

nia. Uwarunkowane jest to zmienną temperaturą otoczenia oraz minimalną temperaturą skraplania, przy której sprężarka może pracować bez obawy o jej żywotność.

Na wartość efektywności sezonowej wpływają głównie takie czynniki zewnętrzne, jak:

- temperatura otoczenia (w zależności od lokalizacji),
- nadwyżka nad temperaturą otoczenia (w przypadku sprężarek),
- temperatura skraplania,
- minimalna temperatura skraplania,
- charakterystyka skraplacza (w przypadku agregatów skraplających),
- wymagana wydajność chłodnicza,
- czas pracy sprężarki w ciągu doby.

Wyjaśnienie zagadnienia sezonowości wraz z wytycznymi do obliczania wskaźnika ESEER przedstawia rysunek 2, z którego wynika, że zmienne warunki pracy urządzenia występują ciągle, zarówno w okresie dobowym, jak i rocznym. Dodatkowo, co jest typowe np. dla systemów klimatyzacyjnych, występują zmienne obciążenia cieplne systemu. Rysunek ten pokazuje, że praca przy pełnym obciążeniu zakładanym w procesie projektowania (100% wydajności systemu) trwa bardzo krótko, zaledwie 3% czasu późniejszego użytkowania urządzenia. Najdłużej, bo aż 41% czasu system pracuje przy obciążeniu 50%, 33% czasu pracy przypada na 75% wydajność, a 23% czasu pracy występuje przy obciążeniu równym 25% obciążenia nominalnego.

Od czerwca 2006 roku wszyscy producenci chillerów, którzy poddają swoje wyroby certyfikacji Eurovent-u są zobowiązani do obliczania i podawania wskaźnika ESEER, ponieważ urządzenia klimatyzacyjne, podobnie jak domowe urządzenia elektryczne, posiadają klasy energetyczne. Istnieje 7 klas wydajności od A (najwyższa wartość ESEER) do G (najniższa wartość ESEER), [11]. Oczywiście, im wyższa wartość interesującego nas wskaźnika, tym urządzenie jest bardziej efektywne energetycznie. Zgodnie z rysunkiem 2, podczas eksploatacji systemu, warunki otoczenia

(najbardziej wymagające) na podstawie których w procesie projektowania przeprowadza się dobór poszczególnych jego elementów występują bardzo rzadko.

Obliczanie efektywności energetycznej zgodnie z obecnymi regulacjami [14], powoduje potrzebę uwzględnienia wag występujących odpowiednio przy danym obciążeniu, do których adekwatnie dobiera się wydajność chłodniczą i moc elektryczną (tab.1).

Tabela 1 Wartości wag do danego obciążenia w danej temperaturze otoczenia [6]

T otoczenia [°C]	Obciążenie	Waga
35°C	100%	0,03
30°C	75%	0,33
25°C	50%	0,41
20°C	25%	0,23

Zostało to przedstawione na poniższym przykładzie, gdzie w tabeli 2 zestawiono dane do obliczenia wskaźnika ESEER.

Wartość wskaźnika ESEER w przypadku danych wag oblicza się według zależności:

$$ESEER=A \cdot EER_A+B \cdot EER_B+C \cdot EER_C+D \cdot EER_D$$

gdzie:

A, B, C, D – wagi podane w tabeli 1 dla poszczególnych obciążeń.

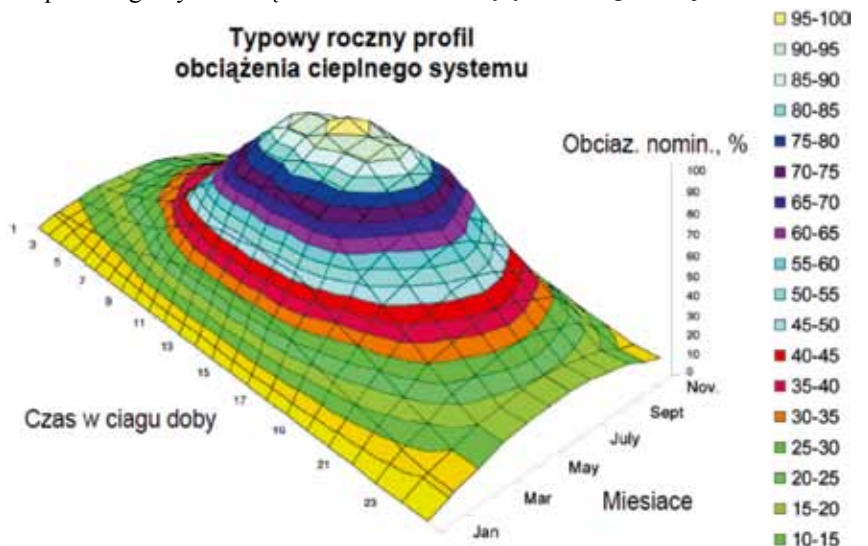
$$ESEER = 0,03 \cdot 2,56 + 0,33 \cdot 3,29 + 0,41 \cdot 4,11 + 0,23 \cdot 4,45$$

