

January RYBARCZYK
Ryszard PIĄTKOWSKI
Leszek CICHON

Instytut Techniki Ciepłej i Silników Spalinowych
Politechniki Poznańskiej

WENTYLATOR CYRKULACYJNY HUTNICZEGO PIECA ŻARZELNICZEGO

Streszczenie: W referacie zaprezentowano koncepcję, konstrukcję oraz wyniki badań wentylatora cyrkulacyjnego atmosfery ochronnej dla hutniczego pieca żarzelniczego. Wymagane parametry wynoszą $V = 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta P_c \approx 500 \text{ N/m}^2$, $t = 650\text{--}700^\circ\text{C}$.

1. Wstęp

W skład procesu technologicznego produkcji blach stalowych wchodzi operacja wyżarzania, przebiegająca w temperaturze $650\text{--}700^\circ\text{C}$. Do tego celu służą piece żarzelnicze o konstrukcji pokazanej na rysunku 1. Stos blach ułożony na trzonie pieca jest przykryty retortą, do wnętrza której doprowadza się azot, stanowiący atmosferę ochronną, zabezpieczającą przed utlenianiem. Retortę obejmuje kołpak grzewczy wyposażony w palniki gazowe.

W takim piecu proces przepływu ciepła jest stosunkowo powolny, co z kolei powoduje niepotrzebne wydłużenie okresu nagrzewania oraz studzenia wsadu, a w konsekwencji wydłuża czas całego cyklu technologicznego.

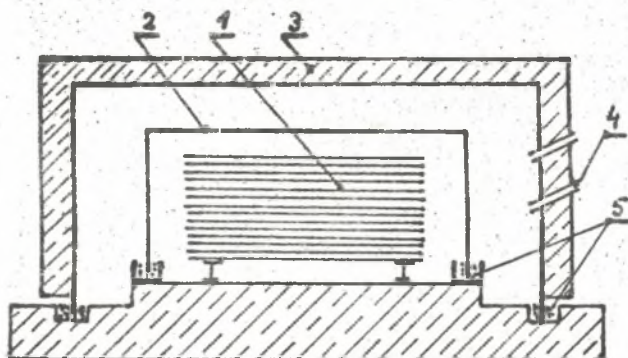
Drogą do zwiększenia zdolności produkcyjnej pieca, bez uszczerbku dla jakości produktu, jest intensyfikacja wymiany ciepła poprzez zastosowanie wymuszonej cyrkulacji azotu wewnątrz retorty. Po rozpatrzeniu szeregu różnych koncepcji uznano, że najmniejszych prac adaptacyjnych będzie wymagała realizacja koncepcji przedstawionej na rysunku 2. Zachowując bez zmian główne elementy pieca, zastosowano dodatkowy układ cyrkulacyjny azotu składający się z wentylatora oraz instalacji wewnętrznej złożonej z rurociągów oraz kanałów nawiewnych i wyciągowych, spełniających równocześnie rolę podópór dla wsadu.

Dalsza część referatu dotyczy wyłącznie wentylatora.

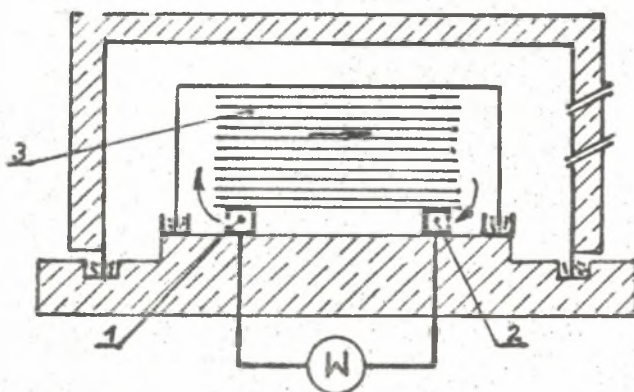
2. Warunki projektowe

Wysoka temperatura czynnika, dochodząca do 700°C , ma zasadniczy wpływ na sposób projektowania każdego podzespołu wchodzącego w skład konstrukcji wentylatora. Powoduje ona silne obniżenie własności wytrzymałościowych stali, co ma szczególne znaczenie w odniesieniu do możliwości przekazywania pracy przez wirnik.

