

Sylwester JĘDRA*
Adam SMYK

Wykorzystanie silnika gazowego średniej mocy w układzie trójgeneracyjnym

Jednym ze sposobów zwiększenia efektywności energetycznej i ekonomicznej małej elektrociepłowni jest praca w układzie trójgeneracyjnym, w którym tradycyjny układ skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej rozszerzony jest o instalację wytwarzania chłodu. W artykule przedstawiono opis techniczny i charakterystykę agregatu/zespołu SG + AAC (silnik gazowy + agregat absorpcyjny) oraz jego schemat technologiczny. Podano osiągi i ograniczenia silnika gazowego (SG). Określono zapotrzebowanie na ciepło, chłód oraz energię elektryczną przykładowego odbiorcy. Oszacowano nakłady inwestycyjne i koszty eksploatacyjne oraz określono warunki techniczne i ekonomiczne, w których uzyskuje się dodatnią efektywność ekonomiczną układu trójgeneracyjnego (NPV, koszt chłodu).

Słowa kluczowe: silnik gazowy, agregat prądotwórczy, system trójgeneracyjny, koszty eksploatacyjne

Trigeneration system based on medium power gas engine

One of the possibilities of increase of energy and economic efficiency of a small combined heat and power plant is its operation in trigeneration system, in which the conventional system of cogeneration heat and electric power production is widened by a cooling production system. Technical description and characteristics of the set of gas engine plus absorption unit as well as its technological diagram is presented. Performances and limitations of the gas engine are given. Needs for heat, cooling and electric power of a user are described. Total capital and operating costs are estimated and technical and economic conditions for the positive economic efficiency of the trigeneration system are evaluated.

Key words: gas engine, power plant, trigeneration system, operating costs

1. Wprowadzenie

Wykorzystanie gazowych silników tłokowych w skojarzonych źródłach ciepła i energii elektrycznej stanowi w naszym kraju niewielki procent w stosunku do łącznej mocy źródeł skojarzonych. Przy obecnych relacjach cen gazu, ciepła i energii elektrycznej uzyskanie dodatniego NPV, czyli zysku jest bardzo trudne. W szczególności wynika to z wysokiej ceny gazu ziemnego oraz z względnie niskiej ceny energii elektrycznej, jaką można uzyskać sprzedając energię do krajowego systemu elektroenergetycznego.

Jednym ze sposobów na podwyższenie rentowności źródła skojarzonego jest wykorzystanie przynajmniej części wyprodukowanej energii na pokrycie zapotrzebowania własnych odbiorców, jak również sprzedaż do bezpośredniego odbiorcy, który jest gotowy zaoferować wyższą cenę niż operator systemowy. Optymalnym przypadkiem jest wykorzystanie w całości wyprodukowanej energii elektrycznej na pokrycie zapotrzebowania własnych (lub lokalnych) odbiorców, które w ten sposób mogą zrezygnować z zakupu drogiej energii elektrycznej ze źródła zewnętrznego.

Innym sposobem jest pełniejsze wykorzystanie produkowanego w silnikach ciepła, tak by przez cały rok pracowały z obciążeniem cieplnym i elektrycznym bliskim nominalnemu. Taki tryb pracy zapewnia wysoką sprawność, niższe jednostkowe koszty eksploatacyjne jak również pozwala uzyskać maksymalny przychód ze sprzedaży obu produktów. Ze względu na sezonową zmienność obciążenia na potrzeby ogrzewania i ciepłej wody użytkowej, możliwości dociążenia silników pracujących w układzie skojarzonym przez cały rok, w szczególności w okresie letnim są ograni-

1. Introduction

Application of gas piston engines in cogeneration sources of heat and electric energy in Poland is a small percentage comparing to the total power of cogeneration sources. For current price ratios of gas, heat and electric energy it is very difficult to obtain positive NPV (profit). It is due to the high price of natural gas and the relatively low price of domestic electric energy.

One of the ways for increasing profitability of cogeneration source is usage at least the part of generated energy for covering own needs and also some percent of electric energy produced by the system should be sold with the price higher than that offered by the operator of the electro-energy system. Usage of whole generated energy for covering own or local users is the optimal solution because in this case the users can stop to purchase expensive electric energy from an external source.

The other way is the better utilization of heat from engines in such a way that the engines should operate all the year under thermal and electric load near to the nominal. Such the operation mode provides high efficiency, lower unit operating costs and also allows to reach the maximum income from sale of both products. For the sake of seasonal load variation causing by the central heating and warming up water, the engine operation in cogeneration system under the fully load all the year is limited, especially in the summer season. The trigeneration system in which electric energy, heat and cooling are generated simultaneously gives additional possibilities for full load of power units. Cooling, needed mainly in the summer season, is generated using heat

czone. Dodatkowe możliwości dociążenia bloków stwarza ich praca w układzie trójgeneracyjnych tj. równocześnie generującym energię elektryczną, ciepło i chłód. Chłód, na który największe zapotrzebowanie występuje w okresie letnim, generowany jest z użyciem ciepła odpadowego zasilającego np. agregaty absorpcyjne AAC.

Ponieważ zapotrzebowanie na chłód zwiększa się wraz ze wzrostem temperatury zewnętrznej tj. wówczas, gdy spada zapotrzebowanie na ciepło, następuje wyrównanie obciążenia cieplowniczego układu w przekroju rocznym. Pozwala, zatem uzyskać efekt, o którym wspomniano wyżej.

W pracy układu trójgeneracyjnego energia elektryczna–ciepło–chłód występują pewne ograniczenia, które wiążą się z wymaganiami i ograniczeniami materiałowo-konstrukcyjnymi silnika. Zwykle wyrażają się one w uzyskiwaniu stosunkowo niskiej temperatury nośnika ciepła odzyskanego od silnika. Niska temperatura nośnika ciepła skutkuje wzrostem nakładów na agregaty chłodnicze. Istnieją jednak konstrukcje silników gazowych, które z założenia są przystosowane do pracy przy wyższej średniej temperaturze czynnika chłodzącego korpus silnika. W rezultacie pozwala to na uzyskanie wyższej temperatury czynnika grzejnego bezpośrednio zasilającego agregat chłodniczy. Z punktu widzenia optymalizacji dobru i warunków pracy AAC wartości tej temperatury, dla jednostopniowych bromowolitowych agregatów chłodniczych, są rzędu 110–120°C

W dalszej części referatu omówiono niektóre zagadnienia dotyczące możliwości wykorzystania silników gazowych w małych, lokalnych układach trójgeneracyjnych. Szczególną uwagę zwrócono na optymalizację układu cieplnego oraz wyznaczenie maksymalnej temperatury wody, stanowiącej nośnik ciepła odzyskiwanego od silnika a wykorzystywanego dla celów grzewczych i chłodniczych. Określono również, dla jakich cen energii elektrycznej zapewniona jest opłacalność budowy i eksploatacji silnika.

