

Stosowania kół ślimakowych do napędu wałka stawidłowego należy unikać, ze względu na duże koszty wykonania i szybkie zdzieranie się zębów, gdy zaś wyjątkowo go się stosuje - należy przewidzieć taki układ, by ślimak był całkowicie połączony w oliwie.

Wspomnieć należy też na tem miejscu o układzie napędu systemu SZTUMPPA, w którym drążek mimośrodowo napędza bezpośrednio wentyle /rys. 288/. Konstrukcję tę stosuje się w połączeniu z regulatorem osłowym. Wykonanie jest tańsze, lecz na ogół regulacja wentyli nie da się tak korzystnie rozwiązać.

PODZIAŁ STAWIDEŁ.

I. Stawidła wodzone.

a/ z niezmiennym rozrzedem pary

b/ ze zmiennym " " / napelnienie

a/ i b/ z użyciem sprężyny w mechanizmie wentylowym

c/ bez użycia sprężyny

II. Stawidła wychwytowe.

Przy stawidłach wodzonych wentyl jest stale połączony z mechanizmem napędowym, podczas gdy u stawideł wychwytowych wentyl, w okresie zamykania, odłącza się od mechanizmu zewnętrznego, a zamykanie uskutecznia wtedy sprężyna.

Ia. Stawidła wodzone z niezmiennym rozrzedem pary.

Stosuje się je do cylindrów nisko-prężnych i do uruchomienia wentyli wypustowych w cylindrach wysoko-prężnych.

Znany 4 typy tego rodzaju stawideł:

1/ Tarcze nieokrągłe

2/ Stawidła biegunowe

3/ Stawidła z krzywizną

4/ Stawidła z kierownicami

Najwięcej rozpowszechnione są stawidła z krzywizną, bo nadają się do maszyn szybkobieżnych i są tanie w wykonaniu.

1/ Tarcze nieokrągłe.

Na rys. 289 mamy szkic układu napędu wentyli w wypadku stosowania tarczy nieokrągłej. Wał sterowniczy W zaopatrzony jest w występy a b c d dla wpustu i a_1 b_1 c_1 d_1 dla wypustu; przy obrocie w kierunku strzałki występ a uderza o rolkę k przez co dźwignia H odchyła się naczekko punktu w_1 na lewo i podciąga za sobą drążek D , ten zaś przez pośrednictwo dźwigienki E unosi wentyl wpustowy do góry; oczywiście krzywizna ab będzie odpowiadała otwieraniu, cd - zamykaniu

zaś k - pełnemu otwarciu wentyla. Podobnie mamy dla wentyla wypustowego: występ odsuwa rolkę k_1 , odchyła dźwignię B , ta ostatnia pociąga drążek D_1 który znowóż przy pomocy dźwigienki F otwiera wentyl wypustowy do góry; $a_1 b_1$ - odpowiada otwieraniu, $c_1 d_1$ - zamykaniu wentyla. Sprężyna S musi być tak silną by rolka k nie mogła się odłączyć od tarczy nieokrągłej, gdyż w przeciwnym razie mielibyśmy rozrząd inny niż sobie założyliśmy, a potem mogą nastąpić łatwo uderzenia wentyla o siedzenie. Sprężyna zatem musi mechanizmowi nadawać stosowne przyspieszenia podczas zamykania. Ważnym tu jest kształt krzywej p -ruchu ab $a_1 b_1$ od $c_1 d_1$. Oczywiście jest rzeczą, że o ile masy mechanizmu będą mniejsze, to i siły bezwładności będą mniejsze i sprężyny można stosować słabsze: należy więc dbać o lekkość wszystkich części będących w ruchu. W układzie mechanizmu należy zawsze baczyc, by w drążkach D D_1 występowały siły ciągnące, by drążki te nie pracowały na wyboczenie, co umożliwia nam stosowanie daleko cieńszych prętów.

Naogół zaznaczyć należy, iż tarcze nieokrągłe nie nadają się do maszyn robiących więcej niż 110 obrotów na minutę, ze względu na zbyt silny wpływ sił bezwładności układu /sprężyny wypadają za grube/.

Konstrukcję tarczy nieokrągłej wykonywuje się tak, aby w stanie spoczynku wentyli krążki k k_1 nie przylegały do obwodu tarczy - stosuje się zatem luz $= \frac{1}{2}$ do 1 mm. Wykreślanie prowadzimy jak następuje: Rys. 290. Od koła podstawowego tarczy o średnicy δ odmieniamy luz a wzdłuż promienia i kreślimy drugie koło /B/. Rolki k i k_1 przy zamkniętych wentylach będą styczne do tego koła. Następnie odmierzając wzdłuż promienia wielkość h skoku rolki kreślimy część nowego łuku a , na kole B znaczymy początek otwierania wentyla F i koniec zamykania E /odpowiada to wlotowi i napełnieniu, względnie wylotowi i kompresji/ następnie stycznymi \overline{FG} \overline{EH} , \overline{FL} , \overline{KM} dopełniamy obrys rolki. Widocznem jest, iż przy takim układzie rolka k z częścią okręga tarczy stykać się wcale nie będzie, przez co zmniejsza się zużycie powierzchni rolki. Przy projektowaniu pamiętać należy, by zaokrąglania R_1 po stronie zamykania było znacznie większe niż R po stronie otwierania wentyla.

Na rys. 291 widzimy inne rozwiązanie napędu wentyla wypustowego: mianowicie dźwignia B jest tu jednoramienna; jakkolwiek układ ten wydaje się prostszym, jednakowoż jest gorszym, szczególnie dla maszyn stykobieźnych, gdyż drążek D pracuje tutaj na wyboczenie.

Układy rysunków 292 i 293 wady tej nie posiadają.

By zmniejszyć zużycie - powierzchnię rolki poddaje się zawsze hartowaniu.

Tarcza nieokrągła bywa u maszyn małych z jednego kawałka u maszyn wielkich

lepiej ją robić z 2 części: tarczy właściwej i nasadzonej krzywizny, by w razie zderzenia się tą ostatnią można wymienić /rys. 294/

Gdy maszynę przerabiamy z wolnego wydmuchu na kondensację, lub odwrotnie, musimy zmienić 2 punkty rozrządu: kompresję / C_0 / i wylot / W_y / i gdy więc mamy tarczę złożoną z 2 części, łatwo możemy zmienić część nieokrągłą i w ten sposób maszynę do nowych warunków przystosować. Istnieje konstrukcja /rys. 295/, która umożliwia nam bardzo łatwe zmiany punktu rozrządu: tarcza nieokrągła składa się z 3 tarcz A, B i D połączonych ze sobą śrubami g zamocowanymi w tarczy A zaś wpuszczonymi w koncentryczne wykroje w tarczach D i B. Gdy chcemy zmienić jakiś punkt rozrządu, np. zmniejszyć C_0 - przesuwamy tarcze D i B w kierunku przeciwnym do ruchu wału w tak, by krzywizna zaczynała się nie w punkcie C_0 lecz C_{02} . przytem jednak punkt W_y nie zmieni swego położenia.

2/ Stawidła biegunowe.

