

INŻYNIERIA ROLNICZA

Seria: Monografie i Rozprawy

ISBN 978-83-64377-56-3

Dariusz Góral

**Urządzenia chłodnicze
w przemyśle spożywczym**

**Komitet Inżynierii Rolniczej
Polskie Towarzystwo Inżynierii Rolniczej**

Kraków 2023

Polskie Towarzystwo Inżynierii Rolniczej

**Urządzenia chłodnicze
w przemyśle spożywczym**

Dariusz Góral

Kraków 2023

Rada Naukowa Wydawnictwa

Radomir Adamovsky, Czech University of Life Sciences Prague, Czech Republic

Aylin Altan, Mersin University, Turkey

Vlodymyr Bulgakov, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine

Karl-Heinz Dammer, Leibniz-Institute for Agricultural Engineering and Bioeconomy, Germany

Dariusz Dziki, University of Life Sciences in Lublin, Poland

Pavol Findura, Slovak University of Agriculture in Nitra, Slovakia

Dorota Haman, University of Florida, USA

Zuzana Hlaváčová, Slovak University of Agriculture in Nitra, Slovakia

Lisa A. Holden, College of Agricultural Sciences, USA

Ryszard Hołownicki, Research Institute of Horticulture in Skierniewice, Poland

Bruno Huyghebaert, Walloon Agricultural Research Centre, Belgium

Jacek Przybył, Poznań University of Life Sciences, Poland

Alaa Subr, University of Baghdad, Iraq

Bernardo Strasbourg, Pontifical Catholic University of Rio de Janeiro, Brazil

Muhammad Sultan, Bahauddin Zakariya University, Pakistan

Komitet Redakcyjny

Prof. dr hab. inż. Maciej Kuboń – redaktor naczelny

Prof. dr hab. inż. Sławomir Kocira – sekretarz

Recenzenci:

Dr hab. inż. Bogusława Łapczyńska-Kordon - Uniwersytet Rolniczy w Krakowie

Dr hab. inż. Sławomir Obidziński prof. PB - Politechnika Białostocka

Wydawca:

Wydawnictwo „Inżynieria Rolnicza”

Polskie Towarzystwo Inżynierii Rolniczej, Kraków, ul. Balicka 116B

ISBN 978-83-64377-56-3

Druk i oprawa:

NOVA SANDEC

ul. Lwowska 143, 33-300 Nowy Sącz

tel. +48 (18) 547 45 45

e-mail: biuro@novasandec.pl; <http://www.novasandec.pl>

Ark. wyd. 9,5; ark. druk. 9,0

Nakład: 100 egz.

Spis treści:

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ	5
1. WSTĘP	7
2. TEORETYCZNE PODSTAWY PROCESU CHŁODZENIA	11
2.1. Pierwsza zasada termodynamiki	11
2.2. Druga zasada termodynamiki	11
2.3. Urządzenia cieplne	11
2.4. Efekt Joule’a Thompsona	20
2.5. Chłodzenie wykorzystujące zmiany stanu skupienia	21
2.6. Chłodzenie termoelektryczne	21
2.7. Chłodzenie magnetyczne	22
2.8. Chłodzenie termoakustyczne	23
3. TERMODYNAMICZNE PODSTAWY PRACY URZĄDZEŃ CHŁODNICZYCH.	25
3.1. Obiegi chłodnicze jednostopniowe	28
3.2. Bilans energetyczny podstawowych elementów sprężarkowego układu- chłodniczego	27
3.3. Wielostopniowe obiegi chłodnicze	31
3.4. Kaskadowe obiegi chłodnicze	37
4. CZYNNIKI CHŁODNICZE	39
5. ELEMENTY CHŁODNICZYCH URZĄDZEŃ SPRĘŻARKOWYCH.....	43
5.1. Parownik	43
5.2. Sprężarka chłodnicza	52
5.3. Skraplacz	58
5.4. Zawór rozprężny	60
5.5. Armatura i urządzenia pomocnicze	63
6. URZĄDZENIA ABSORPCYJNE.....	65
7. CHŁODZENIE I URZĄDZENIA I APARATY WYKORZYSTYWANE W JEGO TRAKCIE	69
7.1. Chłodzenie w przemyśle rolno spożywczym	69
7.2. Czas chłodzenia	69
7.3. Urządzenia do schładzania owoców i warzyw po zbiorze	71
7.4. Obróbka poubojowa mięsa	76
7.5. Chłodzenie mleka	78
7.6. Chłodzenie ryb	78
7.7. Przechowywanie produktów spożywczych w warunkach chłodniczych	79

8. ZAMRAŻANIE PRODUKTÓW SPOŻYWCZYCH.....	87
8.1. Podstawy teoretyczne zamrażania żywności	87
8.2. Urządzenia zamrażalnicze w przemyśle spożywczym	92
8.3. Zamrażanie owiewowe przy użyciu zimnego powietrza	93
8.4. Zamrażanie metodą fluidyzacji	98
8.5. Modyfikacje fluidyzacji	102
8.6. Zamrażanie kontaktowe	106
8.7. Zamrażanie immersyjne w cieczach niewrzących.....	107
8.8. Zamrażanie w cieczach kriogenicznych	108
8.9. Freezery i urządzenia do hartowania lodów	110
9. ROZMRAŻANIE I ODTAJANIE.....	113
9.1. Rozmrażanie w przemyśle spożywczym	113
9.2. Urządzenia do rozmrażania i temperowania mrożonej żywności	116
9.3. Rozmrażanie immersyjne	117
9.4. Rozmrażanie parowo - próżniowe	117
9.5. Rozmrażanie i temperowanie mikrofalowe	118
9.6. Wykorzystanie fal radiowych.....	119
10. URZĄDZENIA CHŁODNICZE WSPOMAGAJĄCE PROCESY TECHNO- LOGII ŻYWNOSCI	121
10.1. Kriokoncentracja	121
10.2. Liofilizacja	123
10.3. Czyszczenie powierzchni urządzeń za pomocą suchego lodu.....	126
10.4. Temperowanie czekolady i pokrywanie czekoladą	127
10.5. Plastyfikacja mięsa	128
10.6. Kutrowanie mięsa.....	128
10.7. Utwardzanie powierzchni w celu ułatwienia krojenia i dekorowania	129
10.8. Chłodzenie po blanszowaniu, pieczeniu i gotowaniu	129
11. PODSUMOWANIE	131
12. BIBLIOGRAFIA.....	133
Streszczenie	141
Summary	143

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

A	– powierzchnia, m^2
C	– pojemność cieplna, J/K
c	– ciepło właściwe, $kJ/(kg \cdot K)$
COP	– współczynnik efektywności obiegu chłodniczego,
d	– średnica, (m)
EC	– współczynnik energetyczny
g	– przyspieszenie ziemskie, m/s^2
h	– entalpia właściwa, kJ/kg
H	– natężenie pola magnetycznego, A/m
I	– natężenie przepływu prądu, A
k	– współczynnik przenikania ciepła, $W/(m^2K)$
l	– długość, (m)
m	– masa, kg
M	– namagnesowanie układu, A/m
n	– liczba obrotów, 1/min
p	– ciśnienie, Pa, bar
P	– moc, W
Q	– ciepło, J
q	– gęstość strumienia ciepła, W/m^2
S	– entropia, $J/(kg \cdot K)$
T	– temperatura, $^{\circ}C$, K
u	– energia wewnętrzna, J
V	– objętość, m^3
v	– objętość właściwa, m^3/kg
w	– praca, kJ/kg
W	– zawartość wody, kg/kg
x	– stopień suchości,
α	– współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2K)$
ε	– efektywność
μ	– lepkość dynamiczna powietrza, $kg/(m \cdot s)$
η	– sprawność
κ	– wykładnik adiabaty
Π	– współczynnik Peltiera (V, W/A)
ρ	– gęstość, m^3/kg
τ, t	– czas, s
indeksy	
a	– otoczenie, medium,
pow	– powierzchnia,
fr	– front lodowy,
p	– początkowy,
k	– końcowy,
u	– utajony,
t	– teoretyczny.

1. WSTĘP

Produkcja żywności i jej przechowywanie zawsze było ściśle związane z szeroko rozumiętym chłodnictwem. Najdawniejsze znane przekazy stosowania różnych metod chłodzenia pochodzą ze starożytnego Egiptu, gdzie do wachlowania glinianych naczyń z żywnością wykorzystywano niewolników. Stosowano też metodę chłodzenia ewaporacyjnego. Dwa gliniane naczynia o różnej średnicy umieszczano wewnątrz siebie. Pomiędzy naczynia wsypywano piasek. Następnie do piasku wlewano wodę. Całość była przykryta pokrywą. W trakcie parowania woda odbierała ciepło od produktu umieszczonego w mniejszym naczyniu. W starożytnym Rzymie powszechnie wykorzystywano śnieg do schładzania wina. Rzymianie używali również śniegu do tworzenia zimnych deserów (Cheung, 2021). Kolejnym milowym krokiem było wynalezienie mikroskopu w 1683 roku. Doprowadziło to do rozwoju wiedzy na temat wpływu temperatury na rozwój bakterii i pleśni. Ówczesni badacze stwierdzili, że w temperaturach poniżej 10°C rozmrażanie mikroorganizmów ulega znacznemu ograniczeniu, co pozwala na przedłużenie czasu przechowywania produktów rolniczych. W Ameryce północnej na wielką skalę wycinano lód z powierzchni jezior. W roku 1890 produkcja naturalnego lodu wyniosła 25 mln ton (Briley, 2004). Wielka Brytania importowała rocznie 0,5 mln ton lodu z USA i Norwegii. Lód był przykryty słomą i przechowywany w ogromnych drewnianych szopach - chłodniach, gdzie nie rozpuszczał się przez całe lato. W gospodarstwach domowych do przechowywania żywności wykorzystywano specjalne szafki, w których w górnej części umieszczano blok lodu, a w części dolnej żywność (rys. 1). Lód był wymieniany raz na 2 tygodnie. Topniejąca woda zbierała się w specjalnym naczyniu pod spodem szafki.

W XIX wieku odkryto, że szereg cieczy paruje szybciej niż woda, a wiele gazów po sprężeniu staje się cieczą. Dało to podstawy do opracowania urządzenia chłodniczego. Pierwszy patent na urządzenie chłodnicze wydano w 1834 roku Amerykaninowi Jacobowi Perkinsowi na powietrzną maszynę chłodniczą. Jego wynalazek nie wzbudził większego zainteresowania, bo przemysł lodu naturalnego zaspokajał całkowicie ówczesny rynek. Przemysł produkcji lodu naturalnego dobrze funkcjonował w Europie i Ameryce, ale nie w Australii, gdzie zimy nie były wystarczająco chłodne i brakowało możliwości zaspokojenia popytu na lód. John Harrison szkocki drukarz mieszkający w Australii odkrył, że użycie eteru do czyszczenia metalowych płytek z czcionkami powoduje ich schładzanie. W 1858 roku namówił angielskich inżynierów do wykonania „sztucznego urządzenia chłodzącego”. Urządzenie to sprowadził do Australii. Wkrótce otrzymał zamówienie z browaru Bendigo w stanie Wiktoria na wykonanie chłodni (Smith, 1943). W ten sposób chłodzenie piwa było pierwszym na świecie praktycznym zastosowaniem mechanicznego urządzenia chłodniczego. Wkrótce potem w Anglii zaczęły powstawać pierwsze fabryki produkujące sztuczny lód. Fabryki te wykorzystywały w urządzeniach chłodniczych amoniak, który pojawił się na rynku w drugiej połowie XIX wieku. Francuz Ferdinand Carré w 1859 roku zgłosił patent absorpcyjnego urządzenia chłodniczego, w którym czynnikiem chłodniczym był amoniak, a pochłaniaczem woda (Howe, 1909). Pierwsze urządzenia absorpcyjne zbudowała firma Vaas Littman w 1869 roku.

Firma egzystuje od r. 1794.

KRZYSZTOF BRUN I SYN

SKŁAD TOWARÓW ŻELAZNYCH I NARZĘDZI

oraz

Naczyń Kuchennych i Gospodarskich,

w Warszawie,

Plac Teatralny,

polecają:

ŁODOWNIE POKOJOWE

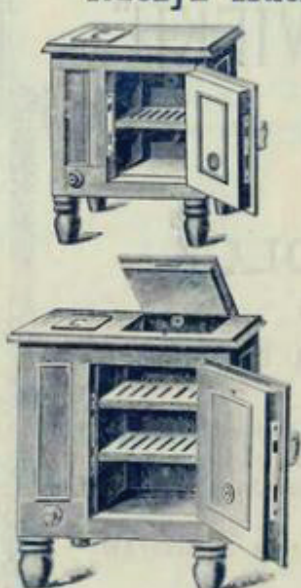
najrozmaitszych rodzajów
i wielkości

od rb. 22 do rb. 100 i wyżej.

MASZYNKI do ROBIENIA ŁODÓW

oryginalne amerykańskie,
z korbą.

od rb. 4,00 do rb. 40,00.



Rys. 1. Reklama lodowni i maszynek do robienia lodów z początku XX wieku. (Kalendarz Wieku, 1901) (domena publiczna)

Duże zasługi dla rozwoju chłodnictwa wniósł niemiecki fizyk i inżynier Carl von Linde, który opracował teoretyczne podstawy konstrukcji urządzeń chłodniczych, a w 1876 roku zbudował pierwsze amoniakalne urządzenie sprężarkowe i w 1879 roku pierwszą domową lodówkę (Howe, 1909). Lodówka ta jednak nigdy nie weszła do powszechnego użytku. Pierwsze powszechnie dostępne lodówki elektryczne wprowadziła na rynek firma General Electric Company w 1926 roku (Hertzmann, 2016).

Amerykański wynalazca Clarence Birdseye w czasie podróży po Labradorze w Kanadzie odkrył, że złowione przez niego ryby przetrzymywane na powietrzu szybko zamarzają. W 1923 roku rozpoczął eksperymenty. Stwierdził on, że najlepszym sposobem zamrażania mięsa jest umieszczenie go pomiędzy zamrożonymi metalowymi płytami. Wkrótce rozpoczął przemysłową produkcję mrozonek w Springfield w USA. Jego firma mroziła 500 ton owoców i warzyw rocznie stając się znana na całym świecie. Sam Birdseye dorobił się dzięki temu wielkiej fortuny (Karwatka, 2016). W latach 30-tych XX wieku zastosowano przemysłowo po raz pierwszy czynniki chłodnicze R12 i R11, co wpłynęło na znaczne obniżenie kosztów wytwarzania urządzeń chłodniczych (Calm i Didion, 1998). Po II Wojnie Światowej nastąpił gwałtowny rozwój chłodnictwa. Związane to było ze zmianami społecznymi, przede wszystkim aktywizacją zawodową kobiet. W 1954 roku w USA, po raz pierwszy sprzedano kompletny, mrożony posiłek. Powstanie zakładów chłodniczych zamrażających żywność wymusiło rozwój transportu chłodniczego. Amerykanin Frederick McKinley Jones stworzył pierwszy bezlodowy, mobilny system chłodzenia mechanicznego. Ta przenośna jednostka chłodząca powietrzem mocowana na zewnątrz ciężarówek była odporna na wstrząsy. Jego system został później zaadaptowany do użytku w wagonach kolejowych i na statkach (Tous-saint-Samat, 2009).

Kolejnym milowym krokiem rozwoju chłodnictwa było wprowadzenie technologii zamrażania fluidyzacyjnego (Desrosier, 2012). Technika ta znacznie skróciła czas zamrażania drobnych owoców i warzyw. Technologia początkowo opracowywaną w laboratoriach wojskowych było suszenie liofilizacyjne. W 1965 roku firma Nestlé wypuściła na rynek Nescafé Gold Blend, pierwszą liofilizowaną kawę rozpuszczalną (Vroman i Russell, 1987). W ciągu następnych kilkunastu lat liofilizacja przyczyniła się do powstania całej masy nowych produktów spożywczych, z których wiele (w tym liofilizowane lody) zostało użyte w programach lotów kosmicznych. Lata 90-te XX wieku to poszukiwanie nowych czynników chłodniczych. Wiązało się to z odkryciem wpływu czynników chłodniczych na powstawanie dziury ozonowej i efektu cieplarnianego (Velders i inni, 2007).

W ciągu ostatnich lat przede wszystkim poszukiwano nowych ekologicznych czynników chłodniczych i opracowywano technologie poprawiające jakość produktów oraz ograniczające zużycie energii. Nowe technologie stosowane do zamrażania obejmują: obróbkę wstępną pulsującym polem elektrycznym, zastosowanie ekstremalnie niskich temperatur, ultraszybkie zamrażanie, wysokie ciśnienie i ultradźwięki, wysokonapięciowe pole elektrostatyczne (HVEF) i częstotliwość radiową oraz wykorzystanie efektów: termoelektrycznych, magnetycznych, termoakustycznych i termoelastycznych. Bardzo niska temperatura i ultraszybkie zamrażanie sprzyjają tworzeniu się i równomiernemu rozmieszczeniu drobnych kryształów lodu w całej zamrożonej żywności co istotnie wpływa na zmniejszenie wycieku zamrażalniczego i poprawę jędrności produktu. Ultrawysokie ciśnienie i zamrażanie wspomagane ultradźwiękami to metody nietermiczne, które skracają czas zamrażania i poprawiają jakość produktu (Hu i inni, 2022; Jia i inni, 2022; Soltani Firouz i inni, 2022).

2. TEORETYCZNE PODSTAWY PROCESU CHŁODZENIA

2.1. Pierwsza zasada termodynamiki

Pierwsza zasada termodynamiki mówi, że zgodnie z zasadą zachowania energii, energia wewnętrzna układu może się zmieniać jedynie dzięki oddziaływaniu z otoczeniem. Energia przekazana na drodze dzięki bezpośrednim oddziaływaniom międzycząsteczkowym układowi lub otoczeniu nazywa się ciepłem (Wiśniewski i Wiśniewski, 2010). Z tej zasady wynika, że w celu schłodzenia jakiegoś obiektu, wystarczy kontakt termiczny między tym obiektem a innym o niższej temperaturze. Ciepło przepływa z obiektu cieplejszego do chłodniejszego. Tym samym ochładzany obiekt staje się zimniejszy. Stąd najprostszym sposobem chłodzenia jest zastosowanie uprzednio ochłodzonych materiałów takich jak: roztwory glikolu, solanki, płyty eutektyczne (Hasnain, 1998).

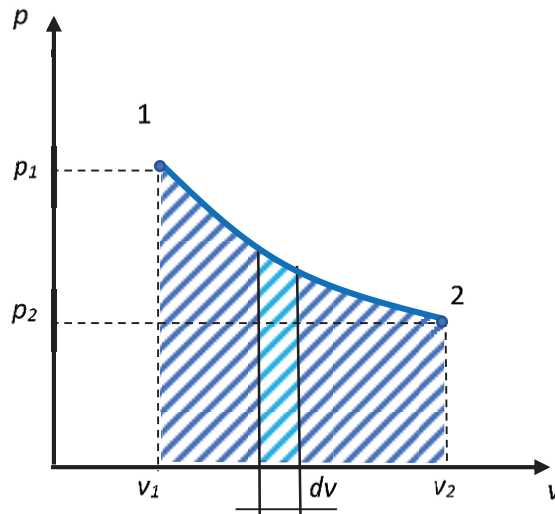
2.2. Druga zasada termodynamiki

Pierwsza zasada termodynamiki a dokładniej mówiąc zasada zachowania energii nie pozwala przewidzieć kierunku przebiegu procesów. Pomocna jest druga zasada termodynamiki, definiująca właściwość termodynamiczną nazywaną entropią. Druga zasada termodynamiki przewiduje, czy dany proces jest wykonalny, czy nie. Istnieje wiele sformułowań drugiej zasady termodynamiki. W przypadku urządzeń chłodniczych najważniejsze sformułowanie mówi, że ciepło nie może spontanicznie przepływać z ciała zimnego do ciała gorącego oraz ciepło może przemieszczać się w ten sposób, jeśli zostanie wykonana praca. Wprowadzając do układu pracę można uzyskać efekt chłodzenia ciała o niższej temperaturze. Działanie urządzeń chłodniczych polega na przenoszeniu ciepła z zimnych obszarów wewnątrz urządzenia do otoczenia na zewnątrz. Kolejne stwierdzenie drugiej zasady termodynamiki mówi, że entropia układu zamkniętego nigdy nie może się zmniejszyć. Urządzenie chłodnicze nie pracuje jako układ zamknięty. Ponieważ, pobrane uprzednio ciepło jest następnie oddawane do otoczenia. Aby uzyskać stan początkowy obiegu chłodniczego konieczne jest odprowadzenie ciepła w takiej ilości, aby entropia czynnika zmniejszyła się do stanu wyjściowego (Białko i inni, 2016).

2.3. Urządzenia ciepłne

Sprężarkowe urządzenia chłodnicze to urządzenia przepływowe. Czynnikami roboczymi w urządzeniach przepływowych są płyny. Z punktu widzenia techniki chłodniczej, najważniejszą cechą fizyczną płynów są ich własności odwracalne. Ponieważ w urządzeniu chłodniczym zadaniem czynnika roboczego jest pobranie ciepła w jednej części urządzenia i oddawanie go w innej części urządzenia. Opisuując makroskopowo płyn definiujemy jego energię wewnętrzną u jako zdolność do oddawania ciepła do otoczenia. Zdolność ta zależy od temperatury, masy i rodzaju substancji. W urządzeniach przepływowych często posługujemy się entalpią właściwą. Entalpia właściwa h jest energią wewnętrzną powiększoną o energię przetłaczania płynu. O ilości energii wewnętrznej, jaka została odebrana lub dodana

płynowi w urządzeniu informują różnice w parametrach stanu. Ciśnienie p i objętość właściwa v określają zmianę energii wewnętrznej na sposób pracy, a temperatura T i entropia s mówią o zmianie tej energii na sposób ciepła. Podczas przepływu w urządzeniu zachodzi ciągła zmiana parametrów stanu z początkowego T_1, v_1, p_1, s_1 do stanu T_2, v_2, p_2, s_2 . Taka zmiana to przemiana termodynamiczna płynu. Przyczyną zachodzenia przemian termodynamicznych są interakcje wewnątrz płynu lub jego oddziaływanie z otoczeniem. Przebieg przemian termodynamicznych obrazowany jest na wykresach temperatura – entropia lub ciśnienie – objętość właściwa. Wykorzystując te wykresy możemy zdefiniować pojęcie pracy i ciepła (rys. 2,3).



Rys. 2. Praca na wykresie $p - v$, p – ciśnienie (MPa), v – objętość właściwa (m^3/kg) (opracowanie własne)

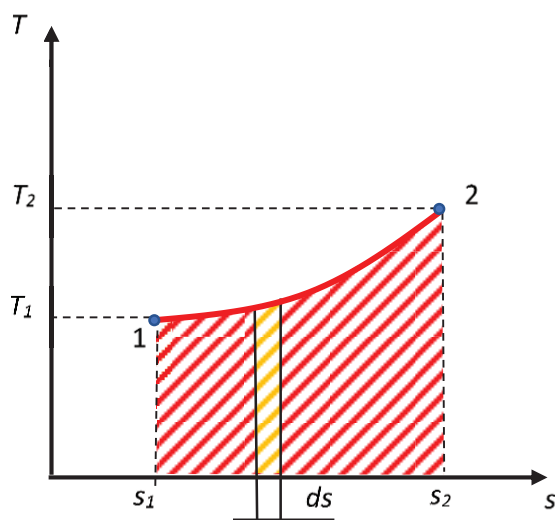
Pole powierzchni pod linią przemiany odpowiada pracy:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p dv \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad (1)$$

gdzie:

- w – praca, (kJ/kg)
- p – ciśnienie, (MPa)
- v – objętość, (m^3)

Analogicznie możemy zdefiniować ciepło:



Rys. 3. Ciepło na wykresie $T-s$ gdzie: T – temperatura (K), s – entropia ($\text{kJ}/(\text{kgK})$) (opracowanie własne)

W tym przypadku pole po linią przemiany odpowiada ciepłu

$$q = \int_{s_1}^{s_2} p ds \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \quad (2)$$

gdzie:

- q – ciepło, (kJ/kg)
- p – ciśnienie, (MPa)
- s – entropia, ($\text{kJ}/(\text{kgK})$)

Suma pracy i pracy przemieszczania jest nazywana pracą techniczną. Praca ta jest określona poprzez wzór (3):

$$w_t = \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \quad (3)$$

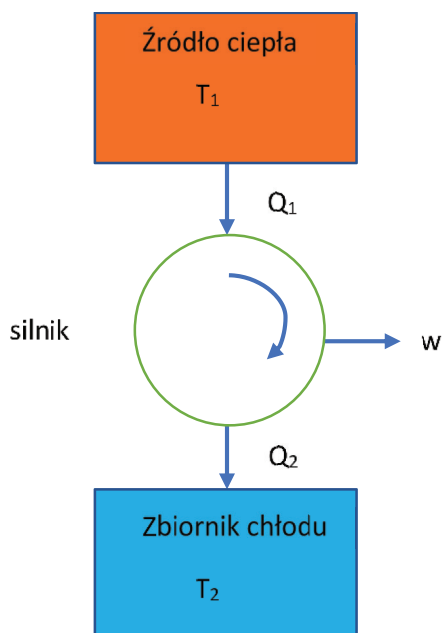
gdzie:

- w_t – praca techniczna, (kJ/kg)
- p – ciśnienie, (MPa)
- v – objętość, (m^3)

Jak zostało już wspomniane, znane są cztery parametry przemian. Determinuje to ilość możliwych do przeprowadzenia przemian. Jeżeli parametrem niezmiennym w czasie przemiany jest ciśnienie p to taka przemiana nazywana jest izobaryczną. Analogicznie dla stałej wartości v istnieje przemiana izochoryczna, dla stałej wartości T przemiana izotermiczna

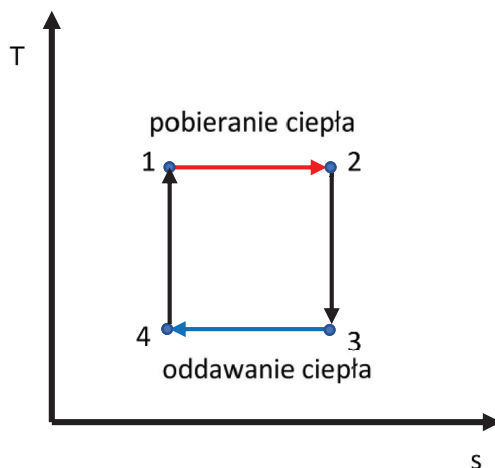
i dla stałej wartości s przemiana izentropowa. W pewnym przybliżeniu przemiany te zachodzą w urządzeniach chłodniczych. Jeżeli odchylenie przemian rzeczywistych od przemian teoretycznych jest małe to oznacza, że czynnikiem roboczym jest gaz doskonały, a przemiany są odwracalne (Micallef, 2014).

Jednym z urządzeń, które działa w cyklach termodynamicznych jest silnik cieplny (rys. 4). Urządzenie to wykonuje pracę kosztem energii pobranej na sposób ciepła z układu. Źródłem wysokiej temperatury może być ciepło uzyskane ze spalania paliw, a zbiornikiem niskiej temperatury może być atmosfera.



Rys. 4. Silnik cieplny w – praca, (kJ), T_1 – temperatura źródła ciepła, (K), T_2 – temperatura zbiornika chłodu, (K), Q – strumień ciepła, (W) (opracowanie własne)

W trakcie każdego cyklu czynnik roboczy pobiera ze zbiornika cieplnego o stałej temperaturze (grzejnik) T_1 ciepło Q_1 i ulega rozprężeniu izotermicznemu. Następnie, czynnik oddaje do zbiornika o stałej, niższej temperaturze (chłodnica) T_2 ciepło Q_2 ulegając izotermicznemu sprężeniu. Zgodnie z drugim prawem termodynamiki sprawność silnika cieplnego $\eta < 100\%$. Najwyższą możliwą sprawnością termodynamiczną silnika cieplnego jest sprawność idealnego cyklu Carnota. Wykres $T - s$ tego obiegu dla silnika cieplnego pokazano na rysunku 5.



Rys. 5. Cykl Carnota idealnego silnika cieplnego (opracowanie własne)

Procesy zachodzące w cyklu Carnota wymagają dostarczenia ciepła o stałej temperaturze (przemiana 1-2), rozprężania izentropowego w warunkach izolacji cieplnej (przemiana 2-3), oddania ciepła w stałej temperaturze (przemiana 3-4) oraz sprężania izentropowego w warunkach izolacji cieplnej (4-1). Wszystkie przemiany teoretycznie są procesami odwracalnymi. Zgodnie z zasadą zachowania energii praca uzyskana w cyklu Carnota równa jest różnicy ciepła pobranego i ciepła oddanego.

$$w = Q_1 - Q_2 \quad (\text{kJ}) \quad (4)$$

gdzie:

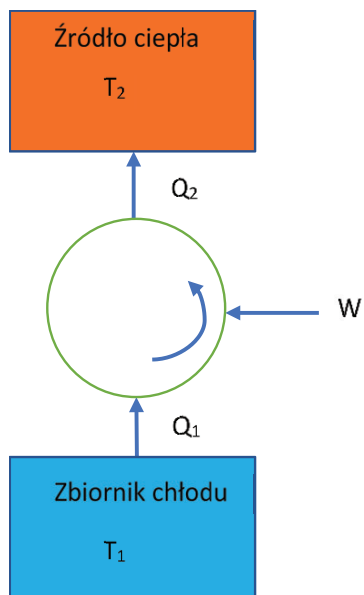
- w – praca, (kJ)
- Q_1 – ciepło pobierane ze źródła ciepła, (K)
- Q_2 – ciepło oddawane do zbiornika chłodu, (K)

W praktyce taki układ jest trudny do zrealizowania. Istnieje możliwość zbudowania odwróconego silnika cieplnego (rys. 6) (Micallef, 2014).

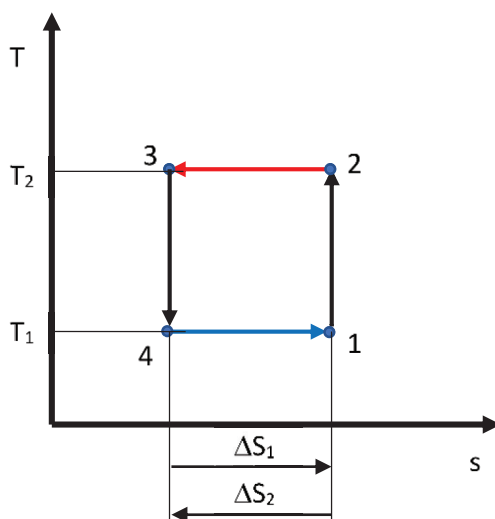
Energia cieplna Q_1 jest przekazywana ze zbiornika niskotemperaturowego do zbiornika wysokotemperaturowego dzięki dostarczonej do układu pracy w . Podobnie jak w przypadku poprzednio omawianych silników cieplnych, cykl Carnota jest najbardziej efektywnym cyklem możliwym do uzyskania. Cykl ten został przedstawiony na rysunku 7.

Podczas obiegu 1-2 idealny gaz jest sprężany z niskiego do wysokiego ciśnienia i temperatury. Ciepło jest następnie oddawane przy stałej temperaturze w przemianie 2-3. Ciśnienie i temperatura maleją w przemianie 3-4, w której można uzyskać pewną pracę. Zgodnie z drugą zasadą termodynamiki:

$$\Delta S_1 = \Delta S_2 \quad (5)$$



Rys. 6. Odwrócony silnik cieplny (opracowanie własne)



Rys.7. Lewobieżny cykl Carnota odwróconego silnika cieplnego T – temperatura (K), s – entropia, (kJ/(kgK)) (opracowanie własne)

Ponieważ obieg jest zamknięty tzn. koniec ostatniej przemiany pokrywa się z początkiem pierwszej przemiany, przyrost entropii obiegu jest równy 0. Obieg pobiera ciepło od otoczenia Q_1 w temperaturze T_1 i oddaje ciepło do otoczenia Q_2 w temperaturze T_2 .

$$Q_1 = T_1 \Delta S_1 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad (6)$$

$$Q_2 = T_2 \Delta S_2 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad (7)$$

gdzie:

- Q_1 – ciepło pobierane od otoczenia, (kJ/kg)
- Q_2 – ciepło oddawane do otoczenia, (kJ/kg)
- T_1 – temperatura dolnego źródła ciepła, (K)
- T_2 – temperatura górnego źródła ciepła, (K)
- ΔS – zmiana entropii, (kJ/(kgK))

W przypadku urządzeń chłodniczych ich efektywność jest określana przez współczynnik COP (Coefficient of Performance).

$$COP = \frac{Q}{\Sigma W} \quad (8)$$

i

$$COP = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} \quad (9)$$

gdzie:

- COP – współczynnik efektywności obiegu chłodniczego,
- Q_1 – ciepło pobierane od otoczenia, (kJ/kg)
- Q_2 – ciepło oddawane do otoczenia, (kJ/kg)

Po podstawieniu za Q_1 i Q_2 odpowiednio ze wzorów (10) i (11) otrzymamy:

$$COP = \frac{T_1 \Delta S_1}{T_2 \Delta S_2 - T_1 \Delta S_1} \quad (10)$$

gdzie:

- COP – współczynnik efektywności obiegu chłodniczego,
- T – temperatura, (K)
- ΔS – zmiana entropii, (kJ/(kgK))

Wiedząc, że różnice entropii są równe

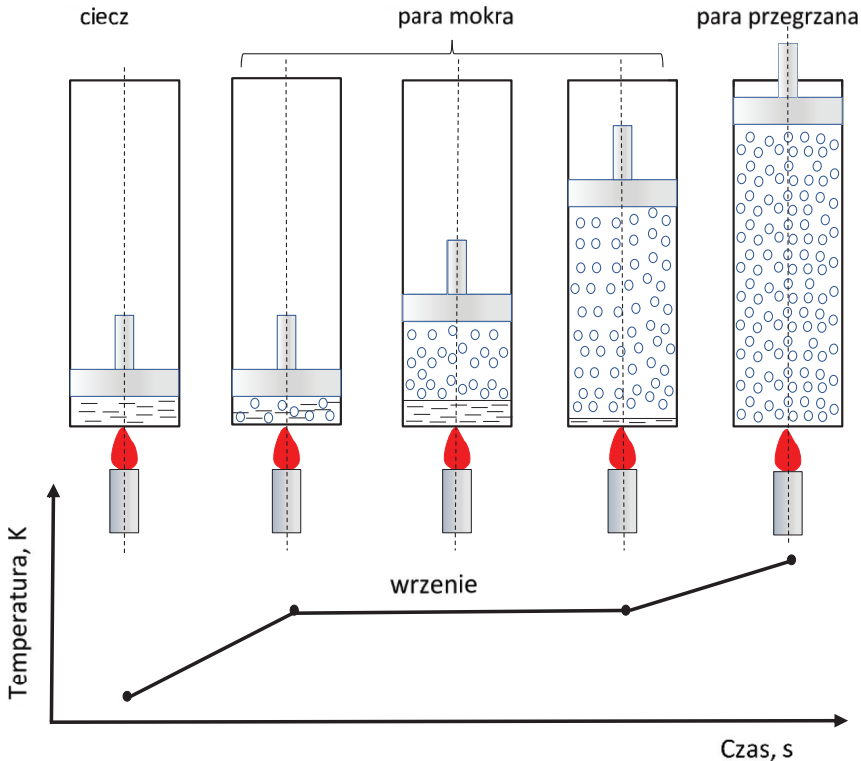
$$COP = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (11)$$

gdzie:

- COP – współczynnik efektywności obiegu chłodniczego,
- T_1 – temperatura dolnego źródła ciepła, (K)
- T_2 – temperatura górnego źródła ciepła, (K)

Współczynnik COP lewobieżnego obiegu Carnota jest funkcją bezwzględnych temperatur źródeł ciepła i nie zależy od rodzaju czynnika. Ponieważ cykl Carnota jest optymalny, to sprawność dowolnego innego cyklu chłodniczego jest niższa. Cykl ten może zostać wykorzystany jako punkt odniesienia dla innych obiegów chłodniczych (Micallef, 2014).

Maszyny przepływowe pracują na czynnikach roboczych. Czynniki te mogą być w stanie ciekłym lub gazowym. Analizując wrzenie cieczy przy stałym ciśnieniu można zauważyć pewne etapy procesu. W pierwszym etapie ciepło dostarczane do układu powoduje wzrost temperatury cieczy (rys. 8).



Rys. 8. Wrzenie cieczy przy stałym ciśnieniu (opracowanie własne)

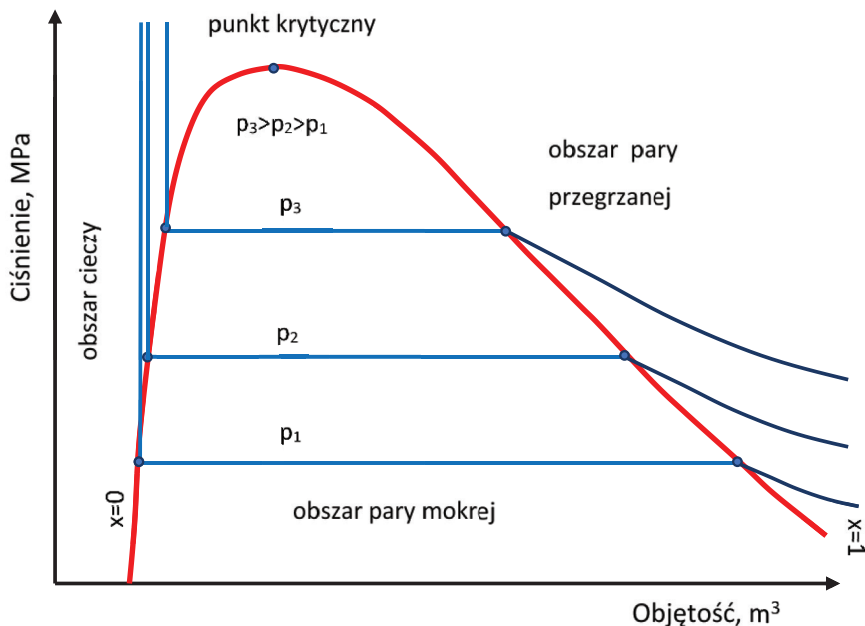
W momencie, kiedy temperatura cieczy osiągnie temperaturę wrzenia (stan 2), ciecz zaczyna wrzeć w całej objętości. Zwykle obserwuje się to jako tworzenie się pęcherzyków w masie cieczy. Dalszy dopływ ciepła powoduje zmianę fazy. Kosztem cieczy przybywa fazy gazowej w postaci pary. Następuje również, znaczny wzrost objętości płynu. Temperatura jest stała i nie zmienia się do momentu, aż ostatnia kropelka cieczy nie zostanie zamieniona na parę. Parę w równowadze z cieczą, nazywamy parą mokrą i definiujemy ją jako stosunek masy pary m_p do masy pary i cieczy m_c . Stąd stopień suchości pary mokrej wynosi (16):

$$x = \frac{m_p}{m_c + m_p} \quad (12)$$

gdzie:

- x – stopień suchości,
- m_p – masa pary, (kg)
- m_c – masa cieczy, (kg)

Temperatura układu może wzrosnąć dopiero od momentu całkowitej zamiany cieczy w parę. Jeżeli zmienimy ciśnienie w układzie to również temperatura wrzenia będzie się zmieniała. Im niższe ciśnienie, tym temperatura wrzenia jest niższa. Zaznaczając punkty początku i końca wrzenia cieczy oraz łącząc je linią ciągłą możemy podzielić wykres na obszary cieczy, pary mokrej i pary przegrzanej (rys. 9). Linia początku wrzenia jest nazywana linią cieczy nasyconej. Z drugiej strony wykresu, linia pokazująca całkowite odparowanie jest nazywana linią pary nasyconej. Te dwie linie łączą się w jednym punkcie nazywanym punktem krytycznym. Powyżej izotermy przechodzącej przez punkt krytyczny, nie istnieje faza ciekła.

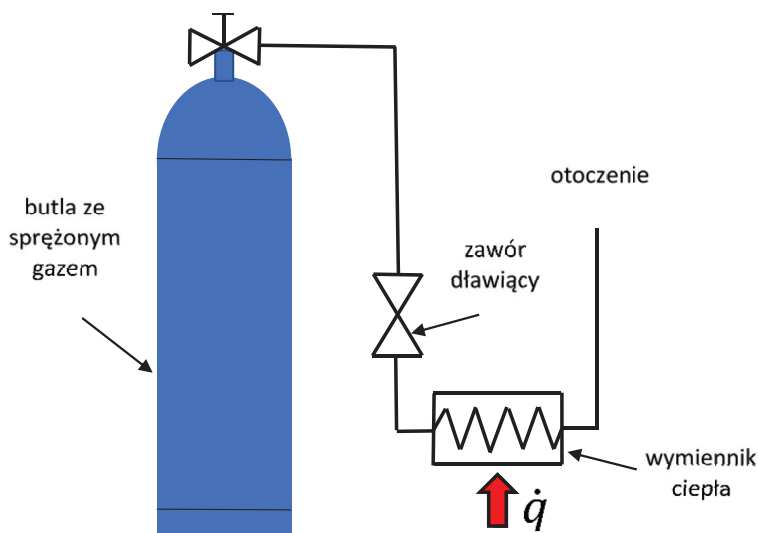


Rys. 9. Wykres fazowy $p - v$ dla układu ciecz – para, p – ciśnienie (MPa), V – objętość (m^3), x – stopień suchości (opracowanie własne)

Ciepło, które jest dostarczane do układu podczas zmiany fazy (kiedy nie następuje zmiana temperatury) nazywane jest utajonym ciepłem parowania. Wraz ze wzrostem ciśnienia utajone ciepło parowania maleje do zera w punkcie krytycznym.

2.4. Efekt Joule’a Thompsona

Istnieje jeszcze kilka innych sposobów na obniżenie temperatury ciał stałych gazów czy cieczy. Jednym z tych sposobów jest wykorzystanie efektu Joule’a-Thomsona. Efekt ten polega na zmianie temperatury gazu rzeczywistego podczas izentalpowego rozprężania przez porowatą przegrodę z obszaru o wyższym ciśnieniu do obszaru o ciśnieniu niższym (Doros, 2016). W urządzeniach chłodniczych sprężony i skroplony gaz jest dławiony przez zawór rozprężny, co powoduje jego schłodzenie. Schłodzony gazowy czynnik jest następnie przesyłany do wymiennika ciepła, gdzie odbiera ciepło od schładzanego medium. W kolejnym etapie czynnik może być z powrotem sprężany i wykorzystany do ponownego użycia (rys. 10). W rzeczywistości, powietrze lub azot przy niższym ciśnieniu (<10 bar) i temperaturze otoczenia zachowuje się jak idealny gaz, a dławienie prowadzi do zanikomo małej zmiany temperatury. Dopiero przy wysokim ciśnieniu rzędu 100–200 barów, właściwości powietrza różnią się od idealnego gazu, co staje się widoczne podczas dławienia poprzez zmianę temperatury. Chłodziarki pracujące w oparciu o efekt Joule’a-Thomsona są najprostszymi urządzeniami chłodniczymi pozwalającymi na osiągnięcie niskich temperatur. Charakterystycznym dla tego urządzenia jest brak elementów ruchomych, co wiąże się z wysoką niezawodnością i niską ceną produkcji.



Rys. 10. Schemat chłodziarki Joule’a-Thomsona pracującej w układzie otwartym (opracowanie własne)

W praktyce chłodziarki te stosuje się w gazowych urządzeniach chłodniczych w klimatyzacji, górnictwie i lotnictwie oraz do skraplania gazów. Na przykład, przy rozprężaniu adiabatycznym powietrza o ciśnieniu 91,7 bar i temperaturze otoczenia do ciśnienia 1 bar można uzyskać temperaturę -190°C . Ochłodzenie to odbywa się kosztem energii, którą zużyto na pracę sprężania powietrza do wysokiego ciśnienia (Białko i inni 2016).

2.5. Chłodzenie wykorzystujące zmiany stanu skupienia

W chłodzeniu przez zmianę stanu skupienia substancji chłodzącej wykorzystuje się jedno ze zjawisk fizycznych: topnienie, parowanie lub sublimację. Ilość ciepła możliwą do odprowadzenia można obliczyć z następującego wzoru (13):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot Q_u \quad (kW) \quad (13)$$

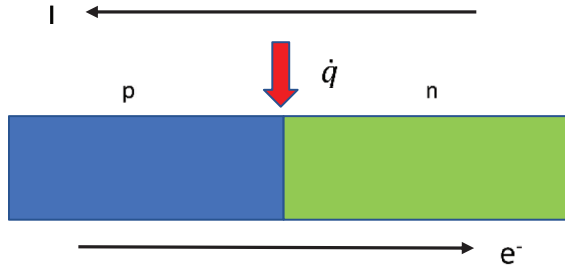
gdzie:

- $\dot{Q}$ – odprowadzone od produktu ciepło, (kW)
- $\dot{m}$ – strumień masy produktu, (kg/s)
- Q_u – utajone ciepło zamarzania produktu, (kJ/kg)

Z powyższego równania wynika, że aby odprowadzić tę samą ilość ciepła potrzeba mniej substancji o dużym utajonym cieple przemiany fazowej i odwrotnie. Temperatura przemiany fazowej oprócz ciepła jest istotną cechą substancji w zastosowaniach chłodniczych. Im niższa temperatura przemiany fazowej tym dana substancja jest korzystniejsza w zastosowaniach chłodniczych. Do chłodzenia wykorzystującego zjawisko topnienia najczęściej stosuje się lód wodny lub lód eutektyczny, będący zamarzniętym roztworem soli w wodzie. Aby nastąpił proces topnienia należy dostarczyć pewnej ilości energii w postaci ciepła. Lód wodny absorbuje energię 334 kJ/kg. Ciepło to jest odbierane od produktu lub płynu, który chcemy schłodzić. Jest to jeden z najstarszych sposobów uzyskiwania obniżonej temperatury, wykorzystywany w chłodnictwie produktów spożywczych i klimatyzacji. Zastosowanie sublimacji jest bardziej efektywne. W tym celu wykorzystuje się tzw. suchy lód. Jest to dwutlenek węgla w fazie stałej. Produkowany jest on poprzez sprężenie gazowego dwutlenku węgla do postaci ciekłej, a następnie jego rozprężenie. To powoduje szybkie parowanie gazowego dwutlenku węgla i obniżenie temperatury pozostałego płynu oraz powstanie śniegu dwutlenku węgla. Kolejnym etapem jest prasowanie śniegu do wytworzenia jednolitego lodu. Zestawiony dwutlenek węgla sublimuje w temperaturze -78°C pobierając ciepło sublimacji w ilości 573 kJ/kg. Najczęściej obecnie stosowanym sposobem chłodzenia jest wykorzystanie ciepła parowania cieczy. Proces ten wykorzystuje się w urządzeniach o pracy ciągłej. W najprostszych urządzeniach chłodniczych w celu obniżenia temperatury stosuje się skroplony azot. Produkty poddawane chłodzeniu zostają zwilżone ciekłym azotem. Następnie azot odparowując odbiera ciepło z chłodzonych produktów (Dhankhar, 2014).

2.6. Chłodzenie termoelektryczne

Chłodzenie termoelektryczne występuje podczas przepływu prądu elektrycznego stałego w zamkniętym obwodzie utworzonym z dwóch różnych dobrze przewodzących materiałów. Wykorzystany jest w tym przypadku efekt Peltiera. Polega on na wydzielaniu lub pochłanianiu ciepła na złączu dwóch różnych przewodników lub półprzewodników podczas przepływu prądu elektrycznego. W obwodzie takim następuje ochładzanie się jednego złącza i jednocześnie ogrzewanie drugiego ze złącz (rys. 11).



Rys. 11. Efekt Peltiera w złączu półprzewodników p-n (*p* – półprzewodnik typu *p*, *n* – półprzewodnik typu *n*, *I* – natężenie przepływu prądu, (*A*), *q* – gęstość strumienia ciepła, (*W/m*²), *e*⁻ – przepływ elektronów, (*V*)) (opracowanie własne)

Ciepło, które jest odbierane na złączu można opisać równaniem (2):

$$\frac{dQ}{dt} = \Pi \cdot I \quad (W) \quad (14)$$

gdzie:

- Π – współczynnik Peltiera, (*V*, *W/A*)
- I* – natężenie prądu, (*A*) (Nikam, i Hole 2014)

Podstawowymi elementami takich urządzeń są termoelementy. Grupy termoelementów tworzą moduły, te zaś baterie. Największy efekt temperaturowy uzyskuje się w przypadku stosowania dwóch materiałów półprzewodnikowych typu *n* i *p* np. związków podwójnych lub potrójnych bizmutu, telluru i antymonu. Celem zwiększenia skuteczności chłodzenia można stosować układy kaskadowe (Wu i inni, 2018).