2. Charakterystyka zespołu SG + AAC (silnik gazowy + agregat absorpcyjny)

Analizowany układ trójgeneracyjny, pracujący na potrzeby przykładowego lokalnego odbiorcy w postaci dużego budynku biurowego, składa się z następujących głównych elementów (rys. 1):

- tłokowego silnika gazowego firmy Cummins typu QSK 60G, o mocy na kole zamachowym równej 1207 kW, który w połączeniu z prądnicą synchroniczną tworzy gazowy zespół prądotwórczy o mocy 1160 kW_{el}. Sprawność elektryczna zespołu przy obciążeniu nominalnym wyniesie 39–40%;
- systemu wymienników ciepła służących do odzysku ciepła od silnika, (z chłodzenia korpusu silnika oraz odzysku ciepła od spalin wylotowych). W połączeniu z ww. silnikiem oraz po uwzględnieniu strat ciepła do otoczenia, moc cieplownicza układu wyniesie 1384 kWt. Sprawność cieplownicza bloku kogeneracyjnego wyniesie 47,03%;
- bromowo-litowego absorpcyjnego agregatu chłodniczego, łącznie z układem jego chłodzenia;
- szczytowego sprężarkowego agregatu chłodniczego spełniającego również funkcję rezerwowego źródła chłodu;

rejected from a system of supply, for example, absorption units.

Needs for cooling increase as the outside temperature increases and thereby needs for heat decreases. It leads to the yearly balance of the heat load of the system. Thus it is possible to achieve the effect mentioned above.

There are some limitations for operation of the tri-generation system connected with material-constructional requirements and limits of the engine. Usually it is to low temperature of heating medium recovered from the engine. Low temperature of the heating medium causes increase of operating costs of refrigerating units. However there are gas engines which are originally adapted to operate at the higher temperature of engine coolant. In this case it is possible to reach higher temperature of the heating medium of the refrigeration unit. Its optimum value for the single-stage bromine-lithium refrigerating units is in the range of 110–120°C.

Some problems dealing with possibility of usage of gas engines in small, local trigeneration systems are discussed in the next part of the paper. Special attention is focused on optimization of the heating system and determining the maximum temperature of water being the heating medium recovered from the engine and also used for heating and cooling purposes. Conditions for assuring profitability of construction and operation of the engine are also described.

2. Characteristics of the system consisting of gas engine and absorption unit

Analyzed trigeneration system operating for a big office building as the local user consists of the following compounds (Fig. 1):

- QSK 60G Cummins piston gas engine, power output of 1207 kW, which in connection with a synchronous generator gives electric power of 1160 kW. The electric efficiency of the unit will be equal to 39.4% at the nominal load;
- Heat exchanger system being used for heat recovery from the engine (from the engine coolant and exhaust gases). Thermal power of the unit will be equal to 1384 kW. The thermal efficiency of cogeneration unit will be 47.03%;
- Absorption bromine-lithium refrigerating unit including its cooling system;
- Compression refrigerating unit of peak load also as a reserve cooling source;
- Gas boiler for heat supplying during the peak thermal load.

2.1. Requirements and thermodynamic limitations of gas engine

The basic thermodynamic parameter characterizing the engine is its theoretical efficiency (η_t). The efficiency of the theoretical Otto cycle is defined in eq. (1),

where: $\varepsilon = V/V_0$ – compression ratio defined as the ratio of cylinder volume at the beginning of compression V to the volume at the end of compression V_0 , $k = c_p/c_v$ – adiabatic

– kotła gazowego, dostarczającego ciepło w okresach szczytowych obciążeń cieplnych.

Podstawowym parametrem termodynamicznym charakteryzującym silnik jest jego *sprawność teoretyczna* (η_t). Dla teoretycznego obiegu Otto *sprawność* definiowana jest następująco:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (1)$$

gdzie: $\varepsilon = V/V_0$ – stopień sprężania, czyli stosunek całkowitej objętości cylindra na początku sprężania V do objętości w końcu sprężania V_0 , $k = c_p/c_v$ – wykładnik adiabaty, czyli stosunek ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu c_p czynnika roboczego, do ciepła właściwego przy stałej objętości c_v tegoż czynnika.

Wnioski praktyczne są takie, iż w silnikach z zapłonem iskrowym, dla których obiegiem porównawczym jest obieg z doprowadzaniem ciepła przy stałej objętości (silnik gazowy), należy dążyć do stosowania jak największych stopni sprężania. W praktyce jednak warunki właściwego spalania ograniczają wzrost ε ponad pewną dopuszczalną wartość, uzależnioną od konstrukcji i warunków użytkowania silnika.

Rzeczywiste wartości stopnia sprężania wahają się od 8 do 13, natomiast sprawności mechaniczne silników gazowych zawierają się w przedziale: od 34% dla silników małych lub silników specjalnych z niskim stopniem sprężania do nawet 45% dla silników o mocach rzędu kilku megawatów.

Sprawność całkowita układu skojarzonego η_{usk} wyraża się wzorem:

$$\eta_{usk} = \frac{P + Q_c}{Q_f}, \quad (2)$$

gdzie: P – moc elektryczna netto zespołu prądotwórczego, Q_c – moc cieplna efektywnie wykorzystana (w układzie kogeneracyjnym na potrzeby ciepłownicze, w układzie trójgeneracyjnym na potrzeby ciepłownicze i chłodnicze), Q_f – strumień energii chemicznej w paliwie.

Maksymalną sprawność całkowitą uzyskujemy przy najwyższym możliwym stopniu wykorzystania ciepła generowanego przez silnik w warunkach pełnego obciążenia silnika. Oba te warunki są zwykle trudne do spełnienia w układzie kogeneracyjnym, a znacznie łatwiejsze w układzie trójgeneracyjnym.

