

BILANS STRAT CIEPŁA NACZEPY CHŁODNICZEJ JAKO PODSTAWA DO PRAWIDŁOWEGO DOBORU AGREGATU CHŁODNICZEGO

Dariusz Góral, Franciszek Kluza, Katarzyna Kozłowicz
Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie

Streszczenie. W artykule scharakteryzowano samochodowe środki transportu chłodniczego na podstawie umowy o międzynarodowych przewozach szybko psujących się artykułów żywnościowych i o środkach transportu przeznaczonych do tych przewozów (ATP). Przeanalizowano proste metody doboru samochodowych agregatów chłodniczych, stwierdzając, że stosowanie do tego celu tabel zawierających tylko zakresy temperatur i wielkość naczepy może prowadzić do błędów. Przedstawiono składniki bilansu strat ciepła naczepy chłodniczej. Stwierdzono, że straty ciepła przez izolację nadwozia zależą przede wszystkim od różnicy temperatur powietrza na zewnątrz ścian nadwozia i wewnątrz przestrzeni ładunkowej oraz od jakości izolacji. Przedstawiono wpływ promieniowania słonecznego i ciepła oddychania owoców i warzyw, a także wpływ czasu otwarcia drzwi podczas wyładunku przewożonego towaru na wymianę ciepła. Zanalizowano błędy możliwe do popełnienia podczas tworzenia cieplnego bilansu środka transportu chłodniczego.

Słowa kluczowe: samochodowy transport chłodniczy, bilans strat ciepła, dobór agregatu chłodniczego

WSTĘP

Oddalenie centrów produkcji rolniczej od rynków zbytu spowodowało gwałtowny rozwój specjalistycznych środków transportu wykorzystywanych do przewozu żywności. Na świecie użytkuje się blisko milion pojazdów z naczepami chłodniczymi i około pół miliona kontenerów chłodniczych, a wartość przewożonych towarów w stanie schłodzonym i zamrożonym wynosi w przybliżeniu 1200 mld dolarów [Anonim 2002].

Samochodowy środek transportu chłodniczego, aby mógł spełniać swoje funkcje, począwszy od obojętności wobec przewożonych towarów poprzez użytkowość, trwa-

Adres do korespondencji – Corresponding author: Góral Dariusz, Katedra Chłodnictwa i Energetyki Przemysłu Spożywczego, Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie, ul Doświadczalna 44, 20-280 Lublin, e-mail: dariusz.goral@up.lublin.pl

łość i odpowiednią wytrzymałość w warunkach eksploatacyjnych, minimalizację ciężaru, poprzez odpowiadanie wymogom higienicznym, cieplnym i innym wytrzymałościowym, a kończąc na niskich kosztach zakupu i eksploatacji, musi być dopuszczony do ruchu drogowego zgodnie z warunkami międzynarodowej umowy ATP (Umowa o międzynarodowych przewozach szybko psujących się artykułów żywnościowych i o środkach transportu przeznaczonych do tych przewozów) [Dz. U. nr 49 poz. 254, 1984]. Umowa podpisana została przez Polskę w 1984 r. Wprowadzono następujący podział środków transportu szybko psujących się towarów:

Izotermiczny środek transportu, którego nadwozie wykonane jest z termoizolujących ścian łącznie z drzwiami, podłogą i dachem, pozwalających na ograniczenie wymiany ciepła między wnętrzem nadwozia i otoczeniem zewnętrznym. Ten środek transportu zaliczany jest do jednej z dwóch kategorii: środek transportu z izolacją normalną charakteryzujący się współczynnikiem przenikania ciepła o wartości nie większej niż $0,7 \text{ W(m}^2\text{K)}^{-1}$ i środek transportu z izolacją wzmocnioną zapewniającą współczynnik przenikania ciepła do $0,4 \text{ W(m}^2\text{K)}^{-1}$;

