

POLITECHNIKA CZĘSTOCHOWSKA  
WYDZIAŁ INFRASTRUKTURY I ŚRODOWISKA

mgr inż. Klaudia Słomczyńska

Rozprawa doktorska

**Wykorzystanie ciepła odpadowego o niskiej egzergii  
z procesu produkcji kiełków warzywnych**

**Promotor:**

dr hab. inż. Paweł Mirek, prof. PCz

**Promotor pomocniczy:**

dr inż. Marcin Panowski

Częstochowa, 2023



## **Podziękowania**

*Składam serdeczne podziękowania*

*Panu Profesorowi Pawłowi Mirkowi oraz Panu Doktorowi Marcinowi Panowskiemu  
za ukierunkowanie niniejszej rozprawy, pomoc oraz (przede wszystkim) cierpliwość*

*Panu Profesorowi Andrzejowi Skoczowskiemu i Pani Profesor Annie Janeczko  
za cenne rady oraz poświęcony czas*

*Przedstawicielom firmy Uniflora  
za możliwość przeprowadzenia badań*

*Mężowi za wsparcie*

*Rodzicom i siostram  
za słowa otuchy w chwilach zwątpienia*



# SPIS TREŚCI

---

<b>SPIS TREŚCI</b> .....	<b>5</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>9</b>
<b>LISTA SYMBOLI I OZNACZEŃ</b> .....	<b>21</b>
<b>I. WPROWADZENIE</b> .....	<b>27</b>
I.1. Klimatyczno-energetyczna polityka Unii Europejskiej .....	27
I.2. Klimatyczno-energetyczna polityka Polski.....	30
I.3. Poprawa efektywności energetycznej .....	31
<b>II. POJĘCIE, CHARAKTERYSTYKA ORAZ MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA PRZEMYSŁOWEGO CIEPŁA ODPADOWEGO O NISKIEJ EGZERGII</b> .....	<b>35</b>
II.1. Pojęcie energii odpadowej.....	35
II.2. Egzergia, jako miara jakości energii .....	36
II.3. Klasyfikacja źródeł ciepła odpadowego.....	37
II.4. Zasoby ciepła odpadowego i korzyści z jego wykorzystania.....	39
II.5. Wyzwania związane z wykorzystaniem ciepła odpadowego o niskiej egzergii .....	46
II.6. Przykłady źródeł niskotemperaturowych .....	47
II.7. Kiełkujące rośliny jako przykład niskotemperaturowego źródła ciepła odpadowego .....	50
II.8. Podsumowanie .....	51
<b>III. MECHANIZM WYDZIELANIA CIEPŁA PRZEZ ROŚLINY W PROCESIE KIEŁKOWANIA</b> .....	<b>53</b>

<b>IV. METODY OKREŚLANIA CIEPŁA EMITOWANEGO PRZEZ ROŚLINY.....</b>	<b>59</b>
IV.1. Rodzaje kalorymetrów.....	59
IV.2. Termografia jako alternatywna metoda pomiaru ciepła .....	64
IV.3. Wykorzystanie metod kalorymetrycznych w badaniach kiełkowania roślin .....	65
 <b>V. PODSUMOWANIE PRZEGLĄDU LITERATURY .....</b>	 <b>79</b>
 <b>VI. TEZY, CELE I ZAKRES PRACY.....</b>	 <b>81</b>
 <b>VII. BADANIA LABORATORYJNE .....</b>	 <b>83</b>
VII.1. Analiza techniczna nasion fasoli Mung oraz słonecznika .....	83
VII.1.1. Oznaczenie podstawowych parametrów technicznych nasion .....	85
VII.2. Badania mikrokalorymetryczne .....	87
VII.2.1. Charakterystyka kalorymetru TAM III.....	87
VII.2.2. Metodyka wykonania pomiarów mikrokalorymetrycznych .....	90
VII.2.3. Analiza wyników .....	93
VII.2.4. Podsumowanie .....	99
 <b>VIII. BADANIA PRZEMYSŁOWE.....</b>	 <b>101</b>
VIII.1. Obiekt badań.....	101
VIII.2. Metodyka badań.....	105
VIII.3. Rezultaty pomiarów przemysłowych podczas uprawy kiełków fasoli Mung.....	107
 <b>IX. BILANS MASY, ENERGII I EGZERGII KOMORY WZROSTOWEJ.....</b>	 <b>111</b>
IX.1. Bilans masy komory wzrostowej .....	111
IX.2. Bilans energii komory wzrostowej .....	115
IX.3. Analiza uzyskanych wyników .....	118
IX.4. Bilans egzergii komory wzrostowej .....	128
IX.4.1. Transport egzergii przy przenikaniu ciepła przez ściany.....	129
IX.4.2. Transport egzergii podczas przewietrzania i jednoczesnego ogrzewania komory wzrostowej.....	133

IX.4.3. Transport energii podczas namaczania ziaren fasoli Mung w komorze wzrostowej .....	137
IX.4.4. Transport energii podczas podlewania masy roślinnej fasoli Mung w komorze wzrostowej.....	141
IX.4.5. Podsumowanie rezultatów analizy energetycznej.....	144
IX.5. Porównanie ilości ciepła wygenerowanego przez kiełki fasoli Mung w skali laboratoryjnej oraz przemysłowej.....	148
IX.6. Podsumowanie.....	150
<b>X. BADANIA MODELOWE MOŻLIWOŚCI ZMNIJSZENIA ENERGOCHŁONNOŚCI INSTALACJI DO PRODUKCJI KIEŁKÓW WARZYWNYCH .....</b>	<b>153</b>
X.1. Koncepcja wykorzystania ciepła odpadowego dla ograniczenia energochłonności procesu produkcji kiełków warzywnych fasoli Mung .....	153
X.2. Model symulacyjny instalacji do produkcji kiełków warzywnych .....	156
X.2.1. Środowisko symulacyjne Flownex® .....	156
X.2.2. Opis modelu .....	160
X.3. Analiza uzyskanych wyników .....	171
X.4. Podsumowanie.....	180
<b>XI. WNIOSKI KOŃCOWE .....</b>	<b>183</b>
<b>XII. NIEPEWNOŚCI POMIARU .....</b>	<b>185</b>
XII.1. Standardowa niepewność pomiaru ciepła w kalorymetrze .....	186
XII.2. Standardowa niepewność pomiaru strumienia objętości płynu .....	187
XII.3. Standardowa niepewność pomiaru temperatury.....	187
<b>SPIS LITERATURY .....</b>	<b>189</b>
<b>SPIS TABEL.....</b>	<b>199</b>
<b>SPIS RYSUNKÓW.....</b>	<b>201</b>





# SUMMARY

---

## INTRODUCTION

Progressive climate change, environmental degradation, and the depletion of traditional fossil fuel reserves represent formidable global challenges. To confront these pressing issues, the European Union, including Poland, has directed its efforts toward reducing greenhouse gas emissions, expanding the utilization of diverse renewable energy sources, and enhancing overall energy efficiency. Within both EU and Polish climate and energy policies, the pursuit of energy efficiency plays an important role. One effective approach to improve energy efficiency involves further harnessing energy in the form of waste heat, which typically accompanies most energy transformations but is often dismissed as a by-product.

The amount of waste heat resources that can be economically utilized is estimated at around 16% of the more than 50% energy loss that occurs in total global energy consumption. Focusing solely on the industrial sector, development of this potential could result in annual energy savings of approximately 4.11 PWh. In the case of Poland, the theoretical potential of waste heat is estimated to be around 43.6 TWh. Unfortunately, activities related to tapping into these substantial waste energy resources have received marginal attention thus far. Paradoxically, more emphasis has been placed on advancing energy extraction and transformation technologies than on its recovering and reusing. Although the use of such a huge amount of available energy can bring a number of benefits in the form of:

- enhanced energy efficiency,
- improved economic indicators,
- reduced environmental impact, as well as
- increased the public trust of manufacturing companies.

The primary source of industrial waste heat is low-temperature waste heat, which often presents two significant challenges: low exergy of the medium and high levels of source dissipation. In cases where dissipation isn't a major hurdle, leveraging

waste energy can make a substantial contribution to process efficiency. An example of such a process is seed germination.

