



INSTYTUT TECHNIKI CIEPLNEJ

im. Bohdana Stefanowskiego

Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa
Politechnika Warszawska



***Zastosowanie metody minimalizacji
generacji entropii do doboru geometrii
i parametrów pracy skraplacza***

Rafał Laskowski



Cel:

- Dobór optymalnej wewnętrznej średnicy rurki skraplacza
- Dobór optymalnego strumienia masy wody chłodzącej przy zmiennym obciążeniu

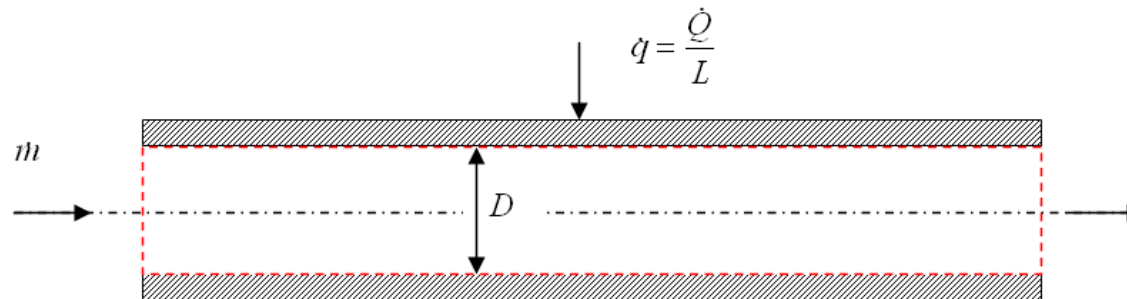


Dla wymiennika ciepła możemy wyróżnić dwa zjawiska fizyczne:

przekazywanie ciepła, opory przepływu.

Ze względu na różne jednostki, trudno jest je porównywać. Powodują pozytywne i negatywne efekty.

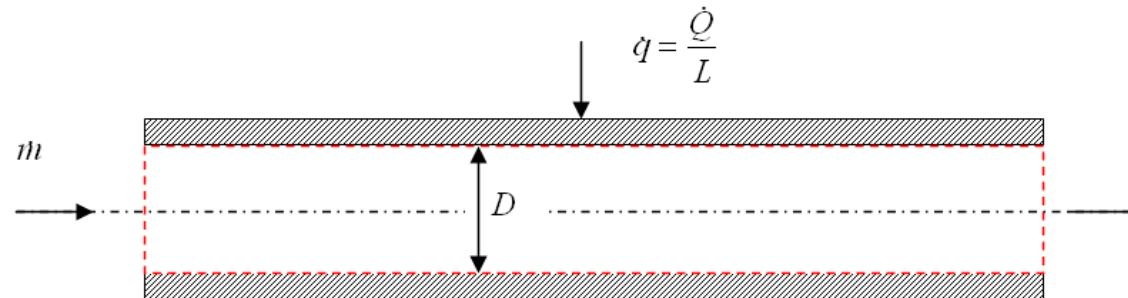
- prędkość \uparrow $Re \uparrow$ $Nu \uparrow$ współczynnik przenikania ciepła \uparrow - efekt pozytywny
- prędkość \uparrow opory przepływu \uparrow - negatywny efekt





Według II ZT w wymienniki ciepła podczas przekazywania ciepła zachodzą procesy nieodwracalne a ich miara jest generacja entropii. Strumień generacji entropii wynika z przepływu ciepła i oporów przepływu.

$$S_{gen} = S_T + S_p \rightarrow \min$$

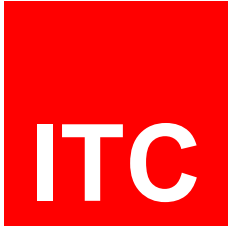


- Bilans energii

$$\dot{m}dh = \dot{q}dx$$

- Bilans entropii

$$dS_{gen} = \dot{m}ds - \frac{\dot{q}dx}{T + \Delta T}$$



Opis modelu



- Entalpia w postaci różniczkowej

$$dh = dq + dp / \rho$$

- Definicja entropii

$$ds = \frac{dq}{T}$$

- Strumień ciepła przekazywany do wody

$$\dot{q} = \alpha \pi D \Delta T$$

- Współczynnik przejmowania ciepła od strony wody

$$\alpha = \frac{NuD}{\lambda}$$



- Generacja entropii na jednostkową długość rury

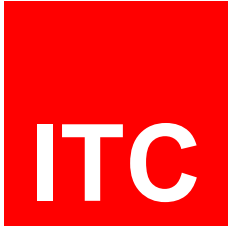
$$\frac{S_{gen}}{L} = \frac{\dot{q}^2}{\pi \lambda T^2 Nu} + \frac{32 \dot{m}^3}{\pi^2 \rho^2 T} \frac{f}{D^5}$$

- Liczba Nusselta

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

- Współczynnik oporów

$$f = 0.046 Re^{-0.2} \quad f = \frac{1}{4} \cdot \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{k}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$



Opis modelu



- Strumień generacji entropii na jednostkę długości rury

$$\frac{S_{gen}}{L} = \frac{\dot{q}^2}{\pi \lambda T^2 Nu} + \frac{32 \dot{m}^3}{\pi^2 \rho^2 T D^5} f$$

- Związek pomiędzy średnicą wewnętrzną rury i liczbą Reynoldsa

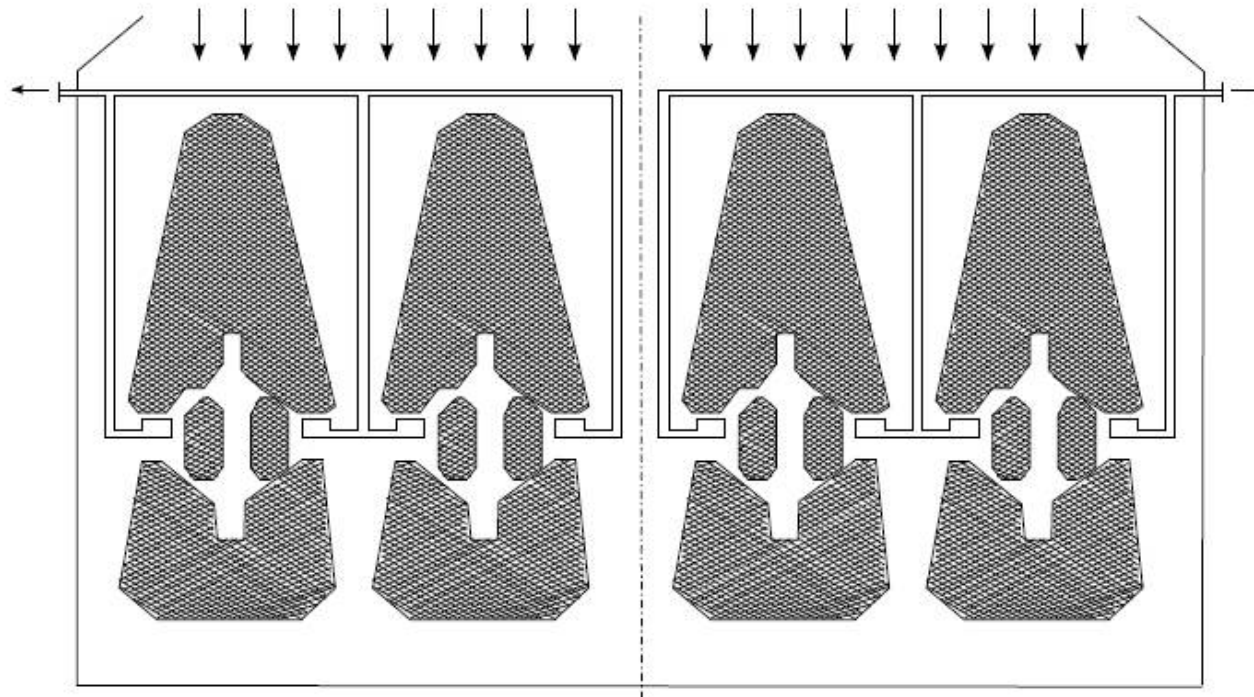
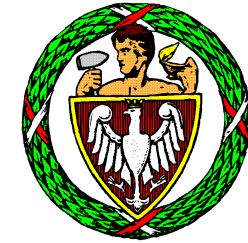
$$D = \frac{4 \dot{m}}{\pi \mu Re}$$

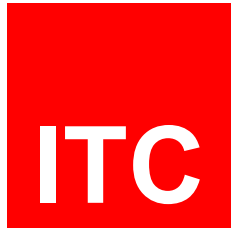
- Strumień generacji entropii na jednostkę długości rury można przedstawić w funkcji liczby Reynoldsa i powinien dążyć do minimalnej wartości

$$\frac{S_{gen}(Re)}{L} \rightarrow \min$$

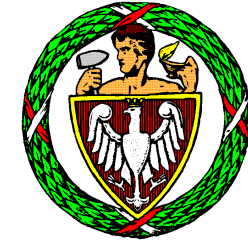


Analizowany skraplacz typu „church window”

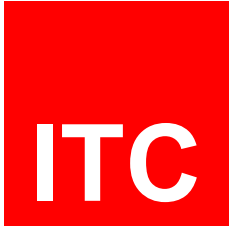




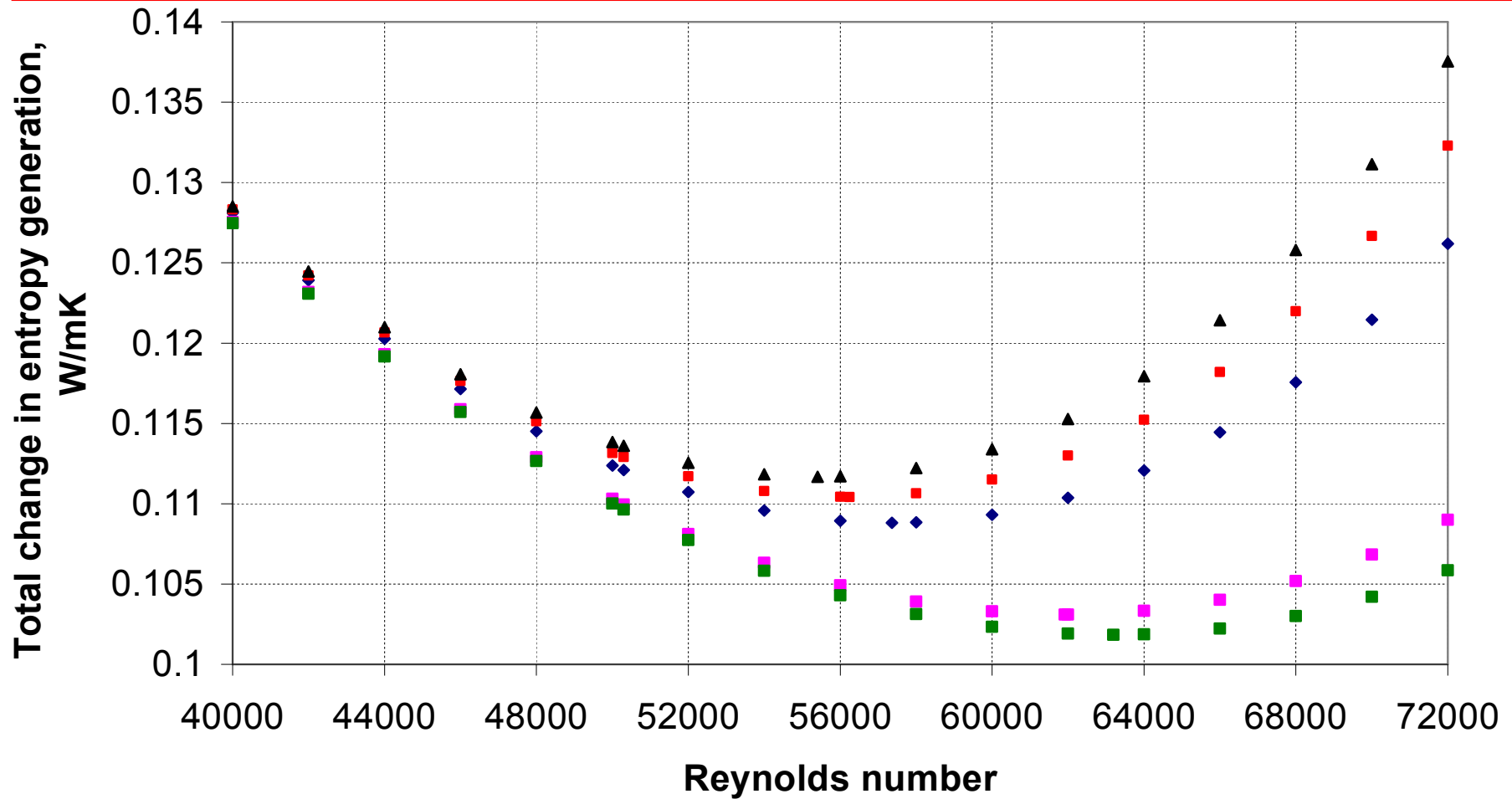
Dane dla analizowanego skraplacza



Dane geometryczne	
Liczba rurek	3220
Długość wymiennika [m]	9.94
Zewnętrzna średnica rurki [mm]	24
Wewnętrzna średnica rurki [mm]	22
podziałka [mm]	32
Materiał rurki	mosiądz
Parametry pracy	
Temperatura wody chłodzącej do wymiennika [oC]	22.4
Prędkość wody chłodzącej w rurkach [m/s]	2.0
Strumień kondensującej pary [kg/s]	49.36

