

POLITECHNIKA WARSZAWSKA

Wydział
Inżynierii Sanitarnej i Wodnej

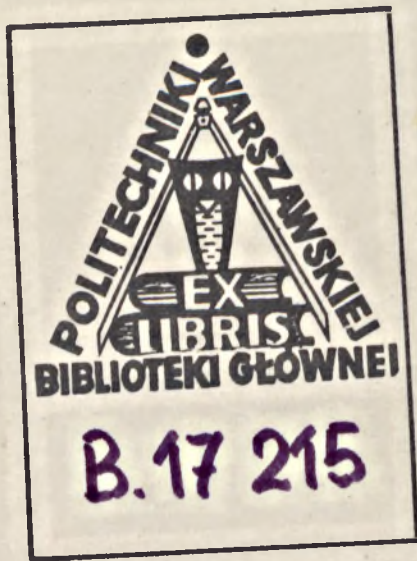


ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Jerzego Sewerynika

pt. „Zasady doboru wodnych nagrzewnic
powietrza ograniczające zużycie energii”

WARSZAWA
1979



B.17 215

[628.31 : 697.35 J : 043

POLITECHNIKA WARSZAWSKA

WYDZIAŁ INŻYNIERII SANITARNEJ I WODNEJ

INSTYTUT OGRZEWNICTWA I WENTYLACJI

ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Jerzego Sewerynka

pt.: " Zasady doboru wodnych nagrzewnic powietrza
ograniczające zużycie energii "



Praca napisana pod kierunkiem

Doc.dr hab. Teresy Jędrzejewskiej-Ścibak

WARSZAWA 1979

ANNA...
LONDON...
...



POLITECHNIKA WARSZAWSKA
B.17215
Biblioteka Główna

...

125-6-79/d

Pani Docent dr hab. Teresie Jędrzejewskiej - Scibak
za opiekę naukową i cenne wskazówki udzielane w czasie wyko-
nywania pracy doktorskiej

składam serdeczne wyrazy podziękowania

Spis treści

Strona:

V

Wykaz ważniejszych oznaczeń

Rozdział I

1.1. Wstęp

1

1.2. Cel i zakres pracy

2

Rozdział II

Wskaźniki i kryteria oceny wymienników ciepła stosowane w literaturze technicznej.

4

Rozdział III

Wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy jako kryterium doboru wodnej nagrzewnicy powietrza.

17

3.1. Wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy

24

3.2. Optymalne wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza wodnych nagrzewnic powietrza

27

3.3. Elastyczność wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy względem zmian gęstości strumienia masy czynników

29

Rozdział IV

Analiza oporów przepływu czynników w wodnych nagrzewnicach powietrza.

31

4.1. Analiza wzorów opisujących opory przepływu wody w węzownicy wodnej nagrzewnicy powietrza

31

4.1.1. Straty ciśnienia wywołane tarciem w prostych odcinkach rur

33

4.1.2. Straty ciśnienia wywołane oporami miejscowymi

41

4.1.2.1. Współczynnik oporu miejscowego dla łuków

41

4.1.2.2. Współczynnik oporu miejscowego dla nagłego rozszerzenia

45

4.1.2.3. Współczynnik oporu miejscowego dla nagłego zwężenia	46
4.1.3. Straty ciśnienia wywołane zmianą prędkości na skutek zmiany temperatury czynnika grzejjego wody	47
4.1.4. Wybór wzorów opisujących straty ciśnienia wody w nagrzewnicach powietrza	48
4.2. Analiza wzorów opisujących straty ciśnienia w wodnych nagrzewnicach	50
Rozdział V	
Badanie oporów hydraulicznych i aerodynamicznych oraz mocy cieplnej wodnych nagrzewnic powietrza.	59
5.1. Stanowiska pomiarowe	59
5.2. Metodyka pomiarów	59
5.2.1. Pomiar temperatury powietrza	66
5.2.2. Pomiar strumienia masy powietrza	67
5.2.3. Pomiar wilgotności powietrza	68
5.2.4. Pomiar temperatury wody	69
5.2.5. Pomiar strumienia masy wody	69
5.2.6. Pomiar oporów hydraulicznych w wodnych nagrzewnicach powietrza	69
5.2.7. Pomiar oporów aerodynamicznych w wodnych nagrzewnicach powietrza	70
5.3. Obliczanie mocy cieplnej i współczynnika przenikania ciepła wodnych nagrzewnic powietrza	71
5.4. Opis badanych wodnych nagrzewnic powietrza	73
5.5. Wyniki pomiarów oporów aerodynamicznych i hydraulicznych wodnych nagrzewnic powietrza	75
5.6. Analiza dokładności pomiarów	76

5.6.1. Obliczenie względnego maksymalnego błędu pomiaru strat ciśnienia powietrza przepływającego przez nagrzewnicę	78
5.6.2. Obliczenie względnego maksymalnego błędu pomiaru strat ciśnienia wody przepływającej przez nagrzewnicę	80
5.6.3. Obliczenie względnego średniego błędu pomiaru strumienia masy wody	81
5.6.4. Obliczenie względnego średniego błędu pomiaru strumienia masy powietrza	

Rozdział VI

Metodyka obliczenia wskaźników, stosowanych do doboru wodnych nagrzewnic powietrza, ograniczających zużycie energii.

6.1. Obliczenie wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy	90
6.2. Wyznaczenie optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza	92
6.3. Wyznaczenie zakresu zmienności gęstości strumienia masy wody i powietrza dla zadanych wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy	94
6.4. Analiza wielkości wskaźnika ekonomicznej efektywności dla poszczególnych typów nagrzewnicy	98
6.4.1. Optymalne wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza	100
6.4.2. Analiza charakteru zmienności wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy	103
6.4.3. Elastyczność wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy względem strumienia masy wody lub powietrza	105
6.5. Energetyczny wskaźnik kosztów eksploatacji	110

Rozdział VII

Zasady doboru wodnych nagrzewnic powietrza	115
--	-----

7.1. Wybór optymalnego zakresu gęstości strumienia masy powietrza	115
7.1.1. Porównanie wartości energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji badanych typów nagrzewnic	116
7.1.2. Analiza wzrostu powierzchni wymiany ciepła w wyniku obniżenia prędkości napływu powietrza na nagrzewnicę	119
7.1.3. Wpływ obniżenia wartości gęstości strumienia masy powietrza na ilość rzędów nagrzewnicy	123
7.2. Wybór optymalnej nagrzewnicy dla określonych warunków eksploatacji	125
7.2.1. Wybór nagrzewnicy za pomocą wskaźnika ekonomicznej efektywności i energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji metodą graficzną	125
7.2.2. Wybór nagrzewnicy za pomocą wskaźnika ekonomicznej efektywności i energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji przy użyciu ETO	126
7.3. Optymalna ilość rzędów nagrzewnicy	128
7.4. Stosunek kosztów przekazywania energii cieplnej w wodnych nagrzewnicach powietrza do kosztów wytwarzania mocy cieplnej dla różnych zakresów gęstości strumienia masy powietrza	130
7.5. Dobór wodnych nagrzewnic powietrza w urządzeniach autonomicznych	134
Rozdział VIII	
Podsumowanie	136
Bibliografia	

Wykaz ważniejszych oznaczeń stosowanych w pracy.

- A - szerokość nagrzewnicy [m],
- A_1, A_2, A_3 - stałe
- a - wykładnik potęgi strumienia masy wody we wzorze na współczynnik przenikania ciepła,
- a_p - wykładnik potęgi gęstości strumienia masy powietrza we wzorze na opory aerodynamiczne nagrzewnicy,
- a_w - wykładnik potęgi gęstości strumienia masy wody we wzorze na opory hydrauliczne nagrzewnicy,
- B - głębokość nagrzewnicy [m],
- b - wykładnik potęgi gęstości strumienia masy powietrza we wzorze na współczynnik przenikania ciepła,
- c - stała we wzorze na współczynnik przenikania ciepła,
- c_p - stała we wzorze na opory aerodynamiczne nagrzewnicy,
- c_w - stała we wzorze na opory hydrauliczne nagrzewnicy,
- c_{wp} - ciepło właściwe powietrza [kJ/(kg·K)],
- c_{ww} - ciepło właściwe wody [kJ/(kg·K)],
- d_1 - średnica wewnętrzna rury [m]
- d_2 - średnica zewnętrzna rury [m]
- d_e - średnica równoważna /wymiar liniowy/ [m],
- E - wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy [zł/kW],
- E_e - energetyczny wskaźnik kosztów eksploatacji [zł/kW],
- E_{opt} - optymalna /minimalna/ wartość wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy [zł/kW],
- E_u - liczba Eulera,

- e - podstawa logarytmu naturalnego,
- e_1 - bezwzględna chropowatość przewodu [m],
- F - powierzchnia wymiany ciepła nagrzewnicy [m²],
- F_{br} - powierzchnia czołowa nagrzewnicy /brutto/ [m²],
- F_r - powierzchnia rury między żebrami [m²],
- F_z - powierzchnia żebra [m²],
- f - bezwymiarowy współczynnik Fanninga, $f = 0,25 \cdot \lambda$,
- g - przyspieszenie ziemskie, $g = 9,81$ [m/s²],
- H - wysokość nagrzewnicy [m],
- h - wysięg żebra [m],
- i - ^{liczba} ilość dysz w komorze pomiarowej strumienia powietrza [szt],
- K - współczynnik przenikania ciepła [W/(m²·K)],
- K_e - sumaryczne koszty eksploatacyjne [zł/rok],
- K_I - koszty zakupu nagrzewnicy odniesione do jednego roku eksploatacji [zł/rok],
- K_j - jednostkowy koszt energii elektrycznej [zł/(kW·h)],
- K_n - koszt zakupu nagrzewnicy [zł],
- K_o - łączny koszt dostarczonej mocy cieplnej [zł/kW],
- K_p - koszty eksploatacyjne ujmujące koszty energii elektrycznej zużytej na przetłaczanie powietrza przez nagrzewnicę w ciągu jednego roku [zł/rok],
- K_w - koszty eksploatacyjne ujmujące koszty energii elektrycznej zużytej na przetłaczanie wody przez węzownicę nagrzewnicy w ciągu jednego roku [zł/rok].

- l - długość rur węzownicy [m] .
- m_p - gęstość strumienia masy powietrza [kg/(m².s)] .
- $m_{p_{opt}}$ - optymalna gęstość strumienia masy powietrza [kg/(m².s)] .
- m_w - gęstość strumienia masy wody [kg/(m².s)] .
- $m_{w_{opt}}$ - optymalna gęstość strumienia masy wody [kg/(m².s)] .
- n_1, n_2, n_3 - wykładniki potęg.
- H_p - moc na wale wentylatora [kW] .
- H_w - moc na wale pompy wodnej [kW] .
- n_z - ^{liczba} ilość żeber [szt] .
- Δp_p - opory aerodynamiczne nagrzewnicy [N/m²] .
- Δp_B - różnica ciśnień statycznych przy obliczaniu strumienia masy powietrza [mm denaturatu] .
- Δp_w - opory hydrauliczne nagrzewnicy [N/m²] .
- p - ciśnienie barometryczne [N/m²] .
- R - jednostkowy spadek ciśnienia [kg/(m².m)] .
- r - promień łuku węzownicy [m] .
- Re - liczba Reynoldsa .
- Q - moc cieplna nagrzewnicy [kW] .
- Q^x - umowna moc cieplna nagrzewnicy [kW] .
- q - stawka amortyzacyjna .
- S - jednostkowy koszt dostarczanej mocy cieplnej [zł/kW] ,
- s - odstęp między osiami żeber [m] .
- s_1 - poprzeczny odstęp między osiami rur [m] .

- s_2 - podłużny odstęp między osiami rur [m].
- T - temperatura [K],
- t_p - temperatura powietrza [$^{\circ}\text{C}$].
- t_w - temperatura wody [$^{\circ}\text{C}$].
- W_p - powietrzny równoważnik ciepła [kW/K].
- W_w - wodny równoważnik ciepła [kW/K].
- w_p - prędkość powietrza przed nagrzewnicą [m/s].
- w_w - prędkość przepływu wody w węzownicy nagrzewnicy [m/s].
- V_p - objętościowe natężenie przepływu powietrza [m^3/h].
- V_w - objętościowe natężenia przepływu wody [m^3/h].
- Z - czas pracy instalacji w okresie roku [h/rok].
- z - czas pracy instalacji w okresie doby [h/dobę].
- z_1 - ilość rzędów nagrzewnicy [szt].
- δ° - kąt łuku [stopnie].
- δ_z - grubość zębra [m].
- Δ - bezwzględny maksymalny błąd pomiaru.
- ε' - względna chropowatość przewodu.
- \bar{b} - względny średni kwadratowy błąd pomiaru.
- λ - bezwymiarowy współczynnik tarcia.
- μ - współczynnik lepkości dynamicznej [$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$].
- ν - współczynnik lepkości kinematycznej [m^2/s].
- η - sprawność pompy lub wentylatora.
- Φ - współczynnik efektywności cieplnej.

- φ - względna wilgotność powietrza [%] .
- λ - iloraz kosztów przekazywania mocy cieplnej do kosztów wytwarzania mocy cieplnej [%] ,
- ρ_p - gęstość powietrza [kg/m³] .
- ρ_w - gęstość wody [kg/m³] .
- ξ - współczynnik oporów miejscowych .

Indeksy

- 1 - przed nagrzewnicą ,
- 2 - za nagrzewnicą ,
- 0 - warunki początkowe ,
- x - warunki zmienne .

ROZDZIAŁ I

1.1. Wstęp

W budownictwie przemysłowym i użyteczności publicznej, a ostatnio coraz częściej i w budownictwie mieszkaniowym, w celu zapewnienia odpowiednich warunków narzuconych przez technologię lub wymogi komfortu, stosuje się instalacje wentylacyjne i klimatyzacyjne, w których jednym z niezbędnych elementów jest nagrzewnica powietrza.

Nagrzewnica powietrza, w celu zwiększenia powierzchni wymiany ciepła, ma rozbudowaną powierzchnię zewnętrzną przez ożebrowanie gładkich rur, co kilkakrotnie zwiększając powierzchnię wymiany ciepła, zwiększa również opory przepływu powietrza.

Szacunkowo można określić udział oporów aerodynamicznych wodnej nagrzewnicy powietrza w ogólnych stratach energii w małych instalacjach wentylacyjnych na około 33 ÷ 45%, natomiast w większych i bardziej rozbudowanych instalacjach klimatyzacyjnych na około 15 ÷ 25 %. Tak duży procentowy udział oporów aerodynamicznych wiąże się z zagadnieniem prawidłowego wymiarowania instalacji i doborem wentylatora, a co zatem idzie i z poborem energii elektrycznej. Również ważne, choć w mniejszym stopniu, są opory hydrauliczne nagrzewnicy, dobór pompy i pobór przez nią energii elektrycznej.

W obecnej chwili, kiedy szybki rozwój gospodarczy wymaga zwiększenia produkcji energii elektrycznej oraz bardziej racjonalnego gospodarowania jej zasobami, nie bez znaczenia jest właściwy dobór nagrzewnic. Nagrzewnice o prawidłowej konstrukcji, pracujące w za-

kresie optymalnych prędkości przepływu obu czynników, umożliwiając otrzymanie zamierzonego efektu cieplnego przy minimalizacji poboru energii elektrycznej.

1.2. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest wyznaczenie kryteriów doboru wodnych nagrzewnic powietrza ograniczających zużycie energii i na tej podstawie przeprowadzenie analizy dotychczas stosowanego zakresu gęstości strumienia masy powietrza w odniesieniu do czołowego przekroju nagrzewnicy i gęstości strumienia masy wody w rurkach węzownicy.

W związku z tak postawionym celem pracy, należy zrealizować cztery podstawowe zadania badawcze:

- po pierwsze: wyznaczyć kryteria doboru wodnych nagrzewnic powietrza, które uwzględniać będą całkowite koszty poniesione na uzyskanie efektu cieplnego,
- po drugie: przeprowadzić szczegółową analizę dotychczas stosowanych wzorów opisujących opory aerodynamiczne i hydrauliczne,
- po trzecie: zweryfikować potęgową postać wzorów, określając opory aerodynamiczne i hydrauliczne z wybranymi analitycznymi postaciami, w oparciu o wyniki badań,
- po czwarte: określić przydatność wyznaczonych kryteriów doboru wodnych nagrzewnic powietrza i sposób ich stosowania w praktyce.

Stosowane obecnie metody doboru wodnych nagrzewnic powietrza dopuszczają dużą dowolność wyboru konstrukcji jak i jej wielkości powierzchni czołowej, podając jedynie bez dokładnego uzasadnienia kryterium prędkości powietrza dla przekroju czołowego w zakresie $3 \div 5$ [m/s] i zalecaną prędkość wody w węzownicy w zakresie $0,3 \div 0,8$ [m/s]. W wyniku tak nieprecyzyjnych kryteriów można prak-

tycznie dobierać nagrzewnice z dowolną ilością rzędów, dającą w konsekwencji zwiększone opory aerodynamiczne i hydrauliczne, większe nakłady na instalacje i późniejsze koszty eksploatacyjne, wynikające z większego zużycia energii elektrycznej.

Znajomość zjawisk zachodzących przy przepływie czynników przez wymiennik ciepła, decydujących o wielkości strat energii, umożliwi ocenę konstrukcji produkowanych nagrzewnic, poprawny ich dobór oraz określi warunki najkorzystniejszej pracy w instalacji. Wprowadzenie zasad doboru wodnych nagrzewnic powietrza ograniczających zużycie energii do codziennej praktyki projektowej, może pozwolić na właściwy dobór konstrukcji nagrzewnicy, dla danych warunków pracy i na znaczne oszczędności energii elektrycznej.

ROZDZIAŁ II

Wskaźniki i kryteria oceny wymienników ciepła stosowane w literaturze technicznej

Coraz większy udział wymienników ciepła w instalacjach projektowanych lub modernizowanych obiektów przemysłowych oraz coraz większa ich różnorodność, zmuszają projektantów do najbardziej racjonalnego projektowania poprzez stosowanie najlepszych i najkorzystniejszych, pod względem ekonomicznym, rozwiązań.

Zadaniem konstruktorów wymienników ciepła jest optymalizacja urządzeń i ich tzw. "typoszeregów" [4, 31]. Projektant zaś powinien, z proponowanych już gotowych rozwiązań, wybrać najlepszy wymiennik ciepła, dla danych warunków pracy, posługując się kompleksowymi wskaźnikami czy kryteriami ich oceny.

Potrzebę stworzenia takich kryteriów oceny wymienników ciepła dostrzeżono już dosyć wcześnie i wielu autorów zajmowało się tymi zagadnieniami w swoich pracach.^{1/}

Jednym z pierwszych był M.K.Kirpiczew [20], który proponował przy ocenie efektywności powierzchni posługiwać się tzw. współczynnikiem energetycznym E , który jest równy ilości ciepła przekazanego w wymienniku - Q , do wielkości energii potrzebnej na pokonanie oporów przepływu nośnika - AN ,

$$E = \frac{Q}{AN}$$

/1/

gdzie:

A - cieplny równoważnik energii mechanicznej równy

$$\frac{1}{427} \quad \left[\text{kcal}/(\text{kG.m}) \right] .$$

^{1/} Kryteria i wskaźniki, ich oznaczenia i jednostki podane są według źródeł.

Podobny w konstrukcji, wskaźnik oceny podał H.Glaser [8]

$$\xi = \frac{Q}{AL} \quad /2/$$

gdzie: Q - ilość wymienianego ciepła w [kcal/h]
 A - cieplny równoważnik pracy w [kcal/ (m.kg)]
 L - praca [m.kg/h]

Ilość wymienianego ciepła obliczał H. Glaser ze wzoru:

$$Q = \mathcal{L} \cdot H \cdot \Delta t \quad /3/$$

gdzie: H - powierzchnia wymiany ciepła, [m²]
 Δt - różnica temperatur, [°C]
 \mathcal{L} - współczynnik przejmowania ciepła
[kcal/ (m².h.°C)] ,

a iloczyn AL z następującej zależności:

$$AL = 3600 \cdot A \cdot V \cdot \Delta p \quad /4/$$

gdzie: Δp - strata ciśnienia przy przepływie nośnika
ciepła [kg/m²]
 V - wydatek objętościowy [m³/s]

Modyfikacją współczynnika M.W.Kirpiczewa i H.Glasera był energetyczny współczynnik efektywności cieplnej opracowany przez Antufiewa [1]. Porównywał on wielkość współczynnika przejmowania ciepła - \mathcal{L} , do strat energii nośnika ciepła potrzebnej do pokonania oporów przepływu, odniesionej do jednostki powierzchni wymiennika:

$$E = \frac{\mathcal{L}}{AN_0} \quad /5/$$

gdzie: \mathcal{L} - współczynnik przejmowania ciepła, [kcal/ (m².h.°C)]

AN_0 - energia wydatkowana w ciągu 1 h na przemieszczenie nośnika ciepła, odniesiona do 1 m² powierzchni i wyrażona w jednostkach cieplnych [kcal/(m²·h·°C)], Współczynnik energetyczny miał wymiar [°C⁻¹].

Zużycie energii na przemieszczenie nośnika w ciągu 1 h, odniesione do 1 m² całkowitej powierzchni wymiany ciepła, określał autor z zależności:

$$AN_0 = 3600 \cdot A \cdot \Delta p \cdot w \cdot \frac{As}{Ap} \quad /6/$$

gdzie:

Δp - strata ciśnienia, [kg/m²]

w - prędkość przepływu nośnika ciepła w najmniejszym przekroju poprzecznym, [m/s]

As - najmniejszy przekrój poprzeczny, [m²]

Ap - całkowity przekrój poprzeczny, [m²]

Strata ciśnienia Δp związana jest z liczbą podobieństwa Eulera następującą zależnością:

$$Eu = \frac{\Delta p \cdot g}{\gamma \cdot w^2} \quad /7/$$

gdzie: γ - ^{ciężar właściwy} gęstość nośnika ciepła, [kg/m³]

Współczynnik energetyczny zaproponowany przez Antufiewa w końcowej swojej formie można przedstawić w postaci:

$$E = \frac{L}{8,43 \cdot Eu \cdot \frac{\gamma \cdot w^3}{g} \cdot \frac{As}{Ap}} \quad \left[\frac{1}{°C} \right] \quad /8/$$

A.P. Klimienko i G.E. Kaniewiec [21] podali kilka kryteriów, z których można wymienić:

a/ kryterium sprawności wymiennika, traktowane jako stosunek

ilości ciepła pobranego przez czynnik o niższym poziomie energetycznym do ilości ciepła oddanego przez czynnik o wyższym poziomie energetycznym.

Różnica tych wielkości daje straty ciepłne do otoczenia:

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_2} \quad /9/$$

gdzie:

Q_1 - ilość ciepła czynnika o niższym poziomie energetycznym

Q_2 - ilość ciepła czynnika o wyższym poziomie energetycznym

$$Q_{\text{strat}} = Q_2 \cdot |1 - \eta| \quad /10/$$

b/ kryterium, będące stosunkiem ilości ciepła wymienianego na danej powierzchni do ilości pracy zużytej na przetłaczanie czynników:

$$\eta_L = \frac{Q}{L} \quad /11/$$

c/ kryterium sprawności wymiennika ciepła, rozumiane jako stosunek ilości ciepła wymienianego w danym procesie, do maksymalnie możliwej:

$$\eta_{\text{max}} = \frac{Q}{Q_{\text{max}}} \quad /12/$$

d/ tzw. uniwersalne techniczno-ekonomiczne kryterium optymalizacyjne, określone zależnością:

$$U = K_E + \frac{I}{T} \quad /13/$$

gdzie:

K_E - roczny koszt eksploatacyjny wymiennika

I - koszt inwestycyjny wymiennika

T - czas zwrotu nakładów inwestycyjnych

e/ kryterium analityczne:

$$M = a \cdot Q(t) - b \cdot F(t) \quad /14/$$

gdzie:

a - koszt jednostki wymienianego ciepła

b - koszt eksploatacji jednostki powierzchni wymiany ciepła

$Q(t)$, $F(t)$ - analityczne zależności cieplnego obciążenia i powierzchni wymiany ciepła zależne od spadku temperatur.

A. Kubasiewicz [23] zaproponował stosowanie kryterium będącego stosunkiem oporów przepływu do jednostki przenikania ciepła /HTU/:

$$J = \frac{\Delta p}{HTU} \quad [m H_2O/HTU] \quad /15/$$

gdzie:

Δp - spadek ciśnienia $[m H_2O]$

HTU - jednostka przenikania ciepła

S.K. Jensen [16] w swoim kryterium tzw. właściwego spadku ciśnienia,

$$J = \frac{\Delta p}{\frac{\Delta t}{\Delta t_m}} \quad [kg/m^2] \quad /16/$$

gdzie:

Δp - spadek ciśnienia, $[kg/m^2]$

Δt - różnica temperatur czynnika przed i za wymiennikiem, $[^{\circ}C]$

Δt_m - średnia logarytmiczna różnica temperatur, $[^{\circ}C]$

proponował uzyskanie optymalnego spadku ciśnienia i ustalenia takiej różnicy temperatur, która zapewniałaby maksymalne korzyści z procesu wymiany ciepła. Kryterium podane przez Jensena, w praktyce stosowane jest w innej postaci, umożliwiając obliczenie tzw. właściwego spadku ciśnienia, przy znajomości całko-

witych kosztów wymiennika /inwestycyjnych i eksploatacyjnych odniesionych tylko do kosztów przetłaczania czynników/

$$\Delta p = J/k/ \frac{\Delta t}{\Delta t_m} \quad /13/$$

gdzie:

$J/k/$ całkowite koszty wymiennika zależne od rodzaju czynnika, współczynnika amortyzacji, współczynnika wykorzystania mocy itp.

Wartości $J/k/$ można obliczyć analitycznie na podstawie wzorów lub odczytać z wykresów, dla określonych warunków pracy, opracowanych przez Jenssena [4, 16, 23]. Kryterium to jest bardzo dogodne przy optymalizacji wymienników ciepła przy założeniu maksymalnego wykorzystania dopuszczalnych spadków ciśnienia dla obu czynników.

A.A.Gogolin [9] stwierdził, że ocena wymiennika ciepła za pomocą pojedynczego wskaźnika jest nieprawidłowa i zaproponował porównywanie ożebrowanych wymienników ciepła /chłodnic powierzchniowych/ przy użyciu następujących kryteriów:

a/ wskaźnik energetyczny:

$$E = \frac{St}{\xi} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr \cdot \xi} \quad /19/$$

$$\xi = \frac{\Delta D}{\frac{w \cdot \gamma}{2g} \cdot \frac{L}{d_e}} \quad /20/$$

b/ wskaźnik zwartości:

$$O = \frac{K \cdot F}{V} = \frac{K \cdot F}{F_{br} \cdot L} \quad [kcal/(m^3 \cdot h \cdot ^\circ C)] \quad /21/$$

c/ wskaźnik lekkości:

$$P = \frac{K \cdot F}{M} \quad [kcal/(kg \cdot h \cdot ^\circ C)] \quad /22/$$

d/ wskaźnik kosztów:

$$C = \frac{K \cdot F}{G \cdot c} \quad [\text{kcal/ (h} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{rubel)}]$$

/23/

gdzie:

- St - liczba Stanton
- Re - liczba Reynoldsa
- Pr - liczba Prandtla
- Nu - Liczba Nusselta
- Δp - spadek ciśnienia $[\text{kg/m}^2]$
- w - prędkość powietrza $[\text{m/s}]$
- δ - ciężar właściwy powietrza $[\text{kg/m}^3]$
- g - przyspieszenie ziemskie $[\text{m/s}^2]$
- d_e - średnica zastępcza $[\text{m}]$
- K - współczynnik przenikania ciepła $[\text{kcal/ (m}^2\text{h} \cdot ^\circ\text{C)}]$
- F - powierzchnia wymiany ciepła $[\text{m}^2]$
- F_{br} - powierzchnia brutto przepływu $[\text{m}^2]$
- L - długość wymiennika wzdłuż kierunku przepływu powietrza $[\text{m}]$
- V - objętość gabarytowa wymiennika $[\text{m}^3]$
- M - masa wymiennika $[\text{kg}]$
- G - ciężar wymiennika $[\text{kg}]$
- C - cena materiału z jakiego wykonano wymiennik rubel/kg

W Polsce T. Trojanowski i A. Wyszogrodzki [41] zaproponowali ocenę nagrzewnic powietrza za pomocą wskaźników konstrukcyjnych i cieplnych. Wskaźniki konstrukcyjne utworzyli ze stosunku następujących wielkości geometrycznych nagrzewnic:

a/ liniowy wskaźnik uźebrowania - \mathcal{L} :

$$\mathcal{L} = \frac{\text{zewnetrzna powierzchnia wymiany ciepła}}{\text{długość rur uźebrowanych}} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{m}} \right] \quad /24/$$

b/ powierzchniowy wskaźnik uźebrowania - β :

$$\beta = \frac{\text{zewnetrzna powierzchnia wymiany ciepła}}{\text{pole powierzchni pokroju wlotowego}} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{m}^2} \right] \quad /25/$$

c/ objętościowy wskaźnik uźebrowania - γ :

$$\gamma = \frac{\text{zewnetrzna powierzchnia wymiany ciepła}}{\text{objętość nagrzewnicy}} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{m}^3} \right] \quad /26/$$

d/ masowy wskaźnik wymiany ciepła - δ :

$$\delta = \frac{\text{zewnetrzna powierzchnia wymiany ciepła}}{\text{masa nagrzewnicy}} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{kg}} \right] \quad /27/$$

e/ wskaźnik stopnia uźebrowania - :

$$\varphi = \frac{\text{zewnetrzna powierzchnia wymiany ciepła}}{\text{wewnetrzna powierzchnia wymiany ciepła}} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{m}^2} \right] \quad /28/$$

Wskaźniki cieplne nagrzewnic autorzy [41] utworzyli poprzez wymnożenie współczynnika przenikania ciepła - K przez wskaźniki konstrukcyjne. I tak powstały następujące wskaźniki mocy cieplnej:

a/ liniowy wskaźnik mocy cieplnej - $K_{\mathcal{L}}$:

$$K_{\mathcal{L}} = K \cdot \mathcal{L} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right] \quad /29/$$

b/ powierzchniowy wskaźnik mocy cieplnej - K_{β} :

$$K_{\beta} = K \cdot \beta \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right] \quad /30/$$

c/ objętościowy wskaźnik mocy cieplnej - K_{γ} :

$$K_{\gamma} = K \cdot \gamma \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}} \right] \quad /31/$$

d/ masowy wskaźnik mocy cieplnej - K_{δ} :

$$K_{\delta} = K \cdot \delta \left[\frac{\text{W}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad /32/$$

e/ wskaźnik mocy cieplnej stopnia uźebrowania - K_{φ} :

$$K_{\varphi} = K \cdot \varphi \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad /33/$$

Również E. Radwański [23] podał szereg kryteriów oceny wymienników, które ze względu na swój różnorodny charakter są godne podkreślenia.

E. Radwański podzielił wskaźniki na cztery zasadnicze grupy.

Grupę pierwszą stanowiły wskaźniki konstrukcyjne:

a/ wskaźnik zwartości konstrukcji - K_z :

$$K_z = \frac{F_s}{V_c} \left[\frac{m^2}{m^3} \right] \quad /34/$$

b/ wskaźnik lekkości - K_l :

$$K_l = \frac{G_c}{F_s} \left[\frac{kg}{m^2} \right] \quad /35/$$

Drugą grupę stanowiły wskaźniki energetyczno-konstrukcyjne:

a/ cieplny wskaźnik powierzchniowy - K_{cp} :

$$K_{cp} = \frac{Q_c}{F_s} \left[\frac{kW}{m^2} \right] \quad /36/$$

b/ cieplny wskaźnik ciężarowy - K_{cc} :

$$K_{cc} = \frac{Q_c}{G_c} \left[\frac{kW}{kg} \right] \quad /37/$$

Trzecią grupę stanowiły wskaźniki ekonomiczne:

a/ cieplny wskaźnik kosztu wymiennika - K_j :

$$K_j = \frac{J}{Q_c} \left[\frac{zł}{kW} \right] \quad /38/$$

b/ cieplny wskaźnik kosztów eksploatacji - K_e :

$$K_e = \frac{K_E}{Q_c} \quad \left[\frac{\text{zł}}{\text{kWh}} \right] \quad /39/$$

Czwartą grupę stanowiły wskaźniki techniczno-ekonomiczne:

a/ wskaźnik efektywności ekonomicznej - E :

$$E = \frac{\frac{J}{T} + K_E}{A} \quad \left[\frac{\text{zł}}{\text{kWh}} \right] \quad /40/$$

b/ energetyczny wskaźnik efektywności ekonomicznej - E_Q :

$$E_Q = \frac{\frac{J}{T} + K_E + K_Q}{A} \quad \left[\frac{\text{zł}}{\text{kWh}} \right] \quad /41/$$

W powyższych wskaźnikach użyto następujących oznaczeń:

- F_s - powierzchnia wymiany ciepła, [m²]
- V_c - objętość wymiennika ciepła, [m³]
- G_c - ciężar całkowity wymiennika ciepła, [kg]
- Q_c - wydajność cieplna wymiennika ciepła, [kW]
- J - koszt inwestycyjny wymiennika ciepła, [zł]
- K_E - roczny koszt eksploatacji wymiennika
/energii elektrycznej na wytworzenie
przepływu /, [zł/rok]
- T - czas zwrotu nakładów inwestycyjnych, [lata]
- A - roczna ilość transportowanego ciepła, [kWh/rok]
- K_Q - roczny koszt niewyprodukowanej energii
elektrycznej w układzie elektrociepłowni, [zł/rok]

Podsumowując stwierdzono, że podane przez w/w autorów wskaźniki i kryteria oceny wymienników można podzielić na pięć następujących grup:

- 1/ wskaźniki i kryteria konstrukcyjne ,
- 2/ wskaźniki i kryteria energetyczne / termodynamiczne/ ,

- 3/ wskaźniki i kryteria energetyczno-konstrukcyjne,
- 4/ wskaźniki i kryteria ekonomiczne,
- 5/ wskaźniki i kryteria techniczno-ekonomiczne.

Analizując przydatność poszczególnych grup zauważono, że wskaźniki konstrukcyjne nie mają praktycznego znaczenia przy porównywaniu wymienników o powierzchniach uźebrowanych, ponieważ nie odzwierciedlają one warunków eksploatacji wymiennika. Ponadto mogą prowadzić do nieprawidłowych rozbieżnych wskaźników np: najmniejszy gabaryt wymiennika uzyskuje się przy dużej wartości wskaźnika zwartości, a najmniejszą masę przy małej wartości wskaźnika lekkości. W obu tych wskaźnikach występuje wielkość powierzchni wymiany ciepła, którą można wyeliminować poprzez stworzenie nowego wskaźnika będącego iloczynem wskaźnika zwartości i lekkości. Mała wartość tego iloczynu może sugerować nieodpowiednio ukształtowaną powierzchnię wymiany ciepła przy danych gabarytach wymiennika. Duża wartość może być wynikiem zastosowania materiałów o dużym ciężarze. Jednoznaczna ocena wymiennika na podstawie tych wskaźników jest niemożliwa. Również wskaźniki uźebrowania nie dają jednoznacznej oceny. Może się zdarzyć, że zmiana powierzchni wymiany ciepła / poprzez zwiększenie wysięgu żeber, zmianą odległości między żebrami, średnicy rurki, grubości żeber itp./ nie zmieni wartości objętościowego wskaźnika uźebrowania - γ , natomiast efekt cieplny może być zupełnie inny.

Wskaźniki konstrukcyjne mogą być jedynie przydatne do wyznaczania innych wskaźników jakimi są wskaźniki energetyczno-konstrukcyjne. Wskaźniki energetyczno-konstrukcyjne mają jednak zawsze charakter rosnący wraz ze wzrostem gęstości strumienia masy czynników.

Porównywanie wymienników ciepła w dowolnym zakresie gęstości strumienia masy obu czynników, niczym nie uzasadnionym, nie może dać jednoznacznych wyników. Również wskaźniki energetyczne, mimo że pozwalają wyeliminować wskaźniki konstrukcyjne, można stosować dla dowolnie dobranego zakresu gęstości strumienia masy czynników, bez możliwości oceny prawidłowości doboru tego zakresu.

Wskaźniki ekonomiczne, oddzielnie odnoszące koszty inwestycyjne i eksploatacyjne do wydajności cieplnej wymiennika [28], powinny dążyć do minimum, ale rozpatrywane osobno mogą doprowadzić do sprzecznych wniosków.

Wydaje się, że dopiero wskaźniki techniczno-ekonomiczne uwzględniające nakłady pracy uprzedmiotowionej i nakłady pracy żywej na budowę wymiennika jak i koszty poniesione na przetłaczanie czynników w celu osiągnięcia odpowiedniej mocy cieplnej, spełnią warunek kompleksowej oceny wymiennika.

Przyjmując strukturę cen nakładów i efektów w okresie przeprowadzanej analizy porównawczej, kryterium techniczno-ekonomiczne pozwala na jednoznaczną ocenę pod względem jego efektywności.

Reasumując należy stwierdzić, że tylko kryteria i wskaźniki techniczno-ekonomiczne w sposób kompleksowy umożliwiają ocenę wymiennika i porównanie go z innymi konstrukcjami. W przypadku gdy wskaźniki techniczno-ekonomiczne porównywanych konstrukcji niewiele różnią się między sobą, należy wziąć pod uwagę strukturę nakładów. Może zdarzyć się, że jedne konstrukcje charakteryzują się większymi nakładami inwestycyjnymi, a mniejszymi kosztami eksploatacyjnymi, inne z kolei mniejszymi nakładami inwestycyjnymi, a

większymi kosztami eksploatacyjnymi. W takiej sytuacji, przy wyborze najlepszego rozwiązania, wykorzystuje się optimum społeczno - ekonomiczne, które uwzględnia poziom rozwoju społeczno-gospodarczego kraju. Pozostałe wskaźniki i kryteria należy traktować jako uzupełniające, które powinny być wykorzystywane w zależności od aktualnych potrzeb producenta lub nabywcy.

ROZDZIAŁ III

Kryteria oceny wodnej nagrzewnicy powietrza

W rozdziale II przedstawiono szereg wskaźników stosowanych w literaturze do oceny wymienników ciepła, którymi w przeważającej większości były wymienniki typu "rura w rurze".

Ze względu na różnice konstrukcyjne i różnice w procesie wymiany ciepła bezpośrednie zastosowanie tych wskaźników dla wodnych nagrzewnic powietrza może być powodem znacznych błędów w ich ocenie.

W rozdziale III zostanie podjęta próba sformułowania kryteriów doboru wymienników ciepła jakim jest wodna nagrzewnica powietrza. Wydaje się, że kompleksowym kryterium spełniającym zarazem założenie jednoznacznej oceny nagrzewnicy, będzie kryterium techniczno - ekonomiczne ujmujące:

- koszty wykonawstwa nagrzewnicy wraz ze wszystkimi narzutami, zwane dalej kosztami inwestycyjnymi / zakupu/,
- koszty eksploatacji, odniesione tylko do kosztów przetłaczania obu czynników przez nagrzewnicę,
- moc cieplną nagrzewnicy.

W związku z tym poniższą zależność analityczną nazwano wskaźnikiem ekonomicznej efektywności nagrzewnicy:

$$E = \frac{K_n \cdot q + K_w + K_p}{Q} \quad \left[\frac{\text{zł}}{\text{kw}} \right] \quad /42/$$

gdzie:

E - wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy, określający poniesione nakłady finansowe w celu osiągnięcia jed-



nostkowej mocy cieplnej, [zł/kW]

K_n - koszty inwestycyjne /zakupu/ nagrzewnicy, [zł]

q - stawka amortyzacyjna, [42]

K_w - koszty eksploatacyjne ujmujące koszty energii elektrycznej zużytej w ciągu 1 roku na pokonanie oporów hydraulicznych nagrzewnicy przez wodę, [zł/rok]

K_p - koszty eksploatacyjne ujmujące koszty energii elektrycznej zużytej w ciągu 1 roku na pokonanie oporów aerodynamicznych nagrzewnicy przez powietrze, [zł/rok]

Q - moc cieplna nagrzewnicy, [kW]

Koszty inwestycyjne przyjęto jako koszty detaliczne zakupu wodnej nagrzewnicy powietrza.

Koszty eksploatacyjne uzależnione są od:

- zapotrzebowania mocy przez pompę i wentylator,
- czasu pracy instalacji w ciągu roku,
- jednostkowego kosztu energii elektrycznej,

$$K_e = (N_w + N_p) \cdot Z \cdot K_j \quad [\text{zł/rok}] \quad /43/$$

gdzie:

$K_e = K_w + K_p$ - koszty eksploatacyjne w ciągu roku, [zł/rok]

N_w - moc pobierana przez pompę, [kW]

N_p - moc pobierana przez wentylator, [kW]

Z - czas pracy instalacji w ciągu roku, [h/rok]

K_j - jednostkowy koszt energii elektrycznej [zł/(kW.h)]

Moc cieplną nagrzewnicy - Q , określono w/g [35] 1/ na podstawie

zależności:

1/ K.Sosnowski - "Wymiarowanie wodnych nagrzewnic powietrza w systemach wentylacji i klimatyzacji". Praca doktorska IOiW Politechniki Warszawskiej 1978

$$Q = \overline{\Phi} \cdot W_p \cdot (t_{w_1} - t_{p_1}) \quad [kW] \quad /44/$$

gdzie:

- $\overline{\Phi}$ - współczynnik efektywności cieplnej,
- W_p - powietrzny równoważnik ciepła, [kW/K]
- t_{w_1} - temperatura wody przed nagrzewnicą, [K]
- t_{p_1} - temperatura powietrza przed nagrzewnicą, [K]

Przy obliczaniu kosztów eksploatacyjnych nagrzewnicy istotną sprawą jest zdefiniowanie pojęcia mocy pobieranej przez pompę i wentylator.

Ogólnie stosowana formuła

$$N = k \cdot \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta} \quad [kW] \quad /45/$$

uzależnia w dużej mierze wartość pobieranej mocy od sprawności pompy lub wentylatora i jego przekładni.

Sprawność z kolei, uwarunkowana jest:

- wielkością urządzeń
- sposobem przekazywania mocy / napędu/
- warunkami eksploatacji itp.

Jest więc rzeczą trudną w ogólny a zarazem prawidłowy sposób przedstawić analitycznie zapotrzebowanie mocy pobieranej przez pompę i wentylator.

Zapotrzebowanie mocy pobieranej przez wentylator określone jest zależnością:

$$N_p = \frac{k_p}{\eta_p \cdot \eta_t} \cdot \frac{\Delta p_D \cdot \dot{V}_D}{3600 \cdot 1000} \quad [kW] \quad /46/$$

a przez pompę wodną:

$$N_w = \frac{k_w}{\eta_w} \cdot \frac{\Delta p_w \cdot \dot{V}_w}{3600 \cdot 1000} \quad [kW] \quad /47/$$

przy czym:

k_p, k_w - współczynniki zapasu mocy odpowiednio dla wentylatora i pompy,

η_p - współczynnik sprawności wentylatora,

η_t - współczynnik sprawności przekładni,

η_w - współczynnik sprawności pompy,

Δp_p - opory aerodynamiczne nagrzewnicy, $[N/m^2]$

Δp_w - opory hydrauliczne nagrzewnicy, $[N/m^2]$

\dot{V}_p - objętościowe natężenie przepływu powietrza, $[m^3/h]$

\dot{V}_w - objętościowe natężenie przepływu wody, $[m^3/h]$

Dla uproszczenia obliczeń mocy pobieranej przez wentylator, przyjęto że:

$$\frac{k_p}{\eta_p \cdot \eta_t} = 2$$

Podobne założenie zrobiono i dla pompy wodnej przyjmując że:

$$\frac{k_w}{\eta_w} = 2$$

Ponieważ koszty eksploatacyjne, zgodnie ze wzorem /43/ są iloczynem pobieranej mocy oraz czasu pracy i jednostkowego kosztu energii elektrycznej, powyższe uproszczenia mogą być korygowane dla innych ilorazów $\frac{k_p}{\eta_p \cdot \eta_t}$ i $\frac{k_w}{\eta_w}$ poprzez wprowadzenie odpowiedniego współczynnika zwiększającego lub zmniejszającego iloczyn $Z \cdot K_j$.

Drugą nie mniej ważną sprawą, przy obliczaniu kosztów eksploatacyjnych jest określenie strat ciśnienia czynników.

Opierając się na wynikach badań doświadczalnych dla poszczególnych

elementów nagrzewnicy [36] należy się spodziewać zależności strat ciśnienia od gęstości strumienia masy w postaci krzywej, która mogłaby być aproksymowana potęgową zależnością dla

a/ powietrza:

$$\Delta p_p = c_p \cdot (m_p)^{a_p} \quad [N/m^2] \quad /48/$$

b/ wody:

$$\Delta p_w = c_w \cdot (m_w)^{a_w} \quad [N/m^2] \quad /49/$$

gdzie:

c_p, c_w - stałe

m_p - gęstość strumienia masy powietrza, $[kg/(m^2 \cdot s)]$

m_w - gęstość strumienia masy wody, $[kg/(m^2 \cdot s)]$

a_p, a_w - wykładniki potęg.

Wprowadzając do zależności /46/ i /47/ przyjęte potęgowe postacie strat ciśnienia /48/ i /49/ oraz wyrażając objętościowe natężenie przepływu czynników formą iloczynu dla

a/ powietrza:

$$\dot{V}_p = w_p \cdot F_{br} \cdot 3600 \quad [m^3/h] \quad /50/$$

b/ wody:

$$\dot{V}_w = w_w \cdot 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad [m^3/h] \quad /51/$$

gdzie:

w_p - prędkość powietrza przed nagrzewnicą, $[m/s]$

w_w - prędkość wody w wązownicy, $[m/s]$

F_{br} - powierzchnia czołowa nagrzewnicy, $[m^2]$

d_1 - średnica wewnętrzna rur nagrzewnicy, $[m]$

Uzyskano nowe postacie zależności /46/ i /47/:

$$N_p = \frac{c_p \cdot (m_p)^{1+a_p} \cdot F_{br}}{500 \cdot \rho_p} \quad [kW] \quad /52/$$

i

$$N_w = \frac{c_w \cdot (m_w)^{1+a_w} \cdot \pi \cdot d_1^2}{2000 \cdot \rho_w} \quad [kW] \quad /53/$$

Przyjmując dla powietrza $\rho_p = 1,23 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ otrzymano powyższy wzór /52/ w następującej postaci:

$$N_p = 1,626 \cdot c_p \cdot (m_p)^{1+a_p} \cdot F_{br} \cdot 10^{-3} \quad [kW] \quad /54/$$

Wzór ten /54/, stosowany w granicach średniej temperatury powietrza od 0°C do $+30^\circ\text{C}$, daje błąd mniejszy od 5%.

Analogicznie przyjmując, dla wody $\rho_w = 971,8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ otrzymano prostszą formę wzoru /53/:

$$N_w = 1,6164 \cdot c_w \cdot (m_w)^{1+a_w} \cdot d_1^2 \cdot 10^{-6} \quad [kW] \quad /55/$$

popelniając błąd mniejszy niż 3% w zakresie średniej temperatury wody od 50°C do 120°C .

Koszty eksploatacyjne związane z pokonaniem oporów nagrzewnicy wyrażone w postaci:

$$K_e = \left[1,6164 \cdot c_w \cdot (m_w)^{1+a_w} \cdot d_1^2 \cdot 10^{-6} + 1,525 \cdot c_p \cdot (m_p)^{1+a_p} \cdot F_{br} \cdot 10^{-3} \right] \cdot Z \cdot K_j; \quad [zł/rok] \quad /56/$$

Współczynnik efektywności cieplnej - Φ , wyraża się zależnością:

$$\Phi = \frac{1 - e^{-\frac{W_D}{W_w}}}{1 - e^{-\frac{K \cdot F}{W_D}}}$$

/57/

przy czym:

W_w - wodny równoważnik ciepła [kW/K],

W_p - powietrzny równoważnik ciepła [kW/K],

K - współczynnik przenikania ciepła nagrzewnicy [kW/(m².K)],

F - powierzchnia wymiany ciepła nagrzewnicy [m²].

Równoważniki ciepła przedstawione zostały w postaci iloczynowej jako:

$$1/ \quad W_w = c_{ww} \cdot m_w \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad [kW/K] \quad /58/$$

gdzie:

c_{ww} - ciepło właściwe wody [kJ/(kg.K)],

pozostałe oznaczenia jak we wzorze /49/ i /51/,

$$2/ \quad W_p = c_{wp} \cdot m_p \cdot F_{or} \quad [kW/K] \quad /59/$$

gdzie:

c_{wp} - ciepło właściwe powietrza [kJ/(kg.K)],

pozostałe oznaczenia jak we wzorze /43/ i /50/ .

Współczynnik przenikania ciepła K dla wodnych nagrzewnic powietrza przedstawiono jako iloczyn gęstości strumienia masy obu czynników [35] :

$$K = c \cdot (m_w)^a \cdot (m_p)^b \quad [kW/(m^2.K)] \quad /60/$$

gdzie:

c - wartość stała,

a - wykładnik potęgi gęstości strumienia masy wody,

b - wykładnik potęgi gęstości strumienia masy powietrza,

pozostałe oznaczenia jak we wzorach /48/ i /49/.

Wykorzystując iloczynowe postacie równoważników ciepła i współczynnika przenikania ciepła /58, 59, 60 / otrzymano współczynnik efektywności cieplnej $\bar{\Phi}$ w postaci:

$$\bar{\Phi} = \frac{1 - e^{-\frac{c_{wp} \cdot m_p \cdot F_{br}}{c_{ww} \cdot m_w \cdot \frac{\pi d_c^2}{4}} \left[e^{-\frac{c \cdot F \cdot (m_w)^a \cdot (m_p)^{b-1} \cdot 10^{-3}}{c_{wp} \cdot F_{br}}} - 1 \right]}}{\frac{c_{wp} \cdot m_p \cdot F_{br}}{c_{ww} \cdot m_p \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}}} \quad /61/$$

3.1. Wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy

Dla uproszczenia postaci wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy oznaczono koszt zakupu nagrzewnicy odniesiony do jednego roku jako:

$$K_I = K_n \cdot q \quad [\text{zł/rok}] \quad /62/$$

oraz przyjęto do dalszych obliczeń czas pracy instalacji w ciągu doby w/g zależności:

$$Z = 365 \cdot z \quad [\text{h/rok}] \quad /63/$$

gdzie:

z - czas pracy instalacji w ciągu doby [h/dobę]

Wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy po uwzględnieniu wzorów /56, 58, 59, 61, 62 i 63 / przedstawiono w postaci:

$$E = \frac{K_I + zK_I [589,986 \cdot c_w (m_w)^{1+a_w} \cdot d_1^2 \cdot 10^6 + 593,49 \cdot c_p (m_p)^{1+a_p} \cdot F_{br} \cdot 10^{-3}]}{c_{ww} m_w \frac{\pi d_1^2}{4} (t_{w_1} - t_{p_1}) \left\{ 1 - e^{-\frac{c_{wp} m_p F_{br}}{c_{ww} m_w \frac{\pi d_1^2}{4}}} \left[e^{\frac{c F (m_w)^a (m_p)^{b-1} \cdot 10^{-3}}{c_{wp} F_{br}}} - 1 \right] \right\}} \quad [\text{zł/kW}] \quad 1541$$

Kryterium oceny wodnych nagrzewnic powietrza mimo dosyć skomplikowanej formy jest praktycznie funkcją dwóch zmiennych - gęstości strumienia masy wody - m_w i gęstości strumienia masy powietrza - m_p .

Pozostałe czynniki wchodzące w skład tego wskaźnika jak:

- koszt zakupu - K_I ,
- czas pracy instalacji / nagrzewnicy / wciągu doby - z ,
- jednostkowy koszt energii elektrycznej - K_j ,
- współczynniki oporów hydraulicznych i aerodynamicznych - c_w i c_p ,
- wewnętrzna średnica rur węzownicy - d_1 ,
- powierzchnia czołowa nagrzewnicy brutto - F_{br} ,
- powierzchnia wymiany ciepła - F ,
- ciepło właściwe wody i powietrza - c_{ww} i c_{wp} ,
- wykładniki potęg - a, b, a_w, a_p ,
- temperatury czynników przed nagrzewnicą t_{w_1} i t_{p_1} ,

są wielkościami stałymi dla danego modelu nagrzewnicy zależnymi tylko od wymiarów geometrycznych rur i żeber oraz konfiguracji pęczka rur, przy czym wielkości a, b, a_w, a_p, c, c_w i c_p wymagają weryfikacji doświadczalnej.

Tak sformułowane kryterium pozwala ocenić każdą nagrzewnicę powietrza i wybrać najekonomiczniejszy model, przy ustalonej struk-

turze cen surowców, robocizny i energii elektrycznej, która jest czynnikiem obiektywnym, niezależnym od projektantów wymienników i instalacji wentylacyjnych. Przy porównywaniu różnych nagrzewnic należy dla określonych gęstości strumienia masy wody i powietrza oraz temperatur przed nagrzewnicą /najczęściej przyjmuje się

$(t_{w_1} - t_{p_1}) = 1 \text{ [K]}$ / obliczyć wartość wskaźnika E. Najlepszym, pod względem ekonomiczno-energetycznym dla przyjętych do obliczeń gęstości strumienia masy obu czynników, będzie model posiadający najmniejszą wartość wskaźnika ekonomicznej efektywności, a więc zgodnie z podanym na początku tego rozdziału wzorem, model w którym poniesione nakłady na uzyskanie jednostkowego efektu cieplnego będą najmniejsze. Wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy nie może być bezpośrednio wykorzystany do celów optymalizacji wymiarów geometrycznych, ponieważ stosuje się go do gotowych wyrobów. Pozwala on jednak ocenić daną konstrukcję, ponieważ zawiera w swojej budowie zarówno wartość mocy cieplnej uzyskiwanej z danego modelu jak i wartość oporów aerodynamicznych i hydraulicznych, a więc wielkości uwarunkowanych w bezpośredni sposób konstrukcją wymiennika.

Opisane powyżej kryterium, umożliwia porównywanie wodnych nagrzewnic powietrza przy dowolnie przyjętych wartościach gęstości strumienia masy wody i powietrza. Nie daje on jednak żadnych informacji czy zakres wartości gęstości strumienia masy czynników, w którym zostało wykonane to porównanie jest właściwy z punktu widzenia oszczędności energii. Nie wyjaśnia zatem czy dany efekt cieplny uzyskany został przy najbardziej ekonomicznym wykorzystaniu energii elektrycznej.

Kryterium opisane wzorem /42/, jako wskaźnik ekonomicznej efektywności, dąży do minimum przy określonych warunkach definiowanych jako warunki optymalne.

3.2. Optymalne wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza wodnych nagrzewnic powietrza

Analizując wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy dla zmieniających się wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza, przy określonym czasie pracy instalacji i jednostkowym koszcie energii elektrycznej, można stwierdzić że w przypadku gdy $E = E_{\min}$ efekt mocy cieplnej otrzymany zostaje przy najmniejszych sumarycznych nakładach finansowych uzyskanych przy - definiowanych jako optymalne - wartościach gęstości strumienia masy obu czynników.

W celu znalezienia optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza, dla przyjętego czasu pracy instalacji i jednostkowego kosztu energii elektrycznej / w dalszej części pracy przyjęto iloczyn tych wielkości - zK_j ^{1/} należy obliczyć pochodne cząstkowe wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy względem gęstości strumienia masy wody i powietrza oraz rozwiązać układ równań:

$$\frac{\partial E}{\partial m_w} = 0 \quad /65/$$

$$\frac{\partial E}{\partial m_p} = 0 \quad /66/$$

^{1/} Czas pracy instalacji jak i jednostkowy koszt energii elektrycznej są wielkościami zmiennymi w ściśle określonym zakresie. Ponieważ obie te wielkości mogą być równocześnie zmienne, przyjęcie ich iloczynu uprości obliczenia zmniejszając ilość rozpatrywanych przypadków.

Pierwiastkami powyższego układu równań, dla określonego iloczynu zK_j , będą optymalne wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza przy których wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy będzie najmniejszy.

Projektując pracę wodnej nagrzewnicy powietrza w instalacji wentylacyjnej lub klimatyzacyjnej w zakresie optymalnych wartości gęstości strumienia masy obu czynników, przy przyjętym iloczynie zK_j , otrzymamy moc cieplną przy najmniejszych nakładach finansowych, a więc przy najmniejszym zużyciu energii elektrycznej.

Zwiększenie lub zmniejszenie mocy cieplnej wodnej nagrzewnicy powietrza poprzez zmianę wartości gęstości strumienia masy jednego lub obu czynników, spowoduje proporcjonalnie większy wzrost nakładów finansowych niż uzyskany przyrost efektu cieplnego.

Optymalne wartości gęstości strumienia masy wody - m_w i powietrza - m_p są funkcją iloczynu zK_j . Można je przedstawić w następującej postaci potęgowej:

$$m_{w_{opt}} = A_1 \cdot (zK_j)^{n_1} \quad /67/$$

$$m_{p_{opt}} = A_2 \cdot (zK_j)^{n_2} \quad /68/$$

$$E_{opt} = A_3 \cdot (zK_j)^{n_3} \quad /69/$$

Znajomość powyższych zależności /67, 68 i 69/ dla każdego modelu nagrzewnicy, umożliwi projektantom instalacji obliczenie optymalnych gęstości strumienia masy wody i powietrza i najbardziej racjonalny ich dobór pod względem wykorzystania energii elektrycznej.

3.3. Elastyczność wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy względem zmian gęstości strumienia masy czynników.

Wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy, optymalne gęstości strumienia masy obu czynników oraz optymalna wartość wskaźnika E nie dają możliwości oceny danego modelu pod względem zmiany wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza w przypadku wzrostu wartości E_{opt} o określony procent. Znajomość zmian zakresu wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza, powodujący zmianę E_{opt} o założony procent, pozwoliłoby na wcześniejszą ocenę danej konstrukcji i wskazałoby na konsekwencje jakie mogłyby wyniknąć w przypadku niedotrzymania optymalnych gęstości. W związku z tym podjęto próbę sformułowania miernika umożliwiającego ocenę nagrzewnicy pod względem elastyczności zmian wartości E_{opt} pod wpływem zmian wartości gęstości strumienia masy czynników.

Miernik ten nazwany został elastycznością wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy względem zmian gęstości strumienia masy czynników.

Na podstawie tego miernika można określić zmienności gęstości strumienia masy obu czynników, który powodować będzie wzrost wartości E_{opt} o założony procent. Powyższą zależność można przedstawić graficznie w postaci niesymetrycznej krzywej, zbliżonej do paraboli, o parametrach wierzchołka $/ m_{w_{opt}}, E_{opt} /$ lub $/ m_{p_{opt}}, E_{opt} /$.

Z punktu widzenia optymalizacji, prawidłowa konstrukcja powinna charakteryzować się bardzo płaskim minimum, umożliwiającym dosyć szeroki zakres zmienności argumentu, przy niewielkim wzroście war-

tości funkcji.

Dopiero powyżej pewnej, granicznej wartości może nastąpić gwałtowny wzrost funkcji przy niewielkiej zmianie argumentu.

Wykonując, dla porównywanych nagrzewnic, wykresy zależności E_{opt} w funkcji gęstości strumienia masy wody lub powietrza dla określonych wartości iloczynu zK_j można, rozsądnie pomijając wartości współrzędnych, bezpośrednio porównać charakter tych krzywych wprowadzając je do jednakowego poziomu.

Najlepszym pod względem elastyczności będzie model mający najbardziej płaską krzywą, której stosunek E_{opt}/m_w i E_{opt}/m_p będzie najmniejszy dla określonego procentowego przyrostu E_{opt} .

ROZDZIAŁ IV

Analiza strat ciśnienia przy przepływie czynników w wodnych nagrzewnicach powietrza

Zasadniczą wielkością we wskaźniku ekonomicznej efektywności nagrzewnicy, oprócz kosztów wymiennika ciepła, są koszty eksploatacyjne, których wielkość uzależniona jest przede wszystkim od strat ciśnienia przy przepływie obu czynników.

Teoretyczne określenie wielkości strat ciśnienia w wymiennikach ciepła wymaga uwzględnienia poszczególnych elementów konstrukcji, charakteryzujących drogę przepływu każdego czynnika. Ponieważ w wodnych nagrzewnicach powietrza występują dwa rodzaje nośników ciepła, różniące się w zasadniczy sposób, w niniejszym rozdziale zostanie przeprowadzona analiza strat ciśnienia oddzielnie dla każdego nośnika. Znajomość analitycznych zależności określających wielkość strat ciśnienia jest bardzo istotna dla analizy warunków pracy wymienników ciepła i może służyć jako podstawa poszukiwania nowych konstrukcji nagrzewnic o zmniejszonym zapotrzebowaniu energii.

4.1. Analiza wzorów opisujących straty ciśnienia wody w węzownicy wodnej nagrzewnicy powietrza.

Na całkowite straty ciśnienia wody w węzownicy nagrzewnicy powietrza składają się następujące wielkości:

- a/ straty ciśnienia na dopływie i wypływie z wymiennika, związane z rozszerzaniem się i zwężaniem się strumienia czynnika,
- b/ straty ciśnienia na dopływie i wypływie z kolektorów rur,

- c/ straty ciśnienia w prostych odcinkach rur,
- d/ straty ciśnienia w łukach,
- e/ straty ciśnienia związane ze zmianą prędkości czynnika na skutek jego ochłodzenia lub ogrzewania /opóźnienia lub przyspieszenia/.

Najistotniejszą część całkowitego oporu wymiennika stanowią zwykle straty ciśnienia w prostych odcinkach rur, zwane stratami liniowymi. Analitycznie zapisywane są w następujący sposób:

$$R \cdot l = \frac{\lambda}{d_1} \cdot l \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2} \quad [N/m^2] \quad /70/$$

gdzie:

- λ - bezwymiarowy współczynnik tarcia,
- d_1 - wewnętrzna średnica węzownicy, [m]
- l - długość prostych odcinków rur węzownicy, [m]
- w - prędkość czynnika, [m/s]
- ρ - gęstość czynnika, [kg/m³]

W niektórych konstrukcjach nagrzewnic, szczególnie małych, straty miejscowe, wyszczególnione w pkt. a/, b/, i d/ stanowią również duży udział w stratach całkowitych co straty liniowe.

Analitycznie opisywane są zależnością:

$$z = \sum \xi \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2} \quad [N/m^2] \quad /71/$$

gdzie:

- ξ - współczynnik oporów miejscowych,
- pozostałe oznaczenia jak we wzorze /70/.

Straty ciśnienia związane ze zmianą prędkości czynnika na skutek jego ochłodzenia lub ogrzewania opisywane są analitycznie

w następujący sposób:

$$\Delta p_w = \frac{w_2^2 \cdot \rho_2}{2} - \frac{w_1^2 \cdot \rho_1}{2} \quad [N/m^2] \quad /72/$$

gdzie:

indeksy: 1 - przed nagrzewnicą

2 - za nagrzewnicą

Całkowite opory przepływu wody w węzownicy nagrzewnicy powietrza są sumą wzorów /70, 71, 72/

$$\Delta p_w = \frac{\lambda}{d_1} \cdot l \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2} + \sum \zeta \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2} + \left[\frac{w_2^2 \cdot \rho_2}{2} - \frac{w_1^2 \cdot \rho_1}{2} \right] \quad [N/m^2] \quad /73/$$

Ostatni składnik wzoru /73/ jest z reguły opuszczany przy stosowanych w wodnych nagrzewnicach powietrza zakresach temperatur /150°C - 70°C/, ze względu na pomijalną wielkość w stosunku do pozostałych składników.

4.1.1. Straty ciśnienia wywołane tarciem w prostych odcinkach rur

Obliczanie strat ciśnienia, wywołanego tarciem w prostych odcinkach rur, sprowadza się do zagadnienia wyznaczenia bezwymiarowego współczynnika tarcia - λ /lub współczynnika tarcia Fanninga, określanego jako $f=0,25 \cdot \lambda$ /.

Zagadnieniem tym zajmowało się wielu autorów. Opracowane przez nich wzory służące do obliczania współczynnika λ podane są w dalszej części rozdziału. Zależności te, chociaż różnią się

między sobą formą zapisu, dają bardzo zbliżone wyniki w zakresie stosowanych w praktyce liczb Reynoldsa.

Wartość bezwymiarowego współczynnika tarcia - λ , zależy od wartości liczby Reynoldsa. Cały zakres występowania liczby Re podzielono na trzy obszary, różniące się zależnością

$\lambda = f/Re/$ w następujący sposób:

a/ obszar występowania ruchu laminarnego, ograniczony [43] krytyczną liczbą Reynoldsa $Re_{kr} = 2300$, w którym

$$\lambda = f/Re/$$

b/ obszar strefy przejściowej ruchu burzliwego

$$\lambda = f/Re, \frac{e_1}{d_1} /$$

gdzie:

e_1 - bezwzględna chropowatość przewodu [m],

d_1 - wewnętrzna średnica przewodu [m],

c/ obszar kwadratowej zależności ruchu burzliwego

$$\lambda = f/ \varepsilon' /$$

gdzie:

$\varepsilon' = \frac{e_1}{d_1}$ - względna chropowatość przewodu.

Dla ruchu laminarnego znana jest zależność uzyskana ze wzorów Hagen - Poiseuille'a i zweryfikowana doświadczalnie w postaci:

$$\lambda = 64 Re^{-1}$$

/74/

W ruchu burzliwym rozróżnia się przepływ przez rury hydraulicznie gładkie i hydraulicznie chropowate. W codziennej praktyce stosowane są z reguły rury hydraulicznie chropowate.