Środek transportu – **lodownia**, który za pomocą źródła innego niż chłodnicze urządzenie sprężarkowe lub absorpcyjne pozwala obniżać temperaturę wewnątrz opróżnionego nadwozia i następnie utrzymywać ją przy średniej wartości zewnętrznej temperatury $+30^\circ\text{C}$ na poziomie nie wyższym niż $+7^\circ\text{C}$ dla klasy A; na poziomie nie wyższym niż -10°C dla klasy B; na poziomie nie wyższym niż -20°C dla klasy C; na poziomie nie wyższym niż 0°C dla klasy D. Wartość współczynnika przenikania ciepła w naczepach chłodniczych środków transportu klas B i C nie powinna być wyższa niż $0,4 \text{ W(m}^2\text{K)}^{-1}$;

Środek transportu – **chłodnia**, wyposażony w indywidualne lub wspólne dla kilku środków transportu urządzenie chłodnicze pozwalające przy średniej wartości temperatury zewnętrznej $+30^\circ\text{C}$ obniżać temperaturę wewnątrz opróżnionego nadwozia, a następnie stale utrzymywać ją w następujący sposób:

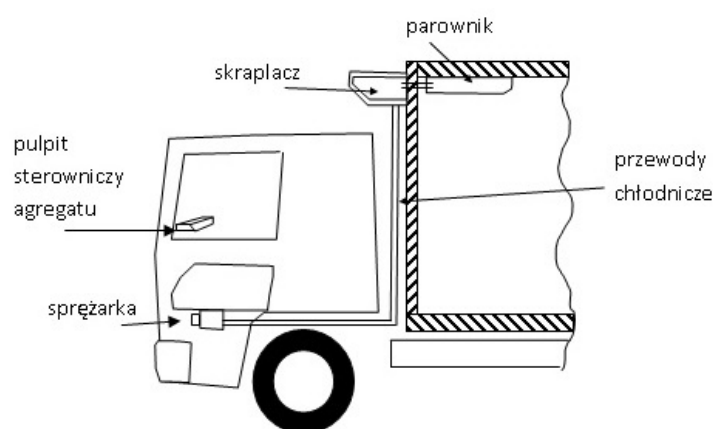
- klasa A – temp. wewnątrz mieści się w zakresie $+12$ do 0°C włącznie,
- klasa B – temp. wewnątrz mieści się w zakresie $+12$ do -10°C włącznie,
- klasa C – temp. wewnątrz mieści się w zakresie $+12$ do -20°C włącznie,
- klasa D – temp. wewnątrz nie jest wyższa niż $+2^\circ\text{C}$,
- klasa E – temp. wewnątrz nie jest wyższa niż -10°C ,
- klasa F – temp. wewnątrz nie jest wyższa niż -20°C .

Wartość współczynnika przenikania ciepła dla środków transportu klas B, C, E, F nie powinna być wyższa niż $0,4 \text{ W(m}^2\text{K)}^{-1}$ [Bogucki 1996].

Konwencja ATP wymusiła na konstruktorach i producentach naczep stosowanie odpowiednich izolacji. Przykładowo w nadwoziach klasy A grubość warstwy izolacyjnej nadwozia zależnie od wykonania wynosi 40 mm, a w lodowniach 80 mm.

Najważniejszym pytaniem przed przystąpieniem do analizy bilansu strat ciepła jest ustalenie przeznaczenia samochodu chłodni. W zasadzie nie istnieją rozwiązania uniwersalne, umożliwiające łatwe przebrojenie samochodu chłodni lub kontenera. Warto także zapytać m.in. o to, jaki rodzaj ładunku będzie przewożony, gdzie będzie towar przewożony i na jaką odległość, jakie są potrzeby i możliwości załadunku – wyładunku towaru oraz najważniejsze o wymagany zakres temperatur, w jakich ładunek ma być przewożony.

