

Kazimierz STASIAK

Józef MICHALIK

Centralne Biuro Konstrukcji Kociołów
Tarnowskie Góry

PALNIKI OLEJOWE CIŚNIENIOWE DWUZAKRESOWE

Streszczenie. W referacie przedstawiono rozwiązanie palnika olejowego ciśnieniowego dwuzakresowego, stanowiące przyczynek do zmniejszenia zużycia oleju w kotłach pyłowych na cele podtrzymania palenia przy niskich obciążeniach. Dokonano oceny istniejących metod obliczeniowych i konstrukcji palników ciśnieniowych prostych, wielostopniowych, z regulowanym polem przekroju kanałów stycznych pod kątem możliwości wykorzystania ich własności do konstrukcji rozpylacza ciśnieniowego dwuzakresowego. W oparciu o tę ocenę sformułowano założenia do konstrukcji przedmiotowego rozpylacza. W oparciu o znane kryteria ustalono wstępnie podstawowe wymiary rozpylacza pilotowego o wydajności nominalnej $Q_{nom} = 1000 \text{ kg/h}$. Omówiono sposób badań sprawdzających, w wyniku których dokonano korekty wymiarów. Przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne rozpylacza dwuzakresowego. Omówiono możliwość kompleksowego wdrożenia tego rozwiązania dla instalacji olejowej rozpalowej kotłów nowo budowanych jak i istniejących tak od strony układu zasilającego powietrza do spalania jak i układu zasilającego oleju.

1. Wstęp

Zużycie oleju w kotłach w ostatnich latach szybko wzrastało, szczególnie na potrzeby podtrzymywania palenia. Węgiel dostarczany do elektrowni jest bowiem coraz niższej jakości. Zawiera coraz więcej balastu i ma zaniżoną w stosunku do projektowej wartość opałową.

Z zebranych danych [2] wynika, że ilość zużywanego oleju na podtrzymywanie palenia wynosiła w 1980r. około 70% całkowitej ilości zużywanego oleju w elektrowniach i elektrociepłowniach. Zatem z ilości spalanego oleju można stwierdzić, że instalacje olejowe przewidziane pierwotnie do rozpalań kotłów zmieniły swoje podstawowe funkcje na stabilizację palenia pyłu węglowego.

Eksploatacje kotłów wykazała, że wydatek i miejsce zabudowy palników olejowych rozpalkowych na ścianach kotła nie zawsze są zgodne z wymaganiami jakie mają spełniać palniki stabilizujące, uwzględniając jednocześnie minimalizację zużycia oleju opałowego na ten cel. Możliwości oszczędzenia paliwa płynnego eksploatatorzy kotłów upatrują więc w zastosowaniu palników dwuzakresowego wydanku o zakresach:

- 1 zakres - Q_{nom} ,
- 2 zakres - $10,2 + 0,25 / Q_{nom}$.

W polskich elektrowniach stosuje się trzy rodzaje palników olejowych:
1/ Ciśnieniowe - cyrkulacyjne z iglicznym zamknięciem otworu wylotowego z dyszą rozpylacza,

2/ Ciśnieniowe - proste,

3/ Parowe.

Przystosowanie palnika ciśnieniowo-cyrkulacyjnego do pracy przy dwuzakresowym wydatku zostało opracowane przez Instytut Energetyki.

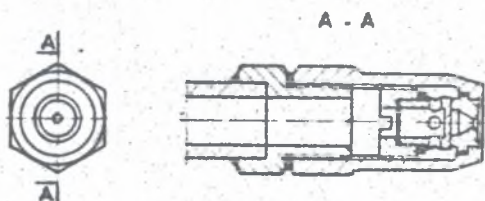
CBKK Tarnowskie Góry w ostatnim okresie zajęło się przystosowaniem do pracy dwuzakresowej palnika ciśnieniowego prostego o wydatku nominalnym 1000 kg/h. Zagadnienie to jest przedmiotem niniejszego opracowania.