$$ESEER = 3,871$$

2. DOBÓR SPRĘŻARKOWYCH URZĄDZEŃ CHŁODNICZYCH WRAZ Z PRZYKŁADEM ICH ZASTOSOWANIA W DUŻYM OBIEKCIE HANDLOWYM

Przy wyborze urządzenia sprężarkowego ważne jest zwrócenie uwagi nie na sam koszt zakupu, lecz także na koszty zużycia energii elektrycznej (np. ok. 35% zużycia całej energii elektrycznej w supermarkecie), które są tym niższe im niższa jest średnia temperatura skraplania w okresie eksploatacji urządzenia. Dzięki znajomości zagadnienia sezonowej efektywności energetycznej możliwe jest oszacowanie kosztów zużycia energii elektrycznej. Wycena kosztów jej poboru stwarza przede wszystkim możliwość rzetelnego porównania kilku alternatywnych rozwiązań i pozwala dokonać wyboru rozwiązania najbardziej korzystnego, które oprócz wysokiej jakości i niezawodności charakteryzować się będzie najniższymi kosztami zużycia energii elektrycznej, a tym samym najniższymi kosztami eksploatacji.

Do określenia wyżej wymienionych kosztów, niezbędne jest obliczenie sezonowej efektywności energetycznej danego urządzenia. Kalkulację taką można przeprowadzić w oparciu o wytyczne organizacji ASERCOM



Rys. 2 Typowy roczny profil obciążenia cieplnego systemu klimatyzacyjnego [6]

Tabela 2. Obliczanie wartości wskaźnika ESEER [14]

Temperatura otoczenia [°C]	Wielkość	Obciążenie cieplne			
		100%	75%	50%	25%
35	wydajność chłodnicza	153,7	116,8	81,5	38,4
	moc elektryczna	60	43,8	26,9	14,2
30	wydajność chłodnicza	166,3	126,4	88,1	41,6
	moc elektryczna	53,9	39,4	24,2	12,7
25	wydajność chłodnicza	176,3	134	93,4	42,9
	moc elektryczna	48,9	35,8	22	11,9
20	wydajność chłodnicza	185	137	93	50
	moc elektryczna	43,8	32,8	20,7	10,9
	EER	2,56	3,29	4,11	4,45

używając odpowiedniego algorytmu, w skład którego wchodzi:

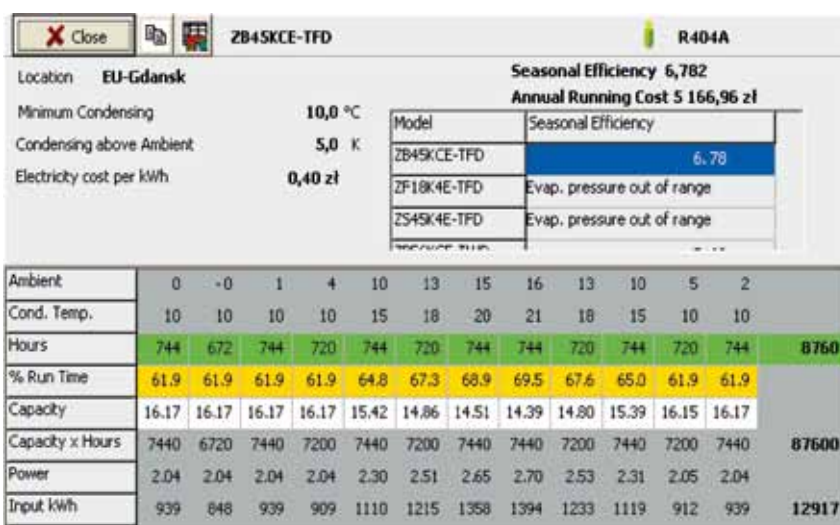
- ilość godzin w danym miesiącu w [h],
- wyznaczona wydajność chłodnicza w [kW],
- wyznaczony pobór mocy w [kW],
- godzinowy czas pracy w [h] i/lub [%],
- sezonowa wydajność chłodnicza w [kWh],
- sezonowy pobór mocy w [kWh],
- efektywność sezonowa.