Mamy tu dwa sposoby rozwiązywania konstrukcyjnego:

A/ jeden z biegunów jest ruchomy, drugi zaś stanowi stałą podkładkę nieruchomą

B/ oba bieguny są ruchome, przytem każdy z biegunów posiada jeden punkt stały dookoła którego się obraca.

Drugie wykonanie używa się u maszyn szybkobieznych, gdyż masa części, które należy przyspieszyć wypada mniejsza.

Na rysunkach 296, 297 i 298 mamy przykłady wykonania A. Dźwign S , napędzany od mimośrodów, uruchamia biegun ruchomy R, który opiera się o krzywą podkładkę nieruchomą P. Zwrócić należy uwagę na to, iż w konstrukcji pokazanej na rysunku 297 dźwign g pracuje na wyboczenie, co jest wadą konstrukcji.

Rysunki 299 i 300 wyobrażają nam rozwiązanie B: bieguny R_1 i R_2 obracają się około swych osi O_1 i O_2 .

Otwieranie wentyla odbywa się tu przymusowo, przy zamykaniu zaś sprężyna dociska tak silnie, aby bieguny nigdy się nie rozeszły.

Nacógł stawidła biegunowe są konstrukcją racjonalniejszą od tarcz nieokrągłych ze względu na to, iż łatwiej tu rozwiązać zadanie, by przy możliwie długo trwałym okresie pełnego otwarcia wentyla osiągnąć małe szybkości przy siadaniu i podnoszeniu wentyla i w ten sposób osiągnąć możliwie cichą pracę i małe zdzieranie się powierzchni doszczelniających wentyla.

W stawidłach biegunowych - biegun pracuje jak dźwignia o zmiennej przekładni: w pierwszej chwili przy otwieraniu / i przy zamykaniu / mamy przekładnię bardzo dużą - gdyż punkt obrotu / zetknięcia się biegunów / leży blisko osi wentyla - zatem mamy małe szybkości wentyla - przy pełnym zaś otwarciu - przekład

nia jest mała, wentyl zatem ma ruch szybki. Jasne jest, iż w pierwszej chwili, gdy przyspieszenia są duże - siły na osi wentyla są duże lecz wskutek dużej przekładni siły w drążku g wypadają naogół niewielkie.

Przy projektowaniu biegunów należy baczyć, by w ruchu bieguny po sobie się nie ślizgały lecz wyłącznie toczyły po sobie, gdyż w przeciwnym razie bardzo szybko się zdzierają. By to osiągnąć należy przy wykreślanu biegunów zastosować wypadek znanego w mechanice "ruchu CARDANA" rys. 301.; gdy obwód o promieniu r toczy się wewnątrz po obwodzie o promieniu $R = 2r$ - wtedy punkt O porusza się po średnicy OA - co odpowiada dokładnie ruchowi prostoliniowemu wentyla. Należy więc krzywiznę bieguna ruchomego wykreślić promieniem r zaś krzywiznę podkładki nieruchomej - promieniem $2r$. Tego rodzaju konstrukcja napotyka jednak na trudności praktyczne przy wykonaniu - zastępuje się więc ją zwykle konstrukcją pokazaną na rysunku 302: robimy więc jeden biegun prosty - podkładkę zaś zakreślamy promieniem R tak, by punkt B /końcowy styku/ leżał o

$x = 1/3$ do $2/3$ skoku wentyla wyżej od punktu O . Zaokrąglenie $g = 15$ do 30 m/m. W chwili, gdy wentyl spoczywa na siedle i ma zacząć się otwierać - bieguny przylegają do siebie w punkcie T a w miejscu B mamy rozbieżność $C = 2$ m/m. dla maszyn wolnobieżnych $\frac{1}{2}$ do 10 m/m. dla maszyn szybko-
bieżnych. Im zrobimy C mniejsze, tem szybciej wentyl się będzie otwierał; za duże jednak C jest nieodpowiednie, bo wtedy wentyl będzie dawał za duże dławienie pary.

Obsługa biegunów wymaga dużej uwagi. Powierzchnie biegunów muszą być hartowane; oliwę należy starannie doprowadzać. W ruchu należy zważać by bieguny przylegały w miejscu T . U maszyn starych długo będących w ruchu, zdarza się nieraz, iż bieguny przylegają w B wtedy działanie biegunów jest wprost odwrotne: mamy bardzo gwałtowne uniesienie i osadzanie wentyla a stąd bardzo szybkie zdzieranie się mechanizmu.

Przy projektowaniu stawideł biegunowych punkty rozrzędu E_{xp} , C_p , W_y bierzemy z wykresu parowego i robimy wykresy suwakowe /rys. 303 dla wlotu i rys. 304 dla wylotu/. Zatem dla wlotu przyjmujemy kąt $k_t = 7$ do 12° stąd otrzymany punkt W_{lt} łączymy z punktem E_{xp} , prowadzimy S_{et} równoległe do linii $W_{lt}E_{xp}$ i odczytujemy wielkość e_t i δ_{et} ; w dalszym ciągu przyjmujemy $k_p = 7 - 12^\circ$ /naogół mało co różne od k_t / odkładamy $E_{xpp} / = E_{xpt} /$ i prowadzimy S_{ep} równoległe do linii $W_{lp}E_{xpp}$ stąd odczytujemy δ_{ep} i e_p /naogół mniejsze od e_t / Podobnie dla wylotu S_{at} prowadzimy równoległe do $CO_t W_{yt}$ stąd i_t i δ_{at} . S_{ap} prowadzimy równoległe do $CO_p W_{yp}$ - stąd mamy i_p i δ_{ap} .

Na podstawie tych danych możemy przystąpić do wyrysowania stawideł rys. 305 i 306. Należy więc teraz obrać excentryczność v_e i v_a w mimośrodkach wpustowym

i wypustowym; zwykle robimy $r_e > r_a$ bo skok wentyla wpustowego winien być nieco większy niż wypustowego. Rysunek wykonywany w skali 1:2, 1:3 lub t.p. Z wyników wykresu suwakowego /rys. 303/ dla wentyla wlotowego kreślimy wykres wentylowy /rys. 305/ prowadząc w osi wału sterowniczego w prostą ss prostopadle do kierunku drążka wentylowego OA, odkładając kolejno e_t i e_p otrzymujemy punkty wykresu W_{lt} , W_{lp} ^{E_{xpt}/E_{xpp}} ; następnie odmierzając kąty k_t i k_p od punktów W_{lt} i W_{lp} otrzymujemy linie LDT_t i LDT_p a stąd rzeczywiste kąty zaklinowań mimośrodków δ_{et} i δ_{ep} .

Podobnie wykres 304 pozwala nam zbudować wykres wentylowy / 306/ dla zatworu wypustowego przez poprowadzenie w osi wału sterowniczego linii ss prostopadle do drążka OB i przez odłożenie i_t i i_p . Stąd otrzymujemy na równoległych do ss punkty C_{ot} , C_{op} , W_{yt} , W_{yp} dalej linie LDT_t i LDT_p a stąd rzeczywiste kąty zaklinowania δ_{at} i δ_{ap} .

