednak musimy wziąć pod uwagę omawiane powyżej straty, czyli rzędnę krzywej sumowania nadmiarów należy zwiększyć odpowiednio, mnożąc przez współczynnik $\frac{1}{0.67} = 1,53$, odpowiadający wartości 34,6% straconej, w przytoczonym

wyżej przypadku, energii.



Rys. 9.

Otrzymana w ten sposób krzywa $A-C'$, w przecięciu z krzywą $E-F$ w punkcie O' , wyznaczy szukaną rzędną obciążenia średniego.

Praktyka wykazuje, że zbiorniki szczytowe i

związane z nimi zakłady pompowe są ekonomiczne nie tylko tam, gdzie zakładem produkującym energję jest zakład wodny, a więc gdzie nadmiar energii prawie zupełnie nic nie kosztuje, ale również i przy zakładach cieplnych, w których poza kosztem w postaci obsługi kapitału i obsługi urządzeń, odgrywa rolę koszt opału i surowców.

Jeżeli chodzi o wybór miejsca gdzie ma być założony zakład pompowy ze zbiornikiem i zakładem szczytowym t.zn. czy w pobliżu miejsca produkcji energii, czy też konsumpcji, rozstrzygnąć to można tylko drogą kalkulacji / o ile warunki terenowe są podobne /.

Zakład pompowy zainstalowany tuż przy zakładzie produkującym jest b. wygodny choćby z tego względu że nie trzeba transformować energii, lecz użyć do pompowania energję z napięciem generatora, przy czem przy zakładzie wodnym z reguły woda będzie pompowana na mniejszą wysokość, bo z górnego poziomu wody jaki się układa powyżej zakładu. Ujemną jednak stroną tego rodzaju rozwiązania jest to, że linja przeniesienia do ośrodka konsumpcji

musi być obliczona na maksymalne zapotrzebowanie i na skutek tego w przecięciu rocznym, a nawet dziennym nie jest całkowicie wykorzystana. Kalkulacja zatem musi wykazać, czy nie ekonomiczniej będzie wyrzec się zakładu pompowego przy ośrodku produkcji i założyć go w ośrodku konsumpcji. Wówczas bowiem linja przeniesienia jest wyzyskana w 100%, gdyż pracując stałym obciążeniem, może otrzymać mniejszy przekrój przewodu a więc jest tańsza w założeniu od linji w wypadku poprzednim. Nie zawsze jednak koło centrów konsumpcji znajdują się miejsca dogodne do budowy taniego zakładu pompowego.

Jak doświadczenia wykazują, to drugie rozwiązanie będzie bardziej racjonalne zawsze przy liniach przeniesienia dłuższych o ile tylko warunki terenowe pozwalają na budowę zakładu szczytowego blisko centrów zużycia energii.

Takie rozwiązanie projektuje np. Wiedeń, który czerpie energję z daleko położonych zakładów w Alpach, podczas gdy zakłady pompowe i zbiorniki szczy-

towe, podług projektu, mają być zainstalowane tuż pod miastem. Obliczono / 1930 r. / moc instalowaną na pompach na 80000 kW, roczną pracę zakładu na 77 milionów kWg, wyzyskanie energii w 61,3% oraz wysokość pompowania 245 m.

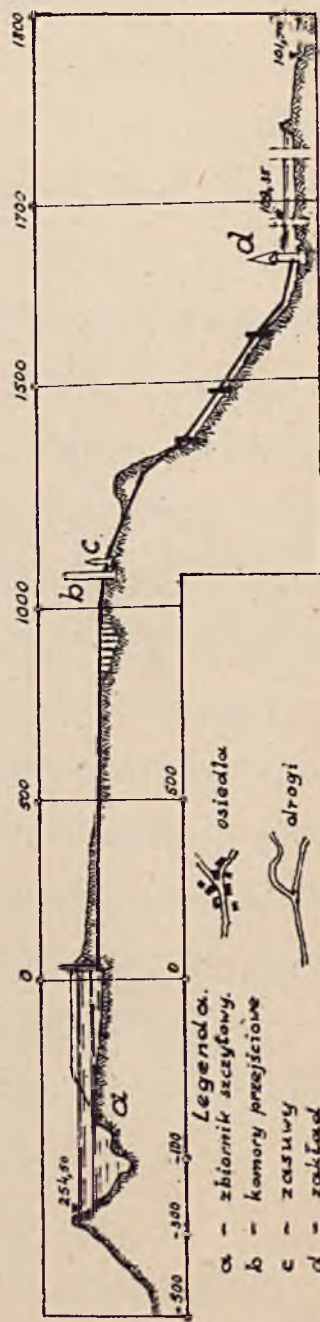
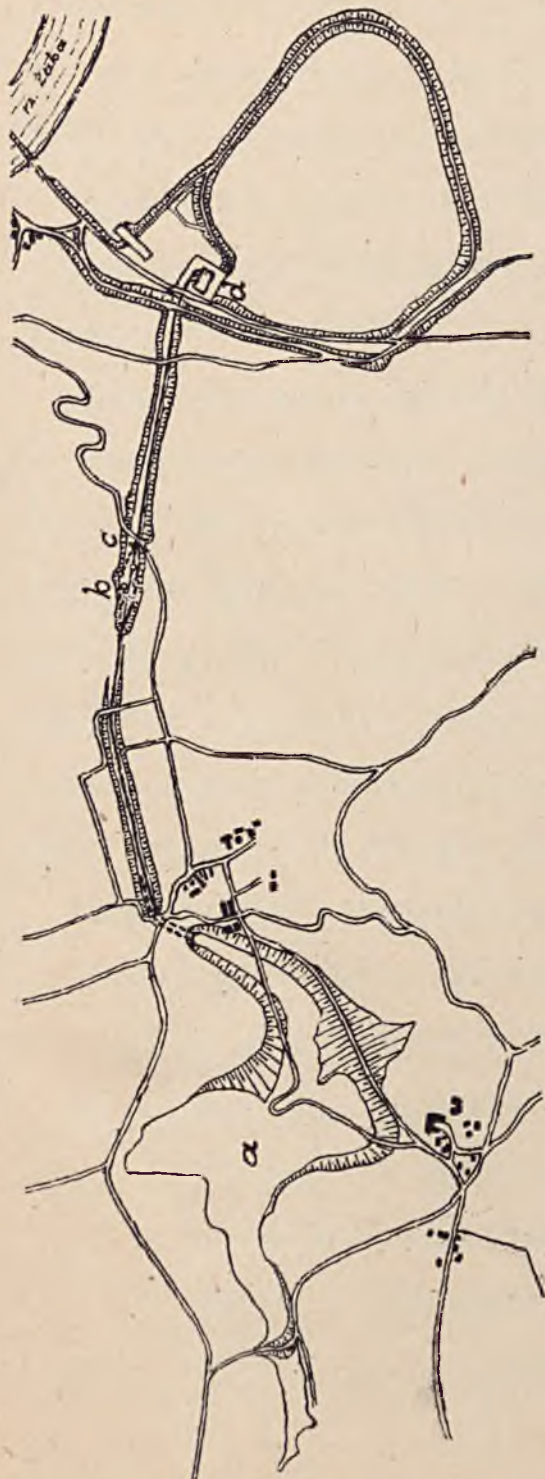
Zakłady pompowe rozróżniamy dwóch rodzajów:

- 1/. od hoc wybudowane wyłącznie pompowe
- 2/. połączone z istniejącymi zakładami opartymi na zbiornikach.

Bardzo często spotykany zakłady pierwszego typu,

I tak np. zakład w Dreźnie, którego sytuację pokazano na rys. 10, posiada sztuczny zbiornik pojemności 2 miliony m^3 . Różnica poziomów wynosi 143 m., zapas pracy nagromadzonej w zbiorniku wynosi 560000 kWg. Moc instalowana 215000 kVA, pobór wody przy maksymalnym obciążeniu = 150 m^3 /sek.

Inny zakład mianowicie w Brinkhausen, którego szkic sytuacyjny przedstawia rys. 11, powstał obok zbiornika wybudowanego dla poprawienia warunków



Rys. 10.

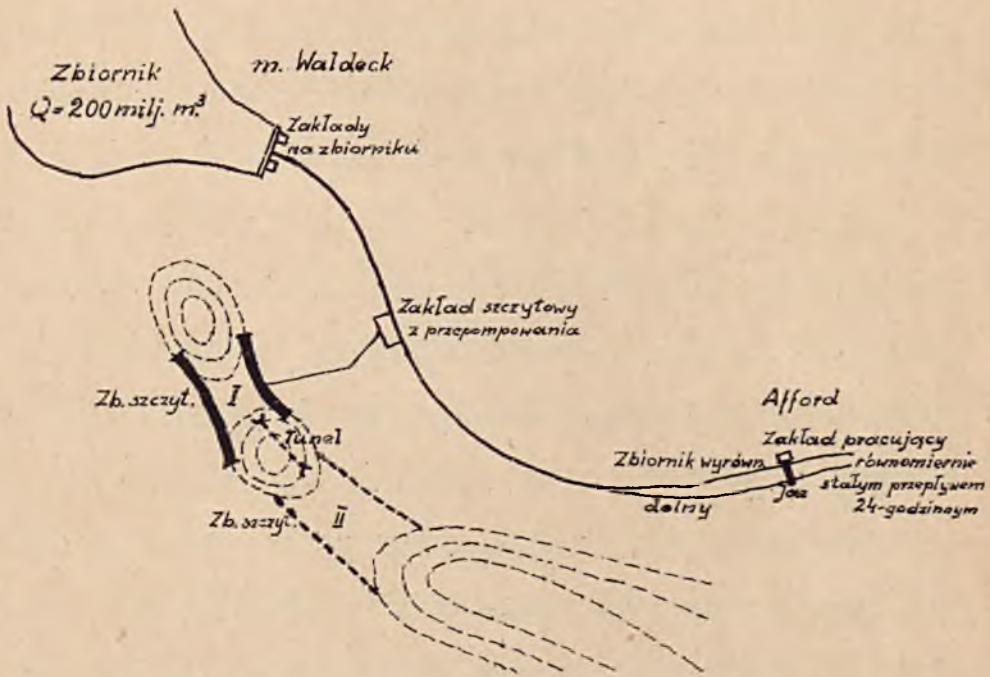
zeglugi na rzece Wezerze. Mianowicie na dopływie jej Eder, wybudowano zbiornik o pojemności 200 milj. m³. Na zaporze zbiornika znajduje się zakład o mocy instalowanej 115000 kW. Nadmiarem energii zbiornikowej, oraz innych zakładów przyłączonych do sieci tłoczy się wodę do zbiornika szczytowego, zbudowanego na przełęczy między dwoma wzgórzami, na wysokości 300 m. powyżej zakładu szczytowego. Pojemność zbiornika szczytowego wynosi 760 tys. m³. Zapas nagromadzonej pracy = 500 tys. kWg. Zbiornik będzie w przyszłości powiększony o 100%, przez zabudowanie groblami sąsiedniej przełęczy i połączenie sztolnią obu zbiorników. Zmienne ilości wody, jakie dają oba zakłady na zbiorniku i zakład szczytowy, wyrównuje zbudowany poniżej w Afford mały wyrównawczy zbiornik powstały przez spiętrzenie jazem, na którym również wyzyskano siłę wodną.

Z doświadczeń tu przeprowadzonych wynika, że współczynnik skutku użytecznego η wynosi:

- | | | |
|-----|---------------------|-------|
| 1/. | dla transformatorów | 99% |
| 2/. | " generatprów | 97,2% |
| 3/. | " pomp | 85,2% |

4/ dla rurowciągów 99,0%

η przeciętne = 78,5% w jednym kierunku.



Rys. 11.

W drodze powrotnej straty też są stosunkowo nieduże tak że ogólna strata energii włożonej nie przekracza 40%.

Największym zakładem pompowym w Niemczech jest zakład na rzece Our, na granicy Luxemburgu. Moc in-

stalowana wynosi tu 600 tys. kW. Produkcja roczna wynosi 500 milj. kWg., z czego 170 milj. kWg. przypada na naturalny dopływ z własnego dorzecza zbiornika, zaś 330 milj. kWg. uzyskane jest z wody dopompowanej. Jak łatwo obliczyć, na uzyskanie tej pracy należy włożyć \approx 500 milj. kWg.

W Polsce inż. Bieliński projektuje dla Krakowa zbiornik szczytowy pod Bielaniemami o pojemności 66000 m³, ze spadem 149 m i mocą instalowaną na zakładzie 6000 kW.

Przy produkcji rocznej 48,3 milj. kWg - z czego miasto zużywałoby \approx 35 milj. kWg. [rok 1930], nadmiarem możnaby napełnić zbiornik, który pozwoli pokryć szczyty zaś czas użytkowania elektrowni podnieść do 8048 godz. rocznie.

Podobny, zbiornik szczytowy jest projektowany dla Lwowa.

Jeżeli chodzi o minimalną różnicę poziomów między zbiornikiem szczytowym a turbinami, to nie powinna ona być mniejszą od około 100 m., gdyż wówczas tylko jak wykazuje kalkulacja opłaca się

ich budowa.

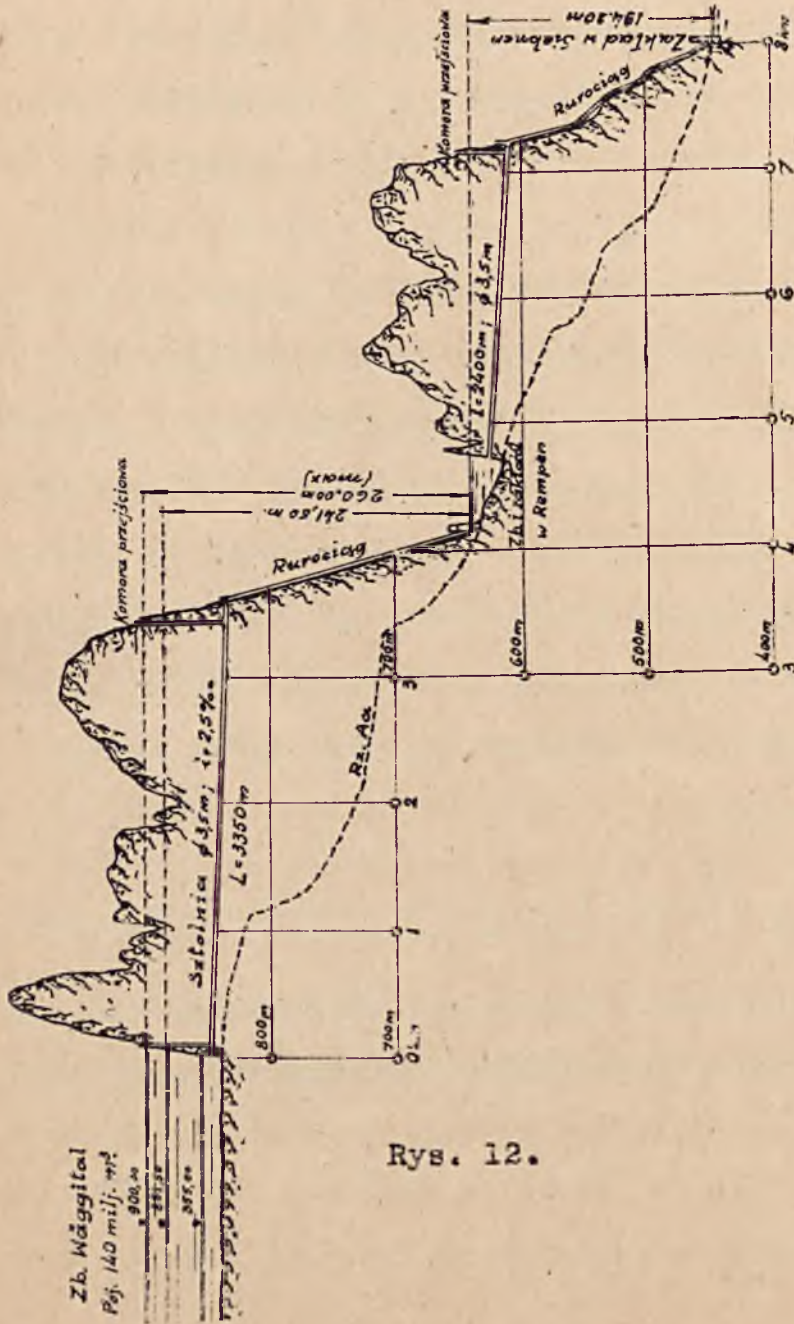
Przykładem zakładu pompowego, wykorzystującego naturalny zbiornik jest zakład na zbiorniku Wäggital. /Rys. 12 /. Zbiornik o pojemności użytecznej 140 milj. m³ zasila wodą dwa zakłady: w Rempen ze spadem brutto 241,5 m i w Siebnen ze spadem brutto 194,2 m. Poniżej zakładu w Rempen jest wybudowany mały zbiornik wyrównawczy o pojemności 368000 m³, zasilany wodą z zakładu turbinowego oraz z bocznego dopływu. Nadmiar energii na sieci służy do przepompowywania wody ze zbiornika w Rempen, do zbiornika w Wäggital. Woda ta, podniesiona na wysokość brutto 241,5 m. wykonuje następnie pracę na spadzie $241,5 + 194,2 = 435,7$ m., tak iż włożona w pompowanie praca jest z nadmiarem odzyskana.

5. O b l i c z e n i e m o c y z a k ł a d u.

Zasadniczymi elementami, składającymi się na wielkość mocy jaką możemy instalować w danym zakładzie są :

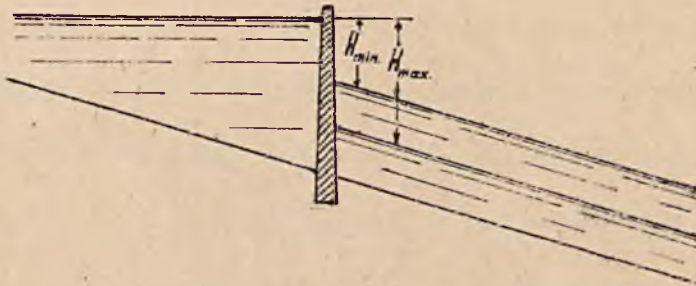
1/. Objętość wody , jaką rozporządzamy
w m / sek, oraz

2/. Wielkość spadu , t.j. różnicy między



stanem wody spiętrzzonej i dolnej. Jest to spad brutto. Jeżeli uwzględnimy straty, jakie woda napotyka na drodze do turbin, otrzymamy spad netto.

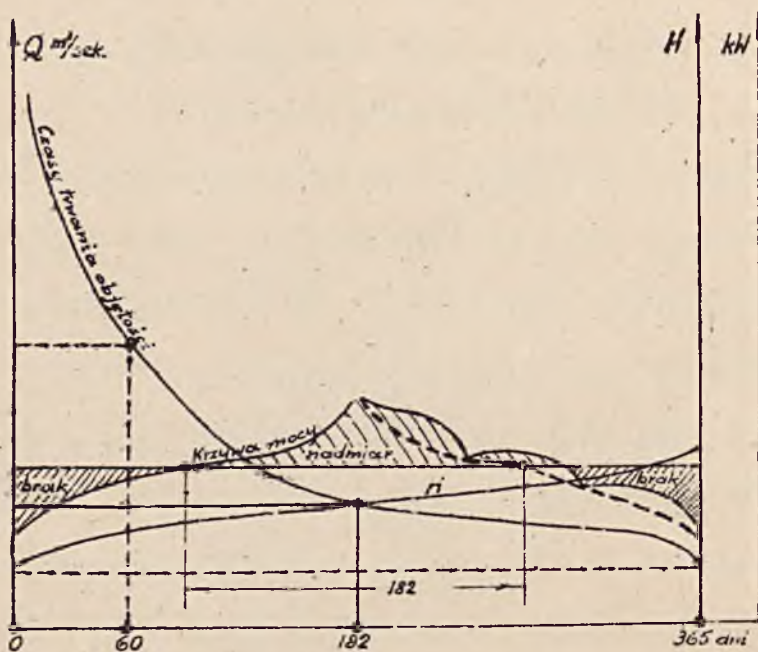
Straty te zależą od sposobu doprowadzenia wody do turbin, a więc zależnie od tego czy użyjemy kanału doprowadzającego, czy też wprowadzimy wodę bezpośrednio na zakład wybudowany w korycie rzeki, wówczas będziemy mieli tylko stratę na kratach. Spad H netto będzie się wahał, zależnie od stanów wody od pewnego H_{max} przy najniższym stanie, do H_{min} przy stanie najwyższym wody / Rys. 13 /.



Rys. 13.

Ten zmienny spad nazywamy spadem użytecznym. Wykres krzywej spadów użytecznych, przedstawia krzywa H na rys 14.

Drugim czynnikiem, wpływającym na wielkość mo-



Rys. 14.

cy, jaką można zainstalować na danym zakładzie, jest ilość wody, którą przerobią turbiny. Mając krzywą czasów trwania objętości / rys. 14 / widać, że gdybyśmy żądali, ażeby zakład pracował cały rok jednostajną mocą, to znaczy gdyby turbiny przerabiały wodę 365 dniową, ilość wody przerobionej, zależnie od charakteru rzeki, wahałaby się od kilku / dla rzek górskich / - do kilkunastu / dla

rzek nizinnych o bardziej wyrównanym przepływie / procent ogólnej rocznej ilości wody. Zakład zatem byłby wysoce nieekonomiczny.

Biorąc objętość trwającą np. 60 dni - mielibyśmy zakład również niewyzyskany, bo przez dalsze 305 dni pracowałby ze znacznie mniejszą wydajnością, nie mając odpowiedniej ilości wody do przerobienia.

Trzeba zatem wybrać jakiś pośredni czas trwania przepływów który zapewniałby możliwie najekonomiczniejszą pracę zakładu.

Zależnie od charakteru rzeki może to być czas 9-cio do 6-cio miesięczny, czasem nawet mniej, - 4 - 5-cio miesięczny. Najczęściej spotykanym wypadkiem, jak wskazuje praktyka, jest czas trwania przepływów 6-cio miesięczny albo 182-dwu dniowy. Przyjmując ten przepływ, będziemy mieli zakład pracujący 182 dni pełną wydajnością, przez resztę okresu wydajność będzie mniejsza co prawda, ale też wypadnie ona jak w naszych warunkach, na okresy mniejszego zapotrzebowania letniego. Braki energii w razie potrzeby będą pokryte przez

pomocnicze zakłady cieplne.

Mając ustalone dane co do spadcu użytecznego i ilości wody, jaka przejdzie przez zakład, można przystąpić do określenia mocy, jaką można zainstalować.

Moc na wale turbiny znajdziemy ze wzoru:

$$\frac{Q \cdot H \cdot 1000 \cdot \eta}{75} = S \text{ KM}$$

lub

$$\frac{Q \cdot H \cdot 1000 \cdot \eta}{75 \cdot 1,50} = S_1 \text{ kW}$$
 z uwzględnieniem

strat w generatorze i transformatorach.

η - jest sprawnością turbiny i jest zależne również od ilości wody przepływającej przez turbinę.

Moc ta, jak widać z wykresu / rys. 14, linja przerywana dla jednej turbiny, ciągła dla 3 turbin / będzie mniejsza przy wysokich stanach / z powodu małego spadcu /- największa zaś przy przepływie całkowicie przez zakład przerobionym. Następnie znowu maleje z powodu mniejszych ilości wody, mimo że rośnie wówczas spadcu.

Pole zawarte między krzywą mocy a osiami spólrzędnych wyraża pracę zakładu w kWg na tablicy rozdzielczej lub koniogodzinach na wale turbiniowym. Dla uzupełnienia dodać należy, że ilość wody roboczej jest zależna nie tylko od przepływu w rzece, ale także od spadu użytecznego. Jeśli turbiny są obliczone na przełyk Q m³/sek. przy spadzie $H_{nom.}$ / gdzie $H_{nom.}$ jest spadem, przy którym turbiny pracują z największym skutkiem użytecznym /, to przy spadzie H mniejszym od $H_{nom.}$ przełyk ich zmniejsza się w stosunku :

$$\sqrt{\frac{H}{H_{nom.}}}$$

O ile zakład jest budowany na kanale, trzeba pozostawić w odciętem korycie pewną ilość wody na cele gospodarcze i dla utrzymania stanu zarybienia. Ilości te wahają się od kilkudziesięciu lub kilkuset litrów/sek - do kilku m³/sek. Ta woda jest oczywiście dla produkcji energii straconą. Tak samo jest stracona woda, która będzie zużyta dla służowania statków lub na przepustach tratw. Cyfry tych strat muszą być rachunkiem ustalone.

Skutek użyteczny turbin η waha się w zależność-

ci od % napełnienia turbin. Przy mniejszej wodzie roboczej współczynnik ten spada. Gdy na zakładzie jest instalowanych więcej jednostek, każdemu przepływowi w rzece odpowiada pewna liczba uruchomionych turbin, z pewnym ich napełnieniem. Podział na jednostki winien być taki, żeby przy wszystkich przepływach wody uzyskać możliwie maksymalny skutek użyteczny.

Na wykresie uzyskanej mocy, wejście w ruch nowej jednostki turbinowej zaznacza się załamaniem krzywej mocy.

Zakład budujemy na wielkość siły nie maksymalnej, którą otrzymujemy z wykresu, ale na siłę, którą będziemy rozporządzać conajmniej 182 dni w roku. Na wykresie więc prowadzimy poziomą, która da nam ostateczną wielkość instalowanej siły w ten sposób, żeby odcięła ona na wykresie mocy odcinek około 182 dni. Powyżej tej poziomej, otrzymamy zatem nadmiar siły, poniżej zaś brak, który musi być uzupełniony w miarę potrzeby za pomocą zakładów cieplnych, lub też za pomocą zakładów opartych o zbiorniki dużej pojemności.

Zaznaczyć należy, że wyżej wymienione braki i nadmiar siły, są wynikiem ściśle teoretycznych rozważań, w rzeczywistości mogą się one powiększyć lub zmniejszyć, zależnie od warunków lokalnych.

Wykresy o których wyżej była mowa, robimy dla roku przeciętnego / średnia z 10-cio lecia - w tem jednego roku suchego i mokrego / oraz dla roku mokrego i suchego, które dają nam granice, jakich mamy się spodziewać w pracy zakładu.

Jeżeli chodzi o teoretyczne wyliczenie ilości wody na jaką mamy zakład projektować, postępujemy w sposób następujący. Krzywą czasów trwania przepływów odwracamy, robiąc kład o 180° i zamieniamy ją na przybliżoną prostą, o równaniu / Rys. 15 /:

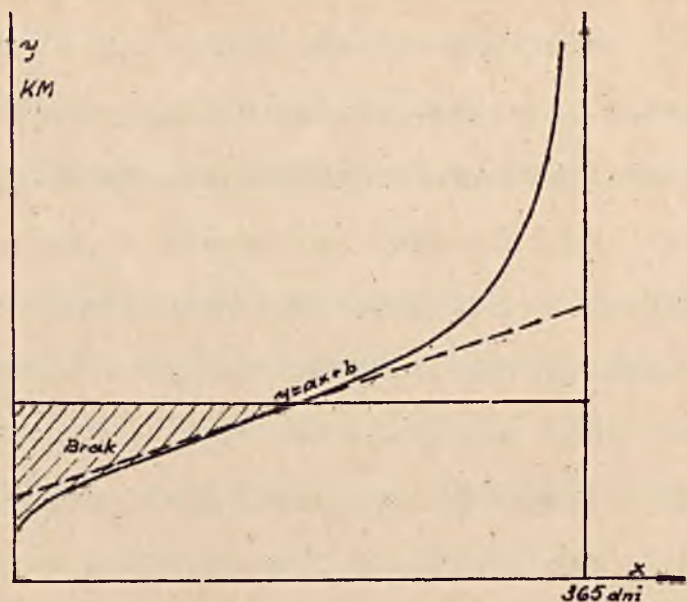
$$y = ax + b$$

lub

$$x = \frac{y-b}{a} \quad *)$$

*) Tem samym równaniem będą określone zmiany mocy zakładu jeśli założymy, że spad jest przy wszystkich stanach w przybliżeniu stały.

Jeżeli teraz wykreślimy w postaci prostokąta stałą



Rys. 15.

moc w KM jaką pragniemy uzyskać na zakładzie w ciągu roku, to widzimy że w stosunku do tej stałej w ciągu roku mocy, oraz odpowiadającej jej ilości wody, mamy w pewnym okresie nadmiar, w drugim brak.

Oznaczając teraz przez :

r - miesięczny dochód za pracę 1 KM

c - " koszt rezerwy 1 "

obliczamy z przyjętych rzędnych pole Δ :

$$A = \frac{1}{2} x (y - b) = \frac{1}{2\alpha} (y - b)^2$$

Wobec tego, zakładając, że dochód roczny R z pracy zakładu będzie proporcjonalny do całkowitego pola, mniej kosztu rezerwy, otrzymamy równanie:

$$R = 12ry - \frac{c}{2\alpha} (y - b)^2$$

Różniczkując to równanie, otrzymamy

$$\frac{dR}{dy} = 0 \quad \text{czyli} \quad \frac{2c}{2\alpha} (y - b) = 0$$

stąd $y_{max} = \frac{12r\alpha}{c} + b$
zaś $x_{max} = \frac{12r}{c}$

Dla Sanu w Łukawicy na przykład, obliczona w ten sposób moc i czas trwania przepływu, przedstawia się następująco:

$$y = ax + b$$

gdzie $a = 730 \text{ KM/mies.}$ zaś $b = 320 \text{ KM}$

czyli $y = 730x + 320$

Jeżeli przyjmiemy, że koszt 1 kWg = 15gr.- to:

$$C = \frac{15 \cdot 365 \cdot 24}{12 \cdot 15} = 73,0 \text{ gr/1KM}$$

Zakładając wartość wyprodukowanej na zakładzie
1 kWg = 5gr. - otrzymamy $r = 24,3 \text{ gr/1KM}$

Zatem:

$$y_{\max} = \frac{12 \cdot 24,3 \cdot 730}{73,0} + 320 = 3240 \text{ KM}$$

$$X = \frac{12 \cdot 24,3}{73} = 4 \text{ miesiące braku wody.}$$

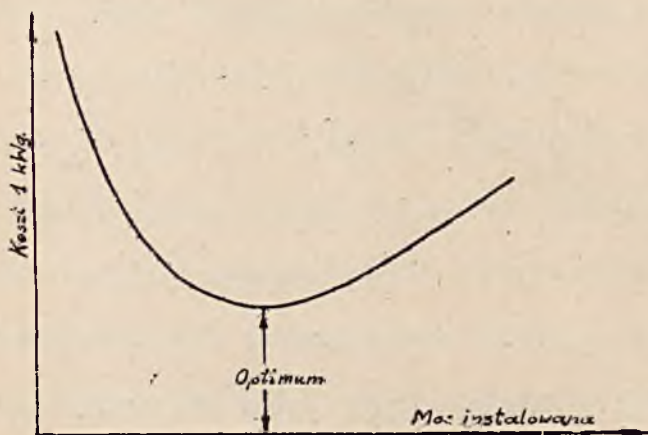
Stąd otrzymamy również roczny dochód z zakładu:

$$\begin{aligned} R &= 12 \cdot 24,3 \cdot 3240 - \frac{73}{2 \cdot 730} (3240 - 320)^2 = \\ &= 957000 - 426000 = 531000 \text{ zł} \end{aligned}$$

Rozważanie powyższe przeprowadziliśmy w założeniu że wykres pracy zakładu jest prostokątem, czyli że produkcja zakładu jest stała w ciągu roku.

W rzeczywistości jednak jest inaczej. Dojdziemy zatem inną drogą do sprawdzenia czy zainstalowana moc jest najlepiej wybrana. Obliczając miano-

wicie przeciętne koszty wyprodukowanej 1 kWg - zależnie od wielkości instalowanej mocy i przedstawiając to na wykresie / rys. 16 /, znajdziemy dla jakiej instalowanej mocy koszt 1 kWg wypada najmniejszy. Ta instalowana moc będzie zatem najbardziej ekonomiczną i z niej wyliczymy ilość wody roboczej, jaką będziemy z rzeki pobierać.



Rys. 16.

6. Podział zakładów o sile wodnej.

Zakłady o sile wodnej dzielimy na dwie zasadnicze grupy, różniące się pod względem konstrukcyjnym, przeznaczenia, kosztów produkcji i t.p.

