

Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI  
PROFESOR POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ



# STAWIDŁA MASZYN PAROWYCH

Część I

STAWIDŁA SUWAKOWE

WARSZAWA, 1926

Nakładem Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

304

350

z. 147



~~6.32/1~~

C. 15032

Wszelkie prawa przedruku  
i tłumaczeń zastrzeżone.



nr 320

*Tłokowe maszyny parowe odgrywają jeszcze dziś jako silniki o małej i średniej mocy bardzo dużą rolę, bo tworzą najliczniejszą grupę silników cieplnych. Ponieważ zrozumienie działania i projektowanie stawideł maszyn parowych, które są jedną z najważniejszych ich części, sprawia zwykle duże trudności studentowi mechaniki, a czasem nawet inżynierowi, przeto opracowałem ten temat, wydając na razie część I: „Stawidła suwakowe“.*

*W części tej umieszczone są wszystkie podstawowe wiadomości, potrzebne również do projektowania stawideł zaworowych i nawrotnych.*

*Za współpracę, w szczególności za zaprojektowanie i wykonanie rysunków składam na tem miejscu najserdeczniejsze podziękowanie pp. inżynierom: Oskarowi Ogurkowi, Michałowi Dembińskiemu i Antoniemu Zozulińskiemu, asystentom Politechniki Warszawskiej.*

**AUTOR.**

*Warszawa, w kwietniu 1926 r.*



## T R E Ś Ć.

---

	<i>str.</i>
§ 1. Zadanie stawideł. . . . .	7
§ 2. Rozrząd pary. . . . .	10
§ 3. Wolne przekroje przepływowe. . . . .	20
§ 4. Rodzaje stawideł. . . . .	23
§ 5. Warunki, jakim stawidło winno zadość uczynić . . . . .	24
§ 6. Wykres zasadniczy ruchów suwaka . . . . .	27
§ 7. Wykres suwakowy Mueller'a . . . . .	30
§ 8. Wykres suwakowy Reuleaux'a . . . . .	34
§ 9. Wykres suwakowy Zeuner'a . . . . .	38
§ 10. Przykład obliczenia wymiarów suwaka płaskiego . . . . .	42
§ 11. Wpływ rzeczywistej długości korbowodu na rozrząd pary, względnie na stawidła. . . . .	43
§ 12. Wpływ rzeczywistej długości drążka mimośrod. . . . .	48
§ 13. Konstrukcja suwaka płaskiego. . . . .	49
§ 14. Przykład projektowania suwaka płaskiego. . . . .	55
§ 15. Zalety i wady suwaka płaskiego. . . . .	62
§ 16. Suwak Trick'a. (Z przykładem liczbowym). . . . .	63
§ 17. Suwak Penn'a. . . . .	67
§ 18. Suwak Trick'a z przewodem dla przypływu pary. . . . .	71
§ 19. Suwak Weiss'a. . . . .	72
§ 20. Suwak Hochwald'a. . . . .	73
§ 21. Suwaki częściowo odciążone. . . . .	74
§ 22. Suwaki całkowicie odciążone. . . . .	76
§ 23. Kąt oklinienia mimośrod. . . . .	89
§ 24. Mechanizm napędzający suwaki pojedyncze . . . . .	92
§ 25. Suwaki podwójne. . . . .	99
§ 26. Suwak Meyer'a. . . . .	100
§ 27. Przykład projektowania suwaka Meyer'a. . . . .	108
§ 28. Suwak Guhrauer'a. . . . .	112

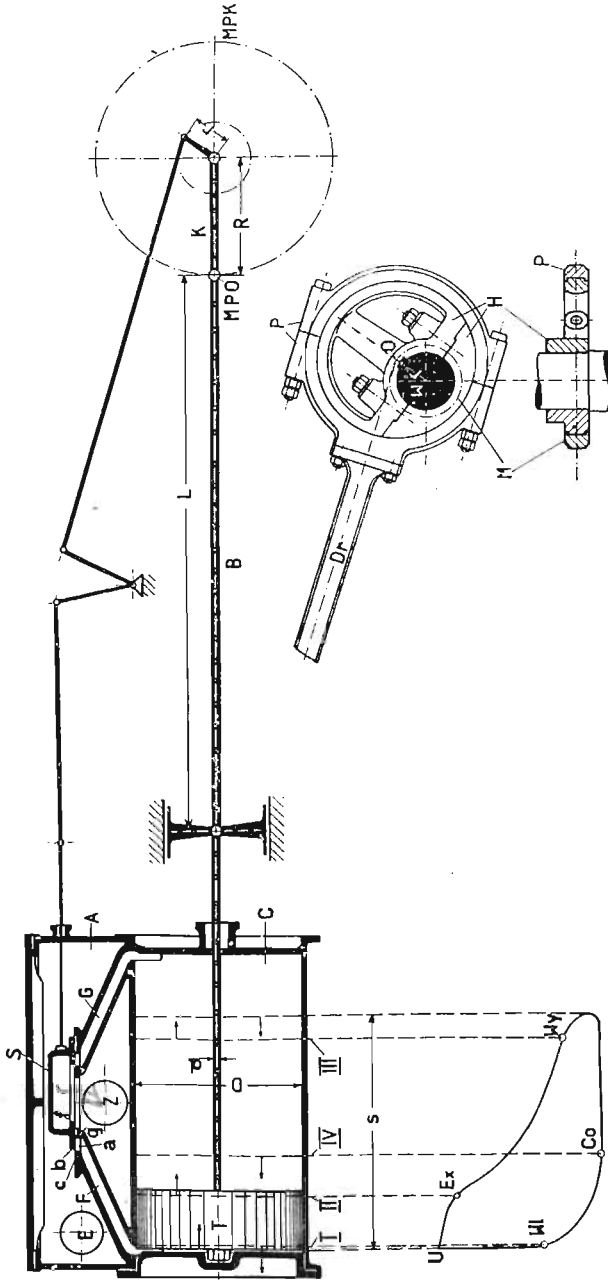
§ 29. Suwak Rider'a. . . . .	113
§ 30. Przykład projektowania suwaka Rider'a. . . . .	125
§ 31. Dzielone suwaki płaskie i tłokowe. . . . .	129
§ 32. Stawidła Corliss'a. . . . .	130
§ 33. Suwaki pojedyncze dla zmiennego rozrządu pary. . . . .	144
§ 34. Suwaki podwójne w połączeniu z regulatorem osiowym. . . . .	153
§ 35. Badanie dławienia pary. . . . .	156
§ 36. Przykład projektowania suwaka tłokowego dla zmiennego rozrządu pary. . . . .	159
§ 37. Główne wymiary wykonywanych regulatorów osiowych. . . . .	166

## § 1. ZADANIE STAWIDEŁ.

W tłokowej maszynie parowej ciśnienie pary działa na znajdujący się w zamkniętym cylindrze tłok, wprawiając go w ruch posuwisty naprzód i wstecz. Dopływ pary świeżej do cylindra i odpływ jej po wykonaniu pracy musi być tak uskutecz-niony, aby para wykonywała w cylindrze obieg zamierzony, któ-ry posiada w wykresie indykatora cztery charakterystyczne punk-ty rozrządu pary (rys. 1), mianowicie: wlot przedzwrotowy  $Wl$ , początek rozprężania czyli ekspansji  $Ex$ , wylot przedzwrotowy  $Wy$  i początek sprężania czyli kompresji  $Co$ . Dopływ pary świe-żej do cylindra rozpoczyna się w punkcie  $Wl$  i kończy się w punkcie  $Ex$ ; — odpływ pary z cylindra rozpoczyna się w punk-cie  $Wy$  i kończy się w punkcie  $Co$ ; — w okresie  $Ex—Wy$  od-bywa się rozprężanie zamkniętej w cylindrze pary świeżej, a w okresie  $Co—Wl$  odbywa się sprężanie pozostałej w cylin-drze pary; — okres od punktu  $U$  aż do punktu  $Ex$  nazywamy napełnieniem cylindra. Organem, który steruje dopływ i odpływ pary z cylindra stosownie do wymaganego obiegu pracy pary w cylindrze, jest s t a w i d ł o, umieszczone w skrzynce wzglę-dnie w skrzynkach, połączonych kanałami z cylindrem.

Zadaniem stawideł w tłokowych maszy-nach parowych jest więc uskutecznianie za-mierzonego rozrządu pary (sterowanie dopływu i od-pływu pary z cylindra), uwidocznionego w wykresie indykatora, który to wykres projektuje się dla obliczenia średnicy cylindra i skoku tłoka maszyny.

Spełnianie przez stawidło swego zadania można najlepiej wytłumaczyć, opisując działanie zwykłego suwaka płaskiego, który jest najprostszem stawidłem. Na rys. 1 widzimy schema-tycznie przedstawioną tłokową maszynę parową, posiadającą cy-linder  $C$ , tłok  $T$ , skrzynkę suwakową  $A$ , suwak  $S$ , korbę  $K$ , kor-



Rys. 1.



bowód  $B$  o długości  $L$ ; maszyna posiada skok  $s = 2R$ , a suwak  $S$  jest uruchamiany zapomocą mechanizmu przez mimośród  $M$ , posiadający mimośródowość  $r$ . Działanie mimośrodowość jest oznaczone działaniem korby, osadzonej na wale, a posiadającej promień  $r$ . Ponieważ jednak napęd suwaka zwykle nie znajduje się przy końcu wału maszyny, przeto zastępuje się korbę mimośrodem, aby uniknąć konieczności stosowania wygięcia (wykorbień) wału. Mimośród składa się z umocowanej na wale tarczy  $H$  o kształcie koła, której środek  $O$  jest oddalony od środka wału  $W$  o odległość  $r$ , zwaną mimośródowością. Na tarczy znajdują się pokrywy  $P$ , do których przytwierdzony jest drążek mimośrodu  $D_r$ , służący do napędu stawidla. Para świeża dopływa rurą  $E$  do skrzyżniczki suwakowej, którą łączą z cylindrem kanały  $F$  i  $G$ .

Gdy tłok  $T$  w drodze powrotnej (na rysunku bieg tłoka w lewo) zbliża się do tylnej pokrywy cylindra, czyli do swego martwego położenia odkorbowego, to przy położeniu tylnej krawędzi tłoka w płaszczyźnie  $I$  rozpoczyna się wlot przedzwrotowy  $Wl$  (w wykresie) pary świeżej do cylindra, czyli wtedy krawędź  $b$  suwaka  $S$ , posuwającego się naprzód (na rysunku w prawo), znajduje się nad krawędzią  $c$  gładzi suwakowej cylindra. Tłok biegnie dalej wstecz, a suwak naprzód; — skutkiem tego przy martwym położeniu odkorbowym tłoka, gdy korba maszyny znajduje się w martwym położeniu odkorbowym  $M.P.O.$ , krawędź  $b$  jest oddalona od krawędzi  $c$  o pewną nieznaczną długość, czyli kanał  $a$  jest już częściowo otwarty; — odległość wspomnianą pomiędzy krawędziami  $b$  i  $c$ , wyrażoną w milimetrach, nazywamy „linijnym wlotem przedzwrotowym”. Po dojściu tłoka do martwego położenia odkorbowego, tłok i suwak posuwają się naprzód. Gdy suwak otworzył całkowicie kanał  $a$ , zawraca i biegnie wstecz, przyczem krawędź jego  $b$  dochodzi do krawędzi  $c$ , odcinając dalszy dopływ pary świeżej do cylindra. W tej chwili rozpoczyna się w cylindrze rozprężanie (w wykresie punkt  $Ex =$  ekspansja) pary, którą został napełniony, a tylna krawędź tłoka znajduje się wtedy przy biegu naprzód w płaszczyźnie  $II$ . Tłok biegnie dalej naprzód, a suwak wstecz; — gdy krawędź  $f$  suwaka dojdzie do krawędzi  $g$  gładzi suwakowej cylindra, to zaczyna się wylot pary z cylindra do rury wylotowej  $Z$  przy położeniu tłoka w płaszczyźnie  $III$  (w wykresie wylot przedzwrotowy  $Wy$ ). Gdy tłok doszedł do swego martwego położenia odkorbowego i korba ma-

szyny znajduje się w *M.P.K.*, wtedy krawędź *f* jest już dość znacznie przesunięta w lewo względem krawędzi *g*; — wielkość tego otwarcia nazywamy „linijnym wylotem przedzwrotowym“. Tłok nawraca, biegnie wstecz, wypychając z cylindra parę przez kanał *a* do rury wylotowej *Z*. Suwak, po całkowitem otwarciu kanału *a* dla wylotu pary, nawraca również, rozpoczynając bieg naprzód, przy którym krawędź *f* dochodzi do krawędzi *g*. W tej chwili rozpoczyna się sprężanie pozostałej w cylindrze pary przez poruszający się wstecz tłok (tylna krawędź tłoka przy *IV*, w wykresie punkt *Co* = kompresja). Dopiero gdy suwak w dalszej swej drodze naprzód zajmie położenie, przy którym krawędź *b* stanie nad krawędzią *c*, to rozpoczyna się znów wlot przedzwrotowy, od którego rozpoczęliśmy opis działania suwaka.

Obieg przedstawiono dla strony odkorbowej cylindra; — jeśli maszyna jest obustronnego działania, jak większość tłokowych maszyn parowych, to para wykonywa po stronie kukorbowej cylindra, zwanej także stroną przednią, taki sam obieg, jednakże poszczególne okresy obiegu są względem tychże po stronie odkorbowej przesunięte o  $180^\circ$  kąta korbowego, więc np. w czasie napełnienia cylindra po stronie kukorbowej odbywa się wylot pary po stronie odkorbowej.

Chcąc należycie zrozumieć działanie tłokowej maszyny parowej, trzeba równocześnie uwzględniać położenie tłoka i suwaka oraz w danej chwili panujące w cylindrze ciśnienie pary.

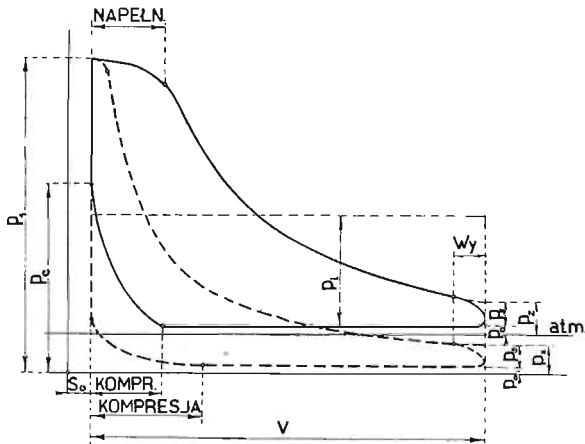
## § 2. ROZRZĄD PARY.

Wielkość napełnienia, kompresji, wylotu i wlotu przedzwrotowego wyrażamy w procentach objętości skokowej cylindra, np. jeśli objętość skokowa *V* (rys. 2) ( $V$  = przekrój tłoka pomnożony przez skok) w wykresie indykatora wynosi 100 mm, a długość napełnienia — 18 mm, to maszyna pracuje z napełnieniem 18%.

Również przestrzeń szkodliwą, oznaczoną w wykresie przez *s*, wyrażamy w procentach objętości skokowej *V*. Przestrzenią szkodliwą nazywamy objętość przestrzeni, ograniczonej przy martwym położeniu korby przez tłok i organ sterujący przy zamkniętym dopływie i odpływie pary. Przestrzeń ta jest dla tego szkodliwą, ponieważ trzeba ją dopełniać parą świeżą, a para

wypełniająca ją wykonywa pracę tylko w okresie ekspansji, a nie wykonywa pracy w czasie napełnienia.

Większe znaczenie od przestrzeni szkodliwej posiadają powierzchnie szkodliwe, ograniczające przestrzeń szkodliwą. Para świeża styka się podczas swego wlotu do cylindra z temi chłodniejszymi ściankami, skutkiem czego część jej skrapla się. Różnica pomiędzy zużyciem pary, obliczonym z wykresu indykatora, a rzeczywistym zużyciem, wynosząca 15% do 30%, polega przeważnie na wstępnym skraplaniu się pary. Ostatnie można znacznie zmniejszyć (całkowite usunięcie jest niemożliwe) przez ogrzewanie pokryw cylindra parą dolotową, w szczególności płynącą, oraz przez zasilanie cylindra parą przegrzaną.



Rys. 2.

Szkodliwe powierzchnie są bardzo duże w maszynach suwakowych, a skraplanie wstępne powiększa się, jeśli para świeża dopływa do cylindra tą samą drogą, którą uchodzi z niego para wylotowa.

Rozważmy teraz przyczyny, dla których urzeczywistniamy opisany w poprzednim paragrafie rozrząd pary, oraz — wybór wielkości poszczególnych okresów rozrządu i dopuszczalne zmiany wybranych charakterystycznych punktów rozrządu pary, więc zmiany  $Wl$ ,  $Ex$ ,  $Wy$  i  $Co$ .

#### A) Napełnienie.

Dla obliczenia średnicy i skoku tłoka maszyny parowej, mającej pracować z liczbą obrotów  $n$  na minutę, musimy za-

projektować wykresy indikatora, które dawałyby takie średnie ciśnienie indikowane  $p_i$  (rys. 2), aby maszyna mogła wytwarzać wymaganą moc. W zależności od wielkości obciążenia, które maszyna musi przetrzymać, a które w praktyce często zmienia się, rozróżniamy:

a) moc normalną, która odpowiadać powinna najczęściej zachodzącemu obciążeniu maszyny; — przy tym obciążeniu powinno być zużycie pary na jednostkę mocy najmniejsze;

b) stałą moc największą, którą maszyna może bez przerwy wytwarzać długotrwale w razie zapotrzebowania;

c) przejściową moc największą, którą maszyna może wytwarzać tylko przez krótki przeciąg czasu (np. pół godziny), ze względu na nadmierne zużywanie się poszczególnych części maszyny, względnie nadmierne rozgrzewanie się ich;

d) moc mniejszą od normalnej.

Średnie ciśnienie indikowane  $p_i$  musi dostosować się więc do każdorazowego obciążenia maszyny. Ponieważ przeważnie nie zmieniają się, lub też bardzo mało zmieniają się wlot i wylot przedzwrotowy oraz kompresja, przeto zmiana  $p_i$  może być osiągnięta przez zmianę wysokości ciśnienia dolotowego  $p_1$  przy zachowaniu stałego napełnienia, lub też przez samoczynną zmianę wielkości napełnienia przy stałym ciśnieniu dolotowym  $p_1$ .

Jeśli maszyna posiada stawidło, nie pozwalające zmiany napełnienia w czasie jej biegu, to wymiary główne maszyny należy tak oznaczyć, aby wytwarzała ona przy wybranym stałym napełnieniu cylindra i przy całkowitem ciśnieniu dolotowym pary  $p_1$  wymaganą największą moc przejściową; — przy wszystkich innych obciążeniach maszyny następuje zmiana średniego ciśnienia indikowanego  $p_i$ ; przez ręczne nastawienie mniejszego napełnienia w czasie postoju maszyny lub przez samoczynne dławienie ciśnienia dolotowego pary w czasie jej ruchu. W ostatnim wypadku zwiększa się znacznie zużycie pary, potrzebnej do wytworzenia jednostki mocy, t. j. 1 konia mechanicznego w czasie 1 godziny (1 *KMh*) i nie czyni się zadość wymaganiu, że zużycie pary na jednostkę mocy ma być najmniejsze przy najczęściej zachodzącym obciążeniu.

Celem osiągnięcia ostatnio wymienionego warunku, stosuje się przeważnie stawidła, które pozwalają zmiany wielkości napełnienia w ruchu silnika. W tym wypadku trzeba zaprojektować wykres indikatora z napełnieniem, które zapewnia możliwie

najmniejszy rozchód pary na 1  $KMh$ , i na podstawie znalezionej  $p_i$  oznaczyć średnicę i skok tłoka dla mocy normalnej silnika. Napełnienie to nazywamy normalnem, a stosujemy je ze względów ekonomicznych, aby zużycie paliwa, potrzebne do wytworzenia jednostki mocy, było możliwie małe. Warunkowi temu czyni się zadość, jeśli ciśnienie  $p_s$  stanowiące różnicę pomiędzy ciśnieniem  $p_a$  przy końcu ekspansji pary w cylindrze a przeciwprężnością  $p_0$ , z którą para uchodzi z cylindra, nie jest zbyt duże, mianowicie przeważnie stosuje się przy normalnem obciążeniu maszyny:

$p_s = 0,35$  do  $0,6$  w maszynach, pracujących z kondensacją,

$p_s = 0,4$  do  $0,8$  w maszynach, pracujących z wydmuchem.

Czasami trzeba zastosować większe ciśnienie  $p_s$  od powyżej podanego, mianowicie:

a) jeśli zależy na zmniejszeniu kosztów budowy maszyny, bo im większe ciśnienie  $p_s$ , to tem większe jest przy tem samym ciśnieniu dolotowem średnie ciśnienie indikowane  $p_i$ , skutkiem czego tłok otrzymuje mniejszą średnicę i mniejszy skok, przez co maszyna wymaga mniej materiału i mniej obróbki,

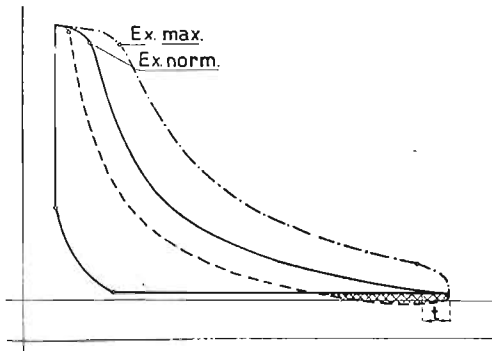
b) jeśli otrzymuje się zbyt małe napełnienie cylindra, którego nie mogłyby należycie sterować stawidła.

Używanie zbyt małego ciśnienia  $p_s$  przy normalnem napełnieniu nie jest wskazane. Gdyby bowiem krzywa rozprężania przechodziła w linię przeciwprężności (rys. 3), to cylinder musiałby otrzymać dla tej samej mocy normalnej większe wymiary, czyli koszty budowy silnika byłyby większe, a polepszenie wyzyskania pary odbywałoby się na koszt sprawności mechanicznej, gdyż na drodze  $t$  tłok nie oddawałby pracy. Oprócz tego, przy nieznacznie mniejszem napełnieniu od normalnego powstałaby w wykresie indikatora pętlica (rys. 3, wykres kreskowy), przedstawiająca pracę ujemną maszyny, skutkiem której zużycie pary na jednostkę mocy znacznie wzrasta; — w ogólności należy unikać wykresów pracy tego rodzaju, ponieważ silniki bardzo często pracują z mniejszem obciążeniem od normalnego.

Na podstawie ustalonego w wykresie indikatora napełnienia normalnego projektuje się wymiary i napęd stawidła, lecz równocześnie stawidło musi dozwolić nastawienia ręcznie lub zapomocą samoczynnie działającego regulatora w czasie ruchu maszyny znacz-

nie większych i znacznie mniejszych napełnień, aby silnik mógł bez zarzutu pracować w szerokich z góry określonych granicach obciążenia.

Największe napełnienie (rys. 3.  $Ex_{max}$ ) cylindra, którego nastawienie dozwalać musi stawidło, winno być tak duże, aby silnik wytwarzał wymaganą największą moc przejściową przy pewnej liczbie obrotów na minutę. Aby temu warunkowi zadość uczynić, trzeba w niektórych wypadkach powiększyć średnicę cylindra, ustaloną na podstawie zaprojektowanego dla obciążenia normalnego wykresu indykatora, skutkiem czego zmniejsza się przy normalnem obciążeniu napełnienie i ciśnienie  $p_s$ . W ogólności buduje się obecnie maszyny parowe mniej przeciążalne niż dawniej, mianowicie największa moc przejścio-



Rys. 3.

wa jest zwykle tylko o 50%, a czasem i mniej, większa od normalnej, aby mógł wykonać mechanizm maszyny lżejszy, a zatem i tańszy. Dopuszczalność bardzo dużych napełnień, dochodzących aż do 95%, jest jedynie wymaganą w maszynach nawrotnych, jak np. w maszynach wyciągowych, walcowniczych, lokomotywowym i okrętowych, ponieważ silnik tego rodzaju musi ruszać z miejsca pod pełnem obciążeniem w każdym położeniu korby maszyny. Potrzebne w każdym wypadku największe napełnienie należy obliczyć przy projektowaniu silnika.

Najmniejsze napełnienie cylindra, dopuszczalne przez stawidło, musi dać pewność, że silnik nie rozbiega się przy zupełnem jego odciążeniu; — ustala go się zależnie od oporów własnych silnika, względnie z dołączeniem oporów nierozewal-

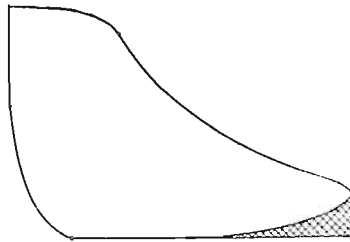


nie z wałem lub z drągiem tłokowym silnika połączonych. Jeśli wspomniane opory są bardzo małe, to najmniejsze napełnienie powinno wynosić 00%, t. j. stawidło nie powinno wogóle dozwalać dopływu pary świeżej do cylindra, — jeśli są one dość duże, to można dopuścić jako najmniejsze napełnienie 0%, t. j. stawidło wpuszcza parę świeżą do cylindra w czasie od  $W_1$  aż do martwego położenia korby  $M. P.$ , a w niektórych wypadkach aż do 4% napełnienia, np. jeśli z drągiem maszyny parowej jest bezpośrednio połączony drąg napędzanej przez nią pompy tłokowej. Dodać jeszcze należy, że w maszynach o podwójnem i potrójnem rozprężaniu pary stosuje się zwykle niezmiennie napełnienie w cylindrze niskoprężnym, a tylko w niektórych wypadkach stawidła pozwalające ręcznej zmiany napełnienia. Samoczynna zmiana napełnienia w cylindrze niskoprężnym jest jednakże bezwzględnie konieczną w maszynach, z których pobiera się do celów grzejnych lub fabrykacyjnych część pracującej w silniku pary z przelotni, znajdującej się pomiędzy cylindrem wysokoprężnym i niskoprężnym.

### B. Wylot przedzwrotowy.

Wylot przedzwrotowy ma na celu wyrównanie ciśnienia pary, panującego w cylindrze przy końcu ekspansji, z przeciwpężnością  $p_0$  przy małych prędkościach tłoka, czyli osiągnięcie ciśnienia  $p_0$  już przy martwym położeniu tłoka, oraz ma przygotować dostateczne przesunięcie organu sterującego dla odpływu reszty pary tuż za martwym położeniem tłoka, gdy prędkość tłoka zaczyna szybko wzrastać. Zapomocą pewnych stawideł, które leniwie, t. j. bardzo wolno otwierają, trudno osiągnąć pożądaną wartość, a wtedy powstają wadliwe wykresy indykatora, w których strata pracy uwidocznia się zakreskowanem na rys. 4 polem. Im większa jest liczba obrotów silnika, im większa jest prędkość pary przy przepływie przez kanały wylotowe, tem większy trzeba zastosować procent wylotu przedzwrotowego, czyli dłuższy czas jego trwania, aby wyrównanie ciśnień mogło nastąpić w pożądanym okresie przez odpływ już przed martwym położeniem tłoka możliwie dużej ilości pary z prędkością, odpowiadającą większej różnicy pomiędzy ciśnieniem pary w cylindrze, począwszy od  $W_1$ , a przeciwpężnością  $p_0$ . Ilość pary, która musi przed i przy martwym położeniu tłoka odpływać z cylindra, wynosi przy pracy z kon-

densacją około 80% całkowitej ilości pary, a przy wolnym wydmuchu tylko około 50% do 60%; — z tej przyczyny trzeba przy pracy z kondensacją stosować większy procent wylotu przedzwrotowego. Z podobnych przyczyn trzeba także w maszynach, pracujących z przeciwpężnością znacznie większą od 1 atm. abs., stosować duży wylot przedzwrotowy, bo para wychodząca z cylindra płynie zwykle do celu przeznaczenia w dłuższych rurach, w których musi posiadać pewną prędkość; — ponieważ odpływ pary z cylindra nie jest jednostajny, tylko następuje z przerwami pomiędzy jedną a drugą stroną cylindra, przeto konieczna jest większa różnica pomiędzy ciśnieniem przy wylocie przedzwrotowym a przeciwpężnością, aby mógł nadać parze wylotowej dostateczną szybkość bez powodowania strat podanych w wykresie rys. 4.



Rys. 4.

Jako średnie wartości wylotu przedzwrotowego, najczęściej używane w maszynach, pracujących z mniejszą liczbą obrotów od 150 na minutę, można podać następujące:

a) w cylindrach wysokoprężnych i średnioprężnych maszyn o kilkakrotnem rozprężaniu pary:  $W_y = 3\%$  do  $6\%$ ,

b) w cylindrach niskoprężnych maszyn o kilkakrotnem rozprężaniu pary i w maszynach jednocylindrowych:  $W_y = 5\%$  do  $10\%$  przy pracy z wydmuchem, natomiast:  $W_y = 8\%$  do  $15\%$  przy pracy z kondensacją i pracy z dużą przeciwpężnością.

W maszynach szybkobieżnych stosuje się  $W_y = 12\%$  do  $20\%$ . Również przy stawidłach, które równocześnie ze zmianą napełnienia zmieniają wylot przedzwrotowy, niechętnie przekracza się  $20\%$  największego wylotu przedzwrotowego, gdyż za wielki jego procent powoduje straty, zmniejszając w wykresie inikatora pole pracy.



Przeciwpężność  $p_0$  wynosi w normalnych maszynach wydmuchowych 0,1 do 0,15 atm nadc., a w maszynach kondensacyjnych 0,15 do 0,2 atm abs. Wielkość tego ciśnienia zależy głównie od ustroju stawideł i od prędkości pary w kanałach wylotowych oraz od wielkości napełnienia; — przy wzroście napełnienia powiększa się przeciwpężność.

### C) Kompresja.

Kompresję stosuje się ze względów mechanicznych jak i termodynamicznych.

Pod względem mechanicznym kompresja przeciwdziała skutecznemu uderzeniom w mechanizmie korbowym i w łożach głównych maszyny, które mogłyby zachodzić przy raptownej zmianie nacisku tłoka, gdyż z powodu kompresji następuje powolne przejście przeciwpężności  $p_0$  do ciśnienia pary wlotowej  $p_1$ . Wprawdzie obecnie nie podziela się zapatrywania Radinger'a (Radinger — „Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit“ r. 1892), że zmiana nacisku tłokowego ma następować przy martwym położeniu lub też bezpośrednio po takowem, co wymagałoby zastosowania takiej kompresji, aby jej ciśnienie końcowe  $p_c$  równało się ciśnieniu pary, działającemu po drugiej stronie tłoka, z dodaniem nacisku mas mechanizmu, — tylko dąży się do osiągnięcia zmiany nacisku tłoka w większej odległości od martwego położenia, przed lub za takowem. Wynik tego rodzaju można osiągnąć w poszczególnym wypadku tak zapomocą niezbyt wysokiej jak i dużej kompresji. Naogół duża kompresja jest ze względów mechanicznych pożądana w maszynach, pracujących z wielką liczbą obrotów i z wielką prędkością tłoka, aby osiągnąć należyte przeciwdziałanie naciskowi mas mechanizmu. Także maszyny pracujące z kondensacją muszą posiadać znacznie większy procent kompresji od maszyn pracujących z wydmuchem, jeśli w obydwóch wypadkach nie mają zachodzić uderzenia w mechanizmie; — skutkiem tego trzeba maszyny, które mają móżd pracować tak z kondensacją jak i z wydmuchem, zaopatrywać w stawidła, pozwalające nastawienia wielkości kompresji w szerokich granicach w czasie postoju silnika.

Wysokie ciśnienie kompresyjne  $p_c$  wywiera pod względem mechanicznym także dodatni skutek na stawidła wewnętrzne (suwaki, kurki, zawory wlotowe), gdyż powoduje częściowe ich odciążenie tuż przed chwilą otwarcia. Dokładnego rozwa-



nr 320

żenia dopuszczalnego ciśnienia kompresyjnego wymagają jednakże odciążone stawidła wewnętrzne, aby nie dopuścić do otwierania stawidła przez ciśnienie kompresyjne przed zwrotnym, co spowodowałoby nie tylko wadliwy rozrząd pary, lecz także uderzenia organu sterującego.

Pod względem termodynamicznym kompresja wpływa korzystnie przez zmniejszenie skraplania się pary świeżej podczas jej wlotu do cylindra, gdyż ścianki jego, z którymi styka się para świeża podczas wlotu, przyjmują pod wpływem kompresji wyższą temperaturę, niżby posiadały przy działaniu na nie pary o przeciwprężności  $p_0$ . Dodatni ten wpływ jest dość kosztowny, gdyż ciepło, wytworzone w okresie kompresji, musi być pobrane od koła zamachowego maszyny w postaci pracy, którą maszyna wytworzyła zapomocą ciepła do niej doprowadzonego. Straty przemiany ciepła na pracę zachodzą więc podwójnie. Bardzo duże ciśnienie kompresyjne  $p_c$ , w krańcowym wypadku doprowadzone aż do wysokości ciśnienia dolotowego  $p_1$ , w celu uniknięcia konieczności wypełnienia szkodliwej przestrzeni parą świeżą, nie przynosi pożądanych wyników. Duża praca ujemna w okresie kompresji wymaga bowiem dla uzyskania wymaganej mocy silnika powiększenia średnicy tłoka lub też powiększenia napełnienia. Jeśli koszty budowy maszyny nie mają być zwiększone, to konieczne jest powiększenie napełnienia, co powoduje większe straty termiczne niż wynoszą zyski, uzyskane przez napełnienie szkodliwej przestrzeni parą sprężaną w cylindrze, które to sprężanie połączone jest ze stratami poprzednio wspomnianymi. Z tej przyczyny osiąga się naogół lepsze wyniki, doprowadzając ciśnienie kompresyjne tylko do wysokości wymaganej przez względy mechaniczne, a stosując przegrzewanie pary oraz ogrzewanie pokryw cylindra parą świeżą, w szczególności płynącą parą dolotową, czem można tłumaczyć w znacznej mierze bardzo małe zużycie pary przez maszyny Van den Kerchove'a, pomimo, że pracują z bardzo małą kompresją.

Jako średnie wartości kompresji w maszynach normalnych ( $n \leq 150$  obr./min) przy ciśnieniu dolotowym  $p_1 \leq 14$  atm nadc. można podać następujące:

- a) w wysoko — i średnioprężnych cylindrach maszyn o kilkukrotnym rozprężaniu pary  $C_0 = 6\%$  do  $16\%$ ,
- b) przy pracy z wydmuchem  $C_0 = 8\%$  do  $22\%$ ,
- c) przy pracy z kondensacją  $C_0 = 18\%$  do  $60\%$ .

Wybór wielkości kompresji zależy także od rodzaju silnika, od ustroju stawideł i od wysokości ciśnienia dolotowego; — przy wysokich ciśnieniach dolotowych można stosować większy procent kompresji od liczb powyżej podanych. Z a s a d n i c z o ciśnienie kompresyjne  $p_c$  powinno z a w s z e być mniejsze od ciśnienia dolotowego, aby zapobiedz działaniu zbyt wielkich sił w mechanizmie maszyny i powstawaniu pętlic w wykresie indikatora, powodujących stratę pracy. Różnica pomiędzy wspomnianymi ciśnieniami powinna najmniej wynosić 1,5 atm, gdyż ciśnienie w kotle może łatwo spaść o 1,5 atm, a przy bardzo wysokich ciśnieniach dolotowych (np. powyżej 20 atm) musi różnica ta być większa ze względu na nieuniknione większe wahania ciśnienia w kotle. Różnica ta powinna być także zachowana przy zastosowaniu stawideł, które równocześnie ze zmniejszaniem się napełnieniem powiększają wielkość kompresji.

#### *D) Wlot przedzwrotowy.*

Wlot przedzwrotowy ma na celu, podobnie jak wylot przedzwrotowy, wyrównanie ciśnienia kompresyjnego  $p$  z ciśnieniem dolotowym  $p_1$  przy małej prędkości tłoka, aby zapewnić działanie w cylindrze pełnego ciśnienia dolotowego już w martwym położeniu tłoka. Przy za dużym wlocie przedzwrotowym, jak i w razie wielkiej różnicy pomiędzy ciśnieniami  $p_c$  i  $p_1$ , przy za małej jego wielkości, mogą zachodzić uderzenia w mechanizmie maszyny, a przy za małym, jak i przy za dużym wlocie przedzwrotowym może powstawać strata pracy w wykresie indikatora. Przeważnie wielkość wlotu przedzwrotowego nie podlega w ruchu silnika żadnym zmianom, choć w niektórych wypadkach zmiana tej wielkości w niewielkich granicach jest pożądana; — mianowicie jeśli maszyna posiada małe napełnienie normalne, to przy dość dużym wlocie przedzwrotowym można osiągnąć dostateczne otwarcie kanałów dla wlotu pary, natomiast przy większych napełnieniach jest dopuszczalny mniejszy wlot przedzwrotowy, bo łatwiej można osiągnąć korzystne otwarcie wspomnianych kanałów.

Zwykle stosuje się 0,7% do 1,5% wlotu przedzwrotowego, a przy projektowaniu wyraża się go przeważnie przez kąt korbowy  $k = 7^\circ$  do  $15^\circ$  przed martwym połączeniem korby. W ogólności mniejszy wlot przedzwrotowy przyjmuje się w wolnobieżnych, a większy w szybkobieżnych maszynach. Wielkość wlotu

przedzwrotowego można także wyrazić w milimetrach jako pewną część kanału wlotowego  $a$  (rys. 1), która jest przez stawidło otwarta w martwym położeniu korby; — wielkość tę, jak zaznaczono w § 1, nazywamy „linijnym wlotem przedzwrotowym”, a wynosi ona średnio 0,1 do 0,2 szerokości kanału dopływowego. Podanie na rysunku linijnego wlotu przedzwrotowego jest dla montera nieodzowne, ponieważ ustawia on według tego stawidło, wychodząc z martwego położenia korby maszyny.

W ogólności większy wlot przedzwrotowy nie powoduje uderzeń w mechanizmie, jeśli stawidło otwiera leniwie kanał wlotowy, natomiast nie jest dopuszczalny ze względów mechanicznych nawet w szybkobieżnych maszynach wtedy, gdy pracują one ze zbyt dużą kompresją.

### § 3. WOLNE PRZEKROJE PRZEPIYWOWE.

Wolne przekroje przepływowe powinny być tak duże, aby przy dopływie i odpływie pary z cylindra powstawał skutek dławienia tylko nieznaczny spadek względnie wzrost ciśnienia w cylindrze. Prędkość pary nie może więc w tych przekrojach przekroczyć granicy, przy której następuje dławienie pary. Warunek ten odnosi się tak do wolnego przekroju, który otwiera organ sterujący, jak i do przekrojów przepływowych w samym stawidle oraz w kanałach pomiędzy stawidłem i cylindrem. Zwykle oblicza się w podany poniżej sposób wolny przekrój, który otwiera stawidło, ponieważ posiada on obrobione powierzchnie, i równocześnie określa się wymiary organu sterującego. Kanały pomiędzy stawidłem i cylindrem, nie posiadające obrobionych powierzchni, otrzymują wolny przekrój przepływowy tylko o 10% do 15% większy od wspomnianego, aby nie powiększać nadmiernie szkodliwej przestrzeni.

Oдноśnie do rys. 1 oznaczmy:

$n$  = liczba obrotów na minutę,

$s$  = skok maszyny w  $m$ ,

$D$  = średnica cylindra w  $cm$ ,

$d$  = średnica drąga tłokowego w  $cm$ ,

$F$  = czynne pole tłoka w  $cm^2$ , przyczem

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \text{ jeśli drąg tłokowy przechodzi przez obiedwie}$$

pokrywy, a

$F \simeq \frac{\pi}{4} \left( D^2 - \frac{d^2}{2} \right)$ , jeśli drąg tłokowy nie przechodzi przez tylną pokrywę,

$f$  = przekrój kanału sterowanego w  $cm^2$ ,

$a$  = szerokość kanału sterowanego w  $cm$ ,

$h$  = wysokość kanału sterowanego w  $cm$ ,

$c_m = \frac{s \cdot n}{30}$  = średnia prędkość tłoka w  $m \text{ sek}$ ,

$v$  = prędkość pary przy średniej prędkości tłoka w  $m \text{ sek}$ ,

$v_e$  = prędkość pary w  $m \text{ sek}$  podczas wlotu przy  $c_m$ ,

$v_a$  = prędkość pary w  $m \text{ sek}$  podczas wylotu przy  $c_m$ ,

$f_e$  = przekrój kanału dla wlotu w  $cm^2$ ,

$f_a$  = przekrój kanału dla wylotu w  $cm^2$ ,

Potrzebną wielkość przekroju  $f$  obliczamy ze wzoru:

$$f = \frac{F \cdot c_m}{v}$$

Wzór powyższy ważny jest tylko przy założeniu, że kanał sterowany jest całkowicie otwarty przy średniej prędkości tłoka.

Rzeczywista prędkość pary przepływającej zależy od chwilowej prędkości tłoka i od chwilowego odmyku kanału sterowanego, np. prędkość pary powiększa się bardzo znacznie w pobliżu końca napełnienia, ponieważ wolny przekrój dla wlotu zmniejsza się, a równocześnie powiększa się prędkość tłoka, jeśli maszyna pracuje z mniejszym napełnieniem od 50%. Z tej przyczyny wartości prędkości pary  $v$ , przyjmowane we wzorze  $F \cdot c_m = f \cdot v$  mają w rzeczywistości tylko znaczenie współczynnika, a sam wzór służy jedynie do oznaczenia wymiarów stawidła, potrzebnych do wykonania pierwszego projektu. Po wykonaniu takowego należy przez wykreślenie krzywych dławienia pary, których obliczanie będzie później (patrz § 35) podane, stwierdzić, czy wielkość kanałów sterowanych jest prawidłowo dobrana; — za małe kanały powodują bowiem nadmierne straty przez dławienie pary, a za duże kanały powiększają niepotrzebnie szkodliwą przestrzeń i szkodliwe powierzchnie.

Na podstawie badań, przeprowadzonych przy pomocy krzywych dławienia pary, trzeba czasami zmieniać podstawowe wymiary stawidła, obliczone na podstawie wzoru  $F \cdot c_m = f \cdot v$ , jeśli  $v$  niewłaściwie obrano. Z tej przyczyny należyty wybór prędkości pary  $v$  odgrywa tak ważną rolę.

Dopuszczalna prędkość pary  $v_e$  w czasie dopływu do cylindra zależy przede wszystkim od wysokości ciśnienia dolotowego i od stopnia przegrzania pary. Przy niskim ciśnieniu dolotowym, jak i przy wysokim stopniu przegrzania para posiada mały ciężar właściwy, skutkiem czego można w tych wypadkach stosować duże prędkości  $v_e$ . Prędkość pary  $v_a$  w czasie jej wylotu z cylindra musi być mniejsza od prędkości  $v_e$ , gdyż objętość pary powiększa się w czasie wylotu bardzo znacznie przez rozprężanie z ciśnienia  $p_s$ , panującego przy końcu okresu ekspansyjnego, do ciśnienia atmosferycznego względnie panującego w kondensatorze lub w przelotni; — skutkiem tego rzeczywista prędkość pary jest znacznie większa niżby odpowiadało obliczonej ze wzoru  $F \cdot c_m = f_a \cdot v_a$ . Zaznaczone powiększenie objętości i prędkości pary zachodzi w większej mierze w maszynach kondensacyjnych niż w wydmuchowych, wobec czego trzeba stosować w pierwszych mniejszą prędkość  $v_a$ , chcąc zapewnić możliwie dobrą próżnię w cylindrze.

Jako średnie wartości prędkości pary  $v_e$  i  $v_a$  przy ciśnieniach dolotowych poniżej 16 atm nadc. i temperaturze poniżej 330° C można podać umieszczone w następującej tabelce; — przy większym ciśnieniu dolotowym i nie wyższej temperaturze pary jest wskazane stosować mniejsze prędkości pary  $v_e$ .

Prędkość pary w m/sek	Maszyny jednocylindrowe		Maszyny o podwójnem rozprężaniu pary			
			cylinder wysokoprężny		cylinder niskoprężny	
$v_e =$	35—50 <sup>1)</sup> przy parze nasyconej	45—60 przy parze przegrzanej	35—45 <sup>1)</sup> przy parze nasyconej	45—55 przy parze przegrzanej	40—55 <sup>1)</sup>	
$v_a =$	35—38 <sup>2)</sup> przy wydmuchu	25—33 <sup>2)</sup> przy pracy z kondensacją	28—36 <sup>2)</sup>		32—45 <sup>1)</sup> przy wydmuchu	30—38 <sup>1)</sup> przy pracy z kondensacją

Oprócz poprzednio przytoczonych względów wybór prędkości pary zależy od drogi pary do cylindra i od rodzaju stawidła. Im krótsza jest droga, im prostsze są kanały, im szybciej

1) większe prędkości przy ogrzewaniu cylindra i jego pokryw.

2) większe prędkości przy przegrzanej parze oraz przy ogrzewaniu cylindra i jego pokryw:

otwiera się stawidło, tem większa może być prędkość pary  $v$  i może przekraczać podane w tabelce wartości, co czasem stosuje się także z konieczności w bardzo wielkich lub w bardzo szybkobieżnych maszynach, aby nie otrzymać zbyt wielkich wymiarów organów sterujących, których napęd wpływałby ujemnie na sprawność mechaniczną silnika. Drugostronnie trzeba stosować mniejsze prędkości pary  $v$  od podanych przy stawidłach niezbyt szybko otwierających, jeśli silnik pracuje z bardzo małym napełnieniem normalnem.

#### § 4. RODZAJE STAWIDEŁ.

W zależności od tego, czy organ sterujący przy skutecznianiu rozrządu pary przesuwa się po powierzchni względnie powierzchniach, w których znajdują się otwory dla dopływu i odpływu pary z cylindra, czy też wykonywa ruchy prostopadle do tychże powierzchni, dzielimy stawidła na:

- a) stawidła suwakowe,
- b) stawidła zaworowe.

W stawidłach suwakowych organ sterujący wykonywa ruchy posuwiste, naprzód i wstecz, lub też wahadłowe po gładzi suwakowej cylindra. Ruchy pierwszego rodzaju posiadają suwaki płaskie, zwykle lub podwójne, przylegające jedną powierzchnią do gładzi suwakowej cylindra, a na których drugą powierzchnię działa ciśnienie pary dolotowej, oraz suwaki tłokowe, poruszające się po gładzi suwakowej cylindra, posiadające kształt cylindryczny; — na ostatnie suwaki działa ciśnienie pary równomiernie ze wszystkich stron, skutkiem czego nazywamy je odciążonemi. Ruch wahadłowy po gładzi suwakowej cylindra wykonywują suwaki kurkowe, wynalezione przez Amerykanina Corliss'a. Suwaki o ruchu obrotowym nie odgrywają prawie żadnej roli.

W stawidłach zaworowych organ sterujący, posiadający najczęściej kształt rury o dwóch siodłach, odłącza się od powierzchni, na których spoczywa, celem skutecznienia wlotu względnie wylotu pary z cylindra, a csiada na tychże powierzchniach w chwilach ukończenia wlotu względnie wylotu pary. W stawidłach zaworowych zachodzi więc uderzanie (silne osiadanie) siodła zaworu o siodła gniazda, lecz unika się tarcia po sobie powierzchni uszczelniających. Również zewnętrzny me-



chanizm napędowy zaworów różni się zasadniczo od napędu suwaków. W niektórych wypadkach utarło się nazywanie suwaków, posiadających zewnętrzny napęd zaworowy, — zaworami; — np. suwaki tłokowe, napędzane mechanizmem zaworowym, określa się jako zawory tłokowe (van den Kerchove'a).

Stawidła możemy podzielić także w zależności od ilości kanałów, prowadzących do cylindra, na:

- a) stawidła o dwóch drogach pary do cylindra,
- b) stawidła o czterech drogach pary do cylindra.

Do pierwszego rodzaju należą przeważnie suwaki płaskie i tłokowe o ruchu posuwistym, a do drugiego rodzaju przeważnie suwaki Corliss'a, zawory rurowe i tłokowe. W pierwszym wypadku para świeża dopływa do cylindra tą samą drogą, którą uchodzi z niego, co wpływa ujemnie na wielkość skraplania wstępnego, jak zaznaczono poprzednio. Korzyści, wynikających w tym względzie przy stawidłach o czterech drogach pary, nie należy jednak przeceniać, ponieważ para, znajdująca się w kanale wlotowym, podlega także wszelkim zmianom temperatury, zachodzącym w cylindrze, przez co ochładzają się ścianki tegoż kanału.

W zależności od rozrzędu pary rozróżniamy:

- a) stawidła z niezmiennym rozrzędem pary, w których nie można zmieniać w czasie ruchu maszyny wielkości charakterystycznych okresów rozrzędu pary,
- b) stawidła ze zmiennym rozrzędem, pozwalające w czasie ruchu maszyny zmiany przeważnie tylko napełnienia w zależności od chwilowego obciążenia silnika, a w niektórych wypadkach także zmiany wielkości innych okresów rozrzędu pary.

Niezmienny rozrząd pary można stosować tylko w cylindrach średnio- i niskoprężnych maszyn o kilkakrotnym rozprężaniu pary i w tych maszynach jednocylindrowych, których moc wytwarzana reguluje się w zależności od chwilowego obciążenia przez dławienie pary dolotowej.

## § 5. WARUNKI, JAKIM STAWIDŁO POWINNO ZADOŚĆ UCZYNIĆ.

Każde stawidło powinno zadość uczynić następującym warunkom:

- a) Szkodliwe powierzchnie, o które ochładza się para świeża w czasie wlotu do cylindra, jak i szkodliwa przestrzeń powinny



być możliwie małe, aby zapewnić małe zużycie pary na jednostkę mocy.

Wielkość szkodliwej przestrzeni zależy nie tylko od rodzaju stawidła i jego układu w stosunku do cylindra, lecz także od wielkości kanałów, prędkości tłoka i stosunku skoku maszyny  $s$  do średnicy cylindra  $D$ . Przy jednakowych wymiarach maszyny, określonych przez  $s$  i  $D$ , objętość kanałów parowych, tworzących część szkodliwej przestrzeni, powiększa się znacznie przy zwiększeniu liczby obrotów maszyny, czyli prędkości tłoka, gdyż przekrój kanału wypada podług wzoru  $f = \frac{F \cdot c_m}{v}$  większy, jeśli prędkość przepływowa pary nie ma zwiększyć się. Natomiast przy zachowaniu jednakowej prędkości tłoka posiada maszyna tej samej mocy większą szkodliwą przestrzeń, jeśli stosunek  $s : D$  jest mniejszy, ponieważ wtedy ta część szkodliwej przestrzeni, która znajduje się pomiędzy tłokiem i pokrywą cylindra, wypada większa. Z tej przyczyny posiadają przeważnie szybkobieżne maszyny, które buduje się ze względu na dopuszczalną prędkość tłoka o mniejszym skoku, większą przestrzeń szkodliwą niż biegnące ze średnią liczbą obrotów.

Jako średnie wartości szkodliwej przestrzeni w procentach objętości skokowej cylindra można podać następujące:

$s_0 = 4\%$  do  $9\%$  przy użyciu suwaka płaskiego,

$s_0 = 7\%$  do  $13\%$  przy użyciu suwaka tłokowego,

$s_0 = 5\%$  do  $6\%$  przy użyciu jednego suwaka Corliss'a,

$s_0 = 2\%$  do  $4\%$  przy użyciu czterech suwaków Corliss'a,

$s_0 = 4\%$  do  $9\%$  przy użyciu zaworów,

$s_0 = 2\%$  do  $4\%$  przy użyciu zaworów wlotowych w pokrywach cylindra i szczelin wylotowych.

Mniejsze z powyżej podanych wartości można osiągnąć przy posuwistych stawidłach suwakowych przez umieszczenie suwaka w bezpośrednim sąsiedztwie tulei roboczej cylindra, a w stawidłach zaworowych i z czterema suwakami Corliss'a przez ułożenie organów sterujących w pokrywach (tłbicach) cylindra.

Wartości podane zwiększają się przy średniej prędkości tłoka  $c_m > 3,5$  m/sek i przy stosunku  $s : D < 1,7$  w jednocyndrowej maszynie.

b) Stawidło powinno być możliwie szczelne, aby zapobiec stratom pary i nie dopuścić do rozbiegania się maszyny w razie jej odciążenia (przy nieszczelności organu sterującego para może

wciąż dopływać do cylindra). Największe straty pary powstają przy nieszczelności stawidła, sterującego równocześnie wlot i wylot pary, gdyż para może przepływać wtedy ze skrzynki wlotowej wprost do rury wylotowej. Przy oddzielnych organach sterujących dla wlotu i wylotu pary wypadek tego rodzaju może tylko wtedy zachodzić, gdy obydwa organy są nieszczelne. Największe wymagania pod względem szczelności organów sterujących stawiają maszyny jednocyldrowe, pracujące z dużym ciśnieniem dolotowym, gdyż para uchodząca jest straconą. W maszynach o podwójnym rozprężaniu pary może natomiast para, która z powodu nieszczelności uszła z cylindra wysokoprężnego do przelotni, być jeszcze wyzyskana w cylindrze niskoprężnym.