Bilans strat ciepła jest podstawą do zaprojektowania chłodniczego układu środka transportu, a prawidłowy dobór agregatów chłodniczych jest decydującym czynnikiem umożliwiającym efektywne wykorzystanie przestrzeni chłodniczych samochodu, gwarantującym optymalne zużycie paliwa oraz jakość transportowanego produktu. Agregaty chłodnicze to urządzenia modułowe składające się ze sprężarki, skraplacza i parownika. Sprężarka, w zależności od wielkości i wydajności agregatu, może być napędzana od silnika głównego pojazdu lub też agregat może być wyposażony we własny silnik elektryczny lub Diesla. Skraplacz umieszczony jest na przedniej ścianie naczepy lub na dachu pojazdu. Natomiast parownik znajduje się we wnętrzu chłodzonej przestrzeni ładunkowej (rys. 1).



Rys. 1. Schemat układu elementów samochodowego agregatu chłodniczego

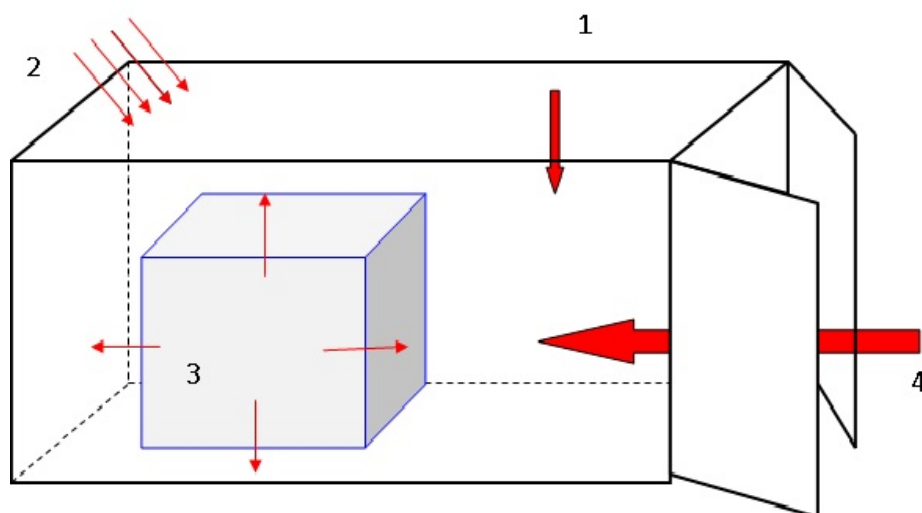
Fig. 1. Scheme of parts arrangement of refrigeration unit

W praktyce inżynierskiej stosuje się dwie metody doboru agregatów chłodniczych: na podstawie wytycznych producenta agregatu albo poprzez obliczeniowe wyznaczenie wydajności chłodniczej agregatu przy uwzględnieniu warunków eksploatacji [Bieńczak i in. 2005].

Pierwsza metoda wymaga jedynie znajomości objętości zabudowy, a w niektórych przypadkach tylko długości nadwozia. Odpowiedni agregat przyjmuje się na podstawie danych zawartych w odpowiednich tabelach. Firma ThermoKing [Bieńczak i in. 2005] podaje wartości wydajności agregatu przyjęte dla transportu produktów w temp. $+6/0^{\circ}\text{C}$ przy założeniu maksymalnej temp. zewnętrznej $+30^{\circ}\text{C}$ i do pięciu otwarć drzwi na godzinę oraz współczynnika przenikania ciepła komory równym $0,50 \text{ W}(\text{m}^2\text{K})^{-1}$. Natomiast do produktów mrożonych przeznaczonych do transportu w temp. -20°C założono maks. temp. zewnętrzną $+30^{\circ}\text{C}$, dwa otwarcia drzwi na godzinę oraz współczynnik przenikania ciepła komory o wartości $0,35 \text{ W}(\text{m}^2\text{K})^{-1}$. Podobne założenia przyjmują również inni producenci samochodowych agregatów chłodniczych. Ponadto w celu uniknięcia pomyłki w doborze agregatu poprzez zły wybór jednostki z tabeli wymagane jest wypełnienie odpowiedniego formularza. W formularzu tym firma montująca agre-