2.7. Chłodzenie magnetyczne

Zasada chłodzenia magnetycznego w temperaturze pokojowej opiera się na efekcie magnetokalorycznym. Chłodzenie magnetyczne identyfikowane jest przez dwa parametry: zmianę entropii magnetycznej ΔS_m i adiabatyczną zmianę temperatury ΔT_{ad} .

$$\Delta S_m(T, \Delta H) = \int_{H_1}^{H_2} \left(\frac{\partial M(T, H)}{\partial T} \right)_H dH \quad \left(\frac{J}{K \cdot kg} \right) \quad (15)$$

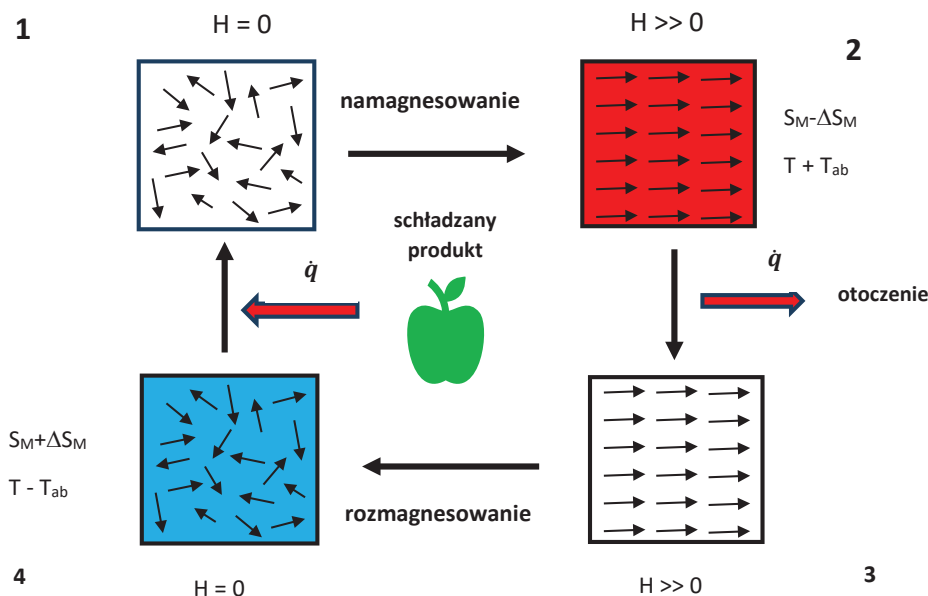
i

$$\Delta T_{ad}(T, \Delta H) = - \int_{H_1}^{H_2} \left(\frac{T}{C(T, H)} \right)_H \left(\frac{\partial M(T, H)}{\partial T} \right) dH \quad (K) \quad (16)$$

gdzie:

- ΔS_m – zmiana entropii magnetycznej, (*J/(Kkg)*)
- ΔT_{ad} – adiabatyczna zmiana temperatury, (*K*)
- M* – namagnesowanie układu, (*A/m*),
- H* – natężenie pola magnetycznego, (*A/m*)

Jeżeli $\Delta S_m > 0$ i jednocześnie $\Delta T_{ad} < 0$ to próbka ochładza się pod wpływem zewnętrznego pola magnetycznego (Zarkevich, i Zverev. 2020; Arejdał, 2022). W ostatnich latach powstaje coraz więcej prototypowych urządzeń chłodniczych wykorzystujących efekt magnetokaloryczny. Urządzenie takie działa w dwóch etapach (rys. 12). Pierwszy to izotermiczne namagnesowanie materiału. Natężenie pola magnetycznego wzrasta, a entropia materiału maleje. Do otoczenia zostaje przekazane ciepło w ilości proporcjonalnej do pracy wykonanej przez pole magnetyczne. Drugim etapem jest adiabatyczne rozmagnesowanie materiału. Podczas tego etapu zachodzi spadek temperatury materiału.



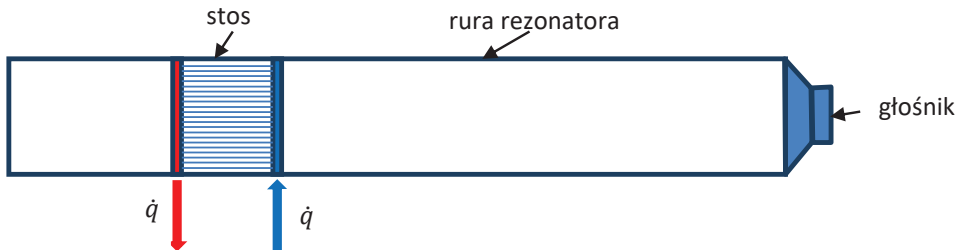
Rys. 12. Cykl pracy urządzenia chłodniczego wykorzystującego efekt magnetokaloryczny, S_M – entropia magnetyczna, (J/(Kkg)), T_{ab} – adiabatyczna zmiana temperatury, (K), H – natężenie pola magnetycznego, (A/m) (opracowanie własne)

Proces przypomina wykorzystanie do chłodzenia efektu Joule’a - Thompsona. Gdzie namagnesowanie odpowiada sprężaniu gazu, a rozmagnesowanie materiału to odpowiednik rozprężania gazu (Sulima, 2013).

2.8. Chłodzenie termoakustyczne

Kolejnym sposobem uzyskania niskich temperatur jest zastosowanie efektu termoakustycznego. Chłodzenie termoakustyczne polega na wykorzystaniu zmiany ciśnienia w falach akustycznych o dużej amplitudzie do przenoszenia ciepła między dwoma ośrodkami o różnych temperaturach. Najprostsze urządzenia składają się z przetwornika akustycznego stosu i rury rezonansowej (rys. 13). Za pomocą przetwornika akustycznego powietrze lub

inny gaz jest wzbudzany w rurze rezonansowej w celu wytworzenia akustycznej fali stojącej. Długość rury rezonansowej wynosi najczęściej połowę długości fali (Jin i inni, 2003).



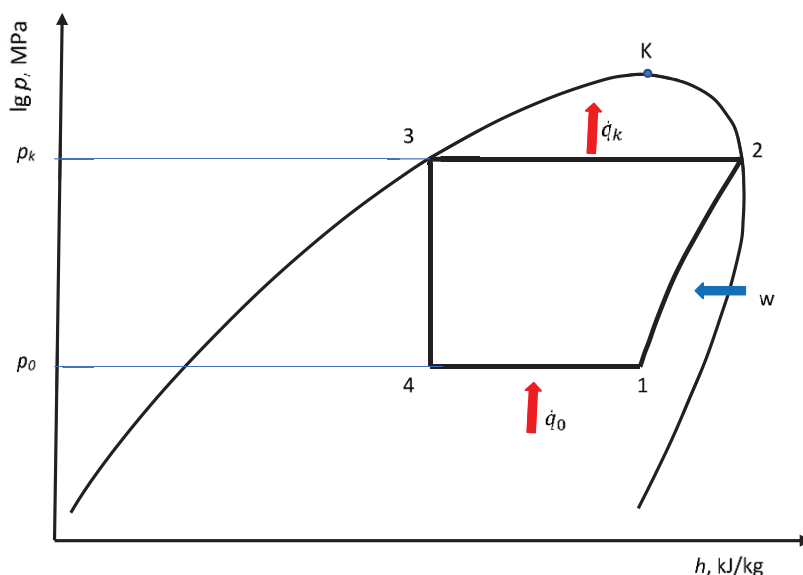
Rys. 13. Schemat ideowy chłodniczego urządzenia termoelektrycznego (opracowanie własne)

Wewnątrz rury znajduje się gęsto ułożony stos płyt. Wzdłuż stosu płyt oraz powietrza znajdującego się pomiędzy płytami powstaje różnica temperatur ΔT . Urządzenia termoakustyczne charakteryzują się prostą budową i nie posiadają części ruchomych. Ich wadą jest niższa sprawność niż urządzeń chłodniczych sprężarkowych (Poese, i inni 2004).

3. TERMODYNAMICZNE PODSTAWY PRACY URZĄDZEŃ CHŁODNICZYCH

3.1. Obiegi chłodnicze jednostopniowe

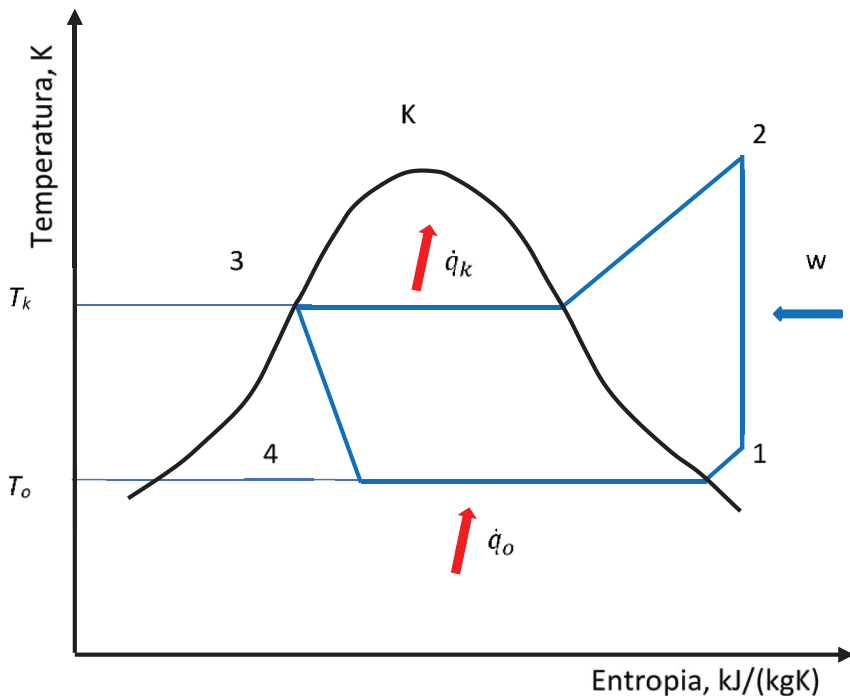
Jak wcześniej zostało wspomniane, obieg Carnota jest najbardziej efektywnym cyklem, który może być zastosowany w chłodnictwie. Niestety, istnieje szereg trudności, które uniemożliwiają zastosowanie takiego obiegu. Najważniejsza z nich to konieczność sprężenia pary mokrej. Ponieważ jest to mieszanina pary i cieczy to zastosowana sprężarka mogłaby ulec uszkodzeniu. Ze względu na fakt, że ciecz jest praktycznie nieściśliwa, mogłoby dojść do zjawiska uderzenia hydraulicznego (Morosuk, 2003). Z procesu rozprężania czynnika może zostać pobrana przez układ praca. W praktyce praca ta jest raczej niewielka i nie uzasadnia inwestycji w rozprężarkę do pozyskiwania tej energii (Warminska i Fijalkowski, 2010). Te trudności spowodowały wynalezienie przez Carla Lindego obiegu mokrego bez rozprężarki. Obniżenie ciśnienia czynnika chłodniczego można uzyskać poprzez zastosowanie dławienia przepływu cieczy. Zrezygnował on tym samym ze stosowania rozprężarki i odzyskiwania pracy rozprężania. Obieg mokry Lindego (rys. 14) jest nadal obiegiem teoretycznym.

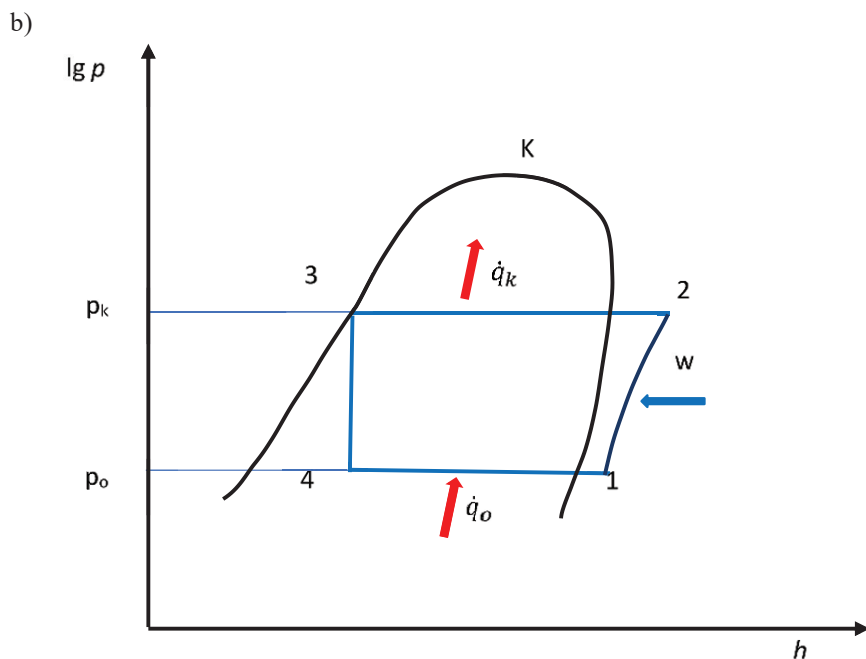


Rys. 14. Obieg mokry Lindego p_o – ciśnienie wrzenia czynnika (MPa), p_k – ciśnienie kondensacji czynnika, (MPa), q_o – ciepło pobierane ze źródła dolnego, (kJ/kg), q_k – ciepło oddawane do otoczenia, (kJ/kg), K – punkt krytyczny, w – praca (kJ/kg), (opracowanie własne)

Ciepło $\dot{q}_o$ jest pobierane ze źródła dolnego w przemianie izobarycznego wrzenia przy stałym ciśnieniu parowania $p_o = \text{idem}$ oraz w stałej temperaturze parowania T_o . Następnie, pomiędzy punktami 1-2 jest realizowana przemiana sprężania izentropowego pary mokrej wskutek doprowadzonej pracy w . Pomiedzy punktami 2-3 odbywa się izobaryczne skraplanie pary z oddaniem do otoczenia ciepła $\dot{q}_k$ przy stałym ciśnieniu $p_k = \text{idem}$ oraz w stałej temperaturze skraplania $T_k = \text{idem}$. Ostatnią przemianą obiegu jest izentalpowe dławienie. Obieg ten w dalszym ciągu nie rozwiązuje problemu sprężania pary mokrej. Na wyjściu z parownika czynnik chłodniczy powinien być parą nasyconą. Wtedy na wlocie do sprężarki nie będzie ciecży. W praktyce bardzo trudno jest kontrolować stan czynnika chłodniczego w taki sposób, aby na wlocie do sprężarki nie zawierał ciecży. Dlatego w punkcie 1 obiegu czynnik chłodniczy jest zwykle parą w stanie przegrzania. Zmodyfikowany obieg został przedstawiony na rysunku 15.

a)



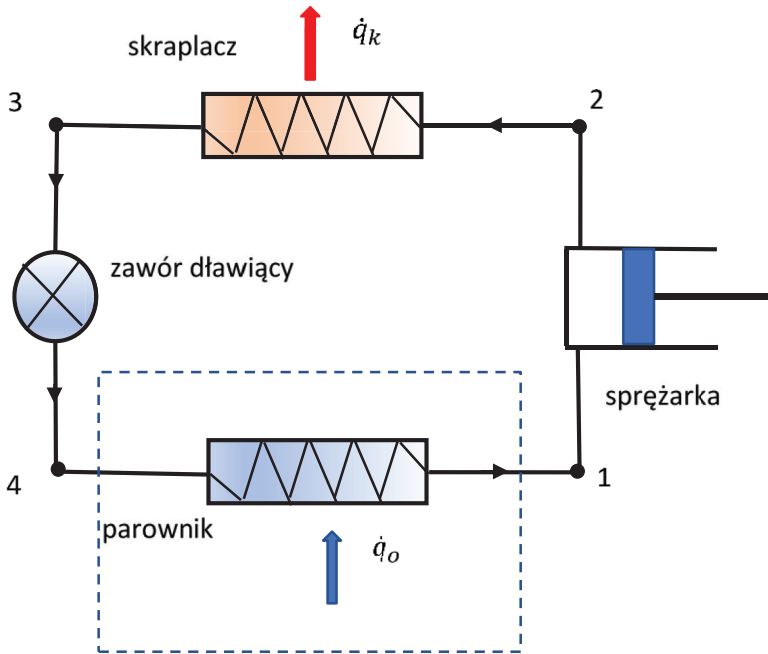


Rys. 15. Zmodyfikowany obieg Lindego na wykresach a) $T-s$ oraz b) $\lg p-h$
(opracowanie własne)

Analizując wykres $T-s$ obiegu można stwierdzić, że w obszarze pary przegrzanej izotermy nie przebiegają zgodnie z izobarami i temperatura sprężonego czynnika osiąga znacznie wyższą wartość T_2 niż temperatura skraplania T_k . W porównaniu do obiegu Carnota nakład pracy wzrasta. W związku z tym, współczynnik COP będzie malał.

3.2. Bilans energetyczny podstawowych elementów sprężarkowego układu chłodniczego

Sprężarkowy układ chłodniczy realizujący obieg Lindego składa się z parownika, w którym odbywa się odparowywanie czynnika chłodniczego, sprężarki dostarczającej pracę do układu, skraplacza realizującego przemianę fazową czynnika ze stanu gazowego do ciekłego oraz zaworu dławiącego w którym realizowane jest rozprężanie cieczy czynnika. Schemat ideowy takiego urządzenia przedstawiono na rysunku 16.



Rys. 16. Schemat ideowy sprężarkowego urządzenia chłodniczego (opracowanie własne)

Charakterystyczne punkty na schemacie odpowiadają tym samym punktom wpisanego obiegu na wykresie $\lg p - v$. Bilans energii dla przepływu ustalonego umożliwia obliczenie ciepła lub pracy włożonej każdego elementu układu. W tym celu należy odczytać entalpię w poszczególnych charakterystycznych punktach pracy urządzenia. Wyznaczenie wartości entalpii jest możliwe dla założonych wartości ciśnienia czynnika w parowniku i skraplaczu. Bilans ciepła wymienianego w parowniku przez wrzący czynnik i otoczenie jest realizowany pomiędzy punktami 4-1. Czynnik w stanie ciekłym o entalpii h_4 pobiera w procesie wrzenia ciepło $\dot{q}_o$ osiągając stan gazowy charakteryzujący się entalpią h_1 .

$$h_4 + \dot{q}_o = h_1 \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \quad (17)$$

gdzie:

- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 16), (kJ/kg)
- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 16), (kJ/kg)
- $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza, (kJ/kg)

stąd

$$\dot{q}_o = h_1 - h_4 \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \quad (18)$$

oraz znając strumień masy przepływającego czynnika:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (kW) \quad (19)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_o$ – teoretyczna wydajność chłodnicza, (kW)
- $\dot{m}$ – strumień masy przepływającego czynnika, (kg/s)

otrzymujemy wzór (19) na teoretyczną wydajność chłodniczą rozpatrywanego urządzenia. Drugi element urządzenia to sprężarka. Sprężarka znajduje się pomiędzy punktami 1 i 2 (rys.16). Zakładamy, że nie ma wymiany ciepła pomiędzy otoczeniem a sprężarką. Wobec tego:

$$h_1 + w = h_2 \quad \left(\frac{kJ}{kg}\right) \quad (20)$$

gdzie:

- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 16), (kJ/kg)
- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 16), (kJ/kg)
- w – teoretyczna właściwa praca obiegu, (kJ/kg)

czyli, włożona do układu teoretyczna praca jest równa:

$$w = h_2 - h_1 \quad \left(\frac{kJ}{kg}\right) \quad (21)$$

a moc sprężania wynosi:

$$P = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (kW) \quad (22)$$

gdzie:

- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 16), (kJ/kg)
- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 16), (kJ/kg)
- P – teoretyczna moc sprężarki, (kW)
- $\dot{m}$ – strumień masy czynnika chłodniczego, (kg/s)

Analizując pracę sprężarki możemy również określić niezbędną objętość czynnika chłodniczego w układzie:

$$\dot{q}_v = \frac{\dot{q}_o}{v_1} \quad \left(\frac{kJ}{m^3}\right) \quad (23)$$

gdzie:

- $\dot{q}_v$ – objętościowa wydajność chłodnicza, (kJ/m³)
- $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza, (kJ/kg)
- v_1 – objętość właściwa pary suchej nasyconej czynnika chłodniczego, (m³/kg)

Ten parametr pracy urządzenia nazywany jest objętościową wydajnością chłodniczą. Wydajność skokowa sprężarki może być wyznaczona ze wzoru (24):

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{q}_v} \left(\frac{m^3}{s} \right) \quad (24)$$

gdzie:

- $\dot{V}$ – objętościowe natężenie przepływu czynnika, (m³/s)
- $\dot{q}_v$ – objętościowa wydajność chłodnicza, (kJ/m³)
- $\dot{Q}_o$ – moc cieplna parownika, (kW)

w którym v_l jest objętością właściwą czynnika chłodniczego na wlocie do sprężarki. Kolejnym elementem bilansu jest oszacowanie ilości ciepła oddawanego do otoczenia. Pomiedzy punktami 2 i 3 w układzie znajduje się skraplacz (rys. 16). Bilans energetyczny skraplacza jest analogiczny do bilansu energetycznego parownika. Zatem:

$$\dot{q}_k = h_2 - h_3 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (25)$$

gdzie:

- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 16), (kJ/kg)
- h_3 – entalpia punktu 3 (rys. 16), (kJ/kg)
- $\dot{q}_k$ – właściwa wydajność skraplacza, (kJ/kg)

i

$$\dot{Q}_k = \dot{m}(h_2 - h_3) \text{ (kW)} \quad (26)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_k$ – moc cieplna skraplacza, (kW)
- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 16), (kJ/kg)
- h_3 – entalpia punktu 3 (rys. 16), (kJ/kg)
- $\dot{m}$ – strumień masy czynnika chłodniczego, (kg/s)

Ostatnim elementem układu chłodniczego jest zawór dławiący znajdujący się pomiędzy punktami 3 i 4. W procesie dławienia nie występuje ani praca, ani wymiana ciepła. Stąd nie ma zmiany wartości entalpii:

$$h_3 = h_4 \quad (27)$$

Wydajność układów chłodniczych jest oceniana na podstawie współczynnika wydajności chłodniczej COP, który odpowiada stosunkowi wydajności chłodniczej do mocy sprężania (28).

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P} = \frac{\dot{q}_o}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (28)$$

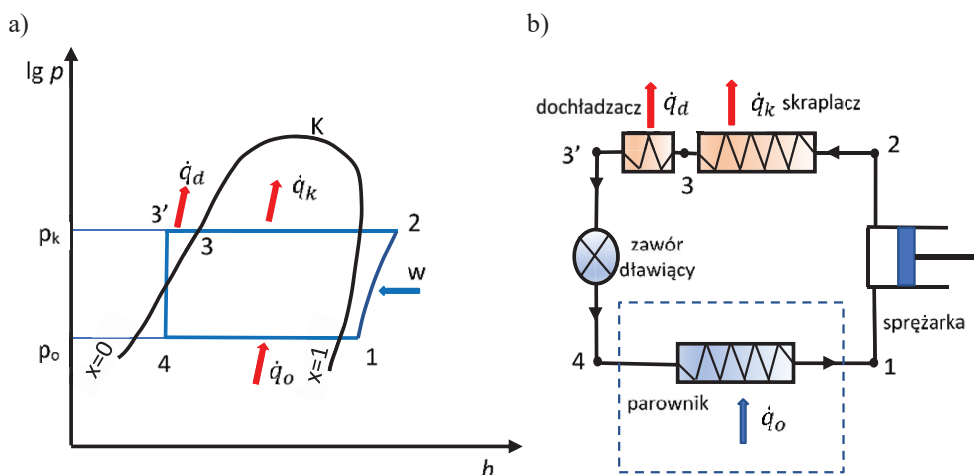
gdzie:

- COP – współczynnik wydajności chłodniczej,
- $\dot{Q}_o$ – moc cieplna parownika, (kW)
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 16), (kJ/kg)
- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 16), (kJ/kg)
- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 16), (kJ/kg)
- P – teoretyczna moc sprężania, (kW)
- w – teoretyczna właściwa praca obiegu, (kJ/kg)

W przypadku cyklu teoretycznego czynnika jednorodnego zależy on zasadniczo od właściwości pynu i ciśnień nasycenia (Constantino i Kanizawa, 2022).

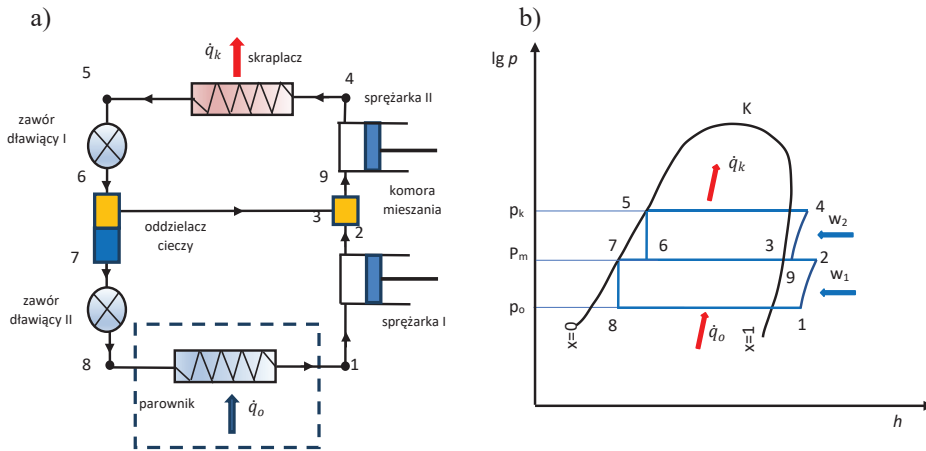
3.3. Wielostopniowe obiegi chłodnicze

Analizując obieg chłodniczy na wykresie $\lg p - h$ można zauważyć, że podczas dławienia (przemiana pomiędzy punktem 3 i 4) czynnik ze stanu ciekłego przechodzi w stan pary mokrej. Oznacza to, że do parownika wprowadzana jest mieszanina cieczy i pary czynnika. Oczywiście jest fakt, że ciepło odbierane jest poprzez przemianę fazową czynnika z cieczy do pary. Wobec tego część gazowa czynnika nie uczestniczy w wymianie ciepła. Aby zmniejszyć to zjawisko najczęściej stosuje się dodatkowe schładzanie cieczy w dochładzacz (rys. 17). Dochładzanie ponadto zapobiega zjawisku kawitacji w zaworze rozprężnym.



Rys. 17. Obieg chłodniczy jednostopniowy z dochładzaczem (opracowanie własne) a) obieg chłodniczy z przegrzaniem i dochładzaniem na wykresie $\lg p - h$ b) schemat ideowy urządzenia, $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza (kJ/kg), w – teoretyczna właściwa praca obiegu (kJ/kg), $\dot{q}_d$ – właściwa wydajność dochładzacza (kJ/kg), $\dot{q}_k$ – właściwa wydajność skraplacza (kJ/kg), p_o – ciśnienie wrzenia czynnika (MPa), p_k – ciśnienie skraplania czynnika (MPa).

Innym rozwiązaniem jest zastosowanie oddzielacza cieczy pracującego pod ciśnieniem pomiędzy ciśnieniem w parowniku a ciśnieniem w skraplaczu p_m (rys.18). Jednocześnie, wykorzystanie dwóch małych sprężarek zamiast jednej dużej poprawia efektywność pracy.



Rys. 18. Obieg chłodniczy dwustopniowy z oddzielaczem cieczy (opracowanie własne)
 a) schemat urządzenia, b) działanie układu zobrazowane na wykresie $\lg p - h$, gdzie:
 $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza (kJ/kg), w_1 – teoretyczna właściwa praca I stopnia (kJ/kg), w_2 – teoretyczna właściwa praca II stopnia (kJ/kg), $\dot{q}_k$ – właściwa wydajność skraplacza (kJ/kg), p_o – ciśnienie wrzenia czynnika (MPa), p_k – ciśnienie skraplania czynnika (MPa), p_m – ciśnienie międzystopniowe czynnika (MPa).

W komorze mieszania następuje adyabatyczne mieszanie się par czynnika w punktach stanu 2 i 3. Wynikiem tego jest wyjściowy stan pary czynnika 9. Stąd, znając stopień suchości w punkcie 6:

$$\dot{m}(1 - x_6)h_2 + \dot{m}x_6h_3 = \dot{m}h_9 \quad (29)$$

gdzie:

- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 18), (kJ/kg)
- h_3 – entalpia punktu 3 (rys. 18), (kJ/kg)
- $\dot{m}$ – strumień masy czynnika chłodniczego, (kg/s)
- x_6 – stopień suchości czynnika w punkcie 6 (rys. 18)
- h_9 – entalpia punktu 9 (rys. 18), (kJ/kg)

Jednostkowa wydajność chłodnicza jest równa:

$$\dot{q}_o = h_1 - h_8 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad (30)$$

gdzie:

- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 18), (kJ/kg)
- h_8 – entalpia punktu 8 (rys. 18), (kJ/kg)
- $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza, (kJ/kg)

oraz wydajność chłodnicza:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}(1 - x_6)(h_1 - h_8) \quad (kW) \quad (31)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_o$ – moc cieplna parownika, (kW)
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 18), (kJ/kg)
- h_8 – entalpia punktu 8 (rys. 18), (kJ/kg)
- $\dot{m}$ – strumień masy czynnika chłodniczego, (kg/s)
- x_6 – stopień suchości czynnika w punkcie 6, (rys. 18)

W przypadku skraplacza analogicznie:

$$\dot{q}_k = h_4 - h_5 \quad \left(\frac{kJ}{kg}\right) \quad (32)$$

gdzie:

- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 18), (kJ/kg)
- h_5 – entalpia punktu 5 (rys. 18), (kJ/kg)
- $\dot{q}_k$ – właściwa wydajność cieplna skraplacza (kJ/kg)

oraz:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}(h_4 - h_5) \quad (kW) \quad (33)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_k$ – moc cieplna skraplacza, (kW)
- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 18), (kJ/kg)
- h_5 – entalpia punktu 5 (rys. 18), (kJ/kg)
- $\dot{m}$ – strumień masy czynnika chłodniczego, (kg/s)

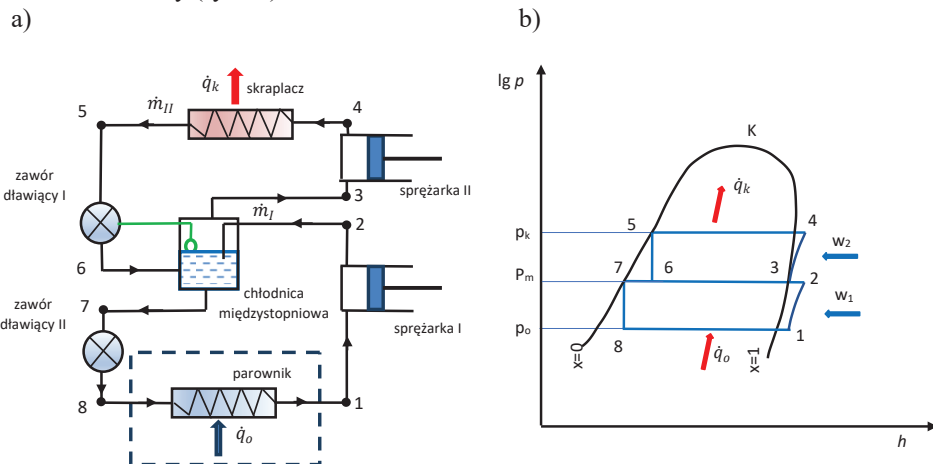
Ponieważ w obiegu występują dwie sprężarki, to praca obiegu będzie równa sumie prac pierwszej i drugiej sprężarki. Wtedy COP obiegu będzie równe:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_I + P_{II}} = \frac{\dot{q}_o}{w_I + w_{II}} = \frac{h_1 - h_8}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_9)} \quad (34)$$

gdzie:

- COP – współczynnik wydajności chłodniczej,
- $\dot{Q}_o$ – moc cieplna parownika, (kW)
- $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza, (kJ/kg)
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 18), (kJ/kg)
- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 18), (kJ/kg)
- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 18), (kJ/kg)
- h_8 – entalpia punktu 8 (rys. 18), (kJ/kg)
- h_9 – entalpia punktu 9 (rys. 18), (kJ/kg)
- P_I – teoretyczna moc sprężania pierwszego stopnia, (kW)
- P_{II} – teoretyczna moc sprężania drugiego stopnia, (kW)
- w_I – teoretyczna właściwa praca pierwszego stopnia, (kJ/kg)
- w_{II} – teoretyczna właściwa praca drugiego stopnia, (kJ/kg)

Entalpię w punkcie stanu 9 można oszacować ponownie przy użyciu równania energii przepływu ustalonego. Można to zrobić ignorując zmiany energii kinetycznej i potencjalnej. Nie ma w nich wykonanej pracy, a dla mieszania adiabatycznego nie ma wymiany ciepła. Sprężarkowy dwustopniowy układ chłodniczy pracuje prawidłowo wtedy, gdy utrzymywane jest odpowiednie ciśnienie pośrednie p_m . W tym celu, niezbędne jest zastosowanie chłodnicy międzystopniowej umieszczonej pomiędzy sprężarką I i sprężarką II. Wydajność obiegu zależy w znacznym stopniu od ciśnienia pośredniego odpowiadającego minimalnemu ciśnieniu sprężarki. Chłodnica międzystopniowa realizuje proces przegrzania par w powiązaniu z dochłodzeniem cieczy (rys.19).



Rys. 19. Schemat ideowy obiegu chłodniczego dwustopniowego z chłodnicą międzystopniową (opracowanie własne) a) schemat urządzenia, b) działanie układu zobrażowane na wykresie $\lg p - h$, gdzie: $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza (kJ/kg), w_1 – teoretyczna właściwa praca I stopnia (kJ/kg), w_2 – teoretyczna właściwa praca II stopnia (kJ/kg), $\dot{q}_k$ – właściwa wydajność skraplacza (kJ/kg), p_o – ciśnienie wrzenia czynnika (MPa), p_k – ciśnienie skraplania czynnika (MPa), p_m – ciśnienie międzystopniowe czynnika (MPa).

Czynnik chłodniczy opuszczający skraplacz (stan 5) jest dławiony do wartości ciśnienia międzystopniowego p_m i wpływa do chłodnicy międzystopniowej. Czynnik ochładza się do stanu 7. Następnie, czynnik jest dławiony do ciśnienia parownika w stanie 8. Po odparowaniu w parowniku przegrzana para w stanie 1 jest sprężana w sprężarce niskiego ciśnienia do stanu 2. W chłodnicy międzystopniowej następuje ponowne podgrzanie pary i częściowe odparowanie ciekłego czynnika chłodniczego. Zwiększa się masowe natężenie przepływu czynnika. Dalej, czynnik w stanie 3 dostaje się do sprężarki wysokiego ciśnienia i jest sprężany do stanu 4. Po skropleniu w skraplaczu czynnik osiąga stan 5 (Manuhan, 2020). Ciśnienie międzystopniowe jest przyjmowane jako:

$$p_m = \sqrt{p_o \cdot p_k} \quad (MPa) \quad (35)$$

gdzie:

- p_o – ciśnienie wrzenia czynnika, (MPa)
- p_k – ciśnienie skraplania czynnika, (MPa)
- p_m – ciśnienie międzystopniowe czynnika, (MPa)

Temperatura na wlocie do drugiej sprężarki jest równa temperaturze nasycenia czynnika chłodniczego. Można zauważyć, że ze względu na nieco bardziej stromą izentropę zużycie energii przez drugą sprężarkę jest nieznacznie niższe niż przez pierwszą, nawet jeśli współczynniki ciśnienia są takie same w obu sprężarkach.

Jednostkowa wydajność chłodnicza jest równa:

$$\dot{q}_o = h_1 - h_8 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (36)$$

gdzie:

- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_8 – entalpia punktu 8 (rys. 19), (kJ/kg)
- $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza, (kJ/kg)

Strumienie masy czynników chłodniczych można wyznaczyć z bilansu energetycznego chłodnicy międzystopniowej:

$$\dot{m}_I h_2 + \dot{m}_{II} h_6 = \dot{m}_{II} h_3 + \dot{m}_I h_8 \quad (37)$$

gdzie:

- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_6 – entalpia punktu 6 (rys. 19), (kJ/kg)
- $\dot{m}_I$ – strumień masy czynnika chłodniczego obiegu pierwszego, (kg/s)
- $\dot{m}_{II}$ – strumień masy czynnika chłodniczego obiegu drugiego, (kg/s)
- h_3 – entalpia punktu 3 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_8 – entalpia punktu 8 (rys. 19), (kJ/kg)

Wydajność chłodnicza obiegu wynosi:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_I (h_1 - h_8) \quad (kW) \quad (38)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_o$ – moc cieplna parownika, (kW)
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_8 – entalpia punktu 8 (rys. 19), (kJ/kg)
- $\dot{m}_I$ – strumień masy czynnika chłodniczego pierwszego obiegu, (kg/s)

Odpowiednio, w przypadku skraplacza:

$$\dot{q}_k = h_4 - h_5 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (39)$$

gdzie:

- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_5 – entalpia punktu 5 (rys. 19), (kJ/kg)
- $\dot{q}_k$ – właściwa wydajność cieplna skraplacza, (kJ/kg)

oraz:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{II}(h_4 - h_5) \quad (kW) \quad (40)$$

gdzie:

- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_5 – entalpia punktu 5 (rys. 19), (kJ/kg)
- $\dot{Q}_k$ – wydajność cieplna skraplacza, (kW)
- $\dot{m}_{II}$ – strumień masy czynnika chłodniczego drugiego obiegu, (kg/s)

Praca sprężania pierwszej sprężarki jest równa:

$$w_I = h_2 - h_1 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (41)$$

gdzie:

- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 19), (kJ/kg)
- w_I – praca sprężania pierwszego obiegu, (kJ/kg)

oraz moc sprężania:

$$P_I = \dot{m}_I(h_2 - h_1) \quad (kW) \quad (42)$$

gdzie:

- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 19), (kJ/kg)
- P_I – moc sprężania pierwszego obiegu, (kW)
- $\dot{m}_I$ – strumień masy czynnika chłodniczego pierwszego obiegu, (kg/s)

Pracę sprężania drugiej sprężarki wyznacza się ze wzoru (43):

$$w_{II} = h_4 - h_3 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (43)$$

gdzie:

- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_3 – entalpia punktu 3 (rys. 19), (kJ/kg)
- w_{II} – praca sprężania drugiego obiegu, (kJ/kg)

a moc sprężania:

$$P_{II} = \dot{m}_{II}(h_4 - h_3) \quad (kW) \quad (44)$$

gdzie:

- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_3 – entalpia punktu 3 (rys. 19), (kJ/kg)
- P_{II} – moc sprężania drugiego obiegu, (kW)
- $\dot{m}_{II}$ – strumień masy czynnika chłodniczego drugiego obiegu, (kg/s)

COP tego obiegu będzie równe:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_I + P_{II}} = \frac{\dot{q}_o}{w_I + w_{II}} = \frac{h_1 - h_8}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)} \quad (45)$$

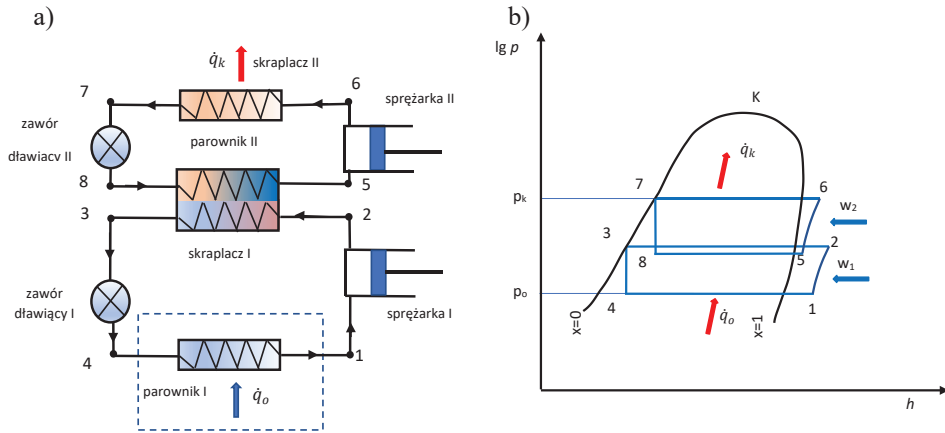
gdzie:

- COP – współczynnik wydajności chłodniczej,
- $\dot{Q}_o$ – moc cieplna parownika, (kW)
- $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza, (kJ/kg)
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_8 – entalpia punktu 8 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 19), (kJ/kg)
- h_3 – entalpia punktu 3 (rys. 19), (kJ/kg)
- P_I – teoretyczna moc sprężania pierwszego stopnia, (kW)
- P_{II} – teoretyczna moc sprężania drugiego stopnia, (kW)
- w_I – teoretyczna właściwa praca pierwszego stopnia, (kJ/kg)
- w_{II} – teoretyczna właściwa praca drugiego stopnia, (kJ/kg)

Znaczne koszty budowy urządzeń dwustopniowych powodują, że nie w każdym przypadku to rozwiązanie jest korzystne. Obiegi dwustopniowe zaleca się stosować, jeżeli różnica temperatur pomiędzy skraplaczem a parownikiem jest bardzo duża. Ma to na celu uniknięcie dużych współczynników ciśnienia przy sprężaniu czynnika w obiegu jednostopniowym, które powodują niepożądane warunki pracy. Zazwyczaj, stosunek ciśnień w sprężarce tłokowej nie powinien przekraczać 8 dla R717 i 10 dla pozostałych czynników (Granryd, 2009).

3.4. Kaskadowe obiegi chłodnicze

W przypadku konieczności uzyskania relatywnie niskich temperatur w urządzeniu chłodniczym może dochodzić do kilku problemów. Po pierwsze parowanie czynników w niskich temperaturach wiąże się z koniecznością zapewnienia ciśnienia ssania poniżej wartości ciśnienia atmosferycznego lub wysokiego ciśnienia skraplania. W urządzeniach chłodniczych powoduje to problemy z zapewnieniem odpowiedniej szczelności oraz przy niskim ciśnieniu parowania wiąże się z możliwością zamarzania czynnika ze względu na ich początkową temperaturę. Ponadto wraz z obniżaniem temperatury czynnika objętość właściwa rośnie. A to wpływa na rozmiar sprężarki. W celu zapobieżenia tym problemom stosuje się układy kaskadowe (Wesołowski, 2012). Układy kaskadowe zbudowane są z dwóch oddzielnych systemów chłodniczych, które mogą mieć w swoich obiegach różne czynniki chłodnicze (rys.20).



Rys. 20. Schemat kaskadowego obiegu chłodniczego (opracowanie własne) a) schemat urządzenia, b) działanie układu zobrazowane na wykresie $\lg p - h$, gdzie: $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza (kJ/kg), w_1 – teoretyczna właściwa praca I stopnia (kJ/kg), w_2 – teoretyczna właściwa praca II stopnia (kJ/kg), $\dot{q}_k$ – właściwa wydajność skraplacza (kJ/kg), p_o – ciśnienie wrzenia czynnika (MPa), p_k – ciśnienie skraplania czynnika (MPa)

Parownik górnego obiegu działa jako chłodziwa w stosunku do skraplacza dolnego obiegu. COP obiegu jest równe:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_I + P_{II}} = \frac{\dot{q}_o}{w_I + w_{II}} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) + (h_6 - h_5)} \quad (46)$$

gdzie:

- COP – współczynnik wydajności chłodniczej,
- $\dot{Q}_o$ – moc cieplna parownika, (kW)
- $\dot{q}_o$ – właściwa wydajność chłodnicza, (kJ/kg)
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 20), (kJ/kg)
- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 20), (kJ/kg)
- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 20), (kJ/kg)
- h_6 – entalpia punktu 6 (rys. 20), (kJ/kg)
- h_5 – entalpia punktu 5 (rys. 20), (kJ/kg)
- P_I – teoretyczna moc sprężania pierwszego stopnia, (kW)
- P_{II} – teoretyczna moc sprężania drugiego stopnia, (kW)
- w_I – teoretyczna właściwa praca pierwszego stopnia, (kJ/kg)
- w_{II} – teoretyczna właściwa praca drugiego stopnia, (kJ/kg)

Wadą obiegów kaskadowych są większe koszty budowy oraz w niektórych przypadkach wyższe zużycie energii niż obiegów dwustopniowych (Wesołowski, 2012).

4. CZYNNIKI CHŁODNICZE

W urządzeniach chłodniczych transfer ciepła od ochładzanego obiektu odbywa się poprzez zamianę ciepła w energię wewnętrzną. W tym celu wykorzystuje się płyny nazywane czynnikami chłodniczymi. Czynnik chłodniczy może ulegać przemianie fazowej cieczy na parę. Czynniki chłodnicze są znane od początku powstania urządzeń sprężarkowych. Pierwsze substancje stosowane w chłodnictwie to: amoniak, chlorometan, dwutlenek siarki, propan i izobuta (Pearson, 2003). Szybki rozwój chłodnictwa wymagał wynalezienia takiego czynnika, który byłby znacznie bezpieczniejszy w użytkowaniu niż te, które były stosowane w pierwszych urządzeniach. Najlepiej, jeśli byłby on niepalny i nietoksyczny. Ponadto czynnik powinien mieć odpowiednie właściwości termodynamiczne. W latach 30-tych XX wieku pracując dla General Motors Thomas Midgeley, odkrył kilkadziesiąt prostych związków, które stały się powszechnie używanymi czynnikami chłodniczymi (Zhang i Wang, 2014).

Czynniki chłodnicze najprościej można podzielić na naturalne i syntetyczne. Większość syntetycznych i naturalnych powszechnie używanych dawniej i nowych czynników chłodniczych jest sklasyfikowana w kilku głównych grupach: chlorofluorowęglowodory (CFC), wodorochlorofluorowęglowodory (HCFC), hydrofluorowęglowodory (HFC), wodorobromofluorowęglowodory (HBFC), pochodne węglowodorów (FC), węglowodory nasycone (HC), hydrofluoro-olefiny na bazie fluoru (HFO) oraz mieszaniny czynników azeotropowe, w których fazy gazowa i ciekła w danej temperaturze wykazują identyczny skład) i zeotropowe (w których fazy gazowa i ciekła w danej temperaturze wykazują różny skład). Producenci czynników chłodniczych oznaczali czynniki różnymi nazwami handlowymi np. Freon 12, CFC-12, P-12, Propellant 12, Halon 122, Arcton 6, Arcton 12, E940, Fluorocarbon 12, Genetron 12, Refrigerant 12. W celu ustandaryzowania nazewnictwa Europejska Komisja Międzynarodowego Komitetu Chłodnictwa ujednoliciła system nazewnictwa czynników chłodniczych. Nazewnictwo oparto o budowę chemiczną substancji. Kod nazwy czynnika chłodniczego zaczyna się literą R (od słowa refrigerant). Następnie, tworzony jest symbol, w którym dla jednorodnych czynników będących węglowodorami lub pochodnymi węglowodorów, pierwsza cyfra oznacza ilość atomów węgla pomniejszoną o jeden, przy czym w przypadku metanu i jego pochodnych liczbę zero pomija się. Druga cyfra oznacza ilość atomów wodoru powiększoną o jeden, trzecia cyfra to ilość atomów fluoru. Jeżeli w cząsteczce znajdują się atomy bromu, to na końcu oznaczenia kodowego dodaje się literę B oraz liczbę atomów. W przypadku izomerów (związków chemicznych o takich samych wzorach cząsteczkowych, ale różniących się kolejnością wiązań atomowych lub ich rozmieszczeniem) rozróżnia się je dodatkowym oznaczeniem na końcu. Najłatwiej tworzyć oznaczenie kodowe wykorzystując regułę 90 (rys. 21). Wystarczy dodać liczbę 90 do oznaczenia kodowego, aby wyliczyć ilość poszczególnych atomów węgla, wodoru i fluoru.

Oznaczenie naturalnych nieorganicznych czynników chłodniczych zostało stworzone poprzez dodanie do liczby 700 względnej masy cząsteczkowej substancji. Na przykład: masa cząsteczkowa amoniaku NH_3 wynosi 17, a jego oznaczenie kodowe R717 (McLinden i Huber, 2020).