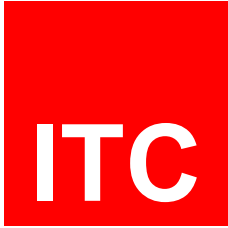


Wyniki

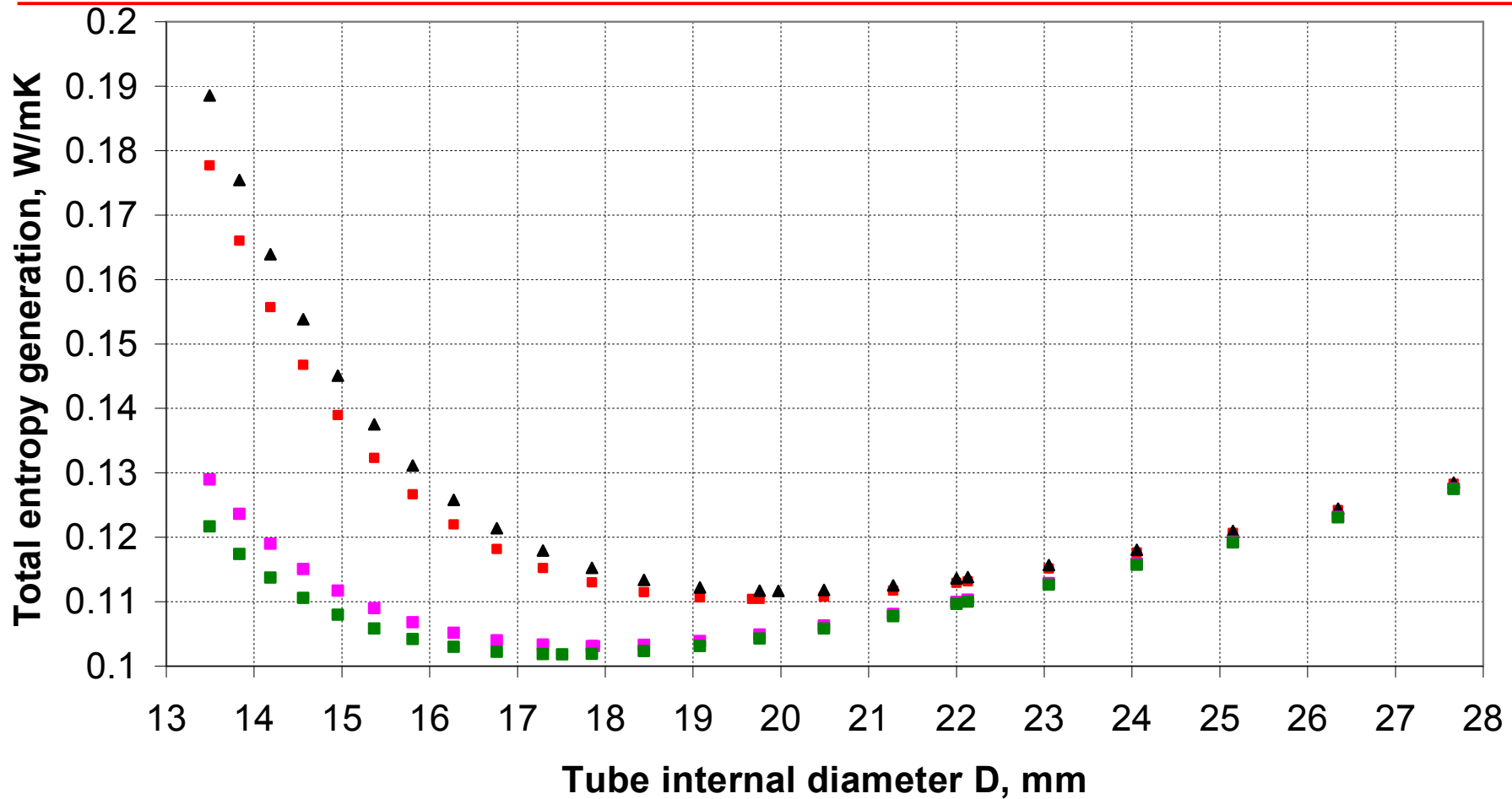


◆ 0.1 mm ■ 0.15 mm ▲ 0.2 mm ■ 0.01 mm ■ Eq. (11)

$$f = 0.046 Re^{-0.2}$$



Wyniki

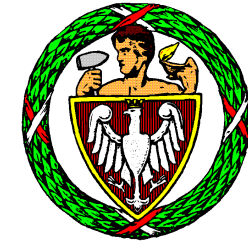


♦ 0.1 mm ■ 0.15 mm ▲ 0.2 mm ■ 0.01 mm ■ Eq. (11)

$$f = 0.046 \text{Re}^{-0.2}$$



Wyniki



Chropowatość, mm	D, mm	S_{gen} , W/mK	Nu, -	α_2 , W/m ² K	A, m ²	w, m/s	dp, bar	Liczba Reynolds
f	17.5	0.1018	326	11336	1761	3.16	0.569	63193
0.01	17.9	0.1031	321	10927	1797	3.03	0.562	61913
0.1	19.3	0.1088	302	9523	1940	2.60	0.566	57360
0.15	19.7	0.1104	297	9191	1978	2.50	0.571	56242
0.2	20.0	0.1117	293	8946	2008	2.43	0.575	55403

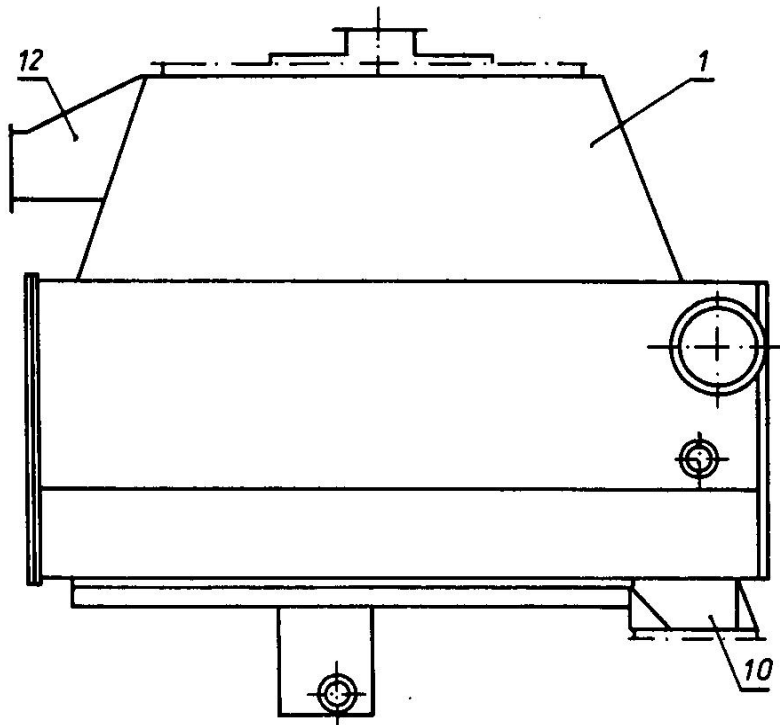
Aaktualna średnica = 22 mm



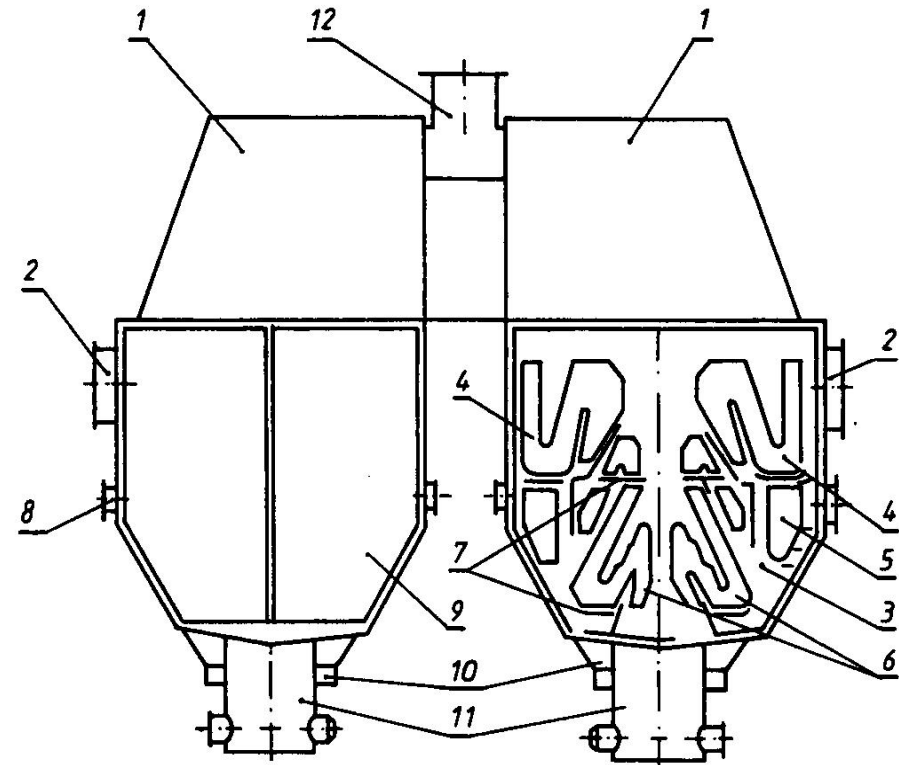
Analizowany skraplacz dla bloku 200 MW



a)

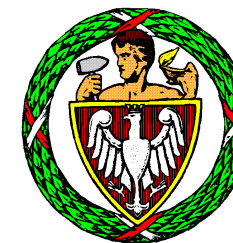


b)





Analizowany skraplacz dla bloku 200 MW



	Symbol	Jed.	Wartość
Powierzchnia wymiany ciepła	A	m ²	2x5710=11420
Liczba rurek	-	-	2x6878=13756
Strumień masy wody chłodzącej	\dot{m}	Mg/h	2x14500=29000
Temperatura wody chłodzącej na wlocie norm./max	t_{w1}	°C	17/32
Temperatura wody chłodzącej na wylocie norm./ max	t_{w2}	°C	25.7/40.6
Znamionowy strumień masy skroplonej pary	\dot{m}_p	kg/s	127.8
Średnica zewnętrzna rurki	D_z	mm	30
Średnica wewnętrzna rurki	D	mm	28
Długość wymiennika	L	mm	9000
Średnie ciśnienie wody	p_w	bar	3

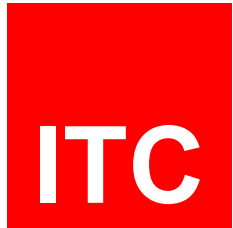


Wyniki

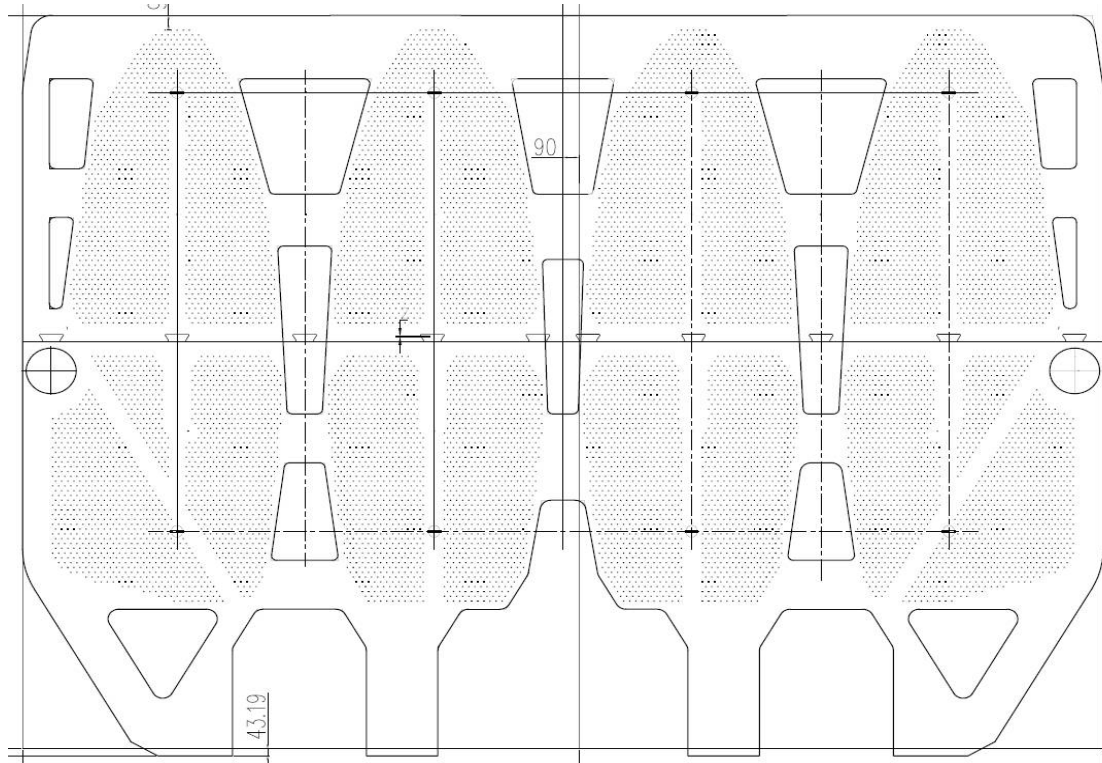
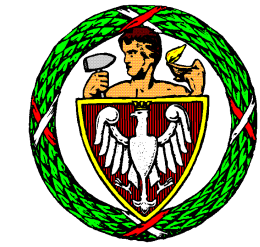


Chropowość, mm	D, mm	S_{\min} , W/mK	Nu, -	α_2 , W/m ² K	A, m ²	w, m/s	dp, bar	Re
f	22.5	0.1078	364	9764	4368	2.96	0.810	68488
0.1	24.5	0.1144	340	8337	4769	2.48	0.691	62734
0.2	25.3	0.1173	331	7856	4929	2.33	0.700	60695

Aktualna średnica = 28 mm



Analizowany skraplacz – EC Siekierki



	Jednostka	Wartość
Liczba rurek	-	11942
Długość wymiennika	m	7.126
Wewnętrzna średnica rurki	mm	25
Powierzchnia wymiany ciepła	m ²	6500



Opis analizowanego skraplacza i wyniki



strumień masy skroplonej pary	Temperatura wody na wlocie do skraplacza	Temperatura wody na wylocie ze skraplacza	Strumień masy wody chłodzącej	Strumień przekazywanego ciepła
t/h	C	C	t/h	MW
71.8	15.5	19.5	14000	65.18
57.5	4	7	8200	28.63

Chropowatość
0.4 mm

D, mm	S_{min} , W/K
26.20	0.313
23.92	0.111

Chropowatość
0.2 mm

D, mm	S_{min} , W/K
25.25	0.304
23.095	0.107

Aaktualna średnica
25 mm



- Generacja entropii na jednostkową długość rury

$$\frac{S_{gen}}{L} = \frac{\dot{q}^2}{\pi \lambda T^2 Nu} + \frac{32 \dot{m}^3}{\pi^2 \rho^2 T} \frac{f}{D^5}$$