Rozróżniamy mianowicie:

- 1/. Zakłady o niskim spadzie - do ca 30 m.
- 2/. " " średnim " - " " 300 m.
- 3/. " " wysokim " - " " 2000 m.

w jednym stopniu.

Zakłady o niskim spadzie mogą być wykonane:

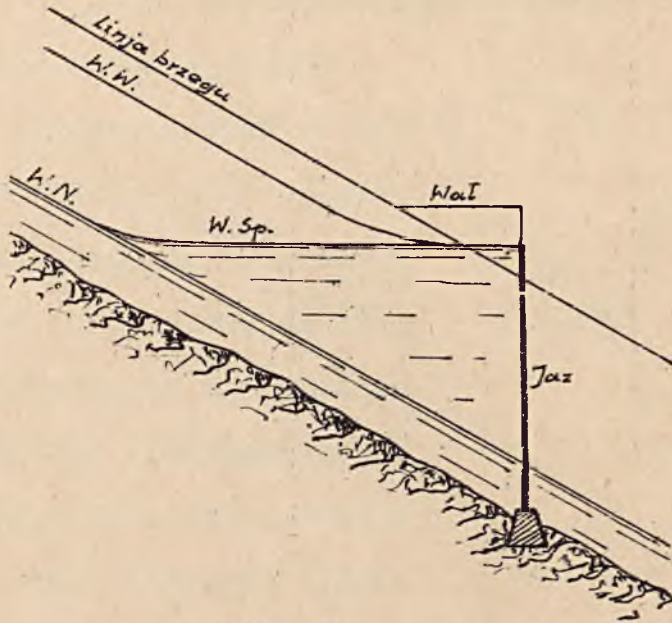
a/. w korycie rzeki

b/. na kanale doprowadzającym wodę z rzeki.

Spady w tych zakładach dochodzą do 20 - 30 m i mogą być uzyskane drogą naturalną na wodospadach lub przez sztuczne spiętrzenie rzeki jazami wysokospiętrzającymi. Przestrzegać przytem należy zasady, że krzywa spiętrzenia powinna mieścić się w wysokich brzegach rzeki. Dopuszczalne mogą być najwyżej krótkie i niskie wały, chroniące przed zalewem. / Rys. 17 /.

Rzadkim wypadkiem możliwości wyzyskania naturalnej energii wodnej będą wodospady; z reguły spad rzeki koncentrujemy w jednym punkcie w sposób sztuczny, kładąc kanał stokowy w spadzie mniejszym niż rzeki, lub też przecinając kanałem względnie sztolnią jej zakola.

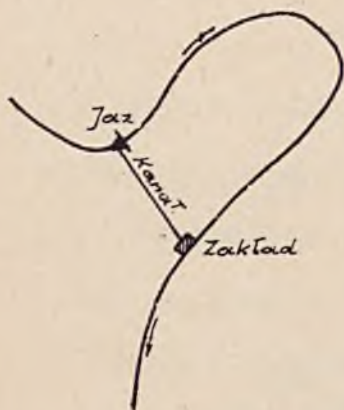
Dla uzyskania największego spadu, kanał czy



Rys. 17.

też sztolnia, muszą mieć spad mniejszy od spadu rzeki, z reguły 0,3-0,5‰. Często dla uzyskania jeszcze większych spadów, które są znacznie korzystniejsze do eksploatacji od spadów niskich, rzekę piętrzymy jazem wysokopiętrzącym, a potem kanałem przecinamy jej zakola. Zakład postawiony na końcu kanału będzie pracował na spadzie większym aniżeli daje jaz, o ile oczywiście kanał jest poprowadzony w spadku mniejszym od spadku

rzeki. Wypadki wyżej omówione przedstawione są schematycznie na rys. 18 i rys. 19.



Zdarzają się również wypadki, że duże niedaleko od siebie płynące rzeki, wskutek zaburzeń tektonicznych, mają doliny w różnych poziomach. Postawienie zakładu nad niżej płynącą rzeką i doprowadzenie doń kanałem, sztolnią czy rurociągiem wody z wyżej położonej rzeki, daje moż-

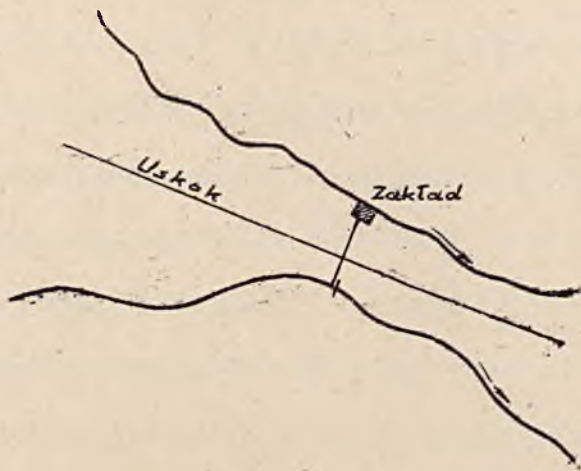
Rys. 18. możliwość wyzyskania niejednokrotnie znacznych spadów

/ Rys. 20 /



Rys. 19.

W Polsce wypadek taki zachodzi np. między dorzeczem Dniestru a Wisły. Różnica poziomów dolin



Rys. 20.

wynosi tu około 100 m.; na Podolu północna krawędź uskoku daje wrażenie wzgórz / Miodobory i Gołogóry/.

Jeżeli rzeka na skutek erozji mniej wytrzymałych skał utworzy w korycie próg lub szypot, zbudowany ze skał bardziej opornych na niszczące działanie płynącej wody, wykorzystać go można w ten sposób, że budujemy poniżej szypotu jaz i przykrywamy wodą spiętrzoną szypot/Rys. 21/. Zaznaczyć tu równocześnie należy, że stawianie jazu przed szy-

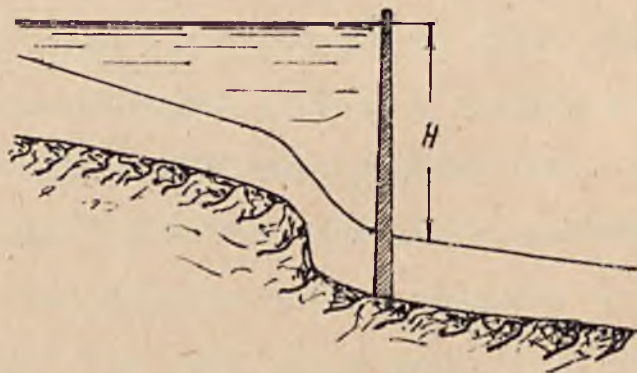
potem i następnie doprowadzenie wody kanałem o dużym przekroju do zakładu, leżącego poniżej szypotu okazało się w praktyce znacznie mniej korzystne.

Pierwszy zakład na Renie w Rheinfelden wyzyskiwał szypot kanałem lateralnym; zakład w Lauffenburg postawiony poniżej szypotów, przykrył je piętrzeniem jazu. Podobnie wykerzystane będą szypoty na Dunaju w obrębie "Żelaznej Bramy", gdzie mają być pobudowane w dwóch stopniach zakłady, o mocy instalowanej:

Tachtalia - 236000 HP.

Grzebień - 168000 HP.

Razem 404000 HP.



Rys. 21.

Dane co do przepływu wody są tu następujące:

$$Q_{min.} = 3500 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$Q_{350\text{-dni}} = 7500 \text{ "}$$

$$Q_{max.} = 17000 \text{ "}$$

Energja tej wody będzie wykorzystana zapomocą jazów wysoko piętrzących, zamykających całe koryto rzeki.

Projekt wyzyskania tej energii - połączony jest z projektem kanalizacji Dunaju.

Na podobnych zasadach wybudowany został zakład na Dnieprze - Dnieprostroj; ma on jednak równocześnie charakter zbiornikowy.

Omówione przykłady zakładów należą do typu pierwszego t. zn. zakładów usytuowanych przy jazach, w korycie rzeki.

Do zakładów drugiego typu t. zn. stojących na kanale należy zakład na rzece Shannon w Irlandji, koło Limerick. Dorzecze rz. Shannon wynoszące 10400km² zajmuje prawie 1/6 powierzchni całego państwa. Przepływa ona przez dwa jeziora: Lough Ree i Lough Derg wpadając do oceanu koło Limerick.

Przy 946 mm opadu, t. zn. 9,85 miliardów m³, odpływ

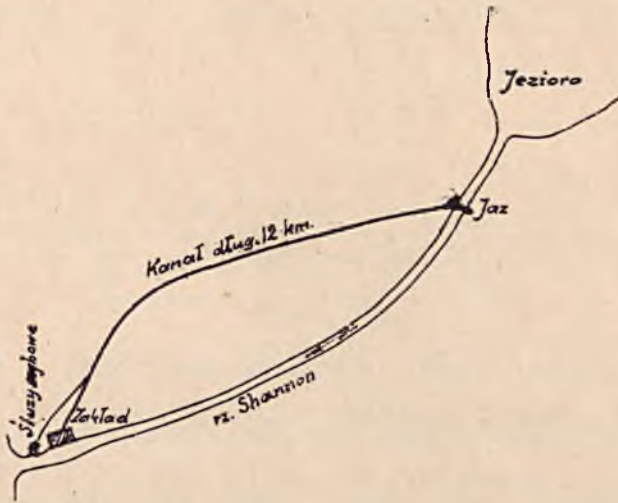
wynosi 7,56 miliardów m^3 czyli 77%; średni przepływ zatem 240 m^3/sek . Przez spiętrzenie jezior można uzyskać użytecznej pojemności od 181 milj. m^3 do 827 milj. m^3 ,/ przy spiętrzeniu o 2,1 m. wyższem od początkowego. Spad uzyskany na 27 km. biegu rzeki wynosi 30 m.

Zapomocą tych dwóch zbiorników można uzyskać prawie całkowite wyrównanie odpływu do 240 m^3/sek . i otrzymać na zakładzie 291 - 462 milj. kwg. rocznie, co całkowicie pokryje zapotrzebowanie energii Irlandji. Obecnie zainstalowanych jest 120000 HP. Zakład położony jest na końcu kanału lateralnego, długości 12 km, który prowadzić może 600 m^3/sek i jest równocześnie kanałem żeglugi.

Sytuację zakładu pokazano schematycznie na rys. 22.

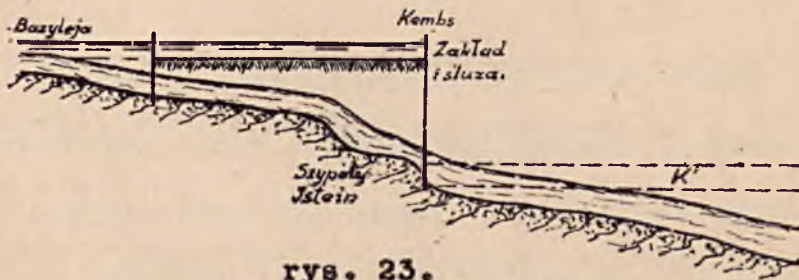
Podobny typ zakładów stanowi zakład w Kembs / 120000 HP. / - na kanale alzackim, między Bazyleją a Strassburgiem. Ponieważ Ren koło Istein posiada szypoty, w znacznym stopniu utrudniające żeglugę, a z powodu niskich brzegów nie można było go spiętrzyć do potrzebnej dla przykrycia szypotów

wysokości, wybudowano kanał lateralny lewo-brzeżny,



Rys. 22.

koncentrując spad w jednym punkcie / koło Kembs /.
Wybudowano tu równocześnie śluzę komorową, zapomocą
której statki wchodzi do kanału. Przekrój podłużny
Renu w tem miejscu przedstawia schematycznie rysu-
nek 23.



rys. 23.

Wyzyskanie w przyszłości dolnych stopni będzie wykonane na przedłużeniu kanału / K' /, który narazie uchodzi do Renu.

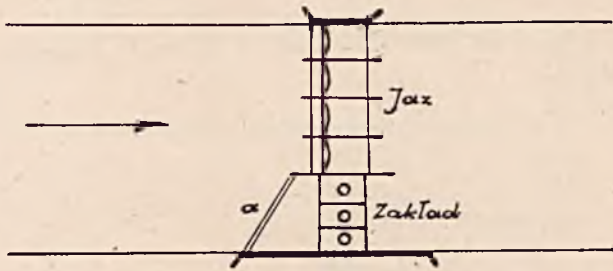
7. S y t u a c j a z a k ł a d ó w o n i s -
k i m s p a d z i e .

C ile zakład mamy postawić na rzece o szerokim korycie, na części tego koryta budujemy jaz ruchomy, a w przedłużeniu osi jazu, stawiamy zakład / rys. 24 / . Przed zakładem budujemy próg α , którego zadaniem jest powstrzymanie rumowiska przed dostaniem się na turbiny, co mogłoby spowodować zbyt szybkie niszczenie się łopatek turbinowych

Jeżeli mamy rzekę żeglowną i dość szeroką, żeby można było pomieścić w jej korycie jaz, zakład i śluzę - usytuujemy je np. w sposób pokazany na rys. 25.

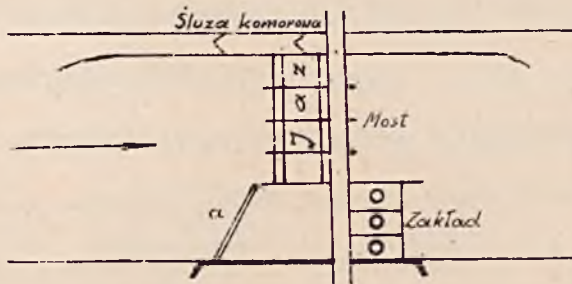
Jeżeli na śluzę niema miejsca w korycie rzeki, prowadzimy w dogodnym terenie kanał lateralny, którego wlot i wylot muszą być umieszczone w odpowiedniej odległości od jazu i zakładu, ze względu na to, żeby wjazd i wyjazd z kanału odbywał się

w spokojnej wodzie / rys. 26 /.



Rys. 24.

Przy zbyt bliskim położeniu kanału obok zakładu statki byłyby wciągane na zakład, względnie znoszone prądem wody wypływającej z zakładu.

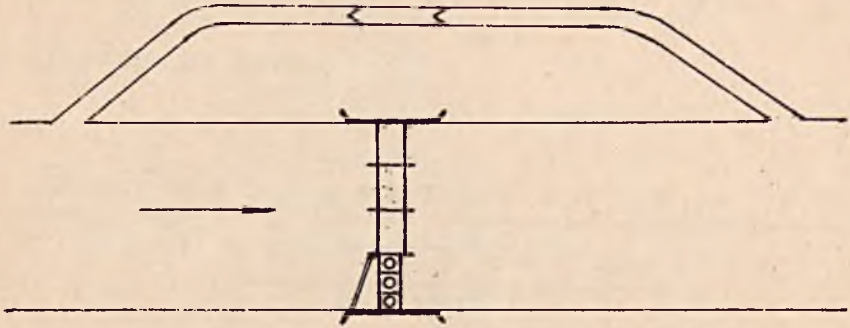


Rys. 25.

Podaliśmy trzy przykłady zakładów, w których zakład turbinowy jest ustawiony prostopadle do kierunku prądu.

W nielicznych wypadkach wykonane zakłady równoległe do kierunku prądu. Tak np. na Renie w części,

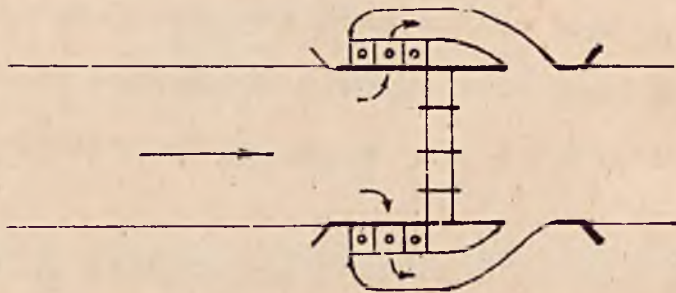
gdzie stanowi on granicę między Szwajcarią, i



Rys. 26.

Niemcami, wykonano dwa różne zakłady należące do tych państw, po obu brzegach rzeki / Rys. 27 /.

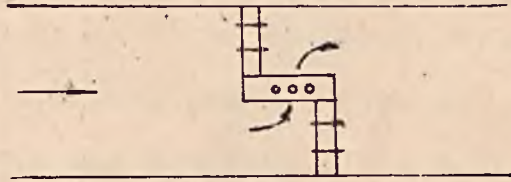
Na Menie z braku miejsca w wąskim korycie rzeki, zbudowano zakład w korycie na osi rzeki, a zatem równoległe do prądu / rys. 28 /.



Rys. 27.

Praktyka jednak wykazała, że te ostatnie typy

zakładów są kosztowne i nie dają pełnego wykorzystania spadku, gdyż w pierwszym wypadku są dość znaczne straty spadku z powodu zmiany kierunku prądu.



Rys. 28.

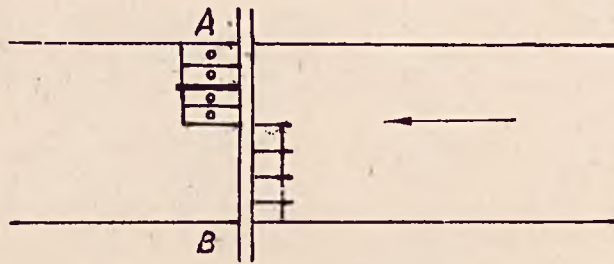
du, w drugim zaś zauważono, że wskutek powstających wirów i cofki wody roboczej, spadki na pierwszych turbinach są inne niż na dalszych i również mniejsze od założonych.

Jako przykład racjonalnego użytkowania zakładu, nawet na rzece granicznej, może służyć wybudowany na Renie w Ryburg Schwörstadt - na granicy szwajcarsko-niemieckiej zakład, przy jazie piętrzącym 11 m., który jest usytuowany prostopadle do osi rzeki. Z zainstalowanych 4-ch turbin, dwie należą do Szwajcarji, dwie zaś do Niemiec. / rys.

29 /.

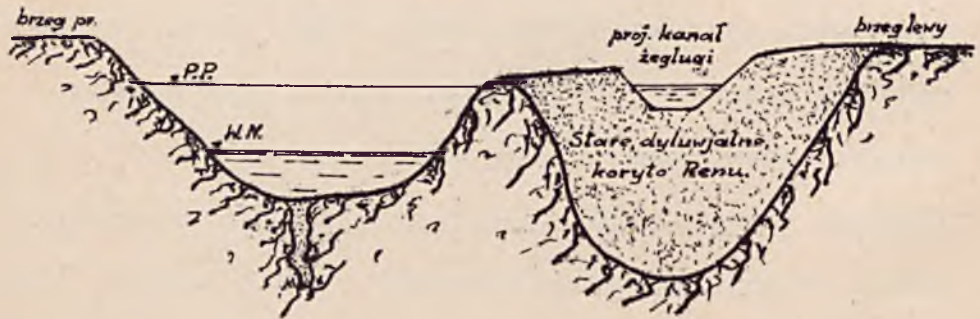
Ze względu na żeglowność Renu, musiano prze-

widzieć kanał żeglugi i śluzę komorową. Ponieważ przekrój geologiczny *A-B* wykazał stare koryto



Rys. 29.

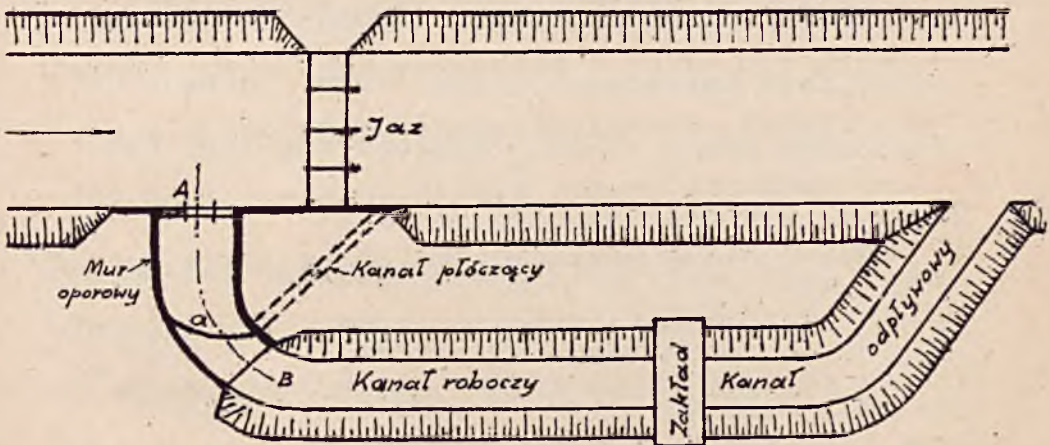
dyluwjalne Renu na lewym brzegu / Rys. 30 /, przewidziano, że tam będzie w przyszłości przechodził kanał żeglugi, połączony z rzeką zapomocą śluzy komorowej.



Rys. 30.

8. Kanały robocze.

Wodę na turbiny zakładu, stojącego na kanale zw. roboczym, ujmujemy powyżej jazu, trzymając się zasady, żeby oś wlotu do kanału była prostopadła do kierunku prądu / Rys. 31/. W tym wypadku uniknie się dostawania się większych ilości rumowiska, co ma miejsce zwłaszcza podczas wysokich stanów wody. W przeciwnym razie rumowisko dostanie się do kanału a następnie do turbin powodując ich niszczenie.

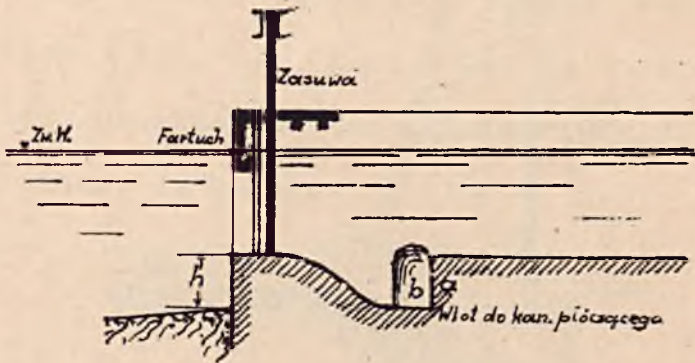


Rys. 31.

Drobne ilości rumowiska jakie dostają się do kanału roboczego, nawet w wypadku wlotu prosto-

padłego do kierunku prądu, zatrzymują się na progu a / rys. 32 / i stąd są wypłukiwane zapomocą kanału płóczącego b . Na rys. 32, pokazano przekrój $A-B$ kanału roboczego, z uwidocznionym wlotem do kanału płóczącego. Wysokość h - progu, który zasadniczo winien być możliwie najwyższy, żeby rumowisko mogło się tu całkowicie zatrzymywać i w razie otwarcia jazu być całkowicie wyniesione do rzeki, wynosi zależnie od wysokości piętrzenia, charakteru rzeki i t.p. czynników około 1 m. Na rys. tym widać również zamknięcie kanału roboczego zapomocą zasuw czy też ścianek zakładanych, oraz t.zw. fartuch umieszczony przed zasuwą. Fartuch ten jest zagłębiony poniżej zw. wody około 30 - 40 cm. Zadaniem jego jest zatrzymywać wszelkie przedmioty płynące rzeką, a więc krę, kłody drzew, gałęzie, jesienią liście, które to przedmioty płynąc w większych ilościach mogłyby utrudniać pracę zakładu. Fartuch skierowuje płynące przedmioty na pierwsze przesło jazu, zapomocą którego dadzą się one spłókać z powrotem do rzeki.

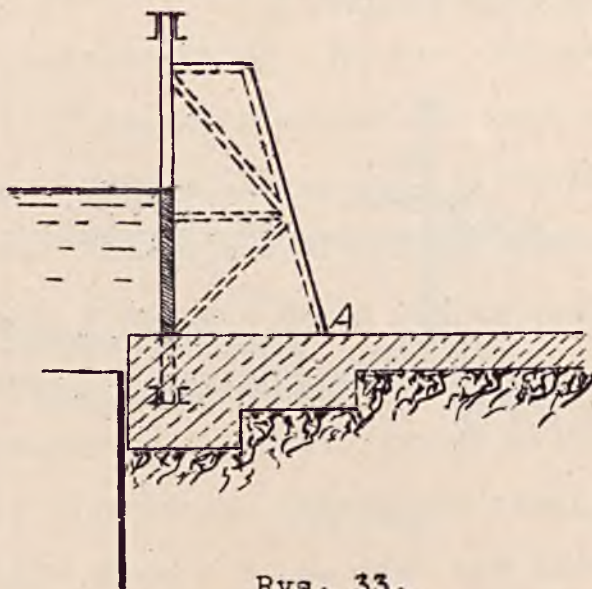
Tylko w wyjątkowych wypadkach nie daje się zamknięcia wlotu do kanału.



Rys. 32.

Jeżeli wlot jest wąski, można go zamknąć jedną zasuwą lub ścianą zakładaną - o ile nie przewiduje się częstego zamykania kanału. Jeżeli zaś wlot jest szerszy, dajemy filary działowe posiadające wnęki na ścianki zakładane lub zasuwę. Ponieważ chodzi nam o jaknajmniejszą stratę spadku na wlocie do kanału, filary muszą być jak najcieńsze. Często stosuje się w tym celu filary z kozłów żelaznych, obetonowanych / rys. 33 /. Kozioł taki jest wąski, a przytem dostatecznie sztywny. Ze względów statycznych musi być zakotwiony w betonie,

gdyż w razie opróżnienia kanału parcie wody działa



Rys. 33.

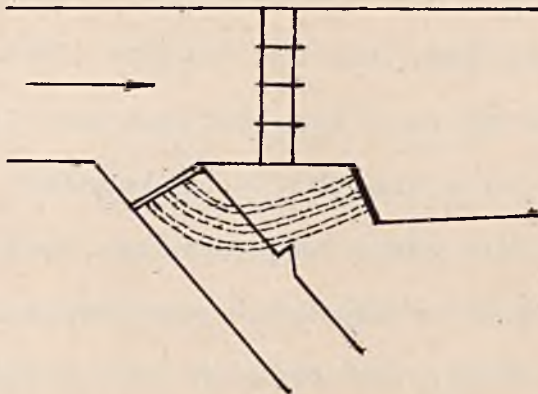
łające na zasuwę i filar mogłoby spowodować obrót filaru około punktu *A* .

Filary żelbetowe czy betonowe są znacznie gorsze zwłaszcza przy większych piętrzeniach, gdyż muszą otrzymać wówczas zbyt duże wymiary.

Na wlocie nadajemy kanałowi zwykle kształt prostokątny, przechodząc stopniowo do kształtu trapezowego / rys. 31 /.

W jednym wypadku na Izarze pod Monachjum wykonano wlot do kanału roboczego z pewnych wzglę-

dów ukośnie, do kierunku prądu, chcąc m. in. stracić jaknajmniej spadu na oporach. Wzamin jednak musiano dać przed progiem cały szereg kanałów płóczyących / Rys. 34/, gdyż w ten tylko sposób można było uniknąć dostawania się większych ilości rumowiska do kanału.



Rys. 34.

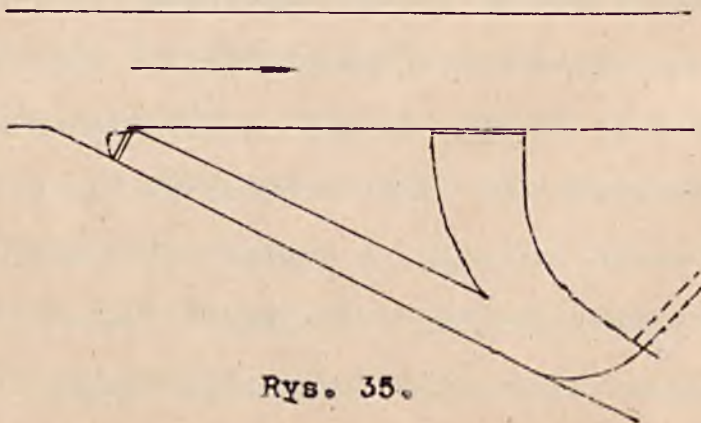
Jeżeli zakład ma być usytuowany bezpośrednio przy jazie, wówczas służę, przepust dla tratw, przepławkę dla ryb, dajemy po przeciwnej stronie.

W wypadku gdy kanał roboczy ma być równocześnie kanałem żeglugi, ze względu na wjazd tratw lub statków, winniśmy dać wjazd do kanału pod ostrym kątem. Żeby uniknąć zamulenia kanału stosuje

się rozwiązanie tego rodzaju, że wlot do kanału roboczego daje się prostopadły do kierunku prądu, zaś wjazd dla tratw i statków, umieszczamy w górze rzeki, jako drugi kanał, łączący się z kanałem roboczym / Rys. 35 /.

Wjazd dla tratw czy statków musi posiadać wysoki próg i być zamykany czy to jazem ruchomym jednoprzęsłowym, czy też wrotami wykształconemi jako górna głowa śluzy. Zabezpiecza to przed wdarciem się wielkich wód do kanału.

W miejscu gdzie mamy zakład, rozdzielamy kanały na roboczy i żeglugi, przy czem na kanale żeglugi stanie śluza komorowa. W razie ruchu tratw, przejazd dla tratw umieszczamy bezpośrednio przy zakładzie.

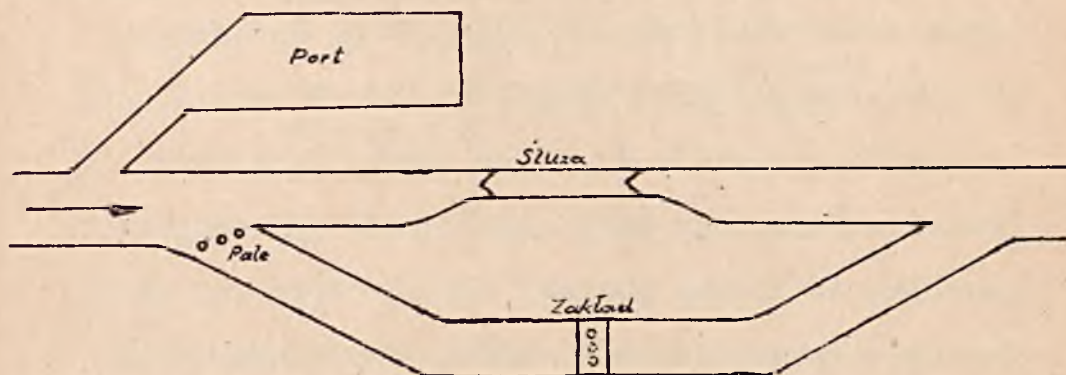


Rys. 35.

Długość kanału żeglugi, obchodzącego zakład

musi być dostateczna na pomieszczenie odpowiedniej liczby oczekujących na śluzowanie statków / rys.36/..

Niedogodnością łączenia kanału roboczego z kanałem żeglugi jest to, że w kanałach żeglugi



Rys. 36.

maksymalna prędkość jaką można dopuścić wynosi około 0,6 - 0,8 m/sek. Wskutek tego wypadają niepotrzebnie znaczne, a tem samym kosztowne, przekroje kanałów. Tymczasem na kanałach roboczych dajemy zwykle prędkości znacznie większe, właśnie ze względu na wyzyskanie przekroju, a przez to obniżenie i kosztów.

W miejscu rozdzielania się kanałów przy wlocie do kanału roboczego wbija się pale, przywiązując do nich na poziomie zw. wody silne belki, które kierują tratwy i statki na śluzę; w przeciwnym razie statki i tratwy mogłyby być znoszo-

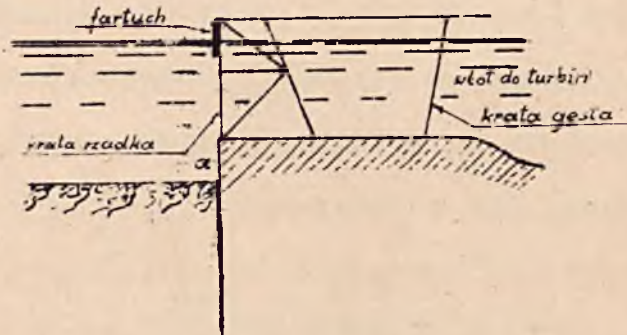
ne prądem wody do kanału roboczego.