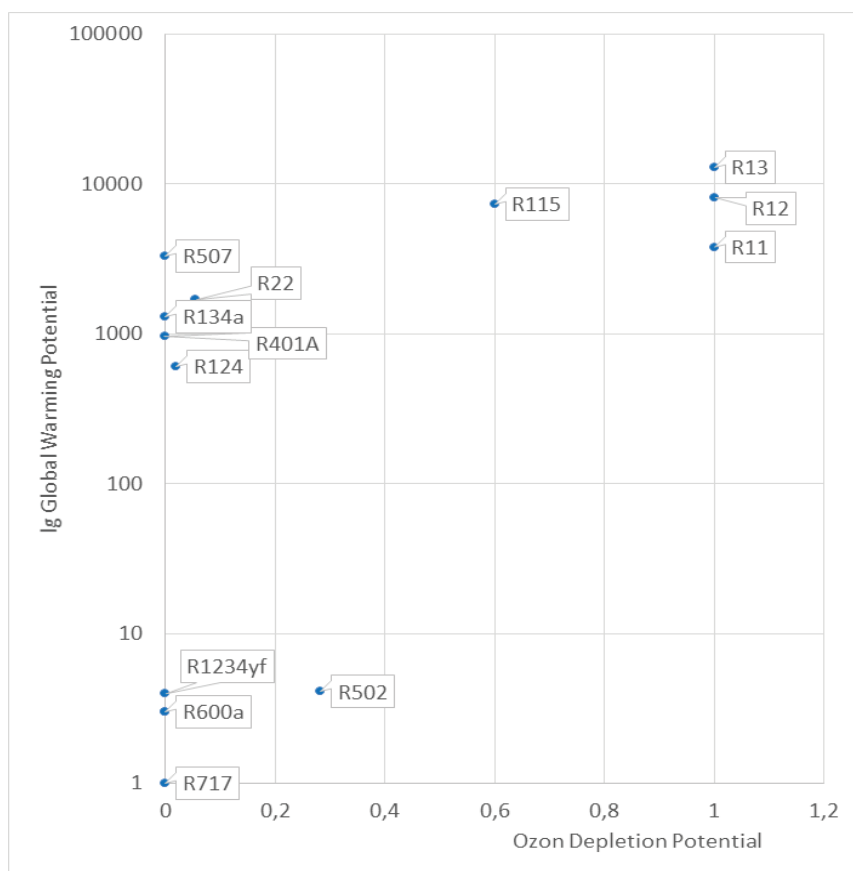
R	1	2
+	9	0
=	1	0
	C	H F

Rys. 21. Przykład zastosowania reguły 90 do zobrazowania budowy chemicznej czynnika R12 (opracowanie własne)

Powszechne stosowanie niektórych substancji jako czynników chłodniczych wpłynęło na powstawanie „dziury ozonowej” oraz na powstawanie efektu cieplarnianego. Stąd, przyjęto ograniczenia stosowania niektórych czynników chłodniczych, określone najpierw w Protokole Montrealskim w sprawie substancji zubożających warstwę ozonową, a następnie w Protokole z Kioto i poprawce do Protokołu Montrealskiego z Kigali z 2016 roku. Protokoły te umożliwiły sklasyfikowanie czynników chłodniczych w dwóch kategoriach określających: wpływ na warstwę ozonową - wskaźnik ODP (Ozon Depletion Potential) oraz na tworzenie efektu cieplarnianego wskaźnik GWP (Global Warming Potential). Dla wskaźnika ODP poziomem odniesienia są czynniki R11 i R12, dla których ODP jest równe 1, a dla wskaźnika GWP odniesieniem jest CO₂ z wartością 1 (Benhadid-Dib, i Benzaoui, 2012). Wartości tych wskaźników dla wybranych czynników przedstawiono na rysunku 22.

Technologia chłodnicza odgrywa kluczową rolę w przemyśle spożywczym na całym świecie. Przemysł spożywczy to bardzo różnorodna gałąź gospodarki składająca się zarówno z mikro i małych przedsiębiorstw jak i dużych globalnych koncernów. Jest to przemysł mocno zróżnicowany ze względu na dużą różnorodność produkowanych towarów w różnych procesach produkcyjnych. W dużych zakładach położonych poza obszarami zamieszkałymi najczęściej wykorzystywanym czynnikiem chłodniczym jest R717 (amoniak). Ze względu na jego naturalne pochodzenie i znikomy wpływ na klimat naturalny nie wymaga konieczności dokonywania kontroli w zakresie wycieków i zaostrożonych przeglądów instalacji, jak w przypadku instalacji z F-gazami (Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 517/2014). Charakteryzuje się on bardzo korzystnymi właściwościami termodynamicznymi. Jego entalpia parowania w porównaniu z innymi czynnikami chłodniczymi jest bardzo wysoka. Natomiast wadą jest jego wysoki stosunek gęstości cieczy do gęstości gazu oraz charakterystyczne właściwości wybuchowe i toksyczne. W małych zakładach używana jest cała gama czynników. W krajach europejskich wciąż używane są również wycofywane czynniki chłodnicze np. w Portugalii w przemyśle spożywczym jeszcze w 2017 używany był czynnik R13 mający wysokie wskaźniki ODP i GWP (Bruno i inni, 2017). Często wykorzystywanym czynnikiem w chłodniach, mroźniach, klimatyzacji, transporcie chłodniczym oraz w innych małych instalacjach chłodniczych jest R404A. Jest to mieszanina składająca się w 52% z R143a, w 44% z R125 i w 4% z R134a. Ze względu na wysoki GWP wynoszący 3922 będzie on wycofywany. Innym popularnym czynnikiem jest R407C. Jest to mieszanina 52% R134a, 25% R125 i 23% R32. Czynnik ten stosowany jest głównie w urządzeniach klimatyzacyjnych oraz pompach ciepła, a także chłodzonych powietrzem agregatach wody lodowej i urządzeniach średnio i wysokotemperaturowych. Przepisy

unijne dotyczące stosowania czynników z grupy HFC nakładają obowiązek kontroli ich emisji. W Unii Europejskiej w niektórych krajach wprowadzono opłatę środowiskową w związku z używaniem F-gazów lub ograniczono dopuszczalną ilość czynnika w instalacji. Przykładowo, w Danii ograniczono możliwość stosowania czynnika z grupy F-gazów w instalacji do 10 kg (Andrzejewska, 2012).



Rys. 22. Potencjał niszczenia warstwy ozonowej i wpływu na efekt cieplarniany wybranych czynników chłodniczych (opracowanie własne)

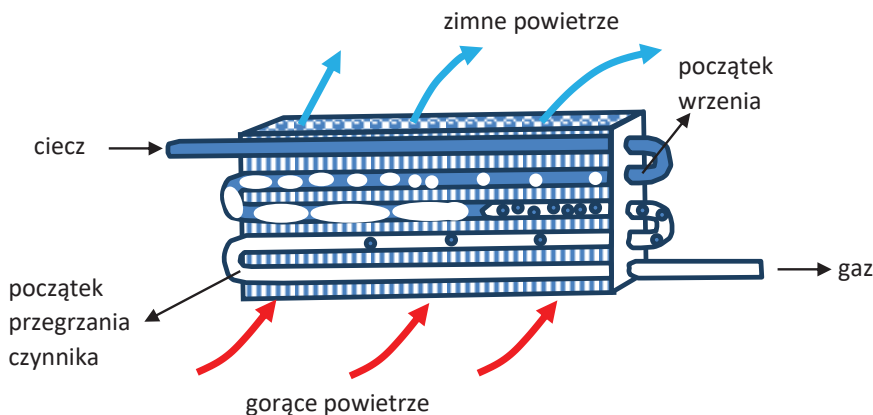
W związku z coraz bardziej zaostrzonym prawodawstwem dotyczącym F-gazów wydaje się, że przyszłość chłodnictwa przemysłowego to czynniki naturalne takie jak: R600a (izobutan), R717 (amoniak), R744 (dwutlenek węgla), R729 (powietrze) i R718 (woda). Szczególnie intensywne prace są prowadzone nad możliwością wykorzystania R744. Jest to tani czynnik i charakteryzuje się wysoką jednostkową objętościową wydajnością chłodniczą, znacznie wyższą niż R22 czy R717. Niekorzystne właściwości tego czynnika to: wysokie ciśnienie tłoczenia i niska temperatura punktu krytycznego (Bitzer, 2023).

5. ELEMENTY CHŁODNICZYCH URZĄDZEŃ SPRĘŻARKOWYCH

System chłodniczy to proces mechaniczny lub układ odpowiedzialny za obniżenie temperatury między dwoma punktami. Aby proces ten mógł zajść, zaangażowane są właściwości termodynamiczne substancji, które odpowiadają za przenoszenie energii cieplnej lub ciepła pomiędzy tymi punktami. Istnieją dwie podstawowe konfiguracje układu chłodniczego w zależności od sposobu wtysku czynnika chłodniczego lub jego budowy. „Chłodzenie sprężarkowe” opiera się na działaniu energii mechanicznej obwodu poprzez sprężanie czynnika chłodniczego. Sprężanie czynnika w sprężarce odpowiada za utrzymanie obiegu, który po przejściu przez parownik, zawór rozprężny i skraplacz jest następnie powtarzany, przechodząc przez różne ciśnienia, a zatem różne warunki temperaturowe. Najważniejsze elementy sprężarkowych urządzeń chłodniczych to parownik, sprężarka, skraplacz, zawór rozprężny, zbiornik czynnika, urządzenia kontrolno-sterujące, przewody czynnika i szereg innych drobniejszych elementów takich jak odolejacz, filtr, wziernik, zawory serwisowe itp.

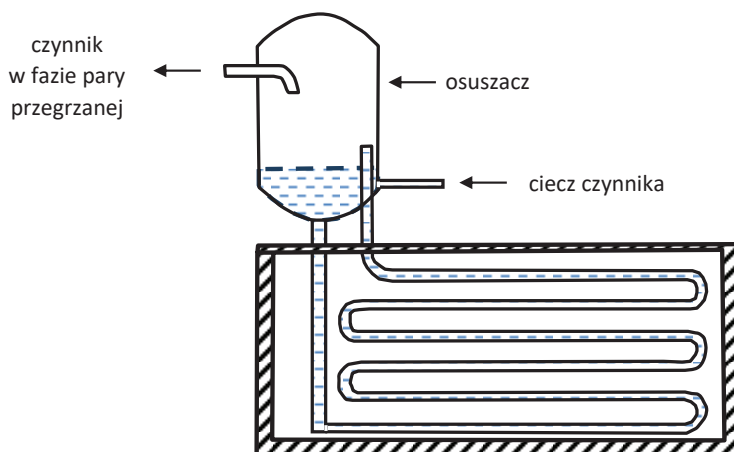
5.1. Parownik

Parownik jest wymiennikiem ciepła. W przemyśle spożywczym najczęściej zadaniem parownika jest odebranie ciepła od powietrza (i przekazanie go do wrzącego czynnika) lub schłodzenie cieczy pośredniej, np. roztworu solanki, który z kolei ochładza produkt. W pierwszym przypadku chłodnice zbudowane są z węzownic, przez które przepływa czynnik chłodniczy. Rury są ożebrowane, aby zwiększyć powierzchnię wymiany ciepła. Czynnik chłodniczy w postaci cieczy jest dozowany do parownika w ilości umożliwiającej jego odparowanie. Na początku parownika czynnik jest w stanie ciekłym. W miarę odbierania ciepła od powietrza czynnik wrze. Zmniejsza się ilość cieczy, a rośnie ilość fazy gazowej. W ostatniej części parownika czynnik w stanie gazowym ulega przegrzaniu (rys. 23).



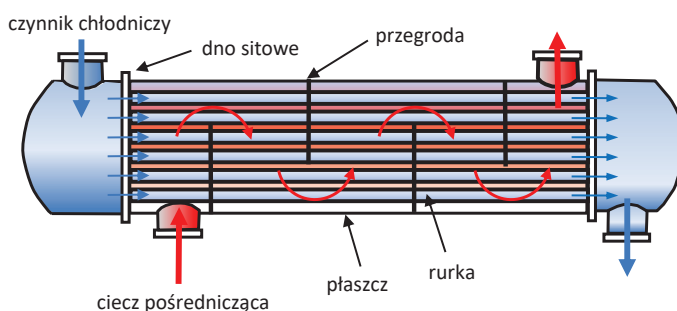
Rys. 23. Schemat działania parownika (opracowanie własne)

Różnica temperatury czynnika na wlocie i wylocie jest podstawą regulacji ilości dozowanego czynnika. Różnica temperatury wymuszona przegrzaniem wynosi zwykle 6 – 12 K w zależności od rodzaju czynnika, budowy parownika oraz obciążenia cieplnego i warunków roboczych (Luckmann, 2018). W parownikach tzw. zalanych cała powierzchnia parownika jest wypełniona wrzącym czynnikiem (rys.24). W celu zapobieżenia zasysania przez sprężarkę cieczy stosuje się osuszacz. Zadaniem osuszacza jest oddzielenie cieczy od fazy gazowej i skierowanie jej z powrotem do parownika.



Rys. 24. Koncepcja parownika zalanego z osuszaczem (opracowanie własne)

W przemyśle spożywczym stosowane są różnego rodzaju parowniki: od typowych chłodzińców powietrza poprzez parowniki typu „rura w rurze”, płaszczowo rurowe do parowników płytowych. Zasada działania parownika płaszczowo rurowego polega na przepływie przez rurki czynnika chłodniczego, natomiast ciecz pośrednicząca (woda lub solanka) przepływa dookoła rurek doprowadzając do wymiany ciepła od cieczy pośredniczącej do wrzącego czynnika (rys. 25). W płaszczu zamontowane są przegrody, aby dodatkowo zwiększyć efektywność wymiany ciepła.



Rys. 25. Schemat ideowy parownika płaszczowo rurowego (opracowanie własne)

Innym rodzajem parownika stosowanym w przemyśle jest płytowy wymiennik ciepła (rys. 26). Składa się on z wielu płyt utrzymywanych w miejscu przez płyty dociskowe. Płyny przepływają pomiędzy płytami. Główną zaletą w porównaniu z konwencjonalnym wymiennikiem ciepła jest znacznie większa powierzchnia wymiany ciepła. Większe wersje komercyjne wykorzystują uszczelki między płytami, podczas gdy mniejsze wersje są zwykle lutowane. Zastosowane uszczelki na każdej płycie zapewniają szczelinę, która umożliwia przeciwny przepływ czynnika chłodniczego i pośredniczącego. Szczeliny tworzą wąskie komory, sprawia to, że większość przepływającej cieczy styka się z powierzchnią płyty zwiększając intensywność wymiany ciepła. W porównaniu z wymiennikami płaszczowo-rurowymi, najmniejsza różnica temperatur strumienia płynu zimnego i gorącego może wynosić nawet 1°C , podczas gdy wymienniki płaszczowo-rurowe wymagają minimalnej różnicy 5°C lub więcej. Ponadto przy tej samej ilości wymienianego ciepła rozmiar płytowego wymiennika ciepła jest mniejszy ze względu na dużą powierzchnię wymiany ciepła zapewnianą przez płyty.

a)



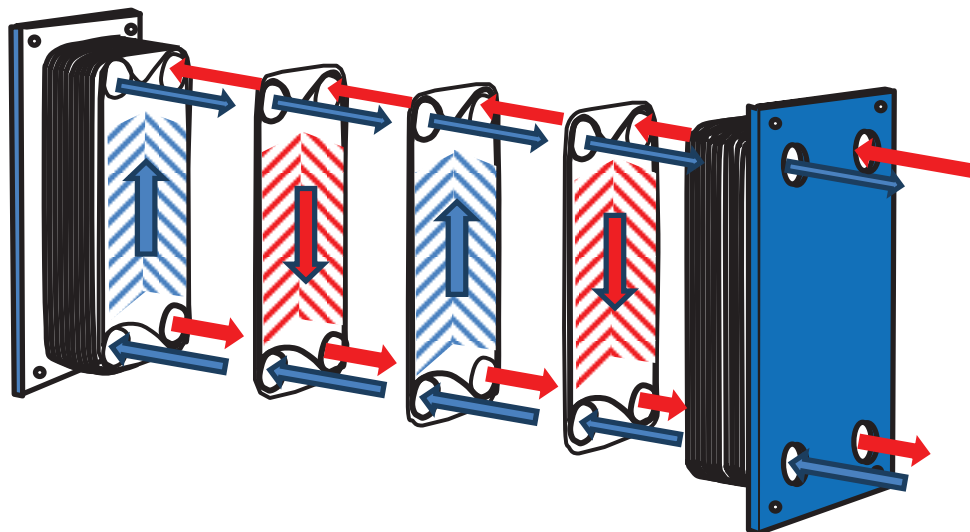
b)



Rys. 26. Parownik płytowy produkowany przez firmę HFM (www.hofmann-heatexchanger.com) a) widok złożonego parownika, b) widok pojedynczej płyty.

W celu zwiększenia powierzchni wymiany ciepła i wymuszenia turbulencyjnego przepływu czynników na płytach wciśnięte są fale (rys.27). W przypadku parownika typu płytowego na ogół celem jest schłodzenie płynu procesowego poprzez odparowanie czynnika chłodniczego w stałej temperaturze. Czynnik chłodniczy w fazie ciekłej wpływa do parow-

nika od dołu do góry z dużą prędkością i odparowuje, usuwając ciepło z płynu przepływającego z drugiej strony płyty. Najważniejszym problemem, z którym mierzą się konstruktorzy jest uzyskanie takiego samego natężenia przepływu czynnika w każdym kanale wymiennika, wzdłuż całego pakietu płyt.

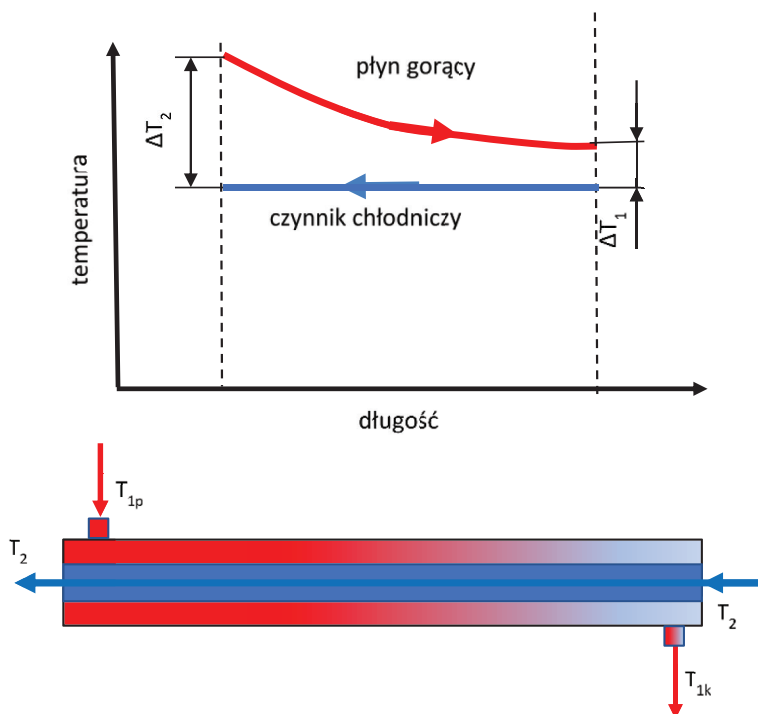


Rys. 27. Schemat płytowego parownika (opracowanie własne)

Płytowe wymienniki ciepła charakteryzują się także ograniczeniami w zastosowaniu ze względu na ciśnienia, które nie powinny przekraczać 1,5 MPa, ograniczony zakres temperatur pracy oraz większy opór przepływu w porównaniu z płaszczowo-rurowymi wymiennikami ciepła.

Parownik typu „rura w rurze” jest najmniej skomplikowanym typem parownika. Jest zbudowany z dwóch rur o różnych średnicach. Rura o średnicy mniejszej jest umieszczona centralnie w rurze o większej średnicy. Czynnik chłodniczy i płyn ochładzany przepływają współprądowo lub przeciwproudowo przez wymiennik.

Podstawowe obliczenia parowników najprościej zacząć od parownika typu „rura w rurze”. Przeprowadzane są dwa typy obliczeń. Pierwszy, kiedy znana jest wydajność chłodnicza, obliczeniu podlegają współczynniki przenikania ciepła oraz powierzchnia wymiennika. W drugim przypadku znana jest powierzchnia wymiennika, a oblicza się jego wydajność. Na rysunku 28 przedstawiono schematycznie rozkład temperatury na długości wymiennika przy przepływie przeciwproudowym.



Rys. 28. Rozkład temperatury w parowniku typu rura w rurze (opracowanie własne)

W metodzie LMTD zakłada się, że: współczynnik przenikania ciepła k jest w całym wymienniku taki sam, nie ma przepływu ciepła do otoczenia, ciepło właściwe c_p czynników nie zależy od temperatury. Podstawą obliczeń jest równanie prawa Pécleta (Pudlik, 2012):

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta T_m \quad (kW) \quad (47)$$

gdzie:

- $\dot{Q}$ – strumień wymienianego w wymienniku ciepła, (kW)
- A – powierzchnia wymiany ciepła, (m²)
- k – współczynnik przenikania ciepła, (W/(m²K))
- ΔT_m – średnia logarytmiczna różnica temperatur, (K)

oraz równanie bilansu energii:

$$\dot{Q} = c_1 \cdot \dot{m}_1 \cdot \Delta T_1 \quad (kW) \quad (48)$$

gdzie:

- $\dot{Q}$ – strumień wymienianego w wymienniku ciepła, (kW)
- c_1 – ciepło właściwe płynu, (kJ/(kg K))
- $\dot{m}_1$ – strumień przepływającego płynu, (kg/s)
- ΔT_1 – różnica temperatur, (K)

stąd powierzchnia wymiany ciepła jest równa:

$$A = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta T_m} \quad (m^2) \quad (49)$$

W równaniach tych ΔT_m to średnia logarytmiczna różnica temperatur, którą można wyznaczyć ze wzoru (50):

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (K) \quad (50)$$

gdzie:

- ΔT_m – średnia logarytmiczna różnica temperatur, (K)
- ΔT_1 – różnica temperatur (rys. 28), (K)
- ΔT_2 – różnica temperatur (rys. 28), (K)

Oprócz powierzchni wielkością opisującą wymiennik jest jego efektywność (sprawność):

$$\varepsilon = \frac{\text{rzeczywisty strumień ciepła}}{\text{teoretyczny maksymalny strumień ciepła}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (51)$$

Współczynnik efektywności byłby równy 1, gdyby płyn ochładzany uzyskał temperaturę czynnika zimniejszego, co wymaga nieskończonej powierzchni wymiany ciepła, a zatem zawsze: $\varepsilon < 1$. Metoda LMTD jest ograniczona do wymienników ciepła o przepływie równoległym i przeciwpłdowym. W przypadku np. przepływu krzyżowego równoważną różnicę temperatur można odnieść do średniej logarytmicznej różnicy temperatur dla przepływu przeciwpłdowego za pomocą współczynnika korekcyjnego F . Współczynnik ten, zależy od geometrii wymiennika ciepła oraz temperatury wlotu i wylotu strumieni gorącego i zimnego płynu. W bardziej skomplikowanych wymiennikach wygodniejszą metodą obliczenia jest zastosowanie metody NTU (liczba jednostek przenikania ciepła). W metodzie tej przyjmuje się, że parametry płynów oraz współczynnik przenikania ciepła są stałe. W układach jednofazowych zmianę entalpii można wyrazić jako zmianę temperatury poprzez wprowadzenie strumienia pojemności cieplnej $\dot{C}$:

$$\dot{C} = \dot{m} \cdot c \quad \left(\frac{W}{K}\right) \quad (52)$$

gdzie:

- $\dot{C}$ – strumień pojemności cieplnej, (W/K)
- $\dot{m}$ – masowe natężenie przepływu płynu, (kg/s)
- c – ciepło właściwe, (kJ/(kgK))

wtedy:

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta T_m = \dot{C}_1 \cdot \Delta T_1 = \dot{C}_2 \cdot \Delta T_2 \quad (kW) \quad (53)$$

gdzie:

- $\dot{Q}$ – strumień wymienianego w wymienniku ciepła, (kW)
- A – powierzchnia wymiany ciepła, (m²)
- k – współczynnik przenikania ciepła, (W/(m²K))

- ΔT_m – średnia logarytmiczna różnica temperatur, (K)
 $\dot{C}$ – strumień pojemności cieplnej, (W/K)
 ΔT_1 – różnica temperatur (rys. 28), (K)
 ΔT_2 – różnica temperatur (rys. 28), (K)

Następnie wyznacza się liczby bezwymiarowe dzieląc równanie (53) przez bezwzględnie największą różnicę temperatur:

$$\Theta = \frac{\Delta T_m}{T'_1 - T'_2} \quad (54)$$

oraz bezwymiarowe zmiany temperatury dla strumieni płynów 1 i 2:

$$P_1 = \frac{T'_1 - T''_1}{T'_1 - T'_2} \quad (55)$$

$$P_2 = \frac{T''_2 - T'_2}{T'_1 - T'_2} \quad (56)$$

a także wartości NTU strumieni płynów:

$$NTU_1 = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_1} \quad (57)$$

$$NTU_2 = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_2} \quad (58)$$

Stosunek pojemności cieplnych R będzie równy:

$$R_1 = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} \quad (59)$$

i

$$R_2 = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} = \frac{1}{R_1} \quad (60)$$

Zachodzą następujące zależności pomiędzy liczbami bezwymiarowymi:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{NTU_1}{NTU_2} = \frac{1}{R_1} = R_2 \quad (61)$$

oraz

$$\Theta = \frac{P_1}{NTU_1} = \frac{P_2}{NTU_2} \quad (62)$$

Analizując efektywność wymiennika poprzez strumień pojemności cieplnej należy stwierdzić, że jest to stosunek rzeczywiście przejętej (lub oddanej) energii cieplnej przez strumień „słabszy” (charakteryzujący się mniejszym strumieniem pojemności cieplnej $\dot{C}_i$ i większą różnicą temperatur ΔT_i) do ilości maksymalnie możliwej do przekazania energii cieplnej (Pudlik, 2012).

$$\varepsilon = \frac{\dot{C}_i \Delta T_i}{\dot{C}_i \Delta T_{max}} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{max}} \quad (63)$$

Jeżeli „słabszym” płynem jest płyn pobierający ciepło to wtedy:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_1 \Delta T_{max}} = \frac{\dot{C}_2 \Delta T_2}{\dot{C}_1 \Delta T_{max}} = R \cdot P \quad (64)$$

W odwrotnym przypadku:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{max}} = P \quad (65)$$

Po wyznaczeniu wartości ε można obliczyć strumień ciepła przekazywanego w wymienniku:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} = \varepsilon \cdot \dot{C}_i \cdot \Delta T_{max} \quad (kW) \quad (66)$$

gdzie:

- $\dot{Q}$ – strumień ciepła przekazywanego w wymienniku, (kW)
- ε – wydajność wymiennika,
- $\dot{C}_i$ – „słabszy” strumień pojemności cieplnej, (K/W)
- ΔT_{max} – największy możliwy spadek lub wzrost temperatury w wymienniku, (K)

W wielu publikacjach m.in. VDI atlas (VDI, 2010) znajduje się szereg rozwiązań analitycznych dla różnych typów wymienników oraz ich zróżnicowanej konfiguracji.

W przypadku chłodziń powietrza ważnym wskaźnikiem pracy jest współczynnik obejścia BF. Współczynnik ten definiuje się jako stosunek strumienia objętości powietrza, które nie kontaktuje się bezpośrednio z chłodziłą do całkowitego strumienia powietrza przepływającego przez chłodziłą (Śmierciew. 2018)

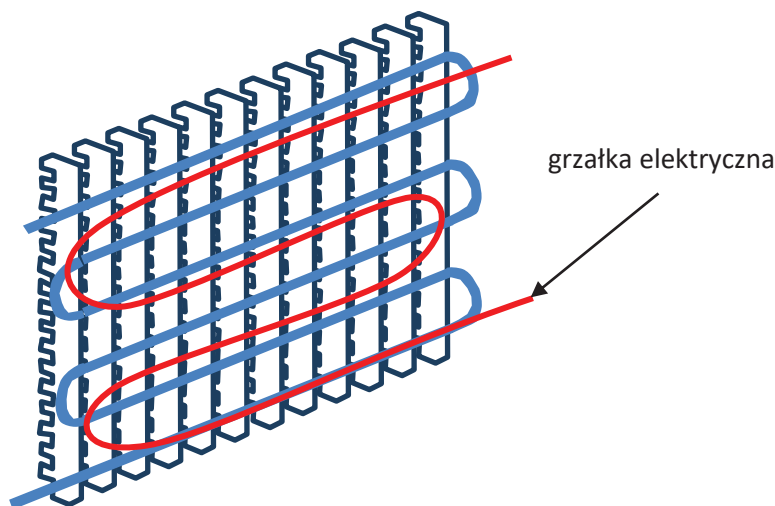
$$BF = \frac{\dot{V}_i}{\dot{V}_{max}} = \frac{T_2 - T_s}{T_1 - T_s} \quad (67)$$

gdzie:

- BF – współczynnik obejścia,
- T_1 – temperatura powietrza przed chłodziłą, (°C)
- T_2 – temperatura powietrza za chłodziłą, (°C)
- T_s – temperatura powierzchni chłodziły, (°C)

Współczynnik ten zależy od liczby rzędów rurek w chłodziłą i ich średnicy, rozstawu lameli oraz prędkości czynnika przepływającego przez chłodziłą. Kolejnym kluczowym parametrem wpływającym na efektywność wymiany ciepła w chłodziłą jest stopień oszronienia chłodziły. Ze względu na wilgoć zawartą w przepływającym przez chłodziłą powietrzu i jego kontakt z powierzchnią o temperaturze niższej od temperatury punktu rosy i temperatury zamarzania powstaje warstwa szronu. Początkowo, miejscem powstawania szronu jest powierzchnia rury z przepływającym czynnikiem. Następnie, szron narasta na lamelach. Szron jest materiałem porowatym zbudowanym z lodu i powietrza. Niekorzystne działanie szronu wynika z dwóch przyczyn. Po pierwsze przewodność cieplna szronu jest niska i wynosi ok. 0,1 W/(m·K). W związku z tym szron jest izolatorem zmniejszającym strumień przepływającego ciepła. Ponadto, szron ogranicza przepływ powietrza przez chłodziłą

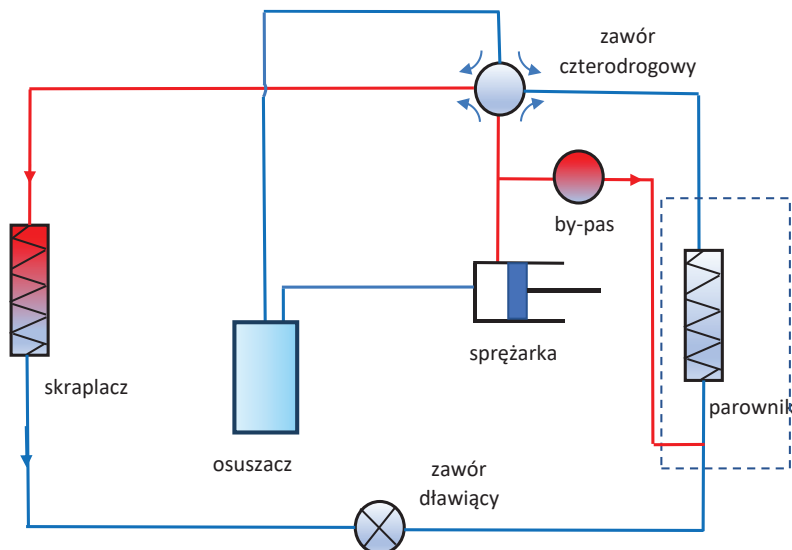
nicę zmniejszając jej efektywność pracy. Jak podaje Śmierciew (Śmierciew, 2018) oszronienie chłodnicy obniża jej moc chłodniczą o 20–40%. Z tego względu stosuje się różne metody odszraniania chłodnic. Najpopularniejsza to zastosowanie grzałek elektrycznych (rys.29). Sposób ten polega na ogrzewaniu bloku lamelowego i w konsekwencji roztopianiu szronu przez umieszczoną wewnątrz chłodnicy grzałkę.



Rys. 29. Odszranianie chłodnicy za pomocą grzałki elektrycznej (opracowanie własne)

Główną zaletą tej metody są niewielkie koszty urządzenia i możliwość łatwego sterowania procesem, natomiast wadą jest dodatkowe zużycie energii elektrycznej. Druga metoda odszraniania polega na inicjowaniu obiegu odwróconego. Wówczas parownik staje się skraplaczem i odwrotnie skraplacz staje się parownikiem. Podczas okresu odszraniania COP jest ujemny, ze względu na usuwanie ciepła po stronie wewnętrznej. W idealnej sytuacji obieg odwrócony kończy się natychmiast po całkowitym stopieniu szronu, ale wykrycie tego stanu nie jest łatwe ze względu na nierównomierne gromadzenie się szronu. Kolejnym sposobem jest przekierowanie gorącego czynnika chłodniczego ze sprężarki do chłodnicy (rys.30) (Mader i Thybo, 2012).

Wadą takiego sposobu odszraniania jest konieczność rozbudowy instalacji o niekiedy kosztowne elementy automatyki chłodniczej. Ważne jest, aby odpowiednio dopasować długość cyklu odszraniania do naszego urządzenia oraz panujących warunków. Poza wyborem metody odszraniania równie ważne jest odpowiednie dobranie czasu i ilości cykli odszraniania. Zbyt krótkie i rzadkie cykle powodują niecałkowite usunięcie szronu i w konsekwencji doprowadzenie do zalodzenia parownika. Z drugiej strony zbyt długie i częste cykle prowadzą do nadmiernego zużycia energii oraz czasu, generując dodatkowe koszty.

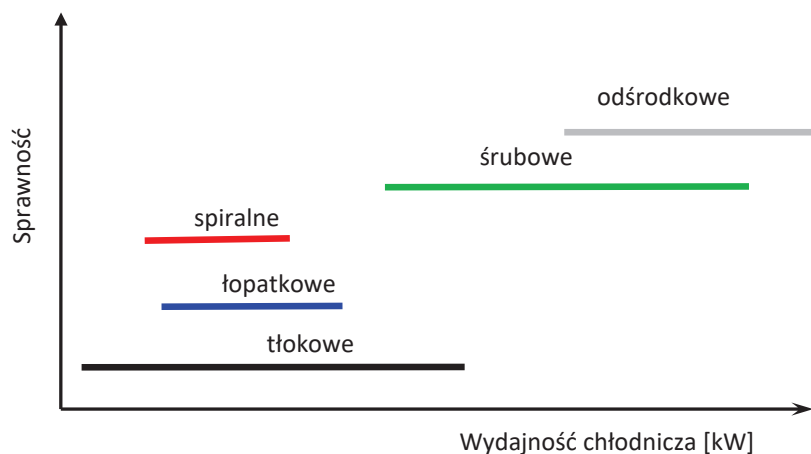


Rys. 30. Odszranianie gorącym czynnikiem (opracowanie własne)

5.2. Sprężarka chłodnicza

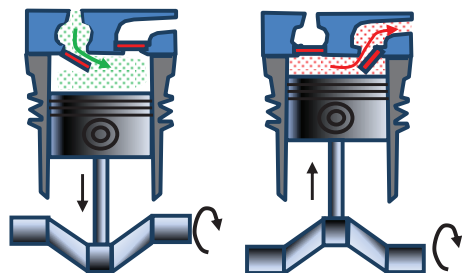
Sprężarka często nazywana jest sercem układu chłodniczego. Jej zadanie to nie tylko doprowadzanie czynnika do wysokiego ciśnienia, ale także przetłaczanie czynnika w obieg chłodniczym. Przegrzane pary czynnika chłodniczego są zasysane do sprężarki i następnie rozpoczyna się ich sprężanie. W wyniku tego ciśnienie, temperatura oraz entalpia czynnika chłodniczego gwałtownie wzrastają, osiągając najwyższą wartość w całym obiegu. Natomiast objętość właściwa maleje. Istnieje cały szereg sprężarek, które działają na różnicowanej zasadzie. Najczęściej sprężarki dzielą się na wyporowe i przepływowe. Dobór odpowiedniej sprężarki do układu chłodniczego zależy od wielu czynników. Najważniejsze to wymagany stosunek ciśnień, sprawność oraz natężenie przepływu czynnika. Istnieje zasadniczo 5 rodzajów sprężarek, które są powszechnie stosowane w branży spożywczej (rys.31). Są to sprężarki: tłokowe, spiralne, śrubowe, rotacyjne i odśrodkowe.

W przypadku niskich masowych natężeń przepływu i wysokich współczynników ciśnienia stosowane są sprężarki tłokowe. Najważniejsze elementy sprężarki tłokowej (rys. 32) to silnik, wał korbowy i tłoki. Silnik wytwarza ruch obrotowy wału korbowego. Umieszczone na wale tłoki w ilości 2-6 poruszają się w cylindrach. Poprzez ruchy posuwisto zwrotne tłoka odparowany czynnik chłodniczy jest sprężany. Gdy tłoki poruszają się w dół, czynnik chłodniczy jest zasysany do cylindra przez zawór wlotowy. Następnie, tłok porusza się z powrotem do góry, zawór wlotowy zamyka się, a objętość przestrzeni w cylindrze zmniejsza się, sprężając czynnik chłodniczy. Po osiągnięciu odpowiedniego ciśnienia czynnika chłodniczego zostaje otwarty zawór upustowy i czynnik chłodniczy jest usuwany, umożliwiając powtórzenie cyklu. W rezultacie wypieranie gazu jest nieciągłe i powoduje wibracje.



Rys. 31. Przybliżony zakres stosowania sprężarek chłodniczych (opracowanie własne)

a)



b)



Rys. 32. Sprężarka tłokowa a) schemat ideowy (opracowanie własne) oraz b) widok sprężarki GEA Grasso 5HP (www.gea.com)

Sprężarki tłokowe są wysoce skalowalne, co pozwala na zaprojektowanie ich do instalacji o małej lub dużej wydajności chłodniczej. Sprężarki te są budowane w 3 typach. Jako otwarte, gdy sprężarka i silnik napędowy stanowią dwa odrębne urządzenia połączone bezpośrednio wałem napędowym za pośrednictwem sprzęgła. Półhermetyczne, gdy sprężarka i silnik są umieszczone w tej samej obudowie z możliwością jej otwierania w celu

kontroli i serwisowania. Ostatnim typem są sprężarki hermetyczne, gdy obudowa jest spawana i uszczelniona uniemożliwiając jej otwieranie.

Proces sprężania opisywany jest za pomocą sprężu. Teoretycznie jest to stosunek wartości ciśnienia parowania do ciśnienia skraplania:

$$\frac{p_k}{p_o} = \kappa^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (68)$$

gdzie:

- p_k – ciśnienie czynnika na wylocie ze sprężarki, (MPa)
- p_o – ciśnienie czynnika na wlocie do sprężarki, (MPa)
- κ – wykładnik adiabaty.

Wartość sprężu waha się od 2,72 dla $\kappa = 1$ do 3,24 dla $\kappa = 1,4$. Teoretyczną wydajność sprężarki tłokowej można wyznaczyć ze wzoru:

$$\dot{V}_t = \frac{\pi D^2}{4} s \cdot n \cdot z \left[\frac{m^3}{min} \right] \quad (69)$$

gdzie:

- D – średnica tłoka, (m)
- s – skok tłoka, (m)
- n – liczba obrotów, (1/min)
- z – ilość cylindrów,
- $\dot{V}$ – objętościowe natężenie przepływu czynnika, (m³/min)

Sprawność objętościową sprężarki tłokowej określa się jako stosunek efektywnej objętości gazu wlotowego do cylindra podczas zasysania do objętości skokowej w czasie jednego obrotu, dla danego stanu roboczego:

$$\eta_V = \frac{V_{ssanie}}{V_{tloczenie}} \quad (70)$$

gdzie:

- η_V – sprawność objętościowa sprężarki,
- V_{ssanie} – objętość ssania (dotyczy gazu zasysanego przy ciśnieniu w punkcie 1), (m³)
- $V_{tloczenie}$ – objętość tłoczenia, (m³)

Kolejnym parametrem pracy sprężarki chłodniczej jest jej rzeczywista wydajność objętościowa:

$$\dot{V}_r = \lambda \cdot \dot{V} \left(\frac{m^3}{s} \right) \quad (71)$$

gdzie:

- $\dot{V}_r$ – rzeczywista wydajność objętościowa, (m³/s)
- λ – stopień dostarczenia sprężarki,
- $\dot{V}$ – objętościowe natężenie przepływu czynnika, (m³/s)

Stopień dostarczania sprężarki zależy od wielu czynników m.in. od objętości przestrzeni szkodliwej, wpływu dławienia, podgrzania czynnika podczas ssania, oddziaływania ciepłego ścianek sprężarki czy nieszczelności. Innym sposobem określenia wydajności sprężarki jest stosunek mocy izentropowej do rzeczywistej zmierzonej mocy wejściowej (Dincer, 2017):

$$\eta_c = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{P_r} \quad (72)$$

gdzie:

- η_c – współczynniki sprawności wewnętrznej (izotermicznej),
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 18), (kJ/kg)
- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 18), (kJ/kg)
- $\dot{m}$ – strumień masy czynnika chłodniczego, (kg/s)
- P_r – rzeczywista zmierzona moc indykowana sprężarki, (kW)

Rzeczywista wydajność chłodnicza jest definiowana jako strumień ciepła jaki jest przenoszony w wyniku pracy sprężarki z parownika do skraplacza:

$$\dot{Q}_o = \dot{V}_r \cdot \dot{q}_v \quad (73)$$

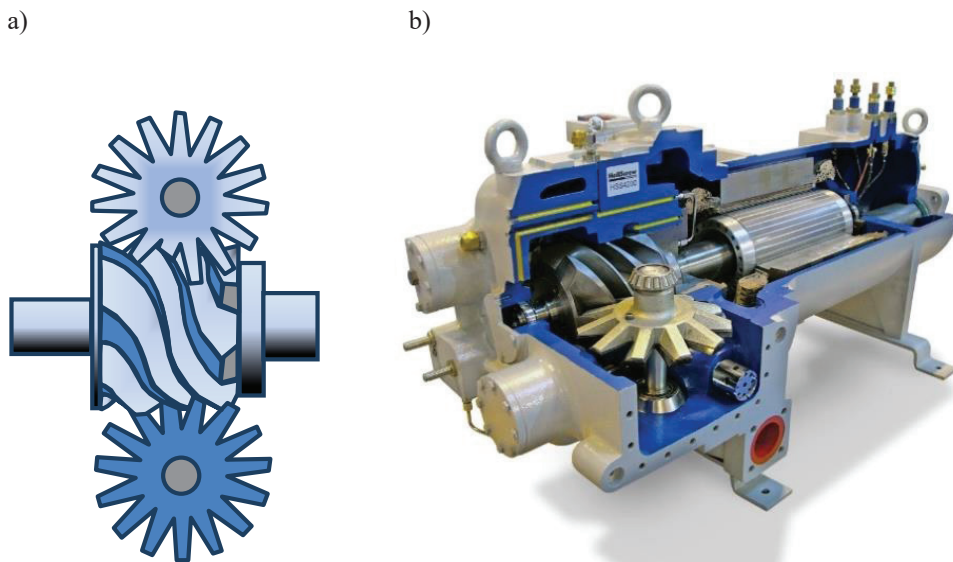
gdzie:

- $\dot{Q}_o$ – wydajność chłodnicza, (kW)
- $\dot{V}_r$ – rzeczywista wydajność objętościowa, (m³/s)
- $\dot{q}_v$ – objętościowa wydajność chłodnicza, (kJ/m³)

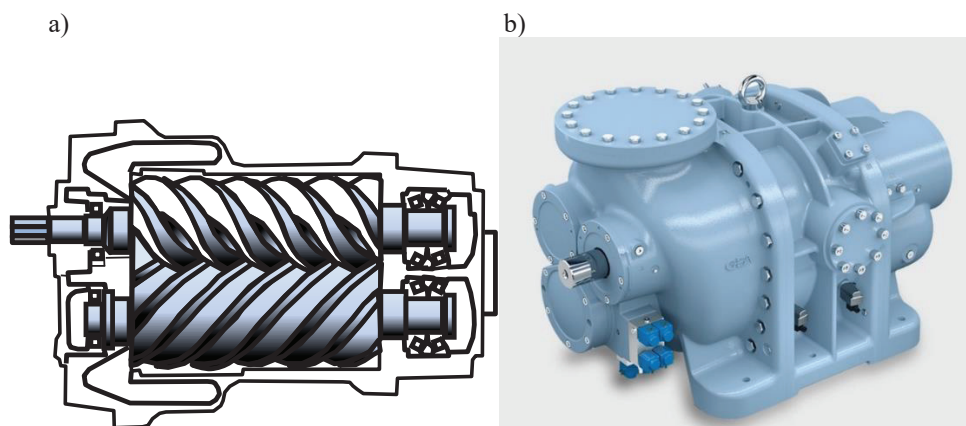
W przypadku zastosowania obiegów dwustopniowych stopień dostarczania rośnie, stąd wydajność objętościowa sprężarek jest większa.

Sprężarki śrubowe są często wykorzystywane w przemyśle spożywczym. Są to maszyny objętościowe, w których wszystkie części ruchome pracują w ruchu obrotowym. W związku z tym są one do pięciu razy lżejsze od sprężarek tłokowych o tej samej wydajności i mają prawie dziesięciokrotnie dłuższy okres eksploatacji między remontami. Ponadto, utrzymują wysoką sprawność objętościową i adiabatyczną w szerokim zakresie ciśnień roboczych i wydajności. Sprężarki śrubowe mogą być budowane jako jedno lub dwuwałowe. Sprężarka jednowałowa (rys.33) składa się z pojedynczego wirnika spiralnego (wału) i pary kół planetarnych, po jednym z każdej strony, aby oddzielić wysokie i niskie ciśnienie. Wirniki zazębiają się ze sobą i wraz z obudową tworzą szczelną objętość, w której następuje sprężanie.

W sprężarce śrubowej dwuwałowej (rys. 34) proces sprężania polega na wzroście ciśnienia wraz ze zmniejszającą się przestrzenią. Przy braku zaworów ssących i tłoczących, gaz jest zasysany do komór sprężania pomiędzy zębami a ścianą cylindra, a spiralny ruch kół zębatych wymusza na gazie ruch równoległy do wału wirnika. Jedna ze śrub (ślimak) jest elementem napędzanym, druga (ślimacznica) reaguje wyłącznie na pracę ślimaka.



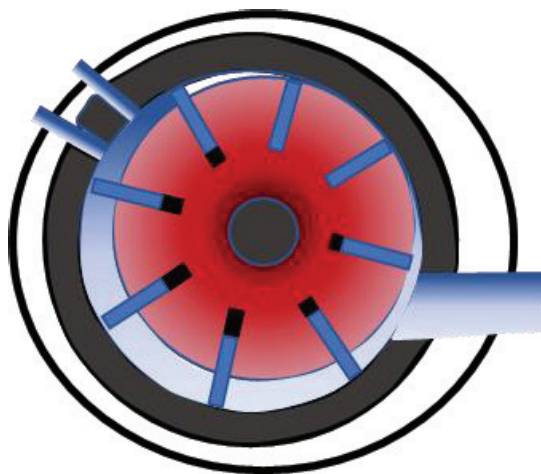
Rys. 33. Sprężarka śrubowa jednowałowa: a) schemat ideowy (opracowanie własne),
b) przekrój sprężarki HallScrew HSLM4200 (mgref.com/sprezarki-srubowe)



Rys. 34. Sprężarka śrubowa dwuwałowa: a) schemat ideowy (opracowanie własne),
b) widok sprężarki GEA Grasso LT (www.gea.com)

Sprężarki śrubowe mają wiele zalet. Przede wszystkim są znacznie cichsze i generują mniejsze wibracje. Ponadto, ich budowa jest prostsza, składają się z mniejszej ilości elementów niż sprężarki tłokowe.

Sprężarki rotacyjne łopatkowe (rys.35) są zbudowane z wirnika osadzonego mimośrodowo w obudowie, w którym przemieszczają się łopatki dzieląc komorę cylindra na mniejsze objętości. Wirnik z łopatkami obracając się zasysa parę czynnika przez zawór ssący. W miarę obrotu wirnika, objętość komór zmniejsza się i czynnik jest sprężany. Pod koniec cyklu, sprężony czynnik opuszcza cylinder przez otwór wylotowy.