Jako technicznie gładkie można uznać jedynie rury ciągnięte bez szwu: mosiężne, miedziane oraz szklane, a w wyjątkowych przypadkach i ołowiane. Z punktu widzenia hydromechaniki, powierzchnię można uznać za gładką, jeżeli spełniona jest zależność [6]

$$\frac{e_1}{d_1} \leq \frac{30}{Re^{0,875}} \quad /75/$$

Dla przewodów o ściankach chropowatych zawsze:

$$\frac{e_1}{d_1} > \frac{30}{Re^{0,875}} \quad /76/$$

Stalowe rury, będące w handlu, mają chropowatość bezwzględna - e_1 w granicach 0,11 - 0,14 mm [45] .

Bezwymiarowy współczynnik tarcia - λ w rurach hydraulicznie gładkich można wyznaczyć, dla różnych zakresów liczby Reynoldsa strefy przejściowej, z następujących wzorów, proponowanych przez różnych autorów:

1/ w/g Blasiusa dla $2,3 \cdot 10^3 < Re \leq 3 \cdot 10^5$

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25} \quad /77/$$

2/ w/g Nikuradse - dla $10^5 \leq Re \leq 3,24 \cdot 10^6$

$$\lambda = 0,0032 + 0,22 Re^{-0,237} \quad /78/$$

3/ w/g Schillera - dla $Re \leq 2 \cdot 10^6$

$$\lambda = 0,0054 + 0,396 \cdot Re^{-0,3} \quad /79/$$

4/ w/g Filonienki - dla $5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 3,5 \cdot 10^6$

$$\lambda = 0,0042 + \frac{0,218}{Re^{0,25-2}} \quad /80/$$

5/ w/g Murina - dla $6 \cdot 10^6 \leq Re \leq 6 \cdot 10^5$

$$\lambda = 1,01 (\log Re)^{-2,5} \quad /81/$$

6/ w/g Konakowa - dla całego zakresu liczby Re

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,83 \log Re - 1,53 \quad /82/$$

7/ w/g Waldena - dla $3 \cdot 10^4 \leq Re \leq 3 \cdot 10^5$

$$\lambda = 0,43 \cdot Re^{-0,27} \quad /83/$$

8/ w/g Prandtla - dla $2,3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 3,4 \cdot 10^6$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \frac{Re}{\sqrt{\lambda}} - 0,8 \quad /84/$$

9/ w/g Leesa - dla $Re \leq 4,3 \cdot 10^5$

$$i \quad d_1 = 2,72 \div 53,1 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,0072 + 0,6105 \cdot Re^{-0,35} \quad /85/$$

10/ w/g Colebrooka dla $5 \cdot 10^3 < Re < 10^7$

$$\lambda = \left(1,8 \cdot \log \frac{Re}{7}\right)^{-2} \quad /86/$$

11/ w/g Kisina - Zaszanowicza

$$\text{dla } d_1 < 0,2 \text{ m i } Re > 2300$$

$$\lambda = 0,343 \cdot \epsilon^{-0,125} \cdot Re^{-0,17} \quad /87/$$

Dla przewodów hydraulicznie chropowatych, dla tej samej strefy przejściowej, stosowane są następujące wzory:

1/ w/g Nikuradse, dla jednorodnej chropowatości

tzw. piaskowej

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \log \frac{R}{e_1} + 1,74\right)^2} \quad /38/$$

2/ w/g Colebrooka i White'a

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{e_1}{3,72 d_1} \right) \quad /39/$$

3/ w/g Moody'ego

$$\lambda = 0,005 \left[1 + 10 \left(20 \cdot \varepsilon + \frac{10^3}{Re} \right)^{1/3} \right] \quad /90/$$

4/ w/g Waldena

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(6,1 \cdot Re^{-0,915} + 0,134 \cdot \varepsilon \right) \quad /91/$$

Dla obszaru kwadratowej zależności, która jest rozgraniczona ze strefą przejściową krzywą graniczną w postaci:

$$Re \cdot \frac{e_1}{d_1} \cdot \sqrt{\lambda} = 200$$

stosuje się wzór Colebrooka i White'a

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,72} \right) \quad / 92/$$

lub w postaci uproszczonej

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \left(3,72 \cdot \frac{1}{\varepsilon} \right) \cdot \quad /93/$$

Stosowane są również wzory przybliżone np.:

1/ w/g [45]

$$\lambda = 0,009 \cdot \frac{a}{\sqrt{d_1}} + \frac{0,0019}{\sqrt{d w_1}} \quad /94/$$

gdzie:

d_1 - średnica wewnętrzna rury [cm] ,

w - prędkość [m/s] ,

a - współczynnik dla rur gładkich = 0,005,
dla rur chropowatych = 0,012

2/ w/g Wasilewskiego W. [27] dla rur c.o.

dla $t_f = 82,5 [^{\circ}\text{C}]$ i $e_1 = 0,1 [\text{mm}]$.

$$R = 2,49 \cdot 10^{-13} \cdot G_w^{-1,93} \cdot d_1^{-5,12} \quad /95/$$

dla $t_f = 110 [^{\circ}\text{C}]$ i $e_1 = 0,2 [\text{mm}]$

$$R = 1,65 \cdot 10^{-13} \cdot G_w^{-1,96} \cdot d_1^{-5,205} \quad /96/$$

gdzie:

$$R = \frac{\lambda}{d_1} \cdot \frac{w^2 \cdot \gamma}{2g} \quad [\text{kG} / (\text{m}^2 \cdot \text{m})]$$

G_w - ilość czynnika [kG/h] ,

d_1 - średnica przewodu [m] .

3/ w/g Ecka

$$\lambda = \lambda_{\text{rur gładkich}} + 0,11 \cdot \lambda_{\text{rur gładkich}}^2 \cdot \text{Re} \cdot \varepsilon \quad /97/$$

4/ w/g Drew, Koo, Mc Adamsa dla rur handlowych gładkich:

miedzianych, aluminiowych i mosiężnych w zakresie

$$3 \cdot 10^3 < \text{Re} < 3 \cdot 10^6$$

$$f = 0,25 \cdot \lambda = 0,0014 + 0,125 \text{Re}^{-0,32} \pm 5\% \quad /98/$$

5/ w/g Mc Adamsa i Seltera dla chropowatych rur handlo-

wych - stalowych $\text{Re} > 2300$

$$f = 0,25 \cdot \lambda = 0,0035 + 0,264 \cdot \text{Re}^{-0,42} \pm 10\% \quad /99/$$

Analizę zależności bezwymiarowego współczynnika tarcia - λ dla całego zakresu występowania liczby Re podał Richter [29] zalecając stosowanie następujących wzorów dla poszczególnych rodzajów przepływów:

1/ dla przepływów laminarnych $Re < 2320$

$$\lambda = 64 \cdot Re^{-1} \quad /74/$$

2/ dla przepływów w strefie przejściowej $Re > 2320$

a/ rury hydrauliczne gładkie

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \frac{Re \cdot \sqrt{\lambda}}{2,51} \quad \text{w/g Karmana-Prandtla-Nikuradse/ /100/}$$

b/ rury hydrauliczne chropowate w/g Colebrooka White'a

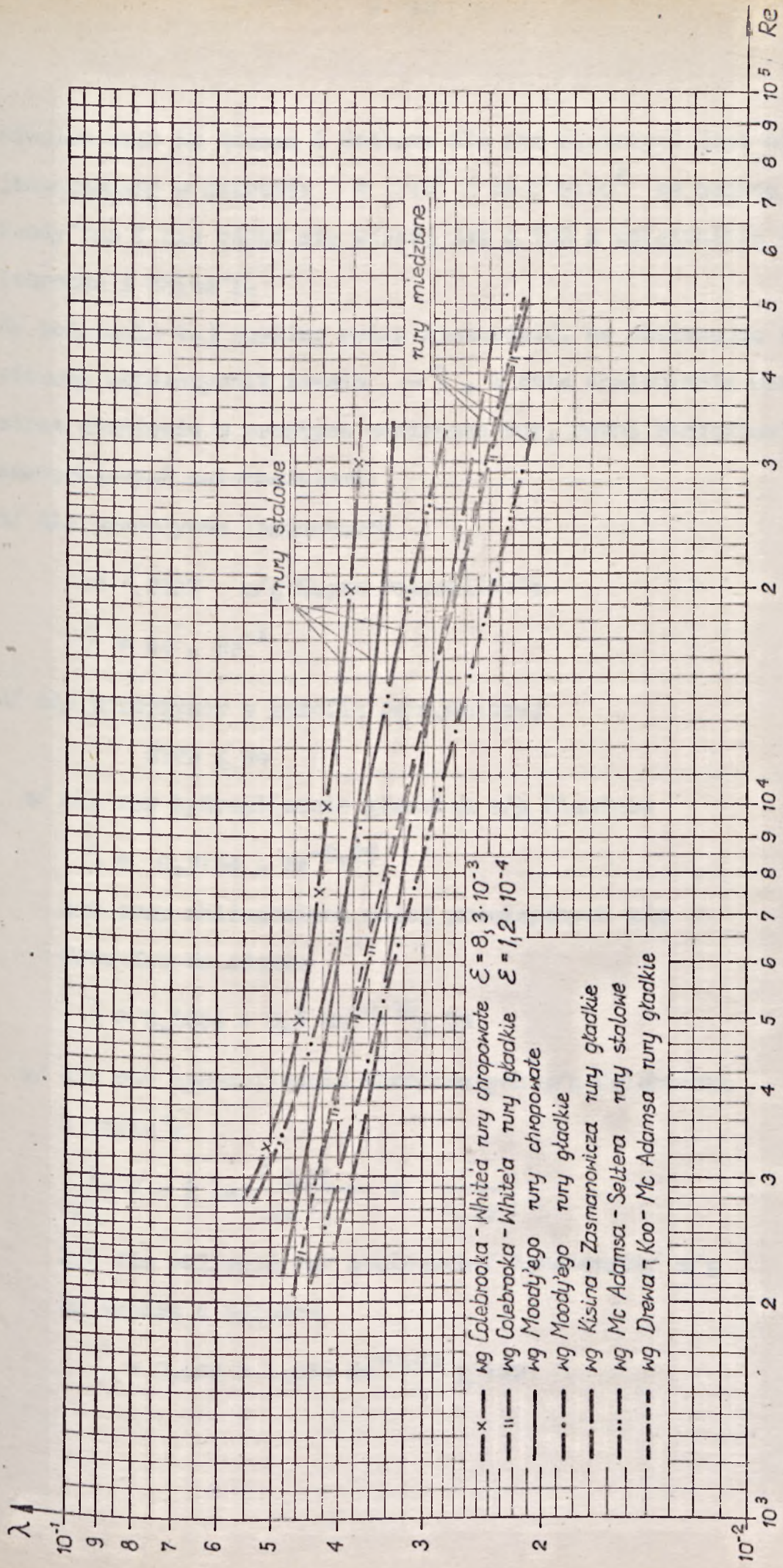
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\epsilon}{3,72} \right) \quad /92/$$

3/ dla przepływów burzliwych w strefie zależności kwadratowej dla rur chropowatych

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \left(3,72 \cdot \frac{1}{\epsilon} \right) \quad /93/$$

Podsumowując analizę wzorów proponowanych przez Richtera, należy stwierdzić, że stosowanie wzorów Karmana-Prandtla-Nikuradse oraz Colebrooka-White'a /strefa przejściowa/ jest bardzo uciążliwe ze względu na ich uwikłaną postać.

Porównanie tych wzorów z zależnościami proponowanymi, dla rur handlowych hydraulicznie gładkich i chropowatych, przez Drew-Koo-Mc Adamsa oraz Mc Adamsa-Seltera, przedstawiona na rys.4.1. Z rysunku wynika, że zależność Drew-Koo-Mc Adamsa dla rur miedzianych pokrywa się w całym rozpatrywanym zakresie liczby Re tj. dla, $2300 < Re < 5 \cdot 10^4$ ze wzorem Colebrooka i White'a.



Rys. 4.1 Porównanie współczynników λ (wg różnych autorów) dla przepływu wody wewnątrz rur.

Również wzór Mc Adamsa i Seltera dla rur stalowych jest niemal jednoznaczny w zakresie $5 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^4$ ze wzorem Moody'ego i nie różni się więcej jak o 10% z zależnością Colebrooka i White'a.

Na podstawie tej analizy można stwierdzić, że obliczając bezwymiarowy współczynnik tarcia λ , w celu znalezienia wartości strat ciśnienia w prostych odcinkach rur, można posługiwać się następującymi zależnościami:

a/ dla przepływów laminarnych

$Re < 2320$ w/g Hagen-Poiseuille'a

$$\lambda = 64 \cdot Re^{-1}$$

/74/

2/ dla przepływów w strefie przejściowej

$$2320 \leq Re$$

a/ dla rur hydraulicznie gładkich w/g Blasiusa

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$$

/77/

lub przy obliczeniach mniej precyzyjnych w/g

Drew-Koo-Mc Adamsa

$$\lambda = 0,0064 + 0,5 Re^{-0,32} \pm 5\%$$

/98/

b/ dla rur hydraulicznie chropowatych w/g Colebrooka

i White'a

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\epsilon}{3,72} \right)$$

/92/

lub dla obliczeń rur stalowych / handlowych/ w/g

Mc Adamsa i Seltera

$$\lambda = 0,014 + 1,056 Re^{-0,42} \pm 10\%$$

/99/

3/ dla przepływów w strefie zależności kwadratowej w/g Colebrooka i White'a

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \left(3,72 \cdot \frac{1}{\epsilon} \right)$$

/93/

4.1.2. Straty ciśnienia wywołane oporami miejscowymi

W wymienniku ciepła, jakim jest wodna nagrzewnica powietrza, straty ciśnienia wywoływane są również przez elementy konstrukcyjne takie jak: łuki, nagłe zwężenia przekroju, nagłe rozszerzenia przekroju, gwałtowne zmiany kierunku przepływu itp. i opisane są wzorem /71/. Obliczenie wielkości strat ciśnienia dla tych elementów związane jest z obliczeniem lub dobraniem wielkości współczynnika oporu miejscowego - ζ .

Istnieje szereg badań oraz opracowań teoretycznych dotyczących metod obliczeń współczynników oporów miejscowych.

W niniejszej pracy ograniczono się do następujących oporów miejscowych występujących w wodnych nagrzewnicach powietrza, a mianowicie do :

- 1/ łuków
- 2/ nagłych zmian przekroju:
 - a/ rozszerzeń
 - b/ zwężeń.

4.1.2.1. Współczynnik oporu miejscowego dla łuków

Współczynnik oporu miejscowego dla łuków I. Idelczik [15] proponuje rozpatrywać jako sumę wartości współczynnika tarcia o ścianki łuku - ζ_{tr} i współczynnika oporu miejscowego wywołane-

go zmianą kierunku przepływu - ξ_m :

$$\xi = \xi_{tr} + \xi_m \quad /101/$$

Dla łuków z rur hydraulicznie gładkich ($\epsilon' = 0$) przy $2 \cdot 10^5 < Re$, spełniona jest zależność (101), przy czym poszczególne składniki obliczane są z następujących wzorów:

$$\xi_{tr} = 0,0175 \frac{r}{d_1} \cdot \lambda \cdot \delta^\circ \quad /102/$$

gdzie:

r - promień łuku [m]

d_1 - wewnętrzna średnica rury [m]

λ - bezwymiarowy współczynnik tarcia

δ° - kąt łuku [w stopniach]

oraz

$$\xi_m = A_1 B_1 C_1 \quad /103/$$

gdzie:

A_1 - współczynnik uwzględniający kąt łuku.

Tablica 4.1.

δ°	< 70	90	≥ 100
A_1	$0,9 \cdot \sin \delta^\circ$	1.0	$0,7 + 0,35 \cdot \frac{\delta^\circ}{130}$

B_1 - współczynnik uwzględniający wielkość r/d_1

Tablica 4.2.

r/d_1	0,5 ÷ 1,0	$> 1,0$
B_1	$\frac{0,21}{\sqrt{r/d_1}}$	$\frac{0,21}{\sqrt{r/d_1}}$

C_1 - współczynnik uwzględniający stosunek boków łuku.

Dla rur i łuków o kwadratowym przekroju poprzecz-

nym $C_1 = 1,0$.

Dla łuków z rur hydraulicznie chropowatych i $Re > 10^4$, su-
maryczny współczynnik ξ , oblicza się w/g następującej zależnoś-
ci:

$$\xi = k_{\varepsilon} \cdot k_{Re} \cdot \xi_m + \xi_{tr} \quad /104/$$

gdzie:

ξ_m - w/g wzoru / 103/

ξ_{tr} - w/g wzoru /102/

k_{ε} - współczynnik zależny od Re i ε' liczony w/g za-
leżności zamieszczonej w tabelicy 4.3.

k_{Re} - współczynnik zależny od stosunku r/d_1 i Re
dobierany z tabelicy 4.4.

Tablica 4.3.

$$r/d_1 > 0,55$$

ε'	Re	
	$4 \cdot 10^4 + 2 \cdot 10^5$	$> 2 \cdot 10^5$
$0 + 0,001$	$\lambda_{\varepsilon'} / \lambda_g$	$1 + \varepsilon' \cdot 10^3$
$> 0,001$	$\sim 2,0$	$\sim 2,0$

$\lambda_{\varepsilon'} / \lambda_g$ - stosunek bezwymiarowych współczynników tarcia
rur chropowatych i gładkich przy danej wartoś-
ci Re .

k_{Re} - współczynnik zależny od stosunku r/d_1 i Re .

Tablica 4.4.

$$r/d_1 > 0,7$$

$Re \cdot 10^{-5}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,4	2,0	>2,0
k_{Re}	2,0	1,77	1,64	1,56	1,46	1,38	1,3	1,15	1,02	1,0

Weisbach [43] podał wzór określający współczynnik ξ dla łuków wykonanych z rur gładkich o kącie $\delta^\circ = 90^\circ$. Wzór ten jest słuszny i dla łuków o kącie $> 90^\circ$.

$$\xi = \left[0,131 + 0,163 \left(\frac{r}{d_1} \right)^{-3,5} \right] \cdot \frac{\delta^\circ}{90} \quad /105/$$

Również A. Hofmann i A. Wasilewski [43] oraz Recknagel [30] podają wartości współczynnika $\xi = f \left(\frac{r}{d_1} \right)$ niewiele odbiegające od wartości Weisbacha.

Tablica 4.5.

$$\delta^\circ = 90^\circ$$

r/d_1	w/g Weisbacha	w/g A. Hofmanna i A. Wasilewskiego		w/g Recknagla
	rury gładkie	rury gładkie	rury chromowane	rury chromowane
1	0,294	0,21	0,51	0,5
2	0,145	0,14	0,3	0,35
3	0,134	-	-	0,3
4	0,132	0,11	0,23	0,3
5	0,132	-	-	0,0

Weber [44] podał zależność $\xi = f\left(\frac{r}{d_1}\right)$ dla łuków giętych pod kątem 180° , uzyskaną w wyniku badań nad instalacjami ogrzewań płaszczyznowych:

$$\xi = \frac{d_1}{r} + \pi \cdot \lambda \cdot \frac{r}{d_1} \quad /106/$$

Dla rur handlowych stalowych, stosowanych w instalacjach c.o.

[27] można stosować wielkości współczynników oporów miejscowych dla łuków:

$$r/d_1 = 1,5 \quad \xi = 0,5 \cdot \frac{f^\circ}{90} \quad /107/$$

$$r/d_1 = 2,5 \quad \xi = 0,3 \cdot \frac{f^\circ}{90} \quad /108/$$

Reasumując, należy stwierdzić że wzory opisujące straty ciśnienia w łukach, mimo bardzo różnej formy dają niewiele różniące się od siebie wartości współczynników oporów miejscowych - ξ . Dla dokładnych obliczeń najbardziej przydatne są wzory podane przez Idelczika [15], uwzględniające straty ciśnienia na długości łuku, zmianę kierunku strumienia, charakter ruchu /zakres liczby Re/, chropowatość przewodu i bezwymiarowy współczynnik tarcia - λ . Dla obliczeń projektowych, wystarczającą dokładność uzyskać można stosując wzory proponowane przez Webera [44] i Weisbacha [43].

W niniejszej pracy, do dalszej analizy, przyjęto zależność /106/ podaną przez Webera [44].

4.1.2.2. Współczynnik oporu miejscowego dla nagłego rozszerzenia

Wartość współczynnika oporu miejscowego ξ obliczana jest w oparciu o wzór Bordy - Carnota i wynosi:

$$\xi = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 \quad /109/$$

gdzie:

F_2 - powierzchnia większego przekroju $[m^2]$

F_1 - powierzchnia mniejszego przekroju $[m^2]$

Rzeczywista strata energii przy gwałtownym rozszerzeniu jest nieco większa od obliczonej ze wzoru /109/ i dlatego zalecane jest wprowadzenie współczynnika poprawkowego $-k$, określonego na podstawie doświadczeń [43] dla zakresu średnic przewodu

$d_1 = 1,25 + 15 \text{ [cm]}$ i $F_2/F_1 = 2 + 12 :$

$$k = 1,025 + 0,0025 \frac{F_2}{F_1} - 0,0079 \cdot d_1 \quad /110/$$

a więc końcowa postać wzoru /109/ jest następująca:

$$\xi = k \cdot \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 \quad /111/$$

4.1.2.3. Współczynnik oporu miejscowego dla nagłego zwężenia

Współczynnik oporu miejscowego dla nagłego zwężenia najczęściej wylicza się ze wzoru Weisbacha [43], uwzględniający współczynnik kontrakcji /lub zwężenia/ $-\beta$, zależny od sposobu przejścia jednego przekroju w drugi od stosunku przekrojów

F_2/F_1 :

$$\xi = \xi_0 \left(\frac{1}{\beta} - 1 \right)^2 \quad /112/$$

gdzie:

$$\xi_0 = 0,04$$

Wartości współczynnika zwężenia, dla przewodów o ostrej krawędzi

przejścia jednego przekroju w drugi, w/g Weisbacha zamieszczono w tabelicy 4.6.

Tablica 4.6.

F_1/F_2	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
	0,61	0,62	0,632	0,65	0,673	0,70	0,73	0,77	1,0

Dla wlotów o ostrych krawędziach I. Idelczik [15] podaje następującą zależność:

$$\xi = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right) \quad /113/$$

oznaczenia jak we wzorze /109/.

W przypadku małych wielkości ilorazów F_1/F_2 dla dopływów do przewodu można przyjmować następujące wielkości współczynnika - ξ :

- a/ dla dopływu o ostrych krawędziach $\xi = 0,5$,
- b/ dla dopływu o lekko załamanych krawędziach $\xi = 0,35$,
- c/ dla dopływu o dużych zaokrągleniach $\xi = 0,1 + 0,06$.

Do dalszej analizy przyjęto zależność /113/ podaną przez I. Idelczika [15] .

4.1.3. Straty ciśnienia wywołane zmianą prędkości na skutek zmiany temperatury czynnika grzejącego wody.

W wodnych nagrzewnicach powietrza, woda, jako czynnik ogrzewający ochładzając się, zwiększa swoją gęstość. Zwiększenie gęstości wpływa na wzrost oporów przepływu wody przez węzłownicę nagrzewnicy. Zjawisko to ujęte jest ostatnim członem wzoru /73/.

$$\Delta p_w = \frac{w_2^2 \cdot \rho_2}{2} - \frac{w_1^2 \cdot \rho_1}{2} \quad [N/m^2] \quad /72/$$

Analizując poszczególne składniki tego wzoru, można stwierdzić że ostatni człon jest o kilka rzędów mniejszy od dwóch pozostałych. Można więc uznać go za pomijalnie mały.

Odniesienie obliczeń strat ciśnienia do średniej gęstości czynnika w wymienniku ciepła, niweluje w pewnym stopniu uproszczenie wynikające z pominięcia ostatniego członu wzoru /73/.

W praktyce, zgodnie z [25], określa się opory hydrauliczne wodnych nagrzewnic powietrza przy stałej temperaturze wody a więc i przy niezmiennącej się wielkości gęstości wody.

4.1.4. Wybór wzorów opisujących straty ciśnienia wody w nagrzewnicach powietrza.

Na podstawie przeprowadzonej analizy zależności opisujących straty ciśnienia wody przy przepływie przez węzownice nagrzewnicy powietrza, dla celów technicznej oceny wymienników ciepła zaproponowano następujące wzory:

1/ dla rur hydraulicznie chropowatych:

a/ przy nieznannej względnej chropowatości przewodu - ϵ' :

$$\Delta p_w = \frac{w^2 \cdot \rho}{2} \left\{ \frac{0,014 + 1,056 Re^{-0,42}}{d_1} 1+k \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 + 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right) + n \left[\frac{d_1}{r} + \frac{\pi \cdot r}{d_1} (0,014 + 1,056 Re^{-0,42}) \right] \right\}, \quad [N/m^2] \quad /114/$$

b/ przy znanej względnej chropowatości przewodu - ϵ' :

$$\Delta p_w = \frac{w^2 \cdot \rho}{2} \left\{ \frac{0,005 \left[1 + 10 \left(20 \cdot \xi' + \frac{1000}{Re} \right)^{1/3} \right]}{d_1} 1 + k \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 + \right. \\ \left. + 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right) + \frac{d_1 \cdot n}{r} + \pi \frac{r \cdot n}{d_1} \left\{ 0,005 \left[1 + 10 \left(20 \cdot \xi' + \frac{1000}{Re} \right)^{1/3} \right] \right\} \right\} \\ [N/m^2] \quad /115/$$

2/ dla rur hydraulicznie gładkich

$$\Delta p_w = \frac{w^2 \cdot \rho}{2} \left\{ \frac{0,0064 - 0,5 Re^{-0,32}}{d_1} 1 + k \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 + 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right) + \right. \\ \left. + 2n \left[0,131 + 0,163 \cdot \left(\frac{r}{d_1} \right)^{-3,5} \right] \right\} [N/m^2] \quad /116/$$

Powyższe zależności mimo uproszczonej formy wydają się wystarczająco dokładne dla celów porównawczych.

Bardzo rozwinięta, składnikowa forma wzorów /114, 115 i 116/ umożliwia analizę wpływu poszczególnych elementów decydujących o wielkości strat ciśnienia wody przy przepływie przez nagrzewnicę. Zastosowanie jej do analitycznej zależności wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy /64/ uniemożliwia jednak praktycznie korzystanie z ETO ze względu na zbyt duże i zbędne skomplikowanie obliczeń.

Ponieważ strata ciśnienia, według tych wzorów, jest funkcją prędkości a więc i masowego natężenia przepływu, przyjęto założenie, że dla konkretnego modelu nagrzewnicy powyższe zależności mogą być aproksymowane zgodnie z rozwiązaniami w rozdziale III zależnością potęgową w postaci:

$$\Delta p_w = c_w \cdot (m_w)^{a_w} [N/m^2] \quad /49/$$

w której współczynniki c_w i a_w należy ustalić doświadczalnie

W ten sposób rezygnuje się z ogólnej zależności teoretycznej na rzecz zależności szczegółowych, słusznych dla 1 typu szeregu. Ta sama droga postępowania przyjęta zostanie również w odniesieniu do Δp_p i Φ .

Każdy dowolny model nagrzewnicy powinien być opisany charakterystycznymi współczynnikami: c , a , b , c_w , $a_w^{c_p}$ i a_p , które w jednoznaczny sposób określają jego wszystkie własności hydrauliczne, aerodynamiczne i cieplne.

4.2. Analiza wzorów opisujących straty ciśnienia powietrza w wodnych nagrzewnicach.

Całkowite straty ciśnienia powietrza w wodnych nagrzewnicach, podobnie jak i dla wody, składają się z sumy następujących wielkości:

- a/ ze strat ciśnienia na dopływie, związanych ze zmianą przekroju przepływu czynnika,
- b/ ze strat ciśnienia związanych ze zmianą prędkości czynnika wskutek ogrzewania lub ochłodzenia,
- c/ ze strat ciśnienia spowodowanych tarciem oraz odrywaniem się warstwy przyściennej,
- d/ ze strat ciśnienia powstających na wypływie, spowodowanych zmianą przekroju przepływu.

Najistotniejszą część całkowitego oporu wymiennika stanowią straty ciśnienia związane z tarciem i oderwaniem się warstwy przyściennej, przy przepływie wzdłuż wymiennika ciepła.

Stosunkowa krótka droga przepływu powietrza przez nagrzewnicę utrudnia oddzielenie tych strat od strat, spowodowanych zmianą

Przy przepływie gazu przez pęczki rur ożebrowanych wzór /117/ ulega uproszczeniu, przy założeniu $K_s = 0$ i $K_e = 0$, do następującej postaci:

$$\Delta p_p = \frac{G^2 v_1}{2 \cdot g} \left[(1 + \zeta^2) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{F}{F_s} \cdot \frac{v_{gr}}{v_1} \right] \quad [\text{kg/m}^2] \quad /118/$$

W praktyce jest rzeczą bardzo trudną prawidłowe określenie współczynnika oporu f , zależnego od wymiarów geometrycznych rury i żebra, konfiguracji pęczka rur, prędkości i fizycznych parametrów płynu. Obecnie, najczęściej, określenie wielkości oporów aerodynamicznych odbywa się na drodze doświadczalnej przy założeniu stałej wartości gęstości płynu, podczas przepływu przez wył-
miennik.

Opór aerodynamiczny danego pęczka ożebrowanych rur można przedstawić jako zależność funkcyjną następujących zmiennych:

$$\Delta p_p = f(w, d_2, s, h, \delta_z, s_1, s_2, z_1, \mu, \rho) \quad /119/$$

gdzie:

- w - prędkość płynu [m/s],
- d_2 - zewnętrzna średnica rury [m],
- s - odstęp między osiami żeber [m],
- h - wysięg żebra [m],
- δ_z - grubość żebra [m],
- s_1 - poprzeczny odstęp między osiami rur [m],
- s_2 - podłużny odstęp między osiami rur [m],
- z_1 - ilość rzędów w podłużnym przekroju,
- μ - dynamiczny współczynnik lepkości [N.s/m²],
- ρ - gęstość płynu [kg/m³].

Wprowadzając do wyrażenia (119) bezwymiarowe kryteria podobieństwa i przyjmując dla parametrów ożebrowania stosunki h/d_2 i s/d_2 oraz dla konfiguracji pęczka rur - $a = s_1/d_2$ i $b = s_2/d_2$ otrzymuje się następującą ogólną zależność funkcyjną dla liczby Eulera:

$$Eu = \phi / Re, h/d_2, s/d_2, a, b, z_i / \quad /120/$$

Niektórzy autorzy podają wyniki badań w postaci analitycznej, przyjmując parametry płynu dla jego średniej temperatury a prędkość liczoną w najmniejszym przekroju /netto/.

Antufiew i Bielecki [2] sformułowali równania empiryczne dla pęczków rur ożebrowanych przy następujących założeniach:

- dla układu rur w szachownicy

$$a = b = 2 \quad 10^4 \leq Re \leq 6 \cdot 10^4$$

$$Eu = 1,35 \cdot z_i \cdot \left(\frac{h}{d_2}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{s}{d_2}\right)^{-0,72} \cdot Re^{-0,24} \quad /121/$$

$$a = b = 2 \quad 6 \cdot 10^4 \leq Re \leq 10^5$$

$$Eu = 0,098 \cdot z_i \cdot \left(\frac{h}{d_2}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{s}{d_2}\right)^{-0,72} \quad /122/$$

dla zwartych pęczków rur /żebra stykające się/
w zakresie $10^4 \leq Re \leq 6 \cdot 10^4$

$$Eu = 0,99 \cdot z_i \cdot \left(\frac{s}{d_2}\right)^{-0,72} \cdot Re^{-0,24} \quad /123/$$

w zakresie $6 \cdot 10^4 \leq Re \leq 10^5$

$$Eu = 0,085 \cdot z_i \cdot \left(\frac{s}{d_2}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{s}{d_2}\right)^{-0,72} \quad /124/$$

- dla układu rur szeregowego

$$a = b = 2$$

$$Eu = 0,094 \cdot z_i \cdot \left(\frac{h}{d_2}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{s}{d_2}\right)^{-0,58} \quad /125/$$

a dla zwartych pęczków

$$Eu = 0,085 \cdot z_i \cdot \left(\frac{h}{d_2}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{s}{d_2}\right)^{-0,58} \quad /126/$$

Inni autorzy przedstawiają wyniki swych eksperymentów, dla określonej konfiguracji pęczka rur i określonych parametrów geometrycznych ożebrowania, w postaci kryterialnej:

$$Eu = k \cdot Re^{-F} \quad /127/$$

Kays i London [17] swoje wyniki badań podali w postaci graficznej, przedstawiając szereg wykresów wartości współczynnika oporu f w funkcji liczby Re :

$$f = c \cdot Re^{-n} \quad /128/$$

Bierman [36] podał ogólny wzór dla rur aluminiowych, których średnica rury $d = 12,3$ [mm], średnica żebra $D = 25,6$ [mm], ilość żeber 286 [szt/mb] i grubość żeber $\delta = 1,05$ [mm] w następującej formie:

$$Eu = 17,3 \cdot Re^{-0,2} \quad /129/$$

Stasiulewicz i Skrinska w swojej pracy [37] przedstawili analizę doświadczalnych wyników 21 pęczków rur, w których zmie-

niali geometryczne parametry ożebrowania i ułożenie rur w pęczku.

Dla każdego numeru pęczka rur podali analityczną zależność w postaci kryterialnej $Eu = k \cdot Re^{-F}$ oraz graficzny wykres

$Eu = f / Re/$. Na podstawie analizy graficznych wykresów autorzy

[37] zauważyli, że zależność $Eu = f/Re/$ jest malejąca dla

wszystkich badanych przypadków do wartości $Re \leq (6 \div 19) \cdot 10^4$.

Dla większych wartości Re opór pęczka rur jest wartością stałą.

Przejście w obszar, w którym opór jest wartością stałą i niezależ-

ną od Re , jest szybsze dla pęczków rur o mniejszej średnicy i

przy bardziej spoiastej konfiguracji, wyrażającej się stosunkiem

$$a/b < 1,7 .$$

Wynikiem badań [37] było sformułowanie kryterialnych zależno-

ści dla zakresu $d_2 = 23 + 32 [mm]$, $a = 2,17 + 4,13$, $b = 1,27 +$

$+ 2,14$, $s = 4 + 8 [mm]$, $h = 4 + 13,5 [mm]$ i liczby Re

od 10^4 do 10^5 :

$$Eu = \frac{6,55 \cdot \left(1 - \frac{s}{d_2}\right)^{1,8} \cdot Re^{-0,25}}{a^{0,55} \cdot b^{0,5} \cdot \left(1 - \frac{h}{d_2}\right)^{1,4}} \cdot z_i \pm 20 \% \quad /130/$$

i od 10^5 do 10^6 :

$$Eu = \frac{0,37 \cdot \left(1 - \frac{s}{d_2}\right)^{1,8}}{a^{0,55} \cdot b^{0,5} \cdot \left(1 - \frac{h}{d_2}\right)^{1,4}} \cdot z_i \pm 13 \% \quad /131/$$

J.Vampola [46] proponuje obliczenie oporu przepływu powietrza przez ożebrowane pęczki rur ze wzoru:

$$\Delta p_p = \xi \cdot z_i \frac{m_p^2}{2 \rho \dot{v}_r} + 2 \left(\frac{m_{p1}^2}{2 \rho_1} - \frac{m_{p2}^2}{2 \rho_2} \right) \quad [N/m^2] \quad /132/$$

Na podstawie prac własnych i analizy prac innych autorów uogólnił on wzory dla szerokiego zakresu parametrów geometrycznych ożebrowania i konfiguracji pęczka rur, podając analityczne zależności z dokładnością $\pm 20\%$.

Analizę przeprowadził on dla układu rur szachownicowego w zakresie $Re=10^3 \div 10^5, d_e = 16,2 \div 34[mm], \frac{s_1-d_2}{d_2} = 0,48 \div 1,64$ i

$$\left(\frac{s_1-d_2}{s-d_2} + 1 \right) = 4,34 \div 25,2 \quad \text{i opracował zależność}$$

$$\xi = f / Re, d_2, s_1, s, \delta, d_e /:$$

1/ dla gładkich żeber

$$\xi = 1,463 \cdot Re^{-0,245} \cdot \left(\frac{s_1-d_2}{s-d_2} + 1 \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{s_1-d_2}{d_2} \right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{d_e}{d_2} \right)^{0,9} \quad /133/$$

2/ dla sfalowanych żeber:

$$\xi = 1,075 \cdot Re^{-0,112} \cdot \left(\frac{s_1-d_2}{s-d_2} + 1 \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{s_1-d_2}{d_2} \right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{d_e}{d_2} \right)^{0,9} \quad /134/$$

Dla układu rur korytarzowego zakres parametrów geometrycznych ożebrowania był następujący:

$$d_e = 22,4 \div 161 [mm], \frac{s_1-d_2}{d_2} = 0,72 \div 1,86,$$

$$\frac{s_1-d_2}{s-d_2} + 1 = 2,1 \div 29,2 :$$

$$\xi = 0,72 \operatorname{Re}^{-0,245} \left(\frac{s_1 - d_2}{s - d_2} + 2 \right)^{0,9} \left(\frac{s_1 - d_2}{d_2} \right)^{-0,9} \left(\frac{d_e}{d_2} \right)^{0,9} \left(\frac{s_1 - d_2}{s_2 - d_2} \right)^{-0,1}$$

/135/

Srednica równoważna - d_e określana była w/g [13]:

$$d_e = \frac{F_r \cdot d_2 + F_z \cdot \sqrt{\frac{F_z}{2 \cdot n_z}}}{F_r + F_z} \quad [m] \quad /136/$$

gdzie:

F_r - powierzchnia rury $[m^2]$

d_2 - zewnętrzna średnica rury $[m]$

F_z - powierzchnia żeber $[m^2]$

n_z - ilość żeber $[m^2]$

Na podstawie analizowanych prac można stwierdzić, że straty ciśnienia przy przepływie powietrza przez pęczki ożebrowanych rur określone są, w przeważającej ilości, jedynie na podstawie badań empirycznych i przedstawiane w postaci analitycznej jako funkcja kilku zmiennych określających geometryczne parametry ożebrowania i konfiguracji pęczka rur (120) lub w postaci kryterialnej (127) .

Pierwsza forma tej zależności, której przykładem są wzory /130, 131/, może być stosowana dla dużego zakresu zmiennych, dając wynik z dokładnością $\pm 20\%$.

Druga forma, której przykładem jest zależność (129) ,daje bardzo dokładne wyniki. Stosowana jednak może być tylko dla ściśle określonych parametrów geometrycznych pęczka rur.

W najnowszych publikacjach [39] można spotkać się z opisem strat ciśnienia, dla określonego modelu i wielkości nagrzew-

nicy, w postaci:

$$\Delta p_p = A \cdot n \cdot (w_p)^B \cdot \quad [N/m^2] \quad /137/$$

gdzie:

A, B - współczynniki formuły korelacyjnej,

n - ilość rzędów nagrzewnicy,

w_p - prędkość powietrza [m/s].

Zależność (137) jest bardzo zbliżona do zaproponowanej, w rozdziale trzecim, potęgowej postaci strat ciśnienia powietrza.

Takie formy opisu strat ciśnienia powietrza (49) i (137) dla każdego modelu nagrzewnicy, uzupełnione graficznymi wykresami

$\Delta p_p = f(w_p)$ lub $\Delta p_p = f(m_p)$, są przystępne i łatwe do

wykorzystania przy ocenie wodnych nagrzewnic powietrza metodą

wskaznika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy oraz przy pro-

jektowaniu instalacji wentylacyjnych i klimatyzacyjnych.

ROZDZIAŁ V

Badanie oporów hydraulicznych i aerodynamicznych oraz mocy cieplnej wodnych nagrzewnic powietrza.

W celu porównania zaproponowanych potęgowych postaci wzorów opisujących opory hydrauliczne i aerodynamiczne ze stosowanymi wzorami analitycznymi, przeprowadzono badania oporów hydraulicznych i aerodynamicznych oraz mocy cieplnej wybranych modeli wodnych nagrzewnic powietrza.

Badania zostały przeprowadzone na stanowiskach pomiarowych, zbudowanych w tym celu w pomieszczeniach laboratoryjnych Instytutu Ogrzewnictwa i Wentylacji Politechniki Warszawskiej.

5.1. Stanowiska pomiarowe

Zbudowano dwa stanowiska pomiarowe:

- a/ stanowisko nr 1 do badań nagrzewnic, których powierzchnia czołowa nie przekraczała $0,15 [m^2]$. Badano na nim nagrzewnice oznaczone numerami od 1 do 18.
- b/ stanowisko nr 2 do badań nagrzewnic o pow. $F_{br} > 0,15 [m^2]$, na którym wykonywano badania pozostałych nagrzewnic.

Przy budowie stanowisk pomiarowych uwzględniono możliwość wykonywania pomiarów sprawdzających za pomocą dodatkowych przyrządów. Pomiar temperatur wykonywano za pomocą termopar miedzi - konstantan / o indywidualnie wyznaczonych charakterystykach / i termometrów laboratoryjnych, posiadających indywidualne metryczki. Pomiar natężenia przepływu masy powietrza wykonywano za pomocą wzorcowanej kryzy pomiarowej i pierścienia Recknagla.

Pomiar natężenia przepływu masy wody wykonywano systemem wagowym i za pomocą elektronicznego turbinowego miernika przepływu TP 1.

Schemat stanowiska pomiarowego nr 1 przedstawiono na rys.5.1.

Powietrze zewnętrzne dopływało do badanej nagrzewnicy blaszanym przewodem o średnicy 200 [mm]. Wstępne ustalenie przepływu odbywało się za pomocą przesłon o różnym stopniu perforacji. Zmiany natężenia strumienia masy powietrza dokonywano przez stosowanie, po stronie tłocznej wentylatora, przesłon dławiących. Dla zapewnienia prawidłowych pomiarów natężenia strumienia masy powietrza i mocy cieplnej nagrzewnicy, odległość między kryzą pomiarową a dyfuzorem nagrzewnicy była większa od 10 średnic przewodu. Za konfuzorem nagrzewnicy punkty pomiarowe znajdowały się w odległości większej niż 5 średnic.

Dyfuzory użytego do budowy stanowiska posiadały kąt rozwarcia $< \text{od } 15^\circ$ a konfuzory kąt rozwarcia $< \text{od } 30^\circ$.

Przed nagrzewnicą umieszczono siatkę z tworzywa sztucznego oraz komorę wyrównawczą w celu uzyskania równomiernego rozkładu pola prędkości i temperatury strumienia powietrza. Za nagrzewnicą tą funkcję pełniły łopatki mieszające wraz z komorą wyrównawczą.

Zródłem ciepła czynnika grzejnego - wody - była miejska sieć ciepła a awaryjne źródło ciepła stanowił kocioł z elektrycznym grzejnikiem o regulowanej mocy.

Wszystkie podstawowe pomiary, jak pomiar temperatur oraz natężenia strumienia masy wody i powietrza mierzone były ręcznie. Na stanowisku pomiarowym zamontowany był dodatkowo zestaw urządzeń elektronicznych, rejestrujący automatycznie wielkości zmierzone miliwoltomierzem i drukujący je na taśmie perforowanej, którą moż-

na było wykorzystać do obliczeń na EMC Odra 1204 stosując, specjalnie opracowane do tego celu, programy w/g [35] .

Wszystkie przewody powietrzne izolowane były matami z wełny mineralnej i papieru falistego. W celu wyeliminowania wpływu promieniowania ścian i stropu laboratorium, izolacja owinięta była dodatkowo aluminiową folią.

Przewody wodne izolowane były filcem i bandażami z juty oraz owinięte również folią aluminiową.

Na stanowisku badawczym znajdowało się 10 następujących punktów pomiarowych:

1/ Punkt pomiarowy - 1p .

Pomiar temperatury powietrza wewnętrznego :

- termometr laboratoryjny rtęciowy - t_p , błąd pomiaru $\pm 0,2[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,
- termopara miedź-konstantan T_m , błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowana.

Ciśnienie barometryczne:

- barometr rtęciowy, błąd pomiaru $\pm 0,1[\text{mm Hg}]$.

2/ Punkt pomiarowy - 2p.

Pomiar temperatury powietrza zewnętrznego:

- termometr laboratoryjny rtęciowy, błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,
- termopara miedź-konstantan, błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowana.

3/ Punkt pomiarowy - 3p.

Pomiar temperatury powietrza w przewodzie:

- termometr laboratoryjny rtęciowy t_n^k , błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,

- termopara miedź - konstantan $T_p 23$, błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowana.

Pomiar strumienia masy powietrza:

- pierścień Recknagla, błąd pomiaru $\pm 1,0[\%]$, wzorcowany na stanowisku,
- kryza pomiarowa z pomiarem przytarczowym $\varnothing 180$ mm, błąd pomiaru $\pm 1,0[\%]$, wzorcowana na stanowisku.

4/ Punkt pomiarowy - 4p.

Pomiar temperatury powietrza przed nagrzewnicą:

- termometr laboratoryjny rtęciowy t_3 , błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,
- termopara miedź - konstantan $T_p 24$, błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowana.

5/ Punkt pomiarowy - 5p.

Pomiar temperatury powietrza przed i za nagrzewnicą:

- termometr laboratoryjny rtęciowy t_1 , błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,
- termopary miedź-konstantan $T_p 1 + 5$, błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowane, rejestrujące rozkład temperatur przed nagrzewnicą,
- termometr laboratoryjny rtęciowy t_2 , błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,
- termopary miedź-konstantan $T_p 6 + 21$, błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowane, rejestrujące rozkład temperatur za nagrzewnicą.

Pomiar oporów aerodynamicznych nagrzewnicy:

- mikromanometr Recknagla, błąd pomiaru $\pm 2,5[\%]$.

6/ Punkt pomiarowy - 6p.

Pomiar temperatur powietrza za nagrzewnicą:

- termometr laboratoryjny rtęciowy t_4 , błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,
- termopara miedź-konstantan T_p25 , błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowana.

Pomiar wilgotności powietrza:

- elektroniczny miernik wilgotności względnej firmy Negretti-Zambra, błąd pomiaru $\pm 1,0[\%]$,
- termometr laboratoryjny rtęciowy t_g , błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,
- termopara miedź-konstantan T_m28 , błąd pomiaru $\pm 0,05$, wzorcowana,
- termometr laboratoryjny rtęciowy t_m , błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,
- termopara miedź-konstantan T_m29 , błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowana.

7/ Punkt pomiarowy - 7p.

Pomiar temperatury powietrza obiegowego:

- termometr laboratoryjny rtęciowy, błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany.
- termopara miedź-konstantan, błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowana.

8/ Punkt pomiarowy - 1w.

Pomiar natężenia strumienia objętości wody:

- elektroniczny miernik przepływu TP-1, błąd pomiaru $\pm 1,0[\%]$, wzorcowany na stanowisku.

9/ Punkt pomiarowy - 2w.

Pomiar temperatury wody przed i za nagrzewnicą:

- termometr laboratoryjny rtęciowy t_{1w} , błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,
- termopara miedź-konstantan $T_m 26$, błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowana,
- termometr laboratoryjny rtęciowy t_{2w} , błąd pomiaru $\pm 0,1[^\circ\text{C}]$, wzorcowany,
- termopara miedź-konstantan $T_m 27$, błąd pomiaru $\pm 0,05[^\circ\text{C}]$, wzorcowana.

Pomiar oporów hydraulicznych nagrzewnicy:

- manometr rtęciowy U-rurkowy, błąd pomiaru $\pm 2,5[\%]$
- manometr wodny U-rurkowy, błąd pomiaru $\pm 5,0[\%]$

10/ Punkt pomiarowy - 3w.

Pomiar natężenia strumienia masy wody:

- metoda wagowa, błąd pomiaru $\pm 1,0[\%]$

Stanowisko badawcze nr 1 i przyrządy pomiarowe, wykorzystane w poszczególnych punktach pomiarowych, pokazane są na fotografiach od nr 1 do nr 5.

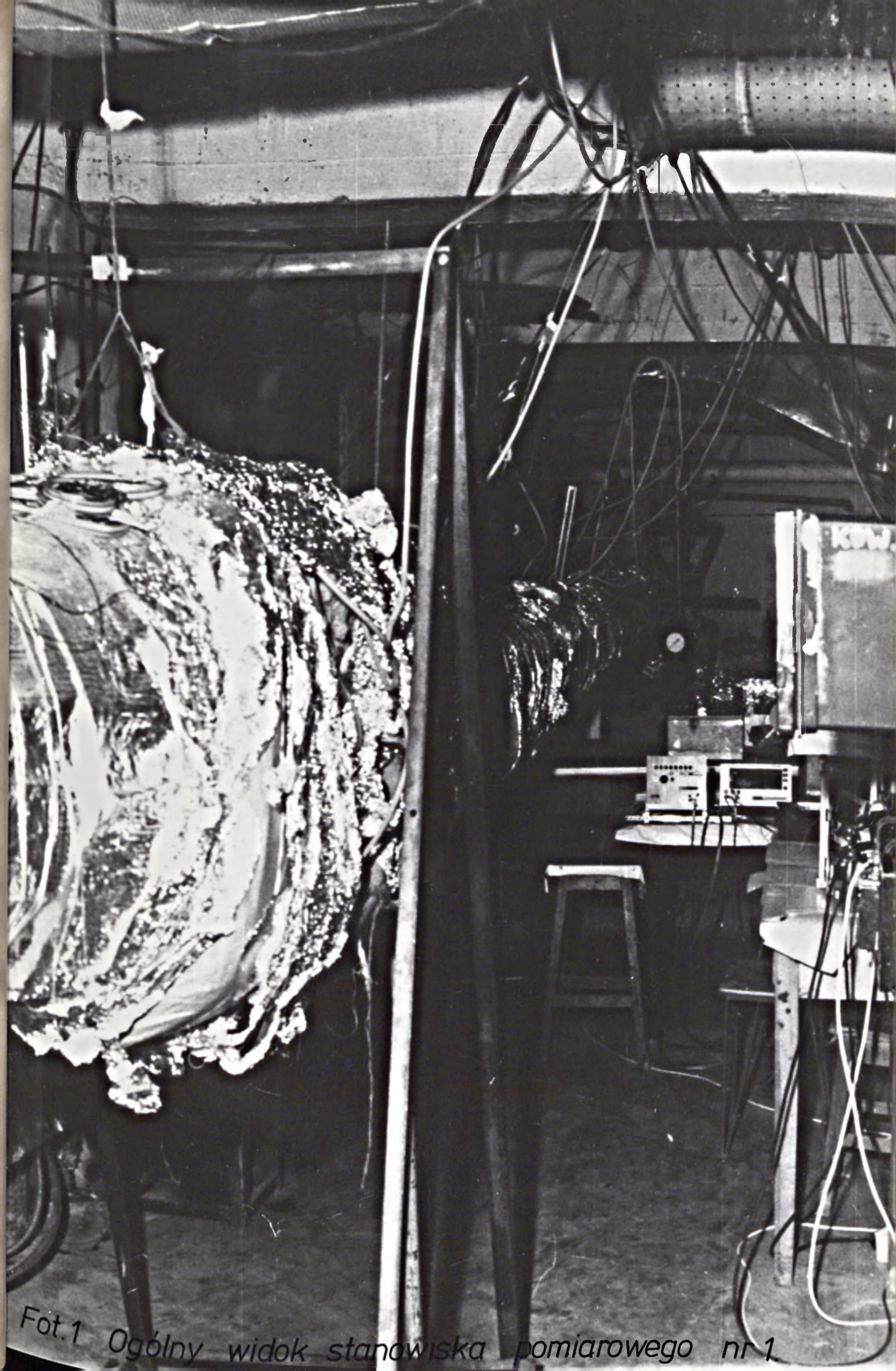
Fot. 1 - Ogólny widok stanowiska pomiarowego nr 1.

Fot. 2 - Zestaw przyrządów pomiarowych i rejestrujących

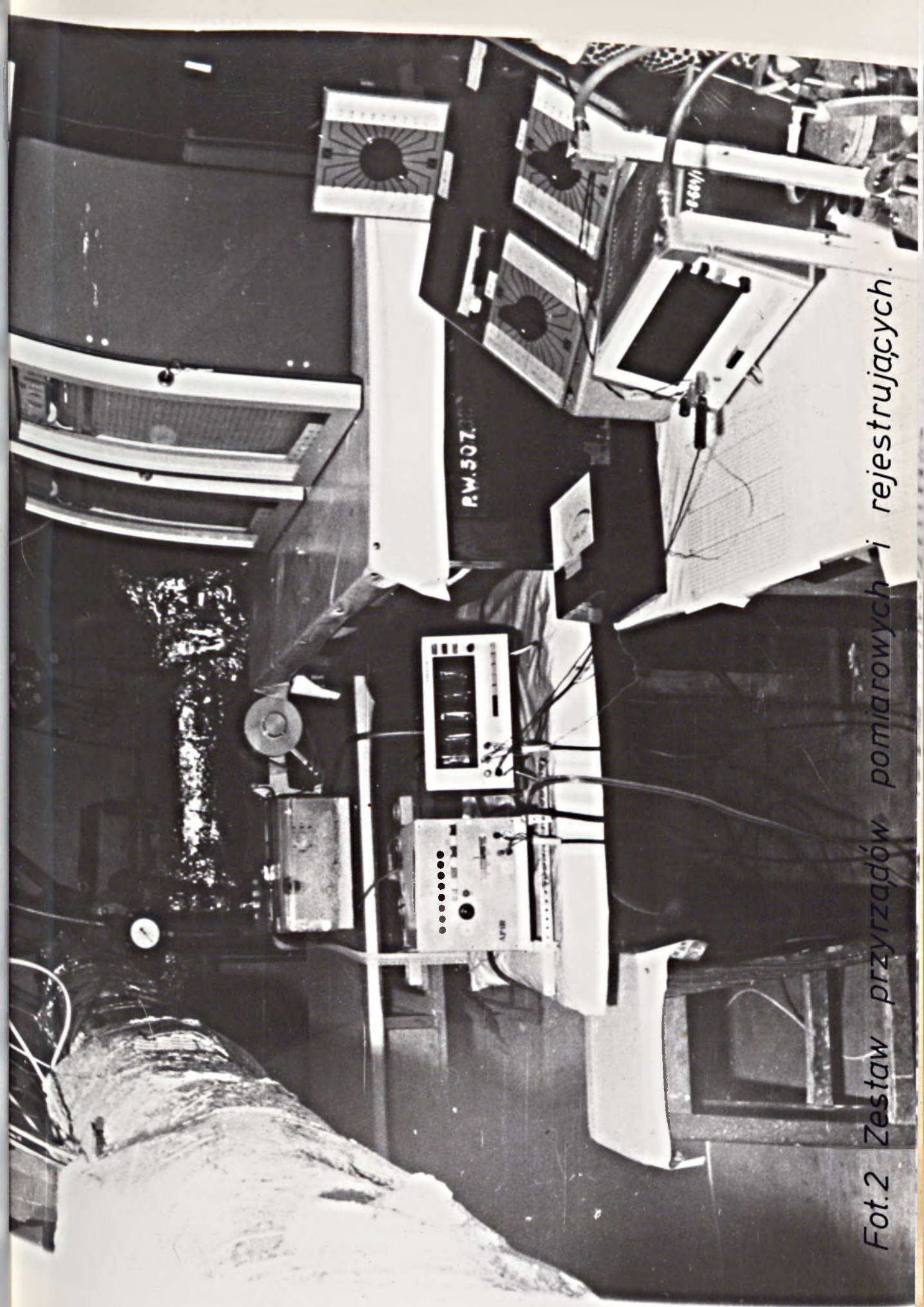
Fot. 3 - Zestaw przyrządów do pomiaru temperatury i ciśnienia

Fot. 4 - Zestaw przyrządów do automatycznej rejestracji pomiarów na taśmie papierowej

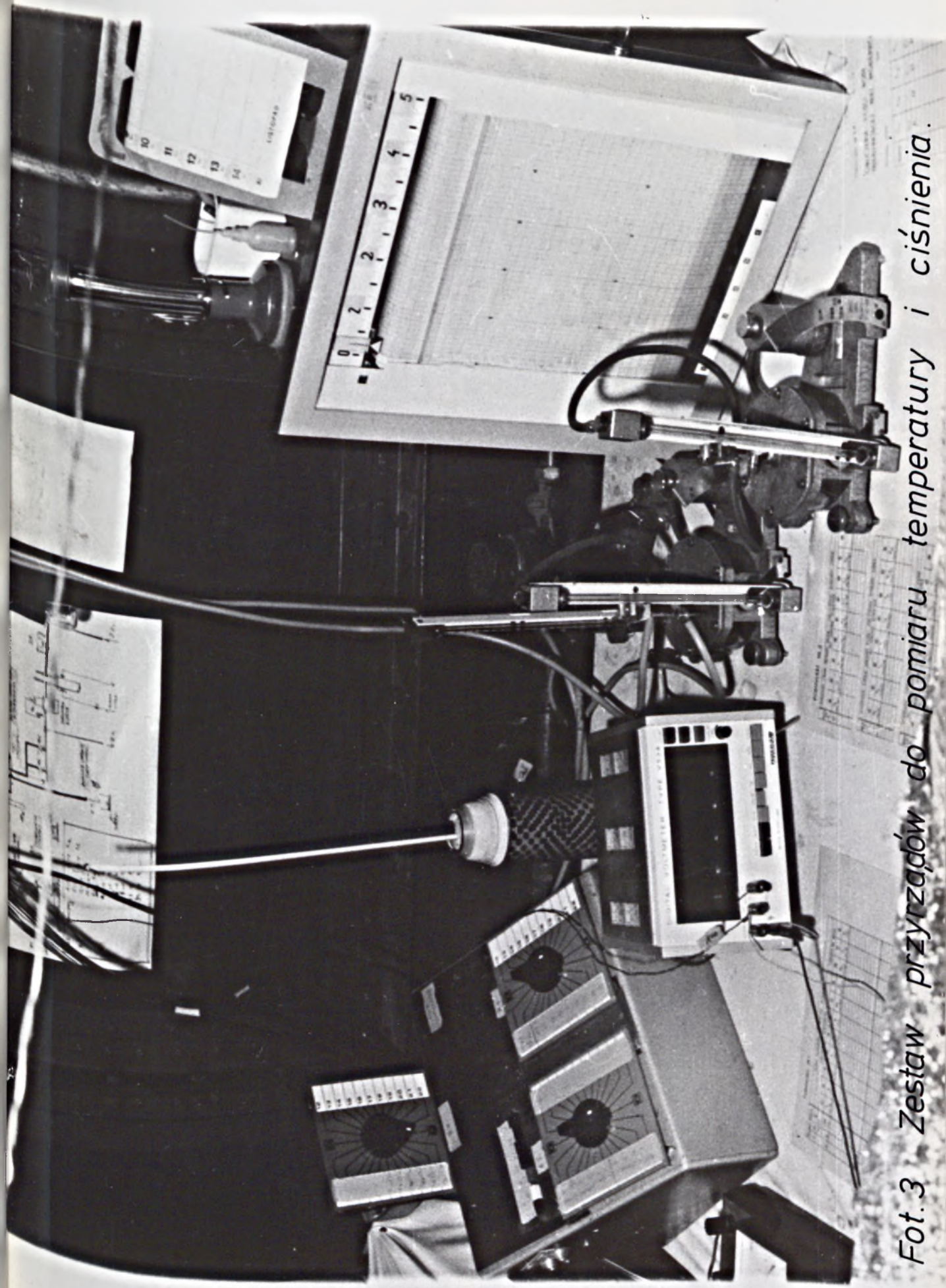
Fot. 5 - Przepływomierz turbinowy PT-1 do pomiaru strumienia objętości wody.



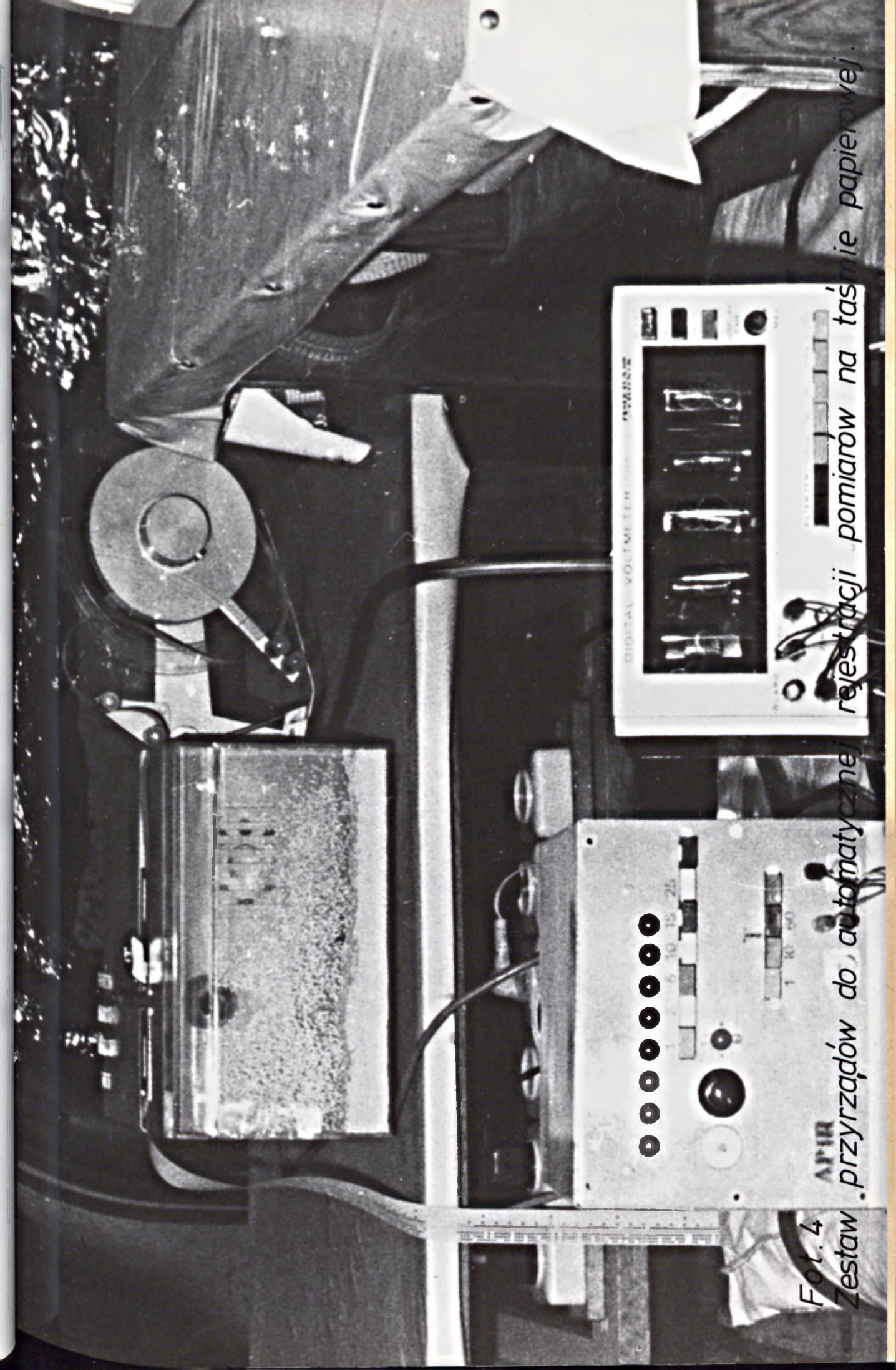
Fot.1 Ogólny widok stanowiska pomiarowego nr 1



Fot.2 Zestaw przyrządów pomiarowych i rejestrujących.



Fot. 3 Zestaw przyrządów do pomiaru temperatury i ciśnienia.

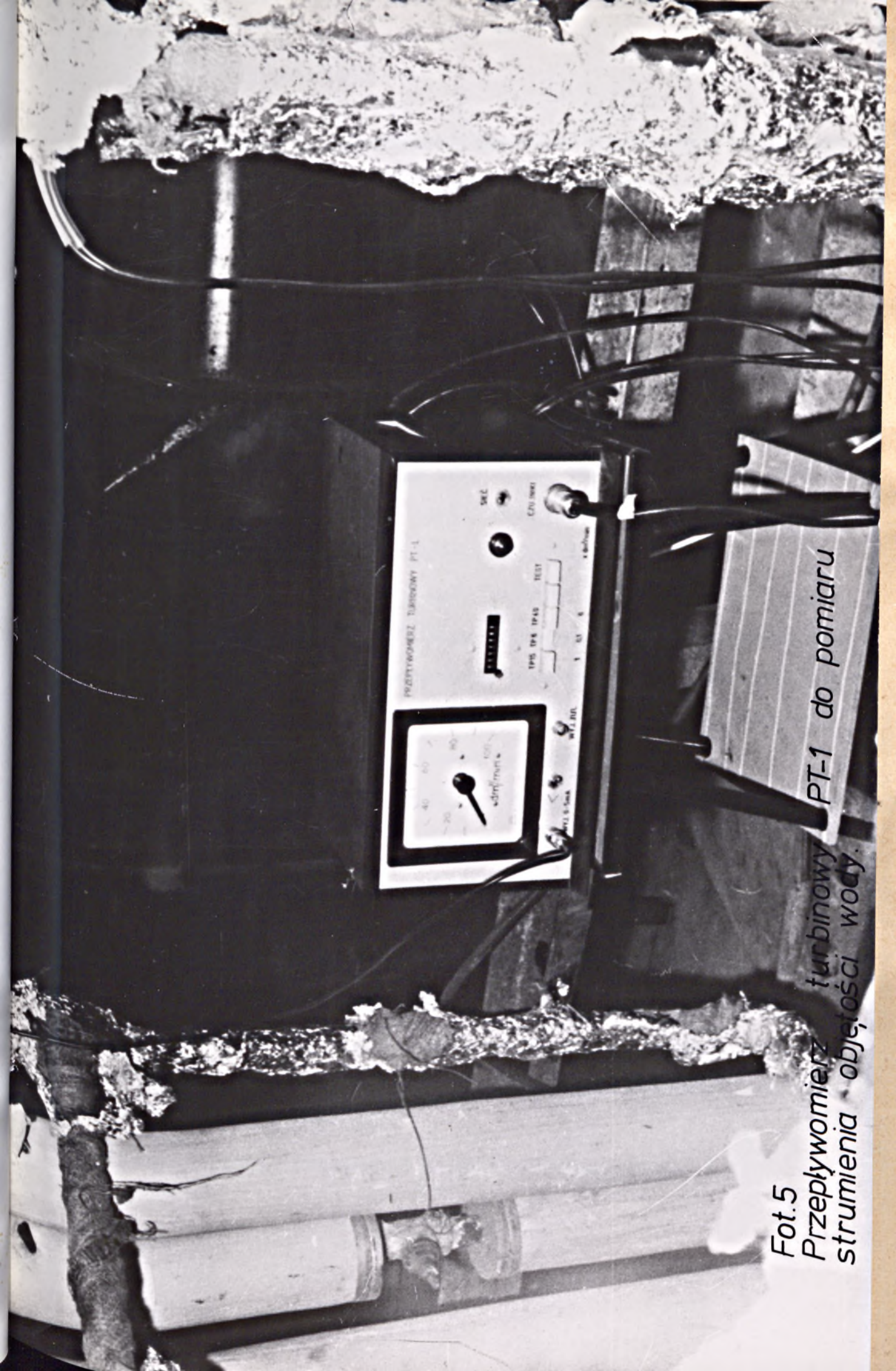


Fot. 4

Zestaw

przyrządów do automatycznej

rejestracji pomiarów na taśmie papierowej.