9. Zakłady przy jazu.

Zakłady te w konstrukcji nie różnią się zasadniczo od zakładów na kanale. Próg chroniący od dostawania się rumowiska do komory turbin jest tu założony ukośnie do biegu rzeki, żeby przy otwarciu jazu prąd wody mógł znieść rumowisko z powrotem do koryta poniżej jazu. / Rys. 24, 25 /. Na dobre zabezpieczenie turbin od dostawania się rumowiska, należy zwrócić szczególną uwagę tam zwłaszcza, gdzie mamy instalowane bądź to małe jednostki, bądź też turbiny o małym rozstawie łopatek / Francissa /. Przy dużych jednostkach, oraz przy dużym odstępnie łopatek /Kaplana, propelero- we / - wpływ rumowiska i części stałych umieszczonych w zawieszeniu, / gałęzie, liście /, jest mniej groźny.

Wobec dużych otworów między łopatkami turbiny, można tu dopuścić przechodzenia przez turbiny grubszych części pływających, / śmiecie, ryby/, i założyć wobec tego bardziej rzadką kratę.

Zabezpieczenie turbin przed dostaniem się do nich śmiecia i rumowiska przedstawia schematycz-



Rys. 37.

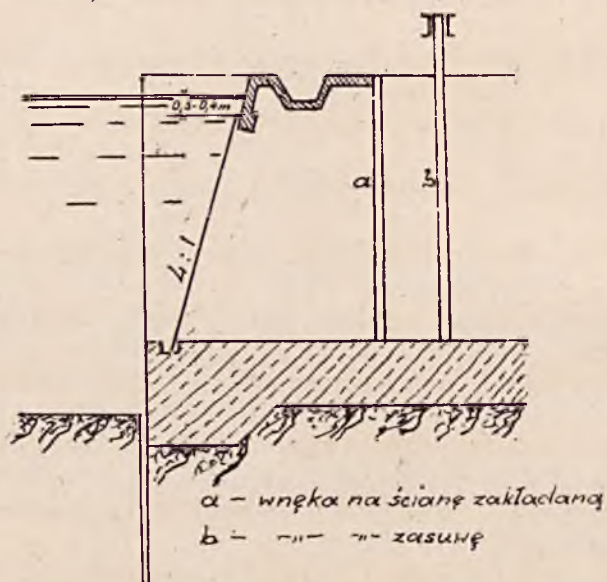
nie rys. 37. Mamy tu więc próg /a/ zatrzymujący rumowisko toczące po dnie. Ponieważ jest on założony ukośnie do kierunku prądu, przy otwarciu jazu, względnie kanałów płuczających, zostanie ono zniesione w dół rzeki.

Na kozłach żelaznych wzgl. żelbetowych opiera się kratka rzadka oparta o fartuch, który skierowuje śmiecie płynące na powierzchni, na jaz. Kratę rzadką najczęściej robi się z rur wzgl. płaskowników czy też specjalnych kształtowników. Rozstaw prętów około 25 - 30 cm.

Ten pierwszy próg i kratę rzadką w nowszych

konstrukcjach najczęściej się opuszcza i daje odrazu kratę gęstą.

Przed kratą gęstą umieszcza się próg, chroniący przed rumowiskiem, jakie nie osiadło przy pierwszym progu, o ile ten istnieje. Krata oparta jest o fartuch i założona pochyło o nachyleniu 4 : 1 / rys. 38 /.



Rys. 38 .

Fartuch stanowi zakończenie chodnika, na którym mamy bądź to koryto na śmiecie zdjęte z kraty przy oczyszczeniu ręcznym, bądź też tor ułożony dla ma-

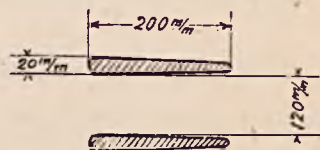
szyny oczyszczającej kratę, zapomocą grabi poruszanych mechanicznie, które zrzucają zebrane śmiecie bezpośrednio do przejeżdżających wózków.

Oczyszczanie mechaniczne stosuje się przy większych urządzeniach.

Koniec kraty winien być założony conajmniej 0,3 - 0,4 m. poniżej lustra wody z tego względu, że w zimie, na skutek dobrego przewodnictwa ciepła żelaza, krata traci na powietrzu swe ciepło i pod wodą szybciej obmarza.

Na dole krata oparta jest w ceowniku, wpuszczonym w podłoże.

Przy mniejszych instalacjach wymiary płaskowników, z jakich krata jest najczęściej zrobiona są: 60 x 4 mm. światło



Rys. 39.

25 - 30 mm, przy większych z żelaza walcowanego o kształcie specjalnym, dającym najmniejsze opory ruchu. Np. w Ryburg Schwörstadt zmontowano kratę ze specjalnych prętów / jak na rys. 39 /.

W pewnych wypadkach, jak np. w Lilla Edet w

Szwecji, krata jest w zimie zdejmowana, gdyż wówczas woda jest czysta, i można się nie obawiać dostania się do turbin ryb.

W zimie trudna jest walka ze śryżem, który płynąc zawieszony w całym przekroju wody zakleja kraty i powoduje ich szybkie zamarznięcie.

W ostatnich czasach zaczęto ogrzewać kraty, żeby nie dopuścić do zamarznięcia. W wypadkach kraty z rur wprowadzono ciepłe powietrze z generatora. Nie dało to jednak dobrych rezultatów. Najczęściej stosuje się podgrzewanie elektryczne zapomocą prądu o niskim napięciu a dużym natężeniu. W tym wypadku krata musi być dobrze izolowana; oparcie na belkach dębowych stwarza dostateczne warunki izolacji.

Kraty wykonujemy w ten sposób, że dzieli się je na części po 0,6 - 1,0 m. szerokości każda. Części te osobno się zakłada i ogrzewa.

Prędkości maksymalne jakie dopuszcza się na kratkach wahają się od 0,7 - 0,8 m/sek. Wobec tego że krata dość łatwo zatyka się, powstają dodatkowe opory, spiętrzenie wody i strata energii na po-

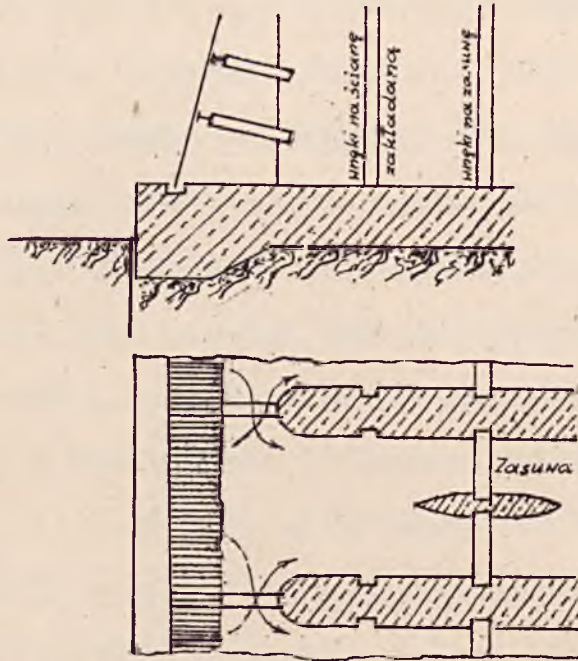
konanie tychże oporów. Przy obliczaniu kraty niekiedy przyjmuje się zatkanie $-\frac{1}{2}$ powierzchni kraty, lub około 1,0 m. spiętrzenia. Coprawda praca zakładu jest wówczas pod znakiem zapytania, niemniej jednak należy tego rodzaju wypadek przewidzieć, czyli przewidzieć b. znaczne siły działające na pręty kraty pod wpływem parcia wody. Z tego też względu musimy podpierać kratę dodatkowo dźwigarkami poziomymi, podpartymi o filary, dzielące komorę wlotową do turbin.

W zakładzie w Ryburg Schwörstadt - krata podparta jest dźwigarami żelaznymi obetonowanymi, o podobnym kształcie co i pręty.

Jeżeli wloty do turbin są podzielone filarami, nigdy nie daje się kraty oddzielnej dla każdej turbiny, lecz zawsze jedną kratę wzdłuż całej komory, a to ze względu na swobodny dostęp wody do wszystkich turbin wzdłuż całej kraty / Rys. 40 / oraz ze względu na łatwość oczyszczania mechanicznego.

Zasuwy służą do zamykania wlotów do turbin. O ile otwory wypadają zbyt duże, dzieli się odle-

głosc między filarami b. wąskim filarem pośrednim



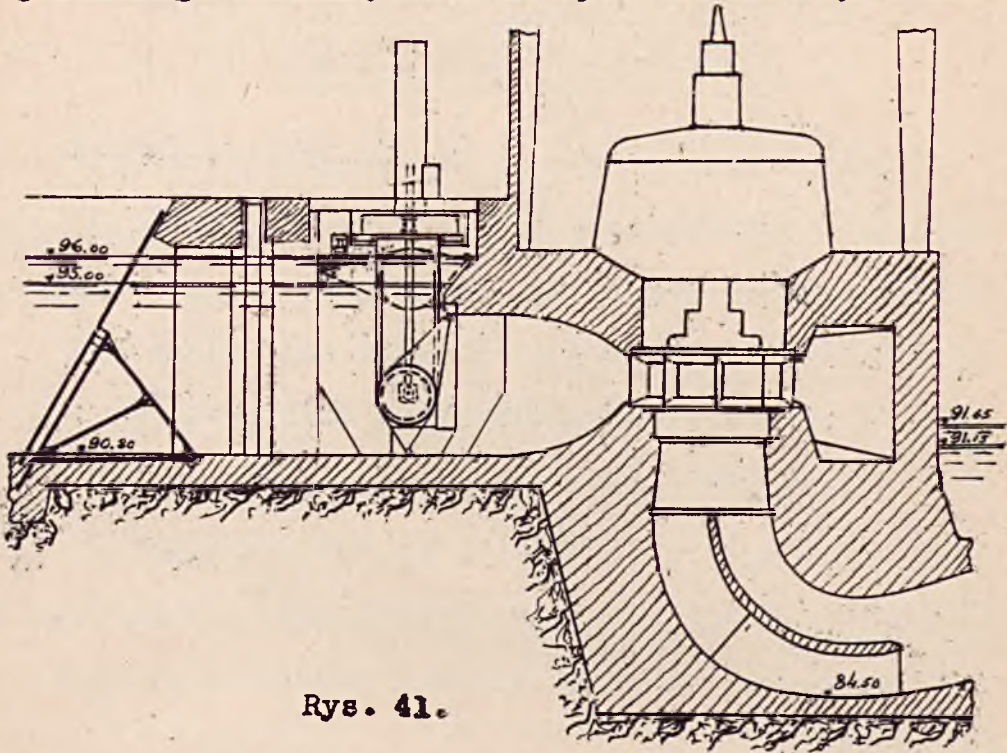
Rys. 40.

o zaostzonych końcach, najczęściej żelbetowym z wbetonowanymi ceownikami dla oparcia.

Przy większych otworach wlotów nie dających się zamknąć zasuwami stosuje się obecnie coraz częściej zamknięcie walcowe z tarczą systemu Escher Wyss. / Rys. 41 /.

Zasuwę mogą być podnoszone ręcznie lub mechanicznie, zapomocą urządzenia hydraulicznego,

pokazanego schematycznie na rys. 42. Tłocząc z aku-



Rys. 41.

mulatora olej pod ciśnieniem, do cylindra spowodujemy podniesienie się tłoka i zasuw. Zmieniając kierunek działania oleju w cylindrze, spowoduje się opuszczenie zasuw.



Rys. 42.

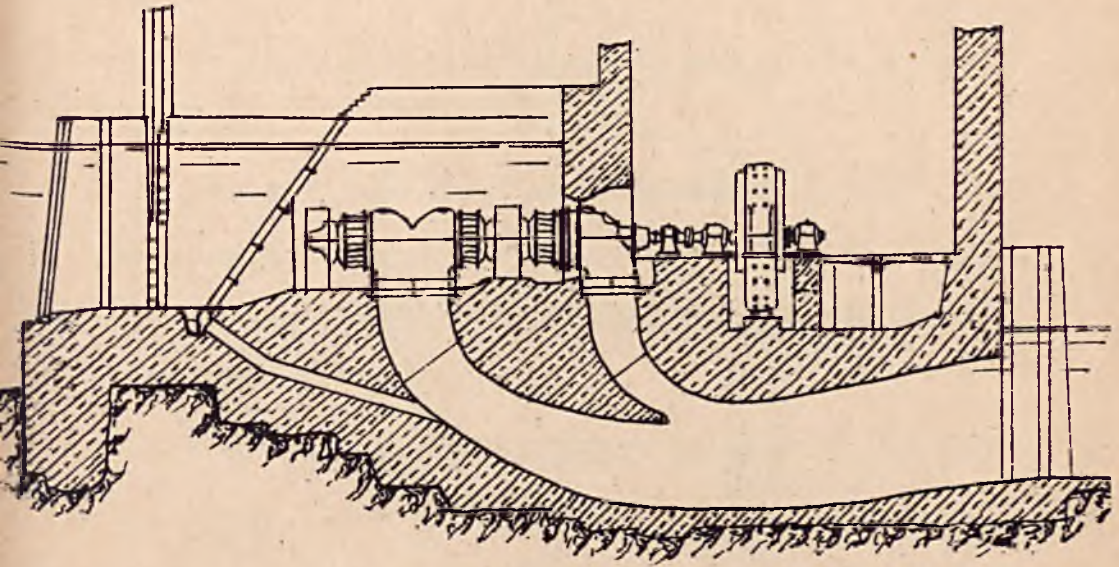
10. Turbiny, spirale oraz
rury ssawne.

Turbiny instalowane na pierwszych budowanych zakładach wodnych były to jednostki o osi pionowej z łożyskiem podporowem stale podtopionem. Trudność należytej ochrony i kontroli tego właśnie łożyska spowodowała przejście na turbiny o osi poziomej, z generatorem na tej samej osi, o ile tylko liczba obrotów turbiny na to pozwalała. W przeciwnym razie stosowano przeniesienia zapomocą kół zębatych, lub przeniesienia pasowe na wał generatora.

Na rys. 43 - pokazano przekrój przez turbinę i kanał odpływowy. Jest to turbina o osi poziomej, złożona z dwóch wirników na wspólnej osi. Wogóle im więcej jest kół nasadzonych na wspólnej osi, tem mniejsza będzie średnica kół a większa liczba obrotów.

Wadą tego rodzaju turbin jest to, że: 1/. Woda zmienia kilkakrotnie kierunek, co odbija się na sprawności turbin. 2/. Dostęp do łożysk jest

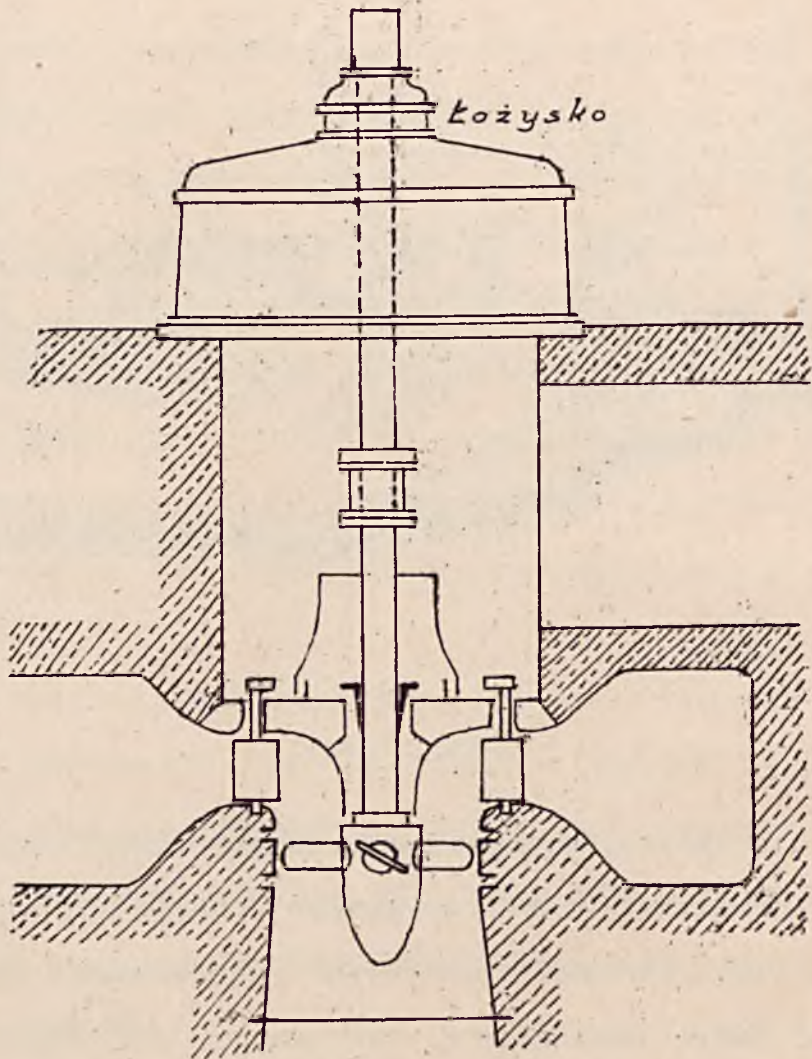
utrudniony. 3/. Zajmują one dużo miejsca, zwłaszcza przy większej liczbie kół bliźniaczych.



Rys. 43.

Te wady spowodowały zarzucenie turbin tego typu i obecnie, prawie wyłącznie stosuje się turbiny o osi pionowej z łożyskiem zawieszonym u góry, smarowaniem samoczynnie. Cały ciężar wirnika turbiny motoru i wału opiera się w łożysku na cienkiej warstewce oleju, stale pompą wtlaczanego, podczas gdy ogrzany olej wraca przez aparaty chłó-

dzące. Schematycznie przedstawia turbinę tego rodzaju / turbina Keplana / rys. 44.



Rys. 44.

Przy turbinach o osi pionowej skutek użyteczny

jest około 2% większy, pozatem szerokość budynku jest znacznie mniejsza niż przy turbinach o osi poziomej.

W ten sposób zbudowane są wszystkie większe jednostki.

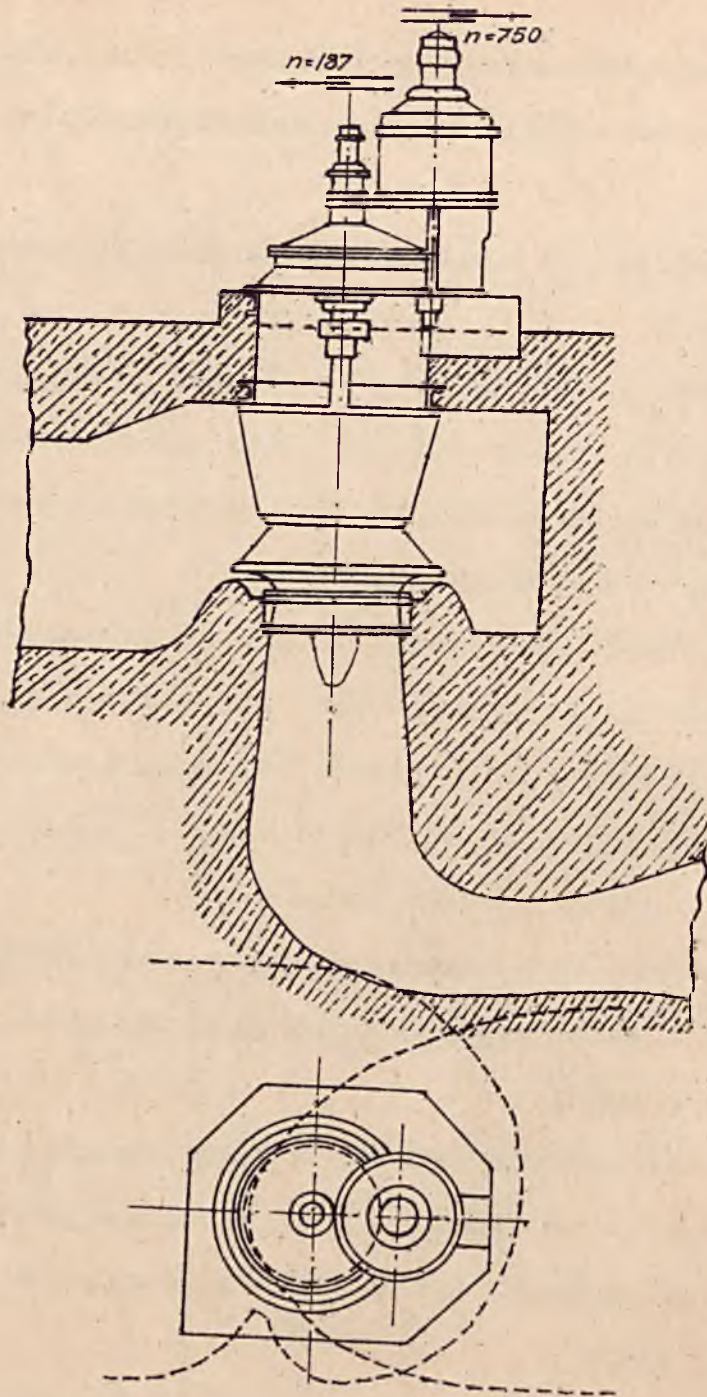
Turbiny Kaplana o wale pionowym i dużej mocy posiadają z reguły znaczną ilość obrotów tak, że można je sprzęgać bezpośrednio z generatorem, osadzonym na wspólnym wale.

W wypadku mniejszych jednostek lub małego spadku, kiedy ilość obrotów jest niewystarczająca, dajemy przeniesienie trybowe / koła łożkowe pozwalają osiągnąć stosunek dochodzący do 1:10 /, łączące wał turbiny z wałem generatora.

Na rys. 45 pokazano schemat przeniesienia pionowego z wału turbiny na wał generatora w przekroju i w planie.

Ilość obrotów turbiny w danym wypadku wynosi 187 obrotów na minutę - ilość obrotów generatora uzyskana zapomocą przeniesienia wynosi 750 obrotów na minutę.

Wprowadzenie wody na turbiny o osi pionowej



Rys. 45.

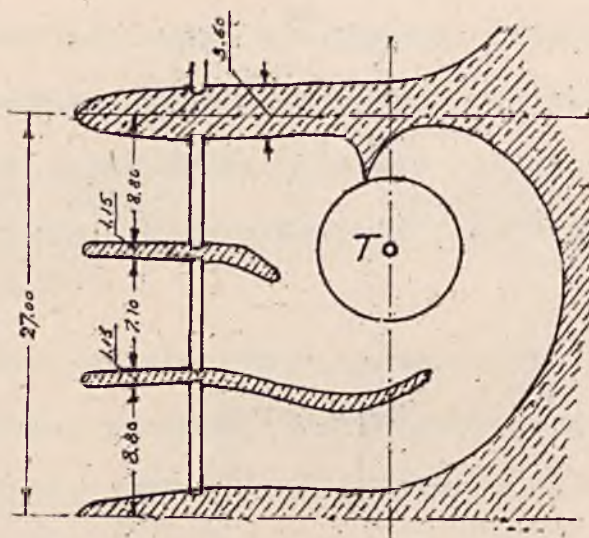
odbywa się zapomocą kanału w formie spirali. Chodzi bowiem o to, żeby woda miała równomierny dostęp na łopatki turbiny, na całym jej obwodzie. Szczególnie przy dużych jednostkach wprowadzenie wody musi być b. dokładnie opracowane, żeby zapobiec powstawaniu niekorzystnych dla pracy turbin wirów.

Na rys. 46 pokazano wlot wody na turbiny zakładu w Ryburg Schwörstadt. Wymiary pokazane są na rysunku. Dla zmniejszenia rozpiętości zasuw, oraz dla lepszego wprowadzenia wody roboczej na turbinę zbudowano filarki pośrednie, odpowiednio wygięte w planie. Cztery turbiny tego zakładu przetwarzają po około 250 - 280 m³/sek każda. Moc instalowana wynosi cztery razy po 40000 K M.

Podobnie jak wlot na turbiny, musi być opracowany wypływ wody, odbywający się na zasadach ssania.

Ponieważ ruch wody winien się odbywać możliwie spokojnie, zatem oś przewodu odpływowego musi być krzywą zataczaną łagodnymi łukami o dużym promieniu.

Z tego powodu przy bardzo niskich spadach,
a dużej ilości wody wypadałoby fundować przewód

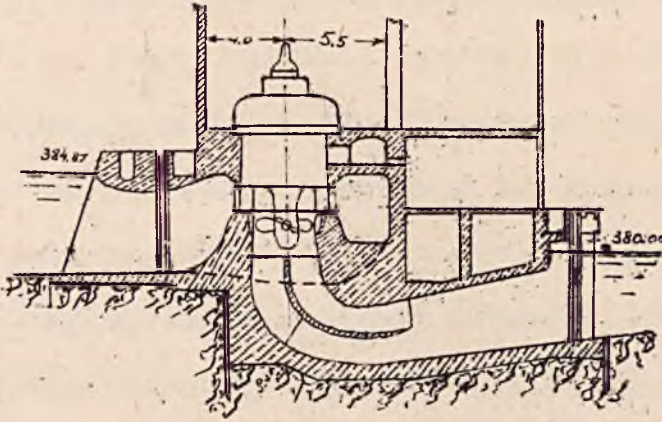


Rys. 46.

ssący zbyt głęboko. Chcąc uniknąć głębokich wykopów, stosuje się niekiedy zalewanie turbin za pomocą lewarów, przyczem cała konstrukcja obudowy turbiny podnosi się w górę.

Między innymi przystosowany do tego rodzaju pracy jest jeden z zakładów na Limacie / rys. 47/. W wypadku małej różnicy poziomów, woda dostaje się do turbiny przez spiralę, której część leży ponad poziomem górnej wody. Należy wówczas uruchomić

pompę powietrzną, która wysysa powietrze ze spirali, tak iż zmniejsza się ciśnienie, co spowo-



Rys. 47.

duje, że spirala wypełnia się wodą i działa jak lewar.

Ze względu na lewarowe działanie wlotu i wylotu poziom wody górnej i dolnej musi zakrywać tak wlot jak i wylot, a spirala musi być wykonana całkowicie szczelnie.

Na odpływie z pod turbin poziom wielkiej wody może leżeć nawet ponad osią turbiny pod warunkiem tylko, aby mur budynków był wodoszczelny a otwory okienne leżały dostatecznie wysoko. Turbina pracuje tylko różnicą poziomów wody i jej położenie w

stosunku do tych poziomów jest obojętne, pod warunkiem jednak, aby przy ssaniu nie powstawało zjawisko kawitacji, oraz aby słup wody się nie urywał.

W wyżej omówionym zakładzie na Limacie spad $H = 2,5 - 4,2$ m., moc 1025 - 1070 HP, $Q = 39 - 34,5$ m³/sek.

Jeżeli chodzi o rodzaj turbin, przystosowanych do pracy przy zmiennym spadzie i zmiennym przepływie, to najodpowiedniejsze są turbiny Kaplana, posiadające łopatki wirnika ruchome. Regulacja może się odbywać samoczynnie w dość znacznych granicach spadu i objętości przypływu, przy zachowaniu wysokiego współczynnika skutku użytecznego, przyczem jest on tem wyższy im większa jest moc instalowana.

Przy stałych spadach i obciążeniu, stosuje się turbiny Francissa i propelerowe, które są od turbin Kaplana znacznie tańsze, jako mniej skomplikowane.

W związku z montażem i demontażem turbin i generatorów, należy zaznaczyć, że w budynku tur-

binowym musi być założona suwnica, która służy do przewożenia wzdłuż i wszerz poszczególnych elementów maszyn. Posuwa się ona po torze umieszczonym wzdłuż ścian budynku. Udźwig jej musi być przystosowany do ciężaru najcięższej części składowej maszyn. Ponadto musi być umieszczona tak wysoko, żeby najwyższa część maszyny t.j. wirnik i rotor wraz z wałem mogły być przeniesione ponad maszynami lub obok nich.

Przy bardzo dużych jednostkach / np. w Ryburg Schwörstadt / gdzie ciężar wału z rotorem dochodzi do b. dużych wartości, nieekonomicznym byłoby budować jedną suwnicę o tak dużym udźwigu, gdyż poza tym byłaby ona niewykorzystana; w takich wypadkach buduje się dwie suwnice, obliczane w sumie na udźwig najcięższej części, podczas gdy inne elementy składowe maszyn są podnoszone jedną suwnicą. Ma to jeszcze i tę zaletę, że przy montażu maszyn można równocześnie pracować w dwóch miejscach.

Budynek przykrywa dach zasadniczo dowolnej konstrukcji, który musi być jednak zaopatrzony w strop np. z siatki Rabbitza, dla uzyskania całkowitej

tej izolacji cieplnej a to ze względu na to, że w porze zimowej, wskutek różnicy temperatur para wodna skraplałaby się pod konstrukcją dachową i opadając na maszyny powodowałaby ich niszczenie.

11. Zakłady o wyższych spadach / 8 - 10 - 30 m. /.-

O ile przy małych spadach wlot z kanału bezpośrednio do spirali nie następuje żadnych trudności, za wyjątkiem może tych wypadków kiedy górna część spirali leży powyżej zw. wody górnej, i wówczas trzeba stosować wypompowywanie powietrza żeby spirala działała jak lewar, o tyle przy wyższych spadach / 8 - 10 m. / bezpośrednio połączenie wlotów ze spiralą nie jest już możliwe.

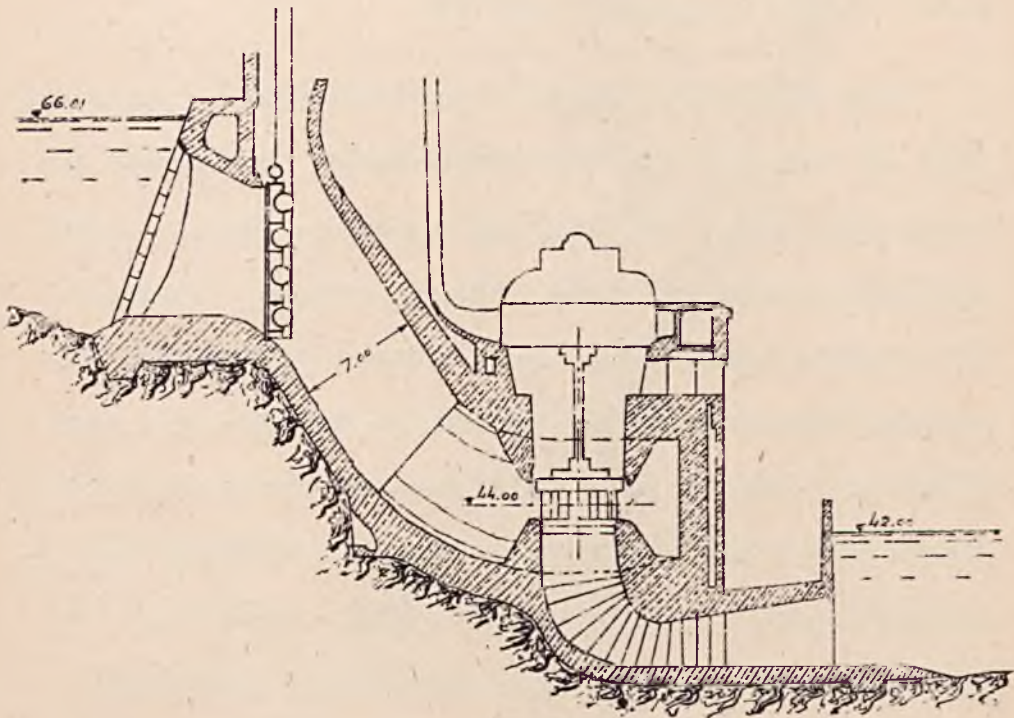
Wynika to stąd, że spirala nie może leżeć zbyt wysoko nad zw. wody dolnej, z obawy na przerwanie słupa wody w rurze ssącej, na skutek powstania próżni, oraz ze względu na zjawiska kawitacji.

Oś turbiny musi zatem leżeć poniżej kanału dopływowego, a ponad zwierciadłem wody dolnej o tyle, o ile pozwala na to stan wody wielkiej.

W wypadkach tych średnich spadów połączenia

kanalu dopływowego ze spiralą uskutecznią się za-
pomocą rury żelaznej lub żelbetowej, założonej w
odpowiednim nachyleniu.

Na jednym z zakładów fińskich mamy rozwiąza-
nie jak na rys. 48.



Rys. 48.