Rys. 35. Sprężarka łopatkowa (opracowanie własne)

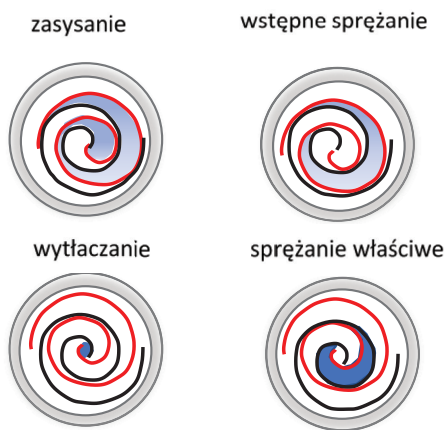
Sprężarki tego typu wymagają intensywnego smarowania. Charakteryzują się one niskim kosztem oraz niewielkimi wymiarami. Ten rodzaj sprężarek wykorzystywany jest w urządzeniach chłodniczych o niskiej wydajności oraz w niektórych instalacjach amoniakalnych. W systemach wielostopniowych, w których każdy stopień ma niski stopień sprężania, sprężarki łopatkowe mogą być wykorzystywane jako urządzenia wspomagające.

Sprężarka spiralna zbudowana jest z dwóch spiral. Jedna jest nieruchoma a druga wykonuje ruch orbitujący lub mimośrodowy. Obrót wału silnika powoduje, że spirala ruchoma krąży wokół wału. Orbitująca i stała spirala są idealnie dopasowywane. Pomiędzy nimi tworzą się przestrzenie, do których dostają się pary czynnika (rys.36).

Ciągły ruch spirali orbitującej powoduje stopniowe zmniejszenie przestrzeni pomiędzy spiralami przez co następuje sprężanie czynnika. Sprężony czynnik jest przetłaczany jest przez centralnie umieszczony port wylotowy. Następuje to po trzech pełnych ruchach orbitalnych spiral. Sprężanie jest procesem ciągłym. W każdym momencie czynnik znajduje się pomiędzy spiralami. Zapewnia to płynny proces sprężania przy niskim poziomie hałasu i wibracji.

Sprężarki odśrodkowe, nazywane również turbosprężarkami, są stosowane zamiast sprężarek wyporowych przy dużych masowych natężeniach przepływu i niskich współczynnikach ciśnienia. Projektuje się je do instalacji chłodniczych w zakresie 300 kW-20 MW. Nie są one stosowane w instalacjach amoniakalnych. Wielowirnikowe sprężarki odśrodkowe umożliwiają osiągnięcie dwu lub więcej stopni sprężania. Sprężarki te wytwarzają sprężanie czynnika za pomocą wysokoobrotowego wirnika połączonego z silnikiem elektrycznym lub

gazowym. Obracający się wirnik nadaje czynnikowi wysoką prędkość, wyrzucając go na zewnątrz. Korpus spowalnia przepływ gazu, przekształcając część energii kinetycznej na ciśnienie statyczne. Sprężarki te pracują z czynnikami o wysokiej masie cząsteczkowej (Wesołowski, 2011).

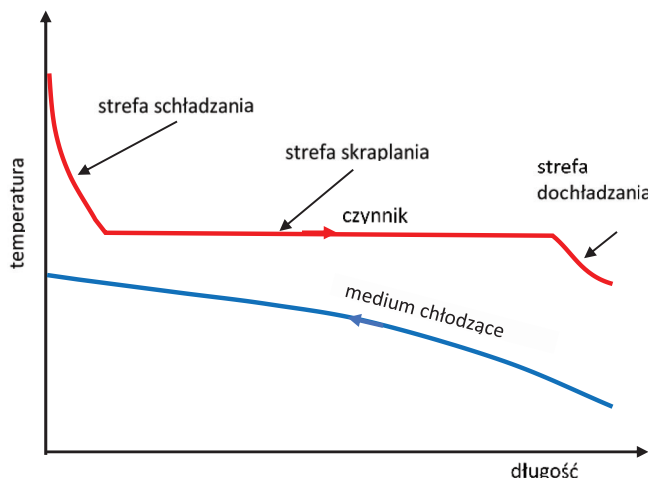


Rys. 36. Cykl pracy sprężarki spiralnej (opracowanie własne)

5.3. Skraplacz

Zadaniem skraplacza jest transfer ciepła od czynnika do otoczenia. Obniżenie temperatury czynnika w skraplaczu powoduje przejście fazowe czynnika z gazowego w ciekły. Ponieważ ciepło musi przepływać ze skraplacza do powietrza, temperatura skraplania musi być wyższa niż temperatura powietrza. Zazwyczaj różnica ta wynosi od 10°C do 20°C. W typowym skraplaczu czynnik chłodniczy dostarczany jest w stanie pary przegrzanej. Wysokociśnieniowa para jest następnie schładzana do punktu, w którym staje się ponownie ciekłym czynnikiem chłodniczym (rys. 37). Ciekły czynnik chłodniczy może opuścić skraplacz jako ciecz nasycona lub przechłodzona, w zależności od temperatury czynnika zewnętrznego i konstrukcji skraplacza. W związku z tym mogą występować charakterystyczne strefy: schładzania, skraplania właściwego oraz dochłodzenia skroplonej cieczy (Bohdal i Florjanowicz, 2010).

Skraplacze zazwyczaj przekazują odebrane ciepło do powietrza lub wody, w tym w skraplaczach natryskowo-wyparnych wykorzystując zjawisko parowania wody. W klimacie panującym na terenie Polski średnia roczna temperatura powietrza nie przekracza 10°C. W takich warunkach większość czynników łącznie z amoniakiem może być chłodzona powietrzem. Budowa skraplaczy (rys. 38) realizujących transfer ciepła do powietrza jest podobna do budowy parowników.



Rys. 37. Strefy w skraplaczu chłodniczym (opracowanie własne)

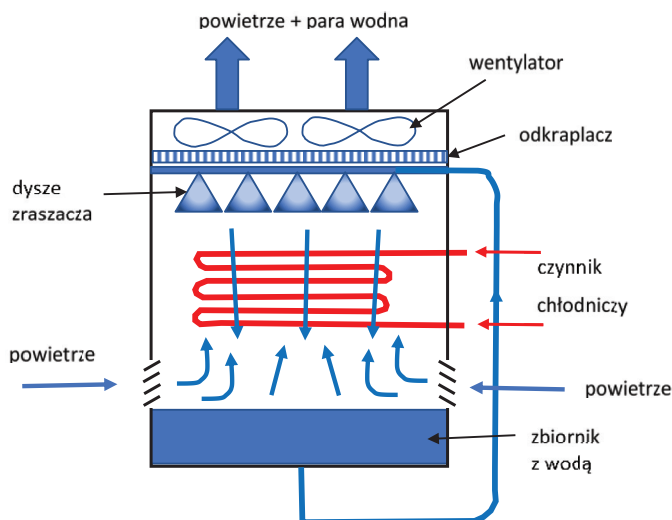


Rys. 38. Widok skraplaczy chłodzonych powietrzem (incools.com/en/article/article-41)

W tego typu urządzeniach czynnik przepływa przez węzownicę rurową ożebrowaną, która znajduje się wewnątrz metalowej konstrukcji. Szereg wentylatorów o wysokiej wydajności wymusza przepływ powietrza zewnętrznego i chłodzi czynnik (Jackmann, 2008).

Skraplacze płaszczowo rurowe składają się z węzownic składających się z rur ze stali nierdzewnej, przez które krąży czynnik o wysokiej temperaturze. Węzownica umieszczona jest wewnątrz cylindrycznej konstrukcji stalowej, przez którą przepływa chłodna woda absorbując ciepło od czynnika. Woda ze skraplacza musi zostać ponownie ochłodzona np. w wieży chłodniczej.

Skrapłacz natryskowo-wyparny (rys. 39) jest szeroko stosowany w przypadku braku dostępu do dużej ilości wody. Jest on budowany w sposób podobny jak wieża chłodnicza z wentylatorami umieszczonymi na górze. Wewnątrz skraplacza znajdują się wężownice ze stali nierdzewnej, przez które przepływa czynnik. W dolnej części skraplacza umieszczony jest zbiornik wody. Pompowana woda jest rozbryzgiwana na wężownice i następnie opada grawitacyjnie z powrotem do zbiornika. Woda z powierzchni wężownic łatwo odparowuje, odbierając ciepło przemiany fazowej. Obieg zamknięty wody musi być uzupełniany o część wody, która odparowała. Para wodna zostaje usunięta na zewnątrz urządzenia (Yang i inni, 2020).



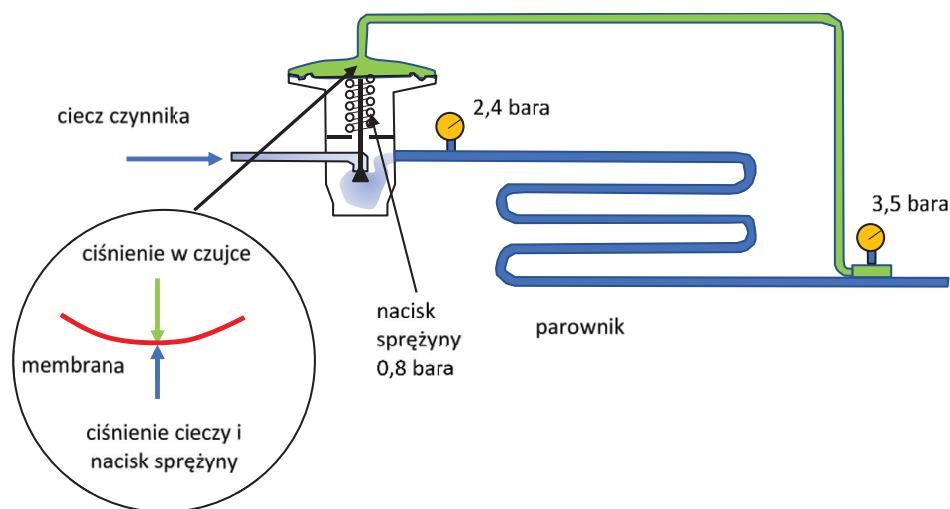
Rys. 39. Schemat skraplacza natryskowo wyparnego (opracowanie własne)

Wydajność takiego skraplacza jest uzależniona od temperatury i wilgotności względnej powietrza. Jak podaje producent ilość odparowywanej wody jest mniejsza od ilości teoretycznej o 30% (www.pzl-debica.com.pl/). Jego wydajność spada przy wilgotności względnej powietrza powyżej 60%, w niektórych przypadkach osiągając wydajność skraplacza chłodzonego powietrzem (Yang i inni, 2020)..

5.4. Zawór rozprężny

Kolejnym podstawowym elementem instalacji chłodniczej jest zawór rozprężny. Reguluje on przepływ ciekłego czynnika chłodniczego do parownika oraz obniża ciśnienie czynnika do poziomu umożliwiającego jego całkowite odparowanie. Najczęściej stosowany w urządzeniach przemysłowych zawór to termostatyczny zawór rozprężny TZR. Zawór ten utrzymuje stabilny poziom przegrzania poprzez regulację masowego przepływu czynnika w zależności od obciążenia cieplnego parownika. Osiąga się to wykorzystując zmiany ciśnienia w czujniku temperatury zamontowanym na rurociągu ssawnym tuż za parownikiem

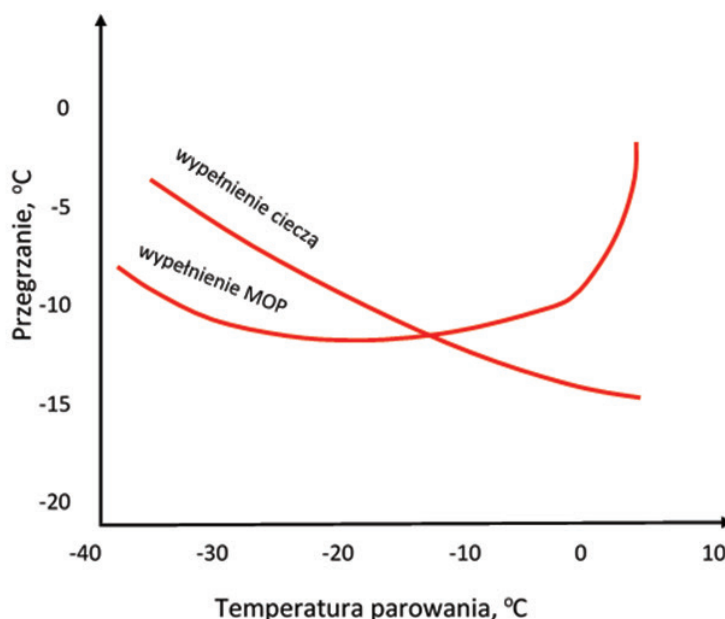
(rys. 40). Bańka czujnika przekazuje ciśnienie do górnej części TZR za pomocą kapilary. Różnica ciśnień pomiędzy ciśnieniem nasycenia parowania a ciśnieniem w czujniku temperatury jest równoważona przez membranę umieszczoną wewnątrz głowicy zaworu. Ruch membrany steruje położeniem iglicy, a tym samym masowym przepływem czynnika chłodniczego wpływającego do parownika. Jeśli przegrzanie wzrośnie, ciśnienie wewnątrz bańki również wzrośnie, ponieważ więcej czynnika chłodniczego wewnątrz bańki odparowuje. Zwiększone ciśnienie w czujniku naciska na membranę wewnątrz głowicy. A to powoduje przesunięcie iglicy i wzrost przepływu czynnika. Większa ilość czynnika w parowniku wymaga większej powierzchni do odparowania, co zatem powoduje zmniejszenie przegrzania. Temperatura gazu wylotowego zmniejszy się, a to z kolei wpłynie na niższe ciśnienie w czujniku i dalej zmniejszenie ciśnienia na membranie. Membrana zmniejszy swoje wygięcie, przez co iglica przymknie zawór i do parownika wpłynie mniejsza ilość czynnika chłodniczego. Zasada działania TZR została przedstawiona na rysunku 40.



Rys. 40. Zasada działania TZR w przypadku instalacji chłodniczej z czynnikiem R134a (opracowanie własne)

Czujnik Zaworu TZR może być wypełniony cieczą czynnika, parą i cieczą MOP lub wsadem adsorpcyjnym. Ciecz w czujniku, a w zasadzie mieszanina cieczy i niewielkiej ilości pary, jest najczęściej innym czynnikiem chłodniczym niż ten, który krąży w obiegu. Ciśnienie w czujniku wzrasta z powodu dodatkowego odparowania cieczy czynnika. W przypadku zaworów rozprężnych z wypełnieniem MOP w czujniku znajduje się niewielka ilość cieczy czynnika i jego para. Tego typu czujniki stosowane są w instalacjach, w których niezbędne jest ograniczenie ciśnienia ssania, na przykład podczas rozruchu instalacji mroźniczych (rys.41). Kolejne rozwiązanie to wypełnienie adsorpcyjne. Składa się ono z gazu niekondensującego i adsorbentu umieszczonego w bańce czujnika. Podczas wzrostu temperatury gaz jest desorbowany z materiału adsorbującego, zwiększając ciśnienie czujnika. Gdy temperatura bańki spada, gaz jest adsorbowany, przez co ciśnienie w bańce maleje. Zaletą tego typu

wypełnienia jest zabezpieczenie przed wypływem wypełnienia z bańki czujnika. W zależności od rodzaju wypełnienia uzyskuje się różne charakterystyki pracy zaworu (Parker Hannifin Corporation, 2011).



Rys. 41. Charakterystyki przegrzania wypełnienia termostatycznych zaworów rozprężnych (opracowanie własne)

Wadą TZR jest konieczność stosowania wysokiego przegrzania, które zmniejsza powierzchnię parownika w której odbywa się proces odparowania (Matysko, 2014).

Alternatywą do TZR w instalacji są elektroniczne zawory rozprężne. Wewnątrz EZR znajduje się silnik krokowy, który jest połączony z iglicą. Po włączeniu silnika iglica przybliży się do gniazda zaworu, kontrolując w ten sposób natężenie przepływu czynnika chłodniczego. Temperatura nasycenia jest obliczana w elemencie sterującym na podstawie tabel termodynamicznych, a następnie porównywana z temperaturą zmierzoną. Umożliwia to podjęcie decyzji sterownikowi, ile czynnika chłodniczego ma przejść przez elektroniczny zawór rozprężny. Sygnał zostaje następnie przesłany do silnika krokowego, może być zintegrowany ze scentralizowaną jednostką sterującą w celu automatyzacji i optymalizacji kontroli czynnika chłodniczego w całym obiegu chłodniczym. W porównaniu do TZR elektroniczne zawory rozprężne są mniej zależne od rodzaju czynnika chłodniczego w instalacji. Ponadto, umożliwia lepszą kontrolę przegrzania i może być sterowany z centralnej jednostki zarządzającej całą instalacją.

5.5. Armatura i urządzenia pomocnicze

Oprócz omówionych wcześniej czterech podstawowych elementów w sprężarkowej instalacji chłodniczej występuje szereg innych komponentów. Jednym z nich jest filtr odwadniacz. Jest on instalowany na przewodzie cieczowym na wylocie z wężownicy skraplacza. Zadaniem filtra jest wychwytywanie cząstek metalu i pochłanianie wilgoci obecnej w układzie. Wilgoć reaguje z czynnikiem chłodniczym, tworząc kwaśny roztwór. Reaguje on z miedzianymi rurkami i stopami na bazie miedzi oraz wpływa na elementy sprężarki. Obecność wilgoci również wpływa na właściwości oleju smarowego i może spowodować tworzenie się kwaśnego szlamu. Te zanieczyszczenia w układzie mogą powodować zatkanie lub zablokowanie zaworów i kanałów olejowych oraz mogą uszkodzić termostatyczny zawór rozprężny. Powszechnie stosowanymi materiałami w odwadniaczu są żel krzemionkowy, tlenek glinu oraz zeolit (Hristov i inni, 2020).

Wzierniki cieczy służą do wskazania, czy w przewodzie, który powinien przenosić wyłącznie ciekły czynnik chłodniczy, znajduje się gaz. Obserwowane pęcherzyki pary wskazują na niedobór czynnika chłodniczego w układzie. Wziernik instaluje się blisko termostatycznego zaworu rozprężnego. Armatura ta często wyposażona jest w chemiczny indykator wilgoci służący do wykrywania wody w czynniku chłodniczym (Sheth i Newell, 2005).

Elektrozawór jest zaworem elektromagnetycznym do automatycznego otwierania i zamykania rurociągów cieczowych i gazowych. Zawory elektromagnetyczne są stosowane w instalacjach chłodniczych za termostatycznym zaworem rozprężnym w celu zatrzymania powrotu ciekłego czynnika chłodniczego do sprężarki po wyłączeniu urządzenia lub w skutek nieprawidłowego działania TZR.

Presostat to wyłącznik wysokiego lub niskiego ciśnienia tłoczenia. Presostat wysokiego ciśnienia zabezpiecza instalację przed powstawaniem nadmiernego ciśnienia i przez to przeciążenia silnika sprężarki. Najczęściej zatrzymanie sprężarki następuje przy ciśnieniu wynoszącym 90% maksymalnego ciśnienia roboczego. Natomiast, wyłącznik niskiego ciśnienia służy do zabezpieczenia przed zbyt niskim ciśnieniem ssania, co zwykle wskazuje na zablokowanie przez brud, tworzenie się lodu w przypadku obecności wody w układzie lub ubytek czynnika chłodniczego. Jest on zwykle ustawiony na ciśnienie odpowiadające temperaturze nasycenia o 5°C poniżej najniższej temperatury parowania (Łokietek i inni, 2019).

W sprężarkowych urządzeniach chłodniczych małej i średniej mocy silnik i sprężarka pracują z roztworem czynnika i oleju, który zasysany jest do cylindra sprężarki. W celu zapobieżenia przedostawaniu się oleju i jego osadzaniu na wewnętrznych powierzchniach parownika (co prowadzi do pogorszenia warunków wymiany ciepła) olej powinien zostać odseparowany od czynnika chłodniczego. Odolejacze zapewniają oddzielenie oleju od czynnika chłodniczego (Florek i Reszewski, 2004). Separacja oleju w odolejaczu odbywa się mechanicznie poprzez spowolnienie i zmianę kierunku przepływu strumienia mieszaniny czynnika z olejem. Olej oddzielony od czynnika chłodniczego zbiera się na dnie separatora i ponownie wraca do sprężarki.

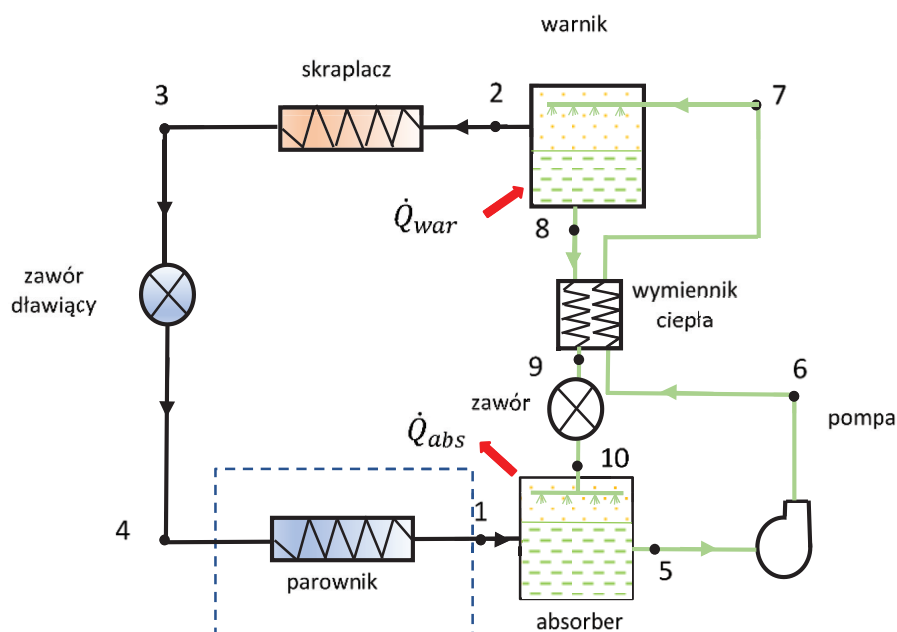
Termostaty to przetworniki elektryczne sterowane temperaturą, używane zarówno do zabezpieczenia instalacji jak i sterowania. Funkcja bezpieczeństwa umożliwia zatrzymanie sprężarki, jeśli temperatura tłoczenia jest zbyt wysoka. Jako element sterujący może służyć do kontrolowania temperatury w chłodzonych pomieszczeniach poprzez cykliczne włączanie

i wyłączanie sprężarki oraz otwieranie i zamykanie zaworu elektromagnetycznego w przewodzie cieczowym (Saidur i inni, 2002).

Jeżeli nie ma możliwości zmagazynowania czynnika chłodniczego w skraplaczu, stosuje się w instalacjach chłodniczych osobny zbiornik czynnika. Zbiornik zapewnia miejsce do magazynowania zbędnej ilości czynnika chłodniczego w instalacji, kiedy zapotrzebowanie na wydajność chłodniczą urządzenia jest mniejsze. Zapobiega on również gromadzeniu się cieczy w skraplaczu i przez to zmniejszenia efektywnej powierzchni skraplacza (Cerepnal-kovski, 1995).

6. URZĄDZENIA ABSORPCYJNE

Urządzenie chłodnicze absorpcyjne wykorzystuje źródło ciepła jako energię potrzebną w procesie chłodzenia (np.: energia słoneczna, ciepło ze spalania paliwa, ciepło odpadowe z różnych procesów produkcyjnych). Podobnie jak w przypadku urządzenia sprężarkowego, czynnik podlega przemianom fazowym. W tym urządzeniu proces mechanicznego sprężania pary w cyklu zastępuje się procesem kompresji termicznej. Kompresja termiczna jest osiągnięta poprzez: absorbowanie pary cieczy do innego ciekłego nośnika, pompowanie roztworu do obiegu wysokiego ciśnienia za pomocą pompy oraz odparowanie czynnika z roztworu poprzez ogrzewanie. Aby możliwy był proces sprężania czynnika wymagane jest odprowadzenie ciepła rozpuszczania $\dot{Q}_{abs}$ do otoczenia w absorberze oraz doprowadzenie ciepła w wężownicy $\dot{Q}_{war}$. (rys. 42). Część absorber - wężownica zastępuje sprężarkę i jest nazywana sprężarką termiczną.



Rys. 42. Schemat absorpcyjnego urządzenia chłodniczego (opracowanie własne) gdzie: $\dot{Q}_{abs}$ – strumień ciepła oddawany w absorberze (kW), $\dot{Q}_{war}$ – strumień ciepła pobierany z otoczenia w wężownicy (kW).

W sprężarce termicznej występuje układ dwuskładnikowy absorbenta i czynnika chłodniczego zwany układem sorpcyjnym. Czynnikiem chłodniczym jest ta część układu, która charakteryzuje się niższą temperaturą wrzenia. W wężownicy dostarczone z zewnątrz ciepło jest przekazywane do mieszanki w celu usunięcia z niej czynnika chłodniczego. Powstaje słaby

roztwór (o niskiej zawartości procentowej czynnika chłodniczego), który jest przekazywany z powrotem do absorbera przez zawór oraz para czynnika chłodniczego, która przepływa do skraplacza. Zarówno cykle sprężania par, jak i chłodzenia absorpcyjnego umożliwiają odprowadzanie ciepła przez odparowanie czynnika chłodniczego pod niskim ciśnieniem i oddanie ciepła przez skroplenie czynnika chłodniczego pod wyższym ciśnieniem. Sprężanie termiczne czynnika jest możliwe, jeżeli ciecz absorbująca tworzy z czynnikiem chłodniczym roztwór o nieograniczonej rozpuszczalności. Podczas pompowania mieszaniny chłodząco-absorbującej do wężownicy, część ciepła może zostać pozyskana ze słabego roztworu opuszczającego wężownicę za pomocą wymiennika ciepła. Zwiększa to znacznie wydajność systemu (Kołoła, 2009). Pompa wymagana w urządzeniu chłodniczym absorpcyjnym w porównaniu do sprężarki w urządzeniu sprężarkowym zużywa śladową ilość energii. Jako układy sorpcyjne najczęściej stosuje się bromek litu jako absorbent i wodę jako czynnik chłodniczy (LiBr - H₂O) oraz wodę jako absorbent i amoniak jako czynnik chłodniczy (H₂O - NH₃). Wybór układu sorpcyjnego zależy od wymaganej temperatury czynnika chłodniczego oraz jakości dostępnego ciepła. Jeżeli temperatura czynnika chłodniczego może być wyższa niż 4°C wykorzystywany jest układ bromek litu - woda. W przypadku niższego zakresu temperatury używany jest roztwór amoniak - woda. Jednym z problemów związanych z bromkiem litu jest to, że krystalizuje on przy umiarkowanych lub wysokich stężeniach (Dincer, 2017).

Podobnie jak w przypadku urządzeń sprężarkowych możliwa jest ocena pracy urządzenia poprzez wyznaczenie współczynnika COP. Masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego można obliczyć jako:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_o}{h_1 - h_4} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \quad (74)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_o$ – moc cieplna parownika, (kW)
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 42), (kJ/kg)
- h_4 – entalpia punktu 4 (rys. 42), (kJ/kg)
- $\dot{m}$ – strumień masy czynnika chłodniczego, (kg/s)

Ciepło skraplania wynosi:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (75)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_k$ – moc cieplna skraplacza, (kW)
- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 42), (kJ/kg)
- h_3 – entalpia punktu 3 (rys. 42), (kJ/kg)
- $\dot{m}$ – strumień masy czynnika chłodniczego, (kg/s)

Aby obliczyć ilość ciepła jaka oddawana jest w absorberze należy przeprowadzić bilans masy i energii absorbera. Ogólny bilans masy jest równy:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{10} \left(\frac{kg}{s} \right) \quad (76)$$

gdzie:

- $\dot{m}_5$ – strumień masy czynnika w punkcie 5 (rys. 42), (kg/s)
- $\dot{m}_1$ – strumień masy czynnika w punkcie 1 (rys. 42), (kg/s)
- $\dot{m}_{10}$ – strumień masy czynnika w punkcie 10 (rys. 42), (kg/s)

Upraszczając równanie energii do przepływu ustalonego i pomijając zmiany energii kinetycznej i potencjalnej możemy zapisać bilans energii absorbera:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1 \quad (kW) \quad (77)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_{abs}$ – strumień ciepła oddawany w absorberze (kW)
- $\dot{m}_5$ – strumień masy czynnika w punkcie 5 (rys. 42), (kg/s)
- $\dot{m}_1$ – strumień masy czynnika w punkcie 1 (rys. 42), (kg/s)
- $\dot{m}_{10}$ – strumień masy czynnika w punkcie 10 (rys. 42), (kg/s)
- h_5 – entalpia punktu 5 (rys. 42), (kJ/kg)
- h_{10} – entalpia punktu 10 (rys. 42), (kJ/kg)
- h_1 – entalpia punktu 1 (rys. 42), (kJ/kg)

Podobnie, w przypadku warknika, ilość ciepła dostarczana do urządzenia wynosi:

$$\dot{Q}_{war} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (78)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_{war}$ – strumień ciepła pobierany z otoczenia w warkniku, (kW)
- $\dot{m}_2$ – strumień masy czynnika w punkcie 2 (rys. 42), (kg/s)
- $\dot{m}_8$ – strumień masy czynnika w punkcie 8 (rys. 42), (kg/s)
- $\dot{m}_7$ – strumień masy czynnika w punkcie 7 (rys. 42), (kg/s)
- h_2 – entalpia punktu 2 (rys. 42), (kJ/kg)
- h_8 – entalpia punktu 8 (rys. 42), (kJ/kg)
- h_7 – entalpia punktu 7 (rys. 42), (kJ/kg)

Wydajność urządzeń absorpcyjnych, rozumiana jako stosunek użytecznego efektu chłodzenia do energii zasilającej urządzenie wynosi zatem:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_{war}} \quad (79)$$

gdzie:

- COP – współczynnik wydajności chłodniczej,
- $\dot{Q}_o$ – moc cieplna parownika, (kW)
- $\dot{Q}_{war}$ – strumień ciepła pobierany z otoczenia w warkniku, (kW)

Współczynnik COP jest niższy niż w przypadku pracy w tych samych warunkach urządzeń sprężarkowych. Zastosowanie odnawialnych źródeł ciepła lub odpadów umożliwia zmniejszenie zużycia energii pierwotnej na wyprodukowaną jednostkę chłodu w porównaniu do urządzeń sprężarkowych (Malicki, 2018).

7. CHŁODZENIE I URZĄDZENIA I APARATY WYKORZYSTY- WANE W JEGO TRAKCIE

7.1. Chłodzenie w przemyśle rolno spożywczym

Chłodzenie odgrywa istotną rolę w przetwórstwie i przechowywaniu żywności. Polega ono na obniżeniu temperatury produktu od temperatury początkowej do temperatury tuż powyżej początkowej temperatury zamarzania. Zazwyczaj jest to zakres od 0°C do 10°C. Celem tego procesu jest spowolnienie przemian fizykochemicznych w produkcie oraz rozwoju mikroorganizmów. Chłodzenie jest pierwszym etapem w przemyśle rolno-spożywczym często realizowanym już w pobliżu miejsca zbioru. Zbiór warzyw i owoców niejednokrotnie odbywa się latem i wczesną jesienią, kiedy temperatura powietrza przekracza 20°C. W momencie, kiedy zbiór trwa wiele godzin, warunki te mogą wpłynąć na pogorszenie jakości produktu. Mleko po udoju ma temperaturę identyczną z temperaturą ciała zwierzęcia. Przeważnie temperatura mleka przekracza 35°C. W celu powstrzymania rozwoju szeregu drobnoustrojów mleko musi być natychmiast schłodzone. Podobnie, schładzanie tusz mięsnych po uboju jest istotnym zabiegiem technologicznym. Z drugiej strony w przemyśle spożywczym wykorzystuje się procesy termiczne, po których produkt musi zostać natychmiast schłodzony, aby zapobiec jego przegrzaniu np. po gotowaniu czy pasteryzacji. Kolejnym przykładem zastosowania chłodzenia w produkcji żywności jest zapewnienie odpowiednich warunków temperaturowych prowadzenia procesów np. dojrzewanie serów. W dojrzewalni powinna być temperatura w granicach od 12°C do 14°C. Odstępstwo od tego zakresu temperatur spowoduje spowolnienie dojrzewania i zmiany jakości sera (Singh i Bornhorst, 2018).

7.2. Czas chłodzenia

W przypadku chłodzenia żywności kluczowym aspektem jest przewidywanie czasu chłodzenia, który jest związany z geometrią i właściwościami termicznymi produktu, współczynnikiem przenikania ciepła oraz temperaturą czynnika chłodzącego. Szybkość z jaką układ jest schładzany zależy proporcjonalnie od różnicy temperatur pomiędzy układem a otoczeniem:

$$\frac{dT}{dt} = -K(T - T_a) \quad \left(\frac{K}{s}\right) \quad (80)$$

gdzie:

- K – stała zależna od wielkości układu i jego termofizycznych właściwości oraz właściwości otoczenia,
- T – temperatura, (K)
- t – czas, (s)

Po rozdzieleniu zmiennych i scałkowaniu powyższego równania w przypadku założenia stałej temperatury otoczenia otrzymamy:

$$(T - T_a) = (T_p - T_a)e^{-Kt} \quad (81)$$

gdzie:

- K – stała zależna od wielkości układu i jego termofizycznych właściwości oraz właściwości otoczenia,
- T – temperatura chwilowa ciała, (K)
- T_a – temperatura otoczenia, (K)
- T_p – temperatura początkowa ciała, (K)
- t – czas, (s)

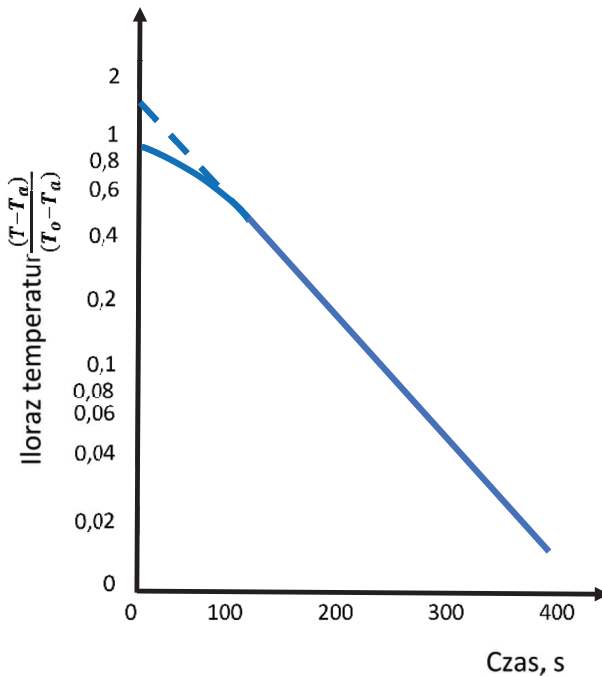
Co można zapisać jako:

$$\log(T - T_a) = -Kt + \log(T_p - T_a) \quad (82)$$

Współczynnik K można obliczyć jako:

$$K = \alpha \frac{A}{C} \quad (83)$$

Wykres zależności logarytmu $(T - T_a)$ od czasu jest liniowy (rys. 43).



Rys. 43. Wykres zależności logarytmu $(T - T_a)$ od czasu chłodzenia (opracowanie własne)

Otrzymana linia prosta może być opisana przez kąt nachylenia K (Pflug, i Blaisdell, 1963). Czas chłodzenia wynosi (Rośca, i inni, 2017):

$$t = \frac{m c}{\alpha A} \ln \frac{(T - T_a)}{(T_p - T_a)} \quad (83)$$

gdzie:

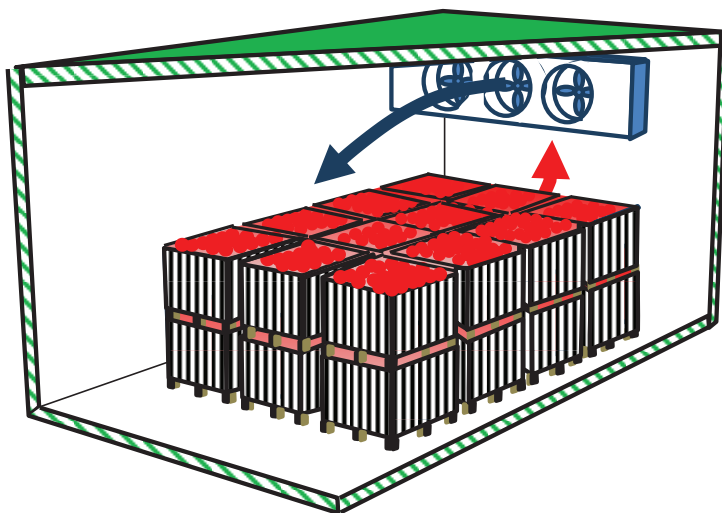
- m – masa surowca, (kg)
- T – temperatura chwilowa ciała, (K)
- T_a – temperatura otoczenia, (K)
- T_p – temperatura początkowa ciała, (K)
- t – czas schładzania, (s)
- c – ciepło właściwe surowca, (kJ/(kg/K))
- α – konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła, (W/(m²K))
- A – powierzchnia surowca, (m²)

Czas chłodzenia produktu zależy od wielu czynników, w tym szybkości wymiany ciepła, różnicy temperatur między produktem a medium chłodzącym, właściwości termicznych produktu oraz masy i sposobu pakowania.

7.3. Urządzenia do schładzania owoców i warzyw po zbiorze

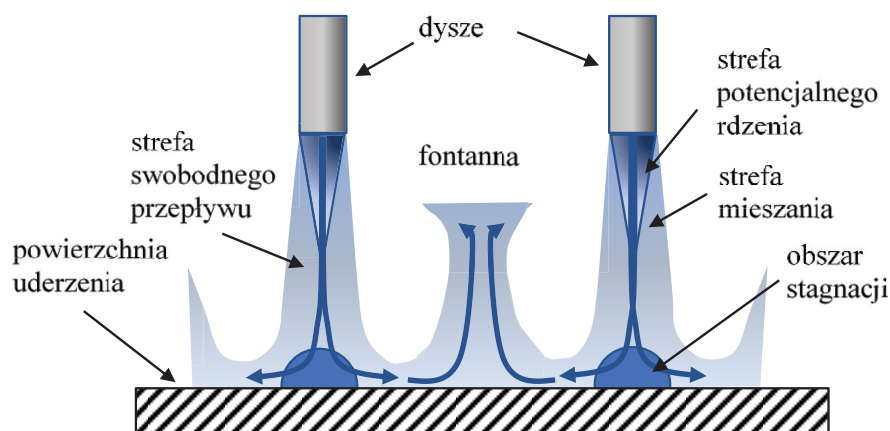
Celem schładzania świeżych owoców i warzyw bezpośrednio po zbiorze jest konieczność utrzymania ich jakości. Operacja ta zmniejsza oddychanie, przedłuża okres przydatności do spożycia, zapobiega utracie wilgotności oraz chroni owoce i warzywa przed zanieczyszczeniami mikrobiologicznymi (Kitinoja i Thompson, 2010). Szczególnie ważne jest powstrzymanie zmian wywołanych przez aktywność enzymów. Zmiany wywołane aktywnością oksydazy polifenolowej prowadzą do powstawania m.in. enzymatycznego brązowienia. Reakcja ta występuje zarówno w owocach (morele, gruszki, banany, winogrona) jak i warzywach (ziemniaki, pieczarki, sałata) i jest odpowiedzialna za około 50% wszystkich strat (Mallick i inni, 2011). Poza tym, chemiczne i enzymatyczne zmiany mogą powodować zmiękczenie tkanek, co sprzyja szybkiemu wzrostowi mikroflory, a także zmiany w wyglądzie w wyniku utraty barwy. Zgodnie z regułą van't Hoffa, obniżenie temperatury o 10°C zmniejsza szybkość reakcji 2-4 razy, a tym samym wydłuża i tym samym wydłuża okres przydatności do spożycia lub czas oczekiwania na przetworzenie.

Chłodzenie wstępne żywności można osiągnąć za pomocą różnych urządzeń, w których czynnik chłodzący, zwykle gaz lub sporadycznie ciecz, utrzymywany jest w niskiej temperaturze. Urządzenia te realizują chłodzenie wodne (hydrocooling), chłodzenie próżniowe, chłodzenie powietrzem i tzw. „obkładanie lodem”. Najczęściej stosowany jest system z wymuszonym przepływem zimnego powietrza. Produkty żywnościowe są zwykle układane w warstwach jedna na drugiej z odstępem pomiędzy warstwami produktu, aby zapewnić równomierny przepływ powietrza w celu obniżenia temperatury (rys.44). Powoduje to pewne straty zawartej w produkcie wody. Straty te są niewielkie dla produktów o niskim współczynniku transpiracji, ale mogą sięgać kilku procent początkowej masy w przypadku produktu o wysokim współczynniku transpiracji (Sastry i Baird, 1978).



Rys. 44. Komora do szybkiego schładzania produktów rolniczych (opracowanie własne)

Chłodne powietrze jest zazwyczaj dostarczane w pobliżu sufitu przez chłodnice z wymuszonym wentylatorami ciągiem i owiewa skrzyniopalety z produktami. Chłodnice składają się z ożebrowanych węzownic parownika, wyposażonych w wentylatory do cyrkulacji powietrza wokół węzownicami. Prędkość powietrza wokół opakowań powinna wynosić co najmniej 10 m/s, aby zapewnić przepływ turbulentny niezbędny do efektywnego odprowadzenia ciepła, a tym samym osiągnięcia odpowiedniego schłodzenia produktu. Muszą być zachowane odpowiednie odstępy między skrzyniopaletami a ścianami i sufitem, aby powietrze mogło krążyć w całej komorze. Ponieważ znaczna część wymiany ciepła odbywa się przez przewodzenie, szybkość chłodzenia często nie jest wyższa niż 0,5 °C/h. Pomieszczenia są projektowane tak, aby przepływ zimnego powietrza umożliwił schłodzenie owoców do temperatury 5°C w ciągu około 12 godzin (James i inni, 2002). Powietrze jako medium chłodzące jest też wykorzystywane w technice impingement. Technika ta polega na wypływie z dyszy strumienia powietrza o dużej prędkości, który uderzając w powierzchnię produktu powoduje przerwanie warstwy granicznej powietrza otaczającej przedmiot. W konsekwencji tego zjawiska znacznie zwiększa się szybkość wymiany ciepła pomiędzy chłodzonym produktem a otoczeniem. W związku z tym, szybkość chłodzenia w systemie impingement jest wyższa w porównaniu z metodą konwekcji wymuszonej (Kluza i Góral, 2009, Góral i Kluza 2010, Góral i inni, 2014). Charakteryzując przepływ strumienia powietrza na wylocie pojedynczej dyszy można wyróżnić trzy obszary przepływu powietrza: przepływ swobodny, punkt stagnacji, przepływ poziomy lub przepływ przyścienny (rys.45). Pierwszy region obejmuje kilka stref, których wielkość zależy od rozstawu dysz oraz odległości wylotu dyszy od powierzchni przepływu strumienia powietrza.

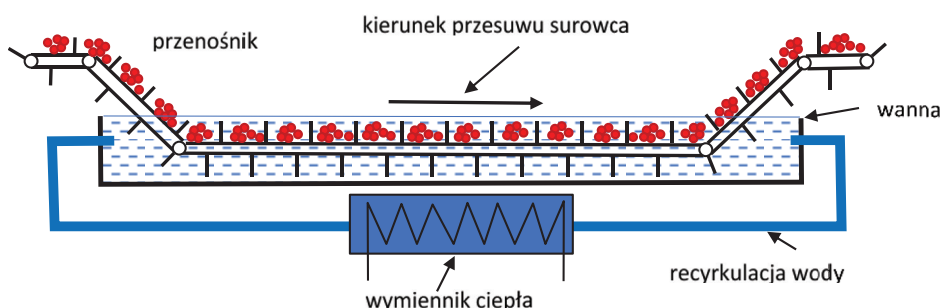


Rys. 45. Przepływ strumieni powietrza w systemie impingement (opracowanie własne)

Obszar swobodnego strumienia składa się ze strefy potencjalnego rdzenia i mieszania strumienia. W strefie potencjalnego rdzenia, strumień powietrza utrzymuje prędkość wylotową wzdłuż linii środkowej, bez turbulencji. Turbulencja pojawia się, gdy strumień powietrza uderza w obszar stagnacji. Wtedy przepływ strumienia powietrza odchyła się i centralny rdzeń strumienia ulega decentralizacji. Ten region nazywany jest regionem mieszania. Poziom rozpraszania energii i długość centralnego rdzenia strumienia zależy przede wszystkim od kształtu dyszy, geometrii końcówek dyszy, ich długości oraz prędkości strumienia powietrza na wylocie dyszy (Narayanan i inni, 2004; Sakar i inni, 2004). Turbulencja w obszarze swobodnego strumienia, a tym samym indukowane rozpraszanie energii stanowi kluczowy czynnik, który ma znaczący wpływ na wymianę ciepła w obszarze stagnacji i w obszarze strumienia przyściennego. Strumień w obszarze swobodnego strumienia zachowuje się jak strumień swobodny w odległości od 1-1,5 średnicy dyszy. Następnie strumień zaczyna zbliżać się do strefy impingementu, przechodząc do punktu stagnacji. W tym rejonie zachodzi proces impingement. Strumień powietrza odbija się od dna i wraca w górę. W obszarze stagnacji prędkość strumienia maleje, natomiast ciśnienie statyczne znacznie wzrasta. W obszarze strumienia ściennego, gradient ciśnienia powoduje gwałtowny wzrost prędkości, po którym następuje stagnacja i w końcu jej spadek. Pole przepływu pojedynczego strumienia powietrza w przypadku zastosowania kilku dysz jest podobne do pola przepływu z dyszy pojedynczej i podobnie składa się z trzech regionów. Różnice pojawiają się w obszarze strumienia przyściennego i zależą od odległości między dyszami. Kluczowymi parametrami określającymi charakterystykę wymiany ciepła pojedynczego strumienia impingującego są: liczba Reynoldsa, liczba Prandtla, średnica dyszy i odstęp między dyszami. Kształt dyszy może mieć również znaczący wpływ na wymianę ciepła. Przeprowadzono wiele badań w celu zbadania wpływu każdego z tych parametrów (Góral i Kluza, 2003, Góral i Kluza, 2004 Góral i Domin, 2005, Góral, 2006, Kluza i Góral, 2009, Góral i Kluza, 2010, Góral i Kluza, 2012, Góral i inni, 2015). Dla wszystkich przeprowadzonych badań wykazano, że dla stałej średnicy dyszy wymiana ciepła wzrasta z rosnącą liczbą Reynoldsa, z Nu proporcjonalnym do Re w zakresie 0,5 do 0,8. Wykazano również, że dla stałej liczby Reynoldsa,

zmniejszanie średnicy strumienia daje wyższe współczynniki stagnacji i średnie współczynniki wnikania ciepła. Można to przypisać większym prędkościom strumienia wypływającym z mniejszych dysz. Stwierdzono, że konfiguracja wysokości wylotu dyszy do średnicy powinna być mniejsza niż 4. Powyżej 4 następuje spadek wydajności procesu.

Hydrocooling (rys. 46) polega na wykorzystaniu schłodzonej lub zimnej wody do obniżenia temperatury produktu luzem lub w opakowaniach. Metoda ta polega na natryskiwaniu lub zanurzeniu produktu w schłodzonej wodzie. Surowce poddawane chłodzeniu z użyciem wody powinny być odporne na zwilżanie i nie powinny być uszkodzane przez wodę lub środki dezynfekujące, które może ona zawierać. Środki dezynfekujące zapobiegają gromadzeniu się w systemie organizmów powodujących gnienie. Metody chłodzenia wodnego różnią się szybkością chłodzenia i ogólną wydajnością procesu. W przypadku systemu wsadowego schłodzona woda jest natryskiwana na produkt przez określony czas, zależnie od temperatury produktu. Aby chłodzenie wodne było skuteczne, kontakt między wodą a powierzchnią produktu musi być jednolity.



Rys. 46. Schemat ideowy urządzenia do schładzania zanurzeniowego produktów rolniczych (opracowanie własne)

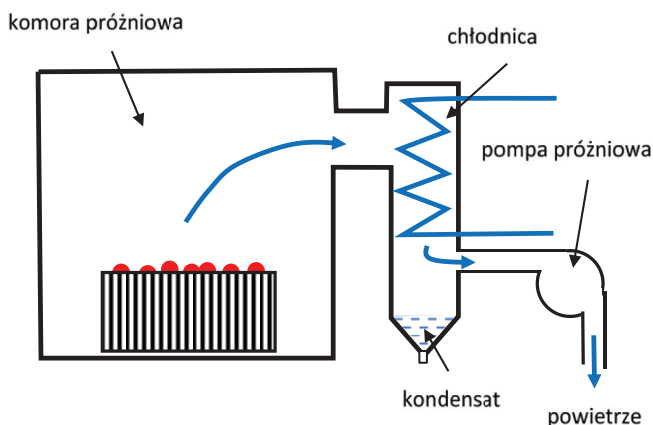
Urządzenie typu zanurzeniowego działa na zasadzie zanurzania w zimnej wodzie produktu umieszczonego na przenośniku w wannie z zimną wodą. Wymogiem koniecznym jest, aby schładzany produkt tonął w wodzie. Ta technika zapewnia szybsze schłodzenie produktu niż za pomocą zimnego powietrza. W przypadku urządzeń z natryskiem wody (rys. 47) nie ma wymogu dotyczącego tonięcia produktu.