Celem osiągnięcia lepszego wyniku pod względem szczelności stawidła, układa się zwykle organy sterujące w ten sposób, że zostają one przez parę dociskane do powierzchni uszczelniających; — przy oddzielnych organach dla wlotu i wylotu pary, pierwsze są dociskane parą świeżą, a drugie parą pracującą w cylindrze. Nie należy więc stosować układów stawideł, w których ciśnienie pary podnosiłoby organ sterujący z powierzchni uszczelniającej. Jeśli organy sterujące nie są dociskane parą do powierzchni uszczelniającej, to należy zaopatrzyć je w pierścienie uszczelniające (np. suwaki tłokowe), aby zapewnić szczelność tych organów. Osiągnięcie należytej szczelności stawidła zależy także w wielkiej mierze od staranności w wykonaniu i sumienności w konserwacji.

c) Stawidło powinno możliwie szybko otwierać i zamykać kanały, aby uniknąć straty pracy w wykresie indykatora, spowodowanej przez dławienie pary. Ponieważ otwieranie i zamykanie wspomnianych kanałów odbywa się przy pewnej prędkości tłoka, a nie w martwym jego połączeniu, przeto na początku otwierania i przy końcu zamykania kanałów para płynie z bardzo wielką prędkością, której nie może wytworzyć nawet znaczniejsza różnica ciśnienia. Skutkiem tego pewne straty, uwidocznione w wykresie indykatora przez zaokrąglenia, są nieuniknione, lecz trzeba dążyć do możliwego zmniejszenia ich.

d) Stawidło powinno wywierać jak najmniejsze opory tarcia i jak najmniejsze obciążenie regulatora. Duże opory tarcia, zachodzące np. przy dużych suwakach płaskich, wpływają ujemnie na sprawność mechaniczną  $\eta_m$  maszyny (może także po-

wstawać nadmierne zdzieranie powierzchni uszczelniających), a duże obciążenie regulatora wymaga stosowania takiego o wielkiej mocy, jeśli ma być zapewniony jednostajny bieg prawidłowy maszyny przy różnych jej obciążeniach.

e) Stawidło powinno być możliwie proste i trwałe, bezwzględnie niezawodne, poszczególne jego części powinny być łatwo dostępne ze względu na dogodną konserwację i kontrolę oraz ulegać możliwie najmniejszemu zużywaniu się w ruchu maszyny. Również powinno stawidło zużywać możliwie mało smaru.

## § 6. WYKRES ZASADNICZY RUCHÓW SUWAKA.

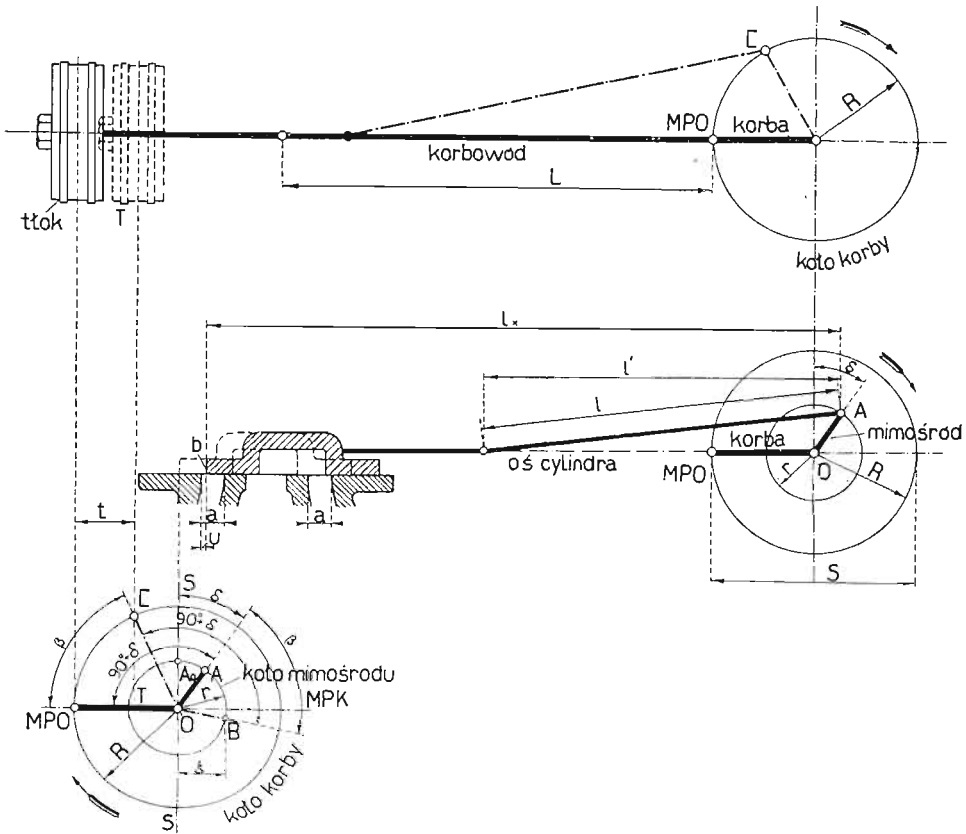
W § 1 zaznaczono, że działanie mimośrodowość równa się działaniu korby. Schematycznie można więc przedstawić mimośród jako korbę, w której czopie znajduje się środek pokryw mimośrodowość; — środek ten opisuje przy obrocie wału koło o promieniu równającym się mimośrodkowości wokoło środka wału, które to koło nazywamy kołem mimośrodkowości. W schemacie musi więc koniec linii, przedstawiającej drążek mimośrodkowości, znajdować się zawsze na kole mimośrodkowości.

Oznaczmy (rys. 5) przez  $r$  mimośrodkowość mimośrodkowości, a przez  $R$  promień korby maszyny, to skok suwaka, napędzanego mimośrodkowością, równa się  $2r$ , a skok maszyny  $s = 2R$ ; — czop korbowy opisuje wokoło środka wału  $O$  koło o promieniu  $R$ , zwane kołem korby. Kierunek obrotu wału maszyny wskazuje strzałka.

Z opisu działania maszyny parowej, przedstawionego w § 1, wynika, że przy martwym położeniu korby maszyny suwak otwiera kanał dla dopływu pary świeżej o wielkość liniowego wlotu przedzwrotowego; — n. p. korba maszyny znajduje się w martwym położeniu odkorbwym  $M. O. P.$ , to krawędź sterująca  $b$  suwaka otwiera kanał  $a$  na szerokości  $u$ , a środek mimośrodkowości znajduje się wtedy w punkcie  $A$ . W celu uproszczenia wykresu rysujemy koło korby o średnicy  $2R$  nad kołem mimośrodkowości o średnicy  $2r$ . Z położenia korby mimośrodkowości względem korby maszyny widzimy, że w celu uzyskania zamierzonego rozrządu pary środek mimośrodkowości musi wyprzedzać czop korby maszyny o kąt  $90^\circ + \delta$ .

Kąt  $\delta$  nazywamy kątem przodowania.

Ponieważ wielkość promienia  $r$  jest w stosunku do długości drążka mimośrodowego  $l$  zwykle bardzo mała, skutkiem czego przy wszystkich położeniach drążka praktycznie nie różni się od swego rzutu  $l'$ , przeto możemy przyjąć, że odległość środka mimośrodowego  $A$  od suwaka nie zmienia się podczas całego obrotu wału, czyli możemy przyjąć  $l_x = \text{stałej}$ . O tę stałą długość  $l_x$  możemy prze-



Rys. 5.

sunąć obydwą koła i wykreślić je pod suwakiem, przez co krawędź sterująca  $b$  suwaka znajduje się zawsze w tej samej płaszczyźnie, co środek mimośrodowego.

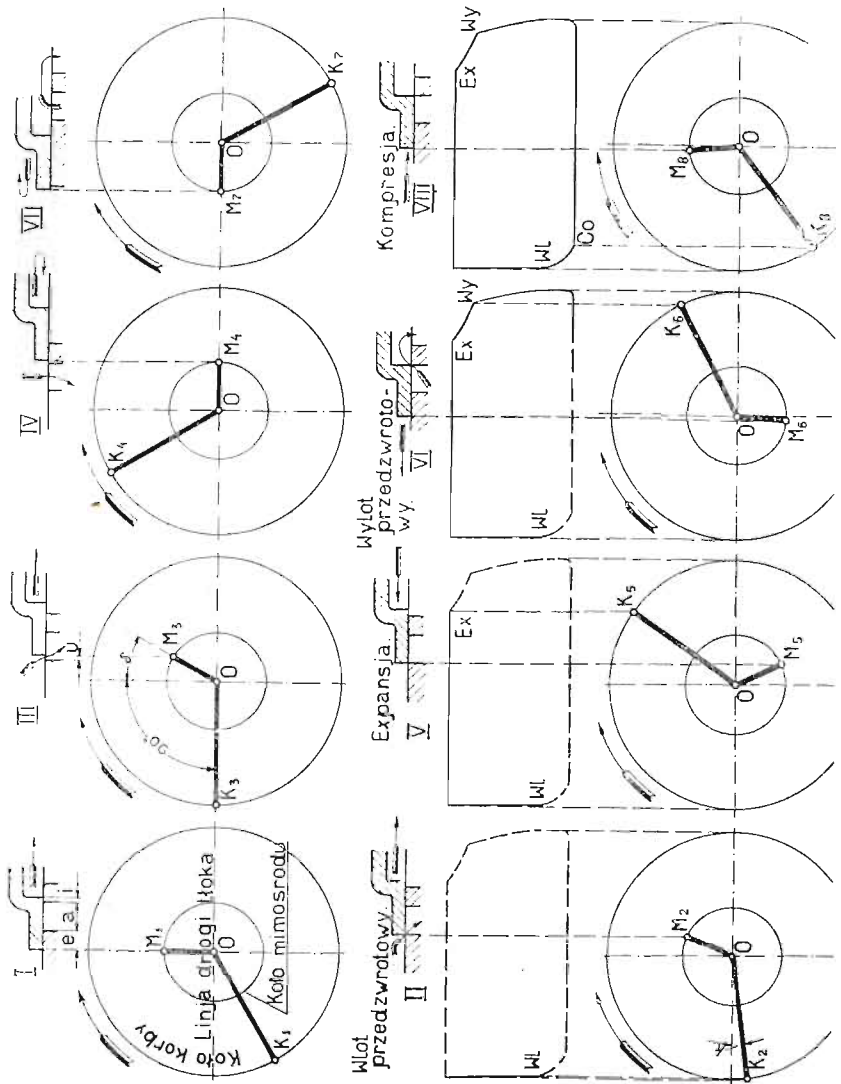
Przy środkowym położeniu suwaka (na rys. 5), które zachodzi przy prostokątnej położeniu mimośrodu w punkcie  $A$ , krawędź sterująca suwaka znajduje się prostopadle nad środkiem

koła  $O$ , a w wykresie oznaczamy środkowe położenie suwaka linią  $S - S$ . Przy pewnym położeniu suwaka możemy znaleźć przez rzut odnośnego położenia mimośrodu na linię drogi tłoka  $M.P.O. - M.P.K.$  drogę  $\xi$ , którą suwak przebiegł względem swego środkowego położenia na gładzi suwakowej cylindra, a zapomocą odłożenia kąta  $(90^\circ + \delta)$  znaleźć odnośne położenie korby maszyny, — n. p. położeniu suwaka w punkcie  $B$  odpowiada położenie korby maszyny w punkcie  $C$ .

Chcąc choć w przybliżeniu znaleźć położenie tłoka przy pewnym położeniu korby maszyny, przyjmujemy długość korbowodu  $L = \infty$ . Przy tem założeniu otrzymujemy każdorazowe położenie tłoka przez rzut odnośnego położenia czopa korbowego na poziomą linię drogi tłoka  $M.P.O. - M.P.K.$ , n.p. jeśli czop przebiegnie względem martwego położenia korby kąt  $\beta$  i znajduje się w punkcie  $C$ , to tłok znajduje się w punkcie  $T$ , oddalonym od martwego położenia  $M.P.O.$  o drogę  $t$ , a suwak przebiegł drogę  $\xi$  względem swego środkowego położenia. Zaznaczyć należy, że założenie  $L = \infty$  wprowadzamy tylko chwilowo, a to w celu ułatwienia w przedstawieniu ruchów suwaka i tłoka. Przy ustalaniu wymiarów stawidła należy uwzględnić rzeczywistą długość korbowodu  $L$ , ponieważ długość ta w porównaniu z promieniem korby maszyny  $R$  nie jest zbyt duża, mianowicie przeważnie  $L = 5R$ .

Przy powyżej podanych założeniach,  $l_x = \text{stałej}$  i  $L = \infty$  możemy z wykresu indykatora znaleźć położenie tłoka, więc i korby maszyny, a potem przez odłożenie kąta  $(90^\circ + \delta)$  położenie suwaka, — lub też naodwrot z położenia suwaka znajdujemy położenie tłoka i wykres indykatora, co uwidoczni rys. 6. To uciążliwe odkładanie kąta  $(90^\circ + \delta)$  można zastąpić t. zw. w wykresie suwakowym, który rozwiązuje zagadnienie w znacznie dogodniejszy sposób geometryczny.

Najwięcej rozpowszechnione są wykresy suwakowe, wprowadzone przez profesorów Mueller'a, Reuleaux'a i Zeuner'a. Wykresy te posiadają tę wspólną cechę, że poszczególne położenia suwaka, które w rys. 6 przedstawione są oddzielnie, znajdują się w jednym wykresie, natomiast różnią się przedewszystkiem sposobem wykreślnego przedstawienia ruchu suwaka w zależności od ruchu tłoka.



Rys. 6.

### § 7. WYKRES SUWAKOWY MUELLER'A.

Wykres suwakowy Mueller'a powstaje z wykresu zasadniczego, przedstawionego na rys. 5 (patrz także rys. 6), przez wprowadzenie następujących zmian:

a) Średnicę koła korby zmniejszamy do średnicy koła mimosrodo, wykonywując  $r = R$ , czyli droga suwaka jest przedstawiona w wykresie w innej skali niż droga tłoka.

b) W celu uniknięcia odkładania kąta  $(90^\circ + \delta)$  na kole



jednakowej średnicy, okręcamy linię drogi tłoka  $M.P.O.—M.P.K.$  o kąt  $(90^\circ + \delta)$  w kierunku biegu maszyny, czyli wprowadzamy ją w położenie, które środek mimośrodowi zajmuje w martwym położeniu korby maszyny; — natomiast linię środkowego położenia suwaka  $S—S$  pozostawiamy bez zmiany w stosunku do wykresu zasadniczego (rys. 5).

Wykres suwakowy Mueller'a jest najodpowiedniejszy dla zaprojektowania wykresu indykatora na podstawie wykonanego suwaka. Ostatni rysujemy w środkowym położeniu  $S—S$  (rys. 7) i oznaczamy przy tem położeniu:

1) odległość pomiędzy krawędziami  $b$  i  $c$ , które sterują wlot pary do cylindra, jako przysłonięcie wlotowe  $e$ , w danym wypadku zewnętrzne,

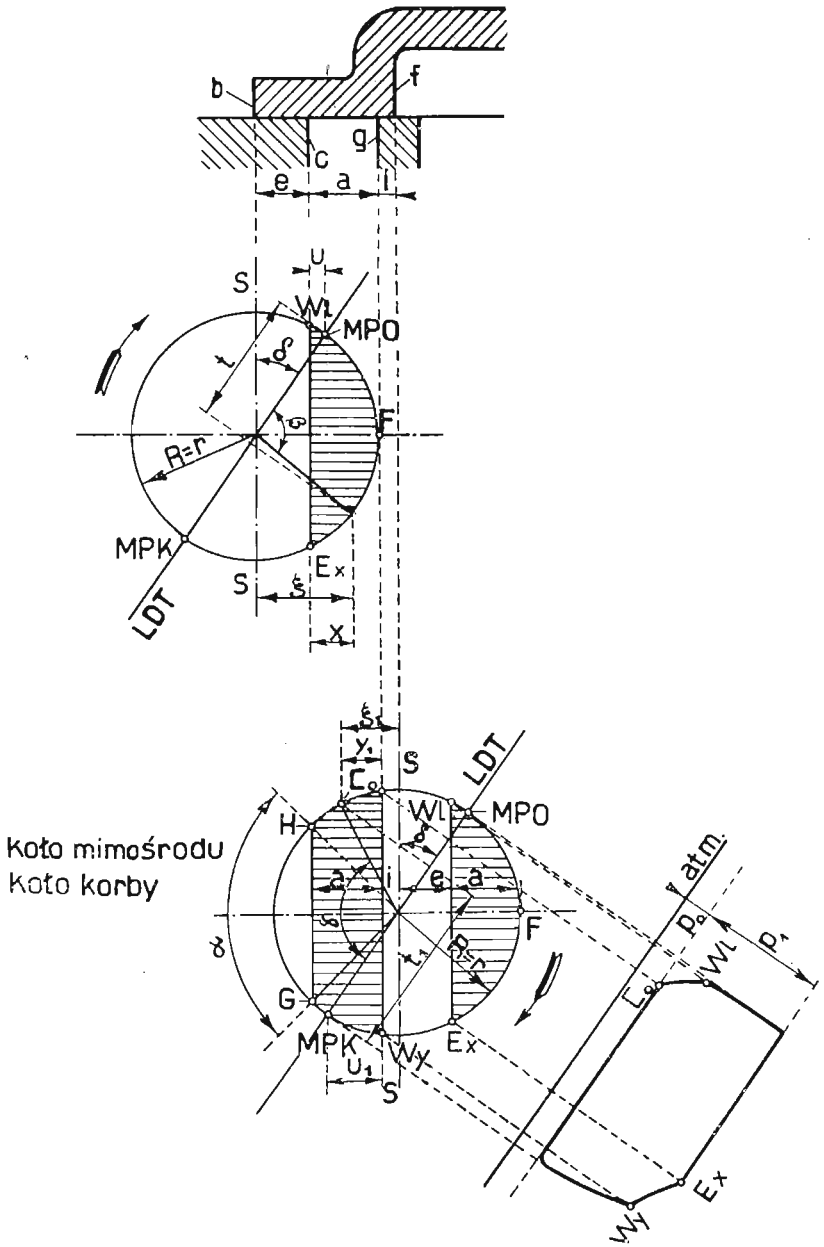
2) odległość pomiędzy krawędziami  $f$  i  $g$ , które sterują wylot pary z cylindra, jako przysłonięcie wylotowe  $i$ , w danym wypadku wewnętrzne,

3) szerokość kanału w gładzi suwakowej cylindra przez  $a$ .

Wykres suwakowy rysujemy bezpośrednio pod suwakiem. Jeśli przyjmiemy  $R=r=a+e$ , czyli że krawędź  $b$  dochodzi do krawędzi  $g$ , to otrzymamy przez rzut przysłonięcia wlotowego  $e$  na kole mimośrodowi punkty, określające wlot przedzwrotowy  $Wl$  i początek rozprężania  $Ex$ . Niechaj przy martwym położeniu korby maszyny suwak otwiera kanał  $a$  na szerokość  $u$ , którą zwiemy liniowym wlotem przedzwrotowym, to linja drogi tłoka przechodzi przez  $M.P.O.$  i  $M.P.K.$ , a kąt przodowania  $\delta$  znajduje się pomiędzy linią drogi tłoka i linią środkowego położenia suwaka  $S—S$ .

Dla strony wylotowej znajdujemy na kole mimośrodowi punkty, określające wylot przedzwrotowy  $Wy$  i początek kompresji  $Co$  przez rzut przysłonięcia wylotowego  $i$ . Ponieważ mimośrodość  $R=r$  jest większa od  $a+i$ , przeto kanał  $a$  jest dla wylotu pary całkowicie otwarty w czasie, w którym korba maszyny przebiega kąt korbowy  $\alpha$ . Dopływ i odpływ pary są tutaj sterowane jednym suwakiem, wobec czego znajdujemy przez odłożenie w wykresie dla strony wylotowej tego samego kąta przodowania  $\delta$  położenie linii drogi tłoka  $M.P.O.—M.P.K.$  oraz wielkość liniowego wylotu przedzwrotowego  $u_1$ .

Charakterystyczne punkty rozrządu pary dla strony wlotu można przenieść z górnego do dolnego koła mimośrodowi, przez co otrzymuje się wykres suwakowy, obejmujący wszystkie cztery



Rys. 7.



charakterystyczne punkty rozrzędu pary. Z wykresu tego można zaprojektować wykres indikatora, jeśli znane jest ciśnienie dołotowe  $p_i$  i przeciwprężność  $p_0$ .

Z poprzednio przedstawionej istoty wykresu suwakowego Mueller'a wynika, że dla pewnego kąta korby względem jej martwego położenia ten sam punkt na kole mimośrodzie określa tak położenie czopa maszyny jak i położenie środka mimośrodzie. Z ostatniego znajdujemy przez poprowadzenie równoległej do linii  $S - S$  odnośne położenie suwaka, a z pierwszego znajdujemy położenie tłoka przez prostopadły jego rzut na okręconą linię drogi tłoka  $M.P.O. - M.P.K.$  Np. jeśli czop korbowy przebiegł względem martwego położenia korby maszyny  $M.P.O.$  kąt  $\beta$ , to przy  $L = \infty$  tłok przebiegł drogę  $t$  względem martwego położenia, a sterująca krawędź suwaka  $b$  drogę  $\xi = r \cdot \sin(\delta \pm \beta)$  względem środkowego położenia suwaka  $S - S$  [porównaj rys. 5, gdzie także  $\xi = r \sin(\delta \pm \beta)$ ], lub jeśli czop korbowy przebiegł względem  $M.P.K.$  kąt  $\gamma$ , to tłok przebiegł drogę  $t_1$ , a suwak drogę  $\xi_1$ . Ponieważ w środkowym położeniu suwaka kanał  $a$  jest nakryty przysłonieniami  $e$  i  $i$ , przeto każdorazowe  $\xi - e$ , względnie każdorazowe  $\xi_1 - i$  oznacza odnośny odmyk kanału  $a$ , czyli poziomo kreskowane linje w wykresie suwakowym rys. 7 przedstawiają odmyk kanału  $a$  przy pewnym położeniu korby maszyny.

Rozważając ruchy suwaka na podstawie wykresu suwakowego, widzimy, że krawędź  $b$  zaczyna otwierać kanał  $a$  w punkcie  $Wl$  i stopniowo powiększa odmyki aż do punktu  $F$ , poczem odmyki  $x$  zmniejszają się aż do punktu  $Ex$ , w którym następuje zamknięcie kanału  $a$ ; — po stronie wylotu sterująca krawędź  $f$  zaczyna otwierać kanał  $a$  w punkcie  $Wy$ , a całkowite jego otwarcie rozpoczyna się w punkcie  $G$  i trwa aż do punktu  $H$ , natomiast koniec wylotu pary kończy się w punkcie  $Co$ . Długość poszczególnych po sobie następujących  $x$  i  $y$  daje pewien pogląd na prędkość otwierania i zamykania kanału  $a$  podczas wlotu względnie wylotu pary z cylindra.

Stosowanie przysłonienia wlotowego i wylotowego jest konieczne, jeśli maszyna ma pracować z ekspansją i z kompresją pary. Ponieważ okresy te należy urzeczywistniać (patrz § 2) w wykresie indikatora, przeto nie można stosować suwaków podobny rys. 8, nie posiadających przysłonień  $e$  i  $i$ .

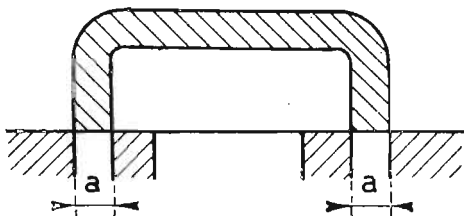
## § 8. WYKRES SUWAKOWY REULEAUX'A.

Stosowanie tego wykresu, który bardzo mało różni się od wykresu Mueller'a, jest w tych wypadkach najodpowiedniejsze, gdy na podstawie wykresu indykatora mamy zaprojektować wykres suwakowy i suwak.

Wykres suwakowy Reuleaux'a powstaje z wykresu zasadniczego (rys. 5) przez wprowadzenie następujących zmian:

a) Tak samo jak w wykresie Mueller'a wykonywamy promień  $r$  równy promieniowi  $R$ .

b) W celu uniknięcia odkładania kąta  $(90^\circ + \delta)$  okręcamy linię środkowego położenia suwaka  $S - S$  w kierunku przeciwnym do biegu maszyny o kąt  $(90^\circ + \delta)$ , pozostawiając położenie linii drogi tłoka  $M.P.O. - M.P.K.$  bez zmiany.

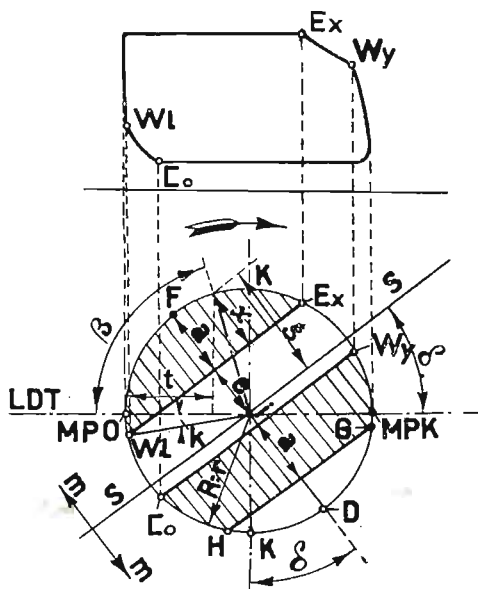


Rys. 8.

Przy projektowaniu wykresu suwakowego Reuleaux'a na podstawie wykresu indykatora, zaprojektowanego dla oznaczenia głównych wymiarów maszyny  $D$  i  $s$ , postępujemy następująco. Pod wykresem indykatora rysujemy koło mimośrodu o średnicy  $2r = 2R$ , równającej się długości wykresu indykatora. Jeśli, jak poprzednio, przyjmiemy nieskończenie wielką długość korbowodu  $L = \infty$ , to rzutujemy z wykresu indykatora punkty  $Ex$  i  $Co$  na koło mimośrodu (rys. 9). Po przyjęciu wlotu przedzwrotowego  $WI$  o wielkości kąta  $k = 7^\circ$  do  $15^\circ$ , łączymy punkt  $WI$  z punktem  $Ex$  i kreślimy równoległą  $S - S$  do linii  $WI - Ex$ . Prowadząc z punktu  $Co$  równoległą do linii  $S - S$ , znajdujemy na kole mimośrodu punkt  $Wy$ , który przenosimy do wykresu indykatora. Gdyby tak otrzymany wylot przedzwrotowy  $Wy$  posiadał wielkość nieodpowiadającą wymaganiom maszyny, to należy odpowiednio zmienić inne charakterystyczne punkty rozrządu pary,

więc  $Co$ ,  $Wl$  lub  $Ex$ . Od linii  $Wy$  —  $Co$  odkładamy szerokość kanału  $a$  i kreślimy linię  $G$  —  $H$ . Kąt przodowania  $\delta$  znajduje się pomiędzy linią drogi tłoka  $M.P.O.$  —  $M.P.K.$  i linią środkowego położenia suwaka  $S$  —  $S$ .

Jeśli przyjmiemy  $r = a + e$ , to otrzymamy odmyki kanałów, zakreskowane w wykresie suwakowym (rys. 9), mianowicie ograniczone dla wlotu przez  $Wl$  —  $F$  —  $Ex$ , a dla wylotu przez  $Wy$  —  $G$  —  $H$  —  $Co$ ; — suwak wykonywa bowiem ruchy prostopadłe do osi  $S$  —  $S$  w kierunku strzałek  $m$ — $m$ . N.p. jeśli czop



Rys. 9.

korbowy przebiegł względem martwego położenia korby maszyny  $M.P.O.$  kąt  $\beta$ , to przy  $L = \infty$  tłok przebiegł drogę  $t$  względem tegoż położenia, a sterująca krawędź suwaka drogę

$$\xi = r \cdot \sin(\delta \pm \beta)$$

względem środkowego położenia  $S$  —  $S$  (porównaj rys. 5, gdzie także  $\xi = r \cdot \sin(\delta \pm \beta)$ , czyli kanał  $a$  jest wtedy otwarty na szerokości  $x$ ).

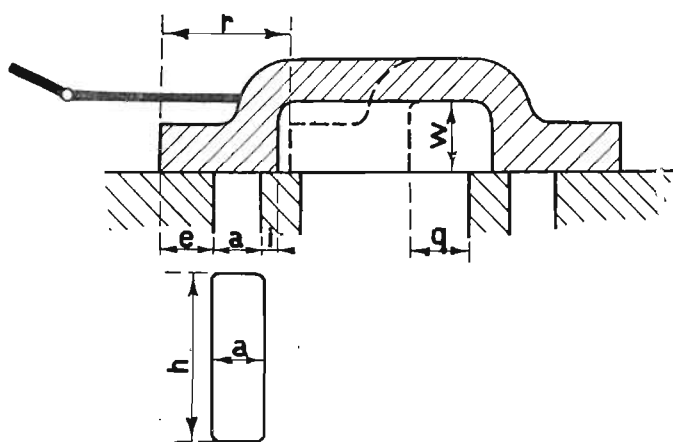
Nadmienić jeszcze należy, że kąt  $\delta$  można także odłożyć w kierunku przeciwnym do biegu maszyny od linii  $K$  —  $K$ , która jest prostopadłą do linii  $M.P.O.$  —  $M.P.K.$  Słuszność wykresu takiego wynika ze stwierdzenia, że linia  $F$  —  $D$  musi być pro-

stopadłą do linii  $S - S$ , a zastosowanie go posiada w niektórych stawidłach, np. połączonych z regulatorem osiowym, zaletę większej przejrzystości.

Chcąc na podstawie otrzymanego w powyższy sposób wykresu suwakowego zaprojektować suwak, trzeba ustalić skalę wykresu suwakowego. W tym celu obliczamy wolny przekrój  $f_a$  kanału wylotowego podług wzoru:

$$f_a = \frac{F \cdot c_m}{v_a} \quad (\text{patrz § 3}).$$

Przyjmując (rys. 10) wysokość kanału  $h = 0,6$  do  $1 D$ , przyczem



Rys. 10.

$D$  oznacza średnicę cylindra, obliczamy jego rzeczywistą szerokość:

$$a_{ob} = \frac{f_a}{h}.$$

Stosunek  $\frac{a}{a_{ob}}$  jest skalą wykresu. Dzieliąc przez powyższą skalę odmierzone z wykresu suwakowego długości  $e$  i  $i$ , otrzymujemy rzeczywiste wielkości przysłonięcia wlotowego  $e$  i wylotowego  $i$ .

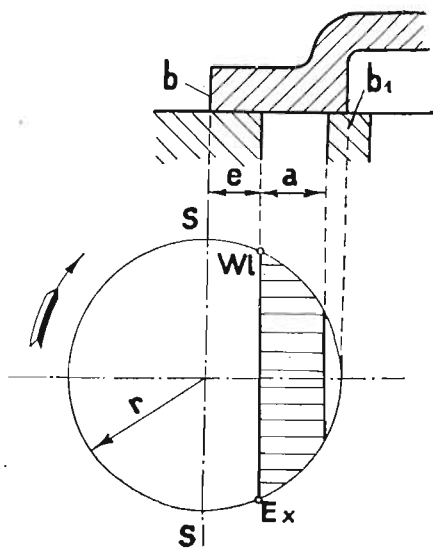
Na podstawie otrzymanych wymiarów można narysować suwak, przyczem należy zważać, aby (rys. 10) przekrój  $w$  nie był mniejszy od  $f_a$  i aby szerokość  $q$ , gdy suwak przebiegnie drogę  $r$ , była większa od szerokości kanału wylotowego  $a$ , o ile możliwości  $q = 1,5 a$ , aby zapobiedz dławieniu pary wylotowej. Gdybyśmy

uwzględnili rzeczywistą długość korbowodu, to dla określenia wymiaru  $q$  miarodajną jest strona kukorbowa.

Wielkość mimośrodowości  $r$  obieramy, mianowicie:

1)  $r = a + e$  (rys. 9), którą to wielkość stosuje się najczęściej;

2)  $r > a + e$ ; — w tym wypadku krawędź sterująca  $b$  (rys. 11) dochodzi aż do położenia  $b_1$ , a dla wlotu pary otrzymujemy zakreskowane w wykresie suwakowym odmyki kanału  $a$ ;  $r > a + e$  stosuje się przeważnie w suwakach podwójnych,

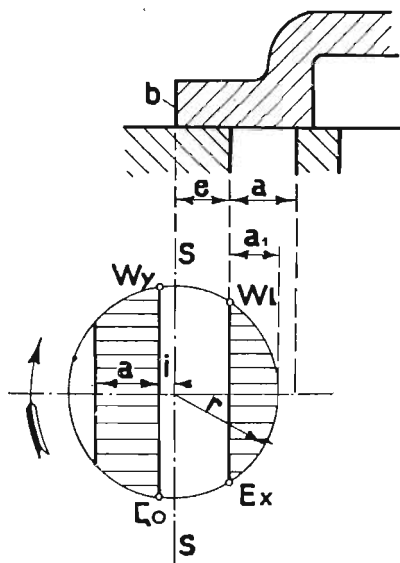


Rys. 11.

lecz ta większa mimośrodowość powoduje powiększenie wymiarów suwaka;

3)  $r < a + e$  (rys. 12); — w tym wypadku może zachodzić dławienie pary dopływowej, gdyż krawędź  $b$  nie otwiera całkowicie kanału  $a$ , lecz tylko na szerokości  $a_1$ ; — ponieważ we wzorze  $F \cdot c_n = f \cdot v$  stosujemy mniejszą prędkość pary dla wylotu niż dla wlotu, a wysokość kanału  $h$  jest ta sama, przeto można

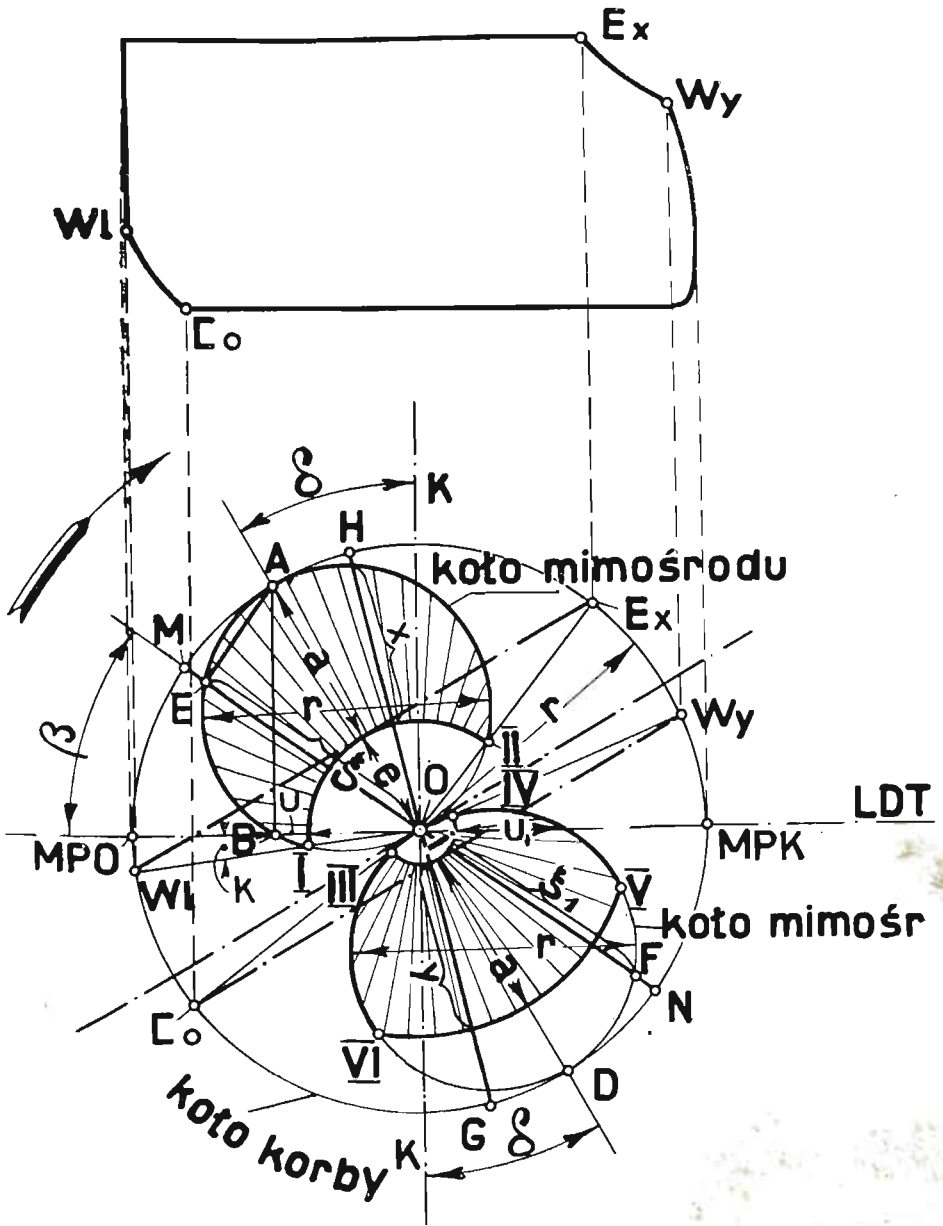
stosować  $r < a + e$ , lecz  $r > a + i$  w suwakach zwykłych, jeśli chodzi o zmniejszenie wymiarów suwaka.



Rys. 12.

### § 9. WYKRES SUWAKOWY ZEUNER'A.

Przy projektowaniu wykresu suwakowego Zeuner'a wykreślamy wokół poziomo ułożonej linii drogi tłoka  $M. P. O.$  —  $M. P. K.$  koło korby (rys. 13). Od linii  $K - K$ , prostopadłej do  $M.P.O.$  —  $M.P.K.$ , odkładamy kąt przodowania  $\delta$  w kierunku przeciwnym do biegu maszyny i oznaczamy długość linii  $OA$ , wykreślonej pod kątem  $\delta$ , równą mimośrodkowości  $r$ . Następnie kreślimy wokół linii  $OA$  koło o średnicy  $r$ , które nazywamy kołem mimośrodu. Odległość poszczególnych punktów obwodu tego koła od środka  $O$  dużego koła przedstawia drogę, którą suwak przebiega względem swego środkowego położenia, np. cięciwa  $OE$  przedstawia drogę  $\xi$ , którą suwak przebiegł ze swego środkowego położenia w czasie, w którym korba maszyny okręciła się o kąt  $\beta$  względem swego martwego położenia  $M.P.O.$  i znajduje się w punkcie  $M$ . Słuszność tego twierdzenia wynika z wykresu zasadniczego ruchów suwaka (§ 6, rys. 5), według



Rys. 13.



którego droga, przebiegnięta przez suwak względem środkowego położenia w czasie, w którym korba maszyny przebiega kąt  $\beta$ , względem martwego położenia, wynosi  $\xi = r(\sin \delta \pm \beta)$ . W wykresie, przedstawionym na rys. 13, mamy:

$$OE = OA \cdot \sin \sphericalangle OAE = OA \cdot \sin(OAB + BAE) = OA \cdot \sin(\delta + \beta)$$

czyli cięciwa  $OE$  równa się drodze  $\xi$  suwaka.

W dolnej części koła korby kreślimy wokoło linii  $OD$ , które jest również pochylona względem linii  $K - K$  pod kątem  $\delta$ , koło mimośrodowe o średnicy  $r$ . Odległość poszczególnych punktów obwodu tego koła od środka  $O$  przedstawia także drogę, którą suwak przebiegł względem swego środkowego położenia przy obrocie korby o pewien kąt, np. cięciwa  $OF$  równa się drodze  $\xi_1$  suwaka przy położeniu korby w punkcie  $N$ , co również wynika z poprzednio przytoczonego dowodzenia.

Jeśli wykreślimy z punktu  $O$  w górnym kole mimośrodowe koło o promieniu równym przysłonięciu wlotowemu  $e$ , a w dolnym kole mimośrodowe koło o promieniu równym przysłonięciu wylotowemu  $i$ , to odcinki wektorów, znajdujące się pomiędzy tymi kołami i kołami mimośrodkowymi, przedstawiają odmyki kanału dla wlotu względnie wylotu pary przy odnośnych położeniach korby maszyny; — np. przy położeniu korby w punkcie  $H$  suwak otwiera kanał dla wlotu pary na szerokości  $x$ , a przy położeniu korby w punkcie  $G$  suwak otwiera kanał dla wylotu pary na szerokości  $y$ , równej szerokości kanału  $a$ . W wykresie rys. 13 odmyki te są uwidocznione zakreskowanymi polami. Przez połączenie środka  $O$  koła korby z przecięciami kół mimośrodu z kołami, zatoczonymi promieniami  $e$  i  $i$ , znajdujemy położenia korby, przy których następuje wlot przedzwrotowy  $WI$ , początek ekspansji  $Ex$ , wylot przedzwrotowy  $Wy$  i początek kompresji  $Co$ .

Przez połączenie liniami punktu  $WI$  z punktem  $Ex$ , a punktu  $Wy$  z punktem  $Co$  (na rysunku liniami — — — —) powstaje z wykresu suwakowego Zeuner'a wykres suwakowy Reuleaux'a; — podobne połączenie charakterystycznych punktów stosuje się czasami dla skontrolowania dokładności zaprojektowanego wykresu Zeuner'a, w którym sprawia pewną trudność ściśle oznaczenie wielkości przysłonięcia wylotowego  $i$  z przecięcia linii  $Wy-O$  i  $Co-O$  z kołem mimośrodu.

Przy projektowaniu wykresu suwakowego Zeuner'a na podstawie parowego wykresu indykatora postępujemy następująco.

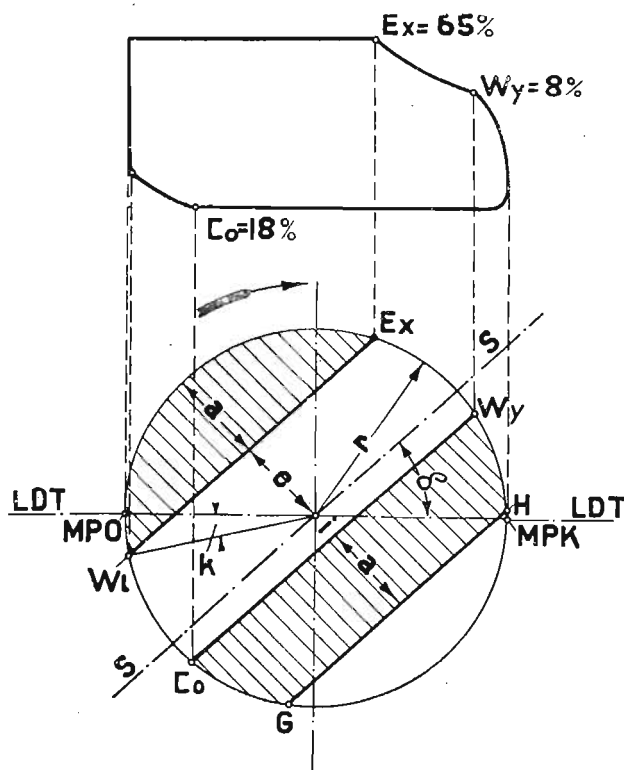


Pod wykresem indykatora rysujemy koło korby o średnicy  $2r$  równej długości wykresu indykatora. Linja drogi tłoka  $M.P.O.$ — $M. P. K.$  jest ułożona poziomo. Jeśli przyjmiemy, że długość korbowodu  $L = \infty$ , to rzutujemy punkty  $Ex$  i  $Co$  z wykresu indykatora na koło korby. Potem przyjmujemy dla wlotu przedzwrotowego kąt korbowy  $k = 7^\circ$  do  $15^\circ$  i łączymy punkt  $O$  z punktami  $Wl$  i  $Ex$ . Ponieważ w wykresie Zeunera koło mimośrodowo przechodzi przez przecięcie linii  $Wl-O$  i  $Ex-O$  z kołem o promieniu  $e$ , przeto dzielimy kąt  $Wl O Ex$  na dwie połowy, mianowicie  $\sphericalangle Wl O A = \sphericalangle A O Ex$ . Wokoło linii  $O A$ , która jest pochylona względem linii  $K - K$  pod kątem przodowania  $\delta$ , kreślimy koło mimośrodowo o średnicy  $r$ , które przecina linie  $Wl-O$  i  $Ex-O$  w punktach I i II, przez które przeprowadzamy koło o promieniu  $e$ . Jeśli mimośrodowość  $r = a + e$ , to pole zakreskowane przedstawia odmyki kanału wlotowego, np. przy położeniu korby w punkcie  $H$  odmyk równa się  $x$ . Linijny wlot przedzwrotowy znajdujemy jako  $u$ . Teraz przedłużamy linię  $A O$  aż do punktu  $D$  i kreślimy dolne koło mimośrodowo, które przecina linię  $O-Co$  w punkcie III. Długość  $O-III$  równa się przysłonięciu wylotowemu  $i$ , którym zataczamy promień, przecinający dolne koło mimośrodowo w punkcie IV. Następnie łączymy punkt  $O$  z punktem IV i znajdujemy wylot przedzwrotowy w punkcie  $Wy$  na kole korby, który przenosimy do wykresu indykatora. Gdyby otrzymany wylot przedzwrotowy  $Wy$  posiadał wielkość nieodpowiadającą wymaganiom maszyny, to należałoby odpowiednio zmienić  $Co$ ,  $Wl$  lub  $Ex$ . W końcu kreślimy koło o promieniu  $(i + a)$ , które przecina dolne koło mimośrodowo w punktach V i VI. Długość poszczególnych wektorów pomiędzy kołem o promieniu  $i$  a kołem o promieniu  $(i + a)$  przedstawia odmyki kanału dla wylotu pary przy pewnym położeniu korby, np. przy martwym położeniu korby znajdujemy linijny wylot przedzwrotowy  $u_1$ , a przy położeniu korby w punkcie  $G$  jest kanał  $a$  otwarty na całej swej szerokości.

Wykres suwakowy Zeunera nie przedstawia tak jasno zależności ruchów suwaka od obrotu mimośrodowo jak wykresy suwakowe Mueller-Reuleaux'a. Z tej przyczyny poleca się stosować naogół przedewszystkiem wykresy Mueller-Reuleaux'a, a wykres Zeunera tylko przy projektowaniu tych stawideł, w których posiada on większą przejrzystość, np. przy stawidłach zaworowych z regulatorem osiowym i przy stawidłach jarzmowych.

### § 10. PRZYKŁAD. OBLICZENIE WYMIARÓW SUWAKA PŁASKIEGO.

Poniżej podane obliczenie wymiarów suwaka płaskiego ma służyć tylko za przykład stosowania poprzednio podanych wykresów suwakowych, wobec czego przeprowadzono je dla dłu-



Rys. 14.

gości korbowodu  $L = \infty$ , co nie odpowiada rzeczywistym warunkom.

Dla maszyny parowej o średnicy cylindra  $D = 300 \text{ mm}$  i skoku tłoka  $s = 550 \text{ mm}$ , pracującej przy  $n = 120 \text{ obr/min}$  z napełnieniem 65% i z kompresją 18%, mają być obliczone wymiary suwaka płaskiego.

Pod wykresem indykatora, którego długość przyjmujemy  $100 \text{ mm}$ , rysujemy koło mimośrodowe = koło korby o średnicy

$2r = 100 \text{ mm}$  (rys. 14). Z wykresu indykatora rzutujemy punkty  $Ex$  (65%) i  $Co$  (18%) na koło mimośrodowe, przyjmujemy kąt korby  $k \cong 40^\circ$ , łączymy punkt  $Wl$  z punktem  $Ex$  i kreślimy do  $Wl-Ex$  równoległą  $S-S$ , która jest położoną względem drogi tłoka pod kątem przodowania  $\delta$ . Z punktu  $Co$  kreślimy do linii  $S-S$  równoległą, która przecina koło korby w punkcie  $Wy$ . Przenosząc  $Wy$  do wykresu indykatora, stwierdzamy, że wylot przedzwrotowy wynosi 8%, co w danej maszynie jest dopuszczalne.

Pomiędzy linią  $S-S$  i linią  $Wl-Ex$  otrzymujemy przysłonięcie wlotowe  $e = 25 \text{ mm}$ , a pomiędzy linią  $S-S$  i linią  $Wy-Co$  przysłonięcie wylotowe  $i = 8 \text{ mm}$ . Jeśli przyjmiemy mimośrodowość  $r = a + e$ , to szerokość kanału wynosi w wykresie  $a = 25 \text{ mm}$ . Szerokość kanału  $a$  odkładamy w wykresie po stronie wylotu aż do linii  $GH$ .

Ponieważ szerokość kanału  $a$  jest jednakowa dla wlotu i dla wylotu, przeto skalę wykresu suwakowego musimy ustalić na podstawie potrzebnego wolnego przekroju kanału dla wylotu pary  $f_a$ , przyczem przyjmujemy prędkość pary  $v_a = 30 \text{ m/sek}$ .

$$\text{Średnia prędkość tłoka} = c_m = \frac{0,55 \cdot 120}{30} = 2,2 \text{ m/sek.}$$

Czynne pole tłoka przy uwzględnieniu drąga tłokowego przez współczynnik  $\varphi = 0,99$  wynosi:  $F = \frac{0,99 \cdot \pi \cdot 30^2}{4} \cong 700 \text{ cm}^2$ .

Potrzebny wolny przekrój kanału dla wylotu pary wynosi:  $f_a = \frac{700 \cdot 2,2}{30} \cong 52 \text{ cm}^2$ .

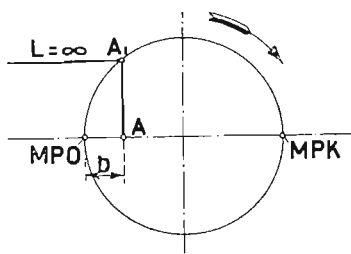
Jeśli przyjmiemy wysokość kanału (patrz rys. 10)  $h \cong 0,667 \cdot D = 200 \text{ mm}$ , to obliczamy potrzebną szerokość  $a$  kanału:  $a_{ob} = \frac{52}{20} = 26 \text{ mm}$ . Skala wykresu  $a : a_{ob}$  wynosi więc  $25 : 26$ , wobec czego suwak musi przy szerokości kanału  $a = 26 \text{ mm}$  posiadać przysłonięcia:

$$e = \frac{25 \cdot 26}{25} = 26 \text{ mm}; i = \frac{8 \cdot 26}{25} \cong 8,3 \text{ mm} \text{ oraz mimośrodowość } r = a + e = 52 \text{ mm}.$$

## §. 11. WPŁYW RZECZYWISTEJ DŁUGOŚCI KORBOWODU NA ROZRZĄD PARY WZGLĘDNIE NA STAWIDŁA.

W poprzednich paragrafach przyjmowaliśmy nieskończenie wielką długość korbowodu  $L = \infty$ , czyli odległość od martwego

położenia prostopadłego rzutu położenia czopa korbowego na linię drogi tłoka identyfikowaliśmy z drogą przebytą przez tłok względem martwego położenia, np. przyjmowaliśmy, że (rys. 15)

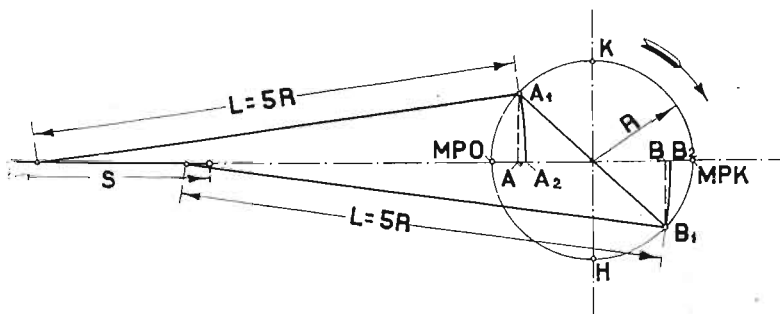


Rys. 15.

przy położeniu czopa w punkcie  $A_1$  tłok przebiegł drogę  $b$ . Przy tym założeniu tłok przebiegałby przy tych samych kątach korbowych te same drogi w czasie swego biegu naprzód i wstecz.

Ponieważ stosunek długości korbowodu do promienia korby zwykle nie jest duży, przeważnie  $L : R = 5$ , przeto należy przy projektowaniu stawideł uwzględnić rzeczywistą długość korbowodu.

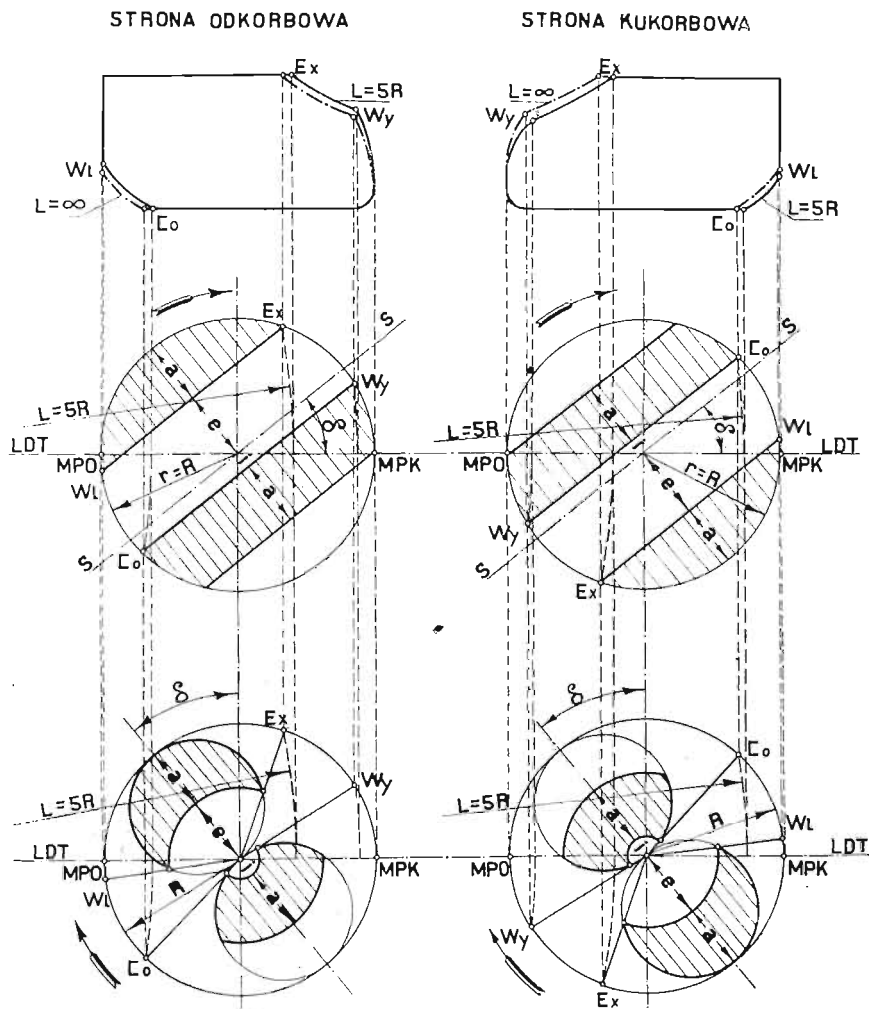
Wpływ rzeczywistej długości korbowodu uwidocznia rys. 16, w którym zamiast drogi tłoka umieszczono drogę wodzika,



Rys. 16.

połączonego z tłokiem zapomocą drąga tłokowego. Gdy wykreślimy przez położenia czopa korbowego dla biegu maszyny naprzód  $M.P.O. - M.P.K$  i dla biegu wstecz  $M.P.K. - M.P.O.$  łuki o promieniu  $L = 5R$ , to stwierdzimy, że tłok przy biegu maszyny naprzód wykonywa dłuższą drogę, a przy biegu wstecz krótszą drogę od wynikającej z prostopadłego rzutu odnośnego po-

łożenia czopa korbowego na linię drogi tłoka; — np. przy położeniu czopa korbowego w punkcie  $A_1$  tłok znajduje się w punkcie  $A_2$ , a nie w punkcie  $A$ , natomiast przy położeniu czopa w punkcie  $B_1$  tłok znajduje się w punkcie  $B_2$ , a nie w punkcie  $B$ .