In the course of their growth, germinating plants produce a flow of low-temperature heat (20-40°C), which dissipates into the environment and is traditionally lost irreversibly in standard production systems. This heat generation in plants is directly linked to metabolic processes, particularly cellular respiration. As a by-product of the reactions occurring during this process, heat is released and disperses into the surroundings. In controlled cultivation settings, there is an opportunity to capture and utilize this heat in the plant production process. Given that the heat generated by germinating plants is of relatively low quality, the cost-effectiveness of such an operation primarily hinges on the magnitude of the available heat resource and the technical feasibility of its recovery. In this context, a critical challenge lies in accurately estimating the heat flow produced by germinating seeds, both in laboratory conditions and on production lines, to gauge the possible and actual potential of heat recovery from germinating plants. The possible potential can be assessed through microcalorimetric studies. However, conducting studies on living plant organisms is difficult and demands specific measurement conditions, including ensuring gas exchange, providing access to water, and maintaining suitable microclimatic conditions. These conditions can be met by employing specialized ultra-sensitive calorimetric devices capable of continuous heat generation measurement over a period of several hours. The most commonly utilized device for this purpose is the isothermal microcalorimeter. Determining the actual potential for heat recovery necessitates comprehensive tests on the production line. Estimating this potential, coupled with knowledge of the sprout production technology, enables the practical utilization of energy generated by plants to be ascertained. Up until now, there have been no documented efforts in the literature to estimate the potential for heat recovery from germinating seeds. Moreover, any previous measurements of plant metabolic heat have leaned towards biological analyses rather than thermodynamic assessments.

## **THESIS, OBJECTIVES AND SCOPE**

In accordance with the literature review, the following theses of the PhD dissertation are formulated:

1. Biological processes taking place during the cultivation of vegetable sprouts can be a source of significant resources of low-temperature waste heat.
2. It is possible to reduce the energy intensity and consumption of conventional fuels in a installation for the production of vegetable sprouts for food by using waste heat generated by plants.

The objective of this dissertation is to investigate waste heat resources within the growth process of selected plants, namely mung beans and sunflowers. The primary goal is to develop an effective method for managing the waste heat generated during sprout growth, ultimately enhancing the overall production process efficiency. This research encompasses various key aspects: determining the fundamental technical parameters of mung bean and sunflower seeds, conducting calorimetric tests to assess the possible potential for heat recovery from sprouting plants at a micro-scale level, performing measurements on a vegetable sprout production line to ascertain the actual heat recovery potential at a macro-scale, conducting a comprehensive mass, energy, and exergy balance analysis of the growth chamber, analyzing the potential for reducing the energy intensity of the vegetable sprout production process for food use and developing a simulation model for a technological production line for sprouts, including an integrated heat recovery system from sprouting seeds.

## **METHODS**

The determination of waste heat resources in the cultivation of mung bean sprouts and sunflower requires, firstly, the determination of the specific heat flow generated throughout the growth process by these plants under laboratory conditions, as well as an estimation of the possible heat recovery potential from the germinating seeds. This research utilizes a TAM III isothermal microcalorimeter from TA Instruments, equipped with two 20 ml vessels: a measuring vessel and a reference vessel. Stainless steel vessels, featuring perforated lids, are selected for measurements to ensure unimpeded oxygen access for the seeds and the removal of carbon dioxide. To maintain comparability between micro and macro-scale results, the measurement procedure is designed to closely replicate production line conditions. Consequently, the investigation into the specific heat generated by both plants during germination and growth is divided into two phases: the soaking phase

and the growth phase. These phases are executed at distinct temperatures, with each temperature change necessitating instrument calibration. A diagram showing the successive stages of the research procedure is shown in Figure 1. Due to confidentiality agreement outlined in the data protection terms between Czestochowa University of Technology and Uniflora Sp. z o.o., specific details regarding the measurement temperatures employed in this dissertation cannot be disclosed.

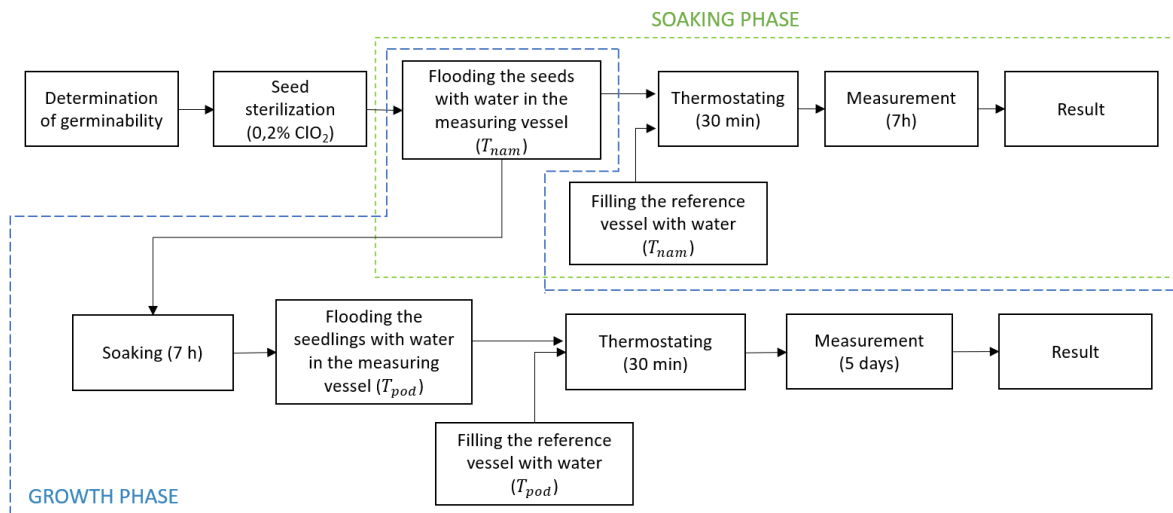


Figure 1 Schematic diagram of the test procedure for determining the heat flux generated by mung bean and sunflower seeds during germination and growth using a TAM III isothermal microcalorimeter ( $T_{nam}$  – soaking temperature,  $T_{pod}$  – watering temperature).

Determining the actual heat recovery potential from germinating mung bean seeds necessitates measurements on a vegetable sprout production line. The vegetable sprout production period spans 5 to 7 days, contingent on the cultivation conditions, specifically the climatic factors within the growth chamber. The cultivation process commences with seed disinfection, followed by a soaking phase in warm water lasting approximately 7 hours. Subsequently, the actual sprout growth phase begins, requiring cyclic watering. This serves a dual purpose: supplying the plants with essential water for growth and dissipating the excess heat generated by plant cells as a consequence of metabolic reactions. This heat is a source of low-temperature energy that can be used to increase the efficiency of the production process. The primary experimental research unfolds within a growth chamber designed for industrial mung bean sprout cultivation

intended for food consumption. This chamber comprises cabins where sprout growth occurs. Effective germination and subsequent plant development hinge predominantly on maintaining adequate gas exchange and water accessibility. To address these requirements, the chamber is outfitted with two systems: an air system and a water system. To ensure the seeds receive oxygen and to eliminate the carbon dioxide produced by the sprouts, periodic room ventilation is necessary, drawing air from a heat reservoir located in the chamber's headspace. The water system consists of a spraying system supplying water during the soaking and watering phases. This system is integrated with the waste water drainage system. Experimental research on the production line span the complete 7-day mung bean sprout production cycle. To estimate the actual potential of heat recovery from the plants, it is imperative to determine the energy flows entering, exiting, and generated within the growth chamber. As a result, the measurements encompass monitoring various parameters, including:

- the temperature of the exhaust and supply air to and from the growth chamber,
- the air temperature within the growth chamber,
- the external air temperature,
- the volume flow rate of water delivered to the plants,
- the temperature of the watering water,
- the discharged used water directly from the cabins,
- the collected used water measured in the drain,
- the temperature of the sprouts.

To illustrate the potential for reducing energy and conventional fuel usage in a vegetable sprout production facility by harnessing the waste heat produced by the plants, a system concept for heat recovery from the sprouts is devised. Additionally, a simulation model for a comprehensive sprout production line, integrated with the proposed heat recovery system, is developed. The possibility of reducing the plant's energy consumption is assessed through transient simulation calculations conducted within the FLOWNEX® simulation environment. Figure 2 presents a block diagram outlining the concept of utilizing waste heat generated during the biological processes of sprout growth to produce fresh water for watering crops.