- Liczba Nusselta

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

- Współczynnik oporów

$$f = \frac{1}{4} \cdot \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{k}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$



Wielkości wejściowe do symulatora:

Temperatura wody chłodzącej na wlocie do skraplacza,
strumień masy wody chłodzącej,
strumień masy pary

Wielkości wyjściowe z symulatora:
temperatura wylotowa wody chłodzącej, ciśnienie pary

$$\dot{Q} = U \cdot F \cdot \Delta t_{\log}$$

$$\Delta t_{\log} = \frac{(t_s - t_{2o}) - (t_s - t_{2i})}{\ln\left(\frac{t_s - t_{2o}}{t_s - t_{2i}}\right)}$$

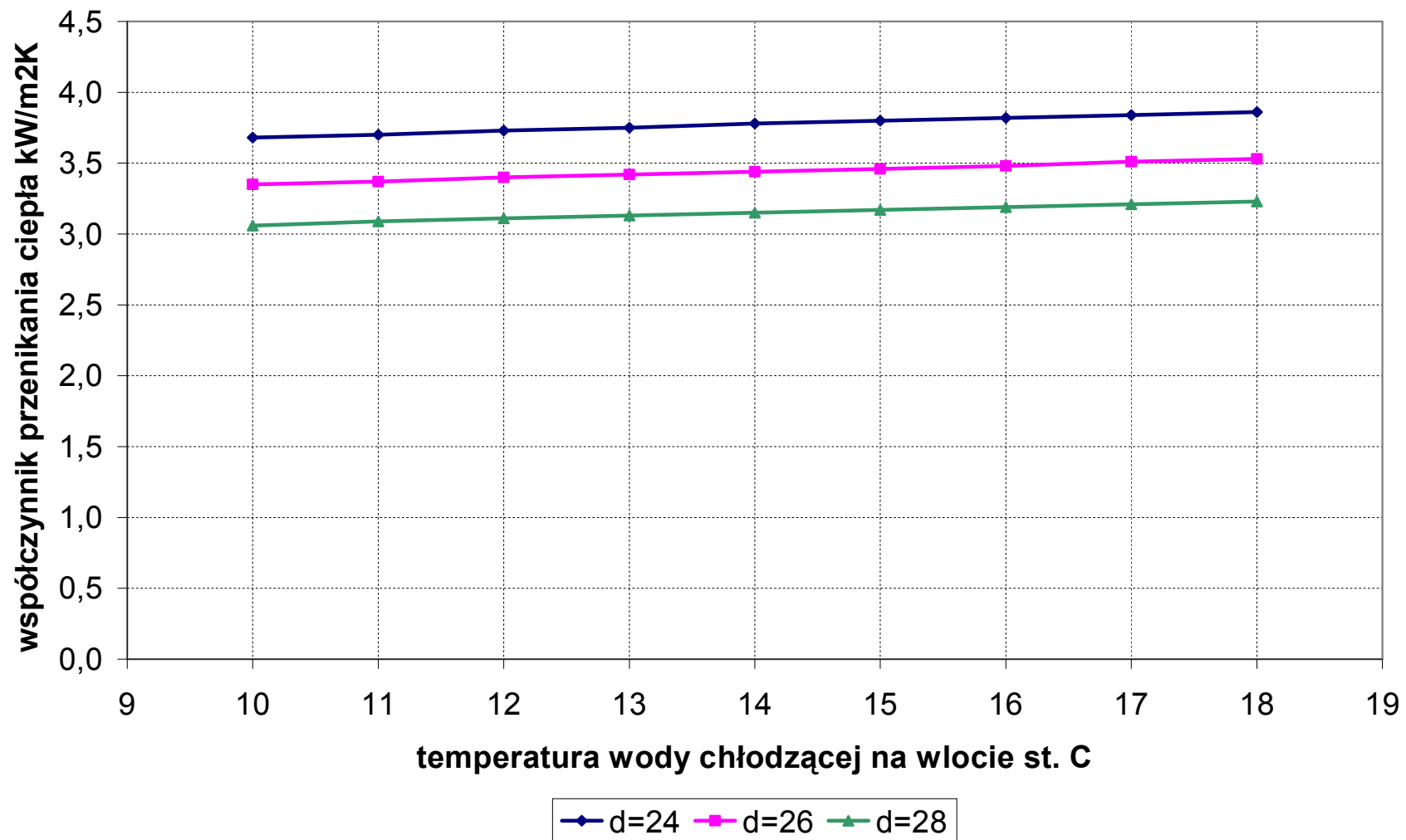
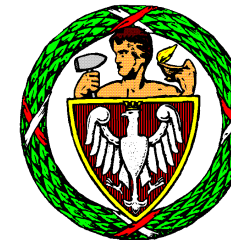
$$U = \frac{1}{\frac{d_1}{\alpha_2 \cdot d_2} + \frac{d_1}{2 \cdot \lambda_m} \cdot \ln\left(\frac{d_1}{d_2}\right) + \frac{\delta_f}{\lambda_f} + \frac{1}{\alpha_1}}$$

$$\alpha_2 = 0.023 \cdot \text{Re}_2^{0.8} \cdot \text{Pr}_2^{0.4} \cdot$$

$$\alpha_p = 0.728 \cdot \left(\frac{\rho_k \cdot \lambda_k^3 \cdot r \cdot g}{v_k \cdot \Delta t_p \cdot d_1} \right)^{0.25}$$

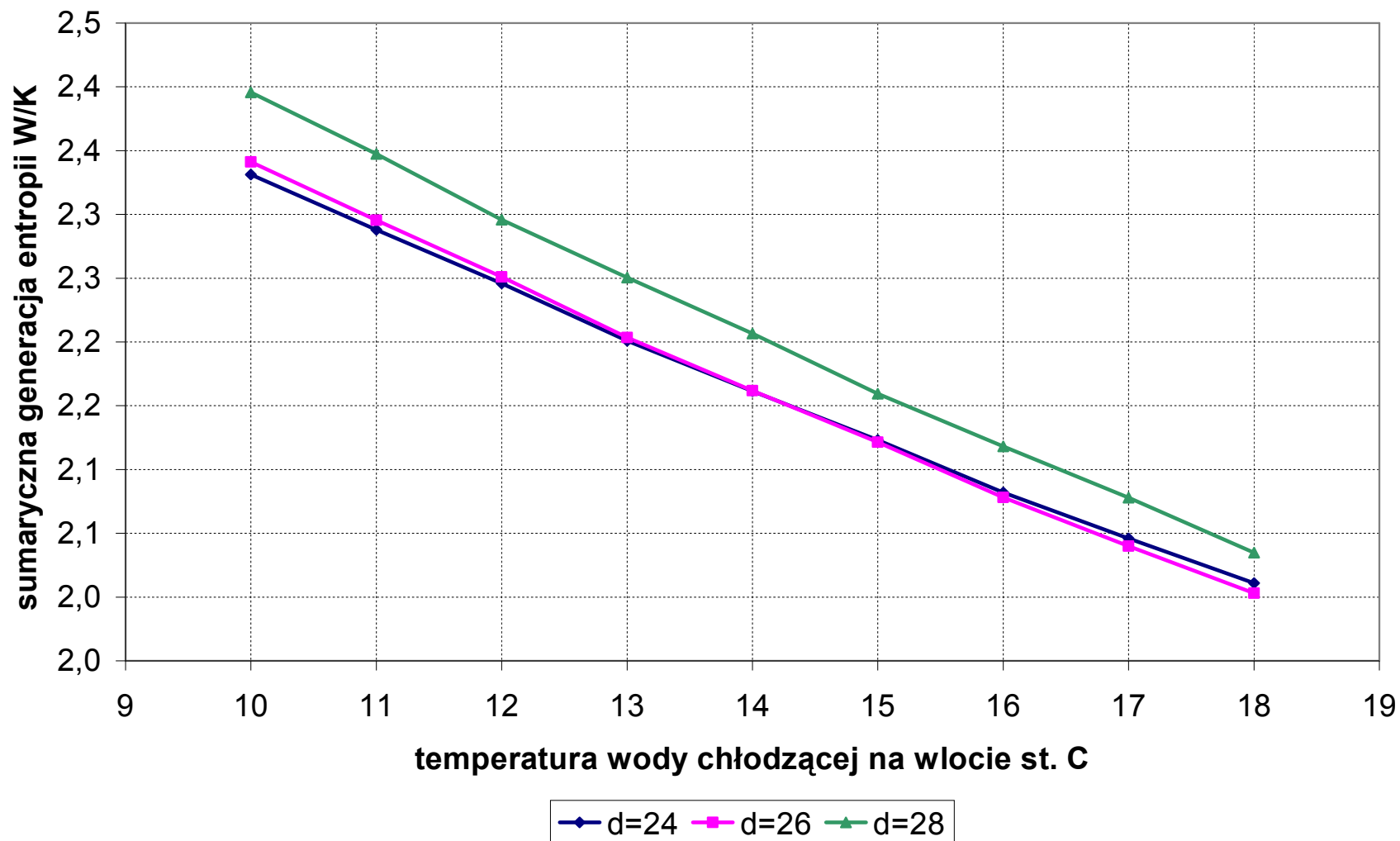
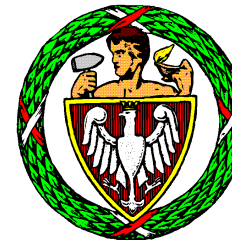


Współczynnika przenikania ciepła od temperatury wody chłodzącej na wlocie



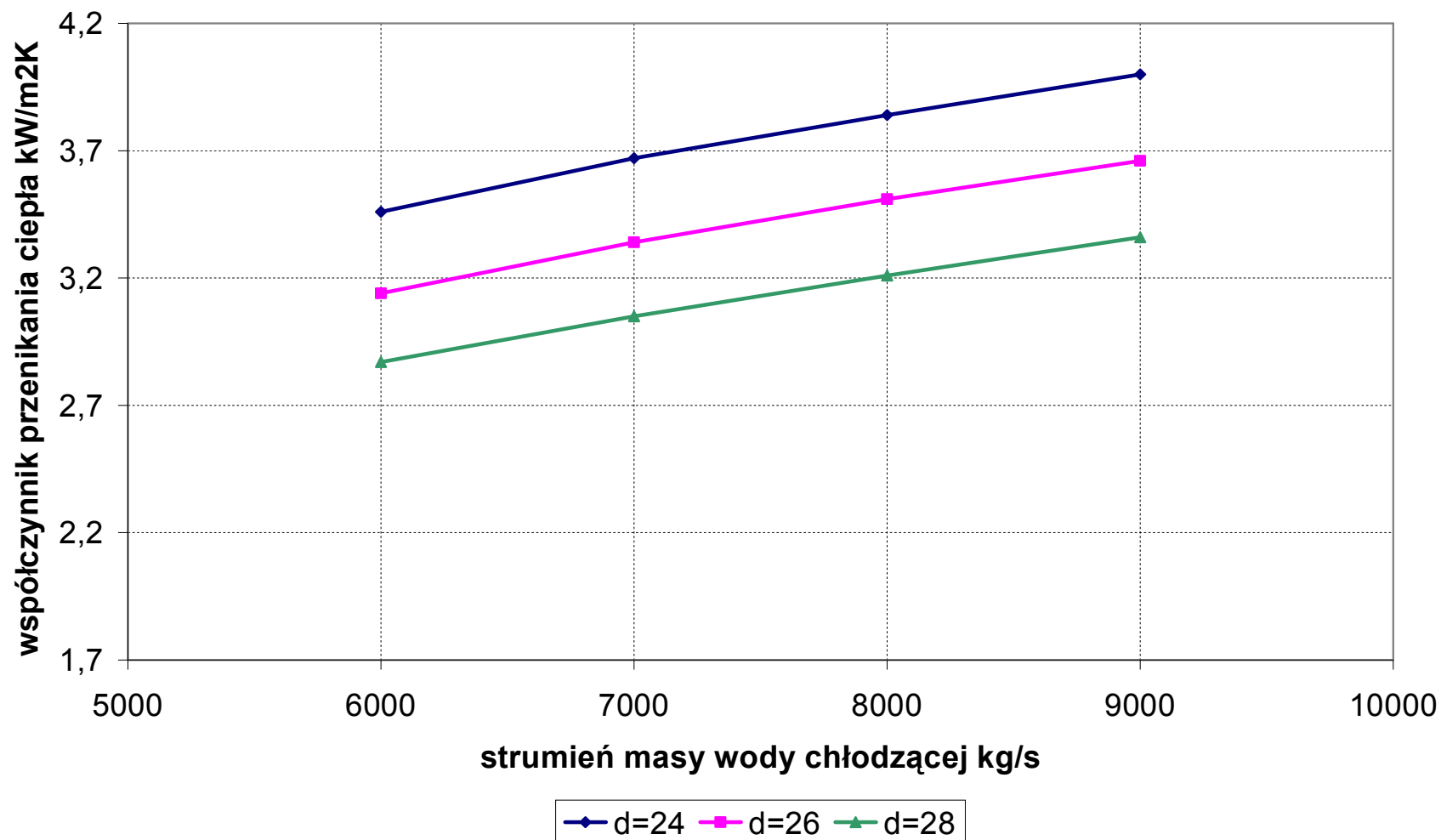
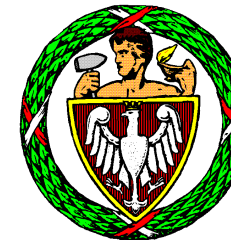