Krata opiera się o mur zaokrąglony, który
tworzy początek rury prowadzącej wodę do spirali.
Za kratą jest założony fartuch, do którego przy-
piera zasuwa na wózkach, wprowadzona w węższej

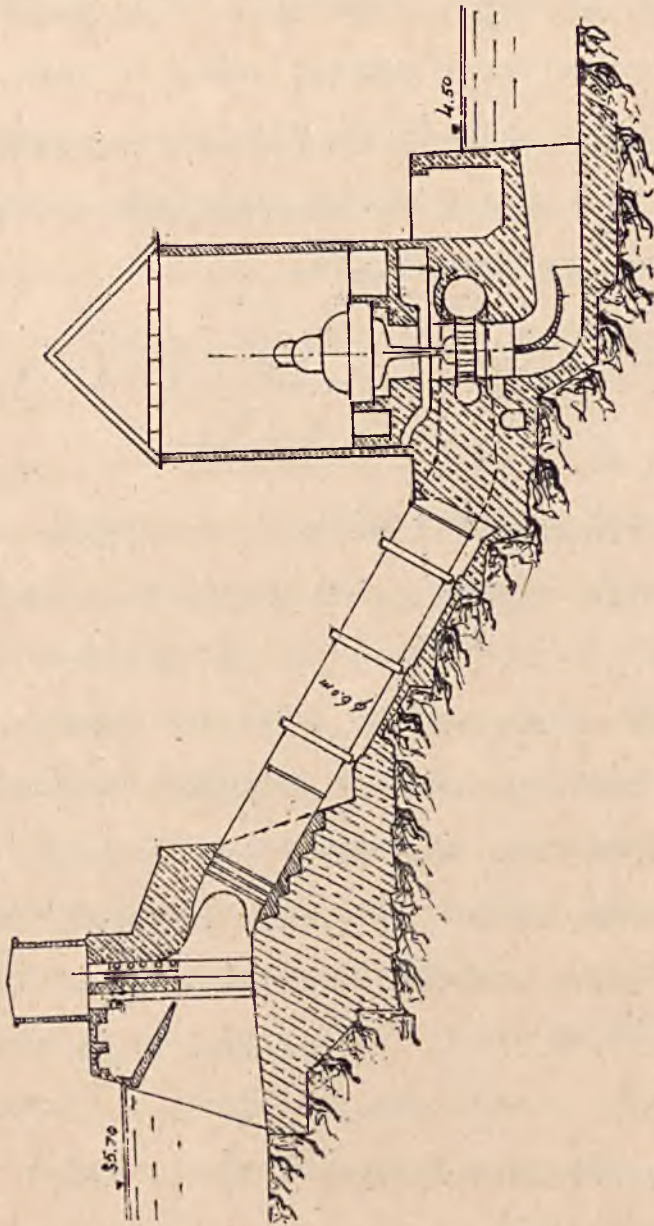
części kanału w ten sposób, że po jej usunięciu kanał jest jednolitą rurą, zaokrągloną łagodnymi krzywiznami.

Jest to rozwiązanie typowe dla zakładów gdzie przy niedużej stosunkowo różnicy poziomów, można wykuć w skale dopływ i odpływ.

Przy większej różnicy poziomów należy oddzielić wlot do rury od zakładu turbinowego i połączyć go rurą założoną w odpowiednim spadzie. Tak np. jest wykonany zakład w Zurze /"Zamek wodny" i oddzielnie zakład turbinowy / oraz zakład w Shannon, pokazany schematycznie w przekroju na rys. 49. Przy obszernym wlocie mamy tu zasuwę umieszczoną w zwężonym przekroju wlotu, poza kratą a wskutek tego o nieznacznych stosunkowo wymiarach, przez co i uszczelnienie nie następuje większych trudności.

Z kolei kanał prostokątny przechodzi w rurę żelazną o średnicy 6,00 m., odpowiednio umocowaną w podłożu. Rura ta łączy się następnie z blazaną spiralą.

Podobnie buduje się także rurociąg żelbetowy. W rozwiązaniach tego typu stosuje się zawsze osobny rurociąg dla każdej turbiny.



Rys. 49.

Rurociąg podlega zmianom temperatury, choćby naskutek zmiennych temperatur wody; wskutek tego należy przewidzieć możliwość zmian długości rurociągu, a więc i odpowiednie dylatacje, uszczelnione najczęściej zgiętą blachą miedzianą, założoną na początku rury przy wlocie.

12. Zakłady o wysokich spadach.

Powstają one z reguły w ten sposób, że ujmuje się wodę w pewnym punkcie rzeki, skąd odprowadza się ją sztolnią do miejsc położonych znacznie niżej. Jako zakłady o wysokim spadzie uważamy takie, w których różnice poziomów dochodzą do kilkudziesięciu, kilkuset a nawet więcej metrów. Tak znaczne różnice poziomów można uzyskać oczywiście tylko w odpowiednim terenie, a więc w górach, przy skróceniu sztolniami biegu rzeki, przecięciu zakoli rzek, przejściu z jednego dorzecza, leżącego wyżej w drugie położone znacznie niżej i t.d.

Uzyskany spad staramy się zawsze skoncentro-

wać w jednym punkcie, wykorzystując w ten sposób maximum energii, i w sposób jaknajbardziej ekonomiczny.

Doprowadzenie wody do zakładu uskutecznia się zapomocą kanałów, najczęściej krytych, sztolni zwykle pod ciśnieniem, które następnie przechodzą zawsze w rurociąg, doprowadzający wodę bezpośrednio do turbin.

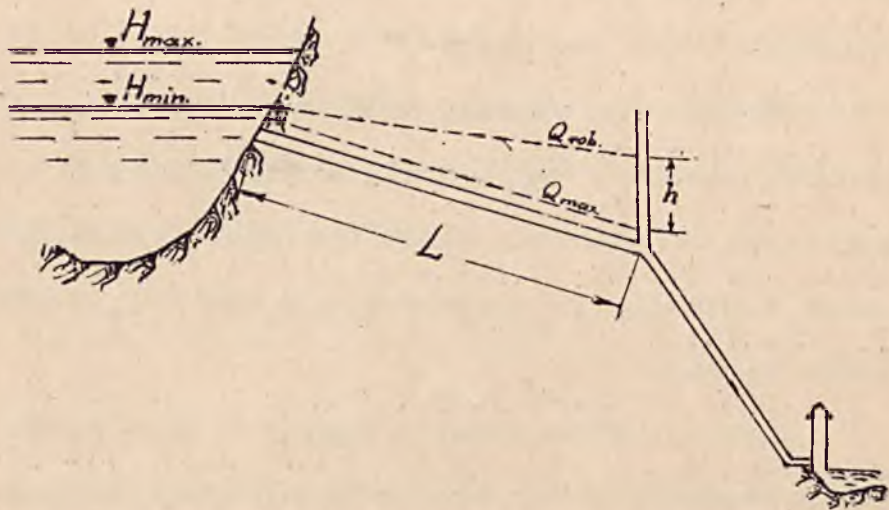
Sztolnie projektujemy z reguły w ten sposób, żeby prowadziły one wodę pod ciśnieniem, pełnym przekrojem. Otrzymujemy w ten sposób najlepsze wyzyskanie spadku.

Jeżeli mamy sztolnię pod ciśnieniem założoną w spadzie odpowiadającym max. przepływowi Q_{max} , to przy ilościach wody rebowej, mniejszych od Q_{max} , otrzymamy mniejszy od maximalnego spadek ciśnienia, wskutek czego i spadek użyteczny na turbinach wzrasta o różnicę:

$$h = L \cdot \Delta i$$

gdzie Δi jest różnicą spadku jednostkowego dla przeprowadzenia Q_{max} i Q_{rob} / Rys. 50 /. Spadek sztolni jest równy spadowi ciśnienia dla Q_{max} .

Strop sztolni musi zawsze leżeć pod linią ciśnienia.



Rys. 50.

O ile woda jest ujęta ze zbiornika, na którym są przewidziane pewne wahania w poziomach wody, sztolnia musi leżeć oczywiście pod ciśnieniem nawet przy najniższym poziomie wody w zbiorniku.

Na wlocie do sztolni zagłębienie stropu sztolni pod najniższym poziomem wody na ujęciu musi być takie, żeby przy powstaniu max. prędkości w sztolni, nie zostało nassane powietrze. Zagłębienie to z reguły musi być większe od 1,0 - 1,5 m.

Poprzez komorę przejściową zwaną również komorą uderzeń / o czym mowa niżej / - woda przechodzi

na zakład rurociągiem możliwie najkrótszym i wobec tego leżącym zwykle w b. znacznym spadku.

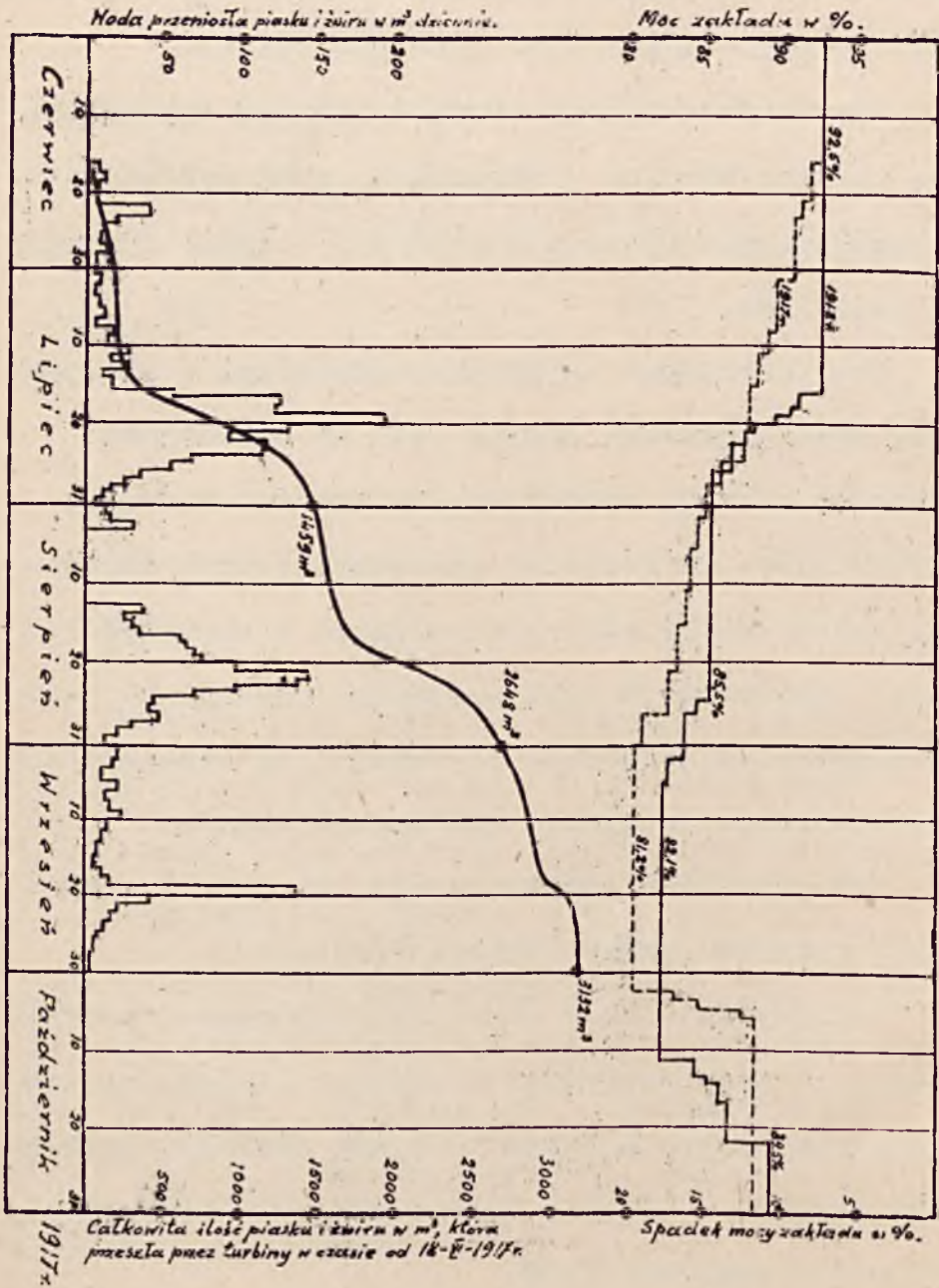
Przy bardzo dużych spadach stosuje się wyłącznie turbiny akcyjne / Peltona /, przy średnich / dochodzących obecnie do 300 m / - także reakcyjne Francisca.

Przy turbinach akcyjnych zwłaszcza, w których cały spadek użyteczny zużyty jest na wytworzenie prędkości strugi wpadającej na łopatki turbiny, jasnym jest, że wszelkie zanieczyszczenia tej wody, nawet drobny muł, musi wyżerać i niszczyć łopatki turbinowe. W tych warunkach łopatki b. szybko ulegają zniszczeniu, co odbija się bezpośrednio niekorzystnie na skutku użytecznym turbin.

Dla przykładu podano na rys. 51 wykresy charakterystyczne pracy zakładu Klösterli.

Widzimy tu, jak w miarę zwiększonego przepływu piasku i żwiru zawartego w wodzie - maleje skutek użyteczny turbin a przez to i moc zakładu. Spadek mocy zakładu w okresie niespełna 4-ch miesięcy w roku 1917 wyniósł 11,3%.

Jak z powyższego przykładu widać, po kilku za-



Rys. 51.

ledwie miesiącach, musiano zmienić łopatkę wirnika, co spowodowało dodatkowe koszty oraz przerwę w ruchu zakładu.

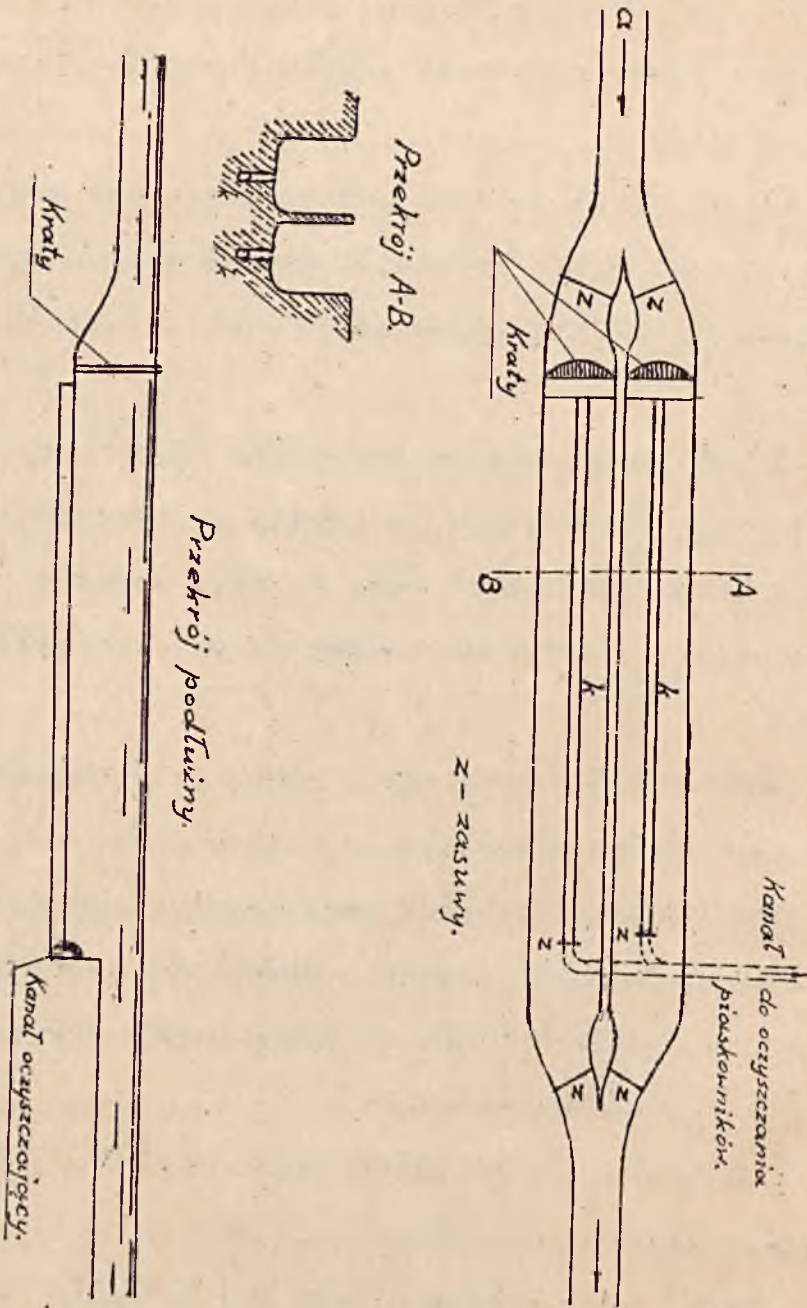
Należy zatem w miarę możliwości czerpać wodę czystą, pozbawioną wszelkich mechanicznych zanieczyszczeń, lub też odpowiednio wodę z nich oczyścić.

Jeżeli mamy wodę ze zbiornika naturalnego czy sztucznego - czerpiemy ją zawsze na poziomie znacznie wyższym od poziomu dna, co daje pewność, że woda będzie pozbawiona mechanicznych zanieczyszczeń.

Jeżeli wodę czerpiemy z rzek, prowadzących znaczne ilości rumowiska, co szczególnie ma miejsce przy rzekach górskich zasilanych z lodowców, należy ją pozbawić piasku i wszelkich grubszych zawiesin mechanicznych, na specjalnych urządzeniach t.zw. piaskownikach.

Ze wszystkich urządzeń tego rodzaju utrzymały się piaskowniki Dufour'a / Rys. 52 /.

Zasada ich działania jest następująca: Woda dopływa kanałem (α), - który rozdziela się na dwie



Rys. 52.

części o przekroju pokazanym na rysunku. Tu roz-
bija się o kraty i tracąc szybkość wchodzi równo-
miernie całym przekrojem w podłużne komory, mają-
ce w dnie zagłębiony kanał, połączony z komorą
wąską szparą. W kanałach tych składa woda nie-
siony piasek i żwir. Szybkość wody w piaskowni-
ku musi być możliwie mała a zarazem jednostajna,
żeby mogło nastąpić opadnięcie rumowiska. Kanały
leżące pod dnem (*k*) łączą się następnie w jeden
rurociąg, odprowadzający rumowisko nazewnątrz.

Kanał odprowadzający rumowisko w zimie, gdy
mamy wodę czystą i gdy jest jej mało bywa, zam-
knięty; w lecie natomiast, gdy mamy nadmiar wody,
ale unoszącej duże ilości rumowiska, kanał płó-
czący będzie stale otwarty.

Na turbiny dostanie się jednak pewna ilość
drobnego mułu, który nie da się zatrzymać w pias-
kownikach. Muł ten, jak już wyżej wspomniano, z
czasem niszczy łopatki turbin, które zależnie od
warunków, trzeba będzie co pewien okres czasu
zmieniać. Zniszczenie to następuje jednak bez po-
równania wolniej, a współczynnik sprawności turbin

utrzymuje się przez dłuższy czas na wysokim poziomie.

Zakłady o wysokim spadzie, z reguły łączymy z budową zbiorników, dla kilku powodów:

- 1/. Znaczny spadek jaki zwykle uzyskujemy na zbiorniku, stwarza możliwość wykorzystania b. ekonomicznego, nagromadzonej energii wody.
- 2/. Woda w zbiorniku, niema zanieczyszczeń, w przeciwieństwie zatem do zakładów zasilanych wodą rzeczna, zakład taki będzie pracował z większym skutkiem użytecznym, gdyż turbiny jego nie będą niszczone przez rumowisko. Znika również dość znaczny koszt budowy piaskowników. Zaznaczyć tu jednak należy, że następuje zamulanie zbiornika i że pojemność jego obliczamy w założeniu, że całkowite zamulenie nastąpi po 100 latach; taki zatem okres będzie pracował i zakład.
- 3/. Zakłady te pracują przeważnie jako szczytowe, w połączeniu z zakładami o niskim spadzie, lub zakładami cieplnymi. Połączenie takie daje w rezultacie wykorzystanie obu typów

zakładów do 100 %.

Tego rodzaju zakładem jest np. zakład instalowany na rzece Biaschina. Sztolnia doprowadza doń wodę z jeziora Tremorgio, położonego na wysokości 1800 m, o zlewni 5,3 km². Spad na jakim pracują turbiny wynosi 830 m. Niżej na rzece jest instalowany zakład o niskim spadzie, pracujący na obciążenie podstawowe. W okresach gdy zakłady niższe dają nadmiar energii, następuje przepompowywanie wody z rzeki do jeziora tak, że gdy roczny dopływ naturalny do jeziora wynosi 4,5 miliona m³ to dopompowywa się do jeziora dalszych jeszcze 3,1 miliona m³, które w zimie zużyte są dla wytworzenia dodatkowej energii.

W Alpach, Pirenejach i innych górach jak Apenniny na południu, a Hars, Czarny Las, Wogezy na północy, jest pobudowanych cały szereg zakładów takiego typu.

Ujęcie wody ze zbiornika naturalnego, jakim jest jezioro górskie, jest z reguły wykonywane poniżej lustra wody w tym jeziorze. Chodzi tu oczywiście o to, aby wlot do sztolni był stale

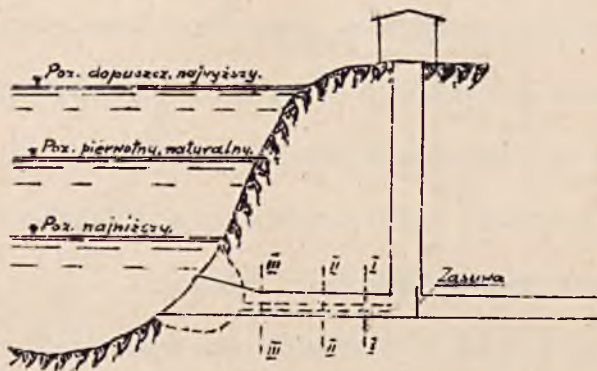
przykryty wodą, podobnie jak przy ujęciach ze zbiorników sztucznych, przedewszystkiem jednak o to, aby móc dysponować możliwie największą kubaturą zbiornika. Z reguły zatem zamyka się istniejący odpływ z jeziora zaporą, dopuszcza do spiętrzenia znacznie przekraczającego pierwotny poziom naturalny wody w jeziorze, a równocześnie przewiduje możliwość obniżenia poziomu wody poniżej poziomu naturalnego.

W tak szerokich granicach wahania poziomów wody, mieści się już znaczna objętość użyteczna wody.

Ze względu na to, że b. często tak dno, jak i brzegi jeziora są usłane rumoszem lub co gorsza mułem, należy b. dokładnie zbadać brzeg, w którym ma się wybijać wlot do sztolni. Przy pomocy dokładnego sondowania wyszukuje się takie punkty w brzegu jeziora gdzie pod wodą znajduje się liła skała, nie przykryta żadnym luźnym materiałem i w takich miejscach zakłada ujęcie wody. O ile takich punktów niema, to należy być przygotowanym na to, że podczas pracy rumowisko będzie zasypywać wlot sztolni.

Po wykonaniu wlotu, należy wykonać ochronę jego przed późniejszym zasypaniem go przez rumowisko, już w czasie ruchu zakładu.

Gdy mamy brzeg skalisty, kolejność robót nad wykonaniem ujęcia jest następująca / rys. 53 / :



Rys. 53.

Bijemy studnię pionową do poziomu sztolni, a następnie chodnik poziomy w kierunku jeziora, na przedłużeniu właściwej sztolni, ostrożnie posuwając się naprzód, do przekrojów wskazanych jak na rys. - I - I , II - II i t.d. Przekonawszy się, że na danym odcinku nie napotykamy na żyłę wodną, wystrzelujemy się połowę długości przewierconego odcinka. Doszedłszy na odległość $\approx 3,00$ m

od wody, ładuje się na przodku silny nabój dynami-
towy i po usunięciu robotników oraz narzędzi do-
prowadza go do wybuchu, poprzednio jednak przy-
knąwszy wlot do sztolni zapomocą zasuwę znajdują-
cej się w wybitej studni.

Niekiedy wystrzelona skała oraz rumosz wsypują-
cy się ze stoku, zatyka z powrotem wystrzelony otwór,
tak iż trzeba go bardzo ostrożnie na pewnej długoś-
ci oczyścić i rozstrzeliwać powtórnie.

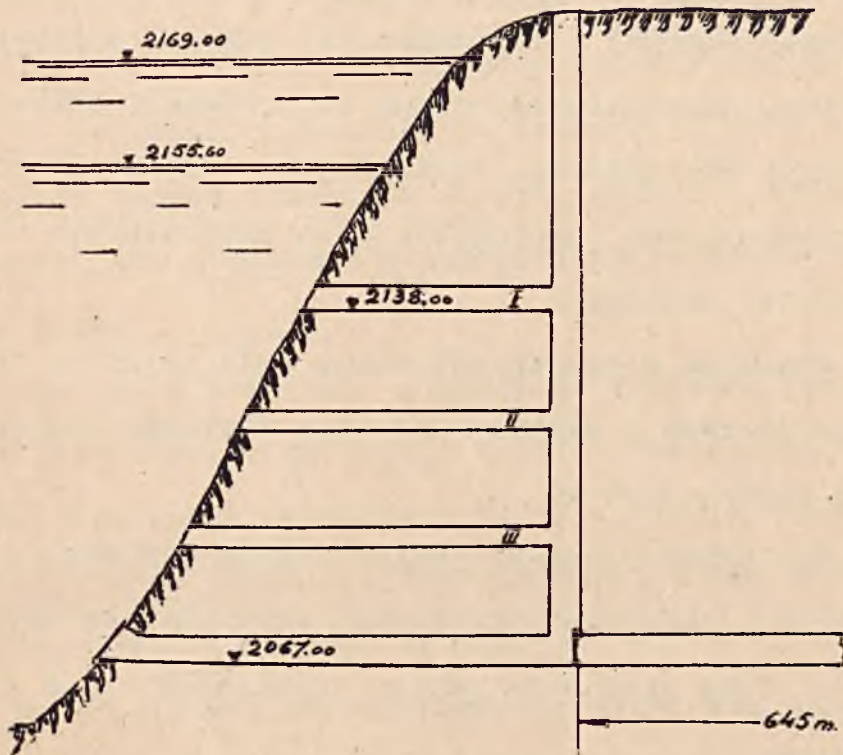
Bywały wypadki wystrzeliwania kilkakrotnego,
póki nie otrzymanożądanego wlotu.

Ponieważ część rumowiska po wystrzeleniu otwo-
ru wlotowego zostaje w sztolni, pod niedomkniętą
zasuwą odpływa tylko woda i dopiero po obniżeniu
się poziomu zbiornika otwiera się zasuwę wyżej,
tak aby powstający silny prąd wody oczyścił sztol-
nię całkowicie.

O ile głębokość jeziora jest b. znaczna i wiel-
kie ciśnienie słupa wody mogłoby uniemożliwić pracę
nad budową sztolni, wykonuje się pracę etapami,
obniżając stopniowo poziom wody w jeziorze.

Tak np. w Pirenejach, na jednym z dopływów
Garonny, wypływającym z Lac Caillaonais wykonano

najpierw sztolnię poziomą długości 645 m. Na końcu



Rys. 54.

tej sztolni wybito studnię pionową od której znowu wybijano stopniowo 3 sztolnie poziome na coraz niższych poziomach, wreszcie po obniżeniu zw. wody do poziomu pozwalającego na pracę nad właściwą sztolnią wykonano tę ostatnią / Rys.54 /.

Poziom zw. wody niespiętrzonej wynosił 2155,6 m. spiętrzone jezioro do poziomu 2169 m, - dno sztolni

zaś zaprojektowano i wykonano na poziomie 2067 m. Żeby możliwie szybko dojść do celu, po wybiciu każdej poziomej sztolni i obniżeniu zw. wody do poziomu jej dna, zainstalowano pompy na tratwach, które pracując bez przerwy, obniżały zw. wody do poziomu, umożliwiające rozpoczęcie prac przy budowie niżej położonej sztolni.

Pracując w ten sposób można było dojść do ostatniego poziomu i wykonać sztolnię wlotową o wymiarach 2,75 x 2,15 m.

Nie zawsze jednak, pomimo dużych wysiłków i kosztów, udaje się wykorzystać sztolnię całkowicie t. zn. żeby pracowała pełnym przekrojem i pod ciśnieniem.

Zdarzały się wypadki, że wskutek przecięcia sztolnią skał spękanych, musiano przejść na wolne zwierciadło wody w sztolni, tracąc pewien spadek na studni, gdyż przy pracy sztolnią pod ciśnieniem okazały się duże straty na ilości wody uchodzącej w szczeliny skały, oraz ponieważ zachodziła też obawa powstawania usuwisk na stokach.

Na ujęciu jezior naturalnych, zamknięcie sztolni dokonuje się z reguły w studni, a następnie na przejściu ze sztolni w rurociąg pod ciśnieniem.

Na zbiornikach sztucznych zamknięcie robi się z reguły zasuwą płaską na wlocie, zaś drugie zamknięcie jest wbudowane w studni lecz możliwie innego typu.

Tak np. w Wäggital, zamknięcie w studni jest motylkowe w rurze żelaznej, ściśle wbetonowanej w tunel, zaś zamknięcie wlotu płaskie, gdzie zasawa posuwa się po torze ułożonym pochyło, a nad otworem przylega ściśle do ramy żelaznej.

Na ujęciu w Bleiloch zasawa płaska jest oparta, za pomocą sprężyn, na wózkach. Gdy w sztolni spadnie ciśnienie, ciężar słupa wody w zbiorniku ugnie sprężyny, dociskając zasuwę do ramy uszczelniającej. Za tą zasuwą jest w sztolni zamknięcie motylkowe. Po przyknięciu motylków i wypełnieniu wodą przestrzeni między zasuwą a motylkiem wyrównują się ciśnienia na zasuwie, sprężyny ją podnoszą ponad ramę uszczelniającą i zasuwę można na wózkach podciągnąć do góry, a następnie otworzyć motylki i wodę przepuścić

sztolnią.

13. Komory przejściowe.

Kanał kryty czy też sztolnia, przechodzące następnie w rurociąg, muszą być z reguły zakończone komorą przejściową, zwaną też komorą uderzeń.

Zasada działania tej komory jest następująca: woda płynąca sztolnią z prędkością v , na długości sztolni L i przy przekroju jej A_s posiada energję:

$$E = A_s \cdot L \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Jeżeli z jakichś powodów zostanie zamknięty dopływ wody do turbin, wówczas energja ta musi być w jakiś sposób zniszczona, w przeciwnym razie następuje uderzenie, które może uszkodzić odpowiednie części turbin, rurociągów oraz sztolni.

Niszczenie nadmiaru energji odbywa się właśnie w komorze przejściowej w ten sposób, że następuje tu zamiana energji kinetycznej wody, na energję potencjalną. Woda podnosi się w komorze

przejęciowej do wysokości, odpowiadającej zapasowi posiadanej energii.

W wypadku zaś, gdy wskutek nagłego wzrostu zapotrzebowania energii, potrzebny jest dopływ większej ilości wody na łopatki turbiny niż ten, który w danym momencie istnieje, słupek wody w komorze przejęciowej spowoduje wzrost prędkości wody w rurociągu i dostarczenie jej w odpowiedniej ilości turbinom, zanim zostanie przewyciężona bezwładność wody znajdującej się w sztolni i rozpocznie się normalny zasiłek turbin wodą płynącą sztolnią z ujęcia.

Komora przejęciowa jest zatem urządzeniem, które w razie nagłych zmian w obciążeniu turbin łagodzi uderzenia hydrauliczne w sztolni, a tem samem w rurociągach i na turbinach.

Rozwiązanie tego problemu jest niezmiernie ważne z punktu widzenia unormowania pracy zakładu, oraz ustalenia nieprzekraczalnych naprężeń w poszczególnych elementach budowli, jak sztolnia, rurociągi, spirale turbinowe i t.d.

Problem ten jest tem trudniejszy do rozwiąza-

nia im dłuższa jest sztolnia i większa prędkość wody płynącej w niej - a więc im większa ilość energii musi być zniszczona, albo dodatkowo wytworzona.

Komory przejściowe buduje się zwykle z natury rzeczy na stoku; ze względu więc na charakter pracy winny one być wsunięte w stok i tkwić przeważnie w gruncie naturalnym / skale /.

