

gdzie:

\dot{Q}_g – strumień ciepła w górnym źródle ciepła [W],

E – moc elektryczna pobierana przez sprężarkę pompy ciepła [W].

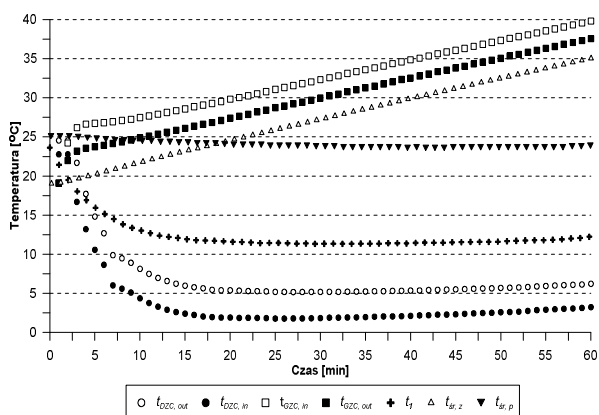
Tab. 1. Zestawienie początkowych parametrów w seriach pomiarowych

Parametr	Jednostka	Seria									
		1	2	3	4a	4b	5	6a	6b	7a	7b
t	min	60	60	60	60	43	60	60	60	60	41
f	Hz	40		45			50				
\dot{V}	m ³ /h	420		520			520				
$t_{sr,p}$	°C	25,7	25,1	26,1	26,4	26,4	26,1	25,8	26,0	26,2	25,4
φ	%	31,9	27,3	23,1	29,3	30,4	28,3	25,2	29,0	19,8	22,1
$t_{sr,z}$	°C	22,8	19,5	23,4	25,0	33,6	21,0	22,6	21,1	24,9	35,3

t - czas trwania procesu, f - częstotliwość pracy sprężarki, \dot{V} - wydatek wentylatora, $t_{sr,p}$ - średnia temp. powietrza w pomieszczeniu, φ - wilgotność względna powietrza, $t_{sr,z}$ - średnia temp. wody w zasobniku c.w.u

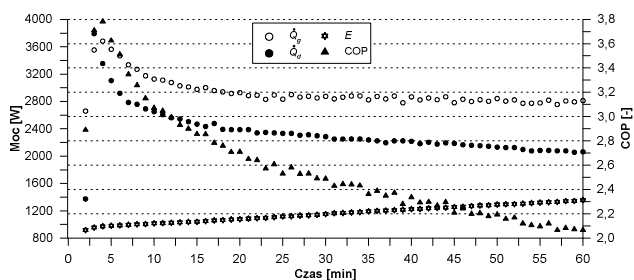
Wyniki i dyskusja

Na rys. 2 przedstawiono przebieg zmian temperatury płynów w 2. serii pomiarowej. W trakcie trwania procesu na skutek odbierania ciepła z powietrza w konwektorze wentylatorowym w ilości \dot{Q}_d (Rys. 3) obserwowano obniżanie się $t_{sr,p}$ do wartości 23,6°C. Temperatura ochłodzonego powietrza t_l nawiewanego do pomieszczenia minimalnie wynosiła 11,3°C.

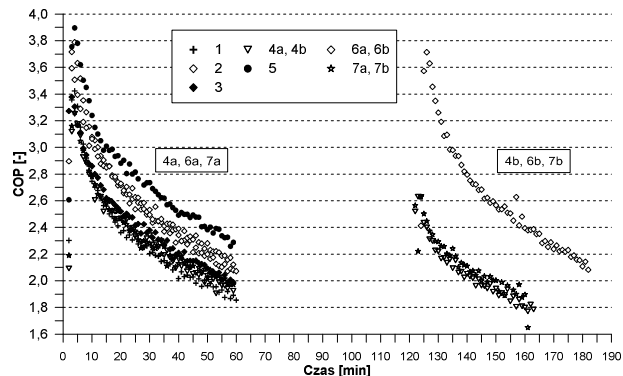


Rys. 2. Zmiany temperatury płynów podczas 2 serii pomiarowej ($t_{DZC,in}$ i $t_{DZC,out}$ – temperatura cieczy w dolnym źródle ciepła na wlocie i wylocie, $t_{GZC,in}$ i $t_{GZC,out}$ – temperatura cieczy w górnym źródle ciepła na wlocie i wylocie)

