

RODZAJE MASZYN I OBLICZENIE ICH  
GŁÓWNYCH WYMIARÓW

1/ Maszyna jednocyldrowa.

A. Projektowanie wykresu indykatora.

Maszyna pracująca z parą nasyconą i wydmuchem /rys.13/

Dane ciśnienie dolotowe  $p_1$  i przeciwcisnienie  $p_0$ . Na osi odciętych OL odkładamy objętość skokową  $V$  /zwykle 100 mm./ Zależnie od obranych stawideł przyjmujemy wielkość przestrzeni szkodliwej  $S_0$  w procentach objętości skokowej  $V$ . Przyjmujemy pewną skalę ciśnienia i rysujemy linię 1 atm.  $p_1$  i  $p_0$ . Przyjmujemy na końcu rozprężania ciśnienie  $p_s$  i z punktu B kreślimy równoległą do osi odciętych. Celem uwzględnienia dławienia przy napełnieniu przyjmujemy spadek  $\delta = 5\%$  ciśnienia dolotowego  $p_1$ . Otrzymany stąd punkt A łączymy z punktem O i z punktu B budujemy wstecz krzywą rozprężania jako hyperbolę równoboczną. Przyjmujemy wielkość wylotu przedzwrotowego  $W_y$ . Przyjmujemy pewien % kompresji i budujemy z punktu Co wstecz krzywą kompresji jako hyperbolę równoboczną. Dajemy zaokrąglenia w pobliżu punktu Ex /koniec napełnienia/ i  $W_y$  poczem wykres jest gotowy.

Maszyna pracująca z parą nasyconą i kondensacją / rys.14 /

Wykres indykatora budujemy w sposób analogiczny jak dla wypadku poprzedniego.

Rys.13 i 14 winny mieć pola /mm<sup>2</sup>/ pracy różne i różnić się powinny wyraźnie napełnienia i kompresje. Na rys.14 Co % powinna być większą niż na 13. Porównując oba wykresy, widzimy, że napełnienie przy pracy z kondensacją jest dla warunków podobnych znacznie mniejsze niż przy pracy z wydmuchem. Maszyna kondensacyjna zużywa więc mniejszą ilość pary i dzięki temu, że przy zwiększonym nawet procencie kompresji mamy jednak mniejsze ciśnienie  $p_0$ . Lecz z drugiej strony, dzięki konieczności napędzania pompy kondensacyjnej sprawność mechaniczna jest tu mniejsza niż przy pracy z wydmuchem.

Maszyna jednocyldrowa pracująca z parą przegrzaną .

Parę przegrzaną stocujemy :



- 1, aby zapobiec skraplaniu wstępnemu
- 2, aby uzyskać większy spadek temperatur i większe objętości właściwe pary.

Na każde  $50^{\circ}$  przegrzania można liczyć około 7 - 10 % oszczędności na zużyciu pary.

Przy tych samych warunkach dla wytworzenia tej samej mocy przy normalnem obciążeniu, napełnienie przy zastosowaniu pary przegrzanej musi być większe niż przy parze nasyconej / rys.15/. Jeżeli zastosowane stawidło nie może dać większego napełnienia to musimy zwiększyć średnicę cylindra.

Krzywa rozprężania jest tu politropą o równaniu

$$p \cdot v^k = p_1 \cdot v_1^k$$

Wykładnik  $k$  zmienia się od 1 - 1,25, przyчем przy wyższych ciśnieniach zależy od stopnia przegrzania. Przy zwiększającym się napełnieniu  $k$  wzrasta lecz nie uwzględniamy tego przy projektowaniu wykresu.

Wartości  $k$

Moc	$200^{\circ}$	$250^{\circ}$	$300^{\circ}$	$350^{\circ}$
N = do 50 MK	1	1,05	1,1	1,15
do 250 MK	1,05	1,1	1,15	1,18
od 250 MK	1,1	1,15	1,18	1,22

Wykres indykatora. / rys. 16./

Dane :  $N_e$ ,  $p_1$ ,  $t_1$ ,  $p_0$ .

Przyjmujemy wykładnik  $k$ . Wykres budujemy analogicznie jak dla pary nasyconej, z tą różnicą, iż ekspansja odbywa się według politropy.

Krzywą rozprężania rysujemy wstecz z punktu A za pomocą metody Brauera.

Ze wzoru

$$1 + \operatorname{tg} \beta = \sqrt[k]{1 + \operatorname{tg} \alpha}$$

obliczamy kąt  $\beta$  przyчем kąt  $\alpha$  bierzemy mniejszy od  $30^{\circ}$ , aby otrzymać jak najwięcej punktów krzywej. Krzywa kompresji jest równoramienną hyperbolą.

## B. Obliczenie mocy i oznaczenie głównych wymiarów

Wykres indykatora przedstawia pracę, którą ciśnienie pary wykonywa



na jeden  $\text{cm}^2$  pola tłoka w czasie jednego skoku. Ciśnienie chwilowe pary w cylindrze zmienia się w ciągu skoku - do obliczenia mocy potrzebna jest jego wartość średnia. W celu znalezienia tej wartości zamieniamy wykres indykatora na równoważny prostokąt /rys.17./ . Długość jego , odpowiadająca objętości skokowej cylindra pozostaje bez zmiany, a wysokość daje nam wartość średniego ciśnienia indykowanego  $p_i$ .