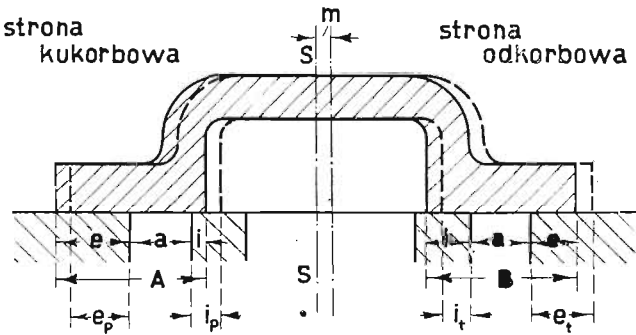
Rys. 17

W celu stwierdzenia wpływu, jaki wywiera długość korbowodu na rozrząd pary, dokonany zapomocą suwaka, projektujemy parowe wykresy indykatora na podstawie wykresów suwakowych, w których przyjmujemy dla strony odkorbowej i kukorbowej te same przysłonięcia  $e$  i  $i$  (rys. 17). Przy  $L = \infty$  otrzy-

mujemy wykresy przedstawione kreskowanymi linjami, a przy  $L = 5R$  — wykresy przedstawione pełnymi linjami. Porównując te wykresy indikatora, widzimy, że z powodu rzeczywistej długości korbowodu otrzymujemy:

- 1) po stronie odkorbowej napełnienie i kompresję większe, a wylot przedzwrotowy mniejszy niż przy  $L = \infty$ .
- 2) po stronie kukorbowej napełnienie i kompresję mniejsze, a wylot przedzwrotowy większy niż przy  $L = \infty$ .

Częściowe wyrównanie tego niejednakowego rozrządu pary po stronie ku- i odkorbowej można uzyskać przez przesunięcie suwaka z jego środkowego położenia  $S-S_0$  długość  $m$  w stronę odkorbową (suwak rysowany linią przerywaną) (rys. 18). Skutkiem takiego przesunięcia otrzymujemy:



Rys. 18.

1) po stronie odkorbowej większe przysłonięcie wlotowe  $e_t$ , a mniejsze przysłonięcie wylotowe  $i_t$ , czyli mniejsze napełnienie i mniejszą kompresję, a większy wylot przedzwrotowy,

2) po stronie kukorbowej mniejsze przysłonięcie wlotowe  $e_p$ , a większe przysłonięcie wylotowe  $i_p$ , czyli większe napełnienie i większą kompresję, a mniejszy wylot przedzwrotowy.

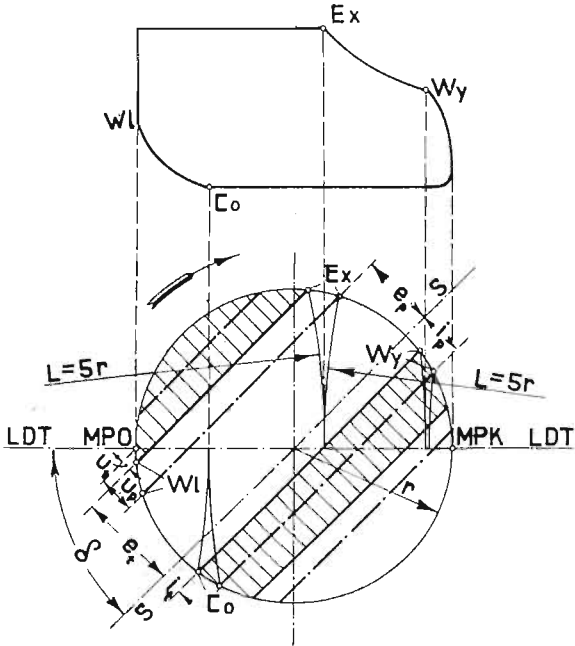
W sposób powyżej podany nie można jednakże wyrównać w pożądanej mierze wszystkich zasadniczych okresów rozrządu pary po obydwóch stronach tłoka, gdyż zbyt duża wielkość przesunięcia  $m$  spowodowałaby:

1) bardzo dużą różnicę liniowego wlotu przedzwrotowego po obydwóch stronach tłoka, co nie jest dopuszczalne,

2) zmusiłaby do stosowania większej mimośrodowości, mianowicie  $r \geq a + e_t$ , jeśli ze względu na możliwość dławienia

pary dolotowej kanał po stronie odkorbowej ma być dla wlotu pary całkowicie otwarty, gdyż przysłonięcie wlotowe po stronie odkorbowej powiększa się o długość  $m$ , czyli  $e_1 = e + m$ .

Z tej przyczyny można przez przesunięcie suwaka w stronę odkorbową o długość  $m$  osiągnąć tylko częściowe wyrównanie napełnienia i kompresji po obydwóch stronach tłoka; — otrzymujemy wtedy suwak symetryczny, posiadający jednakowe dłu-



Rys. 19.

gości łapek  $A$  i  $B$ , co ze względów fabrykacyjnych jest bezwzględnie pożądane.

Chcąc uzyskać wyrównanie napełnienia i kompresji w większym stopniu, trzeba przy projektowaniu suwaka na podstawie wykresu suwakowego wykonać łapki  $A$  i  $B$  o niejednakowej długości, czyli niejednakowe przysłonięcie po stronie ku- i odkorbowej. W jakiej mierze można osiągnąć pożądany skutek za pomocą powyższego środka, możemy rozważyć na podstawie rys. 19, w którym zaprojektowano pod wykresem indykatora wykresy suwakowe dla strony ku- i odkorbowej.



Z rysunku widzimy:

1) Że przy jednakowym napełnieniu po obydwóch stronach tłoka otrzymujemy niedopuszczalnie dużą różnicę liniowego wlotu przedzwrotowego, mianowicie  $u_p$  jest znacznie większe od  $u_i$ ;—skutkiem tego możemy wyrównać napełnienie po obydwóch stronach tłoka tylko w takim stosunku, jakiego dozwala wzgląd na dopuszczalną różnicę wlotu przedzwrotowego, która może wynosić aż do  $7^0$  kąta korby. W rzeczywistości całkowite wyrównanie napełnień nie jest też konieczne, a jest bardzo pożądane jedynie w bardzo wolno chodzących maszynach.

2) Że przy jednakowej kompresji po obydwóch stronach tłoka różnica w wylocie przedzwrotowym jest nieznaczna; — wobec tego należy o ile możności stosować jednakową kompresję po obydwóch stronach tłoka, wykonywując przysłonecia wylotowe  $i_i$  i  $i_p$  ściśle według wykresu suwakowego dla tej samej kompresji. W zasadzie całkowite wyrównanie kompresji nie jest również konieczne.

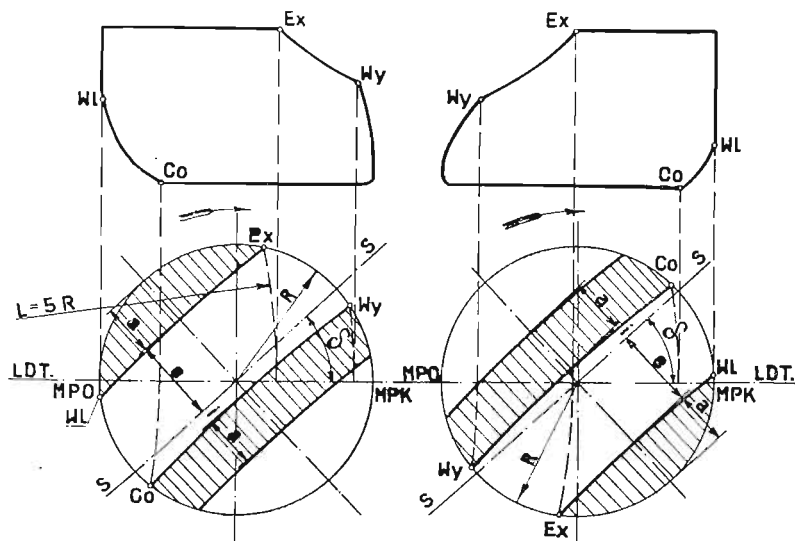
## § 12. WPŁYW RZECZYWISTEJ DŁUGOŚCI DRAŻKA MIMOŚRODU.

W większości wypadków mimośrodowość  $r$  jest bardzo mała w stosunku do długości  $l$  drażka mimośrodu, łączącego mimośród z drażkiem suwakowym, napędzającym suwak. Ponieważ w tym wypadku zmiany rozrządu pary, spowodowane rzeczywistą długością drażka mimośrodu w stosunku do nieskończenie wielkiej jego długości, są bardzo małe, przeto nie potrzeba ich uwzględniać przy projektowaniu suwaka.

W tych wypadkach natomiast, w których długość  $l$  drażka mimośrodu nie jest bardzo duża w stosunku do mimośrodowości  $r$ , nie można przy projektowaniu suwaka zaniedbywać zmian, jakie powoduje rzeczywista długość tego drażka w wykresie inдикатора. Najlepszy pogląd na te zmiany daje wykres suwakowy Reuleaux'a, w którym linje proste, określające przysłonecia, trzeba zastąpić łukami, zatoczonymi promieniem o długości drażka mimośrodu przy uwzględnieniu skali wykresu suwakowego



(rys. 20). Z rysunku widzimy, że rzeczywista długość drążka mimośrodowego powoduje przy użyciu stawidła suwakowego o zewnętrznym wlocie, jakie dotychczas było rozważane, zmiany w rozrządzie pary po stronie ku- i odkorbowej w tym samym kierunku jak rzeczywista długość korbowodu, t. j. powoduje po stronie odkorbowej dalsze powiększenie napętnienia i kompresji oraz dalsze zmniejszenie wylotu przedzwrotowego, a po stronie kuorbowej dalsze zmniejszenie napętnienia i kompresji oraz dalsze powiększenie wylotu przedzwrotowego. Z tej przyczyny nie można polecać w stawidle su-



Rys. 20.

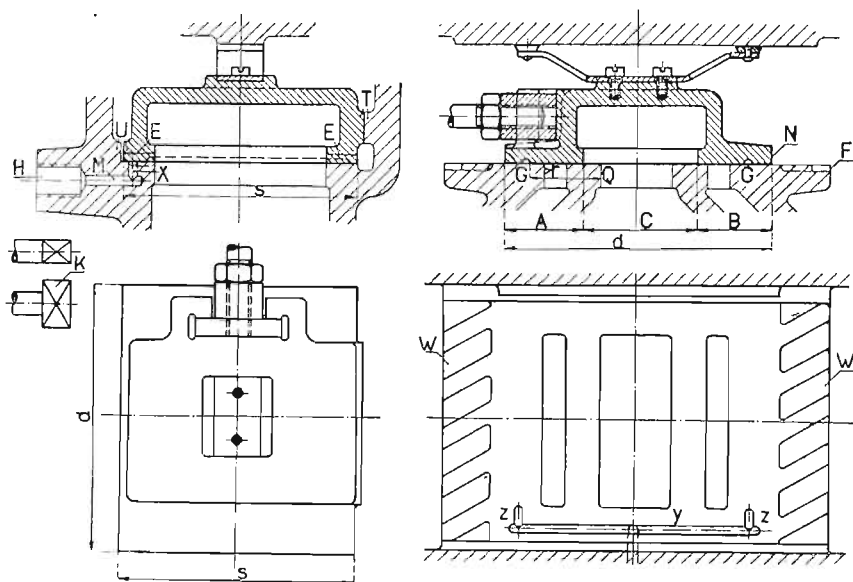
wakowem o zewnętrznym wlocie używania zbyt krótkiego drążka mimośrodowego.

W stawidłach suwakowych o wewnętrznym wlocie wpływ rzeczywistej długości drążka mimośrodowego powoduje zmiany w kierunku przeciwnym jak rzeczywista długość korbowodu, a wpływ ten będzie rozważany przy suwakach tłokowych, posiadających przeważnie wewnętrzny wlot pary (patrz § 22).

### § 13. KONSTRUKCJA SUWAKA PŁASKIEGO.

Suwaki płaskie wykonywa się prawie wyłącznie z żelaza lanego, a jedynie w bardzo małych maszynach, zwłaszcza jeśli pracują one z dłuższymi przerwami, także z mosiądzu.

W większości wypadków suwak ten posiada nietylko płaską gładź suwakową, której wymiary  $A, B, C$  (rys. 21) oznacza się na podstawie wykresu suwakowego, lecz i wszystkie inne ścianki płaskie, a tylko przy dużych wymiarach suwaka górna jego ścianka ze względu na większą wytrzymałość zatoczona bywa łukiem. Suwak powinien być możliwie lekki, skutkiem czego powinien posiadać możliwie cienkie ścianki, które jednakże muszą być dostatecznie wytrzymałe. W niektórych wypadkach trzeba ze względów wytrzymałościowych wzmocnić górną ściankę żebrami; — nacgół poleca się jednakże unikać żeber,



Rys. 21.

ponieważ mogą one łatwo spowodować odkształcenie gładzi suwakowej. Poszczególne ścianki należy więc przeliczyć na wytrzymałość, a najniebezpieczniejszy jest przekrój ścianki według przekątnej. Jeśli wprowadzimy następujące oznaczenia:

- $c$  = długość ścianki w  $cm$ ,
- $b$  = szerokość ścianki w  $cm$ ,
- $g$  = grubość ścianki w  $cm$ ,
- $p$  = ciśnienie pary w  $kg/cm^2$ ,
- $M_g$  = moment zginający,
- $W$  = moment wytrzymałości,

$k_g$  = dopuszczalne naprężenie na zginanie w  $kg/cm^2$ ,  
to dla przekroju ścianki według przekątnej otrzymamy:

$$1) M_g = \frac{1}{12} \cdot \frac{c^2 \cdot b^2 \cdot p}{\sqrt{c^2 + b^2}} = W \cdot k_g$$

Moment wytrzymałości oblicza się na podstawie zaprojektowanego suwaka; jeśli rozważana ścianka jest płaską i nie posiada żeber, to otrzymujemy:

$$W = \frac{\sqrt{c^2 + b^2} \cdot g^2}{6 \cdot \mu}, \text{ a ponieważ } \mu = 0,76 \text{ dla osadzonych końców ścianek, przeto dopuszczalne naprężenie w takiej ścianie bez żeber wynosi:}$$

$$2) k_g = 0,38 \cdot \frac{b^2}{1 + \frac{b^2}{c^2}} \cdot \frac{p}{g^2}$$

We wzorze 1) i 2) poleca się stosować:

$$k_g \leq 250 \text{ kg/cm}^2, \text{ jeśli } b \geq 0,45 \cdot c,$$

$$k_g \leq 170 \text{ kg/cm}^2, \text{ jeśli } b \leq 0,4 \cdot c.$$

Przy małych wymiarach względy wytrzymałościowe nie są miarodajne dla oznaczenia grubości ścianek suwaka, tylko względy technologiczne na uzyskanie niewadliwego odlewu.

Szerokość bocznych listewek  $E$ , na których suwak ślizga się po gładzi suwakowej cylindra, nie może być zbyt wąska tak ze względu na dopuszczalne ciśnienie jednostkowe, jak i na możliwość umieszczenia wpustek do smarowania suwaka. Przy większej szerokości listewek  $E$  wzrasta opór, który musi być przewyciężony przez mechanizm napędzający suwak, lecz ciśnienie jednostkowe zmniejsza się. Przeważnie wykonywa się szerokość  $E$  równą grubości ścianki cylindra, przy większych cylindrach nawet większą, natomiast przy małych — mniejszą.

Jeśli oznaczymy (rys. 21) przez  $d$  w  $cm$  całą długość suwaka, przez  $s$  w  $cm$  całą jego szerokość, przez  $p$  w  $kg/cm^2$  nadciśnienie działające na suwak, a przez  $f_s$  powierzchnię, na której suwak spoczywa na gładzi suwakowej cylindra, to dopuszczalne ciśnienie jednostkowe wynosi:

$$3) k = \frac{d \cdot s \cdot p}{f_s} \leq 25 \text{ kg/cm}^2.$$

Opór suwaka, wywołany działaniem pary na jego górną powierzchnię, obliczamy ze wzoru:

4)  $R = d.s.p.\mu$  w  $kg$  przyczem przyjmujemy współczynnik tarcia  $\mu = 0,18$  do  $0,22$ , nie uwzględniając odciążenia, osiągniętego przez wpustki  $W$  w gładzi suwakowej cylindra i przez przeciwpnęźność, działającą wewnątrz suwaka.

Długość gładzi suwakowej cylindra powinna być tak dobrana, aby przy pracy suwaka krawędź  $N$  nie przechodziła zbyt daleko poza krawędź  $F$ , celem zapewnienia jego szczelności. Smarowanie gładzi suwakowej odbywa się zwykle smarem, doprowadzonym osobną pompką do wentylka zwrotnego, znajdującego się w miejscu  $H$  górnej ścianki skrzynki suwakowej, posiadającego gwint gazowy  $\frac{3}{8}$ ". Smar płynie przez otwór  $M$  o średnicy 8 do 6  $mm$  i przez otwór  $X$  o średnicy 6 do 4  $mm$  do gładzi suwakowej cylindra, w której są wycięte wpustka podłużna  $Y$  i wpustki poprzeczne  $Z$ . W łapkach suwaka  $A$  i  $B$  znajdują się wpustki  $G$ , które posiadają taką długość, że przy ruchu suwaka przechodzą przez wpustki  $Z$ , zabierając z nich smar, który rozprowadzają po gładzi suwakowej cylindra. Wpustki  $G$  muszą być tak umieszczone, aby nie wpływały niekorzystnie na rozrząd pary i aby nie doprowadzały smaru do wylotu pary, czyli przy środkowym położeniu suwaka musi być odległość pomiędzy krawędzią wpustki w suwaku a krawędzią  $Q$  w gładzi suwakowej cylindra większa od mimośrodowości  $r$ .

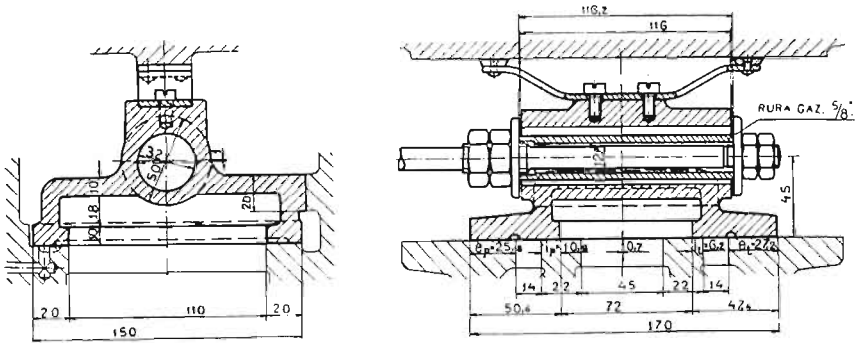
Suwak otrzymuje prowadzenie zapomocą listewek  $T$ , które ślizgają się po odpowiednich listewkach w skrzynce suwakowej. W maszynach leżących ciężar suwaka spoczywa na dolnych listewkach  $T$ , które powinny być dostatecznie szerokie i podpierać suwak w pobliżu jego punktu ciężkości, natomiast pomiędzy górnymi listwami  $U$  można pozostawić szczelinę 1 do 2  $mm$ . W maszynach stojących stosuje się obustronne prowadzenie suwaka w skrzynce suwakowej zapomocą wązkich listewek, ponieważ ciężar suwaka nie spoczywa na nich, tylko na drążku suwakowym.

Nad grzbietem suwaka umieszcza się przeważnie sprężynę, opierającą się o pokrywę skrzynki suwakowej. Zadaniem sprężyny jest zapewnienie przylegania gładzi suwaka do gładzi suwakowej cylindra w czasie, w którym ciśnienie pary nie działa na suwak, oraz dociśnięcie suwaka do tejże gładzi, gdyby odchylił się od niej z powodu uderzenia wodnego w cylindrze. Zwykle używa się w tym celu płaskich sprężyn stalowych, do których przynitowuje się nitami miedzianymi, jak to widoczne

z rys. 21 i 22, płytki miedziane w miejscach styku ich z pokrywą skrzynki suwakowej, aby zapobiec zbyt dużemu ścieraniu się ostatnich. Z tej samej przyczyny umieszcza się w suwakach o dużych wymiarach wspomnianą sprężynę w osobnej skrzynce z lanego żelaza, ułożonej w pokrywie skrzynki suwakowej, a ślizgającej się po listewce znajdującej się na grzbiecie suwaka (patrz rys. 30, str. 68).

Połączenie suwaka z drążkiem suwakowym powinno być tak wykonane, aby zezwalało:

- 1) na dogodnie składanie i rozbieranie (montaż i demontaż) suwaka;
- 2) na nastawianie suwaka przez zmianę długości drążka suwakowego, które może następować wewnątrz lub zewnątrz



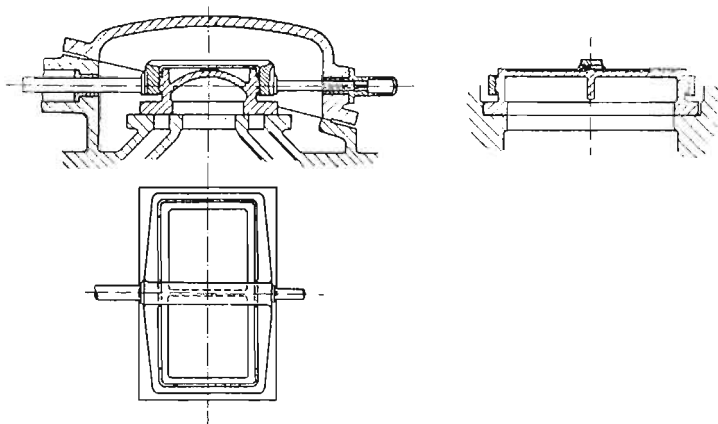
Rys. 22.

skrzynki suwakowej; nastawianie zewnątrz skrzynki jest dogodniejsze;

3) na przesuwanie się suwaka prostopadle do osi drążka suwakowego, co jest konieczne ze względu na przyleganie suwaka do gładzi suwakowej cylindra pomimo ścierania się powierzchni pracujących na sobie jak i ze względu na możliwość odchylenia się suwaka od gładzi suwakowej cylindra w celu wypuszczenia wody w razie uderzenia wodnego w cylinder;

4) na wykonanie możliwie małej odległości pomiędzy osią drążka suwakowego i gładzi suwakową celem zmniejszenia momentu siły, działającej w drążku suwakowym; przy dużym momencie może bowiem zachodzić przechylenie się suwaka i ścieranie końcowych jego krawędzi.

Tym warunkom czynią zadość konstrukcje, przedstawione na rys. 21, 22 i 23. Bardzo korzystna jest budowa suwaka, przedstawiona na rys. 22, bo nie tylko jest tania, lecz i pozwala stosowania jej także w wielkich suwakach i przy dużych prędkościach. Wewnątrz suwaka wokół drążka suwakowego jest tutaj umieszczona rura gazowa, posiadająca długość o około 0,2 mm większą od długości piasty suwaka, skutkiem czego podkładki nakrętek spoczywają na tej rurze, umożliwiając przesuwanie się suwaka prostopadle do osi drążka suwakowego;



Rys. 23.

oczywiście otwór w piastce suwaka, o kształcie koła lub podłużnym, musi być dostatecznie duży.

Konstrukcja wskazana na rys. 21 składa się z nakrętki spiżowej, luźno dopasowanej do suwaka, w której gwint wkręca się drążek suwakowy. Zamiast nakrętki można odkuć drążek suwakowy z łbem z jednego kawałka (patrz przy K), co jednak może czasem utrudniać montaż suwaka. Konstrukcje te są tańsze w wykonaniu od budowy podług rys. 22, lecz można ich używać tylko w mniejszych maszynach i przy niezbyt wielkiej liczbie obrotów, bo z powodu luźnego dopasowania nakrętki względnie łba drążka do suwaka łatwo zachodzi z biegiem czasu niemile uderzanie w maszynie z powodu wybicia się wspomnianych części.

Przy wielkiej liczbie obrotów i dużym suwaku otrzymuje się największą niezawodność połączenia suwaka z drążkiem suwakowym przy wykonaniu go podług rys. 23. Drążek suwakowy zabiera tutaj suwak zapomocą ramy, tworzącej jedną część z drążkiem. Budowa ta jest bardzo kosztowna i wymaga ze względów montażowych skośnego podziału skrzynki suwakowej, jak to wynika z rys. 23.

Ze względu na duży opór  $R$  suwaka, obciążonego ciśnieniem pary dołotowej, suwaki płaskie mogą być używane tylko przy parze nasyconej i przy ciśnieniu dołotowym nie większym od 8 atm nadc., gdyż przy wyższym ciśnieniu mogłoby łatwo zachodzić zatarcie się suwaka o gładź suwakową cylindra.

#### § 14. PRZYKŁAD PROJEKTOWANIA SUWAKA PŁASKIEGO.

Dla rolniczej lokomobili parowej o mocy normalnej 13  $KM_e$ , stałej mocy największej 17  $KM_e$  i przejściowej mocy największej 20  $KM_e$  należy zaprojektować suwak płaski. Ciśnienie dołotowe pary nasyconej wynosi 7,7 atm nadciśn., przeciwprężność 0,1 atm nadciśn., a liczba obrotów na minutę  $n = 200$ . Stawidło ma być w ten sposób wykonane, by można było zmieniać w czasie postoju maszyny wielkość napełnienia cylindra i uzyskać bieg maszyny prawy jak i lewy.

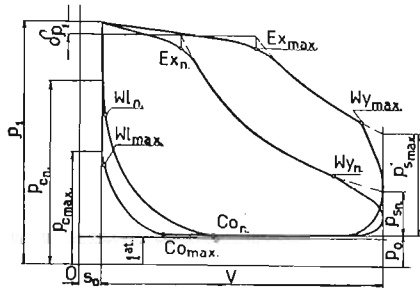
Jeśli przyjmiemy sprawność mechaniczną  $\eta_m = 0,81$ , to maszyna posiada:

$$\begin{aligned} \text{indikowaną moc normalną} \dots \dots \dots N_{i\text{norm}} &= \frac{13}{0,81} \cong 16,1 \text{ } KM_i, \\ \text{" " największą stałą} \dots \dots \dots N_i &= \frac{17}{0,81} \cong 21 \text{ } KM_i, \\ \text{" " " przejściową} \dots \dots \dots N_{i\text{max}} &= \frac{20}{0,81} \cong 24,7 \text{ } KM_i, \end{aligned}$$

Ponieważ w zadaniu wymagana jest moc największa 20  $KM_e$ , a maszyna zaopatrzona jest w regulację przez dławienie pary i moc maszyny nie może być zmieniana w czasie ruchu przez zmianę napełnienia, przeto dla oznaczenia wymiarów głównych cylindra projektujemy wykres indykatora dla przejściowego obciążenia największego (rys. 24). Przy kreśleniu tego wy-

kresu, uwzględniając dławienie pary dolotowej przez  $\delta \cdot p_1$ , gdzie  $\delta = 0,05$ , przyjmujemy około 55% napełnienia największego ( $Ex_{max}$ ), 22% kompresji ( $Co_{max}$ ) i około 7,5% wylotu przedzwrotowego ( $Wy_{max}$ ). Przy mniejszym, z góry przewidywanym obciążeniu maszyny stawidło ma dozwalać ręczne zmniejszenie napełnienia w czasie jej postoju, a przy każdorazowym mniejszym obciążeniu od nastawionego napełnienia następuje w czasie ruchu silnika dławienie pary dolotowej przez zawór dławiaczy, na który działa samoczynnie regulator.

Wykres indykatora rysujemy 20 cm długi, a skala ciśnienia  $p$  niechaj wynosi 2 cm = 1 atm. Szkodliwą przestrzeń przyjmujemy 8%, czyli  $s_0 = 1,6$  cm. Wychodząc z punktu  $O$ ,



Rys. 24.

wykreślamy krzywą ekspansji i kompresji jako równoramienne hyperbole. Po splanimetrowaniu wykresu znajdujemy jego pole równe 236,2 cm<sup>2</sup>, czyli średnie ciśnienie indikowane wynosi:

$p_{i \max} = \frac{236,2}{20,2} \cong 5,9$  atm. Grubość drąga tłokowego uwzględniamy przez wprowadzenie współczynnika 0,97 i znajdujemy czynne pole tłoka  $F$  w cm<sup>2</sup> oraz skok maszyny  $s$  w m ze wzoru:

$$N_i = \frac{2 \cdot F \cdot s \cdot n \cdot p_{i \max} \cdot 0,97}{60,75} \text{ czyli}$$

$$F \cdot s = \frac{24,7 \cdot 60 \cdot 75}{2 \cdot 200 \cdot 5,9 \cdot 0,97} \cong 48,5 \text{ cm}^2 \cdot \text{m.}$$

Stosunek skoku maszyny  $s$  do średnicy cylindra  $D$  wynosi w lokomobilih parowych zwykle  $s : D = 1,5$ , wobec czego wybieramy  $s = 240$  mm i  $D = 160$  mm, czynne zaś pole tłoka wynosi

$$F = \frac{0,97 \cdot \pi \cdot 16^2}{4} \cong 195 \text{ cm}^2.$$

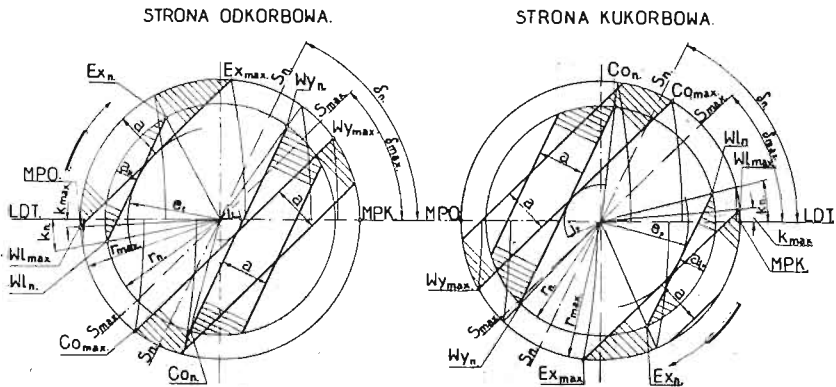


Na podstawie wykresu indykatora dla 55% napełnienia projektujemy wykresy suwakowe o średnicy koła 200 mm (rys. 25) dla strony od- i kukorbowej. Przyjmujemy, że mimośrodowość  $r_{max}$  ma równać się sumie szerokości kanału  $a$  i przysłonięcia wlotowego po stronie odkorbowej  $e_l$ , czyli  $r_{max} = a + e_l$ . Ze względów podanych przy końcu § 11 nie stosujemy równych napełnień po obydwóch stronach tłoka, tylko obieramy:

po stronie odkorbowej największe napełnienie  $Ex_{maxl} = 59\%$ .

„ „ kukorbowej „ „ „ „  $Ex_{maxp} = 51\%$ ,

Kąt korbowy dla wlotu przedzwrotowego obieramy dla największego napełnienia bardzo mały, ponieważ zwiększy się on w danym wypadku dla mniejszych napełnień. Po przyjęciu tego



Rys. 25.

kąta dla strony odkorbowej o wielkości  $k_{max} = 3^\circ$ , znajdujemy przysłonięcie wlotowe  $e_l$ , które w wykresie suwakowym wynosi  $e_l = 66$  mm, wobec czego  $a = 34$  mm. Przeprowadzając w wykresie suwakowym dla strony kukorbowej z punktu  $Ex_{max}$  równoległą do linii  $Ex_{max} - Wl_{max}$  po stronie odkorbowej, otrzymujemy przysłonięcie wlotowe po stronie kukorbowej, które w wykresie wynosi  $e_p = 62,8$  mm. Zakładając kompresję przy największym napełnieniu: po stronie odkorbowej  $Co_{max} = 23\%$ , a po stronie kukorbowej  $Co_{mix} = 21\%$ , otrzymujemy przysłonięcia wylotowe, które w wykresie suwakowym wynoszą: dla strony odkorbowej  $i_l = 15$  mm, a dla strony kukorbowej  $i_p = 26,2$  mm.

Dla znalezienia rzeczywistych wymiarów przystoięć  $e_t$ ,  $e_p$ ,  $i_t$  i  $i_p$  należy obliczyć skalę wykresu suwakowego, którą znajdujemy przez obliczenie szerokości kanału wlotowego  $a$  i porównanie jej z szerokością  $a$  odmierzoną z wykresu suwakowego (rys. 25) dla strony odkorbowej. Potrzebną szerokość kanału  $a$  obliczamy ze wzoru:

$$F \cdot c_m = f_e \cdot v_e = a \cdot h \cdot v_e, \text{ gdzie oznacza:}$$

$F$  = wyżej podane czynne pole tłoka w  $cm^2$ ,

$c_m$  = średnia prędkość tłoka w  $m/sek$ ,

$f_e$  = wolny przekrój kanału wlotowego w  $cm^2$ ,

$v_e$  = średnia prędkość pary w kanale wlotowym w  $m/sek$ .

$h$  = wysokość kanału w  $cm$

$$c_m = \frac{s \cdot n}{30} = \frac{0,24 \cdot 200}{30} = 1,6 \text{ m/sek}$$

Wysokość kanału zakładamy:

$$h \cong 0,688 \cdot D \cong 0,688 \cdot 160 = 110 \text{ mm.}$$

Ponieważ w maszynie z suwakiem płaskim kanały dla wlotu pary i wylotu jej z cylindra są jednakowe, a prędkość pary wylotowej winna być mniejsza od wlotowej, przeto dla obliczenia szerokości kanałów zakładamy w danym wypadku (ze względu na to, że przy obliczaniu wymiarów wychodzimy z wykresu dla przejściowego obciążenia największego) — wylotową prędkość pary stosunkowo małą, bo  $v_a = 21 \text{ m/sek}$ , która będzie jednocześnie i prędkością wlotową  $v_e$  przy napełnieniu największym. Tak małą prędkość  $v_e$  stosujemy z tej przyczyny, że musimy przewidzieć, aby przy zmianie mimośrodowości dla obciążenia normalnego nie wzrosła ona ponad dopuszczalną z powodu zachodzącego wtedy zmniejszenia otwarcia kanału  $a$  przez suwak.

Z podanego poprzednio wzoru otrzymujemy:

$$a = \frac{F \cdot c_m}{v_e \cdot h} = \frac{195 \cdot 1,6}{21 \cdot 11} \cong 13,6 \text{ mm.}$$

Ponieważ wykonywamy (rys. 22)  $a = 14 \text{ mm}$ , przeto przy napełnieniu największym prędkość pary wynosi:

$$v_e = \frac{195 \cdot 1,6}{1,4 \cdot 11} \cong 20,5 \text{ m/sek} = v_a .$$

Znajdujemy teraz skalę wykresu suwakowego:

$$\frac{a_{\text{wykres}}}{a_{\text{oblicz.}}} = \frac{34}{14} = 2,43 .$$

Mając skalę wykresu, obliczamy rzeczywiste wymiary:

$$e = \frac{66}{2,43} \cong 27,2 \text{ mm}; \quad e_l = \frac{62,8}{2,43} \cong 25,8 \text{ mm};$$

$$i_l = \frac{15}{2,43} \cong 6,2 \text{ mm}; \quad i_p = \frac{26,2}{2,43} \cong 10,8 \text{ mm};$$

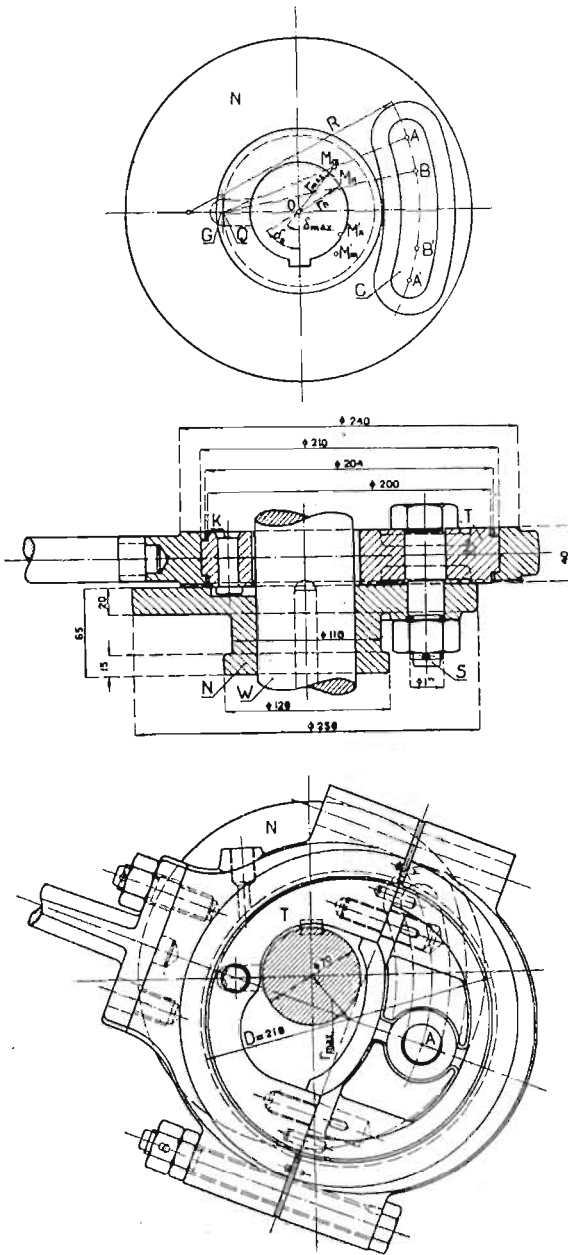
$r_{\max} = e_l + a = 27,2 + 14 = 41,2 \text{ mm}$ , którą wykonywamy 41 mm.

Ze względu na możliwość zmiany napełnienia w czasie postoju maszyny stosujemy mimośród o konstrukcji, zezwalającej na zmianę jego mimośrodowości (rys. 26). W tym celu projektujemy w wykresie suwakowym (rys. 25) także mimośródowość dla obciążenia normalnego. Po szeregu prób, przyjmując napełnienie normalne średnio dla obydwóch stron  $Ex_n = 28\%$  (rys. 24), znajdujemy z rys. 25 dla obciążenia normalnego mimośródowość normalną, która w wykresie suwakowym wynosi  $r_n = 82 \text{ mm}$ . Po uwzględnieniu skali wykresu otrzymujemy rzeczywistą mimośródowość dla normalnego napełnienia:

$$r_n = \frac{82}{2,43} \cong 33,75 \text{ mm}, \text{ a wykonywamy: } r_n = 34 \text{ mm}.$$

Z punktu  $Ex_n$  dla strony odkorbowej prowadzimy styczną do koła o promieniu  $e$  i znajdujemy kąt korby dla wlotu przedzwrotowego przy obciążeniu normalnym, który wynosi  $k_n \cong 11^\circ$ . Po przeprowadzeniu stycznych do kół o promieniach  $i_l$ ,  $e_p$ ,  $i_p$ , i równoległych do linii  $Ex_n - Wl_n$  po stronie odkorbowej znajdujemy na kole o promieniu mimośródowości  $r_n$ :

dla strony odkorbowej  $Wy_n$  i  $Co$ , a dla kukorbowej  $Ex_n$  i  $Wl_n$  oraz  $Wy_n$  i  $Co_n$ .



Rys. 26.

Wszystkie te dane dla napełnienia największego i normalnego są umieszczone w następującej tabelce:

	strona odkorbowa		strona kukorbowa	
	$Ni_{max}$	$Ni_{norm}$	$Ni_{max}$	$Ni_{norm}$
wlot przedzwrotowy	3°	11°	5,5°	14,5°
napełnienie	59%	30,5%	51%	25,5%
wylot przedzwrotowy	7,7%	17,25%	7,5%	17,5%
kompresja	23%	41,4%	21%	38%

Kąty przodowania otrzymujemy z wykresu suwakowego dla napełnienia normalnego  $\delta_n = 64,5^\circ$ , a dla największego  $\delta_{max} = 44,5^\circ$ .

Sprawdzić jeszcze musimy prędkość wlotową pary przy obciążeniu normalnym po przestawieniu mimośrodowości na normalną. Z wykresu suwakowego, po uwzględnieniu skali, znajdujemy otwarcie kanału:

$$a_{1t} = \frac{16}{2,43} \cong 6,58 \text{ mm},$$

więc prędkość pary wynosi:

$$v_{en} = \frac{F \cdot c_m}{h \cdot a_1} \cong \frac{195 \cdot 1,6}{11 \cdot 6,58} \cong 43 \text{ m/sek},$$

którą należy uważać jeszcze za dopuszczalną.

Na podstawie charakterystycznych punktów, otrzymanych dla rozrządu pary w wykresie suwakowym przy obciążeniu normalnym, projektujemy wykres pracy maszyny przy tem obciążeniu (rys. 24.  $Ex_n$ ,  $Wy_n$ ,  $Co_n$ ) i po splanimetrowaniu znajdujemy pole wykresu  $\sim 155 \text{ cm}^2$ , czyli normalną moc indukowaną

$$Ni_{norm} = \frac{155 \cdot 24,7}{236,2} \cong 16,1 \text{ KM}_i.$$

Mając wszystkie wymiary przysłoneń i kanałów, możemy przystąpić do projektowania suwaka, uwidocznionego na rys. 22.

Na podstawie danych  $r_n$ ,  $r_{max}$ ,  $\delta_n$  i  $\delta_{max}$  konstruujemy mimośród, przedstawiony na rys. 26. Celem umożliwienia zmiany na-

pełnienia w czasie postoju maszyny, tarcza mimośrodowość  $T$  nie jest tutaj umocowana na wale  $W$  maszyny, a połączona jest zapomocą śruby  $S$  z tarczą  $N$ , która jest zaklinowana na wale i posiada wycięcie  $C$ . Położenie tarczy  $T$  względem tarczy  $N$  ustala się podczas postoju maszyny, przyczem przesuwanie tarczy  $T$  jest ograniczone prowadzeniem łepka kołka  $K$  w wycięciu, znajdującym się w tarczy  $N$ . Zależnie od ustalenia śruby  $S$  w punkcie  $A$ ,  $A'$  lub  $B$ ,  $B'$  stawidło daje napełnienie największe lub normalne, a położenie śruby  $S$  w punktach  $A'$  i  $B'$  odpowiada biegowi maszyny w kierunku przeciwnym.

Celem znalezienia promienia  $R$  odkładamy z punktu  $O$  mimośrodowości  $r_{max} = 41 \text{ mm}$  pod kątem  $\delta_{max} = 44,5^\circ$  i  $r_n = 34 \text{ mm}$  pod kątem  $\delta_n = 64,5^\circ$ , przez co znajdujemy punkty  $M_m$  i  $M_n$ . Ze względów konstrukcyjnych przyjmujemy punkt  $Q$  i na przedłużeniu linii  $Q M_m$  punkt  $A$ . Długości  $M_m Q$  i  $M_m A$  odkładamy od punktu  $M_n$ , przez co znajdujemy punkt  $G$  na przedłużeniu linii  $OQ$  i punkt  $B$  na przedłużeniu linii  $GM_n$ . Promień koła, przechodzącego przez  $A$  i  $B$  ze środkiem leżącym na przedłużeniu linii  $OG$ , jest promieniem  $R$ .

## § 15. ZALETY I WADY SUWAKA PŁASKIEGO.

Głównymi zaletami suwaka płaskiego są:

- 1) wielka prostota budowy, skutkiem czego małe koszty wykonania i łatwa obsługa,
- 2) duża niezawodność ruchu, oraz
- 3) dobra szczelność suwaka z powodu dociskania go ciśnieniem pary dolotowej do gładzi suwakowej cylindra.

Wady suwaka płaskiego natomiast są liczne, mianowicie:

A) Duże dławienie pary z powodu powolnego otwierania i zamykania kanałów w gładzi suwakowej cylindra oraz konieczność stosowania dużej mimośrodowości, jeśli suwak ma pracować z mniejszym napełnieniem.

B) Duży opór suwaka z powodu przyciskania go do gładzi suwakowej cylindra ciśnieniem pary dolotowej, skutkiem czego nie można go używać przy wyższych ciśnieniach i przy parze przegrzanej gdyż powstaje duże obciążenie mechanizmu napędzającego suwak.

C) Brak możliwości regulacji mocy silnika, w zależności od obciążenia, przez samoczynną zmianę napełnienia i konieczność stosowania w czasie ruchu maszyny regulacji jej mocy przez dławienie pary dolotowej, co wpływa ujemnie na zużycie pary; przy ręcznym nastawianiu napełnienia przed uruchomieniem maszyny (patrz § 14) powiększają się znacznie kompresja i wylot przedzwrotowy przy mniejszym napełnieniu, a bardzo małe napełnienie może spowodować pętlicę w wykresie indykatora po stronie kompresyjnej.

D) Szkodliwa przestrzeń i zwłaszcza szkodliwe powierzchnie są duże, co wpływa ujemnie na zużycie pary.

W celu usunięcia powyżej wymienionych wad powstały różne inne stawidła suwakowe, które kolejno będą przedstawione, a mianowicie w celu usunięcia wad:

A) — powstały suwaki o kilkakrotnym otwieraniu kanału dla wlotu względnie wylotu pary, n. p. Trick'a, Penn'a, Weiss'a, Hochwald'a;

B) — suwaki częściowo i całkowicie odciążone;

C) — suwaki podwójne, n. p. Meyer'a, Guhrauer'a i Rider'a, umożliwiające zmianę napełnienia bez zmiany kompresji, wlotu i wylotu przedzwrotowego;

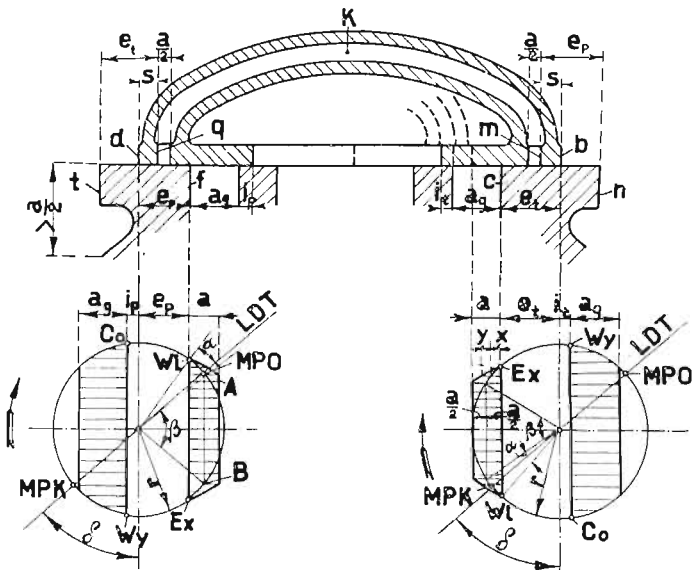
D) — stawidła o dwóch lub czterech suwakach;

E) — stawidła połączone z regulatorem osiowym, umożliwiające samoczynną zmianę napełnienia w czasie ruchu maszyny przy użyciu jednego lub dwóch suwaków.

## § 16. SUWAK TRICK'A.

Suwak Trick'a umożliwia podwójny dopływ pary świeżej do cylindra. W tym celu nad grzbietem suwaka płaskiego znajduje się przewód  $K$ , przez który również w odpowiednich okresach para świeża dopływa do kanału w gładzi suwakowej cylindra (rys. 27). Aby uzyskać prawidłowe działanie suwaka Trick'a, musi nie tylko gładź suwaka, lecz także i gładź suwakowa cylindra posiadać odpowiednie długości, mianowicie przy środkowym położeniu suwaka odległość krawędzi  $m$  od krawędzi  $n$  gładzi suwakowej cylindra po stronie odkorbowej musi równać się przysłonięciu wlotowemu  $e_p$  po stronie kukorbowej, a odległość krawędzi  $q$  od krawędzi  $t$  po stronie kukorbowej — przysłonięciu wlotowemu  $e_t$  po stronie od-

korbowej. Przez tego rodzaju wykonanie gładzi suwakowej cylindra osiąga się, że przy dojściu krawędzi  $b$  do krawędzi  $c$  krawędź  $q$  staje nad krawędzią  $t$  i że przy otwieraniu przez krawędź  $b$  kanału w gładzi suwakowej cylindra dla dopływu pary na stronę odkorbową odbywa się równocześnie dopływ pary świeżej do tegoż kanału przez przewód  $K$ , sterowany krawędzią  $q$ ; — w ten sam sposób odbywa się podwójny dopływ pary na stronę kukorbową, mianowicie jeden dopływ jest sterowany krawędziami  $d$  i  $f$ , a drugi przez przewód  $K$



Rys. 27.

krawędziami  $m$  i  $n$ . Sterowanie wylotu w suwaku Trick'a odbywa się w taki sam sposób jak w zwykłym suwaku płaskim.

Jeśli oznaczymy szerokość kanału potrzebną dla wlotu pary przez  $a$ , a grubość ścianki ograniczającej przewód przy jego końcach przez  $s$ , to szerokość kanału w gładzi suwakowej cylindra musi wynosić  $a_g \geq a + s$ , a szerokość kanału w gładzi suwaka  $\geq \frac{a}{2}$  i przekrój nieobrobionego kanału  $K \geq \frac{a}{2} h + 10\%$ ; —

dodawanie większego procentu przy określaniu kanału  $K$  nie jest wskazane, ponieważ tworzy on w pierwszym okresie eks-



pansji również szkodliwą przestrzeń; czasem jednak stosuje się większą szerokość kanału  $K$  ze względu na rdzeń odlewniczy.

Suwak Trick'a może służyć:

1) do znacznego zmniejszenia dławienia pary wlotowej przez szybkie otwieranie i zamykanie kanału wlotowego,

2) do częściowego zmniejszenia dławienia pary wlotowej i równoczesnego zmniejszenia skoku suwaka.

1) Chcąc uzyskać znaczne zmniejszenie dławienia pary dolotowej zapomocą suwaka Trick'a, trzeba wykonać taką samą mimośrodowość jak w zwykłym suwaku płaskim, mianowicie:  $r = a + e_t$  (rys. 27). Pod suwakiem rysujemy wykresy suwakowe Mueller'a dla strony odkorbowej i kukorbowej. W wykresach tych jest  $x = y$ , ponieważ mamy podwójny odmyk kanału  $a$ . Otwarcie kanału w gładzi suwakowej cylindra na szerokości  $a$  otrzymujemy przy położeniu korby maszyny w punkcie  $A$ , t. j. gdy korba przebiega od wlotu przedzwrotowego kąta  $\alpha$  i otwarcie to trwa dopóki nie dojdzie ona do punktu  $B$ , opisując kąt  $\beta$ . Jeśli przyjmiemy  $a_g = a + s$  i  $r = a + e_t$ , to narysowane linją przerywaną położenie suwaka jest krańcowem. Tak znaczne zmniejszenie dławienia pary dolotowej jest możliwe tylko w mniejszych suwakach, w których nie zależy na zmniejszeniu ich skoku przez zmniejszenie mimośrodowości mimośrodu.

2) Suwak Trick'a jest przeważnie używany w cylindrach niskoprężnych maszyn o podwójnem rozprężaniu pary w tych wypadkach, w których zależy na dużej niezawodności biegu; — posiada on bowiem te same zalety, co zwykły suwak płaski, a daje przy dużem napełnieniu cylindra niskoprężnego stosunkowo dobry rozrząd pary. W tych wypadkach, celem zmniejszenia wymiarów suwaka i mimośrodu, stosuje się przeważnie mniejszą mimośrodowość mianowicie  $r < a + e_t$ , skutkiem czego jednakże wzrasta dławienie pary dolotowej, które może być jednak mniejsze niż przy suwaku płaskim. Najmniejsza dopuszczalna mimośrodowość może wynosić

$r_{min} = \frac{a}{2} + e_t$  (rys. 28, suwak w krańcowem położeniu), lecz wtedy

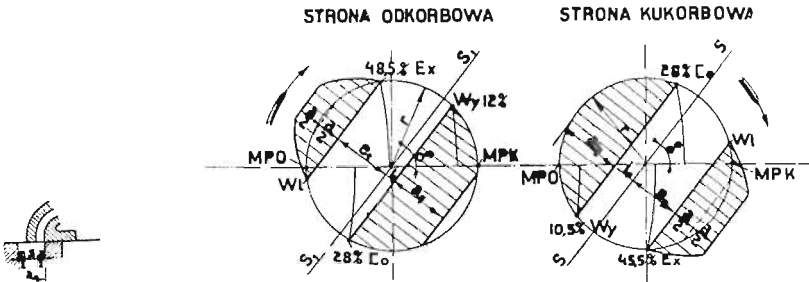
może zachodzić zbyt duża prędkość pary w czasie jej wylotu z cylindra i duże dławienie pary dolotowej. Aby uniknąć tego ostatniego i aby uzyskać całkowite otwarcie kanału o szerokości  $a_g$  podczas wylotu pary z cylindra ze strony kukorbowej cylindra, nie poleca się zbyt zmniejszać mimośrodowości, mianowicie poleca się wykonywać ją  $r \geq a_g + i_p$ . Powyższe warunki uwzględniono także

w przykładzie poniżej umieszczonym, a odnoszącym się do wykonania 2.

*Przykład.* Zaprojektować suwak Trick'a dla cylindra niskoprężnego o średnicy  $D = 900 \text{ mm}$  i skoku  $s = 900 \text{ mm}$  przy liczbie obrotów maszyny  $n = 75 \text{ obr/min}$ . Cylinder ma pracować z napełnieniem około  $47\%$  (teoretyczne napełnienie  $44\%$ ), z kompresją  $28\%$  i z wylotem przedzwrotowym około  $11\%$ .