Mogą to być urządzenia do pracy okresowej lub wyposażone w ruchomy przenośnik do pracy ciągłej (Johnson, i Hofman, 2009). W chłodziarkach natryskowych produkty o małej średnicy, takie jak wiśnie czy truskawki, schładzane są w czasie krótszym niż 10 minut (<https://incools.com/en/article/article-58>).



Rys. 47. Widok urządzenia do schładzania natryskowego (incools.com)

Szybkie schładzanie produktów rolniczych można przeprowadzić również za pomocą chłodzenia próżniowego (rys. 48). Chłodzenie próżniowe polega na odparowaniu wilgoci z produktu poprzez obniżenie ciśnienia do punktu, w którym następuje wrzenie wody w niskiej temperaturze. Ciepło parowania jest pobierane od schładzanego produktu. Ten system najlepiej sprawdza się w przypadku warzyw i owoców, które łatwo tracą wodę.



Rys. 48. Schemat ideowy urządzenia do chłodzenia próżniowego (opracowanie własne)

Początkowo, ciśnienie jest obniżane do poziomu 19-35 mbar. Wówczas parowanie wilgoci jest najbardziej intensywne, a temperatura produktu spada do 17°C. Przy dalszym obniżeniu ciśnienia temperatura produktu spada. Wartością graniczną jest ciśnienie ok. 6,09 mbar odpowiadające temperaturze 0°C. Poniżej tego ciśnienia produkt może zacząć zamarzać. Najbardziej podatne na chłodzenie próżniowe są produkty wilgotne i o dużym stosunku powierzchni do objętości np. świeża sałata. W produktach o niewielkim stosunku powierzchni

do objętości powstają duże różnice temperatury pomiędzy powierzchnią a centrum termicznym produktu. W celu zapobieżenia zamarzania powierzchni, stosuje się pulsacyjną pracę pompy próżniowej. Dzięki takiej pulsacji powierzchnia produktu może być utrzymywana w temperaturze powyżej punktu krioskopowego. Jedną z wad chłodzenia próżniowego jest to, że powoduje ono utratę masy chłodzonego produktu z powodu usunięcia wilgoci. Utrata masy produktu spowodowana odparowaniem wody wynosi od 3 do 4,5%.

Kolejną metodą jest chłodzenie za pomocą lodu wodnego lub zestalonego dwutlenku węgla. Lód jest umieszczany bezpośrednio na powierzchni produktów umieszczonych w skrzynkach. Wytwarzanie lodu wodnego w kawałkach lub płatkach odbywa się w kosztownych pracujących bezpośrednio lub w pobliżu zbioru surowców. Innym sposobem wykorzystania właściwości lodu wodnego jest użycie tzw. lodu binarnego. Lód binarny jest to dwufazowa mieszanina drobnych kryształów lodu z wodą. Największą zaletą takiego rozwiązania jest możliwość łatwego dozowania poprzez pompowanie lodu nawet do produktów o mocno rozwiniętej powierzchni eliminując strefy przemrożenia oraz możliwe fizyczne uszkodzenia chłodzonego produktu. Ponadto opory przepływu mieszaniny dwufazowej są niższe niż opory przepływu wody. Taka ciecz zachowuje się jak płyn Binghama. Właściwością tego rodzaju płynu jest niewystępowanie ruchu laminarnego i turbulentnego. Lód nadający się do pompowania charakteryzuje się niższym jednostkowym wydatkiem energetycznym w porównaniu z istniejącymi technologiami wykorzystującymi konwencjonalny stały lód (Bellas i Tassou, 2005).

Wybierając metodę chłodzenia, należy wziąć pod uwagę jej efektywność energetyczną. Efektywność energetyczna wyrażana jest rozumiana jako współczynnik energetyczny (EC) obliczany jest z następującego wzoru (Thompson i Chen, 1988):

$$EC = \frac{Q}{E} \quad (84)$$

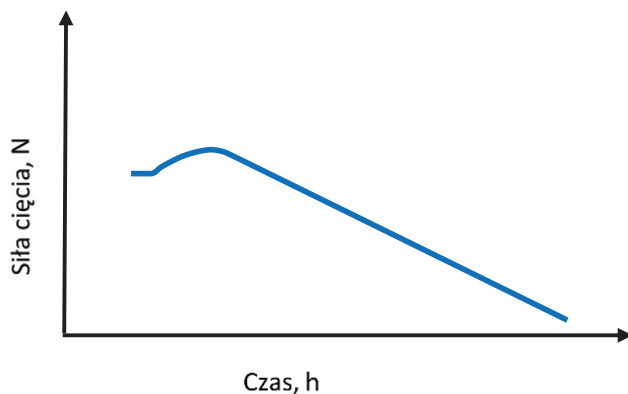
gdzie:

- EC – współczynnik energetyczny,
- Q – ciepło jawne usunięte z produktu,
- E – całkowita energia elektryczna zużyta podczas pracy chłodnicy.

W badaniach Thompsona i Chena (1988) metoda chłodzenia powietrzem charakteryzowała się średnim współczynnikiem energetycznym na poziomie 0,4, co jest wartością niską w porównaniu ze współczynnikami chłodzenia wodnego lub próżniowego, które wynoszą odpowiednio 2,0 i 3,0 (Thompson i Chen, 1988).

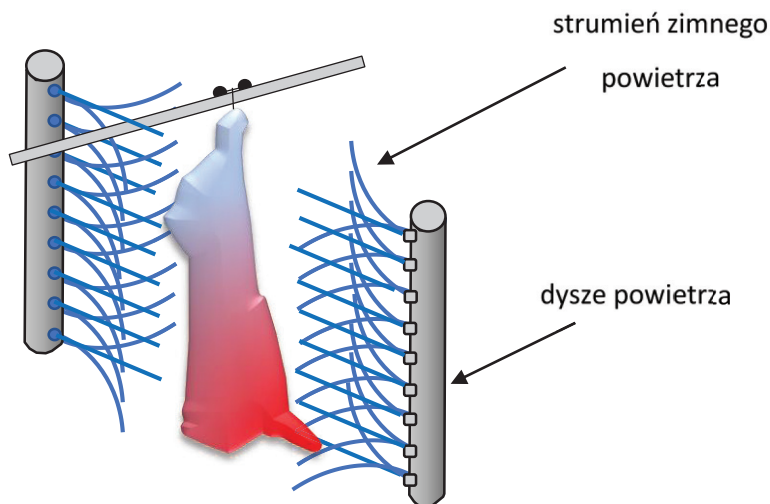
7.4. Obróbka poubojowa mięsa

Cechy takie jak smak, soczystość i kruchość wpływają na smakowitość mięsa. Mięso bezpośrednio po uboju jest twarde, mało soczyste i ciężko strawne. Dlatego mięso pozostawia się w chłodni w celu zajścia w nim procesów enzymatycznych. Długość trwania dojrzewania mięsa zależy od rodzaju mięsa i wieku zwierzęcia. Wpływ dojrzewania pośmiertnego mięsa na siłę cięcia przedstawiono na rysunku 49.



Rys. 49. Zmiana siły cięcia mięsa podczas dojrzewania poubojowego (opracowanie własne)

Szybkie schłodzenie powierzchni mięsa nie tylko spowalnia i prawie zatrzymuje rozwój mikroorganizmów powierzchniowych, ale także zmniejsza utratę masy i odbarwienie powierzchni w wyniku utleniania hemoglobiny. Przed opuszczeniem rzeźni tusze mięsne muszą zostać schłodzone do temperatury poniżej 7°C (3°C dla podrobów). Zazwyczaj odbywa się to metodą owiewową, poprzez przedmuchiwanie zimnego powietrza nad powierzchnią wypatroszonej tuszy (rys. 50).



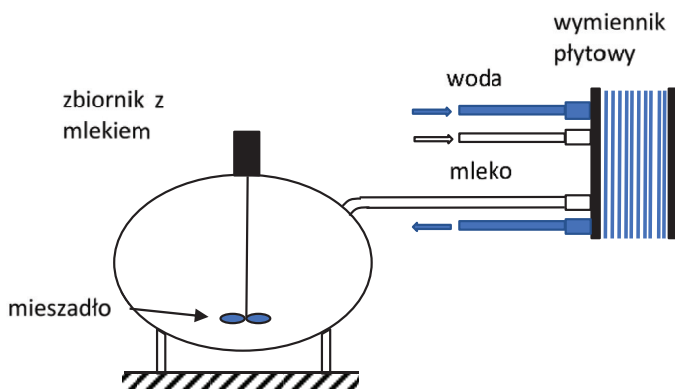
Rys. 50. System owiewu półtuszy strumieniem zimnego powietrza (opracowanie własne)

Ponieważ czynnik chłodzący działa tylko na powierzchni zewnętrznej, spadek temperatury w środku termicznym tuszy może trwać wiele godzin. Temperatura powietrza chłodzącego wynosi 0°C , a prędkość przepływu powietrza wynosi od 0,25 do 3,0 m/s. Schłodzenie

to odbywa się: metodą wielostopniową, jednostopniową lub szybką metodą dwufazową. Najczęściej stosowana jest metoda jednofazowa. Tusze i półtusze umieszczane są w schładzalni na kolejkach podwieszanych pod stropem lub opartych na specjalnej konstrukcji nośnej zabudowanej na ścianach. Natomiast drobne produkty uboczne wprowadza się do schładzalni na wózkach z półkami. W zakładach mięsnych, schładzalnie budowane są jako komory, a obniżanie temperatury powietrza odbywa się za pomocą chłodnic powietrza znajdujących się na ścianach lub jako schładzalnie tunelowe pracujące w sposób okresowy lub ciągły (James i James, 2002).

7.5. Chłodzenie mleka

Bezpośrednio po udoju temperatura mleka wynosi ok. 35°C. W tej temperaturze może dochodzić do szybkiego rozwoju drobnoustrojów. Z tego względu po udoju niezbędne jest natychmiastowe schłodzenie mleka do temperatury poniżej 4°C. Chłodzenie odbywa się w chłodziarkach do mleka (rys. 51). Większość systemów chłodzenia obejmuje wymiennik płytowy do którego doprowadzana jest woda o temperaturze 1-2°C oraz zbiornik mleka wyposażony w mieszadło.



Rys. 51. Schemat schładzalnika mleka (opracowanie własne)

Niektóre systemy umożliwiają odzysk ciepła oddawanego przez mleko do wody lub wykorzystanie podgrzanej wody do mycia urządzenia.

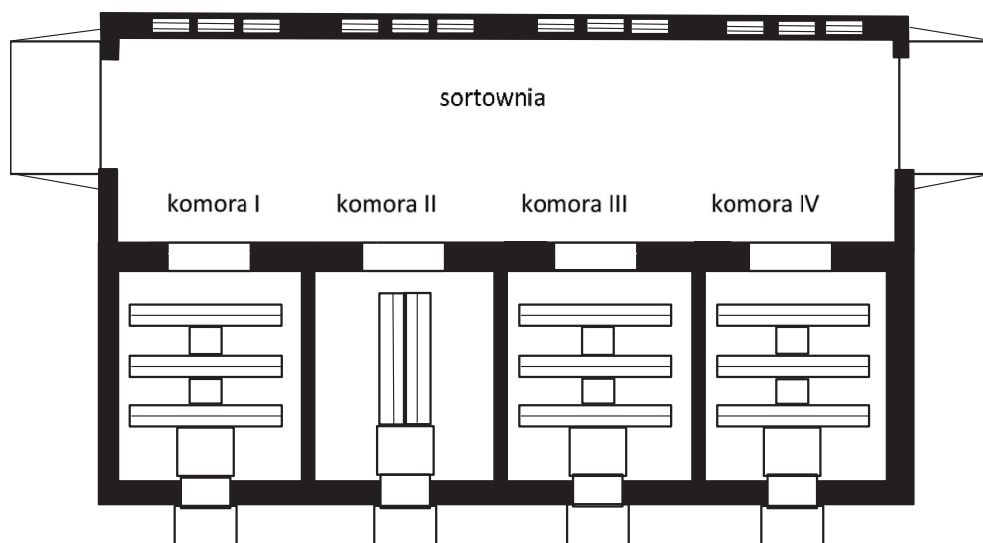
7.6. Chłodzenie ryb

Ryby szybko się psują, jeżeli nie są przechowywane w warunkach chłodniczych. Psucie się ryb wynika głównie z aktywności enzymatycznej, wzrostu mikroorganizmów i utleniania lipidów, co powoduje utratę pożądanych cech sensorycznych (Valtysdottir i inni, 2010). Najczęściej stosowaną metodą zachowania świeżości ryb jest chłodzenie lodem poprzez równo-

mierne rozproszanie lodu wokół ryby. Jest to bezpieczna metoda chłodzenia, która utrzymuje ryby w wilgoci i łatwej do przechowywania formie nadającej się do transportu. Inny sposób chłodzenia ryb polega na wykorzystaniu wody morskiej. Woda morska może być ochłodzona do temperatury -2°C pod warunkiem minimalnego stężenia NaCl na poziomie 2.6%. Sposób ten jest również stosowany jako chłodzenie wstępne przed włożeniem ryb do pojemników z lodem. Umożliwia to zmniejszenie ilości lodu potrzebnego do schładzania surowca.

7.7. Przechowywanie produktów spożywczych w warunkach chłodniczych

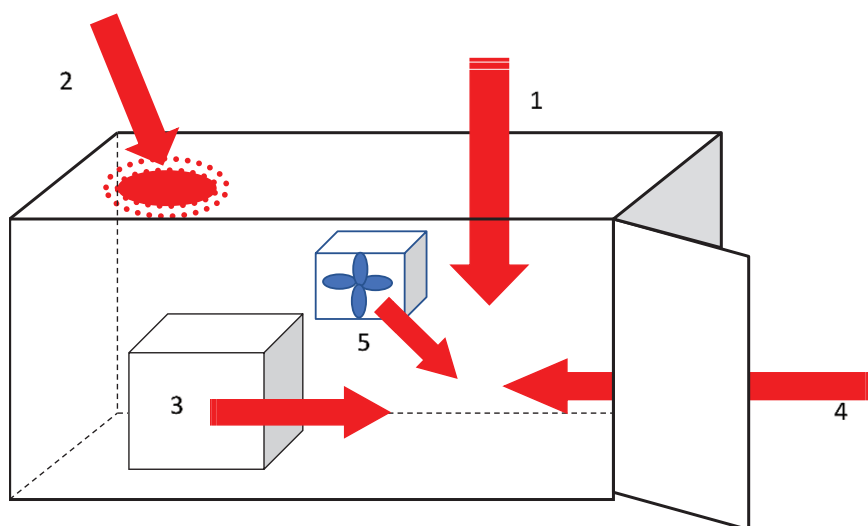
Chłodzenie jest najpowszechniej stosowaną metodą przedłużenia dostępności produktów rolniczych. Zatrzymanie zmian jakości podczas przechowywania produktów spożywczych jest celem chłodzenia. Popularność tej metody wynika z tego, że przechowywanie w temperaturze od $-1,5^{\circ}\text{C}$ do 15°C w zależności od rodzaju produktu, powoduje niewielkie lub nie powoduje zmian wartości odżywczej i sensorycznej żywności. Przechowywaniu w warunkach chłodniczych poddaje się świeże owoce i warzywa, całą gamę produktów mięsnych, rybnych, produkty mleczne oraz gotowe dania. Surowce mogą być schładzane w przechowalni lub dostarczane do zakładu już w stanie schłodzonym. Po okresie przechowywania surowiec lub gotowe produkty są sprzedawane lub przeznaczane do dalszego przetworu. W przypadku większości gotowych produktów spożywczych do przechowywania wykorzystuje się komory przechowalnicze (rys.52) wyposażone w chłodnice z nadmuchem powietrza (Gruda i Postolski, 1999).



Rys. 52. Przykład projektu typowej przechowalni do warzyw o konstrukcji murowanej (opracowanie własne)

Pojemność typowej przechowalni owoców i warzyw waha się od 50 ton do 200 ton w zależności od rodzaju surowca i warunków jego przechowywania. Oprócz zapewnienia odpowiedniej temperatury powietrza w komorze system chłodniczy umożliwia również regulację stopnia wilgotności powietrza w komorze. Wilgotność względna powietrza nie powinna być mniejsza niż 85% i nie większa niż 95%. Regulacja klimatu może się odbywać poprzez wentylację (z wykorzystaniem zewnętrznego, wewnętrznego lub mieszanego powietrza), wentylację w połączeniu z aktywnym agregatem chłodniczym lub samym agregatem chłodniczym. W specjalistycznych chłodniach i dojrzewalniach owoców i warzyw stosuje się modyfikację składu atmosfery wewnątrz komór chłodniczych. W zależności od sposobu regulacji zawartości tlenu, przechowalnie można podzielić na typu MA gdzie zawartość tlenu i dwutlenku węgla modyfikowana jest poprzez procesy fizjologiczne oddychania składowanych surowców, KA w których zawartość tlenu i dwutlenku węgla regulowana jest przez wtłaczanie azotu i absorpcję gazów oraz ULO w których skład atmosfery jest każdorazowo dobierany i modyfikowany w trakcie przechowywania surowców (Rysz, 2018).

Obliczenie wydajności chłodniczej komory możliwe jest po uwzględnieniu bilansu ciepła podczas przechowywania produktów. W obliczeniach należy uwzględnić strumień ciepła przenikającego przez ściany, wpływ promieniowania słonecznego, strumień ciepła wytwarzanego przez surowiec i strumień ciepła dostający się do przestrzeni chłodniczej wraz z powietrzem z zewnątrz (rys. 53).



Rys. 53. Źródła ciepła uwzględniane w obliczeniach bilansu strat ciepła komory chłodniczej, gdzie: 1 – przenikanie ciepła od powietrza na zewnątrz do komory, 2 – promieniowanie słoneczne, 3 – ciepło wprowadzane z produktem oraz wydzielane przez produkt podczas oddychania, 4 – ciepło związane z infiltracją powietrza w wyniku wentylacji i otwierania drzwi, 5 – strumień cieplny od pracujących silników, oświetlenia i pracujących ludzi (opracowanie własne)

Uogólniony bilans ciepła można obliczyć jako:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_p + \dot{Q}_s + \dot{Q}_r + \dot{Q}_t + \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_m + \dot{Q}_{tr} \quad (W) \quad (85)$$

gdzie:

- $\dot{Q}$ – sumaryczny strumień ciepły dla komory przechowalniczej, (kW)
- $\dot{Q}_p$ – strumień ciepły przenikający z otoczenia, (kW)
- $\dot{Q}_s$ – strumień ciepły doprowadzany z produktem, (kW)
- $\dot{Q}_o$ – strumień ciepły od oddychania owoców, (kW)
- $\dot{Q}_r$ – strumień ciepły promieniowania słonecznego, (kW)
- $\dot{Q}_{in}$ – strumień ciepły wprowadzany z powietrzem wentylacyjnym, (kW)
- $\dot{Q}_m$ – strumień ciepły od pracujących urządzeń, oświetlenia i pracujących ludzi, (kW)
- $\dot{Q}_{tr}$ – strumień ciepły generowany przez urządzenia transportowe, (kW)

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

$$\dot{Q}_p = \sum k_i A_i (T_z - T_w) \quad (W) \quad (86)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_p$ – strumień przenikającego ciepła do komory, (kW)
- k_i – średni współczynnik przenikania ciepła przez elementy budowlane, (W/(m²K))
- A_i – powierzchnia elementów budowlanych komory, (m²)
- T_z – średnia temperatura powietrza atmosferycznego na zewnątrz komory, (°C)
- T_w – średnia temperatura powietrza wewnątrz komory, (°C)

Współczynniki przenikania ciepła przez elementy przegrody budynku zależą przede wszystkim od rodzaju użytego materiału izolacyjnego. W obliczeniach bilansu ciepła przechowalni wielokomorowej należy uwzględnić różnicę temperatur między poszczególnymi komorami. Drugim źródłem ciepła, które należy uwzględnić w bilansie jest promieniowanie ciepłe. Ten element bilansu jest trudny do oszacowania. Zależy on 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 i koloru tej powierzchni. Maksymalny strumień ciepła promieniowania słonecznego zaabsorbowanego przez powierzchnię można obliczyć z równania (87):

$$\dot{Q}_r = a_1 C_o A \varphi d_a \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \quad (kW) \quad (87)$$

gdzie:

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

W przypadku obliczeń zgrubnych równanie to można uprościć wprowadzając wielkość zastępczą E_s , którą definiuje się jako energię jaką zaabsorbowałoby ciało doskonale czarne z promieniowania słonecznego na jednostkę powierzchni:

$$\dot{Q}_r = a_1 A E_s \quad (kW) \quad (88)$$

gdzie:

- a_1 – zdolność absorpcyjna to wielkość charakteryzująca stopień pochłaniania promieniowania elektromagnetycznego przez powierzchnię ciała,
- A – powierzchnia, (m^2)
- E_s – natężenie promieniowania słonecznego, (kW/m^2)

Zdolność absorpcyjna farby białej wynosi 0,12 – 0,26, a aluminium polerowanego 0,26. Natomiast wartość E_s zależy od zachmurzenia, szerokości geograficznej na jakiej przechowalnia ma być umiejscowiona oraz pory roku i dnia. Przykładowo dla szerokości geograficznej 40° o godzinie 12 przy bezchmurnym niebie E_s przyjmuje się równe 947,9 W/m^2 (Meinel i Meinel, 1976). Następnym istotnym elementem bilansu jest wpływ ciepła wydzielanego przez przechowywany produkt. Należy w bilansie uwzględnić strumień ciepła wydzielany podczas oddychania warzyw i owoców w czasie ich przechowywania oraz ilość ciepła którą należy odprowadzić od chłodzonego produktu:

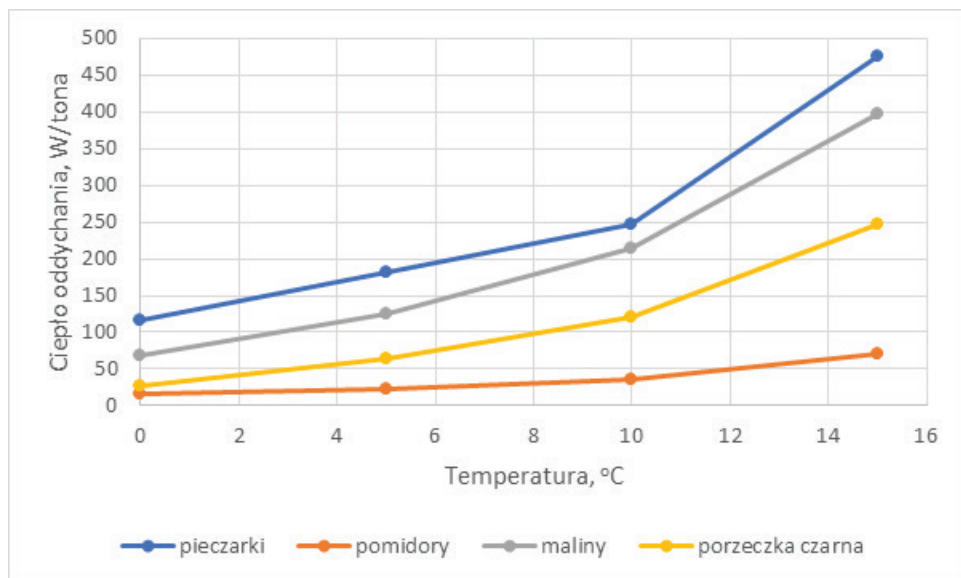
$$\dot{Q}_r + \dot{Q}_s = m[\dot{q}_o + c(T_p - T_c)] \quad (W) \quad (89)$$

gdzie:

- m – masa przechowywanego produktu, (kg)
- $\dot{q}_o$ – ciepło oddychania produktu, (kW)
- c – ciepło właściwe produktu, ($kJ/(kgK)$)
- T_p – temperatura początkowa wprowadzanego do przechowalni produktu, ($^{\circ}C$)
- T_c – temperatura wymagana produktu mierzona w jego centrum termicznym, ($^{\circ}C$)

Ciepło oddychania zależy od rodzaju produktu i temperatury przechowywania (rys. 54).

Wraz ze wzrostem temperatury przechowywania rośnie ilość ciepła generowanego przez produkt w wyniku oddychania. Do obliczeń należy przyjąć wartość średnią pomiędzy najwyższą i najniższą temperaturą dla owoców schładzanych bezpośrednio po załadunku do komory oraz wartość odpowiadającą temperaturze przechowywania dla owoców schłodzonych uprzednio.



Rys. 54. Zależność ciepła oddychania od temperatury przechowywania owoców i warzyw (opracowanie własne)

Istotnym elementem bilansu jest wpływ na wymianę ciepła czasu otwarcie drzwi do komory w czasie za- i wyładunku oraz obsługi komory. Ilość ciepła wymienianego wraz z napływem infiltrującego powietrza zależy przede wszystkim od czasu otwarcia drzwi oraz od tego czy drzwi komory są wyposażone w kurtynę paskową. Kurtyna taka może obniżyć nawet o około 40% ilość ciepła wnikającego do wnętrza komory. Ponadto należy uwzględnić wpływ napływu powietrza w wyniku wentylacji (Yuzainee i inni, 2019). Wpływ powietrza infiltrującego i wentylacyjnego na wymianę ciepła można policzyć ze wzoru (90):

$$\dot{Q}_{in} = \frac{C_1 V \rho \Delta h}{3,6} + nw V \rho \Delta h \quad (W) \quad (90)$$

gdzie:

- C_1 – współczynnik wymiany powietrza uwzględniający czas i ilość otwarcie drzwi w ciągu godziny,
- V – kubatura komory, (m^3)
- Δh – różnica entalpii powietrza wewnątrz i na zewnątrz komory, (kJ/m^3)
- ρ – gęstość powietrza w komorze, (kg/m^3)
- nw – krotność wymian powietrza w komorze

Ostatnie elementy bilansu, określające obciążenia wewnętrzne, związane są z koniecznością odszraniania parowników, pracą maszyn, oświetleniem oraz obsługą przechowalni. Ilość ciepła wytwarzanego przez procesy odszraniania elektrycznego może być obliczona za pomocą następującego równania (91):

$$\dot{Q}_{od} = n \cdot P_g \cdot \tau \text{ (kW)} \quad (91)$$

W równaniu tym:

- n – ilość chłodziw w komorze,
- P_u – moc grzałek odszraniających, (kW)
- τ – średni czas pracy grzałek, (s)

Zyski ciepła wprowadzane do przechowalni przez silniki wentylatorów można obliczyć jako:

$$\dot{Q}_{od} = n \cdot P_w \cdot \eta_w \cdot \tau \text{ (kW)} \quad (92)$$

gdzie:

- n – ilość wentylatorów w komorze,
- P_w – moc silnika wentylatora, (kW)
- η_w – sprawność silnika wentylatora,
- τ – średni czas pracy wentylatorów, (s)

Załoga pracująca w chłodni wydziela ciepło, ponieważ temperatura ich ciała wynosi około 36-37°C. Ciężka odzież noszona przez pracowników zmniejsza ciepło wnoszone do środka. Biorąc pod uwagę ciepło emitowane przez jedną osobę wynoszące 0,27 kW, ilość ciepła pochodzącą od pracujących osób można obliczyć jako:

$$\dot{Q}_z = n \cdot 0,27 \cdot \tau \text{ (kW)} \quad (93)$$

gdzie:

- n – ilość osób pracujących w komorze,
- τ – czas pracy, (s)

Zyski ciepła z oświetlenia można obliczyć z:

$$\dot{Q}_u = n \cdot P_u \cdot \tau \text{ (kW)} \quad (94)$$

gdzie:

- n – ilość lamp w komorze,
- P_u – moc zainstalowanego oświetlenia, (kW)
- τ – średni czas włączenia oświetlenia, (s)

W chłodni okresowo mogą się pojawić urządzenia transportowe. Ilość ciepła emitowana przez te urządzenia to:

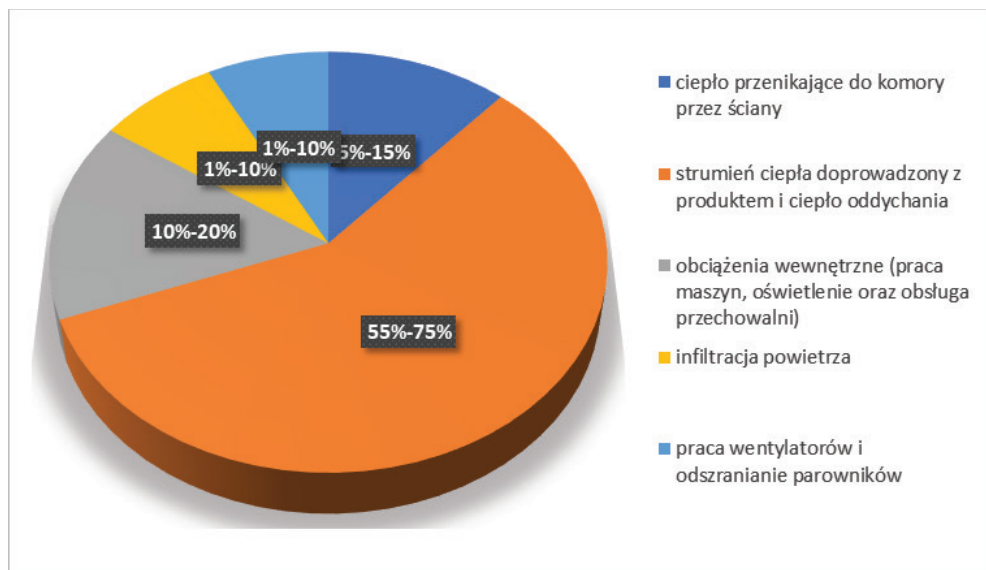
$$\dot{Q}_{tr} = n \cdot P_{tr} \text{ (W)} \quad (95)$$

gdzie:

- n – ilość środków transportu w komorze,
- P_{tr} – moc cieplna emitowana przez pojedynczy środek transportu, (W)

Obciążenie cieplne pochodzące od samych produktów stanowi największy procent bilansu cieplnego jego wartość zależy w dużej mierze od rodzaju przechowywanego produktu.

Wewnętrzne obciążenie cieplne jest uzależnione od czasu przechowywania produktu. W przechowalniach o krótkim czasie przechowywania, może stanowić znaczącą wartość w bilansie ciepła. Podobnie zyski ciepła spowodowane przez wnikanie przez konstrukcję budynku stanowią znaczną część całkowitego obciążenia chłodniczego (rys. 55).



Rys. 55. Procentowy udział poszczególnych elementów bilansu cieplnego przechowalni (opracowanie własne)

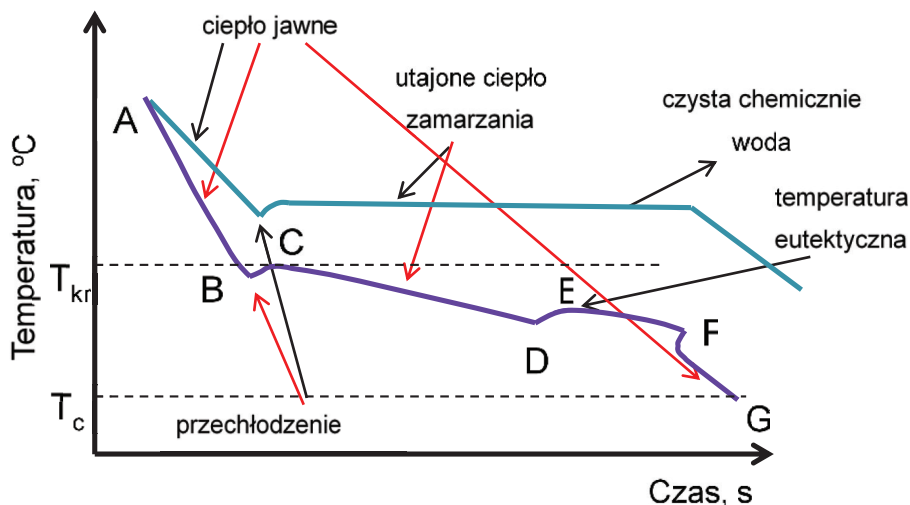
Po zsumowaniu wszystkich elementów bilansu należy zastosować współczynnik bezpieczeństwa, aby uwzględnić możliwe błędy i odchylenia od wyników obliczeń. Typowym jest dodanie od 10% do 25% obciążenia cieplnego do uzyskanych wyników obliczeń.

8. ZAMRAŻANIE PRODUKTÓW SPOŻYWCZYCH

8.1. Podstawy teoretyczne zamrażania żywności

Zamrażanie jest powszechnie stosowaną metodą długoterminowego przechowywania wielu produktów spożywczych, zapewniając znacznie wydłużony okres przydatności do spożycia w porównaniu do chłodzenia. W przeciwstawieniu do innych metod konserwacji żywności zamrażanie wymaga najkrótszego czasu przetwarzania. Ponadto do produktu nie są dodawane żadne substancje konserwujące. To powoduje, że jest to metoda przedłużania trwałości produktów spożywczych powszechnie wykorzystywana w wielu krajach położonych w różnych strefach klimatycznych.

Podczas zamrażania następuje odprowadzenie takiej ilości ciepła z materiału, aby mogła zajść przemiana fazowa. Zamrażany materiał najpierw schładzany jest do temperatury, w której rozpoczyna się krystalizacja wody. Następnie odprowadzane jest utajone ciepło nukleacji skutkując zmianą fazy z ciekłej na stałą. Podczas tego etapu usuwane jest również ciepło krystalizacji innych składników żywności (na przykład tłuszczu). Ostatnim etapem zamrażania jest domrożenie produktu do temperatury wymaganej celami technologicznymi (Gruda i Postolski, 1999). Etapy zamrażania można zaobserwować podczas wykreślenia zależności temperatura – czas (rys. 56).



Rys. 56. Porównanie krzywych zamrażania wody i materiałów biologicznych (opracowanie własne)

Wykres ten jest jednocześnie funkcją ilości zamrożonej wody w dowolnym momencie podczas procesu krzepnięcia. Kształt krzywej zamrażania w czasie krystalizacji różni się w zależności od składu produktu. Typowa krzywa zamrażania żywności składa się z następujących etapów:

- A-B - etap obejmujący odbieranie ciepła jawnego. Etap ten kończy się z chwilą osiągnięcia temperatury krioskopowej (T_{kr}),
- B-C - przechłodzenie najczęściej występujące podczas wolnego zamrażania. Temperatura produktu obniża się poniżej początkowego punktu zamarzania (T_{kr}) bez zmiany fazy,
- C-D - etap formowania się kryształów lodu, gdzie odbierane jest ciepło przemiany fazowej. Temperatura produktu wzrasta do wartości temperatury krioskopowej, następnie maleje stopniowo do momentu, kiedy utajone ciepło zamarzania zostanie usunięte z produktu. Powodowane jest to przez wzrost stężenia substancji rozpuszczonych w niezamrożonym płynie. Wielkość tego obniżenia zależy od składu produktu,
- D-E - stopniowy spadek temperatury wraz z upływem czasu będzie trwał nadal, aż do osiągnięcia temperatury eutektycznej głównych składników produktu. Poniżej tego punktu następuje zamarzanie rozpuszczonych substancji razem z wodą. W praktyce, produkty żywnościowe nie są zamrożone przemysłowo do dostatecznie niskich temperatur, aby osiągnąć temperaturę eutektyczną. Na przykład w temperaturze przechowywania równej -20°C zawartość procentowa zamrożonej wody wynosi 88% w jagnięcinie, 91% w rybach i 93% w przypadku albuminy jaj.
- D-G - etap domrażania, w którym temperatura zamrożonego produktu jest obniżana do temperatury wymaganej celami technologicznymi.

Wiele rodzajów żywności krystalizuje bardzo powoli, jeśli w ogóle, stając się roztworem przesyconym coraz bardziej lepkiem bez krystalizacji. Powstaje faza bezpostaciowa w formie skondensowanej (ciecz lub substancja stała) bez regularnej sieci krystalicznej. Możemy zdefiniować dwa rodzaje fazy amorficznej - gumowata i szklista. Stan gumy jest bardziej mobilny (bardziej miękki i mniej lepki) niż w postaci szklistej. Obniżenie temperatury i ilości wolnej wody powoduje przechodzenie ze stanu gumowatego do szklistego (Etap E - F), żywność staje się bardziej krucha i mniej chemicznie aktywna. Lokalizacja kryształów lodu w tkankach żywności zależy od szybkości zamrażania, temperatury i charakteru komórek. Powolne zamrażanie (szybkość niższa niż $1^{\circ}\text{C}/\text{min}$) powoduje, że kryształy lodu tworzą się wyłącznie w przestrzeniach międzykomórkowych. Powoduje to kurczenie się komórek, uszkodzenie ścian komórkowych i tkanek, i w konsekwencji obniżenie jakości żywności po rozmrożeniu. Zamrażanie rozpoczyna się na zewnątrz komórki. Natomiast, wewnątrz komórki znajduje się przechłodzony roztwór. Ciśnienie pary wodnej jest wyższe niż ciśnienie lodu pozakomórkowego. Ta różnica w ciśnieniu powoduje migrację wody z wnętrza komórki do przestrzeni pozakomórkowej (George, 1993; Van den Berg, 2016)).

Temperatura zamarzania jest jedną z najważniejszych właściwości produktów rolniczych i żywności w procesie zamrażania, dlatego jej właściwe określenie, a przede wszystkim prognozowanie, stanowi istotny problem ze względu na wielokierunkowe znaczenie tej właściwości. Ze względu na wysoką zawartość wody w większości produktów spożywczych, temperatura zamarzania kształtuje się pomiędzy $-0,8^{\circ}\text{C}$ a $-3,98^{\circ}\text{C}$. Pełna charakterystyka kinetyki zamrażania jest niezbędna do projektowania procesu i maszyn do zamrażania produktów rolnych i żywności (Rahman, 1994). Wiedza na temat temperatury zamarzania jest również niezbędna z kilku innych powodów, takich jak możliwość określenia aktywności wody w produktach (Chen, 1987; Góral i Kluza, 2002). Istnieje wiele analitycznych modeli umożliwiających obliczeniowe wyznaczenie wartości początkowej temperatury zamrażania. W tabeli 1 zostały przytoczone proste modele umożliwiające obliczenie początkowej temperatury zamarzania.

Tabela 1.

Matematyczne formuły umożliwiające obliczenie początkowej temperatury zamrażania (opracowanie własne)

Model	Formuła		Zastosowanie
Jie i inni (2003)	$T_{kr} = 0,15 - 0,196SM$	(96)	owoce
Chang i Tao (1981)	$T_{kr} = 120,47 + 327,35W - 176,49wW^2$	(97)	soki owocowe i warzywne
	$T_{kr} = 287,56 + 49,19W - 37,07wW^2$	(98)	warzywa i owoce
	$T_{kr} = 0,57W - 2,28$	(99)	wołowina
Lacey i Payne (1991)	$T_{kr} = 5,1093W - 5,7924$	(100)	zawartość wody > 70%

gdzie:

- T_{kr} – temperatura krioskopowa, (°C),
 SM – procentowy udział suchej masy w produkcie,
 W – procentowa zawartość wody w produkcie.

Wiele z tych modeli jest dedykowane tylko do jednego rodzaju produktu. Produkty rolnicze charakteryzują się dużą rozpiętością ilości zawartej wody. To powoduje występowanie ograniczeń w uogólnianiu możliwości zastosowania formuł obliczeniowych. Przykładowo rodzina popularnych modeli Chang i Tao (1981) nie powinna być stosowana, jeśli wilgotność produktu przekracza 92% (Góral i Kluza, 2002). Wartości punktu zamrażania obliczone w takich warunkach osiągają zakres powyżej 0°C. Metoda opracowana przez Lacey'a i Payne'a (1991) może być stosowana do wszystkich produktów biologicznych, zarówno przetworzonych, jak i surowych, których wilgotność sięga co najmniej 70%.

Ważnym aspektem zamrażania jest możliwość przewidywania czasu procesu. Nie istnieje jeden uniwersalny model obliczeniowy umożliwiający rozwiązanie tego problemu. Stąd powstało szereg modeli zarówno opartych o metody numeryczne jak i eksperymentalne. Najczęściej stosowanym rozwiązaniem analitycznym o jakiegokolwiek praktycznej wartości jest równanie Planka. Model ten jest zalecany do stosowania w przypadku jednowymiarowej wymiany ciepła. Zasadnicze równanie modelu Planka sprowadza się do równania (101):

$$t = \frac{\Delta h_s \rho_z}{B \Delta T_{kr}} \left(\frac{l}{\alpha} + \frac{l^2}{4\lambda_z} \right) \quad (s) \quad (101)$$

gdzie:

- B – współczynnik kształtu (płyta – $B = 2$, walec – $B = 4$, kula – $B = 6$),
 ρ_z – gęstość produktu w stanie zamrożonym, (kg/m³)
 λ_z – przewodność cieplna, (W/(mK))
 α – współczynnik wnikanía ciepła, (W/(m²K))
 Δh_s – różnica entalpii produktu (kJ/kg)
 $\Delta T_{kr} = T_{kr} - T_o$,
 l – wymiar charakterystyczny, grubość warstwy zamrożonej, (m)

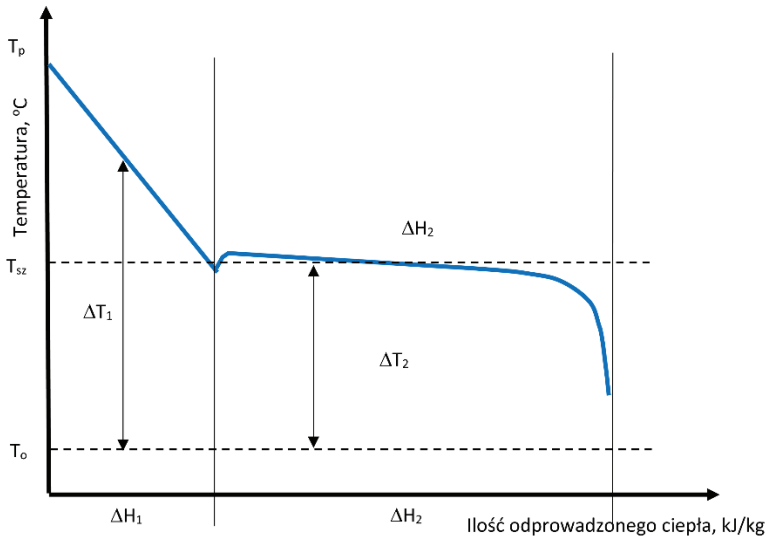
Użycie tego równania wiąże się z przyjęciem następujących uproszczeń – przemiana fazowa odbywa się w stałej temperaturze i efekty ciepła jawnego są pomijalne w stosunku do efektów ciepła utajonego. Jak podają Kluza i Góral (1995) oraz Kluza i inni (1995) obliczone wg modelu Planka prognozy czasu zamrażania są do 50% za niskie. Ponadto, duży rozrzut przewidywanych wyników czasu zamrażania wynika z faktu, że równanie to nie uwzględnia wielu ważnych czynników wpływających na czas zamrażania. Istnieje szereg innych, także stosunkowo prostych, ale dokładniejszych metod przewidywania czasu zamrażania. Większość z nich jest opartych na równaniu Planka. Jedną z najpopularniejszych metod jest zmodyfikowane równanie Planka opracowane przez Phama (1986), które charakteryzuje się dokładnością około $\pm 15\%$ dla szerokiego zakresu warunków zamrażania i różnych produktów:

$$t = \frac{\rho Q_u}{E_z \alpha} \left(\frac{\Delta H_1}{\Delta T_1} + \frac{\Delta H_2}{\Delta T_2} \right) \left(1 + \frac{Bi}{2} \right) \quad (s) \quad (102)$$

gdzie:

- E_z – współczynnik kształtu produktu (czas zamrażania nieskończonej płyty o grubości produktu/czas zamrażania produktu),
- Bi – liczba Biota $Bi = \frac{\alpha l}{\lambda}$.

Jak podaje autor (Pham 1986) poszczególne różnice entalpii i temperatury można odczytać z wykresu 57:



Rys. 57. Wykres wspomagający obliczenie czasu zamrażania metodą Phama (opracowanie własne)

lub obliczyć analitycznie według następujących formuł:

$$\Delta H_1 = \rho c_n (T_p - T_{sz}) \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (103)$$

gdzie:

- ΔH_1 – zmiana entalpii podczas schładzania produktu (rys. 57), (kJ/kg)
- ρ – gęstość produktu, (kg/m³)
- c_n – ciepło właściwe niezamrożonego produktu, (kJ/(kgK))
- T_p – temperatura początkowa produktu, (°C)
- T_{sz} – temperatura zdefiniowana równaniem (107), (°C)

$$\Delta T_1 = \frac{T_p + T_{sz}}{2} - T_a \quad (°C) \quad (104)$$

gdzie:

- ΔT_1 – zmiana temperatury podczas schładzania produktu (rys. 57), (°C)
- T_p – temperatura początkowa produktu, (°C)
- T_{sz} – temperatura zdefiniowana równaniem (107), (°C)
- T_a – temperatura otoczenia, (°C)

$$\Delta H_2 = \rho [Q_u + c_z (T_{sz} - T_{kr})] \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (105)$$

gdzie:

- ΔH_2 – zmiana entalpii podczas zamrażania produktu (rys. 57), (kJ/kg)
- ρ – gęstość produktu, (kg/m³),
- c_z – ciepło właściwe zamrożonego produktu, (kJ/(kgK)),
- T_p – temperatura początkowa produktu, (°C)
- T_{kr} – temperatura krioskopowa produktu, (°C),
- T_{sz} – temperatura zdefiniowana równaniem, (107) (°C)
- Q_u – utajone ciepło zamarzania, (kJ/kg)

$$\Delta T_2 = T_{sz} - T_a \quad (°C) \quad (106)$$

gdzie:

- ΔT_2 – zmiana temperatury podczas zamrażania produktu (rys. 57), (°C)
- T_{sz} – temperatura zdefiniowana równaniem (107), (°C)
- T_a – temperatura otoczenia, (°C)

$$T_{sz} = 1,8 + 0,263 T_{kr} + 0,105 T_a \quad (°C) \quad (107)$$

gdzie:

- T_{sz} – temperatura zdefiniowana równaniem (107), (°C)
- T_{kr} – temperatura krioskopowa produktu, (°C)
- T_a – temperatura otoczenia, (°C)

Innym charakterystycznym modelem umożliwiającym obliczanie czasu zamrażania jest formuła opracowana przez Kluzę (Kluza i inni 1998). Autor zaproponował modyfikację rozwiązania zaproponowanego przez Motta (1964) poprzez wprowadzenie stałej wartości przewodności cieplnej zamrożonego produktu (2 W/(mK)) i charakterystycznej temperatury zamrożonego produktu o wartości -3,4°C. Stosunek objętości produktu V do jego

powierzchni A autor zdefiniował jako współczynnik kształtu K , a stosunek ciepła Q usuniętego z produktu do zmiany jego temperatury T jako H . Ostateczne równanie zostało przytoczone jako:

$$t = \Delta H \cdot K \left(\frac{l}{4} + \frac{1}{\alpha} \right) \quad (s) \quad (108)$$

gdzie:

- t – czas zamrażania, (°C)
- ΔH – zmiana entalpii zdefiniowana w równaniu (109), (kJ/kg)
- K – współczynnik kształtu,
- l – wymiar charakterystyczny, grubość warstwy zamrożonej, (m)
- α – współczynnik wnikania ciepła, (W/(m²K))

w którym ΔH jest równe:

$$\Delta H = \rho_n c_n \frac{0,74T_p - 3,4}{\frac{T_p}{2,4} - T_a} + \frac{\rho_z Q_u}{-3,4 - T_a} + \rho_z c_z \frac{-3,4 - 0,5(T_c + T_a)}{-3,4 - T_a} \quad \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (109)$$

gdzie:

- ΔH – zmiana entalpii podczas zamrażania produktu, (kJ/kg)
- ρ_n – gęstość produktu niezamrożonego, (kg/m³)
- ρ_z – gęstość produktu zamrożonego, (kg/m³)
- c_n – ciepło właściwe niezamrożonego produktu, (kJ/(kgK))
- c_z – ciepło właściwe zamrożonego produktu, (kJ/(kgK))
- T_p – temperatura początkowa produktu, (°C)
- T_c – temperatura w centrum termicznym produktu, (°C),
- T_a – temperatura otoczenia, (°C)
- Q_u – utajone ciepło zamarzania, (kJ/kg)

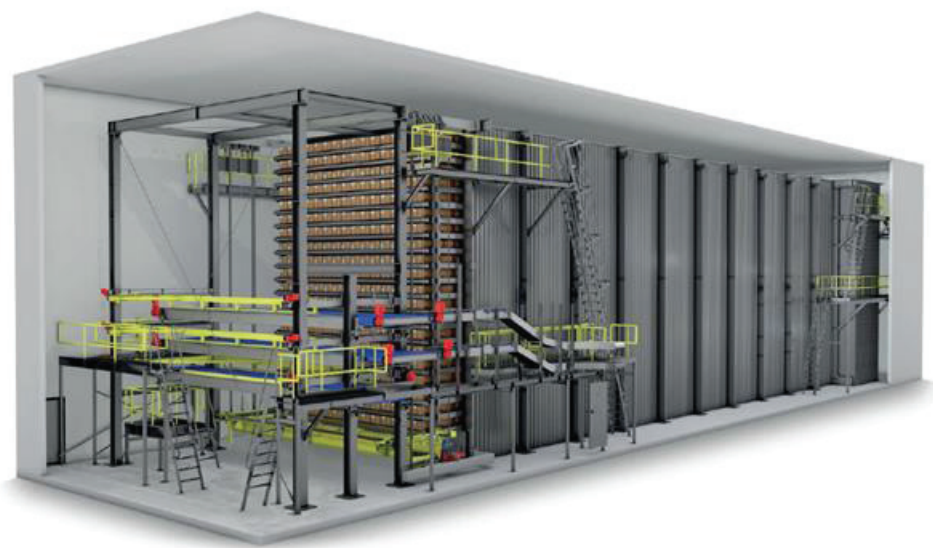
Kluza i inni (1998) oceniają, że popełniany błąd predykcji czasu zamrażania przy użyciu tego modelu jest zbliżony do błędu uzyskiwanego przy wykorzystaniu modelu Phama.