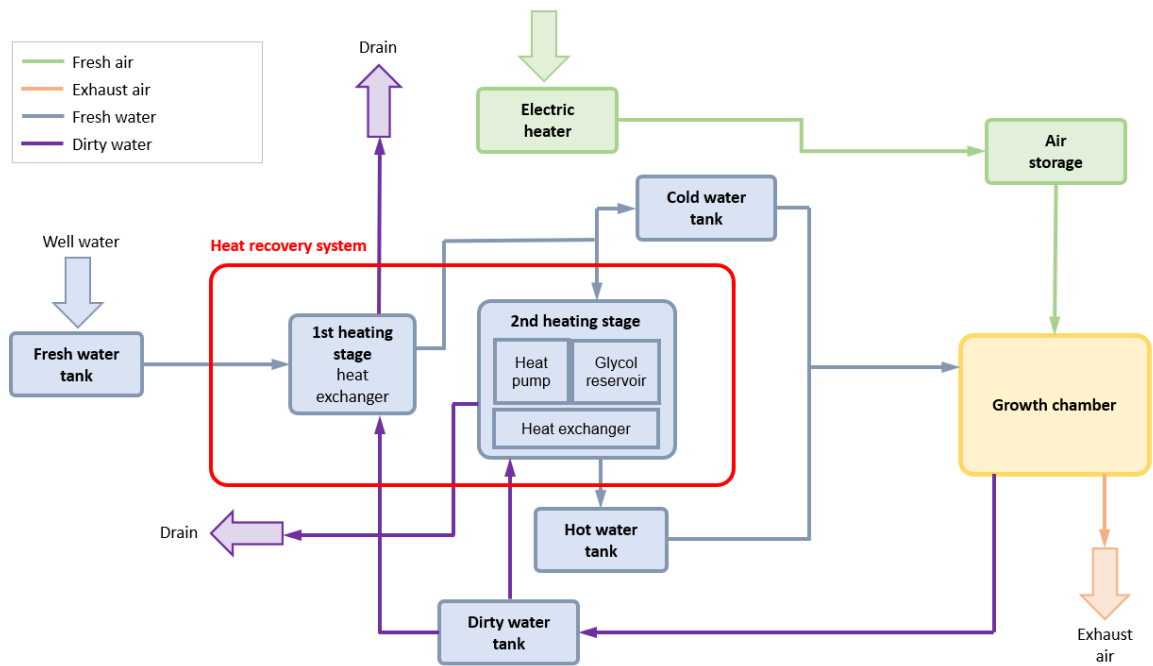


Figure 2 Schematic block diagram of a installation for the production of Mung bean vegetable sprouts with heat recovery.

The proposed concept for preparing fresh water using waste heat is implemented in two stages. Fresh water from a deep well is preheated in a heat exchanger (1st stage of heating) using dirty water at a higher temperature from watering the sprouts. Part of the preheated water is then directed to the cold water tank, while the remainder moves to the second stage. In the 2nd stage of heating, a compressor heat pump, a glycol reservoir, and a heat exchanger are used to further heat the fresh water to a temperature higher than that required for watering. This heated water goes to the hot water tank, and both hot and cold water are mixed in the appropriate proportions to provide the desired temperature for watering the sprouts. After watering, the dirty water goes into the dirty water tank, where it is used in a heat recovery system to heat fresh water from the well. By using this configuration, the heat stored in the water after watering the plants can be maximally utilized. As part of the analysis of the possibility of heat recovery from the vegetable sprout production process, a series of simulation experiments of the full transient production cycle are carried out for various production scenarios.

## RESULTS OF CALORIMETRIC RESEARCH

The total heat flow generated throughout the soaking and growth phases of mung bean sprouts (over a 5-day period) falls within the range of 1712 to 3135 J/g<sub>seed</sub> at a 95% confidence level. Figure 3 illustrates the specific thermal power, representing the average heat flow observed during measurements in both the soaking stage (a) and the growth stage (b). During the soaking phase, the heat flow gradually increases until it reaches its peak (approximately 2500  $\mu$ W), after which it decreases to approximately 500  $\mu$ W. The average heat energy generated during the soaking phase, at a 95% confidence level, falls between 22.36 and 24.49 J/g<sub>seed</sub>. The source of the heat emitted during this germination phase is physical processes, i.e. the imbibition process (rapid hydration of colloids in the seed) and the accompanying mechanical stresses that occur in the seed coat. In the sprout growth phase, the average heat generated ranges from 1689.72 to 3132.18 J/g<sub>seed</sub> at a 95% confidence level. The metabolic activity of the seed increases until approximately the 50th hour of the growth phase when the plant reaches a maximum energy flow of approximately 7500  $\mu$ W. It then gradually decreases and stabilizes at 5500  $\mu$ W.

The effects of the soaking phase are a cracked seed coat and sprouting embryonic roots, while the growth phase results in properly formed sprouts. Given that these outcomes align with those achieved through controlled cultivation, it can be concluded that the TAM III microcalorimeter serves as a tool capable of determining the heat flow generated by germinating plants.

In contrast to mung bean seeds, sunflower seeds show germination problems under microcalorimetric conditions, which could be observed during both the soaking and growth phases. These issues manifest during both the soaking and growth phases, resulting in improper germination and a lack of germination signs in most seeds within the sample. Assessing the heat flow generated by sunflower seeds presents several biological and instrumental challenges that surpass the scope of this dissertation. Considering the difficulties encountered in this study, it can be stated that contemporary microcalorimetric equipment does not allow a comprehensive analysis of the heat flow generated by naturally occurring sunflower seeds during both the soaking and sprout growth phases. Consequently, the determination of the possible and actual potential waste heat recovery from germinating plants is confined to the examination of mung bean seeds.

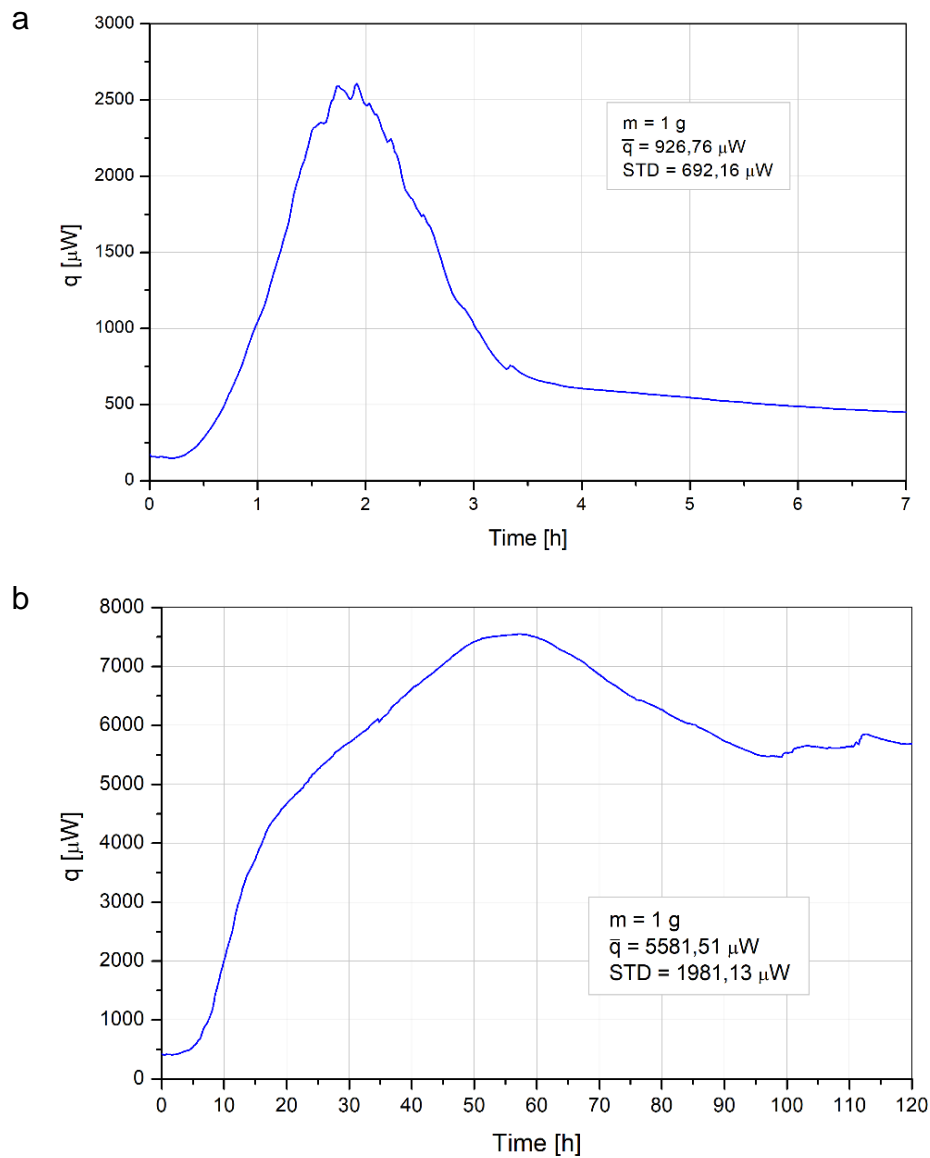


Figure 3 Specific thermal power generated by Mung bean seeds during soaking (a) and growth (b).