gaty chłodnicze wymaga podania m.in.: danych technicznych samochodu (typ, model, rok produkcji, typ silnika, moc i pojemność silnika), żądanej temperatury w przestrzeni ładunkowej, wymiarów i kubatury przestrzeni ładunkowej, oceny jakości izolacji, cech agregatu (rodzaj zasilania, dodatkowe opcje).

Dobór agregatu chłodniczego na podstawie tabel może prowadzić do grubych błędów, a to może wręcz uniemożliwić transport produktów mrożonych. Szczególnie niebezpieczne mogą być fluktuacje temperatury transportowanych głęboko mrożonych produktów. Przykładowo wzrost temperatury głęboko mrożonych wiśni powyżej -14°C powoduje nieodwracalną utratę jakości produktu [Kraja i in. 2010]. Dokładne obliczenie wydajności chłodniczej agregatu możliwe jest po uwzględnieniu bilansu strat ciepła podczas transportu ładunku. W obliczeniach należy uwzględnić strumień ciepła przenikającego przez izolację nadwozia, wpływ promieniowania słonecznego, strumień ciepła wytwarzanego przez transportowany ładunek i strumień ciepła dostający się do przestrzeni chłodniczej wraz z powietrzem z zewnątrz pojazdu (rys. 2).



Rys. 2. Źródła ciepła niezbędne do uwzględnienia w obliczeniach bilansu strat: 1 – przenikanie ciepła od powietrza zewnętrznego, 2 – promieniowanie słoneczne, 3 – ciepło wydzielane przez produkt, 4 – ciepło związane z infiltracją powietrza w wyniku otwierania drzwi

Fig. 2. Sources of heat which are necessary to take into account in the calculation of the heat lost balance: 1 – heat transfer from the outside, 2 – solar radiation, 3 – heat generated by the product, 4 – the heat associated with the infiltration of air as a result of door opening

Analizując rzeczywisty bilans ciepła, należy stwierdzić, że tylko dwa czynniki, tj. przenikanie ciepła przez izolację nadwozia oraz straty wywołane otwieraniem drzwi, odpowiadają za 85–95% wszystkich strat ciepła podczas transportu chłodniczego. Wpływ promieniowania cieplnego w bilansie strat ciepła podczas transportu produktów mrożonych w słoneczny dzień może wynosić ponad 20% [Cengel 2007].

Strumień ciepła przenikający przez izolację nadwozia zależy przede wszystkim od różnicy temperatur pomiędzy powietrzem na zewnątrz ścian nadwozia a powietrzem wewnątrz przestrzeni ładunkowej oraz od jakości izolacji. Strumień ten można obliczyć ze wzoru:

$$Q_p = k \cdot A \cdot (T_z - T_w) \text{ [W]}$$

gdzie:

- Q_p – strumień przenikającego ciepła (W),
- k – średni współczynnik przenikania ciepła przez ściany nadwozia [$\text{W}(\text{m}^2\text{K})^{-1}$],
- A – powierzchnia ścian nadwozia (m^2),
- T_z – średnia temp. powietrza na zewnątrz nadwozia ($^{\circ}\text{C}$),
- T_w – średnia temp. powietrza wewnątrz nadwozia ($^{\circ}\text{C}$).