8.2. Urządzenia zamrażalnicze w przemyśle spożywczym

W przemyśle spożywczym stosowane są różne metody zamrażania produktów spożywczych i rolniczych. W zasadzie używane są dwa główne rodzaje systemów zamrażania: mechaniczne (wykorzystujące krążący czynnik chłodniczy do obniżenia temperatury powietrza lub cieczy przepuszczanej nad żywnością) i kriogeniczne (wykorzystujące bezpośrednio zastosowanie cieczy kriogenicznych w postaci ciekłego azotu lub dwutlenku węgla). Oba systemy mogą zamrażać żywność przy użyciu różnych konstrukcji zamrażarek, w tym tunelowych, spiralnych, fluidyzacyjnych, typu impingement, natryskowych, zanurzeniowych itp. W praktyce, zastosowanie któregoś z systemów uwarunkowane jest nie tylko rodzajem zamrażanego produktu czy jego wielkością, ale także kosztami kapitałowymi, kosztami operacyjnymi, przepustowością urządzenia i jakością produktu.

8.3. Zamrażanie owiewowe przy użyciu zimnego powietrza

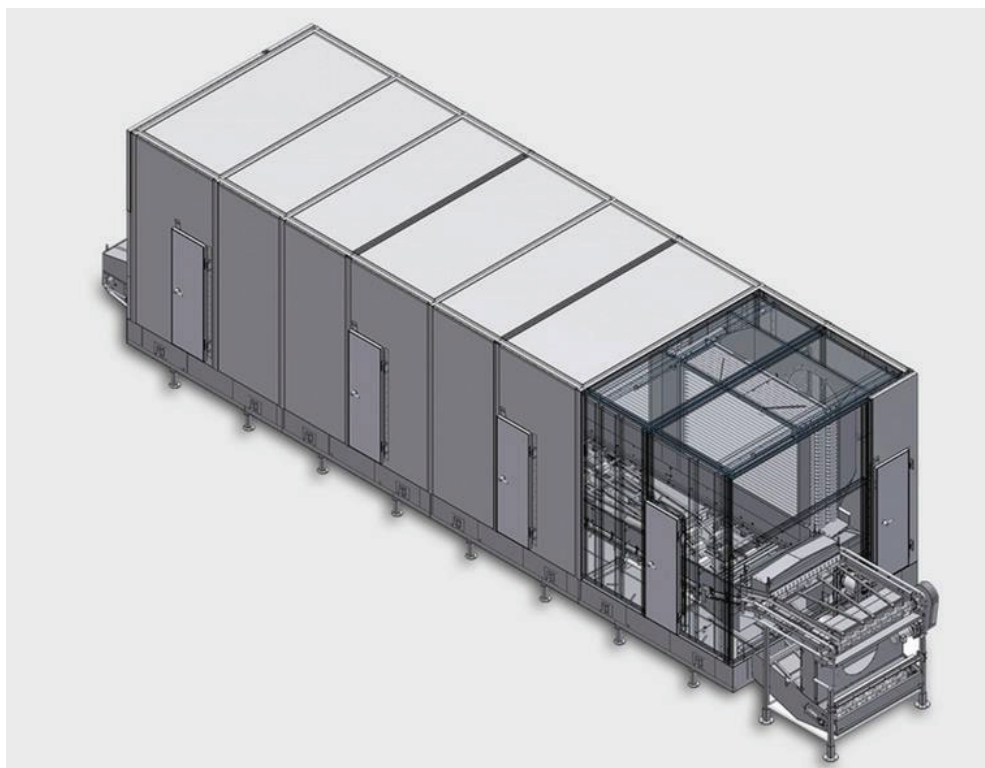
Najpopularniejszym sposobem zamrażania żywności jest użycie zimnego powietrza. W przypadku niewielkiej skali produkcji lub produkcji pomocniczej produkty są zamrażane partiami na tackach w stojakach lub zawieszane w taki sposób, aby możliwy był przepływ powietrza wokół każdego pojedynczego elementu produktu. Stojaki są umieszczane w strumieniu powietrza krążącego w komorze. Ruch powietrza jest wymuszany przez chłodnice powietrza. W przypadku większej ilości produkcji stosowane są komory z załadunkiem automatycznym (rys. 58).



Rys. 58. Automatyczna komora do zamrażania owiewowego GEA I-VRT (www.gea.com/)

Taka automatyczna komora wyposażona jest w zespół przenośników umożliwiających bezobsługowy załadunek i wyładunek komory. Urządzenia zamrażalnicze owiewowe o działaniu ciągłym mogą być budowane jako tunele spiralne i liniowe. Tunel owiewowy liniowy to rodzaj urządzenia o pracy ciągłej wykorzystującego powietrze, w których zamrażanie produktu odbywa się na taśmie przebiegającej liniowo przez tunel. Produkowane są urządzenia jednotaśmowe i wielotaśmowe. Produkty umieszczone na taśmociągu wprowadzane są z jednej strony do tunelu, a po zamrożeniu odbierane są z przeciwnej strony. Wewnątrz tunelu powietrze ochłodzone w chłodnicach wentylatorowych obmywa produkt umieszczony na taśmie. Zamrażarki tunelowe są stosowane na liniach produkcyjnych od dziesięcioleci. Podstawowa konstrukcja tunelowej zamrażarki powietrznej pozostała w większości niezmieniona. Przepływ ciepła od górnej powierzchni produktu do powietrza następuje na drodze konwekcji. Zasadniczym problemem do pokonania w trakcie projektowania takiego urządzenia jest dobre ukształtowanie drogi powietrza. Celem jest maksymalnie

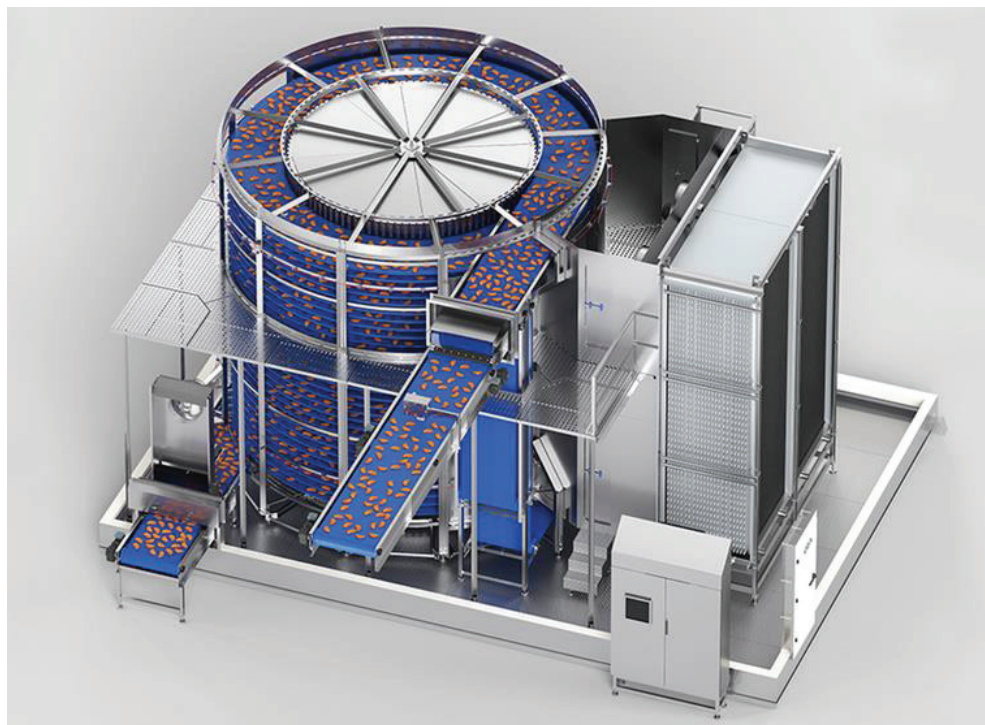
wysoki przepływ ciepła przez jednoczesne zwiększenie turbulencji i dużej prędkości powietrza. Należy również przewidzieć konieczność usunięcia ciepła wytwarzanego przez pracujące wentylatory i ciepła koniecznego do odparowania wilgoci z żywności. Przepływ ciepła z dolnej powierzchni produktu odbywa się również przez przewodzenie do stalowej taśmy, która oddaje ciepło do powietrza. Tunele owiewowe budowane są dla wydajności od 200 kg/h do 5000 kg/h. Przykładowy tunel o wydajności 2000 kg/h wykorzystywany do mrożenia kotlecików do hamburgerów ma wymiary 2,5 m szerokości 3 m wysokości i 25 metrów długości a taśma robocza jest szerokości 0,7 m. Moc chłodnicza aparatu wynosi 160 kW przy temperaturze pracy -40°C , a współczynnik wnikania ciepła zawiera się w granicach $15\text{--}50\text{ W/m}^2\text{K}$ (Kennedy, 2000). Zamrażarki tunelowe są dużych rozmiarów (rys. 59), zajmują około 2 razy więcej miejsca niż komora wsadowa o takiej samej pojemności. Ponadto, urządzenia te są dedykowane do określonej linii produktów. Praktycznie, niemożliwa jest modyfikacja szerokości czy długości przenośnika wewnątrz tunelu.



Rys. 59. Tunel do ciągłego zamrażania owiewowego produktów spożywczych GEA S-series (www.gea.com/)

Czas przebywania produktu w tunelu, temperatura powietrza i prędkość powietrza są obliczane i weryfikowane doświadczalnie umożliwiając zaprojektowanie tunelu w zależności od wielkości i temperatury produktu wchodzącego do urządzenia i pożądanej temperatury na

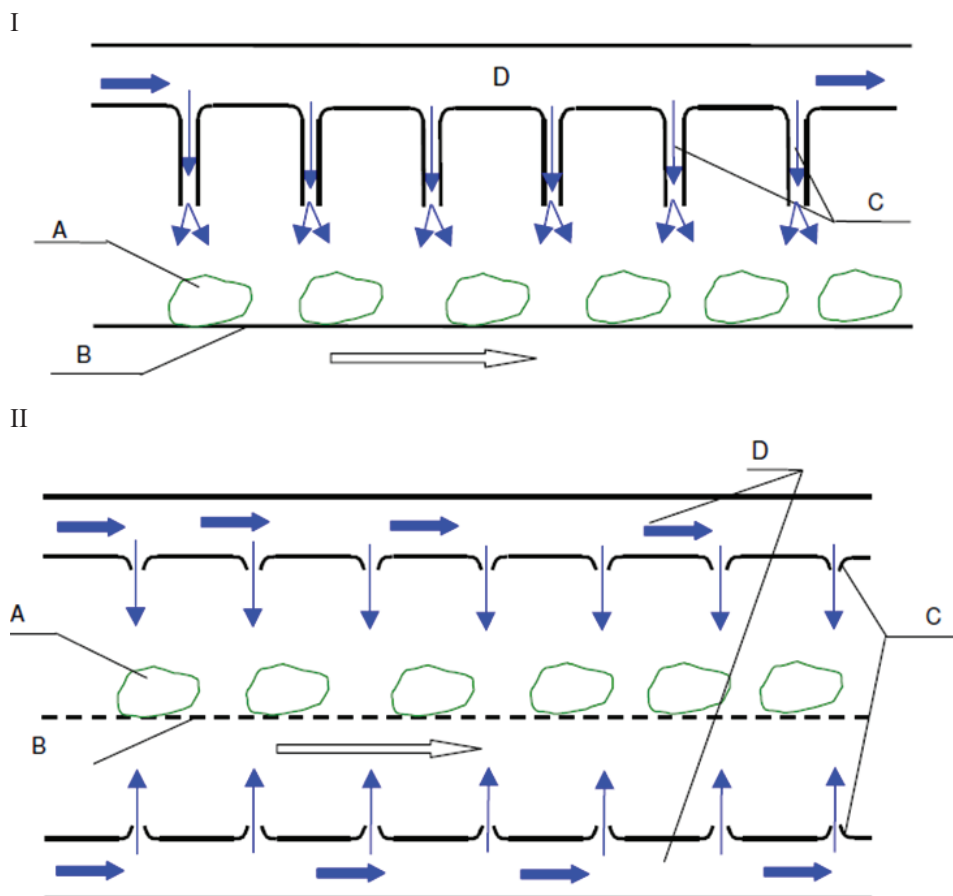
wyjściu z tunelu. W przypadku braku wystarczającej ilości miejsca w zakładzie, stosowane są zamrażarki spiralne. Są to tunele, w których zamrażanie produktu odbywa się na taśmie przebiegającej przez tunel w formie spirali, uformowanej wokół bębna transportowego (rys. 60). Spotykane są rozwiązania tuneli z jednym bębnem i dwubębnowe. Wydajność tych urządzeń mieści się w granicach 500-10000 kg/h a typowy aparat o wydajności 2600 kg/h charakteryzuje się wymiarami 7,6 m długości, 5,3 m szerokości i 4,6 m wysokości. Uzyskiwany współczynnik wnikanie ciepła wynosi $35\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$. Nowoczesne aparaty spiralne mają tak rozwiązane prowadzenie taśmy, aby produkt mógł być owiewany równo z obu stron (Alonso i inni, 2011).



Rys. 60. Zamrażarka spiralna S-Tec z systemem CALLIFREEZE (www.gea.com)

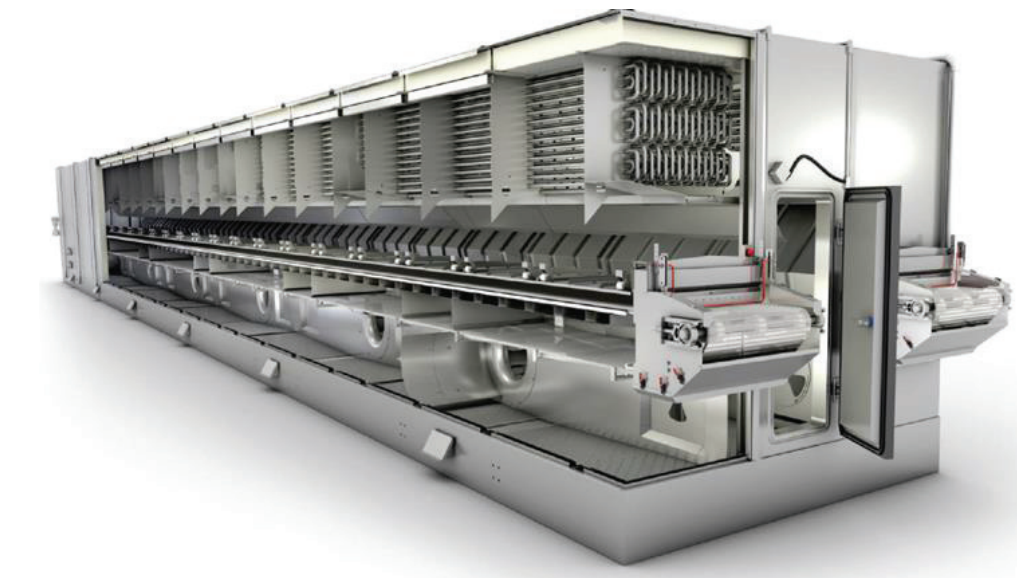
Jak podaje firma GEA (<https://www.gea.com>) produkowane przez nią zamrażarki wyposażone są w system CALLIFREEZE. System ten umożliwia sprawdzenie poziomu wymrożenia wody w produktach. Dzięki temu systemowi automatycznie są dostosowywane parametry zamrażarki takie jak czas przebywania produktu, temperatura powietrza i prędkość przepływu powietrza. Celem jest zapewnienie warunków mrożenia zgodne z przyjętą technologią. W porównaniu do tuneli liniowych koszt produkcji zamrażarki spiralnej jest wyższy. Spowodowane jest to tym, że zamrażarka spiralna ma o wiele więcej ruchomych części oraz trudnością projektowania, wykonania i czasochłonną instalacją.

W celu zwiększenia efektywności wymiany ciepła w nowoczesnych tunelach wykorzystuje się zjawisko impingement. W zastosowaniach w zamrażalnictwie żywności zjawisko to polega na odpowiednim przeprowadzeniu powietrza lub par azotu, pionowo w dół z krótkich lub długich dysz z dużą prędkością przez warstwę produktu znajdującego się na poziomej taśmie lub rynnie. Strumień gazu wprowadzany do nieruchomego złoża od góry, po przejściu odbija się od taśmy lub dna rynny i wraca przez złożo do otoczenia (rys. 61, 62) (Góral, i Kluza, 2003, Góral, i Kluza, 2004, Góral, i Domin, 2005, Kluza i Góral, 2009).



Rys. 61. Schemat przepływu powietrza w tunelu wykorzystującym zjawisko impingement w układzie pojedynczym z długimi dyszami (I) i podwójnym z krótkimi dyszami (II), A – produkt, B – taśma, C – dysze, D – komora sprężonego powietrza (opracowanie własne)

Zamrażanie metodą impingement stosuje się do produktów o wysokim stosunku powierzchni do masy takich jak hamburgery pizza i ciasta.

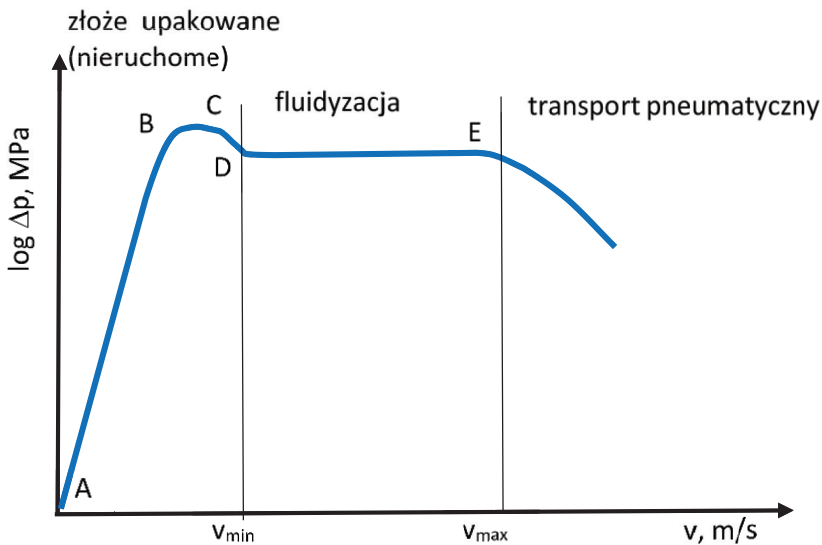


Rys. 62. Zamrażarka impingement GEA serii HVF (www.gea.com)

Podobnie jak w przypadku chłodzenia, zawirowania strumienia powietrza występują na skutek uderzenia strumienia w obszar zastoju. W wyniku tego przepływ zostaje zakłócony i rdzeń środkowy strumienia ulega decentralizacji. Stopień rozproszenia energii i długość środkowego rdzenia strugi powietrza zależą głównie od: kształtu dysz, wyprofilowania ich końcówek, ich długości, a także od prędkości wypływu powietrza z dyszy (Sakar i inni, 2004). Zawirowania w obszarze wolnego przepływu i powodowane tym rozproszenie energii jest bardzo ważnym czynnikiem, który istotnie wpływa na wymianę ciepła w obszarze zastoju i ściany strumienia. Struga w obszarze swobodnego przepływu zachowuje się jak uwolniona w odległości od 1 do 1,5 średnicy dyszy. Następnie, struga ta zaczyna przechodzić w obszar zderzenia do rejonu zastoju. W strefie tej następuje proces impingement. Struga powietrza jest odbijana od powierzchni odbicia i następnie zawraca do otoczenia. W rejonie zastoju prędkość strumienia zmniejsza się, ale znacznie podnosi się ciśnienie statyczne. W obszarze ściany strugi gradient ciśnienia powoduje gwałtowny wzrost prędkości, a po chwilowym zastoju następuje jej spadek. Charakterystyczne dla tej techniki uderzenie strumienia powietrza w powierzchnię produktu powoduje zmniejszenie grubości „izolacyjnej warstwy powietrza” otaczającej produkt. Zjawisko to powoduje znaczne zwiększenie wymiany ciepła pomiędzy zamrażanym produktem a środowiskiem i gwałtownie rośnie współczynnik wnikania ciepła od produktu do powietrza. W związku z tym szybkość zamrażania jest znacznie większa niż w urządzeniach owiewowych (tunel zamrażalniczy, zamrażarka spiralna) i co jest szczególnie istotne, jest również porównywalna do szybkości zamrażania uzyskiwanych w aparatach na ciekły azot (Londahl i inni, 1995).

8.4. Zamrażanie metodą fluidyzacji

Fluidyzacja polega na przepuszczaniu od dołu przez warstwę produktu powietrza lub pary powodując, że materiał zaczyna wrzeć i zachowuje się podobnie jak ciecz. Stopniując prędkość przepływu gazu w górę można uzyskać kilka rodzajów fluidyzacji. Przy niskich prędkościach przepływu gaz przenika przez puste przestrzenie między nieruchomymi cząstkami, jest to tzw. przepływ przez upakowane złożo. Wraz ze wzrostem prędkości gazu osiągany jest punkt, gdy siła oporu między cząstkami i płynem równoważy siłę grawitacji oddziaływującą na cząstki, powodując zawieszenie cząstek przez płynący w górę gaz. Jest to punkt minimalnej fluidyzacji, oznaczający przejście od złoża upakowanego do fluidalnego. Górna granica prędkości gazu dla fluidyzacji występuje, gdy opór międzyfazowy staje się wystarczający, aby nastąpił transport pneumatyczny i w konsekwencji wyrzucanie cząstek poza urządzenie (rys. 63).



Rys. 63. Zależność spadku ciśnienia na złożu od prędkości powietrza podczas fluidyzacji (opracowanie własne)

Początkowo cząstki są nieruchome (stan A-B). Wraz ze wzrostem prędkości płynu liniowo, zwiększa się spadek ciśnienia oraz występuje wzrost objętości zajmowanej przez tzw. strefę rozrzedzoną formującą się u podstawy złoża (B-C-D). W punkcie C spadek ciśnienia osiąga wartość maksymalną a prędkość powietrza odpowiada wówczas wartości krytycznej. Stan BC charakteryzuje moment wyraźnego rozluźnienia złoża z przepływem pęcherzykowym lub kanalikowym. W punkcie D występuje początek fluidyzacji, a prędkość płynu w tym punkcie v_{min} określa się jako minimalną prędkość fluidyzacji. Stan DE odpo-

wiada procesowi stabilnej fluidyzacji surowca. Dalszy wzrost prędkości prowadzi do powstawania zjawiska transportu pneumatycznego. Dokładne określenie prędkości minimalnej fluidyzacji jest trudne. Ponieważ temperatura i ciśnienie silnie wpływają na działanie układu płyn-cząsteczka. Zmniejszenie temperatury układu powoduje wzrost gęstości gazu i zmianę jego lepkości (Góral i Kluza 2012). Wpływ temperatury i ciśnienia na minimalną prędkość fluidyzacji są również silnie zależne od wielkości cząsteczek złoża. W praktyce większość rozwiązań teoretycznego wyznaczenia początku fluidyzacji jest oparta na równaniu Erguna (Kunii, i Levenspiel, 1991):

$$\frac{\Delta P}{L} = 150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{v\mu}{d^2} + 1.75 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \frac{v^2 \rho}{d} \left(\frac{Pa}{m} \right) \quad (110)$$

gdzie:

- $\frac{\Delta P}{L}$ – liniowy spadek ciśnienia na złożu, (Pa/m)
- ε – porowatość,
- v – prędkość powietrza, (m/s)
- ρ – gęstość powietrza, (kg/m³)
- μ – lepkość dynamiczna powietrza, (kg/(m s))
- d – średnica cząstki, (m)

W obliczeniach przybliżonych możliwe jest zaniedbanie we wzorach szeregu zmiennych i uproszczenie równania na minimalną prędkość fluidyzacji do postaci:

$$v_{min}^2 = \frac{d(\rho_c - \rho_g)g}{24,5\rho_g} \left(\left(\frac{m}{s} \right)^2 \right) \quad (111)$$

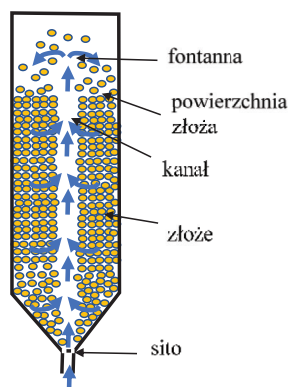
gdzie:

- v_{min} – minimalna prędkość fluidyzacji, (m/s)
- ρ_c – gęstość złoża, (kg/m³)
- ρ_g – gęstość powietrza, (kg/m³)
- μ – lepkość dynamiczna powietrza, (kg/(m s))
- d – średnica cząstki, (m)

Powyższy wzór jest ważny w zakresie liczb Reynoldsa poniżej 1000 i dla cząstek o kształcie kulistym (Yang, 2003). Wpływ kształtu na zachowanie cząstek podczas obróbki fluidyzacyjnej jest stosunkowo nieznanym i niełatwym do przeanalizowania w rzeczywistych warunkach. Kula może być łatwo i jednoznacznie scharakteryzowana przez jej średnicę, a sześcian może być zdefiniowany przez długość jego boku. W przypadku surowców przemysłu spożywczego istnieje szeroki zakres cząstek o nieregularnych kształtach, które są trudne do zdefiniowania. Sferyczność f jest jednym z najczęściej używanych parametrów charakteryzujących kształt cząstki. Jest to stosunek powierzchni kuli o średnicy identycznej ze średnicą cząstki do powierzchni cząstki. W przypadku cząstek niesferycznych wartości sferyczności mieszczą się w zakresie $0 < f < 1$. Thompson i Clark (1991) zastąpili pojęcie sferyczności nowym współczynnikiem kształtu E , który jest określany na podstawie stosunku współczynnika oporu dla nieregularnej cząstki do współczynnika oporu dla kuli:

$$E = \frac{c_{DA}}{c_{DS}} \quad (112)$$

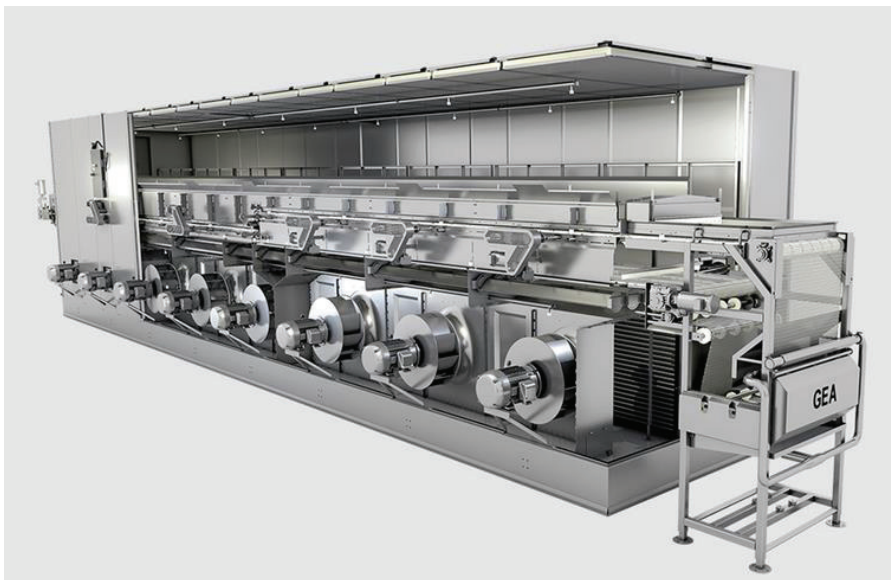
Aparaty wykorzystujące technikę fluidyzacji doskonale nadają się do zamrażania produktów o małych wymiarach np. zielony groszek, kostka marchwi, truskawki, wiśnie, pyzy, pulpety itp.. Tunele fluidyzacyjne charakteryzują się wysokim współczynnikiem wnikania ciepła i wyrównaną temperaturą produktu. Najprostsza zamrażarka fluidyzacyjna o działaniu okresowym to kolumna z perforowanym dnem, przez który wdmuchiwane jest zimne powietrze (rys. 64) (Góral i inni, 2018).



Rys. 64. Schemat kolumny fluidyzacyjnej (opracowanie własne)

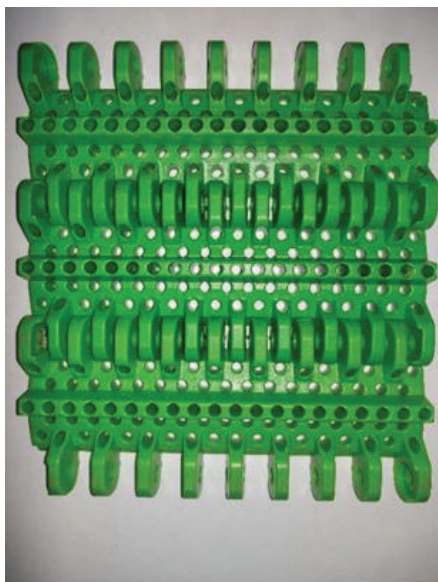
W przypadku tuneli o działaniu ciągłym (rys. 65) wykorzystuje się trzy rodzaje fluidyzacji stosowane w różnych częściach aparatu, a mianowicie: fluidyzację cyrkulacyjną, fluidyzację pęcherzykową i fluidyzację w złożu stałym.

Fluidyzacja cyrkulacyjna służy do całkowitego podniesienia produktu ze złoża pod silnym, zimnym strumieniem powietrza i jest zwykle stosowana w pierwszej części zamrażarki, gdy produkt jest jeszcze ciepły i wilgotny. Fluidyzacja bąbelkowa jest łagodniejszą wersją poprzedniego typu i tylko częściowo unosi produkt (złożo półpłynne). Jest zazwyczaj stosowana w drugiej części złoża, w którym już zamrożony produkt zachowuje się jak wrząca ciecz. W końcowej części aparatu jest stosowana fluidyzacja ze stałym złożem do końcowego zamrażania produktu. Konstrukcja zamrażarki jest bardzo ważnym aspektem, aby mogła zaistnieć fluidyzacja. Najważniejsze części zamrażarki to wentylatory, taśma i układy umożliwiające płynną regulację parametrów procesowych. Najczęściej stosowanym typem wentylatorów są łopatkowe wentylatory osiowe charakteryzujące się możliwością uzyskania dużego sprężu. Są one wyposażane w przetworniki częstotliwości umożliwiające zwiększanie lub zmniejszanie przepływu powietrza w zależności od rodzaju produktu i rodzaju fluidyzacji. Spadek ciśnienia uzyskiwany nałożu to kolejny bardzo ważny czynnik. Zależy on nie tylko od natężenia przepływu powietrza generowanego przez wentylatory, ale także od konstrukcji taśmy. Do niedawna stosowane były taśmy siatkowe. Wadą takiego rozwiązania było to, że nie można uzyskać pełnej fluidyzacji, ponieważ otwory w siatce są zbyt duże. Ponadto, takie taśmy powodowały uszkodzenia delikatnych produktów (np. truskawki), późniejsze czyszczenie tego elementu było również utrudnione. W nowych rozwiązaniach zastosowano taśmę, która składa się z perforowanych elementów (rys. 66) (Gruda i Postolski, 1999).

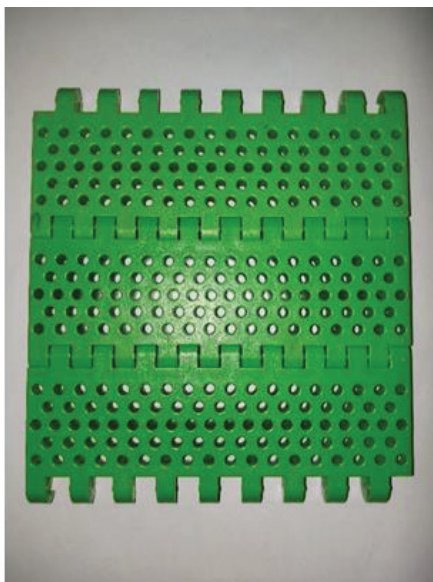


Rys. 65. Widok tunelu fluidyzacyjnego GEA AY-series (www.gea.com)

a)



b)

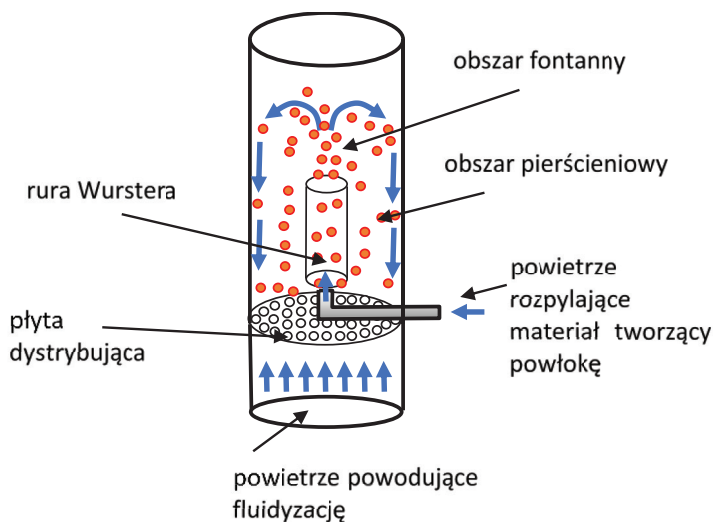


Rys. 66. Widok elementów taśmy przemieszczającej się w tunelu fluidyzacyjnym
a) powierzchnia dolna, b) powierzchnia górna (opracowanie własne)

Rozmiar każdego otworu, którego średnica zmniejsza się w kierunku wylotu, wpływa na prędkość przepływającego przez niego powietrza. Konfiguracja otworów i ich średnice muszą być dokładnie obliczone w celu uzyskania określonej prędkości powietrza w otworach i równomiernego rozkładu jego przepływu. Najnowsze rozwiązania to odejście od segmentacji taśmy poprzez zastosowanie płyty perforowanej. Unika się w ten sposób martwych przestrzeni bez przepływu powietrza powstających na złączach elementów tworzących taśmę (Briley, 2002).

8.5. Modyfikacje fluidyzacji

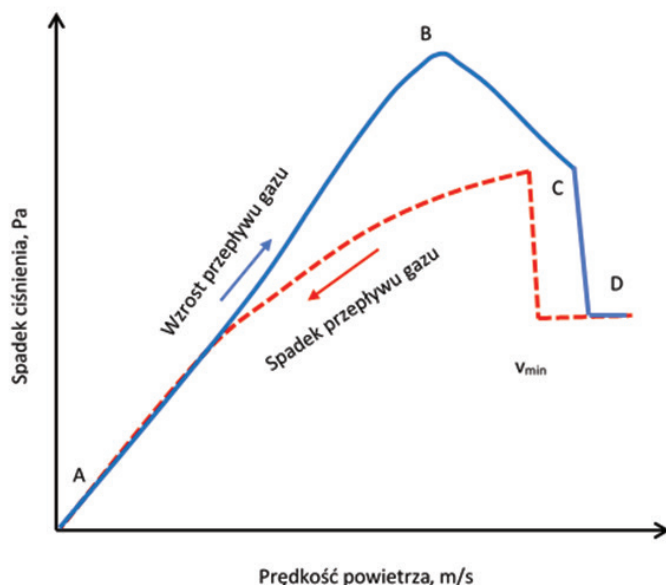
Modyfikacją fluidyzacji fontannowej w kolumnie jest aparat Wurstera. Jest to aparat fontanny z rurą wznoszącą i dodatkowym strumieniem gazu fluidyzującego złożę (układ fontannowo-fluidalny) (rys. 67).



Rys. 67. Schemat aparatu Wurstera (opracowanie własne)

Dodatkowy strumień gazu wprowadzany jest od dołu przez płaskie lub stożkowe porowate dno (de Souza i inni, 2014). Charakterystyka aerodynamiczna układu fontannowego w przeciwieństwie do klasycznej fluidyzacji nie zależy jedynie od właściwości płynu i budującego złoża ciała stałego. Istotny wpływ na tę charakterystykę mają również konstrukcja urządzenia, wysokość i szerokość złoża. Podobnie jak w przypadku fluidyzacji klasycznej możliwe jest przedstawienie zależności spadku ciśnienia w złożu od prędkości przepływu płynu (rys. 68). Początkowo cząstki są nieruchome (stan A-B). Wraz ze wzrostem prędkości płynu liniowo zwiększa się spadek ciśnienia oraz występuje wzrost objętości zajmowanej przez tzw. strefę rozrzedzoną formującą się u podstawy złoża. W punkcie B spadek ciśnienia osiąga wartość maksymalną, a prędkość powietrza odpowiada wówczas wartości krytycznej.

Stan BC charakteryzuje moment wyraźnego rozluźnienia złoża z przepływem pęcherzykowym lub kanalikowym. W punkcie C występuje początek fontannowania, a prędkość płynu w tym punkcie U_{ms} określa się jako minimalną prędkość fontannowania. Stan CD odpowiada procesowi ostatecznego przebicia gęstej fazy złoża przez strumień płynu. Obserwuje się formowanie charakterystycznej stabilnej fontanny surowca (Peroń i Surma, 2005). Wraz ze wzrostem prędkości płynu obie strefy, pierścieniowa i fontannowa, ulegają znacznemu rozrzedzeniu. Dalszy wzrost prędkości prowadzi do ujednolicenia złoża bez podziału na strefę pierścieniową i fontannową. Tworzy się złożo typu jet (Kmieć i inni, 2007).



Rys. 68. Zależność spadku ciśnienia na złożu od prędkości powietrza podczas fluidyzacji fontannowej (opracowanie własne)

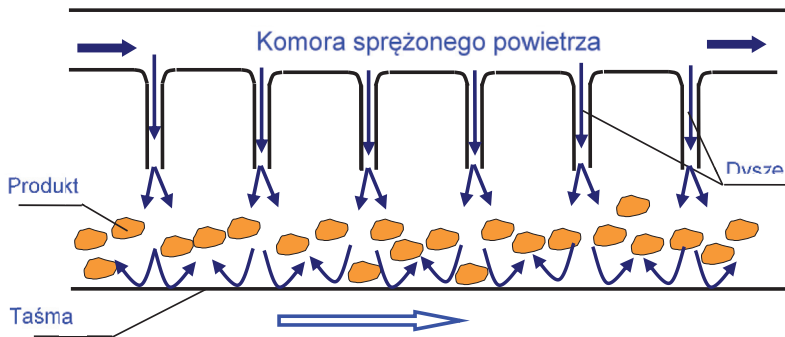
Analizując przebieg krzywych na rysunku 68 obserwuje się obniżenie spadku ciśnienia przy zwiększaniu i zmniejszaniu prędkości gazu. Minimalna prędkość fontannowania określa początek stabilnej pracy złoża. Autorzy (Bi i inni, 1997) zbadali, jaka jest różnica przy określaniu tej prędkości w przypadku zwiększania prędkości przepływu gazu i jej spadku. Minimalna prędkość fontannowania uzyskana na podstawie obserwacji początku fontannowania jest większa niż w przypadku zmniejszania prędkości gazu. (Kmieć 1980) stwierdził, że najbardziej powtarzalną wartością prędkości początku fontannowania jest wartość uzyskana podczas zmniejszania prędkości przepływu gazu. W związku z tym, dolna krzywa w większości prac stanowi podstawę do określania prędkości minimalnej. Dla aparatów cylindrycznych do około 0,5 m średnicy, z lub bez stożkowej podstawy, Mathur i Gishler (1955) podają najbardziej uogólnione równanie (113) umożliwiające wyznaczenie minimalnej prędkości fontannowania (błąd predykcji w zakresie $\pm 15\%$) dla szerokiej gamy materiałów, wymiarów złoża, średnicy dyszy oraz płynów od powietrza do wody:

$$v_{min} = \left(\frac{d_p}{D}\right) \left(\frac{D_0}{D}\right)^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{2gH_0(\rho_c - \rho_g)}{\rho_g}} \quad \left(\frac{m}{s}\right) \quad (113)$$

gdzie:

- v_{min} – minimalna prędkość fontannowania, (m/s)
- g – przyspieszenie ziemskie, (m/s²)
- ρ_c – gęstość złoża, (kg/m³)
- ρ_g – gęstość powietrza, (kg/m³)
- D – średnica aparatu, (m)
- d_p – średnica cząstki, (m)
- H_0 – początkowa wysokość warstwy produktu, (m)

Fluidyzacja odwrócona to metoda, która wykorzystuje zjawisko impingement do wywołania wrzenia fluidalnego złoża. Stan wrzenia płynnego występuje po osiągnięciu minimalnej prędkości fluidyzacji, czyli siła wyporu przekracza siłę grawitacyjną cząstek stałych złoża, które są unoszone w kierunku szczytu fontanny. Ze względu na siłę międzycząsteczkową sąsiednich cząstek stałych, elementy pojedynczego złoża są porywane do górnej części fontanny, aby następnie zostać wepchnięte pod strefę niższego ciśnienia lub strumienia powietrza z dyszy. W związku z tym cząstki stałe opadają z powrotem na dno komory roboczej aparatury i cykl procesu rozpoczyna się od nowa (rys. 69).



Rys. 69. Schemat ideowy fluidyzacji odwróconej (opracowanie własne)

Góral i Kluza (2004, 2012) zbadali wpływ parametrów procesu i budowy urządzenia na osiągalność złoż fluidalnych różnych produktów. Autorzy doszli do wniosku, że jeśli stosunek rozstawu osi symetrii dyszy do średnic wewnętrznych wynosi $L/D = 4$, to występował stan odwróconej fluidyzacji. Góral (2006, 2010) i Góral i inni (2013, 2022) stwierdzili, że maksymalne prędkości odbicia strumienia powietrza uzyskuje się przy użyciu głowic roboczych z dyszami o średnicy 23 mm i 20 mm, umożliwiając osiągnięcie prędkości odbicia strumienia powietrza do 18 m/s. Badając współczynnik wnikania ciepła w warunkach odwróconej fluidyzacji Góral (2010) i Góral i Kluza (2012) założyli, że lokalny współczynnik przenikania ciepła z płaskiej płyty do powietrza można oszacować na podstawie liczby Nusselta. W większości przypadków różnica między wartością temperatury powietrza na wylocie

dyszy, a uderzającym strumieniem powietrza jest tak mała, że można założyć stałą temperaturę strumienia powietrza w obszarze złoża. Przed opracowaniem modelu obliczeniowego Góral (2010) i Góral i Kluza (2012) przyjęli następujące podstawowe założenia: przepływ strumienia powietrza jest turbulentny w zakresie prędkości umożliwiając wystąpienie odwrotnej fluidyzacji, zakres temperatury powietrza waha się od -50°C do 0°C , kształt materiału odpowiada nieskończonej płycie i niestacjonarnemu charakterowi wymiany ciepła. Zakładając turbulentny przepływ płynu nad produktem oszacowanie lokalnej liczby Nusselta charakteryzującej wymianę ciepła zwykle wymaga użycia równania kryterialnego:

$$Nu_x = C Re_x^m Pr^n \quad (114)$$

gdzie:

- C, m i n – stałe wyznaczone doświadczalnie,
- Nu_x – lokalna liczba Nusselta,
- Re_x – lokalna liczba Reynoldsa,
- Pr – liczba Prandtla.

W badanym procesie wartości liczby Reynoldsa mieszczą się w przedziale 8000 – 30 000, a więc również w obszarze opisanym jako przepływ przejściowy. Biorąc pod uwagę fakt, że produkt porusza się w strumieniu powietrza odbicia, czyli o zmienionym kierunku przepływu, to z dużym prawdopodobieństwem można założyć, że przepływ powietrza wokół badanego produktu w postaci płyty jest turbulentny. Jeśli chodzi o zakres temperatury i wilgotności powietrza wymagany w przemysłowych systemach zamrażania żywności, liczba Prandtla zmienia się tylko nieznacznie. Dlatego też, liczba Prandtla ze wzoru może być włączona do stałej C i w konsekwencji zależność dla wymuszonego konwekcyjnego przenikania ciepła może być wyrażona jako:

$$Nu_x = C Re_x^m \quad (115)$$

gdzie:

- C, m – stałe wyznaczone doświadczalnie,
- Nu_x – lokalna liczba Nusselta,
- Re_x – lokalna liczba Reynoldsa.

Na potrzeby modelu autorzy (Góral i Kluza, 2012) współczynniki C i m wyznaczyli doświadczalnie podczas procesów zamrażania prowadzonych przy użyciu głowicy roboczej z dyszami o średnicy wewnętrznej 20 mm i prędkością powietrza zmieniającą się z ustalonej minimalnej prędkości fluidyzacji do szybkości strumienia powietrza odbitego równej 10,5 m/s. Otrzymane wartości liczb Nusselta poddano analizie regresji względem odpowiednich wartości liczb Reynoldsa, aby uzyskać zależność:

$$Nu_x = 0,353 Re_x^{0,608} \quad (116)$$

gdzie:

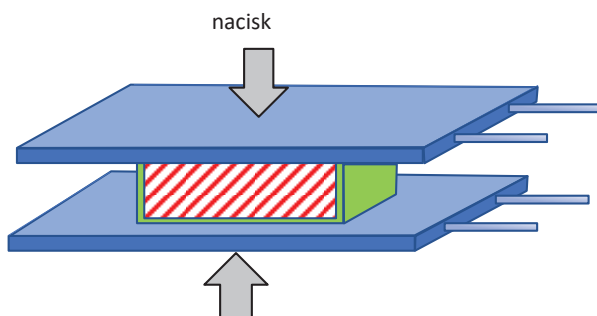
- Nu_x – lokalna liczba Nusselta,
- Re_x – lokalna liczba Reynoldsa.

przy współczynniku determinacji 0,918. Góral i Kluza (2012) porównali eksperymentalnie ustalone współczynniki wnikania ciepła z dostępnymi w literaturze. Wyznaczone średnie

współczynniki przenikania ciepła wahały się od $62 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ do $200 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ i były wyższe niż średnie współczynniki przenikania ciepła ($35 - 100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) zmierzone w procesie zamrażania plastrów cukinii w tunelu fluidalnym przy prędkości powietrza 10 m/s i temperaturze -39°C (Amarante i Lanoisellé, 2005).

8.6. Zamrażanie kontaktowe

Przemysłowe zamrażanie kontaktowe polega na bezpośrednim kontakcie produktu z parownikiem. Zamrażarki płytowe są budowane z płyt wytłaczanych z profili ułożonych w taki sposób, aby umożliwić przepływ czynnika chłodniczego przez płytę. Każda z płyt połączona jest przewodem ciśnieniowym ssącym i przewodem tłocznym. Produkt umieszczony pomiędzy sąsiednimi płytami zostaje zamrożony oddając ciepło bezpośrednio do powierzchni płyty (rys. 70).