Szczegółowe informacje na ten temat można znaleźć w zaleceniach dotyczących wyznaczania sezonowej efektywności sprężarek i agregatów skraplających, umieszczonych na stronie internetowej organizacji ASERCOM [13].

Dla przykładu sprężarkowe urządzenia chłodnicze dobrano dla dużego obiektu handlowego, w którym zwykle wyróżnić można dwa obiegi:

- a) **średnotemperaturowy** przeznaczony do klimatyzacji, dla którego przyjęto następujące założenia:
- wydajność chłodnicza **60 kW**,
 - temperatura parowania -10°C ,
 - temperatura skraplania $+45^{\circ}\text{C}$,
 - brak dochłodzenia ciekłego czynnika ($\Delta t_a = 0 \text{ K}$),
 - temperatura czynnika na ssaniu $+20^{\circ}\text{C}$,
 - czynnik chłodniczy R 404A,
 - średniomiesięczna temperatura otoczenia dla Gdańska;

- b) **niskotemperaturowy** do zastosowania w chłodnictwie (w dużych obiektach handlowych jest zawsze co najmniej jedno pomieszcze-



Rys. 3 Szczegółowy roczny koszt eksploatacji sprężarki spiralnej typu ZB 45 KCE [15].

Oznaczenia do rysunku 3:

Seasonal efficiency – współczynnik sezonowej efektywności energetycznej oparty na liczbie godzin pracy wymaganych do osiągnięcia pożądanej wydajności chłodniczej, zakładając identyczne warunki pracy systemu;

Annual Running Cost – roczny koszt eksploatacji;

Minimum condensing – minimalna temperatura skraplania;

Condensing above Ambient – temperatura skraplania powyżej temperatury otoczenia;

Electricity cost per kWh – koszt jednostkowy w kWh;

Ambient – temperatura otoczenia przyjęta dla danej miejscowości (w naszym przypadku jest to Gdańsk);

Condensing Temperature – temperatura skraplania;

Hours – godziny, w których temperatura jest właściwa dla danej lokalizacji, brana z danych pogodowych (Liczba godzin w całym roku wynosi 8760);

Power – wkład mocy wybranego modelu w danej temperaturze skraplania;

Capacity – wydajność chłodnicza wybranego modelu w przedstawionej temperaturze skraplania;

% Run time – ilość godzin wyrażona w procentach, jaką sprężarka musi wypracować, aby osiągnąć wymaganą wydajność chłodniczą. Sprężarka ma za zadanie cyklicznie włączyć się i wyłączyć, i ukazana wartość jest całkowitym czasem jej pracy dla każdego okresu. Jeżeli czas pracy jej jest zbyt krótki w porównaniu z całkowitą ilością godzin w każdym segmencie, oznacza to, że sprężarka bądź skraplacz może być zbyt duży do rzeczywistych potrzeb obiektu;

Capacity x Hours – wartość ciepła uzyskanego podczas właściwego okresu czasu wyrażona w kWh;

Input kWh – całkowita zużyta energia przez sprężarkę dla każdego okresu, która jest pomnożona przez lokalny jednostkowy koszt energii w celu uzyskania rocznego kosztu operacyjnego.

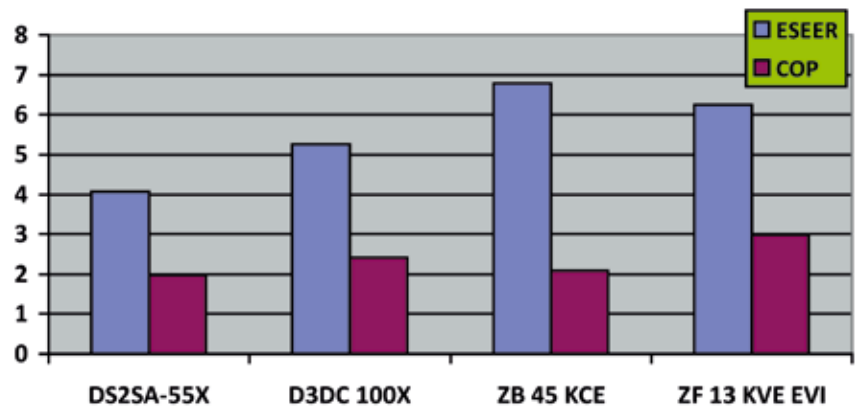
nie przeznaczone na chłodnię dla sprzedawanych towarów), dla którego założono:

- wydajność chłodnicza **22 kW**,
- temperatura parowania -35°C ,
- temperatura skraplania $+40^{\circ}\text{C}$,
- brak dochłodzenie ciekłego czynnika ($\Delta t_a=0\text{ K}$),
- temperatura czynnika na ssaniu $+20^{\circ}\text{C}$,
- czynnik chłodniczy R 404A,
- średniomiesięczna temperatura otoczenia dla Gdańska.