Znając materiał izolacji ścian i materiały, z których wykonane jest nadwozie oraz jego grubość, do obliczeń można wykorzystać wzór:

$$Q_p = \frac{\lambda \cdot A \cdot (T_z - T_w)}{x} \text{ [W]}$$

gdzie:

- Q_p – strumień przenikającego ciepła (W),
- λ – średni współczynnik przewodzenia ciepła przez ściany nadwozia [$\text{W}(\text{mK})^{-1}$],
- x – grubość izolacji (m),
- A – powierzchnia ścian nadwozia (m^2),
- T_z – średnia temp. powietrza na zewnątrz nadwozia ($^{\circ}\text{C}$),
- T_w – średnia temp. powietrza wewnątrz nadwozia ($^{\circ}\text{C}$).

Do izolacji produkowanych nadwozi chłodniczych stosowane są różne materiały, takie jak: korek, spieniony polistyren, pianka poliuretanowa i pianka winylowa. Nadwozia chłodnicze buduje się najczęściej z płyt termoizolacyjnych typu „sandwicz”. Materiałami używanymi do budowy płyt termoizolacyjnych są sztywna pianka poliuretanowa oraz styropian (tab. 1). Są to tego samego typu materiały komórkowe.

Pianka PUR jest podstawowym elementem materiałów strukturalnych typu „sandwicz”. Pianka ta wykazuje przewodność cieplną $0,021 \text{ W}(\text{mK})^{-1}$ [Górzyński 1996]. Styropian jest spienionym polistyrenem. Gazem „izolacyjnym” jest tu powietrze, dzięki czemu materiał ten jest niewrażliwy na starzenie się. Jest natomiast wrażliwy na działanie wielu substancji, zwłaszcza rozpuszczalników organicznych. Ponadto konieczne jest stosowanie specjalnych dodatków, aby uzyskać samogaśnienie materiału. Spieniony polistyren charakteryzuje się przewodnością cieplną porównywalną z tą, jaką wykazuje spieniony poliuretan. Wynosi ona $0,033 \text{ W}(\text{mK})^{-1}$ w temp. -20°C dla styropianu ekspandowanego (EPS) i $0,027 \text{ W}(\text{mK})^{-1}$ w temp. -20°C dla styropianu wytłaczanego (XPS) [Górzyński 1996].

Naczepy chłodnicze mogą być wykonywane jako ramowe lub samonośne. Ściany naczepy wykonywane są z płyt warstwowych o grubości warstwy izolującej wynoszącej kilkadziesiąt mm dla ścian i 84 lub 115 mm dla dachu, przy użyciu jako materiału izolacyjnego pianki PUR. Jeśli naczepa ma służyć do przewozu półtuszy, konstrukcja dachu

musi zostać wzmocniona, ponieważ do dachu przymocowane są szyny – przewodnice z hakami do mocowania mięsa. Podłoga naczepy musi być szczególnie wzmocniona i odporna na uszkodzenia mechaniczne, ze względu na wpływ masy wózka widłowego podczas załadunku naczepy. Podłoga musi wytrzymać nacisk osi pracującego wózka o wartości 54 kN. Zazwyczaj jest dodatkowo usztywniona kilkunastomilimetrową sklejką drewnianą lub blachą aluminiową z kołnierzem zachodzącym na ściany. Ściany, podłoga i dach są łączone specjalnie ukształtowanymi zamkami, dzięki czemu naroża mają podobną przenikalność cieplną jak pozostałe części naczepy.

Tabela 1. Wybrane właściwości niektórych materiałów izolacyjnych [Kaleta i Wojdalski 1995, Smykla i Warczak 2001, Sawicki 2009]

Table 1. Chosen thermophysical properties of some insulating materials [Kaleta and Wojdalski 1995, Smykla and Warczak 2001, Sawicki 2009]

Materiał	Gęstość (kg m ⁻³)	Przewodność cieplna [W(mK) ⁻¹]
Korek	119	0,036÷0,041
Włna zwierzęca	50	0,038
Dąb	820	0,198÷0,302
Sosna	550	0,151
Pianka pur	33–50	0,021
Styropian	15–20	0,040
Włna mineralna	35–180	0,039
Aerożel	-	0,017
Panel próżniowy	-	0,004

W ścianach znajdują się specjalne gniazda, w których można umieścić przegrody termiczne. Ścianki te dzielą naczepę na 2 lub 3 części o zróżnicowanych warunkach termicznych. Umożliwia to przewóz dwóch lub trzech ładunków o zróżnicowanych wymaganiach temperaturowych [Rummel 2001].