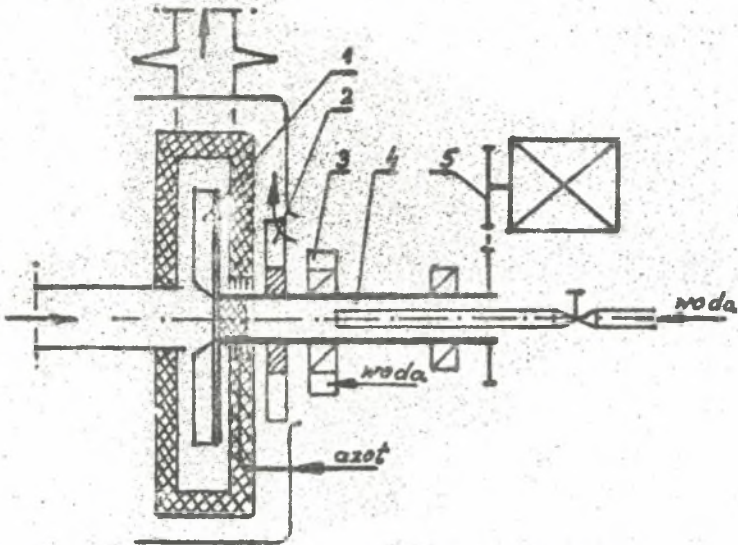
Negatywny wpływ na osiągi wentylatora wywierają również inne zjawiska związane z wysoką temperaturą, np. mała gęstość przetłaczanego czynnika oraz konieczność stosowania dużych szczelin zabezpieczających przed zatarciem wirnika na skutek rozszerzalności cieplnej i zniekształceń ścian kor-



Rys. 1. Schemat pieca żarzelniczego przed modernizacją
 1 - wytłarsane blachy, 2 - retorta wypełniona azotem, 3 - kółpak grzewczy,
 4 - palniki gazowe, 5 - uszczelnienia piaskowe



Rys. 2. Schemat zmodernizowanego pieca żarzelniczego
 W - wentylator, 1 - kanał-podpora z otworami nawiewnymi, 2 - kanał-podpo-
 ra z otworami wyciągowymi, 3 - stos blach rozdzielonych przekładkami dy-
 stansowymi



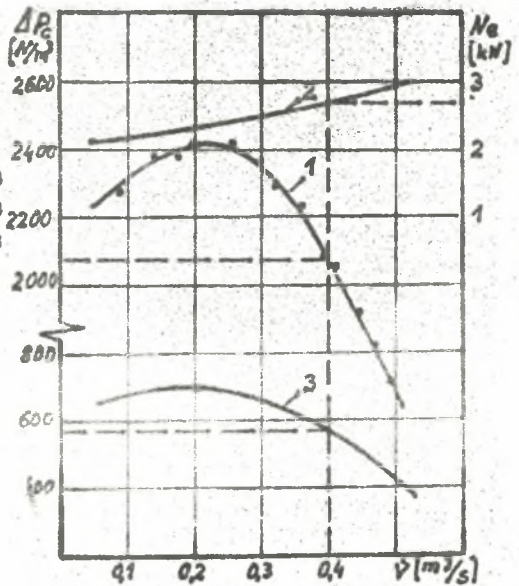
Rys. 3. Schemat wentylatora cyrkulacyjnego

1 - wirnik główny, 2 - wirnik chłodzący, 3 - żłotyisko chłodzone, 4 - wał dźwigni, 5 - napęd pasowy

Rys. 4

Charakterystyki wentylatora

- 1 - $\Delta P_0 = f V$ dla $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$
- 2 - $\Delta P_0 = f V$ dla $\rho = 0,346 \text{ kg/m}^3$
- 3 - $\Delta P_0 = f V$ dla $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$



pusu.