Strumień generacji entropii od temperatury wody chłodzącej na wlocie



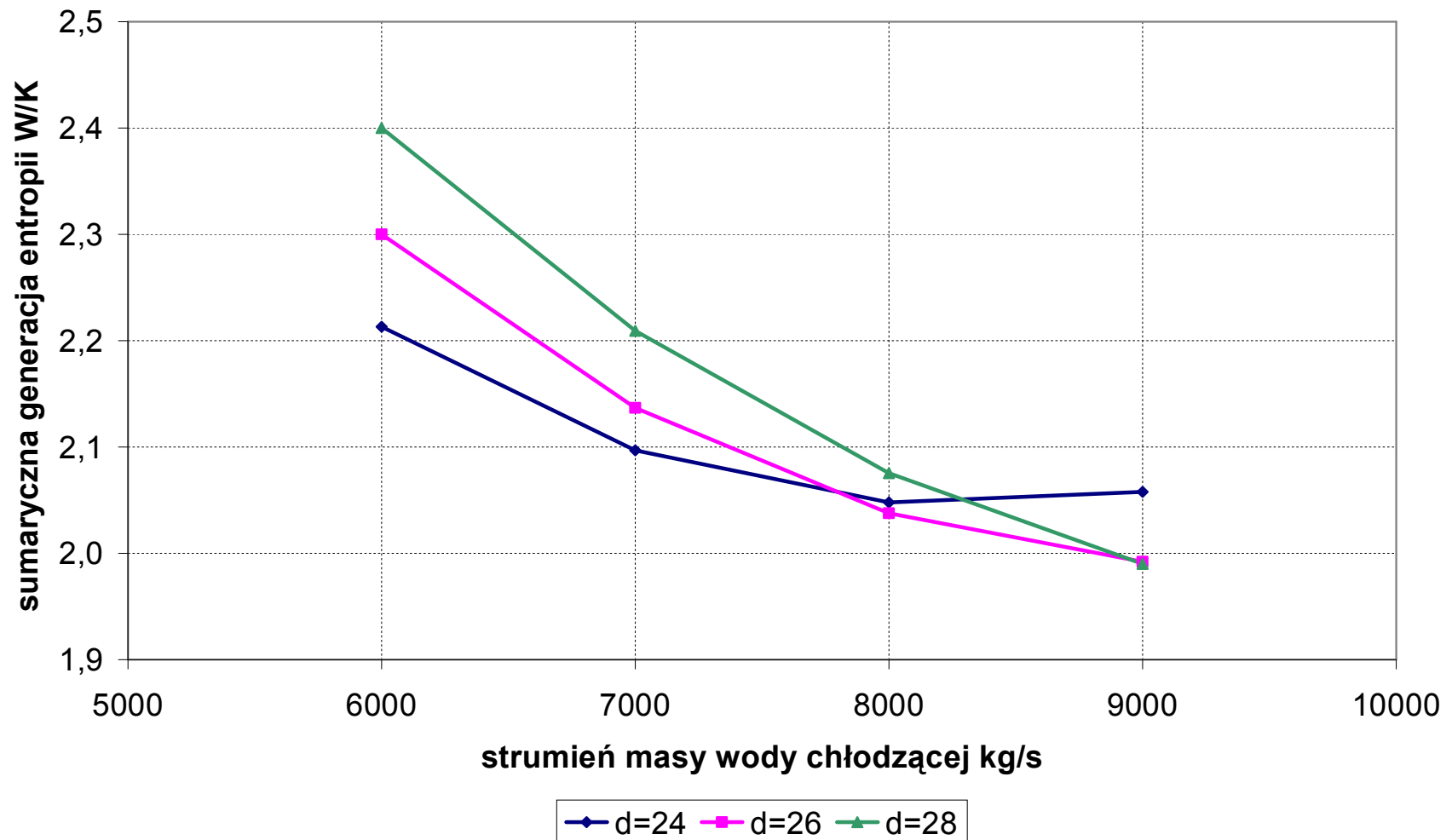


Współczynnika przenikania ciepła od strumienia masy wody chłodzącej

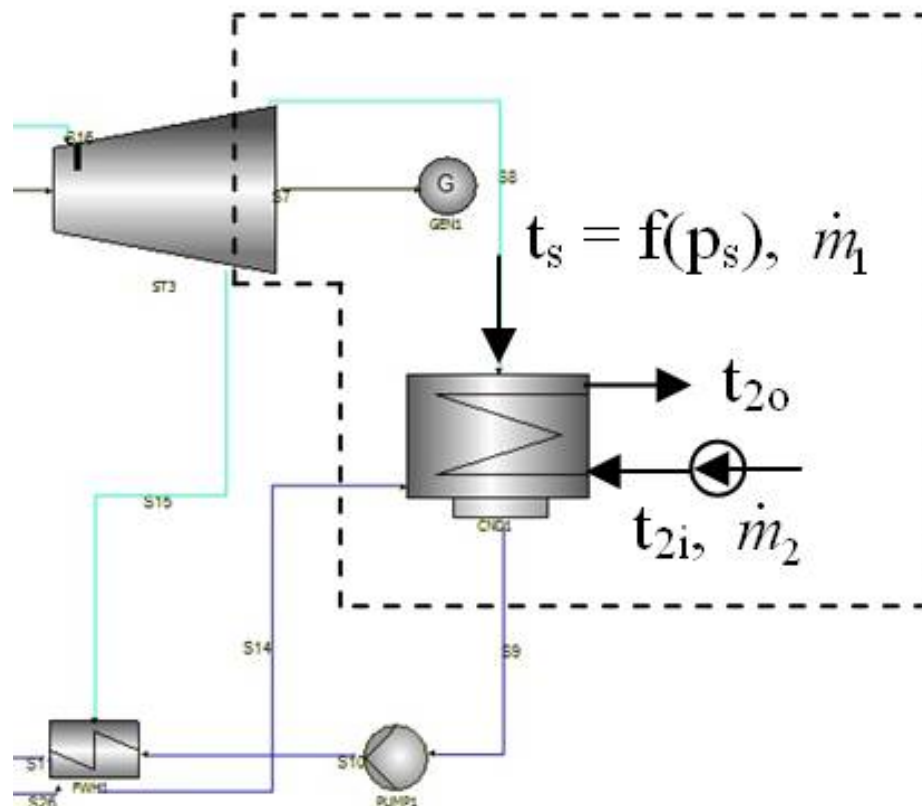
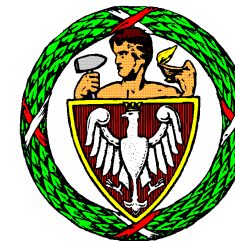




Strumień generacji entropii od strumienia masy wody chłodzącej



Analizowany podukład – średnica wewnętrzna rurki





- Strumień generacja entropii od strony wody chłodzącej

$$\dot{S}_{2gen} = \dot{m}_2 \Delta s_2 = \dot{m}_2 c_2 \ln \frac{T_{2o}}{T_{2i}} + \frac{\lambda \dot{m}_2^3}{2T_2 \rho_2^2 F^2} \frac{1}{d_{2i}} L$$

$$\lambda = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{k}{3.7 d_{2i}} + \frac{5.74}{\text{Re}_2^{0.9}} \right) \right]^2}$$



- Strumień generacja entropii od strony kondensującej pary

$$\dot{S}_{1gen} = -\frac{\dot{Q}}{T_s}$$



- Strumień generacji entropii od ostatniego upustu do wylotu z części NP turbiny

$$\dot{S}_{t,gen} = \dot{m}_1 (s_{or} - s_b)$$

$$h_{or} = h_b - \Delta h_t \eta_t$$

$$P_t = \dot{m}_1 (h_{or} - h_b)$$



- Strumień generacji entropii dla pompy

$$\dot{S}_{p,gen} = \dot{m}_2 (s_{po} - s_{pi})$$

$$P_p = \frac{\dot{m}_2 \Delta p_p}{\rho_2 \eta_p} = \dot{m}_2 (h_{po} - h_{pi})$$



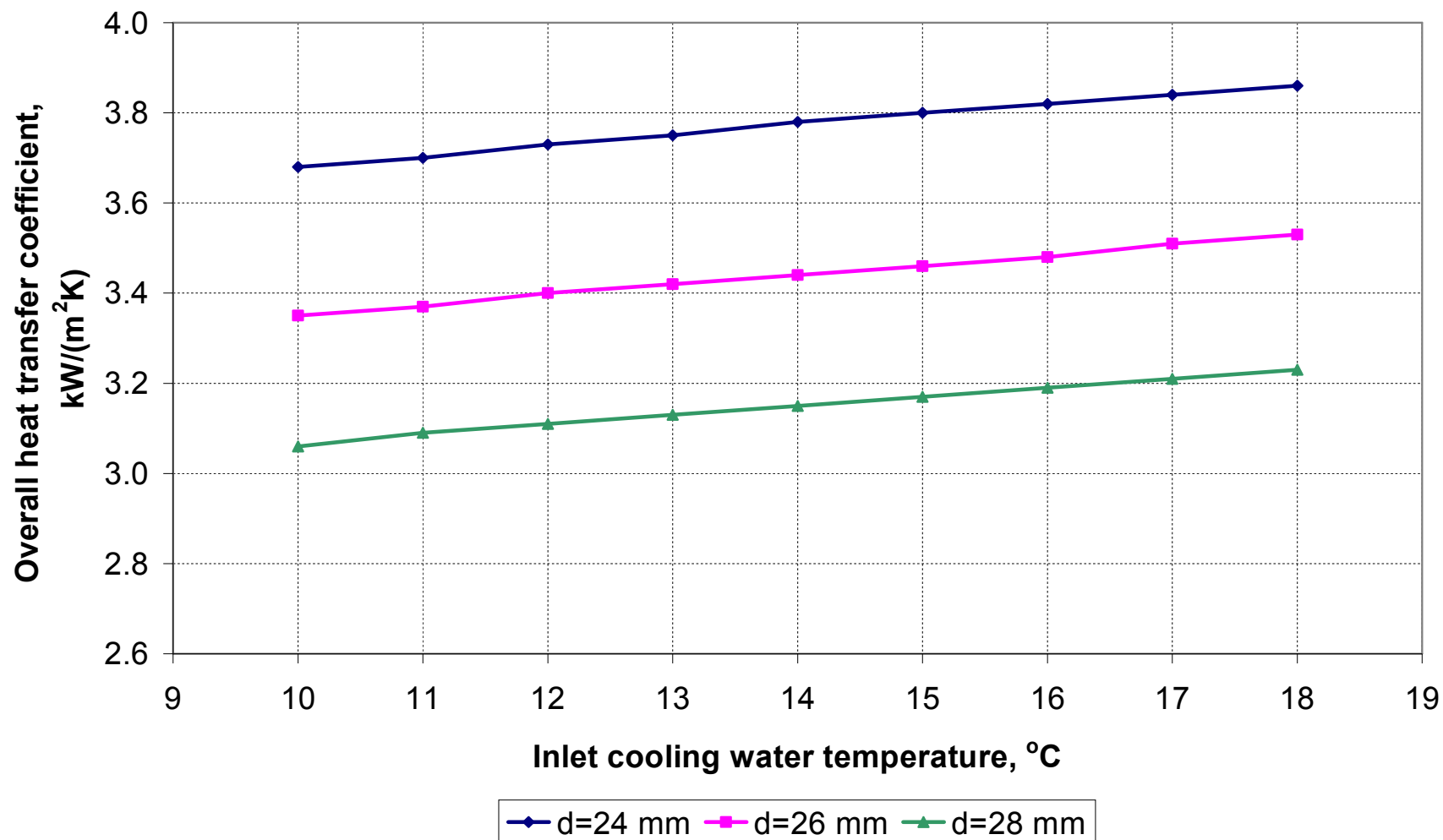
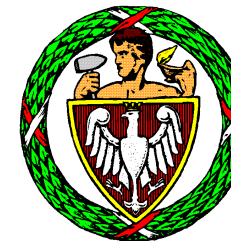
- Sumaryczny strumień generacji entropii

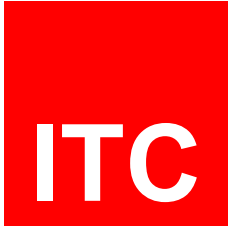
$$\dot{S} = \dot{S}_{2,gen} - \dot{S}_{1,gen} + \dot{S}_{t,gen} + \dot{S}_{p,gen}$$