2. Analiza dostępnych metod obliczeniowych do określenia wielkości rozpylacze ciśnieniowego, wirowego dwuzakresowego

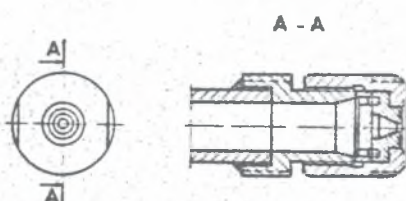
W zakresie teorii rozpylaczy ciśnieniowych wirowych istnieje wiele opracowań i metod obliczeniowych [1],[4],[5],[9],[11],[12],[13],[14]. Można jednak stwierdzić, że opracowania te podstawowo bazują na teorii sformułowanej przez G.N.Abramowicza dla idealnego modelu przepływu, opartej na zasadzie maksymalnego przepływu cieczy przez rozpylacz.

2.1. Rozpylacz ciśnieniowy prosty

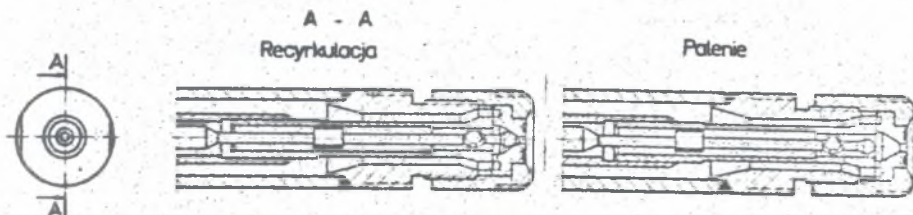
W rozpylaczach ciśnieniowych /rys. 1, 2 i 3/ regulacja wydajności może być realizowana wyłącznie na drodze zmiany ciśnienia zasilania cieczy przed rozpylaczem /palnikiem/.



Rys.1 Rozpylacz ciśnieniowy typu R
Drg 1 Simple pressure atomizer
type R



Rys.2 Rozpylacz ciśnieniowy typu C
Drg 2 Simple pressure atomizer
type C



Rys.3 Rozpylacz ciśnieniowo - cyrkulacyjny typu CC
Drg 3 Tip shut-off pressure atomizer type CC

Zależność wydajności Q od ciśnienia zasilania Δp ma charakter paraboliczny

$$Q = c \cdot k \cdot D^2 \sqrt{\Delta p} \quad /1/$$

gdzie: c - stała wynikająca z przeliczenia jednostek,

k - współczynnik natężenia przepływu,

D - średnica otworu wylotowego z dyszy rozpylacza.

Z racji małej zmienności współczynnika k określa się dla danego rozpylacza tzw. "Liczbę przepływu" LP

$$LP = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} = \text{const} \quad /2/$$

Oznaczając dwa stany pracy rozpylacza indeksami nom oraz i otrzymuje się zależność /rys. 4/:

$$\frac{Q_{nom}}{\sqrt{\Delta p_{nom}}} = \frac{Q_i}{\sqrt{\Delta p_i}} \quad /3/$$

Przy określaniu max zakresu regulacji rozpylacza ciśnieniowego należy zwrócić uwagę na zachowanie warunku

$$p_i > p_{gr} \quad /4/$$

gdzie: p_{gr} - minimalne ciśnienie graniczne zasilania, poniżej którego ma miejsce wyraźne pogorszenie jakości rozpylania, tj. wzrost średnicy kropeł rozpylanej cieczy.

Dla rozpylaczy opracowanych w CBKK /rys. 1, 2, 3/ wyznaczono kryterialną max średnicę kropeł rozpylonego paliwa wg znanego wzoru

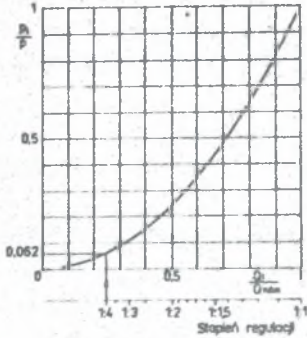
$$d_{max} = 0,5 \cdot D^{0,56} \cdot \frac{3,72 \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 6 \cdot \pi} / 0,11 + 0,083}{\sqrt{1 - \psi \cdot \Delta p} / 0,33} \quad /5/$$

dla oleju opałowego rodz. 3 wg PN-76/C-96024 przy lepkości $2^\circ E$.

Dla $d_{max} = 250 + 350 \mu m$ sporządzono wykres /rys. 5/, który ujmuje zależność ciśnienia granicznego od ciśnienia zasilania w funkcji wydajności rozpylacza.

