

Jan DĘBIEC
Jerzy ROKITA
Edward ŻUKOWSKI

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechniki Śląskiej

NOWE ROZWIĄZANIE KONSTRUKCYJNE POMPY KRĘTNEJ ODSRODKOWEJ WIELOSTOPNIOWEJ DO MIESZANIN I ZAWIESIN CIAŁ STAŁYCH W CIECZACH

Streszczenie: Publikacja dotyczy nowego rozwiązania konstrukcyjnego pompy krętej odsrodkowej wielostopniowej do mieszanin ciał stałych w cieczach. Przedstawiono warunki odprowadzania odpadów paleniskowych w rurociągach, w postaci ich mieszaniny z wodą. Sformułowano założenia techniczne i konstrukcyjne oraz uzasadniono wybór rozwiązania konstrukcyjnego pompy. Przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne pompy typu TM-125 oraz wskazano na jego oryginalność. Przytoczono wyniki badań stanowiskowych i przeprowadzono ich analizę. Omówiono układ sterowania pracą pompy.

1. Wprowadzenie

Zwiększające się zasięgi hydraulicznego transportowania rurociągami mieszanin i zawiesin ciał stałych w cieczach, wywołują konieczność pokonywania coraz większych oporów przepływu cieczy w rurociągach. Dlatego też powstało zapotrzebowanie na wysokociśnieniowe pompy do przetłaczania mieszanin i zawiesin ciał stałych w cieczach, gdyż stosowanie ich pozwala ograniczyć liczbę lub wyeliminować pompownie pośrednie na trasie rurociągu transportowego. Typowym rozwiązaniem stosowanym dotychczas było łączenie szeregowo dwóch pomp odsrodkowych jednostopniowych zainstalowanych w jednej pompowni, przy czym pompy takie muszą być oczywiście dostosowane do pracy przy podwyższonym ciśnieniu wewnętrznym. W kraju wymaganiom tym odpowiadają pompy typu PH. W zakresie objętościowych natężeń przepływu $Q < 200 \text{ m}^3/\text{h}$, zespół dwóch połączonych szeregowo pomp może wykonać pracę jednostkową wynoszącą około $\Sigma Y = 1400-1500 \text{ J/kg}$ (wysokość podnoszenia $\Sigma H = 140-150 \text{ m}$). Często są to jednak wielkości niewystarczające.

Dlatego też w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej opracowano rozwiązanie konstrukcyjne wielostopniowej pompy krętej odsrodkowej do mieszanin i zawiesin odpadów paleniskowych z wodą. W związku bowiem z oddalaniem się od elektrowni i elektrociepłowni składowisk odpadów paleniskowych, potrzeba pomp wysokociśnieniowych do mieszanin i zawiesin dostrzegana jest w energetyce zawodowej i przemysłowej szczególnie wyraźnie.

2. Założenia techniczne i konstrukcyjne

Opracowana w Polsce w ostatnich latach nowa technologia transportu i składowania odpadów paleniskowych [5,6] polega na wytwarzaniu i transportowaniu w rurociągach (a później także i składowaniu) gęstej zawiesiny popiołów lotnych w wodzie, ewentualnie z zawartością granulowanych żużli energetycznych. Zawiesina popiołowo-wodna w zależności od lokalnych uwarunkowań, może mieć gęstość $\rho_z = 1300-1700 \text{ kg/m}^3$. Przy zwykle występujących gęstościach popiołów lotnych odpowiada to koncentracjom objętościowym popiołów w zawieszynie wynoszącym $c_v = 0,30 - 0,45$. Do zawiesiny mogą być wprowadzane i żuźle energetyczne (których gęstość jest zbliżona do gęstości popiołów lotnych), jednakże biorąc pod uwagę stosunek ich masowego wypadu do wypadu popiołów oraz ewentualność ich utylizacji, można uznać, że koncentracja objętościowa żużli w tak powstałej mieszaninie nie przekroczy kilku procent.