## RESULTS OF THE SPROUT PRODUCTION LINE RESEARCH

The production process encompasses two distinct stages: soaking and growth. Within these stages, a distinction arises between a gas phase associated with fresh air introduction into the growth chamber and a liquid phase resulting from the watering process. In the gas stage, the growth chamber's energy sources throughout production are the transfer of heat through the wall adjacent to the warm air storage (797 MJ) and periodic chamber ventilation with air from this storage (751 MJ). The sources of loss are the processes associated with the evaporation of moisture (235 MJ) and heat transfer through the front wall (97 MJ). Consequently, the gas phase,



vital for maintaining chamber temperature, is an endoenergetic phase during both the soaking and growth stages. In the liquid phase, during the soaking stage, the energy source is external hot water supply (951 MJ), which means that this entire stage can be described as the endoenergetic part of the production process. However, during the growth stage, the energy emitted by the plant mass is absorbed by the cool water introduced into the chamber. The total heat generated by the growing sprouts and carried away from the biological mass during watering amounts to a substantial 4942 MJ. Thus, the liquid phase during the growth stage is exoenergetic, and the germinating plants can be viewed as an internal heat source within the chamber. Taking both the gas and liquid phases into account over the entire production cycle, the total net energy generated by the process is 3368 MJ. Figure 4 shows a summary of the shares of heat exchanged in the gas and liquid phases during the entire crop cycle in the growth chamber.

The total exergy losses throughout the entire sprout production process amount to 5.19 GJ. The largest losses are generated by the watering process, accounting for as much as 4.8 GJ. Conversely, other chamber processes, including water mixing (271 MJ, constituting 5.27% of losses) and water cooling down (2.71 kW) during seed soaking, chamber ventilation (33.3 MJ), and heat transfer through walls (ceiling - 22.7 MJ, front wall - 1.98 MJ), collectively contribute to only 6.5% of the total exergy losses. Notably, all exergy transport processes exhibit high exergetic efficiency, exceeding 70%. The organization of the mung bean sprout cultivation process ensures that a relatively small amount of exergy remains in each analyzed transport mechanism, which can potentially be converted into useful work. To summarize, it is evident that the biological processes occurring during Mung bean sprout cultivation serve as a substantial source of low-temperature waste heat with low exergy, offering potential for further utilization. The most optimal approach is to manage this heat at its point of generation, within the plant growing facility. This strategy can effectively reduce the energy demands of the production process, particularly in terms of the consumption of non-renewable fuels required for heating water used in crop watering phases.

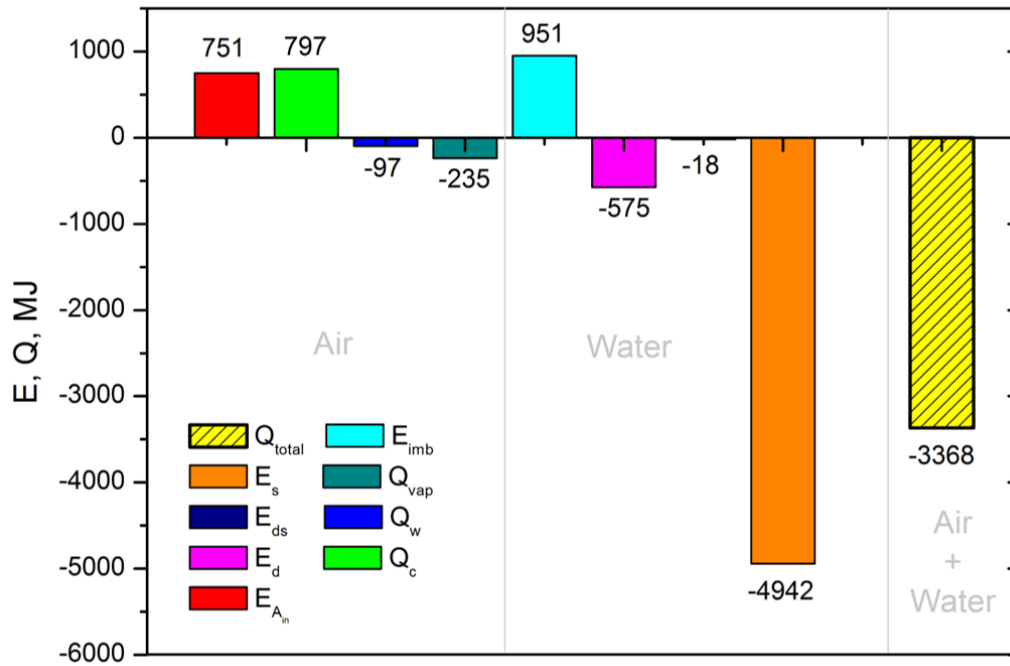


Figure 4 Summary of the heat exchanged in the gas and liquid phases during the entire plant growth cycle in the growth chamber ( $Q_{total}$ - total net heat generated by the sprouts,  $E_s$ - energy removed from the system,  $E_{ds}$  - energy contained in the irrigation water, which is discharged through a leak to the drain collector,  $E_d$  - energy contained in the imbibition water, which is discharged through a leak to the drain collector,  $E_{A_{in}}$  - energy transferred in the gas phase by convective mixing,  $E_{imb}$  - energy supplied to the growth chamber during the imbibition phase,  $Q_{vap}$  - heat needed to evaporate the moisture,  $Q_w$  - heat exchanged in the gas phase by heat transmission through the front wall of the chamber,  $Q_c$  - heat coming from the heat storage through the heat transmission)

## RESULTS OF SIMULATION RESEARCH

The total amount of energy transferred to fresh water in the two-stage waste heat recovery system for the complete production cycle of sprouts is approximately 22.18 GJ, as depicted in Figure 5. This value represents the heat requirement of the installation for the sprout production cycle. Of the total energy transferred, about 17.87 GJ is transferred on the HE1 heat exchanger, and the remaining 4.31 GJ on the second heating stage. Notably, the heat transferred to the fresh water in the first heating stage constitutes 80.6% of the total heat transferred. Furthermore, it is important to mention that all the heat transferred in the HE2 exchanger to the fresh water is partly composed of the electricity utilized to operate the compressor heat pump. Assuming an average COP of 7.5 for the heat pump, according to the actual data, the amount of heat recovered from the dirty water at the second heating stage is approximately 3.73 GJ.

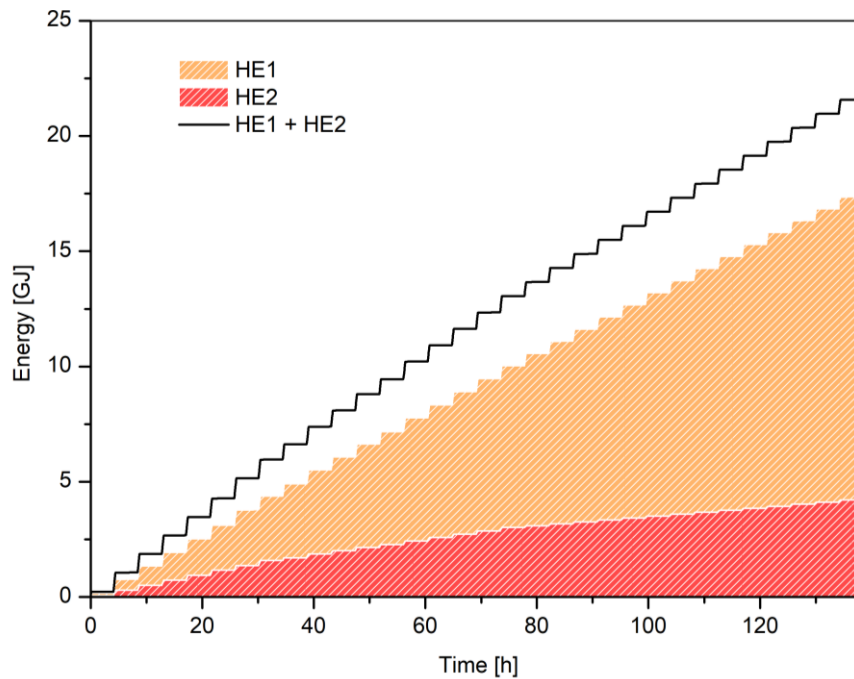


Figure 5 Total amount of energy transferred to fresh water in heat exchanger HE1 (1st stage of heating) and HE2 (2nd stage of heating).

The proposed energy recovery system effectively utilizes all the waste heat generated during the growth of sprouts and stored in the water after watering the biological mass. When considering the required energy to heat the fresh water (22.18 GJ) and the actual recoverable energy from sprout production (measured at 4.942 GJ), it becomes evident that relying solely on waste heat is insufficient to heat water for plant watering. Thus, alternative heat sources, such as an oil boiler, are necessary. Nevertheless, the proposed heat recovery system considerably decreases the energy consumption of the vegetable sprout plant, resulting in a reduction of approximately 1 ton of coal and avoiding emissions of around 6.1 Mg of CO<sub>2</sub> per week assuming operation at the nominal capacity of the production line (for one growth chamber, 198 kg and 1.24 Mg of CO<sub>2</sub> respectively).