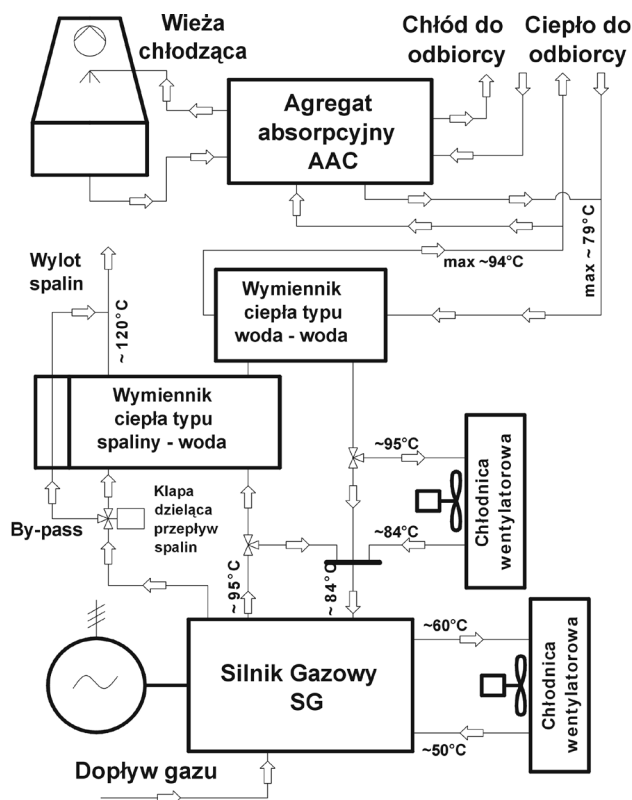
3. Parametry czynnika grzejnego możliwe do uzyskania z silnika gazowego

3.1. Przykład analizy dla silnika o mocy około 1 MW

Dane do analizy (bilans energii oraz dane eksploatacyjne zaczerpnięte z karty katalogowej producenta silnika gazowego typu Cummins QSK 60G, pracującego przy obciążeniu nominalnym) podane są w tabeli 1.

Jeśli maksymalna temperatura płynu chłodzącego na wylocie z silnika wynosi T_{b_wylot} to korzystając ze wzoru:

$$Q_k = \dot{m}_b \cdot c_{pb} \cdot (T_{b_wylot} - T_{b_wlot}), \quad (3)$$



Rys. 1. Schemat technologiczny / cieplny układu trójgeneracyjnego bez urządzeń szczytowych

Fig. 1. Technological diagram of trigeneration system without peak devices

exponent defined as the ratio of specific heat at constant pressure c_p to specific heat at constant volume c_v of working medium.

From the relation given above follows that for the gas engine which is the spark ignition engine with addition of heat at constant volume the compression ratios should be as high as possible. In practice, conditions for combustion make impossible to increase ε above some maximum value depending on the engine construction and operation.

Actual values of the compression ratio are in the range of 8÷13 and overall efficiencies of gas engines are in the range from 34% for small or special low compression ratio engines up to even 45% for engines of power output in the order of few megawatts.

The total efficiency of the cogeneration system η_{usk} is defined in eq. (2),

where: P – electrical power (net) of generating set; Q_c – useful thermal power (for heating purposes in the cogeneration system, for heating and cooling purposes in trigeneration system); Q_f – chemical energy flux of fuel.

The maximum total efficiency is obtained at the possible highest degree of utilization of heat generated by the engine at full load. It is difficult to meet these both conditions for cogeneration system but it is much easier in the case of trigeneration system.

gdzie: \dot{m}_b – przepływ masowy płynu chłodzącego, T_{b_wlot} – maksymalna temperatura płynu chłodzącego na wlocie do silnika, oraz przekształcając go otrzymamy wzór, z którego można obliczyć maksymalną temperaturę płynu chłodzącego na wlocie do silnika:

$$T_{b_wlot} = T_{b_wylot} - \frac{Q_k}{\dot{m}_b \cdot c_{p_b}} \quad (4)$$

Po podstawianiu danych dla rozpatrywanego silnika otrzymujemy:

$$T_{b_wlot} = 95 - \frac{718}{18,94 \cdot 3,51} = 84,2^\circ\text{C}.$$

Dobieramy wymiennik ciepła (odzysku ciepła od korpusu silnika) w taki sposób, aby minimalna różnica pomiędzy temperaturą płynu chłodzącego silnik na wylocie z wymiennika (po schłodzeniu się) a temperaturą wody na wlocie do wymiennika, wynosiła około 5°C . Tym samym określamy maksymalną temperaturę wody na wylocie z agregatu absorpcyjnego.

A zatem, dla tego konkretnego silnika temperatura ta wynosi:

$$T_{w_wlot} = 84,2 - 5 \approx 79,2^\circ\text{C}.$$

i nie może być wyższa, z uwagi na to, że wówczas silnik byłby przegrzewany.

Osiągalne schłodzenie wody w agregacie absorpcyjnym, dobranym w optymalny sposób z punktu widzenia jego kosztu, dla temperatury czynnika grzejącego rzędu 100°C wyniesie około 15°C . Zatem po uwzględnieniu maksymalnej wartości temperatury wody kierowanej do wymiennika ciepła (gdzie schładza się płyn chłodzący korpus silnika), otrzymujemy wartość maksymalną temperatury wody na wylocie z systemu odzysku ciepła (a na wlocie do agregatu absorpcyjnego).

Temperatura maksymalna wody (jako medium grzejącego) kierowanej do agregatu absorpcyjnego (dla rozpatrywanego silnika) wynieść może maksymalnie $94,2^\circ\text{C}$.

Uzyskaną powyższą temperaturę należy zweryfikować z punktu widzenia bilansu energii, z uwzględnieniem dopuszczalnych temperatur w punktach pośrednich obiegu oraz strat ciepła do otoczenia.

3. Parameters of the heating medium possible to get from the gas engine

3.1. Example of analysis for the engine of power output about 1 MW

Data for the analysis (energy balance and operation data taken from the catalogue of producer of Cummins QSK 60 G gas engine, operating at nominal load) are given in Table 1.

Thermal power transferred to the coolant Q_k is described by equation (3),

where: \dot{m}_b – coolant flow rate; T_{b_wlot} – maximum temperature of the coolant at the engine inlet.

Thus the maximum temperature of the coolant at the engine inlet can be calculated using the formula (4).

For given engine one gets:

$$T_{b_wlot} = 95 - \frac{718}{18,94 \cdot 3,51} = 84,2^\circ\text{C}.$$

The heat exchanger (heat recovered from engine walls) is selected to keep the difference between the coolant temperatures at exchanger exit and inlet at the level of about 5°C .

According to this assumption the maximum temperature of the water at exit of the absorption unit for chosen engine is:

$$T_{w_wlot} = 84,2 - 5 \approx 79,2^\circ\text{C}.$$

and it can not be higher for the safety reasons (engine overheating).

The water reduces its temperature by about 15°C in the absorption unit selected with viewpoint of its cost when the heating medium temperature is equal to about 100°C . Thus the maximum temperature of the water (as the heating medium) at inlet of the absorption unit for chosen engine can not be higher than $94,2^\circ\text{C}$. This value should be verified with point of view energy balance taking into account temperature limits at intermediate points of the cycle and heat losses to the environment.