Należy podkreślić na tem miejscu różnicę pomiędzy wykresami suwakowymi a wentylowymi polegającą na tem, iż wykres dla suwaka dawał oprócz punktów charakterystycznych rozrzędu - też pogląd na szybkość zamykania i otwierania kanałów, podczas gdy wykres wentylowy tego nam nie daje. Szybkość ruchu wentyla zależy od układu mechanizmu stawidkowego. Chcąc sprawdzić, czy nie zachodzi dławienie pary wlotowej i wylotowej postąpić należy analogicznie jak dla suwaków - wykresując krzywe dławienia pary.

W tym celu wyliczamy

$$C_{max} = \frac{S \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$C = \frac{S \cdot \pi \cdot n}{60} \cos \alpha$$

i przyjmując $C_{max} = 1$. Robimy wykres rys. 307, gdzie na osi odciętych mamy szereg napełnień, zatem położeń korby na obwodzie, zaś na osi ^{podług} odciętych szereg szybkości tłoka u .

Z szybkości tych możemy dla każdej chwili wyliczyć konieczny wolny przekrój wentyla

$$f_e = \frac{F_{+Toka} \cdot cm^2 \cdot C}{v_{e max}}$$

ewentualnie

$$f_{e max} = \frac{F_{+Toka} \cdot cm^2 \cdot C_{max}}{v_{e max}}$$

przyjmując podobnie jak dla suwaków w zależności od rodzaju pary $v_{e max} = 60$ do 80 m/sek.

Teraz dla tych samych odciętych budujemy wykres koniecznych wolnych przekrojów f_e /rys. 308/, i następnie /rys. 309/ wrysowujemy wnę realne wolne przekroje wentyla jakie otrzymamy badając / najłatwiej graficznie / zmianę skoku wentyla w związku z ruchem mechanizmu stawidkowego /linja B /.

Uwaga /wykres 309 może być również wykreślony dla koniecznych i rzeczywistych skoków wentyla/.

Widzimy, iż przy zamykaniu wentyla od punktu H aż do punktu E_{zp} wzdłuż linii B trwa dławienie pary: otwór jaki zostawia wentyl jest mniejszy niż otwór jaki jest potrzebny ze względu na ruch tłoka, by szybkość przepływu była wielkością stałą. Chodzi więc o to by okres tego dławienia trwał możliwie krótko, innymi słowy by y było małe; racjonalne zatem stawidło będziemy mieli wtedy, gdy odcinek ten wypadnie stosunkowo mały. Z rysunku 309 widać główne wady stawideł biegunowych: 1/ silne dławienie pary, 2/ duży maksymalny skok wentyla mało wyzyskany a powodujący trudności przy projektowaniu sprężyn wentylowych.

Dla wentyla wylotowego metoda wykreślania pozostaje ta sama, tylko przekroje konieczne obliczamy ze wzoru

$$f_a = \frac{F_{cm}^2 \cdot C}{v_{a \max}}$$

przytem $v_{a \max} = 45$ do 60 m/sek.

Jak widać z rysunków 305 i 306/ gdy dla przodu i dla tyłu mamy excentryczności jednakowe, znaczy się

$$r_{ep} = r_{et}$$

$$r_{ap} = r_{at}$$

to otrzymamy: 1/ cztery różne kąty δ , innymi słowy każdy mimośród musi być okliniony pod innym kątem

2/ skok $h_{et} < h_{ep}$ ponieważ $e_t > e_p$ i $h_{at} > h_{ap}$ ponieważ $i_t < i_p$. Czasami jest to niedopuszczalne, gdyż skok jednego z wentyli wypada za duży, co pociąga za sobą, ze względu na konstrukcję gniazda - duże dławienie pary - wtedy zmuszeni jesteśmy do dawania 4 różnych mimośrodków.

Co się tyczy konstrukcyjnego wykonania stawideł biegunowych to zaznaczyć należy, iż jest konieczna nastawialność bieguna stałego przez podkładki lub ruchome części, a to w tym celu, by ułatwić regulowanie maszyny podług indikatora.

3/ Stawidła z krzywizną dla niezmiennego rozrządu pary.

Stawidła z krzywizną powstały dla umożliwienia budowy maszyn o większej liczbie obrotów. Mamy tu do czynienia z pewną odmianą tarczy nieokrągłej.

Do zalet ich należy:

1/Masy ulegające przyspieszeniu są daleko mniejsze

2/Dławienie pary i naprężenia sprężyn są mniejsze

3/Budowa tania, obsługa i wymiana łatwa.

To też znalazły one duże rozpowszechnienie i są stosowane do cylindrów niskoprężnych i wentyli wypustowych cylindrów wysokoprężnych.

Znany odmiany konstrukcyjne systemu LENTZ'A, DÖRFLA, MÜLLERA, SCHWABEGO, STEIN'A, PRÖLL'A i.t.d.

Metoda projektowania pozostaje tu taka sama jak poprzednio opisana przy traktowaniu stawideł biegunowych. Przy tych ostatnich otrzymaliśmy różne skoki wentyli dla strony kukorbowej i odkorbowej tu zaś przez zastosowanie różnej wysokości krzywizny dają się te różnice wyrównać. Stawidła z krzywizną pozwalają na to by h_{\max} było mało co wyższe od h normalnego, praktycznie $h_{\max} = h_{\text{norm}} + 10 - 15\% h_{\text{norm}}$ o tyle tylko by się zabezpieczyć w razie starcia się części pracujących, od ewentualnego za niskiego otwierania się wentyla.

Na rys. 310 mamy przedstawione działanie powyższych stawideł.

Mimośród przez drążek s porusza dźwignię M obracającą się dookoła punktu O . Koniec dźwigni wykształtowany specjalnie uderza swym występem W o rolkę k i za pośrednictwem dźwigni L - podnosi wentyl. Krzywiznę tworzą 2 łuki R i R_1 i styczna T ; łuk R zatoczony jest z punktu O_1 położonego za środkiem obrotu O , przez co osiągamy łagodne schodzenie rolki z dźwigni, zabezpieczamy się zatem w tym kierunku, by wentyl zamknął się całkowicie;

styczna T nachylona pod kątem α - wpływa na ruch rolki; w praktyce $\alpha = 20 - 30^\circ$ gdy damy α za duże - będziemy mieli uderzenia krzywizny o rolkę, ewentualnie wentyla ośiedzenie przy zamykaniu, gdy damy α za małe - wentyl będzie się za wolno otwierał.

Ib. Stawidła wędzone ze zmiennym napełnieniem pary.

Jako przykład najprostszy należy wymienić stawidło WINDMANNA /rys. 311/; jest to zwykłe stawidło biegunowe jedynie z tą zmianą, iż punkt obrotu O dźwigni C nie jest punktem stałym, lecz może pod wpływem regulatora przesuwać się, przez co daje się zmieniać napełnienie. Mechanizm ten jest prosty i przy dużych obrotach maszyny dobrze pracuje. Na rys. 312 widzimy szereg krzywych zamykania wentyli dla rozmaitych napełnień; im maszyna pracuje z większym napełnieniem, tem skok maksymalny wentyla jest większy i wogóle w tym wypadku otrzymujemy duże skoki i długie wentyle, co daje niedogodności praktyczne /ze względu na szczelność wentyli/.