Jak wykazuje dotychczasowa praktyka, zawiesiny takie mogą być bez przeszkód przetłaczane rurociągami przez pompy krętne odśrodkowe (typu PH) [3]. Biorąc pod uwagę realne możliwości wdrażania technologii "gęstej zawiesiny" w energetyce krajowej uznano za celowe opracowanie pompy krętej odśrodkowej wielostopniowej, która mogłaby być użytkowana w zakresie wydajności objętościowych $Q = 150-220 \text{ m}^3/\text{h}$. Zakładając przeciętną wartość koncentracji objętościowej $c_v = 0,4$ oraz gęstość właściwą popiołów lotnych $\rho_p = 2100 \text{ kg/m}^3$, w przypadku całodobowej pracy układu odprowadzania pompa może zabezpieczyć odstawę dobowego wypadu popiołów lotnych w zakresie 3000-4400 ton. Zmiana koncentracji objętościowej popiołów lotnych bądź skrócenie dobowego okresu pracy układu może znacząco poszerzyć ten zakres.

Zdecydowano projektować pompę o następujących parametrach pracy:

- wydajność objętościowa $Q = 180 \text{ m}^3/\text{h}$,
- praca użyteczna jednostkowa $Y = 2700 \text{ J/kg}$,
- prędkość obrotowa wału $n = 980 \text{ min}^{-1}$.

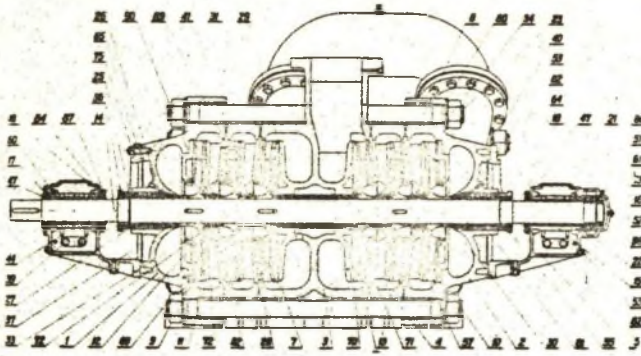
Niska prędkość obrotowa wału pompy korzystnie wpłynie na trwałość uszczelnień szczelinowych (szczeliny przywlotowe i międzystopniowe) oraz zmniejszy wpływ niewyważenia wirników (wywołanego nieuniknionym zużyciem erozyjnym) na drgania zespołu wirującego.

Przyjęto, że maksymalna liczba stopni pompy wynosić będzie $i = 10$. Wówczas bezwymiarowy wyróżnik szybkobieżności pompy (obliczony dla pracy jednostkowej stopnia $\Delta Y = 270 \text{ J/kg}$)

$$n_{sf} = \frac{1000}{60} n \frac{Q^{0,5}}{(\Delta Y)^{0,75}} = \frac{1000}{60} 980 \frac{(180/3600)^{0,5}}{270^{0,75}} = 54,83$$

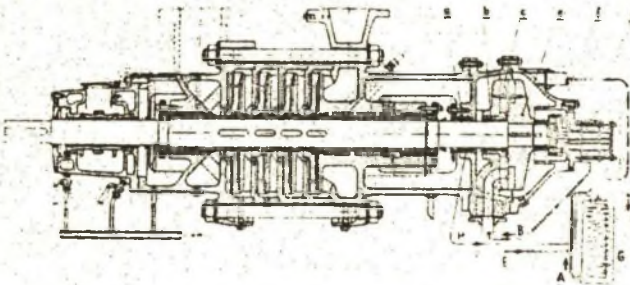
Wartość wyróżnika jest stosunkowo niska, a zważywszy konieczność zastosowania kierownic bezłopatkowych (ze względu na obecność ziaren żużli o średnicy do 10 mm) mało efektywnych energetycznie, założono niewysoką sprawność pompy w zakresie $\eta = 0,50 - 0,55$.