Fot. 5
Przepływomierz turbinowy PT-1 do pomiaru strumienia objętości wody.

Stanowisko pomiarowe nr 2 zbudowano w oparciu o stanowisko nr 1, wykorzystując wszystkie przyrządy do pomiaru temperatur i strumienia masy wody oraz powietrza, źródło ciepła, część instalacji wodnej i wentylacyjnej, doprowadzającej powietrze do badanych nagrzewnic. Ze względu na większe wymiary nagrzewnic i większe natężenie strumienia masy powietrza, zastosowano większy wentylator.

Budowę stanowiska pomiarowego nr 2 wykonano w oparciu o [3] i [23]. Schemat całego stanowiska pomiarowego nr 2 jest bardzo zbliżony do stanowiska nr 1. Punkty pomiarowe i sposób pomiaru parametrów wody nie uległy żadnej zmianie.

Nie uległ zmianie również sposób pomiaru temperatur powietrza. Pomiar strumienia masy powietrza wykonywany był przez pomiar różnicy ciśnień statycznych w komorze pomiarowej, posiadającej 3 dysze przepływowe o średnicy wylotu $\varnothing 160$ [mm]. Ciśnienie statyczne mierzono przy pomocy mikromanometrów Recknagla.

Schemat części stanowiska nr 2, gdzie odbywał się pomiar temperatur powietrza i wody przed i za nagrzewnicą oraz strumienia masy powietrza przedstawiono na rys.5-2.

Widok stanowiska nr 2 i zamontowanych na nim przyrządów pomiarowych przedstawiają fotografie od nr 6 do nr 9.

Fot. 6 - Ogólny widok stanowiska pomiarowego nr 2.

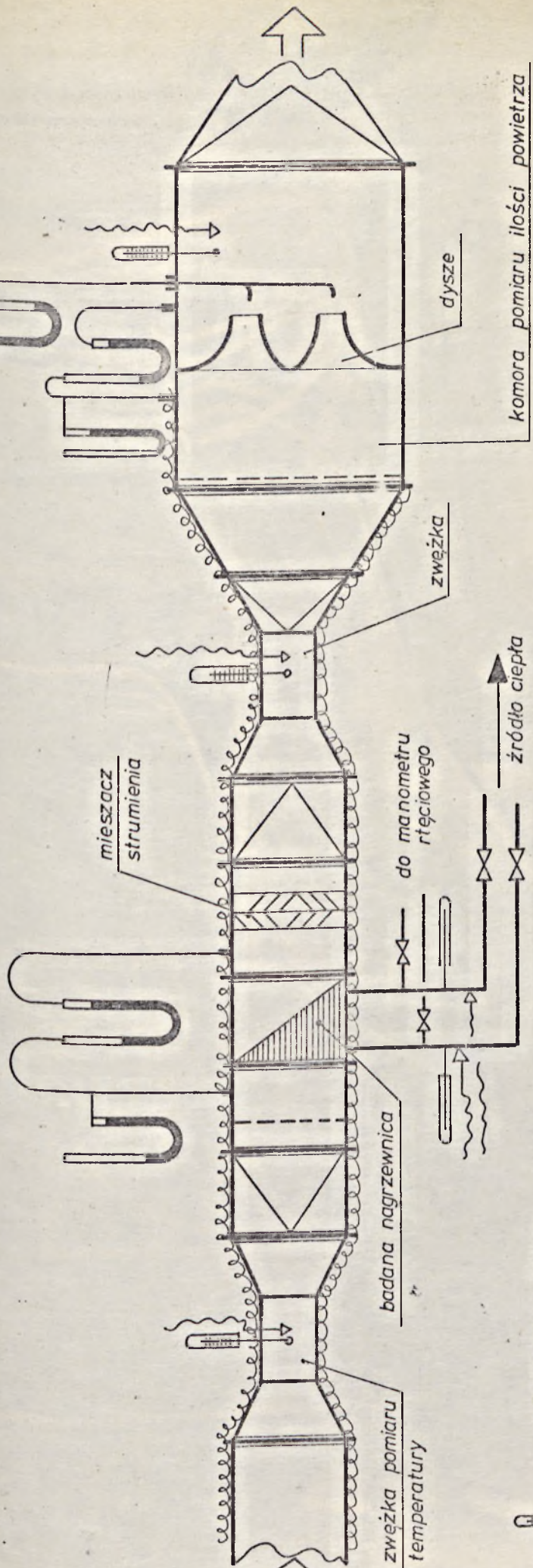
Fot. 7 - Komora do pomiaru strumienia masy powietrza.

Fot. 8 - Połączenie komory do pomiaru strumienia masy powietrza z wentylatorem.

Fot. 9 - Zestaw przyrządów pomiarowych stanowiska nr 2.

Pomiar ilości powietrza

Pomiar strat ciśnienia powietrza



— termometry rtęciowe

— termoelementy

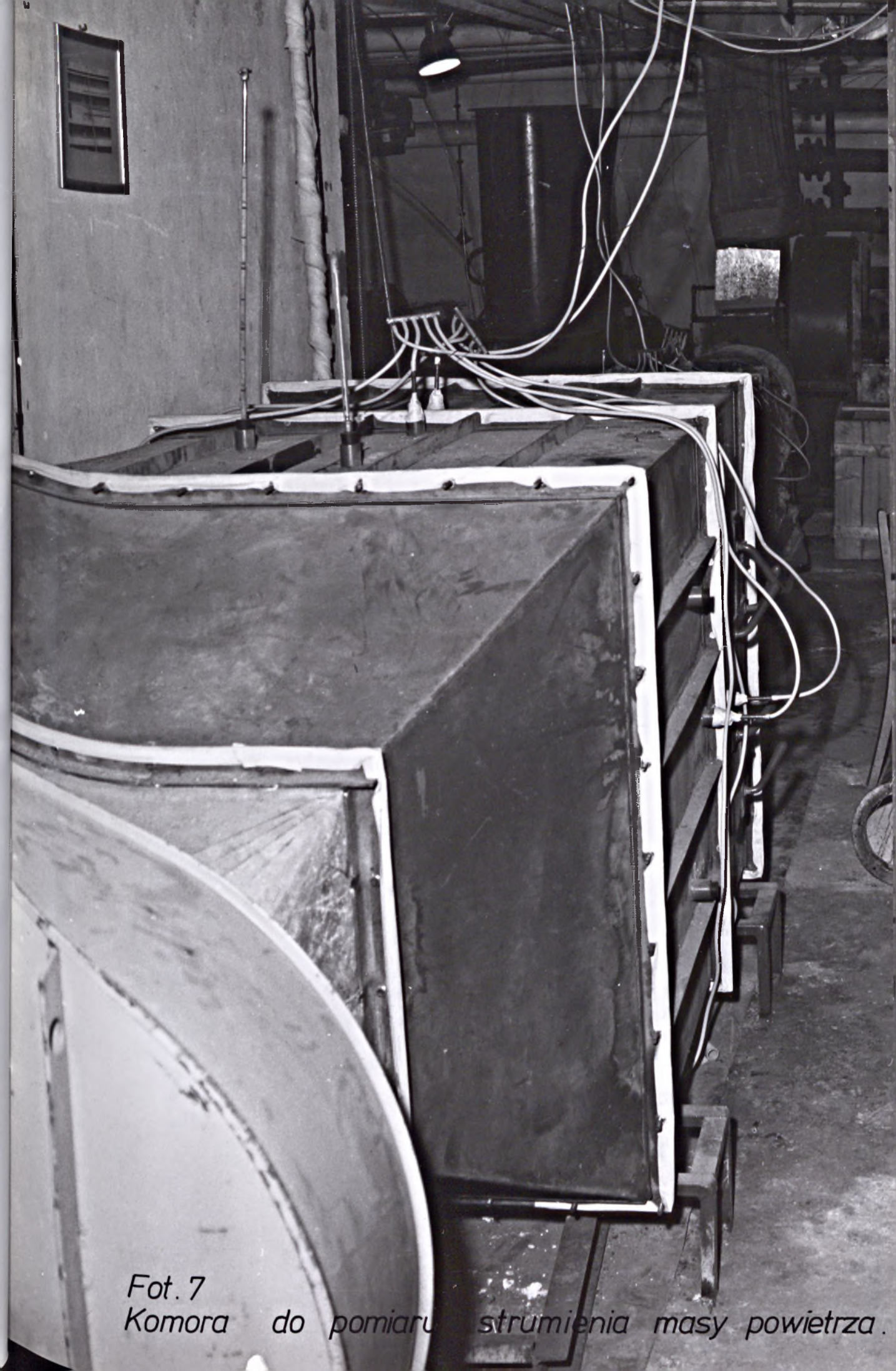
U — mikromanometry cieczowe

www — izolacja cieplna

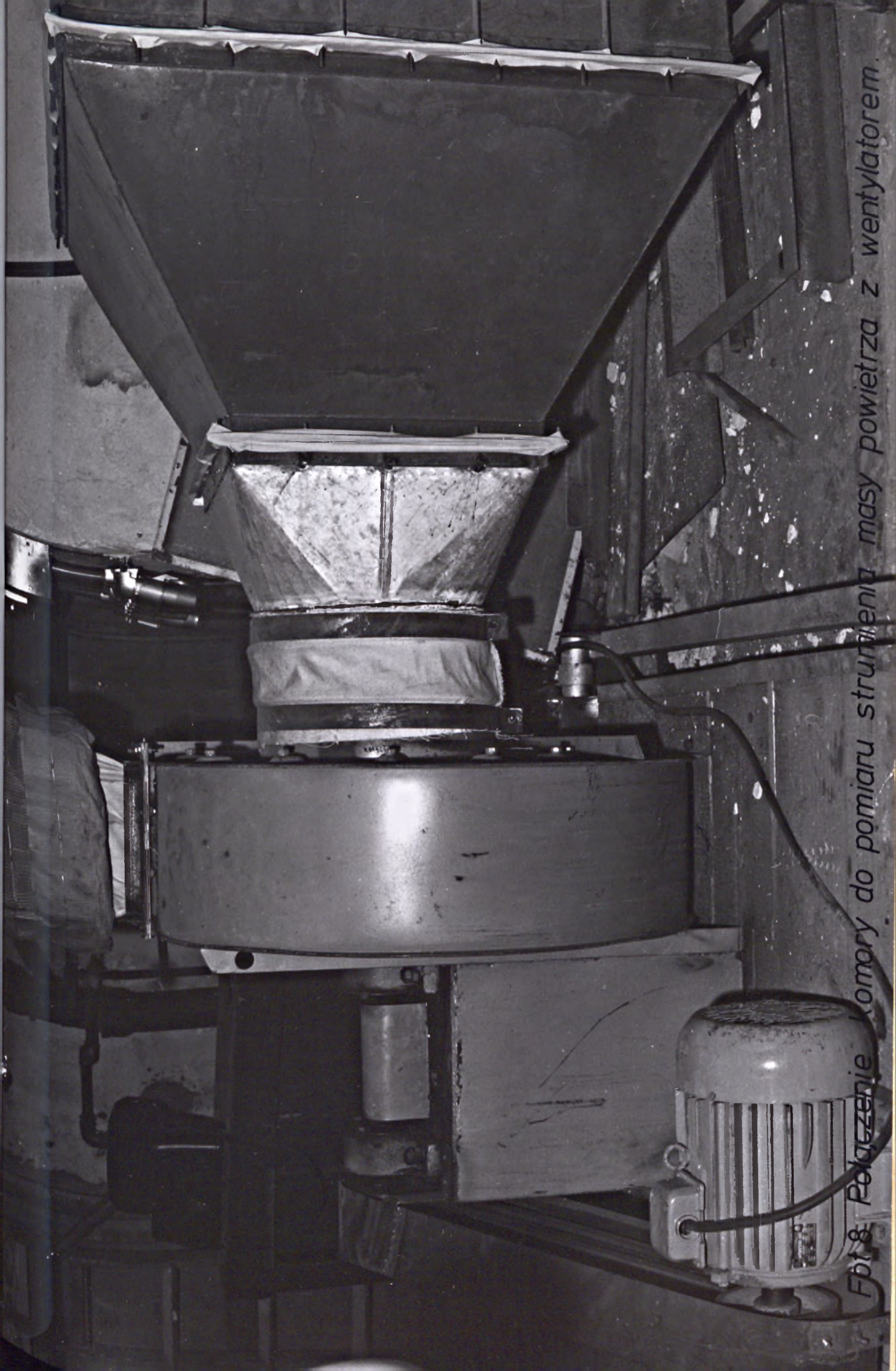
Rys. 5.2. Schemat stanowiska pomiarowego nr 2.



Fot. 6 Ogólny widok stanowiska pomiarowego nr 2.



*Fot. 7
Komora do pomiaru strumienia masy powietrza.*



Fot. 8. Półprzebieg komory do pomiaru strumienia masy powietrza z wentylatorem.



Fot. 9 Zestaw przyrządów pomiarowych stanowiska nr.2

Podobnie jak i na stanowisku nr 1, przewody doprowadzające powietrze do nagrzewnicy były izolowane matami z wełny mineralnej oraz papieru falistego i owinięte folią aluminiową.

Przewody wodne, na całej swojej długości, owinięte były filcem i bandażem z juty, a w celu zmniejszenia wpływu promieniowania zimnych powierzchni - folią aluminiową.

5.2. Metodyka pomiarów

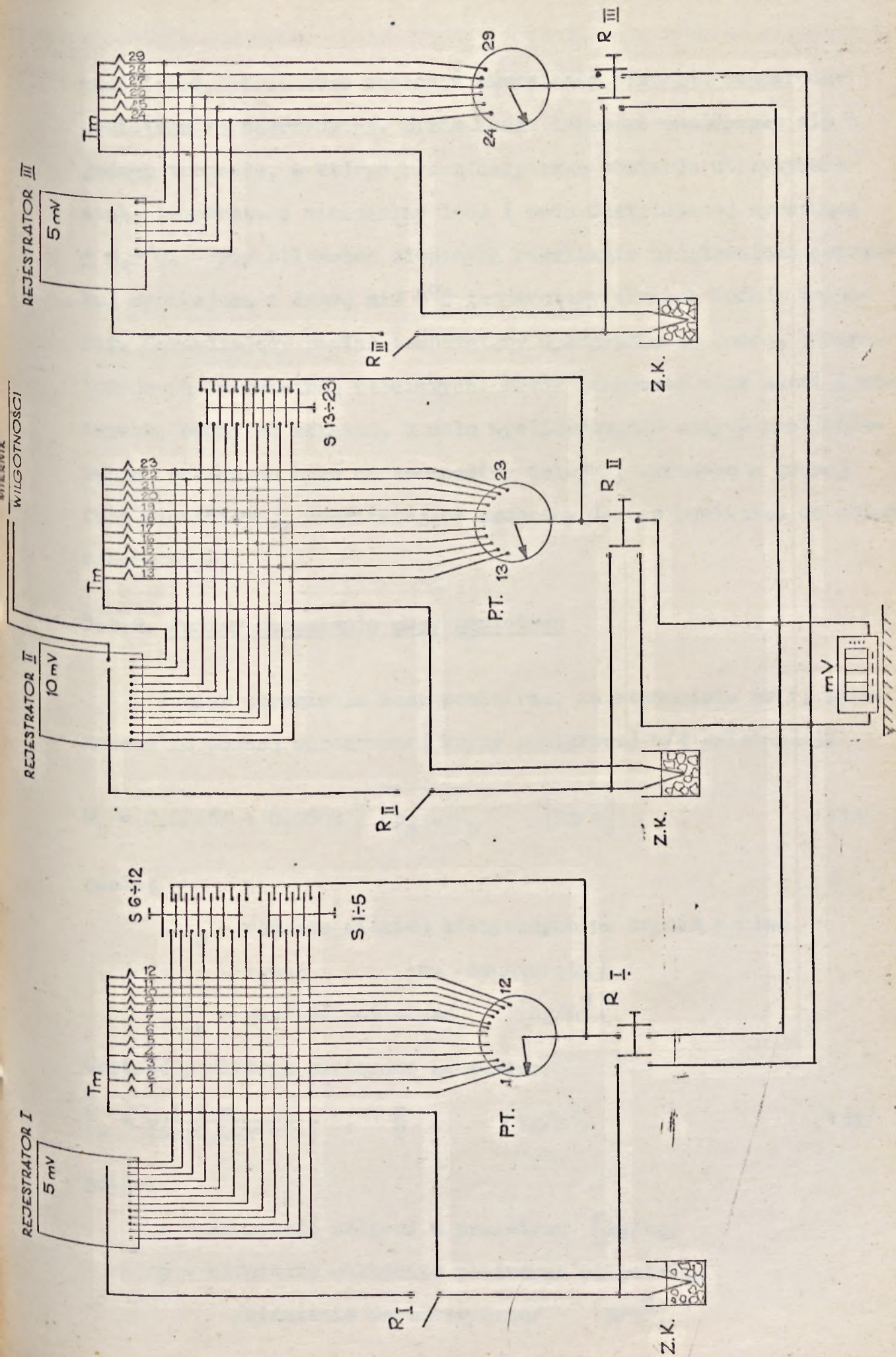
5.2.1. Pomiar temperatury powietrza

Temperaturę powietrza mierzono za pomocą termopar miedzianych konstantan. Wszystkie termopary przed pomiarami była wzorcowane w ultratermostacie i posiadały własne charakterystyki. Termopary połączone były z rejestratorami umożliwiającymi stwierdzenie stabilizacji cieplnej układu. Za warunki ustalonej wymiany ciepła przyjmowano taki stan, w którym w okresie serii pomiarowej, obejmującej 6 pomiarów, temperatury wody i powietrza różniły się od wartości średniej co najwyżej $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$.

Temperaturę powietrza przed nagrzewnicą mierzono za pomocą pięciu termopar oznaczonych numerami od 1 do 5. Schemat połączeń termopar pokazano na rys. 5-3.

Taki układ połączeń umożliwiał odczytywanie, na miliwoltomierzu cyfrowym, wartości sił termoelektrycznych poszczególnych termopar oraz wielkości uśrednionej.

Temperaturę powietrza za nagrzewnicą mierzono za pomocą termopar od nr 6 do nr 21. Termopary umocowane były do specjalnej siatki wykonanej z tworzywa sztucznego i tak rozmieszczone, aby



Rys. 5.3 Schemat połączeń elektrycznych termopar.

umożliwiały stosunkowo dokładne określenie rozkładu temperatur powietrza za nagrzewnicą. Zimne końce termopar znajdowały się w jednym termosie, w którym przez cały czas pomiarów utrzymywano stałą temperaturę mieszaniny lodu i wody destylowanej wynoszącą $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. Przy bilansach cieplnych nagrzewnic uwzględniono poprawkę, wynikającą z innej niż 0°C temperatury zimnych końców termopar. Sprawdzający pomiar temperatury wykonywano za pomocą laboratoryjnych termometrów rtęciowych. Każdy termometr miał atest i metryczkę odchyłek wskazań. W celu wyeliminowania wpływu promieniowania, nakładane były na termometry tulejki, wykonane z grubej folii aluminiowej, umożliwiające swobodny dostęp powietrza do zbiorniczka rtęci.

5.2.2. Pomiar strumienia masy powietrza

Pomiar strumienia masy powietrza, na stanowisku nr 1, wykonywano za pomocą wzrocowanej kryzy pomiarowej w/g zależności:

$$M_p = 0,00464 + 0,0608 \sqrt{\Delta p_s \cdot \rho_p} \quad [\text{kg/s}] \quad /138/$$

gdzie:

Δp_s - różnica ciśnień statycznych na kryzie pomiarowej [mm denaturatu]

ρ_p - gęstość powietrza [kg/m³]

Gęstość powietrza obliczano ze wzoru:

$$\rho_p = \frac{1 + x}{462(0,622 + x)} \cdot \frac{p}{T} \quad [\text{kg/m}^3] \quad /139/$$

gdzie:

x - zawartość wilgoci w powietrzu [kg/kg]

p - ciśnienie całkowite powietrza wilgotnego
/ciśnienie barometryczne/ [N/m²]

T - bezwzględna temperatura powietrza [K]

$$x = 0,622 \frac{p_w}{p - p_w} \quad [\text{kg/kg}] \quad /140/$$

p_w - ciśnienie cząstkowe pary wodnej w powietrzu wilgotnym [N/m²]

Pomiarem sprawdzającym był pomiar wykonywany za pomocą pierścienia Recknagla.

Na stanowisku pomiarowym nr 2, pomiar strumienia masy powietrza odbywał się w komorze pomiarowej. Strumień masy powietrza wyliczano w/g zależności:

$$M_p = 0,08032 \cdot i \cdot \sqrt{\Delta p_s \cdot \rho_p} \quad [\text{kg/s}] \quad /141/$$

gdzie:

i - ilość dysz pomiarowych w komorze pomiarowej [szt] przepływowych,
pozostałe oznaczenia jak we wzorach (138, 139 i 140) .

5.2.3. Pomiar wilgotności powietrza

Pomiar wilgotności powietrza wykonywano elektronicznym miernikiem wilgotności względnej firmy Negretti-Zambra o dokładności pomiaru wynoszącym 1,0%, montując czujnik bezpośrednio w przewodzie powietrza.

Pomiarem sprawdzającym był pomiar wilgotności względnej powietrza suchym i mokrym termometrem w/g zależności:

$$\varphi = \frac{p_w'' - A(t_s - t_w) p_b}{p_s''} \cdot 100 \quad [\%] \quad /142/$$

gdzie:

P''_w - ciśnienie nasycenia przy temperaturze wilgotnego termometru - t_w , $[N/m^2]$

P''_s - ciśnienie nasycenia przy temperaturze suchego termometru - t_s , $[N/m^2]$

P_0 - ciśnienie barometryczne, $[N/m^2]$

$(t_s - t_w)$ - różnica psychrometryczna, $[K]$

A - stała psychrometryczna przyjęta w/g [20] jako równa $A_w = 0,00066 [K^{-1}]$

5.2.4. Pomiar temperatury wody

Pomiar temperatury wody wykonywano termoparami miedź-konstantan nr 26 i nr 27 których czujniki umieszczone były wewnątrz przewodów doprowadzających czynnik grzejny do nagrzewnicy.

Pomiarem sprawdzającym był pomiar laboratoryjnymi termometrami rtęciowymi umieszczonymi w tulejach wypełnionych olejem.

5.2.6. Pomiar strumienia masy wody

Pomiar strumienia masy czynnika grzejjego - wody, wykonywano metodą pomiaru wagowego. Pomiarem sprawdzającym był pomiar za pomocą elektronicznego miernika przepływu TP-1. Przewody powrotne z nagrzewnicy w końcowym odcinku nie były izolowane, dzięki czemu czynnik grzejny nie wymagał dodatkowego ochłodzenia przed pomiarem wagowym.

5.2.6. Pomiar oporów hydraulicznych w wodnych nagrzewnicach powietrza

Opory hydrauliczne wodnych nagrzewnic powietrza mierzono w

warunkach izotermicznych, przy wyłączonym wentylatorze, różnicowym manometrem rtęciowym i wodnym.

Wykonywano 3 serie pomiarowe dla 10 + 15 przepływów w zakresie gęstości strumienia masy od 200 do 2000 $[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$.

Otrzymane wartości aproksymowano metodą najmniejszych kwadratów, za pomocą minikomputera "Tektronix -31" do postaci wzoru /49/:

$$\Delta p_w = c_w \cdot (\dot{m}_w)^{a_w} \quad [\text{N}/\text{m}^2]$$

Wyniki opracowano również w postaci graficznej, przedstawiając zależność wielkości oporów hydraulicznych w funkcji gęstości strumienia masy wody.

5.2.7. Pomiar oporów aerodynamicznych w wodnych nagrzewnicach powietrza

Straty energii ciśnienia powietrza przy przepływie przez nagrzewnice mierzono w warunkach izotermicznych tj. przy braku przepływu wody w rurkach nagrzewnicy, mikromanometrami Recknegla. Wykonywano kilka serii pomiarowych przy różnych temperaturach powietrza. W każdej serii pomiarowej zmieniano 6 ÷ 8 krotnie gęstość strumienia masy powietrza, poprzez zmianę położenia przepustnicy, w zakresie od 2 do 11 $[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$. Wyniki pomiarów aproksymowano metodą najmniejszych kwadratów, za pomocą minikomputera "Tektronix-31" do postaci wzoru /48/:

$$\Delta p_p = c_p \cdot (\dot{m}_p)^{a_p} \quad [\text{N}/\text{m}^2]$$

i opracowano w postaci graficznej, przedstawiając zależność wiel-

kości oporów aerodynamicznych w funkcji gęstości strumienia masy powietrza.

5.3. Obliczanie mocy cieplnej i współczynnika przenikania ciepła wodnych nagrzewnic powietrza ^{1/}

Obliczanie wydajności cieplnej wodnych nagrzewnic powietrza oparto na [3] i [23] .

Dla pomierzonych wartości średnich wyliczono:

a/ moc cieplną oddawaną przez wodę - \dot{Q}_w :

$$\dot{Q}_w = \dot{M}_w \cdot c_{ww} \cdot (t_{1w} - t_{2w}) \quad [\text{kW}] \quad /143/$$

gdzie:

- \dot{M}_w - natężenie przepływu masy wody, [kg/s]
- c_{ww} - ciepło właściwe wody, [kJ/ (kg.K)]
- t_{1w} - temperatura wody przed nagrzewnicą [K]
- t_{2w} - temperatura wody za nagrzewnicą, [K]

b/ moc cieplną pobraną przez powietrze - \dot{Q}_p :

$$\dot{Q}_p = \dot{M}_p \cdot c_{wp} (t_{2p} - t_{1p}) \quad [\text{kW}] \quad /144/$$

gdzie:

- \dot{M}_p - natężenie przepływu masy powietrza, [kg/s]
- c_{wp} - ciepło właściwe powietrza, [kJ/ (kg.K)]
- t_{2p} - temperatura powietrza za nagrzewnicą, [K]
- t_{1p} - temperatura powietrza przed nagrzewnicą, [K]

^{1/} Wyniki badań współczynnika przenikania ciepła wodnych nagrzewnic powietrza zaczerpnięto z zakończonej pracy doktorskiej K.Sosnowskiego [35] .

c/ średnią moc cieplną wymianianą przez powierzchnię nagrzewnicy:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_D + \dot{Q}_W}{2} \quad [\text{kW}] \quad /145/$$

W przypadku gdy spełniony był warunek

$$\left| \frac{\dot{Q}_D - \dot{Q}_W}{\dot{Q}} \right| \cdot 100 \% \leq 5 \%$$

uznawano, że pomiar wykonano z wystarczającą dokładnością uprawniającą do obliczeń współczynnika przenikania ciepła.

Współczynnik przenikania ciepła wyliczano ze wzoru:

$$K = \frac{\dot{Q}}{F \cdot \Delta t_s} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad /146/$$

gdzie:

F - powierzchnia wymiany ciepła, $[\text{m}^2]$

Δt_s - średnia krzyżoprądowa logarytmiczna różnica temperatur w/g $[33]$ $[\text{K}]$

\dot{Q} - średnia moc cieplna nagrzewnicy ze wzoru (145).

Obliczone wartości współczynnika przenikania ciepła umożliwiały obliczenie współczynników przejmowania ciepła po stronie powietrza - \mathcal{L}_p i równania kryterialnego w postaci:

$$Nu = a_1 (Re)^{b_1} \quad /147/$$

Znajomość współczynników a_1 i b_1 równania (147) umożliwiła z kolei obliczenie wartości współczynników przenikania ciepła - K dla innych warunków niż te, które były w trakcie pomiarów i w konsekwencji, przy użyciu specjalnie opracowanych programów na

EMC Odra 1204 [35], aproksymowanie współczynnika przenikania ciepła do postaci:

$$K = c \cdot (\dot{m}_w)^a \cdot (\dot{m}_p)^b \quad [W/(m^2K)] \quad /60/$$

w zakresie gęstości strumienia masy wody:

$$\dot{m}_w = 250 + 2000 \quad [kg/(m^2 \cdot s)]$$

i powietrza:

$$\dot{m}_p = 1,25 + 12,5 \quad [kg/(m^2 \cdot s)]$$

Ograniczenie zakresu aproksymacji dla gęstości strumienia masy wody od dołu, podyktowane było znacznymi zmianami wartości współczynnika K, spowodowanymi zmianą charakteru przepływu wewnątrz węzownicy, oraz możliwością zapowietrzania wymiennika ciepła.

Górna granica zakresu wynika z możliwości wypłukiwania materiału rur, co może być przyczyną szybszej korozji oraz nieefektywnym zwiększaniem strat energii związanych z przepływem przez węzownicę. Dla powietrza, dolna granica aproksymacji wynika z możliwości powstania uwarstwień temperatury za nagrzewnicą, górna zaś z możliwości zniszczenia delikatnej powierzchni wymiany ciepła.

Wartości współczynniki korelacji c, a i b dla aproksymowanych współczynników przenikania ciepła badanych nagrzewnic zaczerpnięto z pracy [35].

5.4. Opis badanych wodnych nagrzewnic powietrza

Badaniami objęto 20 nagrzewnic różniących się między sobą rodzajem zastosowanych materiałów, kształtem żeber, układem rur, odległościami między żebrami, technologią wykonania, ceną itp.

Dla łatwego zidentyfikowania poszczególnych nagrzewnic, oznaczono każdą nagrzewnicę symbolem określającym producenta i numerem.

Wszystkie badane nagrzewnice podzielono na 3 następujące grupy:

a/ Nagrzewnice z rur miedzianych z żebrami aluminiowymi, wywalcowanymi na rurze. Oznaczono je symbolem "KW AGH" i numerami 1, 2, 4 i 5 w zależności od układu rur i przepływu wody. Fot. 10.

Schemat elementu ożebrowanego pokazano na rys. 5.4. a schemat pakietu rur ożebrowanych na rys. 5.6 i 5.7.

b/ Nagrzewnice z rur stalowych z żebrami okrągłymi z taśmy stalowej, sfałdowanej u podstawy, nawijanej śrubowo.

Nagrzewnice te w celu poprawienia styku żeber z rurami i ochrony przed korozją cynkowano metodą zanurzeniową.

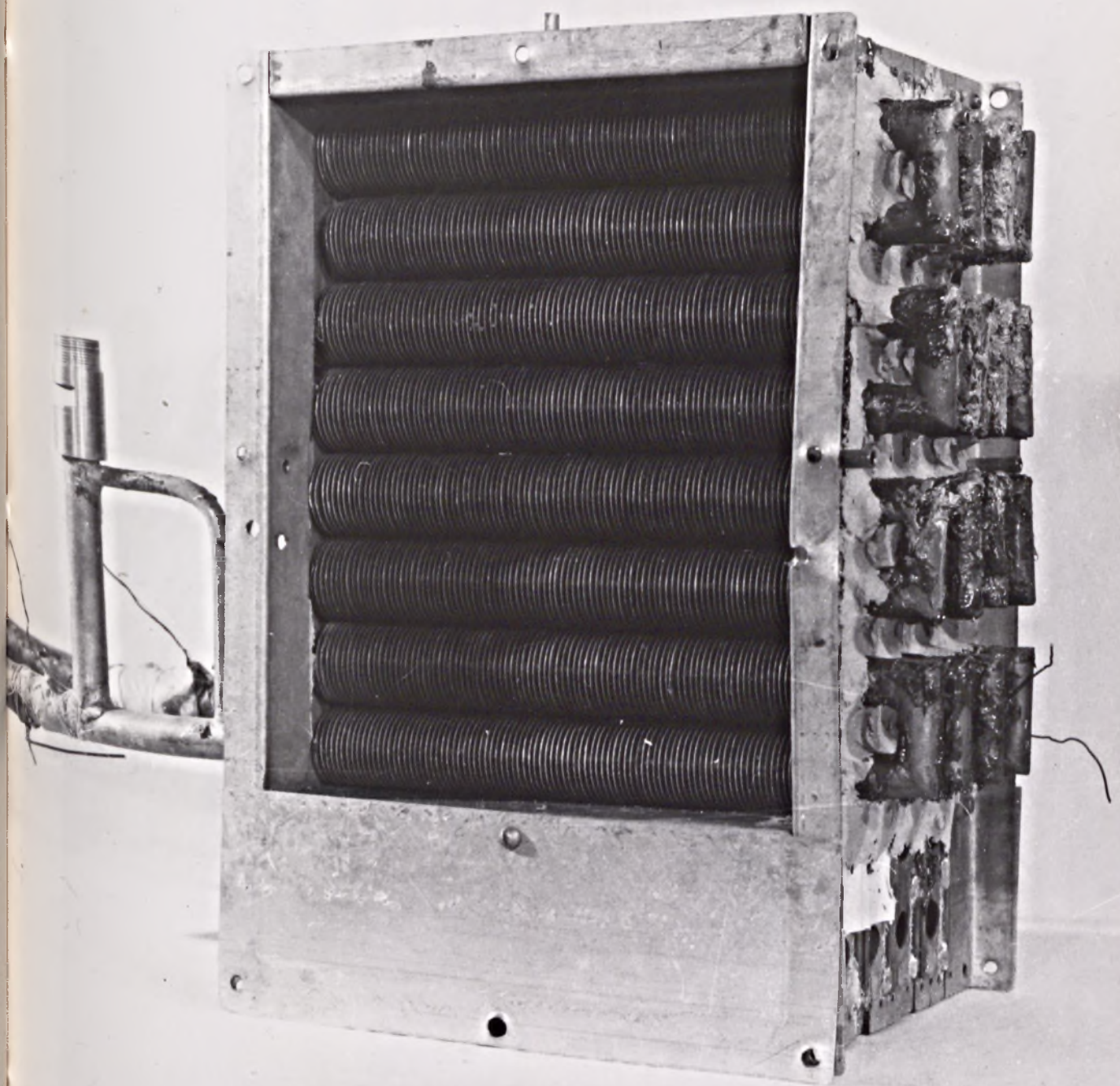
Konstrukcję wykonaną w szachownicowym układzie rur oznaczono symbolem "Termowent Radom" i numerem 3. Fot. 11 b.

Schemat elementu ożebrowanego przedstawia rys. 5.5 a schemat budowy pakieru rur ożebrowanych rys. 5.3.

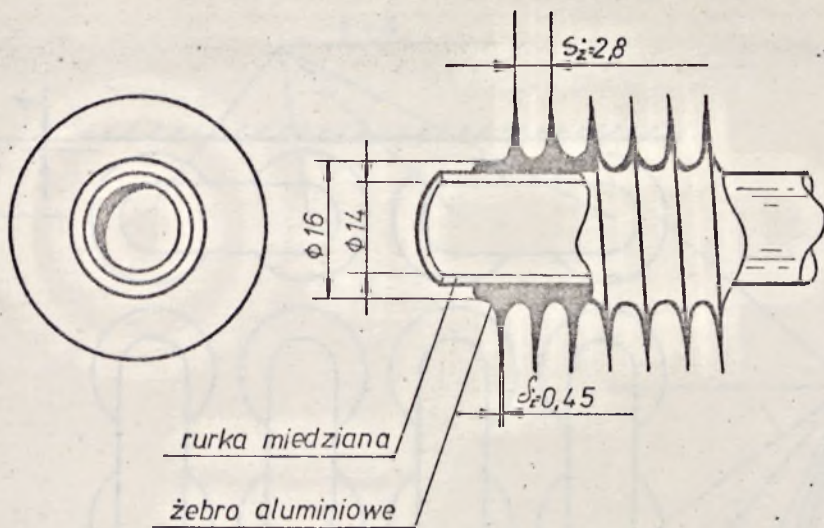
Nagrzewnice wykonane w korytarzowym układzie rur oznaczono symbolem "Konwektor Lipno" i numerami 19 i 20. Fot. 11 a.

Schemat ożebrowania pokazano na rys. 5.5.

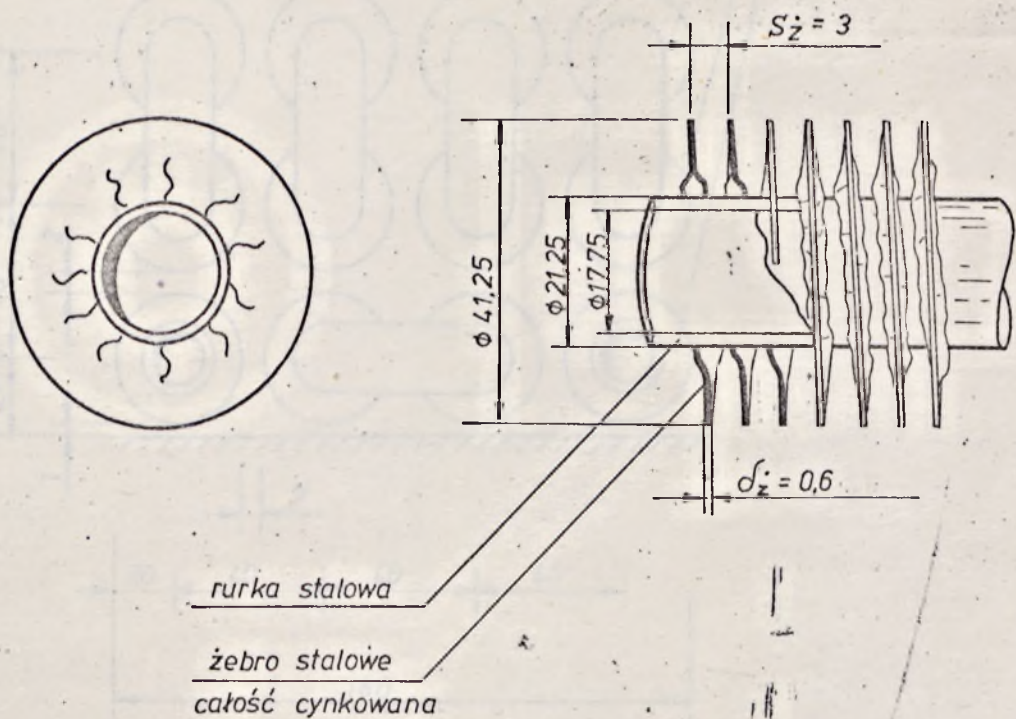
c/ Nagrzewnice z rur miedzianych z prostokątnymi żebrami aluminiowymi, nakładanymi na pakieru rur, typu sigmaflow. Badano nagrzewnice w układzie rur szachownicowym i korytarzowym oraz w układzie mieszanym, polegającym na tym, że otwory w żebrach przygotowane były do układu rur korytarzowego ale układ rur węzownicy był szachownicowy.



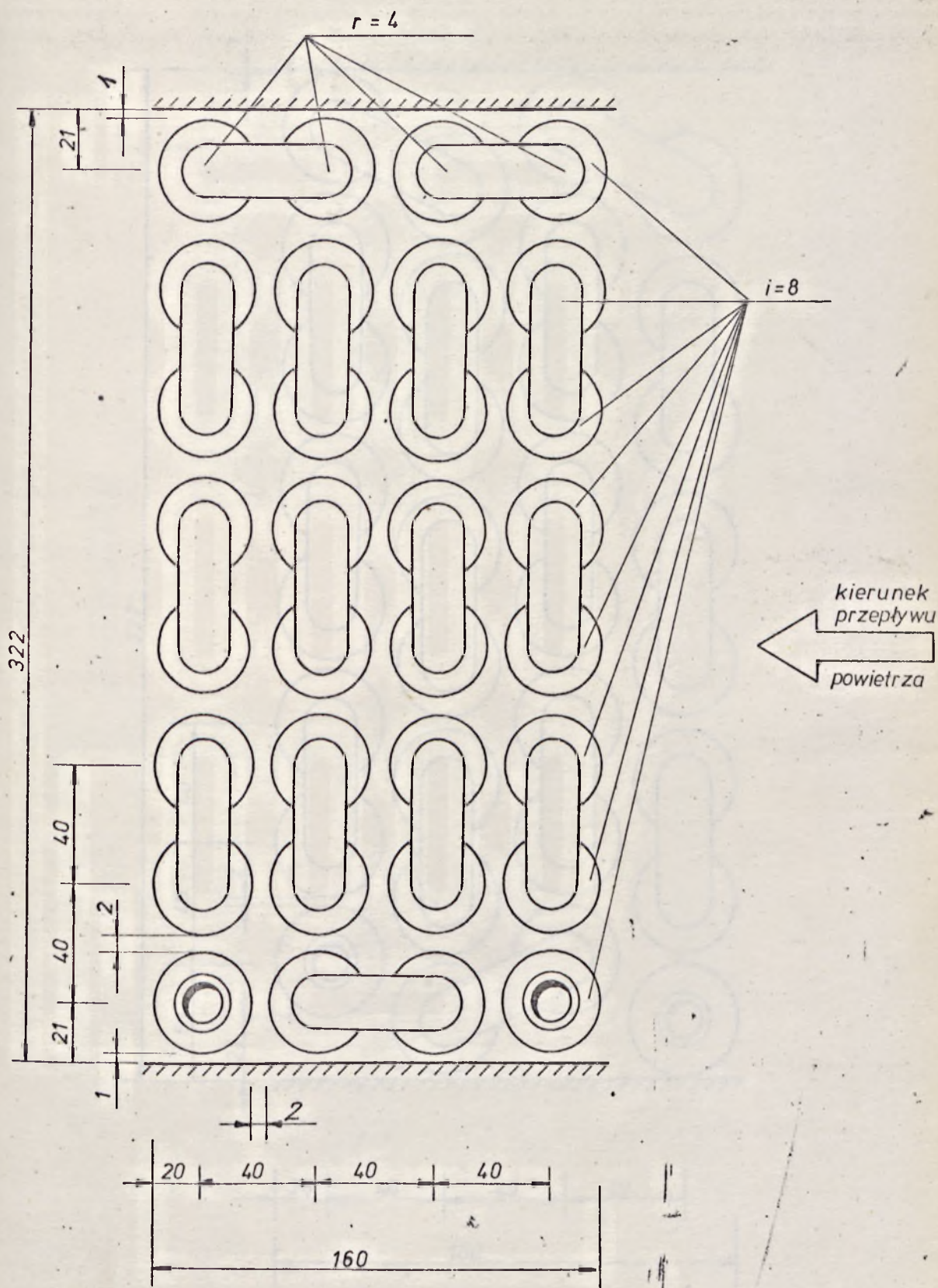
*Fot. 10
Nagrzewnica z rur miedzianych z żebrami
aluminiowymi wywalcowanymi na rurze.*



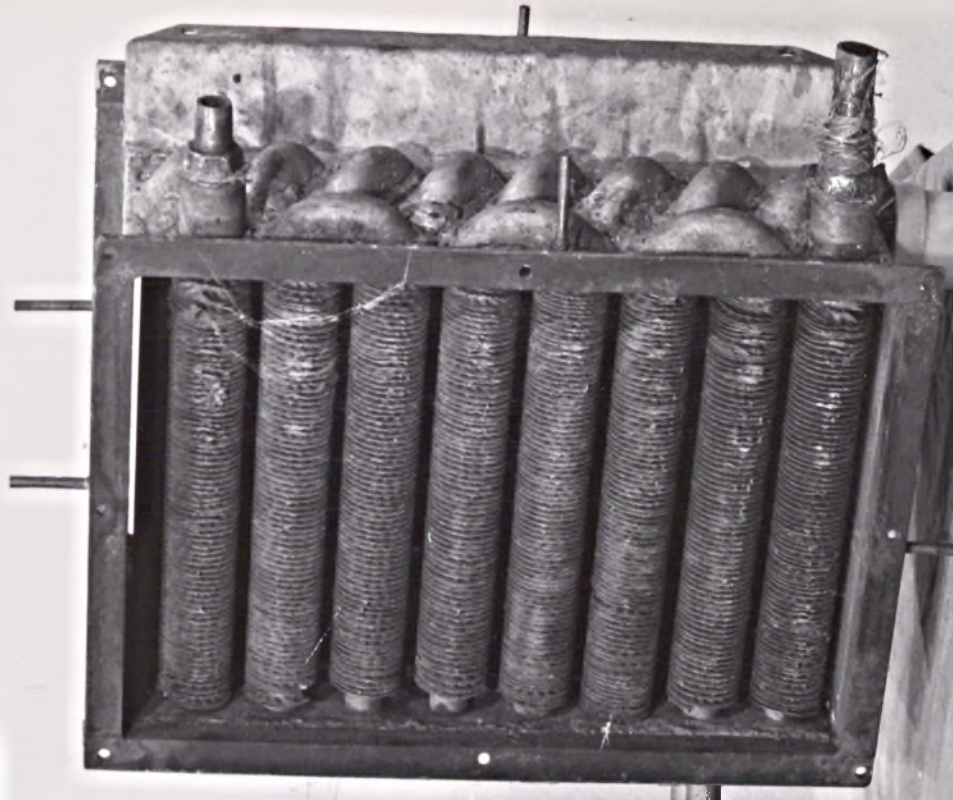
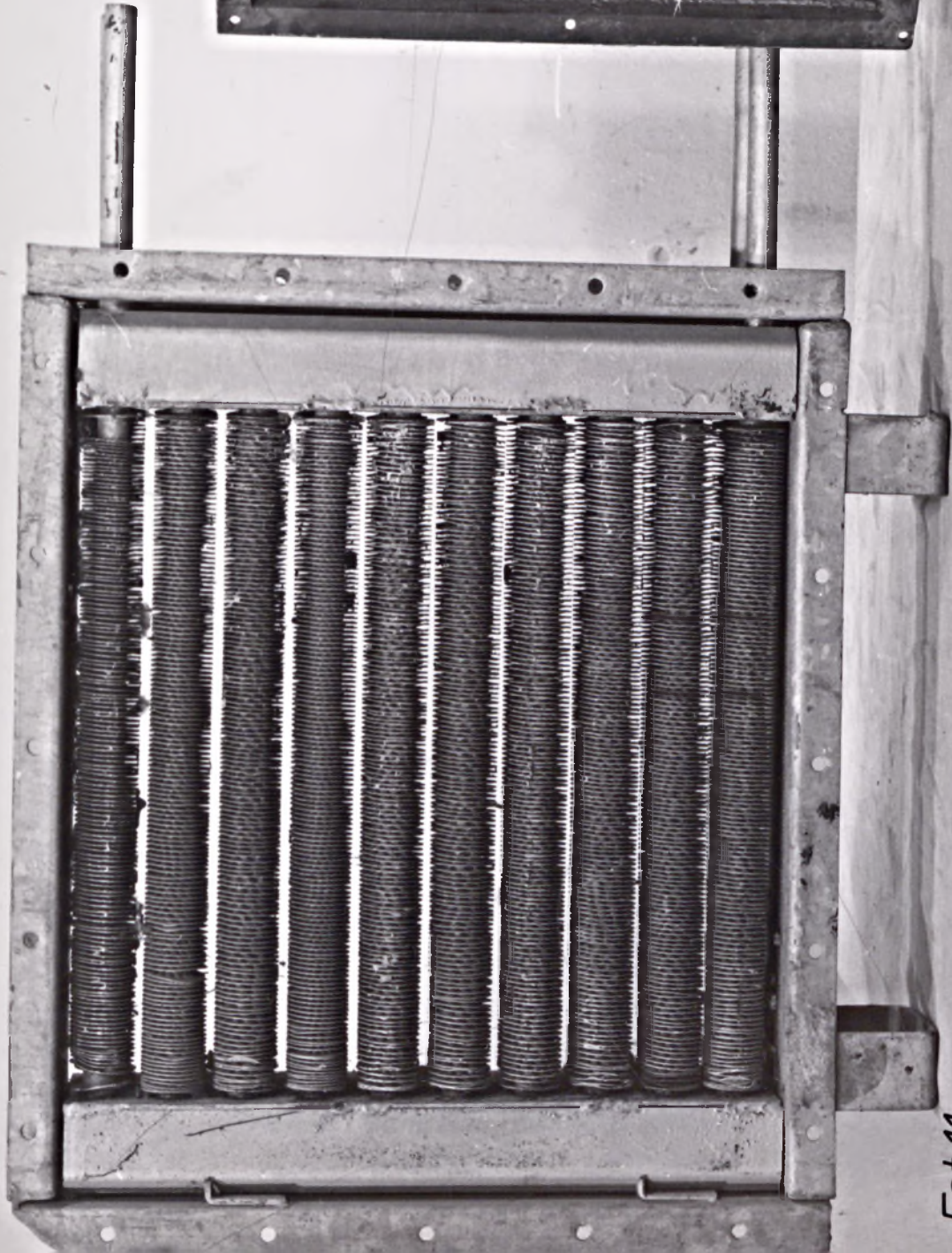
Rys. 5.4 Schemat elementu ożebrowanego nagrzewnic „RW AGH” nr 1,2,4,5
 Żebra aluminiowe wytłoczone o profilu parabolicznym.



Rys. 5.5 Schemat elementu ożebrowanego nagrzewnic „TERMOWENT”-Radom” nr 3 i „KONWEKTOR-Lipno” nr 19 i 20.
 Żebra stalowe, nawijane, stałdowane u podstawy.

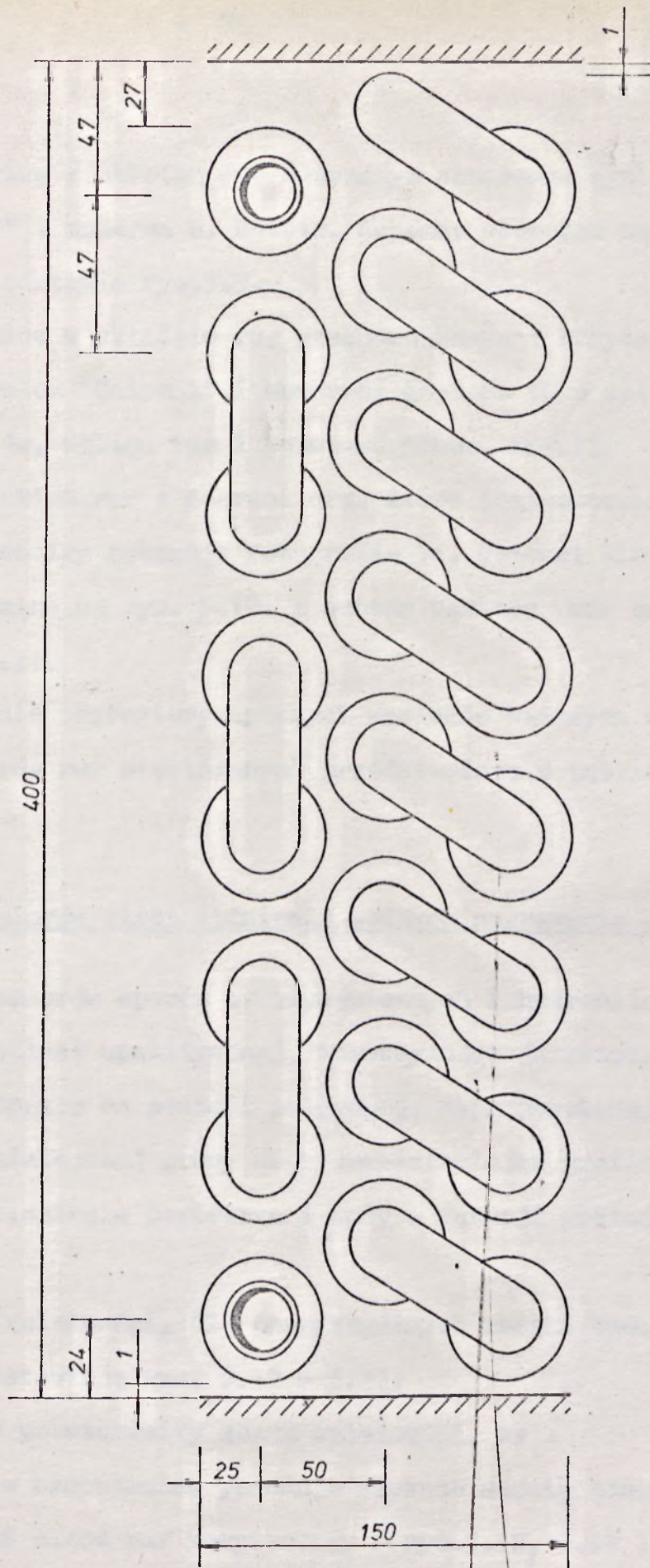


Rys.56. Schemat budowy pakietu rur ożebrowanych nagrzewnic „RW AGH” nr 1 i 2.



Fot. 11

Nagrzewnice z rur stalowych z żebrami okrągłymi z taśmy stalowej, nawijanej śrubowo.
a) układ rur korytarzowy, b) układ rur szachownicowy.



Rys.5.8 Schemat budowy pakietu rur ożebrowanych nagrzewnic „Termowent - Radom” nr 3.

Nagrzewnicę z układem rur mieszany oznaczono symbolem "Carrier" i numerem 6. Fot.12. Schemat elementu ożebrowanego przedstawia rys.5.9.

Nagrzewnice w układzie rur szachownicowym i korytarzowym oznaczono symbolem "Uniprot" i numerami od 8 do 18 w zależności od ilości rzędów, układu rur i rozstawu żeber. Fot.13.

Jednorzędowy pakiet rur z żebrami oraz żebro przygotowane dla 3 rzędowej nagrzewnicy pokazuje fotografia 14. Schemat elementu ożebrowanego pokazano na rys. 5.10. a budowę pakieru rur ożebrowanych na rys. 5.11.

Zestawienie charakterystycznych wymiarów badanych nagrzewnic oraz wymiarów rur ożebrowanych przedstawiono w tabelicy 5.1. i 5.2.

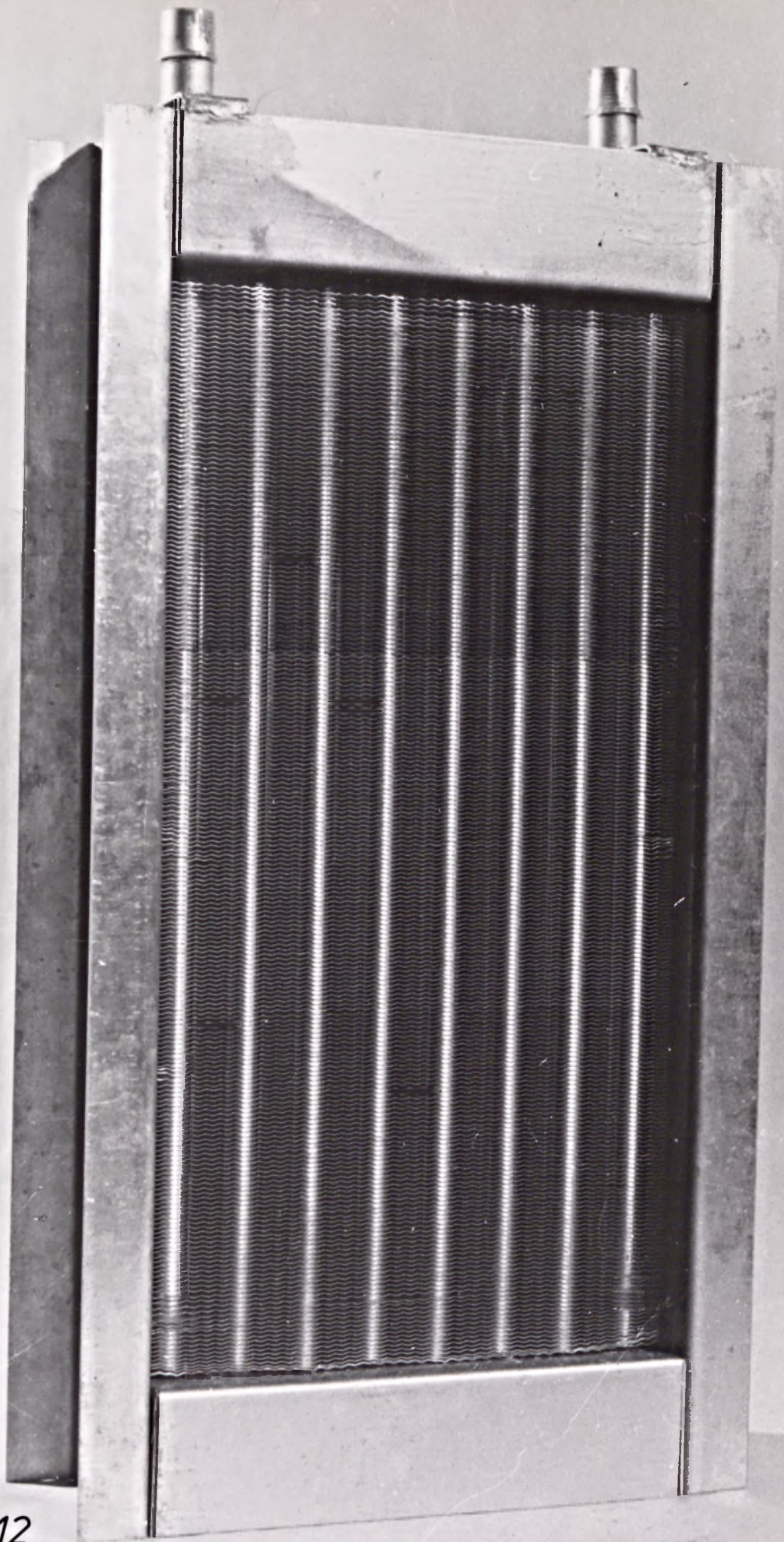
5.5. Wyniki pomiarów strat ciśnienia wodnych nagrzewnic powietrza

Wyniki pomiarów oporów aerodynamicznych i hydraulicznych opracowano w postaci analitycznej, aproksymując je metodą najmniejszych kwadratów do postaci potęgowej, zaproponowanej w trzecim rozdziale niniejszej pracy oraz przedstawiając graficzną zależność strat ciśnienia powietrza i wody w funkcji gęstości strumienia masy.

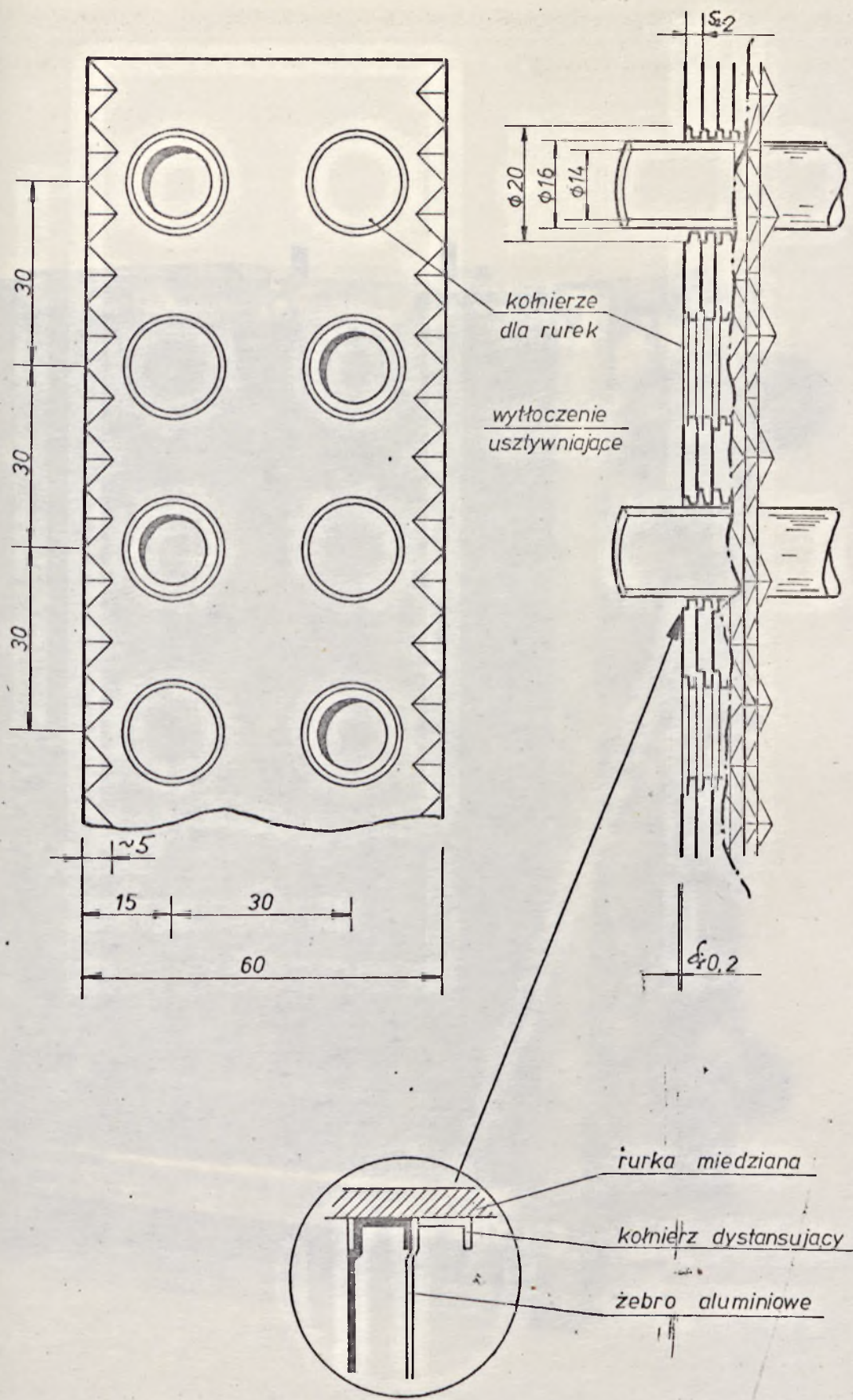
Powyższe zależności, dla poszczególnych modeli badanych nagrzewnic, przedstawiają rys. 5.12 ÷ 5.22.