Tabela 1. Dane silnika Cummins QSK 60G

Table 1. Data for Cummins QSK 60G gas engine

Lp. / No.	Wyszczególnienie / Specification	Oznaczenie / Symbol	Jednostka / Unit	Wartość / Value
1	Moc cieplna oddawana do płynu chłodzącego korpus, olej i mieszankę doładowaną na pierwszym stopniu jej chłodzenia / Thermal power transferred to the coolant	Q_k	kW	718
2	Moc cieplna możliwa do odzyskania przy schłodzeniu spalin do temperatury 120°C / Thermal power possible to be recovered during the cooling of exhaust gases to 120°C	Q_s	kW	724
3	Maksymalna temperatura płynu chłodzącego korpus i olej na wylocie z silnika / Maximum temperature of the coolant at the engine exit	T_{b_wylot}	C	95
4	Ciepło właściwe płynu chłodzącego / Specific heat of coolant	c_{p_b}	kJ/kg·K	3,51
5	Gęstość płynu chłodzącego / Coolant density	r_{p_b}	kg/m ³	974
6	Przepływ masowy płynu chłodzącego / Coolant flow rate	\dot{m}_b	kg/s	18,94

Producent silnika określa w swojej karcie katalogowej, strumienie energii, jakie występują w silniku pracującym z obciążeniem nominalnym. Określony jest m.in. strumień ciepła, jaki należy odprowadzić od połączonego obiegu chłodzenia korpusu silnika, chłodnicy oleju oraz pierwszego stopnia chłodzenia mieszanki gazowo powietrznej po sprężeniu. Producent określa również strumień ciepła, jaki teoretycznie można odzyskać schładzając spaliny do 120°C.

Jako, że z reguły nie ma urządzeń o 100% sprawności, tak i w przypadku układu odzysku ciepła należy uwzględnić straty ciepła do otoczenia. Straty te, zależą od grubości i jakości izolacji termicznej, od wielkości powierzchni gorących pozbawionych izolacji, ale również od poziomu temperaturowego nośników ciepła. Dla potrzeb analizy zakładamy, iż:

- około 3% ciepła jakie teoretycznie odzyskiwane jest od korpusu silnika ulegnie dysypacji do otoczenia (temperatura nośników ciepła – rzędu 100°C),
- około 5% ciepła jakie teoretycznie można odzyskać od spalin ulegnie dysypacji do otoczenia (temperatura spalin na wylocie z kolektora wydechowego silnika – rzędu 400 do 500°C).

Zatem suma strumieni ciepła, które można realnie odzyskać (dla rozpatrywanego silnika) wynosi:

$$Q_{\text{calkowite}} = (1 - 0.03) \cdot Q_k + (1 - 0.05) \cdot Q_s = 0.97 \cdot 718 + 0.95 \cdot 724 \approx 1384 \text{ kW.}$$

Biorąc pod uwagę strukturę przepływów masy i energii jak na rys. 1, wartości temperatury płynu chłodzącego silnik, po przepłynięciu przez wymiennik spalinowy i odebraniu ciepła od spalin (T_{p_wym}), powinna być wyższa od maksymalnej temperatury wody wypływającej z systemu odzysku ciepła, wynoszącej w tym przypadku 94,2°C, o co najmniej 5°C. Wartość tej temperatury w rozważanym przypadku wyniesie:

$$T_{p_wym} = T_{b_wylot} + \frac{(1 - 0,05) \cdot Q_s}{\dot{m}_b \cdot c_{p_b}}, \quad (5)$$

$$T_{p_wym} = 95 + (0,95 \cdot 724) / (18,94 \cdot 3,51) \approx 105^\circ\text{C.}$$

Zatem temperatura płynu chłodzącego silnik po odebraniu ciepła od spalin wynosi około 105°C. Wynik ten potwierdza słuszność wcześniej poczynionych założeń, gdyż temperatura wody na wylocie z wymiennika woda-woda ma wynosić nie więcej niż 94°C, a różnica około 11°C zapewnia właściwą wymianę ciepła.

Istnieją na rynku konstrukcje silników gazowych, które są fabrycznie przystosowane do pracy przy wyższych temperaturach korpusu silnika. Przykładem może być seria silników gazowych QSV firmy Cummins, przystosowana do wyższych temperatur. Średnia temperatura korpusu dla tych silników (w wersji wysokotemperaturowej) sięga 105°C.

Powodem, który sprawił, iż producent ten zdecydował się na skonstruowanie (wysokotemperaturowej) serii silników gazowych, nie jest bynajmniej wykorzystanie ich w układach trójgeneracyjnych, a jest ich wykorzystanie do pracy na gazie „surowym”, czerpanym bezpośrednio z otworu

The engine producer gives energy fluxes for the engine operating at nominal load, among them the heat flux which should be carried away from combined cooling cycles such as cooling of engine walls, oil cooler and the first stage of cooling of the compressed gas-air mixture. The engine producer determines also the heat flux, theoretically possible to recover by cooling combustion products to 120°C.

In presented analysis heat losses to environment have to be taken into account. They depend on thickness and quality of thermal insulation, size of hot surfaces without insulation and also on the temperature level of heat carriers. For analysis purposes it was assumed that:

- about 3% of heat, theoretically recovered from engine walls, undergoes dissipation to the environment (temperature of heat carriers about 100°C);
- about 5% of heat, theoretically possible to recover from combustion products, undergoes dissipation to the environment (temperature of combustion products at the exhaust manifold exit is the order of 400÷500°C).

Thus, for the analyzed engine, the sum of heat fluxes really possible to recover is:

$$Q_{\text{calkowite}} = (1 - 0.03) \cdot Q_k + (1 - 0.05) \cdot Q_s = 0.97 \cdot 718 + 0.95 \cdot 724 \approx 1384 \text{ kW.}$$

Taking into account the structure of mass and energy flows (Fig. 1) the temperature of coolant after its flowing through the exchanger and transferring the heat from the combustion products (T_{p_wym}) should be at least 5°C higher than the maximum temperature of water flowing out from the heat recovering system (94.2°C in this case). For the chosen engine heat from the combustion products is given by eq. (5).

Obtained results confirm correctness of earlier given assumptions since the water temperature at the exit of water-water exchanger is to be not more than 94°C and temperature difference about 11°C provides the proper heat exchange.

There are gas engines which are originally adapted to operate at higher temperature of the engine block. Series of Cummins QSV engines adapted to operate in higher temperatures can be an example. Average block temperature of these engines (high temperature versions) reaches 105°C. These engines were first constructed to operate using crude gas with high sulfur content. Increase of the average engine block temperature protects the engine against corrosion because access of sulfur compounds to the liquid water is much difficult at the elevated temperature.

For the trigeneration system it is better if the engine operates at higher temperature of engine block since it leads to reduce costs of refrigerating units, thereby to reduce the total cost of the system too.