Oznaczając główne wymiary maszyny jak na rys.18 otrzymamy czynne pole tłoka :

$$F_{cm^2} = \frac{\pi}{4} [D^2 - d^2]$$

jeżeli drąg tłokowy przechodzi przez tylną pokrywę

$$F_{cm^2} = \frac{\pi}{4} [D^2 - \frac{1}{2} d^2]$$

jeżeli niema drąga po drugiej stronie tłoka

Praca po jednej stronie tłoka

$$A_{kgm} = F_{cm^2} p_i^{at} S_m$$

W czasie jednego skoku :

$$B_{kgm} = 2 \cdot F p_i S$$

zaś przy  $n$  obr/min.  $C_{kgm} = 2 F p_i S \cdot n$

Moc indykowana jednocyldrowej maszyny parowej wynosi :

$$N_i = \frac{2 F_{cm^2} S_m p_i^{at} n^{obr/min}}{75 \cdot 60} MKi$$

Ponieważ średnia prędkość tłoka

$$C_m = \frac{2 S n}{60}$$

więc

$$N_i = \frac{F_{cm^2} p_i^{at} C_m^{m/sek}}{75} MKi$$

Średnia prędkość tłoka :

dla maszyn o średniej mocy 1,5 - 2 m/sek.

o skoku ponad 800 mm. 2 - 5 m/sek.

Stosunek  $S/D$  przyjmujemy 1,7 - 2.

Mniejsze wartości stosujemy w lokomobilach /aby móc zmieścić na kotłach/ i w maszynach stojących /aby maszyna nie była zbyt wysoka/.

Maksymalny nacisk tłokowy :

$$p_{kg} = F_{cm^2} \cdot p_{at}$$



gdzie  $p$  oznacza najwyższą różnicę między ciśnieniem dolotowym a przeciwnością /normalnie  $p = 8,8 \text{ at.}/$ .

Dla wzorowo wykonanych maszyn leżących, z dobrze dotartymi czopami, sprawność mechaniczną wybieramy z następującej tabelki :

$N_e$	2 -20	20-50	50-100	100-250	250-500	500-1000
$\eta_m$	0,83	0,84	0,85-0,86	0,87-0,88	0,89-0,9	0,9 0,92

cyfry te odnoszą się do obciążenia normalnego. Dla maszyn stojących bierzemy większe  $\eta_m$ , aż do 0,95, ponieważ praca tarcia tłoka i dławnic jest tu mniejsza.

W maszynach wykonanych mierzymy  $N_i$  przez indykowanie, a  $N_e$  - przez hamowanie mechaniczne, lub napędzanie motoru elektrycznego.

Moc biegu luzem :

$$N_l = N_i - N_e$$

mało zmienia się w zależności od obciążenia. Przy dużych obciążeniach może wzrosnąć o około 3 %, zwłaszcza jeśli łożyska nie są dostatecznie duże. W praktyce wystarczy obliczyć  $N_e$  jako  $N_i - N_l$ , gdzie :  $N_i$  oznaczamy przez indykowanie maszyny pod obciążeniem, a  $N_l$  - przy biegu luzem.

### Przykład .

Mamy zaprojektować maszynę o  $N_e = 100 \text{ MK.}$   $n = 120 \text{ obr/min}$ ,  $p_1 = 9,5 \text{ atn.}$   $p_0 = 0,7 \text{ ata}$   $\eta_m = 0,855$ .

$$\text{Moc indykowana } N_i = \frac{100}{0,855} = 117 \text{ MK}_i$$

Budujemy wykres indykatora /rys.19./, przyjmując objętość skokową cylindra  $V = 100 \text{ mm.}$  i skalę ciśnienia  $1 \text{ cm.} = 2 \text{ at.}$  Przyjmujemy :  $S_0 = 7 \%$ ,  $10 \%$  wylotu przedzwrotowego i  $15 \%$  kompresji. Po splanimetrowaniu wykresu, pole jego  $f = 16,5 \text{ cm.}^2$ , a więc średnia wysokość wykresu wynosi  $1,65 \text{ cm.}$  co odpowiada  $p_i = 3,3 \text{ at.}$

$$N_i = \frac{2.F.3.n.p_i}{60.75} = 117 \text{ MK}_i$$

$$F_{cm}^2.S_m = \frac{117.60.75}{2.120.3,3} \cdot \frac{1}{0,97} = 687 \text{ cm.}^2.m.$$



1  
-----  
0,97 wprowadzamy celem uwzględnienia grubości drąga tłokowego.

Dla wyboru S i D układamy tabelkę :

$S_{mm.}$	=	600	650	700
$F_{cm^2}$	=	1147	1057	981
$D_{mm}$	=	382	367	354
$c_m$	=	2,4	2,6	2,8
$S/D$	=	1,57	1,77	1,98

Wybieramy :  $D = 370 \text{ mm}$ ,  $S = 650 \text{ mm}$ ,  $S/D = 1,76$ .