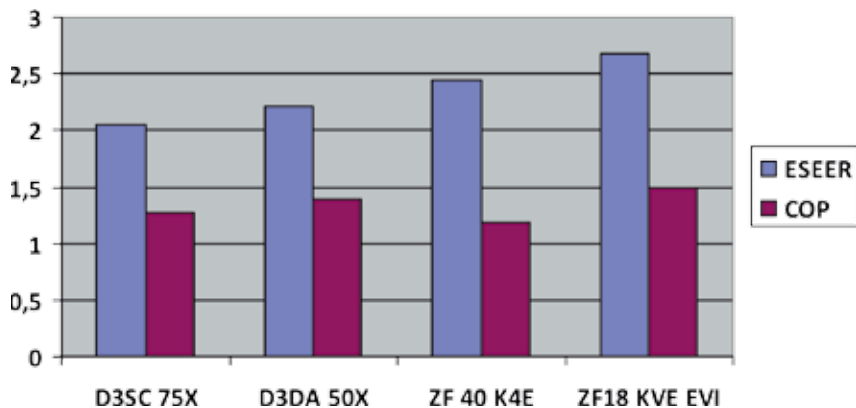
Jak wynika z wyżej przedstawionych założeń, w dużych obiektach handlowych występuje potrzeba dwóch obiegów chłodniczych o wydajności w tym przypadku 22 i 60 kW. Jednak ze względu na szeroki asortyment dostępnych na rynku sprężarek np. firmy Copeland, możliwości doboru w tym zakresie są bardzo duże. W celu uproszczenia rozmaitych i skomplikowanych obliczeń, w niniejszej analizie został wykorzystany program doborowy firmy Copeland o nazwie Copeland Selection Software [15] przeznaczony do obliczania kosztów eksploatacyjnych sprężarek chłodniczych (zgodnie z normą EN 12900), jak również służący do doboru tych urządzeń. Ponadto pozwala on na szybkie znalezienie optymalnego rozwiązania. Poniżej przedstawiono przykład obliczeń kosztów eksploatacyjnych dla pojedynczej sprężarki spiralnej ZB 45 KCE o mocy 10,1 kW wraz z wyjaśnieniem poszczególnych danych i analizą uzyskanych wyników (rys. 3).

2.1 Zespoły sprężarkowe – dobór i koszty eksploatacji

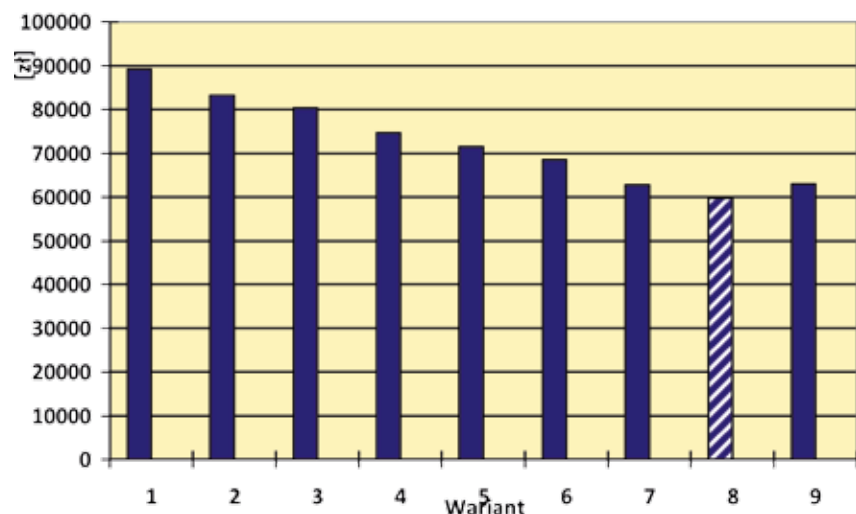
Takie same obliczenia, jak dla sprężarki pojedynczej zostały wykonane dla innych typów sprężarek tego samego producenta. Pozwoliło to na tworzenie różnych konfiguracji zespołów sprężarkowych posiadających odpowiednią wydajność chłodniczą (60 i 22 kW), niezbędną dla średnio- i niskotemperaturowych obiegów w dużym obiekcie handlowym. Na rysunkach 4 i 5 zestawiono wartości wskaźnika ESEER i współczyn-