$$\dot{S}(\dot{m}_2) \rightarrow \min$$

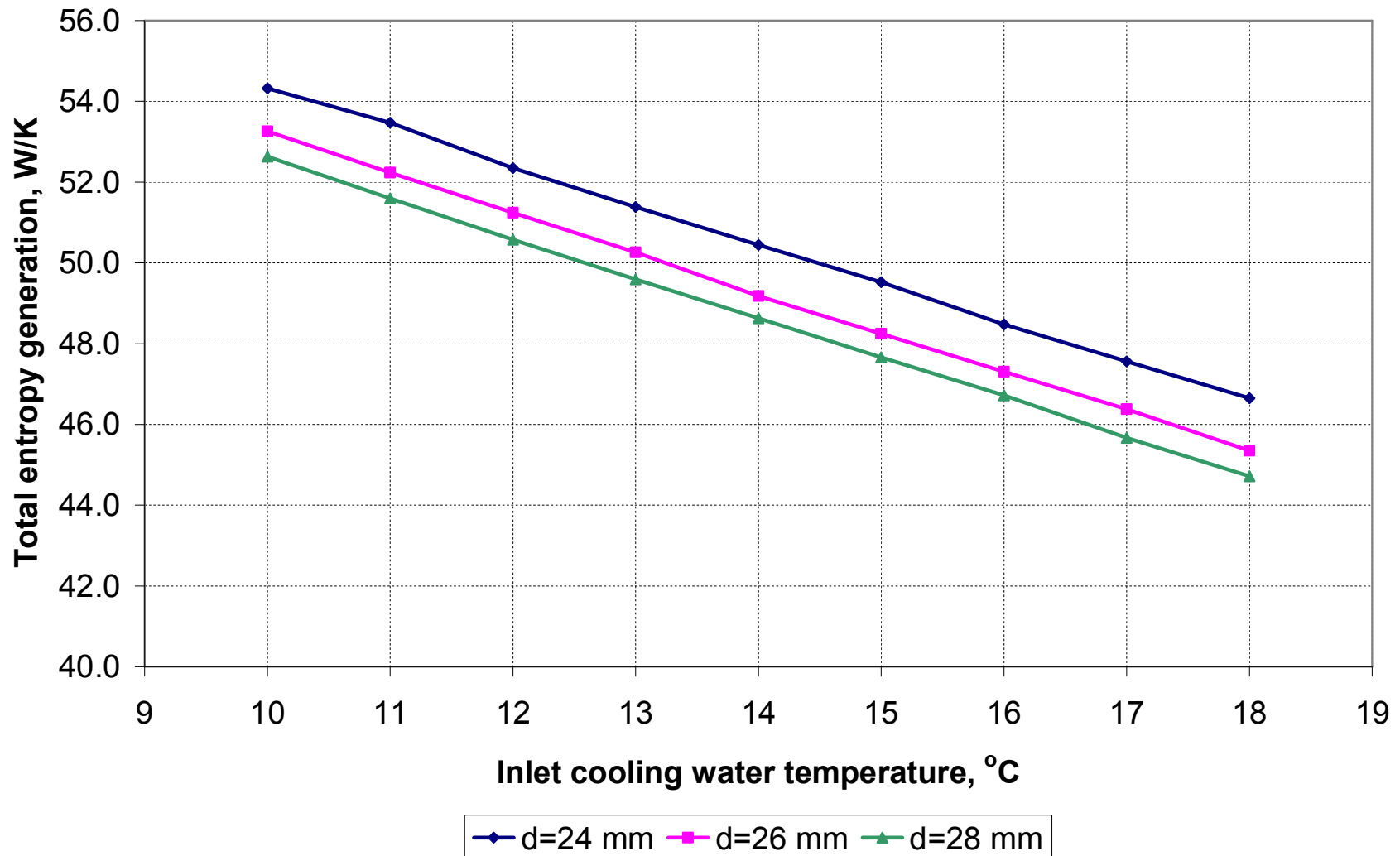


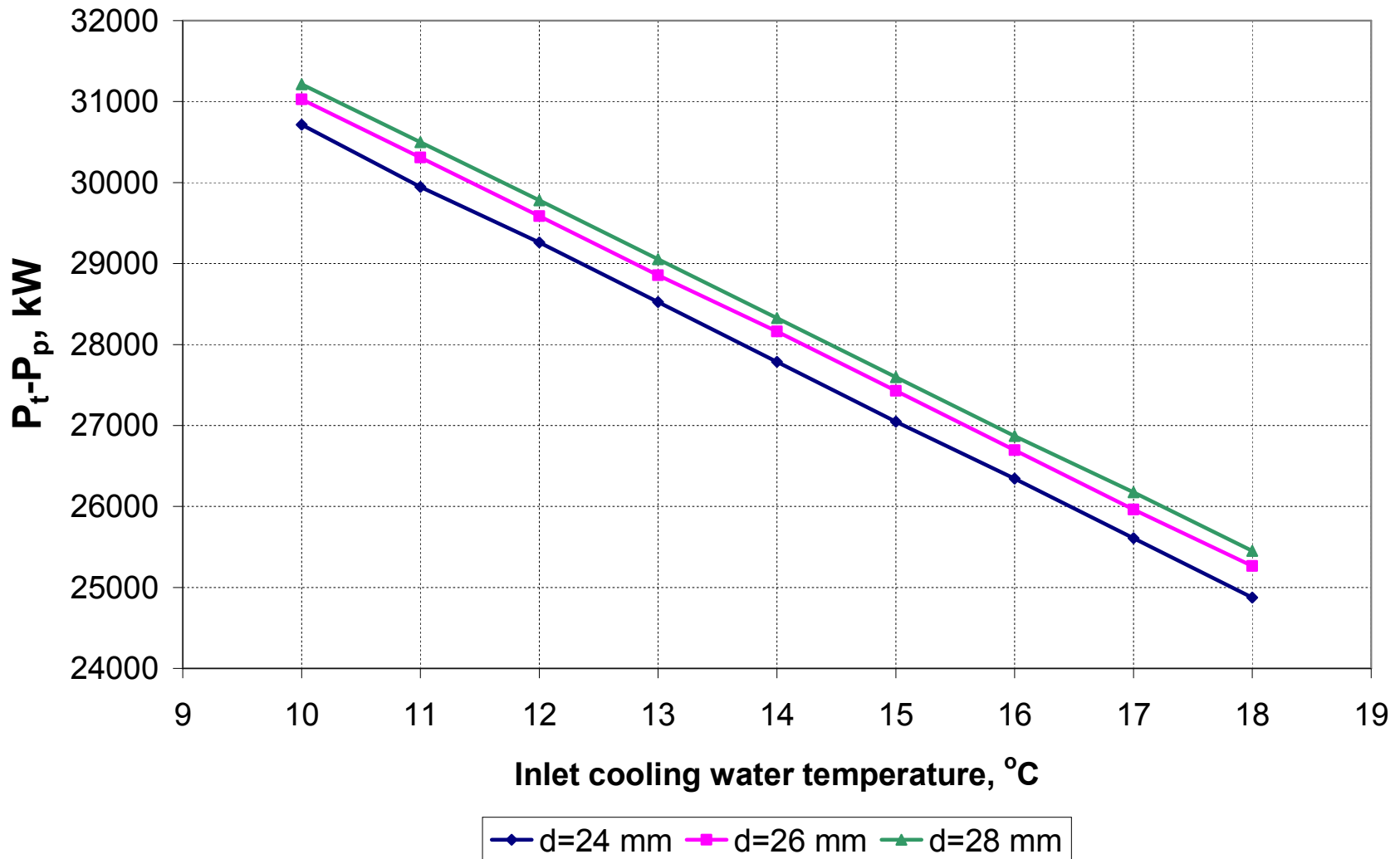
Współczynnika przenikania ciepła od temperatury wody chłodzącej na wlocie





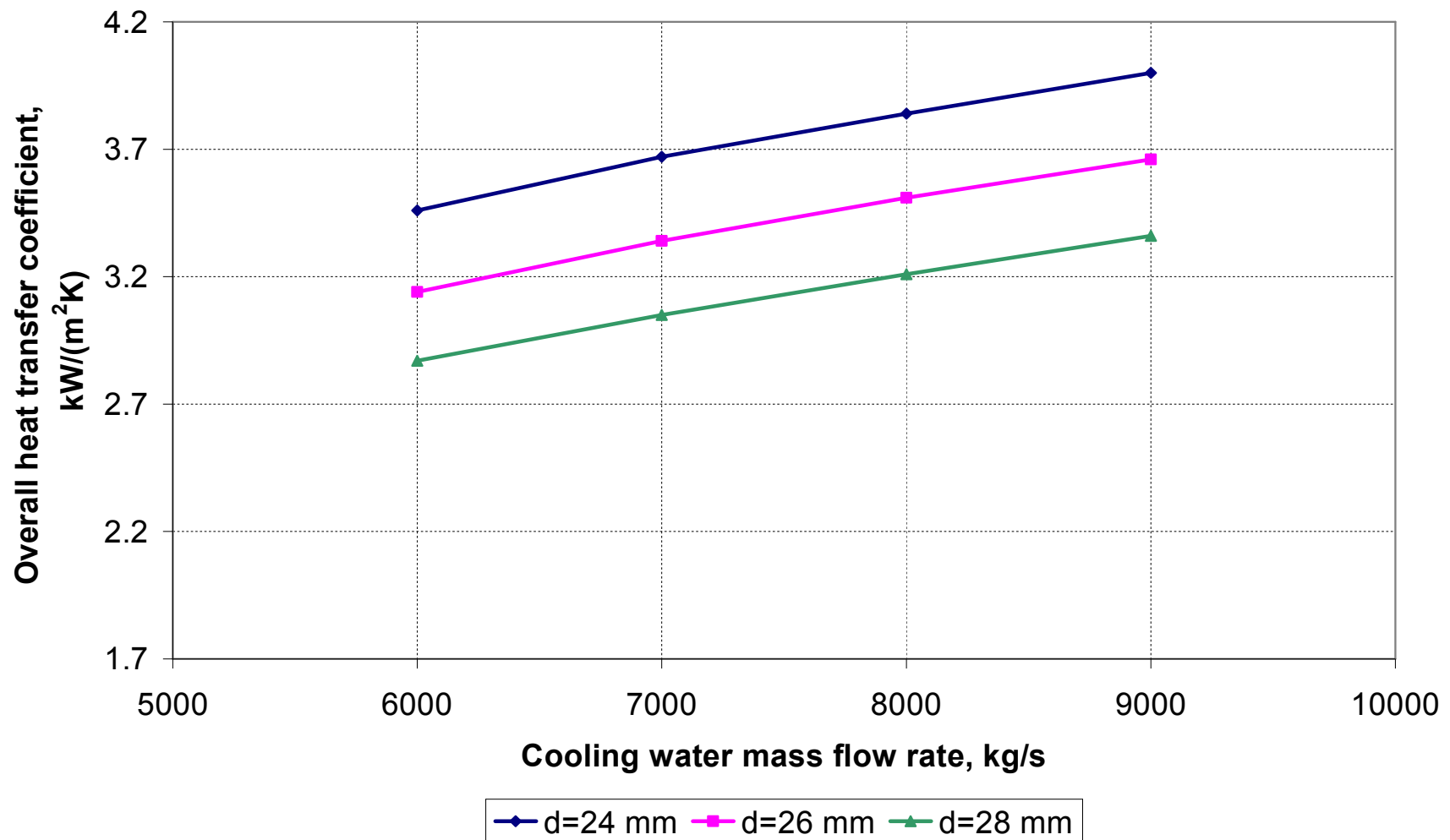
Strumień generacji entropii od temperatury wody chłodzącej na wlocie