Czynne pole tłoka:  $F_n = 0,98 \cdot \frac{\pi \cdot 90^2}{4} \cong 6240 \text{ cm}^2$ . Średnia

prędkość tłoka:  $c_m = \frac{0,9 \cdot 75}{30} = 2,25 \text{ m/sek}$ . Jeśli przyjmiemy średnią prędkość pary w czasie wylotu  $v_a = 35 \text{ m/sek}$ , a w czasie wlotu



Rys. 28.

Rys. 29.

$v_e = 46 \text{ m/sek}$ , to otrzymamy potrzebny wolny przekrój wylotowy  $f_a$  i wlotowy  $f_e$  ze wzorów:

$$1) f_a = \frac{6240 \cdot 2,25}{35} \cong 400 \text{ cm}^2; \quad 2) f_e = \frac{6240 \cdot 2,25}{46} \cong 302,5 \text{ cm}^2.$$

Wysokość kanału w gładzi suwakowej cylindra przyjmujemy:  $h \cong 0,695 \cdot D = 0,695 \cdot 900 \cong 625 \text{ mm}$ . Teraz obliczamy szerokość kanału w gładzi suwakowej cylindra  $a_g$ , która jest miarodajna dla wylotu pary, oraz szerokość odmyku  $a$ , potrzebną dla wlotu pary:

$$a_g = \frac{f_a}{h} = \frac{400}{62,5} \cong 63 \text{ mm}; \quad a = \frac{f_e}{h} = \frac{302,5}{62,5} \cong 49 \text{ mm} \text{ i przyjmujemy}$$

$$\begin{aligned} s &= \dots \dots \dots 14 \text{ mm} \\ a_g &= a + s = 63 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Na podstawie danego rozrządu pary rysujemy wykresy suwakowe (rys. 29) w skali  $2r = 100 \text{ mm}$ , przyjmując po obydwóch stronach tłoka jednakową kompresję  $28\%$ . Ponieważ wykonywamy

$r = a_g + i_p$ , przeto projektujemy najpierw wykres suwakowy dla strony kukorbowej, przyjmując 28%  $Co$  i około 10,5%  $Wy$ ; — równolegle do linii  $Wy - Co$  kreślimy linię  $S - S$  oraz po przyjęciu 45,5% napełnienia linię  $Ex - Wl$ . W wykresie suwakowym dla strony odkorbowej rysujemy równolegle do linii  $S - S$  linię  $S_1 - S_1$  oraz, wychodząc z punktu  $Co$ , linię  $Co - Wy$ , przez co znajdujemy 12% wylotu przedzwrotowego oraz przysłonięcie wylotowe  $i_t$ , od którego odkładamy szerokość  $a_g$ . Przyjmujemy około 48,5% napełnienia i przez wykreślenie równoległej do  $S_1 - S_1$  znajdujemy wlot przedzwrotowy  $Wl$ . Z wykresu odmierzymy kąt przodowania  $\delta = 52^\circ 15'$  oraz szerokość kanału  $a_g = 35$  mm. Ponieważ ostatnia wynosi według obliczenia 63 mm, przeto otrzymujemy skalę wykresów suwakowych 35:63. Na podstawie tej skali rysujemy w wykresach suwakowych szerokość kanału  $a$  dla wlotu o wielkości

$$a = \frac{49 \cdot 35}{63} \cong 27 \text{ mm}$$

oraz kreślimy krzywe otwierania i zamykania kanału  $a$ .

Odmierzając poszczególne wartości przysłonieć z wykresów suwakowych i dzieląc je przez skalę wykresu znajdujemy następujące wartości, na podstawie których rysujemy suwak, przedstawiony na rys. 30.

Strona odkorbowa.

$$a_g = 63 \text{ mm}$$

$$a = 49 \text{ mm}$$

$$e_t = \frac{35 \cdot 63}{35} = 63 \text{ mm}$$

$$i_t = \frac{5,5 \cdot 63}{35} \cong 10 \text{ mm}$$

$$\text{linijny wlot } u_t = \frac{4,5 \cdot 63}{35} \cong 8 \text{ mm}$$

Strona kukorbowa.

$$a_g = 63 \text{ mm}$$

$$a = 49 \text{ mm}$$

$$e_p = \frac{30,5 \cdot 63}{35} \cong 56 \text{ mm}$$

$$i_p = \frac{15 \cdot 63}{35} \cong 27 \text{ mm}$$

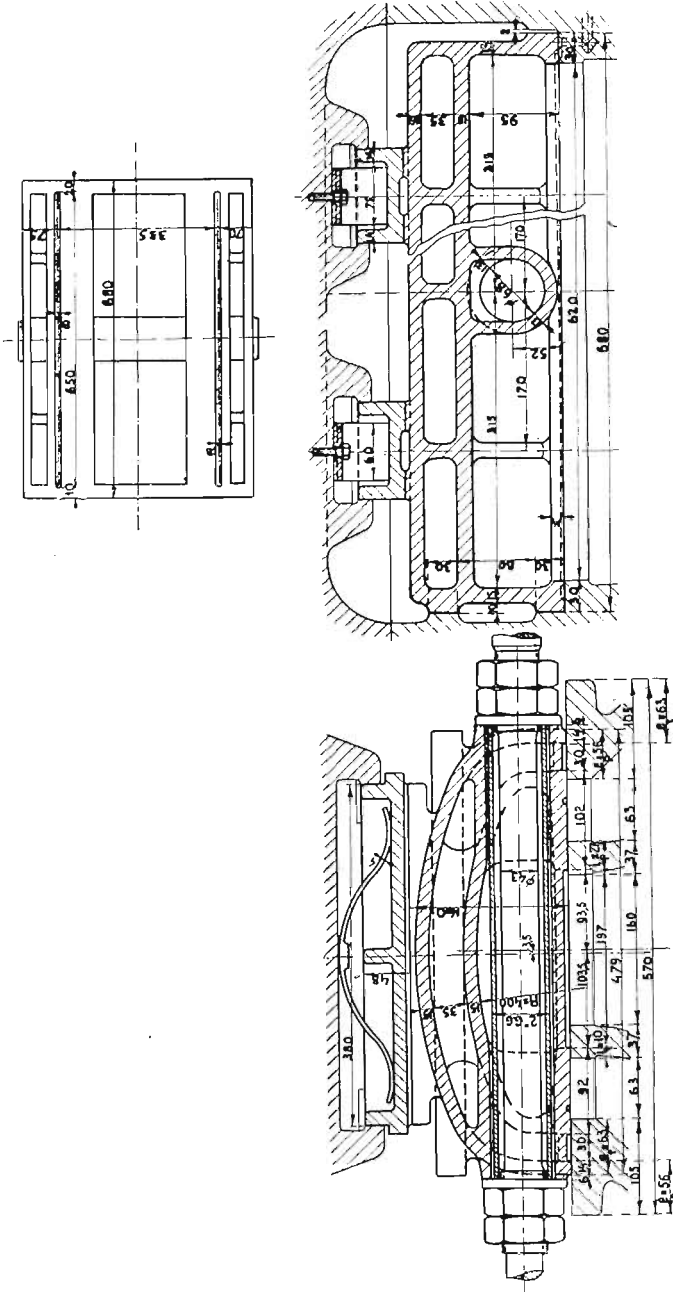
$$u_p = \frac{8,8 \cdot 63}{35} \cong 16 \text{ mm}$$

$$\text{mimośrodkowość } r = \frac{50 \cdot 63}{35} = 90 \text{ mm} = 63 \text{ mm} + 27 \text{ mm}.$$

W ogólności należy skalę wykresu tak dobrać, czyli ewent. wykonać  $r > a_g + i_p$ , aby mimośrodkowość nie była wyrażona ułamkami milimetra.

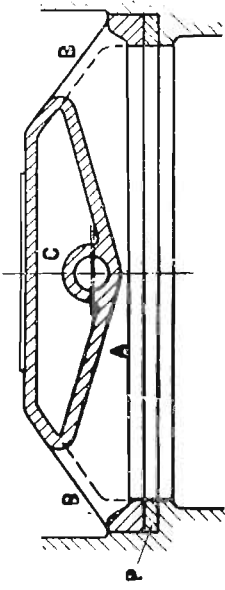
## § 17. SUWAK PENN'A.

Zapomocą suwaka Penn'a uzyskuje się podwójny wlot i podwójny wylot pary, skutkiem czego osiąga się w porównaniu ze

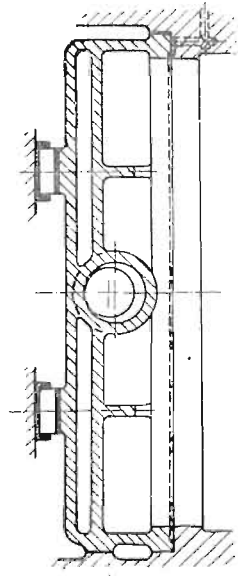


Rys. 30.

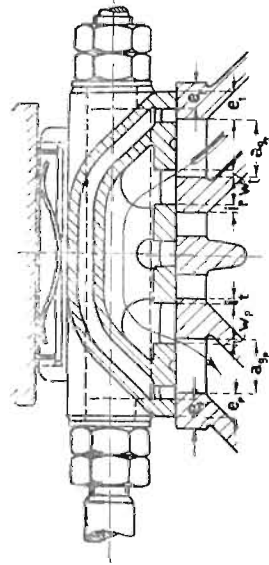
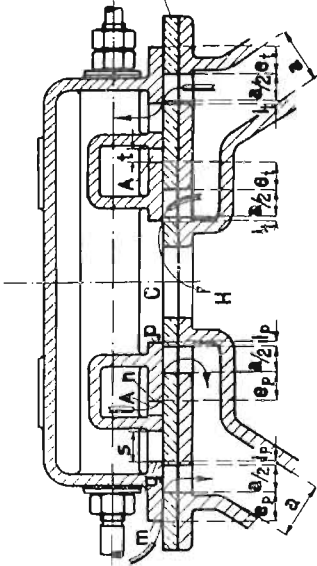
zwykłym suwakiem płaskim mniejsze ciśnienie pary i mniejszą pracę tarcia z powodu mniejszego skoku suwaka. Z tej przy-



Rys. 31.

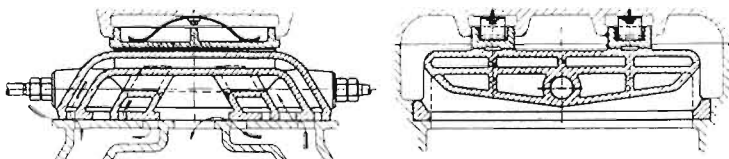


Rys. 35.



czyny używa się suwaka Penn'a w niskoprężnych cylindrach maszyn okrętowych, które posiadają duże wymiary cylindrów.

Jak z rys. 31 wynika, kanały prowadzące do cylindra dzielą się w pobliżu gładzi suwakowej cylindra na dwie połowy o szerokości  $\frac{a}{2}$ , skutkiem czego mimośrodowość nie potrzebuje być większa od  $r = \frac{a}{2} + e_t$ . Dopływ pary jest sterowany krawędziami  $m$  i  $n$ , czyli połowa pary musi przepływać kanałami  $A$ , które są po bokach przy  $B$  otwarte. Wylot pary, sterowany krawędziami  $p$  i  $q$ , odbywa się przez wewnętrzną część  $C$  suwaka do kanału  $H$ . W danym wypadku umocowano na gładzi suwakowej cylindra płytę mosiężną  $P$  zapomocą utajonych śrub mosiężnych; — płyta ta służy do zmniejszenia tarcia i może być wymienioną po zużyciu się powierzchni trących. Aby osiągnąć prawidłowe działanie suwaka Penn'a, trzeba wykonać:



Rys. 32.

$$1) s \geq r - i_t + c$$

$$2) t \geq r - e_p + c, \text{ gdzie } c = 6 \text{ do } 10 \text{ mm.}$$

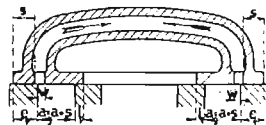
W suwaku Penn'a osiąga się podobne wyniki jak w suwaku Trick'a. Jeśli wykonamy mimośrodowość  $r = e_t + \frac{a}{2}$ , to użyjemy przede wszystkim zmniejszenie skoku suwaka; — jeśli natomiast  $r = e_t + a$ , to osiągamy szybsze działanie stawidła i małe dławienie pary. Aby uzyskać częściowo jedną i drugą korzyść, wykonywamy najczęściej  $r > e_t + \frac{a}{2}$ .

Jeśli umieścimy nad grzbietem suwaka Penn'a przewód Trick'a, to otrzymujemy suwak, dający potrójny wlot i podwójny wylot pary, jak to wskazują strzałki na rys. 32.

## § 18. SUWAK TRICK'A Z PRZEWODEM DLA PRZEPIYU PARY.

Jeśli wykonamy suwak Trick'a o stosunkowo niewielkiem przysłonięciu wlotowym, mianowicie  $e < \frac{a}{2} + s$  (rys. 33), to przy środkowym położeniu suwaka para może przepływać na szerokości kanału  $w$  ze strony tłoka, po której panuje wyższe ciśnienie, na stronę drugą, po której panuje niższe ciśnienie, przez co osiąga się wyrównanie ciśnień po obydwóch stronach cylindra. Ostatnie jest w tych wypadkach pożądane, w których ciśnienie dolotowe, względnie ciśnienie przy końcu ekspansji lub przeciwprężność podlegają większym zmianom, a służy ono do dwóch celów.

1) Przy zmniejszeniu się ciśnienia dolotowego (np. z powodu spadku ciśnienia kotłowego, co łatwo zająć może przy zasilaniu szeregu maszyn nawrotnych), względnie przy powiększeniu się przeciwprężności osiąga się przez przepływ pary na stronę tłoka, po której odbywa się ekspansja, zmniejszenie końcowego ciśnienia kompresyjnego i powiększenie końcowego ciśnienia ekspansyjnego; — w wyniku zapobiega się odchyleniu suwaka od gładzi suwakowej cylindra oraz ewent. pętlicom w wykresie tak po stronie kompresji jak i ekspansji.



Rys. 33.

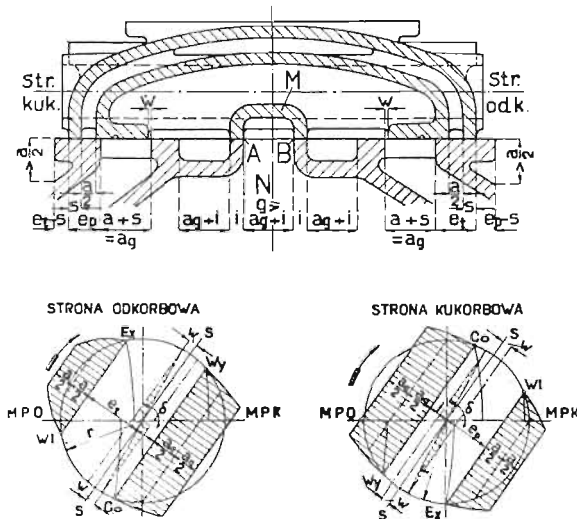
2) Przy dużym końcowym ciśnieniu ekspansyjnym, jakie np. zachodzi przy pracy z dużym napełnieniem, otrzymuje się przez przepływ pary na stronę kompresyjną powiększenie końcowego ciśnienia kompresyjnego i równocześnie ułatwienie wylotu pary z powodu zmniejszenia ciśnienia po stronie ekspansyjnej.

W obydwóch wypadkach linja kompresyjna nie odpowiada równoramiennej hyperboli, a ma kształt podobny, jaki otrzymuje się przy nieszczelności tłoka.

Suwaków, przedstawionych na rys. 33, nie można używać przy mniejszych napełnieniach, ponieważ otrzymuje się wtedy z powodu dużych wymiarów  $e$  i  $s$  bardzo długie suwaki, które pozatem w szybkobieżnych maszynach nie umożliwiają całkowitego wyrównania ciśnień.

## § 19. SUWAK WEISS'A.

Cechą charakterystyczną suwaka Weiss'a jest umożliwienie przepływu pary z jednej strony tłoka na drugą i podwójnego wylotu. Dzięki ostatniemu osiąga się wyrównanie końcowego ciśnienia ekspansyjnego z przeciwprężnością już przy martwym położeniu korby, co jest bardzo ważne zwłaszcza w maszynach kondensacyjnych, w których powiększenie końcowego ciśnienia kompresyjnego przez przepływ pary jest w wielu wypadkach również pożądane. Suwak Weiss'a wykonywamy często w połączeniu



Rys. 34.

z przewodem Trick'a (rys. 34), przez co otrzymujemy także podwójny wlot.

W celu uzyskania podwójnego wylotu gładz suwakowa cylindra posiada dwa wgłębienia, a środkowa część  $M$  suwaka nakrywa kanał odpływowy  $N$  o szerokości  $g \geq a_g + i$ , który w poprzednio rozważanych suwakach nie był sterowany. Ponieważ przy środkowym położeniu suwaka kanały prowadzące do cylindra są otwarte na szerokości  $w$ , przeto odmyk ich dla wylotu pary jest zawsze większy od odmyku kanału  $N$ , sterowanego przez część  $M$  suwaka. Ścianki tej ostatniej posiadają grubość  $i$ , wobec czego stosuje się dla obydwóch stron cylindra jednakowe przysłonięcie wewnętrzne  $i$ , osiągając przez przepływ pary mniej więcej jednakowe



końcowe ciśnienie kompresyjne po obydwóch stronach tłoka. Jeśli więc suwak przesunie się ze swego środkowego położenia o długość  $i$ , np. w lewo, to rozpoczyna się podwójny wylot, a jeśli przesunie się o długość  $\frac{a_g}{2} + i$ , to połowa pary uchodzi przy krawędzi  $A$ , a druga połowa przy krawędzi  $B$ . Przy takim położeniu suwaka kanał  $N$  jest całkowicie otwarty, wobec czego otrzymujemy:

$$1) \frac{a_g}{2} + i = a_g - w \text{ czyli } w = \frac{a_g}{2} - i.$$

Ze względu na to, że wyrównanie ciśnień powinno nastąpić przed wylotem przedzwrotowym, należy wykonać przysłonięcie wylotowe  $i$  większe od odmyku  $w$ , mianowicie:

$$2) i = w + c, \text{ gdzie } c = 4 \text{ do } 10 \text{ mm.}$$

Ze wzorów 1) i 2) znajdujemy:

$$3) w = \frac{a_g}{4} - \frac{c}{2}.$$

W szybkobieżnych maszynach poleca się wykonać odmyk  $w$  o około 30% większy od obliczonego podług wzoru 3). Przy projektowaniu suwaka Weiss—Trick'a postępuje się tak samo jak przy suwaku Trick'a, mianowicie ze wzoru  $F \cdot c_m = f_a \cdot v_a$  oblicza się szerokość kanału wylotowego  $a_g = a + s$ , a ze wzoru  $F \cdot c_m = f_e \cdot v_e$  szerokość odmyku  $a$  dla wlotu.

## § 20. SUWAK HOCHWALD'A.

Suwak Hochwald'a przedstawiony na rys. 35, (por. str. 69) jest tylko konstrukcyjnie lepszym rozwiązaniem suwaka Weiss—Trick'a, umożliwia więc podwójny wylot, podwójny wlot i podwójny przepływ pary z jednej strony tłoka na drugą. Przez umieszczenie pośrodku suwaka dwóch płyt do sterowania wylotu umożliwia jest stosowanie jednakowego procentu kompresji po obydwóch stronach cylindra, czyli stosowanie  $i_p > i_t$  oraz  $w_p < w_t$ . Tutaj należy wykonać  $i_t > w_p$  oraz  $i_p > w_t$ , przyczem różnica wynosi 1 do 3 mm, jednakże przy dużej liczbie obrotów można bez ujemnego wpływu na rozrząd pary wykonać odmyk dla przepływu  $w$  o 1 do 3 mm większy od odnośnego przysłonięcia  $i$ , przez co uzyskuje się lepsze wyrównanie ciśnień. Inne wymiary suwaka podano na rys. 35; — wynika z nich, że  $a_{gt} > a_{gp}$ , ponieważ  $w_t > w_p$ .

Suwak Hochwald'a posiada w porównaniu ze zwykłym suwakiem płaskim następujące zalety:

- 1) zmniejsza dławienie pary i posiada mały skok,
- 2) zmniejsza pracę tarcia suwaka z powodu zmniejszenia jego długości i z powodu częściowego odciążenia przez przepływ pary w czasie największej jego szybkości,
- 3) umożliwia przez przepływ pary prawidłową pracę maszyn o podwójnem rozprężaniu pary tak z kondensacją, jak i z wydmuchem.

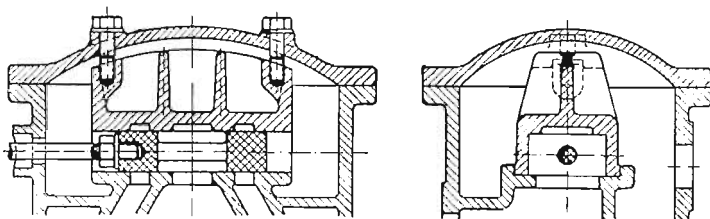
Płaski suwak Hochwald'a może być oczywiście używany tylko przy niższych ciśnieniach pary dolotowej  $p \leq 8 \text{ atm}$  nadciśn.

## § 21. SUWAKI CZĘŚCIOWO ODCIĄŻONE.

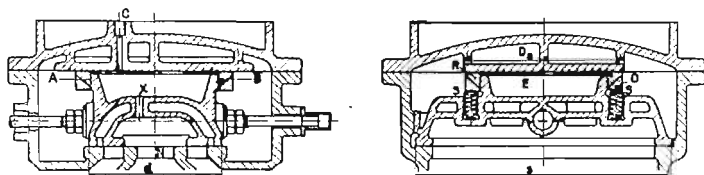
Przy omawianiu suwaka płaskiego zaznaczono, że może on być używany tylko przy parze nasyconej i przy ciśnieniu dolotowem nie wyższem od  $8 \text{ atm}$  nadciśn., bo przy większem ciśnieniu zawodzi smarowanie powierzchni pracujących, skutkiem czego następuje zacieranie się gładzi suwaka o gładź suwakową cylindra. Pożądanego wyniku nie można osiągnąć w dostatecznej mierze przez powiększenie powierzchni  $f_s$ , po której suwak ślizga się (patrz § 13 wzór 3), bo przez powiększenie  $f_s$  powiększa się suwak, a zatem i jego praca tarcia, co utrudnia prawidłowy napęd; — prócz tego równocześnie z powiększaniem wymiarów suwaka wzrasta też i niebezpieczeństwo jego odkształcenia pod wpływem wysokiej temperatury pary. Jeśli ze względów na większą niezawodność pracy lub na prostszy napęd ma być przy wyższych ciśnieniach i przy parze przegrzanej stosowane stawidło suwakowe, to należy używać suwaków częściowo odciążonych, a w większości wypadków suwaków całkowicie odciążonych.

Suwaki z częściowem odciążeniem są to suwaki płaskie Trick'a. Penn'a i t. d., w których część powierzchni jest odciążona. Naogół budowa tego rodzaju odgrywa małą rolę, a znajduje przeważnie zastosowanie w niskoprężnych cylindrach w celu zmniejszenia oporu suwaka (patrz § 13, wzór 4). Zaznaczyć też należy, że znaczna liczba konstrukcji suwaków z częściowem odciążeniem jest bezcelowa i w ruchu maszyny w zupełności zawodzi. Np. rys. 36 przedstawia taką wadliwą, a w Ameryce rozpowszechnioną budowę. Suwak jest tutaj umieszczony w płycie, która opiera się bocznemi ściankami o gładź suwakową cylindra. Ponieważ suwak musi poruszać się wewnątrz płyty, przeto nie może być mowy o zupełnie szczelnem dopasowaniu go, skutkiem czego odciążenie jest iluzoryczne.

Jedną z lepszych konstrukcji suwaka częściowo odciążonego widzimy na rys. 37. Nad grzbietem suwaka znajduje się przestrzeń odciążająca  $E$  o średnicy  $D_s$ . Dostępowi pary dolotowej do tej przestrzeni zapobiega pierścień rozcięty  $R$ , który cisnie na powierzchnię  $AB$ , a jest dociskany do pokrywy skrzynki suwakowej przez kilka sprężynek  $S$  przy pomocy nierozciętego pierścienia  $O$ . Jeśli gładź suwaka posiada długość  $d$  i szerokość  $s$ , to nieodciążona część suwaka równa się  $d \cdot s - \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2$ . Przestrzeń  $E$  należy połączyć z ciśnieniem atmosferycznym lub kondensacyjnym, umieszcza-



Rys. 36.



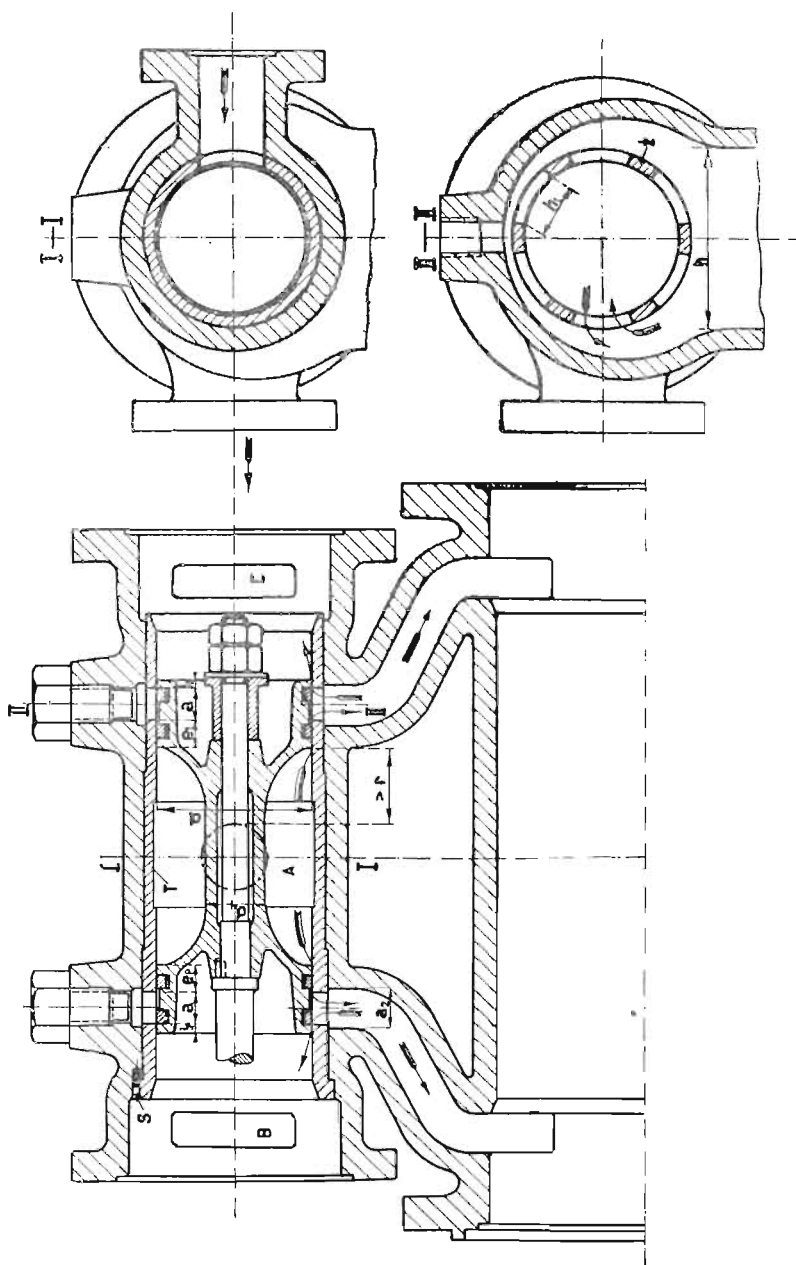
Rys. 37.

jąc jednakże przy otworze  $C$  kurek trójdrogowy, aby mógł w każdej chwili przekonać się, czy pierścienie są szczelne. W razie stwierdzenia ich nieszczelności, najodpowiedniejsze jest zamknięcie kurka  $C$ , czyli zrezygnowanie z odciążenia, aby zapobiedz w ten sposób uchodzeniu pary świeżej bez wykonywania pracy. Z tej przyczyny niewłaściwe jest bezpośrednie łączenie przestrzeni  $E$  z przestrzenią  $N$  przez umieszczenie otworu  $X$  w grzbiecie suwaka. Suwak przedstawiony na rys. 37 posiada w porównaniu z konstrukcją rys. 36 i tę zaletę, że w razie uderzenia wodnego w cylindrze może odłączyć się od gładzi suwakowej cylindra.

## § 22. SUWAKI CAŁKOWICIE ODCIĄŻONE (TŁOKOWE).

Gładź suwaka można całkowicie odciążyć od działania ciśnienia pary dolotowej przez umieszczenie jej na powierzchni suwaka o kształcie tłoka. Oczywiście gładź suwakowa w cylindrze musi wtedy posiadać kształt cylindra, w którym znajdują się pierścieniowe kanały dla przepływu pary; — przez taką budowę osiąga się zrównoważenie ciśnienia pary, działającego na suwak. Dzięki temu odciążeniu można stosować i przeważnie stosuje się w suwaku tłokowym wewnątrzny wlot pary, ponieważ suwak ten nie odchyli się od gładzi suwakowej cylindra pod wpływem działania ciśnienia pary świeżej w przestrzeni dopływowej. Przy wewnętrznym wlocie para świeża dopływa bowiem do przestrzeni  $A$  (rys. 38), która przy wlocie zewnętrznym służy za przestrzeń wylotową; — odpływ pary z cylindra przy wewnętrznym wlocie odbywa się do skrzynki suwakowej, skąd odprowadza się ją przeważnie dwoma otworami  $B$  i  $C$ . Przysłonięcie wlotowe  $e$  znajduje się tutaj wewnątrz, a przysłonięcie wylotowe  $i$  — zewnątrz. Z powyższego wynika, że nie można stosować suwaka płaskiego z wewnętrznym wlotem, ponieważ odchyliłby się od gładzi suwakowej cylindra podczas wlotu pary świeżej, przepuszczając ją wprost do wylotu.

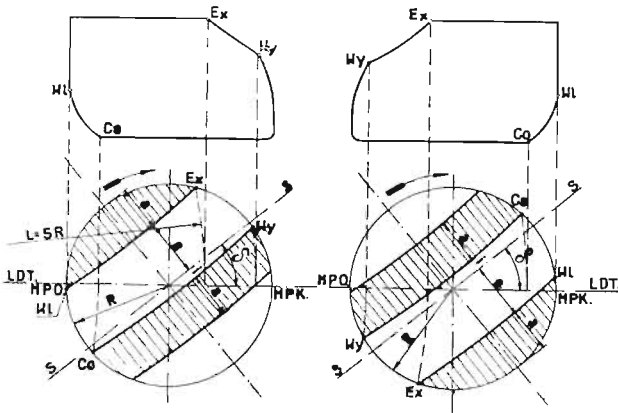
Oprócz odciążenia suwaka wlot wewnętrzny pary posiada i tę dodatnią stronę, że dławnice drążka suwakowego stykają się tylko z parą wylotową, następnie że suwak może przeważnie otrzymać mniejszą średnicę niż przy zewnętrznym wlocie i że straty przez promieniowanie zmniejszają się. Poza to wlot wewnętrzny wpływa korzystnie (patrz § 12) na wyrównanie charakterystycznych okresów rozrządu pary po obydwóch stronach tłoka, jak to wynika z rys. 39. Widzimy tutaj, że przy uwzględnieniu rzeczywistej długości drążka mimośrodowo linje przysłonieć posiadają łuki o kierunku przeciwnym jak na rys. 20, dzięki czemu osiąga się nawet przy jednakowym przysłonięciu  $e$  po obydwóch stronach tłoka dość duże wyrównanie napelnień, jeśli przyjmiemy niejednakowy wlot przedzwrotowy. Wykresy suwakowe projektuje się dla wewnętrznego wlotu tak samo jak dla zewnętrznego, natomiast mimośród musi być przy wewnętrznym wlocie osadzony diametralnie, czyli winien wyprzedzać korbę maszyny o kąt  $270^\circ + \delta$ .



Rys. 38.

W porównaniu z suwakami płaskimi suwaki tłokowe posiadają zwykle większą szkodliwą przestrzeń oraz wymagają umieszczenia po obydwóch stronach cylindra zaworów bezpieczeństwa o dostatecznie dużym wolnym przekroju przepływowym, ponieważ suwak tłokowy nie może odchylić się od gładzi suwakowej cylindra w razie uderzenia wodnego w cylindrze.

Przy projektowaniu suwaka tłokowego trzeba przy ustalaniu skali wykresu suwakowego oznaczyć średnicę suwaka  $d$  (rys. 38). Jeśli liczba kanałków o szerokości  $a$  i o wysokości  $h_1$  w tulei  $T$  wynosi  $z$ , to wielkość tych kanałków musi równać się wolnemu przekrojowi wylotowemu czyli:



Rys. 39.

$$1) z \cdot a \cdot h_1 = f_a \approx \frac{F \cdot c_m}{v_a}$$

Wysokość  $h_1$  zależy od średnicy suwaka  $d$ , a jeśli oznaczymy przez współczynnik  $\varphi$  zwężenie wolnego przekroju przepływowego w tulei  $T$  przez żebra  $Z$ , to mamy:

$$2) z \cdot a \cdot h_1 = \pi \cdot d \cdot \varphi \cdot a$$

Wysokość kanału  $h$  względnie  $h_1$  wykonywamy w pewnym stosunku  $\xi$  do średnicy  $D$  cylindra, mianowicie:

$$3) z \cdot h_1 = \xi \cdot D = \pi \cdot d \cdot \varphi$$

Ponieważ zwykle  $\xi = 0,65$  do  $1$ , a  $\varphi = 0,65$  do  $0,75$ , przeto dla próbnego oznaczenia skali wykresu suwakowego możemy przyjąć w przybliżeniu  $\varphi = \xi$ , a otrzymamy wtedy:

$$4) d = \frac{D}{\pi} \cong \frac{D}{3}.$$

Jeśli przy oznaczonej podług wzoru 4) średnicy  $d$  suwaka otrzymalibyśmy z wykresu suwakowego zbyt dużą szerokość kanału  $a$  i za duży skok suwaka, to należy średnicę  $d$  stosownie powiększyć. Powiększenie średnicy suwaka jest bezwarunkowo konieczne w maszynach szybkoobrotowych, w których jest ona zwykle większa od  $\frac{D}{3}$ , a dochodzi do  $\frac{D}{2}$  przy liczbie obrotów  $n \cong 400$ . W szczególności należy dbać o to, aby skrzynka suwakowa nie była dłuższa od cylindra. Jeśli natomiast z powodu niezbyt długiego suwaka i nie za dużego jego skoku okaże się dopuszczalne powiększenie szerokości kanału  $a$ , to można zmniejszyć średnicę  $d$  suwaka, co jednakże przeważnie jest dopuszczalne tylko przy podwójnym wlocie względnie wylocie pary. Duża średnica suwaka tłokowego, a mniejszy jego skok przyczyniają się bowiem naogół do zmniejszenia strat, spowodowanych dławieniem pary dopływowej.

W tych wypadkach, w których kanał  $a$  podczas wlotu pary do cylindra zostaje otwarty tylko na szerokości  $a_1$ , mniejszej od  $a$ , musimy także obliczyć wolny przekrój wlotowy ze wzoru:

$$5) f_e = \frac{F \cdot c_m}{v_e} = z \cdot a_1 \cdot h_1.$$

Wszelkie inne nieobrobione przekroje dla przepływu pary powinny być o około 10% większe od powyżej obliczonych, mianowicie:

$$6) \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) \cong 1,1 \cdot f_e,$$

$$7) a_2 \cdot h \cong 1,1 \cdot f_a,$$

przyczem przyjmuje się zwykle wysokość kanału

$$h = 0,65 \cdot D \text{ do } 1 \cdot D.$$

Przy zewnętrznym wlocie pary (rys. 40) suwak tłokowy musi zwykle otrzymać większą średnicę od obliczonej podług wzorów 1) do 4), gdyż winien on również zadość uczynić następującym wymaganiom:

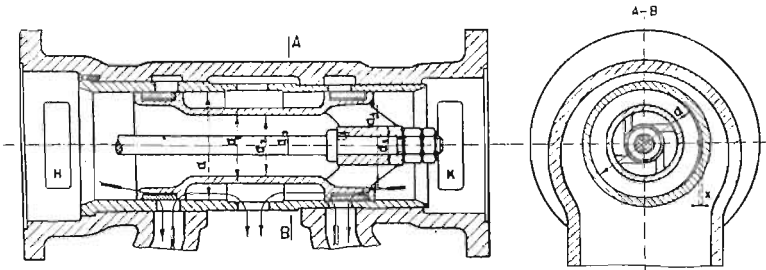
$$8) \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_3^2) \geq f_e \text{ oraz}$$

$$9) \frac{\pi}{4} \cdot (d_4^2 - d_5^2) - \text{zębra} \geq f_e,$$

jeśli dopływ pary do skrzynki suwakowej znajduje się tylko w jednym miejscu np. przy  $H$ , względnie:

$$10) \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_3^2) \geq \frac{f_e}{2}, \text{ oraz } 11) \frac{\pi}{4} (d_4^2 - d_5^2) - \text{zębra} \geq \frac{f_e}{2},$$

jeśli dopływ pary znajduje się w dwóch miejscach  $H$  i  $K$ , lecz w każdym tylko dla połowy ilości pary; — ze względu na zmniejszenie średnicy suwaka byłoby pożądane tak przy  $H$  jak i przy  $K$  wykonać przewody dla całej ilości pary potrzebnej, bo wtedy mamy



Rys. 40.

$$12) \frac{\pi}{4} (d^2 - d_5^2) - \text{zębra} \geq f_e.$$

Średnicę  $d_1$  obliczamy ze wzoru:

$$13) \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) \geq f_a.$$

Suwaki tłokowe można wykonać bez pierścieni uszczelniających lub też zaopatrzyć je w takowe. Wykonanie pierwszego rodzaju nie zapewnia nigdy szczelności suwaka, a zatem i jego całkowitego odciążenia. Suwak musi mógł się poruszać w tulei suwakowej, skutkiem czego powinna egzystować maleńka szczelina pomiędzy temi dwiema częściami, która z czasem przez ścieranie się powierzchni powiększa się do wielkości  $x$ , jak to widoczne z przekroju  $A - B$  rys. 40; jest to spowodowane w maszynach leżących działaniem ciężaru suwaka, jeśli nie spoczywa on na drążku suwakowym, a w maszynach stojących działaniem prądu pary w jednym

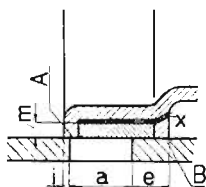


kierunku. Wprowadzone z nastaniem pary przegrzanej przez Schmidt'a i przez Garbe'go suwaki bez pierścieni uszczelniających, spoczywające na drążkach suwakowych, a doszlifowane w tulję suwakową w stanie ciepłym, zbliżonym do warunków pracy maszyny, nie dały w praktyce zadawalających wyników. Możliwe, że niepowodzenia te należy przypisać niedostatecznie rozwiniętej wówczas umiejętności szlifowania i wykonywania dokładnych pomiarów oraz niedostatecznemu smarowaniu, lecz w ogólności panuje obecnie zapatrywanie, że tylko suwaki o bardzo małej średnicy (poniżej około 60 mm) można wykonywać bez pierścieni uszczelniających przy zapewnieniu względnie dobrej ich szczelności.

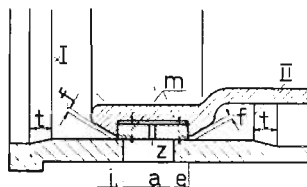
Doszczelnienie suwaka tłokowego zapomocą pierścieni rozprężnych można skutecznie przez jeden szeroki pierścień dla każdej strony cylindra lub też przez kilka wąskich pierścieni. Szerokie pierścienie powodują naogół pod wpływem ciśnienia pary, dochodzącej na ich wewnętrzną stronę, większe ścieranie się, któremu można jednakże zapobiedz przez otworki w pierścieniu, dzięki czemu osiąga się wyrównanie ciśnienia pary pod pierścieniem z ciśnieniem panującym w cylindrze. Wąskie pierścienie natomiast ścierają żeberka tulei, znajdujące się w kanale o szerokości  $a$ , więcej od pełnej części tulei, skutkiem czego mogą z biegiem czasu nastąpić zahaczenia pierścienia o powstałe występy w tulei; zapobiedz temu jednak można przez stosowny dobór materiału tulei. Ponieważ szerokość pierścienia nie wywiera żadnego wpływu na jego ciśnienie jednostkowe, a dokładne wykonanie szerokiego pierścienia jest trudniejsze niż wąskiego, przeto z powodu uzyskiwania lepszej szczelności stosuje się obecnie najczęściej wąskie pierścienie.

Na rysunkach 41 do 45 widzimy szerokie pierścienie suwaków tłokowych, spoczywających na drążku suwakowym, ślizgającym się w przedniej i tylnej tulei dławikowej. W konstrukcji podług rys. 41 powierzchnie  $AB$  są luźno dopasowane do tulei, a doszczelnienie uskutecznią pierścienie, posiadający szerokość nieznacznie większą od szerokości kanału  $a$ . Przez otworki  $X$  dostaje się para świeża pod pierścień, zapobiegając w ten sposób ściśnięciu go przez parę, działającą w kanale  $a$ . Słabą stroną tej konstrukcji jest brak dokładnego odciążenia pary przez końcowe krawędzie powierzchni  $A$  i  $B$ , jednakże przy małej średnicy suwaka, z powodu możliwości dostatecznie dobrego doszlifowania powierzchni

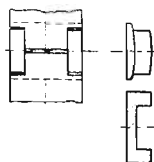
*A* i *B*, jest to budowa dopuszczalna. W konstrukcji podług rys. 42a pierścień posiada taką szerokość, że sterowanie opanowują końcowe jego krawędzie. Tutaj należy dbać o to, aby uchwycenie pierścienia przez suwak, więc wymiar *m*, było dostatecznie duże, gdyż w przeciwnym razie pierścień wbija się w materiał suwaka, czyli z biegiem czasu wpustka w suwaku staje się znacznie szerszą od pierścienia, skutkiem czego następuje uderzenie pierścieni, powodujące czasem nawet ich złamanie. Wymiar *f* powinien być tak duży, aby nie powstawało dławienie pary, a krawędzie pierścienia powinny przy największym skoku suwaka dochodzić do krawędzi



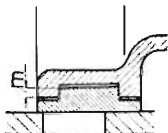
Rys. 41.



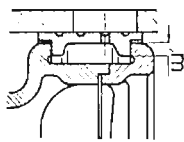
Rys. 42a.



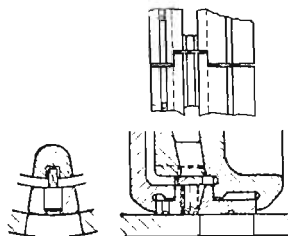
Rys. 42b.



Rys. 43.



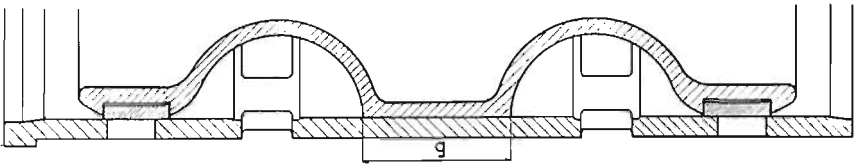
Rys. 44.



Rys. 45.

I i II, względnie przechodzić przez nie o 1 mm, aby zapobiedz tworzeniu się występow na wewnętrznej powierzchni tulei. Stożek na długości *t* musi być dostatecznie płaski, celem ułatwienia wsuwania pierścieni rozprężnych. Ostatnie jak i sam suwak są ubezpieczone przeciw samoczynnemu okręcaniu się, aby rozcięcia pierścieni pracowały na żebrach, znajdujących się w tulei, na szerokości kanału *a*. Celem powiększenia szczelności pierścienia, jest bardzo pożądane nakrycie jego rozcięcia stosownym zamkiem, n. p. pokazanym na rys. 42b. Chcąc uniknąć dławienia pary w przekrojach *f*, można stosować konstrukcję, wskazaną na rys. 43. Jest ona jed-

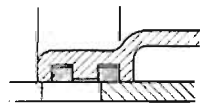
nakże możliwa tylko przy większej średnicy suwaka, gdyż przy mniejszej wymiar  $m$  wypada zbyt mały. Większy wymiar  $m$  można stosować przy składanym suwaku, jak to wynika z rys. 44, bo w tym wypadku nie potrzeba rozginać pierścienia przy nakładaniu go na suwak. Pewną odmianę ostatniej konstrukcji przedstawia rys. 45, gdzie kanał Trick'a przechodzi przez pierścień. Okręcaniu pierścienia zapobiega tutaj śruba, której łeb czworokątny wchodzi w korpus suwaka. Gorsza od powyżej omówionych konstrukcji jest budowa, przedstawiona na rys. 46, w której suwak maszyny leżą-



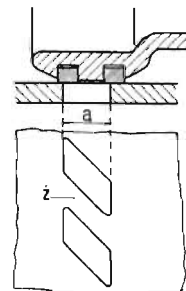
Rys. 46.

cej spoczywa na długości  $g$  i szerokości  $120^0$ , gdyż pod wpływem własnego ciężaru i ciśnienia pary następuje dość znaczne ścieranie się powierzchni pracujących.

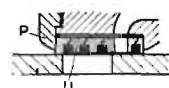
Uszczelnienia suwaków tłokowych za pomocą wążkich pierścieni rozprężnych uwidoczniono na rys. 47 i 48; — pierwsze odpowiada konstrukcji rys. 41 i może być używane tylko przy małej średnicy suwaka, drugie odpowiada rys. 42. Gdzie wymiary suwaka tego pozwalają, stosuje się tak po stronie przysłonięcia wlotowego jak i wylotowego zamiast po jednym — po dwa pierścienie, aby zapewnić większą szczelność. Wycieraniu przez zębra  $z$  żłobków w pierścieniach zapobiega się przez stosowanie zamiast równoległych kanałów  $a$ , kanałów skośnych, jak to widoczne z rys. 48. Przy średnicy suwaka poniżej  $105\text{ mm}$  nie poleca się rozginać pierścieni rozprężnych przy nakładaniu ich na suwak, tylko wskazane jest używanie dokładek  $U$ , przyciskanych pokrywą  $P$ , podług rys. 49.



Rys. 47.



Rys. 48.



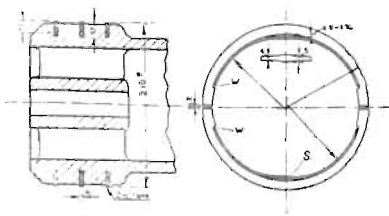
Rys. 49.

Pierścienie rozprężne dla suwaków tłokowych wykonywa się z miękkiego żelaza lanego o twardości Brinell'a około 120 do 160  $\text{kg/mm}^2$  i oblicza się tak samo jak dla tłoków. Jeśli oznaczymy w milimetrach przez  $D$  średnicę suwaka, przez  $s$  względnie  $w$  — szerokość względnie wysokość pierścienia oraz przez  $b$  ściśnięcie pierścienia (wycięcie zależnie od średnicy suwaka i temperatury pary 1 do 4  $\text{mm}$  większe od ściśnięcia), to pewien pogląd na wymiary pierścieni może dać następująca tabelka:

$D$	$s$	$w$	$b$	
60	5	3	4	} z dokładkami $U$
75	6	3,5	5,5	
100	6	4,5	7	
150	8	5	15	
200	10	6,5	20	
250	12	8	25	
300	13	9,5	30	
350	14	11	35	
400	15	12,5	40	

W nowszym czasie nie wykonywa się pierścieni rozprężnych, zwłaszcza dla suwaków tłokowych, z wycięciem  $b$ , tylko szlifuje się pierścień nierozcięty na daną średnicę, a potem tylko rozcina się go. Następnie otrzymuje on naprężenie promieniowe przez stosowne walcowanie go po stronie wewnętrznej, mianowicie przy walcowaniu wywiera się, począwszy od rozcięcie pierścienia, stopniowo zwiększające się aż do jego środka ciśnienie, które potem zmniejsza się aż do drugiego jego końca. W ten sposób otrzymuje się pierścienie rozprężne, wywierające dostatecznie równomierne ciśnienie na obwodzie.

Zamiast pierścieni rozprężnych niektóre fabryki używają także innych konstrukcji pierścieni uszczelniających. Np. Schmeck



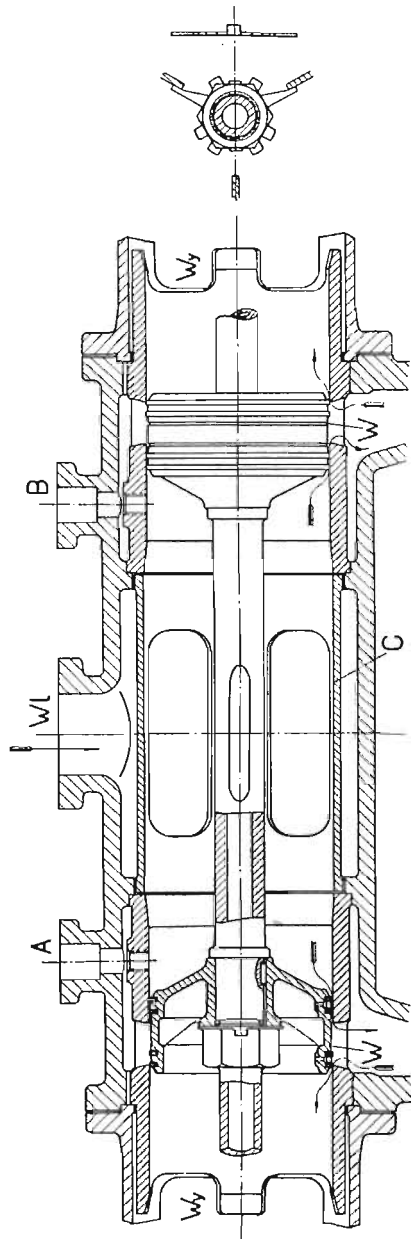
Rys. 50.

z Eiserfeld'u' stosuje konstrukcję, wskazaną na rys. 50. Jak widzimy z podanych wymiarów, są to wążki, a wysokie pierścienie, składające się z dwóch części i wykonane z lanego żelaza. Pod każdą połową pierścienia znajduje się płaska sprężynka  $s$ , która w środku

swej długości jest trochę rozplaszczona i wbita we wpustkę, wytoczoną w korpusie suwaka. Skutkiem tego sprężynka nie tylko wy-

wiera ciśnienie na pierścieni, lecz równocześnie zapobiega z powodu wcięć  $w$ , znajdujących się w pierścieniu, jego wypadaniu z suwaka. Oczywiście pierścienie te należy tak ułożyć, aby rozcięcia ich nie znajdowały się w jednej linii.

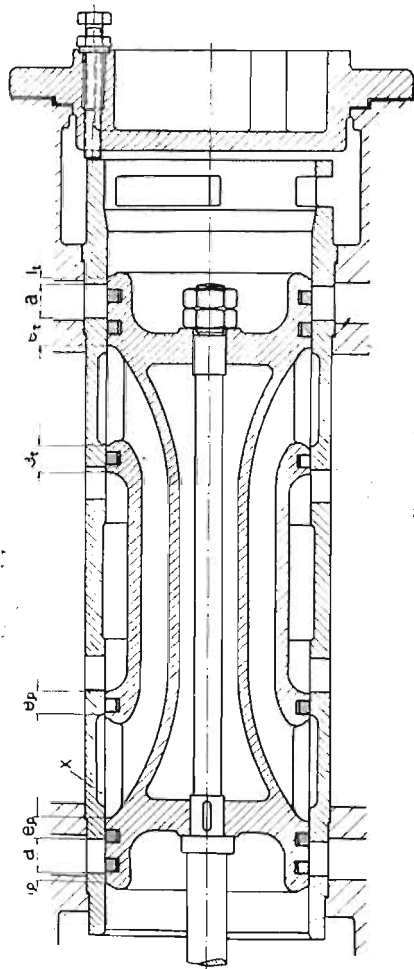
Całość budowy suwaka tłokowego z wewnętrznym wylotem, powstałego ze zwykłego suwaka płaskiego, widzimy na rys. 38, str. 77 i 51. W ostatniej konstrukcji suwak, ze względu na zbyt wielką długość i na zmniejszenie szkodliwej przestrzeni, składa się z dwóch tłoczków, osadzonych na drążku suwakowym. Celem osiągnięcia lepszej szczelności, każdy tłoczek posiada cztery wążki pierścienie rozprężne, więc dla każdego przystąpienia po dwa pierścienie. Para dopływa w miejscu  $WL$ , a odpływa w dwóch miejscach  $Wy$ . Smar doprowadzany jest pod ciśnieniem w dwóch miejscach  $A$  i  $B$ , czyli smaruje się nie tylko parę, lecz i powierzchnie pracujące, a korpusy suwaków są zaopatrzone na obwodzie we wpustki  $W$ . Smarowanie tego rodzaju okazało się niezbędne wobec tego, że krawędzie pierścieni ścierają smar z powierzchni, pomimo zastosowanego zaokrąglenia ich, z powodu dużego, wywieranego przez nie ciśnienia jednostkowego, które jest konieczne ze względu na dosta-



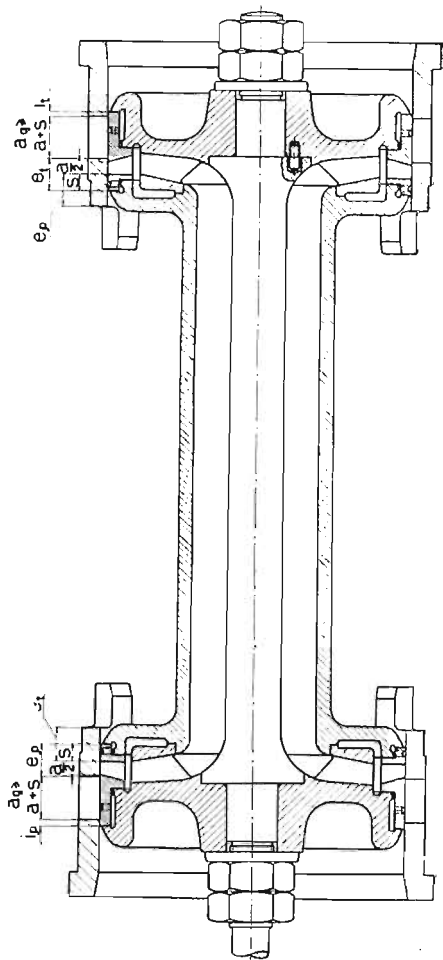
Rys. 51.

teczną szczelność suwaka. Środkowa tuleja C ma wyłącznie na celu unikanie jednostronnego uderzania prądu pary dołotowej na drążek suwakowy.