Stawidła z krzywizną pracujące z regulatorem osiowym.

Stosują się do wentyli wpustowych cylindrów wysokoprężnych. Przy układzie normalnym maszyny regulator osiowy działa tylko na wentyl wpustowy cylindra wysokoprężnego, podczas gdy pozostałe wentyle pracują przy stałych punktach rozrządu.

Stawidła te zostały wprowadzone przez LENTZ+A /rys. 313/

Zupełnie podobnie jak to zostało opisane powyżej mamy tu dźwignię D z krzywizną, która uderzając w rolkę unosi wentyl, zaciskając sprężynę. Do zalet ich zaliczyć należy 1/ prostotę konstrukcji. 2/ przez zastosowanie dźwigni D mamy możliwość zastosowania przekładni.

Wadę ich stanowi to, iż krzywizna wywiera jednostronny boczny nacisk na trzonek wentyla. W konstrukcji tej wentyli wypustowy idzie ku dołowi.

Na rys. 314 mamy stawidko MULLERA, tem lepsze od poprzedniego, iż przez podział dźwigni D na 2 części - zniesiono całkowicie nacisk boczny na trzonek wentyla.

Stawidko STEIN A. /rys. 315/ składa się z listwy zkrzywizną L poruszanej za pomocą drążka s od mimośrodowo; listwa podparta na krążku k_1 uderzając o niego swą krzywizną. unosi krążek k_3 , oparty ze swej strony po przez płytkę P o krążek k_2 . Stawidko to jest bardzo proste, ale posiada tę wadę, iż niema dźwigni zatem brak mu przenośni ruchów, a stąd pochodzą trudności przy projektowaniu.

Stawidło PROLL - SCHWABE GO /rys. 316/ ma więcej części ruchomych niż stawidło LENTZA a też tą niedogodność, iż drążek s pracuje na wyboczenie, zato ma tę zaletę, iż podobnie jak u LENTZA mamy przenosiąnię.

Dość prostą konstrukcją odznacza się też stawidło fabryki RAUBACH /rys. 317/
lecz i tu drążek G pracuje na ciśnienie zaś rozmieszczenie punktów obrotu
A i B daje nieraz trudności konstrukcyjne.

Na rys. 318 widzimy nową konstrukcję stawidła PRÖLLA, w którym drążek s może też mieć położenie A. Krzywe podnoszenia wentyla pokazane na rysunku 319 wskazują na to, iż dopiero od napełnienia $\approx 25\%$ wentyl całkowicie się otwiera - przy mniejszych napełnieniach mamy bardzo silne dławienie pary; to też należy być ostrożnym przy projektowaniu maszyn o małym napełnieniu /np. SZTUMPPA/. W tym wypadku lepsze wyniki dały stawidła MÜLLERA, bo mamy w nich do dyspozycji 2 krzywizny, mimośród i 2 przenośnice jako czynniki, które możemy niezależnie od siebie zmieniać.

Różnica $h_{\max} - h_{\text{norm}}$ powinna być mała ale musi egzystować ze względu na zabezpieczenie się przeciwko błędom wykonania i ścierania się powierzchni pracujących. Gdy $h_{\max} - h_{\text{norm}}$ jest niewielkie - h_{\max} wypada mniejsze, przez co możemy łatwiej uczynić zadość warunkom szczelności wentyli, jakoteż uniknąć dużych naprężeń w sprężynach. Ta ostatnia okoliczność jest ważna dla regulatora, który dlatego by był czułym, powinien mieć ze strony mechanizmu wentylowego możliwie małe obciążenie.

Regulator osiowy pracuje naogół w ciężkich warunkach, gdyż jego obciążenie składają się: oddziaływania mechanizmu stawidłowego, mimośrodów, sprężyny i siły odśrodkowej mimośrodu. Przy projektowaniu dbać zatem należy by mechanizm stawidłowy był możliwie lekki, by wentyle były tak daleko jak tylko to jest możliwe odciążone i naogół używać możliwie silnych regulatorów, by w ruchu nie zawodziły. Układy uwidocznione na rysunku 320 i 321 przedstawiają nam dwa sposoby pomieszczenia regulatora; rys. 320 częściej używany, gdzie regulator znajduje się w środku pomiędzy mimośrodkami i za pomocą specjalnej tulei oddziałuje na mimośrody, uruchamiające wentyle wpustowe - i rys. 321, rzadko stosowany, gdzie regulator jest z przodu maszyny. Chcąc uzyskać lepszą regulację maszyny stosuje się niekiedy system, w którym regulator prócz zmian napężenia $/E_{ap}/$ wykonywa też zmiany wylotu $/W_y/$ i kompresji $/C_o/$ - w tym wypadku otrzymujemy wykres parowy obciążony z dwu stron.

Najczęściej spotykaną wadą układów pokazanych na rys 320 - 321 jest to, iż konstrukcja nie uwzględnia wydłużania się cylindra pod wpływem zmian temperatur: długość L_e wzrasta podczas gdy L_m się nie powiększa - a stąd drążki 3 się wykrzywiają - należy więc odpowiednio to uwzględnić przy projektowaniu połączeń regulatora z mimośrodkami.

Co się tyczy konstrukcyjnego wykonania to zaznaczyć należy, iż krzywa centralna regulatora może być linią prostą / m n rys. 322/ jak np. w mimośrodkach LENTZ'A lub też kołem / m n rys. 323/.

1.c. Stawidła wentylowe z wodzonem odmykaniem i zamykaniem wentyli.

Głównym przedstawicielem tej grupy stawideł jest konstrukcja profesora DORFEL'A z Pragi /rys. 324/. Zasadniczą różnicę między tym typem a systemami stawideł poprzednio opisanymi stanowi to, iż zamykanie wentyla uskuteczniane było przez sprężynę, podczas gdy tu jest ono przymusowe przez zastosowanie drugiej krzywizny. Co prawda sprężyna w tych wentylach też istnieje, lecz jest ona niewielka i rola jej sprowadza się jedynie do zabezpieczenia szczelności domknięcia wentyla /wobec istnienia koniecznych luzów między krzywiznami a relkami/, tak iż przy każdym zamknięciu ugina się ona zaledwie na 1 do 2 m/m. ;

służy ona też jako zabezpieczenie przed ewentualnem pęknięciem mechanizmu, w razie gdyby jakie obce ciało /kamień/ wpadło pod wentyl. Wobec powyższego jasnem jest, iż należy tak przeprowadzić konstrukcję by h_{norm} mechanizmu było o 1 do 2 m/m. większe od h_{norm} wentyla. Stawidło /rys. 324/ składa się z dwu dźwigni M i N, obracających się około punktów A i C. Krzywizny

y_k i z_2 tak są dobrane, by przy ruchach dźwigni N pod działaniem dźwiska s /mimośrodowi/ naprzód i wstecz - rolki k_1 i k_2 umieszczone na dźwigni M zawsze się z nimi stykały. Naogół stawidło to jest dobre: niema dużej sprężyny, nadaje się do maszyn o dużej liczbie obrotów. W praktyce jednak często mamy tu kłopoty: krzywa x_2 musi harmonizować z krzywą y_k - wymaga to bardzo starannego wykonania warsztatowego i starannego ustawienia. Koniecznym jest wobec tego zabezpieczyć nastawialność mechanizmu w czasie ruchu i w tym celu odda się nieraz czop A w łożysku przesuwnym, przyciskany sprężyną, lub daje czop A przesuwalny ekscentrycznie; wymaga to dużej sumienności ze strony monterów. Prócz tego nie nadaje się stawidło DÖRFLA do maszyn pracujących z małym napełnieniem, gdyż wtedy daje za małe skoki - należałoby wtedy dawać wentyle za dużej średnicy, by nie otrzymać za dużych prędkości przepływu.

