

prof. Chrzanowski

Biblioteka
podręczna

A 42
1546

Notatki z Kursu

Maszyn ~~i Turbin~~ Parowych

A-42
1546



Politechnika Warszawska
1921.

BIBLIOTEKA
POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ
Warszawa, Pl. Jedności Robotniczej 1

B. 5070

264-62-542.

MASZyny PAROWE.

A. Wykresy parowe.

Oznaczenia do rysunku 1:

S.O. - strona odkorbowa.

M.P.O. - martwe położenie odkorbowe.

S.K. - " kukorbowa.

M.P.K. - " " kukorbowa.

v - objętość właściwa pary

D - średnica tulei roboczej cylindra

p - prężność pary

S. - skok maszyny.

S₀ - przestrzeń szkodliwa

V - objętość skokowa cylindra

Oznaczenia do rys. 2:

A - krawędź sterująca suwaka.

B - " " gładzi suwakowej.

W celu dokładnego zrozumienia działania maszyny parowej musimy mieć zawsze na uwadze wielkości, określające położenie suwaka, położenie tłoka i chwilową prężność pary w cylindrze.

Odległość krawędzi A. od krawędzi B. przy martwym położeniu maszyny nazywamy linijnym wlotem przedwrotowym; wymiar ten należy zawsze podać, gdyż wg. niego monter zestawia maszynę. Praca pary odbywa się po obu stronach cylindra.

Na rys. 3. mamy wykresy pracy pary po stronie odkorbowej i kukorbowej, przyczem linje stałe, jak również przerywane oznaczają procesy równoczesne. Wyrażony w %/% stosunek objętości pary w cylindrze przy martwym położeniu maszyny do objętości skokowej cylindra nazywamy przestrzenią szkodliwą S₀. Przy projektowaniu nowej maszyny musimy założyć wielkość S₀, stosując się do podanych niżej średnich wartości S₀:

7% do 9% - dla suwaków Ridera i Meyera.

7% " 13% - " " tłokowych.

2% " 4% - " " Von den Karcheve'a, Stumpfa, Corlissa.

4% " 10% - dla maszyn wentylowych.



A-42
1546

Na przestrzeni szkodliwa S_0 składa się nie tylko część cylindra, lecz także kanały wlotowe. Powierzchnię szkodliwą znacznie większą u maszyn suwakowych, niż u wentylowych stanowią powierzchnie kanału wlotowego i pokrywy. Szkodliwość tych powierzchni polega na tym, że para świeża przez zetknięcie się z nimi ochładza się i skrapla częściowo. Wadę tę możemy w znacznym stopniu usunąć, ogrzewając powierzchnie szkodliwe płynącą parą. Prężność wlotowa pary jest mniejszą, niż prężność pary w kotle. Różnica ta, wynosząca 0,25 do 1,0 atm., jest tym mniejsza, im bliżej maszyny jest kotłownia, im lepiej są izolowane rury, doprowadzające parę, im łagodniejsze posiadają zagięcia i t.p. Przeciwprężność P_0 , wynosząca 1,1 do 1,15 atm. absolutnej przy wolnym wydmuchu, zależy od wymiaru rur wylotowych, od rodzaju stawideł i wielkości napełnienia. W celu dobrego wyzyskania prężności pary stosujemy wlot pary tylko na pewnej części skoku maszyny; napełnienie f /patrz rys.1/ wyrażamy w % objętości skokowej, naprz. 20%. Zależnie od oporów własnych maszyny przy biegu luzem, stosujemy minimum napełnienia.

1/ 0,0% - para wcale nie wchodzi do cylindra,

2/ 0% - para wchodzi tylko na długości od WL. do MP.,

3/ do 4%.

W wypadku 1/ jesteśmy zupełnie zabezpieczeni od rozbiegania się luzem idącej maszyny, nawet gdy naprz. pęknie pas, pędzący regulator. Maszyny nawrotne: wyciągowe na kopalniach, walcownicze, które ruszają o własnej sile zawsze pod pełnem obciążeniem, mają napełnienie aż do 95%.

Po zamknięciu wlotu, para rozpręża się w cylindrze aż do prężności P_s . /patrz rys.1/. Stosowanie dużej P_s pociąga za sobą duże zużycie pary, choć maszyna przy tem wypada mniejsza i tańsza. Przy wyborze P_s , jak również i innych wielkości, główną rolę odgrywają koszty ruchu: zużycie pary winno być jaknajmniejsze. Należy więc stosować takie napełnienia, aby P_s było zawarte w następujących granicach:

$P_s = 0,35$ do $0,6$ atm. przy pracy z kondensacją.