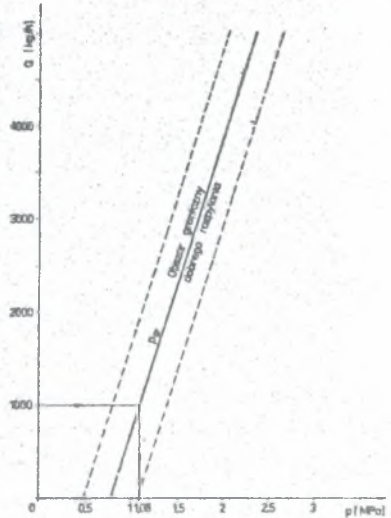
W oparciu o powyższe zależności można ustalić warunki pracy rozpylacza. Przykładowo dla rozpylacza o wydajności $Q_{nom} = 1000 \text{ kg/h}$ należy ustalić wymagane ciśnienie zasilania ze względu na d_{max} przy wymaganym zakresie regulacji 1 : 4. W tym celu z rys. 5 określamy $p_{gr} = 1,08 \text{ MPa}$. Dla zakresu regulacji 1 : 4 z rys. 4 odczytujemy $p_i/p_{max} = 0,062$.

Z tego $p_{nom} = \frac{p_i}{0,11} = \frac{1,08}{0,062} = 17,41 \text{ MPa}$



Rys.4 Ogólna zależność wydajności od ciśnienia zasilania rozpylacza ciśnieniowego.

Drż 4 General relation between capacity and supply pressure of pressure atomizer.



Rys.5 Zależność ciśnienia granicznego zasilania od wydajności rozpylacza ciśnieniowego.

Drż 5 Relation between border supply pressure and capacity of pressure atomizer.

Na podstawie przykładu widać, że rozpylacze ciśnieniowe wirowe dla uzyskania dużego zakresu regulacji wymagają bardzo wysokiego ciśnienia zasilania oleju /typowe ciśnienie zasilania wynosi 3,5 MPa/ co ze względów eksploatacyjnych /wysokociśnieniowe pompy z importu, ciężka armatura i rurociągi/ jest nieekonomiczne. Zastosowanie typowego rozpylacza ciśnieniowego do pracy dwuzakresowej jest więc nieuzasadnione.

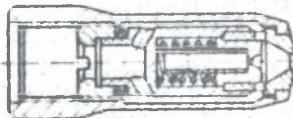
2.2. Rozpylacze z regulowanym polem przekroju stycznych kanałów zasilających

W rozpylaczach, w których

$$LP \neq \text{const}$$

/6/

możliwe jest odejście od charakterystyki przepływowej prostego rozpylacza ciśnieniowego. Rozpylacz taki tzw. "Wielostopniowy" został opracowany i przebadany [6]. Konstrukcja rozpylacza pokazana jest na rys. 6.



Rys.6 Rozpylacz ciśnieniowy wielostopniowy

Drż 6 Multi-stage pressure atomizer

Przez zastosowanie tłoczka przesuwanego zrównoważonego sprężyną uzyskuje się samoczynną zmianę pola przekroju kanałów stycznych w funkcji ciśnienia zasilania, a tym samym bardziej stromą zależność współczynnika natężenia przepływu k od ciśnienia zasilania jak w rozpylaczu prostym. Tą drogą przy typowym $p = 3,5$ MPa/ ciśnieniu zasilania jak dla rozpylacza ciśnieniowego prostego można uzyskać ciągłą zmianę wydajności w zakresie 1 : 3 i większym.

Rozwiązanie to wymaga precyzyjnego wykonania tłoczka i ściśle określonej charakterystyki sprężyny co stwarza problemy warsztatowe, szczególnie przy jednostkowej produkcji. Z tych powodów nie znalazło szerszego zastosowania.

Podobne do ww. jest rozwiązanie rozpylacza ciśnieniowego z regulacją wydajności realizowaną przez zmianę pola przekroju kanałów stycznych za pomocą tłoczka przesuwanego sterowanego mechanizmem z zewnątrz /rys. 7/, [3], [8], [9], [13].



Rys.7 Rozpylacz ciśnieniowy z regulowanym polem przekroju kanałów stycznych.

Drg 7 Pressure atomizer with controllabile area of tangential ports.

Rozwiązanie to jak też i z tłoczkiem zrównoważonym sprężyną nie znalazło szerszego zastosowania, jednak na uwagę zasługuje tu fakt, że w obydwóch rozwiązaniach można wpływać na wydajność rozpylacza ciśnieniowego przez zmianę pola przekroju kanałów stycznych. Fakt ten może być wykorzystany do opracowania rozpylacza dwuzakresowego.