Rysunki 52 i 53 przedstawiają suwaki tłokowe z przewodem Trick'a o budowie odpowiedniej dla maszyny stojącej. Na pierw-



Rys. 52.

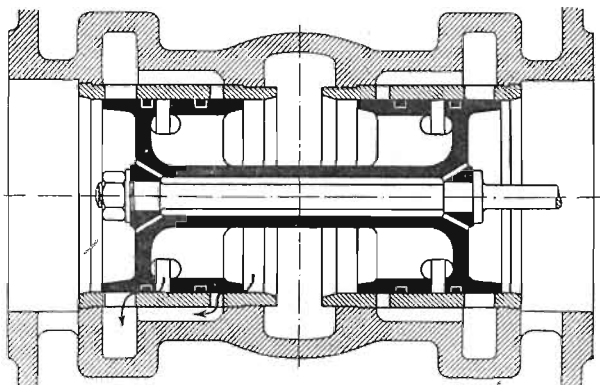


Rys. 53.

szym z nich tuleja w gładzi suwakowej cylindra posiada w miejscach x zęba, na których pracują pierścienie, a jest dociskana śrubami, umieszczonymi w pokrywie skrzynki suwakowej.

Więcej niż ostatnie dwie konstrukcje rozpowszechniona jest

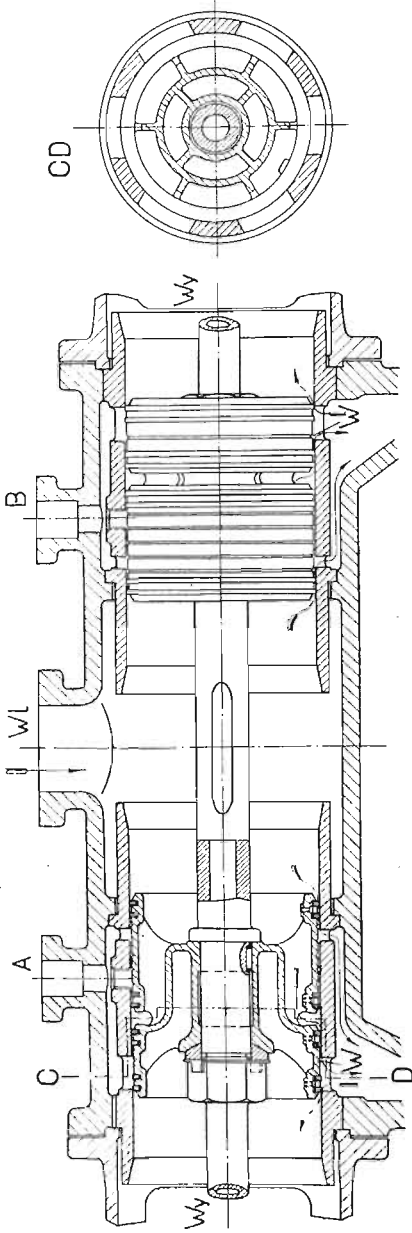
budowa suwaków tłokowych z wewnętrznym wlotem, których kanał wlotowy  $a_1$  podzielony jest w tulei suwakowej na dwie części, podobnie jak w suwaku Penn'a; — otrzymuje się wtedy podwójny wlot pary przy pojedynczym jej wylocie. Suwak tego rodzaju, wykonany z jednego kawała, przedstawia rys. 54, a wykonany z dwóch części widzimy na rys. 55. Ostatnia budowa posiada aż 16 pierścieni rozprężnych, czyli dwa razy więcej w porównaniu z konstrukcją podług rys. 51. Ponieważ badania wykazały, że podwójny wlot nie jest konieczny ze względu na dławienie pary nawet przy dość dużej liczbie obrotów maszyny, przeto obecnie, celem uproszczenia budowy suwaka i zmniejszenia liczby pierścieni uszczelniających, stosuje się przeważnie pojedynczy wlot, wykonywując czasami średnicę suwaka o około 10% większą, aby nawet przy małym jego skoku otrzymać dostatecznie duży wolny przekrój dla prze-



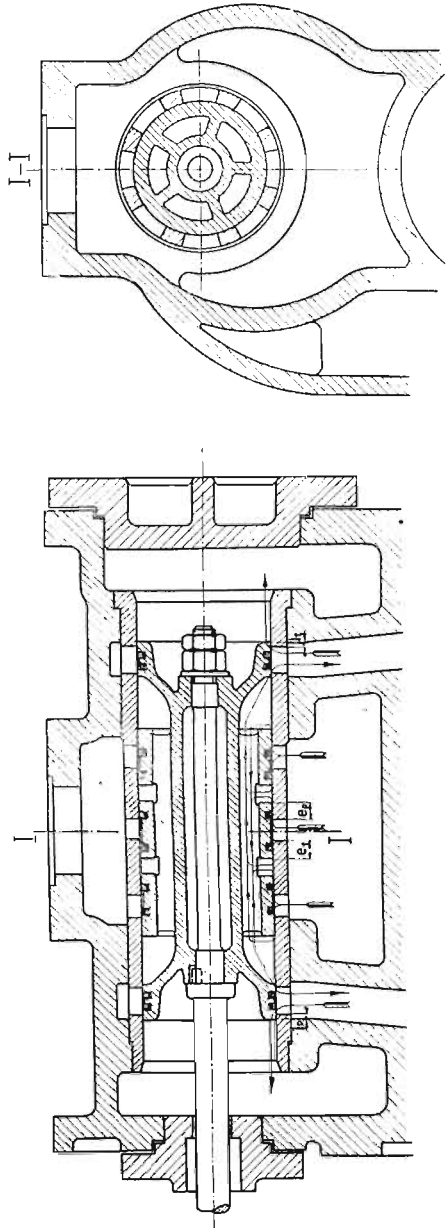
Rys. 54.

plywu pary. Jedynie w bardzo szybkoobrotowych maszynach ( $n = 400$  do  $500 \text{ obr/min}$ ) wykonywane są suwaki tłokowe nawet o potrójnym wlocie pary i pojedynczym wylocie np. podług rys. 56.

W celu osiągnięcia podwójnego wlotu i podwójnego wylotu pary stosuje się suwak tłokowy systemu Hochwald — Neuhaus'a (rys. 57), którego działanie jest takie same jak płaskiego suwaka Hochwald'a, przedstawionego na rys. 35, str. 69, z tą jedynie różnicą, że nie posiada on przepływu pary z jednej strony tłoka na drugą. Sterowanie wlotu pary uskuteczniają przysłonięcia wewnętrznego tłoczka suwaka, gdyż przysłonięcia wlotowe zewnętrznych tłoczków są mniejsze od pierwszych. Skutkiem tego pod koniec okresu kompresyjnego wewnętrzna przestrzeń suwaka zostaje połączona



Rys. 55.

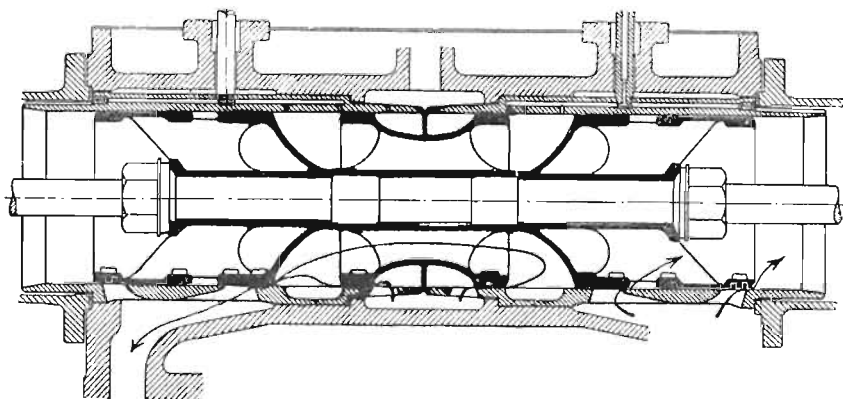


Rys. 56.



z kanałem cylindra, zmniejszając ciśnienie kompresyjne, które przy napędzie dla zmiennego rozrządu pary jest bardzo duże przy małych napełnieniach. Główną wadą tego suwaka jest konieczność stosowania dużej liczby pierścieni rozprężnych.

Suwak tłokowy otrzymuje napęd zapomocą mimośrod, dając wtedy niezmienny rozrząd pary. Chcąc ręcznie zmieniać w czasie postoju maszyny wielkość napełnienia, trzeba stosować konstrukcję mimośrod, wskazaną na rys. 26 str. 60. Ponieważ opory suwaka tłokowego nie są zbyt duże, przeto można zmieniać także w sposób samoczynny zapomocą regulatora rozrząd pary w czasie ruchu maszyny, a stosuje się wtedy regulator osiowy, którego działanie będzie później omówione (§ 33).



Rys. 57.

Suwaki tłokowe są bardzo rozpowszechnione w lokomotywach parowych, gdzie są napędzane zapomocą nawrotnego stawidła jarmowego.

### § 23. KĄT OKLINIENIA MIMOŚRODU.

Oklinienie mimośrod na wale maszyny uskutecznia się na podstawie kąta przodowania, znalezionego z wykresu suwakowego, przyczem trzeba jednakże uwzględnić położenie suwaka względem środkowej osi geometrycznej maszyny. W wykresie suwakowym nazywamy kątem przodowania ten kąt, o który mimośród przekroczył swe środkowe położenie w chwili, gdy korba maszyny znajduje się w martwym położeniu. Natomiast **ś r o d k o w e m** p o ł o ż e n i e m m i m o ś r o d u nazywamy to położenie, przy którym

promień mimośrodowości znajduje się prostopadle do środkowego kierunku drążka mimośrod. Środek mimośrod musi być okliniony pod kątem przodowania  $\delta$  względem środkowego położenia mimośrod. Ponieważ środkowy kierunek drążka mimośrod nie zawsze nakrywa się z osią geometryczną maszyny, przeto środek mimośrod nie zawsze jest okliniony pod kątem  $90^\circ + \delta$  względem korby maszyny, a ustalenie kąta oklinienia tłumaczą następujące przykłady:



Rys. 58.

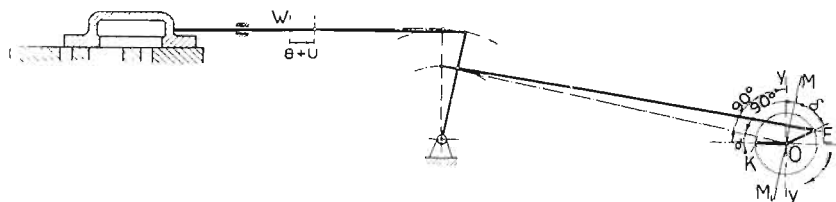
1) Na rys. 58 środkowy kierunek drążka mimośrod  $W—O$  nakrywa się z osią geometryczną maszyny, czyli że prostopadle do ostatniej znajduje się środkowe położenie mimośrod  $M—M_1$ . Środek mimośrod musi być okliniony pod kątem  $\delta$  względem linii  $M—M_1$ , czyli wyprzedza korbę maszyny  $K$  o kąt  $90^\circ + \delta$ , tak samo jak w wykresie suwakowym,



Rys. 59.

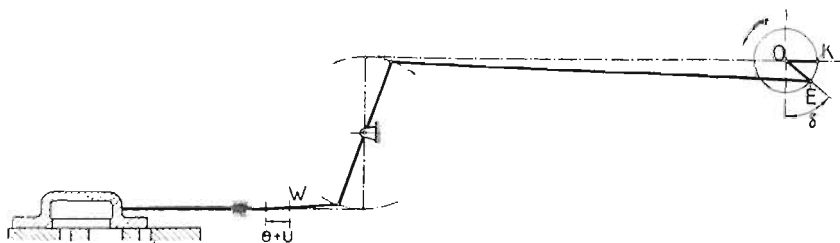
2) Na rys. 59 widzimy układ, w którym środkowa oś suwaka znajduje się poniżej osi geometrycznej maszyny, który to układ stosuje się najczęściej w suwakach płaskich ze względu na dobre odwodnienie cylindra. Prostopadle do środkowego kierunku drążka mimośrod  $W—O$  znajduje się środkowe jego położenie  $M—M_1$ . Od ostatniej linii odkładamy znaleziony w wykresie suwakowym kąt przodowania  $\delta$ , pod którym środek mimośrod  $E$  musi być okliniony. Wyprzedza on więc tutaj korbę maszyny  $K$  o kąt  $90^\circ + \delta - \alpha$ .

3) Na rys. 60 suwak znajduje się powyżej osi geometrycznej maszyny. Wtedy środek mimośrodów  $E$  wyprzedza korbę maszyny  $K$  o kąt  $90^\circ + \delta + \alpha$ .



Rys. 60.

4) Jeśli suwak posiada wlot wewnętrzny, to środek mimośrodów musi być okliniony pod kątem  $270^\circ + \delta$  względem korby maszyny, przyczem również należy wprowadzić poprawkę, zależną od położenia suwaka względem geometrycznej osi maszyny. Takie same oklinienie należy także wykonać w wypadku, gdy suwak otrzyma przez włączenie dźwigni odwrotny kierunek ruchu (rys. 61.); — jeśli dźwignia tworzy równocześnie przekła-

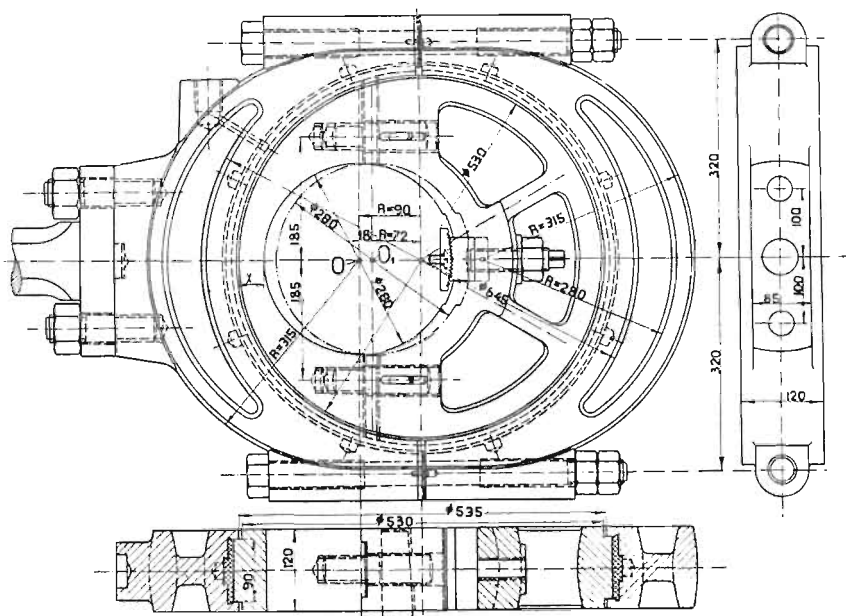


Rys. 61.

dnie, to mimośrodowość, ustalona z wykresu suwakowego, musi być dla mimośrodów zmieniona w stosunku zastosowanej przekładni. Gdyby mechanizm, pokazany na rys. 61, napędzał suwak tłokowy z wlotem wewnętrznym, to mimośród musiałby wyprzedzać korbę maszyny o kąt  $90^\circ + \delta$ , ponieważ skutki działania mechanizmu napędowego i wlotu wewnętrznego znosiłyby się wzajemnie.

Oprócz wskazanych powyżej układów suwaków są również możliwe i inne; — przy ustalaniu oklinienia mimośrodów na wale

głównym nie tak łatwo zajdzie jednakże omyłka, gdy będziemy je określali na podstawie środkowego kierunku drążka mimośrodowego względnie środkowego położenia mimośrodowego. Przy montażu maszyny zwykle przytwierdza się najpierw mimośród klinem ślepym, aby mieć możliwość poprawienia ewentualnych pomyłek w rysunku. Ze względu na możliwość dogodnej zmiany położenia mimośrodowego przy indykowaniu maszyny, pożądane jest stosowanie klina, wskazanego na rys. 62. Ten sam mimośród, skonstruowany



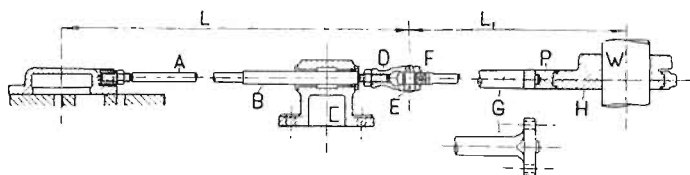
Rys. 62.

dla mimośrodowości  $R = 90 \text{ mm}$ , może być użyty i przy mimośrodowości mniejszej np.  $R = 72 \text{ mm}$ . W tym celu należy w tarczy, oklinionej na wale, wywiercić otwór ze środka  $O_1$ , przesuniętego względem środka  $O$  o  $18 \text{ mm}$ . Należy tylko zwracać uwagę, aby wymiar  $X$  przy większej mimośrodowości nie był zbyt słaby.

#### § 24. MECHANIZM NAPĘDZAJĄCY SUWAKI POJEDYŃCZE.

Suwaki otrzymują napęd zapomocą mimośrodowego, którego tarcza  $H$  (rys. 63) jest przeważnie okliniona na wale głównym  $W$  maszyny. Do tylnej pokrywy  $P$  mimośrodowego jest przytwierdzony

zapomocą śrub lub klina lub też bezpośredniego wkręcenia na gwint drążek mimośrodowy  $G$ , który przez sworzeń  $E$ , hartowany na powierzchni i pracujący w tulei brązowej  $F$ , łączy się ze łbem  $D$ , nasadzonym na gwint na końcu drążka suwakowego  $A$ . Ostatni musi zewnątrz skrzynki suwakowej posiadać staranne prowadzenie, uskutecznione w koźle  $C$ , przytwierdzonym do ramy maszyny lub do skrzynki suwakowej; — drążek suwakowy otrzymuje w prowadzeniu zwykle większą średnicę  $B$ . Przymocowanie suwaka do drążka suwakowego pokazano poprzednio na różnych rysunkach suwaków; — przy projektowaniu



Rys. 63.

należy w szczególności zwrócić uwagę na możliwość montażu i demontażu suwaka wraz z drążkiem; przy większych suwakach służy się przeważnie tylne prowadzenie drążka suwakowego w tulei z brązu (patrz rys. 64), przytwierdzonej do skrzynki suwakowej.

Dla obliczenia wymiarów stawidłowego mechanizmu napędowego miarodajny jest opór suwaka, którego wielkość określa wzór 4) podany w § 13, mianowicie:

1)  $R = d \cdot s \cdot p \cdot \mu$ , gdzie  $d$  i  $s$  określa długość i szerokość suwaka w  $cm$ ,  $p$  oznacza ciśnienie pary świeżej w  $atm$ , a współczynnik tarcia  $\mu = 0,18$  do  $0,22$ . Podług tego wzoru obliczamy mechanizm stawidłowy maszyn leżących, pracujących z liczbą obrotów nie większą od  $n = 150$  na minutę, nie uwzględniając obciążenia suwaka przez przeciwprężność i przez wpustki, umieszczone w gładzi suwakowej cylindra, ponieważ wzór zaznaczony nie uwzględnia siły, potrzebnej do przyśpieszenia suwaka. Siłę tę należy wprowadzić przy obliczaniu mechanizmu stawidłowego maszyn, pracujących z większą liczbą obrotów, a wynosi ona:

$$2) R_1 = \frac{G \cdot v^2}{9,81 \cdot r}, \text{ gdzie oznacza:}$$

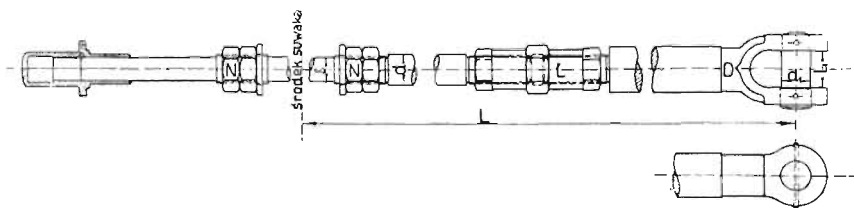
$G$  = ciężar suwaka i mechanizmu napędowego w  $kg$ ,

$r$  = mimośrodowość w  $m$ ,

$$v = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60} = \text{prędkość obwodowa mimośrodu w } m/\text{sek.}$$

W maszynach ustroju stojącego, w których suwak przy biegu w górę zostaje podnoszony przez mimośród, poleca się stosować wyważenie ciężaru części, podnoszonych przez mechanizm napędowy.

Drażek suwakowy wykonywa się z żelaza zlewne-go, a przy większych wymiarach suwaka ze stali zlewnej, sto-



Rys. 64.

sując w nakrętkach  $N$  i  $L$  (rys. 64) drobne nacięcia gwintowe. Jeśli nastawność suwaka ma być możliwą w czasie ruchu maszyny, co jest pożądane, lecz kosztowne, to stosuje się konstrukcję, wskazaną na rys. 64, ze sprzęgłem  $L$ , posiadającym po jednej stronie gwint lewy, a po drugiej prawy; wtedy łeb  $D$  tworzy z częścią pracującą w prowadzeniu jedną całość. Wymiary drążka obliczamy na podstawie największego oporu  $R_{max}$ , który może równać się podług wzorów 1) i 2):

$$R_{max} = R, \text{ względnie } R_{max} = R + R_1.$$

Dopuszczalne naprężenie (patrz rys. 64) na rozciąganie wynosi:

$$3) k_r = \frac{R_{max}}{\frac{\pi}{4} \cdot \delta^2} = 200 \text{ do } 500 \text{ } kg/cm^2.$$

Małe naprężenie stosuje się przy małych średnicach drążka, a duże przy dużych.

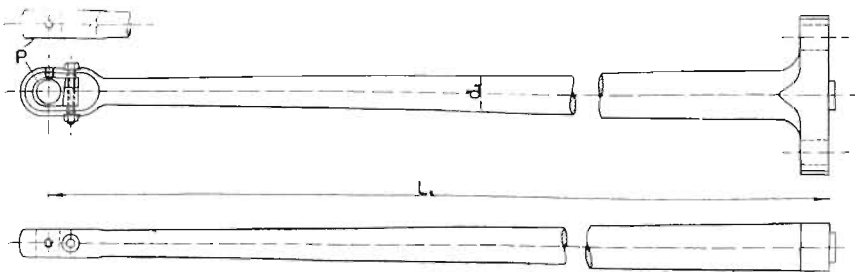
Stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu obliczamy ze wzoru:

$$4) \sigma = \frac{\pi^2 \cdot J \cdot E}{R_{max} \cdot L^2} = 9 \text{ do } 15,$$

gdzie:  $L$  w  $cm$  oznacza odległość pomiędzy środkiem suwaka i środkiem czopa.

$$E = 2\,200\,000; J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, \text{ gdzie } d = \text{średnica drążka w } cm.$$

Wymiary czopa, łączącego drążek suwakowy z drąż-



Rys. 65.

kiem mimośrod, a wykonanego ze stali, wyznaczamy na podstawie dopuszczalnego ciśnienia jednostkowego:

5)  $k = \frac{R_{max}}{d_1 \cdot l_1} = 80 \text{ do } 120 \text{ kg/cm}^2$ ; — czop ten musi być starannie smarowany; — naprężenie na zginanie wypada w nim zwykle bardzo małe.

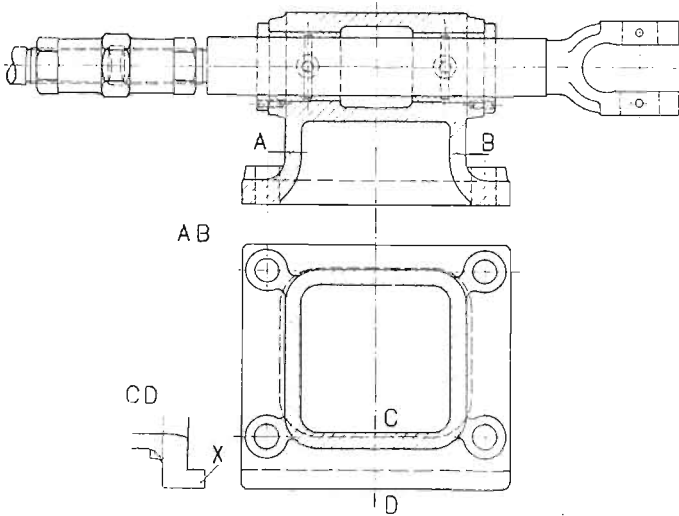
Średnicę drążka mimośrodu  $d_2$ , posiadającego długość  $L_1$  (rys. 65), a wykonanego z żelaza zlewne, obliczamy ze wzoru:

$$6) \sigma = \frac{\pi^2 \cdot J \cdot E}{R_{max} \cdot L_1^2} = 15 \text{ do } 25; \text{ —}$$

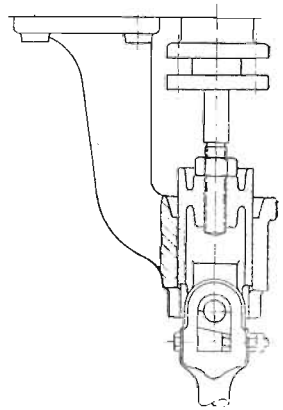
duży stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu  $\sigma$  trzeba stosować w wolno chodzących maszynach, ze względu na uniknięcie nadmiernych drgań drążka, natomiast w szybkobieżnych wy-

nosi  $\sigma \cong 10$ . W śrubach, łączących drążek ten z mimośrodem, stosuje się naprężenia jednostkowe od 200 do 400  $\text{kg}/\text{cm}^2$ . Przy większych wymiarach czopa stosuje się dwudzielne, nastawne panwie  $P$  z brązu.

Jako przykład budowy p r o w a d z e n i a, określonego na rys. 63 literą C, może posłużyć rys. 66; jest ono wykonane z żelaza lanego z tulejami z brązu, a przytwierdzone do ramy maszyny leżącej zapomocą śrub i zawieszzone na występie X; zamiast ostatniego można zastosować dwa kołki dopasowane. W maszynach stojących używa się przeważnie prowadzenia,



Rys. 66.



Rys. 67.

przytwierdzonego do skrzynki suwakowej, np. podług rys. 67 lub do ramy podług rys. 68.

W wielu wypadkach jest bardzo pożądane umieszczenie mimośrodów w innej osi od osi drążka suwakowego, np. ze względu na przybliżenie gładzi suwakowej do cylindra. Jeśli odległość pomiędzy osiami nie jest zbyt duża, to niektórzy konstruktorzy stosują boczny uchwyt, którego polecać nie można, nawet przy starannym prowadzeniu, wskazanem na rys. 69. W takich wypadkach zalecać można stosowanie wahacza, wykonanego z żelaza lanego przy małych, a ze stali łanej przy

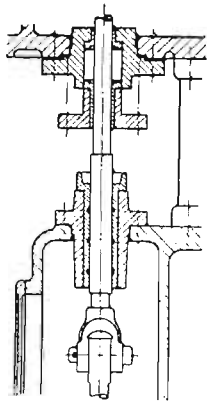


dużych siłach, którego budowę w dwóch odmiennych wykonaniach przedstawia rys. 70.

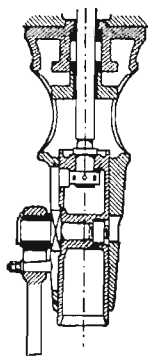
Różne konstrukcje mimośrodków podano na rys. 1, 26, 62 i 71. Tarcza mimośrodu, wykonana z żelaza lanego, jest przeważnie dwudzielna, aby móc zdejmować ją z wału; można wykonywać ją jednak niedzieloną, gdy znajduje się na końcu wału. Zewnętrzną średnicę tarczy znajdujemy konstrukcyjnie, przyjmując dostateczną grubość  $g$  materiału w najłabszym miejscu piasty, czyli zewnętrzna średnica tarczy wynosi:

$$D = 2 \cdot (r + 0,5 \cdot d + g), \text{ gdzie oznacza:}$$

$r$  = mimośrodowość, a  $d$  = średnica wału.



Rys. 68.



Rys. 69.

Szerokość  $s$ , na której pracują pokrywy mimośrodu (rys. 71), obliczamy ze wzoru:

$$s = \frac{R \cdot n}{w}, \text{ gdzie oznacza:}$$

$R$  = średni opór suwaka w  $kg$ ;  $n$  = liczba obrotów mimośrodu na minutę;

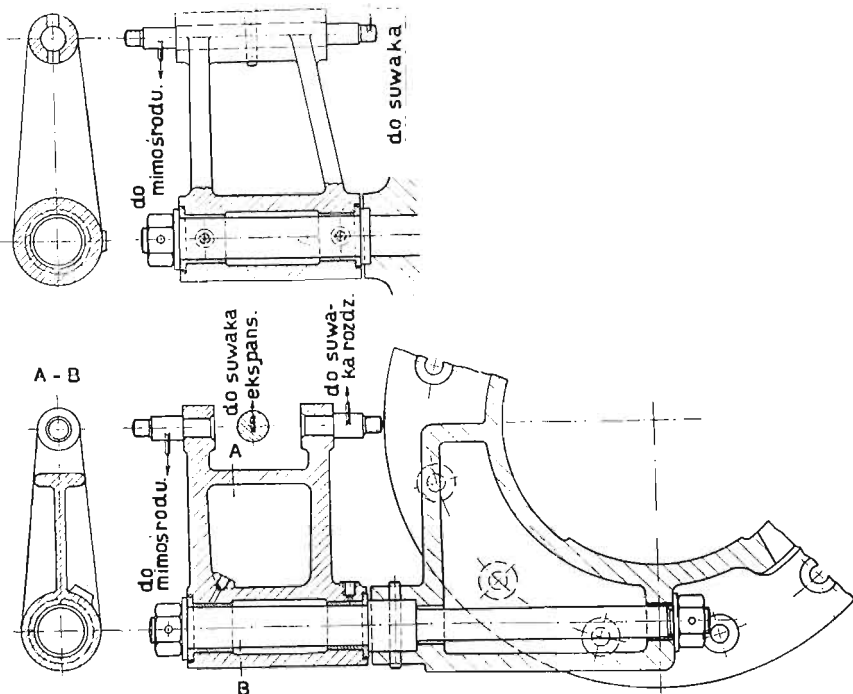
$w$  = liczba doświadczalna, która wynosi:

$w \leq 14000$  przy pracy żelaza lanego na żelazie lanem,

$w \leq 20000$  " " metalu białego " " " " .

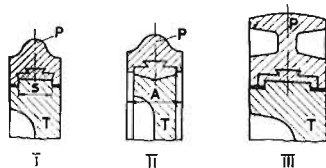
Przy dużym oporze  $R$  i dużej liczbie obrotów  $n$  trzeba wyłożyć pokrywy mimośrodu białym metalem; różne wykonania

widzimy na rys. 71, w którym  $P$  oznacza pokrywę, a  $T$  tarczę. Również konieczne jest wyłożenie pokryw białym metalem przy wykonaniu ich ze stali lanej, a wtedy pożądane jest wykonanie II lub III; przy budowie podług II otrzymuje się mniejszą sze-



Rys. 70.

rokość  $A$  mimośrod. Pokrywy mimośrod są połączone ze sobą śrubami, w których dopuszczalne naprężenie obliczamy ze wzoru:



Rys. 71.

$$k_r = \frac{R_{max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq 400 \text{ kg/cm}^2 \text{ (w małych śrubach znacznie}$$

mniejsze).

Jeśli odległość tych śrub oznaczymy przez  $l$ , to potrzebny przekrój pokrywy obliczamy ze wzoru:

$$k_g = \frac{M_g}{W} = \frac{1}{W} \cdot \frac{R_{max}}{2} \left( \frac{l}{2} - \frac{D}{4} \right),$$

gdzie  $W$  oznacza moment wytrzymałości przekroju  $P$ ; we wzorze tym przyjmujemy:

$$\begin{aligned} \text{dla żelaza lanego } k_g &\leq 250 \text{ kg/cm}^2 \\ \text{i dla stali lanej } k_g &\leq 400 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Mimośród powinien być starannie smarowany oliwą lub też tłuśczeniem zapomocą maźnicy Stauffer'a.

### § 25. SUWAKI PODWÓJNE.

Suwak podwójny umożliwia pracę ze zmiennym napełnieniem cylindra bez zmiany innych charakterystycznych okresów rozrządu pary. Składa on się z suwaka rozdzielczego, pracującego na gładzi suwakowej cylindra, i z poruszającego się na jego górnej gładzi suwaka ekspansyjnego; każdy suwak jest napędzany osobnym mimośrodem. Suwak rozdzielczy działa tak samo jak zwykły suwak płaski, t. j. steruje wylot i wlot przedzwrotowy oraz kompresję, których wielkość nie zmienia się. Natomiast wielkość napełnienia, które umożliwia suwak rozdzielczy, może być zmniejszona, w zależności od obciążenia maszyny, przez suwak ekspansyjny, który w czasie ruchu maszyny pod wpływem przestawienia ręcznego lub samoczynnego przez regulator może wcześniej zamykać dopływ pary świeżej do kanałów przepływowych w suwaku rozdzielczym, nim ostatni odeśnie dopływ pary do kanałów w gładzi suwakowej cylindra. Z powyższego wynika, że suwak rozdzielczy winien nastawiać napełnienie nie mniejsze od największego napełnienia, jakie może nastawiać suwak ekspansyjny, a ostatni musi umożliwić dopływ pary świeżej do górnej gładzi suwaka rozdzielczego przed nastawieniem przez niego wlotu przedzwrotowego. Linijny wlot przedzwrotowy jest w suwakach podwójnych jednakowy po obydwóch stronach tłoka, gdyż przesłonięcie wlo-

towe  $e$  w suwaku rozdzielczym może być to samo po obydwóch stronach, bo nie wpływa ono na wielkość napełnienia. Ponieważ funkcja suwaka rozdzielczego jest taka sama, jak zwykłego suwaka płaskiego, przeto wymiary jego oblicza się na podstawie wykresu suwakowego w ten sam sposób, jak dla zwykłego suwaka płaskiego. Przy projektowaniu zakładamy jednakże kompresję i wylot przedzwrotowy, bo napełnienie steruje suwak ekspansyjny.

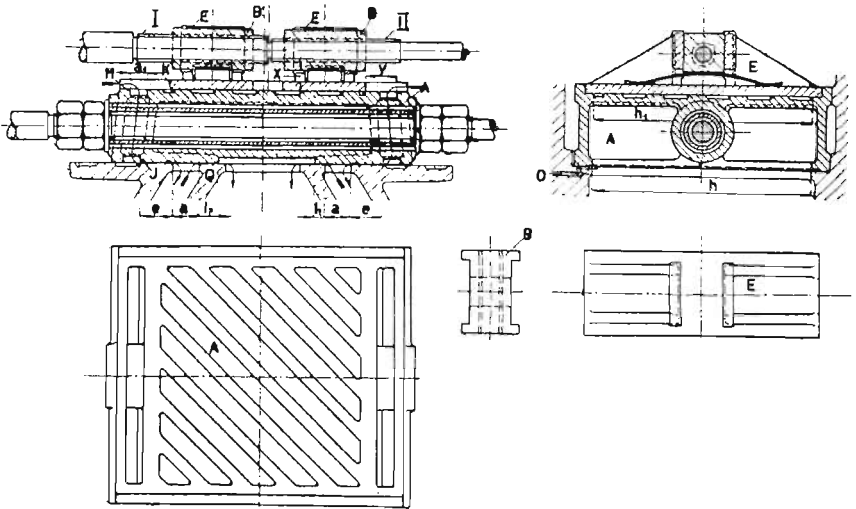
Z suwaków podwójnych są najwięcej rozpowszechnione suwaki Meyer'a i Rider'a (czytaj Rajder), mniej zaś Guhrauer'a. Suwak Meyer'a był dawniej często używany w cylindrach niskoprężnych maszyn o podwójnem rozprężaniu pary, bo dozwala on zmiany napełnienia w czasie ruchu maszyny tylko w sposób ręczny; obecnie używa się w tych cylindrach zamiast niego zawory, natomiast znajduje on jeszcze, wprawdzie stosunkowo rzadko zastosowanie w mniejszych maszynach, zasilanych parą nasyconą o niezbyt wysokiem ciśnieniu i posiadających samoczynną regulację przez dławienie pary dolotowej. Suwak Rider'a, w którym napełnienie w zależności od obciążenia nastawia regulator, był dawniej stosowany w cylindrach wysokoprężnych maszyn o podwójnem rozprężaniu pary i w maszynach jednocylindrowych, a dziś używa go się, o kształcie suwaka płaskiego lub półokrągłego, jeszcze dosyć często w mniejszych maszynach, zasilanych parą nasyconą o ciśnieniu aż do 10 *atm nadc.* Suwaki Meyer'a i Rider'a mogą być wykonane jako suwaki płaskie i jako tłokowe.

## § 26. SUWAK MEYER'A.

Budowę płaskiego suwaka Meyer'a widzimy na rys. 72. Suwak rozdzielczy  $A$ , wykonany z żelaza lanego, steruje krawędzią  $Q$  wylot przedzwrotowy i kompresję, a krawędzią  $J$  wlot przedzwrotowy. Na górnej gładzi suwaka rozdzielczego poruszany jest mimośrodem suwak ekspansyjny, składający się z dwóch płyt  $E$  z żelaza lanego, których wzajemna odległość może być w czasie ruchu maszyny zmieniana przez okręcanie drążka suwakowego zapomocą kółka ręcznego, znajdującego się zewnątrz skrzynki suwakowej; — drążek suwakowy jest bowiem zaopatrzony w gwint prawy I i lewy II, na które włożone są nakrętki spiżowe  $B$ , uchwycające płytki ekspansyjne. Szczelina  $x$  jest

potrzebna ze względu na możliwość odchylenia się suwaka od gładzi suwakowej cylindra. Przekroje kanału, przechodzącego przez suwak rozdzielony, nie powinny być mniejsze od  $a_1 \cdot h_1$ , a w górnej gładzi suwaka rozdzielczego należy umieścić wpustki odciążające.

Ponieważ krawędzie  $K$  i  $M$  sterują napełnienie, przeto trzeba przy nastawianiu mniejszego napełnienia okręcać drążek suwakowy w ten sposób, aby wzajemna odległość płytek ekspansyjnych  $E$  zwiększyła się, bo im mniejsza jest odległość sterują-

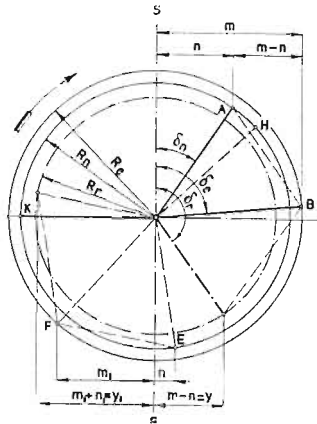


Rys. 72.

cych krawędzi  $y$  w środkowym położeniu suwaka, z tem mniejszem pracuje on napełnieniem.

Dla określenia długości płytek ekspansyjnych i wymiarów górnej gładzi suwaka rozdzielczego trzeba ustalić odległość środka suwaka rozdzielczego od środka suwaka ekspansyjnego przy projektowanym napełnieniu najmniejszym i największym. W tym celu rozważmy najpierw działanie podwójnego suwaka Meyer'a na podstawie zasadniczego wykresu podanego w § 6. Położenie środka mimośrodowego, uruchamiającego suwak rozdzielczy, względem korby maszyny znajdujemy z wykresu suwakowego, zaprojektowanego dla suwaka rozdzielczego. Niechaj śro-

dek tego mimośrodowość  $R_n$ , znajduje się przy martwym położeniu korby maszyny (rys. 73) w punkcie  $A$ , a środek mimośrodowość  $R_e$ , napędzającego suwak ekspansyjny i posiadającego mimośrodowość  $R_e$ , niechaj znajduje się wtedy w punkcie  $B$ . Mimośród rozdzielczy wyprzedza więc korbę maszyny o kąt  $90^\circ + \delta_n$ , a mimośród ekspansyjny o kąt  $90^\circ + \delta_e$ . Z powyższego wynika, że przy martwym położeniu korby maszyny suwak rozdzielczy przebył względem swego środkowego położenia drogę  $n$ , a suwak ekspansyjny drogę  $m$ , czyli że środki, względnie krawędzie sterujące  $K$  i  $M$  obydwóch suwaków są od siebie oddalone o długość  $m-n$ . Bez względu na drogę, przebytą przez suwak ekspansyjny względem gładzi suwakowej



Rys. 73.

w cylindrze, możemy więc sobie wystawić jako drogę  $n$ , przebytą przez suwak rozdzielczy,  $\pm$  drogę, którą przebył suwak ekspansyjny, napędzany mimośrodowością względną, na górnej gładzi suwaka rozdzielczego. Gdybyśmy bowiem usiedli na suwaku rozdzielczym, to znajdując się względem niego w spoczynku, nie widzielibyśmy rzeczywistej mimośrodkowości suwaka ekspansyjnego, a wydawałoby nam się, że wykonywa on ruchy, których mimośrodkowość równa się największemu oddaleniu środków obydwóch suwaków.

W pewnym położeniu korby maszyny otrzymujemy więc bezwzględną drogę suwaka ekspansyjnego względem gładzi suwakowej w cylindrze przez połączenie odpowiednich dróg, przebytych przez mimośród rozdzielczy i mimośród względny, czyli:

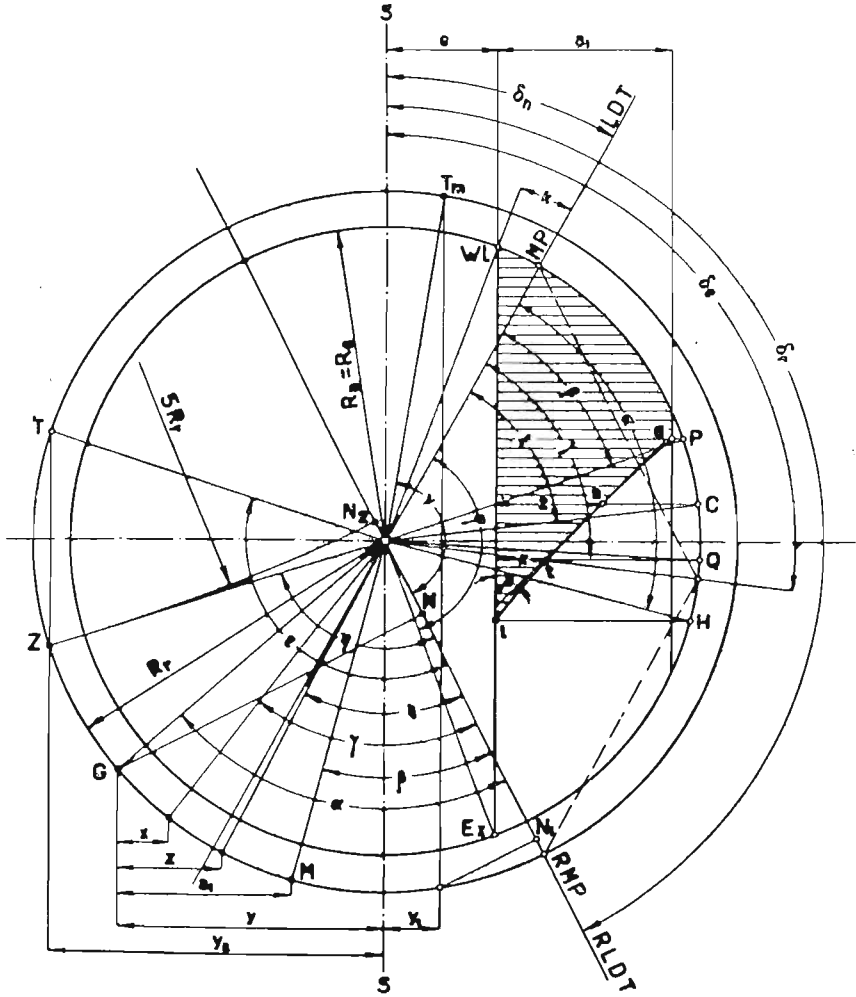
Mimośrodowość suwaka ekspansyjnego  $R_e$  jest przekątną równoległoboku, którego strony tworzą mimośrodowość  $R_n$  suwaka rozdzielczego i mimośrodowość względna  $R_r$ . Względny kąt przodowania oznaczamy przez  $\delta_r$ .

W zwykłym suwaku płaskim znajdujemy przy pewnym położeniu korby maszyny drogę przebytą przez suwak względem jego środkowego położenia przez poziomą odległość środka mimośrodów od linii środkowego położenia  $S - S$ . Zupełnie analogicznie znajdujemy dla suwaka podwójnego przy pewnym położeniu korby maszyny odległość sterującej krawędzi suwaka ekspansyjnego od sterującej krawędzi suwaka rozdzielczego przez poziomą odległość środka mimośrodów względnego od linii środkowego położenia  $S - S$ ; — n. p. przy położeniu korby maszyny w punkcie  $K$ , a mimośródów w punktach  $A$  i  $B$  odległość pomiędzy sterującymi krawędziami wynosi  $m - n = y$ , a przy położeniu korby w punkcie  $H$ , a mimośródów w  $E$  i  $F$  odległość ta wynosi  $m_1 + n_1 = y_1$ .

Wykres zasadniczy, przedstawiony na rys. 73, możemy zamienić na wykres suwakowy Mueller'a przez okręcenie linii drogi tłoka w kierunku biegu maszyny o kąt  $90^\circ + \delta_n$ . (rys. 74); na ostatnim rysunku założono  $R_n = R_e$ . Punkty  $Wl$  i  $Ex$ , znajdujące się tutaj w odległości przysłonięcia wlotowego  $e$ , odnoszą się do wlotu przedzwrotowego i napełnienia, nastawianych przez suwak rozdzielczy. Natomiast wielkości napełnień rzeczywiście zachodzących, więc nastawianych przez suwak ekspansyjny, należy odmierzyć w stosunku do średnicy koła  $2R$ , mimośrodowości względnej, oraz przy obranych napełnieniach stwierdzać wielkość odległości przysłonięcia  $y$  przy środkowym położeniu suwaka; — n. p. przy napełnieniu  $N_1$  znajdujemy przysłonięcie  $y_1$ , które jest dodatnie i odpowiada położeniu suwaków przedstawionemu na rys. 75, a przy napełnieniu  $N_2$  znajdujemy przysłonięcie  $y_2$ , które jest ujemne i odpowiada położeniu suwaków przedstawionemu na rys. 76. Przy oznaczaniu długości płytek suwaka ekspansyjnego należy pamiętać o tem, aby przy nastawieniu na największe napełnienie odległość między niemi (rys. 76) nie była mniejsza od  $q=10$  mm, a przy nastawieniu na najmniejsze napełnienie (rys. 75) długość  $k$  po stronie odkorbowej przy środkowym położeniu su-

waka była o około 5 mm większa od mimćrodcwości względnęj  $R_r$ , aby para nie dostawała się do suwaka rozdzielczego droga niewłaściwą.

Ponieważ suwak ekspansyjny nie powinien nastawiać więk-



Rys. 74.

szego napełnienia niż suwak rozdzielczy (patrz § 25), przeto po stronie kukorbowej (rys. 74) winien być kąt  $\eta < \varphi$  dla napełnienia największego; — w wykresie Mueller'a dla suwaka podwójnego oznacza bowiem:



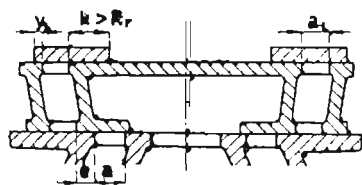
M. P. = martwe położenie korby maszyny,

L. D. T. = linja drogi tłoka,

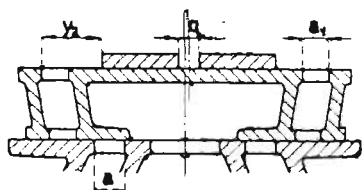
R. L. D. T. = względna linja drogi tłoka,

R. M. P. = względne martwe położenie korby maszyny.

Pozatem suwak ekspansyjny nie powinien po zamknięciu kanału w górnej gładzi suwaka rozdzielczego (koniec napełnienia) otwierać go przy napełnieniu największym wcześniej, nim suwak rozdzielczy odetnie dopływ pary do kanału w gładzi suwakowej cylindra; — z tej przyczyny należy największe napełnienie po stronie kukorbowej tak obrać, aby kąt  $\varepsilon > \varphi$ , gdyż suwak rozdzielczy zamyka kanał w gładzi cylindra w punkcie  $Ex$ , a suwak ekspansyjny umożliwia, po zamknięciu dopływu pary w punkcie  $Z$ , ponowny jej dopływ do suwaka rozdzielczego w punkcie  $T$ . Ten ponowny dopływ następuje najpóźniej przy najmniejszym napełnieniu, mianowicie przy  $T_m$ , jeśli przez  $N_1$



Rys. 75.



Rys. 76.

określmy napełnienie najmniejsze, lecz następuje on znacznie wcześniej, niż suwak rozdzielczy daje wlot przedzwrotowy (co jest oczywiście konieczne według § 25), bo kąt  $\nu$  jest znacznie większy od kąta  $k$ .

Jeśli oznaczymy przez  $a$  szerokość kanału w gładzi suwakowej cylindra, to szerokość kanału w górnej gładzi suwaka rozdzielczego przyjmujemy zwykle  $a_1 = 0.8$  do  $0.9 \cdot a$ . Kąt przodowania mimośrodowego ekspansyjnego poleca się przyjmować

$$\delta_e = 70^\circ \text{ do } 110^\circ,$$

a przeważnie otrzymuje się najlepsze wyniki przy

$$\delta_e = 90^\circ \text{ do } 100^\circ.$$

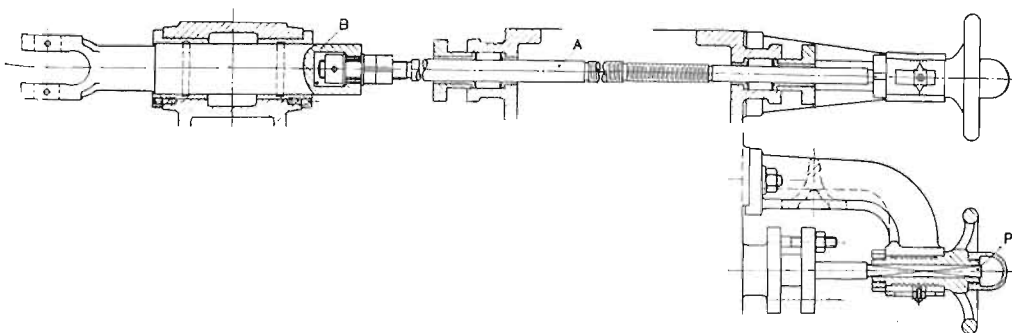
Nacięcie gwintowe na drążku suwaka ekspansyjnego otrzymuje ze względu na samohamowność kąt pochylecia = 1 : 7.

Ponieważ koło mimośrodowe względne daje nam obraz ruchu, jaki wykonywa suwak ekspansyjny na suwaku rozdzielczym, przeto możemy za jego pomocą wykreślić krzywą, która daje pewien pogląd na prędkość, z jaką suwak ekspansyjny zamyka kanały  $a_1$ , znajdujące się w górnej gładzi suwaka rozdzielczego. Wykreślmy tę krzywą dla napełnienia  $N$  (rys. 74), przy którym suwak ekspansyjny posiada w środkowym położeniu przysłonięcie  $y$  (ujemne). Przy napełnieniu  $N$  mimośród względny znajduje się w punkcie  $G$ , oddalonym od względnego martwego położenia korby  $R.M.P.$  o kąt  $\alpha$ . Gdy przeniesiemy kąt  $\alpha$  w wykres suwaka rozdzielczego czyli odłożymy od linii drogi tłoka  $L.D.T.$ , to znajdziemy położenie korby maszyny w punkcie  $H$ , przy którym suwak ekspansyjny zamknął całkowicie dopływ pary do kanału  $a_1$ . Chcąc wypośrodkować chwilę, w której rozpoczyna się zamykanie tegoż kanału, odkładamy od punktu  $G$  szerokość kanału  $a_1$ , przez co otrzymujemy położenie mimośrodowe względne w punkcie  $M$ , oddalonym od  $R.M.P.$  o kąt  $\beta$ ; — przez przeniesienie kąta  $\beta$  w wykres suwaka rozdzielczego otrzymujemy położenie korby w punkcie  $P$ . Przy położeniu mimośrodowym względnym pod kątem  $\gamma$  względem  $R.L.D.T.$  kanał  $a_1$  jest otwarty na szerokości  $x$ , a przy położeniu pod kątem  $\xi$  na szerokości  $z$ ; — przenosząc kąty  $\gamma$  i  $\xi$  w wykres suwaka rozdzielczego, znajdujemy położenie korby w punktach  $Q$  i  $C$ , przy których odkładamy długości  $x$  i  $z$ , które oznaczają otwarcie kanału  $a_1$  przez suwak ekspansyjny. Przez połączenie punktów  $g, h, t, l$  znajdujemy krzywą, która daje pogląd na szybkość zamykania kanału  $a_1$  przez suwak ekspansyjny. Dopływ pary świeżej do cylindra steruje bowiem suwak rozdzielczy od punktu  $WI$  aż do położenia korby w punkcie  $P$ , potem suwak ekspansyjny dozwala dopływ pary do suwaka rozdzielczego tylko na pewnej części kanału  $a_1$ , określonej przy pewnym położeniu korby maszyny przez prostopadłą odległość linii  $WI—Ex$  od krzywej  $ghil$  (otwarcie kanału przedstawia zakreskowane pole). Im ostatnia krzywa będzie położona pod większym kątem  $\rho$ , tem szybciej będzie odbywało się zamykanie kanału  $a_1$ , czyli tem mniejsze będzie dławienie pary dolotowej. W ogólności dążymy do tego, aby kąt  $\rho$  wynosił przy normalnym napełnieniu około  $45^\circ$ , a w każdym razie nie był mniejszy od  $42^\circ$ . Stosownie do tego trzeba przy projektowaniu zmieniać  $R_n, R_e, \delta_n$  i  $\delta_e$ .

Wydawałoby się, że powinniśmy otrzymać najlepsze wyniki

dla kąta  $\rho$  przy ułożeniu względnej linii drogi tłoka  $R.L.D.T.$  w ten sposób, aby przy napełnieniu normalnym położenie względnego mimośrodowo było oddalone od linii  $S-S$  o odległość  $\frac{a_1}{2}$ .