## CONCLUSIONS

Based on the conducted research and simulations, the following conclusions emerge:

1. The total heat generated by mung bean sprouts under laboratory conditions, with conditions mapped to the processing line, falls within the range of 1712 to 3157 J/g. This range represents the possible potential for heat recovery. The

actual potential, determined through a balance analysis based on measurements taken on the production line, stands at 2287.4 J/g. For a single production cycle, this translates to a substantial 4942 MJ of recoverable heat.

**Thus, the biological processes involved in cultivating vegetable sprouts can serve as a notable source of low-temperature waste heat.**

2. The use of a two-stage heat recovery system allows for the utilization of all available waste energy, resulting in an approximately 22.5% enhancement in the energy efficiency of the process for preparing water used in irrigating vegetable sprouts. Consequently, during the typical weekly operation of the entire facility, real savings in primary fuel consumption amount to nearly 1 ton of coal, leading to a reduction of approximately 6.1 Mg in carbon dioxide emissions. **This approach effectively reduces the energy intensity and reliance on conventional fuels in the plant dedicated to producing vegetable sprouts for consumption by harnessing waste heat generated by the plants.**
3. The developed laboratory measurement method for determining the total heat generated during the growth of mung bean sprouts, utilizing conditions similar to industrial-scale cultivation in an isothermal microcalorimeter, enables the assessment of the exploitable energy potential of these plants. This holds significant value as it facilitates the optimal selection of process parameters for plant cultivation, a task that was previously laborious and expensive due to reliance on trial-and-error methods.

Based on a literature review, the energy generated by vegetable sprouts has not been previously considered as a potential heat source. Nonetheless, the studies and simulations conducted in this research reveal that the *Vigna radiata* species produces a substantial amount of energy. Utilizing this energy on-site offers a significant enhancement in the energy efficiency of the production process. Upon analyzing the possible and actual energy potential values of the examined plants, while considering insights gleaned from exergetic analysis, it becomes apparent that managing the additional heat produced by the plants is achievable through alterations in the organization of sprout production. This type of analysis opens up a whole new area of future research focused on simulating the production process to identify the most efficient method for recovering heat from germinating mung bean seeds.

## LISTA SYMBOLI I OZNACZEŃ

---

$A$	$m^2$	powierzchnia przekroju
$A_c$	$m^2$	powierzchnia wymiany ciepła
$ADP$	-	adenozyno-5'-difosforan
$A_F$	$m^2$	powierzchnia ściany frontowej
$ATP$	-	adenozyno-5'-trifosforan
$C_{cal}$	$J/kg$	suma pojemności cieplnej substancji kalorymetrycznej i innych elementów kalorymetru
$C_k, \alpha, \beta$	-	stałe strat ciśnienia
$c_p$	$J/(kg\ K)$	ciepło właściwe powietrza
$c_{pa}$	$J/(kg\ K)$	ciepło właściwe powietrza suchego
$c_{pv}$	$J/(kg\ K)$	ciepło właściwe pary przegrzanej
$c_w$	$J/(kg\ K)$	ciepło właściwe wody
$d$	$m$	grubość przegrody ściany, przez którą ciepło doprowadzane jest do komory wzrostowej
$D_a$	$m$	średnia średnica arytmetyczna
$D_g$	$m$	średnia średnica geometryczna
$E$	$J$	całkowita energia płynu
$E_{A_i}$	$J$	energia przekazana w fazie gazowej na drodze mieszania konwekcyjnego
$E_d$	$J$	energia zawarta w wodzie odprowadzonej bezpośrednio do kolektora odpływowego w fazie imbibicji
$E_{ds}$	$J$	energia zawarta w wodzie odprowadzonej bezpośrednio do kolektora odpływowego w fazie podlewania
$E_e$	$J$	energia odprowadzana z układu
$E_i$	$J$	energia doprowadzona do układu
$E_{imb}$	$J$	energia doprowadzona w fazie imbibicji do komory wzrostowej
$E_m$	$J$	energia przenoszona przez strumień masy
$E_{m,i}$	$J$	energia doprowadzana do układu przez strumień masy
$E_{m,o}$	$J$	energia odprowadzana z układu przez strumień masy
$E_s$	$J$	energia zawarta w wodzie przepływającej przez masę roślinną
$F$	$N/m^3$	człon źródłowy siły masowej
$g$	$m/s^2$	przyspieszenie ziemskie
$h$	$J/kg$	entalpia właściwa
$h_{a_i}$	$J/kg$	entalpia powietrza doprowadzonego do komory wzrostowej
$h_{a_{e1}}$	$J/kg$	entalpia powietrza odprowadzonego z komory wzrostowej rurociągiem 1
$h_{a_{e2}}$	$J/kg$	entalpia powietrza odprowadzonego z komory wzrostowej rurociągiem 2
$h_e$	$J/kg$	entalpia właściwa wyprowadzona z układu
$h_i$	$J/kg$	entalpia właściwa doprowadzona do układu
$h_{imbe1}$	$J/kg$	entalpia wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie imbibicji bezpośrednio do kanału odpływowego
$h_{imbe2}$	$J/kg$	entalpia wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie imbibicji przez kabinę wzrostową

$h_{imb_i}$	J/kg	entalpia wody doprowadzonej do komory wzrostowej w procesie imbibicji
$h_{imb_{vap}}$	J/kg	entalpia parowania wody w fazie imbibicji
$h_{w_{vap}}$	J/kg	entalpia parowania wody w fazie podlewania
$h_{w_i}$	J/kg	entalpia wody doprowadzonej do komory wzrostowej w procesie podlewania
$h_{w_{e1}}$	J/kg	entalpia wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie podlewania bezpośrednio do kanału wylotowego
$h_{w_{e2}}$	J/kg	entalpia wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie podlewania przez kabinę wzrostową
$h_{1+x}$	J/kg	entalpia właściwa powietrza wilgotnego
$i_t$	s	krok czasowy pomiaru w kalorymetrze
$j$	-	liczba cykli przewietrzania komory wzrostowej
$kw$	-	liczba kabin wzrostowych
$l$	-	liczba cykli podlewania
$m$	kg	masa
$m_{a_i}$	kg	masa powietrza doprowadzonego do komory wzrostowej
$\dot{m}_{a_i}$	kg/s	strumień masy powietrza doprowadzonego do komory wzrostowej
$m_{a_{e1}}$	kg	masa powietrza odprowadzonego z komory wzrostowej rurociągiem 1
$\dot{m}_{a_{e1}}$	kg/s	strumień masy powietrza odprowadzonego z komory wzrostowej rurociągiem 1
$m_{a_{e2}}$	kg	masa powietrza odprowadzonego z komory wzrostowej rurociągiem 2
$\dot{m}_{a_{e2}}$	kg/s	strumień masy powietrza odprowadzonego z komory wzrostowej rurociągiem 2
$m_{CV}$	kg	masa składnika skumulowanego w objętości kontrolnej
$m_e$	kg	masa składnika odprowadzanego z objętości kontrolnej
$\dot{m}_e$	kg	strumień masy składnika odprowadzanego z objętości kontrolnej
$\dot{m}_{f_w,HE1}'$	-	natężenie przepływu wody świeżej przez wymiennik HE1
$\dot{m}_{f_w,HE2}'$	-	natężenie przepływu wody świeżej przez wymiennik HE2
$m_i$	kg	masa składnika doprowadzanego do objętości kontrolnej
$\dot{m}_i$	kg	strumień masy składnika doprowadzanego do objętości kontrolnej
$m_{imb_{acc}}$	kg	masa wody zakumulowanej w nasionach w procesie imbibicji
$\dot{m}_{imb_{acc}}$	kg/s	strumień masy wody zakumulowanej w nasionach w procesie imbibicji
$m_{imb_e}$	kg	masa wody odprowadzonej z komory wzrostowej po procesie imbibicji
$\dot{m}_{imb_e}$	kg/s	strumień masy wody odprowadzonej z komory wzrostowej po procesie imbibicji
$m_{imb_{e1}}$	kg	masa wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie imbibicji bezpośrednio do kanału odpływowego
$\dot{m}_{imb_{e1}}$	kg/s	strumień masy wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie imbibicji bezpośrednio do kanału odpływowego
$m_{imb_{e2}}$	kg	masa wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie imbibicji przez kabinę wzrostową
$\dot{m}_{imb_{e2}}$	kg/s	strumień masy wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie imbibicji przez kabinę wzrostową
$m_{imb_i}$	kg	masa wody doprowadzonej do komory wzrostowej w procesie imbibicji
$\dot{m}_{imb_i}$	kg/s	strumień masy wody doprowadzonej do komory wzrostowej w procesie imbibicji
$m_{imb_{vap}}$	kg	masa wody odparowanej w fazie imbibicji
$\dot{m}_{imb_{vap}}$	kg/s	strumień masy wody odparowanej w fazie imbibicji
$m_k$	kg	masa wody zakumulowana w kabinie wzrostowej podczas etapu wzrostu kiełków
$m_{kk}$	kg	masa końcowa kiełków w kabinie
$m_{pk}$	kg	masa początkowa kiełków w kabinie
$m_{s,1}$	kg	masa składnika w objętości kontrolnej w czasie $t_1$