Using the method describing above attainable temperatures of heating medium for other engines can be determined. For example, for Cummins QSV 81G of 1556 kW power output the following temperature can be achieved:

- temperature of heating water at the exit of absorption unit (at the inlet of the heat recovering system): 92°C;

wydobywczego. Gaz surowy niejednokrotnie jest wysoce zasiarczony. Podwyższenie średniej temperatury korpusu silnika skutkuje wyższym stopniem ochrony silnika przed złym wpływem związków siarki zawartych w gazie, które to związki przy średniej temperaturze korpusu silnika powyżej 100°C, mają utrudniony dostęp do wody w fazie ciekłej. W silnikach gazowych praktycznie nie jest możliwe uniknięcie śladowych zawartości wody rozpuszczonej w oleju smarnym.

Z punktu widzenia utworzenia układu trójgeneracyjnego im silnik pracuje przy wyższej temperaturze korpusu tym lepiej, gdyż obniża to koszt agregatów chłodniczych a zatem i całkowite nakłady na układ.

Korzystając z metody opisanej wyżej można wyznaczyć osiągalne temperatury medium grzejnego dla innych silników. Przykładowo dla silnika QSV 81G firmy Cummins, o mocy elektrycznej 1556 kWe można osiągnąć następującą temperaturę:

- temperatura wody grzejnej na wylocie z urządzenia absorpcyjnego / wlocie do systemu odzysku ciepła: maks. 92°C,
- temperatura wody grzejnej na wlocie do urządzenia absorpcyjnego / wylocie z systemu odzysku ciepła: max 107°C.

3.2. Wpływ mocy (wielkości) silnika gazowego na wysokość T_g

Na podstawie analizy podobnej do zaprezentowanej powyżej dla silnika QSK 60G uzyskano maksymalne wartości temperatury czynnika wykorzystywanego do zasilania agregatów chłodniczych. Analizie poddano różne typy silników gazowych, o rosnącej mocy w zakresie od 0,4 do 4 MW. Przykładowe wartości podane są w tabeli 2. Dla dużych silników (powyżej 2 MW) wartości temperatury uzyskano z pominięciem ciepła niskotemperaturowego, przyjmując, iż ciepło to będzie wykorzystywane jedynie do celów grzewczych. Z przedstawionych danych wynika, iż w miarę wzrostu mocy silnika, rośnie również uzyskiwana temperatura nośnika ciepła.

W tabeli 3 podano udział ciepła uzyskiwanego ze spalin w całkowitej mocy cieplnej dla wybranych typów silników. Udział ten wpływa zarówno na proporcję ciepła, jaką moż-

– temperatura of heating water at the inlet of absorption unit (at the exit of the heat recovering system): 107°C.

3.2. Influence of power output (size) of the gas engine on the temperature T_g level

On the bases of analysis, similar to that presented above for QSK 60G, the maximum values of medium temperatures T_g using for supplying refrigerating units were obtained. Different gas engines of power output in the range of 0.4–4 MW were analyzed. Exemplary values are given in Table 2. For big engines (more than 2 MW) a low-temperature heat was neglected assuming that it be utilized for heating purposes only. From presented data it follows that obtained temperature of the heat carrier increases as the power output increases.

The share of heat from exhaust gases in the total thermal power for chosen engines is given in Table 3. It influenced on proportion of heat using for heating and cooling purposes as well as on the maximum temperature of the heating water. From presented results it follows that heat amount in exhaust gases in relation to the total heat increases as engine power output increases.

4. Yearly user needs for heat, cooling and electric energy

Thermal load and cooling load of user is shown in Fig. 3 and Fig. 4, respectively. Thermal load of trigeneration system is presented in Fig. 5 and electric power BSC for heat load including heating and cooling in Fig. 6.

Assumptions concerned thermal load significantly affected the economical efficiency of trigeneration system. Figure 5 shows that application of trigeneration system leads to the significant increase of utilization factor of heat generated by the engine.

5. Capital and operating costs

The complete analysis of capital costs was carried out for power unit of 1 MW. For other powers the following approximate formula was used:

$$J = j_0 \cdot \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\alpha-1} \cdot P_1 \cdot n \cdot [0.78 + 0.22 \cdot n^{\alpha-1}],$$

Tabela 2. Wybrane parametry silników oraz maksymalna temperatura wody

Table 2. Engines parameters and maximum water temperature

Producent // typ silnika / Producer// engine	Moc elektryczna / Electric power [kW]	Moc cieplna (wykorzystana do produkcji chłodu) / Thermal Power (using for cooling production) [kW]	Sprawność elektryczna / Electric efficiency [%]	Sprawność cieplna (na chłód) / Thermal efficiency (cooling production) [%]	Możliwa do uzyskania temperatura medium grzejnego / Temperature of heating medium possible to obtain T_g [°C]
MAN E 2842 LE 312	380	453	37,0	44,0	91
Perkins 4016-E61TRS	1000	1185	38,0	46,0	98
CUMMINS QSV81G	1556	1700	38,6	42,2	107
Mitsubishi 12MACH-30G	3800	1763	44,2	21,2	120

na wykorzystać do celów grzewczych i chłodniczych jak i na wartość maksymalnej temperatury wody grzejnej. Z przeprowadzonej analizy wynika, iż ilość ciepła zawartego w spalinach w stosunku do ciepła całkowitego rośnie wraz ze wzrostem mocy silnika.

4. Zapotrzebowanie na ciepło, chłód oraz energię elektryczną przykładowego odbiorcy w ciągu roku

Obciążenie ciepłownicze przykładowego odbiorcy obrazuje wykres na rys. 3, a obciążenie chłodnicze wykres na rys. 4. Obciążenie ciepłownicze bloku pracującego w układzie trójgeneracji przedstawia wykres na rys. 5. Moc elektryczna BSC dla obciążenia ciepłowniczego (łącznie grzewczego i chłodniczego) jest podana na rys. 6.

Powyższe założenia dotyczące obciążenia ciepłowniczego mają istotny wpływ na efektywność ekonomiczną układu trójgeneracyjnego. Z rysunku 5 wynika, iż układ trójgeneracyjny w istotny sposób zwiększa stopień wykorzystania ciepła generowanego w silniku.