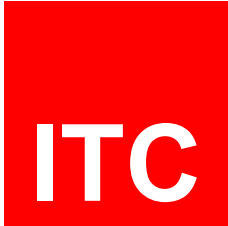




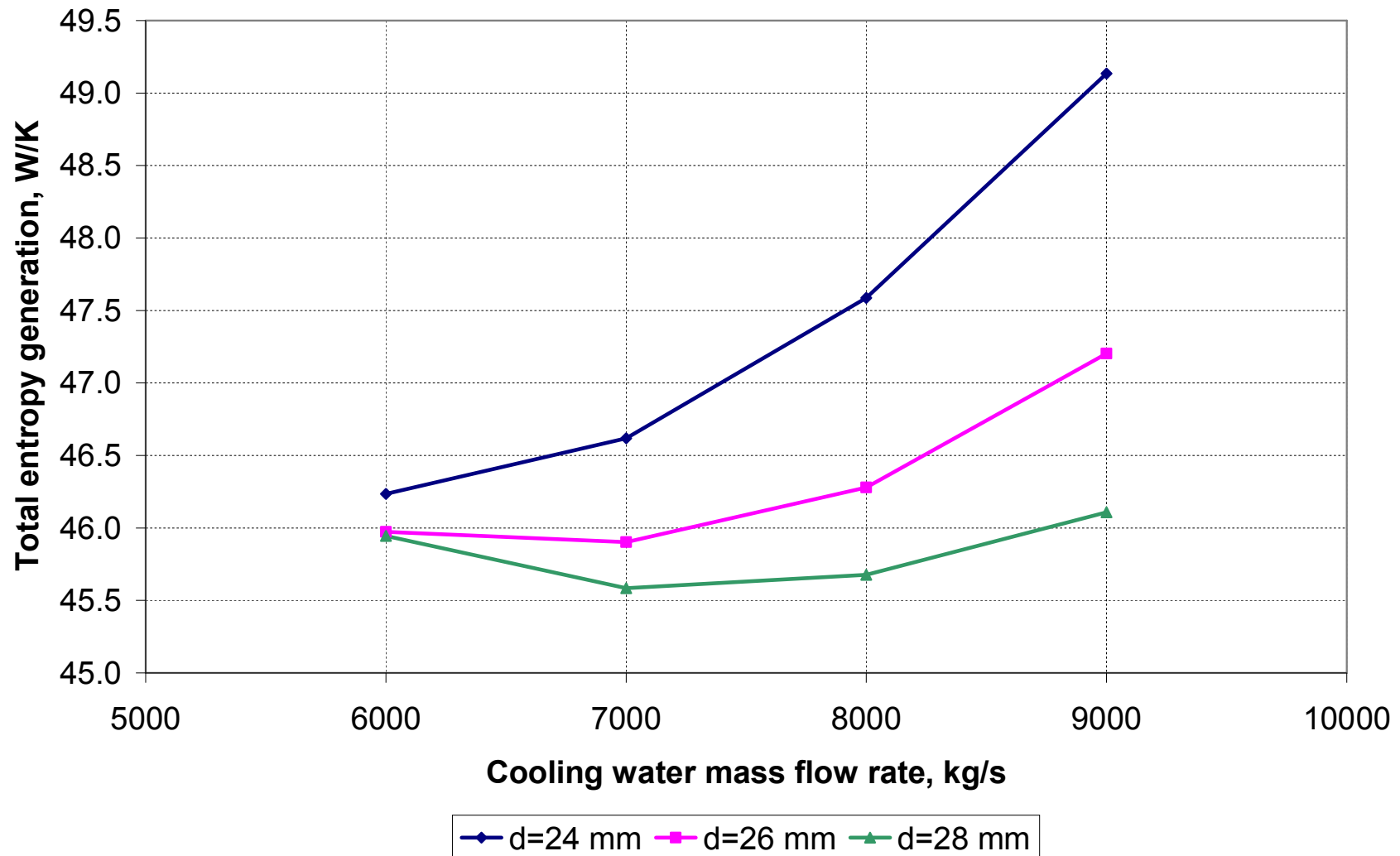


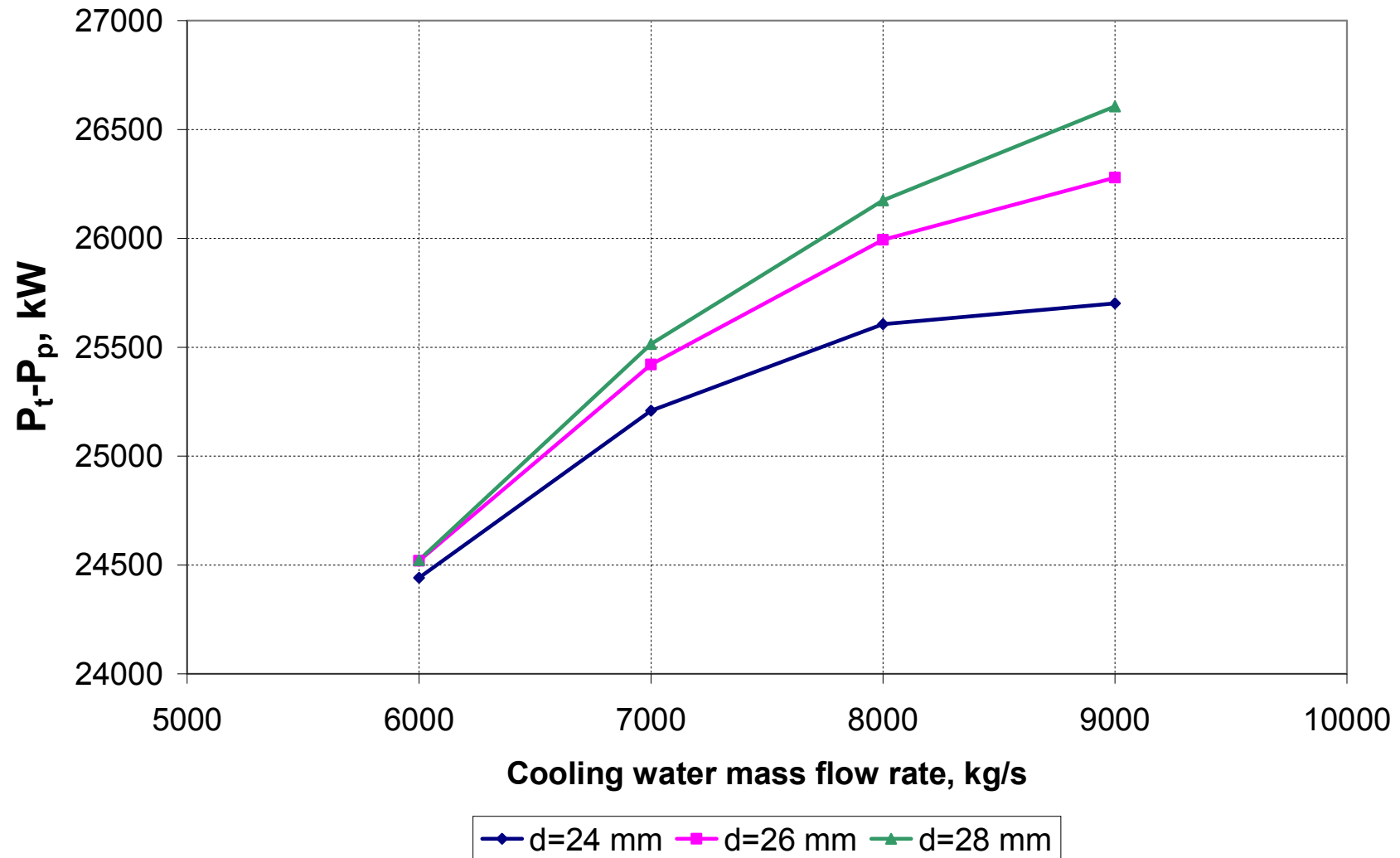
Współczynnika przenikania ciepła od strumienia masy wody chłodzącej



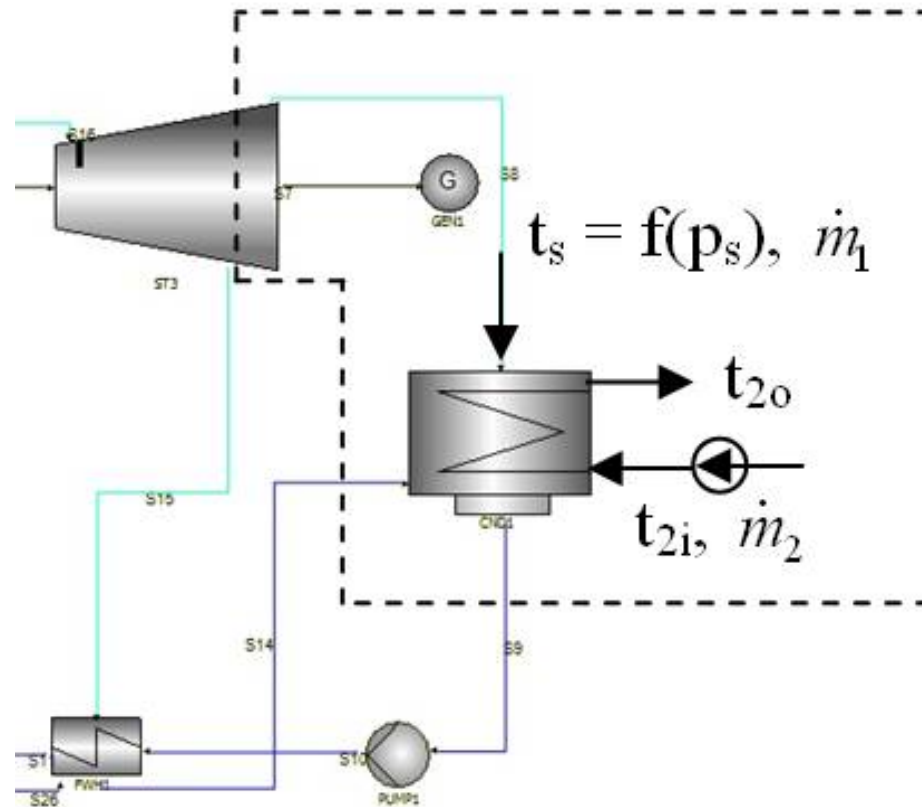


Strumień generacji entropii od strumienia masy wody chłodzącej



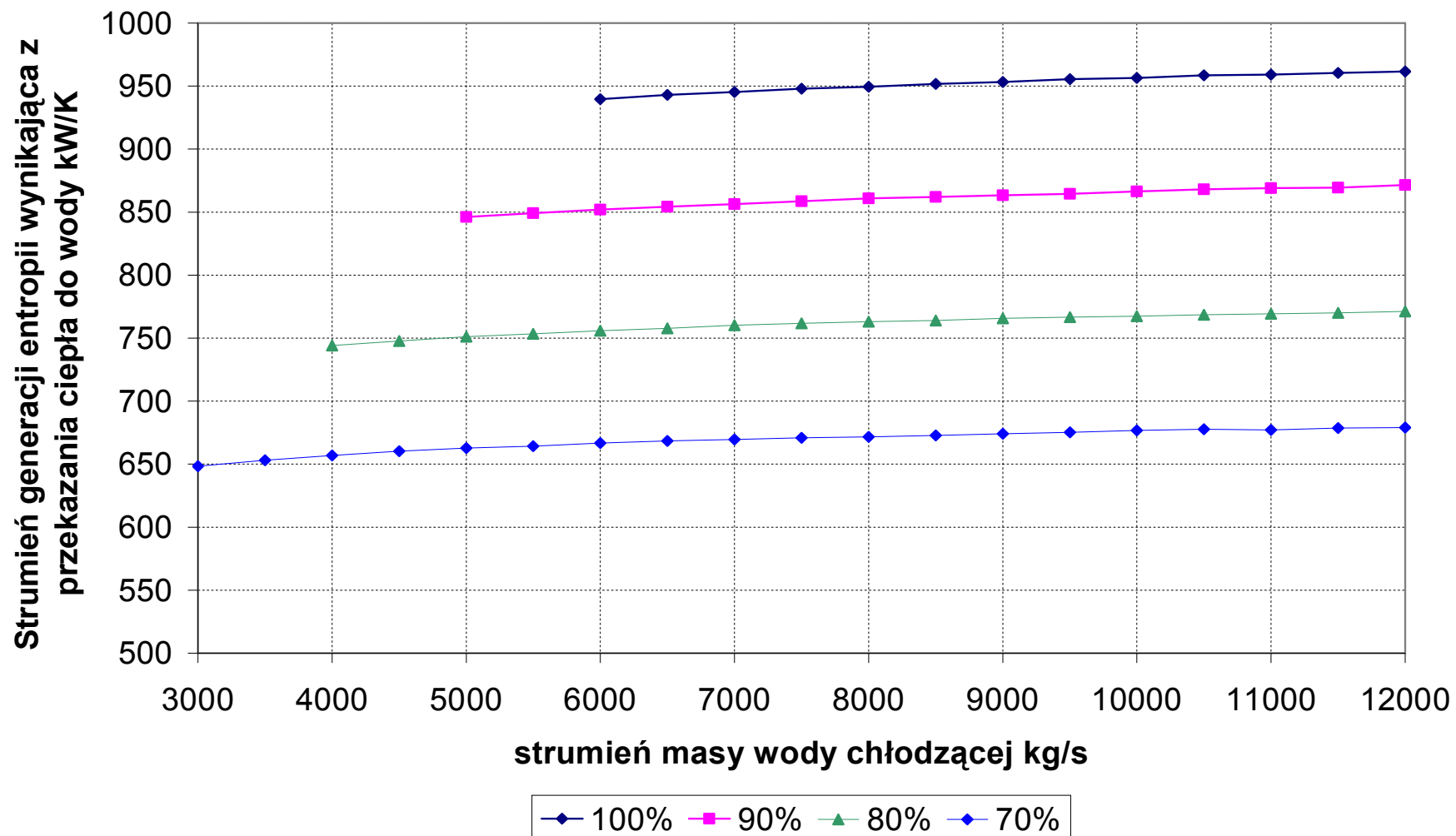
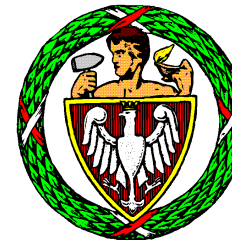


Analizowany podukład – strumień masy wody chłodzącej



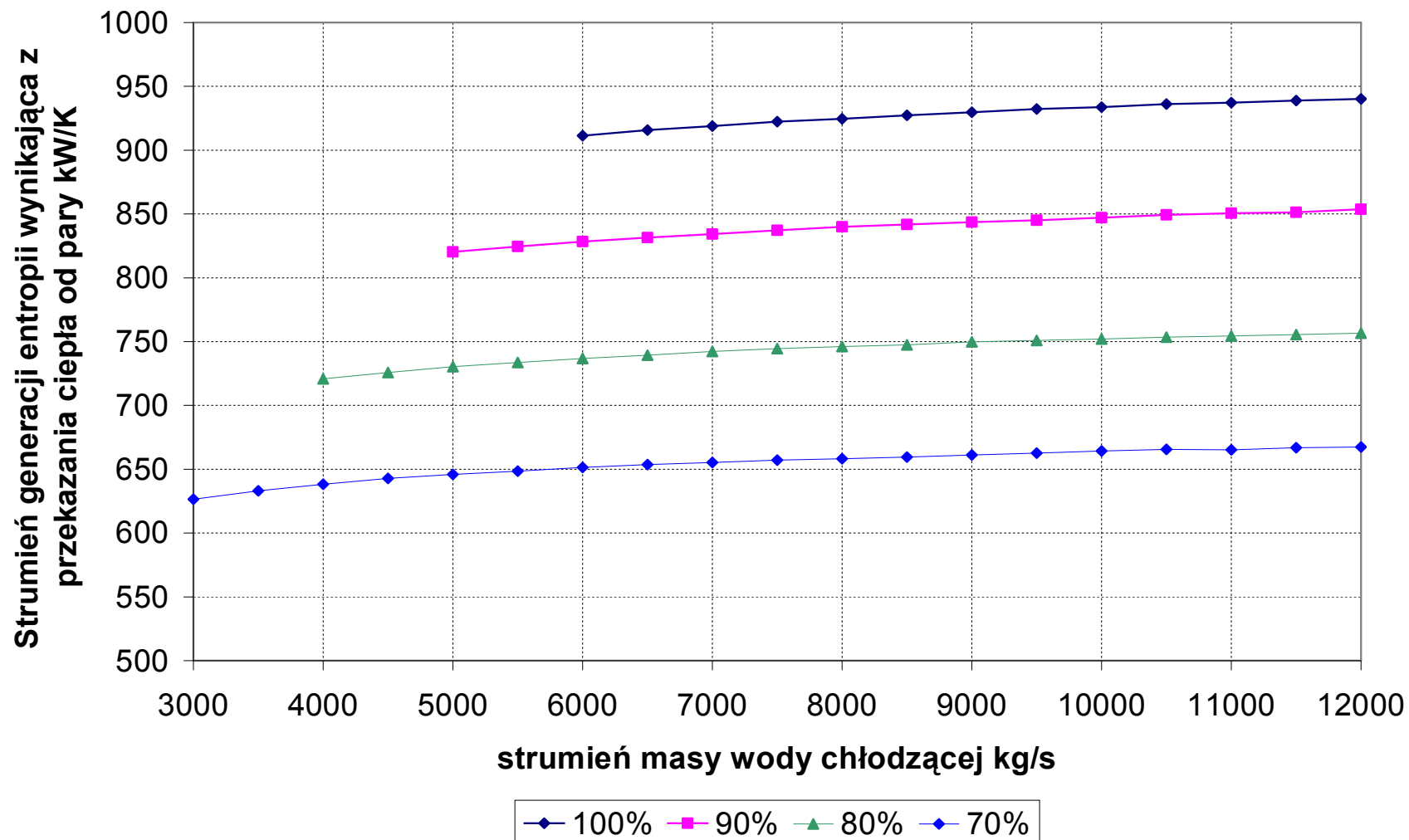
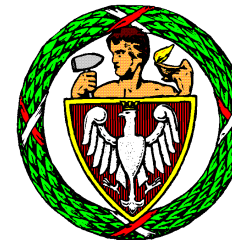