Zastosowanie kierownic bezłopatkowych w układzie przepływowym pompy krętej odśrodkowej wielostopniowej do hydromieszanin (z gruboziarnistymi ciałami stałymi) przyniosło pozytywne efekty w produkowanych przed laty w Pol-



Rys. 1. Pompa wirowa odśrodkowa typu WWB

Dlatego też uznano, że właściwym sposobem zrównoważenia naporu osiowego (przy posobnym rozmieszczeniu wirników na wale pompy), będzie zastosowanie tarczy odciążającej zasilanej olejem pod ciśnieniem i powiązanej konstrukcyjnie z łożyskiem promieniowym. Podobne rozwiązanie jest stosowane w pompach głównego odwadniania kopalń typu BV, produkowanych w Czechosłowacji [4] (rys.2). Jednakże uznano za celowe u-



Rys. 2. Pompa wirowa odśrodkowa typu BV (CSRS)

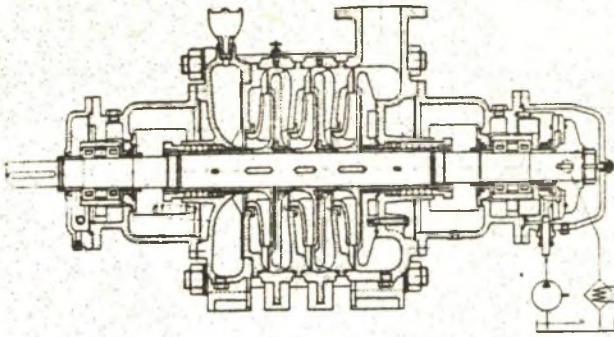
sce pompach typu WWB [3] (rys. 1).

Charakterystyczne rozmieszczenie wirników na wale pozwalało teoretycznie zrównoważyć napory osiowe działające na wirniki. Słabszą stroną tych pomp była jednak międzysekccyjna dławnica umieszczona wewnątrz pompy i niedostępna z zewnątrz, a ulegająca stosunkowo szybkiemu zużyciu.

Podobne rozwiązanie jest stosowane w pompach głównego odwadniania kopalń typu BV, produkowanych w Czechosłowacji [4] (rys.2). Jednakże uznano za celowe u-

3. Pompa typu TM-125; rozwiązanie konstrukcyjne i charakterystyki

Rozwiązanie konstrukcyjne pompy typu TM-125 przedstawiono na rysunku 3. Pompa TM-125 jest wielostopniową pompą wirową odśrodkową, przeznaczoną do hydraulicznego transportu mieszanin i zawiesin. W szczególności przeznaczona jest do przepompowywania mieszanin popiołów lotnych i żużli z wodą, przy czym średnica ziaren żużli może wynosić do 10 mm. Maksymalna liczba stopni pompy wynosi $i = 10$, przy czym wirniki usytuowane są w układzie posobnym. Przepływ cieczy między kolejnymi stopniami pompy odbywa się poprzez przeważki bezłopatkowe (ukształtowane w postaci kierownic bezłopatkowych) i kierownice łopatkowe dośrodkowe. Dopływ cieczy do pompy odbywa się przez bocznie



Rys. 3. Pompa wirowa odśrodkowa typu TM-125

usytuowany króciec ssawny, o średnicy $d_s = 125$ mm (niewidoczny na rysunku), zaś wypływ przez króciec tłoczny też o średnicy $d_t = 125$ mm. Dławnica wysokociśnieniowa pompy wyposażona jest w zamknięcie wodne, zasilane przez specjalnie przewidzianą pompę waporową (typu T60/150) o wydajności $Q_T = 1$ l/s. Wydajność objętościowa

tej pompy jest praktycznie niezmienna, a stałość przepływu czystej wody (o prędkości kilku m/s) w szczelinie dławiącej dławnicy skutecznie zabezpieczy dławnicę przed ciałami stałymi znajdującymi się w cieczy.

Napór osiowy jest równoważony przez tarczę odciążającą, która jest wyprowadzona poza układ przepływowy i jest powiązana z łożyskiem promieniowym. Tarcza ta jest zasilana olejem (z odrębnego zbiornika) przez pompę zębatą (typu PZ-40) o wydajności objętościowej $Q_z = 0,66$ l/s. Tarcza odciążająca jest sztywno związana z wałem pompy, natomiast pierścień oporowy tarczy jest podparty wahliwie, co zapewnia samoczynne równoległe ustawienie się ich powierzchni ślizgowych i to niezależnie od niedokładności wykonawczych i montażowych, jak też ewentualnego uginania się wału pompy [1]. Nastawności przeciwtarczy nie ogranicza płytkowo-labiryntowe jej uszczelnienie względem wału.