$P_s = 0,4$ do $0,8$ atm. przy pracy z wolnym wydmuchem.

Podanych tu cyfr nie należy jednak trzymać się niewolniczo: nieraz zmuszeni jesteśmy od nich odbiegać. Gdybyśmy zastosowali napełnienie wg. wykresu na rys.4, otrzymalibyśmy maszynę dużą, więc drogą, o gorszym współcz. η_m , gdyż na przestrzeni T. maszyna nie dawałaby wcale pracy. Jeszcze gorszy rezultat mielibyśmy, stosując jeszcze mniejsze napełnie-

nie, tak że na wykresie otrzymalibyśmy pętlę P, której pole określiłoby pracę ujemną, straconą /patrz rys.5/.

Obciążenie maszyny bywa normalne, maksymalne i niepełne. Stosownie do tego rozróżniamy:

- 1/ skutek maszyny /moc/ normalny,
- 2/ " " " maksymalny, stały, który maszyna może wytrzymać przez czas dłuższy
- 3/ " " " maksymalny przejściowy, który maszyna wytrzymuje tylko chwilowo,
- 4/ " " " mniejszy od normalnego, wymagający większego zużycia pary na 1 k.m. i godz.

Konkurencja z silnikiem spalinowym spowodowała ograniczenie przeciążenia maszyny parowej do 40% ~~max~~ maximum.

Zarówno wlot, jak i wylot przewidujemy mają na celu wyrównanie prężności pary w cylindrze. Stosujemy:

Wl. = 0,7 do 1,5 % , albo 7° do 12° kąta korbowego /rys.6. i 7./

Wyl. = 3 % do 6 dla cylindrów wysokoprężnych.

Wyl. = 5% do 10% dla cylindrów niskoprężnych, jednocylin্দrowych maszyn z wolnym wydmuchem,

Wyl. = 8% do 15% dla cylindrów niskoprężnych jednocylin্দrowych maszyn z kondensacją.

Sprężanie pary stosujemy ze względów mechanicznych i termicznych: zapobiega ona uderzeniom, ułatwia wlot świeżej pary; zmniejsza straty, powstające z wymiany ciepła między parą świeżą a ściankami, które przy pracy mają pewną średnią temperaturę. Jest rzeczą oczywistą, że prężność kompresyjna p.c. musi być mniejszą od ciśnienia pary wlotowej, i różnica ta wynosi średnio 1,5 do 6 atm.

Wysokość sprężania zawarta jest zwykle w granicach:

6 do 14 % dla cylindrów wysokoprężnych

10 do 20 % dla cylindrów niskoprężnych jednocylin্দrowych maszyn z wolnym wydmuchem

18 do 35 % dla cylindrów niskoprężnych jednocylin্দrowych maszyn z kondensacją.

Przechodzimy do budowy wykresu parowego dla pary nasyconej i maszyny pracującej z wolnym wydmuchem.

Linje ekspansji i kompresji - hyperbole równoboczne: $p.v. = \text{const.}$

Zakładamy długość wykresu w miarach okrągłych, na prz. 100 m/m., 200 m/m. / rys. 8/. Wybieramy S_0 , prowadzimy oś prężności i mamy początek układu współrzędnych O. Rysujemy linię atmosferyczną. Wybieramy po i p_0 stąd mamy punkt A. Wychodząc z punktu A, budujemy wstecz linię ekspansji: mając daną prężność pary wlotowej, rysujemy linię BC.; łączymy B. z O., z pkt. A. prowadzimy poziomą do p. E. i stąd pionową do p. Exp., dającego normalne napełnienie; prowadząc szereg promieni z p. O. do przecięcia z prostymi: CE. i E Exp., z punktów przecięć odpowiednio poziome i pionowe, otrzymamy pośrednie punkty hiperboli. Dalej przyjmujemy Wy w % i odchylamy odpowiednio hiperbolę do linii przeciwpężności. Zakładamy C_0 w % i budujemy hiperbolę sprężania: p. D leży na przecięciu C_0 D. i O.; prowadząc DE, mamy prężność kompresyjną p_c . Wykres gotowy.