We wszystkich maszynach z napędem korbowym rozróżniamy bieg na-  
przód /wpravo/ i bieg wstecz /wlewo/. Biegiem wpravo nazywamy bieg ma-  
szyny, przy którym czop korbowy opisuje drogę a-b-c-d-a /rys.1/, a bie-  
giem wlewo - przy którym czop przebiega drogę a-d-c-b-a.

Stosujemy zwykle bieg wpravo, aby nacisk normalny N wódzika dzia-  
łał na dolną prowadnicę ramy. Jeśli oznaczymy maksymalny nacisk tłokowy  
przez P to na korbowód działa siła

$$S = \frac{P}{\cos \beta}$$

Wtedy nacisk normalny  $N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$

Największy nacisk normalny zachodzi, gdy  $\alpha = 90^\circ$  i wówczas

$$N = N_{max} = \frac{Pr}{\sqrt{f^2 - r^2}}$$

Przeważnie wykonujemy  $l = 5r$  wówczas w przybliżeniu możemy napi-  
sać

$$\frac{r}{\sqrt{f^2 - r^2}} \approx \frac{r}{l} \text{ skąd } N_{max} = \frac{Pr}{f} = \frac{P}{5}$$

Przy większym napełnieniu mamy większe wartości nacisku normalnego N

Bieg wlewo stosujemy wtedy, gdy bezpośrednio z drągiem tłokowym ma-  
szyny parowej połączona jest pompa lub sprężarka /rys.20/, gdyż wówczas  
przez dłuższy okres czasu nacisk normalny działa na dolną prowadnicę ramy.  
Należy pamiętać, że w tym wypadku wytrzymałość całego mechanizmu musimy  
liczyć na :

$$P_{max} = P_{max.masz.} + P_{max.pompy}$$

Wynika to z rys.21. : gdy tłoki idą wlewo, w maszynie mamy wydmuchi-



w pompie zaś tłoczenie przy ciśnieniu  $p_d$ , które trwa aż do martwego położenia lewego. W punkcie Wl wykresu rozpoczyna się wlot przedzwrotowy i ciśnienie zaczyna wzrastać do wartości  $p_l$  podczas, gdy w pompie panuje nadal ciśnienie  $p_d$ , a więc na drodze od Wl do martwego położenia na drąg tłokowy działa siła :

$$P_{\max} = P_{\max.\text{masz.}} + P_{\max.\text{pompy}}$$

Okres ten może wystarczyć do uszkodzenia mechanizmu. Ponieważ jednak  $P_{\max}$  działa krótko /najwyżej przez 1% skoku/, więc pracę tarcia mechanizmu obliczamy tylko na  $P_{\max.\text{masz.}}$ .

### C. Układy maszyn.

Maszyny parowe jedno i wielocylindrowe buduje się w układzie leżącym lub stojącym. Układ leżący mamy na rys.22 i 23. Układ ten może być w wykonaniu lewym lub prawym.

Lewym wykonaniem /rys.22/ nazywamy takie, przy którym stojąc przed kołem zamachowym obok cylindra ze wzrokiem skierowanym na koło zamachowe, mamy cylinder po lewej ręce.

Prawym zaś takie, przy którym mamy wtedy cylinder po prawej ręce /rys.23/.

Maszyny lądowe buduje się najczęściej jako leżące dla średnich i dużych mocy, ponieważ mamy wtedy łatwy dostęp do poszczególnych części, dogodną obsługę, łatwiejsze doprowadzenie rurociągów oraz rozwiązanie napędu stawideł.

Maszyny stojące /rys.24/ posiadają tę zaletę, że zajmują mniej miejsca w planie. Tarcie tłoka w tulei roboczej cylindra oraz tarcie wózka w prowadnicach ramy jest tu mniejsze, ponieważ ciężar tych części spoczywa centrycznie na drągu tłokowym ; zachodzi tu również mniejsze tarcie w dławnicach, skutkiem czego sprawność mechaniczna  $\eta_m$  jest większa. Wadą ustroju stojącego jest dość trudna obsługa, niedogodny demontaż i układ stawideł /szczególnie zawobowych/, oraz dostęp, a więc i kontrola poszczególnych części zwłaszcza w maszynach większych, dzięki czemu defekty w ruchu zachodzą częściej niż w maszynach leżących. Maszyny stojące ze względu na swe zalety buduje się jako szybkobieżne, okrętowe i lądowe zapanowe. Układ leżący i stojący może być zastosowany również w maszy-



nach wielocylindrowych.

## 2. Maszyna bliźniacza.

Dwucylindrową maszynę bliźniaczą otrzymamy przez połączenie dwóch cylindrów o tem samem  $S$  i  $D$ , które pracują na jeden wał główny /rys.25/. Korby są zwykle przesunięte względem siebie o kąt  $90^\circ$ .