Osobnym zagadnieniem, wymagającym specjalnych rozwiązań jest ograniczenie strumieni ciepła przepływających od wnętrza przestrzeni roboczej na zewnątrz do takich elementów jak łożyska, rama nośna i osłony zewnętrzne korpusu.

Inne szczególne wymagania eksploatacyjne to zapewnienie doskonałej szczelności instalacji i wentylatora, kompensacja wydłużeń cieplnych rurociągów, ochrona obsługi przed poparzeniem itd.

3. Ustalenie koncepcji projektowych

Poszczególne podzespoły lub elementy wentylatora zostały zaprojektowane z uwzględnieniem poprzednio omówionych warunków.

Poniżej zostanie zarysowana koncepcja rozwiązania najważniejszych podzespołów konstrukcji przedstawionej schematycznie na rysunku 3.

1/ Koło wirnikowe

Do budowy wirnika zastosowano stal stopową żarowytrzymałą H23N18, która wg [1] posiada granicę pełzania $R_p = 44$ MPa dla 1000 godzin w temperaturze 700°C . Dla wymaganej żywotności wirnika wynoszącej 8000 godzin dopuszczalne naprężenia nie mogą przekraczać $\sigma = 24,5$ MPa.

Uwzględniając ten warunek obliczono wg [2] dopuszczalną prędkość obwodową wirnika, przyjmując jako model obliczeniowy wirującą tarczę o równej grubości, z otworem, obciążoną dodatkowo siłą masową łopatek.

$$u_2 = u_{2 \max} = 55 \text{ m/s}$$

W celu uzyskania odpowiedzi na zasadnicze pytanie - jaki przyrost ciśnienia całkowitego jest zdolny wytworzyć wirnik - ustalono następujące dane początkowe:

- rodzaj czynnika: azot o temperaturze 700° ,
- gęstość czynnika zasysanego $\rho = 0,346 \text{ kg/m}^3$,
- strumień objętości $V = 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$,
- średnica zewnętrzna wirnika: $D_2 = 0,4 \text{ m}$,
- prędkość obrotowa $n = 2626 \text{ ob/min}$,
- łopatki o stałej szerokości $b_1 = b_2$, ułożone promieniowo ($\beta_2^* = 90^\circ$), odgięte do przodu w rejonie wlotu dla uzyskania kąta wlotowego $\beta_1^* < 90^\circ$,
- szerokość przedniej szczeliny $s = 10 \text{ mm}$,
- wirnik półokręty.

Mając narzucone powyższe wielkości, proces projektowania zawęża się do obliczenia szerokości łopatek b kąta wlotowego β_1^* , liczby łopatek z , oraz przybliżonego obliczenia parametrów przepływowych, w tym głównie przyrostu ciśnienia całkowitego. Wyniki obliczeń przyrostu ciśnienia mieszczą się w granicach

$$\Delta P_c = 450 \pm 500 \text{ N/m}^2$$

2/ Kolektor zbiorczy

kolektor zbiorczy wykonano ze stali żaroodpornej, całkowicie spawany, w postaci kanału spiralnego o przekroju prostokątnym. W jego konstrukcji zastosowano następujące rozwiązania specjalne:

- ściana przednia spełnia równocześnie rolę kompensatora wydłużeń cieplnych rurociągu ssącego,
- króciec wylotowy w miejscu przejścia z przekroju prostokątnego w kołowy jest wyposażony w talerzowy kompensator wydłużeń cieplnych rurociągu tłocznego,
- uszczelnienie labiryntowe wału jest zasilane zimnym azotem uszczelniającym.

Cały kolektor oraz ściany przednia i tylna zostały pokryte izolacją cieplną chronioną powłoką blaszaną. Ponieważ temperatury powłoki znacznie przekracza bezpieczną dla obsługi granicę, zastosowano dodatkową osłonę, pod którą przepływa powietrze chłodzące podawane przez promieniowy wirnik, osadzony na wale pomiędzy łożyskiem przednim i uszczelnieniem labiryntowym.