5. Nakłady inwestycyjne i koszty eksploatacyjne

Pełna analiza nakładów inwestycyjnych przeprowadzona została dla bloku o mocy ok. 1 MWe. Dla wyznaczania nakładów inwestycyjnych w przypadku innych mocy skorzystano z przybliżonego wzoru:

$$J = j_0 \cdot \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\alpha-1} \cdot P_1 \cdot n \cdot [0,78 + 0,22 \cdot n^{\alpha-1}],$$

gdzie: J – całkowite nakłady inwestycyjne poniesione na siłownię BSC, j_0 – jednostkowe nakłady inwestycyjne dla mocy P_0 , α – wykładnik, dla instalacji energetycznych, $\alpha = 0,75-0,80$, n – liczba jednostek, P_0 , P_1 – moc odniesienia, dla któ-

Tabela. 3. Udział ciepła ze spalin w całkowitej mocy cieplnej uzyskiwanej z silników

Table 3. Share of heat recovered from exhaust gases in total heat recovered from engines of various types

Producent // typ silnika / Producer// engine	Moc elektryczna / Electric power [kW]	Całkowita moc cieplna, możliwa do odzyskania od silnika ^{*)} / Total thermal power possible to recover from engine ^{*)} Q_c [kW]	Całkowita ilość ciepła możliwa do odzyskania od spalin wylotowych / Total heat possible to recover from exhaust gases Q_s [kW]	Iloraz Q_s/Q_c
MAN E 2842 LE 312	380	448	225	0,502
Perkins 4016-E61TRS	1000	1171	640	0,546
CUMMINS QSV81G	1556	1684	950	0,564
Mitsubishi 12MACH-30G	3800	2769	1727	0,624

^{*)} nominalnie obciążonego, z uwzględnieniem strat ciepła do otoczenia / nominal load, heat losses taken into consideration

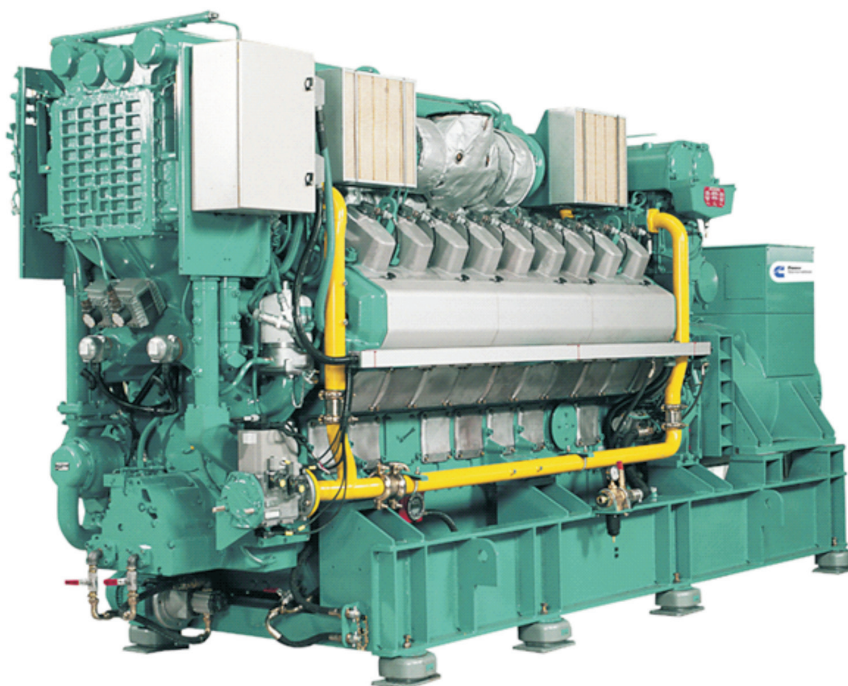
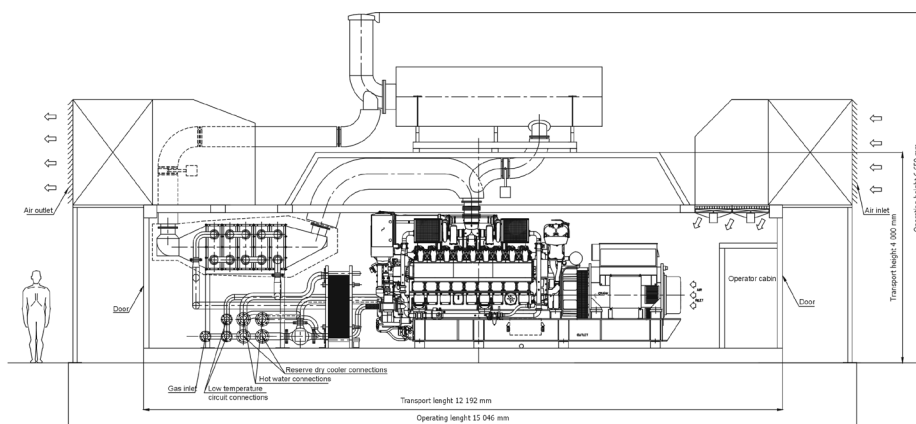
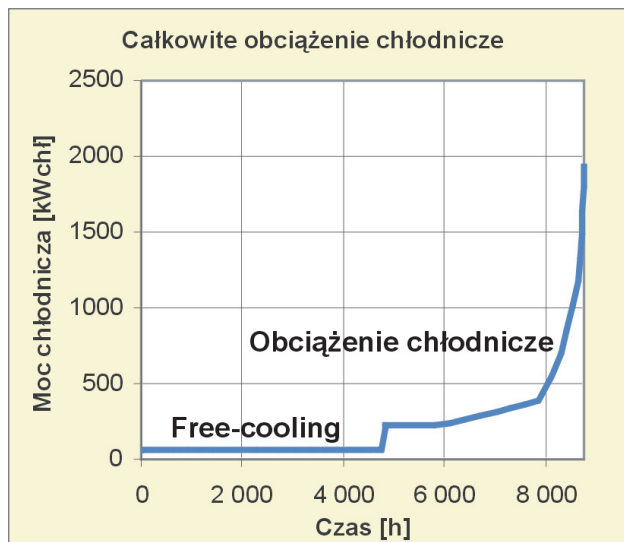


Fig. 2. Containerized cogeneration system – 1.75/1.96 MWe/MWq; a) drawing of complete system, b) generating set



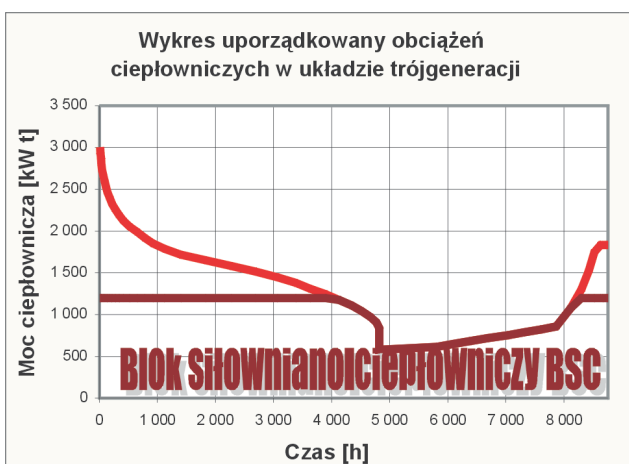
Rys. 3. Wykres uporządkowany obciążeń cieplowniczych przykładowego odbiorcy