Zupełnie tak samo budujemy wykres parowy dla maszyny, pracującej parą nasyconą z kondensacją /rys. 9/. Różnica polega jedynie na tem, że przeciwpężność p_c jest niższa od prężności atmosferycznej i mianowicie zależna od jakości próżni w skraplaczu, również i p_a jest mniejsze /wartości p_0 i p_a wyżej podane / Napełnienie tu wypadnie mniejsze, niż przy wolnym wydmuchu, a więc i zużycie pary mniejsze mniej więcej o połowę; wydajność jednak jest mniejsza, jeżeli maszynę sama uruchamia pompę kondensacyjną.

Mając wykres parowy, mierzymy jego pole za pomocą planimetru lub papieru milimetrowego; na długości wykresu parowego budujemy prostokąt o tym samym polu /rys. 10/, wysokość prostokąta daje nam średnie ciśnienie indykowane p_1 , które pozwoli nam obliczyć skutek maszyny.

Drąg tłokowy może być po stronie kukurkowej, może być także po obu stronach tłoka /tylne prowadzenie; rys. 11/. W pierwszym wypadku czynny przekrój tłoka średnio wyniesie:

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} d^2,$$

w drugim wypadku:

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

, przyczem d. jest średnicą drąga tłokowego.

Praca indykowana na 1 skok maszyny $A_1 = F \cdot p_1 \cdot s$ kgm.

" " " 1 obrót " $A_1 = F \cdot p_1 \cdot 2s$ "

" " " 1 minutę $A_2 = F \cdot p_1 \cdot 2sn$ "

" " " 1 sekundę $A_3 = F \cdot p_1 \cdot \frac{2sn}{60}$ "

Stąd $N_1 = F \cdot p_1 \cdot \frac{2sn}{60 \cdot 75}$.

Dalej:

Droga tłoka na 1 obrót: $c = 2s$. *metrow*

" " " 1 min.: $c_1 = 2sn$. *min.*

" " " 1 sec.: $c_m = \frac{2sn}{60} = \frac{sn}{30}$

Więc $N_1 = F \cdot p_1 \cdot \frac{c_m}{75}$ k.m. / c_m - średnia prędkość tłoka /

Stosuje się zwykle $c_m = 1,5$ do 3 m/sk. przy $S < 800$ mm.

$c_m = 2$ do $4,5$ m/sk. przy $S > 800$ mm.

zas $S = 1,7$ do $2/D$.

Duży skok jest korzystny, daje oszczędności na parze.

Przykład.

Dane: $D = 300$ mm.; $d = 65$ mm.; drąg po jednej stronie tłoka; $n = 120$; $S = 550$.

Z wykresu otrzymane: $p_1 = 2,8$ atm.

Czynny przekrój tłoka $F = 706,8 - 16,6 \approx 690$ cm². $N_1 = \frac{690 \cdot 2,8 \cdot 0,55 \cdot 120}{60 \cdot 75} = 56,7$

Zakładając $\eta = \frac{N_e}{N_1} = 0,85$, otrzymamy: $N_e = 56,7 \cdot 0,85 \approx 48$ k.m.

Przykład.

Dane: $N_e = 70$ k.m.; $n = 100$; $p = 10$ atm. / w kotle /; przeciwprażn. $p_0 = 0,6$ atm.

Przyjmujemy $\eta = 0,85$, stąd: $N_1 = \frac{70}{0,85} = 82,5$ k.m.

Rysujemy wykres parowy długości np. 100 mm.; skala prężności 1 cm. = 2 atm.

Przyjmujemy: $S_0 = 7\%$; spadek prężności pary w rurach po drodze od kotła do maszyny = 0,5 atm.; $p_0 = 0,7$ atm.; $C_0 = 15\%$.