Projektowanie regulacji sprowadza się do wykreślenia krzywej centralnej /wzgl. dwóch krzywych centr. przy oddzielnych mimośrodkach dla stron kukorbowej i odkorbowej/. Metodą przyjętą dla stawideł suwakowych rysujemy wykresy parowy i suwakowy /rys. 325 i 326/. Na rysunkach znaczek σ odnosi się do napełnień minimalnych, znaczek 1 odnosi się do napełnień normalnych, i znaczek 2 odnosi się do napełnień maksymalnych.

Przyjawszy $k_t / W l_t /$, łączymy W_e z E_{xp} . Przeciągamy $S_t - S_t //$ do $W l_t - E_{xp}$ i otrzymujemy e_t . Zakładając $W l_p = W l_t$ otrzymamy $k_p > k_t$. Prowadzimy $S_p - S_p //$ do $W l_p - E_{xp}$ i otrzymujemy e_p . Analizować dalej będziemy stronę odkorbową; określona dla niej krzywa centralna może być przyjętą i dla strony kukorbowej. / $e_t > e_p$, więc przy odwrotnym postępowaniu, skok wentyla dobry dla strony kukorbowej, byłby za mały dla strony odkorbowej/. Rysujemy koło o średnicy 100 mm. /rys. 327/. z 0 /środek wału/ promieniem r , równym przyjętej normalnej mimośrodkowości zakreślamy koło i rysujemy stawidło w chwili, gdy ma zacząć dawać wlot przedzwrotowy.

P O - środkowy kierunek dźwiska mimośrodu. Prostopadła do niego linia SS jest linią środkowego położenia mimośrodu. Z rys. 326 przenosimy e_t , $W l_t$ i E_{xp} .

W celu zbadania ile dogadną przyjęliśmy mimośrodkowość r , a zatem czy niema zbyt wielkiego dławienia wyrysujemy krzywą prędkości C_x , krzywą koniecznych wolnych przekrojów f_x i krzywą koniecznych skoków wentyla, w tę ostatnią wyrysujemy krzywą rzeczywistych skoków, otrzymanych z rys. 327. Gdyby dławienie było za duże, należy zmienić r .

Przy dalszej konstrukcji posługiwać się będziemy wykresem ZEUNERA, który prędzej prowadzi do celu /rys. 329/.

Zakreśliwszy koło o promieniu korby R z rys. 326 bierzemy Napełn. k_a

k_1 dla wlotu przedzwrotowego. Otrzymany kąt $W\ell_1 O E_{xp}$ dzielimy przez 2. Zakreślamy łuk o promieniu e_t . Koło suwakowe o średnicy r_1 , musi przejść przez punkty O, C i D. Niech ekscentryczność mimośrodów zaklinowanego jest r_s , obracanego r_e i krzywa centralna jest łukiem. Jeden jej punkt - n - już mamy. Punkt t obierzemy z warunku, żeby przy napełnieniu minimalnym średnica koła suwakowego r_1 była $< e_t$. Wreszcie trzeci punkt m zależy od wielkości pożądanego napełnienia maxim. Niech naprz. $Nap_{max} = 50\%$. Zakładamy $k_2 = 2^\circ$, co daje nam E_{xp2} i $W\ell_2$. $\angle E_{xp2} O W\ell_2$ dzielimy przez 2 i przez punkty C', O i D' przesuwamy koło. Średnica tego koła $= r_2$.

Analogicznie dla strony kukorbowej. Niech regulator ma jednakowe r_s i r_e po obu stronach korby, czyli $r_{st} = r_{sp}$ i $r_{ep} = r_{et}$. Bierzemy k_{rp} i e_p z rys. 326. Napełnienia po obu stronach mają być równe. $\angle W\ell_1 O E_{xp1}$ dzielimy przez 2. Zakreślamy łuk promieniem e_p i przez punkty przecięcia łuku z prostymi OE_{xp1} i $OW\ell_1$, C₁ i D₁ oraz O przesuwamy koło o średnicy $r_p = r_t$ / z założenia równych mimośrodkowości dla napełnienia normalnego po obu stronach wysłaliśmy, wyznaczając wartość na e_p na rys. 326/. Punkt t krzywej centralnej wybieramy, ale uprzednio z warunku, by przy minimalnej mimośrodkowości para do cylindra wcale się nie dostawała, a więc winno być $r_0 < e_p$, lepiej $r_0 < e_p$.

Punkt m, określamy tak, by $Nap_{maxp} = Nap_{maxt}$. Oznaczmy długość krzywej centralnej po stronie odkorbowej przez x, po stronie kukorbowej przez y. Z rysunku widać, że dla równych napełnień u maszyny o osobnym napędzie każdego wentyla $y > x$. Widzimy również, że r_2 cdk. $< r_2$ kukorb.

Wracamy do rys. 327.

W celu wykreślenia na tym rysunku centralnej krzywej, nie ruszając środkowego położenia mimośrodów, od linii SS odkładać będziemy odpowiadający danemu napełnieniu kąt przodowania / a zatem linię drogi tłoka / L D T / i na niej odcinać będziemy odpowiednią mimośrodkowość. Tą drogą otrzymamy punkty m, n i t leżące na łuku o promieniu r_0 , wykreślonym z punktu odległego od O o długość r_s .

Jeżeli każdy wentyl ma osobny napęd, to napełnienie wyrównać można prawie zupełnie przy wszystkich stopniach kilkoma sposobami:

a/ jak powyżej - przez stosowne ułożenie i różną długość krzywej centralnej: r_s i r_0 jednakowe; $\delta_{st} > \delta_{sp}$; $r_{et} < r_{ep}$; $r_t = r_p$; $\gamma \neq x$.

b/ przez różne mimośrodkowości mimośrodów obracanego $r_{sp} = r_{st}$; $r_{et} > r_{ep}$

$e_t > e_p$; $\delta_{st} > \delta_{sp}$

odnosi się

to do regulatora PROELL-SCHWABE;

c/ regulator LENTZA daje wlot przy tym samym położeniu korby: $e_t > e_p$; $r_t > r_p$. Krzywa centralna po stronie kukorbowej jest bliżej osi wału. Gdy jeden mimośród napędza 2 wentyle, wyrównać napełnień na wszystkich stopniach nie można. Wtedy konstruuje się krzywe centralne tak, by napełnienia normalne były jednakowe.