Z komory wychodzi rurociąg i, o ile komora ma duże wymiary, wlot do rurociągu winien być odpowiednio rozszerzony i zaokrąglony dla zmniejszenia oporów ruchu. Najczęściej jednak sztolnia przechodzi łagodnie bezpośrednio w rurociąg, jeden lub rozgałęzia się na kilka odrębnych rurociągów, podczas gdy komora przejściowa jest połączona ze sztolnią, krótkim pionowym lub ukośnym szybem, jako jej odgałęzieniem.

Na rurociągu, tuż za komorą, dajemy zamknięcia. Dla całkowitego zabezpieczenia się dajemy zwykle dwa zamknięcia, z których jedno zamykane ręcznie, drugie automatyczne lub zamykane z zakładu pomocą serwomotoru. Zamknięciami głównymi są naj-

częśćciej motylki i zasuwy typu wodociągowego, lub zamknięcia Johnsona, za nimi jako drugie jest założone zamknięcie motylkowe. Za zamknięciami winna być przewidziana wentylacja rurociągu, a to z tego powodu, że w razie zamknięcia rurociągu wówczas, gdy pracuje turbina, nastąpi przerwanie słupa wody w rurociągu i powstanie w nim próżnia. Wentylacja jest więc zabezpieczeniem rurociągu przed zgnieceniem go ciśnieniem atmosferycznym, na co rurociąg nie jest liczony.

Obliczenie wymiarów komory przejściowej wykonywa się w założeniu, że:

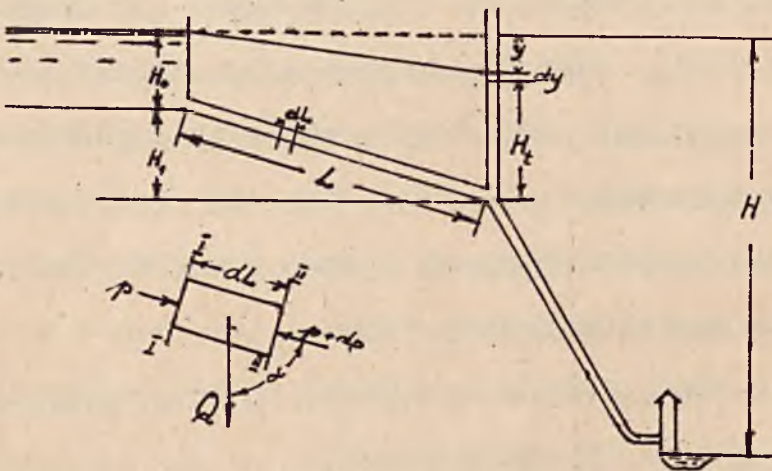
1/. Przy pełnem obciążeniu turbin następuje raptowne ich zatrzymanie.

2/. Obciążenie turbin wzrasta raptownie / o 50%./

Obliczenie przebiegu uderzenia, a stąd i poziomu wody, do którego po uderzeniu ona się wzniesie, pozwoli w drodze prób znaleźć wymiar komory przejściowej, potrzebny dla przyjęcia uderzenia przy zamknięciu turbin, jak również dla natychmiastowego dostarczenia wody w razie

zwiększonego zapotrzebowania jej przez turbiny.

Na rys. 55 pokazano schematycznie profil podłużny od zbiornika, poprzez komorę przejściową i rurociąg, z oznaczeniami potrzebnymi do obliczenia komory.



Rys. 55.

Zakładając, że w danym momencie czasu t , zwierciadło wody leży w komorze na poziomie y niższym od poziomu w zbiorniku, przy zmianie zapotrzebowania wody przez turbiny z pierwotnej ilości Q na q , poziom wody w komorze zmieni się w elemencie czasu dt o wielkość $\pm dy$ w za-

leżności od tego czy $q > Q$ czy też odwrotnie $q < Q$.

Nadmiar czy brak wody pobieranej przez turbiny w stosunku do wydatku sztolni będzie się mieścił w komorze, w warstwie o wysokości dy .

Obliczenie przebiegu uderzenia, a co za tem idzie i wymiarów samej komory przejściowej, dokonujemy na zasadzie dwu równań, z których jedno wychodzi z założenia zmiany prędkości, a tem samem i ilości ruchu w sztolni, drugie zaś jest określone warunkiem ciągłości, t.zn. że cała ilość wody, dopływającej z ujęcia sztolnią, równać się musi sumie wody pobranej przez turbiny, więcej lub mniej ilość wody, która dopłynęła do komory względnie z niej wypłynęła.

Weźmy pod uwagę nieskończenie mały element sztolni o długości dL . W przekroju $\bar{I}-\bar{I}$ działa pewne ciśnienie p , w przekroju $\bar{II}-\bar{II}$ ciśnienie $p+dp$. Jeżeli przekrój sztolni jest A_s , prędkość wody w danym momencie v_t , to siły działające na element dL są następujące:

1/. W kierunku ruchu działa siła: $A_s \cdot p$.

2/. W kierunku przeciwnym działa siła: $A_s(p+dp)$.

3/. Ciężar cząstki jest: $A_s \cdot dL \cdot \gamma$ i jest skierowany pionowo. Zatem siła działająca w kierunku ruchu t.zn. po osi sztolni wynosi: $A_s \cdot \gamma \cdot dL \cdot \cos \alpha$.

4/. Wskutek oporów działa siła, skierowana odwrotnie do kierunku ruchu.

Opór jednostkowy i_t , w momencie czasu t , przy chwilowej prędkości v_t jest:

$$i_t = \frac{v_t^2}{k^2 r}$$

Siła hamująca ruch wody i odpowiadająca oporowi tarcia, na nieskończenie małym odcinku dL , jest zatem równa:

$$- i_t \cdot dL \cdot A_s \cdot \gamma$$

Siła, wynikająca ze zmiany ilości ruchu, przy zmianie prędkości v_t o dv_t , działając na cząstkę masy wody:

$$A_s \cdot dL \cdot \frac{\gamma}{g}$$

wyrazi się wzorem:

$$\frac{dv_t}{dt} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot A_s \cdot dL$$

zatem równanie równowagi będzie następujące:

$$-A_s \cdot dL \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{dv_x}{dt} - A_s \cdot dp + \\ + A_s \cdot dL \cdot \gamma \cdot \cos \alpha - i_t \cdot dL \cdot A_s \cdot \gamma = 0$$

Skąd:

$$-A_s \cdot dL \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{dv_x}{dt} = A_s \cdot dp + \\ -A_s \cdot dL \cdot \gamma \cdot \cos \alpha + i_t \cdot dL \cdot A_s \cdot \gamma$$

dzieląc obie strony równania przez A_s otrzymamy:

$$-\frac{\gamma}{g} \cdot dL \cdot \frac{dv_x}{dt} = dp - \gamma \cdot dL \cdot \cos \alpha + \gamma \cdot i_t \cdot dL$$

Całkując w granicach od 0 do L i uwzględniając, że dla tej samej chwili t , wyrazy $\frac{dv_x}{dt}$ oraz i_t są stałe i niezależne od L - otrzymamy:

$$-\frac{\gamma}{g} \cdot \frac{dv_x}{dt} \int_0^L dL = \int_{\gamma H_0}^{\gamma H_t} dp + \\ + \gamma \cdot i_t \int_0^L dL - \gamma \cos \alpha \int_0^L dL$$

a stąd:

$$-\frac{\gamma}{g} \cdot \frac{dv_x}{dt} \cdot L = \gamma (H_t - H_0) + \\ + \gamma \cdot i_t \cdot L - \gamma \cdot L \cdot \cos \alpha$$

zmieniając znaki i dzieląc przez γ oraz uwzględniając, że: $L \cos \alpha = H_1$, zaś $H_0 + H_1 - H_t = y$,
otrzymamy :

$$\frac{L}{g} \cdot \frac{dv_t}{dt} = -H_t + H_0 - i_t \cdot L + H_i = y - i_t \cdot L$$

lub:

$$dv_t = \frac{g}{L} \cdot dt (y - i_t \cdot L) \quad (1)$$

dla $\frac{dv}{dt} = 0$, t.j. dla ruchu ustalonego, otrzymamy: $y = i_t \cdot L$, zgodnie z założeniem.

Równanie (1) wyraża wynik zmian w ilości ruchu w przeciągu okresu czasu dt .

Z warunku ciągłości ruchu otrzymamy drugie równanie w postaci:

gdzie: $\frac{dy}{dt} \cdot A_k = A_s \cdot v_t - q$ (2)
 A_s - jest polem przekroju sztolni, A_k -
polem przekroju komory, q ilością wody pobieraną
przez turbiny.

Z tych dwu równań można obliczyć przebieg uderzenia w komorze, a więc i poziom, do którego woda wzniesie się w komorze, względnie opadnie.

Przy komorach walcowych całkowanie nie przedstawia większych trudności, a więc wysokość wzniesienia stacsunkowo łatwo może być określona.

Przy nowych typach komór o nieregularnych

kształtach całkowanie jest b. trudne lub wogóle niemożliwe. Musimy zatem określić poziom górny w komorze przyjmując skończone elementy czasu Δt , / 0,5 - 2 - 4 sekund / i obliczając dla nich zmiany prędkości Δv , otrzymaną zmiany napełnienia komory Δy .

W pierwotnych komorach, budowanych o kształtach cylindrycznych, można łatwo obliczyć maximum wzniesienia zwierciadła wody ponad stan normalny, przy zupełnem wyłączeniu turbin, z warunku iż cała energja kinetyczna płynącej masy wody w sztolni musi się zrównoważyć z energją statyczną pewnej objętości wody: $A_k \cdot y$, wzniesionej na wysokość $\frac{y}{2}$, t.j. na wysokość równą odstępowi środka ciężkości bryły wody w komorze, ponad poziom pierwotny^{*)}.

Przy nieregularnym kształcie komory, należy obliczyć położenie środka ciężkości i próbami

^{*)}Porównaj: Deubs u. Bataillard: Allgemeine Theorie über veränderliche Bewegung des Wassers in Leitungen.

dojść do takiego jego wzniesienia nad poziom pierwotny, aby wykonana praca podniesienia pewnej objętości wody równała się energii masy wody płynącej sztolnią.

Dla komory walcowej wzór na wzniesienie wody przy zupełnem wyłączeniu turbin będzie:

$$A_s \cdot L \cdot \gamma \cdot \frac{\alpha v^2}{2g} = A_k \cdot y \cdot \gamma \cdot \frac{y}{2}$$

We wzorze tym nie są uwzględniane opory tarcia.

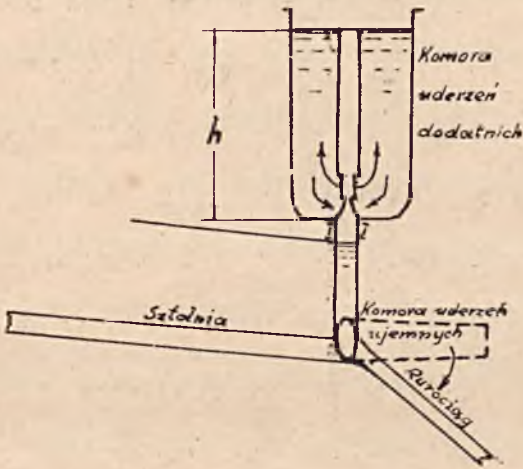
Przy częściowem przymknięciu turbin i zmianie prędkości z v_1 na v_2 - nadmiar energii wody w sztolni wyrazi się wzorem:

$$A_s \cdot L \cdot \frac{\alpha}{2g} (v_1^2 - v_2^2)$$

Komory typu cylindrycznego są nieekonomiczne, wobec czego zarzucano je i obecnie buduje się t. zw. komory dyferencjalne Johnsona, które dają w kubaturze oszczędność dochodzącą do 50%. Zasada działania tej komory jest następująca / rys. 56 /:

W szybie pionowym woda podczas normalnego obciążenia turbin stoi na pewnym poziomie $\bar{I}-\bar{I}$. W wypadku nagłego zamknięcia turbin, wskutek powstałego uderzenia, woda winna się wznieść w

szybie do jego górnej granicy, a otworami u dna komory, pod ciśnieniem słupa wody h - powinien wypływać do komory cały nadmiar wody, który nie



Rys. 56.

przejdzie na turbiny. Pod koniec uderzenia, poziom wody w szybie pionowym i zewnętrznej komorze muszą się zrównać.

Jak zatem z tego widać max. poziom jest tu ściśle ograniczony i zależy od pojemności komory. Obliczenie komory podaje Johnson w "Transactions S.A. Eng. r. 1915.

Przy nagłym obciążeniu turbin brak wody jest

pokryty z drugiej, niżej położonej komory, zwanej również sztolnią zbiorczą, która się wypróżnia tak długo, póki nie nadpłynie woda sztolnią z ujęcia.

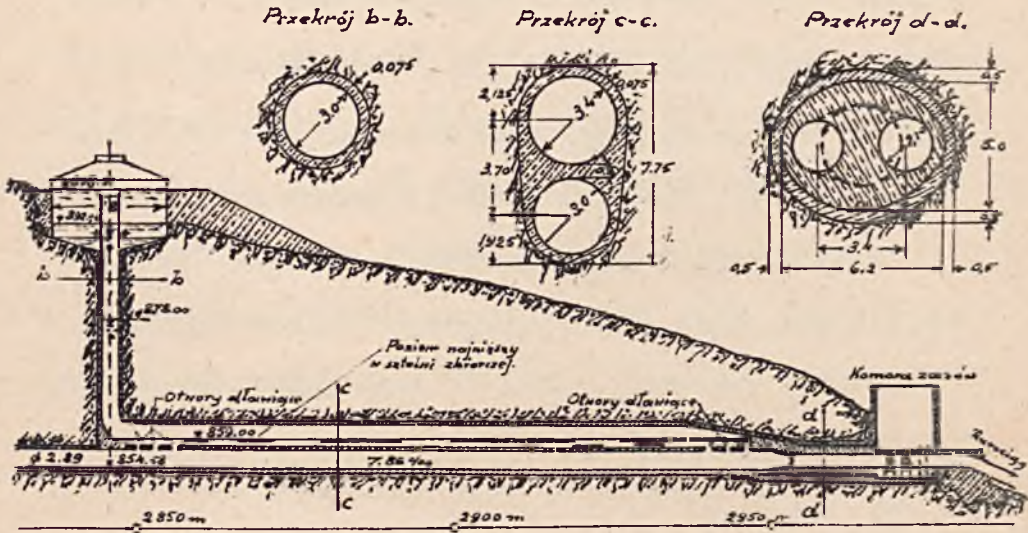
W Europie stosuje się komory dyferencjalne w nieco innej postaci, mianowicie woda podnosi się w środkowym szybie, do jego górnej krawędzi i przez nią się przelewa do właściwej komory tak długo, póki nie nastąpi wyrównanie poziomów.

Przy zwiększonym zapotrzebowaniu, komora opróżnia się przez otwory zamknięte klapami, znajdujące się u dołu szybu na poziomie posadzki komory, a które otwierają się samoczynnie wskutek zmniejszonego ciśnienia w sztolni.

W budującym się obecnie zakładzie Etzelwerk w Szwajcarii, dolna komora jest wykonana jako podłużna sztolnia leżąca na długości 100 m. tuż ponad sklepieniem sztolni pod ciśnieniem i z nią połączona szeregiem otworów dławiących. Górna komora odgałęzia się od dolnej i jest wykonana jako dyferencjalna. Rys. 57. Wasser - und Energiewirtschaft 1935 Nr. 3/4 /.

Komory przejściowe muszą być dokładnie obli-

czone i nie mogą w żadnym razie być ani za wysokie, ani za małe.

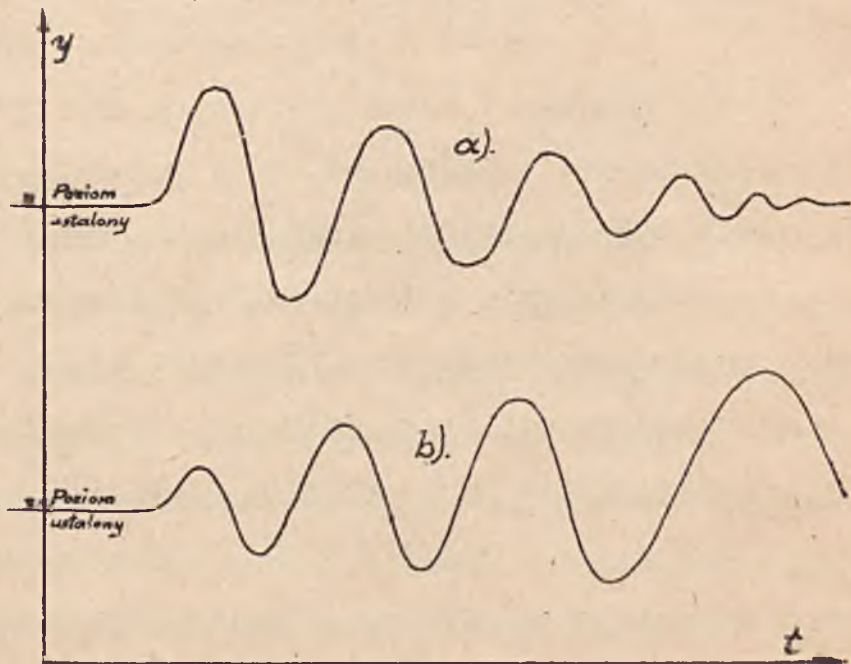


Rys. 57.

Przy zwiększeniu zapotrzebowania zakładu, ciśnienie w komorze a zatem i na turbinach spada, automatyczny regulator otwiera bardziej łopatkę turbiny, aby dopuścić więcej wody i wytworzyć potrzebną moc w generatorze, wskutek czego ciśnienie w komorze jeszcze bardziej spada. W końcu następuje moment wyrównania ilości wody zapotrzebowanej przy chwilowym spadzie,

lecz w następnym już momencie, wskutek napływu zadużych ilości wody i wzrostu ciśnienia w sztolni łopatki muszą się przymknąć, aby zmniejszyć dopływ wody. Następuje zatem uderzenie i dalszy wzrost ciśnienia w sztolni, względnie na komorze przejściowej. Łopatki przymykają się jeszcze bardziej, ograniczając dopływ wody.

W rezultacie, o ile komora jest za mała lub za wysoka, fale uderzenia na turbinie zamiast stopniowo zanikać / rys. 58 a /, będą się utrzymywać w tej samej wysokości lub nawet rosnąć / rys. 58 b /.



Rys. 58.

Rys.58 : a/. Fale uderzeń zanikające przy komorach mających właściwe wymiary.

b/. Fale uderzeń rosnące przy komorach za małych.

Dla zabezpieczenia się przed zjawiskiem rezonansu, / t.zn. powstawania fal uderzeń o tej samej mocy / podczas trwania którego nie można doregulować turbin, wskutek czego bardzo szybko się one niszczą, Vogt podaje dwa warunki, które muszą być spełnione:

$$\frac{y}{H} < \frac{1}{3}$$

$$\frac{L \cdot A_s \cdot v^2}{g \cdot A_k \cdot y^2} < 2 \cdot \frac{1 - \frac{y}{H}}{y}$$

gdzie: y - max. strata spadcu ciśnienia na sztolni,

v - max. prędkość w sztolni

H - całkowity spad wyzyskany na turbinach.

O ile pierwszy warunek jest z reguły zawsze spełniony, o tyle drugi musi być w każdym wypadku sprawdzony.

Uwaga: Na końcu niniejszego skryptu podano przykłady obliczenia komór: walcowej i dyferencjalnych.

14. R u r o c i ą g i .

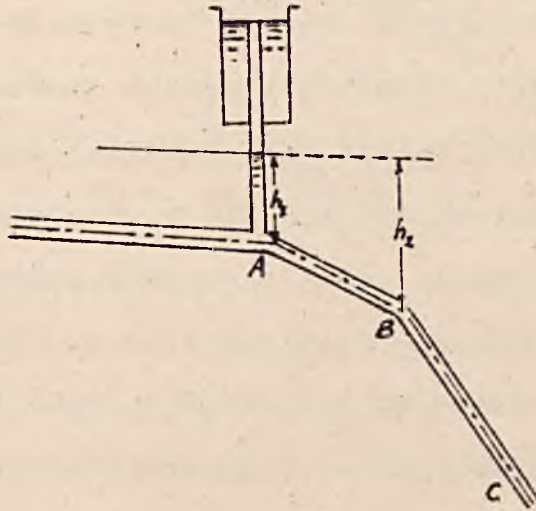
Rurociąg, wychodząc z komory przejściowej, otrzymuje spadki i zmiany kierunku zależne od ukształtowania terenu i sytuacji zakładu w tymże terenie.

Rurociąg kładzie się w linii najkrótszej, oraz w terenie najbardziej stałym. W złych warunkach terenowych lub klimatycznych kładzie go się w pochyłej sztolni, a w dobrej wytrzymałej skale wykonuje go się nawet jako sztolnię pod ciśnieniem.

Pamiętać jednak należy, że zwłaszcza początkowy odcinek rurociągu winien mieć spadek możliwie duży.

Warunek ten jest uzasadniony tem, że jeżeli zakład zostanie nagle obciążony i zwiększy się prędkość przepływu wody w rurociągu, woda znajdująca się w części rurociągu o spadku większym *B-C*,

/ rys. 59 /, uzyska odrazu zwiększoną prędkość, podczas gdy w części $A-B$ wobec małego spadku i za małych wysokości ciśnienia h_1 i h_2 , bezwładność wody nie zostanie przewyżczona i słup wody w części rurociągu $A-B$ może się urwać, co spowoduje utworzenie próżni i ewentualne zgniecenie rurociągu. W następnym momencie



Rys. 59.

nadpływająca z góry woda, natrafiając na swej drodze na próżnię, spowoduje uderzenie, które może również rozerwać rurociąg.

Żeby zatem uniknąć przerwania słupa wody na-

leży nadawać rurociągom tuż za komorą znaczne spady.

Rurociąg składa się z części, o długości zależnej od dysponowanych środków przewozowych; najczęściej 6 - 8 - 12 m, zależnie od średnicy i grubości blach, a więc od ciężaru.

Poszczególne części wykonuje się obecnie z blachy stalowej spawanej i następnie łączy na nitowane rękawy lub wprost spawa ze sobą. Szew, przy obecnych metodach spawania, posiada niemal tę samą wytrzymałość co i materiał łączony.

Rurociąg układa się na klocach betonowych w ten sposób, że każda rura jest podparta w jednym końcu poniżej połączenia / rys. 60 a /.

Kloce betonowe w punktach podparcia posiadają gładką powierzchnię, często z wtopionym odlewem żelaznym, w celu umożliwienia przesunięć rurociągu pod wpływem zmian temperatury. Przesuwać się może tylko górny koniec, który też posiada dylatację; dolny koniec jest zamocowany na punkcie stałym / rys. 60 b /.

Wskutek oporów tarcia powstanie siła osiowa,

oddająca się na blok.

Ze względu na tę właśnie siłę, nowsze konstrukcje dążą do zastosowania podpór elastycznych w postaci kozłów żelaznych z nogami wtopionymi w blok betonowy /rys.

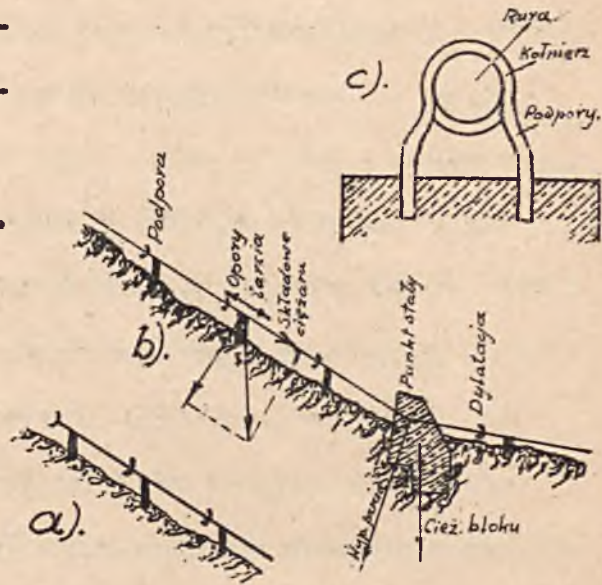
60c/.Pod wpływem działających sił nastąpi ugięcie kozłów i przesunięcie rurociągu.

Inni konstrukte-

rzy stosują również jako podpory wałki.

Dla uniknięcia dużej liczby podpór, spawa się obecnie rury raczej w dłuższe odcinki, dochodzące do kilkunastu i więcej metrów.

Prócz kłoców czy kozłów służących do podparcia pojedynczych odcinków rurociągu, na wszystkich zmianach kierunku w płaszczyznach tak poziomych jak i pionowych, oraz co ≈ 300 m. w prostej, umieszcza się t.zw. punkty stałe. Są to



Rys.60.

bloki betonowe obliczone w ten sposób, że wypadkowa parcia wody składa się z ciężarem bloku i oporami tarcia, dając w fundamencie bloku naprężenia dopuszczalne na dany rodzaj gruntu.

Będą to punkty stałe przy zmianach kierunku poziomego.

Przy zmianie spadku w płaszczyźnie pionowej, punkt stały winien być obliczony na przyjęcie:

- 1/. wypadkowej parcia wody
- 2/. składowej osiowej ciężaru
- 3/. oporu tarcia przy zmianie temperatury.

Na punktach stałych rurociąg winien być należycie zakotwiony, poniżej zaś punktu stałego posiadać dylatację ze względu na wynikające ze zmiany temperatury przesunięcia się tego końca.

Zależnie od różnicy poziomów, którą rurociąg pokonuje doprowadzając wodę na turbiny, panują w nim różne ciśnienia, a przy zmiennych średnicach także i różne prędkości.

Ze względu na minimum kosztów dajemy u góry średnicę większą, u dołu zaś mniejszą, oraz odpowiednio do wielkości ciśnień zmienne grubości ścianek.

Pewnej grubości ścianki oraz pewnej średnicy odpowiada pewne ciśnienie dopuszczalne, wyrażone w metrach słupa wody.

Obliczenie minimum kosztu opiera się na obliczeniu minimum ciężaru rurociągu.

Ciężar rurociągu jest pewną funkcją średnicy i grubości ścianki:

$$g = f_1(D, \delta)$$

zaś δ - jest funkcją średnicy i wysokości ciśnienia:

$$\delta = f_2(D, H)$$

ostatecznie więc ciężar rurociągu jest pewną funkcją średnicy i wysokości ciśnienia:

$$g = f_3(D, H)$$

Ciężar 1 m b. rurociągu o średnicy D i grubości ścianki δ będzie:

$$g = \gamma \cdot \pi \cdot \delta \cdot D$$

Roczny koszt jego, przy stopie r rocznego oprocentowania i amortyzacji, oraz kosztach α , 1 kg. materiału rury będzie:

$$k = \alpha \cdot \gamma \cdot \delta \cdot D \cdot \pi \cdot r$$

Strata spadku, ze wzoru Chezy, na 1 m b. rów-

na się :

$$i = 0,0025 \frac{Q^2}{D^5}$$

a dla zmiennych przepływów: Q_1 w czasie z_1 godzin, Q_2 w czasie z_2 i t.d. na dobę:

$$i = \frac{0,0025}{24} \cdot D^{-5} (Q_1^2 \cdot z_1 + Q_2^2 \cdot z_2 + \dots + Q_n^2 \cdot z_n)$$

Przy współczynniku sprawności turbin i generatorów η oraz rocznej wartości siły b , / koszt 1 KM rocznego /, otrzymamy roczną stratę energii wskutek oporów tarcia:

$$\frac{0,0025}{24} \cdot 10 \cdot \eta \cdot b \cdot D^{-5} (Q_1^3 \cdot z_1 + Q_2^3 \cdot z_2 + \dots + Q_n^3 \cdot z_n)$$

Sumując kosztą oprocentowania i amortyzacji z wartością straconej energii i przyrównując do zera pochodną sumy kosztów względem dD , otrzymamy wzór na związek między średnicą a grubością ścianki, zawierający w sobie warunek minimum kosztów:

$$D = 0,07752 \left\{ \frac{\eta \cdot b (Q_1^3 \cdot z_1 + Q_2^3 \cdot z_2 + \dots + Q_n^3 \cdot z_n)}{\alpha \cdot r \cdot \sigma} \right\}^{1/6}$$

Przykład. $\alpha = 0,60$; $b = 125$; $r = 0,10$; $\eta = 0,75$;

$$Q_1 = 15 \text{ m}^3/\text{sek} \text{ dla } z_1 = 4 \text{ godz.}$$

$$Q_2 = 10 \text{ m}^3/\text{sek.} \text{ dla } z_2 = 4 \text{ godz.}$$

$$Q_3 = 8,5 \text{ m}^3/\text{sek.} \text{ dla } z_3 = 6 \text{ godz.}$$

$$Q_4 = 6,5 \text{ m}^3/\text{sek. dla } z_4 = 6 \text{ godz.}$$

$$Q_5 = 2,5 \text{ m}^3/\text{sek. dla } z_5 = 4 \text{ godz.}$$

$$(z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5 = 24 \text{ godz.})$$

Przyjmując $\delta = 6 \text{ mm}$, otrzymamy:

$$D = 0,077252 \left\{ \frac{0,75 \cdot 125 (15^3 \cdot 4 + 10^3 \cdot 4 + 8,5^3 \cdot 6 + 6,5^3 \cdot 6 + 2,5^3 \cdot 4)}{0,6 \cdot 0,1 \cdot 0,006} \right\}^{1/6}$$

stąd $D = 2,255 \text{ m}$.

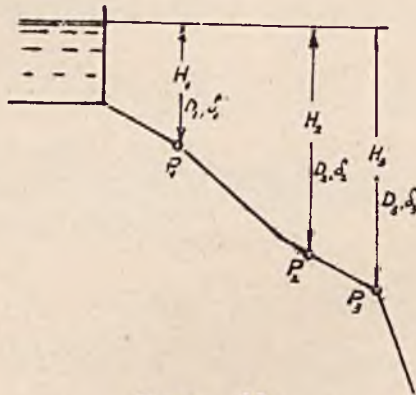
Dla innych grubości δ , średnica D zmienia się w stosunku $\left(\frac{1}{\delta}\right)^{1/6}$ jak to widać ze wzoru.

Zakładając pewną grubość ścianki najmniejszą dopuszczalną ze względu na sztywność rury o pewnej średnicy, obliczamy odpowiadającą jej najeconomiczniejszą średnicę, a następnie dla przyjętych coraz większych grubości ścianki, odpowiednie średnice. Każdej średnicy i grubości, przy dopuszczalnym naprężeniu σ , odpowiada pewna wysokość słupa wody H , którą obliczymy ze wzoru:

$$H_{\text{ton/m}^2} \cdot D_m = 2 \cdot \delta_m \cdot \sigma_{\text{ton/m}^2}$$

Wykreślając profil podłużny rurociągu, znaj-

dujemy takie punkty na nim P_1, P_2, P_3, \dots ,
 / Rys. 61 /, w których zmienia się średnica i
 grubość ścianki.



Rys. 61.

Normy amerykańskie na minimalną grubość ścianki rur, ze względu wyłącznie tylko na sztywność / bez uwzględnienia rdzewienia /, podane są w Tab. V.

Tabela V.

Sredn. \varnothing m.	Grubość blachy mm.	Sredn. \varnothing m.	Grubość blachy mm.
1,20	3,00	3,90	18,75
1,50	4,25	4,20	20,75
1,80	5,75	4,50	23,25
2,10	7,25	4,80	25,50
2,40	9,00	5,10	28,25
2,70	10,75	5,40	30,50
3,00	12,50	5,70	33,25
3,30	14,50	6,00	35,75
3,60	16,50		

Obliczona wzorem wyżej podanym średnica przedstawia przy ciągłej również zmianie grubości ścianki, zmianę ciągłą. W wykonaniu byłoby to oczywiście ze względów technicznych niemożliwe, i w praktyce zmieniamy grubość ścianki przechodząc od jednej grubości blach do drugiej skokami / np. co 0,5 - 1 - 2 mm /.

W wypadkach gdy mamy stosunkowo małe H i Q , może się nie opłacać zmiana średnicy; zakładamy wówczas jednostajną średnicę zastępczą, która da tę samą stratę spadu. Nie będzie tu zachowany coprawda ściśle warunek minimum ciężaru, ale zato koszt wykonania rurociągu będzie mniejszy.