W tylnej ścianie naczepy umieszczone są zwykle drzwi o grubości 82 mm. Standardowo drzwi wyposażone są w 2 rygle na skrzydło oraz niedzieloną kauczukową uszczelkę.

Średnią powierzchnią A nadwozia – naczepy jest średnia geometryczna powierzchni wewnętrznej A_i i powierzchni zewnętrznej A_e nadwozia:

$$A = \sqrt{A_i \cdot A_e}$$

Określanie obu powierzchni A_i i A_e odbywa się z uwzględnieniem właściwości konstrukcji nadwozia lub nierówności jego powierzchni, takich jak zaokrąglenia, występy dla kół itp. Jeżeli nadwozie jest pokryte blachą falistą, to poszukiwaną powierzchnią jest powierzchnia rzutu tego pokrycia, a nie powierzchnia rozwinięta [Pacyna i in. 1999].

Drugim źródłem ciepła, które należy uwzględnić w bilansie, jest promieniowanie cieplne [Gaziński 2013]. Jego strumień zależy od temperatury i rodzaju powierzchni. Wraz ze wzrostem powierzchni wpływ promieniowania staje się istotnym czynnikiem

bilansu. Ilość ciepła pochłoniętego lub odbitego przez powierzchnię zależy od intensywności promieniowania, koloru i jakości tej powierzchni. Czarne przedmioty o wiele silniej się nagrzewają niż odbijające promieniowanie przedmioty białe. Strumień ciepła promieniowania słonecznego zaabsorbowanego przez powierzchnię można obliczyć z równania

$$Q_s = a_1 \cdot C_0 \cdot A \cdot \Phi \cdot d_a \cdot \left(\frac{T_s}{100} \right)^4$$

gdzie:

- a_1 – zdolność absorpcyjna to wielkość charakteryzująca stopień pochłaniania promieniowania elektromagnetycznego przez to ciało,
- C_0 – stała Stefana-Boltzmann (5,67051 W m⁻² K⁻⁴),
- A – powierzchnia ciała (m²),
- Φ – współczynnik konfiguracji,
- d_a – współczynnik przezroczystości atmosfery (przyjmuje się zazwyczaj 0,82),
- T_s – temp. słońca (K, do obliczeń podaje się 6000 K).

W przypadku obliczeń praktycznych powyższe równanie można uprościć, wprowadzając wielkość zastępczą E_s , którą definiuje się jako energię, jaką zaabsorbowałoby ciało doskonale czarne z promieniowania słonecznego przypadającego na jednostkę powierzchni.

$$Q_s = a_1 A E_s$$

Zdolność absorpcyjna przykładowo dla farby białej wynosi 0,12–0,26, a dla aluminium polerowanego 0,26. Natomiast wartość E_s zależy od zachmurzenia, szerokości geograficznej oraz pory roku i dnia. Wartość tę można odczytać z odpowiednich tablic, np. dla szerokości geograficznej 40° o godzinie 12 przy bezchmurnym niebie E_s przyjmuje się równe 947,9 W/m² [Meinel i Meinel 1976].

Następnym czynnikiem, który wpływa na wydajność chłodniczą jest wpływ ciepła wydzielanego przez przewożony produkt. Jest to szczególnie istotny parametr przy przewozie schłodzonych owoców i warzyw, natomiast w przypadku np. mrożonego mięsa lub przewozu ładunku na krótkich dystansach ten element bilansu można pominąć. Ciepło oddychania daje się w przybliżeniu wyliczyć ze wzoru:

$$Q_r = m q_r$$

gdzie:

- Q_r – ciepło oddychania (W),
- m – masa ładunku (kg),
- q_r – ciepło wydzielane podczas oddychania (tab. 2) (W kg⁻¹).