W rzeczywistości w wielu wypadkach nie otrzymuje się wtedy korzystnych wyników, gdyż powstaje duże dławienie pary z powodu zbyt małej mimośrodowości względnej  $R_r$ , którą otrzymuje się, jeśli mimośrodowość  $R_e$  nie jest zbyt duża. Zaznaczyć jednak należy, że często, ze względu na otrzymanie korzystnego kąta  $\rho$ , trzeba stosować  $R_e > R_n$ , przyczem pożądana jest niezbyt duża różnica tych mimośrodkowości, aby mógł wykonać obydwa mimośrodowo podług jednego modelu.



Rys. 77.

Drażek suwakowy, napędzający suwak ekspansyjny, musi być dla suwaka Meyer'a tak zaprojektowany, aby możliwe było jego okręcanie bez wywierania wpływu na drążek mimośrodowo. Budowa, przedstawiona na rys. 77, umożliwia takie okręcanie drążka suwakowego zapomocą kółka ręcznego, przy którym znajduje się skala, wykazująca każdorazowo nastawione napełnienie. Posiada ona jednak tę słabą stronę, że zmiana długości drążka suwakowego wymaga zatrzymania maszyny. Chcąc mieć możliwość zmiany tej długości w czasie ruchu maszyny, trzeba włączyć sprzęgło z prawym i lewym gwintem pomiędzy części A i B (patrz  $S$  rys. 92); — sprzęgło takie zwiększa niewątpliwie koszty produkcji. W końcu nadmienić należy, że zamiast prostokąta  $P$  przy końcu drążka suwakowego można zastosować też klin wpustkowy.

## § 27. PRZYKŁAD PROJEKTOWANIA SUWAKA MEYER'A.

Zaprojektować suwak Meyer'a dla cylindra niskoprężnego o średnicy  $D = 650 \text{ mm}$  maszyny o podwójnym rozprężaniu pary, posiadającej skok  $s = 700 \text{ mm}$  przy liczbie obrotów  $n = 90$  na minutę; — maszyna pracuje z wolnym wydmuchem przy napełnieniu normalnym 34%, kompresji 9% i wylocie przedzwrotowym około 5%.

$$\text{Średnia prędkość tłoka} = c_m = \frac{0,7 \cdot 90}{30} = 2,1 \text{ m/sek.}$$

$$\text{Czynne pole tłoka} = F_N = 0,98 \cdot \frac{\pi \cdot 65^2}{4} \cong 3250 \text{ cm}^2.$$

Ze względu na wydmuch przyjmujemy prędkość wylotową pary  $v_a = 36 \text{ m/sek}$  i otrzymujemy potrzebny wolny przekrój wylotowy w gładzi suwakowej cylindra :

$$f_a = a \cdot h = \frac{3250 \cdot 2,1}{36} \cong 189,5 \text{ cm}^2.$$

Przyjmując  $h \cong 0,66 \cdot D = 430 \text{ mm}$ ,

$$\text{wyliczamy } a = \frac{189,5}{43} \cong 44 \text{ mm; —}$$

ze względu na konieczność wprowadzenia zaokrągleń w przekroju  $a \cdot h$ , wykonywamy wysokość kanału  $h = 434 \text{ mm}$ .

Przyjmujemy teraz prędkość wlotową pary w kanale, znajdującym się w górnej gładzi suwaka rozdzielczego  $v_e = 40 \text{ m/sek}$  i obliczamy potrzebny wolny przekrój dla wlotu pary:

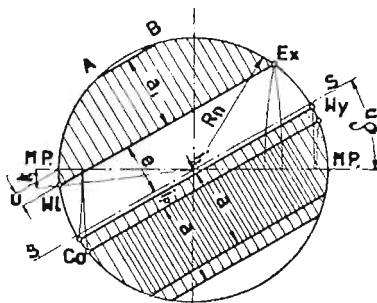
$$f_e = a_1 \cdot h_1 = \frac{3250 \cdot 2,1}{40} \cong 170 \text{ cm}^2.$$

Przy szerokości tego kanału  $a_1 \cong 0,9 \cdot a = 40 \text{ mm}$  otrzymujemy jego wysokość  $h_1 = 425 \text{ mm}$ , którą ze względu na potrzebne zaokrąglenia zwiększamy do  $428 \text{ mm}$ .

Na podstawie wykresu indikatora projektujemy dla suwaka rozdzielczego wykres suwakowy Reuleaux'a (rys. 78a) o średnicy koła  $100 \text{ mm}$ , przyjmując 9% kompresji, 5% wylotu przedzwrotowego dla strony odkorbowej oraz kąt  $k \cong 7^\circ$  dla wlotu przedzwrotowego, przez co otrzymujemy 4,5% Wy i 76,5% napełnienia po stronie kukorbowej oraz 83% napełnienia po stronie odkorbowej. Również odmierzamy z wykresu suwakowego kąt przodowania mimośrodu rozdzielczego

$\delta_n \approx 30^\circ 30'$ , przysłonięcie wlotowe  $e = 20 \text{ mm}$  oraz przysłonięcia wylotowe:  $i_t = 1,4 \text{ mm}$ ,  $i_p = 7,1 \text{ mm}$ .

Ponieważ wymiary kanału w gładzi suwakowej cylindra zostały określone na podstawie potrzebnego wolnego przekroju dla wylotu pary, przeto kanał ten nie potrzebuje być w czasie jej wlotu całkowicie otwarty przez suwak rozdzielczy, czyli można wykonać mimośrodowość mimośrodowi rozdzielczego  $R_n < e + a$  przez co zmniejsza się bezwzględna wielkość mimośrodowości; — ze względu na niedopuszczenie zbyt dużego dławienia pary



Rys. 78a.

przyjmujemy jednakże  $R_n > e + a_1$ . W danym wypadku zakładamy w wykresie suwakowym o średnicy  $100 \text{ mm}$  szerokość  $a_1 = 28,5 \text{ mm}$ , otrzymując przez to linię A—B oraz skalę wykresu  $S_k = 28,5 : 40$ .

Na podstawie tej skali obliczamy:

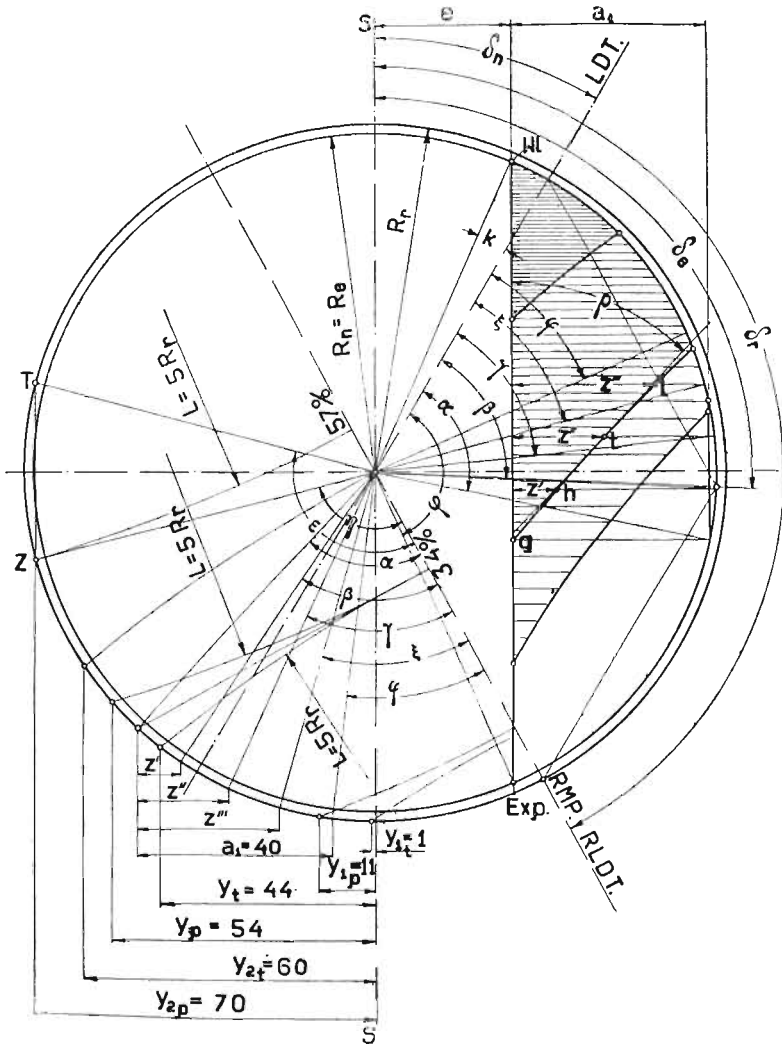
$$R_n = \frac{50 \cdot 40}{28,5} = 70 \text{ mm}; e = \frac{20 \cdot 40}{28,5} \approx 28 \text{ mm} (e_p = e_t);$$

$$i_p = \frac{7,1 \cdot 40}{28,5} \approx 10 \text{ mm}; i_t = \frac{1,4 \cdot 40}{28,5} \approx 2 \text{ mm};$$

$$\text{linijny wlot przedzwrotowy } u = \frac{5,4 \cdot 40}{28,5} \approx 7,5 \text{ mm} (u_p = u_t).$$

Wykres suwakowy rys. 78a musimy jeszcze uzupełnić po stronie wylotu szerokością kanału  $a$ , która w wykresie wynosić będzie:  $a = \frac{44 \cdot 28,5}{40} \approx 31,5 \text{ mm}$ ; — w odległości  $31,5 \text{ mm}$  od  $i_p$  i  $i_t$  wykreślamy teraz linie równoległe do S—S.

Na podstawie wykresu suwakowego Reuleaux'a projektujemy wykres suwakowy Mueller'a t. j. otrzymujemy go przez okręcenie pierwszego o kąt  $90^\circ + \delta_n$ . W celu ułatwienia odmierzania



Rys. 78b.

wymiarów rysujemy wykres Mueller'a w skali rzeczywistej  $R_n = 70 \text{ mm}$  (rys. 78.b), a ze względu na otrzymanie jednakowych mimośrodków zakładamy  $R_e = R_n = 70 \text{ mm}$ ; — kąt przodowania mimośrodu ekspansyjnego zakładamy  $\delta_e = 93^\circ$ .

Przez wykreślenie równoległoboku znajdujemy mimośrodo-  
wość względną  $R_r = 72 \text{ mm}$  oraz położenie względnej linii dro-  
gi tłoka  $R.L.D.T.$

Teraz musimy zbadać, czy założenia powyższe czynią za-  
dość warunkom, wyłuszczone w § 25 i 26.

1) Napełnienie normalne, wynoszące 34%, przy-  
mujemy dla obydwóch stron tłoka jednakowe (co jednakże nie  
jest bezwzględnie konieczne). W wykresie suwakowym (rys.  
78. b) napełnienie normalne wynosi  $34 \cdot \frac{144}{100} = 49 \text{ mm}$ , które  
odkładamy od punktu  $R.M.P.$  Ze znalezionej dla tego napełnie-  
nia punktu wykreślamy łuki o promieniu  $L = 5$ ,  $R_r = 360 \text{ mm}$ ,  
przez co znajdujemy przysłonięcia: po stronie kukorbowej  $y_p =$   
 $54 \text{ mm}$ , a po stronie odkorbowej  $y_l = 44 \text{ mm}$ . Aby otrzymać  
średnią krzywą, podług której suwak ekspansyjny zamyka kanał  
w górnej gładzi suwaka rozdzielczego, kreślimy krzywą tę w spo-  
sób podany w § 26 dla nieskończenie długiego korbowodu  
 $L = \infty$ . Otrzymana krzywa  $ghl$  wykazuje kąt  $\rho > 43^\circ$ , wo-  
bec czego nie zachodzi obawa, aby z powodu zbyt powolnego za-  
mknięcia kanału  $a_1$  powstawało nadmierne dławienie pary świe-  
żej. Wprawdzie przy normalnem napełnieniu suwak rozdzielczy  
nie otworzył jeszcze kanału  $a$  w gładzi suwakowej cylindra na  
szerokości  $a_1 = 40 \text{ mm}$ , gdy suwak ekspansyjny zaczyna już za-  
mknąć kanał  $a_1$ , znajdujący się w górnej gładzi suwaka rozdziel-  
czego, lecz jest to dopuszczalne ze względu na przyjętą małą  
prędkość pary  $v_e$ . Gdybyśmy jednak uważali, że brak ten spo-  
woduje zbyt duże dławienie pary, to musielibyśmy powiększyć  
 $R_n$  lub też przy  $R_n = 70 \text{ mm}$  wykonać większą wysokość  $h$  ka-  
nału, a mniejszą jego szerokość  $a$ .

2) Napełnienie największe przyjmujemy dla  
strony kukorbowej 57%; — w wykresie suwakowym wynosi ono:

$$57 \cdot \frac{144}{100} \cong 82 \text{ mm}.$$

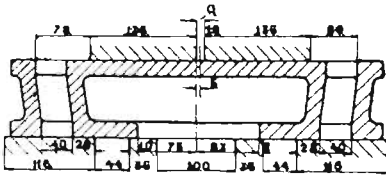
Kreślimy łuk promieniem  $L = 5 \cdot R_r$ , przez co znaj-  
dujemy punkt  $Z$ ; — następnie stwierdzamy, że założone napeł-  
nienie czyni zadość warunkom wymaganym, mianowicie:  $\eta < \varphi$   
oraz  $\varepsilon > \varphi$ . Z wykresu znajdujemy dla strony kukorbowej przy-  
słonięcie  $y_{2p} = 70 \text{ mm}$ , wobec czego przysłonięcie po stronie  
odkorbowej wynosi  $y_{2l} = y_{2p} - (y_p - y_l) = 60 \text{ mm}$ ; — na pod-

stawie tego przysłonięcia znajdujemy w wykresie suwakowym napełnienie po stronie odkorbowej około 50%. Wykreślona dla tego napełnienia linja zamykania posiada kąt  $\rho$  mniejszy od  $43^\circ$ .

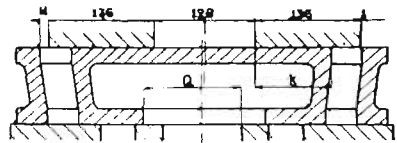
3) Napełnienie najmniejsze przyjmujemy po stronie odkorbowej 7,5%; — w wykresie suwakowym wynosi ono  $7,5 \cdot \frac{144}{100} \cong 11 \text{ mm}$ , wykazując przysłonięcie  $y_{1t} \cong 1 \text{ mm}$ .

Wobec tego przysłonięcie po stronie kukorbowej wynosi  $y_{1p} = 11 \text{ mm}$ , a napełnienie —  $\cong 8,5\%$ . Wykreślona krzywa zamykania posiada korzystny kąt  $\rho$ .

Na podstawie powyższego obliczenia możemy zaprojektować suwak Meyer'a; — należy jednak zważać na to, aby najprzy większem napełnieniu (rys. 79. a)  $q > 5 \text{ mm}$ , a przy najmniejszym (rys. 79. b)  $k > R_r$ ; — w suwaku rozdzielczym



Rys. 79a.



Rys. 79b.

trzeba wykonać  $Q > R_n + a$ . Tym warunkom czyni zadość długość płyt suwaka ekspansyjnego, wynosząca 135 mm.

## § 28. SUWAK GUHRAUER'A.

Suwak ekspansyjny Meyer'a nie może być przestawiany bezpośrednio przez regulator, ponieważ nastawianie różnych napełnień wymaga kilkakrotnego okręcania drążka suwakowego, z powodu małej średnicy nacięcia gwintowego. Aby umożliwić bezpośrednie działanie regulatora na suwak ekspansyjny, umieszcza się nacięcie gwintowe na dużej średnicy oddzielnego odlewu, ułożonego na drążku suwakowym, przez co otrzymujemy suwak Meyer'a z dużą śrubą, znany także pod nazwą suwaka Guhrauer'a (rys. 80). Regulator porusza w tym wypadku przeważnie zębatkę, która działa na kółko zębate, umieszczone na drążku suwaka ekspansyjnego, a posiadające większą szerokość od skoku suwaka. W zależności od kierunku, w którym regulator okręca drążek suwakowy, należy wykonać gwint prawy dla jed-

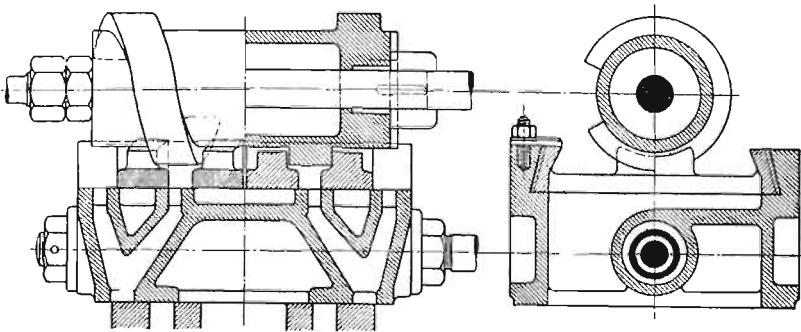


nej, a gwint lewy dla drugiej płyty suwaka ekspansyjnego. Celem zmniejszenia bezwzględnej wielkości przesuwania tych płyt, stosuje się tutaj często podział kanału  $a$ , w górnej gładzi suwaka rozdzielczego na dwie (rys. 80) lub też nawet na trzy części. Potrzebny kąt okręcenia śruby  $\gamma$  obliczamy ze wzoru:

$$\frac{\gamma}{350^{\circ}} = \frac{s}{h},$$

jeśli oznaczymy przez  $s$  wielkość przesuwania płyty ekspansyjnej, a przez  $h$  skok nacięcia gwintowego. Aby osiągnąć samoczynne zahamowanie się śruby, należy przy średniej średnicy  $d$  gwintu wykonać:

$$h \leq \frac{1}{7} \cdot d \cdot \pi.$$



Rys. 80.

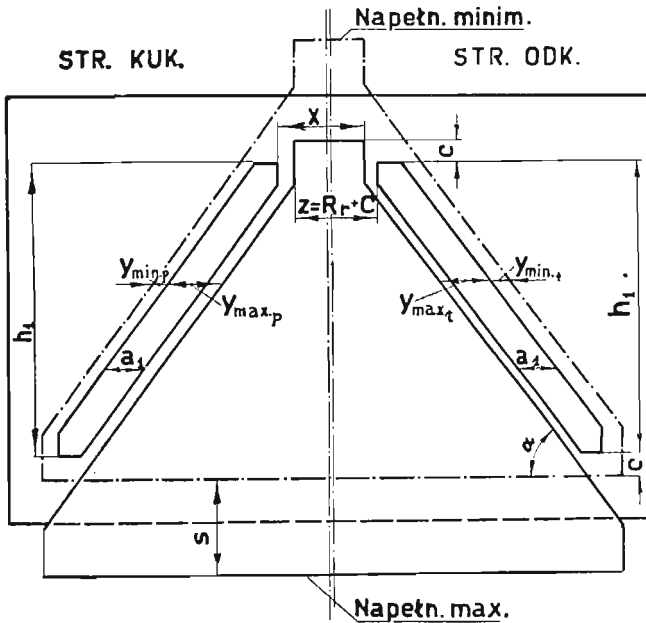
Suwaki Meyer'a i Guhrauer'a mogą być również wykonywane jako tłokowe. Ze względu na to, że suwaki te buduje się obecnie bardzo rzadko i że o kształcie tłokowym były dawniej stosunkowo mało używane, przeto nie uważamy za potrzebne podawać ostatnio zaznaczonej budowy.

## § 29. SUWAK RIDER'A.

Suwak Ridera jest również pewną odmianą suwaka Meyer'a. Kanały przepływowe w dolnej gładzi suwaka rozdzielczego są, tak samo jak w stawidle Meyer'a, równoległe do krawędz kanałów  $a$  w gładzi suwakowej cylindra, natomiast kanały  $a$  w górnej gładzi suwaka rozdzielczego są skośne; dalsza różnica

polega na tem, że zamiast dwóch płytek suwaka ekspansyjnego w stawidle Meyer'a, suwak ten w stawidle Rider'a wykonywuje się jako jedną całość.

Regulator skutecznie samoczynnie zmianę napełnienia w płaskim suwaku Rider'a przez przesuwanie suwaka ekspansyjnego prostopadle do ruchu suwaków, a w suwaku półokrągłym i tłokowym przez okręcanie suwaka ekspansyjnego;—przez tego rodzaju przesuwania regulator ma do przewyciężenia tylko niewielki opór.



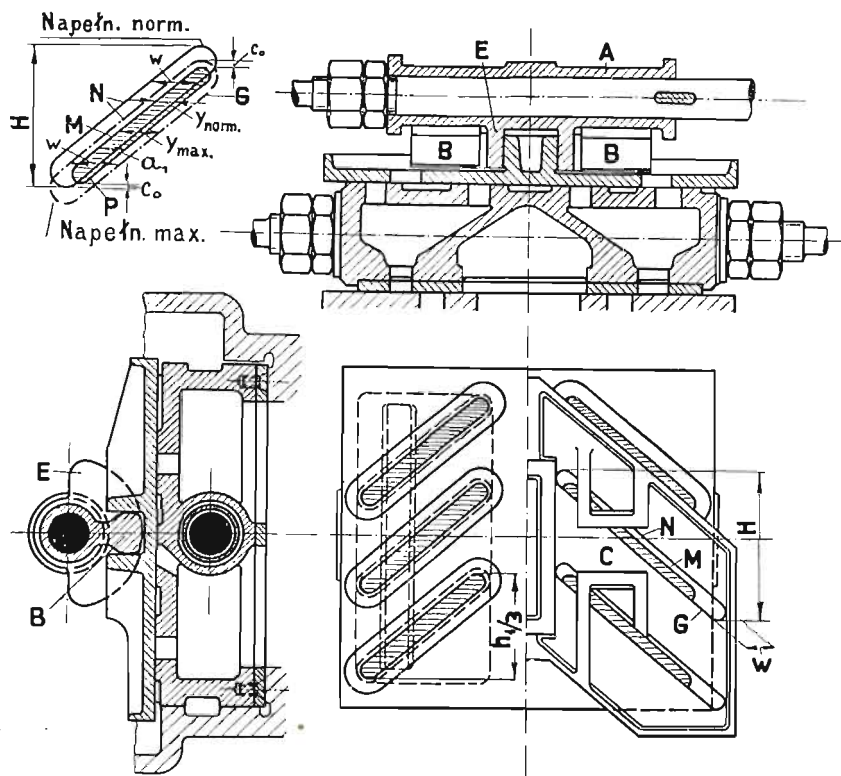
Rys. 81.

Najprostszy kształt płaskiego suwaka Rider'a widzimy na schemacie rys. 81. Ze względu na skośne położenie kanałów o szerokości  $a_1$  i wysokości  $h_1$  w górnej; gładzi suwaka rozdzielczego, suwak ekspansyjny otrzymuje kształt trójkąta lub trapezu, bo krawędzie jego muszą być równoległe do kanału  $a_1$ . Przy projektowaniu suwaka Rider'a rysujemy wykresy suwakowe w taki sam sposób jak dla suwaka Meyer'a. Na podstawie tych wykresów obliczamy wszystkie potrzebne wielkości, mianowicie:  $a$ ,  $h$ ,  $e$ ,  $i$ ,  $a_1$ ,  $h_1$ ,  $y_n$ ,  $y_{max}$ ,  $y_{min}$ . Przyjmujemy kąt pochylenia  $\alpha = 40^\circ$  do  $60^\circ$  (rys. 81); — im mniejszy jest kąt  $\alpha$ , tem dłuż-

szy wypadnie suwak, tem większa będzie jego praca tarcia i tem dłuższa będzie skrzynka suwakowa, natomiast przy większym kącie  $\alpha$  otrzymuje się większe przesunięcie  $s$ , co powoduje w suwaku płaskim rozszerzenie skrzynki suwakowej, a w suwaku półokrągłym i tłokowym Rider'a większy kąt okręcania  $\gamma$ . Po narysowaniu dla strony odkorbowej kanału  $a_1 \times h_1$ , odkładamy od krawędzi sterującej tegoż kanału przysłonięcia  $y_{max}$  i  $y_{min}$ , dzięki czemu możemy narysować położenie sterującej krawędzi suwaka ekspansyjnego przy napełnieniu największem i najmniejszym. Przyjmujemy teraz dodatkowe przysłonięcie  $c = 6$  do  $12$  mm, które ma zapewnić dopływ pary drogą właściwą, oraz rysujemy najbliższą krawędź sterującą suwaka ekspansyjnego po stronie kukorbowej w odległości  $Z = R_r + c$  od kanału  $a_1$ ; — zakładamy po stronie kukorbowej ten sam kąt  $\alpha$  i możemy narysować cały suwak ekspansyjny oraz kanał  $a_1 \times h_1$ , odkładając przysłonięcia  $y_{max p}$  i  $y_{min p}$ . Równocześnie stwierdzamy, że długość  $X$  jest większa od  $R_r + c$ . Całkowite przesunięcie suwaka ekspansyjnego przez regulator wynosi:  $s = (y_{max} \pm y_{min}) \cdot \operatorname{tg} \alpha$ .

Konstrukcyjne wykonanie płaskiego suwaka Rider'a, przedstawionego schematycznie na rys. 81, uwidocznione jest na rys. 82. Posiada on w górnej gładzi suwalta rozdzielczego trzy kanały o wysokości  $h_1 : 3$ . Podział wysokości kanału na kilka części stosuje się celem zmniejszenia wielkości przesuwania suwaka ekspansyjnego. Do przenoszenia wahań regulatora na suwak ekspansyjny służy tutaj tuleja  $A$  z lane go żelaza, przytwierdzona do drążka suwakowego, a posiadająca występy  $B$ , które wchodzić we wpustki  $C$ , umieszczone w suwaku ekspansyjnym; — tuleja  $A$  posiada także występy  $E$ , które służą do udzielania suwakowi ekspansyjnemu ruchu posuwistego, wykonywanego przez drążek suwakowy. Ciężar suwaka ekspansyjnego powinien być oczywiście wyważony przeciwciężarem, przytwierdzonym do drążka suwakowego zewnątrz skrzynki suwakowej. W budowie przedstawionej na rys. 82 suwak ekspansyjny posiada kanały o szerokości  $w$  i wysokości  $H$ , zwane okienkami; — początek ekspansji rozpoczyna się przy dojściu krawędzi  $G$  do krawędzi  $M$ . Wysokość okienka  $H$  znajdujemy przez narysowanie suwaka ekspansyjnego wokół kanału  $a_1$  przy napełnieniu normalnem i największem, przyjmując, że przy tych napełnieniach kanał  $a_1$  ma być otwierany na całej wysokości; — aby temu wa-

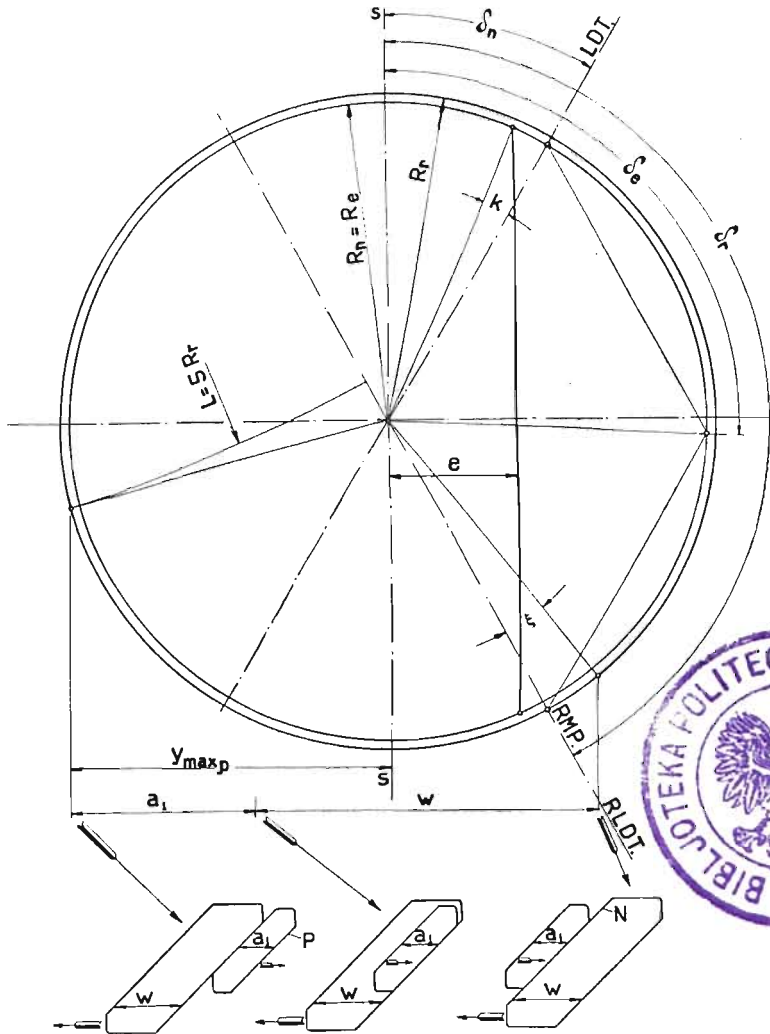
runkowi w zupełności zadość uczynić, dodajemy  $c_o = 2$  do  $5$  mm (rys. 82). Szerokość okienka  $w$  musi być natomiast tak duża, aby krawędź  $N$  suwaka ekspansyjnego umożliwiała wpierw wlot przedzwrotowy, nim to uczyni suwak rozdzielczy. Z rys. 82 wynika, że suwak ekspansyjny nastawia najpóźniej wlot przedzwrotowy przy największym napełnieniu, bo przy ruchu w lewo tego suwaka krawędź  $N$  dojdzie później do krawędzi  $P$  niż przy na-



Rys. 82.

pełnieniu normalnym. Z tej przyczyny należy szerokość okienka  $w$  obliczyć na podstawie wykresu suwakowego dla napełnienia największego po stronie kukorbowej, ponieważ  $y_{max}$  dla tej strony jest największe. Podanemu warunkowi czyni się zadość, jeśli przyjmiemy w wykresie suwakowym kąt  $\xi$  większy od kąta  $k$ , (rys. 83), a wtedy z łatwością znajdujemy szerokość okienka  $w$ .

Ponieważ płaski suwak ekspansyjny Rider'a wymaga dość szerokiej skrzynki suwakowej, przeto wykonywa się go częściej



Rys. 83.

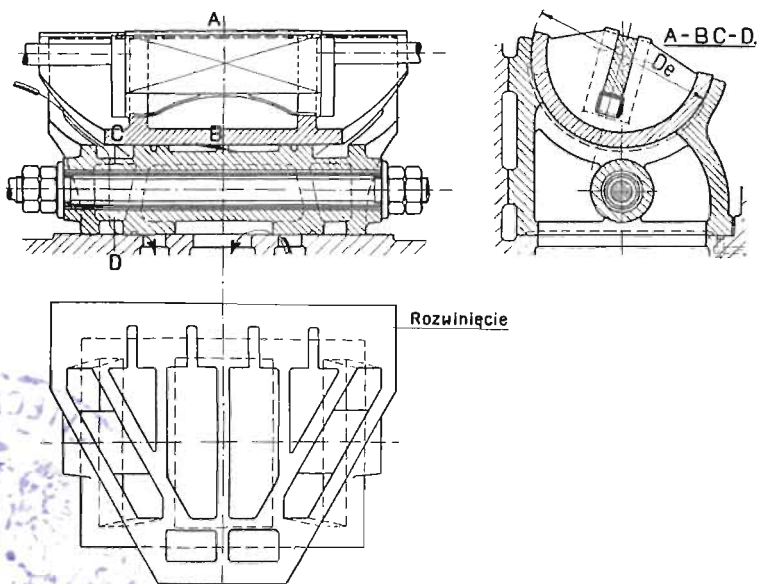
o kształcie suwaka półokrągłego z jednym lub z kilkoma kanałami w górnej gładzi suwaka rozdzielczego, np. na rys. 84 widzimy półokrągły suwak Rider'a z pojedynczym kanałem. Jeśli su-

wak ekspansyjny posiada zewnętrzną średnicę  $D_e$ , a przesunięcie wynosi  $s$ , to kąt, o który okręca go regulator, wynosi:

$$\gamma = \frac{360^\circ \cdot s}{\pi \cdot D_e},$$

który powinien być mniejszy od  $60^\circ$ .

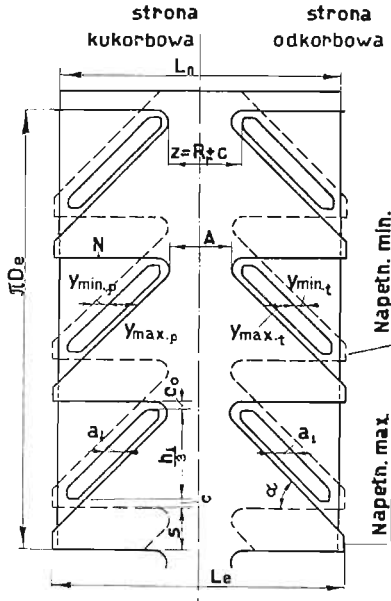
W cylindrach o dużej średnicy otrzymuje się dla suwaka płaskiego i półokrągłego Rider'a, nawet przy zastosowaniu kilku



Rys. 84.

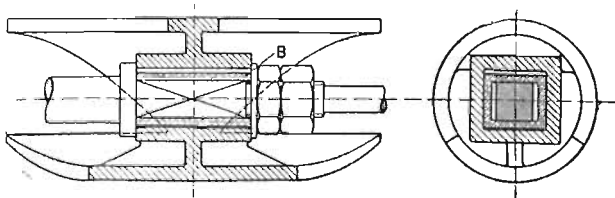
okienek, bardzo duże wymiary. Celem zmniejszenia ich można wysokość kanału  $h_1$  podzielić na dwie do czterech części, sterowanych przez suwak ekspansyjny o kształcie trapezów, połączonych ze sobą przegrodami (rys. 85). Na rysunku tym podano wszystkie wielkości, potrzebne do określenia wymiarów suwaka. Średnicę zewnętrzną suwaka ekspansyjnego o trzech przegrodach obliczamy ze wzoru:  $\pi \cdot D_e = h_1 + 3 \cdot (s + c + c_0)$ ; — długość suwaka ekspansyjnego  $L_e$  jest zwykle mniejsza od długości tulei

$L_n$  suwaka rozdzielczego. Kąt  $\alpha$  przyjmujemy pomiędzy  $35^\circ$   $50^\circ$ . Szerokość  $A$  oznaczamy tak ze względu na wymagany wymiar  $Z = R_r + c$  jak i na dostateczną wytrzymałość. Suwak ekspansyjny o powyższym kształcie (rys. 85, przedstawiony w



Rys. 85.

rozwiązaniu), zwijamy w cylinder, przez co otrzymujemy tłokowy suwak ekspansyjny bez pierścieni uszczelniających (rys. 86);—

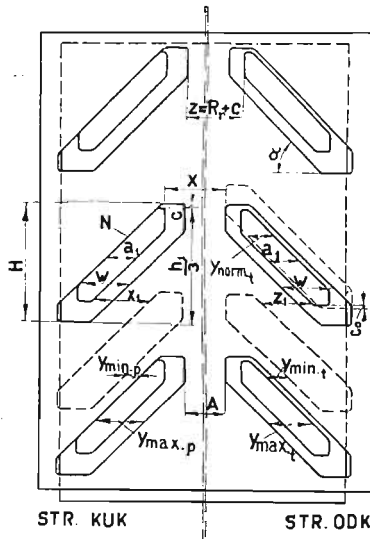


Rys. 86.

suwak ten pracuje w tulei, umocowanej w suwaku rozdzielczym. Wadą tego stawidła jest brak dostatecznej szczelności suwaka ekspansyjnego i brak możliwości stosowania go przy parze przegrzanej, ponieważ suwak ekspansyjny, pracując w tulei suwaka

rozdzielczego, mógłby zacierać się. Dopyływ pary do skrzynki suwakowej umieszcza się zwykle tylko w jednym miejscu; — z tej przyczyny średnica wewnętrzna suwaka ekspansyjnego powinna być tak duża, aby połowa pary mogła przepłynąć wewnątrz suwaka, a druga połowa powinna znaleźć dostatecznie duży wolny przekrój przepływowy pomiędzy ściankami skrzynki suwakowej a kadłubem suwaka.

Połączenie suwaków z drążkami suwakowymi trzeba tak wykonać, aby odchylenie się suwaka rozdzielczego od gładzi suwakowej cylindra było zawsze możliwe, niezależnie od nastawiania suwaka ekspansyjnego przez regulator. Temu warunkowi

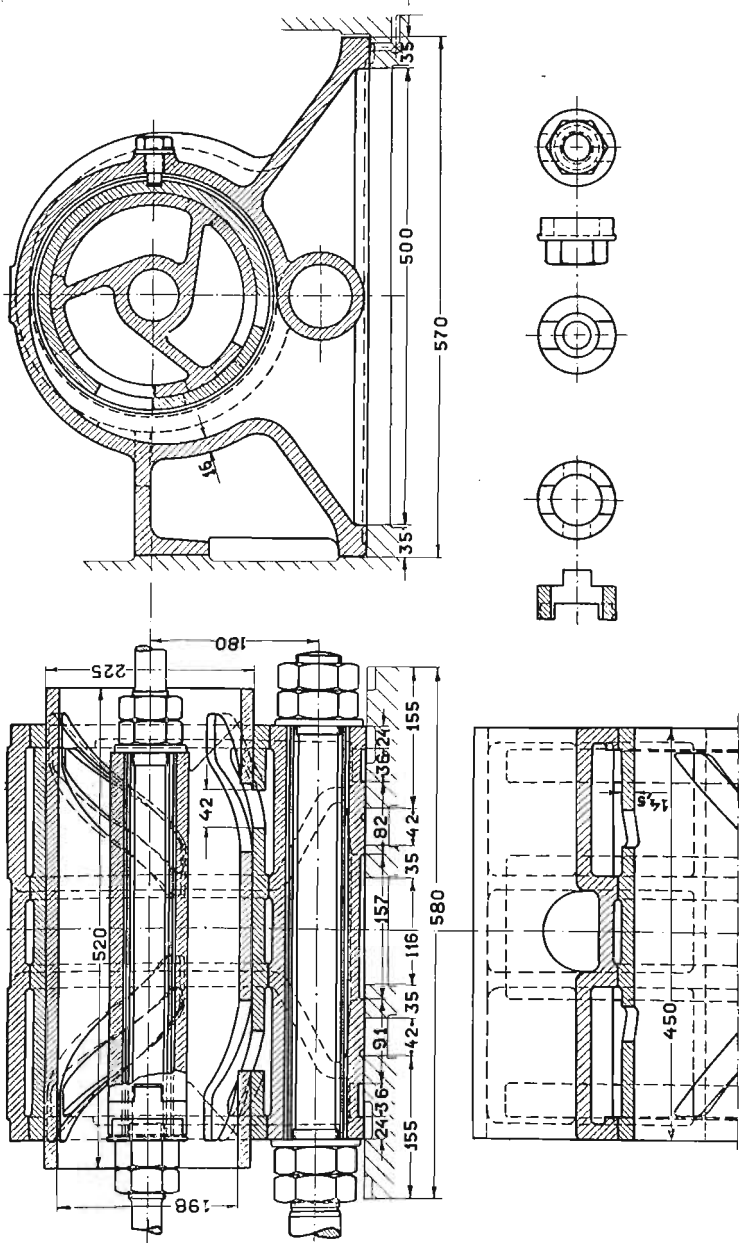


Rys. 87.

czyni zadość przedstawione na rys. 86 połączenie suwaka ekspansyjnego z drążkiem zapomocą brązowej tulei *B* oraz sprzęgła, uwidocznione na rys. 88, którego części wykonane są również z brązu.

W suwaku przedstawionym na rys. 85 nie możemy wyzyskać wielkości  $(c + s)$ , skutkiem czego suwak posiada dużą średnicę. Celem zmniejszenia jej możemy poziomą krawędź *N* ułożyć równoległe do kanału  $a_1$  (rys. 87), a otrzymamy wtedy tłokowy suwak ekspansyjny z okienkami, posiadający mniejszą średnicę, a trochę większą długość od suwaka poprzednio rozważanego; — z tej przyczyny w suwaku Rider'a z okienkami obieramy kąt  $\alpha$



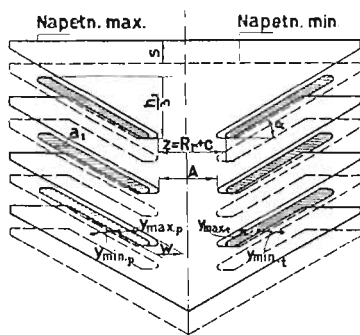


Rys. 88.

większy, mianowicie od  $40^\circ$  do  $60^\circ$ . Szerokość  $w$  i wysokość  $H$  okienka oznaczamy w sposób podany na rys. 82 i 83. Przy projektowaniu rozwinięcia suwaka rysujemy najpierw stronę odkorbowa, przyjmując  $Z = R_r + c$  i  $Z_1 = R_r + c$ , oraz stwierdzamy, że  $X > Z$  i  $X_1 > Z_1$ . Wymiar  $Z$  (w środku suwaka) przyjmuje się większy od  $Z_1$ , ze względu na dostateczną wytrzymałość przekroju  $A$ . Budowę całego suwaka Rider'a z okienkami widzimy na rys. 88.

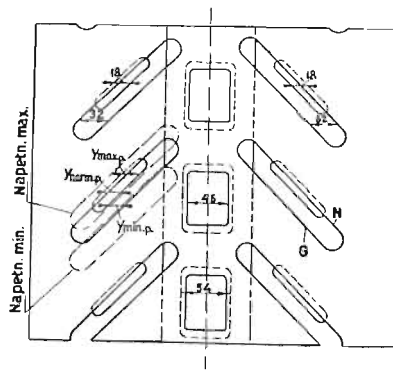
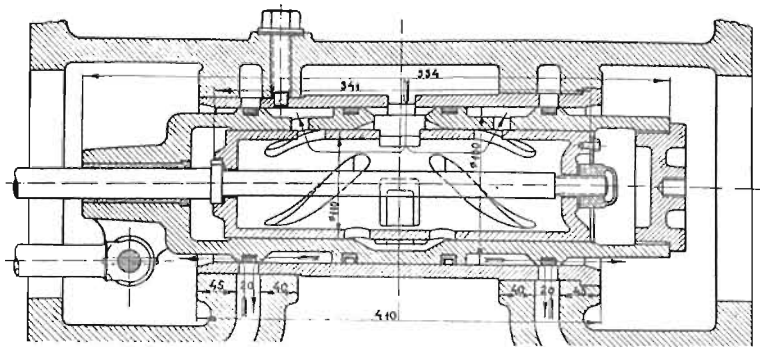
Dalsze zmniejszenie suwaka ekspansyjnego można uzyskać przez zastosowanie, zamiast okienek, wcięć podług rys. 89.

Celem zmniejszenia oporów suwaka rozdzielczego można wykonać go także jako suwak tłokowy, zaopatrzony w pierścienie uszczelniające, przez co osiąga się większą jego szczelność.

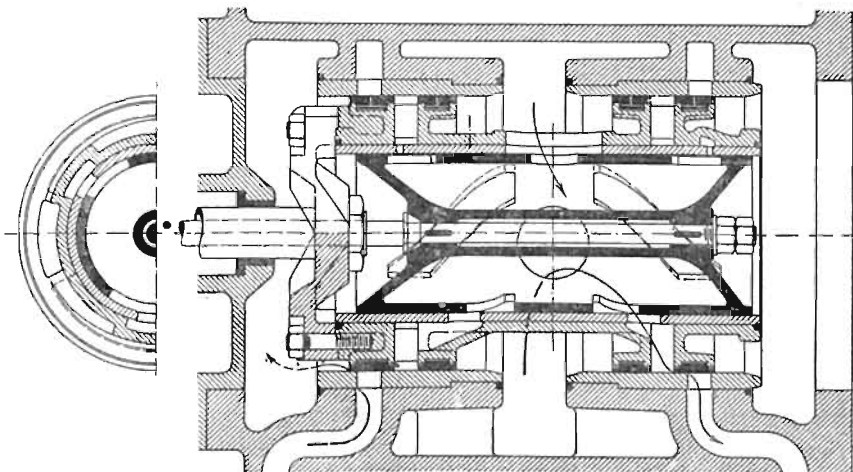


Rys. 89.

Jako przykłady budowy suwaków tłokowych Rider'a służą konstrukcje, przedstawione na rysunkach 90 i 91. W tłokowych suwakach Rider'a wykonywa się prawie wyłącznie obydwa suwaki z wlotem zewnętrznym lub też obydwa z wewnętrznym. W stawidła ostatniego rodzaju, które jest najwięcej rozpowszechnione, krawędź  $N$  steruje wielkością napętnienia, natomiast krawędź  $G$  musi umożliwiać wcześniejszy dopływ do suwaka rozdzielczego, zanim ostatni nastawi wlot przedzwrotowy. Otwory w środku suwaków muszą być tak duże, aby przy największym rozsunięciu suwaków umożliwiały dopływ dostatecznej ilości pary do suwaka ekspansyjnego. Wykresy suwakowe przy wewnętrznym wlocie obydwoch suwaków nie różnią się w niczym od wykresów przy zewnętrznym wlocie, natomiast mimośrodowo trzeba osadzić w sto-



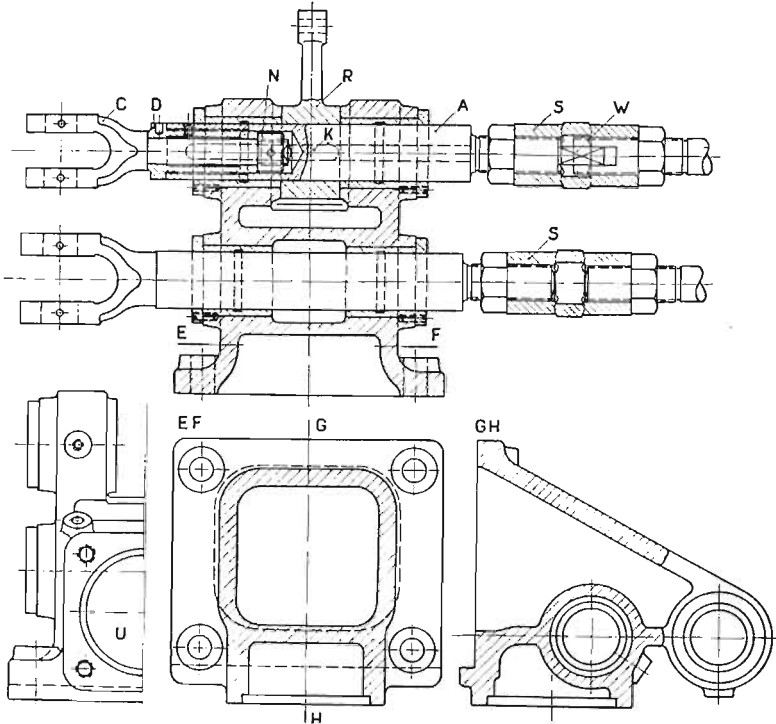
Rys. 90.



Rys. 91.

sunku do środkowego położenia drążka mimośrodowego pod kątami  $\delta_n + 270^\circ$ , względnie  $\delta_c + 270^\circ$ .

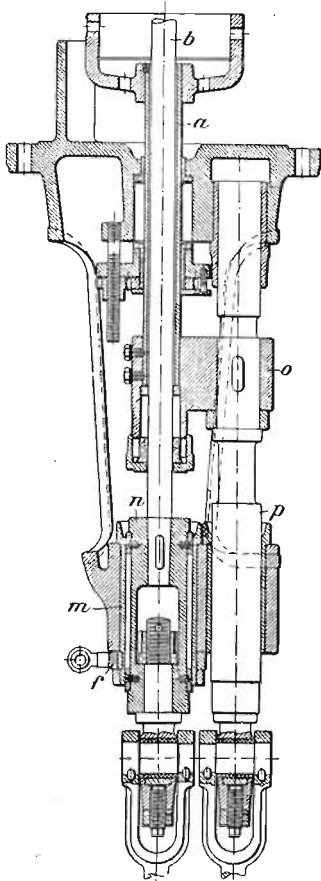
Mechanizm, służący do okręcania suwaka ekspansyjnego przez regulator, posiada w stawidle Rider'a bardzo różnorodne, często bardzo kosztowne wykonania. Stosunkowo tańszą i dość prostą budowę tego mechanizmu widzimy na rys. 92 i 93. W konstrukcji, przedstawionej na rys. 92, regulator działa na dźwignię *R*, do której przytwierdzony jest klin wpustkowy *K*.



Rys. 92.

przesuwający się w podłużnej wpustce w części *A*, okręcający za pomocą występu *W* drążek suwaka ekspansyjnego. Sprzęgło *S* służy do zmiany długości drążka suwakowego w czasie ruchu maszyny. Połączenie części *A* za pomocą nakrętki *N* i brązowej tulei *D* z łbem *C*, do którego przytwierdzony jest drążek mimośrodu, pozwala z powodu małej szczeliny pomiędzy wspomnianymi częściami okręcania drążka suwaka ekspansyjnego przez regulator, bez wywierania jakiegokolwiek wpływu na łeb *C*. Jak

z rysunku widzimy, regulator ma być ustawiony w miejscu *U*, na koźle, w którym znajduje się prowadzenie drążków suwakowych. Konstrukcję, przedstawioną na rys. 93, można natomiast stosować przy tłokowym suwaku Rider'a o budowie uwidocznionej na rys. 91. Pusty drążek *a* suwaka rozdzielczego łączy się zapomocą części *o* z drążkiem *p*, do którego przytwierdzony jest drążek mimośrodu. Dźwignia *f* regulatora okręca zapomocą brązowej tulei *m* i części *n* drążek *b* suwaka ekspansyjnego.



Rys. 93.

W suwakach płaskich Rider'a stosuje się także konstrukcję mechanizmu regulacyjnego z zębatką, o której wspomniano w § 28.

### § 30. PRZYKŁAD PROJEKTOWANIA SUWAKA RIDER'A.

Jako przykład podajemy suwak budowy, uwidocznionej na rys. 87 i 88, ponieważ zaprojektowanie jego jest trudniejsze niż suwaków płaskich i półokrągłych Rider'a, które obecnie wykonywa się częściej.

Zaprojektować dla cylindra wysokoprężnego o średnicy  $D = 625 \text{ mm}$  i skoku  $s = 900 \text{ mm}$  przy liczbie obrotów  $n = 75$  na minutę suwak Rider'a, posiadający tłokowy suwak ekspansyjny i suwak rozdzielczy z płaską gładzią suwakową. Maszyna ma pracować z napełnieniem normalnym około 21%, z kompresją około

16% i wylotem przedzwrotowym około 5%.

$$\text{Średnia prędkość tłoka: } c_m = \frac{0,9 \cdot 75}{30} = 2,25 \text{ m/sek.}$$

Czynne pole tłoka:  $F \cong 0,97 \cdot \frac{62,5^2 \cdot \pi}{4} \cong 2975 \text{ cm}^2$ .

1) Przekrój wylotowy  $f_a$ .

Przyjmujemy  $v_a = 32 \text{ m sek}$  i obliczamy:

$$f_a = \frac{2975 \cdot 2,25}{32} \cong 210 \text{ cm}^2.$$

Wysokość kanału w gładzi suwakowej cylindra zakładamy

$$h \cong 0,8 \cdot D \cong 0,8 \cdot 625 = 500 \text{ mm}$$

i obliczamy jego szerokość  $a = 210 : 50 = 42 \text{ mm}$ .

2) Przekrój wlotowy  $f_e$  w tulei suwaka rozdzielczego. Przyjmujemy  $v_e = 40 \text{ m sek}$  i obliczamy:

$$f_e = \frac{2975 \cdot 2,25}{40} \cong 167,5 \text{ cm}^2.$$

Zakładamy szerokość kanału  $a_1 = 42 \text{ mm}$  i obliczamy jego wysokość:

$$h_1 = 167,5 : 4,2 \cong 399 \text{ mm}.$$

Tuleja ma posiadać po każdej stronie po trzy kanały, wobec czego wysokość poszczególnego kanału wynosi:  $h_1 : 3 = 133 \text{ mm}$ .

3) Przekrój przepływowy w gładzi suwaka rozdzielczego, przylegającej do gładzi suwakowej cylindra:

$$a_2 \cdot h \cong f_e.$$

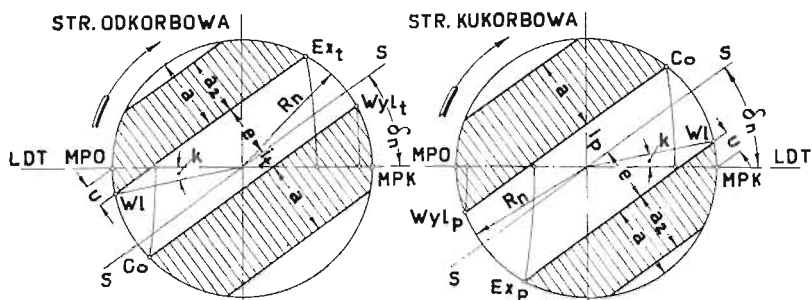
Ponieważ  $h = 500 \text{ mm}$ , przeto wynosi  $a_2 \cong 167,5 : 50 \cong 33,5 \text{ mm}$ ; — wykonywamy  $a_2 = 36 \text{ mm}$ .

Wszystkie inne przekroje dla przepływu pary powinny otrzymać takie wymiary, aby nigdzie nie zachodziło dławienie pary i aby drugostronnie przestrzeń szkodliwa nie była zbyt duża.

4) Wymiary suwaka rozdzielczego.

Na podstawie danych dla wielkości kompresji i wylotu przedzwrotowego projektujemy wykres suwakowy Reuleaux'a (rys.

94) o średnicy koła 100 mm, znajdując kąt przodowania  $\delta_n = 36^\circ$  i dla strony kukorbowej  $Wy = 4,5\%$ . Dla wlotu przedzwrotnego przyjmujemy kąt  $k = 10^\circ$  i znajdujemy 79% napelnienia dla strony odkorbowej, a 70% dla kukorbowej. Zakładamy mimośrodowość suwaka rozdzielczego  $R_n = e + a$  i odmierzamy z wykresu  $a = 29,2$  mm, czyli wykres posiada skalę 29,2 : 42. Odmierzone z wykresu suwakowego przysłonięcia  $e$ ,  $i_t$ ,  $i_p$  i linijny wlot przedzwrotny  $u$  mnożymy przez odwrotną skalę i otrzymujemy następujące rzeczywiste wymiary, potrzebne dla zaprojektowania suwaka rozdzielczego:



Rys. 94.