Wyniki pomiarów potwierdziły znane zależności, że :

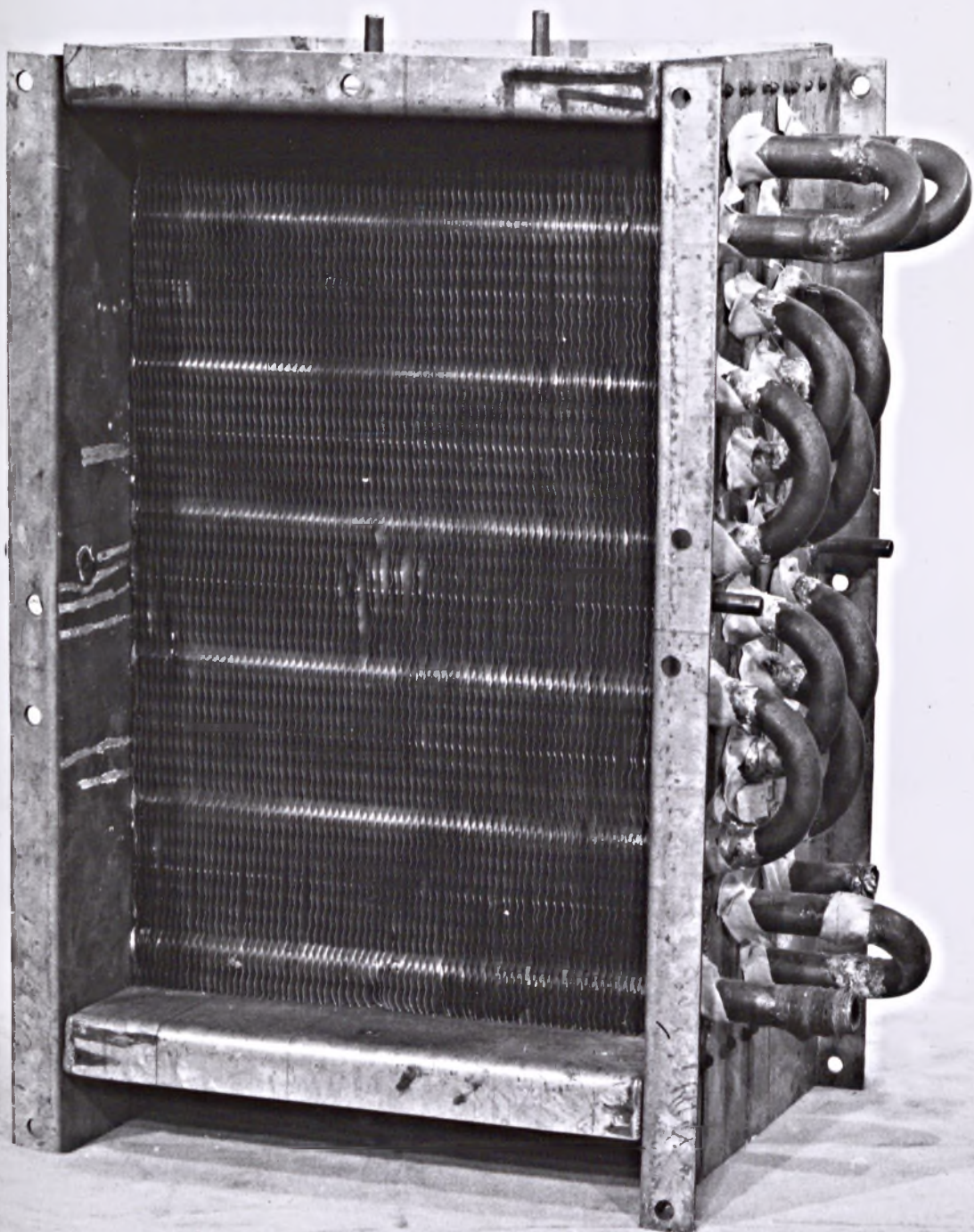
- a/ układ rur w szachownicę powoduje większe straty energii powietrza niż układ rur korytarzowy / rys.5.12, 5.19 i 5.20/,



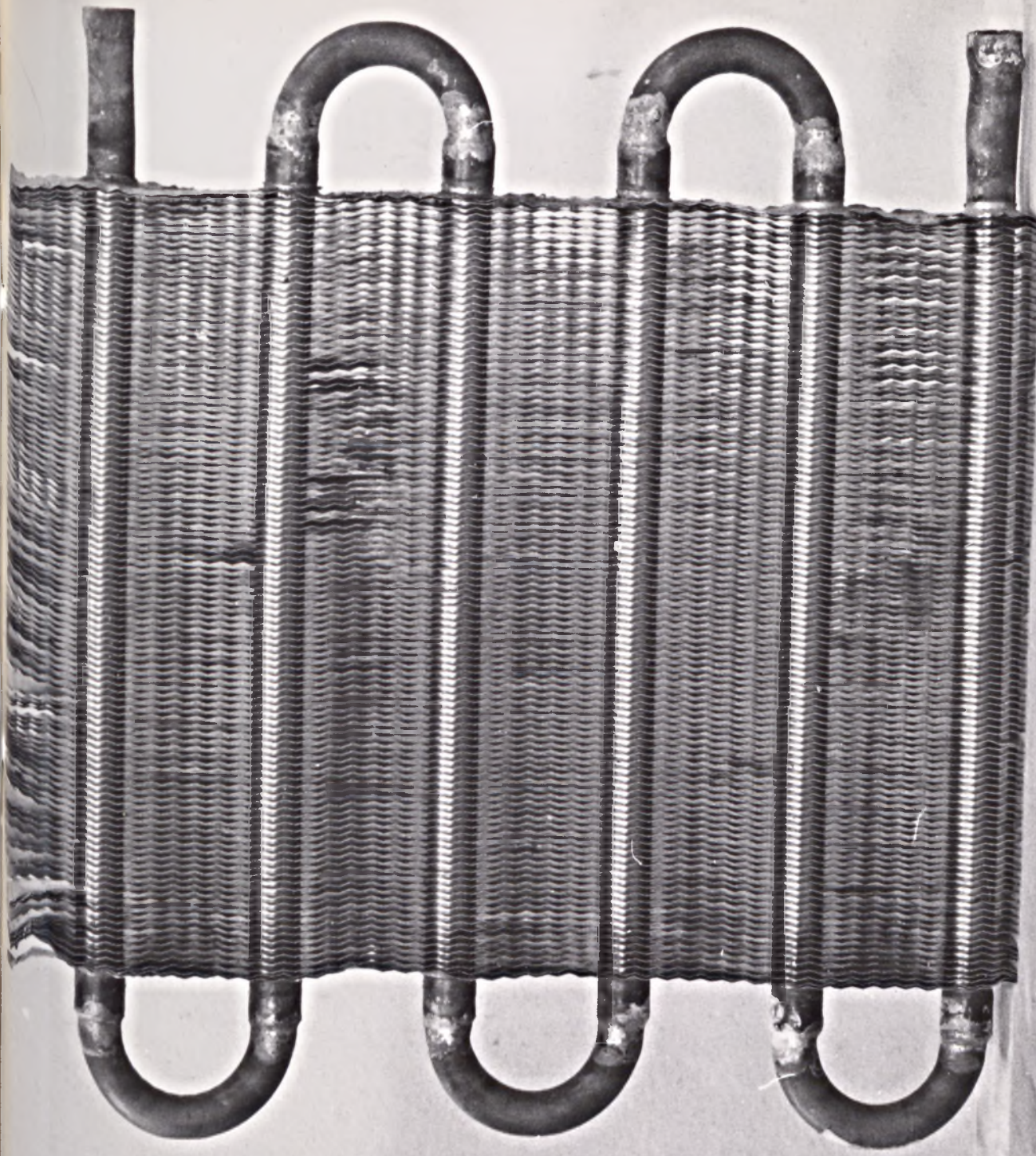
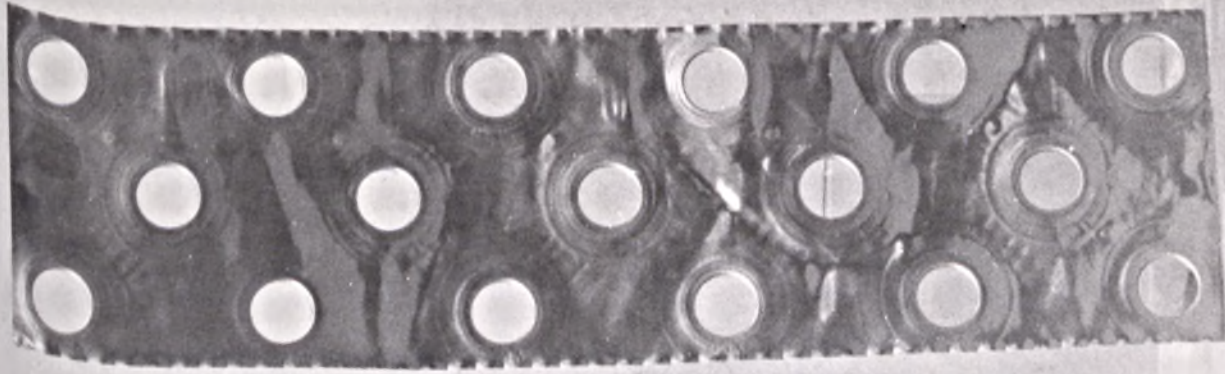
Fot. 12
Nagrzewnica z rur miedzianych z prostokątnymi
żebrawi aluminiowymi. Układ rur mieszany.



Rys. 5.9 Schemat elementu ożebrowanego nagrzewnicy „Carrier” nr 6.
 Żebra pływiniowe nakładane na pakiet rur rozpychanych mechanicznie.

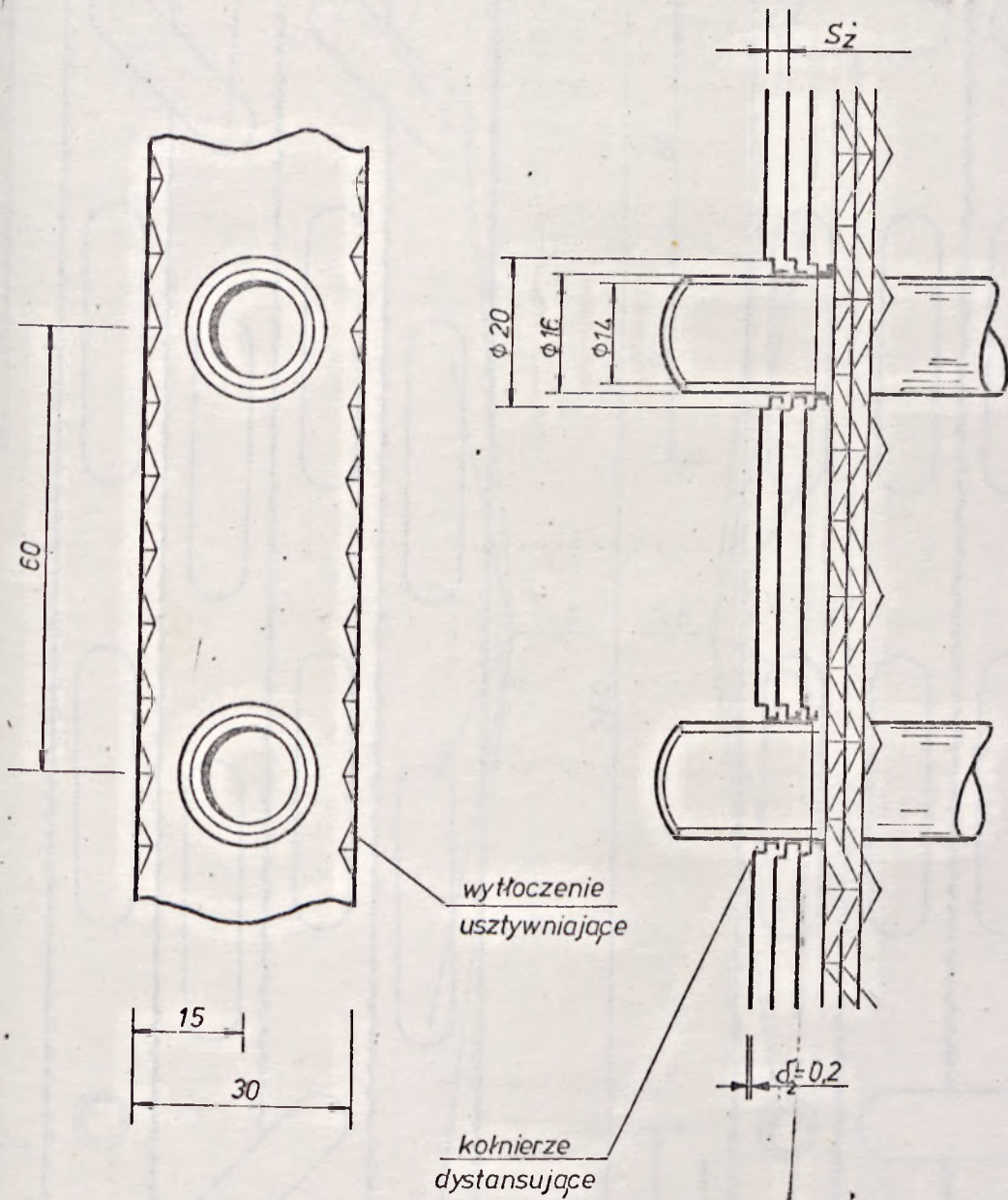


Fot. 13
Nagrzewnica z rur miedzianych z prostokątnymi
żebkami aluminiowymi.
Układ rur korytarzowy i szachownicowy.



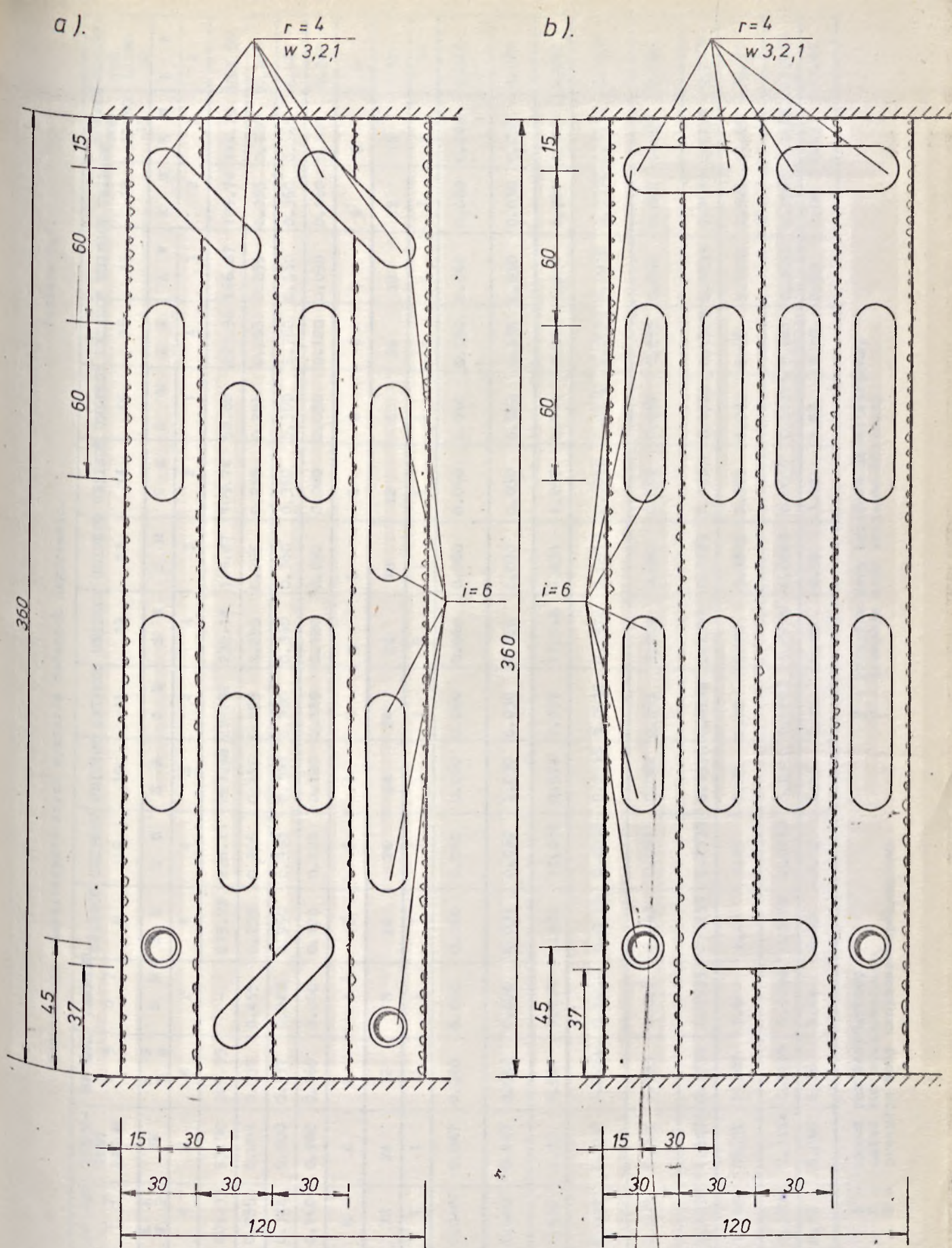
Fot. 14

Jednorzędowy pakiet rur z żebrami aluminiowymi wraz z żebrem 3 rzędowej nagrzewnicy.



Rys.5.10 Schemat elementu ożebrowanego nagrzewnic „Uniprot”.

Nr nagrzewnicy	8	9	10	11	12	13÷18
S_z [mm]	3,2	2,0	2,4	2,8	1,6	2,4



Rys.5.11 Budowa pakietu rur ożebrowanych nagrzewnic „Unipro”
 nagrzewnica nr. 8÷12, 13÷15 wg. (a)
 ———— nr. 16÷18 wg. (b)

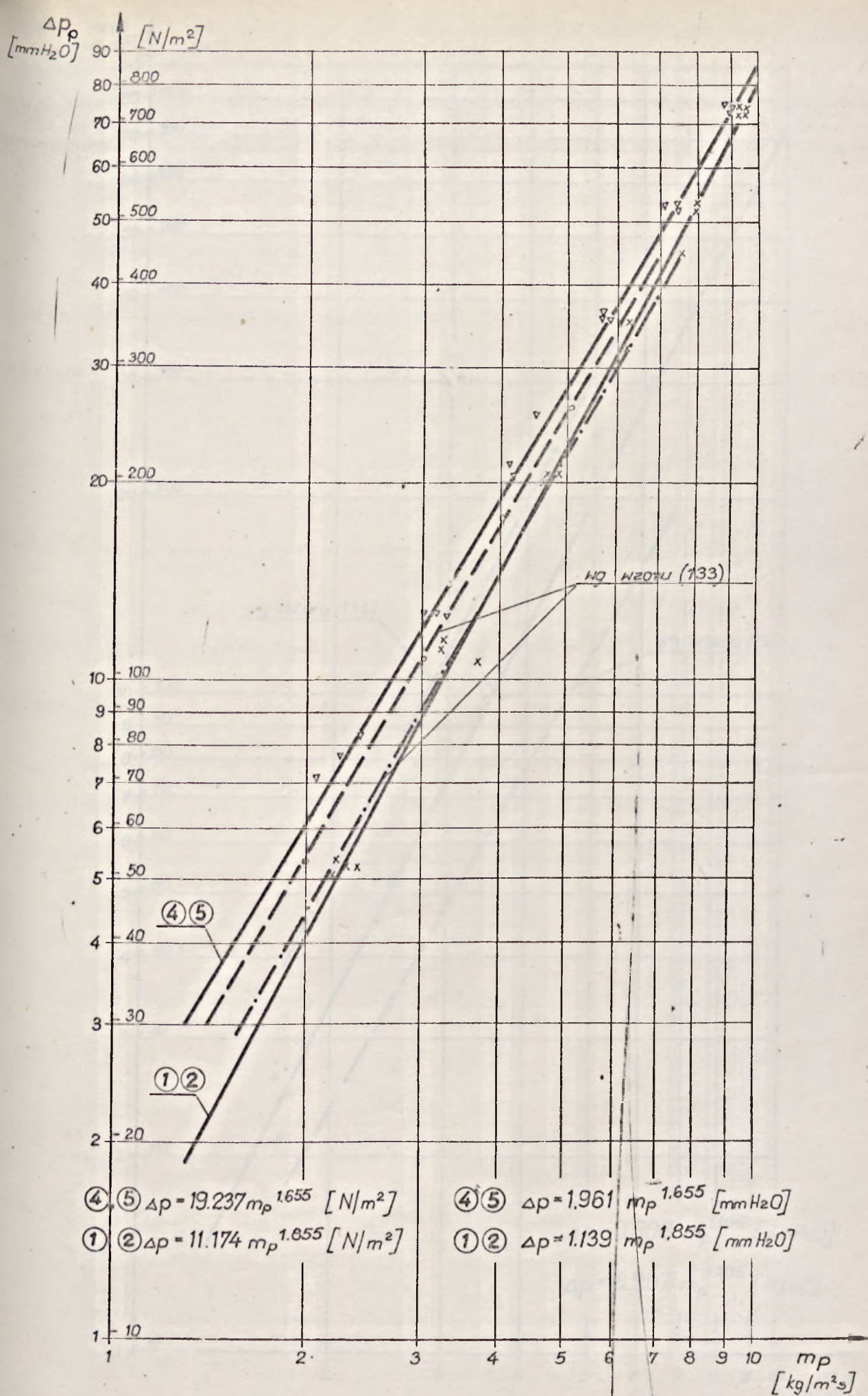
Tablica 5.2.

Zestawienie charakterystycznych wymiarów rurek ożebrowanych
użytych w badaniach baGrzewnicach

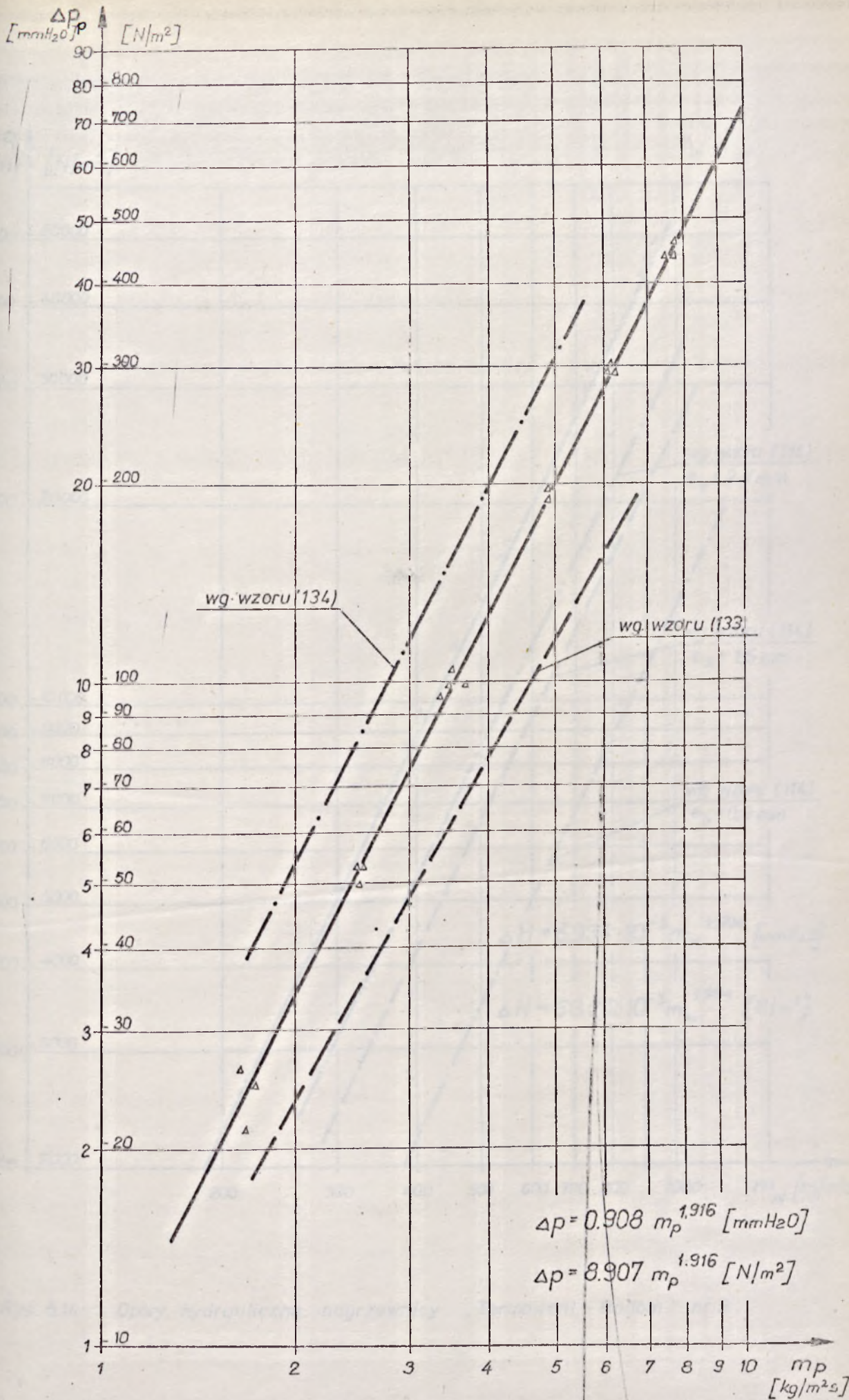
Symbol i nu- mer nazew- niczy	RW AGH 1,2,4,5	TERMOMENT Rędom 3	CARRIER 6 7	UNIPROT 8	UNIPROT 9	UNIPROT 10 i 13 - 18	UNIPROT 11	UNIPROT 12	KONWEKTOR Lipno 19, 20
Rodzaj żeber	K	S	P	P	P	P	P	P	S
Srednica wewn. d_1	0,014	0,01775	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,0165
Srednica zewn. d_2	0,016	0,02125	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,0203
Materiał rury	Cu	Stos	Cu	Cu	Cu	Cu	Cu	Cu	Stos
Srednia grubość żeber δ_z	0,00045	0,0006	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0007
wysięż żeber w kierunku po- przecznym h_z	0,010	0,010	0,022	0,022	0,022	0,022	0,022	0,022	0,010
Rozstaw że- ber Sz	0,0028	0,003	0,002	0,0032	0,0020	0,0024	0,0028	0,0016	0,003
Materiał że- ber	Al	Stos	Al	Al	Al	Al	Al	Al	Stos
współczynnik ożebrowania φ	15,80	13,12	33,84	23,79	37,38	31,85	27,03	41,41	13,76
współczynnik wzrostu prze- ciężenia σ_w	0,470	0,477	0,420	0,688	0,660	0,671	0,681	0,652	0,475
Powierzchnia napiętnu wody S_w	0,1539	0,2474	0,1539	0,1539	0,1539	0,1539	0,1539	0,1539	0,2138
Charakt., wy- miar listowy d_s	0,029	0,031	0,037	0,039	0,039	0,039	0,039	0,039	0,031

LEGENDA:

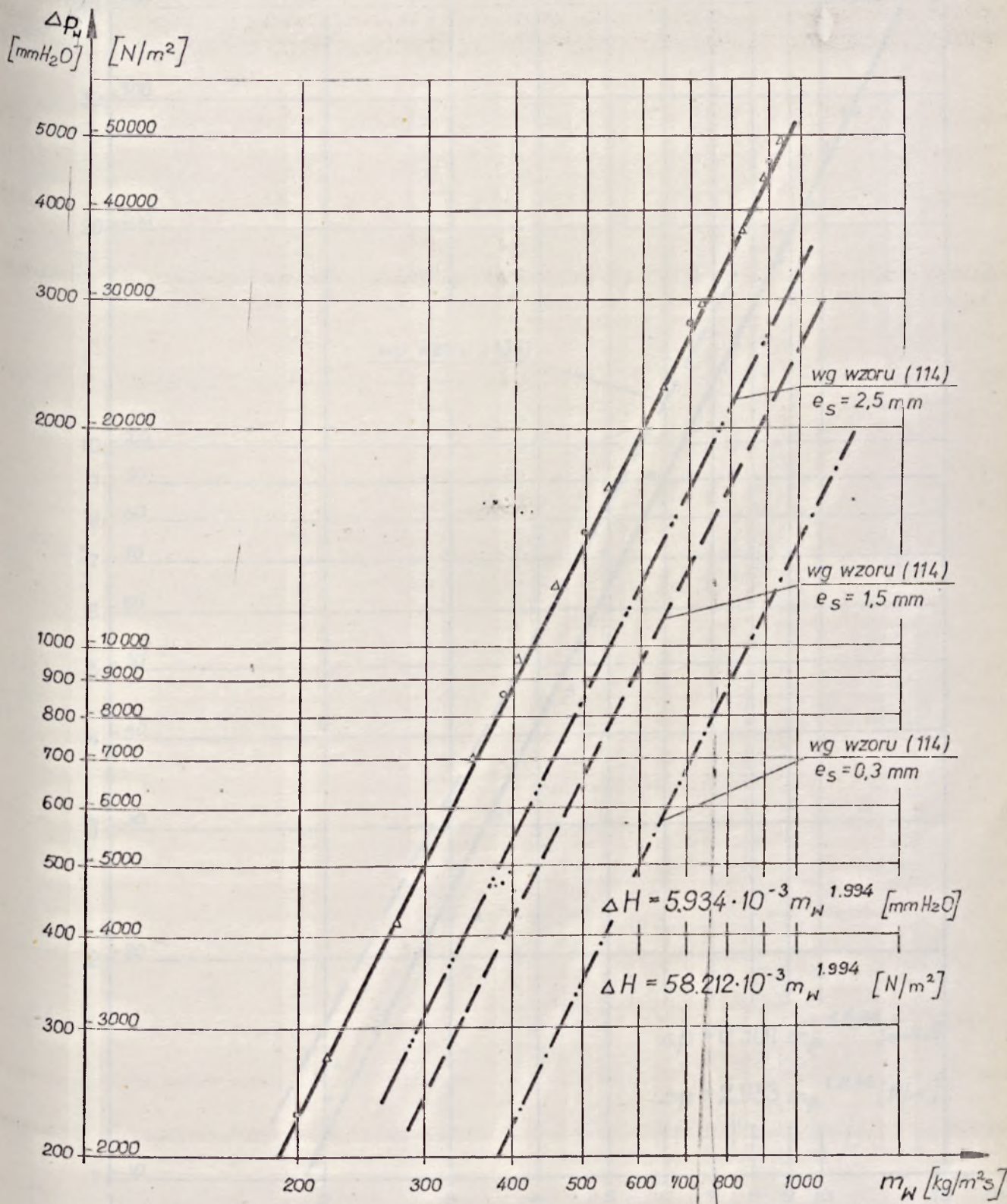
- K - zebro kołowe
- S - zebro śrubowe
- P - zebro pręcynowe



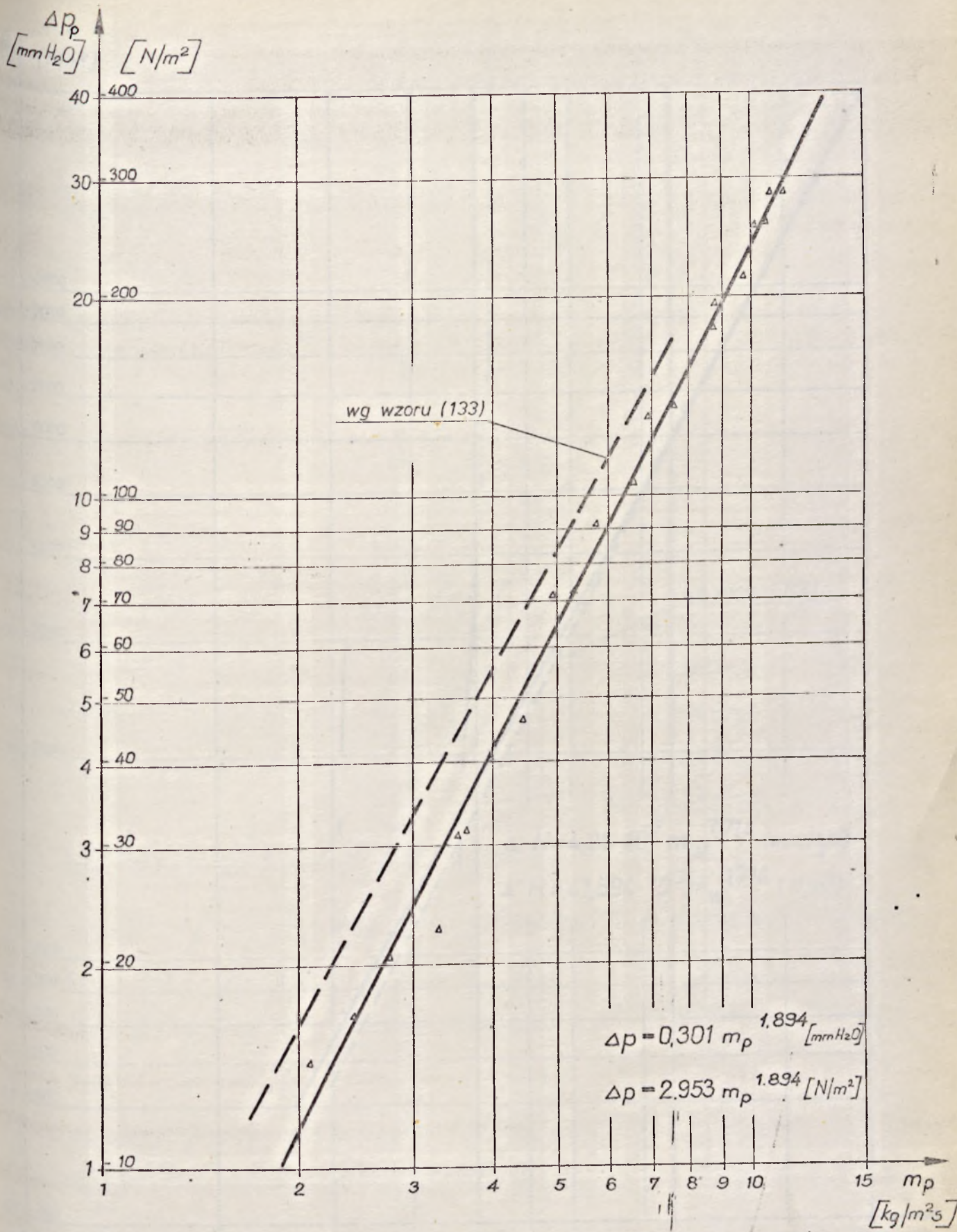
Rys. 5.12 Opory aerodynamiczne nagrzewnic „RW AGH” nr ① i nr ② w układzie rur korytarzowym i „RW AGH” nr ④ i nr ⑤ w układzie rur szachownicowym.



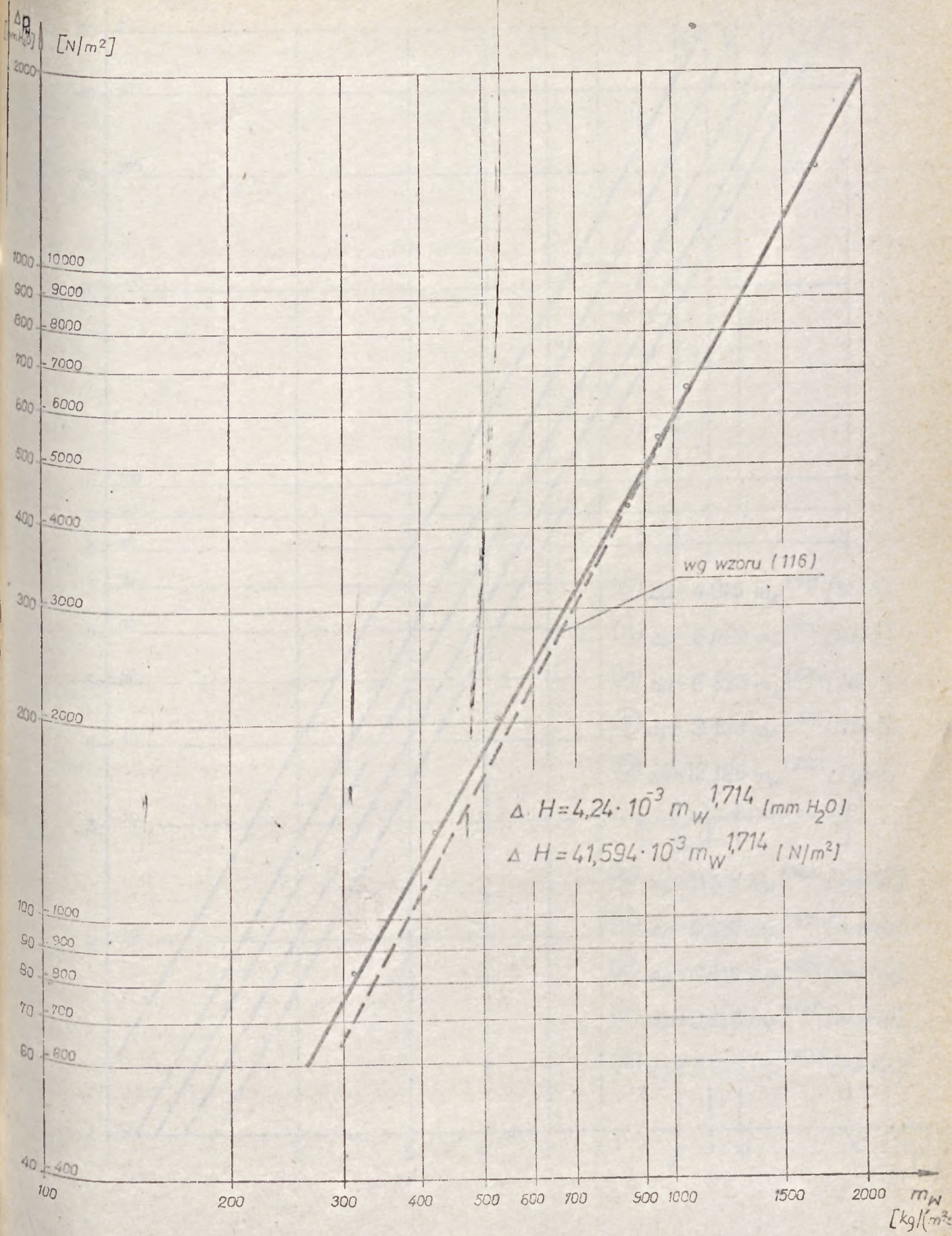
Rys. 5.13 Opory aerodynamiczne nagrzewnicy „Termowent - Radom” nr 3.



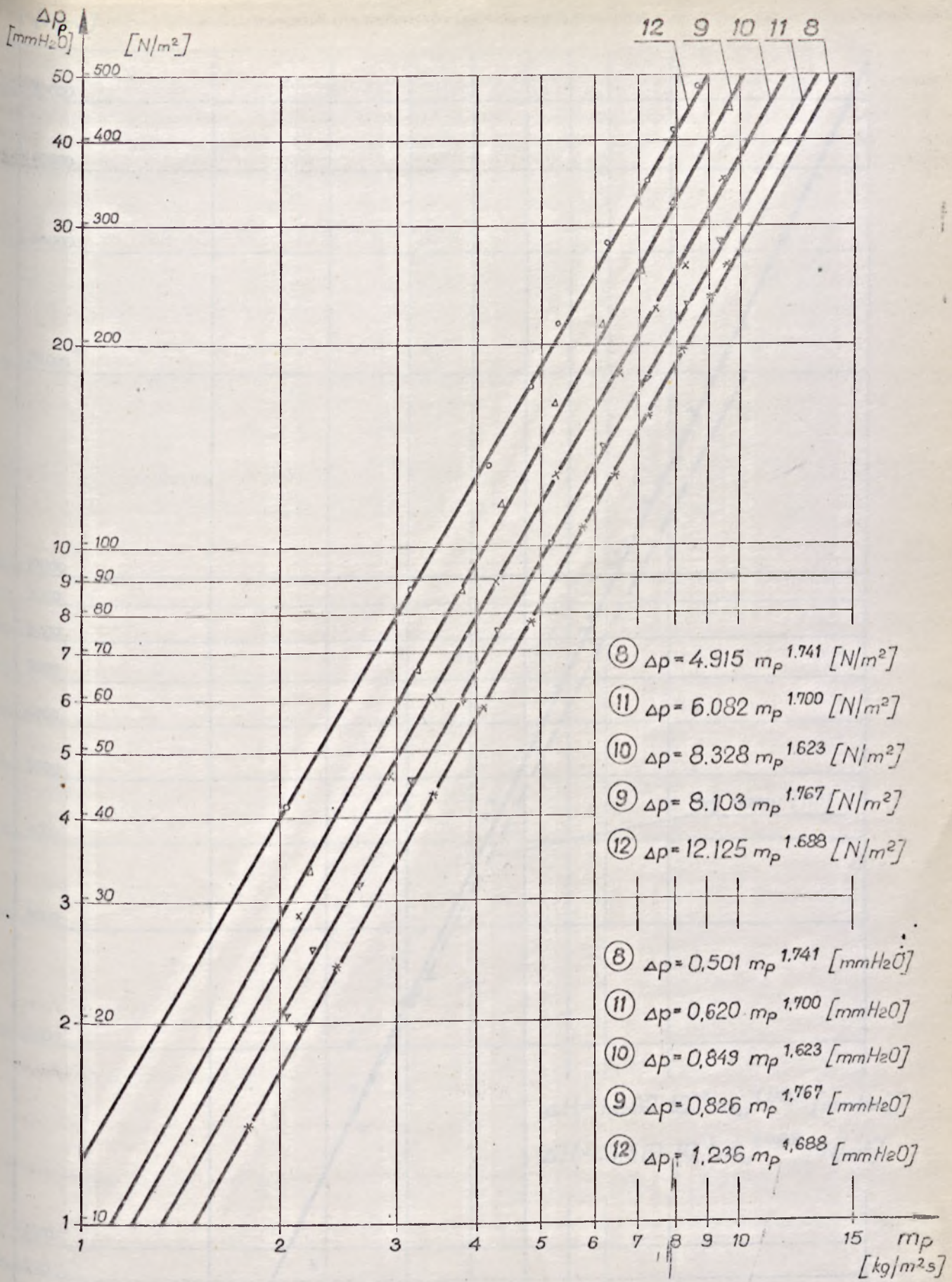
Rys. 5.14 Opory hydrauliczne nagrzewnicy „Termowent - Radom” nr 3.



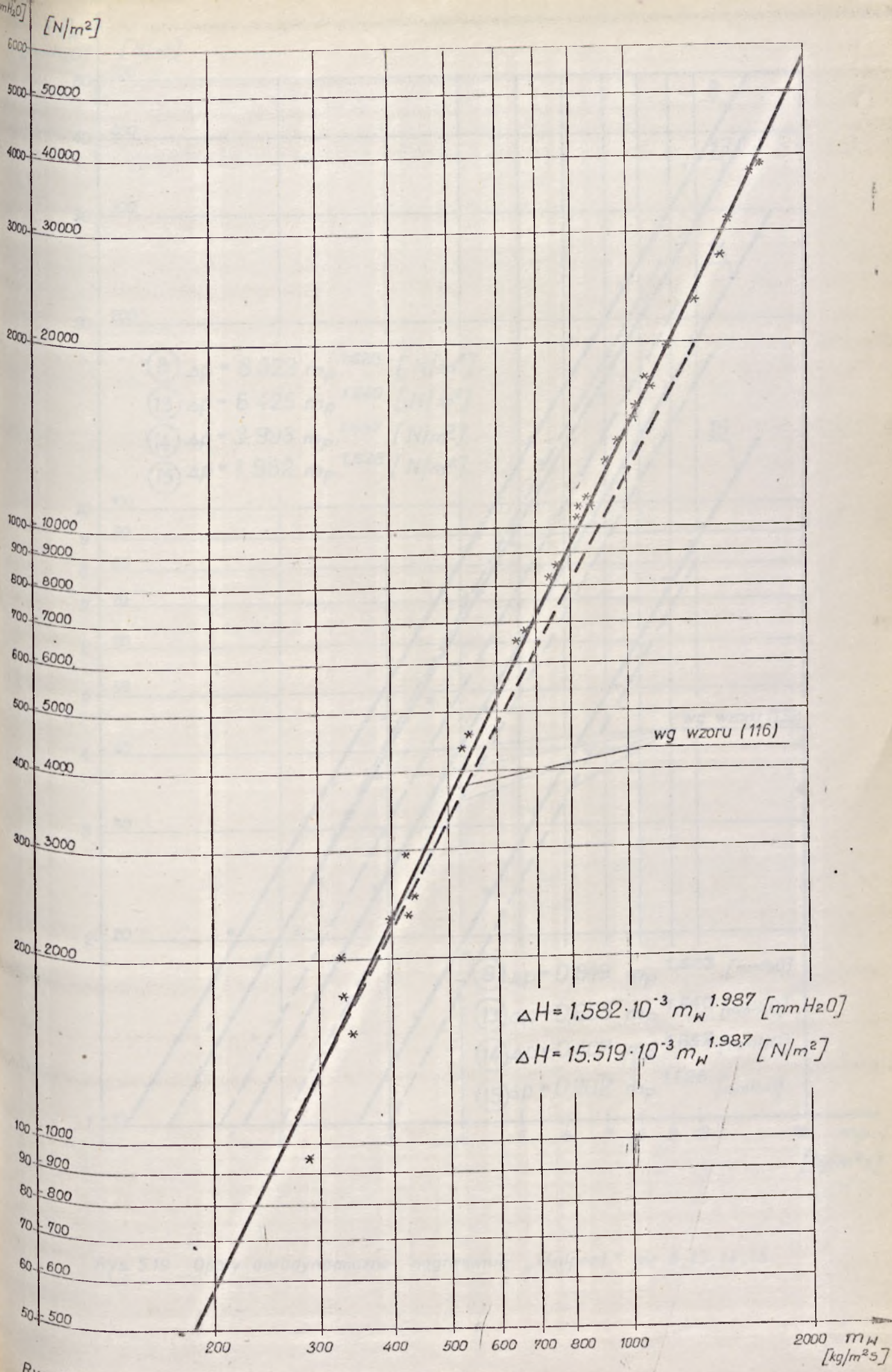
Rys. 5.15 Opory aerodynamiczne nagrzewnicy „CARRIER” nr 6.



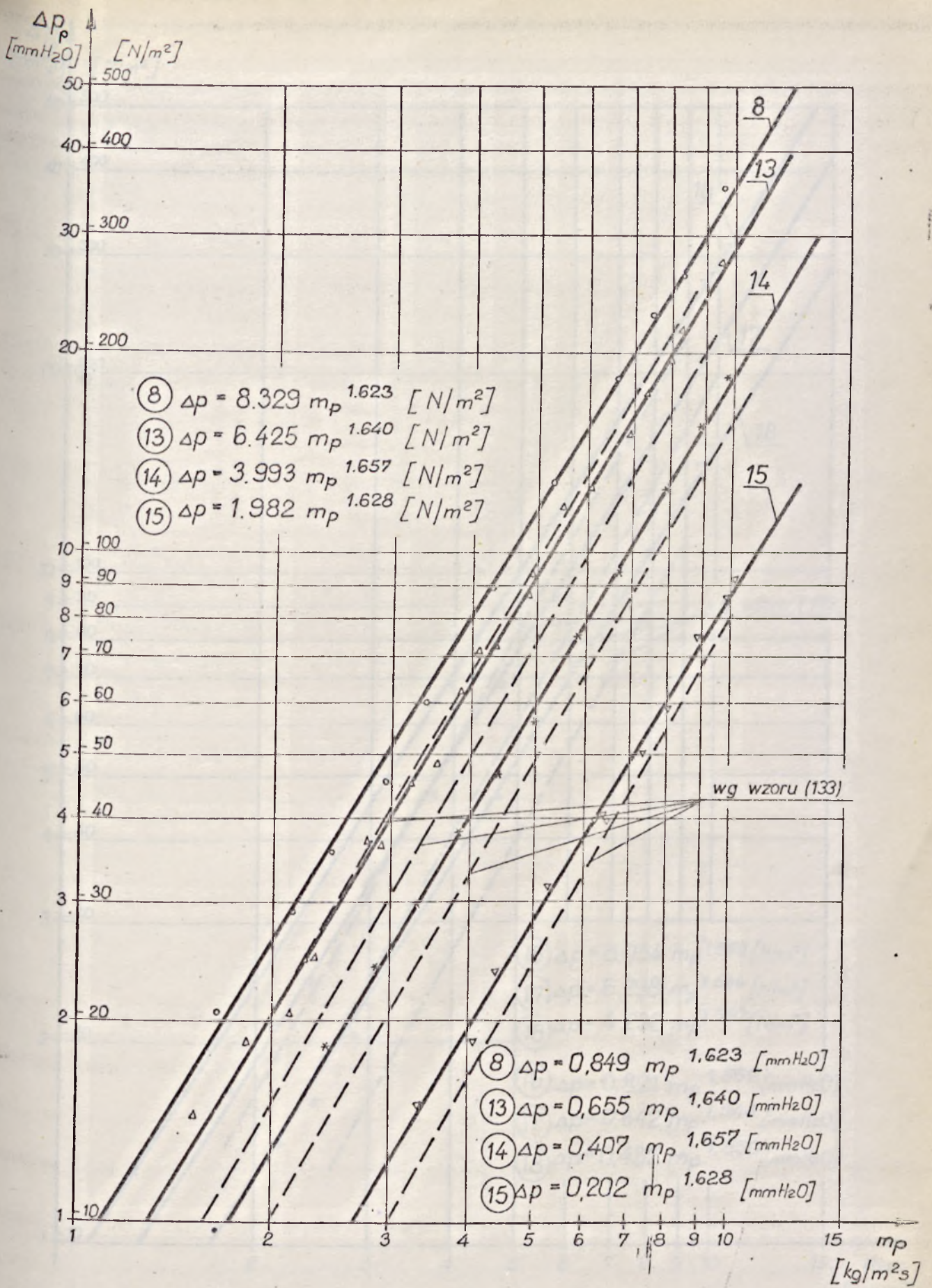
Rys. 5.16 Opory hydrauliczne nagrzewnicy „CARRIER” nr 6.



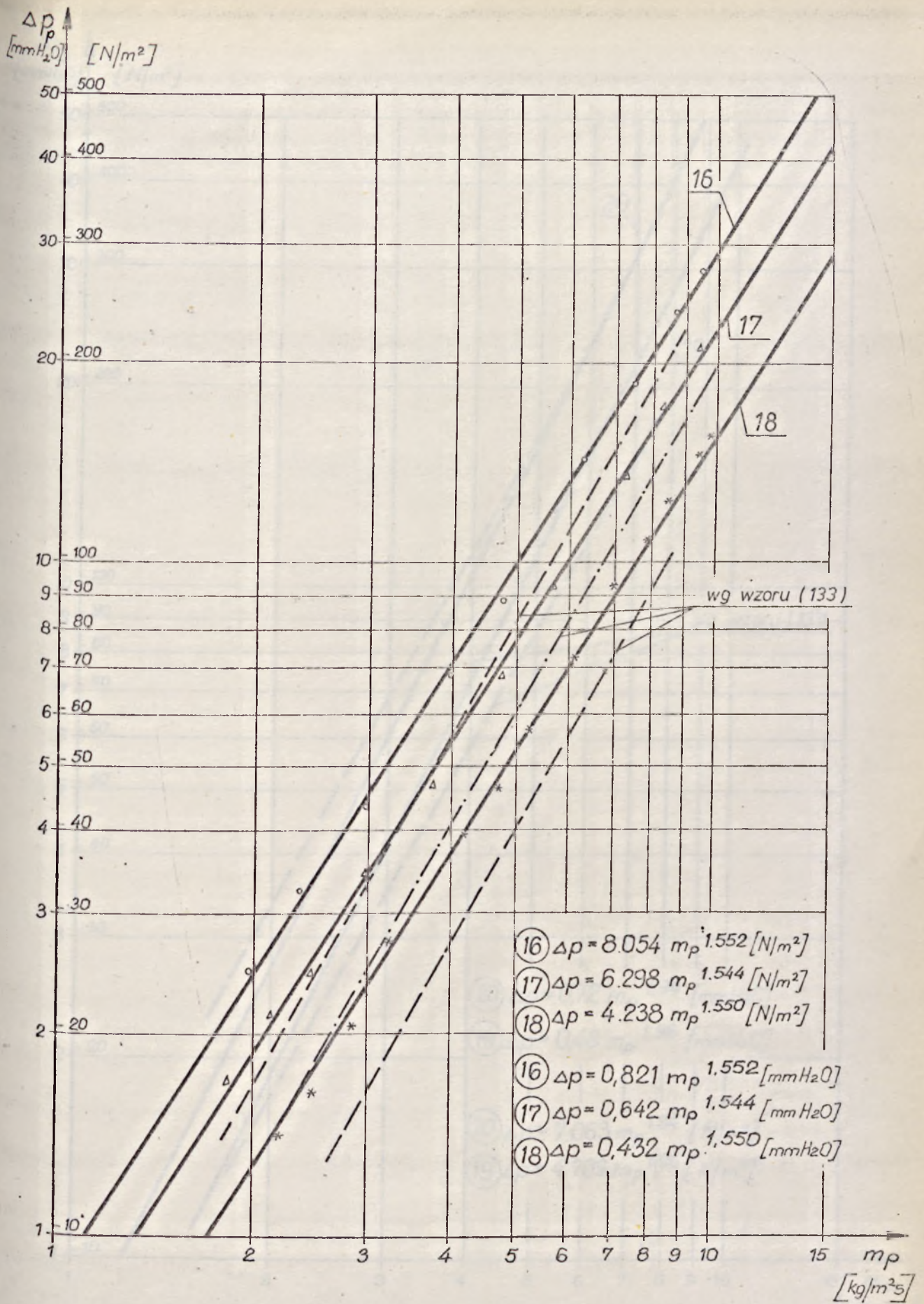
Rys. 5.17 Opory aerodynamiczne nagrzewnic „Uniprot” nr 8÷12



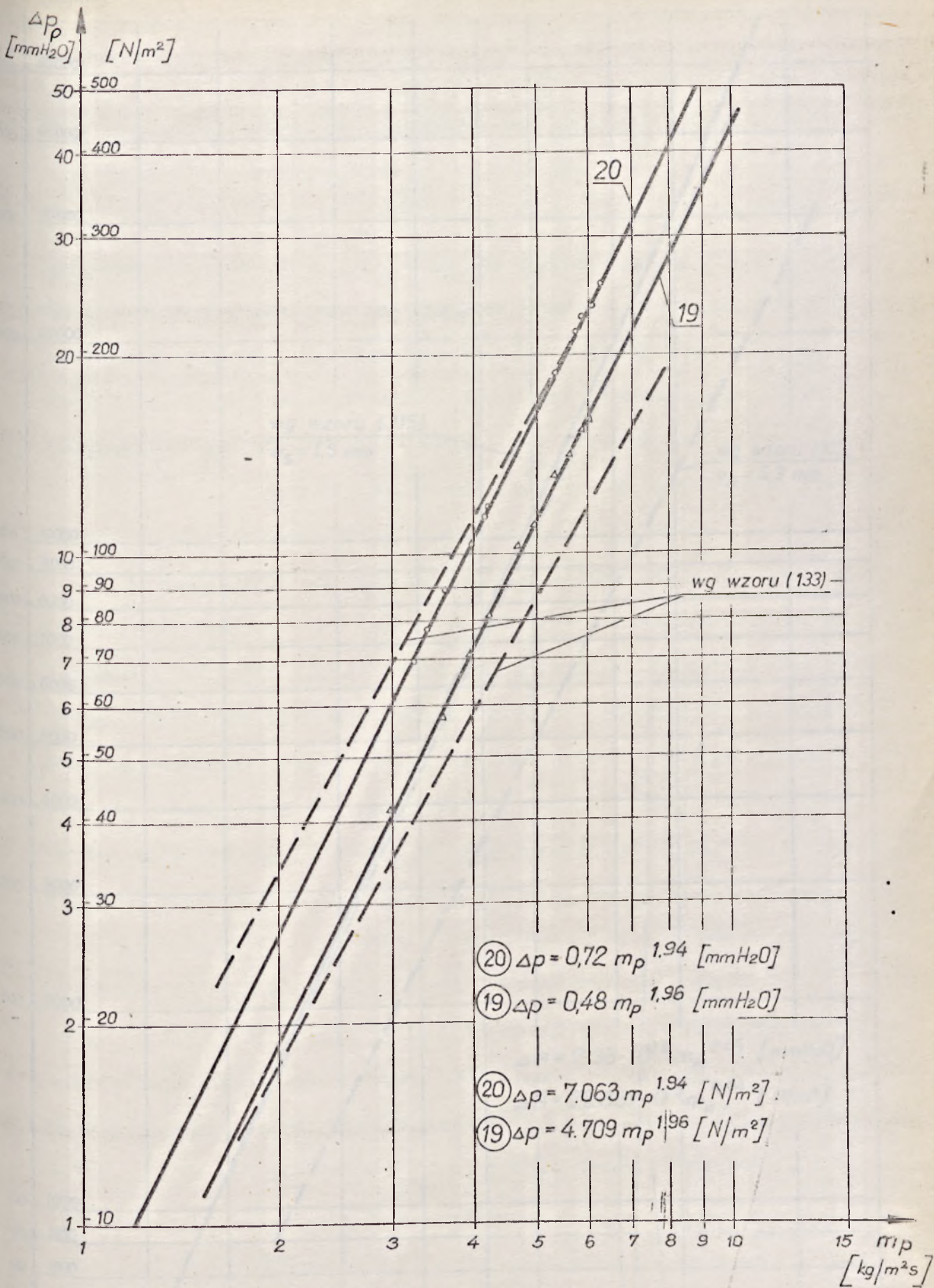
Rys. 5.18 Opory hydrauliczne nagrzewnic „Uniprot”



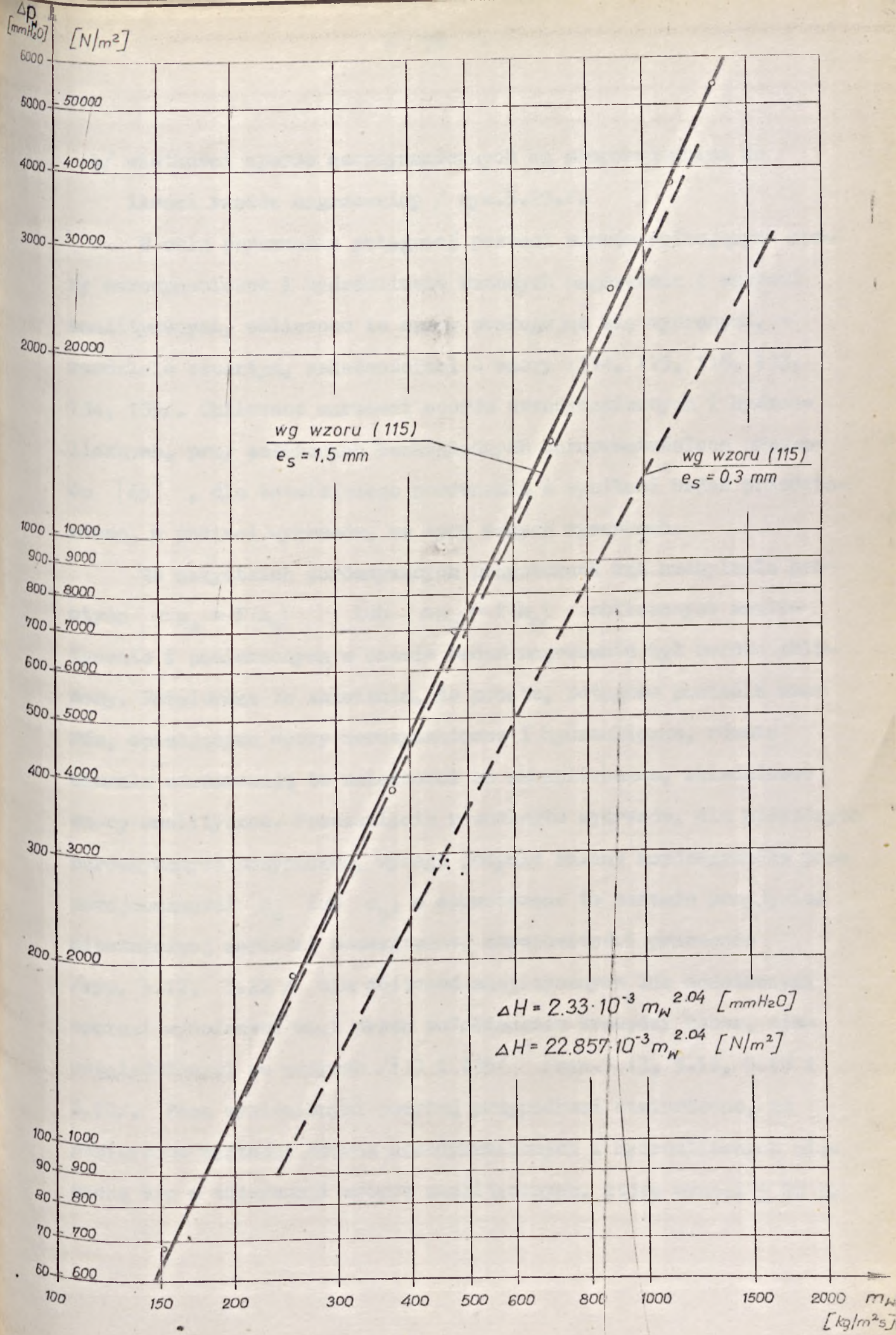
Rys. 5.19 Opory aerodynamiczne nagrzewnic „Uniprot” nr 8, 13, 14, 15.



Rys. 5.20 Opory aerodynamiczne nagrzewnic „Uniprot” nr 16,17,18.



Rys. 5.21 Opory aerodynamiczne nagrzewnic „KONWEKTOR - LIPNO” nr 19 i nr 20.

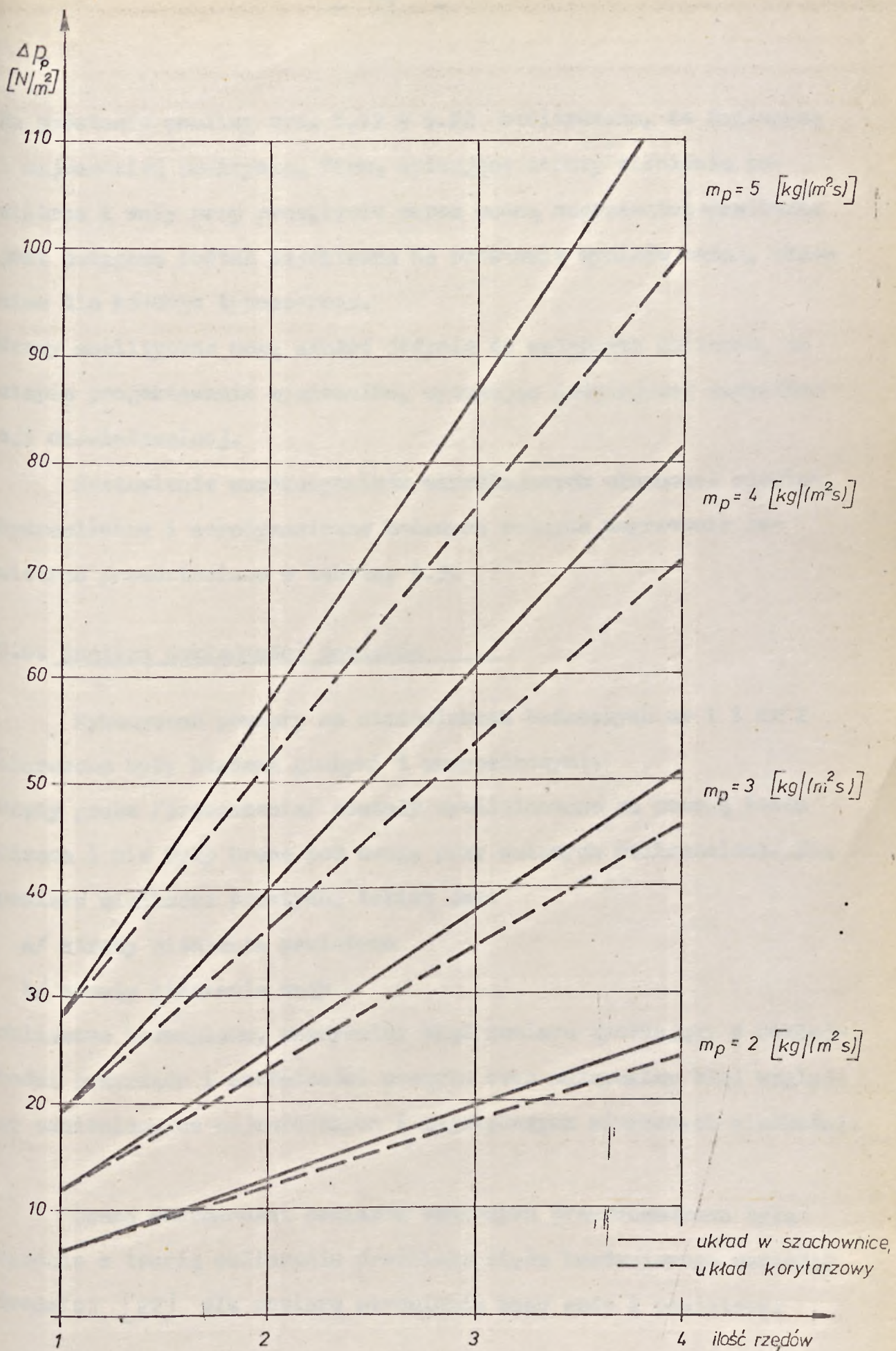


Rys. 5.22 Opory hydrauliczne nagrzewnicy „KONWEKTOR - LIPNO „ nr 19.

b/ wielkości oporów aerodynamicznych są proporcjonalne do ilości rzędów nagrzewnicy / rys.5.23./.

W celu porównania potęgowej postaci wzorów opisujących opory aerodynamiczne i hydrauliczne badanych nagrzewnic z wzorami analitycznymi, obliczono te opory posługując się wybranymi, w rozdziale czwartym, zależnościami - wzory /114, 115, 116, 133, 134, 135/. Obliczone wartości oporów aerodynamicznych i hydraulicznych, przy założonych bezwzględnych chropowatościach przewodu [45] , dla łatwiejszego porównania z wynikami badań przedstawiono, w postaci wykresów, na tych samych rysunkach.

We wszystkich porównywanych przypadkach kąt nachylenia prostych $\Delta p_w = f(m_w)$ lub $\Delta p_p = f(m_p)$ obliczonych analitycznie i pomierzonych w czasie badań nagrzewnic był bardzo zbliżony. Potwierdza to założenia, że proste, potęgowe postacie wzorów, opisujących opory aerodynamiczne i hydrauliczne, równie wiernie odwzorowują te zależności co skomplikowane, składnikowe wzory analityczne. Przesunięcie równoległe wykresów, dla niektórych porównywanych przypadków, wymaga jedynie zmiany współczynnika proporcjonalności c_w lub c_p , a spowodowane to zostało przyjęciem niewłaściwej wartości bezwzględnej chropowatości przewodów /rys. 5.12, 5.22 / dla obliczeń analitycznych lub dodatkowymi oporami wywołanymi np.: przez pofałdowanie krawędzi żeber, nieuwzględnionymi we wzorach /133 i 135/ /rys.5.13, 5.15, 5.19 i 5.20/. Poza wymienionymi powyżej przypadkami stwierdzono, że pomierzone wartości oporów aerodynamicznych i hydraulicznych mieszczą się w tolerancji wzorów analitycznych, która wynosi ± 20 %.



Rys. 5.23. Zależność oporów aerodynamicznych od ilości rzędów dla nagrzewnic „UNIPROT” nr 8,13,14,15,16,17 i 18 dla różnych gęstości strumienia masy powietrza.

Na podstawie analizy rys. 5.12 ÷ 5.22 stwierdzono, że najlepszą i najbardziej praktyczną formą opisującą straty ciśnienia powietrza i wody przy przepływie przez wodną nagrzewnicę powietrza jest potęgowa postać uzyskiwana na podstawie wyników badań, właściwa dla każdego typoszeregu.

Wzory analityczne mogą służyć jedynie do wstępnych obliczeń, na etapie projektowania wymiennika, wymagając późniejszej weryfikacji doświadczalnej.

Zestawienie współczynników określających własności cieplne, hydrauliczne i aerodynamiczne badanych wodnych nagrzewnic powietrza przedstawiono w tabelicy 5.3.

5.6. Analiza dokładności pomiarów

Wykonywane pomiary na stanowiskach badawczych nr 1 i nr 2 obciążone były błędami grubymi i przypadkowymi.