Średnica zewnętrzna tarczy odciążającej oraz jej szerokość pozostają w zwykłe zalecanych proporcjach w stosunku do średnicy zewnętrznej wirnika. Analiza konstrukcji i działania tarczy odciążającej pompy typu TM-125 będzie w przyszłości tematem odrębnej publikacji.

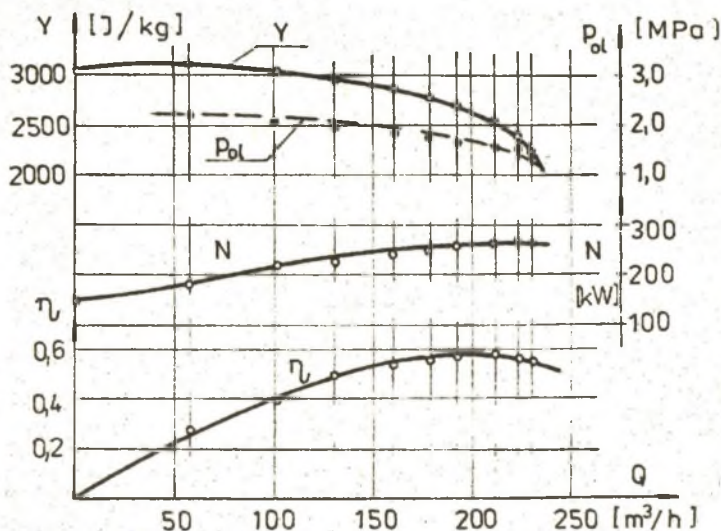
Wał pompy ułożyskowano promieniowo, stosując łożyska toczne rolkowe ze swobodnie przesuwym pierścieniem wewnętrznym. Każdy czop wału ułożyskowany jest w dwóch takich łożyskach umieszczonych we wspólnej samonastawnej, względem wspornika łożyskowego, oprawie. Samonastawność oprawy zapewnia prawidłową pracę łożysk niezależnie od ewentualnych niedokładności wykonania zespołu łożyskowego, jak i możliwych ugięć wału pompy [2].

Elementy układu przepływowego wykonano ze staliwa chromowego L21CH21 chcąc uzyskać możliwie wysoką trwałość elementów stykających się z przetłaczanymi czynnikami.

Wirnik pompy (o średnicy zewnętrznej $d_2 = 0,490$ m) posiada $z = 5$ łopatek o pogrubionym profilu. Pompa przewidziana jest do pracy przy prędkości obrotowej wału $n = 970$ min⁻¹.

Prototyp pompy w wersji 10-stopniowej wykonała Zabrzańska Fabryka Maszyn Górniczych, gdzie w stacji prób wyznaczono charakterystyki pompy (stosując jako czynnik roboczy wodę o gęstości $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$).

Jako olej roboczy w obiegu tarczy odciążającej stosowano olej Transol 75. Wyznaczone charakterystyki: przepływu - $Y = f(Q)$, mocy na wale - $N = f(Q)$ i sprawności - $\eta = f(Q)$ oraz zależność $p_{ol} = f(Q)$ ciśnienia oleju doprowadzanego do zespołu tarczy odciążającej od wydajności pompy - zostały przedstawione na rysunku 4.



Rys. 4. Charakterystyki pompy typu TM-125/10 wyznaczone w trakcie pompowania wody ($\rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3$)

Charakterystyczne jest podobieństwo charakteru zależności $Y = f(Q)$ i $p_{ol} = f(Q)$. Optymalne parametry pracy pompy (przy najwyższej sprawności) wynoszą:

- wydajność $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$
- praca jednostkowa $Y = 2600 \text{ J/kg}$
- moc na wale $N = 256 \text{ kW}$
- sprawność pompy $\eta = 0,57$
- ciśnienie oleju $p_{ol} = 1,6 \text{ MPa}$

Przytoczone wartości mocy na wale pompy uwzględniają pobór mocy pompy zębatej przetłaczającej olej. Natomiast w trakcie badań nie zasilano dławownicy wysokociśnieniowej odrębną pompą tłokową. Jej zastosowanie zwiększyłoby pobór mocy o około 5 kW, jednak wobec wzrostu wydajności pompy, jej sprawność nie uległaby zmianie.