Mec indykowana maszyny bliźniaczej :

$$N_i \text{ masz. bliźn.} = 2 N_i \text{ masz. 1 cyl.}$$

Ponieważ zaś sprawność

$$\eta_{\text{m. bliźn.}} > \eta_{\text{m. 1 cyl.}}$$

Więc :

$$N_e \text{ bliźn.} = 2,08 \text{ do } 2,1 N_e \text{ 1 cyl.}$$

Należy tu szczególnie zwrócić uwagę na odprowadzenie pary wylotowej, aby uniknąć przenikania jej z jednego cylindra do drugiego. Na rys.26 a i b, podane są rozwiązania najwłaściwsze lecz drogie. Rys.26 c przedstawia rozwiązanie wadliwe choć stosowane niekiedy ze względu na taniość.

Maszyny bliźniacze mają zastosowanie przy pracy z większym przeciśnieniem, t.j. głównie tam, gdzie parę odlotową wyzyskujemy do celów fabrykacyjnych /cukrownie/ lub grzejnych ; pozatem w lokomotywach przy niezbyt dużem ciśnieniu dolotowem i znaczniejszem przegrzaniu pary, wreszcie jako maszyny wyciągowe, o ile para odlotowa używana jest do celów grzejnych.

Zaletą maszyn bliźniaczych jest to, iż dobrze ruszają pod pełnem obciążeniem.

## 3. Maszyny o kilkakrotnem rozprężaniu pary.

Wielokrotne rozprężanie pary stosuje się głównie celem zmniejszenia skraplania wstępnego, a zatem celem uzyskania mniejszego zużycia pary.

Maszyny o podwójnem rozprężaniu pary.

Na rys.27 pole oznaczone literami WP oznacza pracę wykonaną przez cylinder wysokoprężny, zaś NP - przez cylinder niskoprężny. Ciś-



nienie panujące w przestrzeni między cylindrami t.j. w przelotni /receiver/ oznaczamy przez  $p_r$ .

Przy podwójnem rozprężaniu rozróżniamy dwa układy :

a/ układ posobny /tandem/

b/ układ sprzężony /compound/

a/ Układ tandem /rys.28/

Cylinder wysokoprężny posiada średnicę mniejszą od cylindra niskoprężnego. Ustrój maszyny tandem najczęściej używany jest następujący : do ramy przytwierdzony jest cylinder niskoprężny ; do którego za pośrednictwem przełączcy przymocowany jest cylinder wysokoprężny. Zaletą powyższego ustroju polega na tem, iż w bezpośredniej styczności z ramą jest cylinder, w którym para nie posiada już zbyt wysokiej temperatury, wskutek czego rama, ten jedyny element maszyny przytwierdzony bezpośrednio do fundamentu, podlega mniejszym wydłużeniom. Należy szczególnie uwagę zwrócić na danie możności swobodnego wydłużania się cylindrów tak w kierunku osiowym jak i promieniowym.

Wadą tego ustroju jest to, że wyjmowanie pokrywy i tłoka cylindra niskoprężnego jest uciążliwe. Jednak ustrój ten jest jedynie racjonalny ze względu na wyżej wykuszczone zalety.

Dawniej, gdy nie używano pary wysokoprzegrzanej a i teraz czasem ze względu na dogodność demontażu i taniość / krótka przełącz/, stosuje się ustrój odwrotny, którego kardynalną wadą jest udzielanie się ramie wysokich temperatur. Ustrój ten stosujemy w lokomobilach.

Przebieg pracy maszyny tandem.

Każdy cylinder /rys.28/ posiada 2 organy wlotowe i 2 wylotowe. Para płynąca z cylindra WP do cylindra NP przepływa przez przelotnie R.

Maszyna od martwego punktu odkorbowego rozpoczyna bieg naprzód. Przy biegu tym są otwarte najpierw zawory : B, D, E, H. Para z kotła wpływa przez zawór B na stronę WO i napełnia cylinder wysokoprężny. Tłok cylindra WP posuwa się naprzód, wypycha przez zawór D ze strony WK parę do przelotni R i dalej przez otwarty zawór E na stronę NO i napełnia ją parą. Tłok cylindra NP posuwa się również naprzód.



i przez zawór <sup>H</sup> wypycha ze strony NK parę nazewnątrż. Gdy napełnienie WP się kończy, zamyka się zawór B i po stronie WO mamy rozprężanie, po stronie WK - odpływ, <sup>napełnienie NO</sup> dopóki zawór E się nie zamknie. Gdy to nastąpi, po stronie NO mamy rozprężanie, a para wychodząca ze strony WK zostaje w rurach pomiędzy cylindrami sprężana. Zawór H się zamyka i następuje kompresja po stronie NK. Tuż przed martwym położeniem otwierają się zawory A i F, a zamyka się zawór D i mamy wlot przedzwrotowy po stronie NK i WK. Linje czerwone na wykresach ilustrują ruch tłoków naprzód /ku korbie/. Przy ruchu powrotnym tłoków otwarte są zawory : A, C, F, G ; przebieg dalszy jest analogiczny i ilustrują go na wykresach linje niebieskie. Podkreślić należy, że strona WK oddaje parę na stronę NO, a strona WO na stronę NK.