Pole wykresu = 16,5 cm²., stąd:

$$p_1 = 1,65 \cdot 2 = 3,3 \text{ atm.}; N_1 = \frac{2 \cdot F \cdot p_1 \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{2 \cdot F \cdot 3,3 \cdot 100}{60 \cdot 75} = 82,5, \text{ czyli}$$

$$F \cdot s \approx 563 \text{ m.cm}^2.$$

We wzorze tym mamy czynny przekrój tłoka F , uwzględniając wpływ średnicy drąga tłokowego, t.j. biorąc całkowity przekrój tłoka, otrzymamy:

$$F \cdot s = \frac{563}{0,97} = 580 \text{ m.cm}^2.$$

Na zasadzie tego wzoru zastawiamy nast. tabelkę:

Z tabelki wybieramy:

$$D = 340; s = 650; s/D = 1,91$$

s	600	650	700
F	968	892	828
D	351	337	325
C_m	2	2,16	2,33
s/D	1,71	1,93	2,15

Przy wyborze η_m stosować się należy do nast. tabelki /dla ustreju leżącego/:

$N_e =$	2 - 20	20 - 50	50 - 100	100 - 250	250 - 500	500 - 1000
$\eta_m =$	0,80-0,83	0,83-0,84	0,85-0,86	0,87-0,88	0,89-0,90	0,90-0,92

Dla maszyn stojących $\eta_m = 0,88$ do $0,95$.

Skutek /moc/ maszyny już wykonanej obliczyć możemy na podstawie zdjętych wykresów indykatora; skutek efektywny zmierzyć przez hamowanie elektryczne albo mechaniczne. Gdy skutek maszyny przy biegu luzem /moc zużyta wyłącznie na pokonanie oporów własnych / oznaczymy przez N_l , wtedy

$$N_1 - N_e = N_l ; N_e = N_1 - N_l$$

Zbudujemy teraz wykres parowy dla pary przegrzanej.

Para przegrzana zapobiega kondensacji wstępnej przy wlocie i posiada więcej energii, mając wyższą temperaturę i objętość właściwą. Dla pary przegrzanej krzywa ekspansji nie jest hyperbolą równobecną $p \cdot v = \text{const.}$, lecz jest politropą: $p \cdot v^m = \text{const.}$, przy czym $m = 1$ do $1,25$. Porównując wykresy dla pary przegrzanej i nasyconej dla tego samego napełnienia /rys.12/, widzimy, że para przegrzana daje mniejszą pracę, aby uzyskać tę samą pracę musimy dać większe napełnienie /rys.13/, co powoduje wzrost wymiarów cylindra. Jednak zapotrzebowanie pary jest mniejsze przy pracy parą przegrzaną / na każde 50° przegrzania około 10% mniejsze zużycie pary/. Co do wykładnika politropy m , to uważamy go za stały dla danego przebiegu, choć nie jest to zupełnie ściśle; jego wartość średnią dla obciążenia normalnego cylindra wyselekcjonowanego podaje nast.tabelka:

Temperatura pary dopływowej

Spółczynnik m

200°	250°	300°	350°C	
1,00	1,05	1,10	1,15	przy $N_e \leq 50$ k.m.
1,05	1,10	1,15	1,18	" $N_e \leq 250$ "
1,10	1,15	1,18	1,22	" $N_e > 250$ "

Wykres budujemy w sposób następujący /rys.14/. Maszyna, ~~przebiega~~, pracuje z kondensacją, czyli $p_c < 1$ atm. Zakładamy p_c i otrzymujemy punkt A. Wychodząc z pkt.A, budujemy politropę sposobem Brauera: prowadzimy prostą OB, pod dowolnym kątem α /połosa się $\alpha < 30^\circ$ /, następnie rysujemy prostą OM, pod kątem β , który otrzymujemy z równania:

$$1 + \text{tg.} \beta = \sqrt{1 + \text{tg.} \alpha}^m$$

Z pkt. A., leżącego na politropie, prowadzimy poziomą i pionową z pp. C i D rysujemy proste pod kątem 45° do OB. i ON; z p. F - pionową, z p. G - poziomą i na przecięciu mamy punkt politropy K; w ten sposób znajdziemy ^{inne} punkty krzywej. Linją sprężania jest hyperbola równoboczna. Na podstawie wykresu obliczamy D i S, jak poprzednio.

W praktyce często stosowane bywają do obliczeń różne tabele, np. tabele BABAKK'a. Wskazane tam wymiary nie zawsze są ścisłe, lepiej więc opierać się na wykresie parowym.

Bieg prawy i lewy maszyny rozróżniamy /rys. 15/. Maksymalny nacisk tłoka $P = F \cdot (p - p_0)$, gdzie F - czynny przekrój tłoka, $p - p_0$ - różnica ciśnień na tłok.