1a4

Stawidła z kierownicami.

Stosowane w połączeniu z wentylami systemu VAN DER KERKHOFFA. /rys. 330/ Pod naciskiem drążków mimośrodowych a po przez dźwignie kolankowe A otrzymujemy szybki ruch posuwisty wentyla; konstrukcja ta jest celową, gdyż wentyl pracujący jako suwak tłoczkowy nie uderza o żadne siedzenie - zato chodzi nam o to by chwila odcięcia pary nastąpiła gwałtownie, co właśnie szybki ruch wentyli nam umożliwia. Mechanizm ten może się znajdować pod wpływem regulatora osiowego.

II. STAWIDŁA WYCHWYTOWE.

Stosowane były w okolicach roku 1900 dosyć często do uruchamiania wentyli wpustowych. Przedstawicielem tej grupy jest stawidło HANPHOLDA /rys. 331/. U stawideł wodzonych zmiana napełnienia następuje pod działaniem bądź regulatora zwykłego przez przestawienie mechanizmu zewnętrznego, bądź też pod działaniem regulatora osiowego przez zmianę wielkości ekscentryczności i kąta; prędkość zatem zamykania wentyla zależy w tym wypadku od mechanizmu zewnętrznego.

U stawideł wychwytowych wentyl odłącza się od mechanizmu na krótko przed chwilą zamknięcia wentyla i opada sam, pod wpływem działania własnego ciężaru i sprężyny, na siódło; uderzenie w tym razie mogłoby być nader silne; by temu zapobiec - powstrzymuje się go w ostatniej chwili za pomocą kataraktu powietrznego lub oliwnego. To opadanie ma też tę wadę, że prędkość zamykania zależy od skoku i dociągnięcia dźwigni. Drążek s /rys. 331/ uruchamia dźwignię M obracającą się wokół punktu O_1 /przestawianego przez regulator/. Krzywizna a ślizga się po krzywiźnie D przez co dźwignia E się obraca i unosi wentyl do góry aż do chwili gdy styk krzywizn się nie przerwie - t.j. gdy a nie zeskończy z D - wtedy wentyl opada pod działaniem sprężyny; pod talerzykiem T tworzy się katarakta powietrzna: w B mamy wentylek ssący i dławiaczy. Tego rodzaju katarakty naogół pracują jednak wadliwie ze względu na mogącą powstać nieszczelności. Katarakty oliwne pracują lepiej, ale trzeba baczyć by się do nich nie dostało powietrze, co może zupełnie zniweczyć ich działanie.

Przy projektowaniu stawidła wychwytowego rysujemy mechanizm stawidła i w osi wału sterowniczego O prowadzimy linię SS prostopadłą do środkowego

kierunku drążka mimośrodowego /rys. 332/. Od najwyższego położenia mimośrodowego B odkładamy wielkość p - przeskoku, t.j. wielkość o którą powierzchnia a musi wyminąć powierzchnię D, by mogła ją następnie /gdy mimośród będzie w p. KL/ zacząć naciskać i tym samym zacząć otwieranie wentyla; odkładając kąt k otrzymujemy linię L D T a następnie odkładamy napełnienia normalne /p. A/, koniec styku powierzchni a i D musi nastąpić przed punktem A, gdyż potrzebny jest pewien czas na opadanie wentyla. Na tymże rysunku pokazany jest wykres skoków wentyla: widzimy powolne otwieranie KL i następnie samoczynny spadek L N; naogół zamykanie jest dosyć szybkie, przez co nie ma dużego dławienia pary. Przy wykreślaniu przyjmuje się zwykle ekscentryczność dla tyłu nieco większą niż dla przodu $r_t > r_p$.

Do wad należy zaliczyć bardzo szybkie zdzieranie się krawędzi zetknięcia k szczególnie gdy maszyna pracuje z małymi napełnieniami. Dlatego więc, by krawędzie D i a dłużej się ze sobą stykały próbowano stosować przyskoki P /rys.332/ - naogół jednak próby te zawiodły, gdyż wentyl taki źle doszczelniał. Przyskoki są konieczne dla wentyli VAN DER KERHOFFA, stawidła jednak wychwytowe dla tych wentyli są nieporęczne - lepiej należy w tym wypadku stosować stawidła z krzywizną całkowicie wodzone lub stawidła z kierownicą.

Najwięcej używane stawidła wychwytowe są następujące:

- 1/ Stawidła z powolnym wyłączaniem chwytacza / HAUFHOLDA/
- 2/ " z szybkim " " / COLLMANNA/
- 3/ " z wodzonem ruchem chwytacza / SULZERA/

Co się tyczy działania regulatora przy stawidłach wychwytowych to należy zaznaczyć, iż potrzebny tu jest słaby regulator, przy małych napełnieniach regulacja jest jednak niedobra: powierzchnie k łatwo się zdzierają i katarakty działają nieprawidłowo. Reasumując należy zatem wymienić następujące zalety stawideł wychwytowych:

- 1/ szybkie zamykanie wentyla, a stąd małe dławienie pary,
- 2/ łatwy wpływ regulatora na stawidła
- 3/ skok wentyla przy dużych napełnieniach nie wzrasta tak szybko, przez co wentyl wypada krótszy.

Wady:

- 1/ można ich używać tylko przy obrotach mniejszych od 150 na minutę / lepiej < 120 /
- 2/ Zmiany prędkości zamykania z powodu zmiennych oporów dławnic i katarakty
- 3/ konieczność stosowania katarakty
- 4/ mechanizm zawiły i kosztowny

5/ niezbyt czuła regulacja przy małych napełnieniach i szybkie zdzieranie się powierzchni styku.

KONSTRUKCJA CZĘŚCI STAWIDŁOWYCH.

Cały mechanizm spoczywa na specjalnych nasadach, których konstrukcja zależy od stawideł. Dawniej stosowano nasady całkowicie obrobione /rys. 333/. W kapeluszu k umieszczano sprężynę wentylową, przyczem śruba g służyła do jej nastawiania. Część błyszcząca maszyny wymaga bardzo dobrego odlewu; gdy np. pokażą się małe otworki na powierzchni - trzeba je zabijać, co naogół jest bardzo kosztowne. Kosztowne również jest ciągłe czyszczenie części obrobionych. Swotnie nie powinny nigdzie wystawać ani nie być zabezpieczone zawleczkami, gdyż w tym wypadku podczas czyszczenia pozostaje na nich bawełna. Występ w /rys. 333/ musi być doszlifowany do gniazda; jako uszczelka stosuje się cienki papier rysunkowy, gdyż przy grubszej uszczelce przy hacąganiu śrub - może się cały mechanizm skrzywić. Komory wentylowe, które wystają okala się blachą błyszczącą /rys. 334/ lub daje pokrywy z łanego żelaza /rys. 333- P, 336/, grubość ścianek $g = 6 - 8 \text{ mm}$; odległość od cylindra nie powinna być za małą: $T \geq 12 \text{ mm}$. Wykonanie z blachy błyszczącej jest droższe. W - zakłada się warstwę azbestu inaczey pokrywa przyjmuje kolor niebieski od ciepła jakie z cylindra do niej przechodzi.