Strumień generacji entropii wynikający z przekazywania ciepła do wody



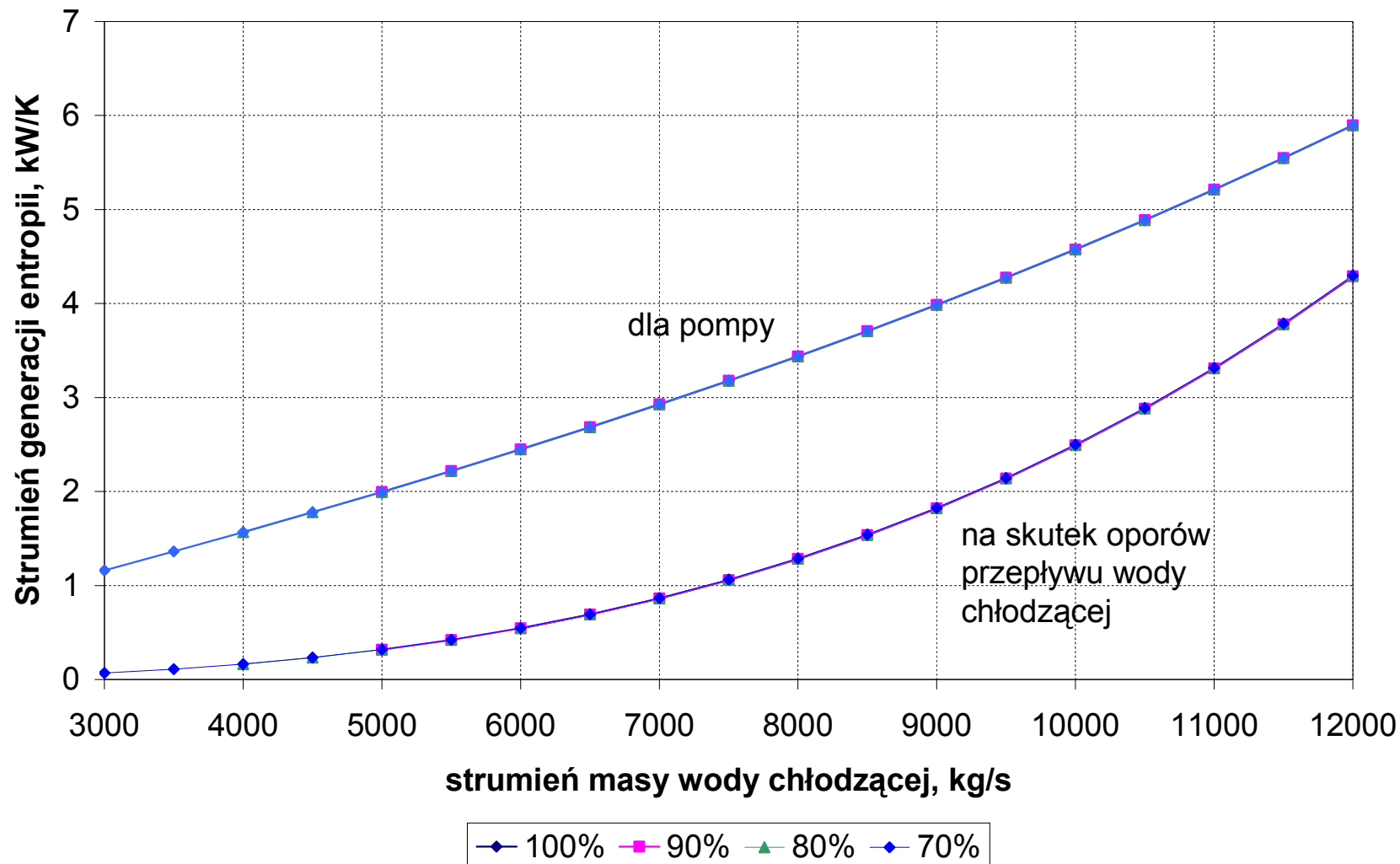
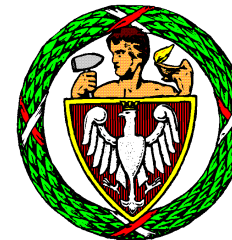


Strumień generacji entropii wynikający z przekazywania ciepła od pary



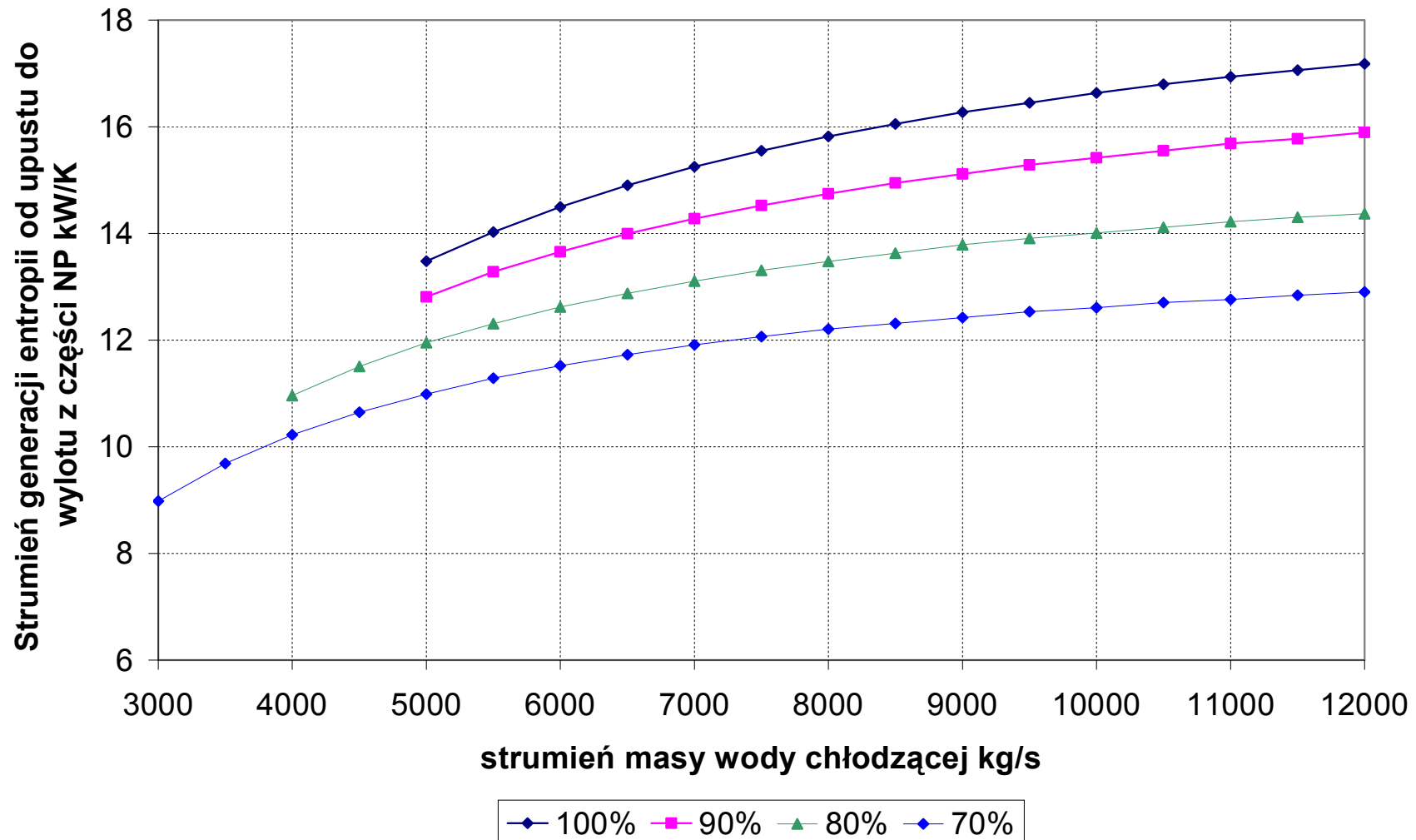


Strumień generacji entropii na skutek oporów przepływu wody chłodzącej i w pompie



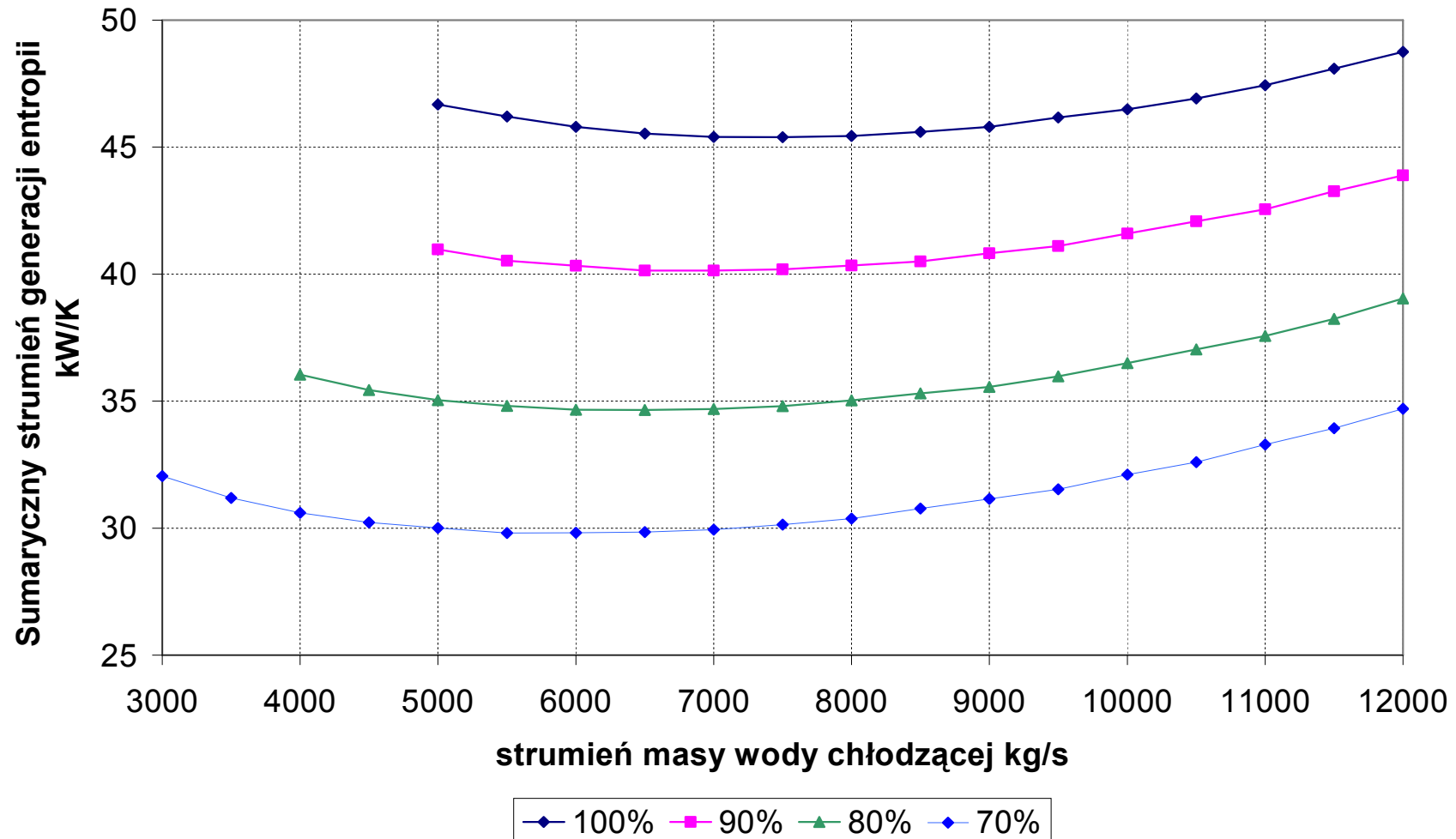


Strumień generacji entropii od ostatniego upustu do wylotu z części NP



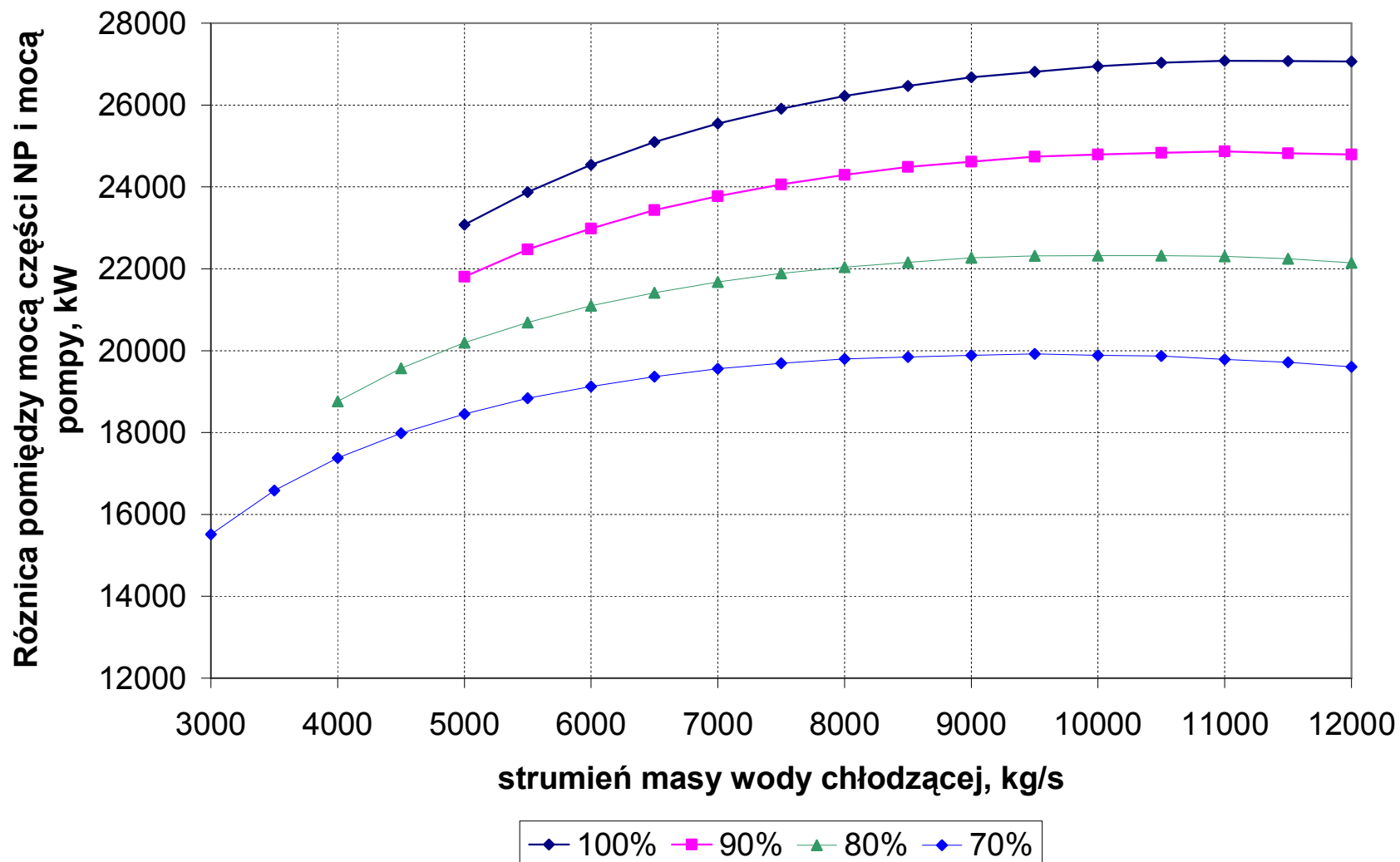
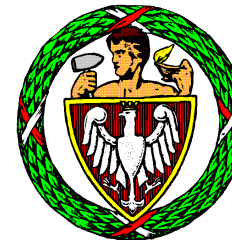