Na korbówód działa siła $S = \frac{P}{\cos \beta}$, na prowadnice $N = P \cdot \tan \beta$

Gdy $\alpha + \beta = 90^\circ$ wtedy $N = N_{\max.} = P \cdot \frac{r}{\sqrt{r^2 + l^2}} \approx P \cdot \frac{r}{l} = \frac{P}{\xi}$.

Jeżeli na tym samym drągu pracuje pompa lub kompresor, wtedy $N_{\max.}$ składa się z nacisku maszyny parowej i pompy /kompresora/

$$P = P_m + P_p$$

P_p działa tylko podczas wlotu przedwrotowego.

Bieg lewy stosuje się wyjątkowo, gdy np. maszyna porusza pompę lub kompresor. Ponieważ siła P działa tylko chwilę, więc powyższe wzory stosujemy tylko do obliczeń wytrzymałościowych, nigdy zaś do obliczenia tarcia czy zużycia.

Ustrój leżący i stojący rozróżniamy: wykonanie może być prawe /rys. 16/ i lewe /rys. 17/ zależnie od tego, czy, stojąc w płaszczyźnie koła zamachowego obok cylindra, mamy cylinder po prawej lub lewej ręce. Ustrój stojący w porównaniu do leżącego ma nast. zalety: 1) zajmuje mniej miejsca - wymaga więc mniejszego fundamentu; 2) tarcie tłoka o ścianki cylindra, wózka o podstawę tarcie w dławnicach jest mniejsze - więc η_m jest lepszy; ma jednak i wady: 1) wymaga wysokich ubikacji; 2) dostęp do części maszyny niedogodny, demontaż trudny, obsługa trudniejsza; 3) napęd stawideł nie jest tak korzystny, jak u maszyn leżących. Maszyny stojące buduje się przeważnie, jako szybkobieżne i głównie na statkach.

System bliźniaczy - dwa cylindry jednakowych wymiarów obok siebie pracujące, korby osadzone względem siebie o kąt 90°. /rys. 18/. Układ taki niezawiesz jest możliwy. Odprowadzenie pary winno być uskutecznione przez zastosowanie specjalnej rury dla każdego cylindra /P. i Q na rys./; gdy jesteśmy

zmuszeni rury te łączyć, wystrzegać się trzeba fałszywych konstrukcji /rys. 18a/, powodujących wzrost przeciwności i mających ujemny wpływ na wykres indikatora; prawidłowa konstrukcja wskazana na rys. 18b: promień R winien być jaknajwiększy. System bliźniaczy stosuje się w parowozach, w maszynach wyciągowych na kopalniach, wogóle wszędzie tam, gdzie chodzi o łatwość uruchomienia maszyny pod pełnym obciążeniem i o bieg nawrotny; również wskazany jest system bliźniaczy, kiedy para wydmuchowa stosuje się do celów pobocznych, np. do napędu maszyn pomocniczych, i posiada 0,8 do 1 atm. nadciśnienia.

Maszyn bliźniaczych

$$N_1 = 2N_2; N_2 = 2,08 \text{ do } 2,1 / N_{e,1}$$

gdyż η_w jest lepsze w porównaniu do maszyny jednocylindrowej /koło zamachowe lżejsze, więc tarcie w łożach głównych mniejsze/.

Przechodzimy do maszyn o podwójnym rozprężeniu pary, które ma na celu zmniejszenie skraplania wstępnego pary przez podzielenie spadku ciśnienia na dwa cylindry: wysokoprężny /W P/ i niskoprężny /N P/.

Rozróżniamy tu:

- 1/ system tandem /posobny / i
- 2/ " compound /sprzężony/.

Szkic maszyny posobnej mamy na rys. 19. Skróty: R - przelotnia /receiver/, W.O. - cyl. wysokoprężny, strona odkorbowa. Objętość wszystkich rur od C i E do G i F i objętość przelotni stanowią objętość przelotu. Szkice 19 i 19a wyjaśniają, jak pracuje maszyna posobna: wentyl /kanał/ A. otwarty - para świeża wchodzi do W.O.; jednocześnie z W.K. para, która już oddała pracę w cylindrze WP, przez wentyl E, przelotnią R i wentyl F. płynie do W.O. Przebieg pracy rozjaśnia szkic 19a, przyczem linie punktowane odpowiadają przebiegom równoczesnym.