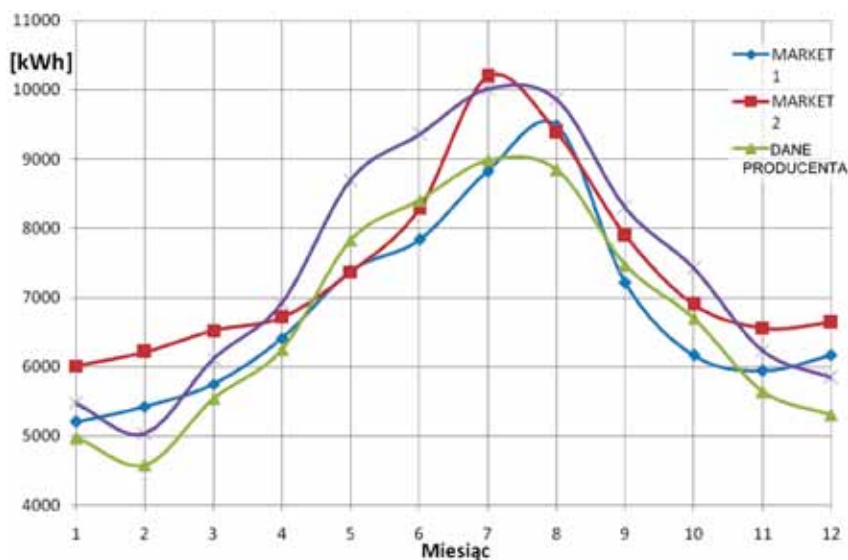
Rys. 4 Wskaźnik ESEER i współczynnik COP dla obiegu średnotemperaturowego, dla wybranych sprężarek firmy Copeland], gdzie: DS2SA-55X – sprężarka tłokowa; D3DC 100X – sprężarka typu Discus; ZB45 KCE – sprężarka spiralna; ZF 13 KVE EVI – sprężarka spiralna z wtryskiem par



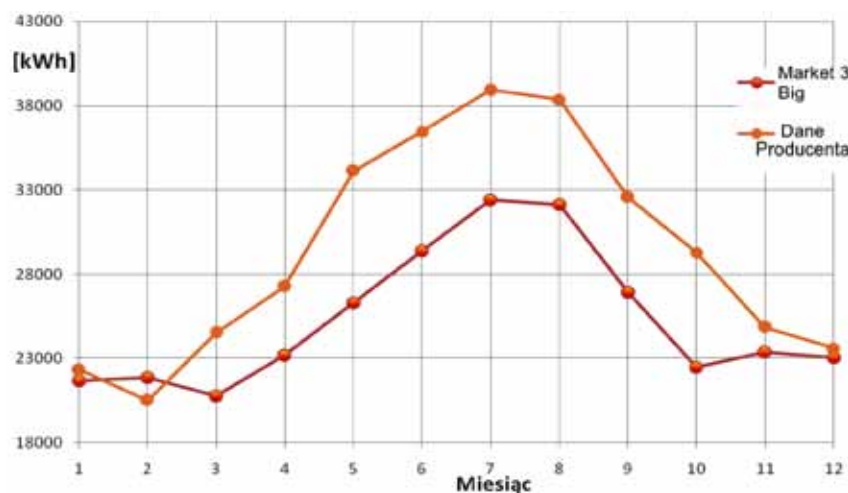
Rys. 5 Wskaźnik ESEER i współczynnik COP dla obiegu niskotemperaturowego, dla wybranych sprężarek firmy Copeland], gdzie: D3SC 75X – sprężarka tłokowa, D3DA 50X – sprężarka typu Discus, ZF 40 K4E – sprężarka spiralna, ZF18 KVE EVI – sprężarka spiralna z wtryskiem par.



Rys. 6 Roczny koszt eksploatacji w zależności od wariantu doboru sprężarek chłodniczych: 1 – sprężarki tłokowe DLL 40X wraz ze sprężarkami tłokowymi D3SC 75X, 2 – sprężarki tłokowe DLL 40X wraz ze sprężarkami spiralnymi ZF 33 K4E, 3 – sprężarki tłokowe DLL 40X wraz ze sprężarkami spiralnymi z wtryskiem par ZF 18 KVE, 4 – sprężarki typu Discus D3DC 100X wraz ze sprężarkami typu Discus D3DA 50X, 5 – sprężarki typu Discus D3DC 100X wraz ze sprężarkami spiralnymi ZF 40 K4E, 6 – sprężarki typu Discus D3DC 100X wraz ze sprężarkami spiralnymi z wtryskiem par ZF 40 K4E, 7 – sprężarki spiralne ZB 45 KCE wraz ze sprężarkami spiralnymi ZF 40 K4E, 8 – sprężarki spiralne ZB 45 KCE wraz ze sprężarkami spiralnymi z wtryskiem par ZF 18 KVE, 9 – sprężarki spiralne z wtryskiem par ZF 13 KVE wraz ze sprężarkami spiralnymi z wtryskiem par ZF 18 KVE.