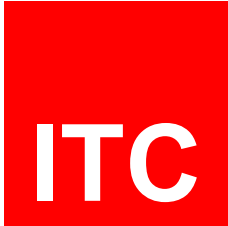
Sumaryczny strumień generacji entropii



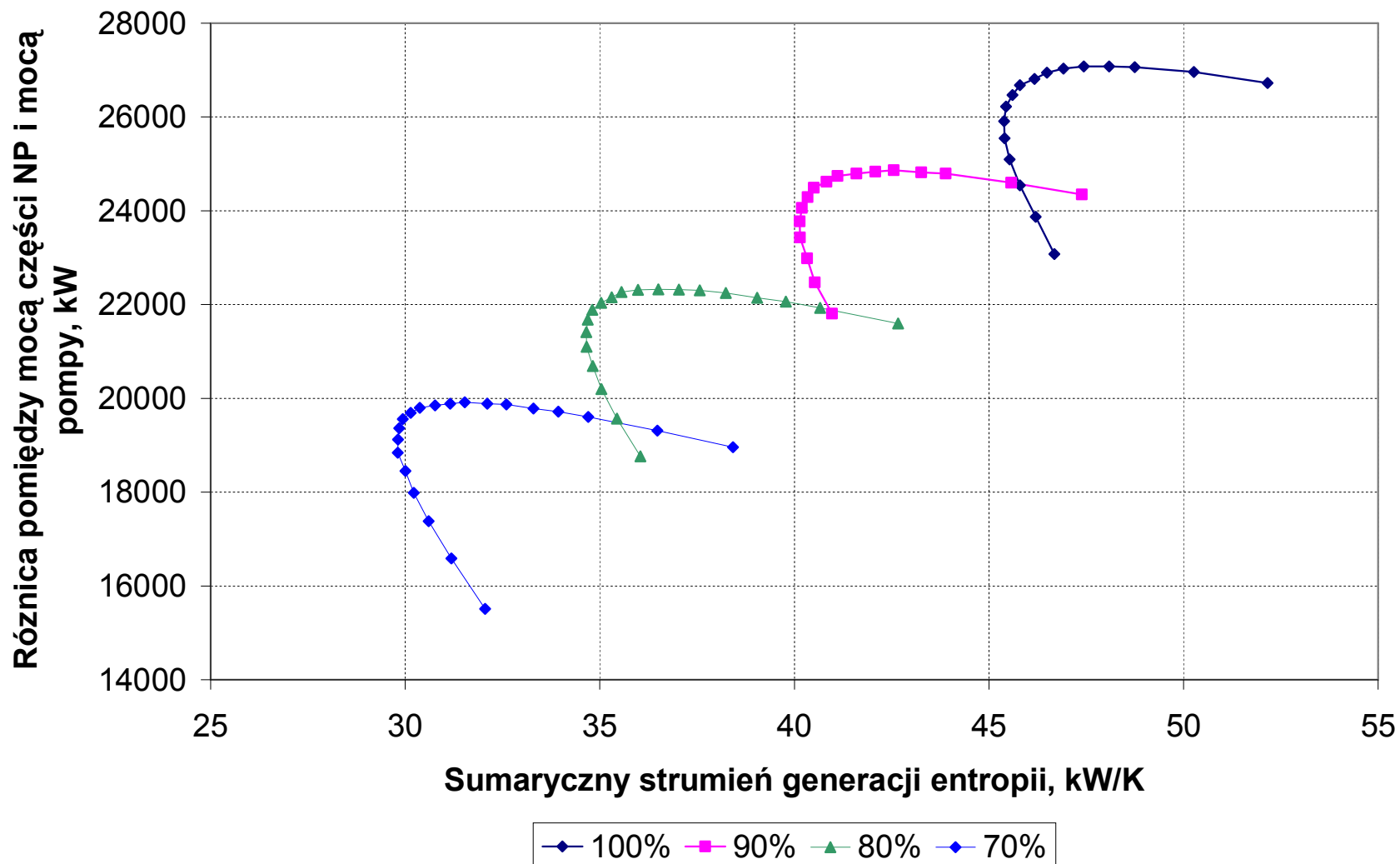
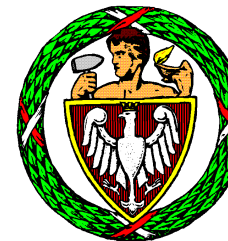


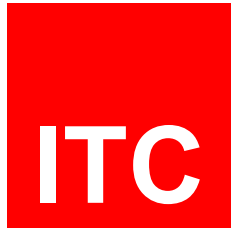
Różnica pomiędzy mocą części NP (od ostatniego upustu do wylotu) i mocą pompy





Różnica pomiędzy mocą części NP turbiny (od ostatniego upustu do wylotu) a mocą pompy w funkcji sumarycznej generacji entropii

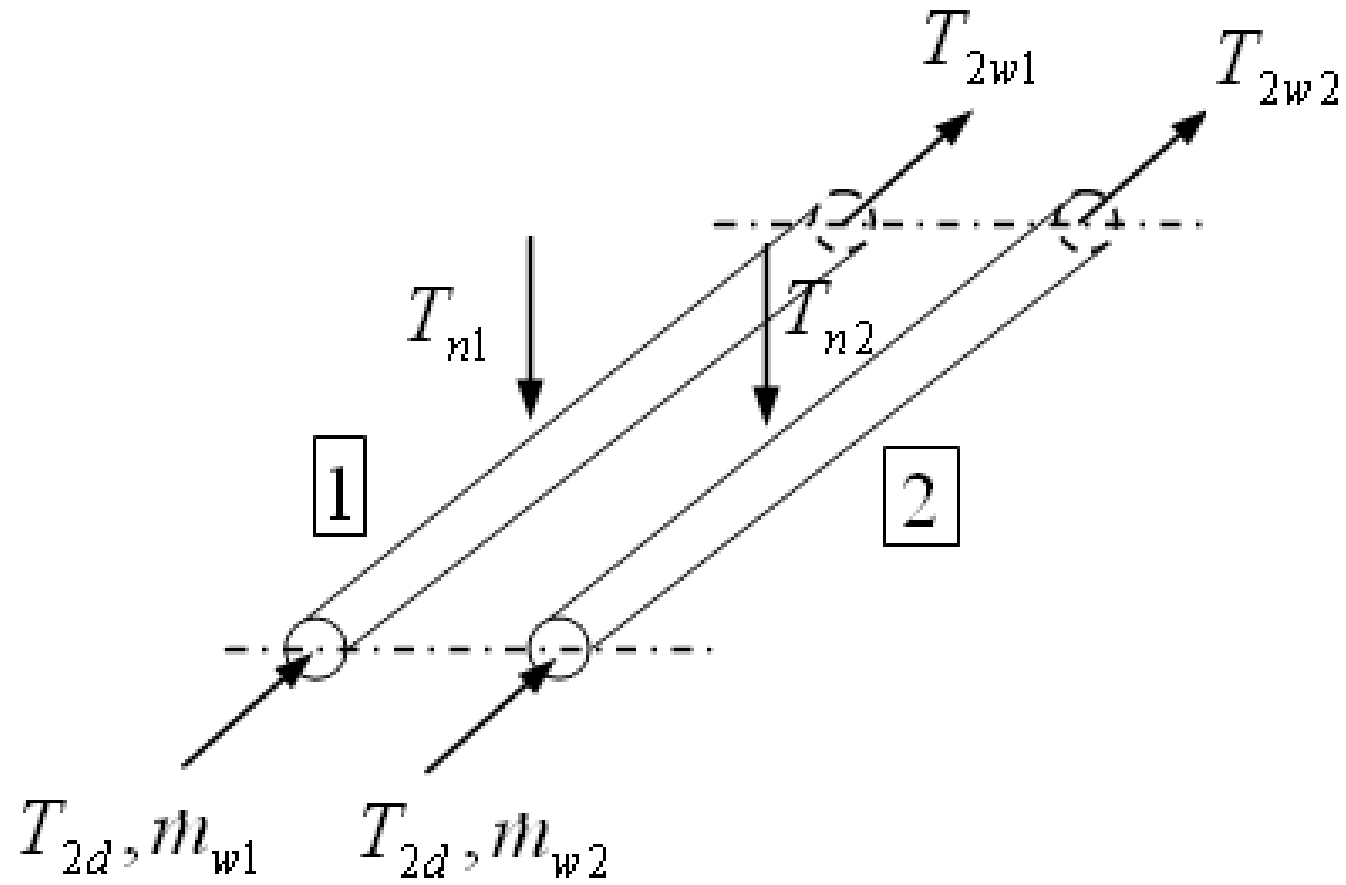




	Strumień masy wody chłodzącej kg/s	
Obciążenie	Dla minimalnego strumienia entropii generacji	Dla maksymalnej różnicy pomiędzy mocą części NP turbiny (od ostatniego upustu do wylotu) i mocą pompy wody chłodzącej
100%	7500	11250
90%	7000	11000
80%	6500	10000
70%	6000	9500



$$\eta, P = f(T_d, T_w, S_{gen}(T_d, T_w))$$





$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{w1} c_w (T_{2w1} - T_{2d})$$

$$T_{2w1} = T_{2w} - \delta T_{2w1}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{w2} c_w (T_{2w2} - T_{2d})$$

$$T_{2w2} = T_{2w} + \delta T_{2w2}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_w c_w (T_{2w} - T_{2d})$$

$$\dot{m}_w c_w (T_{2w} - T_{2d}) = \frac{\dot{m}_w}{2} c_w (T_{2w} - \delta T_{2w1} - T_{2d}) + \frac{\dot{m}_w}{2} c_w (T_{2w} + \delta T_{2w2} - T_{2d})$$

$$-\delta T_{2w1} + \delta T_{2w2} = 0$$



$$\dot{Q}_1 = kA_1 \left[T_{n1} - \frac{(T_{2d} + T_{2w1})}{2} \right] = k \frac{A}{2} \left[T_n - \delta T_{n1} - \frac{(T_{2d} + T_{2w} - \delta T_{2w1})}{2} \right]$$

$$\dot{Q}_2 = kA_2 \left[T_{n2} - \frac{(T_{2d} + T_{2w2})}{2} \right] = k \frac{A}{2} \left[T_n + \delta T_{n2} - \frac{(T_{2d} + T_{2w} + \delta T_{2w2})}{2} \right]$$

$$\dot{Q} = kA \left[T_n - \frac{(T_{2d} + T_{2w})}{2} \right]$$

$$\left[T_n - \frac{(T_{2d} + T_{2w})}{2} \right] = \frac{1}{2} \left[T_n - \delta T_{n1} - \frac{(T_{2d} + T_{2w} - \delta T_{2w1})}{2} \right] + \frac{1}{2} \left[T_n + \delta T_{n2} - \frac{(T_{2d} + T_{2w} + \delta T_{2w2})}{2} \right]$$

$$\delta T_{n1} - \delta T_{n2} = 0$$



$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{m}_w}{2} c_w \ln\left(\frac{T_{2w1}}{T_{2d}}\right) + \frac{\dot{m}_w}{2} c_w \ln\left(\frac{T_{2w2}}{T_{2d}}\right) - \frac{\dot{Q}_1}{T_{n1}} - \frac{\dot{Q}_2}{T_{n2}}$$

$$\frac{2\dot{S}_{gen}}{\dot{m}_w c_w} = \ln\left(\frac{T_{2w} - \delta T_{2w1}}{T_{2d}}\right) + \ln\left(\frac{T_{2w} + \delta T_{2w1}}{T_{2d}}\right) - \frac{(T_{2w} - \delta T_{2w1} - T_{2d})}{T_n - \delta T_{n1}} - \frac{(T_{2w} + \delta T_{2w1} - T_{2d})}{T_n + \delta T_{n1}}$$

$$\dot{S}_{gen} = f(\delta T_{2w1}, \delta T_{n1})$$

$$\frac{\partial \dot{S}_{gen}}{\partial \delta T_{2w1}} = 0 \quad \frac{1}{T_{2w} + \delta T_{2w1}} - \frac{1}{T_{2w} - \delta T_{2w1}} + \frac{1}{T_n - \delta T_{n1}} - \frac{1}{T_n + \delta T_{n1}} = 0$$

$$\frac{\partial \dot{S}_{gen}}{\partial \delta T_{n1}} = 0 \quad \frac{T_{2w} - \delta T_{2w1} - T_{2d}}{(T_n - \delta T_{n1})^2} - \frac{T_{2w} + \delta T_{2w1} - T_{2d}}{(T_n + \delta T_{n1})^2} = 0$$

$$\delta T_{n1} = 0$$

$$\delta T_{n1} - \delta T_{n2} = 0$$

$$\delta T_{2w1} = 0$$

$$-\delta T_{2w1} + \delta T_{2w2} = 0$$



- Laskowski Rafał, Rusowicz Artur, Smyk Adam: *Weryfikacja średnicy rurek skraplacza na podstawie minimalizacji generacji entropii*, w: *Rynek Energii*, KAPRINT, vol. 116, nr 1, 2015, ss. 71-75
- Laskowski Rafał, Rusowicz Artur: *Minimalizacja generacji entropii w celu określenia optymalnej średnicy rurki skraplacza typu "church window"*, w: *Energetyka*, problemy energetyki i gospodarki paliwowo-energetycznej, Stowarzyszenie Elektryków Polskich, vol. 734, nr 8, 2015, ss. 526-530
- Laskowski Rafał, Rusowicz Artur, Grzebielec Andrzej: *Estimation of a tube diameter in a 'church window' condenser based on entropy generation minimization*, w: *Archives of Thermodynamics*, The Committee on Thermodynamics and Combustion, vol. 36, nr 3, 2015, ss. 49-59, [DOI:10.1515/aoter-2015-0021](https://doi.org/10.1515/aoter-2015-0021)
- Laskowski Rafał, Jaworski Maciej, Smyk Adam: *Entropy generation in a condenser and related correlations*, w: *Archives of Thermodynamics*, The Committee on Thermodynamics and Combustion, vol. 36, nr 2, 2015, ss. 27-48, [DOI:10.1515/aoter-2015-0013](https://doi.org/10.1515/aoter-2015-0013)
- Laskowski Rafał, Smyk Adam: *Dobór strumienia masy wody chłodzącej dla bloku kondensacyjnego przy zmiennym obciążeniu*, materiały konferencyjne, KAPRINT, [ZET 2016](#)