$m_{s,2}$	kg	masa składnika w objętości kontrolnej w czasie $t_2$
$m_r$	kg	masa wody zakumulowanej w roślinach
$m_{w_{acc}}$	kg	masa wody zakumulowanej w nasionach w procesie podlewania
$\dot{m}_{w_{acc}}$	kg/s	strumień masy wody zakumulowanej w nasionach w procesie podlewania
$m_{w_e}$	kg	masa wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie podlewania
$\dot{m}_{w_e}$	kg/s	strumień masy wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie podlewania
$\dot{m}_{w_{e1}}$	kg/s	strumień masy wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie podlewania bezpośrednio do kanału wylotowego
$\dot{m}_{w_{e2}}$	kg/s	strumień masy wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie podlewania przez kabinę wzrostową
$m_{w_i}$	kg	masa wody doprowadzonej do komory wzrostowej w procesie podlewania
$\dot{m}_{w_i}$	kg/s	strumień masy wody doprowadzonej do komory wzrostowej w procesie podlewania
$m_{w_{vap}}$	kg	masa wody odparowanej w fazie podlewania
$\dot{m}_{w_{vap}}$	kg/s	strumień masy wody odparowanej w fazie podlewania
$m_1$	kg	masa wody ciepłej doprowadzonej do kabiny wzrostowej w procesie namaczania
$m_2$	kg	masa wody zawartej w kabinie wzrostowej przed zmieszaniem z wodą ciepłą podczas namaczania
$m_3$	kg	masa wody doprowadzanej do kabin w procesie podlewania
$m_4$	kg	masa wody odprowadzanej z kabin w procesie podlewania
$n$	s	górna granica czasu w ciągu akwizycji danych
$NTU$	-	liczba jednostek przenikania ciepła
$P_{HE1}$	W	moc wymiennik ciepła HE1
$P_{HE2}$	W	moc wymiennik ciepła HE2
$P_i$	-	nieorganiczny fosfor
$p$	Pa	ciśnienie powietrza wilgotnego
$p_0$	Pa	ciśnienie powietrza wilgotnego w stanie odniesienia
$p_s(T)$	Pa	ciśnienie cząstkowe pary w stanie nasycenia
$q$	W	strumień ciepła
$\bar{q}$	W	strumień ciepła – wartość uśredniona
$Q$	J	ciepło
$Q_c$	J	ciepło przekazane na drodze przenikania do komory wzrostowej
$Q_e$	J	ciepło odprowadzone z układu
$Q_i$	J	ciepło transportowane do układu
$Q_k$	J	ciepło przekazane na drodze przenikania przez przegrodę płaską dwuwarstwową
$\dot{Q}_k$	W	strumień ciepła generowany przez masę biologiczną
$\dot{Q}_n$	m <sup>3</sup> /s	objętościowe natężenie przepływu
$q_{PF}$	J/kg	ciepło przemiany fazowej
$Q_{vap}$	J	ciepło niezbędne do przemiany fazowej wody
$Q_w$	J	ciepło przekazane na drodze przenikania z komory wzrostowej
$R_a$	J/kgK	indywidualna stała gazowa powietrza suchego
$RH$	-	wilgotność względna
$r_o$	J/kg	ciepło parowania wody w temperaturze 0 °C
$S_{gen}$	J/K	entropia wytwarzania dla procesu mieszania wody zawartej w kabinach z wodą ciepłą w fazie namaczania
$S_{gen p}$	J/K	entropię wytwarzania dla procesu podlewania masy roślinnej
$S_m$	J/K	entropia wody zmieszanej w kabinach w fazie namaczania

$STD$	-	odchylenie standardowe
$S_1$	J/K	entropia wody ciepłej doprowadzanej do kabin
$S_2$	J/K	entropia wody zawartej w kabinach w fazie namaczania
$S_3$	J/K	entropia wody świeżej doprowadzonej do kabin w komorze wzrostowej w jednym okresie podlewania
$S_4$	J/K	entropia wody odprowadzanej z kabin w jednym okresie podlewania
$S_5$	J/K	entropia wody zakumulowanej w roślinach i kabinie podczas jednego okresu podlewania
$t$	s	czas
$t_E$	s	czas końca wzrostu kielków w komorze wzrostowej
$t_s$	s	czas początku wzrostu kielków w komorze wzrostowej
$T$	K	temperatura
$T_A$	K	temperatura doprowadzonego powietrza
$T_{ex}$	K	temperatura powietrza zewnętrznego po stronie drzwi frontowych
$T_{fw}'$	-	temperatura wody świeżej przed wymiennikiem ciepła HE1 (wartość znormalizowana)
$T_{fw,I}'$	-	temperatura wody świeżej za wymiennikiem ciepła HE1 (wartość znormalizowana)
$T_{fw,II}'$	-	temperatura wody świeżej za wymiennikiem ciepła HE2 (wartość znormalizowana)
$T_g'$	-	temperatura glikolu (wartość znormalizowana)
$T_{imb}$	K	temperatura wody do namaczania nasion
$T_{i,man}$	K	temperatura płynu ciepłego na wlocie do wymiennika
$T_{i,mix}$	K	temperatura płynu zimnego na wlocie do wymiennika
$T_{in}$	K	temperatura powietrza w komorze wzrostowej
$T_{in1}$	K	temperatura powietrza wywiewanego w rurociągu 1
$T_{in2}$	K	temperatura powietrza wywiewanego w rurociągu 2
$T_{kk}$	K	temperatura wody w kabinach na końcu procesu stygnięcia (faza namaczania)
$T_m$	K	temperatura wody zmieszanej w kabinach na początku procesu stygnięcia
$T_{nam}$	°C	temperatura wody w naczyniu kalorymetrycznym podczas pomiaru fazy namaczania
$T_o$	K	temperatura odniesienia
$T_{out}$	K	temperatura wody w kolektorze odpływowym
$T_{pod}$	°C	temperatura wody w naczyniu kalorymetrycznym podczas pomiaru fazy wzrostu
$T_{ref}$	K	referencyjna temperatura powietrza w komorze wzrostowej
$T_w$	K	temperatura wody do namaczania
$T_{wacc}$	K	temperatura masy roślinnej zmagazynowanej w kabinie wzrostowej
$T_{ww}'$	-	temperatura wody zużytej przed wymiennikiem ciepła HE1 (wartość znormalizowana)
$T_{ZWB}'$	-	temperatura w zbiorniku wody zużytej (wartość znormalizowana)
$T_{ZWC}'$	-	temperatura w zbiorniku wody ciepłej (wartość znormalizowana)
$T_2$	K	temperatura wody w kabinie przed fazą namaczania
$T_4$	K	temperatura wody odprowadzanej bezpośrednio z kabiny wzrostowej po podlewaniu
$T_{0.8}$	K	temperatura kielków w kabinie na głębokości 0,8 m
$T_{1.1}$	K	temperatura kielków w kabinie na głębokości 1,1 m
$T_{1.4}$	K	temperatura kielków w kabinie na głębokości 1,4 m
$U$	W/m <sup>2</sup> k	współczynnik przenikania ciepła przez przegrodę dwuwarstwową
$U_h$	W/m <sup>2</sup> k	współczynnik przenikania ciepła przez przegrodę dwuwarstwową dla poziomego transportu ciepła