3/ Wał i łożyska

Wał został wykonany jako drążony, chłodzony wewnątrz wodą w celu ograniczenia przewodzonego od wnętrza wentylatora strumienia ciepła. Dodatkowymi elementami utrudniającymi przepływ ciepła wzdłuż wału są: tampon z wełny mineralnej umieszczony w jego przedniej części, wirnik chłodzący oraz przepływ strumienia azotu uszczelniającego dławnicę. Korpus łożyska przedniego posiada wewnętrzny kanał połączony z chłodzącym obiegiem wodnym ramy nośnej wentylatora.

4/ Rama nośna

Ramę nośną wykonano ze stali profilowanej o przekroju prostokątnym zamkniętym. Wewnątrz rejonów narażonych na działanie wysokiej temperatury przepływa woda chłodząca. W celu uniknięcia dużych sił działających na całość konstrukcji, jej podstawa została luźno związana z fundamentem.

4. Wyniki badań wentylatora

Badania prototypu zrealizowano w warunkach laboratoryjnych używając jako czynnika roboczego powietrza o parametrach otoczenia.

Wyniki badań przedstawiono w formie wykresów na rysunku 4.

Linia 1 jest charakterystyką $\Delta P_c = f(V)$ przeliczoną na stałą prędkość obrotową $n = 2626$ ob/min oraz gęstość $\rho = 1,2$ kg/m³. Charakteryzuje ona pracę wentylatora w fazie rozruchowej pieca, kiedy atmosfera ochronna jest jeszcze zimna. W takich warunkach pracy najbardziej interesujący jest dobór mocy napędowej, dający informację o poprawności doboru silnika. Z charakterystyki $N_e = f(V)$ wnioskujemy, że silnik o mocy 3 kW został dobrany trafnie.

Charakterystyka oznaczona numerem 2 jest rezultatem przeliczenia wyników pomiarowych na warunki robocze $n = 2626$ ob/min oraz $\rho = 0,346$ kg/m³. Uzyskany przyrost ciśnienia całkowitego, przy wydajności projektowej $V = 0,4$ m³/s, jest nieco wyższy od obliczonego. Wynosi on

$$\Delta P_c = 590 \text{ N/m}^2$$

Potwierdzenie doświadczalne obliczonego wcześniej przyrostu ciśnienia całkowitego pozwoliło na zachowanie bez zmian już zaprojektowanej insta-

lacji cyrkulacyjnej, dla której dobrano takie parametry konstrukcyjne aby opory przepływu były rzędu 500 N/m^2 .

Analiza wyników pod względem sprawności wentylatora nie ma praktycznego znaczenia, bowiem podczas przetłaczania gorącego azotu głównym odbiorcą energii napędowej będzie wirnik chłodzący oraz układ mechaniczny.

Literatura

1. Polska Norma - PN-71/H-86022 - Stal żaroodporna. Gatunki.
2. J. Lipka - wytrzymałość maszyn wirnikowych. WNT, Warszawa.
3. E. Tuliszka - Sprężarki, dmuchawy i wentylatory. WNT, Warszawa 1976.
4. S. Kuczewski - Wentylatory. WNT, Warszawa 1978.
5. T. Hobler - Ruch ciepła i wymienniki. WNT, Warszawa 1968.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Tadeusz Chmielniak

Wpłynęło do redakcji maj 1985 r.

ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ ВЕНТИЛЯТОР МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЙ ОТЖИГАЕМОЙ ПЕЧИ

Резюме

В докладе представлена концепция, конструкция, а также результаты исследований циркуляционного вентилятора защитной атмосферы для металлургической отжигательной печи.

Требуемые параметры составляют: $\dot{V} = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$, $\Delta P_c \geq 500 \text{ N/m}^2$, $t = 650-700^\circ\text{C}$.

A CIRCULATING FAN OF A METALLURGICAL FURNACE FOR ANNEALING METAL SHEETS

Summary

This paper presents a conception, a construction and results of the investigations carried but on protective atmosphere, circulating fan for a metallurgical furnace (for annealing metal sheets).

The required parameters are: $\dot{V} = 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta P_c \geq 500 \text{ N/m}^2$, $t = 650-700^\circ\text{C}$.