Rys. 70. Idea zamrażania kontaktowego (opracowanie własne)

Zamrażarki płytowe są wyposażone w układy hydrauliczne, które dociskają płyty do produktu niwelując ewentualne opory przepływu ciepła wywołane warstwą powietrza znajdującą się pomiędzy płytą a produktem. Zamrażarki płytowe są budowane w dwóch wariantach, z płytami ustawionymi poziomo lub z płytami ułożonymi w płaszczyźnie pionowej. Zamrażarki kontaktowe płytowe są przeznaczone do zamrażania dużych bloków produktów. Typowe zastosowania to: zamrażanie całych ryb lub filetów, podrobów i innych produktów ubocznych pochodzenia zwierzęcego, owoców i warzyw, w tym przecierów i soków; płynnej masy jajecznej i koncentratów kawy. Wszystkie przemysłowe zamrażarki płytowe działają okresowo, a ich załadunek może być ręczny lub automatyczny (rys. 71).

W przypadku pionowej zamrażarki płytowej, płyty rozmieszczone są w odstępach $50 - 100 \text{ mm}$. Współczynniki przenikania ciepła są wysokie i wynoszą w granicach do $1000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Typowa 25-stanowiskowa zamrażarka produkująca zamrożone bloki o grubości 75 mm ma wydajność $10\,000 \text{ kg}$ na dobę. Każdy cykl zamrażania trwa około 150 minut , w tym 20-minutowe odszranianie, po którym bloki są rozładowywane mechanicznie. Zamrażanie kontaktowe może być też technologią wspomagającą inne techniki mrożenia produktów. W celu szybkiego obniżenia temperatury dolnej powierzchni produktów lepkich i półpłynnych przed pełnym zamrożeniem w innym urządzeniu stosowane są zamrażarki

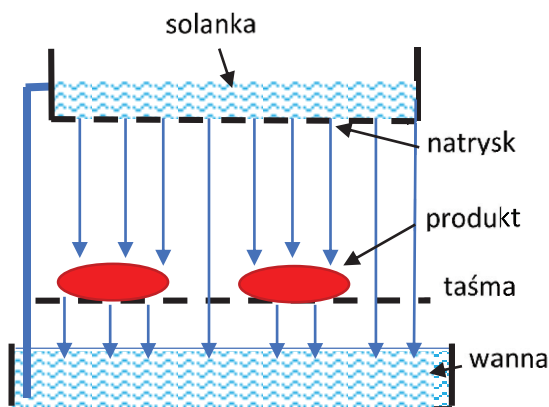
kontaktowe zbudowane z taśmy wykonanej z cienkiej folii polietylenowej przemieszczającej się po chłodzonej płycie. Spodnia część produktu zostaje zamrożona na głębokość kilku milimetrów. Umożliwia to transport produktu i zamrażanie w zamrażarce owiewowej eliminując problemy z przywieraniem produktu do taśmy (Briley, 2001).



Rys. 71. Zamrażarka kontaktowa pozioma HPF-C (www.tucal.es)

8.7. Zamrażanie immersyjne w cieczach niewrzących

Zamrażanie immersyjne w cieczach niewrzących polega na zanurzeniu i przetrzymywaniu przez określony czas produktów w zimnych roztworach NaCl, CaCl₂. Zamrażane produkty mogą mieć bezpośredni lub pośredni kontakt z czynnikiem chłodniczym. Charakterystyczne dla tej metody są wysokie współczynniki wnikania ciepła. Wpływa to na wysoką szybkość zamrażania, co pomaga zachować pierwotną jakość żywności. Uszkodzenia komórek są minimalizowane, a stabilność strukturalna białka jest utrzymywana dzięki małej wielkości kryształów lodu. Technicznie zamrażarki immersyjne są budowane w trzech opcjach: wsadowej, ciągłej i natryskowej. W zamrażarkach wsadowych produkty pakowane są do koszy plastikowych lub ze stali nierdzewnej i następnie zanurzane są w solance. Po odpowiednim czasie kosze z produktem są wyciągane z solanki i produkt jest domrażany w komorach lub tunelach owiewowych. Kosze z produktami są opuszczane do zbiorników z solanką za pomocą jednoszynowego systemu suwnicowego. Drugą techniką jest system pracy ciągłej, a pomocą systemu przenośników następuje zanurzenie produktu w solance. Szybkość przesuwu przenośnika jest dobierana w zależności od wielkości produktu. Następnie, produkt jest osuszany i transportowany do tunelu owiewowego w celu głębokiego zamrożenia. Ostatnią metodą jest wykorzystanie natrysku zimną solanką (rys. 72).

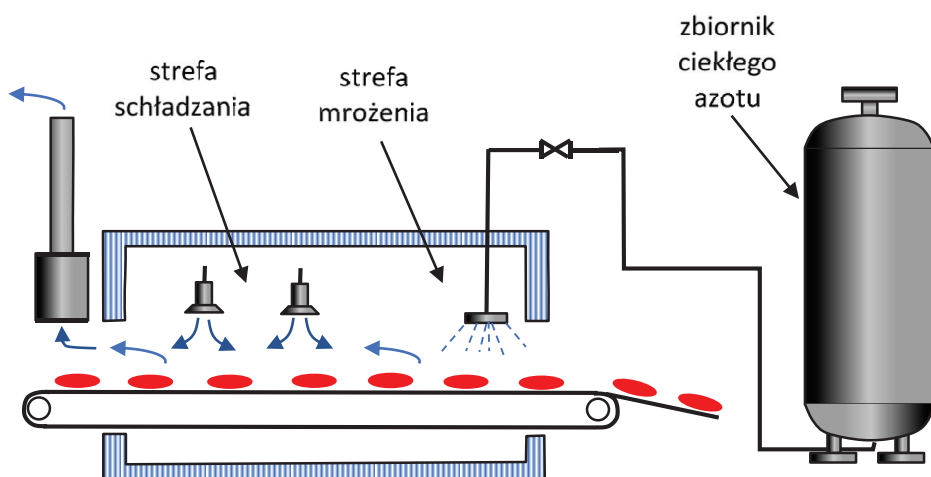


Rys. 72. Schemat procesu natrysku zimną solanką (opracowanie własne)

Produkty przemieszczają się na przenośniku taśmowym, a od góry natryskiwana jest zimna solanka z dysz rozpylających. Następnie produkt jest osuszany i domrażany w tunelu owiewowym.

8.8. Zamrażanie w cieczach kriogenicznych

Inżynieria kriogeniczna obejmuje chłodzenie i zamrażanie materiałów przy użyciu skroplonych gazów, takich jak azot, dwutlenek węgla, hel itp. W przemyśle spożywczym do szybkiego zamrażania żywności najczęściej stosuje się ciekły azot i dwutlenek węgla. Azot w postaci płynnej o temperaturze -196°C jest jedną z najzimniejszych substancji, często używaną do błyskawicznego zamrażania świeżej żywności. Ponieważ zamrażanie kriogeniczne jest znacznie szybsze niż zamrażanie mechaniczne, produkty mrożone technologiami kriogenicznymi wykazują większą retencję wody, dzięki matrycy drobnych kryształków lodu i lepiej zachowują swoją naturalną jakość. Zjawisko wymiany ciepła zachodzące podczas zamrażania kriogenicznego różni się od obserwowanego w systemach mechanicznych pod kilkoma względami. Najczęstszym procesem w zamrażaniu kriogenicznym jest rozpylanie na powierzchnię produktu ciekłego N_2 lub CO_2 . Chociaż metoda aplikacji dla obu substancji jest podobna, ich zachowanie jest zupełnie inne: gdy ciekły CO_2 jest natryskiwany na produkt, CO_2 rozdziela się na równe części (wagowo) ciała stałego i pary. Gdy stałe cząsteczki CO_2 stykają się z powierzchnią żywności, dwutlenek węgla prawie natychmiast sublimuje do postaci pary, odbierając ciepło z produktu. Blisko 85% odbieranego ciepła pochodzi z sublimacji. W urządzeniach wykorzystujących ciekły azot, N_2 rozdziela się na ciecz i parę (rys. 73) (Gruda i Postolski, 1999).



Rys. 73. Schemat ideowy tunelu kriogenicznego (opracowanie własne)

Ciecz zmienia się w parę, pobierając ciepło utajone z powierzchni żywności. W tym przypadku, około 50% efektu chłodzenia pochodzi od przemiany fazowej N_2 z fazy ciekłej w parę. Reszta ciepła jest odbierana przez parę azotu przepływającą przez urządzenie (Es-trada-Flores, 2002). Innym sposobem wykorzystania cieczy kriogenicznych jest wykorzystanie standardowej wersji zamrażarki tunelowej. Ogólna konstrukcja jest podobna do konstrukcji zamrażarki owiewowej. Zamiast chłodziw przeponowych powietrza wykorzystuje się wymuszony przepływ par czynnika. W przeciwieństwie do tunelu kriogenicznego nie stosuje się dysz rozpylających ciekły azot bezpośrednio na żywność, a jedynie pary cieczy kriogenicznej. Bardzo niskie temperatury charakteryzujące pary ciekłego azotu, powodują, że różnice temperatur pomiędzy czynnikiem a produktem są znacznie większe niż w podobnej mechanicznej zamrażarce chłodniczej. Wpływa to na znaczne skrócenie procesu dostępne do napędzania wymiany ciepła.

Kolejną modyfikacją tuneli kriogenicznych jest zastosowanie bębna zamiast przenośnika taśmowego. Tunele kriogeniczne bębnowe lub obrotowe kriogeniczne tunele zamrażalnicze charakteryzują się wysoką przepustowością. W tego typu zamrażarkach można zamrażać produkty, które są odporne na uszkodzenia wywołane ruchem obrotowym bębna. Zasada działania polega na wykorzystaniu ruchu izolowanej rury ze stali nierdzewnej zamontowanej pod niewielkim kątem do poziomu i obracanej z prędkością kilku obrotów na minutę przez zestaw zewnętrznych kół napędowych. Produkt wchodzi do bębna z jednej strony a z drugiej strony bębna rozpylany jest ciekły azot. Produkt przemieszcza się w mieszaninie ciekłego azotu i zimnych par azotu. Nachylenie rury powoduje powolne przemieszczanie się produktu w kierunku wylotu z bębna. Ruch bębna zapobiega zbrylaniu się produktu (Miller i Butcher, 2000).

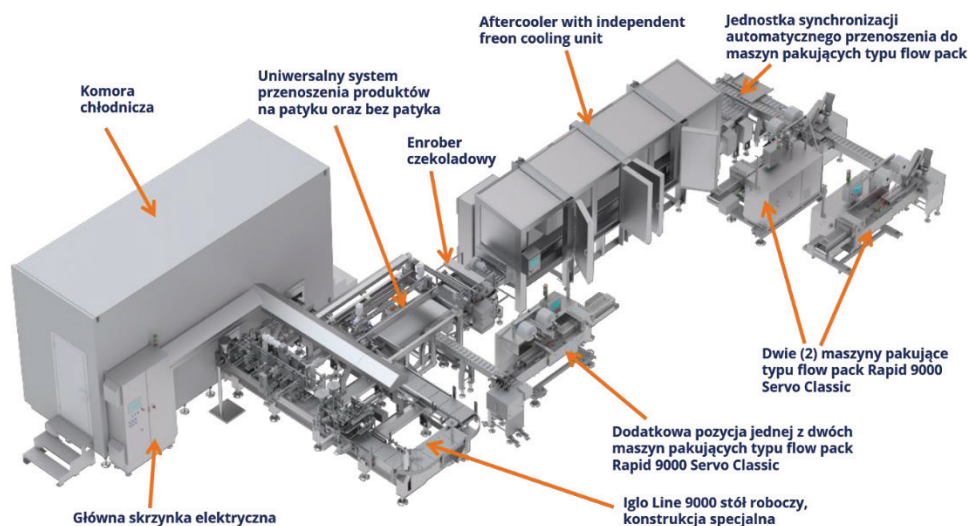
8.9. Freezery i urządzenia do hartowania lodów

Proces zamrażania przemysłowego lodów odbywa się w dwóch etapach. W pierwszym, następuje zamrażanie połączone z napowietrzaniem. Celem tego etapu jest ograniczenie rozmiaru tworzących się kryształków lodu. Drugi etap polega na utwardzeniu (hartowaniu) częściowo zamrożonej mieszanki. Pierwszy etap zamrażania odbywa się w zamrażarkach przepływowych (freezerach). Płynna mieszanka wchodząca do cylindra zamrażającego zawiera zawieszone kuleczki tłuszczu i białka koloidalne, a także rozpuszczone węglowodany, sole i białka. Ta mieszanina jest przekształcana w wyniku mieszania i zamrażania w lepki, wielofazowy produkt zawierający rozproszone kryształki lodu i komórki powietrzne, częściowo zbrylone kuleczki tłuszczu i koloidalne białka. Podczas zamrażania najważniejszymi zmianami są: tworzenie się kryształków lodu, wprowadzanie powietrza i destabilizacja (lub częściowa koalescencja) emulsji tłuszczowej. Ponieważ masa lodowa jest mieszaniną kilku substancji, każda z nich krystalizuje w innej temperaturze. W pierwszej fazie procesu zamrażania następuje krystalizacja wody i zagęszczenie roztworu. W tak zamrożonej masie lodowej większość wody i niektóre składniki, np. tłuszcz, występują w postaci mikrokryształicznej, która warunkuje „gładkość” gotowego produktu. Freezery używane w pierwszym etapie zamrażania lodów, wyposażone są w pompy rotacyjne lub tłokowe oraz cylinder z mieszadłem umożliwiające wymieszanie produktu i napowietrzanie sprężonym powietrzem (rys. 74) (Vivek, 2001).



Rys.74. Freezer (www.icegroup.pl)

Na wpół zamrożony produkt jest odprowadzany z cylindra zamrażającego przez drugą pompę, której prędkość jest kontrolowana w celu utrzymania stałego ciśnienia w cylindrze zamrażającym (Marshall i inni, 2003). Czynnik chłodniczy odparowuje w komorze otaczającej cylinder zamrażający odbierając ciepło od mieszanki lodowej. Wewnątrz cylindra znajduje się zespół skrobaków mieszających i ubijających mieszankę lodową oraz zeszkrobujących produkt ze ścianek cylindra. W drugim etapie lody poddawane są hartowaniu. Hartowanie polega na głębokim zamrożeniu w temperaturze -20°C do -30°C . Celem tej operacji jest wymrożenie jak największej ilości wody i zapobieżenie rekrystalizacji, w konsekwencji której następuje tworzenie dużych kryształów. Hartowanie najczęściej odbywa się w tunelach owiewowych, które spięte są w linie umożliwiające wykonanie innych operacji (pakowanie, aplikacje polew itp.) (rys.75).



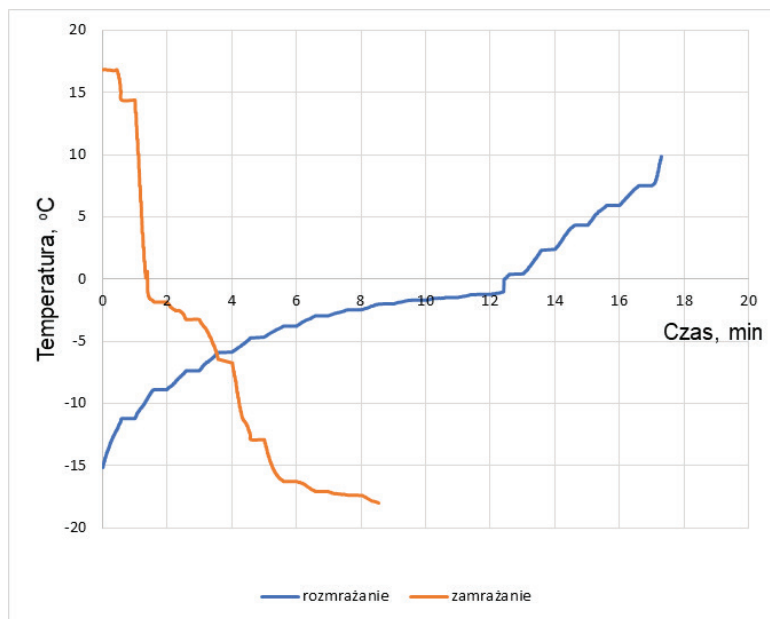
Rys. 75. Linia do hartowania lodów (www.icegroup.pl)

W przypadku niewielkiej skali produkcji stosuje się system wsadowy w szafach chłodniczych. Szafa może być zbudowana z kilku niezależnych komór, a proces może się odbywać z wykorzystaniem urządzeń sprężarkowych lub kriogenicznych.

9. ROZMRAŻANIE I ODTAJANIE

9.1. Rozmrażanie w przemyśle spożywczym

Niektóre z rodzajów żywności jest zamrażanych z myślą o ich dalszym przetworzeniu po uprzednim rozmrożeniu. Przykładami w skali przemysłowej są: ryby łowione na dalekich łowiskach, półtusze wieprzowe i wołowe, masło a także owoce, które zamrożone w okresie ich podaży, są następnie przerabiane w późniejszym czasie m. in. jako dodatek do jogurtów i deserów. Chociaż zarówno zamrażanie, jak i rozmrażanie wiążą się z przemianą fazową wody, wiele zależności matematycznych dokładnych dla zamrażania, nie może być bezpośrednio zastosowana do rozmrażania. Wynika to z nieodwracalności procesu, w przypadku żywności, różnic we właściwościach termodynamicznych wody i lodu oraz innych parametrów procesu. Ze względów możliwości rozwoju bakterii, temperatura czynnika rozmrażającego jest zwykle dość niska (około 5°C), podczas gdy w trakcie zamrażania średnia różnica wynosi zwykle 20 K. Właściwości kalorymetryczne są asymetryczne w odniesieniu do temperatury ze stopniową przemianą fazową poniżej punktu zamarzania. Przykładowo, przewodność cieplna owoców zamrożonych wynosi ok. 1,8 W/(mK) a świeżych 0,5 W/(mK) (Kozłowicz i inni, 2018; Pałacha i Bułka, 2016). W związku z tym czas rozmrażania jest o wiele dłuższy, a krzywa rozmrażania zbliża się do początkowej temperatury krioskopowej bardziej stopniowo podczas rozmrażania niż podczas zamrażania (rys. 76).



Rys. 76. Porównanie krzywych zamrażania i rozmrażania metodą odwróconej fluidyzacji kostki marchwi (opracowanie własne)

Góral przedstawił model (Kluza i inni, 1997; Góral i inni, 2016), który pozwala obliczyć czas rozmrażania oraz czas do osiągnięcia zadanej temperatury. Etap pierwszy, który umożliwia obliczenie czasu podgrzewania żywności zamrożonej do momentu uzyskania temperatury początku rozmrażania można obliczyć z zależności (117):

$$t_1 = \frac{\rho_z c_z V}{\alpha A} \left(-\ln \frac{T_a - T_F}{T_a - T_p} \right) \quad (s) \quad (117)$$

gdzie:

- t_1 – czas ogrzewania produktu do temperatury charakterystycznej zamrażania, (s)
- ρ_z – gęstość produktu w stanie zamrożonym, (kg/m³)
- c_z – ciepło właściwe produktu w stanie zamrożonym, (W/(kgK))
- α – współczynnik wnikanie ciepła, (W/(m²K))
- V – objętość produktu, (m³)
- A – powierzchnia produktu, (m²)
- T_a – temperatura otoczenia, (°C)
- T_p – temperatura początkowa, (°C)
- T_F – charakterystyczna temperatura zamrażania, (°C)

T_F odpowiada charakterystycznej temperaturze zamrażania, w której zamrażane jest 70% zawartości wody w produkcie. Jak podaje autor zastosowanie temperatury T_F zamiast temperatury krioskopowej pozwala uniknąć poważnych błędów związanych z niewłaściwym szacowaniem temperatury rozmrażania poszczególnych produktów. Etap drugi obejmujący właściwe rozmrażanie opisuje równanie (118):

$$t_2 = \frac{\rho_z Q_u}{\alpha A (T_a - T_F)} \left(1 + \frac{Bi}{2,8} \right) \quad (s) \quad (118)$$

gdzie:

- t_2 – czas topnienia kryształów lodu, (s)
- ρ_z – gęstość produktu w stanie zamrożonym, (kg/m³)
- Q_u – utajone ciepło zamarzania produktu, (J)
- α – współczynnik wnikanie ciepła, (W/(m²K))
- Bi – liczba Biota,
- A – powierzchnia produktu, (m²)
- T_a – temperatura otoczenia, (°C)
- T_F – charakterystyczna temperatura zamrażania, (°C)

Etap trzeci podgrzewania produktu rozmrożonego do zadanej temperatury wymaganej do celów technologicznych możliwy jest do wyznaczenia wg. wzoru:

$$t_3 = \frac{\rho_n c_n V}{\alpha A} \left(-\ln \frac{T_a - T_c}{T_a - T_F} \right) \quad (s) \quad (119)$$

gdzie:

- t_3 – czas ogrzewania produktu, (s)
- ρ_n – gęstość produktu w stanie niezamrożonym, (kg/m³)
- c_n – ciepło właściwe produktu w stanie niezamrożonym, (W/(kgK))
- α – współczynnik wnikanie ciepła, (W/(m²K))

- V – objętość produktu, (m^3)
 A – powierzchnia produktu, (m^2)
 T_a – temperatura otoczenia, ($^{\circ}C$)
 T_c – temperatura w centrum termicznym produktu, ($^{\circ}C$)
 T_F – charakterystyczna temperatura zamrażania, ($^{\circ}C$)

Jednym z bardziej rozpowszechnionych modeli umożliwiających obliczenie czasu rozmrażania jest model Clelanda (Cleland i inni, 1986). Autorzy zmodyfikowali znane równanie Planka przy użyciu liczb Stefana i Planka (Cleland, 1990):

$$t = \frac{\rho_n c_n l^2}{\lambda_n EHTD} \left(\frac{P_1}{Bi Ste} + \frac{R_1}{Ste} \right) \quad (s) \quad (120)$$

gdzie:

- t – czas rozmrażania produktu, (s),
 ρ_n – gęstość produktu w stanie niezamrożonym, (kg/m^3)
 c_n – ciepło właściwe produktu w stanie niezamrożonym, ($W/(kgK)$)
 λ_n – współczynnik przewodności cieplnej produktu, ($W/(mK)$)
 l – wymiar charakterystyczny produktu, (m)
 $EHTD$ – wydajność wymiany ciepła równoważnego wymiaru,
 P_1 – współczynnik kształtu,
 Bi – liczba Biota,
 Ste – liczba Stefana,
 R_1 – współczynnik kształtu.

$$P_1 = 0,5(0,7754 + 2,2828 Ste Pk) \quad (121)$$

gdzie:

- P_1 – współczynnik kształtu,
 Pk – liczba Planka,
 Ste – liczba Stefana.

$$R_1 = 0,125(0,4271 + 2,1220 Ste - 1,4847 Ste^2) \quad (122)$$

gdzie:

- R_1 – współczynnik kształtu,
 Ste – liczba Stefana.

Jak podają autorzy, współczynnik EHTD (Equivalent Heat Transfer Dimensionality) można wyznaczyć znając charakterystyczne wymiary produktu z równań (123-125):

$$EHTD = 1 + W_1 + W_2 \quad (123)$$

gdzie:

- $EHTD$ – wydajność wymiany ciepła równoważnego wymiaru,
 W_1 – współczynnik określony wzorem (124),
 W_2 – określony wzorem (125).

$$W_1 = \left(\frac{Bi}{Bi+2} \right) \left(\frac{5}{8\beta_1^3} \right) + \left(\frac{2}{Bi+2} \right) \left[\frac{2}{\beta_1(\beta_1+1)} \right] \quad (124)$$

gdzie:

- Bi – liczba Biota,
 β_1 – współczynnik kształtu związany z grubością produktu.

$$W_2 = \left(\frac{Bi}{Bi+2} \right) \left(\frac{5}{8\beta_2^3} \right) + \left(\frac{2}{Bi+2} \right) \left[\frac{2}{\beta_2(\beta_2+1)} \right] \quad (125)$$

gdzie:

- Bi – liczba Biota,
 β_2 – współczynnik kształtu związany z długością produktu.

Podczas przemysłowego rozmrażania może wystąpić wiele skomplikowanych zjawisk. Woda może wyciekać z produktu, zmieniając jego właściwości, produkt może zmienić swój kształt. Jeśli blok żywności składa się z oddzielnych kawałków, może się on rozpaść podczas rozmrażania. Stąd metody obliczeniowe czasu rozmrażania obarczone są zazwyczaj wyższym błędem, niż metody dedykowane do zamrażania.

9.2. Urządzenia do rozmrażania i temperowania mrożonej żywności

Podobnie jak w przypadku zamrażania powietrze jest najpopularniejszym czynnikiem dostarczającym ciepło do zamrożonego produktu. Rozmrażanie w powietrzu może występować w kilku formach i jest uważane za tanie rozwiązanie. Wadą tego typu metod jest wysokie prawdopodobieństwo utleniania tłuszczów, długi czas procesu i wysuszenie powierzchni produktu. W przypadku, najpopularniejszej metody, wymuszonego rozmrażania konwekcyjnego duży problem stanowi wysuszenie powierzchni. Wadę tą można istotnie zmniejszyć poprzez zastosowanie powietrza o dużej wilgotności. W praktyce przemysłowej używane są zarówno rozmrażarki ciągłe, jak i o działaniu okresowym. Często, ze względu na niższe koszty, rozmrażarki o działaniu okresowym stosowane są przy mniejszej skali produkcji. Produkty w postaci sypkiej lub bloków są umieszczane na tacach, które umieszczane są na wózkach. Wózki umieszczane są w komorze a nadmuch wilgotnego powietrza realizowany jest za pomocą wentylatorów podmuchowych. Prędkość powietrza wynosi do 2 m/s, a dla bloków rybnych 5 m/s. Nawilżanie powietrza najczęściej realizowane jest przez dysze parowe. Wilgotność powietrza utrzymywana jest w granicach 85%-95%. Końcowa temperatura surowca zależy od jego rodzaju i dalszej technologii przetwarzania. Przykładowo, mięso i ryby rozmraża się do temperatury 1°C w przypadku wykorzystywania surowca do produkcji kiełbas i konserw.

Tunele taśmowe to urządzenia rozmrażające, w których wykorzystywane jest powietrze do ciągłego rozmrażania różnych rodzajów mrożonych produktów. Zazwyczaj są to produkty o niewielkich rozmiarach np.: krewetki, warzywa i owoce. Produkt jest umieszczany w równej warstwie na taśmie i przenoszony jest do strefy, w której wentylatory przedmuchują powietrze wzdłuż taśmy. W celu zapobieżenia wysychania powierzchni produktu, powietrze jest utrzymywane w stanie nasyconym poprzez ciągłe wtryskiwanie wody bezpośrednio do strumienia powietrza. Na powierzchni produktu tworzy się cienka warstwa wody zapewniająca odpowiedni wygląd i jakość. Prędkość taśmy jest regulowana.

9.3. Rozmrażanie immersyjne

Techniki rozmrażania w środowisku wodnym są szeroko stosowane w przemyśle rolnospożywczym. Większość metod rozmrażania na bazie kontaktu z wodą charakteryzuje się znacznie krótszym czasem procesu niż metody powietrzne. Najprostsze urządzenia wyposażone są w pojemnik z wodą, do którego wprowadzane są zamrożone produkty. Urządzenia te mogą pracować okresowo lub w sposób ciągły. Ponieważ gęstość lodu jest niższa niż gęstość wody, należy upewnić się, że produkt pozostaje pod wodą. Dzięki tej technice nie występują, wspomniane wcześniej, zagrożenia związane z utlenianiem lipidów i wysychaniem powierzchni podczas rozmrażania. W metodzie ciągłej rozmrażarki składają się z przenośników taśmowych z przymocowanymi koszami, do których ładowane są rozmrażane produkty. Początkowo kosze z produktem przemieszczają się wzdłuż szeregu rozpylaczy wody, a następnie są zanurzane całkowicie w zbiorniku wody. Wadą takich urządzeń jest konieczność ciągłej wymiany lub regeneracji czynnika rozmrażającego, ponieważ wydajność urządzenia zmniejsza się w wyniku obniżenia temperatury wody. Ponadto, może wystąpić zanieczyszczenie wody bakteriami.

9.4. Rozmrażanie parowo - próżniowe

Rozmrażanie próżniowe oparte jest na zasadzie spadku temperatury wrzenia wody wraz ze zmniejszaniem ciśnienia. Ponadto wykorzystuje się ciepło oddawane w trakcie kondensacji pary. Para jest uwalniana do komory próżniowej i skraplana powierzchni produktu przekazując ciepło kondensacji. Niskie ciśnienie pary umożliwia wypełnienie parą przestrzeni produktów o bardzo rozwiniętej powierzchni. Zamrożony produkt rozmraża się równomiernie. Typowe urządzenie zostało przedstawione na rysunku 77.



Rys. 77. Urządzenie do rozmrażania próżniowego GEA ColdSteam T (www.gea.com)

Utrata masy produktu wynosi około 1,5% po rozmrożeniu, a kolor powierzchni jest zbliżony do świeżego produktu. Urządzenie składa się z pompy próżniowej, która usuwa powietrze z komory rozmrażania oraz zbiornika wody podgrzewanej parą wodną lub grzałką. Proces jest higieniczny, ponieważ woda skrapla się tylko na powierzchni produktu, a ściany urządzenia pozostają suche.

9.5. Rozmrażanie i temperowanie mikrofalowe

Przemysłowe mikrofalowe urządzenia stosowane w celu rozmrażania lub temperowania produktu wykorzystują drgania cząsteczek polarnych. W zamrożonej żywności znajduje się wiele cząsteczek polarnych, takich jak woda, białko, glikogen itp., mają one dużą zdolność absorpcji mikrofal, a ich drgania generują wytwarzanie ciepła. Urządzenia mikrofalowe umożliwiają również temperowanie produktów. Temperowanie to proces doprowadzania produktu do temperatury, w której znaczna ilość wody w produkcie jest jeszcze w postaci lodu. Temperatura produktu musi być niższa od temperatury krioskopowej i zwykle wynosi od -5 do -2°C . W tym stanie produkt jest sztywny, ale nie twardy i dzięki temu możliwa jest jego bezstratna obróbka taka jak: krojenie, czy drylowanie owoców pestkowych. Stosując metody konwencjonalne nie można uzyskać produktu bez rozmrożonej powierzchni, a to może powodować utratę wydajności z powodu postrzępionych krawędzi produktu podczas cięcia i powstawanie nierównomiernych plastrów. Temperowanie mikrofalowe działa od wewnątrz produktu nie zmieniając w początkowym okresie stanu powierzchni. Urządzenia tunelowe do rozmrażania lub temperowania mikrofalowego zbudowane są z przenośnika odpornego na działanie mikrofal i szeregu generatorów mikrofal umieszczonych powyżej i poniżej przenośnika (rys. 78) (James i inni, 2017).



Rys. 78. Tunel temperujący mikrofalowy 915 MHz TMW 300 (wydajność: 8000 do 12 000 kg/h w zakresie od -20°C do -4°C / -2°C) (www.sairem.com)

Maksymalna moc mikrofal, która może być użyta do rozmrażania jest ograniczona przez rodzaj produktu. Moc generatorów mikrofal w stosunku do czasu przebywania produktu w tunelu musi być dobrana zgodnie z kompromisem pomiędzy wydajnością i jednorodnością ogrzewania.

9.6. Wykorzystanie fal radiowych

Jednym ze sposobów dostarczenia ciepła do zamrożonego produktu jest zastosowanie fal o częstotliwości radiowej. Produkt jest umieszczany na przenośniku taśmowym w tunelu. Następnie przenośnik wraz z produktem przesuwany jest pomiędzy górnymi i dolnymi metalowymi płytami. Płyty te tworzą kondensator elektryczny, a produkt znajdujący się pomiędzy płytami staje się elementem dielektrycznym tego kondensatora. Płyty są podłączone do generatora częstotliwości radiowej, który oscyluje z częstotliwością kilku milionów cykli na sekundę. Gdy generator emituje napięcie przemienne o wysokiej częstotliwości między okładkami kondensatora, dipolarne cząsteczki wody zamrożonego produktu wibrują i obracają się, próbując ustawić się zgodnie z szybko zmieniającymi się biegunami przeciwległych okładek kondensatora. Zjawisko to powoduje tarcie międzycząsteczkowe, które z kolei generuje ciepło w całej masie produktu. Ilość ciepła wytwarzanego wewnątrz produktu i czas rozmrażania są kontrolowane poprzez napięcie przykładane do elektrod i prędkość taśmy przenośnika. Ze względu na długość fali, w odróżnieniu od mikrofal, częstotliwości radiowe mogą być stosowane do głębokiej penetracji gęstych i wielkogabarytowych materiałów (Llave, i Erdogdu, 2022).

10. URZĄDZENIA CHŁODNICZE WSPOMAGAJĄCE PROCESY TECHNOLOGII ŻYWNOŚCI

10.1. Kriokoncentracja

Kriokoncentracja jest technologią stosowaną w przemyśle spożywczym do zagęszczania płynnych produktów spożywczych oraz do odzyskiwania wrażliwych na ciepło związków biologicznych, takich jak białka, polifenole, rozpuszczalne w wodzie witaminy i aromaty. Cechą charakterystyczną tej technologii jest możliwość zachowania podczas obróbki lotnych aromatów w produkcji bez konieczności ich suplementacji w dalszych procesach technologicznych. Ponadto, niskie temperatury robocze umożliwiają uniknięcie degradacji cieplnej wrażliwych płynnych składników żywności (Aider i de Halleux, 2009). W tej technologii ciecz zawierająca rozcieńczone substancje rozpuszczone jest schładzana poniżej temperatury zamrażania i jednocześnie powyżej temperatury eutektycznej w kontrolowanych warunkach. Podczas zamrażania płynu powstają kryształy lodu, które są następnie usuwane mechanicznie z roztworu. Górna granica możliwego do uzyskania stężenia zależy od metody i rodzaju rozpuszczonych substancji w wodzie i zazwyczaj wynosi od 40% do 50%. Zateżnianie można przeprowadzać wielokrotnie w celu zmniejszenia zawartości wody, chociaż zależy to od pożądanego celu, wydajności każdego etapu zateżniania i składu żywności (Góral i inni, 2014). Instalacje do zateżniania poprzez kriokoncentrację są budowane o wydajnościach odwadniania w zakresie od 200 do 200 000 ton rocznie. W przemyśle spożywczym technologię tę wykorzystuje się do zagęszczania: soków owocowych, octu, brzożki, cydru, wina, mleka, serwatki, maślanek, białek jaj oraz produkcji ekstraktu z kawy i herbaty. Najczęściej stosowane metody kriokoncentracji to: w zawiesinie, progresywna i eutektyczna. W przemyśle spożywczym na skalę przemysłową stosowana jest tylko metoda w zawiesinie (Aider i De Halleux, 2009).

Proces kriokoncentracji w zawiesinie składa się z trzech etapów. W pierwszym etapie zagęszczany roztwór zostaje poddany przesyceniu lub przechłodzeniu w wymienniku ciepła ze zgarniaczem 1. W drugim etapie, rozpoczyna się zarodkowanie kryształów lodu. Powstaje wówczas duża ilość niewielkich kryształów lodu. W celu skutecznego oddzielenia lodu od płynu, w trzecim etapie, cząsteczki lodu poddawane są rekrystalizacji zgodnie z prawem Ostwalda. Rekrystalizacja umożliwia otrzymanie kryształów większych rozmiarów. Co z kolei umożliwia oddzielenie ich od reszty płynu. W urządzeniach przemysłowych, początkowo roztwór jest schładzany w wymienniku ciepła umożliwiającym oddzielenie kryształów lodu z powierzchni wymiennika za pomocą skrobaków. Następnie małe kryształy tworzące zawiesinę ulegają rekrystalizacji w procesie dojrzewania. Na koniec duże kryształy lodu są oddzielane w kolumnie filtrującej i płuczącej (Xu i inni, 2022). Na rysunku 79 został przedstawiony schemat i widok przemysłowego urządzenia do zagęszczania soków metodą kriokoncentracji w zawiesinie.

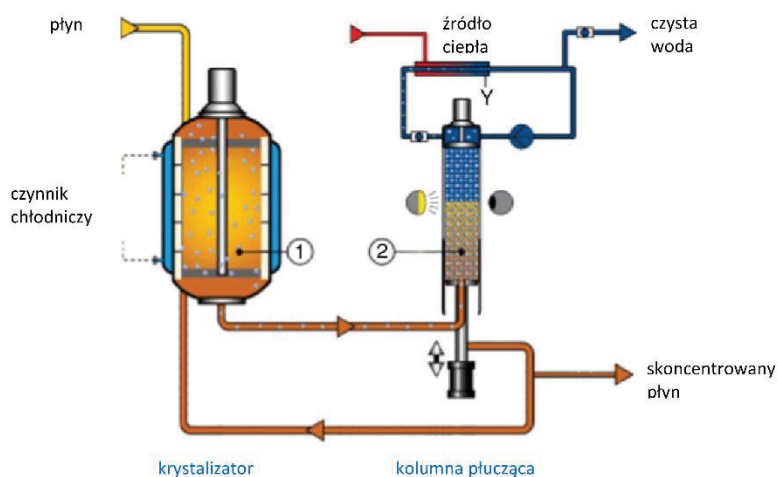
Kolumna płucząca 2 realizuje mechaniczną separację kryształów lodu z zagęszczonego płynu. Głównym elementem kolumny płuczącej jest cylinder. W cylindrze tłok porusza się tworząc zwarte złożo kryształów. Etap napełniania rozpoczyna się, gdy tłok porusza się w dół. Objętość cylindra utworzona nad tłokiem jest wypełniana zawiesiną lodu. Suw napełniania kończy się, gdy tłok znajduje się w najniższym położeniu. Następnie tłok przesuw

się w górę, a zagęszczony sok przepływa przez sito filtracyjne w tłoku do przestrzeni pod tłokiem. Kryształy lodu zostają sprasowane w upakowane złożę w cylindrze. Następnie od góry doprowadzana jest do cylindra woda. Przepływ czystej wody wzdłuż cylindra w dół przemywa złożę kryształów. Wydajność kolumny płuczącej zależy od wielkości kryształów i lepkości soku. Większe kryształy i niższa lepkość sprawiają, że separacja jest bardziej wydajna (<https://www.gea.com>).

a)



b)



Rys. 79. Urządzenie realizujące proces kriokoncentracji GEA IceCon a) widok, b) schemat ideowy (www.gea.com)

W przeciwieństwie do kriokoncentracji zawieszinowej, kriokoncentracja progresywna polega na stopniowym wytwarzaniu kryształu lodu, warstwa po warstwie na chłodzonej powierzchni, aż utworzy duży i pojedynczy blok kryształu. Ponieważ wytwarzany jest tylko jeden blok kryształu lodu, znacznie łatwiej jest oddzielić go od roztworu macierzystego, co powoduje zmniejszenie kosztów i komplikacji urządzeń. W niektórych systemach koncentrat jest oddzielany od kryształu lodu grawitacyjnie i nie są potrzebne żadne urządzenia do separacji (Samsuri i inni, 2016).

Technologia kriokoncentracji eutektycznej polega na jednoczesnej krystalizacji zarówno substancji rozpuszczonej, jak i lodu. Osiąga się to poprzez schłodzenie roztworu poniżej temperatury eutektycznej. Mieszanina eutektyczna jest roztworem, w którym wszystkie składniki krystalizują jednocześnie w tej samej temperaturze. Taka jednoczesna krystalizacja mieszaniny eutektycznej jest znana jako reakcja eutektyczna. Temperatura, w której zachodzi ta reakcja, jest temperaturą eutektyczną. Etap oddzielania kryształów soli i lodu odbywa się pod wpływem grawitacji. Główną siłą napędową tego zjawiska są różnice w gęstości obu ciał stałych. Rozkład wielkości kryształów ma bezpośredni wpływ na wydajność i funkcjonalność urządzeń do separacji, a także na wydajność produktu (Mazli i inni, 2020).

10.2. Liofilizacja

Liofilizacja to metoda odwadniania oparta na sublimacji wody w produkcie. Oznacza to, że woda zawarta w zamrożonym produkcie przechodzi ze stanu stałego w stan gazowy z pominięciem stanu ciekłego. Początkowo, wilgotny materiał schładza się poniżej temperatury eutektycznej lub temperatury zeszklenia. Często etap ten realizowany jest w konwencjonalnym urządzeniu zamrażalniczym. Zestawiony produkt wprowadza się do komory, w której panuje ciśnienie od 0,5 hPa do 10^{-2} hPa, a następnie suszy się w próżni w niskiej temperaturze poprzez suszenie sublimacyjne. Para wodna jest w sposób ciągły usuwana z żywności, utrzymując ciśnienie poniżej ciśnienia pary na powierzchni lodu. Niezbędna do tego jest energia w postaci ciepła. Liofilizacja różni się od suszenia konwencjonalnego tym, że suszenie przebiega od powierzchni do wnętrza. Parowanie wody następuje na powierzchni frontu lodowego. Zewnętrzne warstwy produktu są całkowicie suche, gdy front lodowy cofa się do wnętrza produktu. Ciepło sublimacji jest doprowadzane na powierzchnię frontu lodowego przez wysuszoną warstwę zewnętrzną. Odparowana woda dyfunduje przez pory wysuszonej warstwy zewnętrznej, zanim przejdzie przez produkt i trafi do komory suszenia (Ciurzynska i Lenart, 2011). W celu uproszczenia obliczeń przyjmuje się jednokierunkową wymianę ciepła:

$$\dot{q} = \frac{\lambda A (T_{pow} - T_{fr})}{x} \quad \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (126)$$

gdzie:

- $\dot{q}$ – strumień dostarczanego ciepła, (kJ/kg)
- λ – przewodność cieplna produktu, (W/(mK))
- A – powierzchnia produktu, (m²)
- T_{pow} – temperatura powierzchni, (°C)
- T_{fr} – temperatura powierzchni frontu lodowego, (°C)
- x – grubość produktu, (m)

Z drugiej strony, strumień dostarczanego ciepła $\dot{q}$ jest równy szybkości sublimacji pomnożonej przez utajone ciepło sublimacji:

$$\dot{q} = A\rho(W_p - W_k)Q_{sub} \frac{dx}{dt} \quad \left(\frac{kJ}{kg}\right) \quad (127)$$

gdzie:

- $\dot{q}$ – strumień dostarczanego ciepła, (kJ/kg)
- A – powierzchnia produktu, (m²)
- ρ – gęstość produktu, (kg/m³)
- W_p – początkowa zawartość wody w produkcie, (kg/kg)
- W_k – końcowa zawartość wody w produkcie, (kg/kg)
- Q_{sub} – utajone ciepło sublimacji, (J/kg)

Porównując wzory (126) i (127) otrzymujemy równanie (128) umożliwiające obliczenie czasu suszenia produktu w kształcie płyty (Berk 2018):

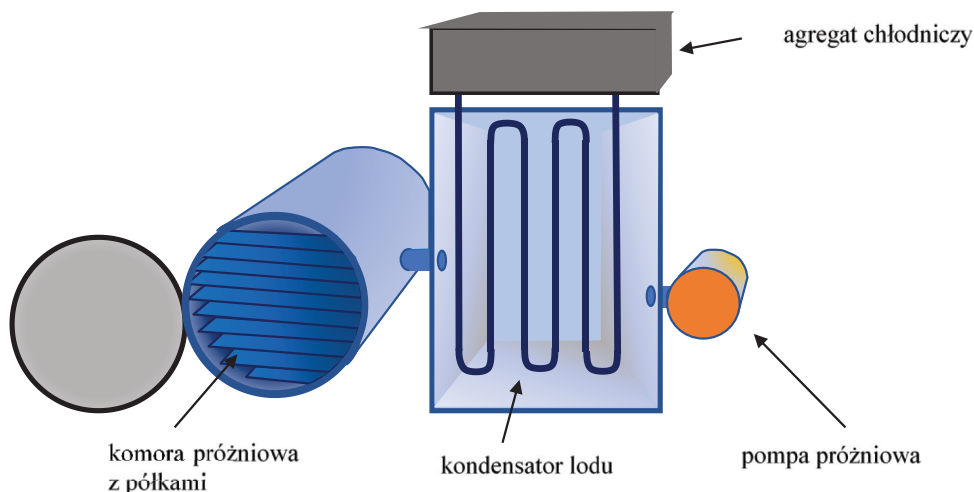
$$t = \frac{x^2(W_p - W_k)}{2(T_{pow} - T_{fr})} \left(\frac{\rho Q_{sub}}{\lambda} \right) \quad (S) \quad (128)$$

gdzie:

- t – czas suszenia produktu w kształcie płyty, (s)
- W_p – początkowa zawartość wody w produkcie, (kg/kg)
- W_k – końcowa zawartość wody w produkcie, (kg/kg)
- ρ – gęstość produktu, (kg/m³)
- Q_{sub} – utajone ciepło sublimacji, (J/kg)
- T_{pow} – temperatura powierzchni, (°C)
- T_{fr} – temperatura powierzchni frontu lodowego, (°C)
- λ – przewodność cieplna produktu, (W/(mK))
- x – grubość produktu, (m)

Z powyższego wzoru wynika, że czas suszenia sublimacyjnego jest proporcjonalny do kwadratu grubości płyty, różnicy między początkową a końcową zawartością wody (lodu) oraz odwrotnie proporcjonalny do przewodności cieplnej produktu i przepuszczalności warstwy suchej produktu. Zwiększenie temperatury strefy zamrożonej produktu spowodowałoby przyspieszenie liofilizacji. Jednakże, spowodowałoby to zwiększenie udziału niezamrożonej wody i w związku z tym wydłużenie trzeciego etapu suszenia. Bezpośrednio po zakończeniu suszenia sublimacyjnego produkt może ciągle zawierać pewną ilość niezamrożonej wody. Jej usunięcie odbywa się w trzecim etapie w procesie suszenia desorpcyjnego. Woda jest usuwana w ilości do 95-99%.

Wyjątkową zaletą liofilizacji jest to, że próbki pozostają zamrożone podczas całego procesu suszenia, tym samym zachowują termolabilne składniki takie jak: białka, aromaty czy kolory, przy jednoczesnym zachowaniu oryginalnego kształtu i rozmiaru. Wysuszony produkt może być następnie przechowywany przez długi czas bez ryzyka zmiany składu lub zakażenia mikroorganizmami, co jest możliwe dzięki odwodnieniu produktu (Narbutt i inni, 2017). Każdy liofilizator składa się z trzech podstawowych elementów są to: komora próżniowa, kondensator lodu oraz pompa próżniowa (rys. 80).



Rys. 80. Schemat ideowy liofilizatora przemysłowego (opracowanie własne)

Podczas liofilizacji do produktu musi zostać dostarczona energia w postaci ciepła, aby nastąpiła przemiana fazowa wody ze stałej w gazową. Do przekształcenia 1 g lodu w parę potrzeba dostarczyć 2833 J energii cieplnej. Ciepło może być dostarczone w wyniku konwekcji lub promieniowania z otaczającego środowiska. W przypadku liofilizatora wyposażonego w półki, ciepło może być również przekazywane przez przewodzenie poprzez podgrzewane półki. To rozwiązanie jest najczęściej stosowane w liofilizatorach przemysłowych. Innym sposobem dostarczenia energii do produktu jest wykorzystanie ogrzewania mikrofalowego. Niezbędnym elementem liofilizatora jest pompa próżniowa. Pompa próżniowa jest przeznaczona przede wszystkim do wytworzenia próżni w komorze próżniowej na początku pracy i następnie do usuwania nieskrapających się gazów oraz wszelkiego powietrza, które przedostało się do układu. W zasadzie do prawidłowego działania urządzenia do liofilizacji wystarczy pompa i komora próżniowa. Jednakże, objętość odparowanej wody przy niskim ciśnieniu bezwzględny podczas liofilizacji jest bardzo duża, dlatego usuwanie oparów przez samą pompę próżniową wymaga zastosowania pompy o dużej wydajności. W celu zmniejszenia ilości pary wodnej powszechnie stosowane jest skraplanie odparowanej wody do postaci lodu w kondensatorze lodu. Wewnątrz kondensatora zainstalowana jest wężownica ze stali nierdzewnej, która jest częścią agregatu chłodniczego. Para przepływa do kondensatora i styka się z zimną wężownicą. Temperatura wężownicy liofilizatora do żywności wynosi od -25°C do -45°C . W wyniku kontaktu pary z zimną powierzchnią na powierzchni wężownicy powstaje warstwa lodu. Po zakończeniu cyklu suszenia lód zebrany w kondensatorze jest odtajany, a woda usuwana na zewnątrz urządzenia (Duan i inni, 2016). Widok urządzenia stosowanego w instalacji pilotowej został przedstawiony na rysunku 81.