Objętością przelotni nazywamy objętość wszystkich rur pomiędzy organami wylotowymi cylindra WP a organami wlotowymi cylindra NP. Objętość ta w maszynach tandem nie potrzebuje być zbyt duża, gdyż para przepływa z jednej strony bezpośrednio na drugą.

Z wykresu indykatora możemy odrazu poznać, że maszyna jest układu tandem /rys.29/. W cylindrze wysokoprężnym od martwego położenia prawego do punktu Z mamy przepychanie do cylindra niskoprężnego pary, przy czym wskutek różnicy średnic tłoków, następuje lekki spadek ciśnienia. Od punktu Z do Co mamy sprężanie pary w przelotni przy zamkniętym wentylu wlotowym cylindra NP. Dzięki temu linja wydmuchu w cylindrze WP jest nieco wygięta ku dołowi.

W maszynach tandem spadek ciśnienia w przelotni wynosi 0,1 do 0,2 at., przy czym para ochładza się. Dla zwiększania sprawności można ogrzewać parę w przelotni, lecz jest to instalacja kosztowna i opłaca się przy stosowaniu wysokiego przegrzania pary dolotowej.

Łącząc dwie maszyny tandem otrzymamy układ posobno-bliźniaczy czterocylindrowy. Korby przestawione są o kąt  $90^{\circ}$ .

b/ Układ compound /rys.30/

Zwykle stosujemy taki układ, że korba NP wyprzedza korbę WP o kąt  $90^{\circ}$ . Przebieg pracy poszczególnych cylindrów odbywa się podobnie jak w maszynie tandem, tylko proces w cylindrze NP jest przyspieszony



o pół skoku /  $90^\circ$  kąta korbowego /. Linje zaznaczone na wykresie czerwono odpowiadają biegowi naprzód tłoka WP i równoczesnemu biegowi tłoka NP, zaś linje niebieskie - ruchowi wstecz tłoka cylindra WP.

W tym układzie strona WK cylindra WP oddaje parę na stronę NK cylindra NP i analogicznie WO - na NO. Przy bardzo dużych napełnieniach może w krótkim okresie czasu strona WK oddawać parę na stronę NO, a WO na NK. Gdyby korba WP przodowała o  $90^\circ$  to wtedy mielibyśmy normalnie oddawanie pary z WK na NO i z WO na NK.

Para wylotowa z WP spręża się w przelotni R aż poki zawór E względnie F nie otworzy się, co odpowiada na wykresie /rys.31/ linji a-o. W punkcie o otwiera się zawór E względnie F i para przepływa wtedy bezpośrednio z cylindra WP do NP, wskutek czego następuje powrót ciśnienia do wielkości ciśnienia wylotowego. Odpowiada temu na wykresie linja o-Co.

Maszyny compound budujemy także w układzie stojącym.

W porównaniu z ustrojem tandem maszyna compound jest droższa, gdyż posiada dwie ramy, dwa mechanizmy korbowe i większą przelotnię. Jakkolwiek maszyna tandem wymaga silniejszego mechanizmu korbowego i większego koła zamachowego, to jednak jest tańszą od maszyny compound i zajmuje mniej miejsca.

#### Zalety i wady maszyn o wielokrotnem rozprężaniu.

Przez podział ciśnienia na dwa cylindry uzyskujemy :

1/ mniejszy rozchód pary na jednostkę mocy, dzięki :

a/ zmniejszeniu skraplania wstępnego, gdyż spadek temperatury w każdym cylindrze nie jest tak duży i ścianki mają średnią temperaturę bliższą temperaturze pary dolotowej. Np. maszyna jednocyylindrowa :

WP  $p_1 = 10 \text{ ata.}; p_o = 0,2 \text{ ata.};$  różnica temperatur pary /średnia/  
 $t_s = 178,89^\circ - 59,79^\circ = 119^\circ$ . Maszyna o podwójnem rozprężaniu ; cylinder  
WP  $p_1 = 10 \text{ ata.}; p_r = 1,9 \text{ ata.}; t_s = 178,89^\circ - 117,9^\circ = 61^\circ$ . Cylinder  
NP  $p_r = 1,9 \text{ ata.}; p_o = 0,2 \text{ ata.}; t_s = 117,9^\circ - 59,79^\circ = 58^\circ$ .

Pomimo, że w maszynie o wielokrotnem rozprężaniu powierzchnie szkodliwe są o wiele większe niż w maszynie jednocyylindrowej, skraplanie wstępne jest mniejsze, jako proporcjonalne do  $t_s^2$ . Przestrzeni szkodliwej





w cylindrze WP przy tym samym skoku, a mniejszej średnicy wypada mniejsza.

b/ Znaczemu zmniejszeniu nieszczelności ; pomimo że spadek ciśnienia w cylindrze WP nieznacznie różni się od spadku w maszynie jednocyndrowej, lecz obwód nieszczelności jest tu znacznie mniejszy. Para, która wskutek nieszczelności tłoka ujdzie do przelotni wykona pracę w cylindrze NP.