3. Załączania do konstrukcji rozpylacza dwuzakresowego

Przeanalizowanych rozwiązań rozpylaczy nie można wprost wykorzystać do zrealizowania dwuzakresowości wydatku. Wykorzystując jednak ich własności można skonstruować rozpylacz dwuzakresowego wydatku przy założeniu dwóch niezależnych od siebie, o zróżnicowanych przekrojach, stałych kanałów zasilających komorę wirową rozpylacza. Uwzględniając to przyjmuje się do konstrukcji przedmiotowego rozpylacza następujące założenia:

1/ Zmiana wydatku-skokowa

- 1 zakres - wydatek nominalny Q_{nom} ,

- 2 zakres - wydatek $Q = /0,2 + 0,25/ Q_{nom}$.

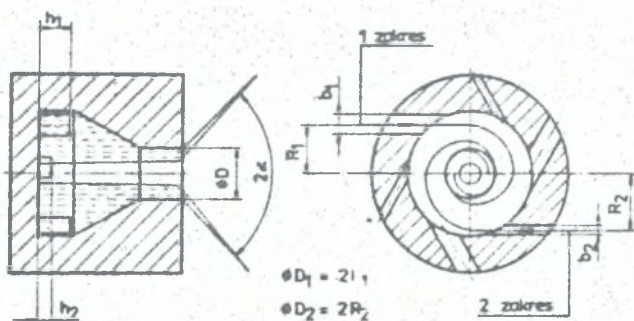
2/ Kąty rozpylania 2α dla 1 i 2 zakresu powinny mieścić się w granicach $60^\circ \pm 100^\circ$.

Przeanalizowano też technologię wykonania warsztatowego rozpylacza pod kątem możliwości wykonawczych zakładu produkcyjnego i ewentualnej przyszłej eksploatacji w istniejących obiektach energetycznych i sporządzono następujące wytyczne:

- 3/ Konstrukcja rozpylacza ma być prosta, bez elementów ruchomych.
- 4/ W możliwie największym stopniu należy wykorzystać urządzenia i elementy z aktualnie produkowanych typoszeregów.
- 5/ Wymiary gabarytowe nowego rozpylacza powinny być takie same jak w istniejących konstrukcjach palnikowych innych typów w celu uzyskania zamierności.

4. Konstrukcja rozpylacza dwuzakresowego

Na rys. 8 przedstawiono ideę rozwiązania rozpylacza ciśnieniowego wirowego dwuzakresowego.



Rys.8 Idea rozwiązania rozpylacza dwuzakresowego
Drg 8 Idealized model of two - stage atomizer

Na podstawie własnej metodyki obliczeń opartej na teorii klasycznej [10] wykonano obliczenia dla danych: Q 1 zakresu = Q 1 = Q nom = 1000 kg/h, $2\alpha_1 = 60^\circ$, Q 2 zakresu = Q 2 = 250 kg/h, ciśnienie zasilania $p = 3,5$ MPa, czynnik - olej opałowy rodz. 3 wg PN-76/C-96024 przy lepkości 12 cSt $\sim 2^\circ E$ / 1 otrzymano następujące wartości wymiarów:

$\phi D = 3$ mm,

$\phi D_1 = \phi D_2 = 7,5$ mm.

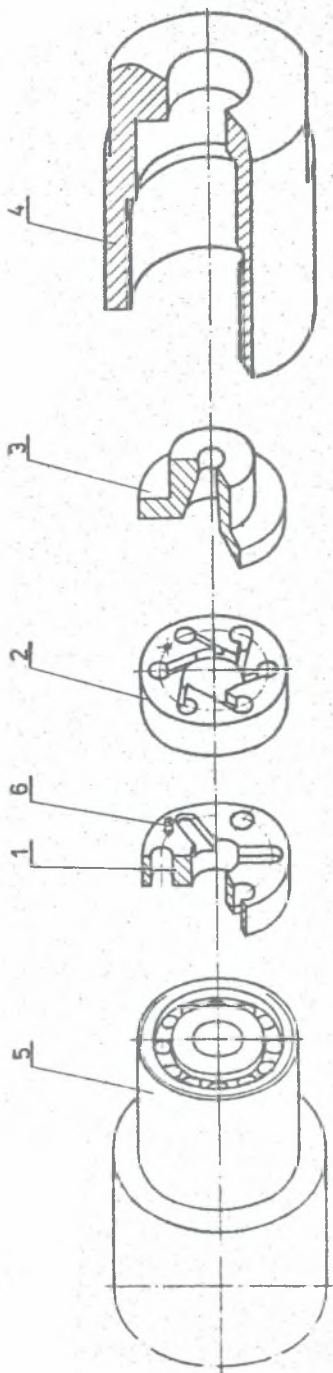
Pole przekroju stycznych kanałów zasilających:

F_{s1} zakresu = $22,5$ mm² z czego $n_1 \times b_1 \times h_1 = 3 \times 2 \times 3,75$,

F_{s2} zakresu = 3 mm² z czego $n_2 \times b_2 \times h_2 = 3 \times 1 \times 1$,

gdzie n_1, n_2 - ilość kanałów stycznych.

Rozpylacz dwuzakresowy /rys. 9/ składa się z płytki rozdzielającej /poz. 1/, komory wirowej /poz. 2/, dyszy /poz. 3/ mocowanych nakrętką.



Rys. 9 Rozpylacz ciśnieniowy dwuzakresowy

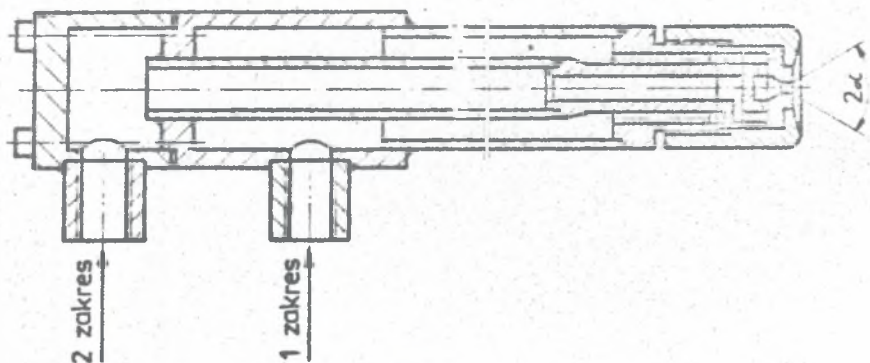
DrE 9 Two - stage pressure atomizer

- 1 - Ryłka rozdzielająca
- 2 - Komora wirowa
- 3 - Dysza
- 4 - Nakrętka rozpylacza
- 5 - Końcówka lancy
- 6 - Kołek ustalający

- 1 - Distribution plate
- 2 - Swirl chamber
- 3 - Nozzle
- 4 - Atomizer body
- 5 - Lance end
- 6 - Guide pin

rozpylacza /poz. 4/ do końcówki lancy /poz. 5/. Kanały przepływowe w stosunku do dwóch układów kanałów zasilających /kanały stycznne/ komory wirowej orientuje kołek ustalający /poz. 6/.

Dla przeprowadzenia badań wykorzystano lancę olejową - rurową oprawę rozpylacza z dotychczasowych palników ciśnieniowo - upustowych, która składa się z dwóch współśrodkowo ułożonych rur /przewodów/ zakończonych | końcówką lancy, do której przykręcony jest rozpylacz dwuzakresowy /rys.10/



Rys.10 Lanca olejowa z rozpylaczem dwuzakresowym
Drg 10 Oil lance with two - stage atomizer

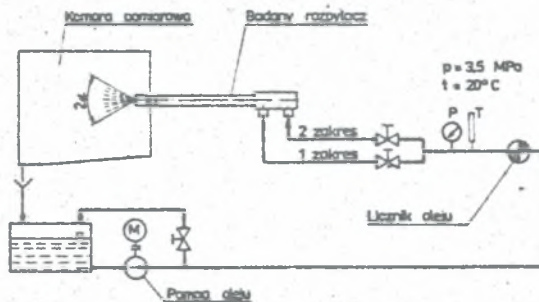
Przy zasilaniu komory wirowej przez przewód zewnętrzny lancy palnika uzyskuje się wydajność 1 zakresu, a przy zasilaniu przewodu wewnętrznego wydajność 2 zakresu.