Błędy grube /przeoczenia/ zostały wyeliminowane za pomocą testu Dixona i nie były brane pod uwagę przy dalszych obliczeniach. Dla pomiaru wielkości prostych, takich jak:

a/ straty ciśnienia powietrza

b/ straty ciśnienia wody

obliczono bezwzględny maksymalny błąd pomiaru wynikający z dokładności przyrządu i dokładności odczytu oraz maksymalny błąd względny odniesiony do najmniejszych i największych mierzonych wielkości.

Ocena dokładności pomiarów złożonych przeprowadzona była zgodnie z teorią obliczania średniego błędu kwadratowego wartości średniej [22] dla pomiaru strumienia masy wody i powietrza.

Zestawienie współczynników określających własności cieplne, hydrauliczne i aerodynamiczne wodnych nagrzewnic powietrza

SYMBOL	NR NAGRZEWNICY	RW AGH		TERMO- WENT Radom		CARRIER		UNIPROT										KONWEKTOR	
		1	4	3	6	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Współczynnik przenikania ciepła	$\frac{c}{a}$	8.6273	11.2725	10.733	6.932	9.5733	7.4958	8.2056	8.8566	6.5616	8.2056	8.2056	8.2056	8.2056	7.935	7.557	7.661	9.9124	8.1522
$K = c \cdot (m_w^a \cdot m_p^b)$ [W/(m ² ·K)]	$\frac{b}{a}$	0.101	0.145	0.100	0.166	0.115	0.167	0.146	0.130	0.166	0.146	0.146	0.146	0.146	0.1320	0.1400	0.140	0.0650	0.0745
Opory aerodynamiczne $\Delta P_p = c_p \cdot (m_p)^{a_p}$ [N/m ²]	$\frac{c_p}{a_p}$	0.623	0.507	0.580	0.297	0.353	0.247	0.300	0.336	0.254	0.300	0.300	0.300	0.300	0.3130	0.3390	0.332	0.533	0.6031
Opory hydrauliczne $\Delta P_w = c_w \cdot (m_w)^{a_w}$ [N/m ²]	$\frac{c_w}{a_w}$	11.174	19.237	8.907	2.953	4.915	8.103	8.328	6.082	12.125	6.425	3.993	1.982	8.054	6.298	3.826	4.709	7.063	1.936
		1.855	1.655	1.916	1.894	1.741	1.767	1.623	1.700	1.688	1.640	1.657	1.628	1.552	1.544	1.613	1.96	1.936	
		3.859	3.359	5.821	4.159	1.552	1.552	1.552	1.552	1.552	1.164	0.776	0.388	1.552	1.164	0.776	2.286	4.571	
		1.833	1.333	1.944	1.714	1.937	1.987	1.987	1.937	1.987	1.987	1.987	1.987	1.987	1.987	1.987	1.987	2.040	2.040

Tablica 7-1 Współczynniki określające hydrauliczne i aerodynamiczne własności nagrzewnic powietrza

Wyniki obliczeń średniego względnego błędu wyznaczenia mocy cieplnej nagrzewnicy, współczynnika przenikania ciepła K oraz współczynnika efektywności cieplnej Φ przyjęto zgodnie z [35], nie umieszczając samych obliczeń w niniejszej pracy.

5.6.1. Obliczenie względnego maksymalnego błędu pomiaru strat ciśnienia powietrza przepływającego przez nagrzewnicę

Straty ciśnienia powietrza przy przepływie przez nagrzewnicę obliczano jako różnicę ciśnień statycznych, mierzonych za pomocą mikromanometrów Recknagla o zmiennym przełożeniu. Względny błąd pomiaru strat ciśnienia powietrza obliczono jako iloraz sumy bezwzględnego błędu przyrządu i błędu odczytu, do pomierzonej wartości średniej:

$$\delta(\Delta \bar{p}_p) = \frac{\Delta_{\max} + \Delta_{\text{od}}}{\Delta \bar{p}_p} \cdot 100 [\%] \quad /148/$$

gdzie: Δ_{\max} - największy błąd bezwzględny przyrządu dla całego zakresu pomiarowego obliczony ze wzoru:

$$\Delta_{\max} = \delta_{\max} (q_k - q_p) \cdot n \cdot g \cdot \rho \cdot 10^{-2} \text{ [Pa]} \quad /149/$$

przy czym:

δ_{\max} - klasa dokładności przyrządu równa największemu błędowi względnemu przyrządu w [%],

$(q_k - q_p)$ - zakres pomiarowy przyrządu, [m]

n - przełożenie przyrządu,

g - przyśpieszenie ziemskie = 9,81 [m/s²]

ρ - gęstość cieczy manometrycznej [kg/m³]

Δ_{od} - błąd bezwzględny odczytu wielkości mierzonej
obliczony ze wzoru:

$$\Delta_{od} = n \cdot \delta_p \cdot g \cdot \rho \quad [\text{Pa}] \quad /150/$$

δ_p - dokładność odczytu optycznego, [m]

$\Delta \bar{p}_p$ - wartość średnia strat ciśnienia powietrza [Pa]

Ze względu na bardzo dużą liczbę wykonanych serii pomiarowych /wyniki pomiarów znajdują się w Archiwum Instytutu Ogrzewnictwa i Wentylacji Politechniki Warszawskiej/ przytoczone zostały wyniki analizy maksymalnych błędów tylko dla największych i najmniejszych mierzonych wielkości różnicy ciśnień każdej badanej nagrzewnicy.

Obliczenia wykonano dla następujących warunków pomiarów:

- klasa dokładności przyrządu $\delta_{max} = 0,2$
- zakres pomiarowy przyrządu $(q_k - q_p) = 0,220$ [m]
- przełożenie przyrządu dla mierzonych wielkości:

a/ najmniejszych $n = 0,05$

b/ największych $n = 0,5$

- gęstość cieczy manometrycznej $\rho_m = 826$ [kg/m³].

Bezwzględny maksymalny błąd pomiaru strat ciśnienia powietrza

przy przepływie przez wodną nagrzewnicę powietrza:

a. dla najmniejszych wielkości pomiarowych:

$$\Delta_{max} = 0,2 \cdot 0,220 \cdot 0,05 \cdot 826 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} = 0,173 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta_{od} = 0,05 \cdot 0,0005 \cdot 826 \cdot 9,81 = 0,202 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta_{min} = \Delta_{max} + \Delta_{od} = 0,38 \quad [\text{Pa}]$$

b. dla największych wielkości pomiarowych:

$$\Delta_{max} = 0,2 \cdot 0,220 \cdot 0,5 \cdot 826 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} = 1,78 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta_{od} = 0,5 \cdot 0,0005 \cdot 826 \cdot 9,81 = 2,02 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta_{max} = \Delta_{max} + \Delta_{od} = 3,8 \quad [\text{Pa}]$$

Wyniki obliczeń względnego maksymalnego błędu pomiaru

strat ciśnienia powietrza przedstawiono w tabelicy 5.4.

5.6.2. Obliczenie względnego maksymalnego błędu pomiaru strat ciśnienia wody przepływającej przez nagrzewnicę

Straty ciśnienia wody przy przepływie przez wodną nagrzewnicę powietrza mierzono za pomocą rtęciowego manometru różnicowego dla największych wartości strumienia masy wody i za pomocą wodnego manometru różnicowego dla najmniejszych wartości strumienia masy wody.

Względny maksymalny błąd pomiaru strat ciśnienia wody obliczono, podobnie jak dla powietrza, jako iloraz sumy bezwzględnego błędu przyrządu i błędu odczytu do pomierzonej wartości średniej:

$$\delta(\Delta \bar{p}_w) = \frac{\Delta}{\Delta \bar{p}_w} = \frac{2 (\Delta_{max} + \Delta_{od})}{\Delta \bar{p}_w} \cdot 100 \quad [\%] \quad /151/$$

Obliczenia wykonano dla następujących charakterystycznych wielkości przyrządów pomiarowych:

- klasa dokładności przyrządu $\delta_{max} = 0,1$

Tablica 5.4.

Względny i bezwzględny maksymalny błąd pomiaru strat ciśnienia powietrza przy przepływie przez wodną nagrzewnicę powietrza.

Symbol i numer nagrzewnicy	Wyniki pomiarów najmniejszych wielkości			Wyniki pomiarów największych wielkości		
	Δ_{\min}	$\Delta \bar{p}_{\min}$	$\sqrt{\delta(\Delta \bar{p})}_{\min}$	Δ_{\max}	$\Delta \bar{p}_{\max}$	$\sqrt{\delta(\Delta \bar{p})}_{\max}$
	Pa	Pa	%	Pa	Pa	%
RW AGH nr 1	0,38	49,44	0,77	3,8	737,37	0,52
RW AGH nr 4	0,38	71,309	0,53	3,8	737,27	0,52
Ternowent-Radom nr 3	0,38	20,66	1,84	3,8	449,69	0,85
Uniprot nr 8	0,38	17,68	2,15	3,8	256,04	1,48
Uniprot nr 9	0,38	32,373	1,18	3,8	437,52	0,87
Uniprot nr 10	0,38	20,257	1,88	3,8	344,38	1,10
Uniprot nr 11	0,38	20,06	1,89	3,8	230,17	1,36
Uniprot nr 12	0,38	40,51	0,94	3,8	542,88	0,70
Uniprot nr 13	0,38	14,81	2,68	3,8	267,40	1,42
Uniprot nr 14	0,38	17,82	2,13	3,8	179,88	2,11
Uniprot nr 15	0,38	14,52	2,62	3,8	158,33	2,40
Uniprot nr 16	0,38	22,88	1,66	3,8	265,06	1,43
Uniprot nr 17	0,38	16,97	2,24	3,8	200,32	1,90
Uniprot nr 18	0,38	15,88	2,39	3,8	156,29	2,43
Konwektor-Lipno nr 19	0,38	21,39	1,73	3,8	250,45	1,52
Konwektor-Lipno nr 20	0,38	33,27	1,00	3,8	426,96	0,89

- zakres pomiarowy przyrządu $(q_k - q_p) = 0,700$ [m]
- gęstość cieczy manometrycznej a. $\rho_{Hg} = 13600$ [kg/m³]
b. $\rho_w = 1000$ [kg/m³]

Bezwzględny maksymalny błąd pomiaru strat ciśnienia wody przy przepływie przez wodną nagrzewnicę powietrza:

a. dla największych wartości strumienia masy wody:

$$\Delta_{\max} = 0,1 \cdot 0,700 \cdot 9,81 \cdot 13600 \cdot 10^{-2} = 93,39 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta_{\text{od}} = 0,001 \cdot 13600 \cdot 9,81 = 133,41 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta_{\max} = 2 (93,39 + 133,41) = 453,6 \text{ [Pa]}$$

b. dla najmniejszych wartości strumienia masy wody:

$$\Delta_{\max} = 0,1 \cdot 0,700 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 10^{-2} = 6,87 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta_{\text{od}} = 0,001 \cdot 9,81 \cdot 1000 = 9,81 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta_{\min} = 2 (6,87 + 9,81) = 33,36 \text{ [Pa]}$$

Wyniki obliczeń względnego maksymalnego błędu pomiaru strat ciśnienia wody, odniesionego do największych i najmniejszych wielkości pomiarowych zamieszczono w tabelicy 5.5.

5.6.3. Obliczenie względnego średniego błędu pomiaru strumienia masy wody.

Pomiar strumienia masy wody wyznaczono zgodnie z 5.2.5.

metodą wagową w/g wzoru:

$$\dot{M}_w = \frac{M_w}{\tau} \text{ [kg/s]}$$

Tablica 5.5.

Względny i bezwzględny maksymalny błąd pomiaru strat ciśnienia wody przy przepływie przez wodną nagrzewnicę powietrza.

Symbol i numer nagrzewnicy	Wyniki pomiarów najmniejszych wielkości			Wyniki pomiarów największych wielkości		
	Δ_{\min}	$\Delta \bar{p}_w$	$\delta(\Delta \bar{p}_w)_{\min}$	Δ_{\max}	$\Delta \bar{p}_w$	$\delta(\Delta \bar{p}_w)_{\max}$
	Pa	Pa	%	Pa	Pa	%
RW AGH nr 1 i nr 4	33,36	1540	2,16	453,6	45240	1,0
Termowent-Radon nr 3	33,36	2255	1,48	453,6	60040	0,75
Uniprot nr 8 - 12 nr 16	33,36	804	4,15	453,6	38259	1,13
Uniprot nr 13 i nr 17	33,36	585	5,7	453,6	31280	1,45
Uniprot nr 14 i nr 18	33,36	410	8,13	453,6	19200	2,36
Konwektor-Lipno nr 19	33,36	1930	1,73	453,6	51459	0,38

gdzie: \dot{M}_W - strumień masy wody [kg/s]
 M_W - masa wody [kg]
 τ - czas pomiaru masy wody [s]

Bezwzględny średni błąd kwadratowy pomiaru strumienia masy wody wyrażony jest równaniem:

$$\delta(\dot{M}_W) = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{M}_W}{\partial M_W} \delta M_W\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{M}_W}{\partial \tau} \delta \tau\right)^2} \quad /153/$$

$$\frac{\partial \dot{M}_W}{\partial M_W} = \frac{1}{\tau} \quad /154/$$

$$\frac{\partial \dot{M}_W}{\partial \tau} = - \frac{M_W}{\tau^2} \quad /155/$$

$$\delta(\dot{M}_W) = \sqrt{\left(\frac{1}{\tau} \cdot \delta M_W\right)^2 + \left(- \frac{M_W}{\tau^2} \cdot \delta \tau\right)^2} \quad /156/$$

Względny średni błąd kwadratowy pomiaru strumienia masy wody:

$$\zeta(\dot{M}_W) = \frac{\delta(\dot{M}_W)}{\dot{M}_W} \cdot 100 = \sqrt{\left(\frac{\frac{1}{\tau} \cdot \delta M_W \cdot \tau}{M_W}\right)^2 + \left(- \frac{M_W \cdot \delta \tau \cdot \tau}{\tau^2 M_W}\right)^2} \cdot 100 \quad [\%]$$

$$\zeta(\dot{M}_W) = \sqrt{\left(\frac{\delta M_W}{M_W}\right)^2 + \left(- \frac{\delta \tau}{\tau}\right)^2} \cdot 100 \quad [\%] \quad /157/$$

Pomiary wszystkich nagrzewnic wykonywano w zakresie strumienia masy wody od 0,035 [kg/s] do 0,3 [kg/s].

Czas pomiaru największych wartości strumienia masy wody wynosił 30 [s]. W celu zwiększenia dokładności pomiaru, dla najmniejszych przepływów, zwiększono czas pomiaru do 180 [s].

Bezwzględny średni błąd kwadratowy pomiaru strumienia masy wody

Obliczenia wykonano dla:

a. wielkości największych $M_{w\max} = [9,52 \text{ [kg]}]$ i $\tau = 30 \text{ [s]}$

$$\delta M_w = 0,01 \text{ [kg]}$$

$$\delta \tau = 0,1 \text{ [s]}$$

$$\delta(\bar{M}_{w\max}) = \sqrt{\left(\frac{1}{30} \cdot 0,01\right)^2 + \left(\frac{9,52}{30^2} \cdot 0,2\right)^2} = 0,00214 \text{ [kg/s]}$$

b. wielkości najmniejszych $M_{w\min} = 6,35 \text{ [kg]}$ i $\tau = 180 \text{ [s]}$

$$\delta(\bar{M}_{w\min}) = \sqrt{\left(\frac{1}{180} \cdot 0,01\right)^2 + \left(\frac{6,35}{180^2} \cdot 0,2\right)^2} = 0,000068 \text{ [kg/s]}$$

Względny średni błąd kwadratowy pomiaru strumienia masy wody

a. dla wielkości największych:

$$\delta(\bar{M}_{w\max}) = \sqrt{\left(\frac{0,01}{9,52}\right)^2 + \left(\frac{0,2}{30}\right)^2} \cdot 100 \% = 0,67 \text{ [%]}$$

b. dla wielkości najmniejszych:

$$\delta(\bar{M}_{w\min}) = \sqrt{\left(\frac{0,01}{6,35}\right)^2 + \left(\frac{0,2}{180}\right)^2} \cdot 100 = 0,19 \text{ [%]}$$

5.6.4. Obliczenie względnego średniego błędu pomiaru strumienia masy powietrza

Pomiar strumienia masy powietrza wyznaczono zgodnie z 5.2.2.

w/g wzoru /138/:

$$\dot{M}_p = 0,00464 + 0,0603 \sqrt{\Delta p_s \cdot \rho_p} \quad [\text{kg/s}]$$

Gęstość powietrza obliczano ze wzoru /139/:

$$\rho_p = \frac{1 + x}{462(0,622 + x)} \cdot \frac{p}{T} \quad [\text{kg/m}^3]$$

a zawartość wilgoci w powietrzu - x ze wzoru /140/:

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_w}{p - p_w} \quad [\text{kg/kg}]$$

Bezwzględny średni błąd kwadratowy pomiaru strumienia masy

powietrza

$$\delta(\bar{\dot{M}}_p) = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{M}_p}{\partial \Delta p_s} \cdot \delta \Delta p_s\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{M}_p}{\partial \rho_p} \cdot \delta \rho_p\right)^2} \quad /158/$$

$$\frac{\partial \dot{M}_p}{\partial \Delta p_s} = 0,0304 \cdot \sqrt{\frac{\rho_p}{\Delta p_s}} \quad /159/$$

$$\frac{\partial \dot{M}_p}{\partial \rho_p} = 0,0304 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_s}{\rho_p}} \quad /160/$$

$$\delta(\bar{\dot{M}}_p) = 0,0304 \cdot \sqrt{\frac{\rho_p}{\Delta p_s} \cdot (\delta \Delta p_s)^2 + \frac{\Delta p_s}{\rho_p} (\delta \rho_p)^2} \quad /161/$$

Bezwzględny maksymalny błąd pomiaru różnicy ciśnień statycznych:

$$\delta \Delta p_s = \Delta$$

a. dla pomiarów największych:

$$\Delta_{\max} = \Delta_{\max} + \Delta_{\text{od}}$$

$$\Delta_{\max} = 0,2 \cdot 0,220 \cdot 1 \cdot 826 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} = 3,56 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta_{od} = 0,0005 \cdot 826 \cdot 9,81 = 4,05 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta_{max} = 7,61 \quad [\text{Pa}]$$

b. dla pomiarów najmniejszych:

$$\Delta_{min} = \Delta_{max} + \Delta_{od}$$

$$\Delta_{max} = 0,2 \cdot 0,220 \cdot 0,1 \cdot 826 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} = 0,356 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta_{od} = 0,1 \cdot 0,0005 \cdot 826 \cdot 9,81 = 0,405 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta_{min} = 0,761 \quad [\text{Pa}]$$

Bezwzględny średni błąd kwadratowy wyznaczenia gęstości powietrza

$$\delta(\bar{\rho}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho_p}{\partial x} \cdot \delta x\right)^2 + \left(\frac{\partial \rho_p}{\partial p} \cdot \delta p\right)^2 + \left(\frac{\partial \rho_p}{\partial T} \cdot \delta T\right)^2} \quad /162/$$

$$\frac{\partial \rho_p}{\partial p} = \frac{1+x}{462(0,622+x)} \cdot \frac{1}{T} = \frac{\rho_p}{p} \quad /163/$$

$$\frac{\partial \rho_p}{\partial T} = - \frac{(1+x) \rho_p}{462(0,622+x)T^2} = - \frac{\rho_p}{T} \quad /164/$$

$$\frac{\partial \rho_p}{\partial x} = \frac{462p \cdot T \cdot (0,622+x) - (1+x) \cdot 462p \cdot T}{[462 \cdot T \cdot (0,622+x)]^2} = \frac{0,378 \cdot p}{462(0,622+x)^2 T} \quad /165/$$

$$\delta(\bar{\rho}) = \sqrt{\left(\frac{0,378 \rho_p}{462(0,622+x)^2 T} \cdot \delta x\right)^2 + \left(\frac{\rho_p}{p} \cdot \delta p\right)^2 + \left(\frac{\rho_p}{T} \cdot \delta T\right)^2} \quad /166/$$

Bezwzględny maksymalny błąd pomiaru ciśnienia atmosferycznego

$$\delta_p = \Delta_{max} + \Delta_{od}$$

$$\Delta_{\max} = 0,1 \cdot 0,820 - 0,690 \cdot 13600 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} = 17,34 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta_{\text{ad}} = 0,0001 \cdot 13600 \cdot 9,81 = 13,34 \text{ [Pa]}$$

$$\delta_p = 30,68 \text{ [Pa]}$$

Bezwzględny maksymalny błąd pomiaru temperatury powietrza

$$\delta_T = \Delta = \Delta_{\max} + \Delta_{\text{ad}}$$

$$\Delta_{\max} = 0,2 \cdot 50 \cdot 10^{-2} = 0,1 \text{ [K]}$$

$$\Delta_{\text{ad}} = 0,05 \text{ [K]}$$

$$\delta_T = \Delta = 0,15 \text{ [K]}$$

Bezwzględny średni kwadratowy błąd wyznaczenia zawartości wilgoci w powietrzu

$$\delta\left(\frac{x}{p}\right) = \sqrt{\left(\frac{\partial x}{\partial p_w} \cdot \delta p_w\right)^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial p} \cdot \delta p\right)^2} \quad /167/$$

$$\frac{\partial x}{\partial p_w} = 0,622 \cdot \frac{D}{p-p_w} = \frac{x}{p_w} \cdot \frac{D}{p-p_w} \quad /168/$$

$$\frac{\partial x}{\partial p} = -0,622 \frac{p_w}{(p-p_w)^2} = \frac{x}{p-p_w} \quad /169/$$

$$\delta\left(\frac{x}{p}\right) = \sqrt{\left(\frac{x}{p_w} \cdot \frac{D}{p-p_w} \delta p_w\right)^2 + \frac{x}{p-p_w} \cdot \delta p^2} \quad /170/$$

Bezwzględny maksymalny błąd wyznaczenia ciśnienia pary

wodnej - p_w .

Przyjęto $\delta p_w = 2,7 \text{ [Pa]}$ odczytując wartości p_w

z tabelic:

" Etablissement de Villeurbanne Laboratoire Central des Industries Thermiques et Aerauliques / L.A.C.I.T.A./ wydanych przez Centre Technique des Industries Aerauliques et Thermiques /C.E. T.I.A.T./.

Obliczenie bezwzględnego i względnego średniego błędu kwadratowego pomiaru strumienia masy powietrza ograniczono tylko do dwóch wybranych krańcowych pomiarów.

Wyniki obliczeń błędów wykonano dla następujących wielkości pomiarowych:

a. największych

$$\begin{aligned} T &= 289,15 \quad [K] \\ \Delta p_s &= 1023,3 \quad [Pa] \\ p &= 101462,87 \quad [Pa] \\ \rho_p &= 1,278 \quad [kg/m^3] \\ x &= 0,0067 \quad [kg/kg] \end{aligned}$$

b. najmniejszych

$$\begin{aligned} T &= 275,65 \quad [K] \\ \Delta p_s &= 605,7 \quad [Pa] \\ p &= 98060,76 \quad [Pa] \\ \rho_p &= 1,175 \quad [kg/m^3] \\ x &= 0,00321 \quad [kg/kg] \end{aligned}$$

Obliczenie błędów pomiaru strumienia masy powietrza dla największych wielkości pomiarowych :

$$\delta_p = 30,68 \quad [Pa] ,$$

$$\delta_{p_w} = 2,7 \quad [Pa] ;$$

$$\delta_x \text{ zgodnie ze wzorem /170/}$$

$$\begin{aligned} \delta_x &= \sqrt{\left(\frac{0,0067}{1023,3} \cdot \frac{101462,87}{(101462,87-1023,3)} \cdot 2,7\right)^2 + \left(\frac{0,0067 \cdot 30,68}{101462,87-1023,3}\right)^2} = \\ &= 1,8 \cdot 10^{-5} \quad [kg/kg] \end{aligned}$$

$$\delta_T = 0,15 \quad [K]$$

$$\delta \rho_p \text{ zgodnie ze wzorem /166/}$$

$$\delta \rho_p = \sqrt{\left(\frac{0,378 \cdot 101462,87}{(0,622+0,0067)^2 \cdot 462 \cdot 289,25} \cdot 1,8 \cdot 10^{-5} \right)^2 + \left(\frac{1,278}{101462,87} \cdot 30,68 \right)^2 + \left(\frac{1,278}{289,25} \cdot 0,15 \right)^2}$$

$$\delta \rho_p = 0,000663 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\delta \Delta p_s = 7,61 \quad [\text{Pa}]$$

Bezwzględny średni kwadratowy błąd pomiaru strumienia masy powietrza:

$$\delta (\bar{\dot{M}}_p)_{\max} = 0,0304 \sqrt{\frac{1,278}{1361,31} \cdot (7,61)^2 + \frac{1361,31}{1,278} \cdot (0,000663)^2}$$

$$\delta (\bar{\dot{M}}_p)_{\max} = 0,00712 \quad [\text{kg/s}]$$

Względny błąd pomiaru strumienia masy powietrza:

$$\delta (\bar{\dot{M}}_p)_{\max} = \frac{\delta (\bar{\dot{M}}_p)_{\max}}{(\bar{\dot{M}}_p)_{\max}} \cdot 100 = \frac{0,00712}{0,8955} \cdot 100 = 0,795 \quad [\%]$$

Obliczenie błędów pomiaru strumienia masy powietrza dla najmniejszych wielkości pomiarowych:

$$\delta p = 30,68 \quad [\text{Pa}]$$

$$\delta p_w = 2,7 \quad [\text{Pa}]$$

$$\delta x = 1,44 \cdot 10^{-5} \quad [\text{kg/kg}]$$

$$\delta T = 0,15 \quad [\text{K}]$$

$$\delta \Delta p_s = 0,761 \quad [\text{Pa}]$$

$$\delta \rho_p = \sqrt{\left(\frac{0,378 \cdot 98060,76 \cdot 1,44 \cdot 10^{-5}}{(0,622 + 0,00321)^2 \cdot 462 \cdot 275,65} \right)^2 + \left(\frac{1,175}{98060,76} \cdot 30,68 \right)^2 + \left(\frac{1,175}{275,65} \cdot 0,15 \right)^2}$$

$$\delta \rho_p = 0,00073762 \quad [\text{kg/m}^3]$$

Bezwzględny średni kwadratowy błąd pomiaru strumienia masy powietrza :

$$\delta \left(\bar{M}_p \right)_{\min} = 0,0304 \sqrt{\frac{1,175}{605,7} \cdot (0,761)^2 + \frac{605,7}{1,175} \cdot (7,3762 \cdot 10^{-4})^2}$$

$$\delta \left(\bar{M}_p \right)_{\min} = 0,00114 \quad [\text{kg/s}]$$

Względny błąd pomiaru strumienia masy powietrza:

$$\delta \left(\bar{M}_p \right)_{\min} = \frac{\delta \left(\bar{M}_p \right)_{\min}}{\left(\bar{M}_p \right)_{\min}} \cdot 100 = \frac{0,00114}{0,1592} \cdot 100 = 0,716 \quad [\%]$$

Wartości obliczonych błędów względnych pomiaru strumienia masy wody i powietrza nie przekroczyły 1 % dla wybranych największych i najmniejszych wielkości pomiarowych.

Błędy względne dla wartości pośrednich będą zawierały się w zakresie obliczonych błędów dla wybranych wartości krańcowych, co upoważnia do stwierdzenia dostatecznej dokładności wykonywanych pomiarów.

ROZDZIAŁ VI

Metodyka obliczenia wskaźników stosowanych do doboru wodnych nagrzewnic powietrza

6.1. Obliczenie wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy.

Obliczenie wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy - E /64/ przeprowadzono dla następujących stałych parametrów 15 badanych modeli nagrzewnic:

$c, c_p, c_w, F, d_1, c_{wp}, c_{ww}, a, b, a_p, a_w, F_{br}$ i K_i ,

uwzględniając zmianę gęstości strumienia masy powietrza w zakresie $1 \div 10$ $[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$,

gęstość strumienia masy wody w zakresie $300 \div 2000$ $[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$

i iloczynu zK_j w zakresie $1 \div 50$ $[\text{zł}/\text{kW}]^{1/}$.

Podany poniżej program na EMC CDC - CYBER 8 umożliwił tabelaryzowanie wyników dla wybranych wartości gęstości strumienia masy wody i iloczynu zK_j oraz pełnego zakresu gęstości strumienia masy powietrza.

^{1/} Zakres iloczynu zK_j wynika ze stosowanego w Kraju taryfikatora cen energii elektrycznej oraz czasu pracy instalacji.


```
MASTER ZADANE
DIMENSION MW(4),X(2),E(10),RED(20)
COMMON/WSP/ RKI,B1,B2,B3,A,A1,A2,A3,A4,A5,II
DATA MW/400,800,1000,1200/
READ(5,100) CWF,CWW
READ(5,200) NPROB
DO 10 JPR=1,NPROB
READ(5,400) (RED(I),I=1,20)
READ(5,100) AM,AP,A,B
READ(5,100) RKI,CW,C,CP,FBR,F,D1
FW=3.14159265358*D1**2/4.
A1=CW*D1**2*1.6164E-6
B1=1.+AW
A2=CP*FBR*1.626E-3
B2=1.+AP
B3=B-1.
A3=C*F*1.E-3/(CWF*FBR)
A4=CWF*FBR/(CWW*FW)
A5=CWW*FW
WRITE(6,800) (RED(I),I=1,20)
WRITE(6,500) C,A,B,CP,AP,CW,AW,F,FBR,D1,CWF,CWW,RKI
DO 10 J=1,4
X(1)=MW(J)
WRITE(6,300)
WRITE(6,600) MW(J),(K,K=1,10)
DO 10 KJ=5,25,5
ID=KJ*365
DO 20 I=1,10
X(2)=I
20 E(I)=FUN(X,J,PAR)
WRITE(6,700) KJ,(E(I),I=1,10)
10 CONTINUE
STOP

100 FORMAT(8F10.2)
200 FORMAT(I5)
300 FORMAT(/74X,2HMW,50X,2HMF)
400 FORMAT(20A4)
500 FORMAT(10X,3HC =,F8.4,6X,3HA =,F8.4,5X,3HB =,F8.4/10X,3HCP=,
1F8.4,6X,3HAP=,F8.4/10X,3HCW=,F9.5,5X,3HAW=,F8.4/
510X,3HF =,F8.4,6X,4HFBR=,F7.4/10X,3HD1=,F8.4/
310X,4HCWP=,F7.4,6X,4HCWW=,F7.4/
210X,3HKI=,F8.2//)
600 FORMAT(2X,14,6H ZKJ,I8,9I10)
700 FORMAT(10X,I2,10F10.2)
800 FORMAT(1H1,20A4/)
END
```

```
FUNCTION FUN(X,IR,PAR)
DIMENSION X(10)
COMMON/WSP/ RKI,B1,B2,B3,A,A1,A2,A3,A4,A5,I
FUN=(RKI+I*(A1*X(1)**B1+A2*X(2)**B2))/(A5*X(1)*(1.-EXP(-A4*X(2)*
1(1.-EXP(-A3*X(1)**A*X(2)**B3))/X(1))))
RETURN
END
```


6.2. Wyznaczenie optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza

Obliczeniem objęto 15 nagrzewnic w zakresie iloczynu $zK_j = 1 \div 50$ [zł/kW] .

Podstawą obliczeń była procedura POWELL 1 w/g [38] .

Realizacja tej procedury została oparta na metodzie zaproponowanej przez M. J. D. Powella polegającej na zmianach kierunków poszukiwań minimum funkcji bez wyznaczania jej pochodnych cząstkowych tak, aby te kierunki były wzajemnie sprzężone.

Metoda ta została opisana w [7] . W celu wyznaczenia kierunki poszukiwań zastosowano metodę interpolacyjną MINIK 6 w/g [38] .

Program wyznaczenia optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza zamieszczony jest poniżej.

```
MASTER ZADANE  
DIMENSION X(10),KJT(13),REP(20),XE(2,2)  
COMMON/USP/ RKT,B1,B2,B3,A,A1,A2,A3,A4,A5,II  
EXTERNAL FUN,MINIK6
```

*


```
DATA N,M,ITH,IP/2,10,100,1/,EO,DELTA,EPS/0.5,0.05,1.E-5/  
1,X(1)/1858.1800/,X(2)/4.88/  
DATA KJT/1,2,4,5,10,15,20,25,30,35,40,45,50/  
READ(5,200) NKJ  
READ(5,100) CWP,CWW  
READ(5,200) NPROB  
DO 10 JFR=1,NPROB  
READ(5,400) (RED(I),I=1,20)  
READ(5,100) AW,AP,A,B  
READ(5,100) RKI,CW,C,CP,FBR,F,D1  
FW=3.14159265358*D1**2/4.  
A1=CW*D1**2*1.6164E-6  
B1=1.+AW  
A2=CP*FBR*1.626E-3  
B2=1.+AP  
B3=B-1.  
A3=C*F*1.E-3/(CWP*FBR)  
A4=CWP*FBR/(CWW*FW)  
A5=CWW*FW  
WRITE(6,300) (RED(I),I=1,20)  
WRITE(6,500) C,A,B,CP,AP,CW,AW,F,FBR,D1,CWP,CWW,RKI  
DO 10 J=1,NKJ  
I=KJT(J)  
ID=I*365  
IP=1  
CALL POWELL1(N,M,X,FUN,Q,LF,IT,ITH,IP,EO,DELTA,EPS,MINJK6,PAR)  
WRITE(6,700) I,X(1),X(2),Q
```

**

```
10 CONTINUE  
STOP  
100 FORMAT(8F10.2)  
200 FORMAT(I5)  
300 FORMAT(13X,12,5(5X,F8.3))  
400 FORMAT(20A4)  
500 FORMAT( 10X,3HC =,F8.4,6X,3HA =,F8.4,5X,3HB =,F8.4/10X,3HCP=,  
1F8.4,6X,3HAP=,F8.4/10X,3HCW=,F9.5,5X,3HAW=,F8.4/  
510X,3HF =,F8.4,6X,4HFBR=,F7.4/10X,3HD1=,F8.4/  
310X,4HCWP=,F7.4,6X,4HCWW=,F7.4/  
210X,3HK1=,F8.2//23X,2HAW,11X,2HAP,10X,1HE/12X,3HZKJ)  
700 FORMAT(12X,13,5X,F8.2,5X,F7.3,5X,F8.2)  
800 FORMAT( 1H1,20A4/  
END
```


6.3. Wyznaczenie zakresu zmienności gęstości strumienia masy wody i powietrza dla zadanych wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy

Wyznaczenie zakresu zmienności gęstości strumienia masy wody i powietrza dla zadanych wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy oparto na obliczonych w pkt. 6.2. wartościach $m_{w\text{opt}}$, $m_{p\text{opt}}$ i E_{opt} .

Obliczenia wykonano dla 15 nagrzewnic, zakładając wzrost wartości E_{opt} o 1% w zakresie od 1 do 10% i poszukując granicznych wartości gęstości strumienia masy wody - m_w i powietrza - m_p .

Punkty przecięcia prostych równoległych do osi m_w i m_p z powierzchnią, jaką tworzy funkcja $E/m_w, m_p$ wyznaczono dwoma sposobami.

Dla wartości $m_w > m_{w\text{opt}}$ i $m_p > m_{p\text{opt}}$ /leżących po prawej stronie wartości optymalnych / graniczne wartości m_w i m_p wyznaczono z formuł iteracyjnych opisanych wzorami /171/ i /172/, przyjmując dodatkowe oznaczenia:

$$F_w = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}, \quad X_1 = m_w, \quad X_2 = m_p,$$

$(k) X_{1p}$ - k-ta iteracja X_{1p}

$(k) X_{2p}$ - k-ta iteracja X_{2p}

$(k+1) X_{1p}$ - (k+1)-sza iteracja X_{1p}

$(k+1) X_{2p}$ - (k+1)-sza iteracja X_{2p}

$$(K+1) X_{1p} = \left[\frac{E_{opt}(1+p\%) \cdot c_{ww} \cdot F_w \cdot (K) X_{1p}}{c_{ww} F_w} \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{c_{wp} \cdot F_{br}}{c_{ww} F_w} \cdot \frac{X_{2opt}}{(K) X_{1p}} \cdot (K) X_{1p}^{b-1} \cdot X_{2opt}^{b-1} \cdot (K) X_{1p}^c \right] \right\} - K_I - zK_j \cdot c_w \cdot F_{br} \cdot 593,49 \cdot 10^{-3} \cdot X_{2opt}^{1+ap} \right] \frac{1}{1+ap}$$

/171/

$$(K+1) X_{2p} = \left[\frac{E_{opt}(1+p\%) \cdot c_{ww} \cdot F_w \cdot X_{2opt}}{c_{ww} F_w} \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{c_{wp} \cdot F_{br}}{c_{ww} F_w} \cdot \frac{(K) X_{2p}}{X_{1opt}} \cdot (K) X_{2p}^{b-1} \cdot X_{1opt}^c \right] \right\} - K_I - zK_j \cdot c_w \cdot d_1^2 \cdot 593,986 \cdot 10^{-6} \cdot X_{1opt}^{1+ap} \right] \frac{1}{1+ap}$$

/172/

Dla wartości $m_w < m_{w_{opt}}$ i $m_p < m_{p_{opt}}$ /leżących po lewej stronie wartości optymalnych /da rozwiązania równania nieliniowego postaci:

$$E = \frac{K_I + zK_j [589,986 \cdot c_w (m_w)^{1+a_w} \cdot d_j^2 \cdot 10^6 + 593,49 \cdot c_p \cdot (m_p)^{1+a_p} \cdot F_{br} \cdot 10^{-3}]}{c_{ww} \cdot m_w \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot (t_{w1} - t_{p1}) \cdot \left\{ 1 - e^{-\frac{c_{wp} \cdot m_p \cdot F_{br}}{c_{ww} \cdot m_w \cdot \frac{\pi d_i^2}{4}}} \left[e^{-\frac{c \cdot F \cdot (m_w)^a \cdot (m_p)^{b-1} \cdot 10^{-3}}{c_{wp} \cdot F_{br}}} - 1 \right] \right\}} \quad [\text{zł/kW}] \quad /64/$$

przekształconego, przy wyznaczaniu wielkości m_w , do postaci:

$$E_{opt} / 1 + p \% / = E / m_w, m_{p_{opt}} / \quad /173/$$

a dla wielkości m_p do postaci:

$$E_{opt} / 1 + p \% / = E / m_{w_{opt}}, m_p / \quad /174/$$

zastosowano metodę siecznych.

Program, według którego obliczono i stabelaryzowano wartości graniczne m_w i m_p , opierał się na programie optymalizacji zamieszczonym w pkt. 6.2.

Do programu optymalizacji dodano, w zaznaczonych gwiazdkami miejscach, dwa uzupełnienia zamieszczone poniżej:

$$\begin{aligned} * \quad XPL(Z) &= EPR - (P1/Z + P2 * Z^{**A}) / (1. - EXP(P3 * (1. - EXP(P4 * Z^{**A}))) / Z) \\ YPL(.) &= EPR - (D5 + D6 * Y^{**B2}) / (1. - EXP(D7 * Y * (1. - EXP(D9 * Y^{**B3})))) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} ** \quad C8 &= 1./A \\ C9 &= 1./B1 \\ D8 &= 1./B2 \end{aligned}$$


```

C2=-A3*X(2)**B3
C3=-A2*X(2)**B2
C3=-A*(RK1+ID*C5)
C4=ID*A1
C6=-C1
C7=-C2
D1=A5*X(1)
D2=-A3*X(1)**A
D3=-A*(RK1+ID*A1*X(1)**B1)
D4=ID*A2
D6=A5*X(1)
D5=(RK1+ID*A1*X(1)**B1)/D6
D6=ID*A2/D5
D7=-A4/X(1)
D9=-A3*X(1)**A
P1=(RK1+ID*A2*X(2)**B2)/A5
P2=ID*A1/A5
P3=-A4*X(2)
P4=-A3*X(2)**B3
DO 2 L=1,2
XE(L,1)=X(L)
2 XE(L,2)=X(L)
DO 10 IPR=1,10
EPR=Q*(1.+IPR/100.)
4 XR=((EPR*A5*XE(1,2))*(1.-EXP(C1*(1.-EXP(C2*XE(1,2)**A)))/XE(1,2))
1+C3)/C4)**C9
SPR=ABS(XE(1,2)-XR)
XE(1,2)=XR
IF(SPR.GT.1.E-5) GO TO 4
XP=(3*X(1)-XE(1,2))/2.
XL=X(1)/2.
EP=XPL(XP)
EL=XPL(XL)
18 XS=(EP*XL-EL*XP)/(EP-EL)
IF(XP-XL.LE.1.E-5) GO TO 20
ES=XPL(XS)
IF(EL*ES) 17,19,19
17 EP=ES
XP=XS
GO TO 18
19 EL=ES
XL=XS
GO TO 18
20 XE(1,1)=XS
6 YR=((EPR*D1*(1.-EXP(-A4*XE(2,2))*(1.-EXP(D2*XE(2,2)**B3))
1/X(1))+D3)/D4)*D6
SPR=ABS(XE(2,2)-YR)
XE(2,2)=YR
IF(SPR.GT.1.E-5) GO TO 6
YP=(3*X(2)-XE(2,2))/2.
YL=X(2)/2.
EP=YPL(YP)
EL=YPL(YL)
8 YS=(EP*YL-EL*YP)/(EP-EL)
SPR=YP-YL
IF(YP-YL.LE.1.E-5) GO TO 1
ES=YPL(YS)
IF(EL*ES) 7,9,9
7 EP=ES
YP=YS
GO TO 8
9 EL=ES
YL=YS
GO TO 8
1 XE(2,1)=YS
WRITE(2,300) IPR,XE(1,1),XE(1,2),XE(2,1),XE(2,2),EPR

```


6.4. Analiza wielkości wskaźnika ekonomicznej efektywności dla poszczególnych typów nagrzewnic.

Wskaźniki ekonomicznej efektywności nagrzewnic obliczono na BMC CDC CYBER 8 w/g programu opisanego w pkt.6.1. przyjmując:

- a/ koszt inwestycyjny /zakupu/ nagrzewnic - K_I , uzyskany bezpośrednio od wytwórcy na poziomie cen roku 1977,
- b/ różnicę temperatur między czynnikami przed nagrzewnicą $\Delta t = t_{w_1} - t_{p_1} = 1 \text{ [K]}^{1/}$,
- c/ wielkości oporów aerodynamicznych i hydraulicznych oraz współczynnika przenikania ciepła uzyskane w czasie pomiarów.

Analiza obliczonych wartości E potwierdziła występowanie wyraźnego minimum wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy przy określonych wartościach m_p i m_w , zależnych od przyjętej wartości iloczynu ZK_j , co stwarza możliwość porównywania tą metodą efektywności różnych konstrukcji nagrzewnic. Otrzymane wielkości wskaźników ekonomicznej efektywności nagrzewnicy określają sumę nakładów poniesionych w ciągu 1 roku w celu przekazania jednostkowej umownej mocy cieplnej, tj. przy

1/ Przyjęcie różnicy temperatur czynników przed nagrzewnicą równej 1 [K] do obliczeń "porównywalnych" wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy pozwala na łatwe obliczenie wartości tego wskaźnika dla dowolnej różnicy temperatur, poprzez podzielenie "porównywalnej" wartości wskaźnika przez daną różnicę temperatur.

Moc cieplną nagrzewnicy uzyskaną przy różnicy temperatur czynników przed nagrzewnicą równej 1 [K] nazwano umowną mocą cieplną nagrzewnicy i oznaczono symbolem Q^* .

różnicy temperatur czynników przed nagrzewnicą równej 1 [K].

Dla przykładu przedstawiono obliczenie wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy "Uniprot" nr 9, przy następujących założonych wielkościach:

- koszt nagrzewnicy $K_n = 2870$ [zł]
- stawka amortyzacyjna $q = 8$ [%]
- gęstość strumienia masy wody $m_w = 300$ [kg/(m²·s)],
- gęstość strumienia masy powietrza $m_p = 5$ [kg/(m²·s)],
- dzienny czas pracy instalacji, w ciągu całego roku $z = 8$ [h],
- jednostkowy koszt energii elektrycznej $K_j = 1,25$ [zł/(kW·h)].

Powyższe wielkości umożliwiły otrzymanie:

- kosztu pompowania wody $K_w = 8,47$ [zł]
- kosztu przetłaczania powietrza $K_p = 379,12$ [zł]
- umownej jednostkowej mocy cieplnej $Q^x = 0,193$ [kW].

Wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy, zgodnie z definicją, wynosi:

$$E = \frac{2870 \cdot 0,08 + 7,47 + 379,12}{0,193} = 3192,69 \text{ [zł/kW]}$$

Charakteryzuje on nagrzewnicę, z punktu widzenia strat ciśnienia odniesionych do jednostki mocy cieplnej, niezależnie od warunków eksploatacji. Pozwala równocześnie na określenie rzeczywistych rocznych kosztów eksploatacji związanych z założonymi przepływami powietrza - m_p i wody m_w oraz amortyzacją urządzenia :

$$K_n \cdot q + K_e = E \cdot Q^x = 3192,69 \cdot 0,193 = 616,20 \text{ [zł]}$$

Miarą rzeczywistej efektywności pracy nagrzewnicy jest stosunek poniesionych nakładów do mocy cieplnej uzyskiwany w warunkach pracy.

W tym celu do wartości E należy wprowadzić rzeczywistą różnicę temperatur czynników przed nagrzewnicą, otrzymując wielkość charakteryzującą efektywność wykorzystania nagrzewnicy w danych warunkach pracy.

I tak np.:

$$\text{dla } t_{w_1} = 90 [^{\circ}\text{C}], \quad t_{p_1} = -20 [^{\circ}\text{C}] \quad \Delta t = 110 \text{ [K]}$$

$$E_{rz} = E \cdot \frac{1}{110} = 29,02 \text{ [zł/kW]}$$

$$t_{w_1} = 150 [^{\circ}\text{C}], \quad t_{p_1} = -20 [^{\circ}\text{C}] \quad \Delta t = 170 \text{ [K]}$$

$$E_{rz} = E \cdot \frac{1}{170} = 18,78 \text{ [zł/kW]}$$

Otrzymane wielkości określają rzeczywiste roczne nakłady związane z eksploatacją, odniesione do 1 [kW] mocy danej nagrzewnicy. Widoczny jest wyraźny wpływ różnicy temperatur czynników przed nagrzewnicą na rzeczywistą wartość wskaźnika E .

Obniżenie wartości E_{rz} można uzyskać praktycznie tylko poprzez zwiększenie temperatury wody przed nagrzewnicą.

Powyższy wniosek, słuszny z ekonomicznego punktu widzenia, musi być jednak podporządkowany zasadom doboru warunków pracy nagrzewnic, określanych przez względy technologiczne, higieniczne itp.

6.4.1. Optymalne wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza.

W celu znalezienia optymalnych wartości gęstości strumie-

nia masy wody i powietrza, dla określonego iloczynu zK_j , poszukiwano metodą POWELLA [7, 38] poszukiwania optimum funkcji E bez wyznaczania jej pochodnych. Dla zakresu iloczynu $zK_j = 1 \div 50$ [zł/kW] obliczono na EMC CDC CYBER 3 optymalne wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza, które następnie aproksymowano do postaci potęgowej zaproponowanej w rozdziale III:

$$m_{w_{opt}} = A_1 (zK_j)^{n_1} \quad /67/$$

$$m_{p_{opt}} = A_2 (zK_j)^{n_2} \quad /68/$$

Ponadto dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza obliczono wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy, które są wartościami minimalnymi dla danego modelu. Aproksymowano do postaci wzoru /69/ i określono jako optymalna wartość wskaźnika ekonomicznej efektywności dla przyjętego iloczynu zK_j .

Wartości stałych A_1 , A_2 i A_3 oraz wykładniki potęg n_1 , n_2 i n_3 zestawiono w tabelicy 6.1.

Na podstawie danych tabelicy 6.1. obliczono optymalne wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza oraz optymalną wartość wskaźnika ekonomicznej efektywności dla iloczynu $zK_j=10$ i 20 [zł/kW], zestawiając wyniki w tabelicy 6.2.

Z analizy tabelicy 6.2. wynika, że dla większości nagrzewnic optymalne wartości strumienia masy wody, przy $zK_j=10$ [zł/kW], wynoszą $m_w \approx 1020 \pm 5\% [kg/(m^2 \cdot s)]$ a gęstości strumienia masy powietrza $m_p \approx 2,6 \pm 10\% [kg/(m^2 \cdot s)]$.

Wartość stałych A_1 , A_2 i A_3 oraz wykładników potęg n_1 , n_2 , n_3 optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza optymalnego wskaźnika ekonomicznej efektywności badanych wodnych nagrzewnic powietrza.

Tablica 6.1.

Grupa nagrzewnic	Symbol i nr nagrzewnicy	A_1	$-n_1$	A_2	$-n_2$	A_3	n_3
a	RW AGH 1	2263.08	0.346	5.449	0.346	1349.22	0.295
	RW AGH 4	2409.47	0.354	5.055	0.363	1112.8	0.317
b	Termowent 3	955.06	0.331	3.842	0.338	866.66	0.271
	Konwektor 19	1133.82	0.316	4.101	0.334	1016.87	0.240
	Konwektor 20	1217.00	0.317	4.797	0.333	1236.54	0.268
c	UNIPROT 8	2118.39	0.322	6.567	0.343	1333.09	0.237
	UNIPROT 9	2276.22	0.329	5.531	0.328	1146.60	0.258
	UNIPROT 10	2237.48	0.328	6.077	0.349	1181.81	0.261
	UNIPROT 11	2179.10	0.325	6.035	0.346	1249.33	0.248
	UNIPROT 12	2329.34	0.334	5.291	0.337	1132.10	0.279
	UNIPROT 13	2136.32	0.327	5.726	0.349	1081.31	0.243
	UNIPROT 14	2127.91	0.327	5.526	0.351	960.67	0.221
	UNIPROT 15	2041.05	0.329	5.294	0.363	825.51	0.197
	UNIPROT 16	2203.52	0.326	6.451	0.360	1240.98	0.257
	UNIPROT 17	2192.93	0.323	6.352	0.367	1091.38	0.251
UNIPROT 18	2120.07	0.327	5.927	0.361	988.76	0.226	

Optymalne wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza oraz optymalne wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy dla wybranych iloczynów zKj.

Tablica 6.2.

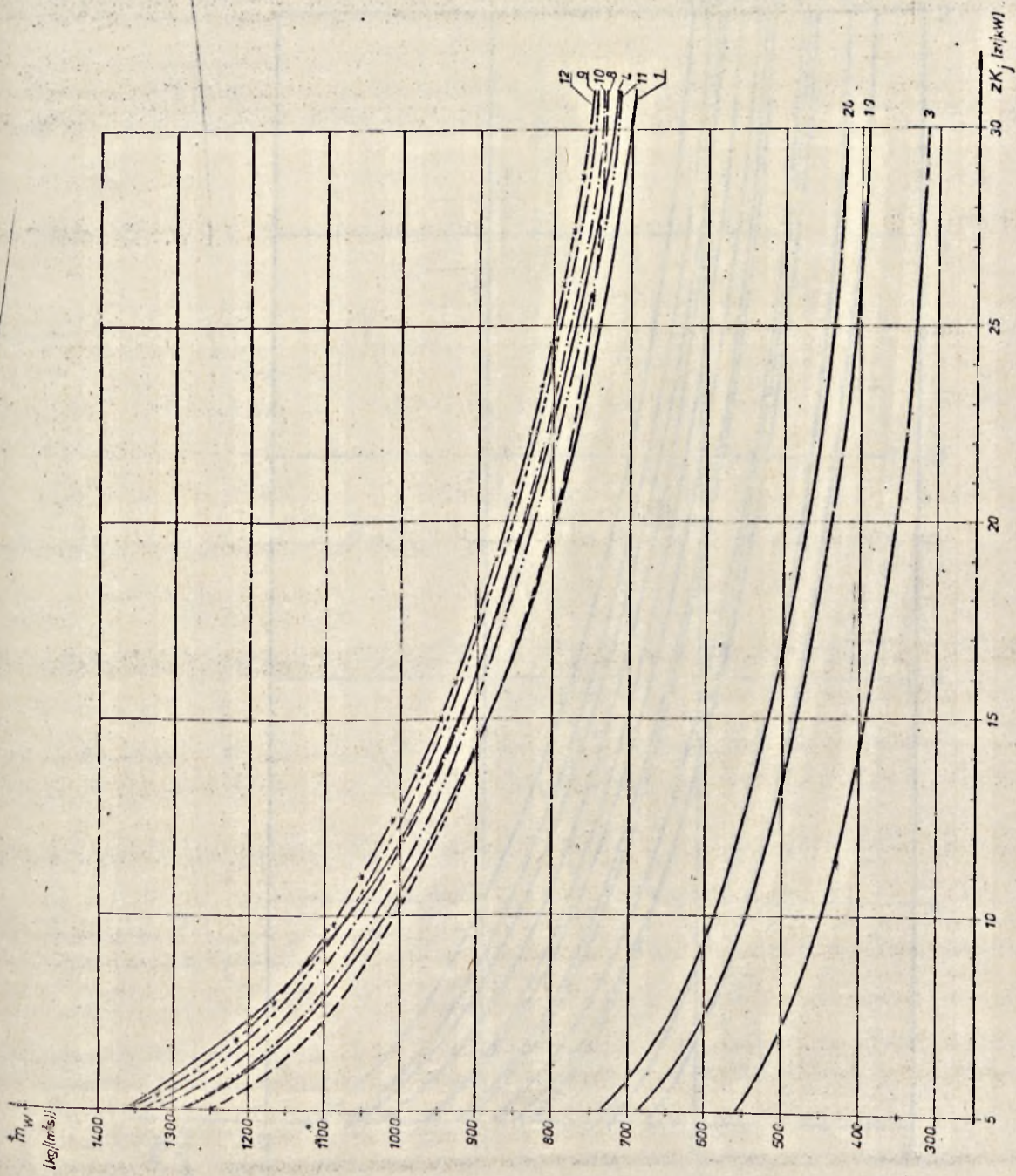
Symbol i nr nagrzewnicy	zKj = 10 [zł/kW]			zKj = 20 [zł/kW]		
	m_w^{opt}	m_p^{opt}	E^{opt}	m_w^{opt}	m_p^{opt}	E^{opt}
	kg/(m ² ·s)	kg/(m ² ·s)	zł/kW	kg/(m ² ·s)	kg/(m ² ·s)	zł/kW
RWAGH 1	1019.21	2.457	2648.4	801.53	1.934	3254.01
RWAGH 4	1067.71	2.189	2290.04	824.93	1.702	2863.45
Termowent 3	445.57	1.764	1609.21	345.18	1.395	1944.92
Konwektor19	547.88	1.900	1756.39	440.24	1.508	2077.13
Konwektor20	586.51	2.204	2373.56	470.71	1.745	2362.62
Uniprot 8	1010.21	2.969	2269.78	808.17	2.342	2690.03
Uniprot 9	1069.59	2.600	2032.73	851.20	2.072	2450.00
Uniprot 10	1054.37	2.714	2112.76	839.76	2.132	2520.35
Uniprot 11	1033.22	2.86	2176.61	824.89	2.253	2600.26
Uniprot 12	1081.35	2.434	2107.50	856.95	1.926	2573.44
Uniprot 13	1030.38	2.554	1859.73	821.13	2.007	2215.43
Uniprot 14	1001.92	2.452	1575.45	798.67	1.924	1845.63
Uniprot 15	956.05	2.288	1287.11	761.17	1.781	1480.04
Uniprot 16	1042.47	2.809	2199.58	831.35	2.192	2647.81
Uniprot 17	1032.27	2.721	1916.96	822.25	2.113	2294.92
Uniprot 18	897.93	2.57	1644.3	795.39	2.003	1932.17

Przy $zK_j = 20$ [zł/kW] optymalne gęstości strumienia masy wody i powietrza są mniejsze i wynoszą odpowiednio $m_w \approx 820 \pm 5\%$ [kg/(m².s)] i $m_p = 2,0 \pm 10\%$ [kg/(m².s)]. Od przedstawionej powyżej prawidłowości zdecydowanie odbiegają jedynie nagrzewnice nr 3, 19 i 20. W nagrzewnicach tych stałowa konstrukcja i przestarzała technologia wykonania niekorzystnie wpływa na wielkość mocy cieplnej oraz oporów aerodynamicznych i hydraulicznych, co decyduje o wyraźnym obniżeniu optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza w stosunku do pozostałych typów nagrzewnic.

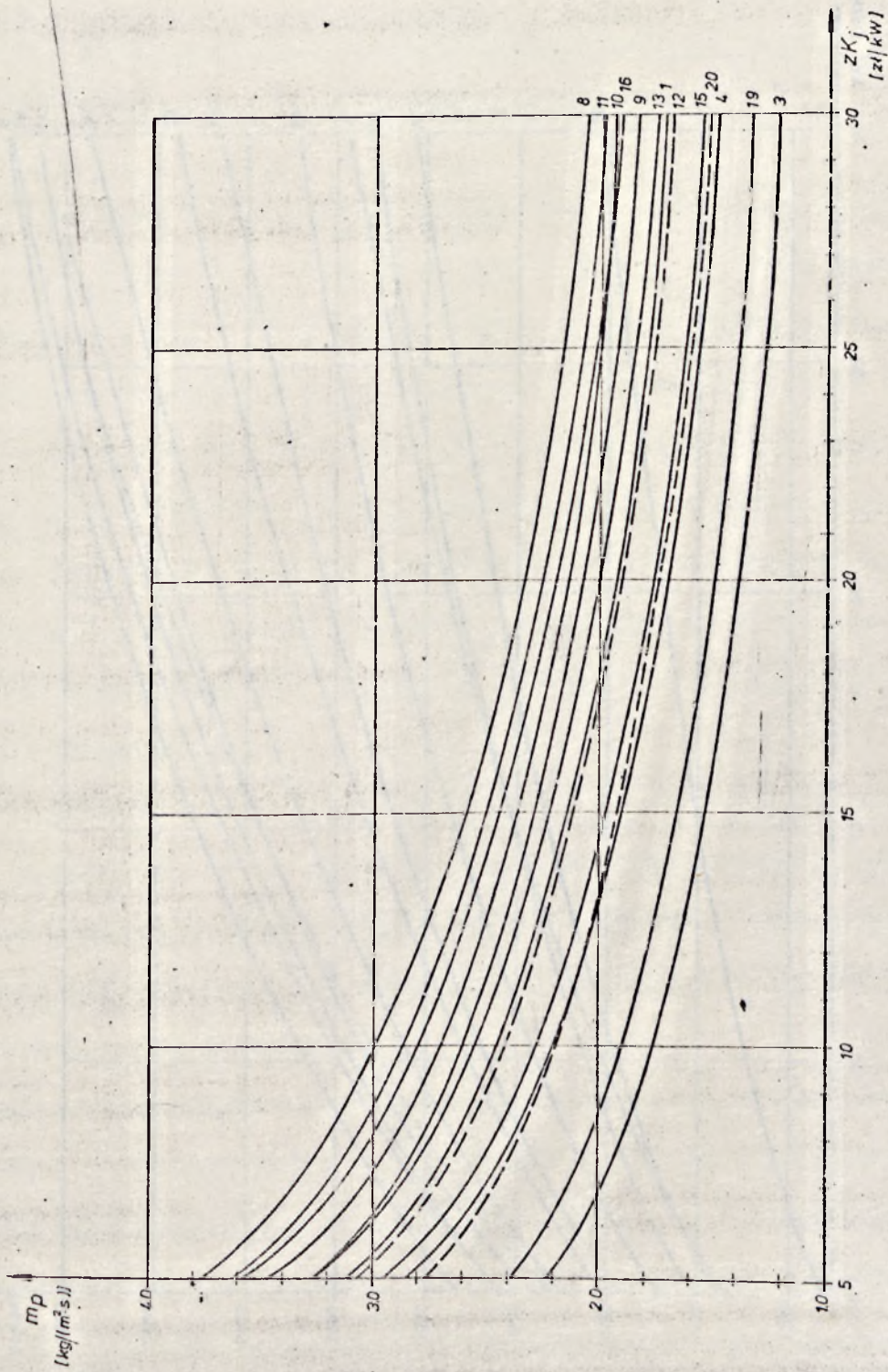
Najlepszymi konstrukcjami są nagrzewnice posiadające największe wartości optymalnych gęstości strumienia masy wody i powietrza, ponieważ im większe są wartości $m_{w, opt}$ i $m_{p, opt}$ dla danego iloczynu zK_j , tym większe można uzyskać wartości współczynnika przenikania ciepła - K , proporcjonalnego do tych dwóch wielkości, przy minimalnych nakładach / E_{opt} /.

Zmiany optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza oraz optymalnej wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy w funkcji iloczynu zK_j przedstawiono na rys. 6.1, 6.2 i 6.3.

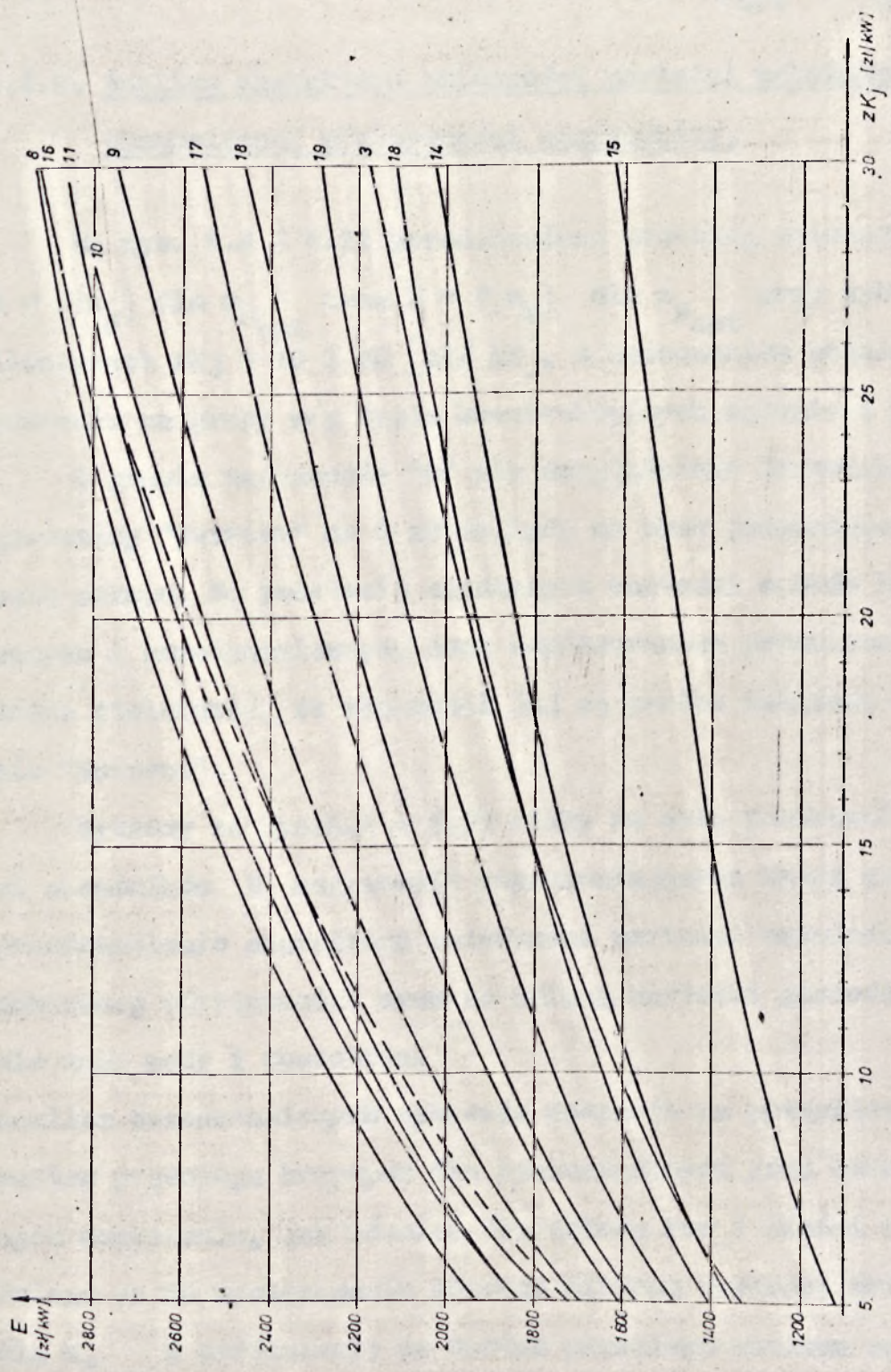
Wykresy wykonano dla zakresu $zK_j = 5 \div 30$ [zł/kW], wynikającego z iloczynu jednostkowego kosztu energii elektrycznej, najczęściej stosowanego w gospodarce krajowej i wynoszącego $0,3 \div 3,0$ [zł/(kW.h)] oraz realnego czasu pracy wentylatora $-4 \div 16$ [h/dobę]. Ograniczenie zakresu iloczynu zK_j do 30 [zł/kW] podyktowane zostało również charakterem krzywych m_w i m_p , które powyżej tej



Rys. 6.1 Zmiany optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody w funkcji iloczynu zK_j .



Rys.6.2 Zmiany optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza w funkcji iloczynu ZK_j .



Rys 6.3 Zmiany optymalnych wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy w funkcji iloczynu zKj.

wartości są już na tyle płaskie, że nawet duży wzrost wartości zK_j nie spowoduje istotnych zmian wartości $m_{p_{opt}}$ i $m_{w_{opt}}$.