Przez połączenie dwóch maszyn tandem otrzymujemy maszyną bliźniaczo-posobną

Szkic maszyny systemu compound widzimy na rys. 20. Korby osadzone względem siebie o kąt 90°. O przebiegu pracy daje pojęcie szkic 20a, linja gruba oznacza procesy równoczesne, punkt P. początek pracy, kiedy tłok cylindra WP. znajduje się w martwym położeniu odkorbowym, t.j. przy pokrywie W.O.

Sciekanka pary w przelotni powoduje charakterystyczne dla maszyn posobnych /rys. 21/ i sprzężonych /rys. 22/ wygięcia i wgłębienia w wykresie indikatora dla cylindra WP. Objętość przelotni jest większa u maszyny

compound. Koszta wykonania maszyny compound są większe: rama droższa i konieczny jest osobny mechanizm korbowy dla cylindra N.P. U maszyn pojedynczych mamy jeden wspólny mechanizm korbowy i większe koło zamachowe. System tandem jest tańszy i jako taki bardziej rozpowszechniony. Czasami buduje się cylinder N.P. stojący, zaś W.P. leżący.

Zalety podwójnego rozprężania pary:

- 1/ skraplanie wstępne znacznie mniejsze; jest ono proporcjonalne do kwadratu różnicy temperatur; spadek temperatury pary rozdziela się na dwa cylindry, jest więc w każdym cylindrze znacznie mniejszy /mniejszej 2 razy/, stąd różnica temperatury pary dopływowej i średniej temperatury ścianek cylindra jest w każdym cylindrze o połowę mniejsza; wprawdzie powierzchnie szkodliwe są większe, ale to nie decyduje.
- 2/ mniejsze mamy nieszczelności, co spowodowane jest mniejszymi wymiarami cylindra W.P. w porównaniu z cylindrem maszyny jednocyldrowej na tą samą moc.
- 3/ napełnienie cylindra W.P. większe, niż u maszyny jednocyldrowej; para więc świeża o wysokiej temperaturze dłużej działa na ścianki i podnosi ich temperaturę średnią.
- 4/ korzystniejszy rozkład sił nacisku tłokowego.

Natomiast objętość skokowa musi być nieco większa u maszyny o podwójnym rozprężaniu pary. *ze względu na to*

Niech będzie /p. rys. 23/:

$$S_w = S_n; V_w : V_n = 1 : 2,5; \text{ stąd } F_w : F_n = 1 : 2,5.$$

Jeżeli zestawimy wykres parowy maszyny jednocyldrowej i maszyny o podwójnym rozprężaniu syst. tandem tej samej mocy / to samo pole wykresu /, to widzimy, że objętość skokowa maszyny jednocyldrowej jest równa obj. skok. cylindra N.P., czy przy jednakowych skokach

$$F_1 = F_n$$

Dla maszyny jednocyldrowej $P = F_1 \cdot p_1 = F_n (p_w + p_n)$

" " o 2-rozprężaniu ... $P = P_w + P_n = F_w \cdot p_w + F_n \cdot p_n = F_n \left(\frac{p_w}{2,5} + p_n \right),$

skąd widać, że maksymalny nacisk tłokowy u maszyny tandem jest mniejszy, niż u maszyny jednocyldrowej, a stąd i mechanizm korbowy lżejszy.

Wady maszyn o kilkakrotnym rozprężaniu pary: większe koszty budowy, obsługa kosztowniejsza, większe zużycie smaru; wydajność mechaniczna nieco gorsza; regulator działa mniej czule /działa on tylko na stawidła cylindra WP/.

Wady

1) *większe koszty budowy*

2) *większe na obsłudze*

3) *większe zużycie smaru*

4) *mniejsza czułość regulatora*

5) *nieco mniejsza*

$$\frac{V_w}{V_n} = \frac{1}{2,5} - \frac{1}{2,6} \text{ wolny cykl}$$

$$\frac{V_w}{V_n} = \frac{1}{2,5} - \frac{1}{3} - \frac{1}{4} \text{ kondensacja}$$

Co do stosunku $V_w:V_N$, to powinien on odpowiadać nast. warunkom:

- 1/ praca cylindra WP. powinna być równa pracy cyl.MP., szczególniej przy napędzie pomp dla uzyskania równomiernego biegu; w zwykłych maszynach compound ten warunek niekoniecznie musi być zachowany.
- 2/ równy nacisk tłokowy w obu cylindrach dla równomiernego wyzyskania mechanizmu.
- 3/ równy spadek temperatur w obu cylindrach.