Przedstawioną konstrukcję rozpylacza przewidziano do badań sprawdzających bowiem każda nowa konstrukcja rozpylacza musi być poddana próbom, by dopiero w oparciu o wyniki doświadczeń ustalić ostateczne wymiary. Biorąc pod uwagę wyniki własnych doświadczeń oraz doświadczenia licznych badaczy [1],[4],[5],[9],[11],[12] przewidywano możliwość wystąpienia rozbieżności pomiędzy obliczeniami teoretycznymi a spodziewanymi wynikami z badań, szczególnie przy małej wydajności /2 zakres/.

5. Badania

Badania lancy olejowej z rozpylaczem dwuzakresowym wykonano na stanowisku doświadczalnym w Zakładach Budowy Urządzeń Kotłowych /ZBUK/ w Katowicach. Schemat stanowiska pokazany jest na rys. 11. Czynnikiem roboczym jest tu olej wrzecionowy o parametrach zbliżonych do parametrów roboczych oleju opałowego rodz. 3, tj. $\gamma = 12 \text{ cSt} / \sim 2^{\circ}\text{E}/$. Wydatek 1 lub 2 zakresu palnika uzyskuje się przez kierowanie strumienia oleju do lancy poprzez zawór 1 lub 2. Wydatek mierzony jest licznikiem oleju a kąt rozpylenia 2α można zmierzyć kątomierzem na przezroczystej

ścianie komory badawczej.



Rys. 11. Schemat stanowiska do prób rozpylacza.

Drż 11. Diagram of test rig.

Z serii wykonanych prób uzyskano następujące wyniki: $Q_1 = 860 \text{ kg/h}$, $2\alpha_1 = 60^\circ$, $Q_2 = 380 \text{ kg/h}$, $2\alpha_2 = 90^\circ$, co dla wydajności 1 zakresu daje odchyłkę $\sim -16\%$, a dla 2 zakresu $\sim +50\%$.

Uzyskane wyniki pomiarów potwierdziły wcześniejsze obawy odnośnie dokładności metody obliczeniowej. Na podstawie badań sprawdzających prototypu widać, że uściślenia wymiarów rozpylacza można dokonać jedynie drogą doświadczalną. W tym też celu wykonano kilka wersji wymiarowych dysz i komór wirowych ze zróżnicowanymi kanałami stycznymi i poddano ponownym próbom. Przez skojarzenie szeregu dysz z różnymi komorami wirowymi uzyskano materiał doświadczalny, na podstawie którego można było określić uściślone główne wymiary rozpylacza dwuzakresowego o żądanych wydatkach $1000/250 \text{ kg/h}$. Są to wymiary:

$\phi D = 4 \text{ mm}$,

$\phi D_1 = 7,5 \text{ mm}$,

$\phi D_2 = 8,5 \text{ mm}$,

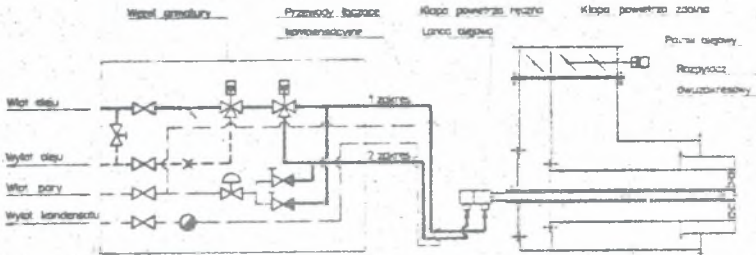
$Fs_1 \text{ zakresu} = 21 \text{ mm}^2$ gdzie $n_1 \times b_1 \times h_1 = 3 \times 2 \times 3,5$,

$Fs_2 \text{ zakresu} = 1,2 \text{ mm}^2$ gdzie $n_2 \times b_2 \times h_2 = 3 \times 0,5 \times 0,8$.

Na podstawie skorygowanych wymiarów wykonano nowy rozpylacz i poddano powtórnie badaniom sprawdzającym. Badania potwierdziły słuszność dokonanych zmian na co wskazują otrzymane wyniki pomiarów: $Q_1 = 960 \text{ kg/h}$, $2\alpha_1 = 60^\circ$, $Q_2 = 270 \text{ kg/h}$, $2\alpha_2 = 90^\circ$, co dla wydajności 1 zakresu daje odchyłkę $\sim -4\%$, a dla wydajności 2 zakresu $\sim +8\%$. Odchyłki mieszczą się w granicy tolerancji dla rozpylaczy, w związku z czym rozwiązanie to może być przyjęte do produkcji.