6.4.2. Analiza charakteru zmienności wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy.

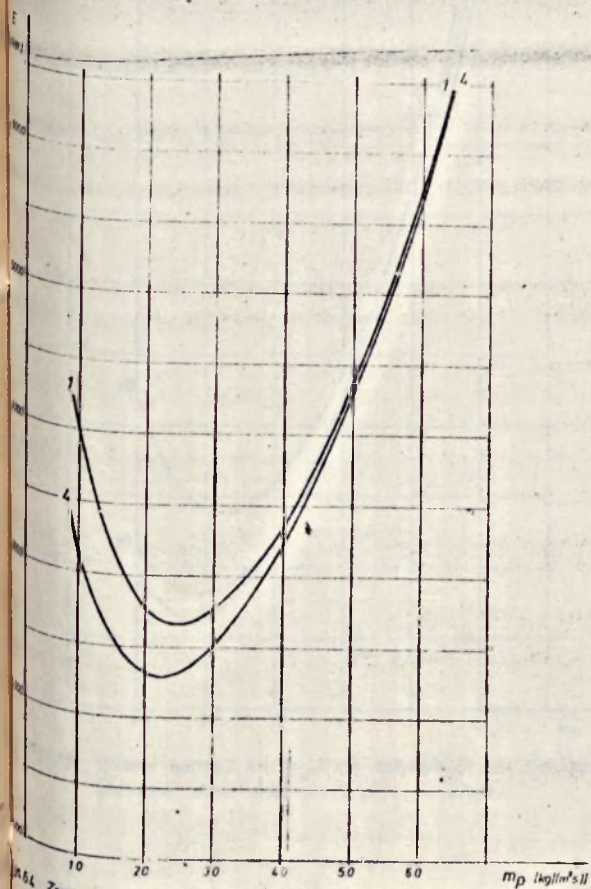
Na rys. 6.4 ÷ 6.23 przedstawiono przebieg zmienności $E = f(m_p)$ dla $m_{w_{opt}}$ oraz $E = f(m_w)$ dla $m_{p_{opt}}$ przy wybranych iloczynach $zK_j = 10$ i 20 [zł/kW], z zachowaniem podziału nagrzewnic na grupy w/g typów konstrukcyjnych zgodnie z pkt.5.4.

W grupie nagrzewnic "c" nie uwzględniono importowanej nagrzewnicy "Carrier" nr 6 ze względu na brak jednoznacznego kosztu zakupu. Na podstawie uzyskanych wartości oporów hydraulicznych i aerodynamicznych oraz współczynnika przenikania ciepła można stwierdzić, że własności jej są bardzo zbliżone do nagrzewnicy "Uniprot".

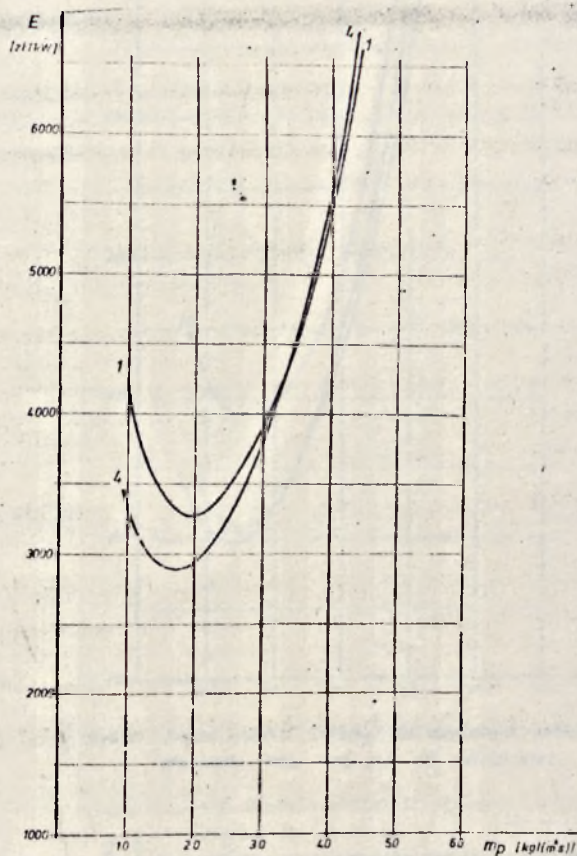
Wykresy na rys.6.4 ÷ 6.23 miały na celu porównanie wartości wskaźników E nagrzewnic reprezentujących każdą grupę i przedstawienie charakteru zmienności wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności wraz ze zmianą wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza.

Analiza przedstawionych wykresów wskazuje na specyficzny charakter przebiegu krzywych dla poszczególnych grup konstrukcyjnych nagrzewnic, jak również dla układu rur i ilości rzędów.

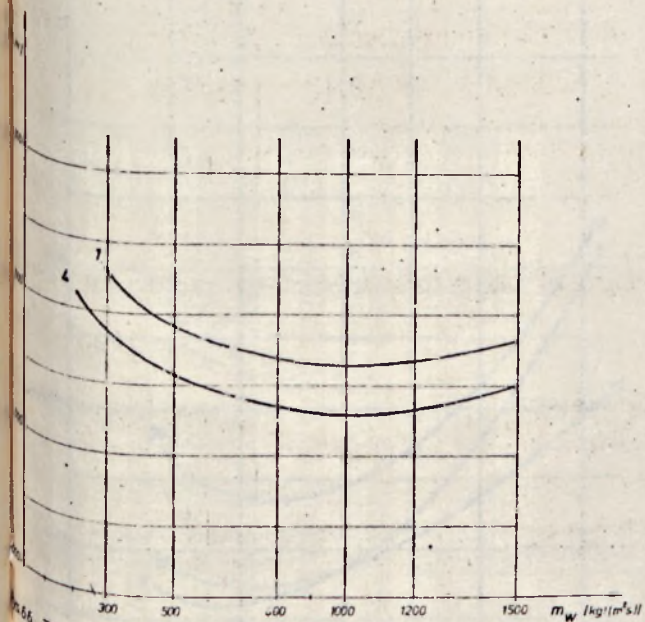
Polega on na występowaniu ostrego minimum wartości $E=f(m_p)$ dla m_w w odróżnieniu do bardzo płaskiego minimum wartości $E = f(m_w)$ dla $m_{p_{opt}}$.



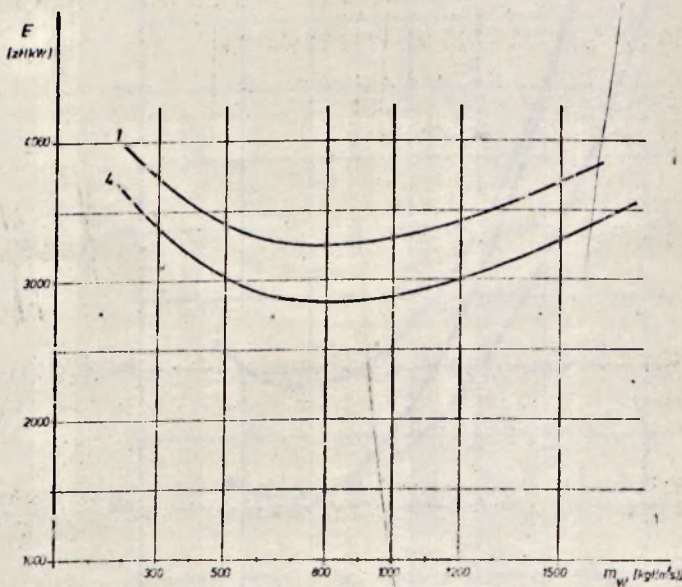
Rys. 64 Zmiana wartości $E=f(m_p)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody przy $zKj=10$ [zł/kWh].



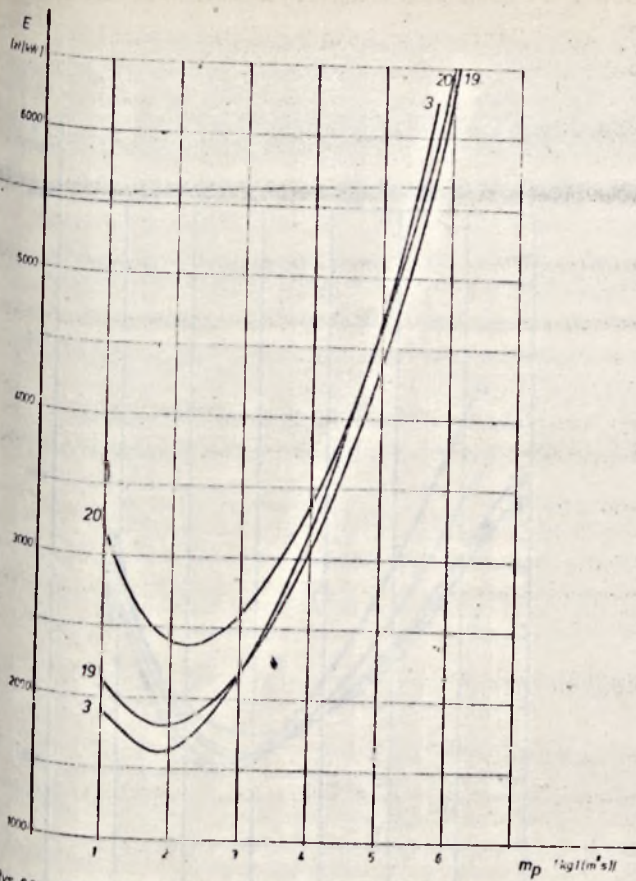
Rys. 65 Zmiana wartości $E=f(m_p)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody przy $zKj=20$ [zł/kWh].



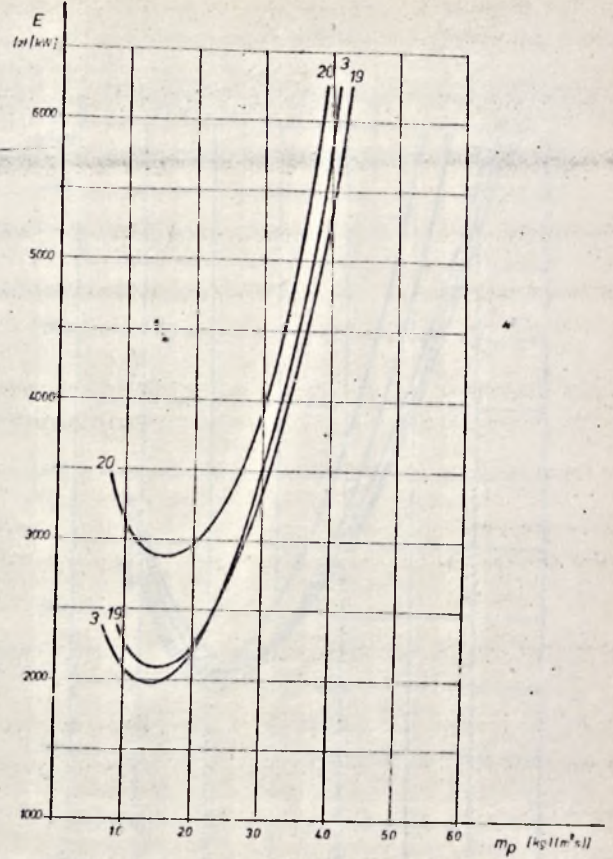
Rys. 66 Zmiana wartości $E=f(m_w)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza przy $zKj=10$ [zł/kWh].



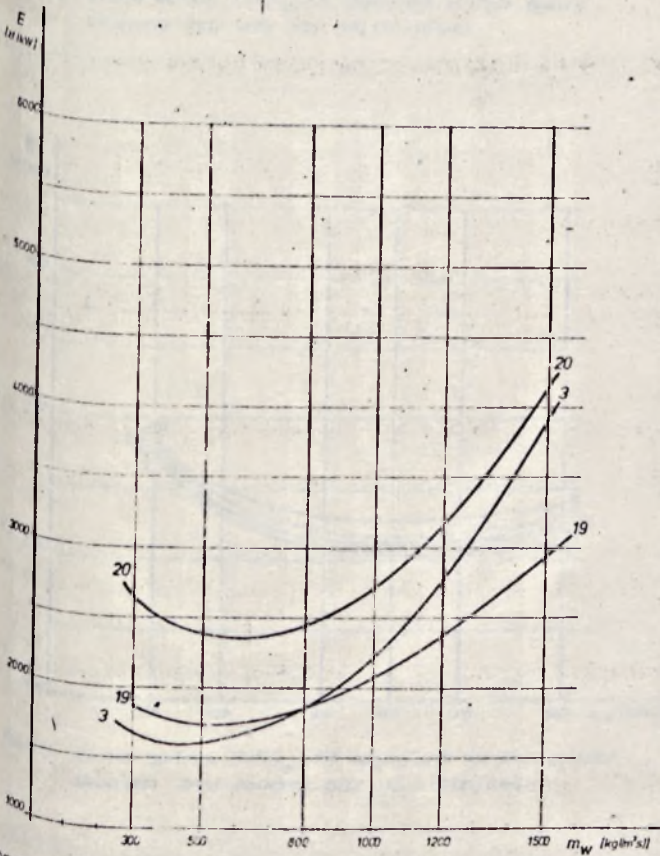
Rys. 67 Zmiana wartości $E=f(m_w)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza przy $zKj=20$ [zł/kWh].



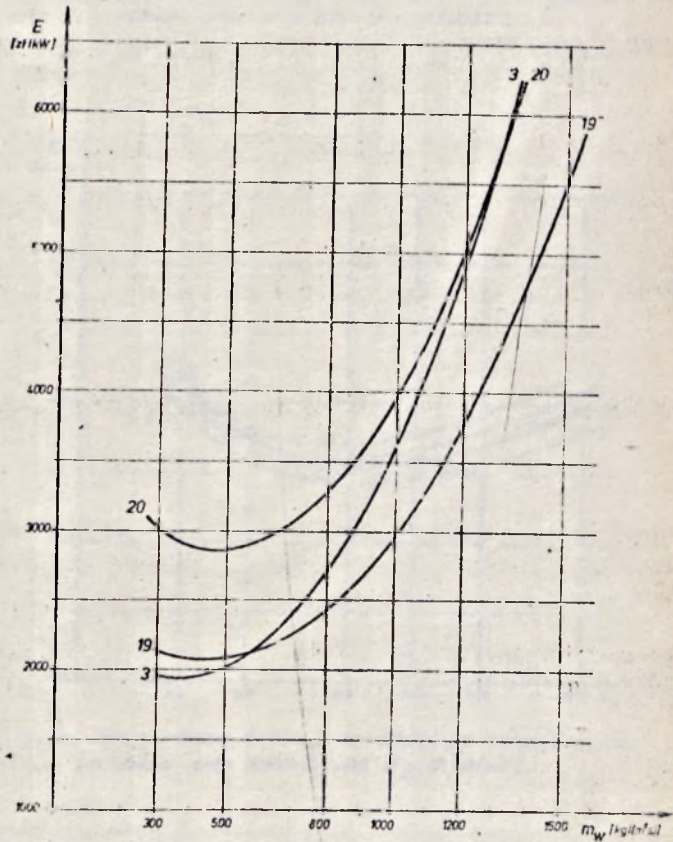
Rys. 68 Zmiana wartości $E=f(m_p)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody przy $zK_j = 10$ [zł/kW]



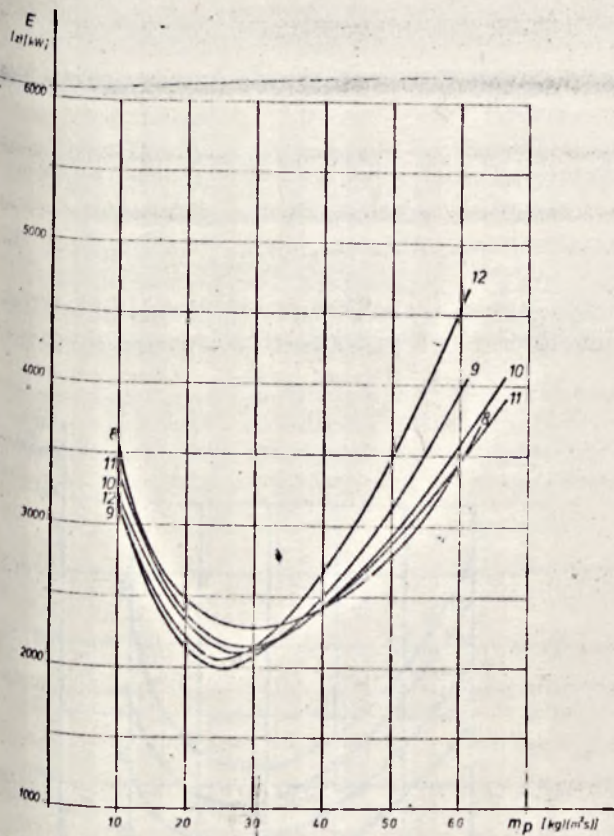
Rys. 69 Zmiana wartości $E=f(m_p)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody przy $zK_j = 20$ [zł/kW]



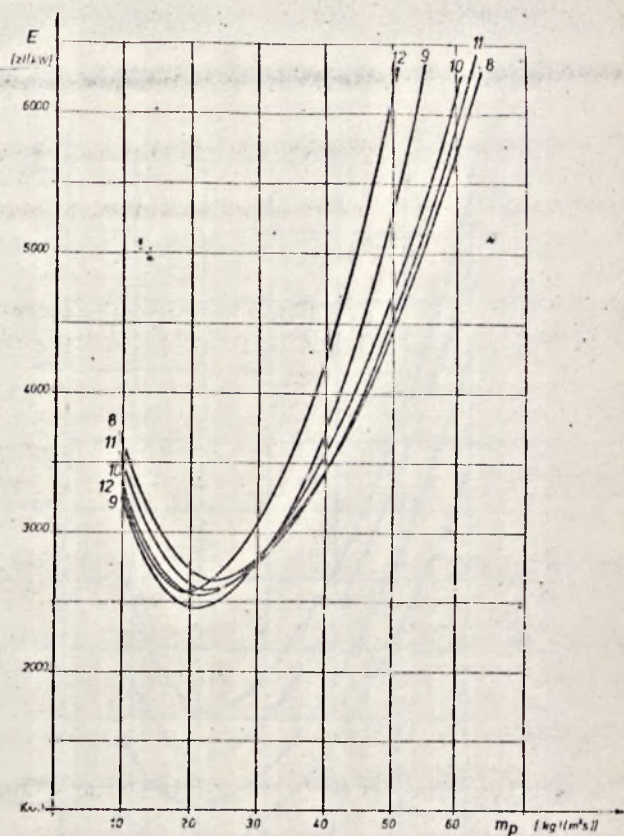
Rys. 610 Zmiana wartości $E=f(m_w)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza przy $zK_j = 10$ [zł/kW]



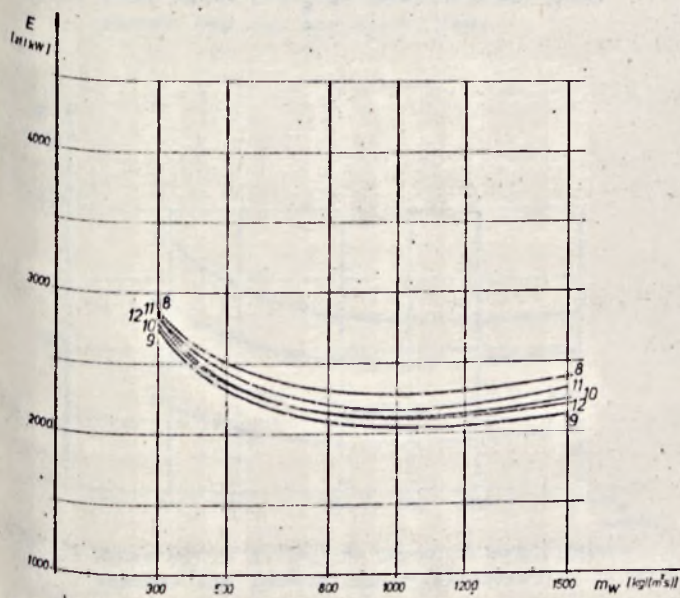
Rys. 611 Zmiana wartości $E=f(m_w)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza przy $zK_j = 20$ [zł/kW]



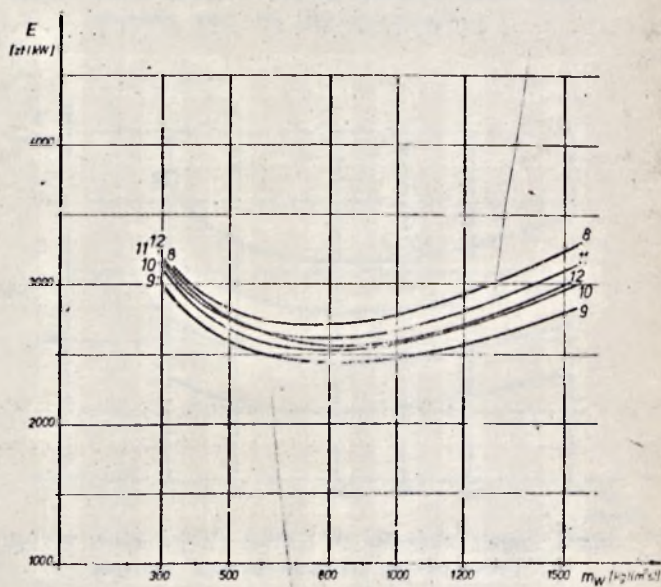
Rys. 6.12 Zmiana wartości $E=f(m_p)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody przy $zK_j = 10$ [zł/kW]



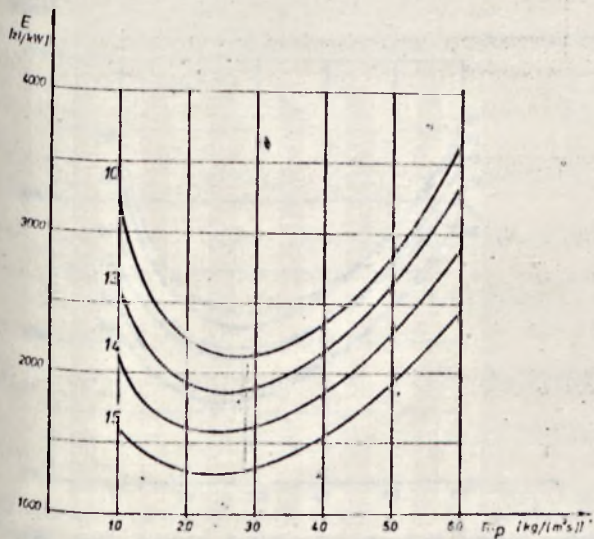
Rys. 6.13 Zmiana wartości $E=f(m_p)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody przy $zK_j = 20$ [zł/kW]



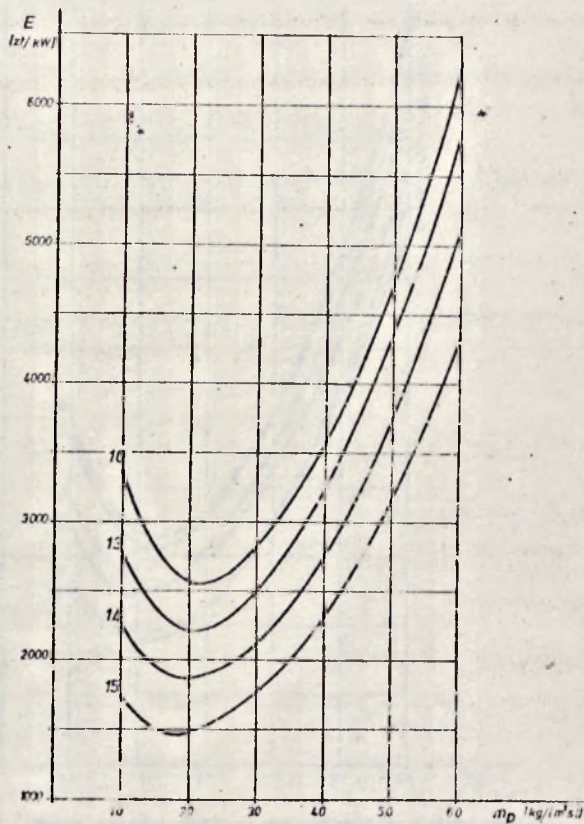
Rys. 6.14 Zmiana wartości $E=f(m_w)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza przy $zK_j = 10$ [zł/kW]



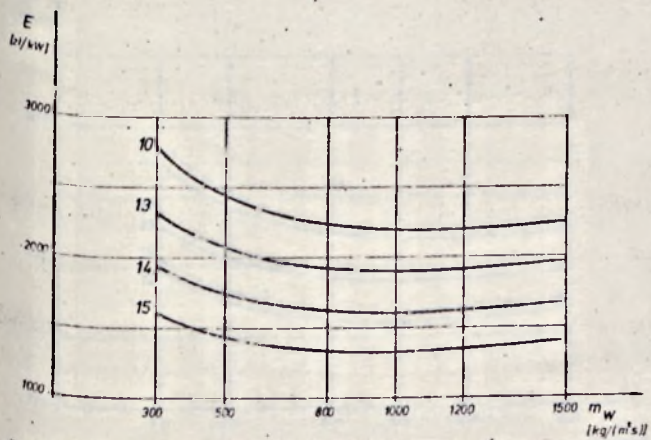
Rys. 6.15 Zmiana wartości $E=f(m_w)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza przy $zK_j = 20$ [zł/kW]



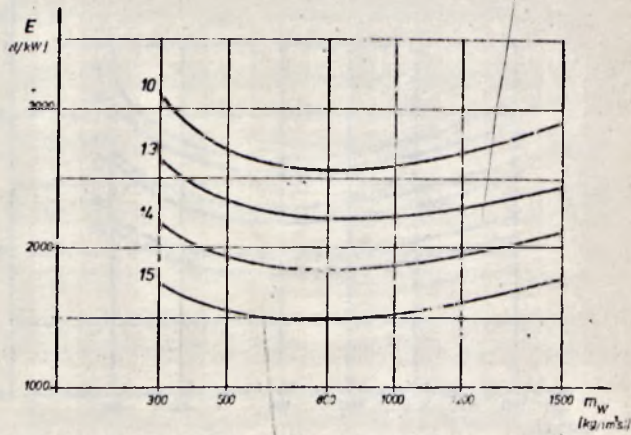
Rys 6.16 Zmiana wartości $E=f(m_p)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody przy $zK_j = 10$ [zł/kWh]



Rys 6.17 Zmiana wartości $E=f(m_p)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody przy $zK_j = 20$ [zł/kWh]

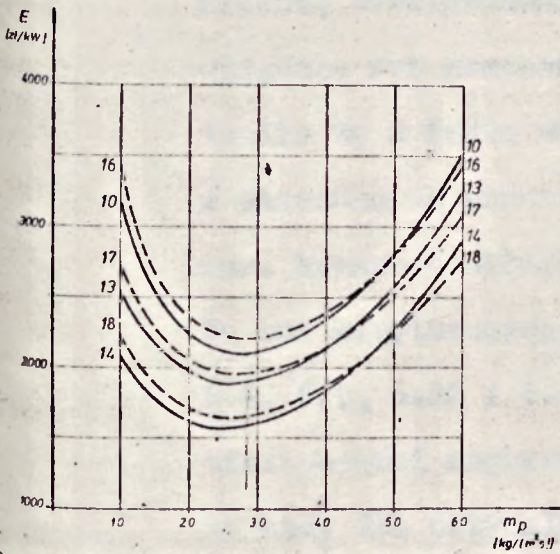


Rys 6.18 Zmiana wartości $E=f(m_w)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza przy $zK_j = 10$ [zł/kWh]

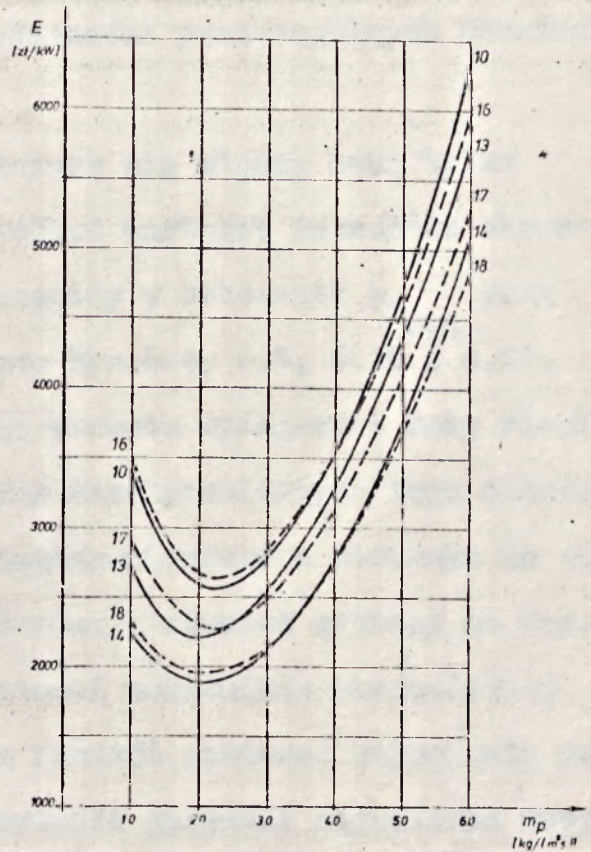


Rys 6.19 Zmiana wartości $E=f(m_w)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza przy $zK_j = 20$ [zł/kWh]

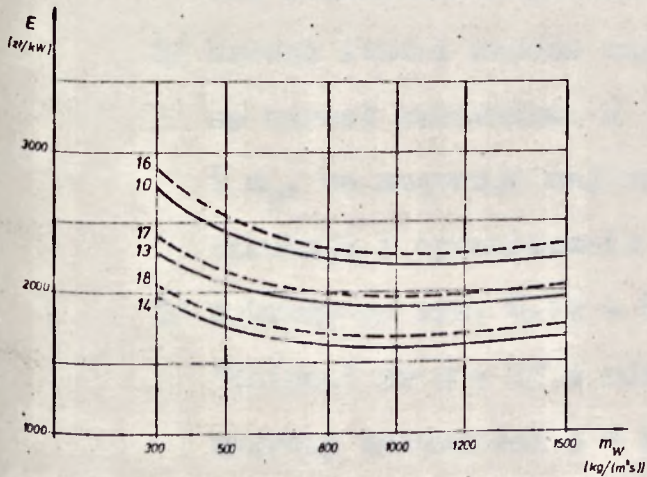
Nr nagrzewnicy	10	13	14	16	17	18
Ilość rzędów	4	3	2	4	3	2
Układ rur	Sz	Sz	Sz	K	K	K



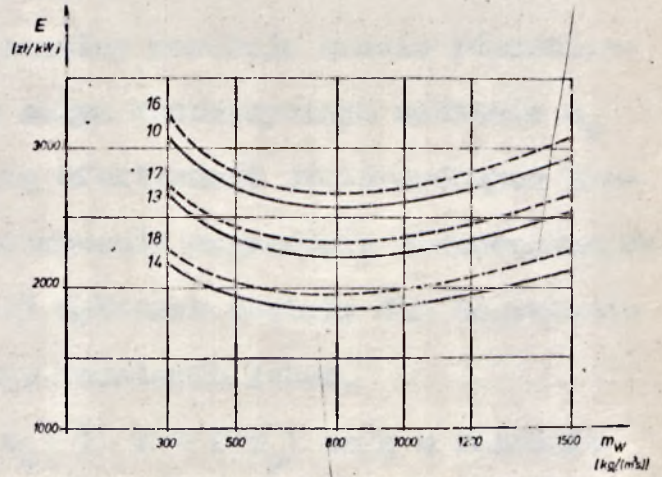
Rys. 6.20 Zmiana wartości $E=f(m_p)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody przy $zK_j = 10$ [zł/kW]



Rys. 6.21 Zmiana wartości $E=f(m_p)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy wody przy $zK_j = 20$ [zł/kW]



Rys. 6.22 Zmiana wartości $E=f(m_w)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza przy $zK_j = 10$ [zł/kW]



Rys. 6.23 Zmiana wartości $E=f(m_w)$ dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza przy $zK_j = 20$ [zł/kW]

Z porównania wykresów na rys. 6.4 ÷ 6.23 wynikają następujące wnioski dotyczące przydatności poszczególnych konstrukcji elementów nagrzewnic:

- 1/ konstrukcje nagrzewnic różniące się między sobą tylko układem rur, posiadają mniejsze wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy w otoczeniu m_p przy układzie rur szachownicowym. Rys. 6.4, 6.5, 6.20 i 6.21. Wynika to z faktu większego wzrostu wydajności mocy cieplnej w stosunku do wzrostu oporów aerodynamicznych tego układu rur. Wyższość układu rur szachownicowego w stosunku do układu rur korytarzowego potwierdzają również wykresy na rys. 6.6, 6.7, 6.22 i 6.23. Wartości wskaźników ekonomicznej efektywności nagrzewnicy w funkcji gęstości strumienia masy wody dla optymalnych wartości gęstości strumienia masy powietrza, w całym rozpatrywanym zakresie m_w , są mniejsze dla szachownicowego układu rur.
- 2/ Wzrost ilości rzędów nagrzewnicy powoduje prawie równomierny wzrost wskaźnika E w całym rozpatrywanym zakresie m_w i m_p , co sugeruje najlepszą efektywność jednorzędowych konstrukcji i ograniczenie stosowania nagrzewnic wielorzędowych.
- 3/ Wykresy na rys. 6.12 ÷ 6.15 wykonane zostały dla nagrzewnic "Unipot" nr 8 ÷ 12 o różnym rozstawie żeber. Wykresy zmienności $E = f(m_w)$ i $E = f(m_p)$ mają w zasadzie podobny przebieg. Występujące niewielkie różnice wartości E_{opt} oraz optymalnych wartości m_w i m_p mogą być podstawą do optymalizacji pewnych wielkości konstrukcyjnych różniących między sobą te nagrzewnice.

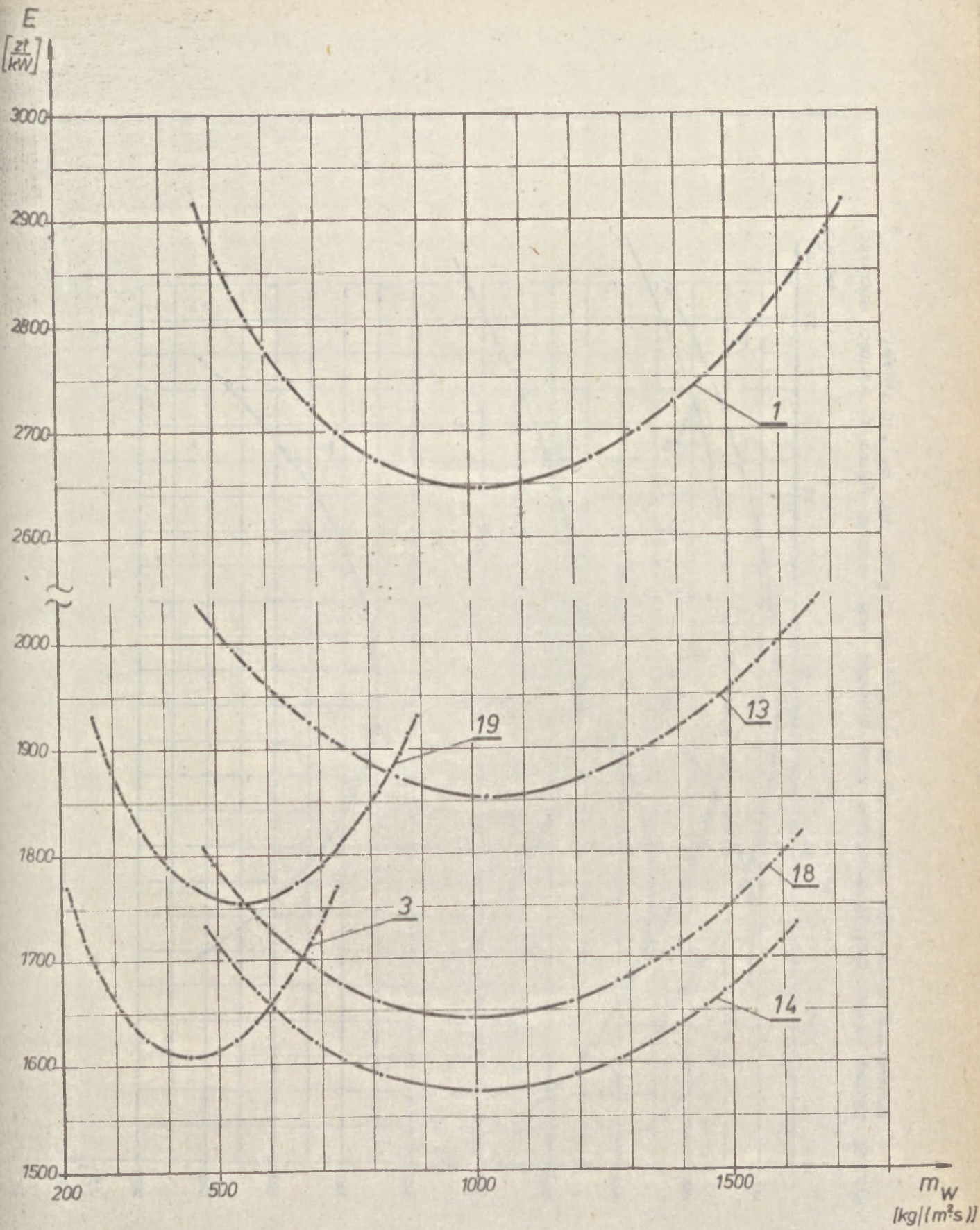
Ogólnie można stwierdzić zróżnicowanie przebiegu krzywych oraz optymalnej wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności w zależności od typów nagrzewnicy, ilości rzędów, układu rur wężownicy, rozstawu żeber, powierzchni ogrzewalnej, iloczynu zK_j itp. Z tego punktu widzenia istotna jest znajomość wpływu zmiany wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza, w stosunku do wartości optymalnych, na zmianę wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy, która umożliwi określenie konsekwencji niedotrzymania wartości $m_{w_{opt}}$ i $m_{p_{opt}}$ oraz dopuszczalnego zakresu zmienności tych wielkości dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych nagrzewnic.

6.4.3. Elastyczność wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy względem strumienia masy wody lub powietrza.

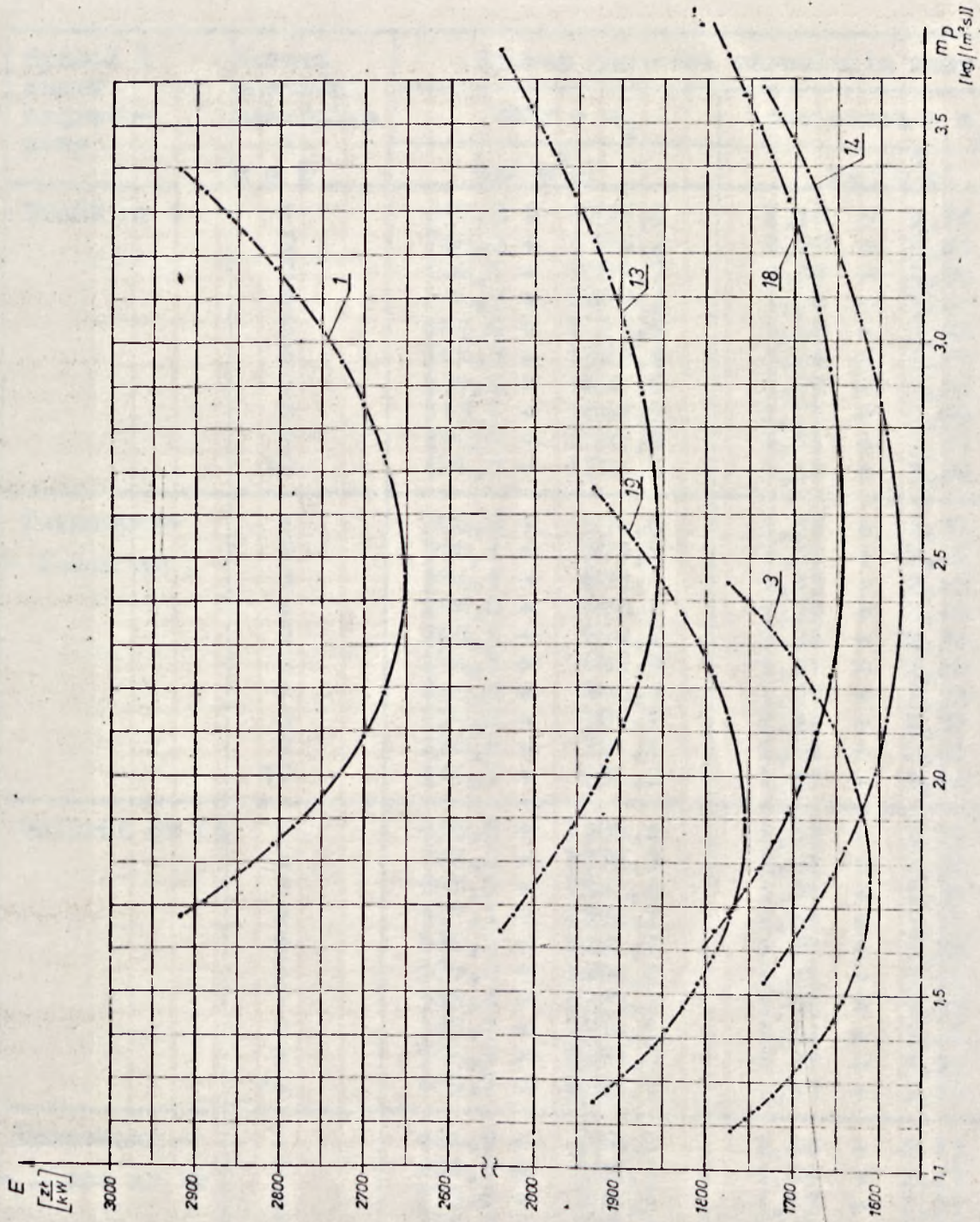
W oparciu o metodę opisaną w pkt. 6.3 wyznaczono zakres gęstości strumienia masy wody lub powietrza, w którym następuje wzrost optymalnej wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności o ściśle określony procent.

Obliczenia wykonano przy założeniu wzrostu wartości E_{opt} o 1% w zakresie $E = (1 \div 1,1) E_{opt}$. Dla ilustracji obliczeń, wykonano rys. 6.24 i 6.25 przedstawiające zmianę wartości gęstości strumienia masy wody i powietrza dla wybranych modeli nagrzewnic i iloczynu $zK_j = 10$ [zł/kW].

Zakresy zmian gęstości strumienia masy wody i powietrza przy wzroście optymalnej wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy dla nagrzewnic nr 1, 3, 14 i 19 przedstawiono w tabelicy 6.3.



Rys.6.24 Zmiana zakresu gęstości strumienia masy wody przy wzroście optymalnej wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy od $1.01 E_{opt}$ do $1.1 E_{opt}$ dla $zK_j = 10$ (zł/kW).



Rys. 6.25 Zmiana zakresu gęstości strumienia masy powietrza przy wzroście optymalnej wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności ogrzewniczy od 10: E_{opt} do 1.1 E_{opt} dla $z_{kj} = 10$ [z]/[kW].

Zakresy zmian gęstości strumienia masy wody i powietrza przy wzroście optymalnej wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy o określony procent dla $zK_j = 10$ [zł/kW]

Tablica 6.3.

Symbol i numer nagrzewnicy	Wzrost wartości wskaźnika E o n %	Zakres gęstości strumienia masy			
		wody - m_w		powietrza - m_p	
		kg/(m ² ·s)		kg/(m ² ·s)	
RWAGH nr 1	1	817,5	÷ 1235,9	2,19	÷ 2,74
	2	740,2	÷ 1328,2	2,09	÷ 2,86
	3	684,1	÷ 1399,7	2,00	÷ 2,96
	4	638,9	÷ 1460,3	1,94	÷ 3,04
	5	601,0	÷ 1513,9	1,88	÷ 3,41
	6	568,3	÷ 1562,4	1,84	÷ 3,17
	7	539,4	÷ 1607,0	1,79	÷ 3,24
	8	513,7	÷ 1648,5	1,75	÷ 3,29
	9	490,9	÷ 1687,6	1,71	÷ 3,35
	10	471,3	÷ 1724,5	1,68	÷ 3,40
Termowent- - Radom nr 3	1	360,8	÷ 535,6	1,57	÷ 1,97
	2	328,1	÷ 573,7	1,49	÷ 2,06
	3	304,1	÷ 603,1	1,43	÷ 2,13
	4	284,8	÷ 628,1	1,39	÷ 2,18
	5	268,5	÷ 650,1	1,34	÷ 2,24
	6	254,3	÷ 669,9	1,31	÷ 2,28
	7	241,8	÷ 688,2	1,27	÷ 2,33
	8	230,6	÷ 705,1	1,24	÷ 2,37
	9	220,6	÷ 721,1	1,22	÷ 2,41
	10	211,7	÷ 736,2	1,19	÷ 2,44
Uniprot nr 14	1	816,6	÷ 1196,4	2,13	÷ 2,79
	2	744,0	÷ 1273,3	2,01	÷ 2,94
	3	690,5	÷ 1341,4	1,91	÷ 3,05
	4	647,1	÷ 1394,7	1,84	÷ 3,15
	5	610,2	÷ 1441,7	1,77	÷ 3,24
	6	578,0	÷ 1484,2	1,72	÷ 3,32
	7	549,4	÷ 1523,2	1,66	÷ 3,39
	8	523,7	÷ 1559,5	1,62	÷ 3,46
	9	500,5	÷ 1593,6	1,57	÷ 3,52
	10	479,7	÷ 1625,7	1,53	÷ 3,59
Konwektor - - Lipno nr 19	1	444,9	÷ 656,5	1,63	÷ 2,13
	2	404,9	÷ 702,3	1,59	÷ 2,23
	3	375,6	÷ 737,5	1,53	÷ 2,31
	4	351,9	÷ 767,3	1,47	÷ 2,37
	5	331,9	÷ 793,6	1,43	÷ 2,43
	6	314,5	÷ 817,3	1,38	÷ 2,48
	7	299,2	÷ 839,0	1,35	÷ 2,53
	8	285,4	÷ 859,2	1,31	÷ 2,57
	9	273,0	÷ 878,2	1,28	÷ 2,62
	10	262,0	÷ 896,0	1,25	÷ 2,66

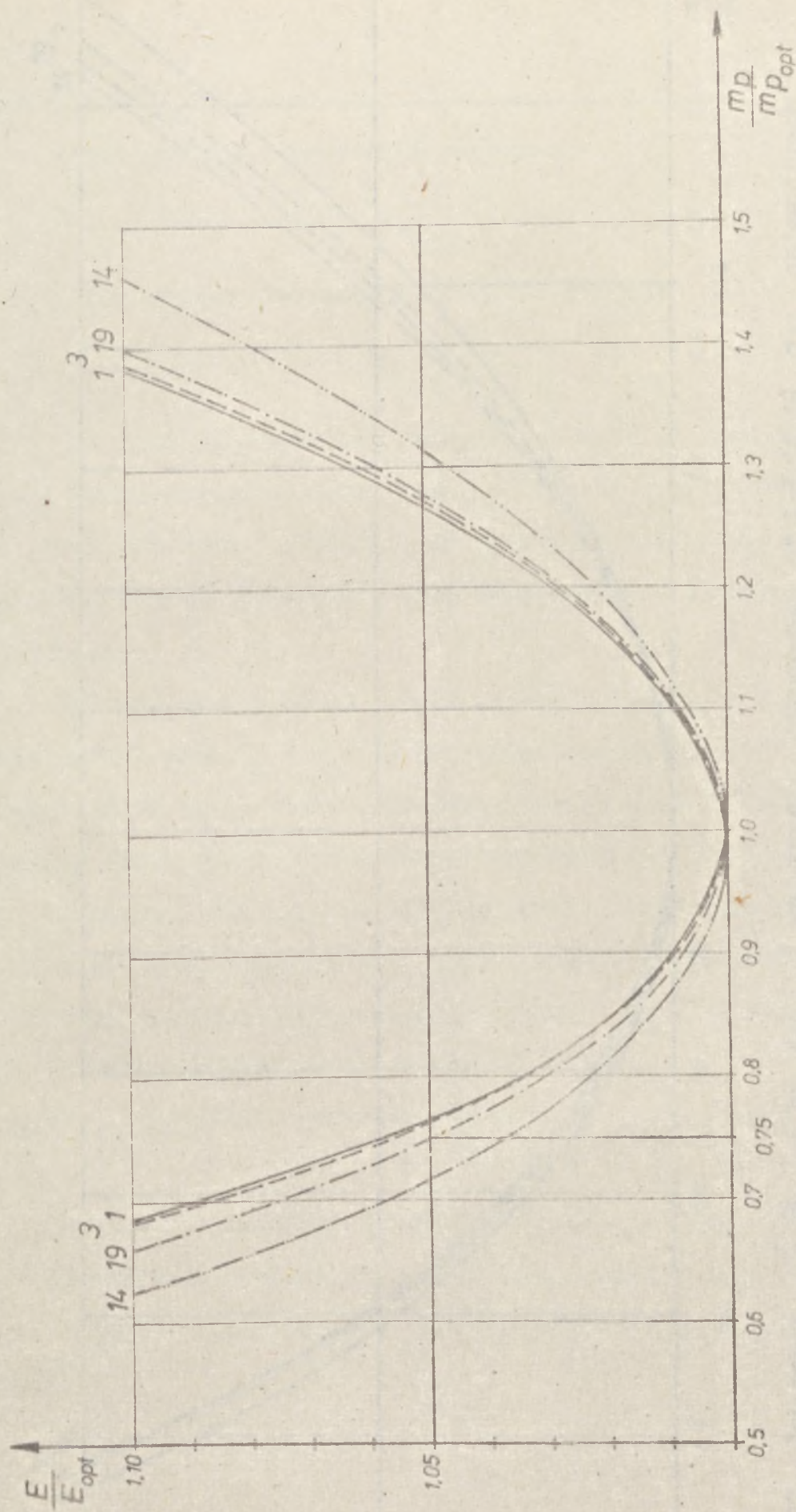
W celu dodatkowego porównania w/w konstrukcji nagrzewnic wykonano rys. 6.26 i 6.27, na które naniesiono wartości z tablicy 6.3 odniesione do wartości optymalnych. Uzyskano w ten sposób zakres dopuszczalnych zmian gęstości strumienia masy wody i powietrza powodujący określony procentowy wzrost optymalnej wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy. Charakter krzywych otrzymanych na rys. 6.26 i 6.27 pozwala na ocenę danych konstrukcji. Najlepszą konstrukcją jest taka nagrzewnica, które posiada najbardziej płaską krzywą i dla której istnieje duży zakres zmienności argumentu zmieniającego w niewielkim stopniu wartość funkcji.

Zależność tą nazwano elastycznością wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy względem gęstości strumienia masy wody lub powietrza.

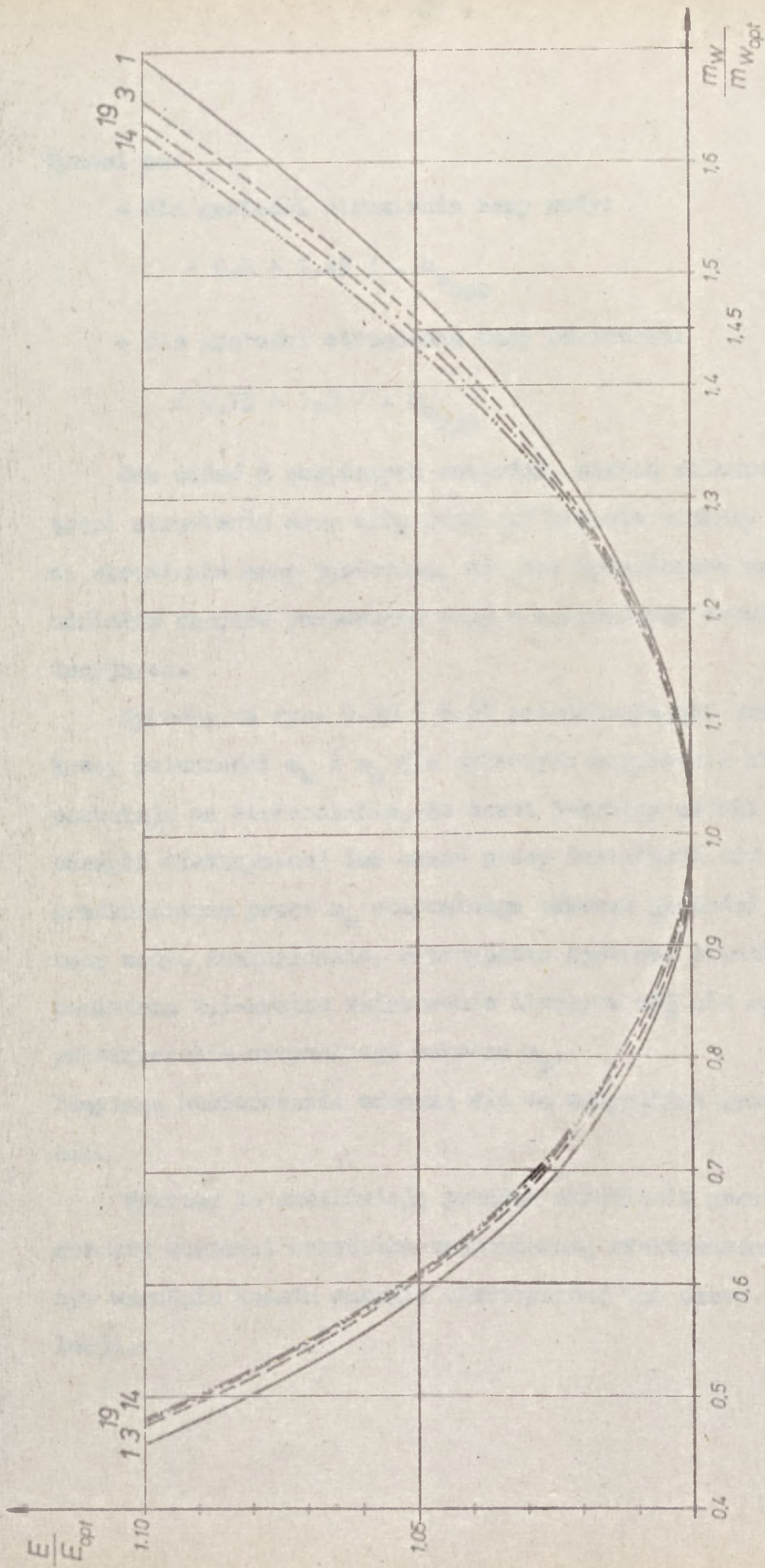
Określa ona charakter zmiany wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności pod wpływem zmian gęstości strumienia masy wody lub powietrza.

Z wykresów wykonanych na rys. 6.26 i 6.27 wynika, że elastyczność wskaźnika ekonomicznej efektywności jest różna dla poszczególnych konstrukcji. Jednak różnice te nie są zbyt duże i można stwierdzić, że istnieje dla wszystkich badanych nagrzewnic pewien zakres zmienności m_w i m_p , który nie powoduje większych zmian optymalnej wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności niż o 5%.

Zakres ten nazwano optymalnym zakresem zmienności gęstości strumienia masy wody i powietrza.



Rys. 6.26 Zależność $E/E_{opt} = f(m_p/m_{p_{opt}})$ wybranych nagrzewnic nr 1, 3, 14, 19 dla optymalnych gęstości strumienia masy wody i iloczynu $zK_j = 10$ [zł/kW].



Rys. 6.27 Zależność $\frac{E}{E_{opt}} = f\left(\frac{m_w}{m_{w_{opt}}}\right)$ wybranych nagrzewnic nr 1, 3, 14, 19 dla optymalnych gęstości strumienia masy powietrza i iloczynu $z K_j = 10$ [zł/kW].

Wynosi on:

- dla gęstości strumienia masy wody:

$$/ 0,6 \div 1,45 / \cdot m_{w \text{ opt}}$$

- dla gęstości strumienia masy powietrza:

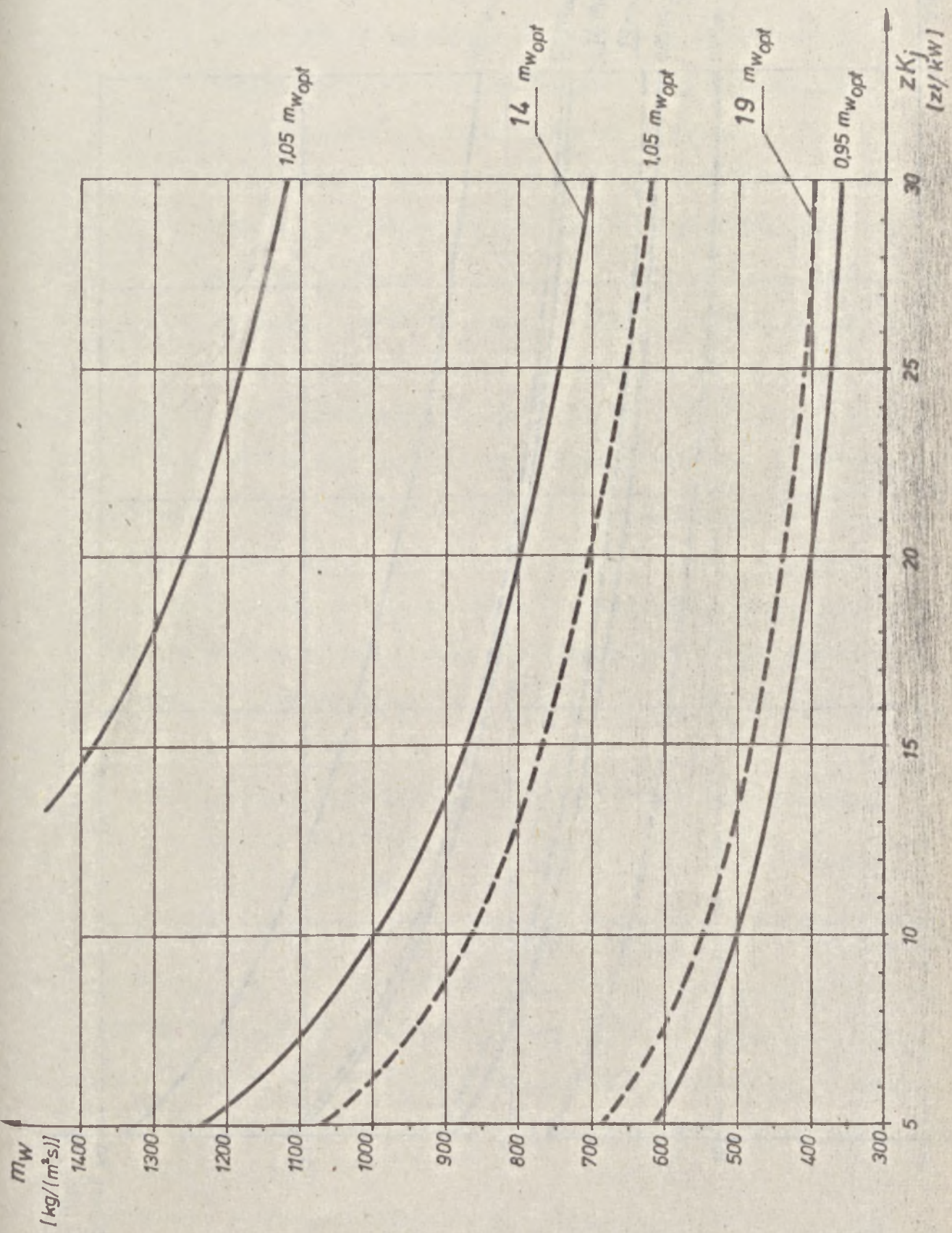
$$/ 0,75 \div 1,3 / \cdot m_{p \text{ opt}}$$

Jak widać z powyższych wartości, zakres zmienności gęstości strumienia masy wody jest 1,5 krotnie większy niż gęstości strumienia masy powietrza, co jest spowodowane mniejszym udziałem kosztów pompowania wody w całkowitych kosztach eksploatacyjnych.

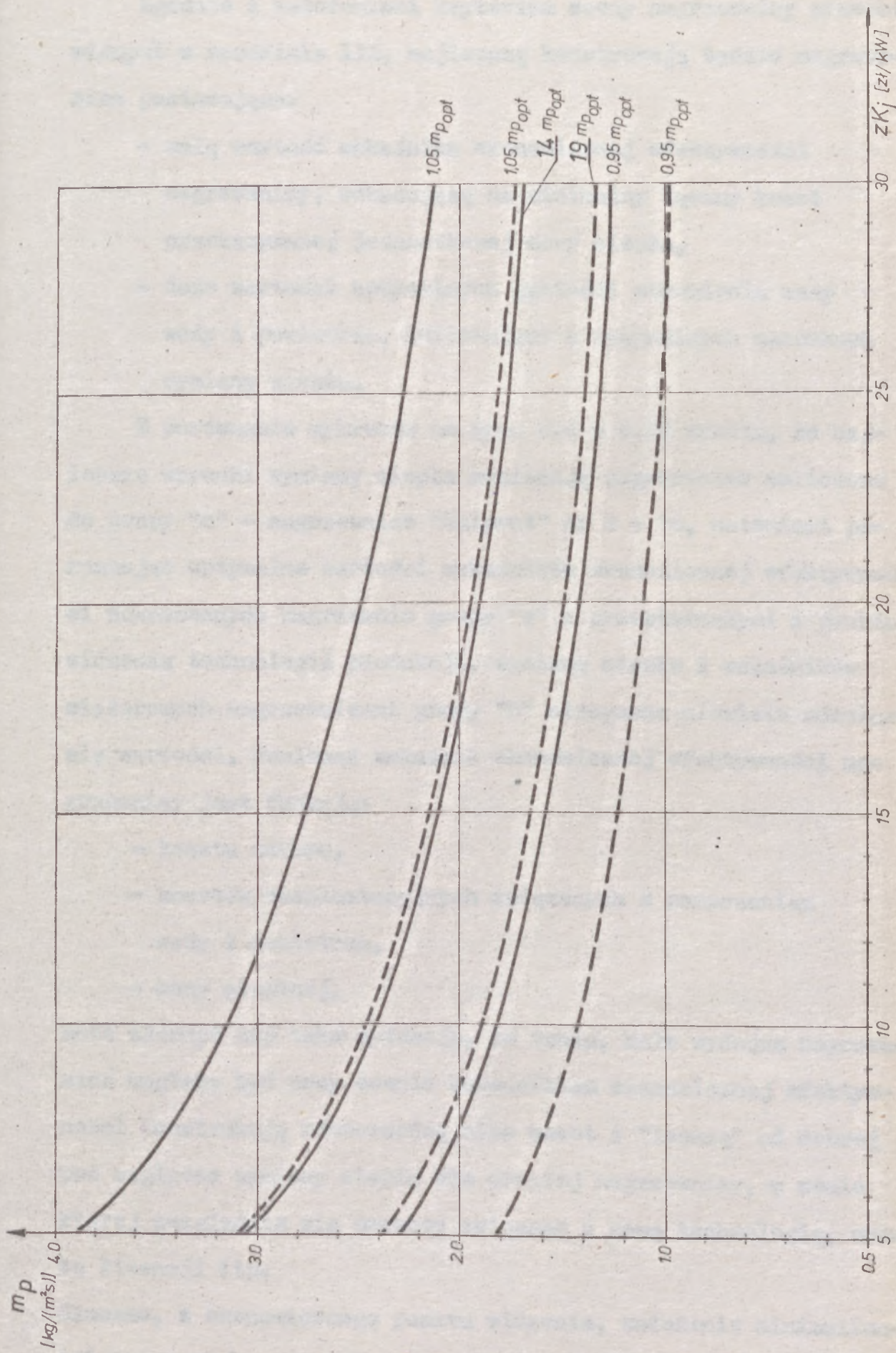
Wykresy na rys. 6.28 i 6.29 przedstawiające optymalne zakresy zmienności m_w i m_p dla wybranych nagrzewnic nr 14 i 19 pozwalają na stwierdzenie, że nawet 3-krotny wzrost kosztu energii elektrycznej lub czasu pracy instalacji nie spowoduje przekroczenia przez m_w optymalnego zakresu gęstości strumienia masy wody. Analogicznie, w przypadku gęstości strumienia masy powietrza 2,5-krotne zwiększenie iloczynu zK_j nie spowoduje przekroczenia optymalnego zakresu m_p .

Powyższe stwierdzenia odnoszą się do wszystkich grup nagrzewnic.

Wykresy te umożliwiają ponadto określenie procentowego wzrostu wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności przy znanym wzroście kosztu energii elektrycznej lub czasu pracy instalacji.



Rys. 6.28 Optymalny zakres wartości gęstości strumienia masy wody w funkcji iloczynu z_{kj} dla nagrzewnic nr 14, 19



Rys.6.29 Optymalny zakres wartości gęstości strumienia powietrza w funkcji iloczynu zK_j dla nagrzewnic nr 14 i 19.

Zgodnie z założeniami kryterium oceny nagrzewnicy przedstawionymi w rozdziale III, najlepszą konstrukcją będzie nagrzewnica posiadająca:

- małą wartość wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy, wskazującą na minimalny łączny koszt przekazywanej jednostkowej mocy ciepła,
- duże wartości optymalnych gęstości strumienia masy wody i powietrza, informujące o optymalnych warunkach wymiany ciepła.

Z porównania wykresów na rys. 6.4 ÷ 6.23 wynika, że najlepsze warunki wymiany ciepła posiadają nagrzewnice zaliczone do grupy "c" - nagrzewnice "Uniprot" nr 8 ÷ 18, natomiast porównując optymalne wartości wskaźników ekonomicznej efektywności nowoczesnych nagrzewnic grupy "c" z przestarzałymi z punktu widzenia technologii produkcji, wymiany ciepła i wskaźników ciężarowych nagrzewnicami grupy "b" otrzymano niewiele różniące się wartości. Ponieważ wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy jest funkcją:

- kosztu zakupu,
- kosztów eksploatacyjnych związanych z pompowaniem wody i powietrza,
- mocy cieplnej,

może zdarzyć się taka sytuacja, że tania, mało wydajna nagrzewnica mogłaby być przy ocenie wskaźnikiem ekonomicznej efektywności konstrukcją równorzędną albo nawet i "lepszą" od dobrej pod względem wymiany ciepła ale drogiej nagrzewnicy, w cenie której uwzględnia się narzuty związane z nową technologią, spłatą licencji itp.