2/ Stawidła otrzymują mniejsze wymiary. Napełnienie cylindra WP jest większe, dzięki czemu ścianki przez dłuższy okres czasu są pod działaniem wyższej temperatury, co zwiększa ich temperaturę średnią.

3/ Rozkład nacisku tłokowego jest o wiele korzystniejszy niż w maszynie jednocyndrowej.

Słabą stroną maszyn o wielokrotnem rozprężaniu jest :

1/ większe koszty wykonania

2/ trudniejsza obsługa i większe zużycie smaru

3/ sprawność mechaniczna  $\eta_m$  nieco mniejsza niż w maszynie jednocyndrowej

4/ niezbyt czuła regulacja, szczególnie jeżeli cylinder wysoko-  
prężny jest zbyt mały.

#### Dobór stosunku objętości skokowych obu cylindrów.

Stosunek objętości skokowej  $V_w$  cylindra WP do objętości skokowej  $V_n$  cylindra NP dobieramy wychodząc z różnych punktów widzenia /rys.32/.

a/ Praca cylindra WP = pracy cylindra NP.

Ma to większe znaczenie jeżeli maszyna compound napędza bezpośrednio pompę tłokową, gdyż otrzymujemy wówczas równomierny ruch przy lekkich kole zamachowym. Naogół warunek ten jest przeceniany.

b/ Równość nacisków maksymalnych w obu cylindrach maszyny compound. Stosuje się to w celu lepszego wyzyskania mechanizmu korbowego. Ten warunek również nie jest decydujący.

c/ Równe spadki temperatur w obu cylindrach.

Warunek ten jest trudno uzyskać z innych względów, wynikających z konstrukcji wykresu /zbyt duże lub małe normalne napełnienie cylindra WP/



Wszystkich tych trzech warunków nie możemy uwzględnić równocześnie w równej mierze. W praktyce spotykamy następujące wartości stosunku  $V_w/V_n$  :

$$\begin{array}{ll} \text{maszyna z wolnym wydmuchem} & V_w/V_n = \frac{1}{2,2} \quad \text{do} \quad \frac{1}{2,6} \\ \text{maszyna z kondensacją} & V_w/V_n = \frac{1}{2,6} \quad \text{do} \quad \frac{1}{4} \end{array}$$

Zależnie od dobranego stosunku zmieniają się zalety i wady maszyny. Przy przepływie pary z cylindra WP do NP zachodzą straty na dławienie i skraplanie. Stosunek pola wykresu rzeczywistego do pola wykresu teoretycznego maszyny o podwójnym rozprężaniu /r,s.33/ nazywamy *pełnotą* wykresu. Wnosi ona 0,7 do 0,75. Wówczas :

$$p_i \text{ rzecz.} = 0,7 \text{ do } 0,75 \text{ } p_i \text{ teor.}$$

Przy projektowaniu wykresu indykatora nie korzystamy z podanych wartości pełnoty, lecz sporządzamy odrazu wykres możliwie zbliżony do rzeczywistego.

#### Wykres indykatora maszyny o podwójnym rozprężaniu

Praca z parą nasyconą /r,s.34/

Dane  $p_1, p_0, N_0, n$ . Stosownie do danych przyjmujemy  $\eta_m$  i obliczamy  $N_i$ . Przyjmujemy stosunek objętości skokowych  $V_w/V_n$ , na przykład  $\frac{1}{2,8}$ . Wykres rysujemy w ten sposób, aby  $V_w = 100 \text{ mm.}$ , a więc  $V_n = 280 \text{ mm.}$  Przyjmujemy szkodliwą przestrzeń  $S_{0n}$  cylindra NP w zależności od stawideł np. 4 % i znajdujemy punkt  $O_n$ . Na rzędnej rysujemy skalę prężności i przyjmujemy pewne ciśnienie dolotowe w cylindrze NP określone przez  $p_r$ . Dane jest  $p_0$ , przyjmujemy  $p_s$  i mamy stąd punkt A. Z punktu tego kreślimy wstecz równoboczną hyperbole jako linię rozprężania pary i jako jej ostatni punkt znajdujemy punkt  $Exp_n$ , określający wielkość napełnienia w cylindrze NP. Zakładamy wielkość kompresji  $Co_n$  w procentach objętości skokowej i łącząc punkt K z punktem  $O_n$ , znajdujemy końcowe ciśnienie kompresyjne, określone punktem L. Kreślimy linię kompresyjną w cylindrze NP jako hyperbole równoboczną. Po przyjęciu pewnego dławienia i pewnego  $Wy /np. = 8\%$  wykres dla cylindra NP jest gotowy.