4. Analiza parametrów pracy pompy

Aby ocenić parametry pracy pompy typu TM-125, porównano ją z parametrami pracy pompy typu WWB-200 podobnego typu i przeznaczenia. Na rysunku 5 przedstawiono charakterystyki bezwymiarowe pojedynczego stopnia każdej z pomp, przy czym bezwymiarowe wyróżniki pracy jednostkowej i wydajności zdefiniowano w znany sposób

$$\xi_Y = \frac{2Y}{u_2^2},$$

$$\xi_Q = \frac{Q}{n d_2^3}$$

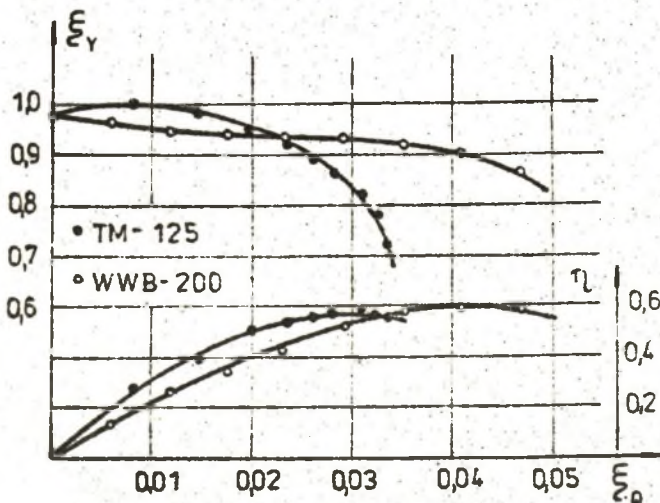
(gdzie u_2 jest prędkością obwodową wirnika).

Parametry pracy i niektóre wyróżniki bezwymiarowe w punkcie najwyższej sprawności są w przypadku obu pomp następujące (w odniesieniu do pojedynczego stopnia):

	pompa TM-125	pompa WWB-200
- wydajność (m^3/s)	0,056	0,121
- praca jednostkowa (J/kg)	260	523
- moc na wale (kW)	25,6	128
- sprawność	0,57	0,59
- prędkość obrotowa (min^{-1})	970	1450
- średnica wirnika d_2 (m)	0,490	0,490
- szerokość wirnika b_2 (m)	0,022	0,034
- stosunek b_2/d_2	0,0449	0,0693
- wyróżnik wydajności ξ_Q	0,029	0,043
- wyróżnik pracy jednostkowej ξ_Y	0,840	0,888
- wyróżnik szybkobieżności n_{sf}	58,9	67,2

Pompe TM-125 osiąga zbliżoną wartość wyróżnika pracy jednostkowej oraz zbli-

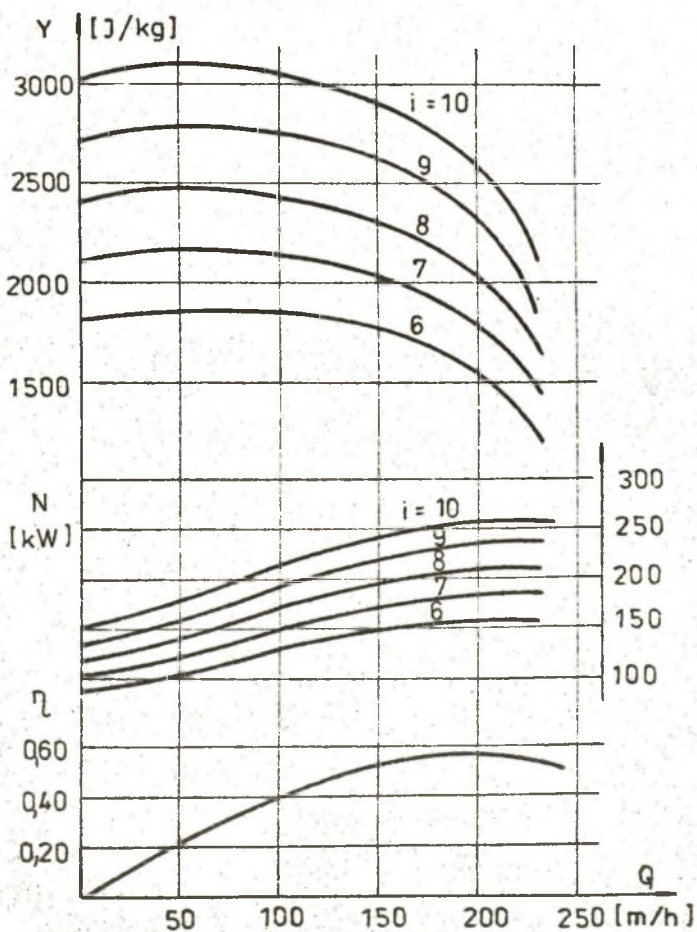
żoną sprawność w porównaniu z pompą WWB-200. Nieco niższa wartość ξ_Y w przypadku pompy TM-125 jest spowodowana tym, że ma ona znacznie węższe kanały międzyłopatkowe, gdyż projektowana była na niewielką wydajność. W zakresie małych wartości wyróżnika szybkobieżności, udział strat tarcia zewnętrznych powierzchni wirnika o