6. Wdrożenie rozwiązania rozpylacza dwuzakresowego na obiekcie

W wyniku przeprowadzonej analizy i prób opracowana została konstrukcja rozpylacza dwuzakresowego, którą wdrożono do praktycznej realizacji dla kotła OP 380. Przykład rozwiązania pokazano na rys. 12.



Rys.12. Zespół palnik dwuzakresowego
 Drg 12. Assembly of two - stage burner

Rozwiązanie to składa się zasadniczo z dwóch podstawowych zespołów, tj. palnika olejowego i węzła armatury przypalnikowej.

6.1. Palnik olejowy

Palnik właściwy składa się z obudowy /korpusu/ stanowiącej kanał przepływu powietrza do spalania i lancy olejowej z rozpylaczem dwuzakresowym oleju, usytuowanej w osi palnika.

Powietrze do korpusu palnika, składającego się z dwóch współśrodkowo ułożonych cylindrycznych przewodów powietrza I /wewnętrzne/ i II /zewewnętrzne/ doprowadzone jest dwustrefowo przez kłapę odcinającą powietrza, zabudowaną na korpusie palnika.

Kłapa powietrza posiada dwie niezależne sekcje skrzydeł. Sekcja pierwsza nastawiana jest ręcznie w zależności od potrzeb a druga sterowana jest zdalnie za pomocą siłownika pneumatycznego.

Podczas pracy palnika na wydatku nominalnym /1 zakres wydajności/ obie sekcje skrzydeł są otwarte i do palnika zostaje doprowadzone powietrze I i II. Przy wydatku 2 zakresu druga sekcja kłapy sterowana zdalnie zamyka się i do palnika dopływa jedynie powietrze I, spełniające również funkcję czynnika chłodzącego dla nie pracującego palnika na gorącym kotle.

6.2. Wzrost armatury przypalnikowej

Lanca olejowa zasilana jest z węzła armatury przypalnikowej, wyposażonego w 2 zawory 3 drogowe sterowane zdalnie, z których pierwszy pełni funkcję szybkiego odcięcia oleju do palnika a drugi funkcję przełącznika zakresów pracy.

Przed rozpoczęciem pracy palnika jak i po jej zakończeniu ma miejsce przedmuch palnika parą. Realizowany jest on za pomocą zaworu dwudrogowego sterowanego zdalnie.

Ww. zawory sterowane zdalnie wraz z pozostałą armaturą ręczną zbudowane są na specjalnej ramie tworząc zblokowany węzeł armatury.

Zapłon, wygaszenie, wybór zakresu pracy palnika, kontrola płomienia jest realizowana przez układ zdalnego sterowania palnika, który jest sprzężony z kotłowym układem automatyki.

7. Podsumowanie

W niniejszym referacie przedstawiono rozwiązanie palnika olejowego dwuzakresowego o wydajności 1000/250 kg/h. Rozwiązanie to jest możliwe do zastosowania dla różnych wydajności palników. Może być rozpowszechnione dla kotłów OP-430, OP-380, OP-230, OP-140, WP-200, WP-120, WP-70 i innych, w których zastosowane są palniki typu ciśnieniowego. Zastosowanie tego rozwiązania pozwala na bardziej racjonalne użytkowanie paliwa płynnego na cele podtrzymywania palenia co stanowi przyczynek do minimalizacji jego zużycia. Ma to szczególne znaczenie w obecnym okresie niedoboru paliw płynnych.