Kolejnym istotnym elementem bilansu jest ocena wpływu na wymianę ciepła czasu otwarcia drzwi podczas wyładunku przewożonego towaru. Ilość ciepła wymienianego wraz z napływem infiltrującego powietrza zależy przede wszystkim od czasu otwarcia drzwi oraz od tego, czy samochód wyposażony jest w kurtynę paskową. Kurtyna taka

Tabela 2. Ciepło oddychania wybranych świeżych owoców i warzyw [ASHRAE 2001]
 Table 2 The respiration heat of selected fresh fruits and vegetables [ASHRAE 2001]

Produkt	Ciepło oddychania [mW kg ⁻¹]	
	5°C	20°C
Jabłka	13–36	44–167
Truskawki	48–98	303–581
Brokuły	102–475	825–1011
Kapusta	22–87	121–437
Marchew	20–58	64–117
Wiśnie	28–42	83–95
Sałata	39–87	169–298
Kawon	–	51–74
Grzyby	211	782–939
Cebula	10–20	50
Brzoskwinie	19–27	176–304
Śliwki	12–27	53–77
Ziemniaki	11–35	13–92
Pomidory	–	71–120

może obniżyć nawet o około 40% ilość ciepła wnikającego do wnętrza nadwozia [Zwierzycki i Bieńczyk 2006]. Wpływ powietrza infiltrującego na wymianę ciepła można policzyć ze wzoru:

$$Q_i = \frac{C_1 \cdot V \cdot \Delta h}{3,6}$$

gdzie:

C_1 – współczynnik wymiany powietrza wskutek otwarć drzwi,

V – kubatura przestrzeni transportowej (m³),

Δh – różnica entalpii powietrza wewnątrz i na zewnątrz pojazdu (kJ m⁻³).

Wartość współczynnika C_1 można wyznaczyć ze wzoru:

$$C_1 = \frac{\beta \cdot n}{z}$$

gdzie:

β – współczynnik uwzględniający czas otwarcia drzwi (do 1 min $\beta = 0,5$; do 3 min $\beta = 0,6$; do 5 min $\beta = 0,7$),

n – liczba otwarć drzwi w ciągu godziny,

z – czas transportu.

W przybliżonych obliczeniach zalecanych normą DIN 8959 wydajność chłodniczą agregatu można obliczyć ze wzoru [Zwierzycki i Bieńczyk 2006]:

$$q = 0,75 \cdot Q_p$$

Należy pamiętać, że rozładunek wykonuje się przy wyłączonym agregacie chłodniczym. Ponowne uruchomienie powoduje chwilowy wzrost zapotrzebowania wydajności chłodniczej.

PODSUMOWANIE

Dokładne obliczenie strat ciepła w naczepie chłodniczej lub kontenerze jest trudne. Straty ciepła zależą od bardzo wielu czynników, z których część występuje tylko w specyficznych warunkach lub podczas transportu nietypowego. Ponadto wszystkie wzory zakładają, że załadunek schłodzonego lub zamrożonego towaru odbywa się do wcześniej wychłodzonej przestrzeni ładunkowej samochodu. Jak wiadomo, w trakcie eksploatacji jakość i szczelność termicznej izolacji nadwozia znacznie spada. Dlatego też należy zakładać jak najmniej korzystne warunki transportu [Bieńczak i in. 2005]. W obliczeniach nie uwzględniono również wpływu infiltracji powietrza przez nie szczelności. Tymczasem dla dużej ciężarówki przy prędkości jazdy 80 km/h nadciśnienie powietrza na powierzchnię naczepy wynosi 300 Pa. Powoduje to infiltrację powietrza do wnętrza naczepy w ilości średnio 12 l/s [Cengel 2007]. Infiltracja powietrza z zewnątrz powoduje wykraplanie się wilgoci na elementach naczepy, a w przypadku temperatur zamrażalniczych szronienie parownika. Dobierając agregat chłodniczy, należy uwzględnić poprawkę na konieczność odszraniania parownika.