Strona odkorbowa.

$$a = 42 \text{ mm}$$

$$e = \frac{20,8 \cdot 42}{29,2} \cong 30 \text{ mm}$$

$$i_t = \frac{7 \cdot 42}{29,2} \cong 10 \text{ mm}$$

$$u = \frac{8,7 \cdot 42}{29,2} \cong 12,5 \text{ mm}$$

Strona kukorbowa.

$$a = 42 \text{ mm}$$

$$e = 30 \text{ mm}$$

$$i_p = \frac{13,2 \cdot 42}{29,2} \cong 19 \text{ mm}$$

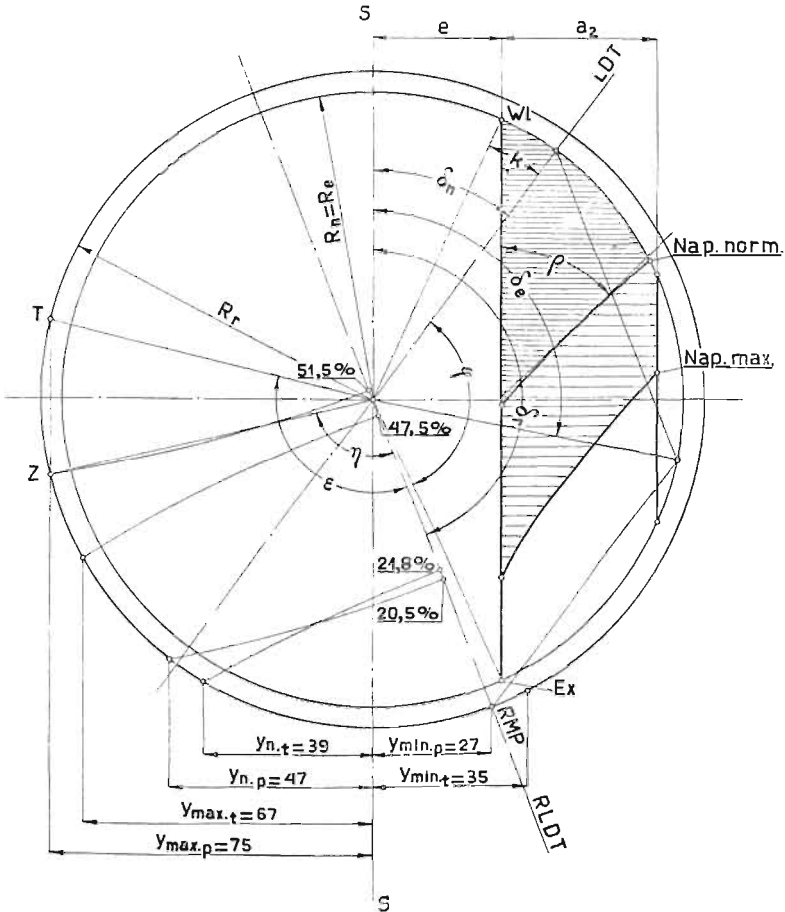
$$u = 12,5 \text{ mm}$$

$$R_n = a + e = 72 \text{ mm}$$

## 4) Wymiary suwaka ekspansyjnego.

Na podstawie powyższych obliczeń i wykresu suwakowego Reuleaux'a rysujemy wykres suwakowy Mueller'a w skali naturalnej (rys. 95). Zakładamy mimośrodowość  $R_e = R_n = 72$  mm oraz kąt przodowania  $\delta_e = 101^\circ$ , a znajdujemy graficznie mimo-

środowść względną  $R_r = 77 \text{ mm}$ . Następnie wykreślamy dla napełnienia normalnego i nieskończenie długiego korbowału krzywą, według której suwak ekspansyjny zamyka kanał  $a_1$  i znajdujemy kąt  $\rho \cong 46^\circ$ , wobec czego nie potrzebujemy zmieniać przyjętych poprzednio wielkości.



Rys. 95.

Ponieważ w stawidle Rider'a nie można wyrównać wszystkich napełnień po stronie ku — i odkorbowej i ponieważ steruje ono w danym wypadku cylinder wysokoprężny, w którym regulator zmienia napełnienie zależnie od każdorazowego obciążenia maszyny, przeto stosujemy przy napełnieniu normalnem tylko



częściowe wyrównanie, aby nie powstawała zbyt duża różnica napełnień przy innych obciążeniach silnika.

a) Napełnienie normalne przyjmujemy po stronie kukorbowej 20,5%, a po odkorbowej 21,8%, przez co znajdujemy przysłonięcia:

$$y_{np} = 47 \text{ mm}; y_{nt} = 39 \text{ mm}; y_{np} - y_{nt} = 8 \text{ mm}$$

b) Napełnienie największe po stronie kukorbowej przyjmujemy 51,5%, co czyni zadość warunkowi, że kąt  $\varphi > \gamma$  oraz kąt  $\varepsilon > \varphi$ ; — odmierzamy przysłonięcie  $y_{maxp} = 75 \text{ mm}$ . Wobec tego przysłonięcie po stronie odkorbowej wynosi:  $y_{maxt} = 75 - 8 = 67 \text{ mm}$ , co odpowiada napełnieniu 47,5%.

c) Napełnienie najmniejsze przyjmujemy dla strony kukorbowej 0%, znajdując przez to  $y_{minp} = 27 \text{ mm}$ ; — przysłonięcie po stronie odkorbowej wynosi zatem:  $y_{mint} = 35 \text{ mm}$ , co odpowiada napełnieniu (-0,5)%.

W końcu wykreśliamy krzywą zamykania dla napełnienia największego.

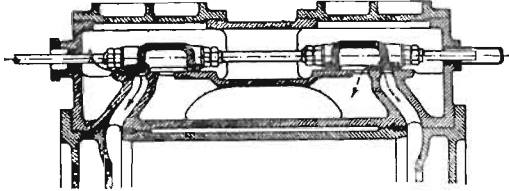
Na podstawie powyższych danych możemy zaprojektować suwak, który jest uwidoczniony na rys. 87 i 88. Jeśli przyjmujemy kąt  $\alpha = 45^\circ$ , oraz  $c$  względnie  $c_0$  od 2 do 5 mm, to otrzymamy zewnętrzną średnicę suwaka ekspansyjnego  $D_e = 225 \text{ mm}$  oraz przesunięcie  $s = 102 \text{ mm}$ . Wobec tego kąt, o który regulator okręca suwak ekspansyjny, wynosi:

$$\gamma = \frac{102 \cdot 360^\circ}{\pi \cdot 225} \approx 52^\circ.$$

## § 31. DZIELONE SUWAKI PŁASKIE I TŁOKOWE.

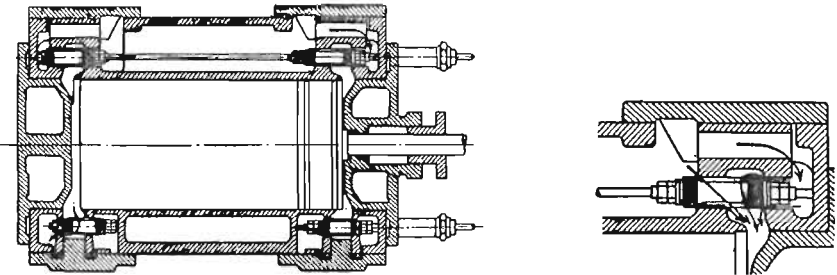
Celem zmniejszenia szkodliwej przestrzeni i powierzchni przez wykonanie możliwie krótkich kanałów przepływowych pomiędzy gładzią suwaka i cylindrem, oraz zmniejszenia wymiarów suwaka i jego oporu, możemy podzielić go na dwie części. Płaski suwak tego rodzaju widzimy na rys. 96; — budowa ta posiada i tę dodatknią stronę, że można przedstawiać oddzielnie każdą połowę suwaka na drążku suwakowym. Suwaki tłokowe z wewnętrznym wlotem pary, składające się z dwóch części, są przedstawione na rys. 51 i 55.

Osiągnięcie wspomnianego celu i uzyskanie dużej niezależności w nastawianiu rozrządu pary można jeszcze łatwiej skutecznie przeprowadzić przez podzielenie suwaka na cztery części. Budowa stawidła z czterema płaskimi, oddzielnymi suwakami, przedstawiona na rys. 97, stosowana dawniej w Ameryce, nie znalazła większego rozpowszechnienia z powodu możliwości używania jej tylko przy parze nasyconej i przy niezbyt wysokim ciśnieniu dolotowym.



Rys. 96.

Natomiast stawidło z czterema suwakami tłokowymi, pionowo w pokrywach cylindra ułożonymi (maszyny Van den Kerchove'a) wykonywa się obecnie z powodu wybitnych zalet bardzo często, nawet przy bardzo wysokim ciśnieniu pary dolotowej ( $p_1 = 35 \text{ atm}$ ); — mniej rozpowszechnione jest stawidło Frikart'a, w którym cztery suwaki tłokowe są poziomo ułożone przy koń-



Rys. 97.

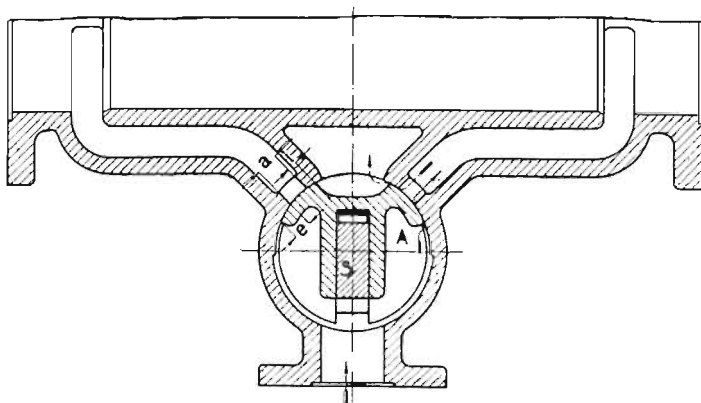
cach cylindra. Ponieważ dwa ostatnio wymienione stawidła posiadają taki sam zewnętrzny mechanizm napędowy jak stawidła zaworowe, przeto przedstawimy je dopiero łącznie ze stawidłami zaworowymi.

### § 32. STAWIDŁO CORLISS'A.

W przeciwstawieniu do poprzednio rozważanych stawideł suwaki Corliss'a, zwane także kurkami Corliss'a, wykonywują

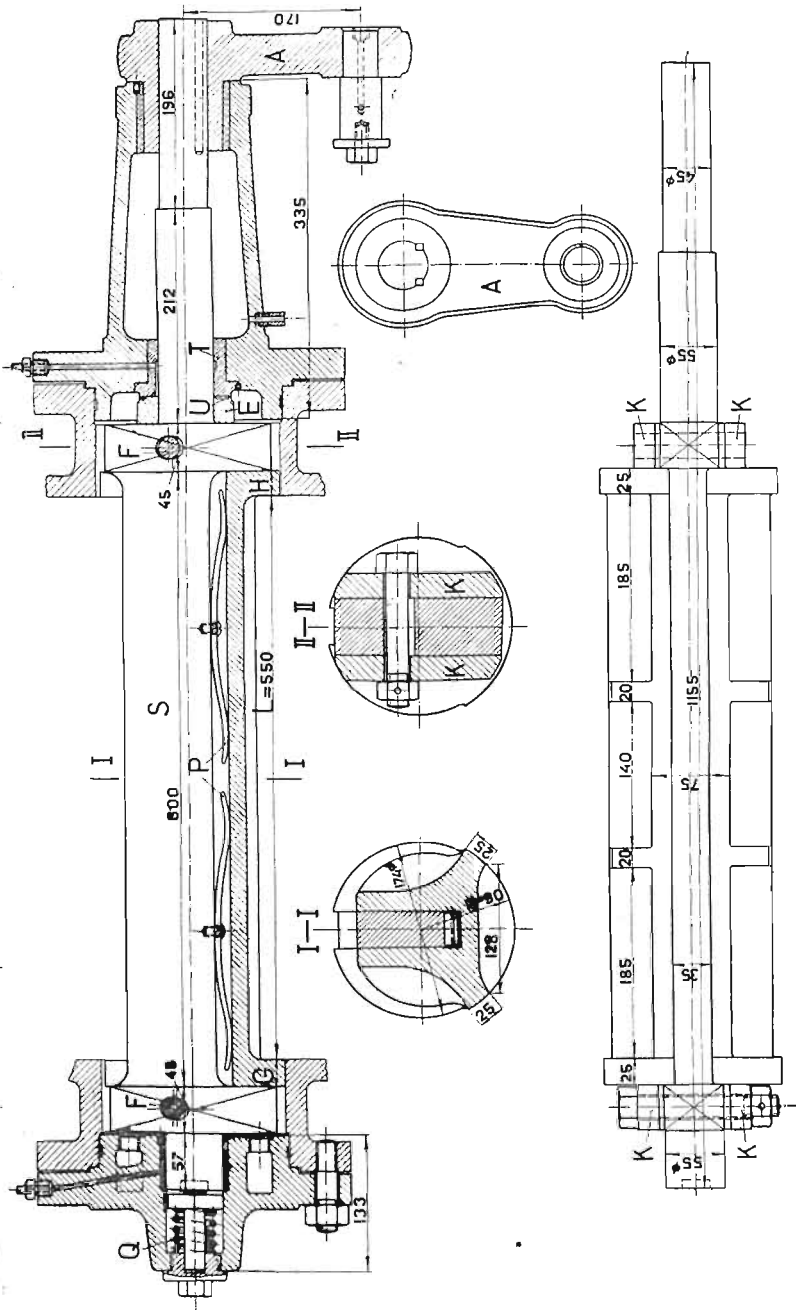
ruch wahadłowy po gładzi suwakowej cylindra, która posiada kształt cylindryczny. W budowie nowych maszyn stawidło Corliss'a jest bardzo rzadko stosowane, natomiast jest ono dość rozpowszechnione w maszynach dotychczas jeszcze pracujących, zwłaszcza w Ameryce; — może być ono jednak używane tylko przy ciśnieniu dołotowem poniżej 9 atm nadciśn. i przy temperaturze poniżej 230° C, bo przy wyższej temperaturze zużycie smaru jest zbyt duże i łatwo następuje odkształcenie suwaków.

W mniejszych szybkobieżnych maszynach cylinder otrzymuje przeważnie tylko jeden suwak Corliss'a (rys. 98 i 99), a stawidło takie posiada szkodliwą przestrzeń 5% do 6%. Suwak ten posiada często kanał Trick'a i jest umieszczony przeważnie w dol-



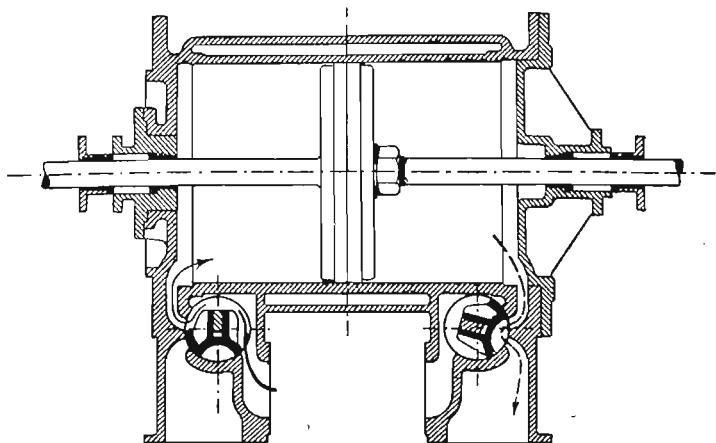
Rys. 98.

nej części cylindra, a w maszynach leżących w środku jego długości. Działanie suwaka wynika z rysunku, na którym zaznaczono przystłonecia *e* i *i* (rys. 98) oraz kanał *a*, którego wielkość oblicza się tak samo, jak w suwaku o ruchu posuwistym. Z dźwignią *A* (rys. 99), która ze względu na łatwość obluźniania się jej w ruchu maszyny umocowana jest na trzonie suwakowym *S* dwoma klinami, połączony jest drążek mimośrodowy napędzającego. Trzon suwakowy o przekroju prostokątnym przechodzi tutaj przez całą długość suwaka, z którego uchami *K* są ześrubowane jego obrzeża, obejmujące kadłub suwaka. Celem osiągnięcia szczelności powierzchni *U*, trzon suwakowy posiada pierścień *E* (z jednego kawała z trzonem lub nasadzony ze skurczem), którego powierzchnia jest doszlifowana do tulei *T*. Potrzebny do



Rys. 59.

uszczelnienia powierzchni  $U$  nacisk wywiera ciśnienie pary, działające na przekrój pierścienia, oraz sprężyna  $Q$ . Ostatnia musi być bardzo silna w maszynach pracujących z kondensacją, ponieważ ciśnienie pary nie działa w czasie jej wylotu z cylindra. Aby suwak mógł odchylić się od gładzi suwakowej cylindra w razie uderzenia wodnego, należy zapewnić możliwość poruszania się jego wraz ze śrubami  $F$  po trzonie suwakowym. W tym celu suwak przylega do gładzi suwakowej na powierzchni odpowiadającej kątowi  $\gamma \leq 120^\circ$ ; — ostatni musi być jednak tak duży, aby suwak posiadał w krańcowym położeniu dodatkowe przystąpienie  $c = 6$  do  $12$  mm, które uniemożliwia nieprawidłowy dopływ

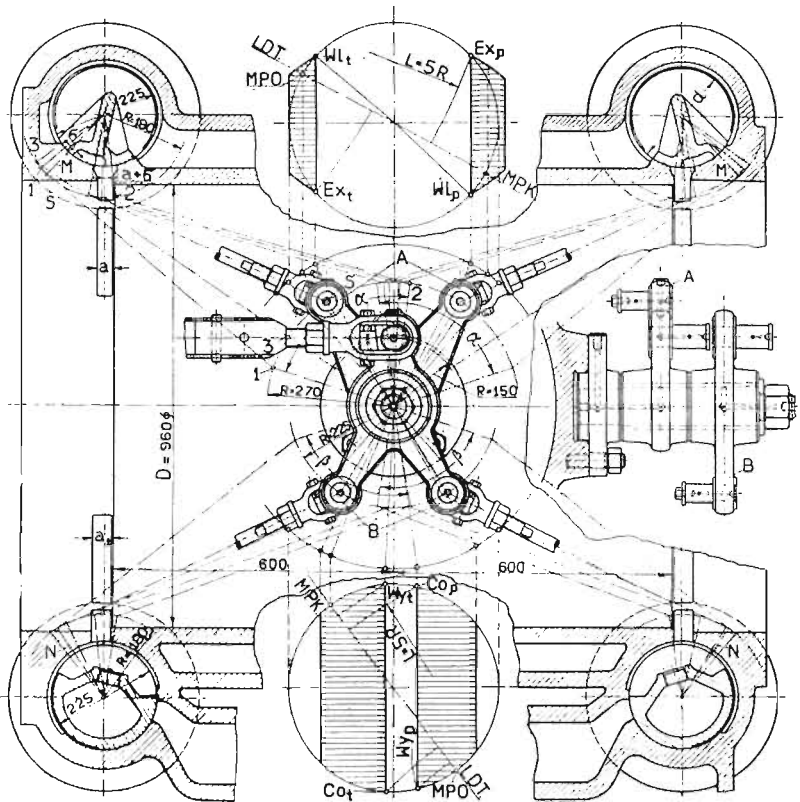


Rys. 100.

pary. Jeśli suwak posiada na długości  $L$  nad kanałem  $a$ , znajdującym się w gładzi suwakowej cylindra, mniejszy kąt przylegania od  $120^\circ$ , to zwykle otrzymuje on obrzeża  $G$  i  $H$ , które posiadają kąt przylegania do gładzi suwakowej cylindra  $120^\circ$ . Sprężyny  $P$ , opierające się o trzon suwakowy, dociskają suwak do gładzi suwakowej cylindra i umożliwiają jego odchylenie się od niej w razie uderzenia wodnego. Samoczynną zmianę napełnienia można osiągnąć w stawidło Corliss'a z jednym suwakiem przez działanie regulatora osiowego na suwak (patrz koniec § 22 i § 33).

Celem zmniejszenia szkodliwej przestrzeni do około 2% do 3% można jeden suwak Corliss'a podzielić na dwie części, jak to wynika z rys. 100.

Konstrukcje, podane na rys. 98 i 100, powstały w Europie (prof. Doerfel z Pragi) i są mniej rozpowszechnione od stawideł Corliss'a z czterema suwakami. Ostatnie stosowano dawniej często w cylindrach niskoprężnych, ze względu na większą szczelność suwaków Corliss'a niż zaworów, zwłaszcza że szczelność suwaków powiększa się jeszcze w ruchu silnika z powodu samoczynnego docierania się ich do gładzi suwakowej cylindra. Układ,



Rys. 101.

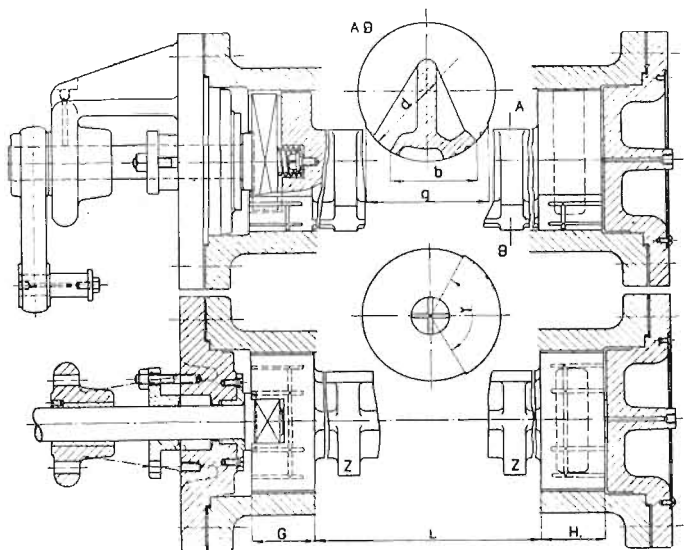
dający dobre wyniki rozrządu pary z powodu działania dźwigni kolankowej, widzimy na rys. 101. Celem umożliwienia niezależnego nastawiania wlotu i wylotu, suwaki wlotowe są napędzane jednym, a wylotowe drugim mimośrodem. Mimośrodory uruchamiają dźwignie A i B, których ruchy przenoszone są zapomocą drążków i dźwigni na suwaki. Dźwignie przebiegają łuki o wielkości kątów  $\alpha$  względnie  $\beta$ , odpowiadające skokowi  $2r$  mimośrodu.

Dźwignie  $A$  i  $M$ , względnie  $B$  i  $N$  należy ułożyć w ten sposób, aby suwaki wykonywały ruch szybki w czasie otwierania i zamykania kanału  $a$  względnie  $a_1$  w gładzi suwakowej cylindra, przez co zmniejsza się dławienie pary, natomiast w innych okresach ruch winien być powolny, dzięki czemu zmniejsza się ścieranie się powierzchni pracujących. W celu osiągnięcia takiego wyniku, koniec dźwigni  $A$  powinien przebiegać w czasie powolnego ruchu suwaka łuk mniej więcej równoległy do położenia dźwigni  $M$ , a w czasie szybkiego ruchu suwaka — łuk mniej więcej prostopadły do położenia dźwigni  $M$ . Dzięki takiemu układowi uzyskuje się, że w czasie przebiegania przez dźwignię  $A$  łuku o wielkości kąta  $\frac{\alpha}{2}$  (łuk 1 — 3 —  $S$ ) suwak wykonywa małą drogę 1 — 3 —  $S$ , natomiast w czasie przebiegania przez dźwignię  $A$  łuku o wielkości drugiej połowy kąta  $\alpha$  (od punktu  $S$  do punktu 2) suwak wykonywa bardzo dużą drogę  $S$  — 2; — w ostatnio wspomnianym okresie odbywa się otwieranie kanału  $a$  w gładzi suwakowej cylindra. To samo dotyczy zamykania tego kanału, jak i suwaków wylotowych. Aby osiągnąć możliwie najszybsze otwieranie kanału, dźwignia  $M$ , względnie  $N$ , powinna tworzyć z drążkiem w chwili rozpoczęcia otwierania kanału przez suwak, o ile możliwości, kąt  $90^\circ$ ; — natomiast ze względu na beznaganne działanie mechanizmu napędowego, najmniejszy kąt pomiędzy wspomnianymi dźwigniami i drążkami nie powinien być mniejszy od  $60^\circ$ , a największy — nie większy od  $140^\circ$ . Przez przechodzenie mechanizmu napędowego poza linię prostą, więc od punktu 3 do 1, uzyskuje się zmniejszenie obwodu suwaka, lecz naogół nie można polecać budowy tego rodzaju, ponieważ sprawia ona trudności przy smarowaniu suwaka z powodu jego „kiwania się” od 3 do 1 i od 1 do 3. Na rys. 101 widzimy suwaki wlotowe z podwójnym wlotem według Trick'a, skutkiem czego kanał wlotowy  $a$  musi być rozszerzony przy gładzi suwakowej cylindra do  $a + \sigma$ , jeśli przez  $\sigma$  oznaczymy odnośną ściankę suwaka. Suwak wylotowy posiada tutaj pojedynczy wylot, choć dość często stosuje się w nim także wylot podwójny.

Przy projektowaniu stawidła Corliss'a wychodzimy z wykresu suwakowego, zaprojektowanego na podstawie wykresu indikatora o długości 100 mm, a w celu otrzymania pożądanego wyniku dobieramy układ mechanizmu stawidłowego. Średnicę  $d$  suwaka przyjmujemy w pewnym stosunku do średnicy cylin-

dra  $D$ , mianowicie  $d = D : 3$  do  $D : 5,5$ ; — zbliżenie się do pierwszego stosunku można polecać w cylindrach wysokoprężnych, a do drugiego — w niskoprężnych.

Budowa suwaków, zastosowanych w stawidle Corliss'a przedstawionem na rys. 101, jest uwidoczniiona na rysunkach 102 i 103. Zasadniczo różni się ona od konstrukcji suwaka, podanego na rys. 99, tylko tem, że trzon suwakowy nie przechodzi przez całą długość suwaka, a uruchamia go tylko swym prostokątnym końcem (konstrukcja używana przeważnie w Ameryce z powo-

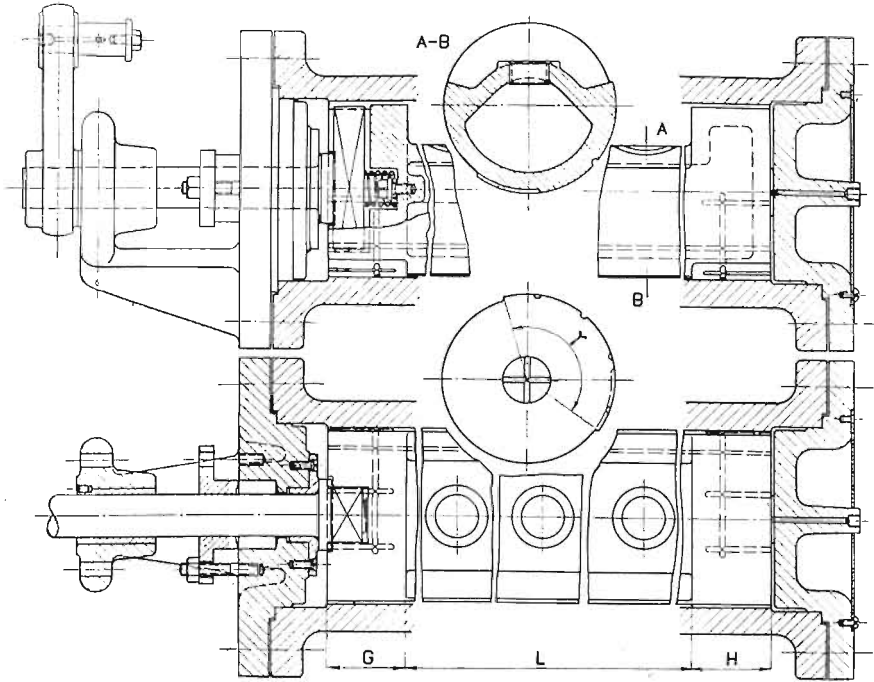


Rys. 102.

niem). Widoczna na rysunku sprężyna dociska trzon suwakowy do jednej, a koniec suwaka do drugiej pokrywy skrzynki suwakowej; — doszczelnienie uskutecznia dławnica. Celem zmniejszenia ciśnienia jednostkowego, obrzeża suwaka  $G$  i  $H$  przylegają na znacznej szerokości do gładzi suwakowej cylindra, na której suwak wlotowy opiera się dodatkowo żebrami  $Z$ . Aby umożliwić odchylenie się ostatniego od gładzi suwakowej cylindra, kąt  $\gamma$  obrzeży  $G$  i  $H$  musi być mniejszy od  $120^\circ$ . Suwak wylotowy nie potrzebuje odchyłać się w razie uderzenia wodnego od gładzi suwakowej cylindra, wobec czego nie potrzebaby odsadzać obrze-

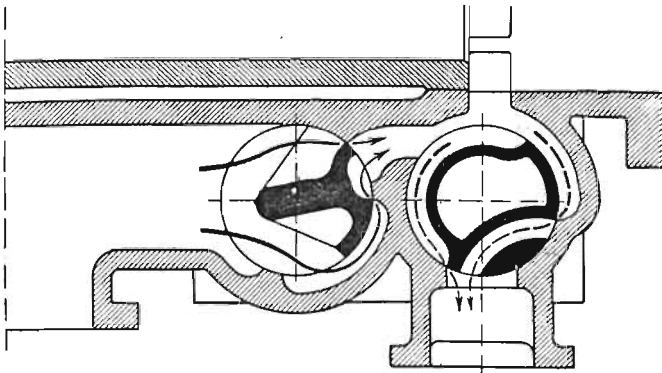


ży  $G$  i  $H$ , celem zachowania kąta przylegania  $120^\circ$ , lecz ze względu na ułatwienie ruchu suwaka jest to bezwarunkowo pożądane.



Rys. 103.

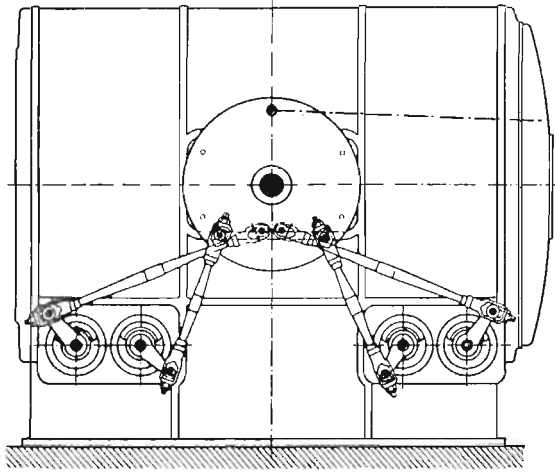
Trzon suwakowy jest narażony na skręcanie, a naprężenie stąd powstałe wynosi:



Rys. 104.

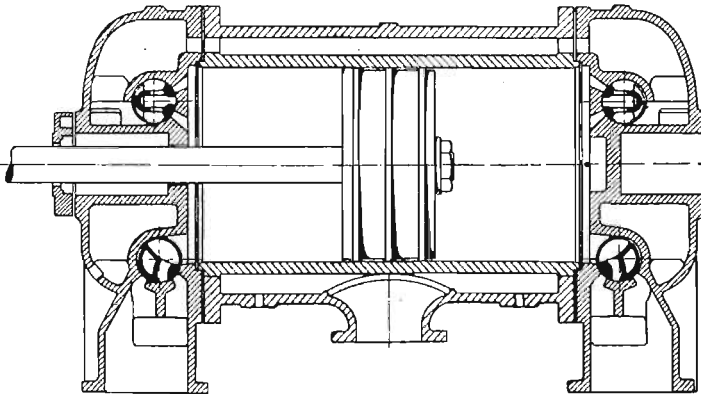
$$\sigma_t = \frac{M_t}{W} = \frac{[L \cdot b + (G + H) \cdot g] \rho \cdot \mu \cdot 0,5 \cdot d}{W}$$

We wzorze tym oznacza  $p$  — ciśnienie pary,  $W$  — moment wytrzymałości,  $\mu = 0,2$  — współczynnik tarcia, a oznaczenia liter, odnoszące się do wymiarów suwaka, podano na rys. 102.



Rys. 105.

Niektórzy konstruktorzy umieszczają wszystkie cztery suwaki w dolnej części cylindra, np. podług rys. 104, a dla niezmiennego rozrządu pary można wtedy stosować napęd wskazany na rys. 105. Celem zmniejszenia szkodliwej przestrzeni i powierzchni można ułożyć suwaki Corliss'a w łbicach, jak to uwidocznia

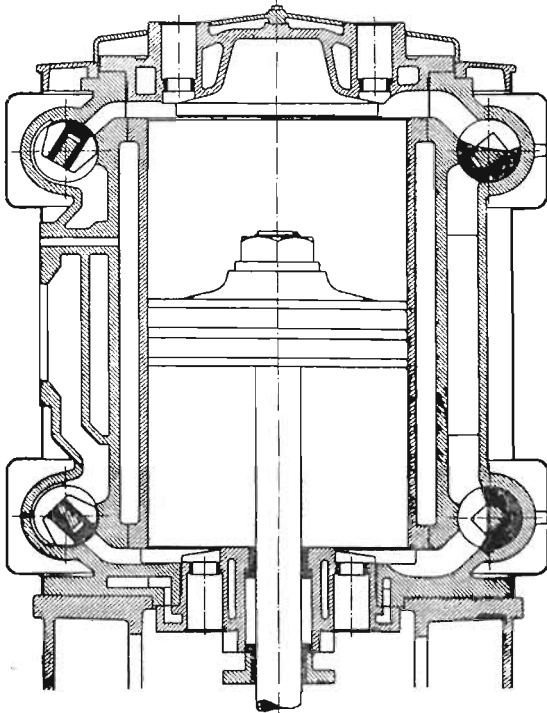


Rys. 106.

niego rozrządu pary można wtedy stosować napęd wskazany na rys. 105. Celem zmniejszenia szkodliwej przestrzeni i powierzchni można ułożyć suwaki Corliss'a w łbicach, jak to uwidocznia

rys. 106; — stawidło Corliss'a w zastosowaniu do maszyny stojącej przedstawia rys. 107.

Przy projektowaniu stawidła Corliss'a należy zwrócić szczególną uwagę na to, aby działające w cylindrze ciśnienie pary dociskało suwak wylotowy do wylotowej gładzi suwakowej cylindra, czyli aby suwak nie mógł odchylić się od swej gładzi pod wpływem ciśnienia pary w cylindrze, jakkolwiek układ taki powoduje powiększenie szkodliwej przestrzeni i szkodliwych po-

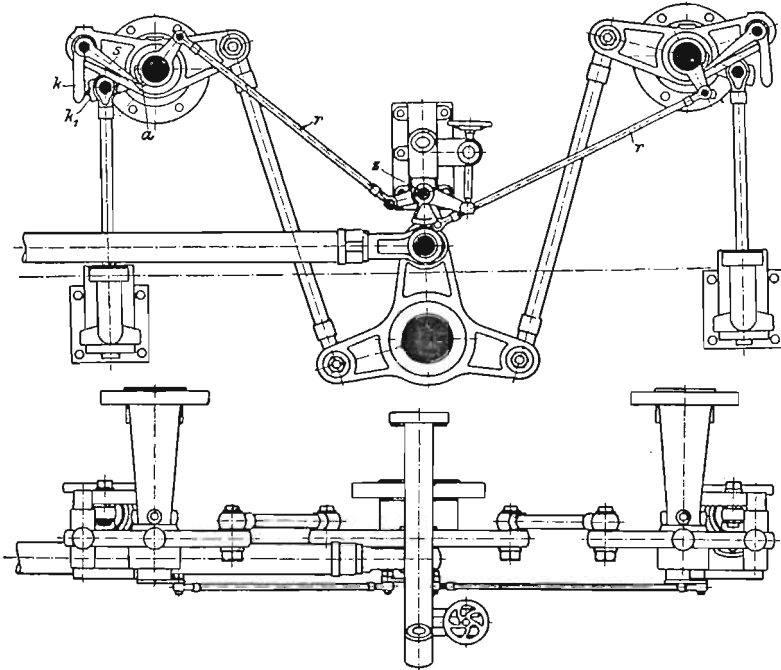


Rys. 107.

wierzchni. Również trzeba ograniczyć szerokość gładzi suwakowej cylindra (patrz rys. 101), aby suwak przechodził przez jej krawędź graniczną, przez co zapobiega się wyrobieniu w niej występów; — w razie powstania ostatnich niemożliwe byłoby przedstawianie suwaka, pomimo ewentualnego wadliwego nastawienia go.

W cylindrach wysokoprężnych stawidło Corliss'a nie znalazło, za wyjątkiem Ameryki, większego rozpowszechnienia; —

w cylindrach tych stosuje się je w połączeniu z mechanizmem wychwytowym, którego używa się wyjątkowo także w cylindrach niskopiętnych. Budowa stawidła wychwytwego jest bardzo różnorodna, a jako przykład może posłużyć budowa przedstawiona na rys. 108, odnosząca się do napędu suwaków wlotowych. Drażek mimośrodowy uruchamia tutaj tarczę, która za pomocą drążka i dźwigni zabiera chwytaczem  $k$  dźwignię  $k_1$ , oklinioną na trzonie suwaka Corliss'a. Okręcanie ostatniego, w celu otwarcia kanału dla dopływu pary do cylindra, odbywa się tak długo, aż połączo-



Rys. 108.

na z chwytaczem  $k$  dźwignia  $s$  nie natrafi na występ  $a$ , którego położenie nastawia regulacja za pomocą drążków  $r$  w zależności od obciążenia silnika. Nastawianie to może być uskutecznione ręcznie za pomocą kółka, widocznego na rysunku, lub też samoczynnie przez regulator, działający w miejscu, w którym znajduje się wspomniane kółko. Okręcenie dźwigni  $s$  przez występ  $a$  powoduje zsuniecie się chwytacza  $k$  z dźwigni  $k_1$ . Ta ostatnia zostaje teraz okręcana w kierunku przeciwnym przez tłok powrotnika, połączony z nią drążkiem; — ruch ten powoduje zamknię-

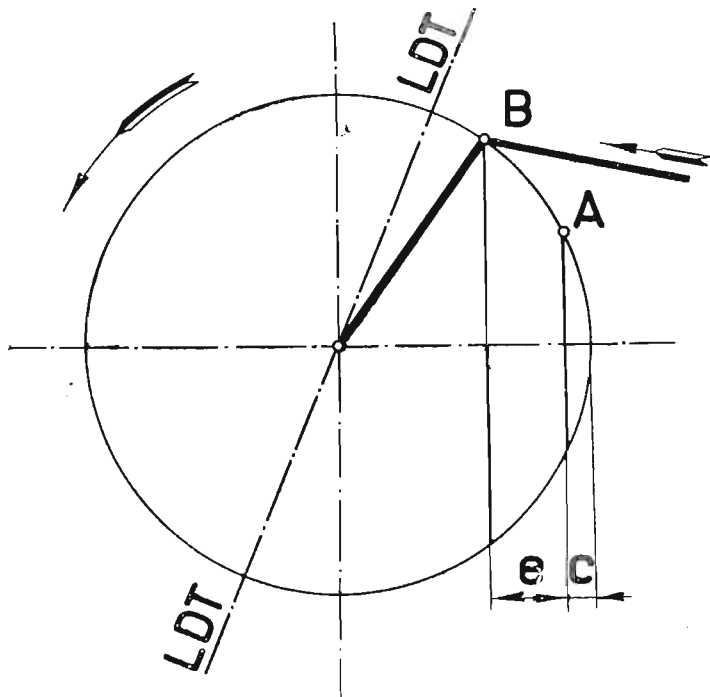
cie kanału dopływowego przez suwak. Powrotnik (kataraktę) umieszcza się przeważnie poniżej osi cylindra.

Istota działania stawidła wychwykowego, służącego do napędu suwaków Corliss'a, polega więc na tem, że mimośród zapomocą odpowiedniego mechanizmu okręca suwak w czasie otwierania kanału dla wlotu pary, natomiast zamykanie tegoż kanału odbywa się przez okręcanie suwaka w kierunku przeciwnym zapomocą powrotnika. Ponieważ zamykanie kanału przez suwak wymaga pewnego czasu, przeto napełnienie cylindra trwa dłużej niż do chwili, w której chwytacz  $k$  odłącza się od dźwigni  $k_1$ . Suwaki wylotowe są w budowie wskazanej na rys. 108 napędzane osobnym mimośrodem, uruchamiającym mechanizm dla niezmiennego wylotu przedzwrotowego i dla niezmiennej kompresji. Jest to ustrój bezwarunkowo dogodniejszy, niż napęd wszystkich czterech suwaków jednym mimośrodem, bo osiąga się dzięki temu możliwość łatwiejszego wyregulowania poszczególnych suwaków; — oprócz tego można wtedy okłinić poszczególne dźwignie w ten sposób, że chwytacz  $k$  dochodzi do dźwigni  $k_1$  przy małej prędkości, t. j. krótko po przejściu martwego położenia mimośrodu (rys. 109) i przy zastosowaniu tylko tak dużego przysłonięcia  $e$ , jakie jest potrzebne ze względu na dostateczną szczelność suwaka. Aby uchwycić dźwignię  $k_1$ , chwytacz  $k$  musi wykonywać pewien przeskok  $c$ , wynoszący około 2 mm, czyli (rys. 109) w punkcie  $A$  dochodzi on do dźwigni  $k_1$ , a w punkcie  $B$  rozpoczyna się wlot przedzwrotowy. Dla uniknięcia uderzeń zetknięcie się chwytacza  $k$  z dźwignią  $k_1$  powinno odbywać się przy małej prędkości, ponieważ siła, potrzebna do przyspieszenia masy suwaka, jak i opór jego tarcia są duże.

Powrotnik, służący do zamykania suwaka Corlissa w stawidle wychwykowym, może być powietrzny lub hydrauliczny.

Powrotnik powietrzny, przedstawiony na rys. 110, składa się z tłoka różnicowego, połączonego drążkiem z dźwignią  $k_1$ , a umieszczonego w cylindrze. Uszczelnienie tłoków uzyskuje się przez doszlifowanie. Z powodu podniesienia tłoka w górę przez mechanizm wychwytowy powstaje pod tłokiem o małej średnicy próżnia, skutkiem której, po wyłączeniu mechanizmu wychwykowego, następuje szybkie jego opadanie. Aby uniknąć przytem uderzeń, tłok o dużej średnicy, po przejściu jego dolnej krawędzi przez umieszczone w cylindrze otwory, sprzęża pozostawione

stałe powietrze, które może uchodzić tylko małym, nastawnym otworem. Dzięki takiemu urządzeniu zmniejszenie szybkości ruchu tłoka, a zatem i suwaka Corliss'a następuje dopiero w ostatniej chwili. W dolnej pokrywie mniejszego cylindra umieszcza się mały zawór, obciążony sprężyną i przeznaczony do wypuszczania powietrza, które z powodu nie szczelności dostało się do cylindra. Średnica mniejszego tłoka wynosi około 0,2 średnicy tłoka maszyny.

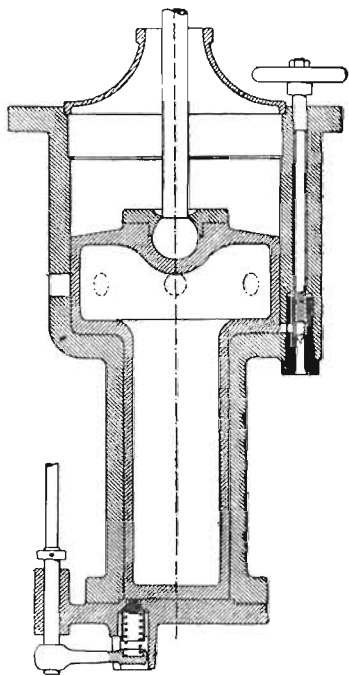


Rys. 109.

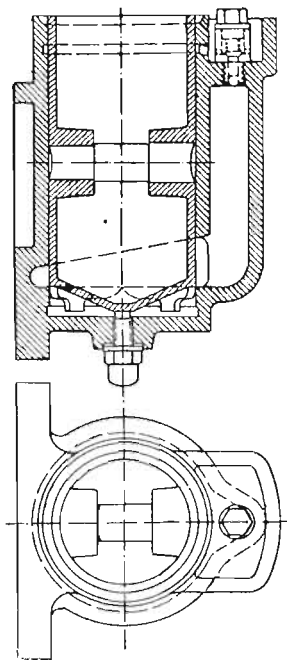
Zamiast powrotnika powietrznego używa się także powrotnika hydraulicznego, który przy umiejętnym wykonaniu działa dokładniej i niezawodniej. W przyrządzie tym (rys. 111) uzyskuje się siłę do zamykania suwaka również przez próżnię, powstałą pod tłokiem, natomiast zmniejszenie uderzenia uzyskuje się przez stosowanie zamiast poduszki powietrznej, cieczy pod tłokiem (zwykle oleju). Celem uniknięcia uderzenia tłoka o ciecz, dno jego posiada kształt stożkowy. Tuż przed dojściem tłoka do krańcowego dolnego położenia zmniejsza się przekrój dla odpły-

wu cieczy do bocznego kanału, przez co zwiększa się hamowanie ruchu tłoka. Zawór, znajdujący się w górnej ścianie bocznego kanału, służy do odpływu nadmiaru oleju i powietrza, które wpływałyby ujemnie na sprawność działania powrotnika. Do szczelnienia tłoka uzyskuje się zapomocą oleju, znajdującego się we wpustkach, wytoczonych w górnej części cylindra.

Powrotniki powietrzne nie zawsze pracują beznagannie. Przedewszystkiem zawodzą one przy małych napełnieniach, po-



Rys. 110.



Rys. 111.

nieważ próżnia, powstała przy małym ruchu suwaka, a zatem małym skoku tłoka powrotnika, jest za mała do zamknięcia suwaka; — z drugiej strony działanie hamujące ruch tłoka jest również niedostateczne z powodu zasysania zbyt małej ilości powietrza, skutkiem czego następuje bieg z uderzaniem. Skuteczniej naogół działają powrotniki hydrauliczne, ponieważ tłok ich jest szczelniejszy i ciecz hamuje lepiej. Również przy bardzo dużych napełnieniach powrotnik powietrzny nie zawsze działa prawidłowo, bo sprężone pod tłokiem powietrze może spowodować jego samoczynne podniesienie się w górę, przez co kanał dopły-

wowy zostaje powtórnie otwarty przez suwak w okresie rozprężania pary w cylindrze silnika.

Zamiast próżni w powrotnikach niektórzy konstruktorzy używają do zamykania suwaków Corliss'a w stawidłach wychwytowych sprężyn. Ustrój ten znalazł naogół bardzo małe rozpowszechnienie, ponieważ z powodu stosunkowo dużego skoku suwaków Corliss'a wymaga stosowania bardzo długich sprężyn.

### § 33. SUWAKI POJEDYŃCZE DLA ZMIENNEGO ROZRZĄDU PARY.

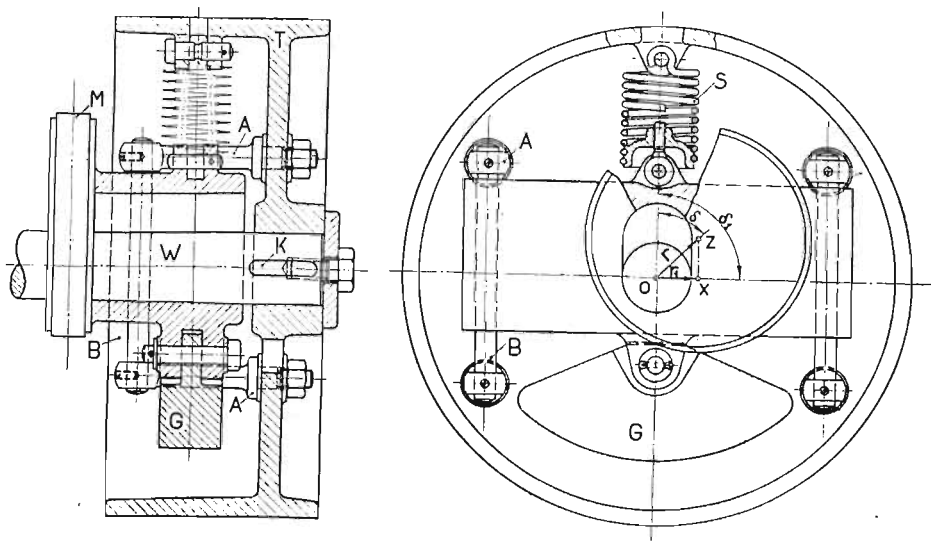
Zmienny rozrząd pary w stawidle z pojedynczym suwakiem można uzyskać, oprócz przestawiania mimośrodów w czasie postoju maszyny (patrz § 14), przez samoczynne przestawianie suwaka zapomocą regulatora w czasie ruchu silnika. Ponieważ siła nastawcza regulatora o odpowiedniej wielkości jest nieduża, przeto stosuje się samoczynną zmianę rozrządu pary przeważnie tylko przy suwakach pojedynczych, które są odciążone, więc przy pojedynczych suwakach tłokowych, a wyjątkowo przy pojedynczych suwakach Corliss'a. Najczęściej używa się w tych wypadkach t. zw. regulatorów osiowych, które umieszczone są na wale głównym maszyny i przestawiają mimośród zależnie od obciążenia maszyny; — są one więc połączone stale z mechanizmem napędzającym suwak. Stawidła tego rodzaju są najczęściej rozpowszechnione w maszynach szybkoobrotowych i w lokomobilach, pracujących z parą przegrzaną.

Najprostszą budowę regulatora osiowego widzimy na rys. 112. Ruch obrotowy wału  $W$  maszyny przenosi się zapomocą zaklinowanej tarczy  $T$  oraz sworzni  $A$  i  $B$  na tarczę mimośrodową  $M$ , który napędza suwak. Tarcza mimośrodowa posiada wykrój, pozwalający przesuwaniu jej po sworzniach  $B$ , skutkiem czego mimośrodowość i kąt przodowania mimośrodów mogą być zmieniane. Zmiana ta następuje pod wpływem działania siły odśrodkowej ciężaru  $G$ , której przeciwdziała siła sprężyny  $S$ . Przy zmniejszeniu się liczby obrotów wału  $W$ , wskutek wzrostu obciążenia aż do największego, środek tarczy mimośrodowej znajduje się w położeniu, przedstawionem na rysunku, t. j. w punkcie  $Z$ , oddalonym od środka wału  $O$  o mimośrodowość  $r$ ; — kąt przodowania wynosi wtedy  $\delta$ . Natomiast przy zwiększeniu się liczby obrotów



wskutek odciążenia maszyny środek tarczy mimośrodowość zostaje przesunięty do punktu  $X$ , oddalonego od środka wału  $O$  o mimośrodowość  $r_1$ , która jest mniejsza od  $r$ ; — kąt przodowania wynosi teraz  $\delta_1$ , który jest większy od  $\delta$ . Zmiany te powodują zmianę rozrządu pary, w szczególności zmniejszenie mimośrodowości powoduje zmniejszenie napełnienia cylindra.

Z powyższego wynika, że regulator osiowy działa na stawidła przez zmianę mimośrodowości i kąta przodowania mimośrodowość. Linję, według której przesuwa się środek tarczy mimośrodowość pod wpływem



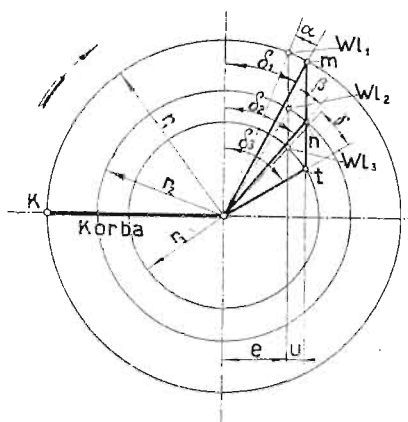
Rys. 112.

działania regulatora, nazywamy *krzywą centralną*. Ostatnia może posiadać różny kształt i różny układ; — jednak powinniśmy zawsze dążyć do tego, aby pomimo zmiany  $\delta$  i  $r$  wlot przedzwrotowy ulegał możliwie najmniejszym zmianom.

Układ krzywej centralnej  $m - n - t$ , odpowiadający rysunkowi 112, a przedstawiony w wykresie zasadniczym ruchów suwaka, widzimy na rys. 113. Otrzymujemy tutaj przy zmiennych  $\delta$  i  $r$  stały liniowy wlot przedzwrotowy, natomiast procentowy wlot przedzwrotowy zwiększa się dość znacznie przy zmniejszeniu mimośrodowości i zwiększeniu kąta przodowania, mia-

nowicie  $\alpha < \beta < \gamma$ . Z powyższego wynika, że stały linijny wlot przedzwrotowy otrzymujemy wtedy, gdy krzywa centralna jest prostopadłą do środkowego kierunku drażka mimośrodowego przy położeniu korby maszyny w martwym położeniu. Ponieważ maszyna posiada przy tym układzie krzywej centralnej zawsze ten sam linijny wlot przedzwrotowy, czyli ponieważ nie można zastosować 00% napełnienia, przeto używanie tego układu jest prawie wykluczone, gdyż silnik mógłby rozbiegać się w razie odciążenia go.

Aby móż osiągnąć przy krzywej centralnej o kształcie linii prostej napełnienie 00%, musi ona być prostopadłą do środkowego kierunku drażka mimośrodowego przy położeniu korby ma-

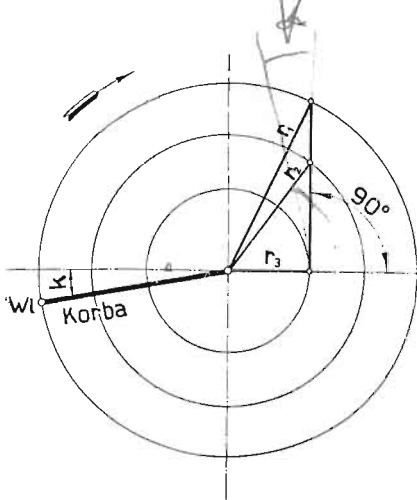


Rys. 113.