LITERATURA

- [1] Bowen I.G.: The Spill Pressure - Jet Atomizer. Publication N° WP632. Journal of the Institute of Fuel. 1962.
- [2] Deczyński S., Staniak W., Kapitaniak A.: Analiza układów olejowych dla rozpalenia i podtrzymywania spalania pyłu oraz opracowanie niezawodnych konstrukcji rozpylaczy, układu sterowań i blokad. Etap II. Opracowanie dokumentacji konstrukcyjnej rozpylacza /ew. palnika/ dla instalacji rozpałkowej w powiązaniu z optymalnym układem sterowań i blokad kotłowych. Praca ITC nr 4275PP. Łódź 1981 /niepublikowana/ |
- [3] Hansen W.: Heizöl - Handbuch für Industriefeuerungen. Berlin /Göttingen/ Heidelberg 1959
- [4] Kapitaniak A.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych na pracę rozpylaczy ciśnieniowych z regulacją upustową stosowanych w paleniskach kotłowych. Praca ITC Łódź nr 1181. Łódź 1962 /niepublikowana/ |
- [5] Kowalski J.M.: Metoda obliczeń oraz technologiczne zalecenia dotyczące wykonania rozpylaczy wirowych cieczy lepkich. Archiwum procesów spalania. Nr 1 / 1970.
- [6] Kowalski J.M.: Właściwości wirowych rozpylaczy wielostopniowych. w zastosowaniu do palników kotłów siłowni okrętowych i energetycznych. Praca IL nr 4.31.13. Warszawa 1970 /niepublikowana/ |
- [7] Michalik J., Stasiak K., Maks J.: Propozycje rozwiązań modernizacji instalacji olejowych rozpałkowych. Praca CBKK nr arch. 3.5225. Tarnowskie Góry 1982 /niepublikowana/. |
- [8] Niepenberg H.P.: Babcock - Handbuch. Öl. Stuttgart 1971. Verlag Gustav Kopf & Co.
- [9] Orzechowski Z.: Rozpylanie cieczy. WNT, Warszawa 1976.
- [10] Stasiak K., Michalik J.: Podstawy teoretyczne do obliczania rozpylaczy ciśnieniowych /hydrodynamicznych/ wirowych. Praca CBKK nr arch. 6.5256 Tarnowskie Góry 1979 /niepublikowana/. |

- [11] Spiejszjer W.A., Gorbanienko A.D.: Powyszczeniej efektywnosci izpol-zowanija gaza i mazuta w energetycznych ustanowkach. Moskwa 1974 Energia.
- [12] Weber G.: Oldruck - Zersthüber - Brenner für Dampfkesselfeuerungen mittler und großer Leistung. Souderdruck aus Mitteilungen der Vereinigung der Grosskesselbesitzer. H106. Düsseldorf 1967.
- [13] Wnukow A.K.: Nadiežnost i ekonomicznost kotłow dla gaza i mazuta. Energia. Moskwa 1966.
- [14] Wójcicki S.: Spalanie. WNT Warszawa 1969.

МАЗУТНЫЕ ГОРЕЛКИ С ДВОЙНОЙ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ФОРСУНКОЙ

Р е з ю м е

В реферате обсуждено конструкцию двойной мазутной горелки, представляющую собой дополнительный материал для снижения расхода мазута в пылеугольных котлах с целью поддержания горения при низких нагрузках.

Совершено оценку существующих расчетных методов и конструкции центробежных форсунок прямых, многоступенчатых, с регулируемым площадью сечения каналов тангенциальных и выпускных в отношении возможности использования их свойств в конструкции двойной центробежной форсунки.

Исходя из этой оценки сформулировано положения на конструкцию предметной форсунки.

Опираясь на известные критерия предварительно установлено основные размеры ведущей форсунки номинальной производительностью $Q_{\text{ном}} = 1000 \text{ кг/ч}$.

Обсуждено способ проверочных испытаний в результате которых совершено корректуру размеров. Изображено конструкции двойной форсунки.

Обсуждено возможность комплексного внедрения этой конструкции для растопочной мазутной установки котлов вновь строенных как и существующих, так от стороны системы воздушного питания для сжигания как и системы мазутного питания.

TWO - STAGE PRESSURE OIL BURNERS

S u m m a r y

The paper presents a construction concept of a two - stage pressure oil burner, resulting in lowering oil consumption in pulverised fuel boilers which is due to firing maintenance at low loads.

An evaluation of existing methods for the calculation and construction of simple and multistage pressure oil burners and those with controllable cross section area of tangential and spill ports, has been presented with respect to the possibilities of using their characteristics in the con-

struction of a two - stage pressure atomizer. Based on this evaluation assumptions for the construction of such an atomizer have been specified.

On the basis of some known criteria, primary dimensions of a pilot atomizer with rated output of $Q_{nom} = 1000 \text{ kg/h}$, have been established.

A method of testing resulting in the dimension correction is discussed. The construction concept of the two - stage atomizer is presented, as well as the possibility of its implementation on a broad basis for the oil starting - up installations of boilers that are being built or are already under operation, from the point of view of both the combustion air supply and the oil feed systems.

Recenzent: Prof. mgr inż. Piotr Orłowski

Wpłynęło do Redakcji w marcu 1986 r.