Te trzy warunki nie mogą ^{być} w zupełności osiągnięte. Należy trzymać się następujących granic:

$$\frac{V_w}{V_N} = \frac{1}{2,2} \text{ do } \frac{1}{2,6} \quad - \text{ wolny wydech}$$

$$\frac{V_w}{V_N} = \frac{1}{2,5} \text{ do } \frac{1}{3,2} \cdot \frac{1}{4} \quad - \text{ praca z kondensacją}$$

Pełnota wykresu parowego nazywany stosunek pola wykresu indikatora do pola wykresu teoretycznego; zwykle

$$p_1 = /0,7 \text{ do } 0,75/ p_1 \text{ teoret.}$$

Przechodzimy do budowy wykresu parowego dla podwójnego rozprężania i par-
ry nasyconej /rys. 24/

Punktem wyjścia jest znova ciśnienie p_g przy końcu ekspansji.

Niech $p = 8 \text{ atm. nade; } p_g = 0,2 \text{ atm. abs; } V_w:V_N = 1:3 = 100:300$; skala prężności $1 \text{ atm.} = 2 \text{ cm}$; spadek prężności dla przepływu między cylindrami $= 0,1 \text{ do } 0,2 \text{ atm.}$ Zakładamy długość wykresu 300 mm. przestrzeń szkeld liwą S_N dla cyl. NP. - stąd mamy początek O_N . Przyjmujemy prężność w przelewni p_r i otrzymujemy punkt B. Wychodząc z p.A., budujemy hyperbole równobecną, jako krzywą rozprężania w cyl. NP; dochodzimy do punktu Exp._N . Prowadzimy poziomą powyżej p_r o $0,1 \text{ do } 0,2 \text{ atm.}$ i otrzymujemy punkt X. przecięcia z hyperbolą. Krzywa rozprężania dla cylindra WP. nie wyjdzie z punktu X; część pary skrapla się w przelewni, musimy więc przesunąć się w prawo od p.X. do p.Y., przyczem XY. równa się $8 \text{ do } 12 \%$. Zakładamy $C_{eN} = 25\%$ i z punktu O_N rysujemy hyperbole kompresji; otrzymujemy p_{cN} . Hyperbole tą przedłużamy aż do C_{ew} . /przewodzimy O_N n. dalej poziomą p.c. z p. m. pionową do C_{ew} . Od p. C_{ew} odkładamy w lewo przyjęte C_{ew} i S_w i otrzymujemy p. O_w . Wychodząc z p. y i z p. C_{ew} rysujemy hyperbole sprężania i rozprężania dla cyl.WP., posilkując się punktem O_w , otrzymujemy Exp._w i p_{cw} . Odkładając $V_N = 100 \text{ m/m}$, obcinamy wykres górny. Przyjmujemy $W_y = 10\%$.

5
X Y = 0-4%
gdz CWP
z punktu prężn
a CND
z parą
miejscem

Ścinamy odpowiednie górne części wykresów ze względu na skraplanie wstępne i wykres gotowy.

Zamiast przyjmować wartość $C_{w\cdot}$ kompresji dla cylindra WP, można założyć p_c /zawsze mniejsze od p_w /. np. $p_c = 7,5 \text{ atm.}$ /rys. 25/ zakładamy S_w i znajdujemy P ; przewadzimy $O_{w\cdot}$ fe, z punktu e prostą padłą i mamy $C_{w\cdot}$.

Dla pary przegrzanej wykres buduje się tak samo, z tą różnicą, że zamiast hyperboli mamy politropę, jako krzywą ekspansji dla cylindra WP; również odległość xy jest prawie równa zero.

Czasem, bardzo rzadko, np. w lokomobilach stosuje się przegrzewanie pary w przelewni.

Mając wykres parowy, przechodzimy do obliczenia głównych wymiarów maszyny D i S. Wykresy należy opłaniestrować; jeżeli oznaczamy przez G_w - pole wykresu dla cylindra WP, zaś G_N - dla nieskompresyjnego, mieć będziemy:

$$P_1 = \frac{S_w + S_N}{V_N} \text{ cm}^3 \text{ stąd } N_1 = \frac{2F_N \cdot S \cdot n \cdot p_i}{60 \cdot 75} = \frac{F_N \cdot p_i \cdot C_m}{75} \text{ k.m.}$$

Przy $n > 200$ należy p_i pomnożyć przez 0,9 ze względu na nieuwzględniony dotychczas wzrost różnych strat, związany z dużą szybkością biegu.