W nowoczesnych konstrukcjach ujawnia się dążność do usuwania obróbki; tylko wąskie paski B rys. 335 daje się obrobione; tak samo wykonywamy pokrywę gdzie toczy się i poleruje tylko powierzchnia O /rys. 336/. W dużych maszynach dbać trzeba o to, aby dostęp do mechanizmu udogodnić - daje się więc schodki lub galerję. U maszyn stojących mamy tu często z tego powodu duże trudności i należy o tem pamiętać przy projektowaniu ram.

Trzony wentylowe wykonywa się ze stali tyglowej lub ze stali SIEMENS-MARTINA. Połączenie z prowadnicą u maszyn robiących mniej niż 100 obrotów na minutę wykonywamy za pomocą gwintu płaskiego, który daje bardzo łatwy montaż. U maszyn szybszych z konieczności zamiast gwintu płaskiego musimy dawać gwint drobny trójkątny, by się samoczynnie nie obłuzniał; gwint taki ma jednak wadę trudniejszego demontażu. Uszczelnienie trzona dokonywa się za pomocą uszczelnienia grzebiennego: jest to szereg rowków wytoczonych bądź na trzonie, bądź w tulei /bronz lub żelazo/.

Otrzymujemy lepsze uszczelnienie gdy rowki są wytoczone w tulei /części nieruchomej/ jest to do wykonania trudniejsze, ale zato nie osłabia trzona/cho- dzi nam o lekkość tego ostatniego/.

Poleca się umieszczać na końcu dławnicy grzebieniastej - małą dławnicę z uszczelnieniem zwykłym - bo gorąca woda, która z dławnicy grzebieniastej wycieka może pryskać /niebezpieczne dla wzroku maszynisty/. Dobrze, szczególnie dla wentyli wpustowych, są dławnice z twardej gumy systemu WILDTA jednak dla wypustowych wentyli nie nadają się, bo guma w zetknięciu z wodą - pęcznieje i wentyl wskutek tego się zahacza.

Czopy mechanizmu stawidkowego wykonywa się ze stali tyglowej takiej, którą można na powierzchni hartować. Czopy pracują w tulejach ze stali hartowanej lub bronzu fosforowego. Tuleje stalowe mogą mieć bardzo cienkie ścianki / 3 m/m/ ale muszą być po hartowaniu przeszlifowane /ze względu na mogące nastąpić odkształcenia podczas procesu termicznej obróbki/.

Dźwignie i drażki wykonywa się z rur lub ze stali kutej. Jest bardzo pożądaną, by długość drażków w ruchu móc nastawiać. Rys. 337 pokazuje nam tego rodzaju konstrukcję: przez przekręcenie części A wokół osi w zakończeniu B, otrzymujemy zmiany odległości czopów. Drażek ten jest całkowicie obrobiony toczony i frezowany. Obecnie ~~nie~~ stosuje się drażki wykonane ze stali lanej lub zlewnej zupełnie bez obróbki zewnętrznej.

Połączenia drażków z mimośrodami najczęściej dokonywane są za pomocą gwintu płaskiego; pamiętać jednak należy, iż gwint nigdy nie centruje - koniec więc drażka musi być pozatem centrowany specjalnie w otworze mimośrodowym /rys. 338/.

Mimośród wykonywa się z żelaza lub stali lanej przyczem powierzchnia pracująca wylewa się białym metalem.

Wały sterujące spoczywają w łożyskach /rys. 339/ przytwierdzonych do cylindra, aby zapobiec złemu zmontowaniu i aby położenie ich zmieniało się jednocześnie z cylindrem. Ułożenie wału na ramie obok cylindra należy traktować jako wykonanie błędne bo rama pozostaje zimna, przez co dźwignie się skrzywiają. W każdym łożysku, prócz śrub mocujących, dać powinniśmy przynajmniej jeden kołek dopasowany k dla zapewnienia montażu łożysk wzdłuż teoretycznej osi wału stawidkowego. Panewki robi się z bronzu lub lepiej /ze względu na to iż panewki bronzowe często się zakleszczają/ z żeliwa - wylane białym metalem. Przy układaniu wału stawidkowego dobrze jest pamiętać o tym, by ze względu na bezpieczeństwo obsługi, dostęp do koła zamachowego był trudny.

Spreżyny wentylowe mogą być dwojakie.

- 1/ takie, by wentyl opadał szybko samoczynnie / w mechanizmie wychwyto-^{wym}
- 2/ takie, by części mechanizmu stawidkowego się nie rozchodziły / w me-
chanizmach wzdłużnych/ - w tym wypadku spreżyny wypadają silniejsze.

Obliczamy sprężyny tak by istniało pewne ciśnienie na wentyl już wtedy gdy wentyl spoczywa na siedzeniu - przy podnoszeniu zaś ciśnienie to powinno znacznie wzrastać. Zwykle siła przy wentylu otwartym bywa 2 razy większa niż przy zamkniętym

$$P_{\max} = 2 P.$$

Obliczenia ścisłe często zawodzą, bo nie otrzymujemy zwykle do wyrobu sprężyn materiału o takich własnościach jakie założyliśmy; projektuje się więc sprężyny na zasadzie danych praktycznych, przyjmując $P = 10$ do 20 kg.; prze-licza się liczbę zwojów i naprężenia w przybliżeniu i daje się zwoi więcej by sprężyny nie pękały. Najlepiej jest zamawiać sprężyny w specjalnych fabrykach gdyż do hartowania i szlifowania sprężyn są potrzebne specjalne urządzenia.

STAWIDŁA NAWROTNE.

stosowane są do:

- 1/ parowozów, 2/ okrętów, 3/ do maszyn wyciągowych, 4/ do maszyn walcowniczych, 5/ do pługów parowych.

Łatwa nawrotność, możność ruszenia w każdym położeniu korby pod pełnym obciążeniem ma duże znaczenie szczególnie w parowozach, w maszynach wyciągowych przy dużych głębokościach szybu, przy pługach i dla walcowni.

Stawidła nawrotne dzielimy na:

- 1/ Stawidła jarzmowe/kulisy/ napełnienie maksymalne do 85%
- 2/ " z kierownicą " " do 90%
- 3/ " kształtówkowe " " do 95%

Na rys. 340 mamy pokazaną zasadę działania stawidła jarzmowego. Dwa mimo-środki M i M_1 napędzają drążkami 1 i 2 końce jarzma /kulisy/ α . Przez suwak A przenosi ruch na suwak parowy. Przez przestawianie jarzma wprowadzamy połączenie bądź suwaka M_1 bądź suwaka M_2 z mechanizmem rozrządu pały, przez co maszyna będzie biegła naprzód lub wstecz; w położeniu środkowym suwak nie będzie się wcale poruszał - maszyna więc będzie nieruchoma. Stawidło dopiero co opisane /System STEPHENSON'A / ma wadę w trudności przesuwania jarzma. Uniknął tego GOOCH /rys. 341/ przez przestawienie przesuwaka, podczas gdy jarzmo jest podwieszane w środku swym O . Stawidło to jest używane bardzo często do maszyn wyciągowych, bo ręczne przesuwanie jest tu bardzo łatwe.