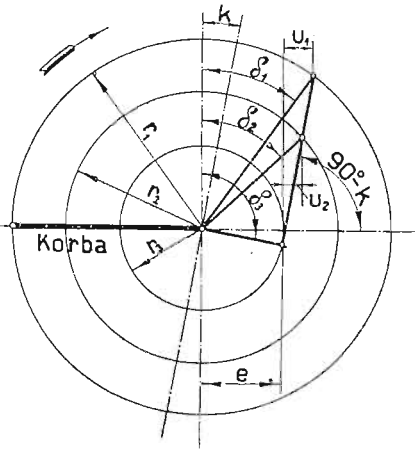
szyny w punkcie  $WI$ , odpowiadającemu wlotowi przedzwrotowemu (rys. 114). Gdy okręcimy położenie korby i krzywej centralnej, przedstawione na rys. 114, o kąt  $k$  w kierunku biegu maszyny, t. j. gdy ułożymy korbę maszyny w martwym położeniu, to krzywa centralna będzie pochylona względem poziomej pod kątem  $90^\circ - k$  (rys. 115). W układzie tym procentowy wlot przedzwrotowy nie zmienia się ( $k = \text{const.}$ ), natomiast linijny wlot przedzwrotowy jest tem większy, im większa jest mimośrodowość, gdyż  $u_1 > u_2$ .

Krzywa centralna może posiadać także kształt łuku, a osiąga się to przez budowę regulatora, przedstawioną na rys. 116. Tarcza regulatora  $T$  i tarcza mimośrodowa  $A$  os-

dzone są zapomocą klinów na wale maszyny  $F$ ; środek  $M$  tarczy  $A$  jest oddalony od środka wału  $W$  o mimośrodkowość  $r_s$ . Na tarczy  $A$  znajduje się druga, ruchoma tarcza  $B$ , której środek oddalony jest od środka pierwszej  $M$  o mimośrodkowość  $r_z$ . Pokrywy mimośrodu, napędzającego suwak, umieszczone są na tarczy  $B$ . Każdorazowe położenie tarczy  $B$  względem tarczy  $A$ , czyli każdorazowe położenie tarczy  $B$  względem środka wału, zależy od położenia ciężarków  $C$ , które przy zwiększeniu liczby obrotów wału, okręcając się wokół sworzni  $G$ , rozchodzą się nazewnątrz w tej mierze, jak tego pozwalają przeciwdziałające sprężyny  $S$ ; ciężarki  $C$  przesuwają zapomocą kierownic  $K$



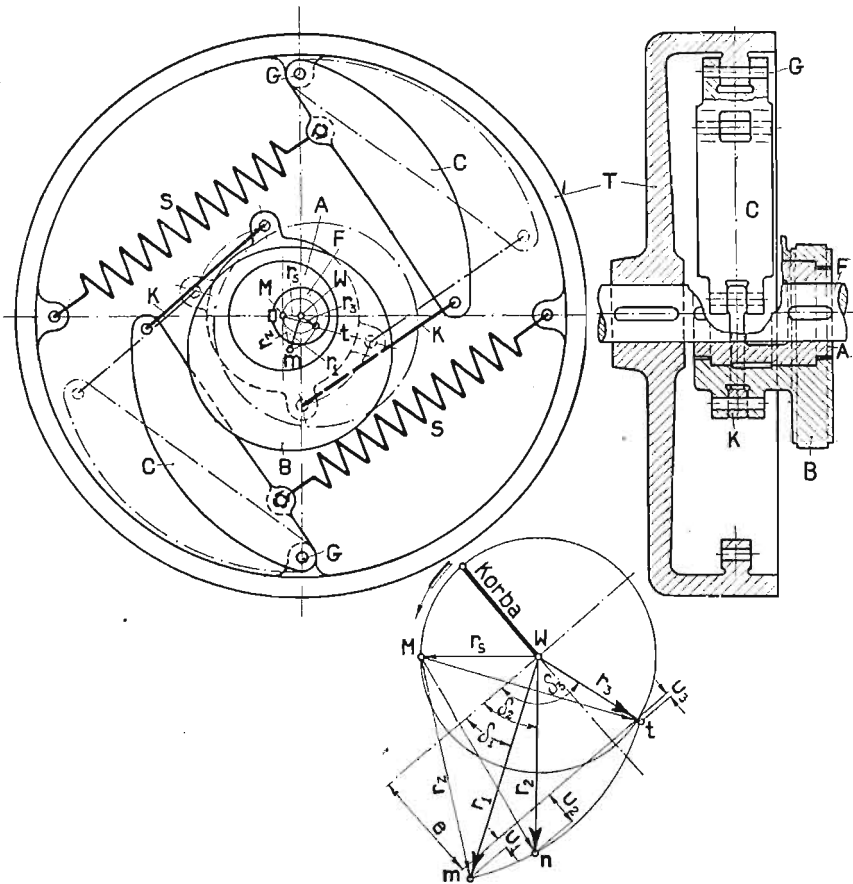
Rys. 114.



Rys. 115.

tarczę  $B$  na tarczy  $A$ . Jeśli przy zmniejszeniu się liczby obrotów wału środek tarczy  $B$  znajduje się w punkcie  $m$ , oddalonym od środka wału o mimośrodkowość wypadkową  $r_1$ , to przy zwiększeniu się liczby obrotów wału może on być przesunięty aż do punktu  $t$ , oddalonego od środka wału  $W$  o znacznie mniejszą mimośrodkowość wypadkową  $r_3$ . Dla skoku suwaka są oczywiście miarodajne mimośrodkowości wypadkowe. Linja przesuwania środka mimośrodu ruchomego, czyli krzywa centralna  $m - n - t$  posiada kształt łuku, zatoczonego promieniem  $r_z$  ze środka  $M$  mimośrodu zaklinionego. Z rysunku widzimy, że przy zmniejszeniu mimośrodkowości wypadkowej zwiększa się

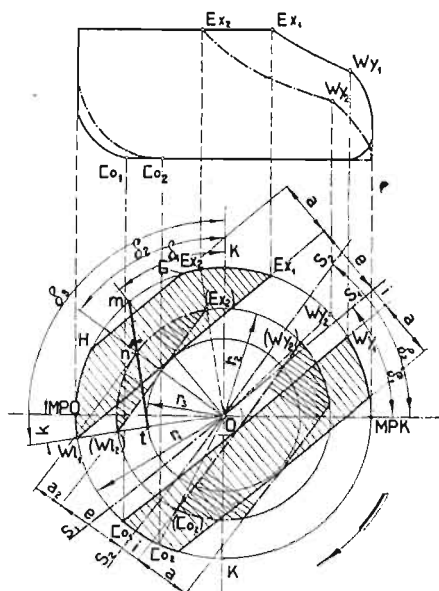
kat przodowania  $\varphi$ , a liniowy wlot przedzwrotowy najpierw zwiększa się, później zmniejsza się, n. p.  $u_1 < u_2$ . Jeśli najmniejsza mimośrodowość wypadkowa  $r_3$  jest mniejsza od przystąpienia wlotowego  $e$ , to suwak nie otwiera wcale kanału dopływowego, czyli maszyna pracuje wtedy z napełnieniem 00%.



Rys. 116.

Rozważyć teraz musimy, jakie zmiany powoduje w rozrządzie pary działanie regulatora osiowego na suwak i jaki wpływ wywiera przytem kształt krzywej centralnej. Zależność wykresu indykatora od wykresu suwakowego przedstawia najlepiej wykres suwakowy Reuleaux'a, w którym linja drogi tłoka jest tak samo ułożona jak w wykresie zasadniczym (rys. 5) ruchów suwaka, a natomiast linja środkowego położenia suwaka

$S - S$  zostaje okręcona w kierunku przeciwnym do biegu maszyny o kąt  $90^\circ + \delta$ . Jak zaznaczono w § 8, kąt przodowania można odłożyć także od prostopadłej  $K - K$  w kierunku przeciwnym do biegu maszyny (patrz rys. 9), co w zastosowaniu do stawideł z regulatorem osiowym posiada tę dodatnią stronę, że położenia mimośrod, przedstawiające krzywą centralną, znajdują się w wykresie suwakowym po stronie wlotowej, która jest najważniejsza dla każdorazowych odmyków kanałów  $a$ .



Rys. 117.

Wykres suwakowy stawidła z pojedynczym suwakiem w połączeniu z regulatorem osiowym, posiadającym krzywą centralną o kształcie linii prostej i nastawiającym stały procentowy wlot przedzwrotowy (patrz rys. 115), widzimy na rys. 117. Ze względu na większą przejrzystość wykresu nie uwzględniona w nim rzeczywistej długości korbowodu, co oczywiście nie jest dopuszczalne w projekcie wykonawczym. Przy projektowaniu stawidła tego rodzaju poleca się rozpocząć kreślenie wykresu suwakowego od wymaganego napełnienia największego  $Ex_1$  i przyjąć kąt  $k$  dla wlotu przedzwrotowego, przez co otrzymuje się linie  $Wl_1 - Ex_1$  i  $S_1 - S_1$ , a zatem również kąt przo-

dowania  $\delta_1$  i wielkość przysłonięcia wlotowego  $e$ ; — krzywa centralna przechodzi przez punkt  $m$ , czyli każdorazowy skok największy suwaka znajdujemy jako  $r - e$ . Ponieważ przy mniejszych napełnieniach, jak wynika z poprzednich rozważań, zmniejsza się wielkość mimośrodowości, a powiększa się kąt przodowania, przeto poleca się przyjąć przy największym napełnieniu:

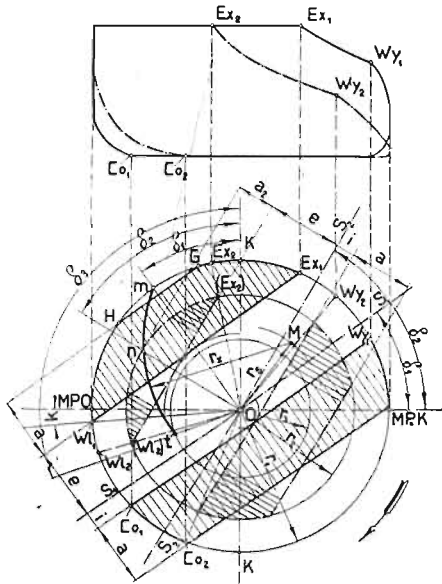
1) mimośrodowość  $r_1 > e + a$ , jeśli suwak nie daje kilkakrotnego wlotu, aby przy mniejszych napełnieniach otrzymać dostateczne otwarcie kanału  $a$  w czasie wlotu i wylotu pary, czyli aby nie przekroczyć dopuszczalnej prędkości pary,

2) możliwie małą kompresję i mały wylot przedzwrotowy, gdyż okresy te powiększają się przy mniejszych napełnieniach ze zwiększeniem kąta przodowania.

Stosownie do warunku 1) przeprowadzamy linię  $H - G$ , określającą szerokość kanału  $a$  w gładzi suwakowej cylindra, a stosownie do warunku 2) przyjmujemy  $Co_1$ ; — przez równoległą do linii  $S_1 - S_1$  znajdujemy  $Wy_1$  i przysłonięcie wlotowe  $i$ , a wreszcie odkładamy szerokość kanału  $a$ .

Jeśli przyjmiemy, że najmniejsza mimośrodowość  $r_3 = e$ , czyli że napełnienie 00% jest możliwe bez dodatkowego przysłonięcia, zapewniającego szczelność suwaka przy takim przedstawieniu (z tej przyczyny jest pożądané wykonać  $r_3 < e$ ), to krzywa centralna przechodzi przez punkt  $t$ , czyli otrzymujemy ją jako linię  $m - t$ . Przy napełnieniu  $Ex_2$  dzielimy w wykresie suwakowym kąt  $Wl_1 - O - Ex_2$  na dwie połowy, przez co znajdujemy kąt przodowania  $\delta_2$  oraz na krzywej centralnej punkt  $n$ , przez który przechodzi koło o mimośrodowości  $r_2$ , miarodajnej dla napełnienia  $Ex_2$ . Linię  $(Wl_2) - (Ex_2)$ , ograniczającą przysłonięcie wlotowe  $e$ , kreślimy prostopadle do linii  $n - O$ . Odmyk kanału wlotowego wynosi teraz  $a_2 = r_2 - e$ . Równoległe do linii  $(Wl_2) - (Ex_2)$  kreślimy linie  $S_2 - S_2$  i  $(Co_2) - (Wy_2)$ , przyczem ostatnia musi być styczną do koła o promieniu przysłonięcia wlotowego  $i$ ; punkty  $(Co_2)$  i  $(Wy_2)$  przenosimy do wykresu indikatora. Jeśli  $Ex_2$  jest napełnieniem normalnem maszyny, to musimy stwierdzić, czy ze względu na dopuszczalną prędkość pary odmyki kanału są dostatecznie duże, mianowicie  $a_2$  dla wlotu i  $a$  dla wylotu. Zmniejszenie napełnienia przez regulator osiowy powoduje, jak widzimy z wykresu, nie tylko zmniejszenie skoku suwaka, lecz także znaczne po-

większenie kompresji i wylotu przedzwrotowego. Skutkiem tego praca wykonana przez maszynę zmniejsza się tak po stronie kompresji jak i ekspansji, dzięki czemu otrzymuje się bardzo czułą regulację silnika. Powiększenie kompresji jest jednakże ograniczone warunkiem, aby końcowe ciśnienie kompresyjne nie było większe od ciśnienia dolotowego. Z tej przyczyny stawidło z pojedynczym suwakiem w połączeniu z regulatorem osiowym posiada tę wadę, że wymaga pracy maszyny ze stosunkowo dużym napełnieniem normalnym, wobec czego nie może być uży-



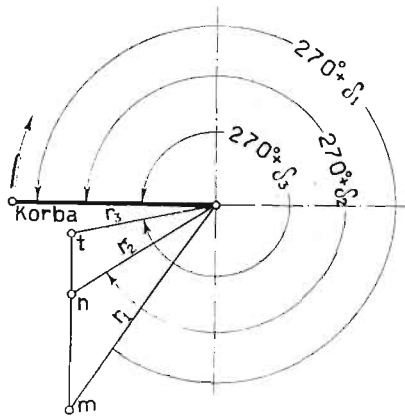
Rys. 118.

wane w jednocyldrowych maszynach, pracujących z kondensacją i z dość dużym ciśnieniem dolotowym.

Krzywa centralna o kształcie łuku daje pod względem uzyskania większego otwarcia kanału  $a$  lepsze wyniki od krzywej centralnej w postaci linii prostej. Ponieważ odległość pomiędzy krzywą centralną i przysłonięciem wlotowym  $e$  przedstawia największy skok suwaka przy pewnej mimośrodkowości i przynależnym kącie przodowania, przeto łuk krzywej centralnej powinien mieć ten sam kierunek co łuk przysłonięcia  $e$ . W wykresie, przedstawionym na rys. 118, kreślmy naj-



pierw wykres suwakowy dla napełnienia największego  $Ex_1$ , przyjmując mimośrodowość  $r_1$  i dla wlotu przedzwrotowego kąt  $k$ , przy czym uwzględniamy zasady, podane przy omawianiu konstrukcji rysunku 117. Znajdujemy więc punkt  $m$  krzywej centralnej; — jeśli najmniejsza mimośrodowość wypadkowa  $r_3$  ma być mniejszą od przysłonięcia wlotowego  $e$ , to wykreślamy ze środka nieruchomej tarczy mimośrodowej  $M$  łuk promieniem  $r_2$ , który przechodzi przez  $m$  i przecina koło o promieniu  $r_3$  w punkcie  $t$ . Dla znalezienia zmian, zachodzących przy zmniejszeniu napełnienia  $Ex_1$  do  $Ex_2$ , przyjmujemy na krzywej centralnej punkt  $n$  w ten sposób, aby kąt  $Ex_2 - O - n$  równał się kątowi  $n - O - Wl_2$  i aby linja  $(Wl_2) - (Ex_2)$  była stycz-



Rvs. 119.

ną do koła o promieniu  $e$  i prostopadłą do linii  $n - O$ . Przez punkt  $n$  przechodzi koło mimośrodu o promieniu  $r_2 = O.n$ . W porównaniu z rys. 117 otrzymujemy tutaj przy zmniejszeniu napełnienia powiększenie wlotu przedzwrotowego, oraz znacznie powiększenie wylotu przedzwrotowego i kompresji; — oczywiście zmiana wlotu przedzwrotowego nie powinna być także zbyt duża.

Regulatory osiowe wykonywują przeważnie specjalne fabryki, które podają w swych katalogach wielkości największej i najmniejszej mimośrodowości wypadkowej  $r_1$  i  $r_3$ , oraz mimośrodowość mimośrodu nieruchomego  $r_s$  i ruchomego  $r_2$ .

Przy użyciu suwaka z wewnętrznym wlotem, krzywa centralna otrzymuje inne położenie względem korby maszyny, mia-



nowicie środek mimośrodowi wyprzedza korbę o kąt  $270^\circ + \delta$  (rys. 119). Zmiana ta nie wpływa wcale na zmianę wykresu suwakowego, w którym układamy krzywą centralną tak samo jak w rys. 117 i 118, a wymaga tylko innego osadzenia regulatora na wale.

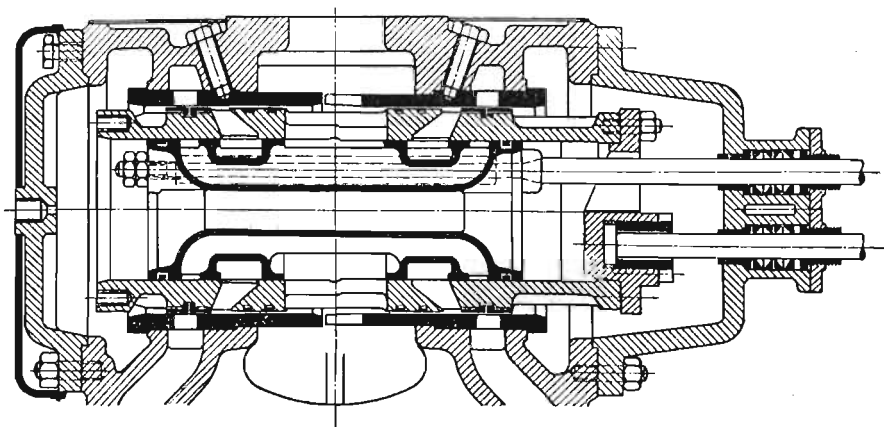
### § 34. SUWAKI PODWÓJNE W POŁĄCZENIU Z REGULATOREM OSIOWYM.

Stawidła te, w których używano prawie wyłącznie suwaków tłokowych, są bardzo mało rozpowszechnione, a obecnie nie buduje się ich już wcale. Cechą charakterystyczną tych stawideł, w których każdy suwak otrzymuje napęd zapomocą osobnego mimośrodowi, jest oddziaływanie regulatora osiowego tylko na suwak ekspansyjny, przez co uzyskuje się, tak samo jak przy suwaku Rider'a, możliwość stosowania zmiennego napędzenia bez powodowania zmian innych charakterystycznych okresów rozrzędu pary; — jedynie niektórzy konstruktorzy, np. Doerfel, stosują także częściowy wpływ regulatora na suwak rozdzielczy, zmieniając w niewielkich granicach wielkość kompresji, przez co uzyskuje się czulszą regulację. Suwaki podwójne w połączeniu z regulatorem osiowym mogą być umieszczone w jednej skrzynce, przyczem suwak ekspansyjny pracuje w suwaku rozdzielczym, — lub też w dwóch komorach oddzielnych.

Budowę suwaka pierwszego rodzaju (konstrukcja Stein'a) widzimy na rys. 120. Para świeża dopływa w środku skrzynki suwakowej; — suwak ekspansyjny (wewnętrzny) posiada podwójny wlot wewnętrzny, a suwak rozdzielczy również wlot wewnętrzny. Stawidło to posiada wszystkie wady tłokowego suwaka Rider'a, więc brak dostatecznej szczelności suwaka ekspansyjnego i niemożność używania go przy parze przegrzanej z powodu ślizgania się jednego suwaka w drugim; — oprócz tego regulator osiowy jest kosztowniejszy od zwykłego, a sworznie jego zdzierają się w krótszym czasie. Pewne, nieznaczne zalety tego stawidła, — jak bezpośrednie działanie regulatora na mimośród, możliwość stosowania podwójnego wlotu i nieskończone kanałów, — nie zdołały zapewnić mu pierwszeństwa

przed tłokowym suwakiem Rider'a, którego obecnie również nie wykonywuje się.

Więcej rozpowszechnione były przed kilkunastu laty suwaki podwójne w połączeniu z regulatorem osiowym, budowane według projektów prof. Doerfel'a w dwóch komorach (rys. 121), wobec czego stawidło to mogło pracować także z parą przegrzaną. Suwaki posiadają tutaj wlot wewnętrzny, skutkiem czego mogą otrzymać stosunkowo małą średnicę; — pomimo to szkodliwa przestrzeń jest bardzo duża, bo wynosi od 12% do 18%. Główną wadą tej budowy są duże szkodliwe powierzchnie i bardzo złe prowadzenie pary, która przy przepływie przez kanały musi wykonywać ostre skręty. Oprócz tego suwaki nie

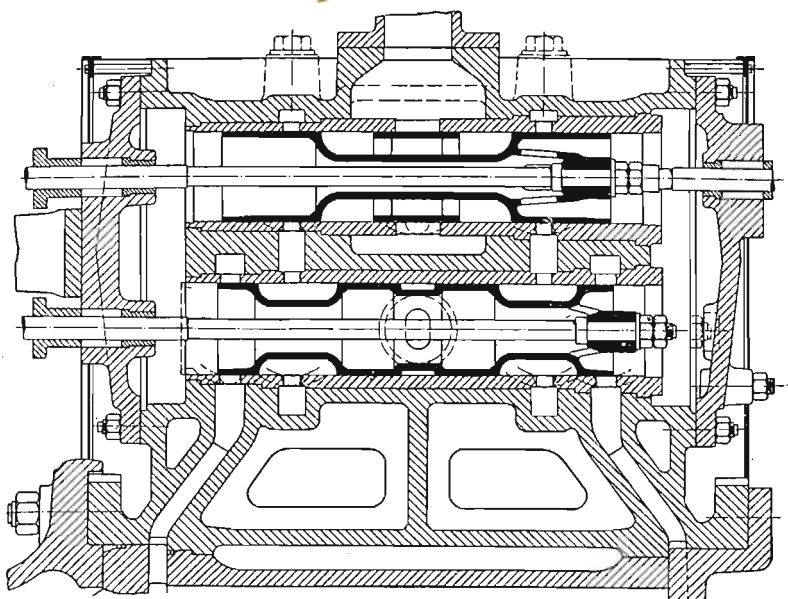


Rys. 120.

posiadają trwałej szczelności, jeśli nie są zaopatrzone w pierścienie uszczelniające. Ponieważ, niezależnie od wad zaznaczonych, stawidło z dwoma suwakami jest znacznie kosztowniejsze od stawidła z jednym suwakiem tłokowym, znajdującym się pod wpływem regulatora osiowego, przeto nie mogło ono współzawodniczyć z ostatnim i obecnie wykonywa go się tylko w wyjątkowych wypadkach.

Wykres suwakowy stawidła o dwóch suwakach w osobnych komorach, w którym regulator osiowy działa tylko na suwak ekspansyjny, jest bardzo prosty, bo suwak ekspansyjny pracuje w nieruchomej tulei. Przy projektowaniu należy pamiętać o tem, aby suwak ekspansyjny nie dawał później wlotu przed-

zwrotowego niż suwak rozdzielczy; — pod tym względem miarodajne jest największe napełnienie, gdyż przy mniejszych napełnieniach suwak ekspansyjny otwiera wcześniej kanał wlotowy. Ponieważ w stawidle tem suwak rozdzielczy steruje wlot przedzwrotowy, kompresję i wylot przedzwrotowy, przeto można w niem uzyskać korzystniejsze otwieranie kanału wlotowego niż przy suwaku pojedynczym, połączonym z regulatorem osiowym. Jeśli przyjmiemy, że mimośrodowość suwaka rozdzielczego  $R_n$  równa się największej mimośrodowości wypadkowej suwaka ekspansyjnego  $r_1$ , że przy największem na-



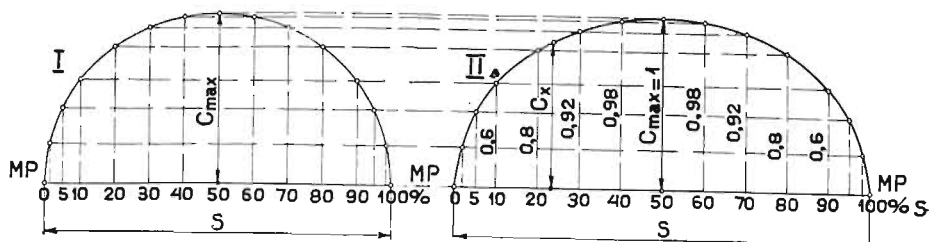
Rys. 121.

pełnieniu obydwu suwaki dają wlot przedzwrotowy przy położeniu korby maszyny pod kątem  $k$  względem martwego położenia i że posiadają one jednakowe przysłonięcie wlotowe  $e$ , co nie jest konieczne, to otrzymamy według rys. 122 otwarcie kanału wlotowego w wykresie suwakowym dla największego napełnienia jako pole, znajdujące się pomiędzy linią  $Wl-Ex_1$  i łukiem  $Wl-m-Ex_1$ . Po założeniu dla regulatora osiowego krzywej centralnej  $m-n-t$ , znajdujemy dla mimośrodowości wypadkowej  $r_2$  suwaka ekspansyjnego napełnienie  $Ex_2$  oraz otwarcie



simy wykreślić krzywą koniecznych i krzywą rzeczywistych odmyków kanałów parowych z uwzględnieniem położenia korby maszyny. W stawidłach suwakowych znajdujemy krzywą rzeczywistych odmyków kanałów parowych w zależności od położenia korby maszyny najdogodniej zapomocą t. zw. elipsy suwakowej.

Badanie dławienia pary przeprowadzamy zwykle dla nieskończenie długiego korbowodu  $L = \infty$ , ponieważ otrzymujemy wtedy pogląd na średnie dławienie pary po stronie ku — i cdkorbowej. Przy tem założeniu przedstawiają rzędne półkola, wykreślonego nad skokiem maszyny  $s$ , zmianę prędkości tłoka (rys. 123). Począwszy od martwego położenia  $MP$  prędkość



Rys. 123.

tłoka wzrasta najpierw bardzo szybko, potem znacznie wolniej i osiąga przy kącie  $\alpha = 90^\circ$  swą największą wartość

$$c_{max} = \frac{s \cdot \pi \cdot n}{60},$$

czyli równa się prędkości obwodowej  $v$ . Jeśli długość poszczególnych rzędnych pozostawimy bez zmiany, a skok maszyny narysujemy w innej skali, mianowicie dłuższy, to z wykresu *I* powstaje wykres *II* (rys. 123), który również przedstawia zmianę prędkości tłoka  $c$  przy  $L = \infty$ .

Przy projektowaniu ustalamy najpierw skalę wykresu rys. 123 — *II* przez obliczenie największej prędkości tłoka

$$c_{max} = \frac{s \cdot \pi \cdot n}{60}.$$

Potem obliczamy największy odmyk kanału parowego, który jest potrzebny przy największej prędkości tłoka ze wzoru:

$$a_{max} = \frac{F \cdot c_{max}}{h \cdot v_{max}}$$

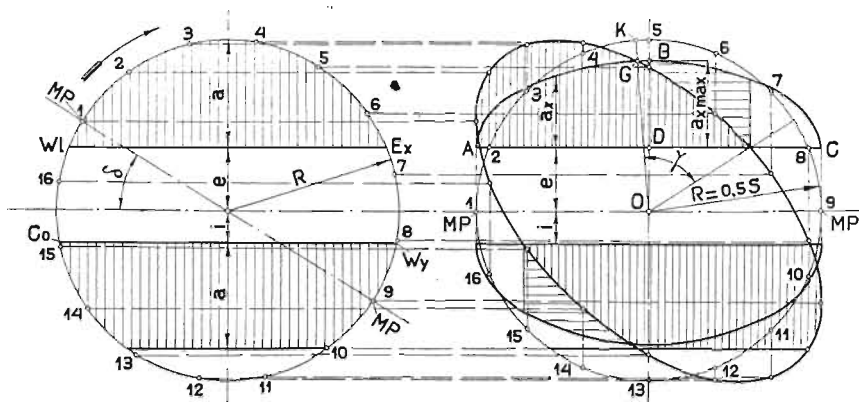
we wzorze tym oznacza:

$F$  = czynne pole tłoka w  $cm^2$ ,

$h$  = wysokość kanału parowego w  $cm$ ,

$v_{max}$  = prędkość pary, przy której przekroczeniu rozpoczyna się dławienie jej.

Dla wlotu pary można przyjąć  $v_{e max} = 60$  do  $80$   $m/sec$ ; — mniejsza prędkość odnosi się do pary nasyconej o średnim ciśnieniu i do pary przegrzanej o ciśnieniu bardzo wysokim (np.



Rys. 124.

powyżej 20  $atm$ ), większa natomiast do pary przegrzanej o średnim ciśnieniu (aż do 16  $atm$ ) i do pary nasyconej o niskim ciśnieniu (poniżej 3  $atm$ ). Dla wylotu pary przyjmujemy  $v_{a max} = 40$  do  $60$   $m/sec$ ; — mniejsza liczba odnosi się do pracy ze skraplaniem pary. Wybór prędkości  $v_{e max}$  i  $v_{a max}$  zależy od warunków pracy, podanych w § 3 przy rozważaniu dopuszczalnego  $v_e$  i  $v_a$ , które wybieramy dla średniej prędkości tłoka.

Obliczoną wielkość  $a_{max}$  rysujemy (rys. 124) jako rzędną  $D - B$  w środku długości linii  $A - C$ , przedstawiającej skok maszyny  $s$ . Inne rzędne  $a$  obliczamy ze wzoru

$$a_x = \frac{a_{max} \cdot c_x}{c_{max}}$$

w którym  $c_x$  oznacza prędkość tłoka przy rozważanym położeniu korby, którą znajdujemy z rys. 123. Odległość poszczególnych punktów krzywej  $A - B - C$  od linii  $A - C$  przedstawia więc potrzebną wielkość odmyku kanału parowego przy wszystkich położeniach korby maszyny.

W celu narysowania elipsy suwakowej odkładamy od linii  $A - C$  znalezione w wykresie suwakowym Mueller'a przysłonięcie wlotowe  $e$  w skali przyjętej dla  $a_{max}$  i kreślimy wokoło punktu  $O$  koło korby o promieniu  $R = 0,5 s$ , którego obwód dzielimy, rozpoczynając od martwego położenia korby maszyny, na pewną liczbę równych części, n. p. 16. Obok tego koła rysujemy w tej samej skali, jaką przyjęliśmy dla  $a_{max}$ , wykres suwakowy Mueller'a, okręcnym kątem  $90^\circ$ . W wykresie tym dzielimy obwód koła o promieniu  $R$  na taką samą ilość równych części jak poprzedniego koła, rozpoczynając również od martwego położenia korby maszyny  $M. P.$

Jeśli poprowadzimy linie poziome przez punkty podziałowe koła mimośrodu, to prostopadła ich odległość od poziomych osi obydwóch kół przedstawia przesunięcia suwaka względem jego środkowego położenia, natomiast linie prostopadłe, poprowadzone przez punkty podziałowe koła korby, przedstawiają położenia tłoka. Wspomniane linie poziome przecinają się z wspomnianymi prostopadłymi w punktach, których połączenie daje elipsę. Ponieważ elipsa ta przecina krzywą koniecznych odmyków kanału parowego w punkcie  $G$ , przeto dla wzięcia pary dolotowej rozpoczyna się przy położeniu korby maszyny w punkcie  $K$  i trwa w czasie, w którym korba przebiega kąt korbowy  $\gamma$ .

Dla strony wylotowej projektujemy wykres elipsy suwakowej w zupełnie ten sam sposób.

### § 36. PRZYKŁAD PROJEKTOWANIA SUWAKA TŁOKOWEGO DLA ZMIENNEGO ROZRZĄDU PARY.

Zaprojektować suwak tłokowy dla cylindra wysokoprężnego maszyny o podwójnym rozprężaniu pary, posiadającej przy liczbie obrotów  $n = 250$  na minutę następujące wymiary:

średnica cylindra wysokoprężnego  $D_w = 270 \text{ mm}$ ,  
 „ „ niskoprężnego  $D_n = 540 \text{ mm}$ ,  
 skok maszyny. . . . .  $s = 400 \text{ mm}$ .

Ciśnienie pary dołotowej wynosi  $15 \text{ atm}$  nadc., a ciśnienie w przelotni  $2 \text{ atm}$  nadc. Teoretyczne napełnienie cylindra wysokoprężnego wynosi  $26,5\%$  przy około  $26\%$  kompresji i przy około  $25\%$  wylotu przedzwrotowego.

Czynne pole tłoka wysokoprężnego:

$$F_w = 0,99 \cdot \frac{\pi \cdot 270^2}{4} \cong 567 \text{ cm}^2.$$

Średnia prędkość tłoka :

$$c_m = \frac{0,4 \cdot 250}{30} \cong 3,33 \text{ m/sek.}$$

Przy projektowaniu stawidła postępujemy w sposób następujący. Najpierw przyjmujemy średnicę suwaka w pewnym stosunku do średnicy cylindra i taką wysokość  $h$  kanału sterowanego w tulei suwakowej, aby żebra pomiędzy częściami wysokości tego kanału były dostatecznie silne. Ze wzoru  $F c_m = f \cdot v$  obliczamy potrzebny wolny przekrój dla wylotu  $f_a = a_g \cdot h$  i dla wlotu przy napełnieniu największem  $f_{e1} = a_1 \cdot h$  oraz przy normalnem  $f_{e2} = a_2 \cdot h$ . Następnie wybieramy regulator osiowy o takiej krzywej centralnej, który dawałby przy napełnieniu największem nie mniejszy odmyk kanału wlotowego od obliczonej szerokości  $a_1$  i przy normalnem nie mniejszy od  $a_2$ ; — oprócz tego regulator ma umożliwiać  $00\%$  napełnienia. W końcu badamy, czy nie zachodzi dławienie pary przy napełnieniu normalnem z powodu przekroczenia dopuszczalnej prędkości pary.

W przykładzie naszym przyjmujemy, ze względu na dużą liczbę obrotów maszyny, suwak o podwójnym wlocie wewnętrznym, posiadający średnicę  $d \cong 0,46 \cdot D = 125 \text{ mm}$  i wylot pojedynczy; — budowa suwaka ma być wykonana podług konstrukcji przedstawionej na rys. 54. Stosownie do obranej średnicy suwaka  $d = 125 \text{ mm}$ , przyjmujemy wysokość kanałów sterowanych, tak dla wlotu jak dla wylotu,  $h = 248 \text{ mm}$ ; —



wysokość tę dzielimy na cztery części po 62 mm, pomiędzy którymi znajdują się żebra o szerokości powyżej 30 mm. Teraz obliczamy potrzebne wolne przekroje:

1) dla wylotu:

$$f_a = \frac{F_w \cdot c_m}{v_a} = \frac{567 \cdot 3,33}{33} \cong 57 \text{ cm}^2,$$

czyli szerokość kanału

$$a_g = \frac{5700}{248} \cong 23 \text{ mm};$$

2) dla wlotu przy napełnieniu największym:

$$f_{e1} = \frac{F_w \cdot c_m}{v_{e1}} = \frac{567 \cdot 3,33}{38,5} \cong 49 \text{ cm}^2,$$

czyli odmyk kanału

$$a_1 = \frac{4900}{248} \cong 20 \text{ mm}.$$

Prędkość pary  $v_e$  przyjęliśmy niezbyt dużą, ponieważ skok suwaka zmniejszy się przy napełnieniu normalnym;

3) dla wlotu przy napełnieniu normalnym:

$$f_{e2} = \frac{F_w \cdot c_m}{v_{e2}} = \frac{567 \cdot 3,33}{55} \cong 34,4 \text{ cm}^2,$$

czyli odmyk kanału

$$a_2 = \frac{3440}{248} \cong 14 \text{ mm}.$$

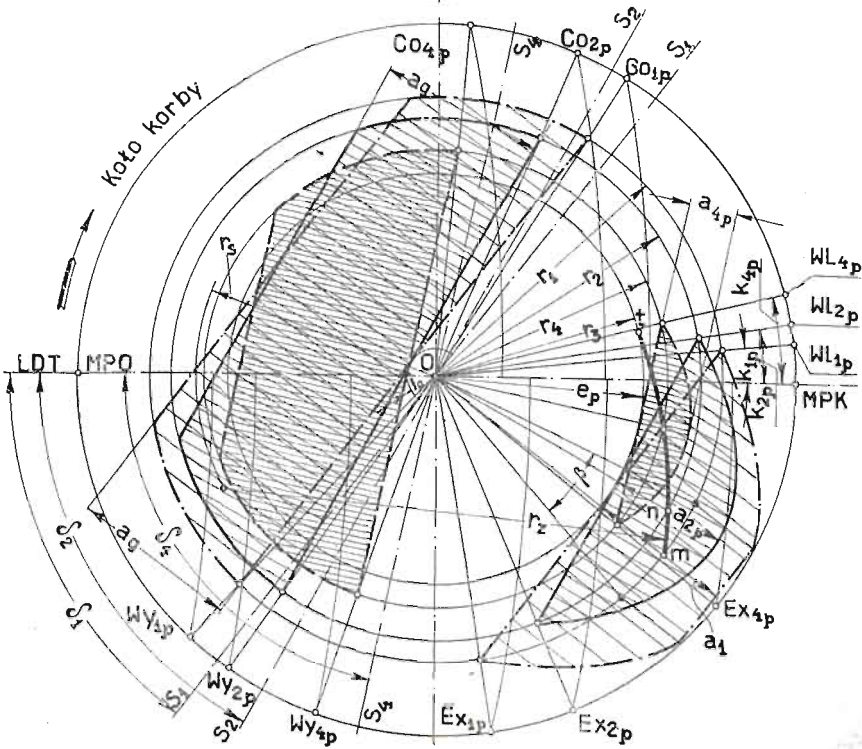
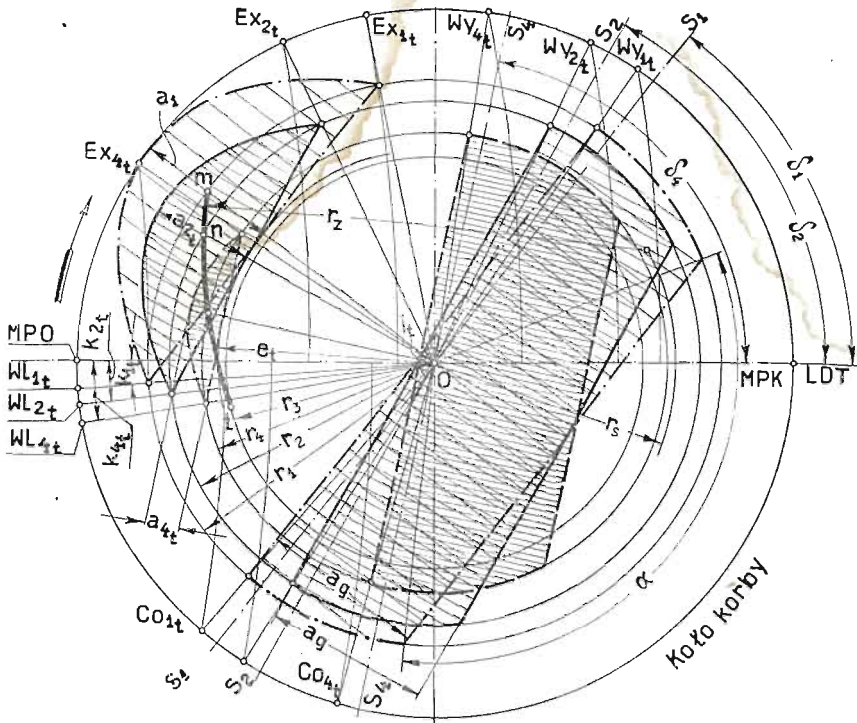
Stosownie do powyższych warunków, wybieramy po szeregu prób regulator osiowy, posiadający wypadkową mimośrodowość największą  $r_1 = 40 \text{ mm}$  i najmniejszą  $r_3 = 29 \text{ mm}$ ; — mimośrodowość oklinionego mimośrodru wynosi  $r_s = 33,5 \text{ mm}$ , a rucho-

meo  $r_2 = 62 \text{ mm}$ . Wykres suwakowy (rys. 125) rysujemy w skali naturalnej, lub lepiej w większej np. 3 : 1 i badamy najpierw stronę odkorbowa.

A. Strona odkorbowa.

Największe napełnienie  $Ex_{1t}$  po tej stronie przyjmujemy przy kącie  $k_{1t} = 4,5^\circ$  dla wlotu przedzwrotowego. Mimośrodowość ma wynosić  $r_1 = e_t + 0,5 \cdot a_1$ . Przez połączenie punktu  $Wl_{1t}$  z punktem  $Ex_{1t}$  i poprowadzenie równoległej  $S_1 - S_1$  do  $Wl_{1t} - Ex_{1t}$  znajdujemy kąt przodowania  $\delta_1 = 52^\circ 45'$ , przysłonięcie wlotowe  $e_t = 30 \text{ mm}$  i połowę szerokości kanału  $0,5 \cdot a_1 = 10 \text{ mm}$ . Również otrzymujemy początek krzywej centralnej w punkcie  $m$ , ponieważ  $m - O$  jest prostopadłą do  $S_1 - S_1$ . Osiągnięcie 00% napełnienia jest możliwe, bo  $e_t > r_3$ . Powyższe wyniki odpowiadają w zupełności wymiarom obliczonym, wobec czego rysujemy w wykresie suwakowym krzywą podwójnego otwierania kanału wlotowego. Następnie przyjmujemy przy napełnieniu największym 20% kompresji ( $Co_{1t}$ ) i przez poprowadzenie linii  $Co_{1t} - Wy_{1t}$  równoległe do linii  $S_1 - S_1$  znajdujemy wylot przedzwrotowy  $Wy_{1t} = 18\%$  oraz ujemne przysłonięcie wylotowe  $(-i_t) \cong (-2) \text{ mm}$ . Odkładamy teraz po stronie wylotowej obliczoną szerokość kanału  $a_g = 23 \text{ mm}$  i widzimy, że kanał ten w ciągu dość dużego kąta  $\alpha$  jest otwarty na całej swej szerokości. W końcu kreślimy koło o najmniejszej mimośrodowości  $r_3 = 29 \text{ mm}$  i krzywą centralną  $m - t$ .

Napełnienie normalne  $Ex_{2t}$  po stronie odkorbowej przyjmujemy około 32%, ponieważ będzie ono mniejsze po stronie kukorbowej i ponieważ podane napełnienie jest teoretycznym. Mimośrodowość  $r_2$  dobieramy w ten sposób, aby linia  $Wl_{2t} - Ex_{2t}$  była styczną do koła o promieniu  $e_t = 30 \text{ mm}$  i prostopadłą do linii  $n - O$ . Jeśli mimośrodowość  $r_2 = e_t + 0,5 \cdot a_{2t} = 37 \text{ mm}$ , to znajdujemy odmyk kanału wlotowego  $0,5 \cdot a_{2t} = 7 \text{ mm}$ , co odpowiada obliczonemu  $a_2 = 14 \text{ mm}$ ; — kąt  $k_{2t} = 7^\circ$ , a kąt przodowania  $\delta_2 = 61^\circ$ . Następnie rysujemy krzywą podwójnego otwierania kanału wlotowego oraz linie  $S_2 - S_2$  i  $Wy_{2t} - Co_{2t}$  równoległe do linii  $Wl_{2t} - Ex_{2t}$ , przez co znajdujemy kompresję  $Co_{2t} \cong 27,2\%$  i wylot przedzwrotowy  $Wy_{2t} \cong 24,3\%$ . Rysujemy teraz szerokość kanału wylotowego  $a_g = 23 \text{ mm}$  i widzimy, że jest on przy napełnieniu



Rys. 125.

normalnem również w czasie dużego kąta korby całkowicie otwarty.

W celu stwierdzenia, czy kanał wlotowy zostaje przy mniejszem napełnieniu od normalnego dostatecznie otwarty, pożądane jest zaprojektowanie odnośnego wykresu suwakowego, np. w danym wypadku dla 10% napełnienia, przy którym znajdujemy kąt  $k_{4t} = 10,5^\circ$ , mimośrodkowość  $r_4 \cong 32,3 \text{ mm}$  i odmyk kanału  $a_{4t} = 5 \text{ mm}$ . Ponieważ regulator zastosowany umożliwi osiągnięcie wyników potrzebnych po stronie odkorbowej, przeto przystępujemy do badania stawidła po stronie kukorbowej.

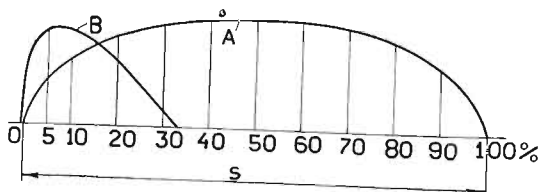
#### B. Strona kukorbowa.

Trudność w rozwiązaniu zadania polega na tem, że maszyna pracuje przy użyciu jednego suwaka ze stosunkowo niewielkiem napełnieniem, wobec czego kompresja musi być duża, aby nie otrzymać zbyt dużego wylotu przedzwrotowego i ujemnego przysłonięcia wlotowego; — nieduże ujemne przysłonięcie wlotowe, jak w danym wypadku  $i_t = 2 \text{ mm}$ , jest dopuszczalne przy dużej liczbie obrotów maszyny. Oczywiście końcowe ciśnienie kompresyjne nie może, nawet przy napełnieniach mniejszych od normalnego, przekraczać ciśnienia pary dolotowej.

Przy dużej kompresji nie jest, z względu na możliwość uderzeń w mechanizmie, dopuszczalny duży wlot przedzwrotowy (patrz koniec § 2). Ponieważ przy użyciu regulatora osiowego o wybranej krzywej centralnej wlot przedzwrotowy wzrasta przy mniejszych napełnieniach, przeto obieramy po stronie kukorbowej dla napełnienia największego kąt korbowy  $k_{1p} = 6,5^\circ$ , więc nieznacznie większy niż po stronie odkorbowej. Kreśląc z punktu  $Wl_{1p}$  przy mimośrodkowości  $r_1$  równoległą do linii  $S_1 - S_{11}$ , znajdujemy największe napełnienie  $Ex_{1p} = 37\%$  oraz przysłonięcie wlotowe  $e_p = 29 \text{ mm}$ . Ta duża różnica napełnień po obu stronach tłoka jest dopuszczalna ze względu na dużą liczbę obrotów maszyny. Ponieważ  $r_1 = 40 \text{ mm}$  i połowa kanału wlotowego w tulei suwakowej  $0,5 \cdot a_1 = 10 \text{ mm}$ , przeto kanał jest na całej swej szerokości otwarty w czasie, w którym korba maszyny przebiega kąt  $\beta$ . Przyjmując przy największem napełnieniu  $Wy_{1p} = 18,8\%$ , znajdujemy  $Co_{1p} = 20,3\%$  i przysłonięcie wlotowe  $i_p = 4 \text{ mm}$ ; — następnie kreślimy szerokość kanału wlotowego  $a_g = 23 \text{ mm}$ .

Krzywą centralną  $m - t$  układamy po stronie kukorbowej tak samo jak po odkorbowej. Ponieważ mimośrodowość najmniejsza  $r_3 = e_p = 29 \text{ mm}$ , przeto osiągnięcie 00% napełnienia jest w krańcowym położeniu regulatora także możliwe.

Dla napełnienia normalnego rysujemy koło mimośrodu o promieniu  $r_2 = 37 \text{ mm}$ , które przecina krzywą centralną w punkcie  $n$ . Prowadząc prostopadle do linii  $n - O$ , a stycznie do koła o promieniu  $e_p$  i równoległe do wykreślonej pod kątem  $\delta_2$  linii  $S_2 - S_2$  linię  $Wl_{2p} - Ex_{2p}$ , znajdujemy napełnienie normalne  $Ex_{2p} \cong 26,5\%$  i kąt  $k_{2p} \cong 10^\circ$ . Ponieważ połowa kanału w gładzi suwakowej cylindra wynosi  $0,5 \cdot a_1 = 10 \text{ mm}$ , przeto odmyk połowy kanału wynosi  $0,5 \cdot a_{2p} = 8 \text{ mm}$ ,



Rys. 126.

jak to w wykresie wykazuje krzywa otwierania kanału wlotowego. Kreśląc linię  $Wy_{2p} - Co_{2p}$  stycznie do koła o promieniu  $i_p$  i równoległe do linii  $S_2 - S_2$ , znajdujemy  $Wy_{2p} = 24,9\%$  i  $Co_{2p} = 26,6\%$ ; — w końcu odkładamy  $a_g = 23 \text{ mm}$ .

Przy poprzednio obranej mimośrodowości  $r_1 = 33,2 \text{ mm}$  otrzymujemy po stronie kukorbowej 9% napełnienia, kąt korbowy  $k_{1p} = 14^\circ$  i odmyk kanału  $a_{1p} = 6,7 \text{ mm}$ .

Z powyższego wynika, że dobraliśmy regulator osiowy odpowiednio do obliczonych wymiarów suwaka, które pożądane jest zestawić na rysunku w tabelce.

Teraz musimy jeszcze stwierdzić, czy przyjęta dla napełnienia normalnego prędkość wlotowa  $v_e = 55 \text{ m/sek}$  nie powoduje za dużego dławienia pary. W tym celu rysujemy krzywą (rys. 126) koniecznych odmyków kanału wlotowego. Krzywą tę obliczamy dla prędkości pary  $v = 75 \text{ m/sek}$ . Największa prędkość tłoka dla nieskończenie długiego korbowodu wynosi:

$$c_{max} = \frac{s \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,4 \cdot \pi \cdot 250}{60} \cong 5,24 \text{ m/sek.}$$

Prędkości tłoka w położeniach:

40% i 60% drogi tłoka	0,98 . $c_{max}$	$= 5,15$ m/sek,
30% i 70% „ „	0,92 . $c_{max}$	$= 4,83$ m/sek,
20% i 80% „ „	0,8 . $c_{max}$	$= 4,2$ m/sek,
10% i 90% „ „	0,6 . $c_{max}$	$= 3,15$ m/sek.

Mając te prędkości, znajdujemy konieczne wolne przekroje dla pary w miarę posuwania się tłoka ze wzoru:

$$f_x = \frac{F_w \cdot c_x}{v} = \frac{567 \cdot c_x}{75} \approx 7,56 \cdot c_x.$$

Znajdując poszczególne  $f_x$  i dzieląc je przez ogólną wysokość okienek  $h = 248$  mm, otrzymujemy konieczne odmyki kanału wlotowego w gładzi suwakowej cylindra odpowiednio do położenia tłoka. Dane te podajemy w następującej tabelce.

$c_{x_i}$	$= 5,24$	$5,15$	$4,83$	$4,2$	$3,15$ m/sek,
$f_x$	$= 39,6$	$38,9$	$36,5$	$31,7$	$23,8$ cm <sup>2</sup> ,
$a_x$	$= 16$	$15,7$	$14,7$	$12,78$	$9,6$ mm.

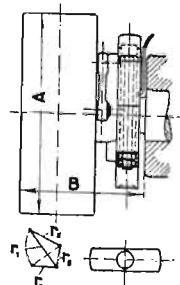
Na podstawie tych danych otrzymujemy krzywą koniecznych odmyków (krzywa A rys. 126), rzeczywiste zaś odmyki przy napełnieniu normalnem charakteryzuje krzywa B, wyrysowana na podstawie wykresu suwakowego dla napełnienia normalnego.

## § 37. GŁÓWNE WYMIARY WYKONYWANYCH REGULATORY OSIOWYCH.

Ponieważ regulatory osiowe sprowadza się zwykle z wytwórni specjalnej, przeto podajemy dla zorientowania się w poniżej umieszczonej tabelce główne wymiary (rys. 127) regulatorów Proell'a; — wielka różnorodność wymiarów wskazuje na to, że przy projektowaniu stawidła konieczne jest porozumienie się z wytwórnią regulatorów osiowych.

W tabelce oznacza:

- $r_s$  = mimośrodowość stałego mimośrodu,
- $r_z$  = mimośrodowość przestawianego mimośrodu,
- $r_1$  = wypadkową mimośrodowość największą,
- $r_3$  = wypadkową mimośrodowość najmniejszą,
- $A$  = zewnętrzną średnicę regulatora,  $B$  = szerokość regulatora i mimośrodu.



Rys. 127.

Regulatory o większych wymiarach  $A$  i  $B$  posiadają większą siłę przestawiania, a numery zaopatrzo-



ne w znak \* odnoszą się do regulatorów, umieszczonych nie na końcu wału.

<i>l. P.</i>	$r_s$	$r_z$	$r_3$	$r_1$	<i>A</i>	<i>B</i>
1	9	14	8	17	300	360
2	13	21	12	25	470	180
3	13	20,5	14,5	27,5	350—400—450	215—240—265
4	15	22	17,5	30	620	190
5	16	25	17,5	33	400—450—500	240—265—290
6*	16	25	20	33	480	220
7*	18	28	23,5	37	630	235
8	19	30	21	39	450—500—570	265—290—355
9*	20	31	26	41	800	290
10*	20	30	19	37	480—550	400—500
11	23	29	35	46	480	555
12	23	35	24	46	500—570—600	290—355—335
13	25	38	26	50	570—600—700	355—335—390
14*	26	38	24,5	50,5	950	585
15	27	41	28	54	600—700—800	335—390—440
16	28	27	40	52,5	500	290
17*	30	43	27	54	800	540—610
18	32	40	49	64	630	615
19	32	49	33,5	64	700—800—890	390—440—655
20	34	33,5	48,5	64	600	335
21*	35	55	36	64	1100	930
22	37	57	39	74	800—890	400—555
23	39	60	41	78,5	890—975	600—720
24	40	39	57	75	700	390
25	41	53	64,5	83	800	710
26*	41	60	37,7	74,5	975	685
27	46	70,5	48	92	1150	710—840
28	48	47	68,5	90	825	430
29	50	64	78	101	975	785
30*	50	74	46,5	91,5	1150	817
31	58	58	83,5	110	950	475
32	59	76	93	120	1150	920
33	69	68	98,5	130	1100	520



nr. 320