Fig. 3. Diagram of heat loads for user



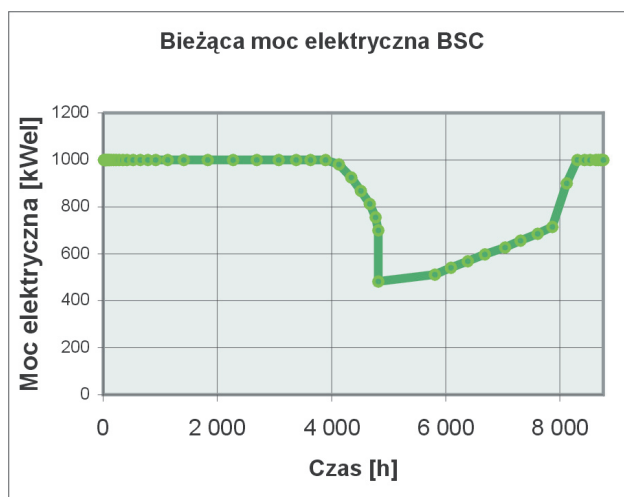
Rys. 4. Wykres uporządkowany obciążeń chłodniczych przykładowego odbiorcy

Fig. 4. Diagram of cooling loads for user



Rys. 5. Wykres obciążeń cieplowniczych w układzie trójgeneracyjnym z podziałem na BSC i źródło szczytowe

Fig. 5. Diagram of heat loads of cogeneration unit and peak source in trigeneration system



Rys. 6. Moc elektryczna BSC regulowanego wg zapotrzebowania na ciepło

Fig. 6. Diagram of electrical loads of cogeneration system regulated according to heat needs

rej nakłady jednostkowe są znane, równe j_0 i moc rozpatrywanego BSC.

5.1. Nakłady inwestycyjne na kompletny blok trójgeneracyjny o mocy 1 MWe

Nakłady inwestycyjne na układ trójgeneracyjny o mocy elektrycznej P_0 równej 1 MW podano w tabeli 4. Dla układów o innych mocach nakłady określano z przybliżonego wzoru podanego powyżej.

5.2. Koszty eksploatacyjne

Koszty eksploatacyjne bloku trójgeneracyjnego można podzielić na następujące główne składniki:

where: J – total capital costs; j_0 – capital costs per kW for unit of power P_0 ; α – exponent, for electric system $\alpha = 0.75$ – -0.80 ; n – number of units; P_0, P_1 – reference power for which the unit capital costs j_0 are known, and power of considered BSC, respectively.

5.1. Capital costs for complete trigeneration block of 1 MW electric power

Capital costs for trigeneration system of 1 MW electric power are given in Table 4. For systems of other powers the costs were determined using approximate formula given above.

- koszty paliwa – do analizy przyjęto, iż średnia cena gazu wynosi 0,744 zł/Nm³, łącznie z opłatą stałą za moc zamówioną jak również z opłatami zmienną i stałą za usługę przesyłową;
- koszty przeglądów, remontów, materiałów eksploatacyjnych i bieżącej obsługi BSC – na podstawie danych firmy specjalizującej się w budowaniu oraz serwisowaniu układów kogeneracyjnych, wyznaczono wskaźnikowy koszt przeglądów bieżących i remontów planowanych układu skojarzonego; wynosi on około: 28 zł/MWh;
- koszty serwisu i materiałów eksploatacyjnych kotła szczytowego – koszty eksploatacyjne gazowego kotła szczytowego, przyjęto na poziomie 2,5 zł/GJ wyprodukowanego ciepła;
- koszty serwisu i materiałów eksploatacyjnych agregatu absorpcyjnego oraz jego systemów – przy uwzględnieniu kosztu energii elektrycznej zużywanej przez agregat oraz wentylatory wieży chłodzącej, w przeliczeniu na 1 kWh wyprodukowanego chłodu, przyjęto na poziomie 0,04 zł/kWh;
- koszty serwisu i materiałów eksploatacyjnych szczytowego agregatu sprężarkowego oraz jego systemów – przy uwzględnieniu kosztu energii elektrycznej zużywanej przez agregat oraz wentylatory wieży chłodzącej, w przeliczeniu na 1 kWh wyprodukowanego chłodu, przyjęto na poziomie 0,2 zł/kWh.

6. Wyniki ekonomiczne

Na podstawie przyjętych założeń oraz danych dotyczących produkcji energii elektrycznej, ciepła i chłodu i zużycia paliwa obliczono wartość NPV oraz jednostkowy koszt chłodu dla układu trójgeneracyjnego. Wartości NPV przedstawiono na rysunku 7 w funkcji udziału energii elektrycznej, zużywanej na pokrycie własnych odbiorów elektrycznych. Pozostała część energii sprzedawana jest do systemu elektroenergetycznego. Przyjęto cenę energii odpowiednio 270 i 140 zł/MWh. Koszt chłodu w funkcji współczynnika skojarzenia alfa dla różnych udziałów zużycia prądu przez własne odbiory przedstawia rysunek 8.

Z rysunku 7 wynika, iż dodatni efekt można uzyskać, przy wykorzystaniu przynajmniej 30% wyprodukowanej energii elektrycznej na własne potrzeby liczonej po 270 zł/MWh. Jeżeli cała energia sprzedawana jest do systemu po 140 zł/MWh, inwestycja jest nieopłacalna.

Na rysunku 8 jednostkowy koszt chłodu określony w funkcji współczynnika skojarzenia układu dla różnych udziałów

Tabela 4. Podział całkowitych nakładów inwestycyjnych na poszczególne elementy układu trójgeneracyjnego

Table 4. Total capital cost spent on particular components of trigeneration system

Lp. / No.	Element systemu / System component	Moc / Power P/Q [kW]	Cena / Price [zł]	Nakłady jednostkowe / Unit costs [zł/kW]
1	Gazowy zespół kogeneracyjny, w obudowie dźwięko-izolacyjnej z przyłączem gazowym / Cogeneration gas unit in sound insulation casing with gas attachment	1160/ 1384	2050 000	1767
2	Absorpcyjny agregat chłodniczy z układem chłodzenia / Absorption refrigeration unit with cooling system	850	940 000	1106
3	Szczytowy, sprężarkowy agregat chłodniczy z układem chłodzenia / Peak compressing refrigeration unit with cooling system	1200	1200 000	1000
4	Kotły szczytowe wraz z węzłem ciepłowniczym / Peak boilers with thermal centre	3000	600 000	200
5	Teren, budynek oraz koszt projektu i uzgodnień administracyjno-prawnych / Ground, building, project and law-administration costs	-	250 000	250
6	Razem / Total		5040	4323