Trzeci typ stanowi stawidło amerykańskie ALLAN'A, który przesuwa i jarzmo i przesuwak /rys. 342/; stosowane ono bywa w parowozach i u maszyn walcowniczych; zaletą jego jest to iż przy małych ruchach przesuwa i jarzmo względem przesuwaka szybko się przesuwa, gdyż oba idą w kierunkach przeciwnych.

Mnóstwo znany typów stawideł jarzmowych podobnych do trzech wyżej opisanych typów, przy czem stosuje się je zarówno do suwaków jak i do wentyli.

Zawsze jednak mają one następujące wady: 1/ Wszystkie cztery punkty rozrządu parowego są wzajemnie od siebie zależne. Wlot mało się powinien zmieniać; przy zmianie napełnienia otrzymuje się duże zmiany C_0 i W_{yl} ; zmiana C_0 dochodzi czasem do grania niedopuszczalnych - tak iż nieraz, zwłaszcza gdy ciśnienie admisyjne jest niewysokie, otrzymujemy pętlice we wykresie. 2/ gdy napełnienie maleje - maleje też skok suwaka względnie wentyla, co pociąga za sobą duże dławienie pary.

Stawidła jarzmowe używane są obecnie jedynie w parowozach lub w walcowniach i wogóle nadają się do maszyn szybkobieżnych. Przy stawidłach powyższych można pracować z ekspansją: przy rozruchu stawia się rączkę stawidła w krańcowem położeniu a następnie w miarę zwiększania liczby obrotów cofać ją w ten sposób, by przy pełnym biegu napełnienia były małe. W praktyce jednak maszynista zwykle jest zmęczony i woli regulować przestawiając klapę dławiacą - w ten sposób maszyna pracuje bardzo nieekonomicznie, gdyż przy maksymalnym napełnieniu. Regulacja napełnienia jest naogół bardzo trudna, dlatego też u maszyn wyciągowych wprowadzono regulatory, które samoczynnie regulują napełnienie.

U maszyn okrętowych stosuje się często stawidła z kierownicą, ponieważ mechanizm ich jest prostszy i rzadko potrzebne jest napełnienie większe od 70%.

Jako przykład widzimy stawidło KLUGA /rys. 343/. Korbowaś AM wsparty na drążku BC porusza się tak, iż koniec A opisuje krzywe zamknięte przecinające się w punkcie z , co nam warunkuje, iż wlot się nie zmienia.

Stawidła z kierownicami posiadają zalety i wady stawideł jarzmowych, ale mechanizm ich jest prostszy. Używane były prawie wyłącznie do napędu suwaków.

RADWANOWICZ stosował je i do wentyli /maszyny tego typu używane były w Austrii/

W maszynach wyciągowych używane są wyłącznie stawidła kształtówkowe, gdyż dają aż do 90% napełnienia. Ze względu na to, iż chodzi tu często o podnoszenie kosa o małe odstępki musimy mieć mały wlot, wylot i małą kompresję, by maszyna mogła łatwo ruszać - w biegu zaś maszyna winna pracować normalnie /ekonomicznie/. Bęben kształtówkowy powstaje przez połączenie kilku tarcz nieokrągłych /rys. 344/ skonstruowanych dla różnych napełnień. Powstaje w ten sposób pewna krzywa powierzchnia, która zależnie od swego położenia inaczej unosi rolkę k ; powierzchnia kształtowa stanowi część tulei żeliwnej osadzonej na wale za pomocą dwu klinów. Układ pokazany na rysunku 345, gdzie obok każdego ^{wentyla} cylindra mamy dla każdego wentyla jedną kształtówkę dla biegu naprzód a jedną dla biegu w tył, t.j. razem osiem kształtówek jest naogół za kosztowny: by tego uniknąć

robi się zwykle 2 kształtówki wlotowe i 2 wylotowe a mechanizm stawidkowy tak urządza, jak to pokazuje rysunek 346: ta sama kształtówka uderza raz w rolkę wentyla kukorbowego a drugi raz odkorbowego. Przy konstrukcji pamiętać należy by drążki δ pracowały na ciągnięcie.

Często kształtówki, wykonane z żelaza lanego twardego /odlew kokilowy/, przytwierdza się do tulei za pomocą śrub. Zwykle wykonywany model kształtówki według niego - model gipsowy, stąd odlew formy żelaznej i w niej dopiero lejemy kształtówkę - w ten sposób powierzchnia zewnętrzna przez szybkie stygnięcie utwardza się.

Kule lub krążki k /rys 344/ poruszają się po pochyłości i przy dużych maszynach stosuje się nawet serwowator parowy / złożony z cylindra parowego i cylindra oliwnego/ - wtedy można stosować $\frac{H}{h} = 3/7$.

Maszyny wyciągowe buduje się zawsze jako maszyny bliźniacze a to w tym celu by z każdego położenia móc ruszyć z miejsca. W Anglii stosowano maszyny COMPAUNI ale to nieodpowiednie, bo do ruszenia trzeba doprowadzać parę do cylindra ^{wysoko} - koprężnego - wtedy cała maszyna szybko skoczy - mamy więc dużą nierównomierność biegu, co pociąga za sobą rzuty liny i nawet ewentualne zetknięcie się liny poruszającej się z szybkością około 15-m metrów na sekundę ze ścianą szybu, co może łatwo spowodować katastrofę.

Przy dużych wysokościach i dużych ciężarach poleca się stosowanie maszyn czterocylindrowych - bliźniaczoposobnych. Praca tych maszyn jest bardzo ekonomiczna, ale koszt są duże i manewrowanie trudne.

Przez przesuwanie dźwigni z położenia 1 - 2 - 3 /rys. 345/ / przesuwamy tuleję z kształtówkami przez co kolejno z biegu naprzód przez zatrzymanie przechodzimy do biegu wstecz i napełnienie może się zmieniać od 0 aż do 95%.

Często i przy tej konstrukcji zdarza się, iż maszynista wystawia dźwignię stawidkową w krańcowe położenie a reguluje ruch przez dławienie pary - przez co otrzymujemy nieekonomiczną pracę maszyny.

By tą wadę usunąć zastosowano t.zw. stawidła odwrótne /rys. 347/, w których kształtówki tak są ułożone i mają taki obrys, że przez przestawienie dźwigni otrzymujemy przy uruchomieniu maszyny maksymalne napełnienie a przy dalszym przesuwaniu dźwigni - co odpowiada jeździe - napełnienie zostaje zmniejszone. Oczywiście jest to obliczone na regulację ręczną i automatyczny regulator tu się nie nadaje.

Rys. 348 uwidacznia nam konstrukcję, gdzie obie zasady są połączone: przy zwalnianiu maszyny działa regulator /podobnie jak aparat bezpieczeństwa/ uruchomienie zaś odbywa się ręcznie.-