Rys. 5. Charakterystyki bezwymiarowe pojedynczych stopni pomp typu TM-125 i WWB-200

ciecz jest proporcjonalny do n_{sf}^{-2} , a wartości tego udziału są dość wysokie (0,3 - 0,4). Ponieważ wyróżnik szybkobieżności pompy TM-125 jest znacząco niższy (o około 14 %), przeto osiągnięcie nieco niższej sprawności nie powinno budzić zastrzeżeń. Zasadniczą przyczyną ogólnie niewysokich sprawności pomp wielostopniowych typu WWB-200 i TM-125 jest zastosowanie kierownic bezłopatkowych, mało sprawnych hydraulicznie. Ich stosowanie jest jednak konieczne, ze względu na dostosowanie pompy do możliwości przepompowywania gruboziarnistych żużli znajdujących się w mieszaninie.

Analizując charakterystykę sprawności pompy TM-125 stwierdza się, że w zakresie najwyższych sprawności ($\eta > 0,50$) jest ona płaska, a więc ekonomiczna eksploatacja pompy jest możliwa, gdy $Q > 135 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0,038 \text{ m}^3/\text{s}$). Jest to bardzo korzystne ze względu na możliwość wykorzystania pompy w różnorodnych warunkach. Na podstawie wymienionych przesłanek można więc ocenić pozytywnie parametry pracy osiągnięte przez pompę TM-125.



Rys. 6. Charakterystyki pompy typu TM-125 o różnych liczbach stopni ($i = 6-10$)

Badania wykazały, że zespół odciążający działał całkowicie poprawnie, a po kilkugodzinnych próbach powierzchni robocze tarczy odciążającej i pierścienia oporowego nie wykazywały jakichkolwiek śladów zużycia (obie powierzchnie zachowały wyraźne ślady obróbki przez szlifowanie).

W praktyce uzasadnione będzie produkowanie pompy TM-125 z liczbą stopni $i \geq 6$, gdyż przy mniejszych liczbach stopni może być ona zastępowana przez połączone szeregowo dwie pompy typu PH-150. Na rysunku 6 przedstawiono charakterystyki pompy TM-125, przy różnych liczbach stopni (nadal jednak w odniesieniu do czystej wody - jako czynnika roboczego).

W przypadku przetłaczania mieszanin odpadów paleniskowych z wodą, parametry pracy pompy (przy stałej wydajności $Q = \text{const}$) można określić z wzorów:

$$Y_m = K_Y Y_w$$

$$N_m = \frac{\rho_m}{\rho_w} N_w$$

$$\eta_m = \eta_w - \Delta\eta$$

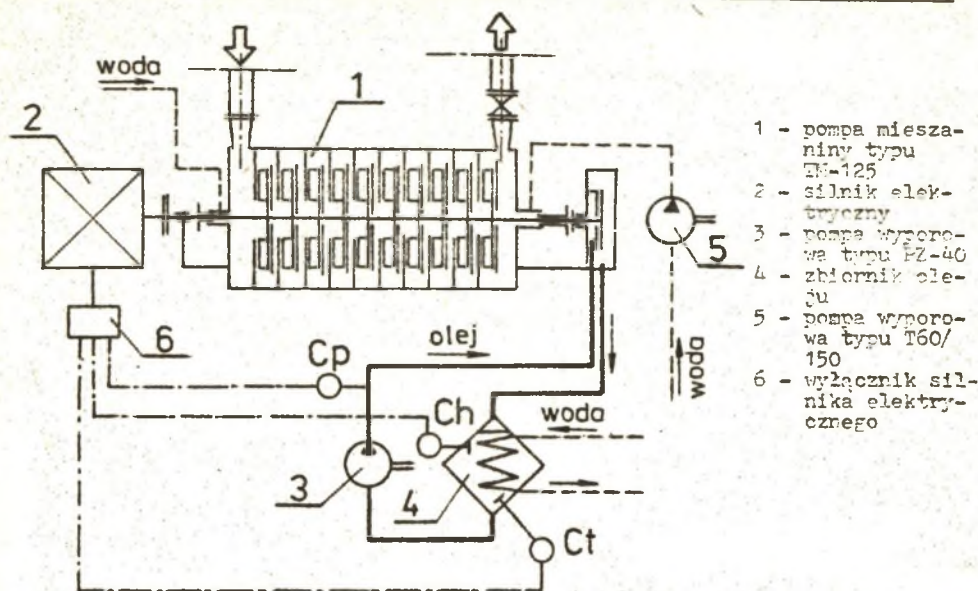
$$P_{ol(m)} = \frac{\rho_m}{\rho_w} P_{ol(w)},$$

przy czym indeksy oznaczają: m - mieszanina, ol - olej, w - woda.

Współczynnik $K_Y \approx 1,0 - 0,9$ zaś $\Delta\eta \approx 0 - 0,05$ w zależności od składu granulometrycznego i koncentracji objętościowej odpadów paleniskowych w mieszaninie. Skrajne wartości odnoszą się do mieszanin o dużej koncentracji objętościowej fazy stałej $c_v > 0,35$ przy znaczącym udziale żużli gruboziarnistych. Wartości te prognozuje się na podstawie badań innych pomp krętnych jednostopniowych.

5. Układ sterowania pracą pompy

J poprawnej pracy pompy decyduje przede wszystkim działanie tarczy odciążającej, które z kolei zależy od parametrów doprowadzanego pod tarczę oleju. W szczególności doprowadzany olej musi być podawany przy odpowiednim natężeniu przepływu i pod potrzebnym ciśnieniem oraz odznaczać się odpowiednią lepkością. Dlatego też instalacja pompowa musi być wyposażona w odpowiedni układ sterująco-zabezpieczający (rys. 7). Załączenie pompy TM-125 jest możliwe dopiero po uruchomieniu pompy olejowej i pompy wodnej dławnicy. Czujnik ciśnienia C_p w układzie olejowym spowoduje wyłączenie się pompy głównej w przypadku obniżenia się ciśnienia oleju poniżej wartości nastawionej. Wartość nastawiona jest zawsze niższa od rzeczywistego ciśnienia oleju doprowadzanego pod tarczę, gdyż uwzględnić trzeba wpływ ewentualnych zmian gęstości pompowanej zawiesiny popiołowo-wodnej, które powodować będą zmiany sumarycznego naporu osiowego. Stosowanie pompy zębatej w układzie olejowym zapewnia w przybliżeniu stałe natężenie przepływu doprowadzanego oleju (wobec niewrażliwości wydajności pompy względem zmian ciśnienia), jednakże można dla kontroli instalować przepływomierz w układzie olejowym.



Rys. 7. Układ sterowania i zabezpieczenia pompy typu TM-125

O lepkości oleju decyduje jego temperatura (lepkość oleju maleje ze wzrostem temperatury) dlatego też czujnik temperatury Ct spowoduje wyłączenie pompy głównej po przekroczeniu temperatury dopuszczalnej oleju. Ponadto w zbiorniku oleju umieszczony jest czujnik poziomu Ch, który wyłączy pompę główną po obniżeniu się poziomu oleju poniżej poziomu dopuszczalnego (np. wskutek wycieku zewnętrznego).