Rys. 7 Porównanie zużycia energii elektrycznej przez obiekty handlowe o pojemności handlowej do 1000 m³ wraz z nominalnym poborem energii podanym przez producentów urządzeń chłodniczych



Rys. 8 Porównanie zużycia energii elektrycznej przez obiekty handlowe o pojemności handlowej do 5000 m³ wraz z nominalnym poborem energii podanym przez producentów urządzeń chłodniczych

nika COP dla przyjętych do analizy typów sprężarek. Wynika z nich, że najwyższy wskaźnik ESEER, który jak stwierdzono wyżej, ma największy wpływ na koszty eksploatacyjne tych urządzeń, posiada sprężarka spiralna typu **ZB 45 KCE** dla obiegu średnotemperaturowego, natomiast dla układu niskotemperaturowego - sprężarka spiralna z wtryskiem par typu **ZF18 KVE Evi**. Ma to swoje odniesienie w rzeczywistości, jak zostało to przedstawione na rysunku 6, na którym porównano koszty eksploatacyjne analizowanych wariantów. Wszystkie obliczenia można łatwo sprawdzić używając programu dobo-

rowego firmy Copeland [15].

Podsumowując powyższe rozważania i obliczenia można stwierdzić, że najbardziej energochłonnym zespołem urządzeń chłodniczych jest wariant złożony z samych sprężarek tłokowych, a najkorzystniejszym pod względem eksploatacyjnym jest układ, który zapewnia najwyższe wartości wskaźnika **ESEER** i występuje on wtedy, gdy do obiegu średnotemperaturowego zastosowane zostaną sprężarki spiralne typu **ZB 45 KCE**, a w obiegu niskotemperaturowym wysokosprawne sprężarki spiralne

z wtryskiem par typu **ZF18 KVE Evi**. Różnica pomiędzy pozostałymi układami, jeśli chodzi o koszty zużycia energii sięga od około 6 do nawet 45%.

3. PRÓBA OCENY KOSZTÓW ZUŻYCIA ENERGII ELEKTRYCZNEJ W EKSPLOATOWANYCH INSTALACJACH

Ocena kosztów zużycia energii elektrycznej w supermarketach ze względu na różnorodność czynników zwiększających, jak i zmniejszających pobór prądu jest bardzo trudna do przeprowadzenia. Nie wystarczy określić pobór mocy gondoli, lad czy regałów chłodniczych, ponieważ pozostaje jeszcze problem warunków pracy tych urządzeń, a te w zależności od: kubatury obiektu, miejsca lokalizacji (duże lub małe nasłonecznienie, odpowiednie rozmieszczenie), bądź też czasu (lato, zima, okres: świąt, promocji) są różne. Do tego dochodzi większe, bądź mniejsze zużycie energii przez klimatyzację, jak i dodatkowy pobór energii przez niezbędne w dużych obiektach handlowych komory chłodnicze. Wobec powyższego problem oceny kosztów zużycia energii elektrycznej jest bardzo rozległy i wielopłaszczyznowy.

W dalszej części artykułu przedstawiona zostanie próba oceny zużycia energii elektrycznej przez instalacje chłodnicze dużych obiektów handlowych o pojemności odpowiednio 1000 i 5000 m³. Ocena ta polegała na wyliczeniu poboru energii elektrycznej przez główne źródła jej zużycia w instalacji, a należą do nich:

- meble chłodnicze,
- obieg średnotemperaturowy (na użytek klimatyzacji),
- obieg niskotemperaturowy (dla komory chłodniczej).

Możliwości oszczędności energii przez meble chłodnicze nie zostały wzięte pod uwagę w przedstawionej poniżej próbie wyznaczenia kosztów zużycia energii elektrycznej. Warto jednak nadmienić, że wydatek na sumaryczne koszty eksploatacyjne tych mebli może

być niekiedy większy niż koszty pracy klimatyzacji. W analizowanych obiektach występują zwykle dwa obiegi chłodnicze, średnotemperaturowy dla potrzeb klimatyzacji i niskotemperaturowy dla występujących w marketach komór chłodniczych (ich przykładową charakterystykę podano w punkcie 2).