Dla małych spadów H , przy przyjęciu min. grubości δ , dopuszczalnej ze względu na sztywność, okazuje się często, że dopuszczalna wysokość ciśnienia jest większa od ciśnienia rzeczywistego. Wówczas rurociąg na całej długości ma stałą średnicę i stałą grubość ścianki.

15. Uderzenia w rurocią-
gach i kanałach otwar-
tych.

Obliczane w/g poprzedniego rozdziału średnice, ze względu na minimum kosztów, nie uwzględniają uderzeń, które powstają wskutek nagłego zamknięcia turbin i powodują znaczny wzrost ciśnień.

Gdyby nie było przy turbinach urządzeń ochronnych, niwelujących wpływ nagłego odciążenia turbin, ciśnienia wzrastałyby b. znacznie. Naogół zakłada się, że dopuszczamy do wzrostu ciśnienia na turbinach 10% ponad ciśnienie normalne / statyczne /. To ciśnienie dodatkowe, wynikające z uderzenia, wzrasta linjowo od zera przy początku rurociągu, do max. na jego końcu przy turbinach.

Przebieg uderzenia w rurociągach obliczamy w/g wzorów Alliviego.

Oznaczenia stosowane w tych wzorach są następujące:

D - średnica rurociągu

δ - grubość blachy

v_0 - prędkość w rurociągu ustalona w danym

momencie w m/sek.

γ_0 - ciśnienie słupa wody na końcu rurociągu

L - długość rurociągu

α - prędkość przenoszenia się fali uderzenia.

Naskutek zamknięcia łopatek turbiny, reakcja powstała wskutek uderzenia przenosi się z prędkością α ku początkowi rurociągu i wraca z tą samą prędkością α do końca rurociągu przy turbinach. Pierwsza faza uderzenia trwa więc przez czas $t = \frac{2L}{\alpha}$.

Wielkość α - obliczamy w/g wzoru:

$$\alpha = \sqrt{\frac{g/\gamma}{\frac{1}{E} + \frac{1}{E} + \frac{D}{S}}}$$

gdzie: E - współcz. elastyczności wody

E - " " " materiału rury.

Albo ze wzoru:

$$\alpha = \frac{9900}{\sqrt{48,3 + k \cdot \frac{D}{S}}}$$

w którym wartości współczynnika k są następujące:

Bud. wodne

10.

dla żelaza kutego i stali	$k = 0,5$
" żeliwa	$k = 1,0$
" ołowiu i betonu	$k = 5,0$
" drzewa	$k = 10,0$

Ponieważ rurociągi robi się zwykle stalowe,
na α otrzymamy z poprzedniego wzoru wartość:

$$\alpha \cong 1000 \text{ m/sek.}$$

Obliczając przebieg uderzenia, rozróżniamy
następujące trzy wypadki, które Allievi oblicza
w/g dwóch wzorów:

Wypadek I.

Jeżeli: $\alpha \cdot v_0 < 2g \cdot y_0$
albo: $\frac{\sum(\alpha \cdot v_i)}{n} < 2g \cdot y_0$, dla rurociągu złożone-
nego z n części o różnych średnicach /.

Max. uderzenia następuje w ciągu czasu:

$$t = \frac{2L}{\alpha}$$

Wzrost ciśnienia, powstały wskutek uderze-
nia Allievi oblicza w/g wzoru:

$$y^2 - 2y \left(H + \frac{\alpha^2}{g} \cdot \frac{\psi^2(t)}{1 - \psi^2(t)} \right) + H^2 = 0 \quad (1)$$

gdzie:

$$H = y_0 + \frac{\alpha v_0}{g}$$

$$1 - \psi^2(t) \cong 1$$

$$\psi(t) = \left(1 - \frac{t}{T}\right) \cdot \psi(0)$$

tutaj: T - jest to czas zamykania turbiny

t - czas, po którym nastąpi uderzenie

$$\psi(0) = \frac{v_0}{u_0}; \quad u_0 = \sqrt{2g \cdot y_0}$$

Wypadek II.

Jeżeli następuje nierówność:

$$2g \cdot y_0 < \alpha \cdot v_0 < 3g \cdot y_0$$

lub:

$$2g \cdot y_0 < \frac{\sum(\alpha \cdot v_0)}{n} < 3g \cdot y_0$$

max. uderzenia oblicza Allievi w/g wzoru /1/,

albo jeżeli następuje ono jako wtórne, wzorem

następującym:

$$z^2 - z(2 + n^2) + 1 = 0 \quad (2)$$

gdzie:

$$z = \frac{y}{y_0}; \quad n = \frac{L \cdot v_0}{g \cdot T \cdot y_0}$$

zaś y - jest to ciśnienie zmienne ponad normal-
nem, powstała wskutek uderzenia.

Wypadek III.

Jeżeli zachodzi nierówność:

$$\text{lub } \alpha \cdot v_0 > 3g \cdot y_0$$
$$\frac{\sum(\alpha \cdot v_0)}{n} > 3g \cdot y_0$$

max. uderzenia obliczamy w/g wzoru /2/. Wzorem
tym można obliczyć czas T zamykania turbin ta-
ki, żeby stosunek ciśnień $\frac{y}{y_0} = z$ - nie przekro-
czył granicy dopuszczalnej.

W wypadku otwarcia turbin, spadek ciśnienia
obliczamy temi samymi równaniami /1/ i /2/, przy-
czem równanie /1/ przybiera postać:

$$\alpha \cdot \psi(t) = (y_0 - y) \sqrt{\frac{g}{2y}}$$

zaś

$$\psi(t) = \frac{v_0}{\sqrt{2g \cdot y_0}} \cdot \frac{t}{T} \quad (1a)$$

gdzie v_0 - jest prędkością ustaloną po otwarciu tur-
bin, równanie zaś /2/ - pozostanie w tej samej for-
mie, tylko mianodajnym będzie w niem pierwiastek ze
znakiem minus.

Największy spadek ciśnienia znajdzie po czasie

$$t = \frac{2L}{\alpha}$$

Zakładając, że stosunek $\frac{y_{min.}}{y_0} = s$ - otrzymamy po przekształceniu równania (1a):

$$\frac{2L \cdot v_0}{gT} = \frac{y_0(1-s)}{\sqrt{s}}$$

Stąd, założwszy dopuszczalną wartość stosunku s - otrzymamy czas potrzebny na zamknięcie turbin:

$$T = \frac{L \cdot v_0}{g \cdot y_0} \cdot \frac{2\sqrt{s}}{(1-s)} \quad (1b)$$

Przykłady.

1/. Zamykanie turbiny

$$\alpha = 1000 \text{ m/sek}; v_0 = 2,5 \text{ m/sek}; y_0 = 150 \text{ m}; L = 750 \text{ m}$$

$$\alpha \cdot v_0 < 2g \cdot y_0 \quad \text{gdz} \quad 2500 < 2940$$

Przebieg uderzenia obliczymy zatem w/g wzoru

1/1.

Z danych wielkości znajdziemy:

$$t = \frac{2L}{\alpha} = 1,5''$$

$$H = 150 + \frac{2500}{9,81} = 405 \text{ m}$$

Założmy $T = 3''$

Obliczywszy: $u_0 = \sqrt{2g \cdot y_0} = 54,4 \text{ m/sek.}$

$$\psi(0) = \frac{v_0}{u_0} = \frac{2,50}{54,4} = 0,046$$

Znajdziemy dalej:

$$\psi(t) = \left(1 - \frac{t}{T}\right) \cdot \psi(0) = \left(1 - \frac{1,5}{3}\right) \cdot 0,046 = 0,023$$

$$\frac{\alpha^2 \cdot \psi^2(t)}{g} = \frac{23,0^2}{9,81} = 54$$

$$H + \frac{\alpha^2 \cdot \psi^2(t)}{g} = 405 + 54 = 459$$

Wstawiając w równanie /1/ otrzymamy:

$$y^2 - 2y \cdot 459 + 405^2 = 0$$

stąd $y = 243 \text{ m}$

Licząc wzorem /2/ - otrzymamy dla następnej fazy uderzenia wartości:

Zakładając czas $T = 6''$ $y = 229 \text{ m}$ otrzymamy:

$$y = 190 \text{ m}$$

Dla $T = 12''$ otrzymamy $y = 168,8 \text{ m.}$

Im dłuższy zatem czas zamykania turbiny przyjmujemy, tem mniejsze powstaną uderzenia.

Można również zadanie odwrócić. Zakładając

mianowicie dopuszczalne y - obliczymy czas potrzebny na zamknięcie turbiny.

2/. Otwieranie turbiny.

$$L = 5000 \text{ m}; y_0 = 50 \text{ m}; \alpha = 1000 \text{ m/sek.}; v_1 = 1,565 \text{ m/sek.}$$

$$\frac{2L}{\alpha} = 10''$$

Zakładając $s = 0,5$ - czyli, że spadek ciśnienia może wynosić najwyżej 50% otrzymamy, że czas potrzebny na otwarcie turbiny:

$$T = \frac{5000 \cdot 1,565}{9,81 \cdot 50} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5}{(1 - 0,5)^2}} = 45''$$

Dla $t < \frac{2L}{\alpha}$, obliczamy spadek ciśnienia wzorem /1a/ - zaś dla $t > \frac{2L}{\alpha}$ wzorem /2/.

Gdyby czas T był mniejszy, względnie równy $t = \frac{2L}{\alpha}$, wówczas otrzymalibyśmy dla $T = t$:

$$\psi(T) = \frac{v_1}{u_0} = \frac{1,565}{\sqrt{2g \cdot y_0}} = 0,05$$

$$\psi(t) = 0,05 \cdot \frac{t}{T} = 0,05$$

Ze wzoru zaś /1a/:

$$50 = (50 - y) \cdot \sqrt{\frac{9,81}{2y}}$$

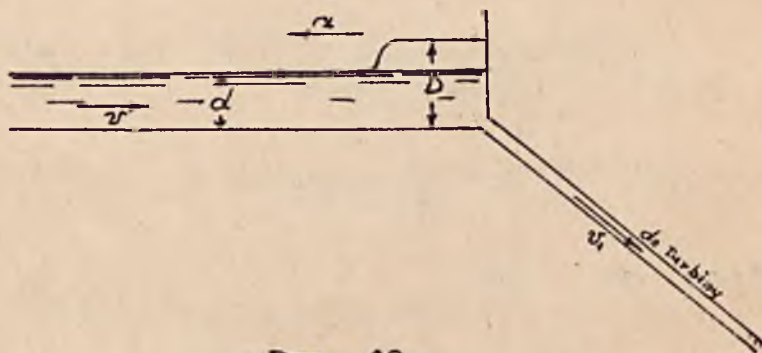
skąd $y = 4,13 \text{ m}$

czyli ciśnienie spadłoby z 50 m do 4,13 m.

Uderzenia powstają oczywiście także i w otwartych kanałach przy zmianie obciążenia turbin.

W zakładach o niskim spadzie, stojących na kanale otwartym, w momencie gdy generator zostanie odciążony i łopatki turbiny automatycznie zostaną przymknięte, nastąpi uderzenie i wpływ tego powstanie na kanale.

Podniesie się mianowicie stan wody z głębokości d na pewną głębokość D - którą obliczymy w następujący sposób / rys. 62 /.



Rys. 62.

Jeżeli woda płynęła początkowo w kanale robo-

czym z prędkością v - przy głębokości d -
wskutek uderzenia powstanie wzrost głębokości
przy wlocie do rurociągu do pewnej wartości D
i z szybkością α - będzie się on przemieszczał w gó-
rę kanału.

Powstanie zatem odskok Bidon'a, przyczem wy-
padek ten może być rozważany przy założeniu, że
odskok jest umiejscowiony, podczas gdy kanał
posuwa się z prędkością α . Stąd wynika prędkość
wody przed odskokiem $v + \alpha$, za odskokiem
 α .

Wstawiając te wartości w równania Gibson'a
na odskok, otrzymamy równanie:

$$D = \pm \sqrt{\frac{2d}{g} \left(\frac{v \cdot D}{D-d} \right)^2 + \frac{\alpha^2}{4}} - \frac{d}{2}$$

z którego drogą prób obliczymy D oraz ewentual-
nie α .

Aby uniknąć kilku prób możemy zastosować w
obliczeniu uproszczony wzór Kenisson'a:

$$D = \frac{v \cdot \sqrt{d}}{2,76} + 0,99d \quad / \text{ w metrach } /$$

oraz
$$D = \frac{v \cdot \sqrt{d}}{5} + 0,99d \quad / \text{ w stopach } /$$

Wskutek nagłego obciążenia turbin, powstanie nagłe zwiększenie zapotrzebowania wody i wówczas przy wejściu do rurociągu nastąpi obniżenie się poziomu w kanale roboczym z d_1 - do d_2 / rys 63 /.

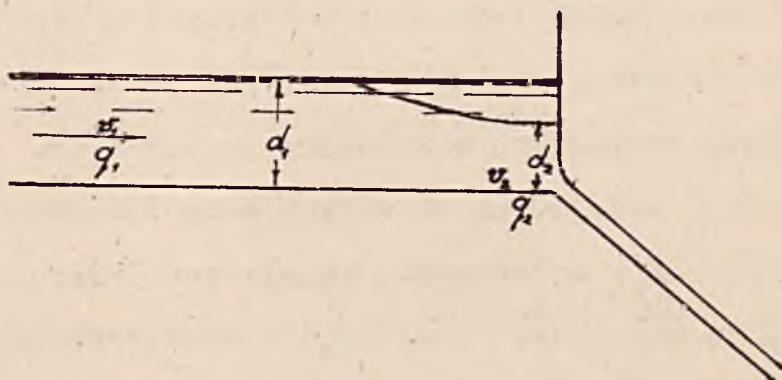
Jeżeli szybkość wody w kanale jest v_1 - to wielkość d_2 - obliczamy w/g wzoru:

$$d_1 - d_2 = \left(\frac{q_2}{d_2} - v_1 \right) \cdot \sqrt{\frac{d_2}{g}} + \frac{\left(\frac{q_2}{d_2} - v_1 \right)^2}{4g}$$

Obliczenie wielkości D przy zatrzymaniu turbin, oraz d_2 przy ich uruchamianiu jest b. ważne, gdyż w I-ym wypadku należy przewidzieć poziom brzegów i urządzeń na brzegu kanału które muszą być tak wysoko pobudowane, żeby nie nastąpiło ich zalanie lub uszkodzenie wskutek podniesienia się stanu wody w kanale, w II-gim zaś, żeby nie został odkryty wlot do rurociągu, i nie zostało nassane powietrze.

Wracając w dalszym ciągu do rurociągów, zajmujemy się kwestją ilości rurociągów, w zależności od ilości turbin.

Turbin na zakładach, dajemy conajmniej dwie ze względu na ciągłość ruchu. W wypadku remontu



Rys. 63.

jednej turbiny, druga pracuje pełnem obciążeniem.

Turbiny pracują z max. skutkiem użytecznym przez krótki tylko okres czasu w roku, gdyż wyzyskanie ich zależy bezpośrednio od zapotrzebowania energii.

Skutek użyteczny średni, dla jednostek mniejszych waha się w granicach około 0,7 - 0,8, a przy dużych jednostkach średni współczynnik dochodzi i przenosi 90%.

Moc instalowaną turbin obliczymy znając obciążenie całkowite zakładu i współczynnik skutku

użytecznego dla turbin. W zależności od ilości turbin i ich wielkości dajemy odpowiednią ilość rurociągów.

Przy dużych jednostkach i dużych ilościach wody roboczej, najlepiej jest gdy każda turbina posiada oddzielny, zasilający ją rurociąg.

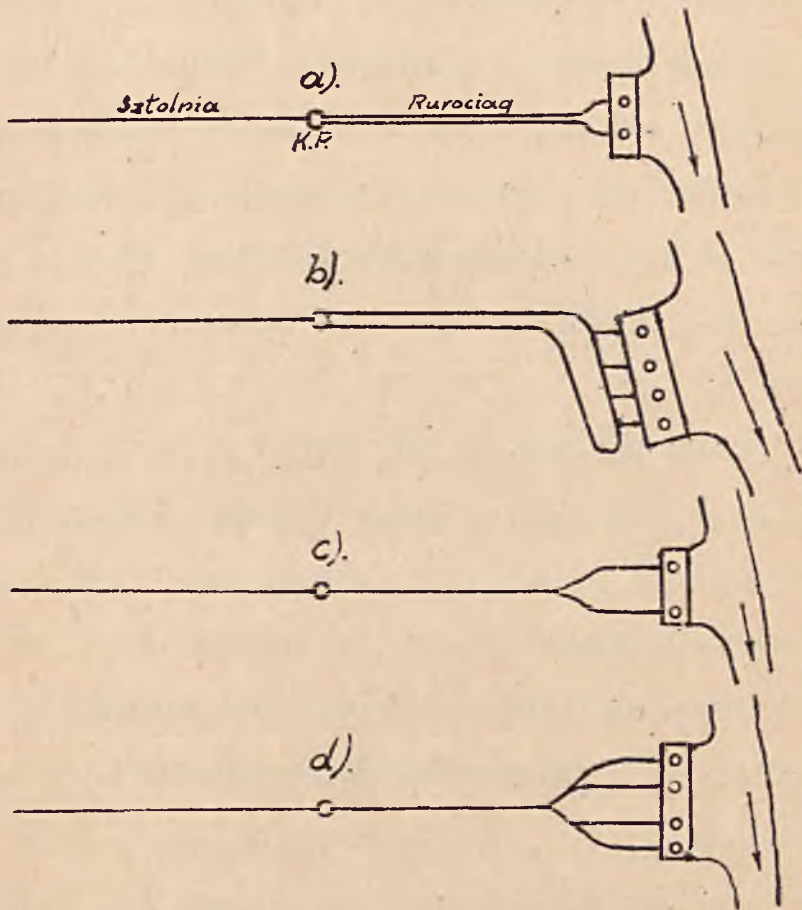
Przy mniejszych ilościach wody roboczej byłoby to zbyt kosztowne, dlatego też przeważnie stosuje się jeden rurociąg, z odgałęzzeniami, przy końcu, do każdej turbiny oddzielnie.

Na rys. 64 pokazano cztery zasadnicze schematy doprowadzania wody do turbin za pomocą rurociągów.

Na rys. 64a mamy dwa rurociągi wychodzące z komory przejściowej z których każdy oddzielnie zasila jedną turbinę.

Na rys. 64b pokazano dwa rurociągi, połączone ze sobą. Od jednego z nich odchodzą odgałęzienia do każdej z turbin. Połączenie rurociągów ma na celu bezpieczeństwo ruchu, gdyż w razie remontu jednego z nich, woda dopłynie do każdej z turbin drugim rurociągiem.

Na rys. 64c i d - widzimy wypadek gdy jeden rurociąg rozdziela się na dwie lub cztery gałęzie, zależnie od ilości turbin. Rozwiązanie to



Rys. 64.

jest tańsze, ale w razie pęknięcia rurociągu zakład zostaje zatrzymany, podczas gdy w poprzed-

nim wypadku ciągłość ruchu jest zabezpieczona.

Zwykle przy mniejszych spadach daje się tyle rurociągów ile turbin. Przy b. dużych spadach / \geq 1000 m / i znacznych długościach rurociągów, na początku daje się jeden lub dwa rurociągi o większej średnicy, które na pewnej wysokości rozgałęziają się na szereg rurociągów o mniejszej średnicy, w liczbie odpowiadającej ilości turbin, lub conajmniej w liczbie równej połowie ilości turbin.

W tym wypadku chodzi o zmniejszenie grubości ścianek przy zmniejszonej średnicy. Wprawdzie opory przez to wzrastają, lecz wzrasta także bezpieczeństwo ruchu.

Rurociągi, jak już wyżej powiedziano, montujemy z rur o ograniczonych długościach, ze względu na transport.

Dla zmontowania rurociągu, na trasie jego układa się tor kolejki, / z jednej strony rurociągu /, na sztywnym podłożu, ze względu na znaczne ciężary, jakie przedstawiają rury żelazne czy stalowe o dużych średnicach i znacznej grubości ścianki.

Rury dowozi się zapomocą kolejki wyciąganej lina, którą po zmontowaniu rurociągu zastawia się na miejscu, ze względu na potrzebę konserwacji rurociągu i reperacje, oraz dla szybszego dostania się na miejsce ewentualnego wypadku, lub wreszcie dla komunikacji zakładu z komorą przejściową czy zbiornikiem. Pozatem na stoku często zakładają stopnie, dla komunikacji pieszej.

16. Typy turbin i ich urządzenia regulacyjne.

Przy różnych spadach stosuje się różne typy turbin.

I tak: przy spadach od najmniejszych do 30 m. stosuje się najczęściej turbiny Kaplana / zwłaszcza przy zmiennych przepływach i spadach /, następnie Francissa lub propelerowe.

Turbiny te buduje się dziś najczęściej o osi pionowej, a wyjątkowo tylko o osi poziomej. Generator jest złączony bezpośrednio z turbiną, o ile tylko pozwala na to liczba obrotów turbiny. Przekładnie / do 1:10 / stosuje się z reguły kołami

zębatami, daszkowemi, bezpośrednio z wału turbiny na wał generatora.

Przy spadach ponad 30 m. do 125 / w jednym wypadku do 330 m / stosuje się turbiny Francisca lub propelerowe o osi pionowej lub poziomej.

Przy wysokich spadach / ponad 125 m / stosowane są turbiny Peltona, c osi poziomej, których współczynnik wyzyskania jest mniejszy od turbin Francissa. Stosowaniu turbin Francissa, przy wyższych spadach, przeszkadzają zjawiska kawitacji, jakie powstają przy dużych prędkościach strug w turbinie oraz odpowiadających bardzo dużych obrotach wirnika. W ostatnich czasach trudność tę omija się w ten sposób, że odpływ z pod turbiny zostaje podtopiony na taką wysokość, aby zjawiska kawitacji nie następowały.

Tak są wykonane agregaty po 37.000 KM. w Zapello, na spadzie 390 m. z podtopieniem na 10 m.

Podobnie rozwiązano także zakład pompowy w Baldeney, gdzie dla spadu 100 m. dano turbinę i pompę o poziomych osiach, postawioną ponad

najwyższym poziomem wody dolnej, resztę zmienne-
go spadku wyzyskano za pomocą turbiny o pionowej
osi, która w czasie pompowania spełnia funkcję
pompy, z trochę mniejszym współczynnikiem spr-
awności^{*)}.

Wszystkie turbiny są z reguły zaopatrzone w
automatyczne regulatory, które zupełnie ściśle re-
gulują dopływ wody na łopatki turbiny, zależnie
od zapotrzebowania energii. Automaty w ten sposób
regulują dopływ wody, żeby w razie nagłego odciąż-
enia turbiny ilość jej obrotów podniosła się
najwyżej o 5 - 6% ilości obrotów normalnej - gdyż
"rozbieganie" się turbiny powoduje wzrost woltażu
na generatorach, które powinny posiadać stałe
napięcie na zaciskach, pozatem grozi ono rozer-
waniem się wirnika w turbinie, oraz rotora w ge-
neratorze.

Przy obciążeniu zwiększonym nagle o 50% -
ilość obrotów nie powinna spaść więcej niż o 4%
normalnej ilości obrotów.

^{*)}Por.: Gegendrukturbinen Wasserkraft u. Wasserwir-
tschaft, 16 VI 1934 oraz Zeitschrift des Vereines
Deutsch. Ing. 13 X 1934.
Bud. wodne.

Jak to już wyżej było powiedziane, wskutek nagłego odciążenia turbiny i przymknięcia dopływu wody do niej, powstaje uderzenie, które jednak nie powinno przekraczać 10% ciśnienia statycznego, gdyż w przeciwnym razie rurociągi byłyby narazone na rozerwanie, lub musiałyby być liczone na anormalne ciśnienia.

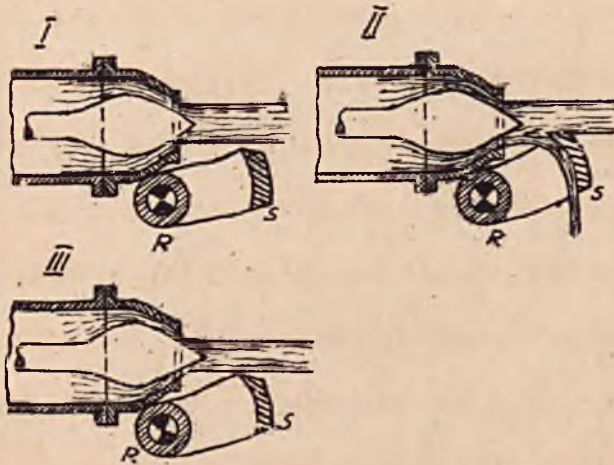
Musimy zatem dać urządzenia tego rodzaju, któreby niszczyły nadmiar energii wody, względnie energję wytwarzaną w generatorze, która w danym momencie nie jest odbierana.

Urządzenia regulujące - dzielimy na dwojaki:

1/. Mechaniczne i 2/. Elektryczne.

Urządzenia mechaniczne np. przy turbinach Francissa stosowane, działają w ten sposób, że regulator przymykając dopływ na łopatki turbin otwiera równocześnie spust, przez który usuwa się nadmiar wody. Przymykanie dopływu odbywa się przez czas tak długi, żeby uderzenie które powstanie dało wzrost ciśnienia nie większy od dopuszczalnych 10%. / Patrz rozdział o uderzeniach w rurociągu/.

Przy turbinach Peltona, stosowanych do najwyższych spadów, sprawa niszczenia energii przedstawia się również stosunkowo prosto. Regulator R. / rys. 65/ wprowadza tu w strumień wody, wychodzącej z dyszy, blachę stalową S, która skierowuje wodę do spustu, równocześnie zaś igła regulatora przymyka stopniowo dopływ wody na łopatki turbinowe.



Rys.65.

Urządzenie elektryczne - działa w ten sposób, że regulator wolno zmniejsza dopływ wody na łopatki turbiny, włączając równocześnie w obwód generatora opór wodny. Po włączeniu oporu następuje

stopniowe przemykanie dopływu przez czas tak długi, żeby na końcu rurociągu nie nastąpiło przekroczenie dopuszczalnego ciśnienia, równocześnie zaś opór stopniowo się włącza. Po całkowitem zamknięciu dopływu, opór również jest wyłączony.

17. Zakłady pompowe.

W rozdziale o akumulacji energii, omówiono między innymi sposoby akumulowania, zakłady służące do przepompowywania wody z poziomu niższego do zbiorników szczytowych, skąd następnie woda ta z racji swego położenia, porusza turbiny zakładu instalowanego na tym zbiorniku.

Zakłady o wysokim spadzie są z reguły oparte na jakimś zbiorniku, sztucznym czy naturalnym, i są zawsze zakładami szczytowymi a często pompowymi.

Chodzi mianowicie zawsze o to, żeby wyzyskanie zakładów było możliwie najzupełniejsze i żeby energia, na którą w danym okresie nie można znaleźć zbytu, została zamagazynowana i zużyta w następnych okresach większego zapotrzebowania.

O ile zakład o sile wodnej jest równocześnie połączony z zakładem pompowym, możliwe są dwa wypadki:

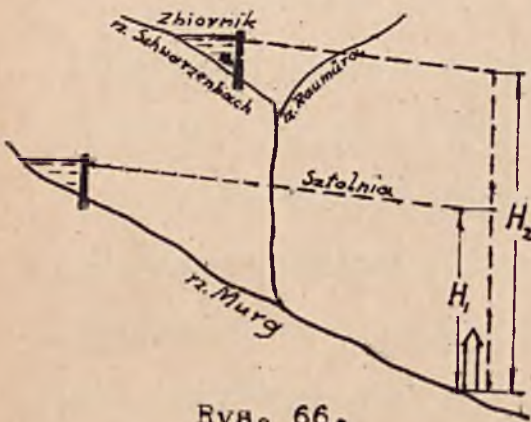
Wypadek I-szy: gdy mamy połączone ze sobą na sieci przeniesienia zakład o wysokim spadzie, kryjący szczyty zapotrzebowania, oraz zakłady wodne o niskim spadzie, w końcu i zakłady ciepłowe, pracujące na obciążenie podstawowe, przy czym zbiornik zakładu o wysokim spadzie posiada dostateczną pojemność dla magazynowania ilości wody dopompowywanej, w okresach nadmiaru energii produkowanej. W tym wypadku pompujemy wodę do zbiornika górnego z jakiegoś małego zbiornika dolnego, założonego na wodzie odpływowej.

Np. w Wäggital, zakład w Rempen normalnie kryje szczyty zapotrzebowania na sieci N.O.K. / Nord - Ost Schweizerische Kraftwerke /.

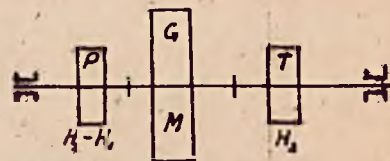
W okresach małego zapotrzebowania energii na sieci, gdy istnieje nadmiar jej, produkowany przez inne zakłady na wodach bieżących, zakład zużywa ten nadmiar do przetłoczenia wody do dużego zbiornika w Wäggital, z małego zbiornika

zasilanego bocznym dopływem rzeki Aa. / Porównaj str.47./

Jeśli w tym samym budynku są skoncentrowane dwie grupy turbin, z których jedna pracuje na spadzie uzyskanym na wodzie bieżącej, druga na dużym spadzie wodą zbiornikową, zakład pompowy przetłacza wodę dopływającą do turbin z mniejszego spadu do zbiornika, pokonując zatem tylko różnicę spadów. Tak np. w Murgwerk zakład pompowy pobiera wodę sztolnią z rzeki Murg stojącą pod ciśnieniem H_1 ; tłoczy ją na większą wysokość H_2 do sztolni zbiornika Schwarzenbach / rys. 66 /.



Rys. 66.

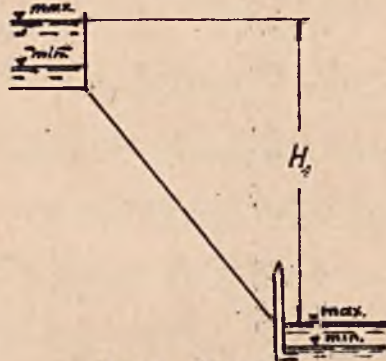


Rys. 67.

W wypadku, gdy do pomp dopuszczamy wodę już pod ciśnieniem, mamy na wspólnym wale poziomym

generator, / motor /, turbinę i pompę / rys. 67 /.

Pompy są tu zawsze zalane i mogą zacząć pracę w każdej chwili, gdy po wyłączeniu turbin, połączymy je z motorem, którym staje się generator, po wyłączeniu turbin. Odwrotnie, wyłączając



Rys. 68.

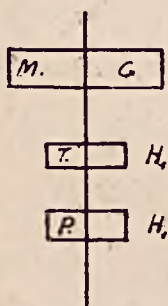
pompy, łączymy turbiny z generatorem. Na rys. pokazano schematycznie zespół pompy z motorem, względnie generatorem i z turbiną, wskazując równocześnie, że pompy pracują na ciśnieniu $H_2 - H_1$ zaś turbina na spadzie H_2 . Do wyłączenia pompy lub turbiny służą sprzęgła mechaniczne, ponieważ jednak pompa czy turbina może być zawsze z wody opróżniona i wirnik będzie się poruszał w powietrzu, zatem prawie bez oporów, sprzęgła mogą być opuszczone.

Wypadek II-gi. Jeżeli na tym samym zakładzie

mamy zbiornik, do którego wodę dopompowujemy, / Rys. 68 /, to osadzenie na wale poziomym nie jest możliwe z tego względu, że trzeba by wodę podnosić do poziomu wału, dla zalania pomp.

Racjonalniej więc jest dać zespół cały na osi pionowej / Rys. 69 / - i pompa będzie wówczas stale zalana. Jednak w czasie pracy turbiny, wirnik pompy musiałby obracać się w wodzie, co powodowałoby zbyt duże opory, wpływające na zmniejszenie skutku użytecznego turbin. Wyłączenie zaś wirnika pompy jest zbyt kłopotliwe.

Obecnie stosuje się w tych wypadkach wtłaczanie powietrza do pompy - wskutek czego wirnik pompy biegnie w powietrzu i opory ruchu jego są prawie równe zeru; albo też dzieli się spad

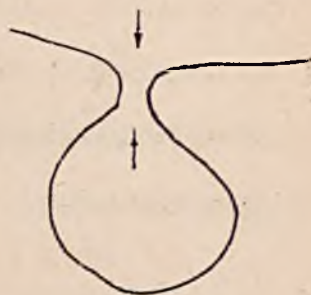


Rys. 69 . na dwie części, dając dwa agre-

gaty turbogeneratorowe, przy czym jeden na dużym spadzie pracuje jak w wyp. I, drugi na małym, pracuje raz jako pompa, raz jako turbina. Oba agregaty są podtopione.