Przyjmujemy spadek ciśnienia  $p_{s1}$  w przelotni i kreślimy z



punktu  $O_n$  linię kompresyjną cylindra NP wstecz aż do punktu  $Co_w$ . Przyjmujemy wielkość kompresji w cylindrze WP w procentach objętości skokowej  $V_w$ , mianowicie  $Q$ . Od punktu U odkładamy szkodliwą przestrzeń cylindra WP  $So_w$  w procentach od  $V_w$  i znajdujemy w ten sposób punkt  $O_w$ , z którego kreślimy linię kompresyjną  $Co_w - Y$  jako hyperbole równo-poczną. Punkt Y znajdujemy przez połączenie  $O_w$  z punktem U. Z punktu  $O_n$  kreślimy linię rozprężania w cylindrze NP wstecz aż do punktu G. Zakładamy straty przez skraplanie  $S_1 = 8$  do 12% od  $V_w$  i znajdujemy punkt H. Z punktu H kreślimy równoległą do rzędnej, która przecina linię ciśnienia admisyjnego w punkcie T. Punkt T łączymy z  $O_w$  i kreślimy równoramienne hyperbole rozprężania, znajdując przez to teoretyczne napełnienie  $Exp_w$ . Odkładamy od punktu D objętość skokową  $V_w$  i prowadzimy rzędną, od której odkładamy wlewo wielkość wylotu przedzwrotowego /np. 5%  $V_w$ /. Przyjmując pewne dławienie mamy gotowy cały wykres.

W cylindrze WP napełnienie jest regulowane, zaś w cylindrze NP - stałe, nieco większe od teoretycznego.

Po splanimetrowaniu wykresu otrzymujemy pola : dla cylindra WP -  $B_w \text{ cm}^2$ , zaś dla cylindra NP -  $B_n \text{ cm}^2$ . Wówczas

$$\frac{B_w \text{ cm}^2 + B_n \text{ cm}^2}{V_n \text{ cm}^3} = p_i \text{ cm}^2, \quad \frac{p_i \text{ cm}^2}{\text{skala prz.}} = p_i^{\text{ata}}$$

Moc indykowana maszyny o podwójnym rozprężaniu pary będzie :

$$N_i^{\text{KM}} = \frac{2 F_n \text{ cm}^2 S_n n \cdot p_i^{\text{ata}}}{60 \cdot 75}$$

W maszynach o  $n > 250$  obr/min. należy  $p_i$ , znalezione z wykresu pomnożyć przez 0,9.

Praca z parą przegrzaną /rys.35/.

Jeśli para dolotowa do cylindra WP jest przegrzana, to wykres projektujemy w podobny sposób, jedynie linia rozprężania w cylindrze WP będzie politropą. Krzywą tę budujemy metodą Brauera /patrz str.9/.

Przy pracy z parą przegrzaną straty skraplania  $S_1 = 0$  ; lub najwyżej 2 do 3%.

Przykład 1. Maszyna o podwójnym rozprężaniu pary :

$N_e = 220$  KM.;  $n = 130$ ; Dane ciśnienie dolotowe  $p_1$  ata, przegrza



nie pary oraz ciśnienie odlotowe. Zakładamy :

$$\frac{V_w}{V_n} = \frac{F_w}{F_n} = \frac{1}{3}$$

Zakładamy :  $\eta_m = 0,87$  ; wobec czego :

$$N_i = \frac{220}{0,87} = 253 \text{ KM}_i$$

Z wykresu wypada :  $p_i = 2,2 \text{ ata}$ . Ponieważ

$N_i = \frac{2 \cdot F_n \cdot S \cdot n \cdot p_i}{60 \cdot 75}$  więc , uwzględniając wpływ draga tłokowego przez współczynnik 0,97, otrzymamy :

$$F_n \cdot S = \frac{253 \cdot 60 \cdot 75}{0,97 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 130} = 2050 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}$$

Zakładając różne wielkości skoku S obliczamy :

S mm.	750	800	850	900
$F_n \text{ cm}^2$	2740	2562	2410	2280
$F_w \text{ cm}^2$	913	854	803	760
$D_n \text{ mm}$	591	571	554	539
$D_w \text{ mm}$	344	330	320	311
$S/D_n$	1,2	1,4	1,53	1,67
$c_m \text{ m/sek}$	3,25	3,47	3,68	3,9
$P_w = F_w/p_l - p_r /$				
$P_n = F_n/ p_r - p_o /$				

Wybieramy

$$\frac{330 \times 570}{800}$$

Stosunek  $S/D_n$  powinien wynosić 0,9 do 1,6 zależnie od prędkości tłoka.

W maszynach napędzających pompy i kompresory  $S/D_n = 0,9 - 1,1$

" szybkobieżnych  $S/D_n < 0,9$

Przykład 2.  $N_e = 250 \text{ KM}$ ;  $n = 120$ ;  $\eta_m = 0,88$  ; więc

$N_i = 284,1 \text{ KM}$ . Przyjmujemy

$$\frac{V_w}{V_n} = \frac{F_w}{F_n} = \frac{1}{2,8}$$

Z wykresu  $p_i = 2,1 \text{ ata}$ .





$$F_n \cdot S = \frac{284,1.60.75}{0,97.2.2,1.120} = 2615 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}$$

Układamy tabelę

S mm.	750	800	850	900
Fn cm <sup>2</sup>	3459	3268	3077	2906
Fw cm <sup>2</sup>	1245	1167	1099	1038
Dn mm.	666	645	626	608
Dw mm.	398	386	379	364
S/Dn	1,13	1,24	1,36	1,46
c <sub>m</sub> m/sek	3,0	3,2	3,4	3,6

Pw i Pn należy obliczyć.

$$\text{Wybieramy : } \frac{375 \times 625}{850}$$

Maszyny o podwójnem rozprężaniu pary odgrywają jeszcze dużą rolę ze względu na niezawodność ruchu i łatwą naprawę. Specjalnie opłacają się przy pobieraniu pary z przelotni do celów ubocznych.