$U_v$	W/m <sup>2</sup> K	współczynnik przenikania ciepła przez przegrodę dwuwarstwową dla pionowego transportu ciepła
$v$	m/s	prędkość płynu
$V$	m <sup>3</sup>	objętość
$V_A$	m <sup>3</sup>	objętość powietrza świeżego doprowadzonego do komory wzrostowej
$V_d$	m <sup>3</sup>	objętość wody doprowadzonej do kolektora odpływowego
$V_{imb}$	m <sup>3</sup>	objętość wody doprowadzonej do kabiny wzrostowej
$V_s$	m <sup>3</sup>	objętość wody doprowadzonej do kolektora odpływowego
$W$	J	praca
$W_e$	J	praca odprowadzana z układu
$W_i$	J	praca doprowadzona do układu
$x, y, z$	-	współrzędne przestrzenne
$X$	J	egzergia
$X_{dest}$	J	egzergia destrukcji
$X_e$	J	egzergia wyprowadzona z układu
$X_{heat}$	J	transport egzergii na skutek ciepła
$X_i$	J	egzergia doprowadzona do układu
$X_{sys}$	J	egzergia układu
$X_1$	J	egzergia właściwa powietrza wilgotnego doprowadzonego do komory wzrostowej
$X_2$	J	egzergia właściwa powietrza wilgotnego usuwanego z komory wzrostowej
$\alpha_{ex,v}, \alpha_{in,v}$	W/(m <sup>2</sup> K)	odpowiednio zewnętrzny i wewnętrzny współczynnik przejmowania ciepła dla pionowego transportu ciepła, odpowiednio
$\alpha_{ex,h}, \alpha_{in,h}$	W/(m <sup>2</sup> K)	odpowiednio zewnętrzny i wewnętrzny współczynnik przejmowania ciepła dla poziomego transportu ciepła, odpowiednio
$\Delta E_{CV}$	J	zmiana energii w objętości kontrolnej na skutek zmiany energii wewnętrznej, kinetycznej i potencjalnej
$\Delta H_{vap}$	kJ/mol	entalpia parowania wody
$\Delta Q$	J	zmiana ciepła w objętości kontrolnej
$\Delta S_{kab}$	J/K	zmiana entropii podczas stygnięcia wody w kabinach w fazie namaczania
$\Delta S_{kom}$	J/K	zmiana entropii komory w fazie namaczania
$\Delta X$	J	zmiana egzergii w układzie
$\varepsilon$	-	wydajność wymiennika ciepła
$\theta$	°C	temperatura
$\kappa$	-	molowy stopień zawilżenia
$\kappa_A$	-	molowy stopień zawilżenia powietrza doprowadzanego do komory wzrostowej
$\kappa_{in}$	-	molowy stopień zawilżenia powietrza usuwanego z komory wzrostowej
$\kappa_o$	-	molowy stopień zawilżenia powietrza otoczenia
$\lambda$	W/(m K)	współczynnik przewodzenia ciepła
$\mu_w$	kg	masa cząsteczkowa wody
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	gęstość
$\rho_A$	kg/m <sup>3</sup>	gęstość powietrza
$\rho_p$	-	wilgotność bezwzględna powietrza
$\rho''_p$	-	wilgotność bezwzględna powietrza w stanie nasycenia
$\rho_w$	kg/m <sup>3</sup>	gęstość wody
$\tau$	Pa	naprężenie styczne
$\varphi$	-	wilgotność względna powietrza
$\varphi_s$	-	sferyczność ziaren
$\chi$	-	zawartość wilgoci (in. kilogramowy stopień zawilżenia)



# I. WPROWADZENIE

---

Kluczowymi wyzwaniami dla całego świata - w tym także dla Europy - są postępujące zmiany klimatyczne, degradacja środowiska naturalnego oraz wyczerpywanie się zasobów paliw konwencjonalnych. Sprostanie tym wyzwaniom nie jest możliwe bez jasno postawionych celów i strategii ich osiągnięcia. Działania Unii Europejskiej (UE) w obszarze energii i ochrony klimatu skupione są na ograniczeniu emisji gazów cieplarnianych (ang. greenhouse gases - GHG), zwiększeniu wytwarzania różnych form energii ze źródeł odnawialnych (OZE) oraz poprawie efektywności energetycznej. Głównym celem państw członkowskich UE jest osiągnięcie do 2050 r. zerowego poziomu emisji gazów cieplarnianych netto. Komisja Europejska podkreśla również znaczenie sprawiedliwej transformacji oraz oddzielenia wzrostu gospodarczego od zużywanych zasobów, co ściśle związane jest z Agendą ONZ 2030 na rzecz zrównoważonego rozwoju [1]. Cele, strategie i działania podejmowane w ramach tych założeń zawarte są w szeregu dokumentów, które razem składają się na politykę klimatyczno-energetyczną UE.

## I.1. Klimatyczno-energetyczna polityka Unii Europejskiej

Jednym z głównych składników polityki klimatyczno-energetycznej Unii Europejskiej jest system handlu uprawnieniami do emisji (ang. European Union Emission Trading System - EU ETS), który został wprowadzony w 2005 r. [2]. Stanowi on podstawowe narzędzie stymulujące redukcję emisji gazów cieplarnianych w państwach członkowskich, stwarzając ekonomiczne bodźce do transformacji sektorów wysokoemisyjnych. System EU ETS został zreformowany wraz z przyjęciem w 2008 r. przez Parlament Europejski pakietu energetyczno-klimatycznego na rok 2020 [3]. W dokumencie tym, zwanym także pakietem

3×20%, wyznaczono trzy podstawowe cele klimatyczno-energetyczne całej UE do roku 2020, w tym:

1. Ograniczenie emisji gazów cieplarnianych o 20% (w porównaniu z poziomem z roku 1990).
2. 20% udział źródeł odnawialnych w bilansie energetycznym.
3. Podniesienie efektywności energetycznej o 20%.

W 2014 roku Unia Europejska zaostrzyła swoją politykę klimatyczno-energetyczną ustanawiając nowe, bardziej restrykcyjne cele do końca 2030 roku. Obejmowały one dalszą redukcję emisji GHG o dodatkowe 20% (razem 40% w odniesieniu do poziomu z roku 1990), podniesienie udziału OZE w bilansie energetycznym oraz poprawę efektywności energetycznej o dodatkowe 7% [4].

Kolejnym, ważnym etapem w kształtowaniu polityki klimatyczno-energetycznej UE był ogłoszony w 2016 r. (a przyjęty w roku 2019) pakiet regulacji pod nazwą Czysta energia dla wszystkich Europejczyków, zwany także Pakietem Zimowym [5]. W jego skład wchodzi osiem dyrektyw i rozporządzeń, m.in. Dyrektywa w sprawie efektywności energetycznej [6] oraz Dyrektywa w sprawie promowania stosowania energii ze źródeł odnawialnych [7]. Dyrektywy te zrewidowały cele klimatyczne przyjęte w 2014 roku, ustanawiając nowe, tj.:

- poprawę efektywności energetycznej o co najmniej 32,5% (w porównaniu z prognozami na 2030 r.),
- zwiększenie udziału energii ze źródeł odnawialnych w bilansie energetycznym UE do co najmniej 32%.

W ramach Pakietu Zimowego państwa członkowskie zobowiązały się do opracowania i przedstawienia własnych dziesięcioletnich planów na rzecz energii i klimatu.

W grudniu 2019 roku przyjęto tzw. Europejski Zielony Ład (ang. European Green Deal), czyli strategię osiągnięcia przez Unię Europejską neutralności klimatycznej do 2050 r. [8]. W ramach tej strategii w 2020 roku zaprezentowano Europejskie prawo o klimacie [9], a w 2021 r. zestaw wniosków ustawodawczych, znany pod nazwą Gotowi na 55 (ang. Fit For 55 - FF55) [10]. W zestawie tym ustalono ambitniejsze (w stosunku do określonych w Pakiecie Zimowym) cele klimatyczne państw członkowskich do roku 2030, w tym:

1. Ograniczenie emisji GHG netto o co najmniej 55% (w porównaniu z poziomami z 1990 r.).
2. 40% udział OZE w „koszyku” energetycznym UE.
3. Zmniejszenie zużycia energii o 39% (w stosunku do energii pierwotnej) oraz 36% (w stosunku do energii końcowej) mierzone w oparciu o zaktualizowane prognozy bazowe z 2020 roku.

Dodatkowo zaproponowano między innymi:

- reformę systemu handlu emisjami i objęcie nim nowych sektorów gospodarki, tj. transportu i budownictwa (tzw. mini-ETS),
- mechanizm dostosowywania cen na granicach UE z uwzględnieniem emisji CO<sub>2</sub>,
- zaktualizowanie dyrektywy w sprawie opodatkowania energii, a także
- bardziej restrykcyjne normy emisji CO<sub>2</sub> dla samochodów osobowych i dostawczych.

W 2022 r., po rosyjskiej inwazji na Ukrainę, która spowodowała zakłócenia na światowym rynku energii, Komisja Europejska opracowała plan zmniejszenia zależności Europy od paliw kopalnych pochodzących z Rosji, publikując dokument pod nazwą REPowerEU [11]. Utrzymuje on główne założenia pakietu Fit For 55, ale proponuje zmianę obowiązujących celów, tzn.:

- zwiększenie udziału OZE w końcowym zużyciu energii do 45% oraz
- zmniejszenie zużycia energii pierwotnej i wtórnej, odpowiednio o 42,5% i 40%.

W dokumencie REPowerUE szczególnie duży nacisk położono na kwestie związane z oszczędzaniem energii i poprawą efektywności energetycznej wskazując, że jest to najtańszy, najbezpieczniejszy i najczystszy sposób na ograniczenie importu rosyjskich paliw.