PIŚMIENNICTWO

- Anonim, 2002. A word from the director. Refrigerated transport: what's new? Int. J. Refrigeration. 25, 501–503, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700702000294>.
- ASHRAE, 2001. Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta.
- Bieńczak K., Stachowiak A., Tyczewski P., Zwierzycki W., 2005. Dobór samochodowych agregatów chłodniczych. Chłodn. Klimat. 11, 57–61.
- Bogucki W., 1996. Umowa ATP a krajowy i międzynarodowy drogowy transport chłodniczy. Mat. konf. „Transport żywności na średnie i dalekie odległości”. Warszawa, 145–154.
- Cengel Y.A., 2007. Heat & mass transfer: a practical approach. Tata McGraw-Hill Education.
- Gaziński B. (red.), 2013. Technika chłodnicza dla praktyków: przechowalnictwo żywności. Wyd. II. Systherm, Poznań.
- Górzyński J., 1996. Przemysłowe izolacje cieplne. Wyd. SORUS, Poznań.
- Kaleta A., Wojdalski J., 1995. Technika i gospodarka cieplna. Pytania testowe, wybrane tablice, wykresy i zastosowania w rolnictwie i przetwórstwie żywności. Wyd. SGGW, Warszawa.
- Krala L., Gałązka-Czarnecka I., Irzyniec Z., 2010. Wrażliwość wiśni mrożonych na fluktuacje temperatury składowania. Chłodnictwo 5, 50–55.
- Meinel, A.B., Meinel, M.P., 1976. Applied solar energy: an introduction. Addison Wesley Publishing, Reading.
- Pacyna I., Głogowski W., Schnotale J., 1999. Badanie stabilności eksploatacyjnej izolacji termicznej komór chłodniczych w pojazdach samochodowych. Chłodnictwo 4, 14–16.

- Rummel S., 2001. Zimno w plastiku. Ciężarówka 1(20).
- Sawicki J., 2009. Materiały termoizolacyjne przeznaczone do wysokich temperatur. Izolacje 14(6), 50–55.
- Smykła M., Warczak W., 2001. Izolacje chłodnicze oparte na systemach poliuretanowych spienianych wodą – część 1. Chłodnictwo 3, 30–35.
- Umowa o międzynarodowych przewozach szybko psujących się artykułów żywnościowych i o środkach transportu przeznaczonych do tych przewozów. Dz.U. nr 49 poz. 254, 1984.
- Zwierzycki W., Bieńczak K., 2006. Pojazdy chłodnicze w transporcie żywności. Systherm Serwis.

BALANCE OF HEAT LOSS IN REFRIGERATED TRUCK BODY AS THE BASIS FOR PROPER SELECTION OF REFRIGERATION UNIT

Abstract. The article describes refrigerated transport trucks based on the Agreement on the International Carriage of Perishable Foodstuffs and on the Means of Transport Used for Such Carriage (ATP). A simple methods for choosing the refrigeration unit were discussed, stating that using for this purpose tables containing only the ranges of transport temperature and size of the trailers can lead to errors. The components of heat losses balance of refrigerated trailers are presented. It was found that the heat loss through the insulation body depends primarily on the temperature difference between the air outside of the body wall and the air inside the cargo space and on the quality of the insulation. The effect of solar radiation and fruits and vegetables respiration heat as well as the impact of door opening time during unloading of the transported goods on the heat transfer were discussed. Article completed a summary with analysis of errors possible to commit when creating the heat balance of refrigerated trailers.

Key words: refrigerated transport, heat loss balance, refrigeration unit choosing