Według programu do obliczania wydajności chłodniczej AIRCONsoft firmy Iglotech [16], dla obiektu o pojemności 1000 m³ charakteryzującego się następującymi danymi:

- temperatura wewnętrzna 22°C,
- miejscowość Gdańsk,
- wymiana powietrza 30 m³/h,
- 70% współczynnik jednoczesności pracy urządzeń i oświetlenia,
- ilość osób równa 140,
- rodzaj aktywności: sprzedawca,
- rodzaj pomieszczenia: dom towarowy,
- miejsce ulokowania: obszar dużego miasta,

występuje zapotrzebowanie wydajności chłodniczej na poziomie **44 kW**. Natomiast dla obiektu o pojemności 5000 m³ z analogicznymi danymi z jedną różnicą w ilości osób (500), zapotrzebowanie wydajności chłodniczej sięga **144 kW**.

Do obliczenia zapotrzebowania na wydajność chłodniczą obiegu niskotemperaturowego posłużono się wskaźnikiem ogólnie przyjętym wśród firm chłodniczych mówiącym, że dla temperatury parowania -35°C przyjmuje się w zależności od warunków od 100 do 140 W na każdy metr powierzchni komory, oczywiście odpowiednio zaizolowanej. Tak więc dla komory o powierzchni **25 m²** obciążenie chłodnicze wynosić będzie **3,25 kW**, a dla komory **120 m²** odpowiednio **16 kW**.

Przedstawione poniżej wartości są danymi otrzymanym z dużej firmy konsultingowej, która na zlecenie sieci supermarketów opracowała bilans poboru energii przez występujące w nich instalacje chłodnicze. Dane te oparte są na rzeczywistych badaniach przeprowadzonych w 2008 roku, dla pracujących urządzeń chłodniczych w wybranych obiektach handlowych. Podane wartości rocznego zużycia energii elektrycznej przez obiekty handlowe

o pojemności handlowej 1000 i 5000 m³, zostały przedstawione w formie graficznej na rysunkach 7 i 8 wraz z porównaniem nominalnych wartości poboru energii, podanych przez producenta zastosowanych w tych obiektach urządzeń chłodniczych.

W analizowanych obiektach instalacje chłodnicze w pełni spełniają swoje założenia, tak więc łatwo można zauważyć, że program do obliczania wydajności chłodniczej, który wskazał dobór większych urządzeń do obiektów o powierzchni 1000 i 5000 m³ dość wyraźnie przewymiarowuje realne jej zapotrzebowanie na poziomie odpowiednio 30% i 15%. Ma to związek z ogólną zasadą dobierania wydajności chłodniczej pod kątem największego możliwego zapotrzebowania na wydajność chłodniczą, a takie warunki występują stosunkowo rzadko (praca przy pełnym obciążeniu zakładanym w procesie projektowania, czyli 100% wydajności systemu trwa zaledwie 3% czasu eksploatacji obiektu).

Oceniając opracowane charakterystyki, w sposób wyraźny da się zauważyć różnice pomiędzy poborem energii przez działające urządzenia chłodnicze, a poborem nominalnym podawanym przez producenta. Zwiększają się one wraz ze zwiększoną powierzchnią obiektów handlowych. Przyczyny takich niezgodności można doszukiwać się między innymi w różnicach przyjętych temperatur otoczenia w programie i występujących w rzeczywistości, czy też innych warunków pogodowych (nasłonecznienie, wiatr). Jednak najistotniejszym czynnikiem różnic pomiędzy układem teoretycznym a działającym w warunkach rzeczywistych jest czynnik losowy. Nie pozwala on precyzyjnie wyznaczyć zapotrzebowanie na wydajność chłodniczą i zawsze będzie powodował różnicę między rzeczywistymi i nominalnymi warunkami pracy urządzeń chłodniczych.

UWAGI KOŃCOWE

Przedstawiona w artykule analiza techniczno-ekonomiczna zwraca uwa-

gę na wybór możliwie najkorzystniejszego wariantu zastosowania sprężarek chłodniczych w dużych obiektach handlowych. Została ona przeprowadzona pod względem osiągnięcia możliwie niskiego poziomu zużycia energii elektrycznej, jak również jak największej efektywności układu, przy zapewnieniu wymaganej wydajności chłodniczej. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń można stwierdzić, że układy wyposażone w sprężarki spiralne zużywają dużo mniej energii elektrycznej w porównaniu do sprężarek tłokowych. Wiąże się to ze znacznie wyższym wskaźnikiem ESEER uzyskiwanym dla sprężarek spiralnych.