18. Energia wód morskich.

Do typu zakładów o sile wodnej, należą jeszcze zakłady oparte na energii tkwiącej w przypływie i odpływie wód morskich. Są to energie olbrzymie, na które zwrócono uwagę stosunkowo niedawno lecz ze względu na koszty jakie urządzenia dotychczas projektowane wymagają, nie mamy jeszcze wykonanych instalacji, wykorzystujących te zapasy energii. Natomiast jest opracowany szereg konkretnych projektów.



Rys.70 .

Zasada wykorzystania energii morza jest następująca:

W czasie przypływu, woda morska wchodząc do zatoki gromadzi się w niej, jakby w zbiorniku, zaś podczas odpływu uchodzi / Rys. 70 /.

Różnice poziomów jakie wytwarzają się dochodzą do kilkumetrowych wartości, zwłaszcza gdy zatoka stopniowo się zwęża / Rys. 71 /. Biorąc pod uwagę olbrzymie ilości wody wykorzystane choćby na stosunkowo niedużych spadach, otrzymamy ilości

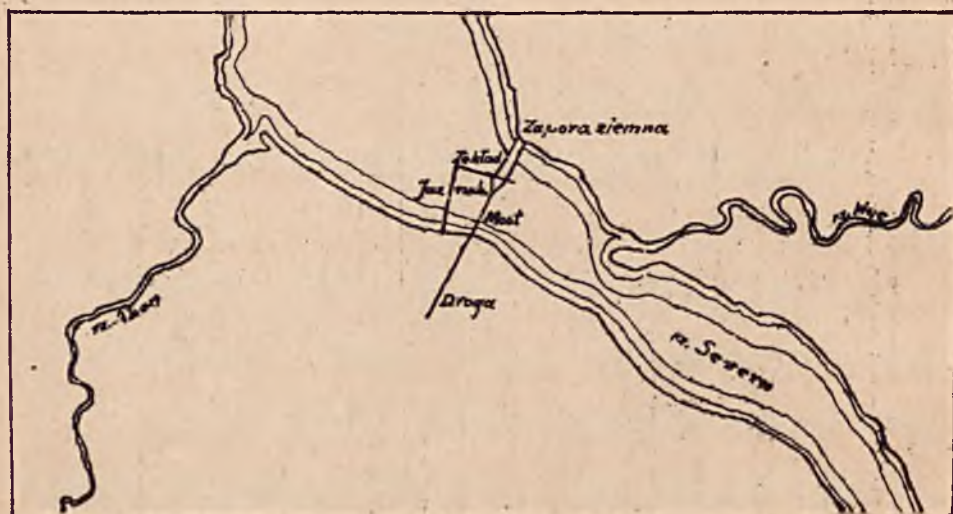
energji idące w miljardy kWg. rocznie.



Rys. 71

Wadą dotychczas projektowanych urządzeń było to, że mogłyby one pracować tylko przez czas przypływu lub odpływu - podczas gdy od zakładów energetycznych wymaga się pracy ciągłej.

Nowsze projekty uwzględniają już akumulację energii uzyskanej podczas przypływu czy odpływu mo-



Rys. 72 .

rza, mianowicie przewidują połączenie zakładu ze stacją przepompowywania do zbiorników wyżej położo-

żonych, skąd woda przeprowadzona do turbin, będzie je peruszać w czasie gdy nie można wykorzystać energii wody morskiej z powodu braku różnicy poziomów.

I tak np. projekt zakładu u ujścia rzeki Severn / Rys. 72 /, przewiduje również zakład przepompowywania, zainstalowany na dorzeczu wpadającej do niej rzeki Vye, w Trellek Grange. Pompy podnosiłyby wodę do zbiornika leżącego na poziomie 500' n. p.m., o powierzchni 750 akrów = 300 ha, zamkniętego zaporą wysokości 200'.

Dane dotyczące tego zakładu są następujące:

	Różnice poziomów	Przepływy sekundowe
Na wiosnę	31,8'	560 tys. stóp kub.
Przeciętne w roku	21,9'	520 " " "
Minimum	13,4'	400 " " "

Wykorzystanie zakładu przedstawiałoby się jak następuje:

	Okres pracy godz./dobę	Max. kW.	Miljonów kWg/dobę
Wiosna	7,83	797.000	4,68
Przeciętnie	7,35	685.000	3,19
Minimum	6,50	327.000	1,30

Różnica poziomów minimalna, przy której turbiny przestają pracować, wynosi 5'.

Ponieważ w ciągu roku jest 706 przypływów, można wyprodukować rocznie 2182 miljonów kWg, przy instalowanych 67 turbinach, o średnicy wirnika 20' i mocy każdej turbiny 17000 kW. Turbiny będą miały 62,5 obrotów na minutę, sprawność 90% przy spadach 14' do 30', zaś 79,2% dla spadu 6'.

Obliczone koszty wykonania tego zakładu są następujące:

1/. Roboty budowlane	16 milj. funt. szterl.
2/. Urządzenia maszynowe i elektryczne	12 " " "
3/. Oprocentowanie i amortyzacja w czasie budowy	5,5 " " "

Razem 33,5 milj. funt. szterl.

Przewidziany czas budowy 15 lat.

Zamknięcie rzeki Severn będzie się składać z zapory ziemnej 4000' długiej, jazu, zaopatrzonych w przepusty, długości 6825', oraz zakładu turbinowego

4550' długiego.

Przepusty będą miały w świetle 40'. Zainstalowanych będzie 130 przepustów, o łącznej szerokości użytecznej 5200'. Filary o długości 91' i szerokości 12 stóp i 6 cali, będą rozstawione w odstępach, od osi do osi, równych 52 stopy i 6 cali.

Dla przepuszczania statków będą wybudowane 3 śluzy komerowe:

I-a - długości 750', szerokości 80' i głębokości 30', dla statków do 25000 gross tonn pojemności.

II-a i III-a - takie same jak I-a, dzielone wrotami pośrednimi na długości: 400' i 325', /druga/, oraz 475' i 250'/trzecia/.

Przez zaporę ziemną, a w jej przedłużeniu przez wiadukt, przejdzie szosa i linja kolejowa.

Uwaga: ' i '' - oznacza stopy i cale,
' i '' - oznacza minuty i sekundy.

Przykłady obliczeń

komór przejściowych.

1/. Komora dyferencjalna / typ europejski /.

Przypuśćmy, że mamy do obliczenia komorę przejściową zakładu, przerabiającego $Q_{max} = 15 \text{ m}^3/\text{sek.}$, / przykład podobny jak w obliczeniu średnicy rurociągu /.

Dalsze założenia są następujące: spad, na jakim pracują turbiny, wynosi 200 m ; poziom ujęcia znajduje się 10 m poniżej poziomu zbiornika; sztelnia prowadząca wodę z ujęcia, strzelana w skałę, obetonowana, długości 2000 m, pracuje zawsze pod ciśnieniem. Rzędna zwierciadła wody w zbiorniku 500 m n.p.m.

Przekrój sztelni kołowy, znajdziemy zakładając prędkość $v_{max} = 2,5 \text{ m/sek.}$

$$A_s = \frac{15}{2.5} = 6,00 \text{ m}^2$$

Stąd
$$D = \sqrt{\frac{24,00}{3,14}} = 2,76 \text{ m}$$

Stratę ciśnienia na długości sztolni obliczymy w/g wzoru:

$$h = \frac{v^2}{k^2 \cdot R} \cdot L$$

$$R = \frac{F}{O} = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot \pi \cdot D} = \frac{D}{4} = 0,69 \text{ m}$$

Współcz. k -w/g Bazin'a:

$$k = \frac{87}{1 + \frac{\pi}{\sqrt{R}}} = \frac{87}{1 + \frac{0,06}{\sqrt{0,69}}} = 81,3$$

Zatem:
$$h = \frac{2,5^2}{6610 \cdot 0,69} \cdot 2000 = 2,74 \text{ m}$$

Przypuszczając, że straty na wlocie i ewentualnych zmianach kierunku są stosunkowo nieznaczne i wynoszą 0,26 m., otrzymamy łączną stratę spadku:

$$h = 3,00 \text{ m}$$

a stąd przeciętny spadek ciśnienia na całej długości sztolni: $i = \frac{3,00}{2000} = 1,5\%$

Jak wiemy z części teoretycznej, komory przejściowe obliczamy dla dwóch wypadków:

- 1/. Przy zmniejszeniu przepływu ze 100% na 0%
- 2/. " zwiększeniu " z 50% na 100%.

Obliczenie komory, dla wypadku 1-go, przeprowadzimy opierając się na wyprowadzonych równaniach:

$$dv_t = \frac{g}{L} \cdot dt(y - i_t \cdot L) \quad (1)$$

$$\frac{dy}{dt} \cdot A_k = q - A_s \cdot v_t \quad (2)$$

Zastępując różniczki przyrostami skończonymi otrzymamy:

$$\Delta v = \frac{g}{L} \cdot (y - h) \cdot \Delta t \quad (1')$$

$$\Delta y = (q - A_s \cdot v_t) \cdot \frac{\Delta t}{A_k} \quad (2')$$

Równanie / 1 lub 1' / wyraża jak wiemy zmianę ilości ruchu w okresie czasu dt lub Δt , zaś równanie / 2 lub 2' / wypływa z warunku ciągłości przepływu: Jeżeli mianowicie sztolnią dopływa w ciągu czasu Δt ilość wody $A_s \cdot v_t \cdot \Delta t$, zaś zakład pobiera w tymże czasie $q \cdot \Delta t$ - to zależnie od tego czy $q > A_s v_t$ czy $q < A_s v_t$, Δy będzie miało odpowiednio wartość dodatnią lub ujemną t.zn., że poziom wody w komorze bądź opada, bądź wzrasta,

wskutek powstałego uderzenia, w stosunku do poziomu początkowego.

Obierając skończony przyrost czasu Δt , obliczymy z równania / 2' / przyrost poziomu Δy , przy założonych wymiarach A_k i obliczonej poprzednio wielkości A_s .

Jeżeli wielkość Δy obliczoną w ten sposób dodamy algebraicznie do y z równania / 1' / - otrzymamy Δv . Postępując w ten sposób w dalszym ciągu obliczymy ostateczną wartość na y - t.j. poziom do którego woda się wzniesie w komorze wskutek uderzenia.

Wskutek dość znacznych trudności rachunkowych, związanych z tego rodzaju obliczeniami, wygodniej jest posługiwać się metodą wykreślną, znacznie szybciej prowadzącą do celu. W ten też sposób obliczymy dla danego wypadku komorę uderzeń.

Osie spókrzędnych przyjmujemy / vide Wykres I, na końcu niniejszego skryptu, jak następuje: na osi rzędnych odkładamy w górę $-y$, w dół $+y$; na osi odciętych w lewo prędkości v , na prawo równe okresy czasu $\Delta t = 3$ sek.

0 - w obranym układzie odpowiada poziomowi statycznemu t.zn. jak w danym wypadku 500 m.n.p.m.

Poziom, do którego może się wznieść woda w szybie wyznaczymy pamiętając o tem, żeby ciśnienie hydrostatyczne nie wzrosło więcej jak 10% ponad normalne. Zatem koronę przelewu szybu możemy wznieść do poziomu 520 m.n.p.m.

Zakładając średnicę szybu pionowego równą średnicy sztolni, obliczamy najpierw położenie zw. wody w szybie, następnie zaś wyznaczymy pojemność komory potrzebną dla przyjęcia ilości wody jaką prowadzi sztolnia, dopóki prędkość przepływu w sztolni nie spadnie do 0.

W obranych osiach spólrzędnych wykreślamy następujące zależności:

1/. Krzywą związku strat w sztolni, przy zmianie prędkości:

a/. przy $v = 2,5$ m/sek	$h = 3,00$ m.
b/. " $v = 2,0$ "	$h = 1,85$ "
c/. " $v = 1,5$ "	$h = 1,06$ "
d/. " $v = 1,0$ "	$h = 0,46$ "
e/. " $v = 0,0$ "	$h = 0,00$ "

2/. Krzywą pojemności szybu, przy zmianie napełnienia:

- a/. napełnienie 5m ponad poziom stat. $Q_1 = 30 \text{ m}^3$
- b/. " " 10 " " " " $Q_2 = 60 \text{ "}$
- c/. " " 20 " " " " $Q_3 = 120 \text{ "}$

3/. Równanie: $\Delta v = \frac{g}{L}(y-h)\Delta t$ - przy $\Delta t = \text{const.}$
wyraża związek linjowy między Δv i $(y-h)$. Kąt nachylenia tej prostej $\text{tg}\beta = \frac{g}{L} \cdot \Delta t$ gdzie:

$$g = 9,81 \text{ m/sek}^2; L = 2000 \text{ m}; \Delta t = 3'';$$

zatem:

$$\text{tg}\beta = \frac{9,81}{2000} \cdot 3 = 0,0147$$

4/. Prosta: $A_3 \cdot v_3 \cdot \Delta t = q'$

$v = 0,5 \text{ m/sek.}; \Delta t = 3 \text{ sek.};$ przepływ $q' = 9 \text{ m}^3$

$v = 1,0 \text{ " " " " " " } q' = 18 \text{ "}$

$v = 2,5 \text{ " " " " " " } q' = 45 \text{ "}$

Z wykresów powyższych korzystamy w sposób następujący: prowadzimy pionową przez punkt odpowiadający prędkości $v = 2,5 \text{ m/sek.}$, do przecięcia z krzywą „h” i linią $A_3 \cdot v_3 \cdot \Delta t = q'$. Odcinek zawarty między osią odciętych, z którą w danym przypadku, zlewa się prosta $q \Delta t$ gdyż $q = 0$, a linią q' wyraża przyrost objętości komory. Odkładamy go

na osi odciętych i przez koniec jego prowadzimy pionową do przecięcia z linią objętości szybu. Przez punkt przecięcia prowadzimy poziomą, która wyznacza nam wzrost poziomemu w szybie o $\approx 10,50$ m. od poziomu początkowego, w przecięciu zaś z pionową, poprowadzoną przez odciętą 3^w - daje nam pierwszy p - t krzywej wahań stanów w szybie.

Przez punkt P_1 - prowadzimy w dalszym ciągu równoległą do prostej Δv , do przecięcia w punkcie K_1 , z wyżej prowadzoną poziomą. Spuszczając z punktu K_1 pionową, otrzymamy przyrost ΔQ_2 , który znowu odkładamy na osi odciętych i t.d. Dochodzimy w ten sposób do krawędzi przelewu. Teraz jak wiemy woda zacznie się przelewać do komory górnej, dopóki nie ustanie dopływ wody z ujęcia, czyli dopóki prędkość w sztolni nie spadnie do wartości równej zero.

Dla obliczenia dalszego przebiegu napełniania się komory i jej ostatecznej pojemności, obliczamy i wykreślamy krzywą wysokości przelewającej się wody, zależnej od prędkości dopływu / który w danym wypadku maleje do zera /.

Mając pojemności przelewającej się wody, znajdziemy rzędne wyżej wspomnianej "krzywej wysokości

przelewu".

Ilości wody dopływającej:

1/. przy $v = 1,98$ m/sek — $Q = 11,9$ m³/sek

2/. " $v = 1,5$ " — $Q = 9,0$ "

3/. " $v = 1,0$ " — $Q = 6,0$ "

4/. " $v = 0,5$ " — $Q = 3,0$ "

Rzędne krzywej wysokości przelewającej się wody, znajdziemy wychodząc ze wzoru na przelew Bazin'a :

$$Q = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot b \cdot H \cdot \sqrt{2g \cdot H}$$

gdzie: $\mu = 0,41$; $b = \pi \cdot D = 3,14 \times 2,76 = 8,67$ m;

$g = 9,81$ m/sek²; H - szukane wysokości; Q - zmien-
ny dopływ.

1/. $Q = 11,9$ m³/sek.

$$Q^2 = \frac{4}{9} \cdot \mu^2 \cdot b^2 \cdot H^3 \cdot 2g$$

$$H = \sqrt[3]{\frac{Q^2}{\frac{8}{9} \cdot g \cdot \mu^2 \cdot b^2}} = \sqrt[3]{\frac{Q^2}{109,70}}$$

$$H_1 = \sqrt[3]{\frac{11,9^2}{109,70}} = 1,09 \text{ m}$$

2/. $Q = 9,00$ m³/sek.

$$H_2 = \sqrt[3]{\frac{81}{109,70}} = 0,905 \text{ m}$$

$$3/. Q = 6.00 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$H_3 = \sqrt[3]{\frac{36}{109.70}} = 0,69 \text{ m}$$

$$4/. Q = 3.00 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$H_4 = \sqrt[3]{\frac{9}{109.70}} = 0,43 \text{ m}$$

Prowadząc obliczenie wykreślne jak poprzednio, co wyraźnie widać na rysunku, znajdujemy p-ty krzywej wahań stanów w szybie, jako przecięcie poziomych poprowadzonych przez odpowiednie p-ty krzywej przelewu z pionowymi poprowadzonymi przez kolejne przyrosty czasu $\Delta t = 3''$; sumując zaś ilości dopływającej wody ΔQ , otrzymamy pojemność komory.

Pojemność ta jak widać z rysunku wynosi 260 m^3

Ponieważ szyb mieści 120 m^3 , komora górna winna pomieścić 140 m^3 .

Wymiary komory obliczymy z warunku minimum powierzchni murów, a więc z minimum kosztów.

Powierzchnia murów:

$$P = \pi \cdot x \cdot h' + \frac{\pi \cdot x^2}{4} - \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \pi \cdot D \cdot h$$

gdzie x - średnica komory górnej

h' - wysokość " "

z warunku: $\frac{dP}{dx} = 0$

znajdziemy:

$$\frac{dP}{dx} = \pi \cdot h' + \frac{\pi \cdot x}{2} = 0$$

stąd: $h' = \frac{x}{2}$

gdyż musimy wziąć pod uwagę bezwzględną wartość.

Zatem minimum kubatury będzie wówczas gdy wysokość komory będzie równa jej promieniowi.

Średnicę komory znajdziemy z równania:

$$140 = \frac{\pi}{4} (x^2 - D^2) \cdot \frac{x}{2} = \frac{\pi}{8} (x^3 - D^2 \cdot x);$$

$$x^3 - D^2 \cdot x = \frac{1120}{3,14}$$

stąd: $x = 7,45 \text{ m.}$

Rzędna dna komory górnej = $520 - 3,73 = 516,27 \text{ m.}$

Obliczenie komory przejściowej w wypadku 2-gim, t.zn. gdy zapotrzebowanie zwiększa się z 50% na 100% jest zupełnie podobne do przeprowadzonego wyżej obliczenia. / Wykres II, na końcu książki /. Różnica polega na tem, że prosta qdt - nie zlewa się z osią odciętych, i przyrosty ΔQ - mają wartość ujemną; odkładając je na krzywej pojemności szybu i sztolni zbiorczej, - znajdziemy do jakiego poziomu obniży się zwierciadło wody w szybie, żeby spełniony był warunek przejścia z prędkości istniejącej v_0 - na potrzebną v .

Krzywą pojemności szybu i sztolni zbiorczej wykreślamy zakładając, że poziom dna sztolni zbiorczej znajduje się na rzędnej 488,00. Średnicę zakładamy równą 3,00 m, długość 20 m.

Pojemności tej sztolni, przy obniżaniu się zw. co 30 cm, są następujące:

$$Q_1 = 5,4 \text{ m}^3 = Q'_1$$

$$Q_2 = 12,8 \text{ m}^3 = Q'_2$$

$$Q_3 = 15,6 \text{ m}^3 = Q'_3$$

$$Q_4 = 17,0 \text{ m}^3 = Q'_4$$

$$Q_5 = 18,0 \text{ m}^3 = Q'_5$$

Obniżenie poziomu nie powinno być zbyt duże. W/g Schoklitscha wylot rurociągu, jak również i sufit sztolni roboczej, powinny być conajmniej o 2 m poniżej najniższego poziomu w szybie.

Kolejność obliczenia jest następująca: przez punkt odpowiadający prędkości $v = 1,25 \text{ m/sek.}$, / $Q = 7,5 \text{ m}^3/\text{sek.}$, /, prowadzimy pionową do przecięcia z krzywą „h” oraz z prostymi q i q' . Różnica rzędnych, /między q i q' /, daje przyrost ΔQ , odkładając go na krzywej pojemności komory, otrzymujemy na niej punkt P , przez który prowadzimy poziomą do przecięcia się z

pionową odpowiadającą $\Delta t = 3''$. Otrzymujemy pierwszy punkt obniżenia zwierciadła wody w szybie. W dalszym ciągu, przez p-t K_2 , prowadzimy równoległą do Δv do przecięcia z poziomą poprowadzoną przez P_2 . Przez ten p-t prowadzimy pionową i w ten sposób otrzymujemy ΔQ_2 . Postępując podobnie dojdziemy do żądanej prędkości 2,5 m/sek., jak również otrzymamy ostateczne obniżenie zwierciadła do poziomu $\approx 489,50$ m.

Na rys. 73 pokazano schemat komory i obliczone poziomy.

Obliczona w ten sposób komora musi być sprawdzona, żeby czynić zadość warunkom Vogt'a:

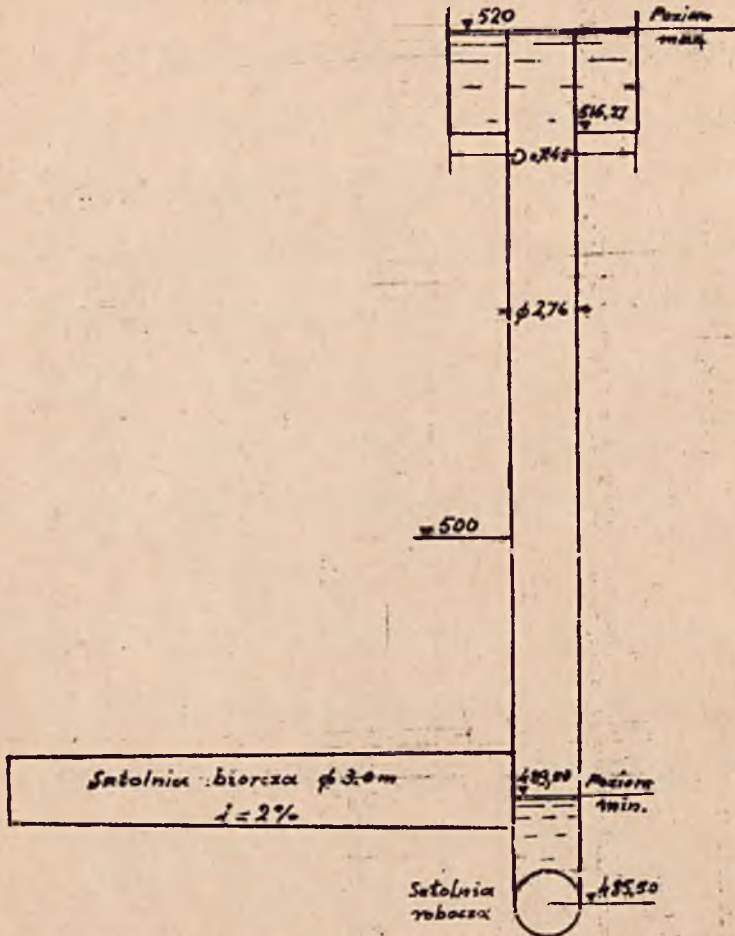
$$1). \frac{y}{H} < \frac{1}{3}$$
$$2). \frac{L \cdot A_1 \cdot v^2}{g \cdot A_2 \cdot y^2} < 2 \cdot \frac{1 - \frac{y}{H}}{y} \cdot H$$

po podstawieniu otrzymamy:

$$1). \frac{20}{200} < \frac{1}{3} \quad \text{czyli} \quad 0,1 < \frac{1}{3}$$
$$2). \frac{2000 \cdot 6,0 \cdot 6,25}{9,81 \cdot 43,3 \cdot 400} < 2 \cdot \frac{1 - \frac{20}{200}}{20} \cdot 200$$

stąd: $0,44 < 18$.

Warunki Vogt'a są więc spełnione.



Rys. 73.

W części pierwszej obliczenia komory dyferencjalnej, obliczaliśmy przebieg wznoszenia się wody w szybie pionowym. Ta część obliczenia jest niczem innym, jak tylko obliczeniem komory walcowej - bez komory górnej. Gdybyśmy obliczenie to przeprowadzili de

końca, / do $v = 0$ /, - otrzymalibyśmy do jakiego poziomu wzniosłaby się woda w szybie, traktowanym jako komora walcowa. Traktując zaś zadanie odwrotnie, t.zn. zakładając dopuszczalny poziom górny, / ze względu na wzrost ciśnienia /, - możnaby obliczyć potrzebną pojemność komory, a stąd jej przekrój.

2/. Obliczenie komory walcowej / analityczne /.

Komory walcowe obliczamy analitycznie, w/g wzoru:

$$A_s \cdot L \cdot \gamma \cdot \frac{\alpha \cdot v^2}{2g} = A_k \cdot y \cdot \gamma \cdot \frac{y}{2}$$

w którym oznaczenia podane są w części teoretycznej.

Obliczymy komorę dla tego samego wypadku co i poprzednio:

$$A_s = 6,00 \text{ m}^3; \quad L = 2000 \text{ m}; \quad y = 20 \text{ m}; \\ \alpha = 1,1 .$$

Znajdziemy potrzebny przekrój A_k :

$$6,00 \cdot 2000 \cdot \frac{1,1 \cdot 2,5^2}{19,62} = A_k \cdot 20 \cdot 10$$

$$A_k = \frac{12000 \cdot 1,1 \cdot 2,5^2}{19,62 \cdot 200} = 21,00 \text{ m}^2$$

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} = 21,00 \quad \text{stąd} \quad D = \sqrt{\frac{84}{\pi}} = 5,18 \text{ m}$$

Jak widać z obliczenia, kubatura komory walcowej jest przeszło 38% większa od kubatury komory dyfe -

rencjalnej. Różnica ta cokolwiek się zmniejsza co-
prawda, jeżeli uwzględnimy opory ruchu, jednak im
dłuższa sztolnia i większe prędkości, różnice rosną
i dochodzą nawet do 50%.

Szczegóły obliczenia komór walcowych i dyferencjal-
nych typu europejskiego patrz Dr. A. Schoklitsch:
"Der Wasserbau," rozdz. "das Wasserschloss" str. 871-
887.

3/.Przykład obliczenia komory Johnson a.

Komorę tę obliczymy dla tego samego zakładu co
i poprzednie, a więc dla przyjętych już danych prze-
pływu, spadu i poziomów, oraz obliczonych: przekroju
sztolni, prędkości i t.d.

Obliczenie wykonamy zapomocą wzorów podanych
przez W.P. Creager'a i J.D. Justin'a w "Hydro -
Elektric Handbook" w rozdziale " The Differential
Surge Tank".

Oznaczenia we wzorach zastosowanych tu, prócz
stosowanych dotychczas, są następujące:

R - przekrój szybu pionowego

A_s - " komory netto.

h_s - strata spadu na sztolni, przy nagłym obciąż-

zeniu zakładu.

h_s'' - strata spadku na sztolni, przy zmniejszaniu obciążenia.

d_α - największe obniżenie poziomu w zbiorniku, przy równoczesnem zwiększeniu obciążenia.

d_r - najwyższy poziom wody w zbiorniku, przy równoczesnem uwzględnieniu zmniejszenia zapotrzebowania.

y_α - obniżenie poziomu zwierciadła wody w komorze od położenia początkowego.

y_r - wzrost poziomu zwierciadła wody w komorze, w stosunku do położenia początkowego.

Y_α - max. obniżenie poziomu zwierciadła wody w komorze od położenia początkowego.

Y_r - max. podniesienie się poziomu zwierciadła wody w komorze od położenia początkowego.

c - współczynnik strat w sztolni / $c = \frac{h_s}{v^2}$ /

K_α' i N_α' - stałe dla wypadku zwiększonego zapotrzebowania.

K_r' i N_r' - stałe dla wypadku zmniejszonego zapotrzebowania.

v_c - prędkość krytyczna w sztolni

β - procentowa zmiana prędkości.

Przy powyższych oznaczeniach, obliczenie komory
prowadzimy w następujący sposób:

Wyp. I - Wzrost zapotrzebowania z 50% do 100%

1/. przepływ max. $Q = 15 \text{ m}^3/\text{sek.}$ i odpowiadająca
mu prędkość w sztolni $v_2 = 2,5 \text{ m/sek.}$

2/. Strata spad $h_s = 3,00 \text{ m.}$

3/. Spółczynnik strat:

$$c = \frac{h_s}{v^2} = \frac{3,00}{6,25} = 0,48$$

4/. Przekrój komory netto obliczamy, w zależności, od
 N'_a , ze wzoru :

$$A'_K = \left(\frac{N'_a}{100 \cdot c \cdot v_2 \cdot \sqrt{\frac{2g}{A_s \cdot L}}} \right)^2 \quad (1)$$

podstawiając dane liczbowe otrzymamy:

$$A'_K = \frac{(N'_a)^2}{(100 \cdot 0,48 \cdot 2,25 \cdot \sqrt{\frac{19,62}{600 \cdot 2000}})^2} = \frac{(N'_a)^2}{23,04}$$

5/. Zmiana prędkości dla rozpatrywanego wypadku, przy
zmianie przepływu z $Q_1 = 7,5 \text{ m}^3/\text{sek}$ do $Q_2 = 15$
 $\text{m}^3/\text{sek.}$, waha się odpowiednio od $v_1 = 1,25 \text{ m/sek.}$
do $v_2 = 2,5 \text{ m/sek.}$

6/. W zależności od y_a obliczamy K'_a ze wzoru:

$$K'_a = \frac{100 \cdot c \cdot (v_2^2 - v_1^2)}{y_a} = \frac{100 \cdot 0,48 \cdot (6,25 - 1,56)}{y_a} = \frac{225,6}{y_a}$$

7/. Przyjmujemy dowolnie zmiany zwierciadła w komorze jak wykazano w tabeli VI, i dla tych wartości obliczamy pozostałe wielkości.

8/. Dla każdej zmiany w położeniu zwierciadła obliczamy K'_a z rów: $K'_a = \frac{100 \cdot c \cdot (v_2^2 - v_1^2)}{y_a}$ (2)

9/. Obliczamy β - z równania:

$$\beta = \frac{v_2 - v_1}{v_2} = \frac{2,50 - 1,25}{2,50} = 0,50$$

10/. Z wartości K'_a i β - znajdziemy odpowiednią wartość N'_a z krzywych Nr. 1 / rys 74 / podanych przez Johnson a.

11/. Mając N'_a , z równania / 1 / - znajdujemy odp. A'_k .

12/. Obliczamy całkowitą różnicę poziomów między zwierciadłem wody w zbiorniku a zwierciadłem wody początkowym w komorze, zakładając że wachanie w zbiorniku $d_u = 2,5$ m.

$$\text{Różnica ta: } r = d_u + c \cdot v_1^2 = 2,5 + 0,48 \cdot 1,25^2 = 3,248$$

13/. Obliczona różnica r - dodana do przyjętego w p/cie 7 y_a - daje największe obniżenie zwierciadła wody w komorze w stosunku do poziomu w zbiorniku.

14/. Mając wartości A'_k - obliczone z rów. /1/, obliczamy średnicę komory ze wzoru: $D = \sqrt{\frac{A'_k + R}{0,785}}$ (3).

Tabela VI.

7/.	Obniżenie zwierciadła / w m./, y_a	3	6	9	12	15
8/.	$K'_a = \frac{225,6}{y_a}$	75,2	37,6	25,07	18,8	15,4
10/.	N'_a / odczytane z rys. 74 /	58,0	26,6	17,0	13,0	9,0
11/.	A'_i / obliczone z rów. 1 /	145,5	30,7	12,55	7,35	3,52
12/.	$r = d_a + C \cdot y_a^2$	3,248	3,248	3,248	3,248	3,248
13/.	$Y_a = r + y_a$	6,248	9,248	12,248	15,248	18,248
14/.	$D = \sqrt{\frac{A'_i + 600}{0,785}}$	13,9	6,84	4,86	4,12	3,48

w którym R - przyjmujemy równe przekrojowi sztolni, t.zn. $R = A_s = 6.00 \text{ m}^2$.