W efekcie ciągłego wzrostu $t_{sr,z}$ (Rys. 2) oraz obniżania się wartości \dot{Q}_d (rys. 3) zaobserwowano prawie 50% spadek wartości COP w trakcie procesu. Średnia moc grzewcza \dot{Q}_g wynosząca ok. 3 kW



Rys. 3. Strumienie wymienianej energii oraz zmiany COP podczas 2. serii pomiarowej (\dot{Q}_d – strumień wymienianego ciepła w dolnym źródle ciepła)



Rys. 4. Zmiany współczynnika COP w seriach pomiarowych

umożliwiła ogrzanie wody w zasobniku do temperatury 34,5°C. Od 15 minuty procesu obserwowano niewielkie zmiany \dot{Q}_g . Konsekwencją obniżania się mocy chłodniczej \dot{Q}_d w trakcie procesu był ciągły wzrost mocy elektrycznej E .

Na rys. 4 przedstawiono przebieg zmian wartości współczynnika COP we wszystkich seriach pomiarowych. Najwyższe wartości COP uzyskano w serii 5. ze względu na niską temperaturę początkową wody w zasobniku oraz wartość $f = 50$ Hz odpowiadającą obrotom nominalnym sprężarki. Różnica w początkowej wartości $t_{sr,z}$ dla serii 6a i 7a wynosząca zaledwie 2,3°C przełożyła się na 10% obniżenie wartości COP w serii 7a.

W serii 6b (Rys. 4) uzyskano dużo wyższe wartości COP w porównaniu do serii 4b i 7b, ponieważ w serii 6b wartość początkowa $t_{sr,z}$ była o ponad 10°C niższa. Było to spowodowane odprowadzeniem o 40 litrów większej objętości wody ze zbiornika, przy jednoczesnym dostarczaniu nowej partii wody.

Podsumowanie i wnioski

W trakcie przeprowadzonych badań największy wpływ na uzyskiwane wartości COP miała częstotliwość pracy sprężarki pompy ciepła, a także początkowa temperatura wody w zasobniku. Średnia wartość współczynnika COP w seriach pomiarowych zawierała się w przedziale od 2,1 do 2,7. Maksymalną wartość temperatury $t_{sr,z}$ jaką uzyskano w serii 6b była równa 44,5°C. Taka temperatura c.w.u. w zupełności wystarcza do większości zastosowań w budownictwie mieszkalnym.

Głównym czynnikiem wpływającym na obniżenia uzyskiwanych wartości COP był brak izolacji termicznej elementów instalacji ze względu na charakter dydaktyczno-doświadczalny stanowiska.

Zastosowanie pompy ciepła do równoczesnego ogrzewania wody w zasobniku pojemnościowym i chłodzenia powietrza wentylacyjnego pozwala uniknąć stosowania dwóch oddzielnych urządzeń do klimatyzacji i przygotowania c.w.u. Takie rozwiązanie może być konkurencyjne ze względów ekonomicznych dla obecnie stosowanych systemów.

Pogłębiona analiza ekonomiczna zaproponowanego rozwiązania będzie przedmiotem kolejnej pracy.

LITERATURA

Hewitt N.J., Huang M.J., Anderson M., Quinn M. (2011). Advanced air source heat pumps for UK and European domestic buildings. *Appl. Therm. Eng.*, 31, 3713-3719. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.02.005

Jeleń L. (2016). Analiza statystyczna oferty rynkowej pomp ciepła (Na przykładzie rynku niemieckiego). *InstalReporter*, 11, 48-51

Naldi C., Dongellini M., Morini G.L., (2015). Summer performances of reversible air-to-water heat pumps with heat recovery for domestic hot water production. *Energy Proc.*, 78, 1117-1122. DOI: 10.1016/j.egypro.2015.11.068

PORT PC, (2016). Spektakularny wzrost rynku powietrznych pomp ciepła w 2015 r. *InstalReporter*, 2, 15-16

Yamada H., Takeuchi N., Omura M., Ishizuka H., (2011). Development of air-to-water heat pump for home air conditioning/hot water supply combination system with chilled/hot water in European markets. *Mitsubishi Heavy Ind. Tech. Rev.*, 48, 2-9.