Słuszne, z ekonomicznego punktu widzenia, założenie minimalizacji łącznych kosztów nie stanowiłoby w tym przypadku jednoznacz-

nej podstawy doboru optymalnego typu nagrzewnicy dla określonych warunków pracy.

Powyższe przesłanki wskazują na konieczność oceny poszczególnych elementów składowych wielkości E w celu stwierdzenia:

- udziału kosztu zakupu nagrzewnicy w ogólnych kosztach dla poszczególnych typów nagrzewnic
- oraz
- udziału kosztów eksploatacyjnych w kosztach całkowitych z rozbiciem na koszty eksploatacyjne związane z przepływem powietrza i wody.

Znajomość tych proporcji pozwoli na ocenę poszczególnych składników nakładów finansowych a w krańcowych przypadkach na eliminację wielkości zniekształcających końcową wartość wskaźnika ekonomicznej efektywności. Istotną sprawą jest fakt, że w chwili doboru /oceny/ nagrzewnicy przy pomocy wskaźnika E , cena zakupu jest wielkością ustaloną natomiast koszty eksploatacyjne mogą wzrastać w wyniku podwyżki cen energii elektrycznej lub zwiększenia czasu pracy urządzeń.

W tym świetle wydaje się uzasadnione oparcie doboru wodnych nagrzewnic powietrza przede wszystkim na porównywalnej wielkości kosztów eksploatacyjnych odniesionych do przekazywanej jednostkowej mocy cieplnej.

6.5. Energetyczny wskaźnik kosztów eksploatacji.

Zgodnie z postulatami przedstawionymi w pkt. 6.4.3. i niejednoznacznością kosztu zakupu nagrzewnicy, konieczne jest wyodrębnienie z wskaźnika ekonomicznej efektywności wielkości określającej bieżące koszty użytkowania.

Odnosząc roczne koszty związane z pompowaniem wody i powietrza - K_e do umownej mocy cieplnej - Q^x otrzymano wielkość określoną jako energetyczny wskaźnik kosztów eksploatacji:

$$E_e = \frac{K_e}{Q^x} \quad [\text{zł/kW}] \quad /175/$$

Wartość energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji można wyznaczyć, przy znajomości wskaźnika E , K_I i Q^x z zależności:

$$E_e = E - \frac{K_I}{Q^x} \quad [\text{zł/kW}] \quad /176/$$

Określa on nakłady finansowe, przy znanym jednostkowym koszcie kW.h lub zapotrzebowania mocy elektrycznej potrzebne do przekazania umownej jednostkowej mocy cieplnej, przy przyjętych wartościach gęstości strumienia masy wody i powietrza oraz iloczynu zK_j .

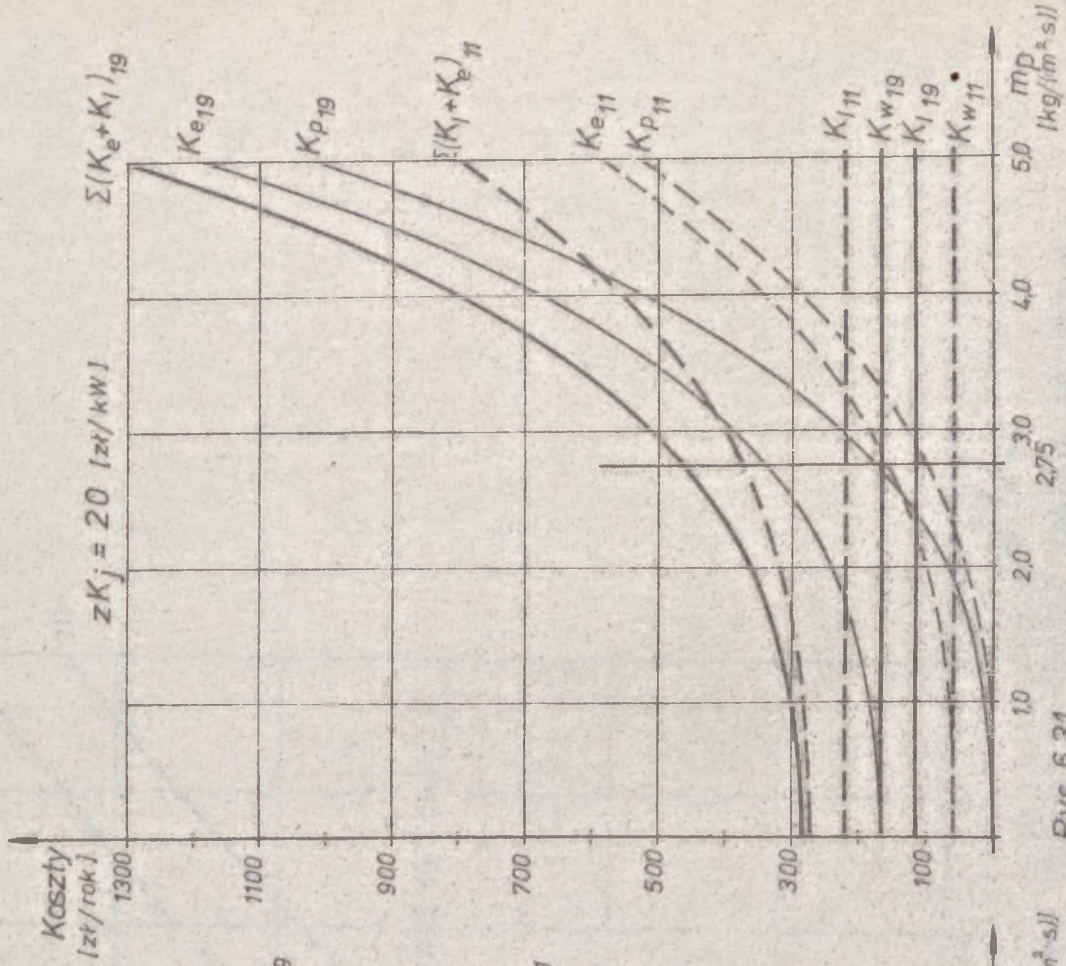
Dla wszystkich badanych nagrzewnic obliczono wartości energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji dla tych samych zakresów zmienności m_w , m_p i zK_j jak dla wskaźnika ekonomicznej efektywności. Dla celów porównawczych wybrano nagrzewnice "Uniprot" nr 11 i "Konwektor" nr 19.

Wykresy na rys. 6.30 ÷ 6.34 przedstawiają zmienność poszczególnych składników kosztów, umownej mocy cieplnej oraz wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy i energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji w funkcji gęstości strumienia masy powietrza dwóch nagrzewnic nr 11 i nr 19. Nagrzewnice te są przedstawicielkami dwóch najliczniejszych grup "b" i "c", reprezentujących aktualną produkcję przemysłu krajowego. Cechą wspólną tych nagrzewnic jest zbliżona wartość rocznych całkowitych kosztów - $/ K_1 + K_e /$ i wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy przy wartości gęstości strumienia masy powietrza $m_p = 2,75 [kg/(m^2 \cdot s)]$ i wody $m_w = 1200 [kg/(m^2 \cdot s)]$ oraz iloczynu $zK_j = 10 [zł/kWh]$.

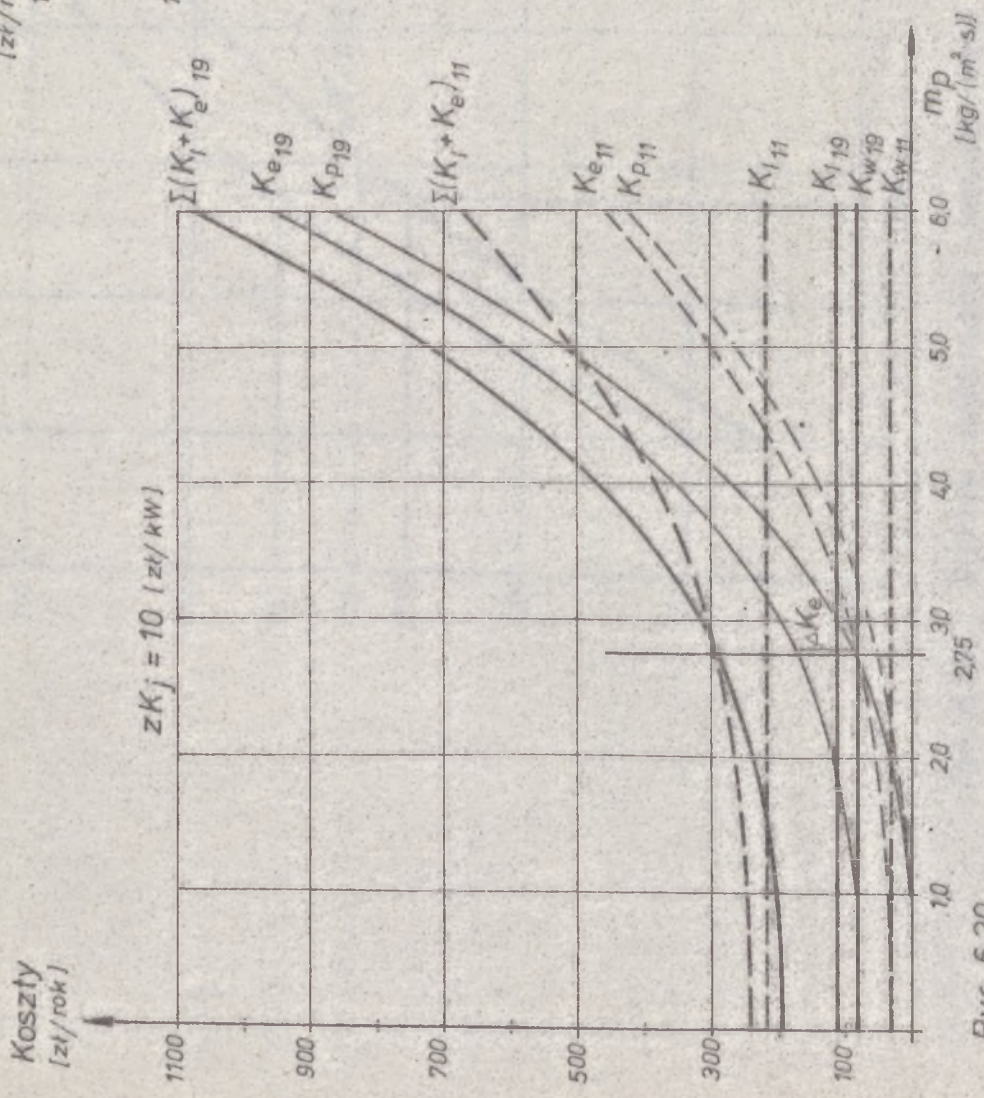
Porównując wykresy na rys. 6.30, przedstawiające poszczególne składniki kosztów, i na rys. 6.32 można stwierdzić, że mimo równości całkowitych rocznych kosztów, przy prawie dwukrotnie wyższej cenie zakupu, nagrzewnica nr 11 charakteryzuje się o połowę mniejszymi kosztami eksploatacyjnymi i o 17% większą umowną mocą cieplną niż nagrzewnica nr 19.

Na podstawie rys. 6.33, również można zauważyć, że przy niewielkiej różnicy wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności wynoszącej ok. 5% energetyczny wskaźnik kosztów eksploatacji nagrzewnicy nr 11 jest prawie 3-krotnie mniejszy niż nagrzewnicy nr 19.

Dwukrotny wzrost wartości iloczynu zK_j , rys. 6.31 i 6.34, dla $m_p = 2,75 [kg/(m^2 \cdot s)]$ $m_w = 1200 [kg/(m^2 \cdot s)]$, powoduje 40% wzrost całkowitych rocznych kosztów eksploatacji i wskaźnika E

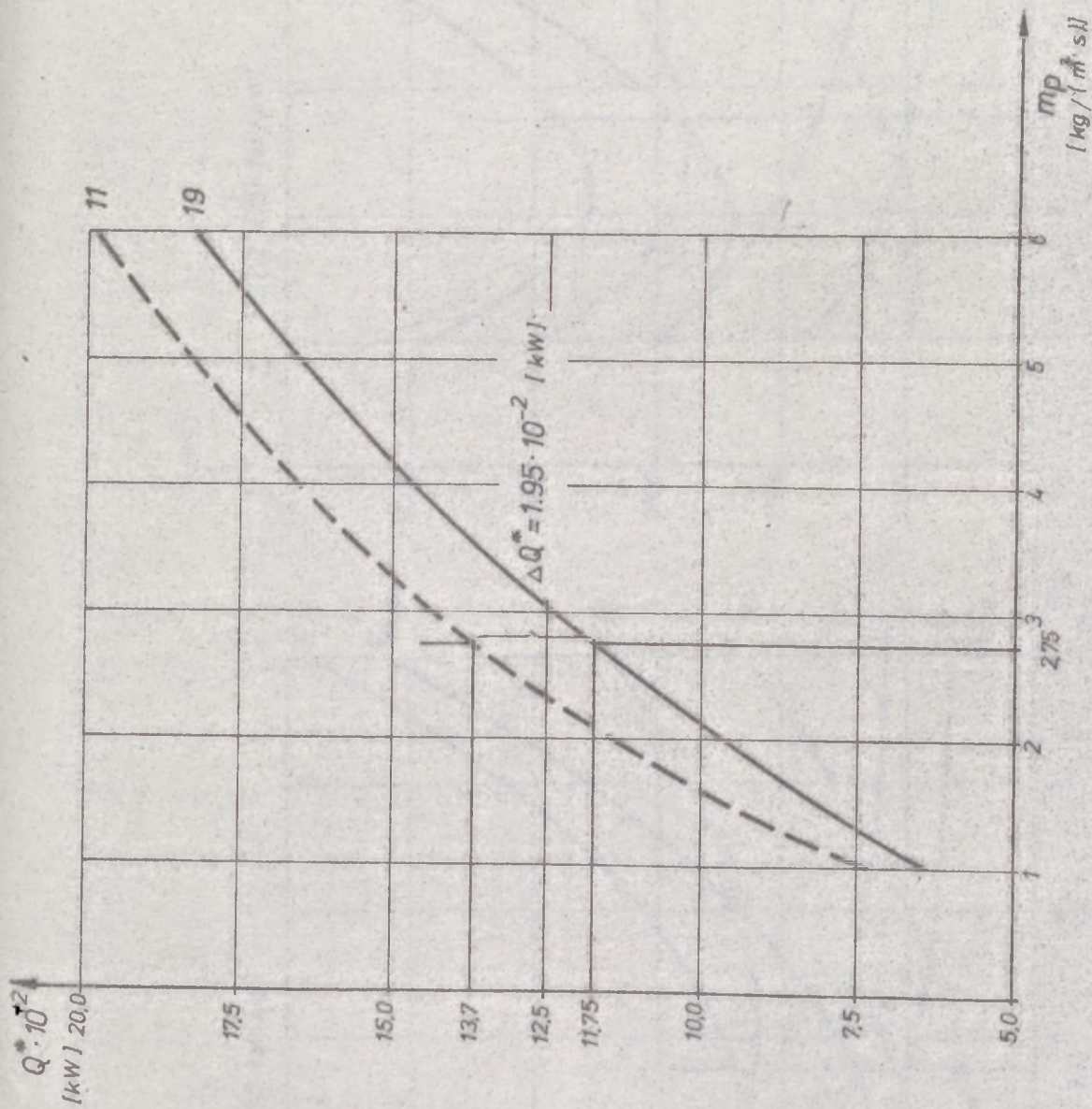


Rys. 6.31

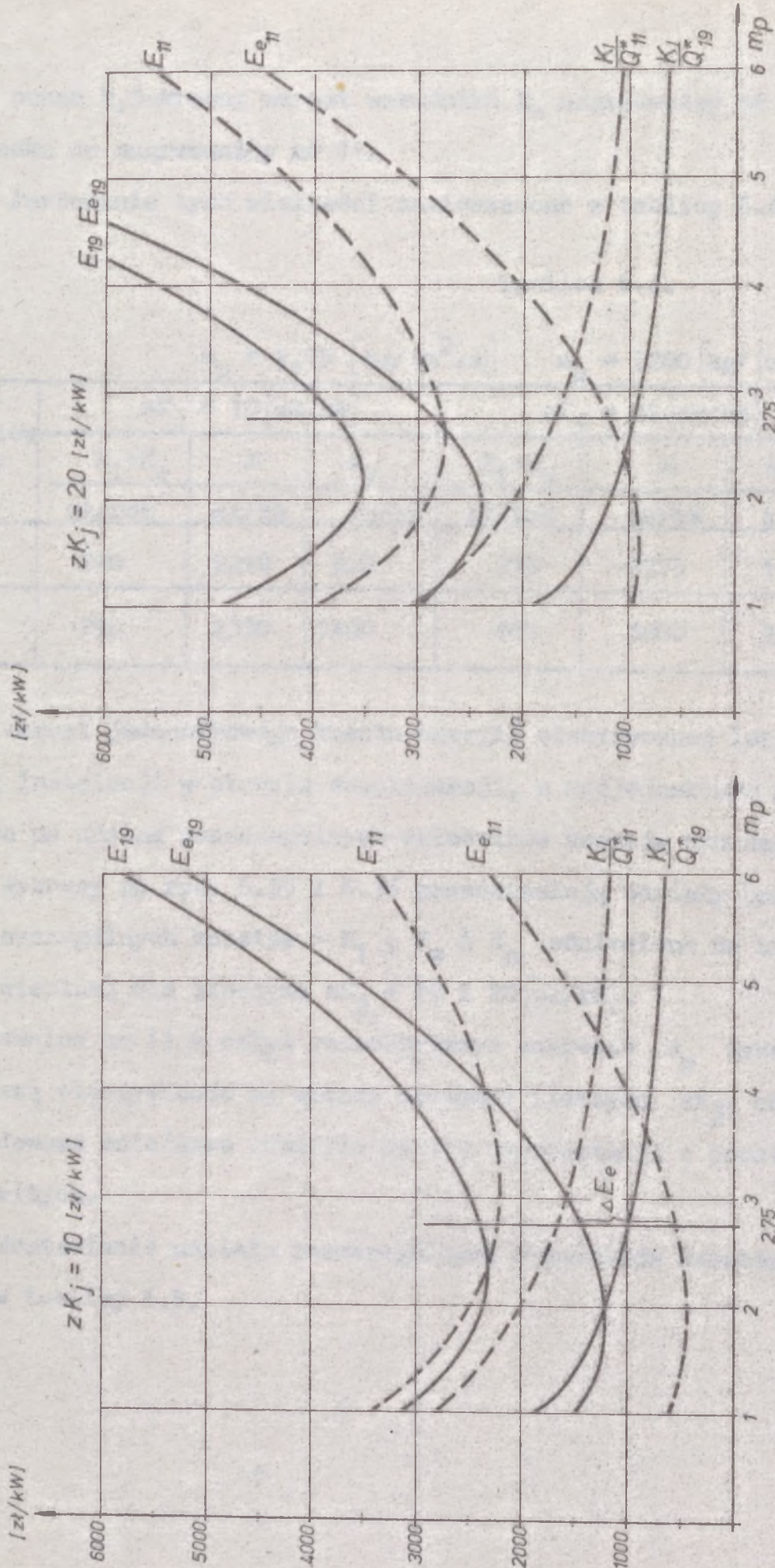


Rys. 6.30

Zależność poszczególnych składników kosztów nagrzewnic nr 11 i 19 w funkcji gęstości strumienia masy powietrza dla $m_w = 1200$ ($kg/(m^2 \cdot s)$)



Rys. 6.32 Wykres zmienności umownej mocy cieplnej w funkcji gęstości strumienia masy powietrza nagrzewnic nr 11 i 19 dla $m_w = 1200$ [kg / (m² · s)] .



Rys. 6.33

Rys. 6.34

Zależność wskaźników E , E_e oraz ilorazu $\frac{K_l}{Q^*}$ w funkcji gęstości strumienia masy powietrza nagzewnic nr 11 i 19 dla $m_w = 1200$ [kg/(m²·s)].

orez ponad 2,3-krotny wzrost wskaźnika E_e nagrzewnicy nr 19 w stosunku do nagrzewnicy nr 11.

Porównanie tych wielkości zamieszczono w tabelicy 6.4.

Tablica 6.4.

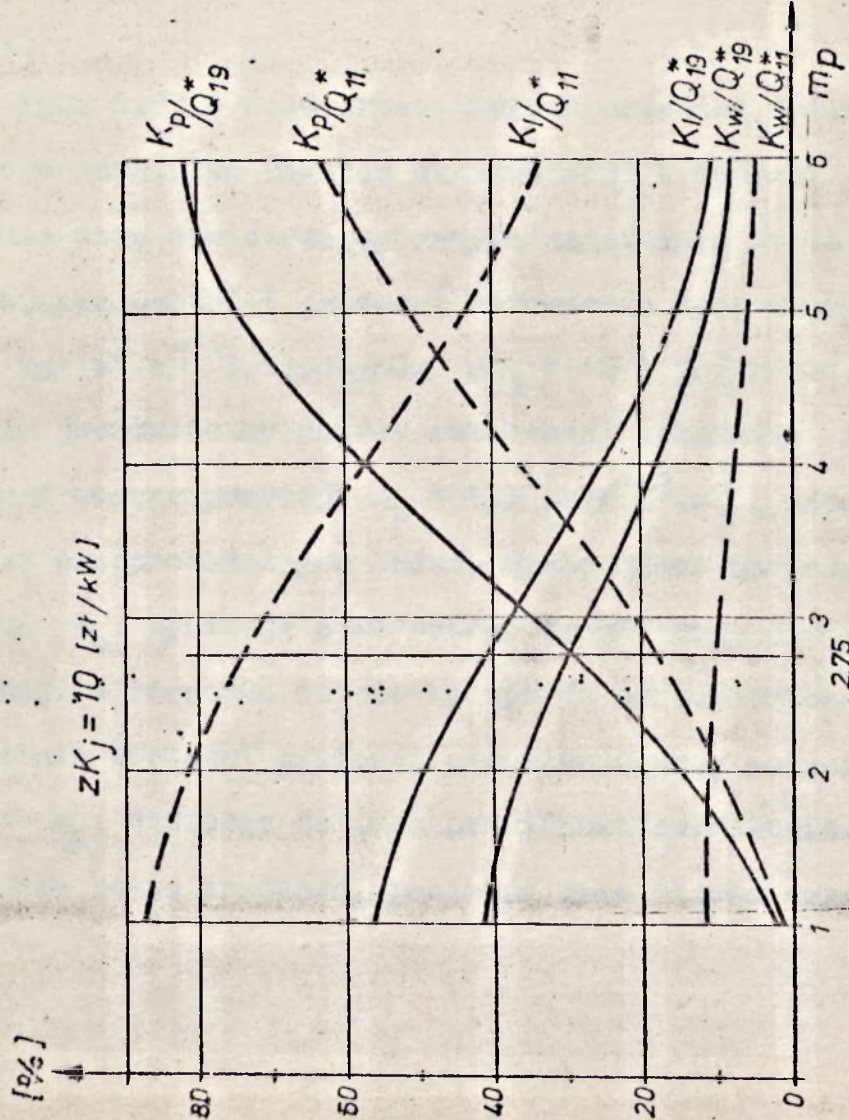
$$m_p = 2,75 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]} \quad m_w = 1200 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]}$$

Nr nagrzewnicy	$zK_j = 10 \text{ [zł/kW]}$			$zK_j = 20 \text{ [zł/kW]}$		
	$K_1 + K_e$	E	E_e	$K_1 + K_e$	E	E_e
	zł/rok	zł/kW	zł/kW	zł/rok	zł/kW	zł/kW
11	290	2210	520	335	2775	1200
19	290	2330	1400	465	3800	2650

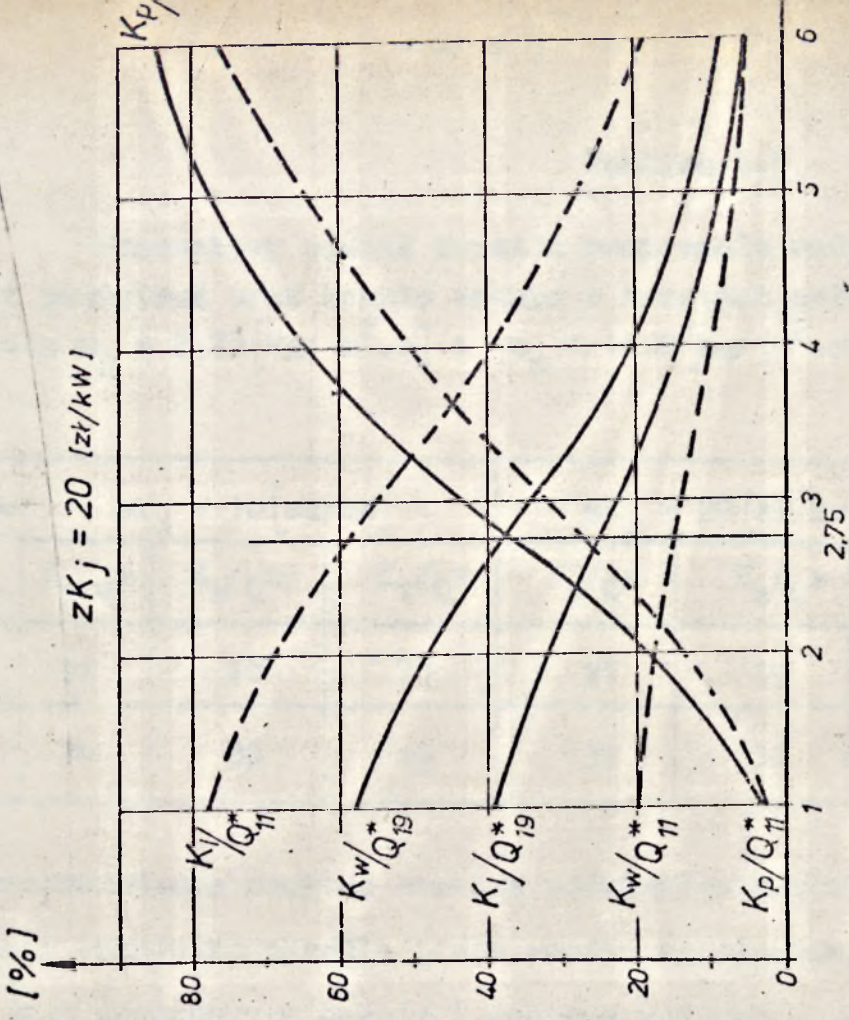
Wzrost jednostkowego kosztu energii elektrycznej lub czasu pracy instalacji w okresie eksploatacji, w niejednakowym stopniu wpływa na udział poszczególnych składników kosztów obu nagrzewnic. Wykresy na rys. 6.35 i 6.36 przedstawiają udziały procentowe poszczególnych kosztów - K_1 , K_w i K_p odniesione do umownej mocy cieplnej dla iloczynu $zK_j = 10$ i 20 [zł/kW] .

Nagrzewnica nr 11 w całym rozpatrywanym zakresie m_p wykazuje mniejszą elastyczność na zmianę wartości iloczynu zK_j , co jest spowodowane mniejszym udziałem kosztu eksploatacji w kosztach całkowitych.

Zestawienie udziału poszczególnych składników kosztów podano w tabelicy 6.5.



Rys. 6.35



Rys. 6.36

Procentowy udział ilorazów $\frac{K_p}{Q^*}$, $\frac{K_w}{Q^*}$ i $\frac{K_1}{Q^*}$ w funkcji gęstości strumienia masy powietrza nagrzewnic nr 11 i 19 dla $m_w = 1200$ [kg/(m²·s)].

Tablica 6.5.

Procentowy udział kosztów pompowania wody i powietrza oraz kosztu zakupu w kosztach całkowitych dla $m_p = 2,75 [kg/(m^2 \cdot s)]$ i $m_w = 1200 [kg/(m^2 \cdot s)]$.

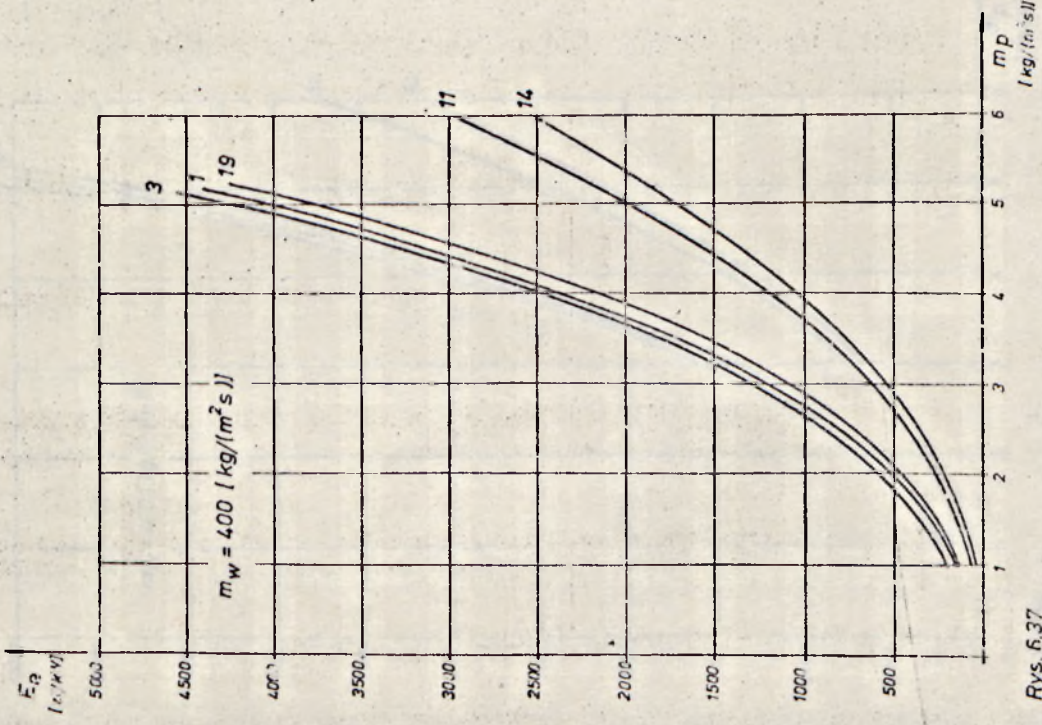
Nr nagrzewnicy	$zK_j = 10 [z\text{\$/kW}]$			$zK_j = 20 [z\text{\$/kW}]$		
	K_p/Q^x	K_w/Q^x	K_1/Q^x	K_p/Q^x	K_w/Q^x	K_1/Q^x
11	17	10	73	27	15	58
19	30	30	40	37	38	25

Przeprowadzona powyżej analiza potwierdza konieczność wyodrębnienia wskaźnika określającego koszty eksploatacji nagrzewnicy i jego znaczenie w ocenie i doborze wodnych nagrzewnic powietrza.

Na rys. 6.37 ÷ 6.40 przedstawiono przebieg zmienności energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji w funkcji gęstości strumienia masy powietrza wybranych nagrzewnic nr 1, 3, 11 i 19 dla skrajnych wartości gęstości strumienia masy wody $m_w = 400$ i $1200 [kg/(m^2 \cdot s)]$ i iloczynów $zK_j = 10$ i $20 [z\text{\$/kW}]$.

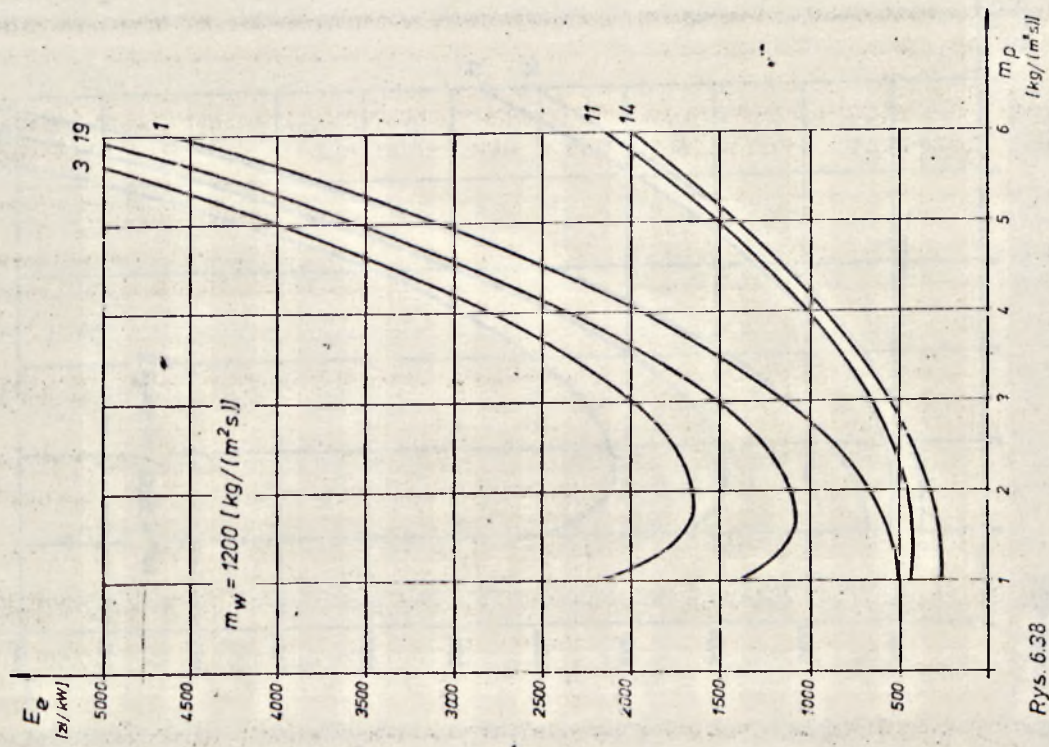
Jako jednoznaczny zakres zmienności wskaźnika E_e należy przyjmować obszar powyżej $m_p = 1,5 [kg/(m^2 \cdot s)]$, odpowiadający zakresowi przeprowadzonych badań. Występujące wartości minimalne wskaźnika E_e wynikają z szybszego spadku mocy cieplnej niektórych konstrukcji w stosunku do spadku oporów aerodynamicznych przy zmniejszaniu wartości gęstości strumienia masy powietrza.

Dla m_p dążącego do zera prawidłowe określenie wartości E_e przedstawia pewną trudność, ponieważ jako iloraz czynników również

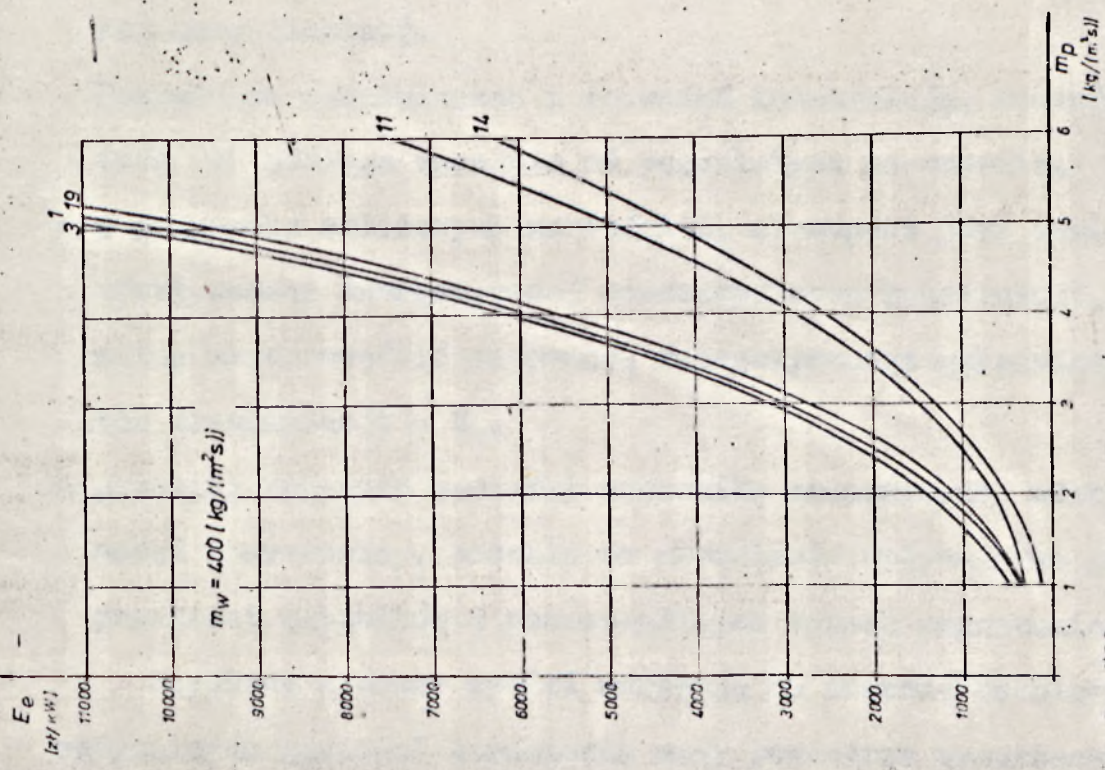


Rys. 6.37

Zmiany wartości energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji w funkcji gęstości strumienia masy powietrza nagrzewnic nr 1, 3, 11, 14 i 19 dla $\text{moczywu } zK_j = 10$ [zt/kW].

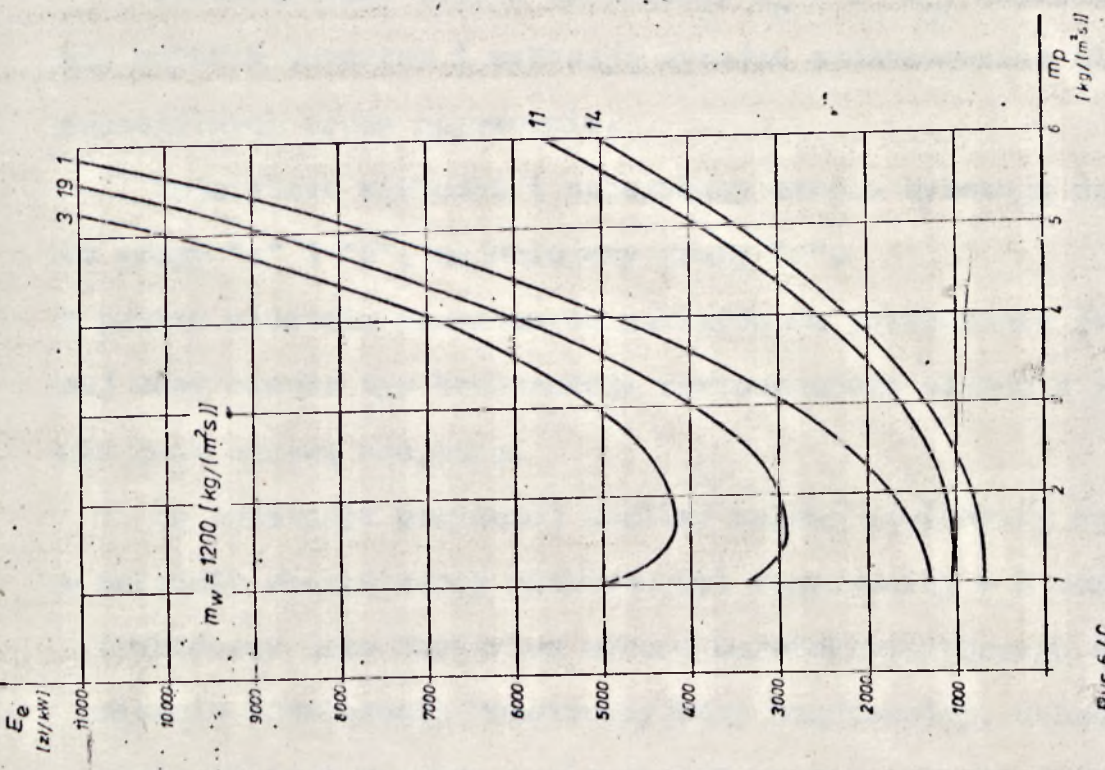


Rys. 6.38



Rys. 6'39

Zmiany wartości energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji w funkcji gęstości strumienia masy powietrza ogrzewnic nr. 1, 3, 11, 14, 19. $c_{kz} = 20$ [zł/kWh].



Rys. 6'40

Zmiany wartości energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji w funkcji gęstości strumienia masy powietrza

dążących do zera wartość ta jest nieoznaczona.

Przedstawione krzywe zmienności $E_e = f(m_p)$ charakteryzują się szybkim wzrostem i wykazują wyraźne zróżnicowanie dla poszczególnych typów nagrzewnic.

Największe wartości i najszybszy wzrost wykazują nagrzewnice grupy "a" i "b", najmniejszy grupy "c".

Z punktu widzenia ponoszonych nakładów na przekazanie jednostkowej mocy ciepła typ konstrukcji zastosowanego elementu grzejnego nie jest sprawą obojętną.

Na podstawie powyższej analizy należy stwierdzić że:

- wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy - E może być traktowany jako kryterium wyboru najefektywniejszego ekonomicznie rozwiązania konstrukcyjnego nagrzewnicy, dążącego do minimalizacji kosztów poniesionych na przekazanie jednostkowej mocy cieplnej.

Pozwala on wyeliminować z rozważań konstrukcję, której wartość E odbiega znacznie od pozostałych nagrzewnic,

- w przypadku zbliżonych wartości E , niezbędna jest analiza efektywności energetycznej poszczególnych konstrukcji, którą można przeprowadzić za pomocą energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji - E_e ,
- przebieg krzywych wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy, pozwala na określenie optymalnych granic prędkości czynników w poszczególnych typach nagrzewnic.

Uzyskane w pracy wyniki wskazują na znaczną rozbieżność optymalnych gęstości strumienia masy powietrza wynoszących $2 \div 3$ $[kg/(m^2 \cdot s)]$ i stosowanych aktualnie wartości równych

$$4 \div 6 \left[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \right].$$

Ze względu na duże zróżnicowanie wartości E_e dla obu obszarów, konieczne jest zweryfikowanie dotychczasowych podstaw doboru nagrzewnic.

ROZDZIAŁ VII

Zasady doboru wodnych nagrzewnic powietrza

7.1. Wybór optymalnego zakresu gęstości strumienia masy powietrza.

Dobór nagrzewnicy z jej tzw. "typoszeregu" dla określonych warunków pracy, dokonuje się przez przyjęcie pewnych wielkości - nazywanych wielkościami wyjściowymi - opartych o przesłanki ekonomiczno - techniczne, traktując pozostałe wielkości jako wynikowe.

Na podstawie wykresów rys. 6.30, 6.31, 6.35 i 6.36 wynika, że udział kosztów pompowania wody jest znacznie mniejszy niż przetłaczania powietrza i na tej podstawie wydaje się uzasadnione przyjęcie gęstości strumienia masy powietrza przed nagrzewnicą jako podstawy doboru. Gęstość strumienia masy wody będzie wielkością wynikającą z przyjętej powierzchni nagrzewnic, ilości rzędów, sposobu połączenia itp. Duży dopuszczalny zakres zmienności m_w - zakres optymalnej wielkości m_w - w pełni uzasadnia takie założenie.

Zasadniczym problemem pozostaje więc ustalenie zakresu gęstości strumienia masy powietrza, który powinien być podstawą doboru powierzchni czołowej nagrzewnicy.

7.1.1. Porównanie wartości energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji badanych typów nagrzewnic.

Wykresy na rysunkach 7.1, 7.2 i 7.3 przedstawiają zmienność wskaźnika E_e dla zakresu gęstości strumienia masy powietrza $m_p = 2 \div 3$ [kg/(m².s)] i $m_p = 4 \div 6$ [kg/(m².s)] dla poszczególnych typów nagrzewnic - "a", "b" i "c" przy iloczynach $zK_j = 10$ i 20 [zł/kW] oraz skrajnych gęstościach strumienia masy wody $m_w = 400$ i 1200 [kg/(m².s)] .

Wartości wskaźnika E_e zamieszczone są dla wybranych nagrzewnic w tabelicy 7.1.

Dla dalszej analizy wskaźnika E_e przyjęto jego wartości dla środkowych gęstości strumienia masy obu rozpatrywanych zakresów tj. dla $m_p = 2,5$ [kg/(m².s)] i $m_p = 5,0$ [kg/(m².s)] .

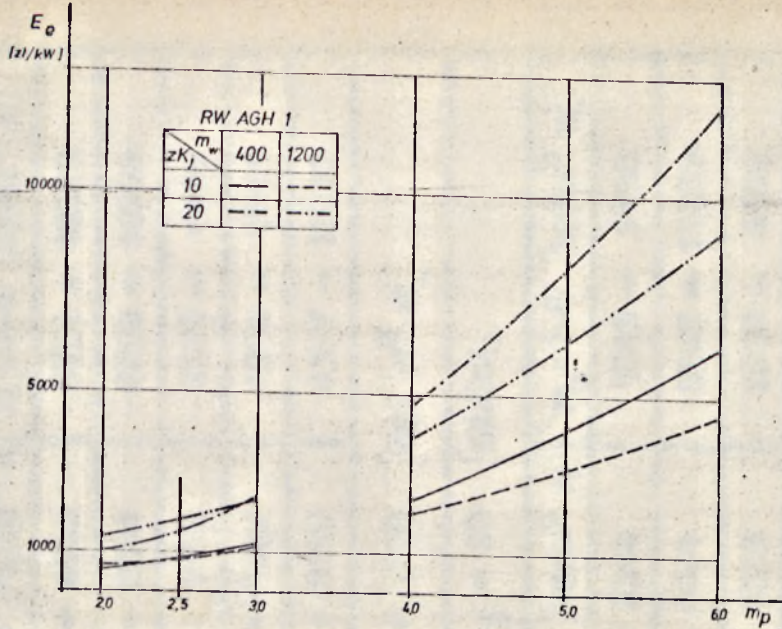
Z porównania w/w wykresów wynikają następujące wnioski:

- nagrzewnice o podobnych konstrukcjach / w ramach tej samej grupy / mają bardzo zbliżone wartości wskaźnika E_e ,
- eksploatacja nagrzewnic przy $m_p = 5$ [kg/(m².s)] w stosunku do $m_p = 2,5$ [kg/(m².s)] wymaga kilkakrotnie większych nakładów na energię elektryczną.

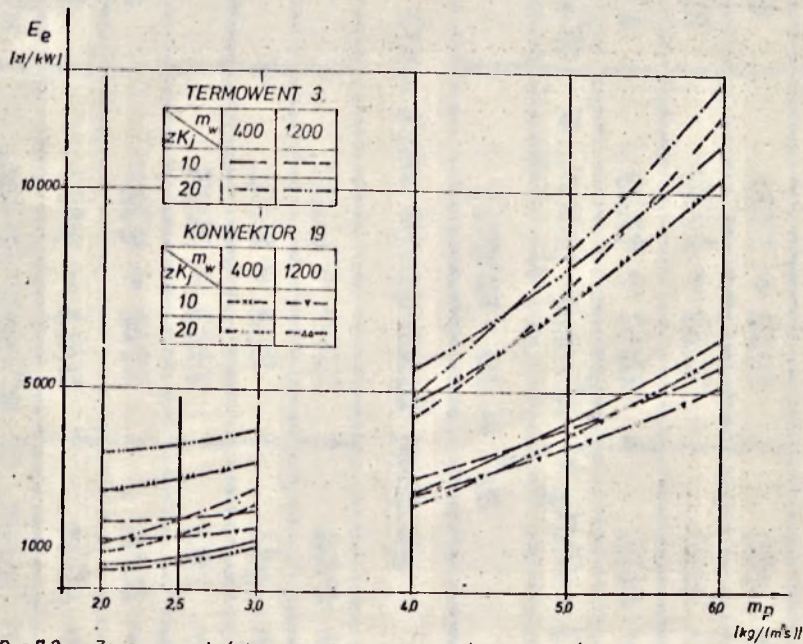
Tabela 7.2. przedstawia iloraz wartości E_e dla $m_p = 5,0$ [kg/(m².s)] i $m_p = 2,5$ [kg/(m².s)] .

Tabela 7.2.

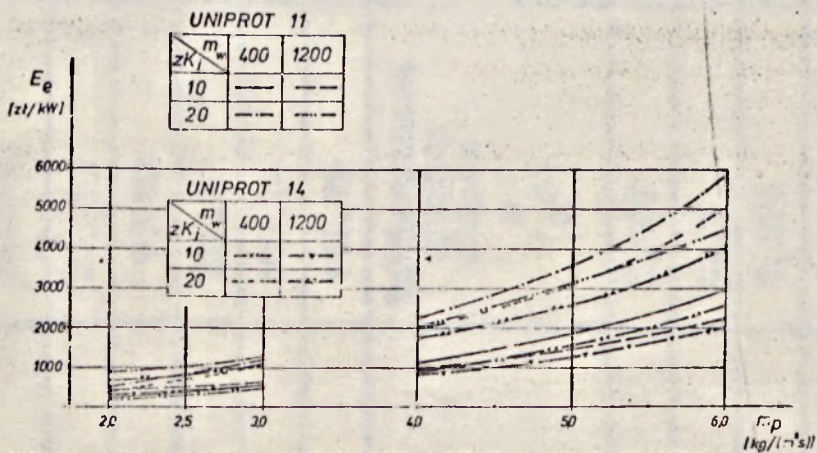
Grupa nagrzewnic	Gęstość strumienia masy wody - m_w	$zK_j = 10$	$zK_j = 20$
	kg/(m ² .s)	zł/kW	zł/kW
"a"	400	4,8	3,9
	1200	5,5	3,5
"b"	400	6,3	5,4
	1200	2,6	2,4
"c"	400	5,4	5,3
	1200	3,1	3,1



Rys. 71 Zmiana wartości energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji nagrzewnicy nr 1 dla wybranych zakresów m_p .



Rys. 72 Zmiana wartości energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji nagrzewnicy nr 3 i 19 dla wybranych zakresów m_p .



Rys. 73 Zmiana wartości energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji nagrzewnicy nr 11 i 14 dla wybranych zakresów m_p .

Tablica 7.1.

Numer nagrzewnicy	Koszt zakupu nagrzewnicy K_I [zł./rok]	Gęstość strumienia masy wody $m_v = 400$ [kg/(m ² ·s)]		
		$\alpha K_j = 10$ [zł./kW]	$\alpha K_j = 20$ [zł./kW]	$m_0 = 4-6$ [kg/(m ² ·s)]
		$m_0 = 2-3$ [kg/(m ² ·s)]	$m_0 = 2-3$ [kg/(m ² ·s)]	$m_0 = 4-6$ [kg/(m ² ·s)]
1	203,93	502 ÷ 1231	2377 ÷ 6170	4754 ÷ 12349
3	93,50	537 ÷ 1270	2445 ÷ 6354	4890 ÷ 12708
11	220,92	245 ÷ 593	1143 ÷ 2962	2286 ÷ 5929
14	109,74	208 ÷ 511	986 ÷ 2537	1972 ÷ 5075
19	114,75	433 ÷ 1097	2198 ÷ 6002	4397 ÷ 12000
		Gęstość strumienia masy wody $m_v = 1200$ [kg/(m ² ·s)]		
		$\alpha K_j = 10$ [zł./kW]		
		$m_0 = 2-3$ [kg/(m ² ·s)]	$m_0 = 2-3$ [kg/(m ² ·s)]	$m_0 = 4-6$ [kg/(m ² ·s)]
1	5,947	652 ÷ 1157	197 ÷ 4574	3943 ÷ 9150
3	4,37	1688 ÷ 2000	2783 ÷ 5635	5567 ÷ 11270
11	7,275	436 ÷ 647	1019 ÷ 2251	2038 ÷ 4502
14	4,287	330 ÷ 537	883 ÷ 2016	1766 ÷ 4032
19	4,79	1195 ÷ 1566	2347 ÷ 5179	4695 ÷ 10358
		$\alpha K_j = 20$ [zł./kW]		
		$m_0 = 2-3$ [kg/(m ² ·s)]	$m_0 = 2-3$ [kg/(m ² ·s)]	$m_0 = 4-6$ [kg/(m ² ·s)]
1	5,947	652 ÷ 1157	197 ÷ 4574	3943 ÷ 9150
3	4,37	1688 ÷ 2000	2783 ÷ 5635	5567 ÷ 11270
11	7,275	436 ÷ 647	1019 ÷ 2251	2038 ÷ 4502
14	4,287	330 ÷ 537	883 ÷ 2016	1766 ÷ 4032
19	4,79	1195 ÷ 1566	2347 ÷ 5179	4695 ÷ 10358

Powierzchnia
wymiany
ciepła
 F
[m²]

- potwierdzone zostały zakresy optymalnych gęstości strumienia masy wody dla poszczególnych grup.

Zakres $m_{w, \text{opt}}$ nagrzewnic grupy "b" zdecydowanie odbiega od pozostałych dwóch grup dla których $m_w = [400. \text{kg}/(\text{m}^2. \text{s})]$ jest z kolei nieefektywną wielkością.

- najniższe bezwzględne wartości wskaźnika E_e , w obu rozpatrywanych zakresach m_w i dla obu iloczynów zK_j posiadają nagrzewnice grupy "c". Charakteryzują się również największą uniwersalnością przy zmienionych warunkach pracy.

Obliczając wartość wskaźnika E w jednoznaczny sposób określa się optymalną gęstość strumienia masy powietrza. Dopuszczając 5% zakres zmian optymalnej wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnicy uzyskuje się zwiększenie optymalnego zakresu gęstości strumienia masy powietrza wynoszące $0,75 \div 1,3/$.

$m_{p, \text{opt}}$, zalecając jednocześnie stosowanie największych wartości. Analiza energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji - E_e wskazuje na celowość obniżania wartości m_p .

W ten sposób jako zalecany optymalny zakres pracy nagrzewnic należy przyjmować obszar między $m_{p, \text{opt}}$ a $1,3 m_{p, \text{opt}}$.

Dla wybranych nagrzewnic i dla iloczynu $zK_j = 10$ i 20 [zł/kW] zakresy te podane są w tabelicy 7.3.

Tablica 7.3.

Optymalne zakresy gęstości strumienia masy
powietrza

Nr i symbol nagrzewnicy	$zK_j = 10$ [zł/kW]	$zK_j = 20$ [zł/kW]
	m_p [kg/(m ² .s)]	m_p [kg/(m ² .s)]
RW AGH 1	2,457 ÷ 3,194	1,934 ÷ 2,514
Termoment 3	1,763 ÷ 2,292	1,395 ÷ 1,813
Uniprot 11	2,860 ÷ 3,718	2,253 ÷ 2,929
Uniprot 14	2,452 ÷ 3,187	1,924 ÷ 2,501
Konwektor 19	1,900 ÷ 2,47	1,508 ÷ 1,96

Powyższe wnioski skłaniają do jednoznacznego stwierdzenia, że w pełni uzasadnione jest obniżenie zalecanego zakresu gęstości strumienia masy powietrza, przy doborze wodnych nagrzewnic powietrza z $m_p = 4 ÷ 6$ [kg/(m².s)] na $m_p = 2 ÷ 3$ [kg/(m².s)]. Tak istotne zmniejszenie prędkości powietrza osiągnie za sobą pewne ujemne skutki do których należy między innymi zaliczyć:

- zwiększenie powierzchni czołowej nagrzewnicy, a co zatem idzie i zużycie metalu,
- zwiększenie gabarytów nagrzewnicy i związane z tym zwiększenie konfuzorów i dyfuzorów w instalacjach a w przypadku urządzeń autonomicznych - wymiarów całych urządzeń.

W tym ostatnim przypadku względy techniczne mogą przemawiać, za rozwiązaniami kompromisowymi. Analizując natomiast wzrost kosztu instalacji z tytułu zastosowania większych konfuzorów i dyfuzorów, stwierdzono, że nie przekroczy on 10% wartości kosztu samej nagrzewnicy.

Zmniejszenie wartości gęstości strumienia masy powietrza napływającej na nagrzewnicę spowoduje obniżenie mocy cieplnej i w konsekwencji konieczność wzrostu powierzchni wymiany ciepła. Zagadnienie to wymaga przeanalizowania czy taka decyzja jest uzasadniona.

7.1.2. Analiza wzrostu powierzchni wymiany ciepła w wyniku obniżenia prędkości napływu powietrza na nagrzewnicę.

Dla przeprowadzenia analizy wzrostu powierzchni wymiany ciepła w wyniku zmiany wartości gęstości strumienia masy powietrza konieczne jest znajomość zależności określającej moc cieplną nagrzewnicy, którą można przedstawić, korzystając ze wzorów /44/ i /61/ w postaci:

$$Q = c_{ww} \cdot m_w \cdot \frac{\pi d_1}{4} \cdot (t_{w1} - t_{p1}) \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{m_p \cdot F_{br} \cdot c_{wd} \cdot 4}{m_w \cdot \pi d_1^2 \cdot c_{ww}}\right) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{c \cdot (m_w)^a \cdot (m_p)^b \cdot F}{c_{wp} \cdot m_p \cdot F_{br}}\right) \right] \right\} \quad [kW] \quad (177)$$

Poszukiwana zależność w postaci

$$\frac{m_{p_x}}{m_{p_0}} = f \left(\frac{F_x}{F_0} \right) \quad /178/$$

wyznaczona będzie przy następujących założeniach:

1/ równość strumienia objętości powietrza w warunkach początkowych i zmienionych:

$$M_{P_0} = M_{P_x} = \text{const}$$

co jest równoznaczne z:

$$m_{P_0} \cdot F_{br_0} = m_{P_x} \cdot F_{br_x} = \text{const}$$

przy czym:

indeks o - oznacza warunki początkowe

indeks x - oznacza warunki zmienione

2/ równość strumienia objętości wody w warunkach początkowych i zmienionych:

$$M_{W_0} = M_{W_x} = \text{const}$$

i

$$m_{W_p} = m_{W_x} = \text{const}$$

3/ równość mocy cieplnej w warunkach początkowych i zmienionych

$$Q_0 = Q_x$$

Obliczając moc cieplną nagrzewnicy w warunkach początkowych i w warunkach zmienionych oraz porównując prawa strony zależności / 177/ otrzymano:

$$\frac{Q_x}{Q_0} = \frac{c_{ww_x} \cdot m_{w_x} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot (t_{w_1} - t_{p_1}) \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{m_{p_x} \cdot F_{br_x} \cdot c_{wp_x} \cdot 4}{m_{w_x} \cdot \pi d_1^2 \cdot c_{ww_x}}\right) \right\} - \exp\left(-\frac{c \cdot (m_{w_x})^a \cdot (m_{p_x})^b \cdot F_x}{c_{wp_x} \cdot m_{p_x} \cdot F_{br_x}}\right)}{c_{ww_0} \cdot m_{w_0} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot (t_{w_1} - t_{p_1}) \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{m_{p_0} \cdot F_{br_0} \cdot c_{wp_0} \cdot 4}{m_{w_0} \cdot \pi d_1^2 \cdot c_{ww_0}}\right) \right\} - \exp\left(-\frac{c \cdot (m_{w_0})^a \cdot (m_{p_0})^b \cdot F_0}{c_{wp_0} \cdot m_{p_0} \cdot F_{br_0}}\right)} \quad (179)$$

Przyjmując że :

$$c_{ww_x} = c_{ww_0} \quad \text{i} \quad c_{wp_x} = c_{wp_0}$$

i podstawiając za :

$$\frac{m_{p_x}}{m_{p_0}} = X \quad (180) \quad \text{i} \quad \frac{F_x}{F_0} = Y \quad (181)$$

oraz za :

$$\frac{m_{p_0} \cdot F_{hr_0} \cdot c_{wp_0} \cdot 4}{m_{w_0} \cdot \pi d_1^2 \cdot c_{ww_0}} = V \quad (182) \quad \text{i} \quad \frac{c \cdot (m_{w_0})^a \cdot (m_{p_0})^b \cdot F_0}{c_{wp} \cdot m_{p_0} \cdot F_{hr_0}} = U \quad (183)$$

Uproszczono zależność (179) do postaci

$$\frac{Q_x}{Q_0} = \frac{1 - \exp(-V) [1 - \exp(-U \cdot X^b \cdot Y)]}{1 - \exp(-V) [1 - \exp(-U)]} \quad (184)$$

Ponieważ , zgodnie z założeniem (3)

$$Q_0 = Q_x$$

to

$$1 - \exp(-V) [1 - \exp(-U \cdot X^b \cdot Y)] = 1 - \exp(-V) [1 - \exp(-U)] \quad (185)$$

Po dwukrotnym zlogarytmowaniu równania (185) otrzymano zależność :

$$U \cdot X^b \cdot Y = U \quad (186)$$

i po powrocie do wielkości wyjściowych (180) i (181) :

$$\frac{m_{p_x}}{m_{p_0}} = \sqrt[b]{\frac{F_0}{F_x}} \quad (187)$$

Zmiana gęstości strumienia masy powietrza jest odwrotnie proporcjonalna do pierwiastka stopnia równego wykładnikowi potęgi przy gęstości strumienia masy powietrza z ilorazu powierzchni wymiany ciepła.

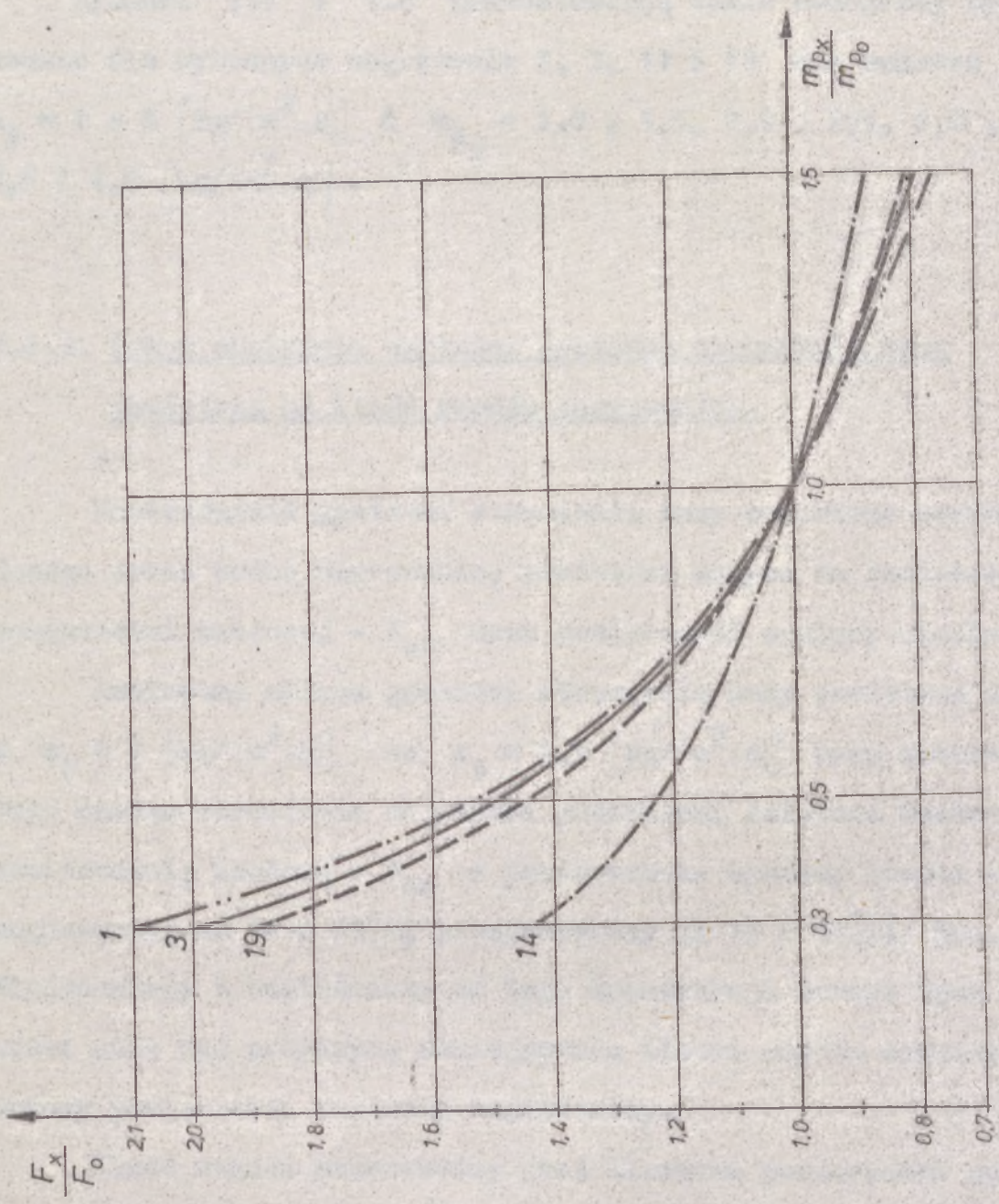
Znajomość tej zależności /187/ umożliwia porównanie wpływu zmiany gęstości strumienia masy powietrza na wzrost powierzchni wymiany ciepła, przy zachowaniu tej samej mocy cieplnej, różnych typów nagrzewnic.

Na podstawie rys.7.4. stwierdzono, że nie wszystkie konstrukcje w jednakowy sposób reagują na zmianę gęstości strumienia masy powietrza. Związane jest to ze sposobem przekazywania ciepła, a zwłaszcza z przejmowaniem ciepła z powierzchni ożebrowanej przez powietrze, co opisane jest w zależności /60/ czynnikiem $(m_p)^b$.

Najmniej elastyczna na zmiany m_p jest konstrukcja nagrzewnic grupy "c" charakteryzująca się cienkimi aluminiowymi żebrami i węzownicą wykonaną z miedzianych rurek o małych średnicach i cienkich ściankach. Zmniejszenie o połowę wartości gęstości strumienia masy powietrza np.: z $m_p = 5 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]}$ na $m_p = 2,5 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]}$ powodującej 3-krotne zmniejszenie kosztów eksploatacyjnych / tabl. 7.2/ wymaga tylko 25% wzrostu powierzchni wymiany ciepła.