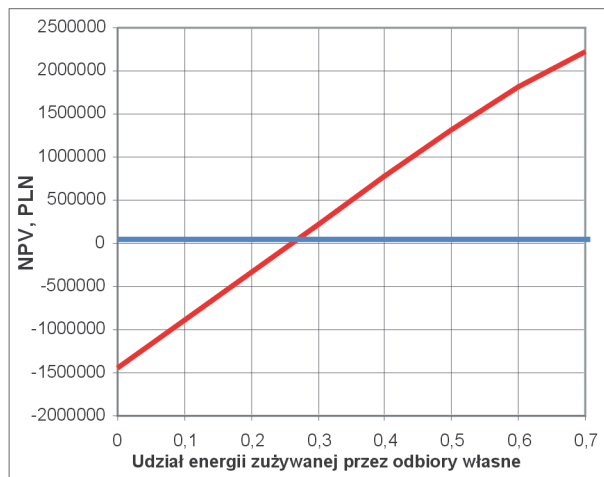
5.2. Operating costs

The main components of operating costs of trigeneration power unit are as follows:

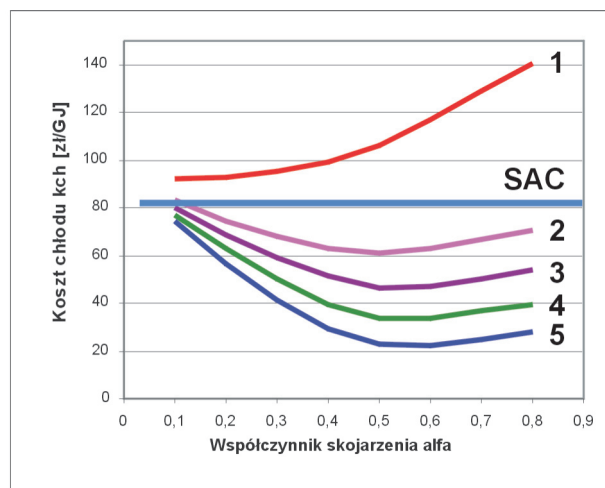
- Fuel cost; it was assumed that average gas price is equal to 0.744 zł/Nm³, including fixed fee for the ordered power as well as changing payments and fixed cost of delivery.
- Cost of inspections, repairs, materials and routine maintenance of BSC; the unit cost of running inspection and planned repairs for cogeneration system was evaluated on the basis of literature data and it is equal to about 28 zł/MWh.
- Costs of service and materials of peak boiler; operating costs of peak gas boiler were assumed to be 2.5 zł/(GJ of generated heat).
- Costs of service and materials of absorption unit and its systems; They were estimated as 0.04 zł/(kWh of generated cooling).
- Costs of service and materials of peak compressing unit and its systems; They were estimated as 0.2 zł/(kWh of generated cooling).

6. Economic results

On basis of given assumptions and data concerning production of electric energy, cooling and fuel consumption the NPV and unit cost of cooling of trigeneration system were calculated. NPV as a function of electric energy share consumed by own users is presented in Fig. 7. Rest of the electric energy is sold to the electro-energetic system. The energy price was assumed as follows: 270 and 140 zł/MWh, respectively. From Fig. 7 it can be seen that the positive effect is possible to achieve if at least 30% of generated energy is consumed by own users, otherwise the investment is unprofitable.



Rys. 7. NPV w funkcji udziału zużycia produkowanej energii elektrycznej przez własne odbiory użytkownika układu trójgeneracyjnego
Fig. 7. Dependence of NPV on electric energy consumed by own users of trigeneration system



Rys. 8. Jednostkowy koszt chłodu w funkcji współczynnika skojarzenia alfa dla różnych udziałów zużycia prądu (u) przez własne odbiory; 1 – $u = 0$, 2 – $u = 0,3$, 3 – $u = 0,4$, 4 – $u = 0,5$, 5 – $u = 0,6$
Fig. 8. Unit cost of cooling as a function of cogeneration factor alpha for various shares of electric energy consumed by own users. 1 – $u = 0,2$, 2 – $u = 0,3$, 3 – $u = 0,4$, 4 – $u = 0,5$, 5 – $u = 0,6$

łów energii zużywanej przez własne odbiory inwestora (lub sprzedawanej innym odbiorcom po 270 zł/MWh).

Z przedstawionej analizy wynika, iż dla uzyskania dodatniego efektu ekonomicznego przynajmniej część energii elektrycznej powinna być sprzedana po wyższej cenie niż tej, którą oferuje dysponent systemu elektroenergetycznego. Uzyskanie wskaźnika powyżej 0,3–0,4 pozwala – w przyjętych warunkach ekonomicznych – uzyskać opłacalność budowy układu trójgeneracyjnego.

Cooling unit cost as a function of cogeneration factor alpha for different energy fraction consumed by own users or sold to other users at higher (270 zł/MWh) price is shown in Fig. 8.

From presented analysis one can conclude that some part of generated electric energy have to be sold at the price higher than that offered by the operator of the electro-energetic system. The alpha factor of order 0.3÷0.4 makes it possible to get profitability of trigeneration system.

Artykuł recenzowany

Skróty i oznaczenia / Abbreviations and Nomenclature

AAC	agregat absorpcyjny / absorption unit
BSC	blok siłowniano-ciepłowniczy / cogeneration system
NPV	zysk / Net Profit Value
SG	silnik gazowy / gas engine

Literatura/Bibliography

- [1] Badyda K., Krzechowicz S.: Możliwości równoczesnej generacji energii elektrycznej, ciepła i chłodu w elektrociepłowniach z silnikami tłokowymi. Ciepłownictwo w Polsce i na świecie, R. X, z. 5–6, 2003.
- [2] Jędra S.: Analiza techniczno-ekonomiczna, celowości wykorzystania elektrociepłowni małej mocy, opartej na gazowym silniku tłokowym do wytwarzania chłodu w układzie trójgeneracyjnym. Praca dyplomowa, Politechnika Warszawska, 2004.
- [3] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1963.
- [4] Skorek J.: Ocena efektywności energetycznej i ekonomicznej gazowych układów kogeneracyjnych małej mocy. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [5] Smyk A., Pietrzyk Z., Sikora S.: Trigeneracja z wykorzystaniem ciepła sieciowego. Ciepłownictwo w Polsce i na świecie, R. IX, z. 7–8, 2002.
- [6] Dane techniczno-ekonomiczne firmy Horus-Energia.

Mgr inż. Sylwester Jędra – Manager Gas Gen-Set and CHP Department, P.P.U.H. Horus-Energia Sp. z o.o., Warszawa.

Mr Sylwester Jędra, MSc – Manager Gas Gen-Set and CHP Department, P.P.U.H. Horus-Energia Sp. z o.o., Warszawa.



Dr inż. Adam Smyk – Instytut Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej, Warszawa.

Mr Adam Smyk, PhD – Assistant Professor, Institute of Heat Engineering, Warsaw University of Technology.