Rys. 81. Instalacja pilotowa RAY® (www.gea.com/pl)

Pojemność kondensatora jest projektowana w odniesieniu do całkowitej powierzchni półek. Na każdy 1 m^2 powierzchni półek, pojemność kondensatora powinna być większa niż 20 kg. W przeciwnym razie para może zostać zassana do pompy próżniowej i ją uszkodzić. Obecność pary w pompie próżniowej powoduje zmętnienie oleju. A to może prowadzić do nieodpowiedniego smarowania i w konsekwencji uszkodzenia pompy. W niektórych rozwiązaniach liofilizator wyposażony jest w zestaw dwóch kondensatorów. Umożliwia to naprzemienną pracę kondensatorów. Podczas gdy w pierwszym kondensatorze lód jest odtajany, drugi kondensator umożliwia prowadzenie procesu suszenia (Duan i inni, 2016).

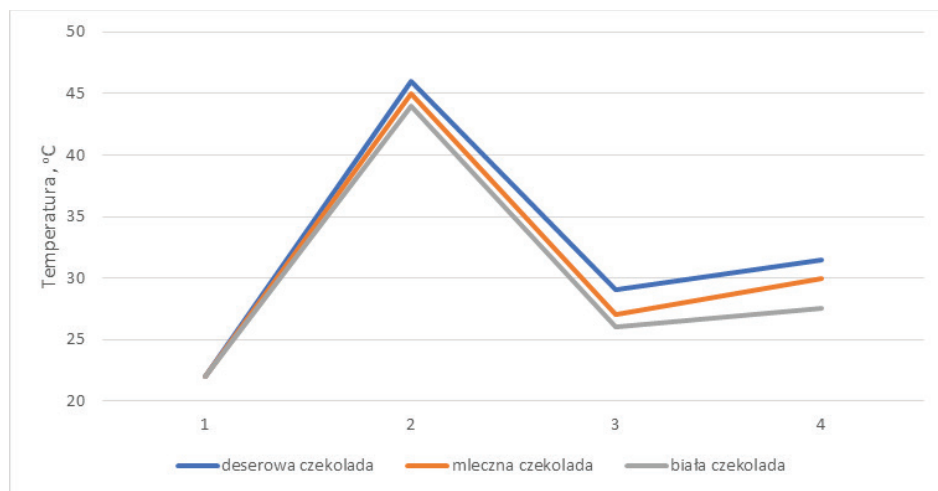
10.3. Czyszczenie powierzchni urządzeń za pomocą suchego lodu

W wielu procesach produkcyjnych dochodzi do zabrudzenia powierzchni urządzeń trudno usuwalną warstwą (np. przypalenie mleka na powierzchni płyty wymiennika ciepła) lub użycie wody jest z różnych względów niemożliwe do zastosowania. Rozwiązaniem dla takiej sytuacji może być użycie zestalonego dwutlenku węgla. Proces czyszczenia wykorzystuje niewielkie cząstki suchego lodu (średnica 3 mm), które działają dwutorowo na zabrudzenie. Rozpędzone do prędkości powyżej 150 m/s cząstki uderzają w wybrany element, powodując nagłe, punktowe schłodzenie powłoki zabrudzeń. Ze względu na dużą energię z jaką uderzają o powierzchnie, granulki suchego lodu nie tylko odkształcają się i kruszą, ale także tworzą mikropęknięcia w warstwie brudu. Cząsteczki wnikają następnie pomiędzy

warstwę brudu i powierzchnię czyszczoną. Nagła sublimacja powoduje powstawanie pary zajmującej znacznie większą objętość. W konsekwencji następuje oddzielenie warstwy brudu od czyszczonej powierzchni. Stan gazowy dwutlenku węgla eliminuje możliwość uszkodzenia osprzętu elektrycznego urządzeń i powstawania ścieków. Ponadto, czyszczenie suchym lodem nie powoduje żadnego uszkodzenia urządzenia. Na powierzchni nie pojawiają się zadrapania ani inne uszkodzenia. Ilość zużywanego granulatu wynosi od 0,32 do 1,1 kg na minutę. Urządzenia czyszczące suchym lodem zbudowane są ze zbiornika na granulatu suchego lodu, sprężarki powietrza, systemu dozującego oraz dyszy aplikującej dobranej do dedykowanego zastosowania (Mąsa i inni, 2021).

10.4. Temperowanie czekolady i pokrywanie czekoladą

Skład czekolady jako wyrobu gotowego ma duży wpływ na wymagania dotyczące chłodzenia i szybkość realizacji procesu. W przypadku produktów opartych na maśle kakaowym, celem chłodzenia jest krystalizacja tłuszczu w stabilną postać polimorficzną. Powstanie drobnych kryształów powoduje błyszczenie powierzchni produktu, a także tworzy niezbędny skurcz wymagany do umożliwienia wyjęcia czekolady z formy. Wymóg krystalizacji tłuszczu do postaci małych kryształów ogranicza szybkość chłodzenia. Zbyt szybkie chłodzenie wpływa na powstanie kryształów mniej stabilnych o niższej formie polimorficznej. Czekolada po jej wytworzeniu jest matowa, miękka i topi się w temperaturze pokojowej. Ponadto, na powierzchni pojawiają się szaro-białe plamy. Aby temu zapobiec należy zastosować obróbkę zwaną temperowaniem. Temperowanie czekolady polega na jej roztopieniu i podgrzaniu do temperatury około 45-49°C. Następnie należy masę czekoladową schłodzić, co powoduje krystalizację kwasów tłuszczowych. W kolejnym etapie temperatura masy jest podnoszona, aby umożliwić dalszą obróbkę czekolady (rys. 82).



Rys. 82. Etapy temperowania czekolady (opracowanie własne)

Temperowanie i chłodzenie są etapami krzepnięcia czekolady. Między tymi dwoma procesami zachodzi interakcja i oba muszą być przeprowadzone w odpowiednich warunkach. Poszczególne etapy chłodzenia czekolady realizowane są w tunelu owiewowym. Tunel ten może być budowany w formie klasycznej lub jako spiralny. Odprowadzanie ciepła od produktu odbywa się w 3 etapach. W pierwszej strefie tunelu realizowane jest schładzanie czekolady do temperatury 12-15°C. Czas schładzania wynosi 5 min. Drugi etap przeprowadzany jest w strefie krystalizacji. Usuwane jest większość ciepła utajonego. Większe produkty przebywają w tej strefie 30-40 minut w temperaturze 7-10°C. W ostatniej strefie produkt jest podgrzewany przed wyjściem z tunelu chłodzącego do temperatury powyżej punktu rosy, aby nie wykropliła się woda podczas pakowania produktu (Cruickshank, 2005). Kondensacja wody prowadzi do wykwitku cukrowego, defektu powierzchni spowodowanego najpierw rozpuszczeniem cukru, a następnie jego rekrytalizacją. W skrajnych przypadkach może to spowodować rozwój pleśni lub drożdży na powierzchni czekolady.

10.5. Plastyfikacja mięsa

Masowanie (plastyfikacja) stosuje się w przemyśle przetwórstwa mięsnego w celu poprawy jakości mięsa. Celem plastyfikacji mięsa jest równomierne rozprowadzenie marynaty, wyniesienie białek rozpuszczalnych w soli na powierzchnię oraz zwiększenie zdolności wiązania wody. Siła mechaniczna stosowana do przesuwania mięsa może również pomóc w zmiękczeniu produktu i nadaniu mu bardziej jednolitego wyglądu. Ważnym czynnikiem podczas masowania jest temperatura surowca. Temperatura powinna zawierać się w przedziale od 2 °C do 7°C. Jednym ze sposobów zapewnienia odpowiedniej temperatury masowania jest stosowanie masownicz z płaszczem, w którym cyrkuluje czynnik chłodniczy. W niektórych rozwiązaniach wykorzystywane jest bezpośrednie chłodzenie przez dodatek ciekłego azotu lub suchego lodu do masowanego mięsa (Diakun i Seńcio, 2009).

10.6. Kutrowanie mięsa

Kutrowanie mięsa polega na jego rozdrobnieniu i wymieszaniu z dodatkami białkowymi, wodą i innymi przyprawami. Celem kutrowania jest uwolnienie białek mięśniowych, emulgowanie tłuszczu oraz wyrównanie wszystkich składników w postaci jednolitej masy (farszu). Na powstanie farszu odpowiedniej jakości, wpływ ma ilość związanej wody oraz stabilność wytworzonej emulsji. Mechaniczna praca noży w kutrze wpływa na wzrost temperatury mięsa, co pogarsza jego wodochłonność. Zakres temperatur, w którym nie nastąpi upłynięcie tłuszczu, a jednocześnie umożliwi skuteczne wymieszanie tłuszczu w całej masie wynosi od 8°C do 15°C. W związku z tym kontrolowanie i stabilizacja temperatury kutrowania jest niezbędne podczas tej operacji. Możliwość wytworzenia stabilnej temperatury umożliwia stosowanie w kutrach mis wyposażonych w płaszcz chłodzący, w którym krąży czynnik chłodniczy lub wykorzystuje się dodawanie cieczy kriogenicznych. Wprowadzanie azotu lub zestalonego dwutlenku węgla odbywa się w sposób okresowy (Dolata i Kubiak, 2013).

10.7. Utwardzanie powierzchni w celu ułatwienia krojenia i dekorowania

Zwiększona dostępność produktów i dążenie do zwiększenia wygody klientów prowadzi do rozwoju rynku produktów krojonych w plastry. Niektóre z produktów uważane są za trudno poddające się takiej obróbce lub podczas niej powstają duże straty. Przykładem tego typu produktów są mięso i wędliny oraz żółte sery. W celu ułatwienia krojenia oraz dekorowania trudnych powierzchni stosuje się utwardzanie poprzez podmrażanie powierzchniowe. Najczęściej wykorzystuje się do tego celu ciecze kriogeniczne. Bardzo wysoki współczynnik wnikania ciepła umożliwia prawie natychmiastowe odprowadzenie ciepła z powierzchni, w wyniku czego następuje zamrożenie kilkumilimetrowej warstwy produktu.

10.8. Chłodzenie po blanszowaniu, pieczeniu i gotowaniu

Blanszowanie to proces obróbki termicznej, najczęściej warzyw i ziemniaków w celu dezaktywacji enzymów, zmiany tekstury, usunięcia skórki, usuwania pozostałości pestycydów i zmniejszania obciążenia mikrobiologicznego na powierzchni. Dezaktywacja enzymów pozwala zachować kolor, smak i wartość odżywczą produktu. Blanszowanie wymaga szybkiego ochłodzenia w celu zatrzymania procesu gotowania. Chłodzenie jest realizowane za pomocą zimnej wody lub chłodnego powietrza (Góral i inni, 2012). Urządzenia blanszująco-chłodzące budowane są w zależności od rodzaju medium chłodzącego. W przypadku użycia zimnej wody, blanszownik bębnowy jest podzielony na dwie części zawierające zbiornik z gorącą wodą i zbiornik chłodzący. Na podobnej zasadzie działa blanszownik taśmowy. Po blanszowaniu w gorącej wodzie produkt przemieszcza się na przenośniku taśmowym do strefy schładzania, w której produkt chłodzony jest wodą z lodem do temperatury 5°C. Temperaturę i prędkość blanszowania można ustalić zgodnie z wymaganiami technologii przetwarzania produktu. W drugim rodzaju blanszowania wykorzystuje się parę wodną. Blanszowanie i chłodzenie odbywają się w sekcjach w tunelu owiewowym. W pierwszej sekcji podawana jest para wodna na produkt przemieszczający się na taśmie, w drugiej części tunelu produkt jest ochładzany owiewowo zimnym powietrzem (rys. 83).

W przemyśle spożywczym często stosuje się procesy obejmujące gotowanie, pieczenie lub roztapianie składników, przykładowo są to: gotowanie makaronu, pieczenie ciast, czy stosowanie różnego rodzaju polew. Operacje te wymagają schłodzenia ze względu na konieczność zatrzymania zmian wywołanych wysoką temperaturą np. kleikowanie skrobi, przypalenie ziaren kakao lub kawy czy też wymogami kolejnych etapów produkcji. Stosowanych jest wiele metod chłodzenia, czasami dostosowanych indywidualnie do procesu lub produktu.

Może być to realizowane poprzez chłodzenie powietrzem w obiegu wymuszonym, wykorzystanie wody lodowej lub przeponowo bezpośrednio przez czynnik chłodniczy. Przykładem takiego urządzenia jest wysokowydajna schładzarka F-HE. Jest to tunel owiewowy wyposażony w przenośnik taśmowy, który transportuje produkt schładzany przez system wentylacyjny zbudowany z zespołu chłodnic z czynnikiem chłodniczym lub wodą glikolową. Wydajność wentylatorów jest regulowana przez falownik.



Rys. 84. Schladzarka F-HE (www.gea.com/pl)

11. PODSUMOWANIE

Zamrażanie żywności jest techniką znaną od ponad 100 lat. Pomimo to obserwowany jest stały rozwój zarówno w aspektach technologicznych jak i technicznych. Związane jest to nie tylko ze zmieniającą się wiedzą na temat oddziaływania procesów produkcyjnych na środowisko naturalne, ale także z poszerzania wiedzy na temat zachowania się produktów spożywczych podczas ich konserwacji. Technika chłodnicza w przemyśle spożywczym jest koniecznym etapem w wielu procesach produkcyjnych. Jest obecna w prawie wszystkich gałęziach przemysłu spożywczego często w sposób nieodzowny. Pomimo, że konserwacja żywności poprzez zamrożenie nie zatrzymuje całkowicie reakcji chemicznych i nie dezynfekuje żywności, to takie produkty są postrzegane przez konsumentów jako posiadające lepsze właściwości sensoryczne i odżywcze niż produkty traktowane innymi sposobami konserwacji. Oczywiście jest fakt, że takie opinie spowodowane są ciągłymi badaniami i rozwojem technologii chłodniczych. Właściwości sensoryczne i odżywcze są zależne od odpowiednich technologii produkcji, doboru maszyn i urządzeń, kontroli procesu zamrażania oraz umiejętnego dalszego postępowania z produktem po zamrożeniu. Nowe badania nad technologiami chłodniczymi w każdym etapie produkcji w przemyśle rolno-spożywczym pozwoliły ograniczyć utratę jakości żywności i wprowadzić środki zaradcze. Drugim aspektem postępu naukowo technicznego jest znaczne ograniczenie procesów wpływu procesów chłodniczych na środowisko. Odejście od czynników chłodniczych wpływających na powstawanie dziury ozonowej w znacznym stopniu zatrzymało wzrost jej zasięgu. Przewidywana jest całkowita odbudowa warstwy ozonu do roku 2060 (Strahan i Douglass, 2018). Trochę inna sytuacja dotyczy efektu cieplarnianego. W tym przypadku jest wiele czynników wpływających na ten efekt, a czynniki chłodnicze nie są w tym względzie decydujące. Nawet w przypadku wprowadzenia na rynek urządzenia z czynnikiem zupełnie obojętnym wobec atmosfery, istnieje wpływ pośredni na środowisko, poprzez zużywanie energii elektrycznej. Prace rozwojowe urządzeń chłodniczych koncentrują się również na obniżeniu energochłonności poprzez zmniejszenie ilości czynnika w urządzeniu, wprowadzeniu technologii inwertorowych, nowych rozwiązaniach wymienników ciepła, zastosowaniu nowoczesnych materiałów izolacyjnych oraz skrócenie czasu zamrażania. Rozwój urządzeń chłodniczych wiąże się również z wprowadzaniem nowych technik takich jak impingement czy odwrócona fluidyzacja. Jeszcze w latach 90-tych XX i początku XXI wieku techniki te były dopiero badane i patentowane (np. Kluza i Góral 2009; Bozzato i inni, 2021). Obecnie technika impingement występuje w ofercie wielu producentów maszyn chłodniczych. Niniejsza monografia jest skróconym przeglądem maszyn i urządzeń chłodniczych stosowanych w przemyśle rolno-spożywczym, oraz podsumowaniem badań autora i kręgu osób, w których był on członkiem zespołu lub z którymi autor współpracował.

12. BIBLIOGRAFIA

- Aider M., de Halleux D., (2009) Cryoconcentration technology in the bio-food industry: Principles and applications, *LWT - Food Science and Technology*, 42(3), 679-685.
- Alonso, M. J., Andresen, T., Frydenlund, F., Widell, K. N. (2011). Improvements of air flow distribution in a freezing tunnel using Airpak. *Procedia food science*, 1, 1231-1238.
- Amarante, A., Lanoisellé, J. L. (2005). Heat transfer coefficients measurement in industrial freezing equipment by using heat flux sensors. *Journal of Food Engineering*, 66(3), 377-386. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2004.04.004>
- Andrzejewska A. (2012) Profesjonalna przechowalnia warzyw korzeniowych. <https://www.ogrodinfo.pl/warzywa/profesjonalna-przechowalnia-warzyw-korzeniowych/> dostęp 31.03.2023
- Arejdał, M. (2022). Magnetic cooling and critical exponents at near room temperature: The SrCoO₃ perovskite. *Chemical Physics Letters*, 794, 139269.
- Bellas, I., Tassou, S. A. (2005). Present and future applications of ice slurries. *International Journal of Refrigeration*, 28(1), 115-121.
- Benhadid-Dib, S., Benzaoui, A. (2012). Refrigerants and their environmental impact Substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant. *Energy Procedia*, 18, 807-816.
- Berk, Z. (2018). Freeze drying (lyophilization) and freeze concentration. *Food Process Engineering and Technology*, 2, 567-581.
- Bi, H. T. (2004). A discussion on minimum spout velocity and jet penetration length. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 82(1), 4-10. <http://dx.doi.org/10.1002/cjce.5450820102>
- Bialko B., Królicki Z., Zajęzkowski B. (2016). Termodynamiczne podstawy obiegów chłodniczych i kriogenicznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.
- Bitzer. Refrigerant Report, 21th Edition (A-501-21). <http://www.bitzer.de> dostęp 31.03.2023
- Bohdal, T., Florianowicz, M. (2010). Badanie początku skraplania czynnika chłodniczego. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, (1-2), 10-17.
- Bozzato, A., Pippia, E., Tiberi, E., Manzocco, L. (2021). Air impingement to reduce thawing time of chicken fingers for food service. *Journal of Food Processing and Preservation*, 45, e15962. <https://doi.org/10.1111/jfpp.15962>
- Briley, G. C. (2001). A primer on plate freezers. *ASHRAE Journal*, 43(12), 44.
- Briley, G. C. (2002). Fluidized freezers. *ASHRAE Journal*, 44(1), 46.
- Briley, G. C. (2004). A history of refrigeration. *ASHRAE Journal*, 46, S31-S34.
- Calm, J. M., Didion, D. A. (1998). Trade-offs in refrigerant selections: past, present, and future. *International Journal of Refrigeration*, 21(4), 308-321. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(97\)00089-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(97)00089-3)
- Cardoso, B. J., Lamas, F. B., Gaspar, A. R., Ribeiro, J. B. (2017). Refrigerants used in the Portuguese food industry: Current status, *International Journal of Refrigeration*, 83, 60-74.
- Cerepnalkovski I., (1995). Modern refrigerating machines, Elsevier, New York.
- Chang H. D., Tao L. C., 1981. Correlations of enthalpies of food systems. *J. Food Sci.* 46, 1493-1497
- Chen C. S., 1987. Relationship between water activity and freezing point depression of food systems. *J. Food Sci.* 52, 433-435
- Cheung, C. (2021). Managing food storage in the Roman Empire. *Quaternary International*, 597, 63-75.
- Ciurzynska, A., Lenart, A. (2011). Freeze-drying-application in food processing and biotechnology-a review. *Polish Journal of Food and Nutrition Sciences*, 61(3).
- Cleland AC: Food refrigeration processes analysis, design and simulation. London UK: Elsevier Applied Science; 1990.
- Cleland DJ, Cleland AC, Earle RL, Byrne SJ. Prediction of thawing times for foods of simple shape. *Int J Refrig.* 1986;9(6):220-228. [http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007\(86\)90094-0](http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007(86)90094-0)

- Constantino, M. C., Kanizawa, F. T.** (2022). Evaluation of pressure drop effect on COP of single-stage vapor compression refrigeration cycles. *Thermal Science and Engineering Progress*, 28, 101048.
- Cruickshank, D.** (2005). Chocolate cooling and demoulding. *The Manufacturing Confectioner*, 85(6), 79-82.
- de Souza, L. F. G., Nitz, M., Taranto, O. P.** (2014). Film Coating of Nifedipine Extended Release Pellets in a Fluid Bed Coater with a Wurster Insert. *BioMed Research International*, 2014. <http://dx.doi.org/10.1155/2014/520758>
- Desrosier, N. W.** (2012). Fundamentals of food freezing. Springer Science Business Media.
- Dhankhar, P.** (2014). A Study on Refrigeration. *International Journal of Science and Research* 1212-1220.
- Diakun, J., Seńcio, M.** (2009). Przegląd konstrukcyjno-funkcjonalny masownic do mięsa. Część III. Wyposażenie i funkcje dodatkowe masownic. *Postępy Techniki Przetwórstwa Spożywczego*, (2), 124-130.
- Dincer, I.** (2017). Refrigeration systems and applications. John Wiley Sons.
- Dolata, W., Kubiak, M. S.** (2013). Wpływ różnych czynników na temperaturę farszu i czas w procesie kutrowania. *Nauki Inżynierskie i Technologie*, (2 (9)).
- Dorosz, P.** (2016). Badanie chłodziarki Joule’a-Thomsona o wydajności projektowej 50W, napętnionej mieszaniną gazów oraz pracującej w układzie zamkniętym. *Zeszyty Energetyczne*, 3, 99-107.
- Duan, X., Yang, X., Ren, G., Pang, Y., Liu, L., Liu, Y.** (2016). Technical aspects in freeze-drying of foods. *Drying Technology*, 34(11), 1271-1285.
- Duraj M., Szytuła A.** (2010). Własności magnetyczne i efekt magnetokaloryczny w związkach R (1-x) R'(x) Mn (2) Ge (2). *Czasopismo Techniczne. Nauki Podstawowe*, 107(1-NP), 57-70.
- Estrada-Flores, S.** (2002). Novel cryogenic technologies for the freezing of food products. *The Official Journal of Airah*, 16-21.
- Florek, R., Reszewski, S.** (2004). Olej w instalacjach sprężarkowych urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, (9), 50-57.
- George, R. M.** (1993). Freezing processes used in the food industry. *Trends in Food Science Technology*, 4(5), 134-138.
- Góral D., Domin M.** Wspomagana komputerowo analiza pracy prototypowego urządzenia do chłodniczej obróbki żywności. *Inżynieria Rolnicza*, 14 (74), 99-107, 2005
- Góral D., Kluza F., Kozłowicz K., Domin M.**: A preliminary assessment of using the operating head with oval nozzles for impingement fluidization of vegetables. *Inżynieria Rolnicza*. 2015, 1(153), 47-55
- Góral D., Kluza F., Spiess W.E.L., Kozłowicz K.**: Review of Thawing Time Prediction Models Depending on Process Conditions and Product Characteristics. *Food Technology and Biotechnology* 54 (1), 3-12, 2016
- Góral D., Kluza F.**: Eksperymentalna identyfikacja funkcjonowania chłodniczego systemu impingement. *Inżynieria Rolnicza* 5 (60), 117-125, 2004
- Góral D., Kluza F.**: Impingement as a New Fast chilling method of fruit and vegetables. 5-13, rozdział w monografii: Piekarski W. ed., New trends of research in agricultural engineering. Wieś Jutra, Warszawa 2010
- Góral D., Kluza F.**: Technika odwróconej fluidyzacji w rozmrażaniu produktów rolniczych i spożywczych. *Acta Scientiarum Polonorum. Technica Agraria*, 2003, 2 (1), 23-31. (ISSN 1644-0684)
- Góral, D.** (2006). Techniczne i technologiczne uwarunkowania chłodniczej obróbki produktów rolniczych metodą impingement. *Inżynieria Rolnicza*, 10(5 (80), 171-177.36.
- Góral, D.** (2010). Analiza wykorzystania metody impingement we fluidyzacyjnym zamrażaniu owoców i warzyw. *Rozprawy Naukowe. Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie*, (340), 1-68.
- Góral, D., Domin, M., Kluza, F., Kozłowicz, K., Nakonieczny, P.** (2014). Wybrane techniki wykorzystania zamrażania w przemysłowym zateżaniu i oczyszczaniu ścieków. *Acta Scientiarum Polonorum. Technica Agraria*, 13(3-4).

- Góral, D., Guz, T., Pankiewicz, U.** (2022). Minimum Velocity of Impingement Fluidization for Parachute-Shaped Vegetables. *Sustainability*, 14(7), 4257.
- Góral, D., Kluza, F.** (2002). Experimental and analytical determination of freezing point depression. *Electronic Journal of Polish Agricultural Universities*, 5(2).
- Góral, D., Kluza, F.** (2003). Technika odwróconej fluidyzacji w rozmrażaniu produktów rolniczych i spożywczych. *Acta Scientiarum Polonorum. Technica Agraria*, 2(1), 23-31.
- Góral, D., Kluza, F.** (2012). Heat transfer coefficient in impingement fluidization freezing of vegetables and its prediction. *International Journal of Refrigeration*, 35(4), 871-879. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2009.05.017>
- Góral, D., Kluza, F.**, Heat transfer coefficient in impingement fluidization freezing of vegetables and its prediction, *International Journal of Refrigeration* (2012), 35 (4), 871-879
- Góral, D., Kluza, F., Kozłowicz, K.** (2013). Analiza warunków wymiany ciepła podczas zamrażania warzyw metodą odwróconej fluidyzacji Z. 19. K19/1. *Inżynieria Rolnicza*, 17(1, t. 1), 53-63.
- Góral, D., Kluza, F., Kozłowicz, K.** (2014). Assessment of heat transfer and mass change during fruits and vegetables impingement pre-cooling. *International Journal of Food Engineering*, 10(1), 183-189.
- Góral, D., Kluza, F., Kozłowicz, K.** (2018). Spouted Bed and Jet Impingement Fluidization in Food Industry. InTech, London.
- Góral, D., Kluza, F., Kozłowicz, K., Drozd, N.** (2012). Wpływ blanszowania na wybrane wyróżniki jakości przechowywanych zamrożonych korzeni chrzanu. *Chłodnictwo: organ Naczelnej Organizacji Technicznej*, 47(9), 34-36.
- Góral, D., Kluza, F.** Cutting test application to general assessment of vegetable texture changes caused by freezing. *J. Food Eng.* 2009, 95, 346–351, doi:10.1016/j.jfoodeng.2009.05.017.
- Granryd, E.** (2009), Refrigerating engineering, Royal Institute of Technology, KTH, Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration.
- Gruda, Z., Postolski, J.** (1999). *Zamrażanie żywności*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne.
- Gundlach W.R.** (2017). Podstawy maszyn przepływowych i ich systemów energetycznych. PWN, Warszawa
- Hasnain, S. M.** (1998). Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part II: cool thermal storage. *Energy conversion and management*, 39(11), 1139-1153.
- Hertzmann, P.** (2016). *The refrigerator revolution*. <https://arrow.tudublin.ie/cgi/viewcontent.cgi?article=1093&context=dgs>
- Howe G.D.** (1909). The Father of Modern Refrigeration. *Publications of the Florida Historical Society*, 1(4), 19–23. <https://www.jstor.org/stable/30138674>
- Hristov, H., Simitchiev, A., Stoeva, D.** (2020). Influence of the capillary pipe geometry on the energy efficiency of household refrigerator. In *E3S Web of Conferences* (Vol. 207, p. 01013). EDP Sciences.
- <https://incools.com/en/article/article-41> dostęp: 10.06.2023
- <https://incools.com/en/article/article-58>
- <https://mgref.com/sprezarki-srubowe>
- <https://www.gea.com/pl/products/>
- <https://www.pzl-debica.com.pl/>
- <https://www.tucal.es>
- Hu, R., Zhang, M., Liu, W., Mujumdar, A. S., Bai, B.** (2022). Novel synergistic freezing methods and technologies for enhanced food product quality: A critical review. *Comprehensive Reviews in Food Science and Food Safety*, 21(2), 1979–2001.
- Jackmann, H.** (2008). Skraplacze chłodzone powietrzem w instalacjach amoniakalnych. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, 52-58.
- James F. Thompson, F.Gordon Mitchell, Robert F. Kasmire.** Cooling horticultural commodities in Postharvest technology of horticultural crops, Third Edition, (2002). University of California, Agriculture and Natural Resources.

- James, S. J., James, C. B.** (2002). Meat refrigeration. Elsevier.
- James, S. J., James, C., Purnell, G.** (2017). Microwave-assisted thawing and tempering. In *The microwave processing of foods* (pp. 252-272). Woodhead Publishing.
- Jia, G., Chen, Y., Sun, A. D., Orlie, V.** (2022). Control of ice crystal nucleation and growth during the food freezing process. *Comprehensive Reviews in Food Science and Food Safety*, 21(3), 2433–2454.
- Jie, W., Lite, L., Yang, D.** (2003). The correlation between freezing point and soluble solids of fruits. *Journal of Food Engineering*, 60:481–484.
- Jin, T., Chen, G. B., Wang, B. R., Zhang, S. Y.** (2003). Application of thermoacoustic effect to refrigeration. *Review of scientific instruments*, 74(1), 677-679.
- Johnson, G. I., Hofman, P. J.** (2009). Postharvest technology and quarantine treatments. *The mango: Botany, production and uses*, 529-605.
- Kalendarz Wieku Ilustrowany: na rok zwyczajny 1901.* (1901). <https://crispa.uw.edu.pl/object/files/181572/display/Default>
- Karwatka D.** (2016). Clarence Birdseye and Frozen Food. *Tech Directions*, 75(8), 8. <https://search.proquest.com/openview/98af9b29749f0ddcd2d92dbe0bf75583/1.pdf?pq-origsite=gscholar> cbl=182
- Kennedy C.J.:** Managing frozen foods. CRC Press, 2000
- Kitinoja, L., Thompson, J.F.** Pre-cooling systems for small-scale producers. *Stewart Postharvest Review*, 2010. 2:2, 1–14.
- Kluza F., Góral D., Polak R.:** Changes of water phase transition in food as a condition for thawing process course characteristics. "Properties of water in food" proceedings of the eight seminar. ed. P.P. Lewicki, Warsaw Agricultural University Press, Warsaw 1997, p.56-64
- Kluza F., Góral D.:** Metodyka prognozowania czasu zamrażania produktów rolniczych i żywności z wykorzystaniem modeli analityczno-empirycznych. Zeszyty Problemowe Postępów Nauk Rolniczych, 1995, z.424, „Inżynieria Rolnicza-Osiągnięcia i Perspektywy” s.273-277 (ISSN 0084-5477)
- Kluza F., Góral D.:** Urządzenie do obróbki żywności. Patent RP nr B1 201080, 2009
- Kluza F., Spiess W.E.L., Góral D.:** Freezing time prediction for foods using the new simple model. 19th International Congress of Refrigeration 1995, Book of Abstracts, 209
- Kluza, F., Góral, D.** (2009). Analiza współczynnika wnikania ciepła panującego w czasie zamrażania produktów spożywczych w urządzeniu wykorzystującym metodę impingement. *Chłodnictwo: organ Naczelnej Organizacji Technicznej*, 44(1-2), 62-65.
- Kmieć, A.** (1980). Hydrodynamics of flows and heat transfer in spouted beds. *The Chemical Engineering Journal*, 19(3), 189-200.
- Kmieć, A., Englart, S., Ludwińska, A.** (2007). Teoria i technika fluidyzacji. Monografie: Prace naukowe Instytutu Inżynierii Ochrony Środowiska Politechniki Wrocławskiej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2007 ISSN 0084-2869
- Kołola, R.** (2009). Przesłanki rozwoju energetyki źródeł odnawialnych na tle absorpcyjnych pomp ciepła. *Nowa Energia*, 48-53.
- Kozłowiec, K., Góral, D., Kluza, F., Góral, M., Andrejko, D.** (2018). Experimental determination of thermophysical properties by line heat pulse method. *Journal of Food Measurement and Characterization*, 12, 2524-2534.
- Kunii, D., Levenspiel, O.** Fluidization engineering; 2nd editio.; John Wiley Sons, Ltd: New York, USA, 1991;
- Lacey R. E., Payne F. A., 1991.** A model to estimate thermodynamic properties of biological materials during freezing. *Transactions of the ASAE* 34, 1836-1841
- Liu S.L., Zhang Z.Y., Tang W.Y., Zhao D.D., Chen S.P., Sui C., Ding Y.T.** Effect of immersion freezing on quality changes of snakehead blocks during frozen storage. *Food Sci.* 2020;40:256–262. doi: 10.7506/spkx1002-6630-20171026-300

- Llave, Y., Erdogan, F.** (2022). Radio frequency processing and recent advances on thawing and tempering of frozen food products. *Critical Reviews in Food Science and Nutrition*, 62(3), 598-618.
- Łokietek, T., Jaszczak, S., Nikończuk, P.** (2019). Optimization of control system for modified configuration of a refrigeration unit. *Procedia Computer Science*, 159, 2522-2532.
- Londahl G., Goransson S., Sundsten S., Andersson A., Tornberg E.** 1995. Quality differences in fast freezing. 19 th International Congress refrigeration. Vol. I, 197-204.
- Luckmann E.** (2018), Selecting the right evaporator injection algorithm makes a world of difference. <https://assets.danfoss.com/documents/150068/AC283845268929en-000103.pdf> dostęp: 04.04.2023.
- Mader, G., Thybo, C.** (2012). A new method of defrosting evaporator coils. *Applied thermal engineering*, 39, 78-85.
- Malicki, M.** (2018). Przykład zastosowania chłodziarki absorpcyjnej w przemyśle mleczarskim. *Rynek Instalacyjny*. 3, 97-101.
- Mallick, M., Mukherjee, K., Udayakumar, N.A.** Homology modelling of polyphenol oxidase from solanum melongena: sequence analysis and structural validation studies – in silico. *Int. J. Pharma Bio Sci.* 2011. 2(3), 319- 328
- Manuhan E.O.** (2020), Comparative evaluation of a two-stage refrigeration system with flash intercooling using different refrigerants. *Thermal Science*, 24, 815-830.
- Marshall, R.T., Goff, H.D., Hartel, R.W.** (2003). The Freezing Process. In: Ice Cream. Springer, Boston, MA.
- Maša, V., Horňák, D., Petrilák, D.** (2021). Industrial use of dry ice blasting in surface cleaning. *Journal of Cleaner Production*, 329, 129630.
- Mathur, K. B. Gisher. P. E.,** 1955, A technique for contacting gases with coarse solid particles: *AIChE Journal*, 1, 158-160. <http://dx.doi.org/10.1002/aic.690010205>
- Matysko, R.** (2014). Termostaticzne i elektroniczne zawory rozprężne. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*. 6, 89--91
- Mazli, W. N. A., Samsuri, S., Amran, N. A.** (2020). Study of progressive freeze concentration and eutectic freeze crystallization technique for salt recovery. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 778, No. 1, p. 012167). IOP Publishing.
- McLinden M.O., Huber M. L.,** (2020), (R)Evolution of Refrigerants. *J. Chem. Eng. Data*, 65, 4176-4193
- Meinel, A.B., Meinel, M.P.:** Applied Solar Energy: An Introduction, Addison Wesley Publishing, Reading, 1976
- Micallef, D.** (2014). Fundamentals of refrigeration thermodynamics. 1 edn., Bookboon, London.
- Miller J., Butcher, C.,** (2000). Freezer technology, 43, 159. W Kennedy, C. J. (Ed.). (2000). Managing frozen foods. Woodhead Publishing Series in Food Science, Technology and Nutrition
- Morosuk, T.** (2003). Cycle method in design of refrigeration machines and heat pumps. In *V Minsk International Seminar " Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators"*, Minsk.
- Mott, L.F.** 1964. Prediction of product freezing time. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating* 18:16-20.
- Narayanan, V., Seyed-Yagoobi, J., Page, R.H.** An experimental study of fluid mechanics and heat transfer in an impinging slot jet flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, (8-9), 2004, 1827-1845
- Narbutt, O., Dąbrowski, H. P., Dąbrowska, G.** (2017). Proces liofilizacji jego zastosowanie i wybrane mechanizmy obronne organizmów przed odwodnieniem. *Eduk. Biol. Sr*, 2, 45-47.
- Nikam, A. N., Hole, J. A.** (2014). A Review on use of Peltier Effects. *International Journal of Science, Spirituality, Business and Technology (IJSSBT)*, 2(2).
- Palacha, Z., Bułka, D.** (2016). Analiza wpływu współczynnika wnikania ciepła na czas zamrażania wybranych owoców w tradycyjnych zamrażarkach owiewowych. *Postępy Techniki Przetwórstwa Spożywczego*.

- Parker Hannifin Corporation. Thermostatic Expansion Valves. Theory of Operation, Application, and Selection. Bulletin 10-9, March 2011
- Pearson F.S.** (2003). Refrigerants Past, Present and Future, *21st IIR Int. Congress of Refrigeration*, Washington DC 2003
- Peroń, S., Surma, M.** (2005). Wstępne badania hydrodynamiki fontannującego złoza ziarna kukurydzy *Inżynieria Rolnicza*, 7, 215-221.
- Pflug, L. J., Blaisdell, J. L.** (1963). Methods of analysis of precooling data. *ASHRAE journal*, 5(11), 33-40.
- Poese, M. E., Smith, R. W., Garrett, S. L., van Gerwen, R., Gosselin, P.** (2004). Thermoacoustic refrigeration for ice cream sales. *Proceedings of 6th IIR Gustav Lorentzen conference*.
- Pudlik W.** (2012). Wymiana i wymienniki ciepła. Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk.
- Rahman M. S.**, 1994. The accuracy of prediction of the freezing point of meat from general models. *J. Food Eng.* 21, 127-136.
- Rosca, R., Tenu, I., Cârlescu, P.** (2017). *Food chilling methods and CFD analysis of a refrigeration cabinet as a case study*. London, UK: IntechOpen Ltd..
- Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) nr 517/2014 w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych i uchylenia rozporządzenia (WE) nr 842/2006. *Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej* 20.5.2014
- Rysz, M.** (2018). Środki techniczne związane z przechowywaniem i transportem owoców ziarnkowych. *Zeszyty Naukowe Szkoły Głównej Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie. Ekonomika i Organizacja Logistyki*, 3(1), 73-82.
- Saidur, R., Masjuki, H. H., Choudhury, I. A.** (2002). Role of ambient temperature, door opening, thermostat setting position and their combined effect on refrigerator-freezer energy consumption. *Energy Conversion and Management*, 43(6), 845-854.
- Samsuri S., Amran N. A., Yahya N. Jusoh M.** (2016) Review on Progressive Freeze Concentration Designs, *Chemical Engineering Communications*, 203:3, 345-363,
- Sarkar A., Nitin N., Karwe M.V., Singh R.P.** 2004. Fluid flow and heat transfer in air jet impingement in food processing. *J. Food Sci.* R113-R122
- Sastry, S.K., Baird, C.D. Transpiration rates of certain fruits and vegetables. *ASHRAE Trans.*, 1978. 84(2); 237-255.
- Sheth, V. P., Newell, T. A.** (2005). Refrigerant and oil migration and retention in air conditioning and refrigeration systems. *Air Conditioning and Refrigeration Center TR-240*.
- Singh, R. P., Bornhorst, G.** (2018). Heating and cooling processes for foods. In *Handbook of food engineering* (pp. 567-636). CRC Press
- Śmierciew K.** (2018). Wybrane zagadnienia cieplno-przepływowe urządzeń stosowanych w technice chłodniczej i cieplnej w ujęciu numerycznym i eksperymentalnym. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok.
- Smith, E. C.** (1943). Pioneers of refrigeration. *Nature*, 151(3832), 412-413. <https://doi.org/10.1038/151412A0>
- Soltani Firouz, M., Sardari, H., Alikhani Chamgordani, P., Behjati, M.** (2022). Power ultrasound in the meat industry (freezing, cooking and fermentation): Mechanisms, advances and challenges. *Ultrasonics Sonochemistry*, 86, 106027.
- Strahan, S. E., Douglass, A. R.** (2018). Decline in Antarctic ozone depletion and lower stratospheric chlorine determined from Aura Microwave Limb Sounder observations. *Geophysical Research Letters*, 45, 382- 390. <https://doi.org/10.1002/2017GL074830>
- Sulima, R.** (2013). Ekologiczne chłodziarki magnetyczne. *Prace Instytutu Elektrotechniki*. Z 261, 117-128.
- Thompson, J. F., Chen, Y. L.** (1988). Comparative energy use of vacuum, hydro, and forced air coolers for fruits and vegetables. *ASHRAE Transactions*, 92, 1427-1433.
- Thompson, T.L.;** Clark, N.N. A holistic approach to particle drag prediction. *Powder Technol.* 1991, 67, 57-66,

- Toussaint-Samat, M.** (2009). *A history of food*. John Wiley Sons.
- Valtýsdóttir, K. L., Margeirsson, B., Arason, S., Lauzon, H. L., Martinsdóttir, E.** (2010). Guidelines for precooling of fresh fish during processing and choice of packaging with respect to temperature control in cold chains. *Matis report*, 40-10.
- Van den Berg, L.** (2016). Physicochemical changes in foods during freezing and subsequent storage. *Low Temperature Biology of Foodstuffs: Recent Advances in Food Science*; Hawthorn, J., Rolfe, E.J, Eds, 205-219.
- VDI Heat Atlas, 2nd Ed., VDI-Springer, Berlin 2010
- Velders, G. J. M., Andersen, S. O., Daniel, J. S., Fahey, D. W., McFarland, M.** (2007). The importance of the Montreal Protocol in protecting climate. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 104(12), 4814–4819.
- Vivek, B.** (2001). *Ice cream: manufacture and technology*. Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited.
- Vroman, S. B., Russell, L. B.** (1987). The net social benefits of a product improvement: The case of freeze-dried coffee. *Applied Economics*, 19(1), 127-142.
- Warminska, A., Fijalkowski, S.** (2010). Analysis of energy losses in small compression refrigerators. In *9th Brazilian conference on dynamics, controll and their applications*. Birželio, 7-11.
- Wesołowski, A.** (2011). Sprężarki odśrodkowe-teraźniejszość i przyszłość. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, (8), 30-35.
- Wesołowski, A.** (2012). Sprężarkowe układy chłodnicze-układy kaskadowe i autokaskadowe. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, (8), 60-66.
- Wiśniewski, S., Wiśniewski, T. S.** (2010). Wymiana ciepła. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne.
- Wu, J., Lu, B., Liu, C., He, J.** (2018). A novel cascade micro-unit regeneration cycle for solid state magnetic refrigeration. *Applied Thermal Engineering*, 137, 836-847.
- Xu, L., Liao, Z., Putranto, A., Chen, X. D.** (2022). Laboratory suspension freeze concentration (Lab SFC) followed by a simple centrifugal procedure for separation. *Drying Technology*, 40(16), 3434-3445.
- Yang, H., Rong, L., Liu, X., Liu, L., Fan, M., Pei, N.** (2020). Experimental research on spray evaporative cooling system applied to air-cooled chiller condenser. *Energy Reports*, 6, 906-913.
- Yang, W. C. (Ed.)**. (2003). *Handbook of fluidization and fluid-particle systems*. CRC press.
- Yuzainee, M. Y., Zafira, N. N., Nurulnadiyah, J.** (2019). Cooling load calculation for efficient cold storage of fresh-cut yam bean. *Int J Recent Technol Eng (IJRTE)*, 8(4), 6506-6513.
- Zarkevich, N. A., Zverev, V. I.** (2020). Viable Materials with a Giant Magnetocaloric Effect. *Crystals*, 10(9), 815.
- Zhang, X., He, M., Wang, J.** (2014). A new method used to evaluate organic working fluids. *Energy*, 67, 363-369.

URZĄDZENIA CHŁODNICZE W PRZEMYŚLE SPOŻYWCZYM

Streszczenie

Celem niniejszej monografii jest zapoznanie czytelnika z urządzeniami i technologiami chłodniczymi stosowanymi w przemyśle spożywczym.

Przemysłowe urządzenia chłodnicze odgrywają ważną rolę w produkcji żywności i jej przechowywaniu. Zastosowanie odpowiednich technologii chłodzenia i właściwy dobór urządzeń zapewnia zachowanie bezpieczeństwa produkcji żywności poprzez zapobieganie skażeniom i rozwojowi mikroorganizmów. Chłodnictwo umożliwia produkcję bezpiecznej żywności oraz umożliwia jej przechowywanie przez dłuższy czas. Drugim ważnym aspektem wykorzystania chłodnictwa jest zapobieganie problemowi marnowania żywności. Wiele produktów wymaga przerabiania i przechowywania w odpowiednio niskiej temperaturze. Niezapewnienie odpowiedniej technologii produkcji z użyciem urządzeń chłodniczych może skutkować zepsuciem lub znacznym pogorszeniem jakości żywności. Jak ważny jest to problem świadczy, że około 30% żywności poddawanej utylizacji pochodzi z zakładów przemysłu spożywczego. Chłodnictwo umożliwia również spełnienie wymogów prawnych dotyczących produkcji i przechowywania w tym odpowiada za zachowanie ciągłości łańcucha chłodniczego. Ponadto, ta gałąź produkcji umożliwia tworzenie nowego rodzaju produktów poprzez zastosowanie nowoczesnych technologii takich jak kriokoncentracja czy liofilizacja oraz umożliwia wykorzystanie w produkcji łatwopsujących się surowców i półproduktów. Trzecim aspektem przedstawionym w niniejszej monografii jest zaprezentowanie najnowszych rozwiązań stosowanych w urządzeniach chłodniczych, które są przyjazne środowisku oraz charakteryzują się mniejszym zużyciem energii. Ocenia się, że urządzenia chłodnicze odpowiadają za zużywanie około 20% całej wytwarzanej energii elektrycznej. Oczywiście, odpowiadają za ten stan nie tylko te urządzenia, które wykorzystywane są w przemyśle produkcji żywności. Kolejnym aspektem poruszonym w niniejszej monografii jest wpływ chłodnictwa na środowisko naturalne. Obecnie produkowane urządzenia i maszyny spełniają rygorystyczne prawodawstwo dotyczące zarówno wpływu na efekt cieplarniany jak i na zachowanie warstwy ozonowej.

W monografii opisano podstawy teoretyczne chłodnictwa w zakresie, który jest niezbędny do zrozumienia działania urządzeń chłodniczych. Przy tym, podstawy teoretyczne przedstawiono na tle historycznym rozwoju techniki chłodniczej. W dalszej części, zaprezentowano i omówiono rolę podstawowych elementów umożliwiających działanie większości urządzeń i instalacji chłodniczych. W kolejnych rozdziałach skupiono się na najważniejszych obszarach zastosowań chłodnictwa w produkcji żywności opierając się na najnowszych opracowaniach naukowych i ofertach producentów urządzeń chłodniczych. Monografię zakończono podsumowaniem.

Słowa kluczowe: produkcja żywności, przemysł spożywczy, chłodnictwo, technologie i urządzenia chłodnicze

REFRIGERATION EQUIPMENT IN THE FOOD INDUSTRY

Summary

The purpose of this monograph is to present industrial refrigeration equipment and technologies used in the food industry, which plays an important role in food production and storage. The selection of appropriate refrigeration technologies and equipment ensures the safety of food production, as it prevents contamination and the growth of microorganisms. Therefore, refrigeration supports food safety and prevents food waste, as it allows for storing food to be stored for a prolonged time.

Refrigeration also allows meeting legislative requirements for production and storage related to the unbroken cold chain. Many products require processing and storage at sufficiently low temperatures. Failure to ensure adequate refrigeration equipment can result in spoilage or significant deterioration of food quality (please note that approximately 30% of disposed food comes from food processing plants). Moreover, modern refrigeration technologies enable the creation of new types of products by cryoconcentration or freeze-drying, and enable the use of perishable raw materials and semi-finished products in food production.

This monograph also presents the latest solutions used in refrigeration equipment, which are environmentally friendly and have lower energy consumption. It is estimated that refrigeration equipment (including devices used in the food production industry) is responsible for consuming approximately 20% of all electricity generated. Another aspect addressed in this monograph is the impact of refrigeration on the environment. Currently manufactured equipment and machinery comply with stringent legislation on both the impact on the greenhouse effect and the preservation of the ozone layer. The monograph describes the theoretical foundations of refrigeration to the extent necessary to understand the operation of refrigeration equipment. At the same time, the theoretical section is presented against the historical background of the development of refrigeration technology. In the following section, the role of basic elements that enable the operation of most refrigeration equipment and systems is presented and discussed. Subsequent chapters focus on the most important areas of refrigeration applications in food production based on the latest scientific studies and offers from refrigeration equipment manufacturers. The monograph concludes with a summary.

Key words: food production, food industry, refrigeration, refrigeration technologies and equipment