Podobne ale stosunkowo mniejsze efekty, uzasadniające zmniejszenie wartości gęstości strumienia masy powietrza, można uzyskać w innych typach nagrzewnic, zaliczanych do grupy "a" i "b". Dwukrotnie zmniejszenie wartości m_p , powodujące zmniejszenie kosztów eksploatacji, od 2,6 ÷ 5,5 raza wymaga 50% wzrostu powierzchni wymiany ciepła.

Na podstawie zależności /187/ można wykonać nomogramy, które pozwolą na znalezienie ilorazu $\frac{F}{F_0}$ dla dowolnych wartości gęstości strumienia masy powietrza w warunkach początkowych - m_{p_0} i w



Rys. 7.4 Zmiana ilorazu $\frac{F_x}{F_0} = f\left(\frac{m_{Px}}{m_{P0}}\right)$ dla nagrzewnic nr 1, 3, 14 i 19.

warunkach zmienionych m_{p_x} .

Rysunki 7.5 ÷ 7.8 przedstawiają takie nomogramy wykonane dla wybranych nagrzewnic 1, 3, 11 i 19 dla zakresu $m_p = 1 ÷ 6$ [kg/(m².s)] i $m_{p_x} = 1,0, 1,5, 2,0, 2,5, 3,0, 3,5$ i $4,0$ [kg/(m².s)].

7.1.3. Wpływ obniżenia wartości gęstości strumienia masy powietrza na ilość rzędów nagrzewnic.

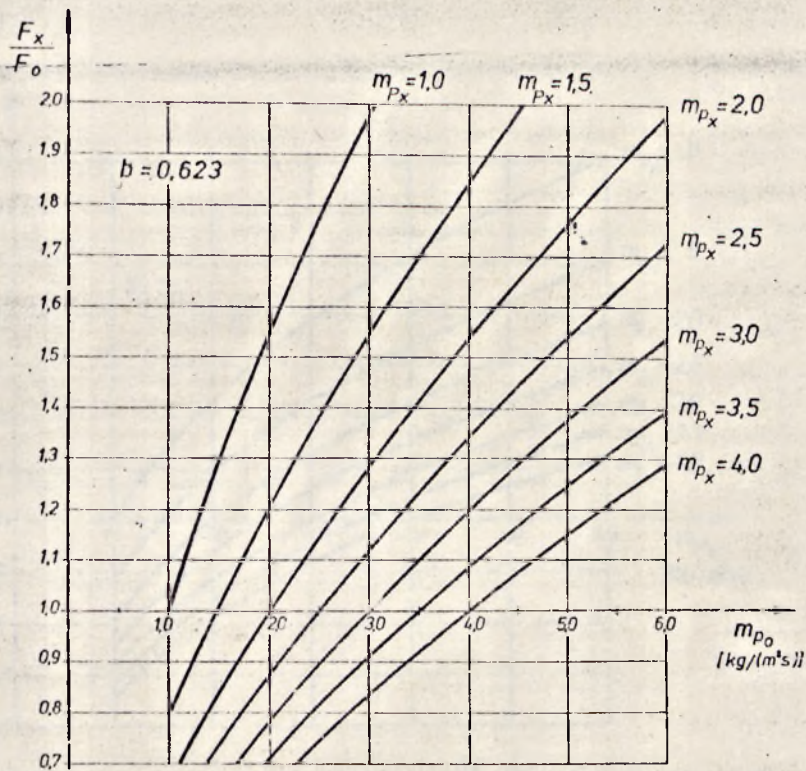
Zmniejszanie gęstości strumienia masy powietrza przepływającego przez wodną nagrzewnicę powietrza wpływa na powiększenie powierzchni czołowej - F_{br} oraz powierzchni wymiany ciepła - F .

Dwukrotna zmiana gęstości strumienia masy powietrza np.: z $m_p = 5$ [kg/(m².s)] na $m_p = 2,5$ [kg/(m².s)] przy zachowaniu tego samego strumienia objętości powietrza, zwiększa dwukrotnie powierzchnię czołową - F_{br} a powierzchnię wymiany ciepła - F nagrzewnicy nr 14 o 23 [%], a nagrzewnicy nr 19 o 44 [%]/ Rys.7.4./.

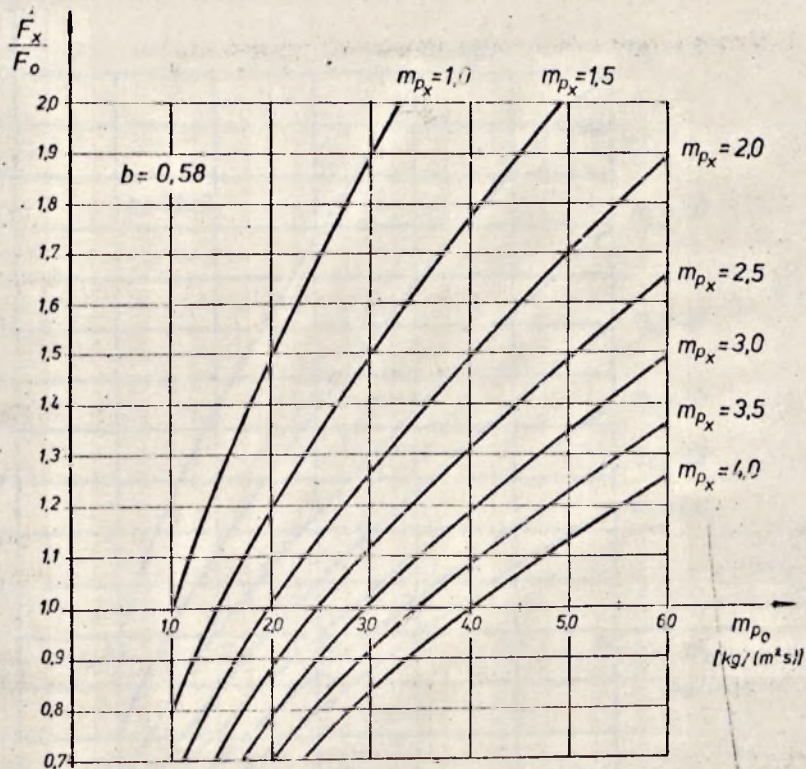
Niejednakowy i uzależniony od typu konstrukcji wzrost tych wielkości może być przyczyną zmniejszenia ilości rzędów wskutek rozbudowy powierzchni czołowej nagrzewnicy.

Ilość rzędów nagrzewnicy jest ilorazem powierzchni wymiany ciepła i powierzchni czołowej dla jednego rzędu.

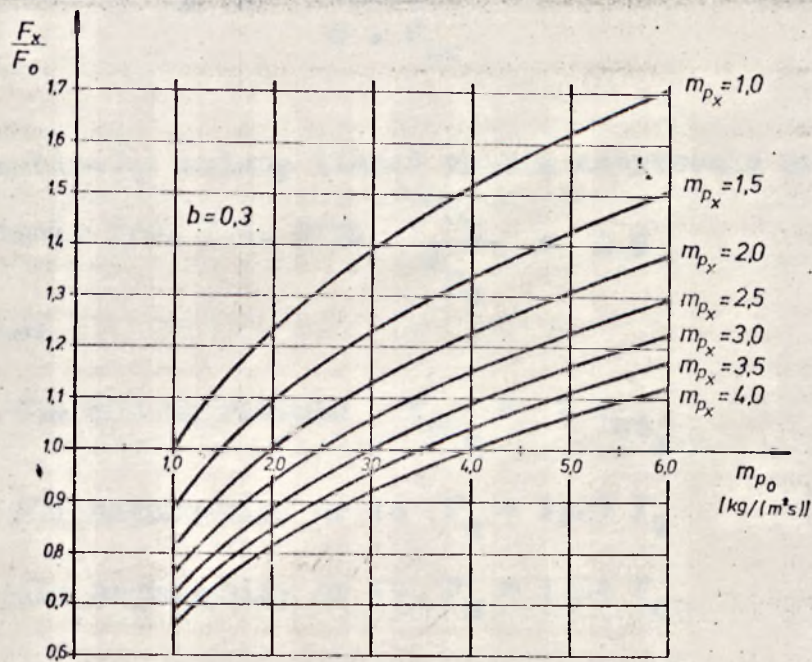
Określając powierzchnię wymiany ciepła jednego rzędu jako iloczyn F_{br} i współczynnik proporcjonalności Θ , stałego dla danej konstrukcji nagrzewnicy, ilość rzędów można wyrazić zależnością



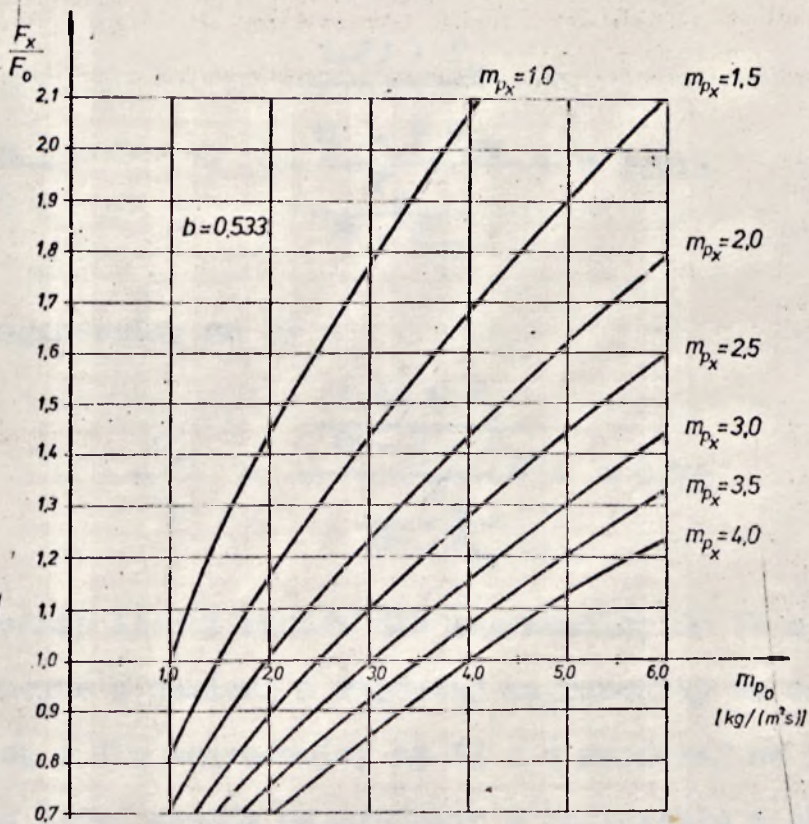
Rys.75 Nomogram obliczania ilorazu $\frac{F_x}{F_0}$ dla nagrzewnicy nr 1.



Rys.76 Nomogram obliczania ilorazu $\frac{F_x}{r_0}$ dla nagrzewnicy nr 3.



Rys.7.7 Nomogram obliczania ilorazu $\frac{F_x}{F_0}$ dla nagrzewnicy nr 14.



Rys.7.8 Nomogram obliczania ilorazu $\frac{F_x}{F_0}$ dla nagrzewnicy nr 19.

$$n = \frac{F}{\theta \cdot F_{br}} \quad /138/$$

Analizując zmianę ilości rzędów nagrzewnic nr 14 i nr 19, na podstawie rys. 7.4, przy $\frac{m_{p_x}}{m_{p_0}} = 0,5$

otrzymano:

- dla obu nagrzewnic $F_{br_x} = 2 F_{br_0}$
- dla nagrzewnicy nr 14 $F_x = 1,23 F_0$
- dla nagrzewnicy nr 19 $F_x = 1,44 F_0$

Zmniejszenie ilości rzędów dla nagrzewnicy nr 14 wynie-
sie:

$$\frac{n_x}{n_0} = \frac{\frac{1,23 \cdot F_0}{\theta \cdot 2 F_{br}}}{\frac{F_0}{\theta \cdot F_{br}}} = 0,615$$

a dla nagrzewnicy nr 19

$$\frac{n_x}{n_0} = \frac{\frac{1,44 \cdot F_0}{\theta \cdot 2 \cdot F_{br}}}{\frac{F_0}{\theta \cdot F_{br}}} = 0,72$$

Zmniejszenie ilości rzędów dla nagrzewnicy nr 14 o 38,5 [%] jest równoznaczne z zamianą 3 rzędowej nagrzewnicy na nagrzewnicę 2 rzędową a dla nagrzewnicy nr 19 z 4 rzędowej na 3 rzędową. Mniejsza ilość rzędów nagrzewnicy w połączeniu z obniżeniem gęstości strumienia masy powietrza wpływa na wielokrotne ogra-

niczenie zużycia energii elektrycznej a więc i zmniejszenie wartości wskaźników E_e i E .

Oszczędności z tego tytułu, szczególnie w przypadku nagrzewnic grupy "c" zdecydowanie przekraczają wzrost kosztów inwestycyjnych nagrzewnicy, w przybliżeniu proporcjonalnego do wzrostu niezbędnej powierzchni wymiany ciepła.

7.2. Wybór optymalnej nagrzewnicy dla określonych warunków eksploatacji.

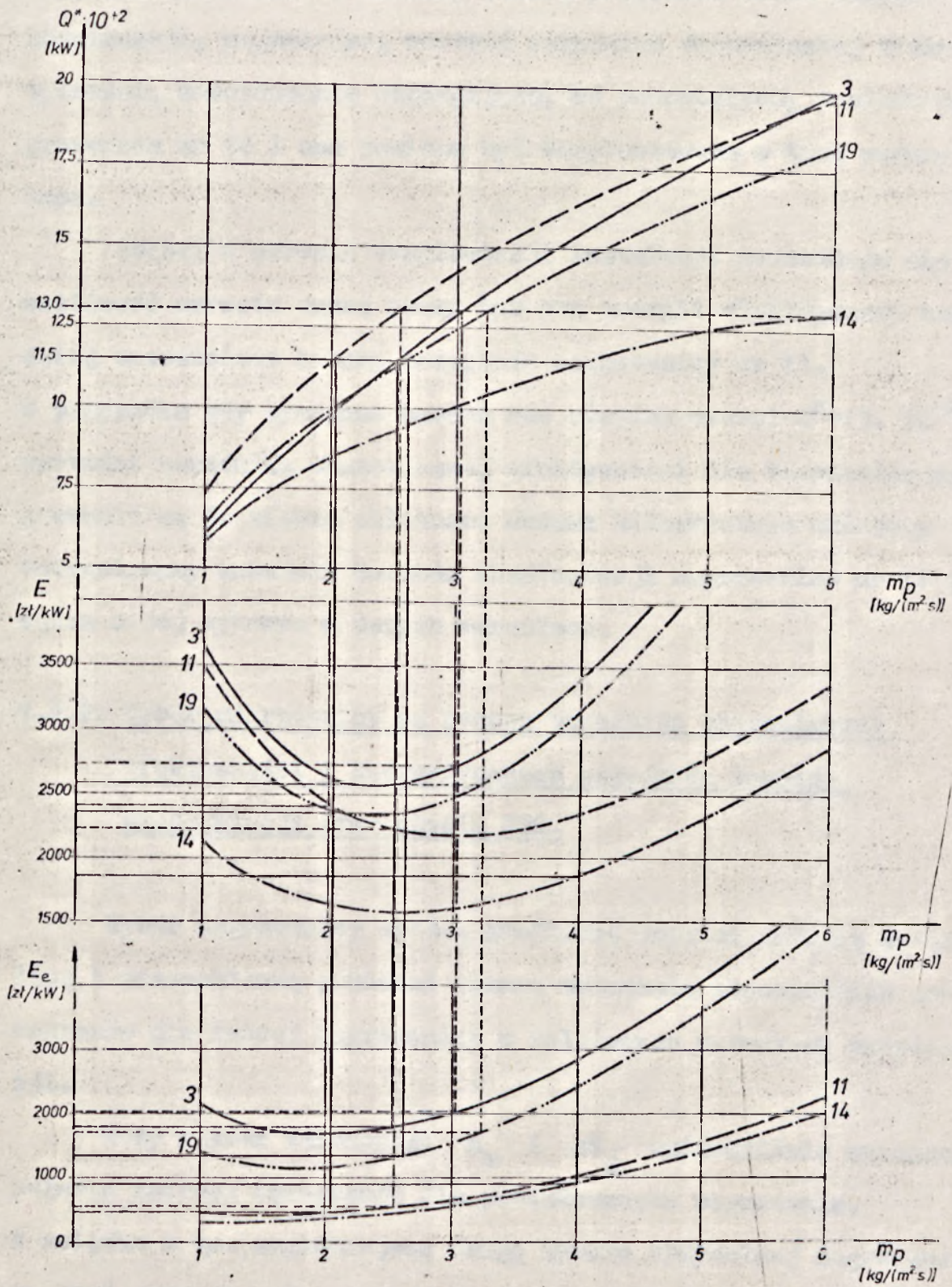
7.2.1. Wybór nagrzewnicy za pomocą wskaźnika ekonomicznej efektywności i energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji metodą graficzną.

Podstawą doboru nagrzewnicy jest zapotrzebowanie mocy cieplnej. W oparciu o wykresy $Q^* = f(m_p)$, $E = f(m_p)$ i $E_e = f(m_p)$, sporządzone dla określonych warunkami eksploatacji wartości gęstości strumienia masy wody i iloczynu zK_j , można utworzyć zbiorczy nomogram służący do wyboru optymalnej konstrukcji nagrzewnicy.

Na rys.7.9 przedstawiono taki nomogram dla nagrzewnic nr 3, 11, 14 i 19.

W tablicach 7.4 i 7.5 zestawiono odczytane wielkości dla założonych wartości wymaganej umownej mocy cieplnej $Q^x = 11,5 \cdot 10^{-2}$ i $13 \cdot 10^{-2}$ [kW].

Dla umownej mocy cieplnej $Q^x = 11,5 \cdot 10^{-2}$ [kW] wartości gęstości strumienia masy powietrza wszystkich rozpatrywanych nagrzewnic wykraczają poza optymalny zakres. Oznacza to, że w danych warunkach eksploatacji należałoby zastosować inną nagrzew-



Rys. 7.9. Nomogram doboru nagrzewnic nr 3, 11, 14 i 19 dla $m_w = 1200$ [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]
 $zK_j = 10$ [$\text{zł}/\text{kW}$].

nicę niż zestawione w tablicy 7.4. W przypadku braku innych konstrukcji, najniższą wartość wskaźnika ekonomicznej efektywności, zdecydowanie odbiegającą, od pozostałych, posiada nagrzewnica nr 14 i ona powinna być eksploatowana w tych warunkach.

Jeżeli w okresie eksploatacji instalacji przewiduje się możliwość wzrostu czasu pracy lub cen energii elektrycznej bardziej uzasadnione byłoby przyjęcie nagrzewnicy nr 11.

W przypadku gdy wymagana umowna moc cieplna wynosi $Q^x = 13 \cdot 10^{-2} \text{ [kW]}$ wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności dla wszystkich nagrzewnic są do siebie zbliżone. Jednak kilkakrotnie mniejszy energetyczny wskaźnik kosztów eksploatacji nagrzewnicy nr 11 przesądza o jej wyborze w danych warunkach.

7.2.2. Wybór nagrzewnicy za pomocą wskaźnika ekonomicznej efektywności i energetycznego wskaźnika kosztów eksploatacji przy użyciu ETO.

Wybór nagrzewnicy metodą graficzną jest czynnością uciążliwą i czasochłonną ponieważ wymaga wykonania odpowiednich nomogramów dla każdej nagrzewnicy w założonych warunkach eksploatacji.

Duży zakres zmienności m_w i zK_j uniemożliwia wykonanie pełnego zakresu nomogramów dla produkowanych nagrzewnic.

W związku z tym, wygodniejszą drogą wyboru optymalnej nagrzewnicy jest wprowadzenie wielkości wskaźników E i E_e do progra-

Tablica 7.4

Wartości m_p , E i E_c nagrzewnic nr 3, 11, 14 i 19 przy

$$Q^* = 11,5 \cdot 10^{-2} \text{ [kW]}, \quad m_w = 1200 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]} \text{ i } zK_j = 10 \text{ [zł/kW]}$$

Nr i symbol nagrzewnicy	Powierzchnia wymiany ciepła	Koszt zakupu	Gęstość strumienia masy powietrza	Optimalny zakres	Wskaźnik	Wskaźnik
	F	K_I	m_p	m_p	E	E_c
	m^2	zł/rok	kg/($m^2 \cdot s$)	kg/($m^2 \cdot s$)	zł/kW	zł/kW
Termowent 3	4,37	93,50	2,52	1,76+2,29	2575	1750
Uniprot 14	4,287	109,74	4,00	2,45+3,19	1850	900
Konwektor 19	4,79	114,75	2,6	1,9 +2,47	2350	1350
Uniprot 11	7,275	220,95	2,05	2,86+3,72	2400	450

Tablica 7.5

Wartości m_p , E , E_c nagrzewnic nr 3, 11, 14 i 19 przy

$$Q^* = 13 \cdot 10^{-2} \text{ [kW]}, \quad m_w = 1200 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]} \text{ i } zK_j = 10 \text{ [zł/kW]}$$

Nr i symbol nagrzewnicy	Gęstość strumienia masy powietrza	Wskaźnik	Wskaźnik
	m_p	E	E_c
	kg/($m^2 \cdot s$)	zł/kW	zł/kW
Termowent 3	3.02	2752	2025
Uniprot 14	6.00	2875	2025
Konwektor 19	3.22	2575	1700
Uniprot 11	2.52	2225	550

mu doboru nagrzewnic za pomocą ETO, jako kryteriów wyboru rozwiązań optymalnych. Korzystając z odpowiednio rozbudowanego programu doboru nagrzewnic można równocześnie otrzymać alternatywne rozwiązania przy zmianie pewnych założonych wielkości wyjściowych jak np.: m_w , z czy K_j , co umożliwi projektantowi przeprowadzenie dodatkowej analizy ekonomicznej uwzględniającej zmianę powyższych wielkości w okresie eksploatacji instalacji.

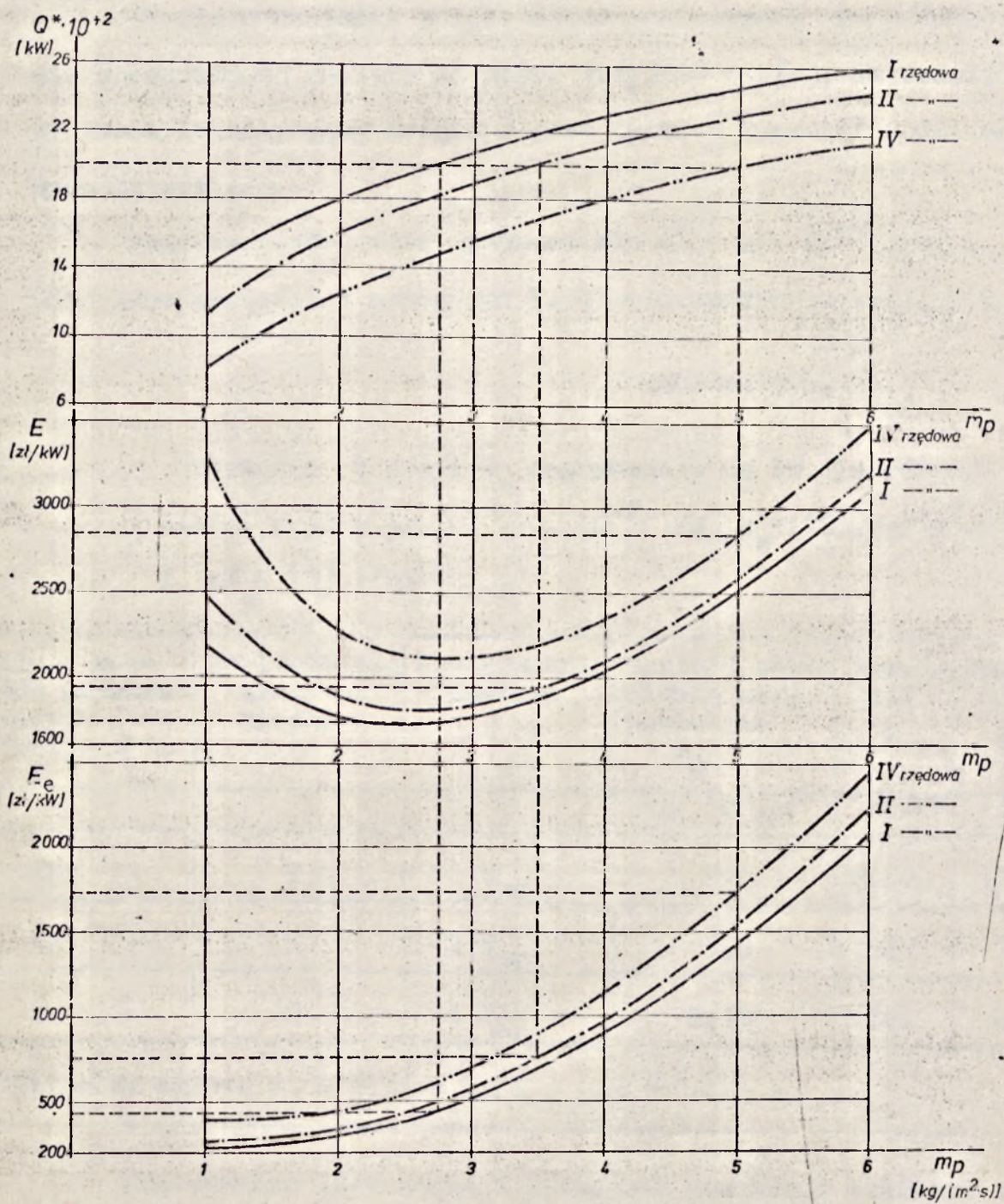
7.3. Optymalna ilość rzędów nagrzewnicy.

Na podstawie rozdziału 7.1.3. wynika, że uzasadnione jest dążenie do stosowania mniejszych wartości m_p przy zachowaniu tej samej mocy cieplnej, poprzez ograniczanie ilości rzędów nagrzewnicy kosztem zwiększenia jej powierzchni czołowej.

Poniższa analiza ma dać odpowiedź jaka jest optymalna ilość rzędów nagrzewnicy dla konkretnych warunków eksploatacji. Przeprowadzono ją w oparciu o obliczone wartości wskaźników E i E_e dla nagrzewnicy "Uniprot" nr 10. W tym celu wykonano rys.7.10, w analogiczny sposób jak rys.7.9, przedstawiający nomogram dla różnego ustawienia rzędów nagrzewnicy nr 10 przy $m_w = 1200$ [kg/(m².s)] i $zK_j = 10$ [zł/kW].

Przy obliczaniu wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności dla nagrzewnicy II rzędowej zwiększono koszt inwestycyjny o 10% a dla nagrzewnicy I rzędowej o 20%.

Zwiększenie kosztów inwestycyjnych spowodowane zostało



Rys. 7.10 Wybór optymalnej ilości rzędów nagrzewnicy.

koniecznością zastosowania większych konfuzorów i dyfuzorów dla nagrzewnic o większej powierzchni czołowej.

Powyższe mnożniki zwiększające zastosowano na podstawie uproszczonej analizy kosztów. Przyjęto w niej, że dodatkowy koszt inwestycyjny związany jest tylko z kosztami dodatkowych materiałów .

Analizę porównawczą wykonano dla $Q^x = 20 \cdot 10^{-2}$ [kW] .
Odczytane wartości z nomogramu 7.10 zamieszczono w tabelicy 7.6.

Tablica 7.6.

Wartości m_p , E i E_e nagrzewnicy nr 10 dla różnej ilości rzędów przy $Q^x=20 \cdot 10^{-2}$ [kW], $m_w=1200$ [kg/(m².s)] i $zK_j=10$ [zł/kW].

Ilość rzędów nagrzewnicy "Uniprot"10	Powierzchnia wymiany ciepła	Powierzchnia czołowa	Gęstość strumienia masy powietrza m_p	Wskaźnik E	Wskaźnik E_e
			kg/ (m ² .s)	zł/kW	zł/kW
IV	F	F_{br}	5,0	2340	1720
II	F	2 F_{br}	3,5	1940	760
I	F	4 F_{br}	2,75	1740	440
Optymalny zakres $m_p = 2,71 \div 3,56$ [kg/ (m ² .s)] .					

Nagrzewnice II-rzędowa i I-rzędowa posiadają zbliżone wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności ponieważ wartość gęstości strumienia masy powietrza, w obu przypadkach, zawiera się w

optymalnym zakresie m_p , a więc w obszarze o najbardziej spłaszczonej krzywnie wskaźnika E . Mniejsza wartość m_p dla układu I rzędowego i w konsekwencji mniejsza wartość wskaźnika E_e przesądza o wyborze tej konstrukcji jako nagrzewnicy o optymalnej ilości rzędów.

Z ekonomicznego punktu widzenia najbardziej efektywna jest nagrzewnica o najmniejszej ilości rzędów. Z drugiej jednak strony, zgodnie z wnioskami rozdziału 7.1.2. praca nagrzewnicy przy zbyt małych wartościach m_p jest nieekonomiczna.

W związku z powyższym można stwierdzić, że ilość rzędów nagrzewnicy powinna być tak dobrana, aby zapewnić pracę w optymalnym zakresie gęstości strumienia masy powietrza.

7.4. Stosunek kosztów przekazywania energii cieplnej w wodnych nagrzewnicach powietrza do kosztów wytwarzania mocy cieplnej dla różnych zakresów gęstości strumienia masy powietrza.

Przekazywanie mocy cieplnej w wodnych nagrzewnicach powietrza wymaga nakładów finansowych związanych z zakupem i amortyzacją nagrzewnicy oraz z pompowaniem czynników. Nakłady te, zależne od typu konstrukcji, czasu pracy instalacji i gęstości strumienia masy powietrza zwiększają ogólny koszt dostarczonej mocy cieplnej, dlatego należy dążyć do ich minimalizacji. Jednym z parametrów charakteryzującym efektywność nagrzewnicy jest stosunek kosztów przekazywania mocy cieplnej do kosztów jej wytwarzania, który powinien być jak najmniejszy.

Roczny koszt przekazywania mocy cieplnej w nagrzewnicy określony jest w następujący sposób:

$$K_{pnc} = K_1 + K_e = EQ^x = E \cdot \frac{Q}{\Delta t} \quad [\text{zł/rok}] \quad /189/$$

Roczny koszt wytwarzania mocy cieplnej jest iloczynem kosztu 1 kW · h, czasu pracy instalacji w ciągu roku oraz przekazywanej mocy cieplnej i można zapisać go jako:

$$K_{wnc} = S \cdot 365 \cdot z \cdot Q \quad [\text{zł/rok}] \quad /190/$$

przy czym:

S - koszt sprzedaży 1 kW · h przez elektrociepłownię lub ciepłownię osiedlową.

Na podstawie cen obowiązujących w SPEC w roku 1977 przyjęto $S = 0,2 \text{ [zł/(kW · h)]}$

z - czas pracy instalacji w ciągu doby.

Iloczyn tych kosztów, odniesionych do mocy cieplnej uzyskiwanej w okresie rocznym, oznaczono jako :

$$\mathcal{H} = \frac{\frac{K_{pnc}}{Q}}{\frac{K_{wnc}}{Q}} \cdot 100 = \frac{100 \cdot E}{\Delta t \cdot S \cdot 365 \cdot z} \quad [\%] \quad /191/$$

gdzie:

E - wskaźnik ekonomicznej efektywności nagrzewnicy

t - różnica temperatur czynników przed nagrzewnicą.

Wartość \mathcal{H} zależy przede wszystkim od wskaźnika E, czyli od rodzaju konstrukcji i wartości gęstości strumienia masy powietrza oraz wody, iloczynu zK_j jak również od parametrów czynników przed nagrzewnicą.

W celu porównania wartości \mathcal{K} przeprowadzono jej obliczenia dla wybranych nagrzewnic w zakresie gęstości strumienia masy powietrza $m_p = 2 \div 3$ [kg/(m².s)] i $m_p = 4 \div 6$ [kg/(m².s)], $m_w = 400$ i 1200 [kg/(m².s)], $z = 10$ [h/dobę], $zK_j = 10$ i 20 [zł/kW] oraz $\Delta t = 90, 110$ i 170 [K].

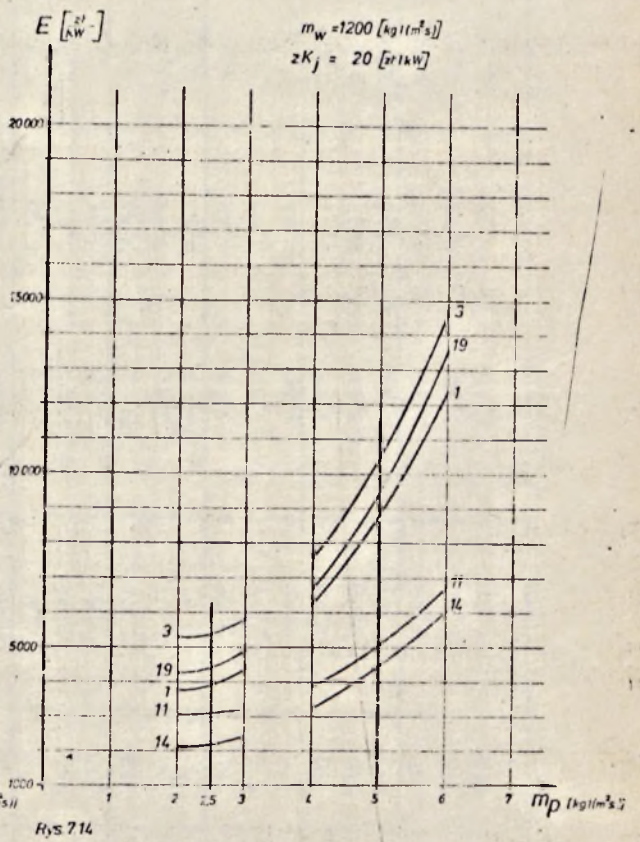
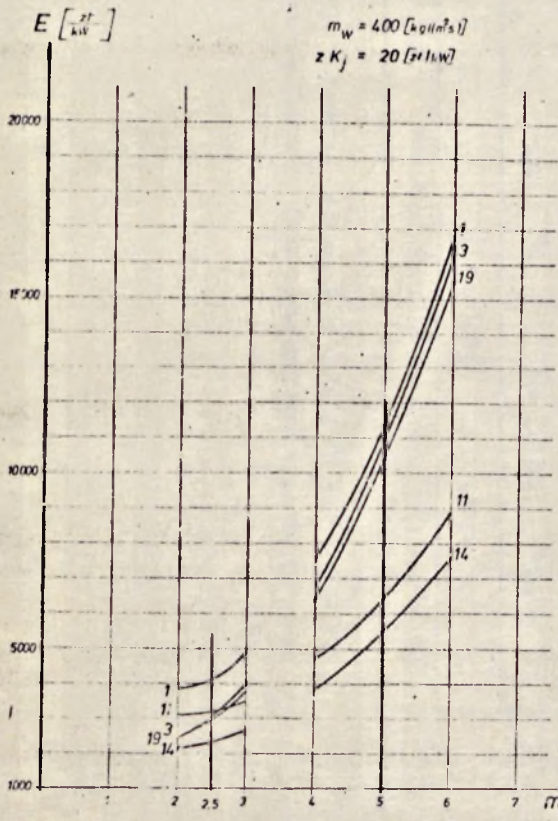
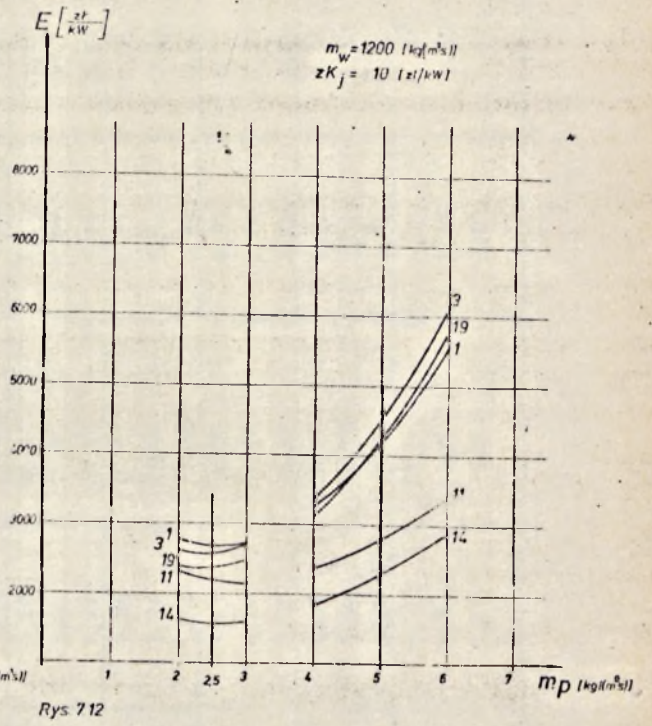
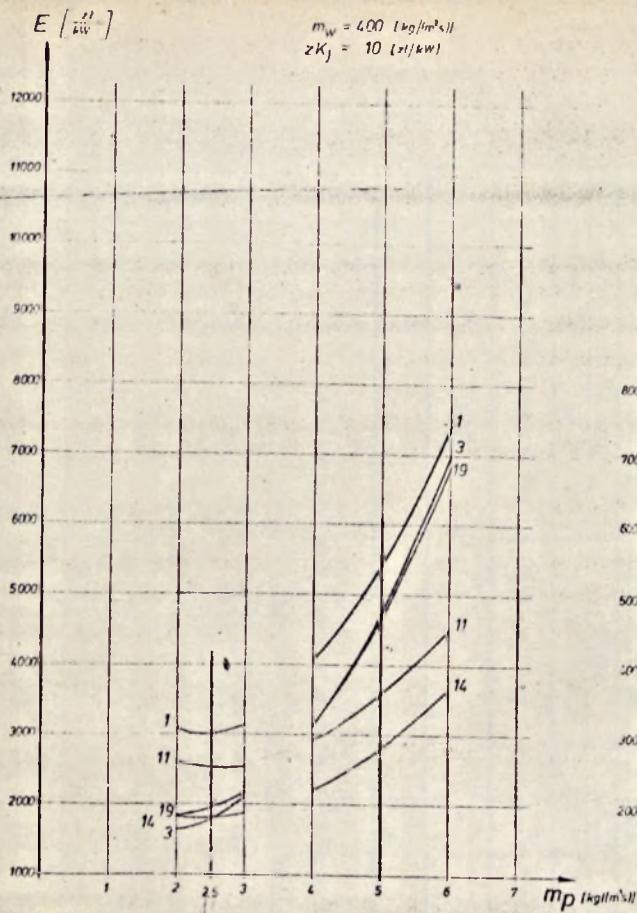
Rys. 7.11 ÷ 7.14 przedstawiają zmianę wartości wskaźnika $E = f(m_p)$ nagrzewnic nr 1, 3, 11, 14, 19 dla optymalnego zakresu $m_p = 2 \div 3$ [kg/(m².s)] i obecnie zalecanego równego $m_p = 4 \div 6$ [kg/(m².s)]. Obliczenie wartości \mathcal{K} wykonane zostały dla średnich wartości m_p każdego zakresu. Wyniki obliczeń zestawiono w tabelicy 7.7.

Na podstawie obliczeń stwierdzono, że dla wybranych wielkości m_p, m_w, zK_j, z i Δt stosunek kosztów przekazywania mocy cieplnej do kosztów wytwarzania mocy cieplnej zawiera się w dosyć dużym przedziale od 1,5 [%] do 15 [%].

Proponowane w pracy zmniejszenie gęstości strumienia masy powietrza powoduje znaczne obniżenie wielkości \mathcal{K} . Również w istotny sposób, na obniżenie jej wartości, wpływa zwiększenie gęstości strumienia masy wody / szczególnie dla nagrzewnic grupy "c" / i różnicy temperatur.

Dowolne zwiększanie różnicy temperatur czynników przed nagrzewnicą nie jest możliwe w związku z czym minimalizacja wartości może odbywać się poprzez stosowanie odpowiednich zakresów wielkości m_p i m_w i wybór najefektywniejszej konstrukcji.

Analizowany zakres m_p i m_w przy określonym iloczynie zK_j częściowo pokrywał się z optymalnymi zakresami m_p i m_w nagrzewnic Uniprot nr 14 i Termowent nr 3. W tych obszarach zmienności



Zmiana wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nagrzewnic nr 1, 3, 11, 14, 19 w dwóch zakresach gęstości strumienia masy powietrza dla wybranych wartości gęstości strumienia masy wody i iloczynu zK_j .

Tablica 7.7

Stosunek kosztów przekazywania mocy cieplnej do kosztów wytwarzania mocy cieplnej dla nagrzewnic nr 1, 3, 11, 14 i 19 przy różnych wartościach Δt , m_p , m_w i zK_j oraz $z = 10$ [k/Goeba]

Nr i symbol nagrzewnic	Δt	Wartość α [%]											
		$m_p = 2,5$ [kg/(m ² ·s)]				$m_p = 5,0$ [kg/(m ² ·s)]				$m_p = 10$ [kg/(m ² ·s)]			
		$m_w = 400$ [kg/(m ² ·s)]		$m_w = 1200$ [kg/(m ² ·s)]		$m_w = 400$ [kg/(m ² ·s)]		$m_w = 1200$ [kg/(m ² ·s)]		$m_w = 400$ [kg/(m ² ·s)]		$m_w = 1200$ [kg/(m ² ·s)]	
K		$zK_j = 10$ zł/kW	$zK_j = 20$ zł/kW	$zK_j = 10$ zł/kW	$zK_j = 20$ zł/kW	$zK_j = 10$ zł/kW	$zK_j = 20$ zł/kW	$zK_j = 10$ zł/kW	$zK_j = 20$ zł/kW	$zK_j = 10$ zł/kW	$zK_j = 20$ zł/kW	$zK_j = 10$ zł/kW	$zK_j = 20$ zł/kW
NW AGH 1	90	4,71	5,78	4,10	5,40	8,40	14,49	6,44	11,19	6,44	11,19	6,44	11,19
	110	3,86	4,73	3,42	4,42	6,07	11,85	5,27	9,14	5,27	9,14	5,27	9,14
	170	2,50	3,06	2,21	2,86	4,44	7,66	3,41	5,91	3,41	5,91	3,41	5,91
Termopont 3	90	2,74	3,88	3,80	6,70	7,26	13,53	6,87	12,95	6,87	12,95	6,87	12,95
	110	2,24	3,17	3,11	5,48	5,94	11,07	5,62	10,59	5,62	10,59	5,62	10,59
	170	1,45	2,05	2,01	3,55	2,84	7,16	2,64	6,82	2,64	6,82	2,64	6,82
Uniprot 11	90	3,88	4,70	3,42	4,20	5,45	8,38	4,20	6,56	4,20	6,56	4,20	6,56
	110	3,17	3,85	2,80	3,52	4,46	6,86	3,44	5,38	3,44	5,38	3,44	5,38
	170	2,05	2,49	1,91	2,28	2,88	4,44	2,22	2,18	2,22	2,18	2,22	2,18
Uniprot 14	90	2,72	3,19	2,43	3,00	4,28	6,80	3,43	5,52	3,43	5,52	3,43	5,52
	110	2,22	2,61	1,99	2,45	3,50	5,56	2,81	4,52	2,81	4,52	2,81	4,52
	170	1,43	1,69	1,29	1,59	2,26	3,59	1,82	2,92	1,82	2,92	1,82	2,92
Konektor 19	90	2,96	3,99	3,57	5,56	7,12	12,9	6,45	11,84	6,45	11,84	6,45	11,84
	110	2,42	3,26	2,93	4,54	5,82	10,5	5,28	9,68	5,28	9,68	5,28	9,68
	170	1,57	2,11	1,89	2,94	3,76	6,8	3,42	6,27	3,42	6,27	3,42	6,27

m_w i m_p nagrzewnice te posiadały najmniejsze wartości λ .

Łączny koszt kosztarzanej od odbiorcy mocy cieplnej może być określony jako:

$$K_0 = (1 + \lambda) \cdot S \quad [\text{zł/kW}] \quad /192/$$

Porównując w analogiczny sposób koszty eksploatacji z kosztem wytwarzania mocy cieplnej, można uzyskać wskaźnik zużycia energii elektrycznej w kW odniesiony do 1 [kW] przekazywanej mocy cieplnej. Zależność tę oznaczono przez Λ :

$$\Lambda = \frac{\frac{K_e}{Q}}{\frac{K_{wmc}}{Q}} = \frac{E_e}{\Delta t \cdot S \cdot 365 \cdot z} \quad \left[\frac{\text{kW}}{\text{kW}} \right] \quad /193/$$

Wartości Λ obliczone dla nagrzewnic nr 1, 3, 11, 14 i 19 dla $m_w = 1200 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]}$, $zK_j = 10 \text{ [zł/kW]}$, $z = 10 \text{ [h/dobę]}$ i $\Delta t = 110 \text{ [K]}$ oraz $m_p = 2,5$ i $5,0 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]}$ zamieszczono w tabelicy 7.8.

Tablica 7.8.

Wartość wskaźnika Λ dla nagrzewnic nr 1, 3, 11, 14 i 19 przy $m_w = 1200 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]}$, $zK_j = 10 \text{ [zł/kW]}$, $\Delta t = 110 \text{ [K]}$

Nr nagrzewnicy	$m_p = 2,5 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]}$	$m_p = 5,0 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]}$
RW AGH 1	0,011	0,039
Ternowent 3	0,022	0,050
Uniprot 11	0,007	0,019
Uniprot 14	0,006	0,017
Konwektor 19	0,017	0,044

Analizując wartości Λ należy stwierdzić, że zużycie energii elektrycznej na przekazanie mocy cieplnej równej 1 [kW] waha się w granicach od 6 do 50 [W], co stanowi 0,6 do 5,0 [%] przekazywanej mocy cieplnej. Najmniejszymi wartościami wskaźnika Λ charakteryzują się również - konstrukcje grupy "c" - nagrzewnice nr 11 i 14.

7.5. Dobór wodnych nagrzewnic powietrza w urządzeniach autonomicznych.

Zalecenie zmniejszenia wartości gęstości strumienia masy powietrza może spowodować kłopoty przy doborze nagrzewnic dla urządzeń autonomicznych, gdzie czołowy przekrój nagrzewnicy z reguły decyduje o wymiarach całego urządzenia.

W takim przypadku należy z konieczności uwzględniać ogólne zasady doboru całych urządzeń przygotowania powietrza.

Dla przykładu centralę klimatyzacyjną typu CTA zaleca się dobierać [47] w zakresie prędkości powietrza w czołowym przekroju wymiennika ciepła $W_{cz} = 1,2 \div 6$ [m/s] kierując się następującymi ogólnymi wskazówkami:

- przyjęcie wydajności centrali, bliskiej dolnej jej granicy spowoduje zwiększenie wielkości i kosztu urządzenia przy obniżeniu oporów własnych centrali, mocy silnika wentylatora i poziomu hałasu,
- przyjęcie wydajności centrali bliskiej górnej granicy spowoduje zmniejszenie wielkości urządzenia, lecz prowadzi go do znacznego wzrostu oporów własnych centrali, wzrostu mocy silnika wentylatora i poziomu hałasu oraz ograniczając prędkość

kość powietrza do 3 [m/s] w przypadku stosowania bloku nawilżania i do $2,9 \div 1,3 \text{ [m/s]}$ gdy centrala zawiera blok chłodzenia pracujący "na mokro".

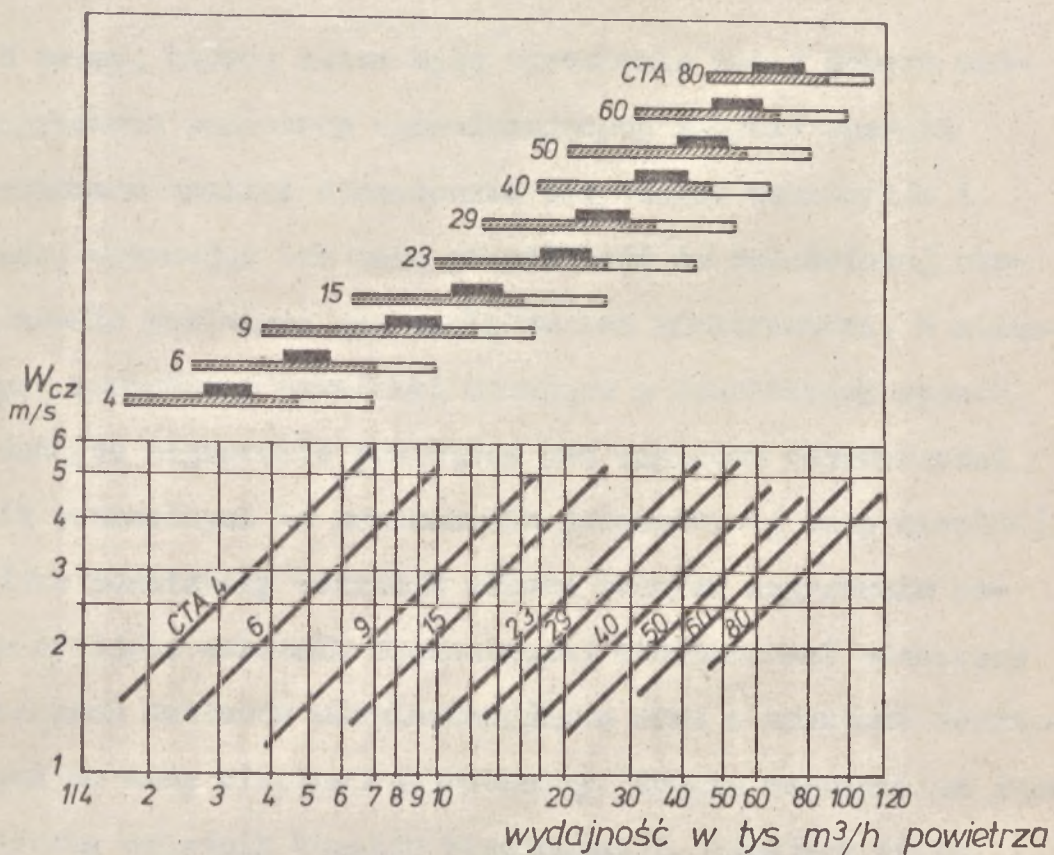
Zalecenia te, mimo że nie są poparte żadnymi obliczeniami techniczno - ekonomicznymi preferują środkowe wartości zakresu prędkości powietrza równe $w_{cz} = 3 \div 3,5 \text{ [m/s]}$.

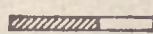
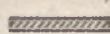

Są one zbliżone do optymalnego zakresu gęstości strumienia masy powietrza obliczonego dla nowoczesnych konstrukcji grupy "c" i wynoszącego $m_p = 2,75 \div 3,5 \text{ [kg/(m}^2 \cdot \text{s)]}$ co odpowiada $w_{cz} = 2,3 \div 3,0 \text{ [m/s]}$.

Kierując się zasadami ograniczenia zużycia energii, czyli stosując wskaźnik ekonomicznej efektywności i energetyczny wskaźnik kosztów eksploatacji, można przy doborze urządzeń autonomicznych spełnić zalecenia mające na celu z jednej strony ograniczenie poziomu hałasu, mocy silnika wentylatora i oporów aerodynamicznych a z drugiej strony wielkości i kosztu urządzenia. Rys.7.15 przedstawia nomogram doboru central CTA wraz z całkowitym zakresem wydajności oraz zakres wydajności przy optymalnych wartościach gęstości strumienia masy powietrza.

Zakres wydajności central CTA wynikający z optymalnego zakresu gęstości strumienia masy powietrza znajduje się zawsze w środkowej części całkowitego zakresu stosowalności. Kierowanie się optymalnym zakresem m_p przy doborze central CTA zapobiega przewymiarowywaniu dobieranych urządzeń.

Brak pokrycia całego zakresu stosowalności przez optymalny zakres m_p powinien prowadzić do utworzenia nowych, pośrednich wielkości lub do zwiększenia zakresu gęstości strumienia masy powietrza.



-  Całkowity zakres wydajności central CTA dla zestawów bez bloków nawilżania i bez wymienników pracujących „na mokro”.
-  Zakres wydajności central CTA dla zestawów zawierających blok nawilżania.
-  Zakres wydajności central CTA dla optymalnego zakresu gęstości strumienia masy powietrza.

Rys.7.15 Zakresy wydajności central CTA dla różnych zestawów i dla optymalnego zakresu gęstości strumienia masy powietrza.

Rozdział VIII.

Podsumowanie

W pracy, której celem było określenie zasad doboru wodnych nagrzewnic powietrza ograniczających zużycie energii przeprowadzono analizę stosowanych dotychczas wskaźników i kryteriów, wykazując ich małą przydatność do całościowej oceny nagrzewnic powietrza pod względem ich efektywności. W związku z tym, opracowano wskaźniki ujmujące w kompleksowy sposób ocenę wodnych nagrzewnic powietrza pod względem oszczędności nakładów potrzebnych na przekazanie jednostkowej mocy cieplnej.

Jako podstawowy wskaźnik doboru wodnych nagrzewnic powietrza przyjęto wskaźnik ekonomicznej efektywności odnoszący sumę rocznych nakładów eksploatacyjnych wraz z kosztami amortyzacyjnymi do mocy cieplnej nagrzewnicy. Drugim wskaźnikiem jest energetyczny wskaźnik kosztów eksploatacji, ujmujący tylko roczne koszty energii elektrycznej, zużytej na pokonanie oporów przepływu czynników przez nagrzewnicę, odniesione do mocy cieplnej.

Przeprowadzona w pracy analiza pozwoliła na sformułowanie następujących wniosków ogólnych:

- 1/ Zaproponowane wskaźniki ekonomicznej efektywności nagrzewnicy i kosztów eksploatacji, dążące do minimalizacji kosztów ponoszonych na przekazanie jednostkowej mocy cieplnej, mogą stanowić podstawę wyboru wodnych nagrzewnic powietrza.

- 2/ Zakres pracy nagrzewnicy przy założonym czasie pracy i koszcie energii elektrycznej (zK_j) określają optymalne zakresy gęstości strumienia masy wody i powietrza, w których wartości wskaźnika ekonomicznej efektywności nie przekracza o więcej niż 5% wartości E_{opt} .
- 3/ Optymalne zakresy gęstości strumienia masy wody i powietrza dla danej konstrukcji są zależne tylko od iloczynu zK_j .
- 4/ Stwierdzono, że przy obecnej strukturze cen i najczęściej stosowanym czasie pracy instalacji w ciągu doby $zK_j = 10 \div 20$ [zł/kWh], optymalny zakres gęstości strumienia masy powietrza jest około dwukrotnie mniejszy od obecnie zalecanego i wynosi
- | | | |
|----------------------------|--------------------------|--------------------------|
| dla grupy nagrzewnic " a " | $m_p = 1,9 \div 3,2$ | [kg/(m ² .s)] |
| dla grupy nagrzewnic " b " | $m_p = 1,7 \div 2,5$ | [kg/(m ² .s)] |
| dla grupy nagrzewnic " c " | $m_{p_1} = 2,2 \div 3,6$ | [kg/(m ² .s)] |
- Optymalny zakres gęstości strumienia masy wody jest prawie dwukrotnie większy niż obecnie stosowany i wynosi:
- | | | |
|----------------------------|-----------------------|--------------------------|
| dla grupy nagrzewnic " a " | $m_w = 840 \div 1400$ | [kg/(m ² .s)] |
| dla grupy nagrzewnic " b " | $m_w = 440 \div 800$ | [kg/(m ² .s)] |
| dla grupy nagrzewnic " c " | $m_w = 800 \div 1450$ | [kg/(m ² .s)] |
- 5/ Udział kosztów eksploatacyjnych związanych z przetłaczaniem powietrza jest zdecydowanie większy niż z pompowaniem wody i w związku z tym gęstość strumienia masy powietrza powinna być decydującą wielkością przy doborze zakresu pracy nagrzewnicy.
- 6/ Należy dążyć do zmniejszania ilości rzędów nagrzewnicy kosztem rozbudowy powierzchni czołowej. Oszczędności energetyczne związane z zmniejszeniem oporów przepływu powietrza wie-

lokrotnie przekraczają wzrost kosztów zwiększonej w ten sposób powierzchni wymiany ciepła.

7/ Optymalna ilość rzędów nagrzewnicy, przy określonej mocy cieplnej, powinna wynikać z optymalnego zakresu gęstości strumienia masy powietrza.

8/ Koszty przekazywania mocy cieplnej w nagrzewnicy stanowią, w przypadku optymalnych zakresów m_p i m_w , od 2 do 10% kosztu wytwarzania mocy cieplnej.

Wykonane w pracy badania porównawcze nagrzewnic o różnych typach konstrukcji pozwoliły, na sformułowanie następujących wniosków szczegółowych:

- a/ nagrzewnice posiadające szachownicowy układ rur posiadają mniejsze wartości wskaźników E i E_e niż nagrzewnice z układem korytarzowym rur,
- b/ wzrost oporów aerodynamicznych jest proporcjonalny do ilości rzędów,
- c/ najlepsze wskaźniki E i E_e posiadają nagrzewnice o rozstawie żeber $s = 2,0 \div 2,8$ [mm], zapewniającym przy określonej powierzchni wymiany ciepła stosunkowo małe opory aerodynamiczne,
- d/ zmniejszenie grubości żeber umożliwia zwiększenie powierzchni wymiany ciepła bez zwiększania oporów aerodynamicznych i konstrukcji,
- e/ zastosowanie do konstrukcji nagrzewnic materiałów kolorowych typu Cu-Al wydatnie zmniejsza ich masę, co przy rozbudowie

powierzchni czołowej związanej z zmniejszeniem gęstości strumienia masy powietrza, nie wymaga dodatkowych konstrukcji nośnych. Ponadto zmniejsza gabaryty nagrzewnicy przy zachowaniu powierzchni wymiany ciepła, opory hydrauliczne i aerodynamiczne i co jest z tym związane koszty eksploatacyjne.

f/ nagrzewnice wykonane z materiałów kolorowych - zaliczone do grupy "e" i "c" przy wszystkich porównaniach uzyskują korzystniejsze wskaźniki od stalowych nagrzewnic grupy "b".

BIBLIOGRAFIA

- [1] Antufiew W.M. "Energomaszinstrojenije nr 2/1961 str. 12-16"
- [2] Antufiew W.M., Bielecki G.S. "Tieplotieredacza i aerodinamiczeskoje soprotiwlenije trubczatych powierchnostiej w popierecznom potokie" - Maszgiz. 1948.
- [3] ASHRAE STANDARD 33-64.
"Methods of testing for rating forced circulation air cooling and air heating coils".
- [4] Bandrowski J., Dubis A., Krupiczka R., Palugniok M.
"Metoda doboru typowych wymienników ciepła uwzględniająca kryteria ekonomiczne. "Inżynieria i Aparatura Chemiczna 1 i 2/1972.
- [5] Bandrowski J., Mróz W. "Kryteria oceny i optymalizacja wymienników ciepła". Inżynieria i Aparatura Chemiczna 2/1973
- [6] Ferencowicz J. "Wentylacja i Klimatyzacja" Arkady. Warszawa 1962
- [7] Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A.
"Metody obliczeniowe optymalizacji" W.P.W. 1971
- [8] Glaser H. "Bewertung von Warmaustauschsystemen mit Hilfe einer Leistungszahl" Angewandte Chemi B.20 1948
- [9] Gogolin A.A. "Tieplotieredajuszczije powierchnosti awtomnych kondicionierow i mietod ich rasczieta". Kondicionirowanije wozducha w promyszliennych obszcziestwiennych i ziklych zdanijach. Izdatielstwo literatury po stroizdatielstwu.

- [10] Gogół W. "Wymiana ciepła. Tablice i wykresy." W.P.W. Warszawa 1972
- [11] Grześkowiak J., Sosnowski K., "Algorytm obliczania wodnej nagrzewnicy powietrza o różnych typach ożebrowania" C.O.W. 2/1976
- [12] Halupczok J., Tomczak W., "Metoda badań cieplno-przepływowych aluminiowych nagrzewnic powietrza z wytłaczanymi żebrami śrubowymi". C.O.W. 1/1977
- [13] Harrison E. "Mechanical World" 1943 cz.I s.33-39, 62-66.
- [14] Hobler T. "Ruch ciepła i wymienniki" W.N.T. Warszawa 1968
- [15] Idelczik J.E. "Sprawocznik po gidrawliczeskim soprotiwlenijam". Gosudarstwiennojie energieticzeskoje izdatielstwo. Moskwa-Leningrad.
- [16] Jenssen S.K. - Chem. Eng. Progr. 65 nr 7/1969
- [17] Joffe D.M. Aerodynamiczeskoje soprozowlieniije trubczatych tiepłoozmiennikow s płastinczatymi riebrami." Chołodilnaja Tiechnika 2/1973
- [18] Kays W.M., London A.L. "Compact heat exchangers" Mc Graw-Hill Book Company. New York 1958
- [19] Kern D.Q. "Process heat transfer" Mc Graw-Hill Book Company Inc. New York. Toronto. London. 1950
- [20] Kirpiczew M.W. "Trudy Energieticzeskogo Instytutu A.N. ZSRR" 1944 t. 12

- [21] Klimienko A.P., Kaniewiec G.E. "Raszcot tieploobmiennykh apparatow na elektronnykh vychislitelnykh maszinach" Izd. "Energia" Moskwa-Leningrad 1966
- [22] Korodziejczyk L., Rubik M., Mańkowski S. "Pomiary w inżynierii sanitarnej" Arkady, Warszawa 1974
- [23] Kubasiewicz A., "Kryteria doboru wymienników ciepła o zwartej budowie". Inżynieria i Aparatura Chemiczna 11 nr 4/1972
- [24] Malicki M. "Wentylacja i klimatyzacja" P.W.N. Warszawa 1974
- [25] Norma branżowa. "Ogrzewnictwo i Wentylacja". Nagrzewnice ramowe. Badania cieplne, aerodynamiczne i hydrauliczne " /projekt/
- [26] Pietrowski J.W., Pastowski W.G. "Współczesne wysokosprawne wymienniki ciepła" W.N.T, Warszawa 1964
- [27] Poradnik "Ogrzewnictwo i Wentylacja" Arkady. Warszawa. 1966
- [28] Radwański E. "Kryteria oceny proponowanych wymienników ciepła" Referat wygłoszony na II Ogólnopolskim Sympozjum na temat: Płaszczowo-rurowe wymienniki ciepła. Kielce, grudzień 1970.
- [29] Richter H. "Rohrhydraulik" . Springer Verlag Berlin, Göttingen, Heidelberg 1962
- [30] Recknagel - Sprenger. Ogrzewanie i Klimatyzacja. Poradnik Arkady. Warszawa 1976
- [31] Rutkowski L., Urbaniec K., Zgorzelski M., "Optymalizacja wymienników typu "rura w rurze". "Inżynieria i Aparatura Chemiczna nr 1/1972

- [32] Sosnowski K. "Kilka uwag w sprawie nagrzewnic powietrza"
C.O.W. 4/1976 -
- [33] Sosnowski K. "Wpływ średniej obliczeniowej różnicy temperatur na dobór wodnych nagrzewnic powietrza". Prace Naukowe Instytutu Inżynierii Chemicznej i Urządzeń Ciepłych Politechniki Wrocławskiej Nr 35
- [34] Sosnowski K. "Określenie średniej obliczeniowej różnicy temperatur czynników dla wielorzędowych wodnych nagrzewnic powietrza" . Instytut Ogrzewnictwa i Wentylacji P.W. - materiały niepublikowane.
- [35] Sosnowski K. "Wymiarowanie wodnych nagrzewnic powietrza w systemach wentylacji i klimatyzacji". Praca doktorska. Politechnika Warszawska 1973
- [36] Sosnowski K., Sewerynik J. "Modernizacja i optymalizacja nagrzewnic w aparatach ogrzewczo-wentylacyjnych typu AOWW"
Instytut Ogrzewnictwa i Wentylacji. Politechnika Warszawska 1977
- [37] Stasiulevicius J., Skrinska A. "Tiepłotdacza popierieczno obteikajemych puczkwów riebristych trub. "Izdatiejstwo Mintis-
Wilno 1974.
- [38] Szymanowski J. i inni. "Biblioteka procedur poszukiwania minimum bez ograniczeń i minimum w kierunku". Politechnika Warszawska. Instytut Automatyki. 1976
- [39] Tomczak W., Halupczok J., Surmacz P., Ruszel F. "Opracowanie formuł empirycznych do obliczania wymienników ciepła systemu OAK stosowanych w klimatyzacji." Chłodnictwo 4/1978

- [40] Trojanowski T., Wyszogrodzki A. "Czy wytwarzane w kraju nagrzewnice powietrza muszą odbiegać od poziomu światowego" Referat opublikowany w materiałach VI Ogólnokrajowej Konferencji Naukowo-Technicznej Energetyków. Łódź 1976
- [41] Trojanowski T., Wyszogrodzki A. "Ocena porównawcza nagrzewnic za pomocą wskaźników cieplnych i konstrukcyjnych" C.O.W. 7/1977
- [42] Uchwała nr 95 Rady Ministrów z dnia 27.04.1973 r. w sprawie amortyzacji środków trwałych. Monitor Polski nr 25
- [43] Walden H., Stasiak J. "Mechanika cieczy i gazów w inżynierii sanitarnej" Arkady. Warszawa 1971
- [44] Weber A.P. "Die Warmwasserheizung" R. Oldenburg München-Wien 1970
- [45] V D I Wärmeatlas Verlag GmbH, Düsseldorf 1974
- [46] Vampola J. "Prestup tepla a tlakove ztráty pri provdnení plynu svazkem zebrovanych trubek" Strojitenstvi 16/1966
- [47] Jędrzejkowski K. "Zastosowanie blokowych central CIA w technice klimatyzacyjnej". Biuletyn branżowy - Urządzenia klimatyzacyjno-wentylacyjne i odpylające. Nr 4 1978
Klimawent.







B

17 215