Przykład

Maszyna tandem. $N_0 = 300 \text{ k.m.}$ $n = 125$. $p = 9 \text{ atm.}$ $t_0 = 300$.

$$p_c = 0,2 \text{ atm.} \quad \eta_m = 0,89.$$

$$\text{Moc ind. } N_1 = \frac{300}{0,89} = 337 \text{ k.m.} \quad \text{Niesch } V_w : V_N = F_w : F_N = \frac{1}{2,9}.$$

Z wykresu parowego: $p_i = 2,09 \text{ atm.}$, stąd

$$F_N \cdot S = \frac{337 \cdot 60 \cdot 75}{0,97 \cdot 2 \cdot 0,9 \cdot 2 \cdot 125} = 2990 \text{ m.cm}^2.$$

Na zasadzie tego wzoru układamy tabelkę:

S mm.	800	850	900	1000
$F_N \cdot \text{cm}^2$	3740	3520	3320	2990
$F_w \cdot \text{cm}^2$	1335	1256	1185	1068
$D_N \cdot \text{m/m}$	690	670	650	618
$D_w \cdot \text{m/m}$	412	400	388,5	368
$c_m \cdot \text{m/sk.}$	3,34	3,34	3,75	4,17
$S : D_N$	1,16	1,27	1,38	1,61
$S : D_w$	1,94	2,12	2,31	2,71
$P_N \cdot \text{kg.}$				
$P_w \cdot \text{kg.}$				
$P = P_N + P_w$				

$$P_N = F_N \cdot p_N; \quad P_w = F_w \cdot p_w;$$

p_N i p_w - z wykresu

Profesor woli duże skoki, bo wtedy cylinder WP. posiada mniejszą średnicę, a zatem mniejsze szkodliwe powierzchnie i mniejsze nieszczelności; duża prędkość tłokowa jest również korzystną.

Z tabelki wybieramy:

$$B = 900 \text{ mm.}$$

$$D_N = 650 \text{ "}$$

$$D_W = 390 \text{ "}$$

$$S:D_N = 1,384$$

Normy praktyczne:

$$\left. \begin{array}{l} S: D_N = 0,9 \text{ do } 1,6 \\ C_m \leq 4 \text{ m/sec.} \end{array} \right\} \text{ dla maszyn średnich}$$

$$S: D_N = 0,9 \text{ do } 1,1 - \text{ dla maszyn do napędu pomp i kompresorów.}$$

Maszyny o potrójnym rozprężaniu pary stosują się bardzo rzadko i przymiemy tylko dla pary nasyconej na statkach. Nie dają one żadnych specjalnych korzyści: dwukrotne rozprężanie zapobiega skraplaniu wstępnemu w stopniu zupełnie dostatecznym. Układ, wykazany na szkicu 26, częściej stosowany, daje niekorzystny rozkład sił nacisku tłokowego; układ na szkicu 27 jest lepszy /korba cylindra NP. przebiega przed korbą WP/; o 120° układ stojący, ze względu na rozkład sił najlepszy i najczęściej stosowany.

Rzadko się buduje maszyny parowe o mocy powyżej 1000 k.m./wyjątek stanowią maszyny walcownicze i wyciągowe/: turbina parowa i maszyny gazowe zajęły tu miejsce przodujące.

Przy potrójnym rozprężaniu stosować:

$$V_H:V_S = \frac{1}{2,2} \text{ do } \frac{1}{3}; V_H:V_N = \frac{1}{4,3} \text{ do } \frac{1}{6}.$$

Wykres parowy dla potrójnego rozprężania buduje się podobnie, jak dla dwukrotnego rozprężania. Obliczanie wymiarów głównych maszyny na zasadzie wykresu również tak samo:

$$p_i = \frac{S_H + S_S + S_N}{V_H}; p_i \text{ atm.} = \frac{p_i}{m};$$

$$N_i = \frac{2 \cdot F_N \cdot S \cdot p_i \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ stał } F_N \cdot S$$

m - skala wykresu.

$$\text{Stosować: } \eta_m = 0,8 \text{ do } 0,85 - \text{ dla ustroju leżącego}$$

$$\eta_m = 0,85 \text{ do } 0,9 - \text{ " " stojącego.}$$