#### Maszyny o potrójnem rozprężaniu pary.

Maszyny o potrójnem rozprężaniu pary miały ogromne znaczenie, gdy nie stosowano pary przegrzanej, lecz teraz są w użyciu bardzo rzadko, chyba na bardzo duże ciśnienie dolotowe /powyżej 100 atm/.

Dla wysokich ciśnień maszyna parowa daje sprawność większą niż turbina, która wspaniale opanowuje niskie ciśnienia, lecz względy konstrukcyjne /trudność uszczelnień, zagrzewanie się i t.p./ stawiają wielkie trudności w budowie maszyn parowych na wysokie ciśnienia, a więc i wielkie mocę /ze względu na wymiary maszyny/. Maszyny o potrójnem rozprężaniu używane często na okrętach, dziś też ustępują miejsca turbinom, bo turbina daje równomierniejszy bieg i mniej miejsca zajmuje. Obecnie bywa niekiedy używany na okrętach ustrój następujący: część WP - maszyna parowa, część NP - turbina.

Rozwiązania maszyn o potrójnem rozprężaniu mamy na rys. 36, 37, 38. W układzie na rys.36 rozkład nacisków tłokowych nie jest zbyt korzystny. Częściej spotykany jest układ rys.38, gdzie mamy dwa cylin-



dry niskoprzężne. Cylinder SP stanowi tu z lewym cylindrem NP układ compound, a z prawym cylindrem NP układ tandem. Strona O cylindra SP pracuje na stronę K lewego cylindra NP a strona K na stronę O. Zwykle dobieramy średnicę cylindra SP równą średnicy cylindrów NP. Rozkład nacisków tłokowych jest tu znacznie korzystniejszy. Układ z rys.37 buduje się najczęściej jako stojący: korby są tu przestawione o  $120^\circ$ , dzięki czemu mamy równomierny bieg. Rozkład nacisków tłokowych jest tu również dość korzystny. Takie wykonanie maszyny spotyka się jednak rzadko. Zdarza się również układ następujący: cylinder WP i SP wykonane jako tandem leżące a cylinder NP stojący, ze względu na oszczędzenie miejsca.

W maszynach o potrójnym rozprężaniu regulator działa zwykle na cylinder WP, a przy regulacji precyzyjnej także i na cylinder SP /jeżeli cylinder WP jest zamały/. Cylinder WP nie powinien być zbyt mały ze względu na czułość regulacji.

#### Wykres indykatora.

Wykres pracy maszyny o potrójnym rozprężaniu budujemy podobnie jak dla maszyn o podwójnym rozprężaniu. Linje kompresji i ekspansji są również hyperbolami równobocznymi, gdy zaś para jest przegrzana, to linja ekspansji w cylindrze WP będzie politropą. Stosujemy

$$\frac{V_w}{V_n} = \frac{1}{4,5} \quad \text{do} \quad \frac{1}{6} \quad \text{do} \quad \frac{1}{12}$$

$$\frac{V_w}{V_s} = \frac{1}{2,2} \quad \text{do} \quad \frac{1}{4,5} \quad \text{do} \quad \frac{1}{6}$$

Ostatnie ułamki stosują się tylko przy bardzo wysokim ciśnieniu dołotowym  $p_1$ .

Na rys.39 sporządzony jest wykres indykatorowy dla maszyny o potrójnym rozprężaniu pracującej z parą nasyconą. Niektóre wartości liczbowe podane są wprost na nim. Wykres sporządzamy tak, by  $V_w = 100\text{mm}$  /lub  $50\text{ mm}$ /. Odpowiednio do obranych stosunków objętości skokowych, znajdziemy  $V_s$  i  $V_n$  w skali. Aby otrzymać właściwe ciśnienie w końcu rozprężania w cylindrze NP, konstrukcję wykresu zaczynamy od prze-



ciwprężności  $p_0$ . Po sporządzeniu wykres planimetrujemy i znajdujemy  $p_i$  :

$$p_i^{ata} = \frac{B_w^{cm^2} + B_s^{cm^2} + B_u^{cm^2}}{V_u^{cm} \cdot \text{skala prężności}}$$

$$N_i^{KM} = \frac{2 F_N^{cm^2} \cdot S_m \cdot p_i^{ata} \cdot n}{60 \cdot 75}$$

Sprawność mechaniczna maszyn o potrójnem rozprężaniu wynosi :

dla maszyn leżących  $\eta_m = 0,8$  do  $0,88$

dla maszyn stojących  $\eta_m = 0,88$  do  $0,9$ .

---