Charakterystyki zewnętrzne jednoznacznie wykazują przewagę tych sprężarek nad sprężarkami tłokowymi, głównie poprzez ustaloną wydajność chłodniczą w warunkach zmieniającej się temperatury skraplania. Dzięki temu zmniejszona zostaje nadwyżka wydajności chłodniczej urządzenia w okresie zimowym, ułatwione sterowanie i lepszy powrót oleju do sprężarki z uwagi na ustabilizowane natężenie przepływu czynnika w rurociągu ssawnym. Dodatkowo, w okresie letnim zmniejszone jest zagrożenie spadku wydajności, co przekłada się z kolei na większą niezawodność i na mniejszy pobór energii elektrycznej przez sprężarki spiralne.

Porównanie danych katalogowych dotyczących urządzeń chłodniczych i ich weryfikacja z urządzeniami pracującymi w eksploatowanych obiektach pokazuje wyraźnie różnice pomiędzy poborem energii na niekorzyść tych ostatnich. Wynika to z innych założeń przyjętych w fazie projektowania, i innych warunków pracy w okresie użytkowania urządzeń.

Na zakończenie powyższej analizy warto przytoczyć sentencję profesorów Hamela i Prahala z książki „*Competing for the Future*” („Rywalizując o przyszłość”), [2]: „**istotnym krokiem w rywalizacji o przyszłość w firmach jest uzyskanie głębszego niż rywale zrozumienia tendencji i zmian - technicznych, demograficznych, obyczajowych. Umiejęt-**

ność przewidywania pozwala firmie osiągnąć przyszłość przed innymi i uzyskać w niej dominującą pozycję, kierować ewolucją danej gałęzi przemysłu i w ten sposób być panem własnego losu. Sztuka polega na tym, aby dostrzec przyszłość zanim ta nadejdzie.”

Warto więc się zastanowić nad wymianą urządzeń chłodniczych na ich nowe wysokosprawne zamienniki, gdyż urządzenia te na skutek prostszej budowy są obecnie dużo tańsze niż sprężarki tradycyjne. Zapewni to większą niezawodność układów chłodniczych, ale przede wszystkim prowadzi do większych oszczędności przez zmniejszenie kosztów eksploatacyjnych, a to zaowocuje większymi zyskami w dużych obiektach handlowych.

LITERATURA

- [1] Białas M. , Centek L.: Sprężarki chłodnicze, Wyd. PG, Gdańsk, 2003
- [2] Hamel G. , Prahalad C.K.: Competing for the Future, Wyd. Harvard Business School Press Londyn, 1994
- [3] Głowala A.: Sprężarki semihermetyczne marki Copeland. „Chłodnictwo”. 2008, nr 3, str. 34-40
- [4] Głowala A.: Copeland Digital Scroll – zalety zastosowania i metody sterowania. „Chłodnictwo”. 2007, nr 6, s. 32-37
- [5] Głowala A.: Sprężarki spiralne z wtryskiem par. Propozycja Copeland dla nowo-czesnych pomp ciepła. „Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna”. 2007, nr 1, s. 42-45
- [6] Głowala A.: Sprężarki semihermetyczne marki Copeland [cz. 2]. „Chłodnictwo”, 2008, nr 5, str. 16-20
- [7] Głowala A. : Copeland – optymalne rozwiązanie bez względu na zastosowanie. „Chłodnictwo”. 2005, nr 8, s. 12-16
- [8] Głowala A.: Efektywność energetyczna sprężarek. „Chłodnictwo & Klimatyzacja”. 2008, nr 7, s. 82-85
- [9] Głowala A.: Nowa technologia EVI. „Chłodnictwo”. 2005, nr 5, s. 4-10
- [10] Lundqvist P. G.: Najnowsze trendy w urządzeniach chłodniczych supermarketów. „Chłodnictwo”. 2000, nr. 11, s. 8-13
- [11] Voigt A. , Poggi P.: Nowy sposób określania wydajności wytwornic wody lodowej. „Chłodnictwo & Klimatyzacja”. 2007, nr 10, s. 86-90
- [12] Warczak W.: Rozwój konstrukcji sprężarek chłodniczych w okresie ostatnich kilkadziesiąt lat i prognoza dalszych kierunków rozwoju. „Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna”. 2001, nr 1, s. 11-14
- [13] <http://www.asercom.org/>
- [14] http://www.eva.ac.at/publ/pdf/auditac_effect.pdf
- [15] <http://www.ecopeland.com/download.cfm>
- [16] www.iglotech.pl
- [17] program doborowy firmy Copeland Select 6.0