Podstawiając dane liczbowe do powyższego równania /3/ - otrzymamy odpowiednie D :

$$D = \sqrt{\frac{A'_k + 6,00}{0,785}}$$

Wartości obliczone dla poszczególnych A'_k - umieszczone są w tabeli VI.

15/. Obliczone wartości Y_α i D - wykreślamy w postaci krzywej, wyrażającej związek między temi dwoma wielkościami / rys. 75 krzywa I /.

Wykreśliwszy podobną krzywą dla drugiego wypadku, t.j. zamknięcia turbin, określimy potrzebne wymiary komory, które winny czynić zadość jeszcze dodatkowym warunkom, o czym będzie mowa niżej.

Wypadek II-gi. Zamknięcie turbin.

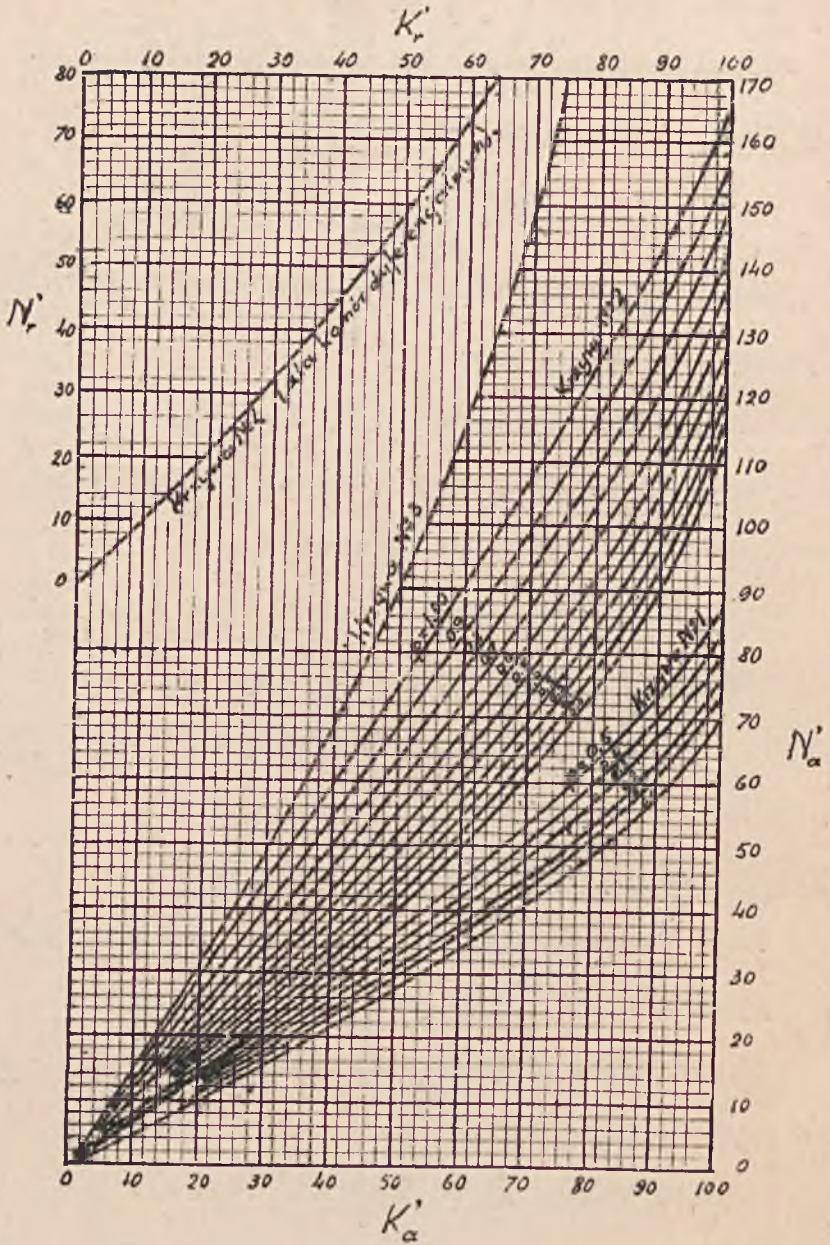
1/. Max. wydatek sztolni $Q = 15 \text{ m}^3/\text{sek.}$ odpowiednia prędkość $v_2 = 2,5 \text{ m/sek.}$

Obliczenie przeprowadzimy w założeniu, że zbiornik jest pełny.

2/. Strata spadu $h_s = 3.00 \text{ m.}$

3/. $C = 0,48$

4/. Obliczamy N'_r w zależności od A'_k z równania:



Rys. 74

$$N_r' = (100 \cdot c \cdot v_2 \cdot \sqrt{\frac{2g}{A_s \cdot L}}) \cdot \sqrt{A_k'} \quad (4)$$

Po podstawieniu otrzymamy:

$$N_r' = 100 \cdot 0,48 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{\frac{19,62}{6,00 \cdot 2000}} \cdot \sqrt{A_k'} = 5,335 \sqrt{A_k'}$$

5/. Obliczamy y_r w zależności od K_r' z równania:

$$y_r = \frac{100 \cdot c \cdot v_2^2}{K_r'} \quad (5)$$

po podstawieniu:

$$y_r = \frac{100 \cdot 0,48 \cdot 6,25}{K_r'} = \frac{300}{K_r'}$$

6/. Przyjmujemy pewne dowolne wartości przekroju komory i dla nich obliczymy wartości pozostałe, jak w tabeli VII.

7/. Dla każdego przekroju obliczamy odpow. N_r' z równania /4/.

8/. Mając obliczone N_r' - z krzywej Nr. 4 /rys. 74/ znajdujemy odpowiednie K_r' .

9/. Teraz z równania /5/ - znajdziemy odpowiednie y_r

10/. Obliczamy różnicę: $d_r - c \cdot v_2^2$

Ponieważ przyjęliśmy, że zbiornik jest pełny zatem $d_r = 0$, czyli:

$$d_r - c \cdot v_2^2 = -3,00$$

Tabela VII.

6/.	A'_k	5	10	20	30	40	50	60
7/.	$N'_k = 5,335 \cdot \sqrt{A'_k}$	11,92	16,85	23,85	29,20	33,75	37,70	41,30
8/.	K'_k / z krzywej Nr. 4, rys. 74/	11,50	16,10	22,50	27,00	30,60	34,00	37,00
9/.	$y_k = \frac{300}{K'_k}$	26,06	18,67	13,31	11,10	9,80	8,82	8,11
10/.	$\alpha_k - c \cdot y_k^2 = -c \cdot y_k^2$	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00
11/.	Y_k	23,05	15,67	10,31	8,10	6,80	5,82	5,11
12/.	$D = \sqrt{\frac{A'_k + 6,00}{0,785}}$	3,74	4,52	5,75	6,87	7,66	8,45	9,16

11/. Różnica ta dodana algebraicznie do obliczonego y_r - daje różnicę poziomów między zwierciadłem wody w komorze, a zwierciadłem wody w zbiorniku.

12/. Obliczamy dla przyjętych wartości A'_k - średnice komory z równania /3/.

13/. Wartości Y_r i D - obliczone poprzednio, nanosimy w obranej na rys. 75 skali i przedstawiamy w postaci krzywej II.

Rzędne zawarte między krzywą I i II - dają odpowiednie wysokości komory, dla przyjętego wymiaru średnicy.

Najodpowiedniejszą średnicą będzie ta, przy której uderzenia będą zanikać, muszą być więc spełnione następujące dwa warunki:

1/. Warunek Thom'a wyrażony równaniem:

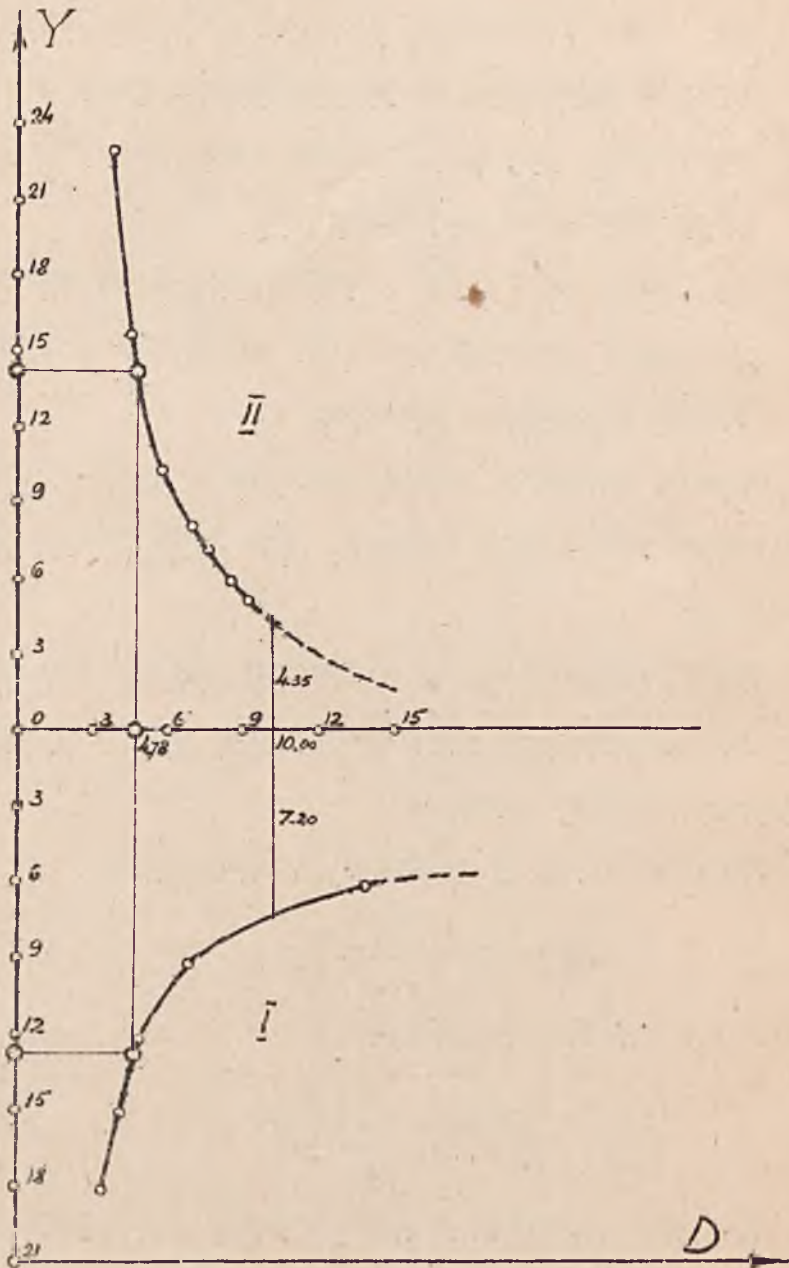
$$A_k = \frac{A_s \cdot L}{2g \cdot c \cdot H} \quad (6)$$

lub w zależności od średnicy:

$$D = \sqrt{\frac{R + \frac{A_s \cdot L}{2g \cdot c \cdot H}}{0,785}} \quad (7)$$

2/. Warunek prędkości krytycznej, na którą Johnson podaje następujące wzory:

$$v_c = \frac{0,1}{c} \cdot \sqrt{\frac{A_s \cdot L}{A'_k}} \quad (8)$$



Rys. 75.

lub w zależności od średnicy:

$$v_c = \frac{0,1}{c} \sqrt{\frac{A_s \cdot L}{0,785 \cdot D^2 - R}} \quad (9).$$

przyczem przez prędkość krytyczną dla danego przekroju komory rozumiemy tą, która zmniejszona do zera, spowoduje najwyższe podniesienie się zwierciadła wody w komorze. Wartość „C” przyjmuje się jak w wypadku II-gim.

Prędkość krytyczna może być większa lub mniejsza od prędkości przy pełnym obciążeniu / v_2 /. Jeżeli $v_c > v_2$ wówczas nie trzeba poprawiać krzywych z rys. 75.

Jeżeli v_c jest b. niewiele większa od v_2 , wówczas należy projektować komorę na prędkość v_c i wówczas krzywe I i II muszą być skorygowane.

Jeżeli $v_c < v_2$ musi być określona poprawka na zmianę poziomu zwierciadła wody, dla określenia wysokości komory przy przyjętym przekroju.

W naszym wypadku:

1/. z warunku Thom a:

$$D = \sqrt{\frac{6 + \frac{6,00 \cdot 2000}{19,62 \cdot 0,48 \cdot 200}}{0,785}} = 3,79$$

Wymiar ten w/g Creager'a należy powiększyć o 25%,
otrzymamy zatem $D = 4,78$ m - która to średnica
jest wskazana na rysunku. Odpowiadająca jej pręd-
kość krytyczna:

$$v_c = \frac{0,1}{0,48} \cdot \sqrt{\frac{600 \cdot 2000}{0,785 D^2 - R}} = 6,60 \text{ m/sek.}$$

Obliczona powyżej średnica jest według Creager'a
minimalną.

Jak wynika z wykresu, / rys. 75 /, średnica ko-
mory jest odwrotnie proporcjonalna do wysokości ko-
mory, należy więc dobrać wielkości, które dają po-
jemność komory najekonomiczniejszą, tak, ze względu
na jej kubaturę, jak również ze względu na wzrost
wysokości ciśnienia. Trzymać się bowiem należy za-
sady, żeby wskutek uderzenia dodatniego wzrost ciś-
nienia jaki otrzymamy, nie przekraczał 10% ciśnie-
nia, na jakim turbiny normalnie pracują.

Obliczymy zatem dla szeregu wartości średnicy,
odpowiadające im wartości v_c :

D	=	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0
v_c	=	6,21	5,39	4,83	4,37	4,05	3,42	3,00	2,68	2,41

Jak z powyższego zestawienia widać, wszystkie
średnice poniżej 10 m, czynią zadość warunkowi pręd-

kości krytycznej, gdyż $\tilde{v}_c > v_c$. Kalkulacja zatem szczegółowa, przy każdej z poszczególnych średnic i odpowiadającej jej wysokości komory, może rozstrzygnąć o wyborze odpowiednich wartości, i komory o najodpowiedniejszych wymiarach.

Z rys. 75, dla odpowiednich średnic, znajdziemy odpowiadające im wysokości komory.

Zestawienie średnic komory, wysokości, odpowiedniej pojemności i powierzchni ścian, zawiera tabela VIII:

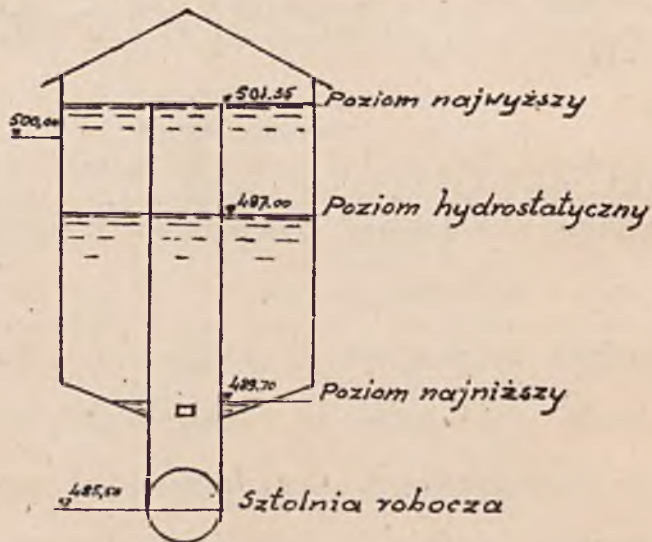
Tabela VIII.

Średnica komory m	Wysokość komory m	Pojemność komory m ³	Całkowita powierzchnia ścian m ²
10,00	11,55	907	540,5
8,00	15,00	754	557,5
6,00	20,10	568	582,2
5,00	24,90	489	626,5
4,78	27,00	485	657,0

Jak widać z powyższego zestawienia, najmniejszą pojemność otrzymujemy przy średnicy 4,78 m, jednak całkowita powierzchnia jej ścian, a więc i koszt wy-

konania jest największy. Musimy zatem przyjąć komorę o średnicy 10 m, i to jeszcze z tego względu, że przy obniżeniu zwierciadła wody w komorze, podczas uderzenia ujemnego, tylko w tym wypadku mamy dostatecznie przykryty wlot do sztolni i rurociągów, / rys. 76 /.

Komora Johnson'a, w zestawieniu z komorą dyferencjalną typu europejskiego, daje kubaturę znacznie większą.



Rys. 76.

Otwory, zapomocą których następuje napełnianie i opróżnianie komory, oblicza Johnson według wzoru przybliżonego, / który daje wartości nieco za duże / :

$$F_0 = \frac{A_s \cdot (v_2 - v_1)}{\sqrt{2g \cdot y_1}}$$

gdzie y_1 - jest to największa wartość którą osiągnie woda w komorze, wskutek uderzenia dodatniego, względnie ujemnego, licząc od poziomu ustalonego.

Zatem dla naszego wypadku:

$$F_0 = \frac{6,00 \cdot (2,5 - 1,25)}{\sqrt{19,62 \cdot 7,20}} = \frac{7,5}{11,91} = 0,63 \text{ m}^2$$

Otwory te Johnson radzi dawać w różnych poziomach, dla uzyskania szybszego napełniania i opróżniania komory.

Rys. 76 przedstawia schemat obliczonej komory Johnson'a.

L I T E R A T U R A .

1. Pomianowski, K. Prokopowicz, M. - Małe zakłady o sile wodnej. Warszawa, 1935
2. Popławski. - Turbiny wodne. Warszawa.
3. Ludin, A. - Die Wasserkräfte. Berlin, 1913.
4. Ludin, A. - Wasserkraftanlagen. Berlin, 1934.
5. Schoklitsch, A. - Der Wasserbau. Berlin, 1930.
6. Engels, H. - Handbuch des Wasserbaues. Lipsk, 1923.
7. Engels, H. - Ditto, / uzupełnienie /. Lipsk, 1926.
8. Vogt, F. - Berechnung und Konstruktion des Wasserschlosses. Stuttgart, 1923.
9. Forcheimer, Ph. - Wasserschwamm und Wassersunk. Lipsk, 1924.
10. Prášil, Fr. - Wasserschlossprobleme. Zürich, 1922.
11. Koechlin. - Mechanisme de l'eau et principes generaux pour établissement d'usines hydro-electriques. Paris - Liège, 1926.
12. Dufour, H. - L'usure des turbine hydrauliques. Grenoble, 1921.
13. Calame, J. Gaden, D. - Théorie des chambres d'équilibre. Lausanne - Paris, 1926.

14. Calame, J. - Calcul de l'onde de translation dans les canaux d'usines. Lausanne - Paris, 1932.
15. Anisimow. - Gidrotechniczeskije sooruzenja. Moskwa, 1934.
16. Egiazarow. - Gidroelektriczeskije silowyje ustanowki. Moskwa, 1934.
17. Creager, W.P. Justin, J.D. - Hydro - electric handbook. New-York, 1927.

C z a s o p i s m a .

18. Przegląd techniczny. Warszawa.
19. Czasopismo techniczne. Lwów.
20. Wasserkraft und Wasserwirtschaft. München.
21. Schweizerische Bauzeitung. Zürich.
22. Wasser und Energiewirtschaft. Zürich.
23. Wasserwirtschaft und Technik. Wien.
24. La Houille Blanche. Grenoble.
25. Bulletin technique de la Suisse Romande. Lausanne.
26. Engineering. Londyn.
27. Engineering News - Record. New-York.
28. Transaction of the Soc. of Americ. Civ. Eng. New-York.

Uzupełnienia i errata.

Str.48 wiersz 2 od góry:

wydrukowano m/sek winno być m³/sek

" 53 Spad nominalny obliczamy według wzoru:

$$H_{\text{nom.}} = \frac{4H_{\text{min.}} \cdot H_{\text{max.}}}{(\sqrt{H_{\text{max.}}} + \sqrt{H_{\text{min.}}})^2}$$

przyczem dla określenia $H_{\text{min.}}$ i $H_{\text{max.}}$ nie uwzględnia się spadów krótkotrwałych.

" 56 Rys.15; pole zakreskowane winno być oznaczone literą A .

" 57 Wiersz 8 od góry: winno być

$$\frac{dR}{dy} = 0 \quad \text{czyli} \quad 12r - \frac{2c}{2a} \cdot (y-b) = 0$$

" 88 Wiersz 7 od dołu;

wydrukowano:dwuch wirników winno być:
trzech wirników

" 93 Początkowy przekrój rury ssącej obliczamy

w tem założeniu, że 10% energii potencjalnej wody będzie zużyte na jej odprowadzenie, czyli ze wzoru:

$$\frac{\gamma \cdot Q \cdot v_{ss}^2}{2g} = 0,1 \cdot Q \cdot \gamma \cdot H$$

skąd: $v_{ss} = \sqrt{2g \cdot 0,1 \cdot H}$

Dalsze przekroje obliczamy na zasadzie linjowego zmniejszenia prędkości ; kierujemy się przytem zasadą, żeby prędkości nie przekraczały norm ustalonych dla danego materiału.

Z tego powodu przy większych spadach początek rury ssącej jest to zwykle rura żelazna obetonowana, ze względu na dużą prędkość wypływu wody z pod turbiny.

Str.128-129-130.

Niewłaściwe jest omówienie rys.56, który jest szkicem komory dyferencjalnej typu europejskiego z tem, że niepotrzebnie są tu pokazane strzałki wypływu wody przez otwory z szybu do komory górnej, gdyż woda w tym typie komory przelewa się tylko przez górną krawędź szybu do komory górnej.

Rys.56 będzie zaś szkicem komory Johnsona o

ile skreślimy z rys. komorę uderzeń ujemnych a podniesiemy poziom ustalony I-I mniejwięcej do poziomu odpowiadającego połowie wysokości komory uderzeń dodatnich / jak na rys. 76 /.

Szczegółowo o komorach dyferencjalnych vide przykłady obliczeń.

Str. 133. 2-gi warunek Vogt'a winien brzmieć:

$$\frac{L \cdot A_s \cdot v^2}{g \cdot A_k \cdot y^2} < 2 \cdot \frac{1 - \frac{y}{H}}{y} \cdot H$$

Str. 153. Wiersz 14 od góry - wzór winien brzmieć

$$D = \sqrt{\frac{2d}{g} \left(\frac{vD}{D-d} \right)^2 + \frac{d^2}{4}} - \frac{d}{2}$$

Str. 153. Wiersz 16 od góry po literze α należy wstawić: prędkość α obliczamy ze wzoru:

$$\alpha = \frac{q}{D-d} = \frac{d \cdot v}{D-d}$$

gdzie q przepływ w kanale.

Str. 173. Po wierszu 17 od góry.

Ameryka przystępuje obecnie do budowy zakładu opartego na przypływie morza w stanie New Brunswick, na granicy Kanady, zamykając zatokę Passamaquody. Różnica poziomów dochodzi do 18' i może

być wyzyskana począwszy od 5^o. Koszt zakładu 36284000 \$; instalowana moc obecnie 166670 kVA, później podniesiona będzie do 366874 kVA. Obok zakład przepompowywania, z różnicą poziomów 130^o.
/ Eng. New Rec. 23/V 1935 /.

Str.185. mylnie podstawiono wartości do wzorów wyrażających warunki Vogt'a; mianowicie $y=3,00m$, nie zaś 20,00 jak podano, zatem po podstawieniu otrzymamy :

$$1/. \frac{3,00}{200} < \frac{1}{3} \text{ czyli } 0,015 < \frac{1}{3}$$

$$2/. 0,294 < 1,970$$

S P I S R Z E C Z Y .

1. Wstęp.....	str. 5
2. Zbyt energii.....	" 8
3. Zapotrzebowanie energii i jej akumulacja.....	" 20
4. Zbiorniki szczytowe.....	" 32
5. Obliczenie mocy zakładu.....	" 47
6. Podział zakładów o sile wodnej.....	" 59
7. Sytuacja zakładów o niskim spadzie.....	" 68
8. Kanały robocze.....	" 73
9. Zakłady przy jazie.....	" 80
10. Turbiny, spirale oraz rury ssawne.....	" 88
11. Zakłady o wyższych spadach /8-10-30 m/.....	" 98
12. Zakłady o wysokich spadach.....	" 102
13. Komory przejściowe.....	" 118
14. Rurociągi.....	" 134
15. Uderzenia w rurociągach i kanałach otwartych	" 144
16. Typy turbin i ich urządzenia regulacyjne....	" 159
17. Zakłady pompowe.....	" 164

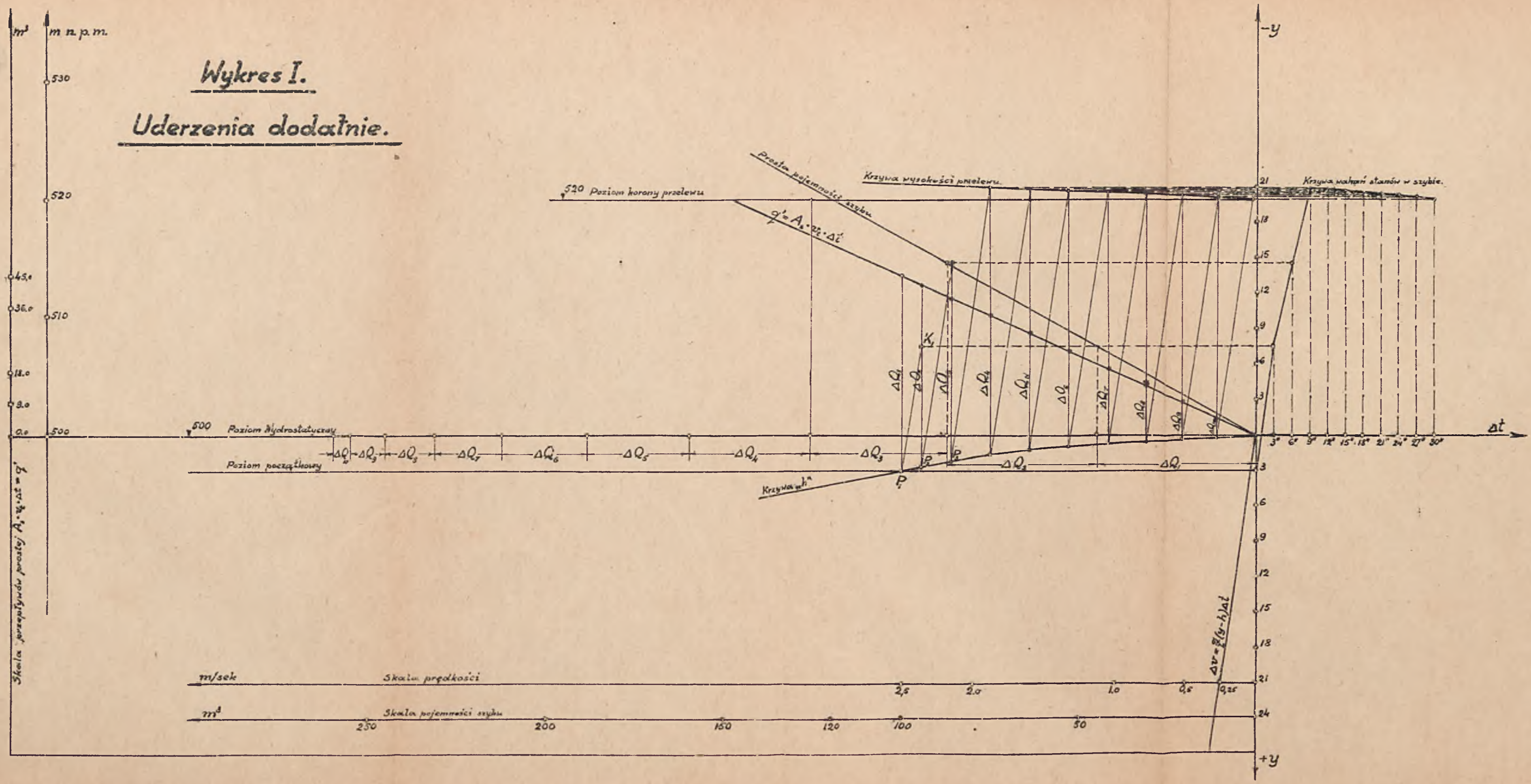
18. Energja wód morskich.....	str. 169
19. Przykłady obliczeń komór przejściowych:	
walcowej, dyferencjalnej, /typ europejski/, i Johnsona.....	" 174
Literatura.....	" 205
Uzupełnienia i errata.....	" 207



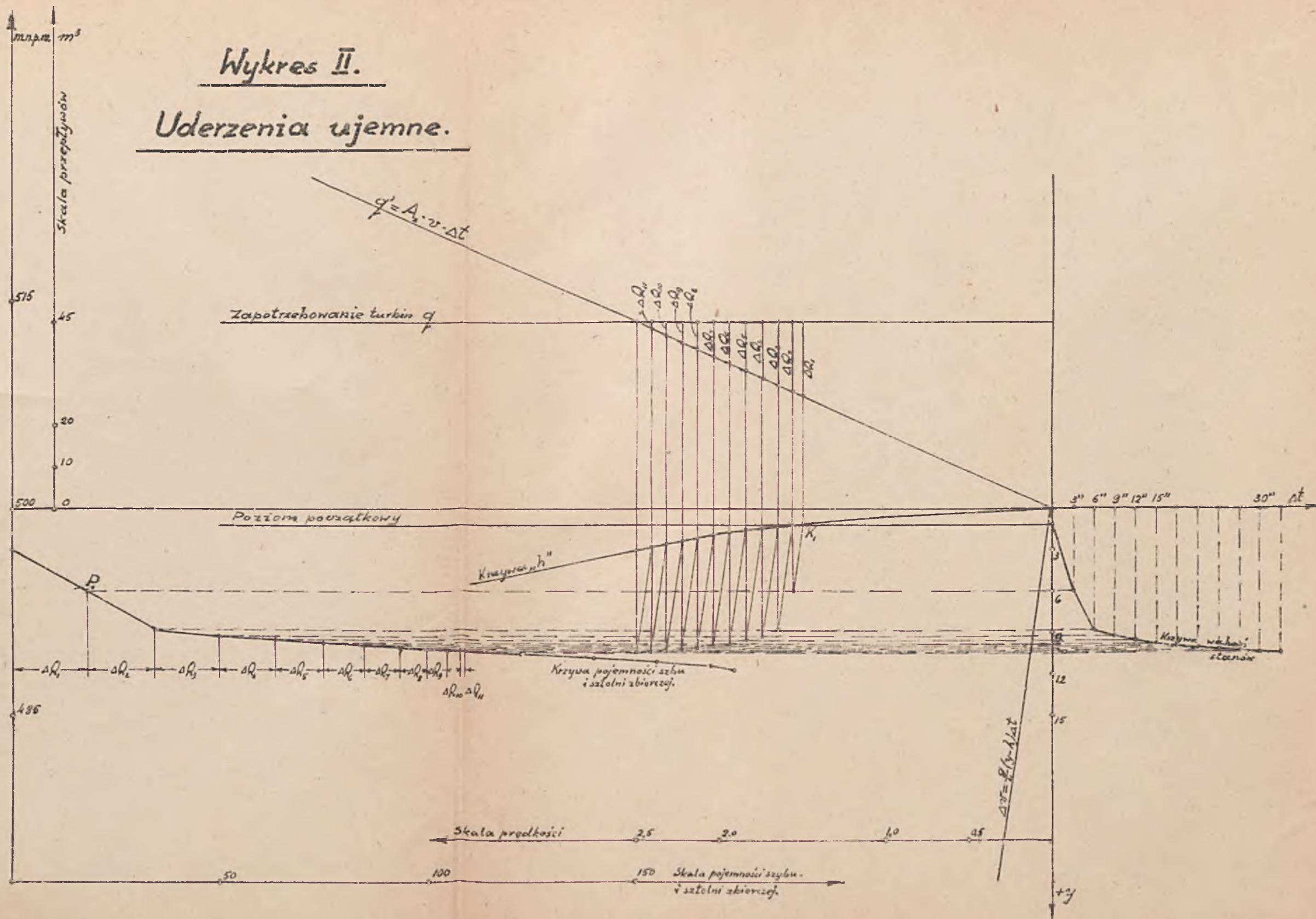
nr. 2771

Wykres I.

Uderzenia dodatnie.



Wykres II.
Uderzenia ujemne.



BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Politechniki Warszawskiej

NP.2771



400000000136591