Obok wspomnianych czujników i mierników, pompa i silnik napędzający powinny być oczywiście wyposażone w zwykle stosowane przyrządy pomiarowe (ciężniomierze, amperomierz, watomierz).

6. Uwagi końcowe

Przedstawione rozwiązanie konstrukcyjne pompy typu TM-125 ma charakter inowacyjny i wydaje się spełniać wymagania stawiane pompom podobnego przeznaczenia. W najbliższej przyszłości zostaną przeprowadzone próby eksploatacyjne tej pompy w warunkach przemysłowych. Ponieważ w energetyce istnieje duże zainteresowanie omawianą pompą, przeto po pozytywnej ocenie prób eksploatacyjnych będzie można oczekiwać jej wdrożenia w wielu elektrowniach i elektrociepłowniach. Uzasadnione stanie się wtedy także prowadzenie prac konstrukcyjno-wdrożeniowych nad dalszymi typowielkościami pompy.

Literatura

[1] Debiec J. i inni: Pompa wirowa odśrodkowa wielostopniowa, zwłaszcza do

- mieszanin ciał stałych w cieczach, zgłoszenie w UP PRL nr 234228.
- [2] Dębiec J. i inni: Łożysko promieniowe, patent tymczasowy PRL, nr P-250503.
- [3] Katalog - Pompy przemysłowe, Wydawnictwa Przemysłu Maszynowego WEMA, Warszawa 1979.
- [4] Katalog - Čerpadla, Sigma Lutín (CSRS), 1968.
- [5] Kmiecik J., Rokita J. i inni: Sposób i układ urządzeń do odprowadzania i transportu żużli energetycznych i innych odpadów stałych z elektrowni, opis patentowy PRL nr 128713.
- [6] Rokita J., Tomaszewski Sł.: Transport i składowanie elektrownianych odpadów paleniskowych w postaci zawiesiny wodnej o dużej koncentracji fazy stałej, Energetyka, Rok XXXIX, nr 11, 1985.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Adam KLICH

wpłynęło do Redakcji 1987.05.21

НОВЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ЛОПАСТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО
МНОГОСТУПЕНЧАТОГО НАСОСА ДЛЯ СМЕСЕЙ И ВЗВЕСЕЙ ТВЕРДЫХ ТЕЛ
ТВЕРДЫХ ТЕЛ В ЖИДКОСТЯХ

Резюме

В работе представлены новые конструктивные решения лопастного центробежного многоступенчатого насоса для смесей твердых тел в жидкостях. Представлены условия вывода отходов сжигания в трубопроводах в виде их смеси с водой. Сформулированы технические и конструктивные задания и обоснован выбор конструктивного решения насоса. Представлено конструктивное решение насоса типа ТМ-125 и обращено внимание на его оригинальность.

Насос имеет облегчающий диск, который питается маслом под давлением. Облегчающий диск связан с радиальным подшипником и находится вне проточной системы насоса. Опорное кольцо диска закреплено колебательно, что даёт возможность автоматической установки поверхностей скольжения параллельно друг другу. Приведены результаты лабораторных исследований и проведён их анализ. Обсуждена система управления работой насоса.

NEW CONSTRUCTIONAL SOLUTIONS OF TORQUE CENTRIFUGAL MULTI-STAGE PUMP
FOR MIXTURES AND SUSPENDED SOLIDS IN LIQUIDS

Summary

The paper concerns a new constructional solution of torque centrifugal multi-stage pump for mixtures of solid bodies in liquids. The conditions of draining of furnace waste materials in pipelines in the form of their mixture with water have been presented. Technical and constructional fore-

design has been formulated and the choice of constructional pump solution has been justified. The constructional solution of the pump of TM-125 type has been presented and its unconventional character has been underlined. The pump has a balance disk fed with oil under pressure. The balance disk is connected with a radial bearing and is placed beyond the pump flowing system. A stopper ring of the disk is self-aligned what enables automatic parallel positioning of sliding surface to each other. The results of stand tests have been presented and their analysis has been carried out. The pump control system has been discussed.