Reasumując, należy stwierdzić, że klimatyczno-energetyczna polityka państw członkowskich Unii Europejskiej zbudowana jest na trzech filarach, które tworzą:

- redukcja wykorzystania energii z paliw pierwotnych,
- wzrost wykorzystania źródeł odnawialnych, oraz
- poprawa efektywności energetycznej.

Należy zauważyć, że zapewnienie miksu energetycznego gwarantującego stabilność dostaw elektryczności stanowi duże wyzwanie dla całego systemu energetycznego,

zwłaszcza przy ograniczonej dostępności tzw. paliw przejściowych. Z tego względu **szanse na spełnienie założeń postawionych w dokumencie REPowerUE upatruje się nie tylko w racjonalnym wykorzystaniu dostępnych źródeł energii, ale także odpowiednim gospodarowaniu zasobami energii wytworzonej, zwłaszcza niskotemperaturowym ciepłem odpadowym.**

## I.2. Klimatyczno-energetyczna polityka Polski

Polska polityka klimatyczno-energetyczna oparta jest o politykę Unii Europejskiej. Zgodnie z założeniami pakietu Czysta energia dla wszystkich Europejczyków w grudniu 2019 r. Polska przedstawiła Krajowy plan na rzecz energii i klimatu na lata 2021-2030 (KPEiK) [12], wskazując w nim następujące cele:

- redukcję emisji gazów cieplarnianych w sektorach nieobjętych systemem ETS o 7% w porównaniu z poziomem z roku 2005,
- 21-23% udział OZE w finalnym zużyciu energii brutto,
- wzrost efektywności energetycznej o 23% w porównaniu z prognozami PRIMES 2007<sup>1</sup>,
- redukcję do 56-60% udziału węgla w produkcji energii elektrycznej.

W 2021 roku Rada Ministrów przyjęła, powiązaną z KPEiK, Politykę Energetyczną Polski do 2040 roku (znaną pod akronimem PEP2040) [13], która stanowi jedną z dziewięciu sektorowych „Strategii na rzecz Odpowiedzialnego Rozwoju”. PEP2040 określa trzy filary transformacji energetycznej, w tym:

- Sprawiedliwą transformację,
- Zeroemisyjny system energetyczny oraz
- Dobrą jakość powietrza.

W marcu 2022 r., w odpowiedzi na kryzys energetyczny spowodowany sytuacją geopolityczną, Rada Ministrów dodała czwarty filar - Suwerenność energetyczną [14].

---

<sup>1</sup> Prognoza wykorzystania energii przez wszystkie państwa członkowskie Unii Europejskiej do roku 2070 w scenariuszu referencyjnym, wykonana dla Komisji Europejskiej w wielkoskalowym modelu systemu energetycznego PRIMES (ang. Price-induced market equilibrium system).

W PEP2040 sformułowano osiem celów szczegółowych oraz działania niezbędne do ich realizacji z uwzględnieniem konkretnych wskaźników, w tym między innymi:

- nie więcej niż 56% udziału węgla w wytwarzaniu energii elektrycznej w 2030 r.,
- co najmniej 23% udziału OZE w końcowym zużyciu energii brutto w 2030 r.,
- wdrożenie energetyki jądrowej do 2033 r.,
- ograniczenie emisji GHG o 30% do 2030 r. (w stosunku do 1990 r.),
- zmniejszenie zużycia energii pierwotnej o 23% do 2030 r. (w stosunku do prognoz zużycia z 2007 r.).

KPEiK oraz PEP2040 stanowią swoistą odpowiedź Polski na zobowiązania krajów członkowskich w zakresie realizacji polityki klimatyczno-energetycznej Unii Europejskiej. Istniejące rozbieżności co do wyznaczonych celów nie wynikają z odmiennie obranych kierunków, ale różnicy w dynamice przemian, zbudowanej na bazie założeń sprawiedliwej transformacji energetycznej kraju. Polska, podobnie jak Unia Europejska, dostrzega konieczność redukcji zużycia paliw kopalnych, zwiększenia potencjału wykorzystania źródeł odnawialnych, a przede wszystkim zintensyfikowania działań na polu poprawy efektywności energetycznej. Jednym z jej przejawów jest **właściwe gospodarowanie zasobami niskojakościowej energii odpadowej, pozwalające na efektywne wykorzystanie w źródłach jej generowania.**

### I.3. Poprawa efektywności energetycznej

Zarówno w unijnej, jak i w polskiej polityce klimatyczno-energetycznej istotną rolę odgrywa poprawa efektywności energetycznej, która jest jednym z głównych celów ustanowionych w ramach Europejskiego Zielonego Ładu oraz PEP2040. Wzrost efektywności energetycznej może zostać osiągnięty poprzez działania zmierzające do ograniczenia zużycia energii w obiektach i procesach już istniejących, zwiększenie sprawności konwersji energii, poprawę systemów sterowania maszynami i urządzeniami, a także wykorzystanie istniejących i opracowanie nowych technologii odzysku energii ze źródeł niskojakościowych. Na szczeblu europejskim

wprowadzono lub planowane jest wprowadzenie działań, które mają doprowadzić do redukcji zużycia energii poprzez:

- **stosowanie zasady "efektywność energetyczna przede wszystkim"**, która ustanawia obowiązek uwzględnienia rozwiązań w zakresie efektywności energetycznej przy podejmowaniu decyzji politycznych i inwestycyjnych (rewizja Dyrektywy w sprawie efektywności energetycznej (ang. Energy Efficiency Directive - EED) [15] w ramach FF55),
- **redukcję zużycia energii w budynkach** (Dyrektywa w sprawie charakterystyki energetycznej budynków [16] oraz jej przegląd w ramach FF55 [17], a także strategia Fala renowacji na potrzeby Europy - ekologizacja budynków, tworzenie miejsc pracy, poprawa jakości życia [18]),
- **ekoprojekt**, czyli ustalenie wymogów, jakie muszą spełniać produkty zużywające energię (Dyrektywa ustanawiająca ogólne zasady ustalania wymogów dotyczących ekoprojektu dla produktów związanych z energią [19] oraz rozporządzenia wykonawcze dla różnych produktów),
- **etykietowanie energetyczne**, czyli konieczność umieszczania na produktach informacji o ich energochłonności (Rozporządzenie 2017/1369 [20]),
- **audyty energetyczne**, które muszą być sporządzane przez duże przedsiębiorstwa i mają na celu dostarczenie informacji o potencjalnych oszczędnościach energii (Dyrektywa w sprawie efektywności energetycznej [6]).

W Polsce działania na rzecz poprawy efektywności energetycznej regulowane są głównie przez Ustawę o efektywności energetycznej z 2016 r.<sup>2</sup> oraz jej nowelizację z roku 2021<sup>3</sup>. Cel na 2030 r. wyznaczony w obszarze redukcji zużycia energii jest realizowany poprzez system świadectw efektywności energetycznej (tzw. białe certyfikaty) oraz środki alternatywne. Pierwszy z nich nakłada obowiązek oszczędności energii m.in. na przedsiębiorstwa sprzedające energię elektryczną, ciepło sieciowe, paliwa gazowe oraz ciekłe. Obowiązek ten może być realizowany poprzez inwestycje w działania mające na celu poprawę efektywności energetycznej lub zakupienie białych certyfikatów. Otrzymanie świadectwa efektywności

---

<sup>2</sup> Ustawa z dnia 20 maja 2016 r. o efektywności energetycznej (Dz.U. z 2020 r. poz. 264, z późn. zm.) [21]

<sup>3</sup> Ustawa z dnia 20 kwietnia 2021 o zmianie ustawy o efektywności energetycznej oraz niektórych innych ustaw (Dz.U. z 2021 r. poz. 868) [22]



energetycznej łączy się z nabyciem praw majątkowych, które można sprzedać np. na Towarowej Giełdzie Energii. Drugi mechanizm, czyli środki alternatywne, obejmuje programy, które finansowane są z budżetu państwa lub UE, przyczyniając się do redukcji zużycia energii.

Wszystkie wymienione wyżej działania wprowadzone przez Unię Europejską i Polskę mają na celu obniżenie zużycia energii przez budynki, zwiększenie atrakcyjności inwestycji w projekty poprawiające efektywność energetyczną, uświadomienie obywatelom konieczności oszczędzania energii oraz udzielanie pomocy w podejmowaniu przez nich bardziej proekologicznych decyzji zakupowych. Z kolei przeprowadzanie audytów energetycznych pozwala na zwiększenie świadomości przedsiębiorców na temat możliwych do uzyskania oszczędności energii i tym samym zwiększenie liczby potencjalnych inwestycji realizowanych w celu zmniejszenia energochłonności gospodarki.

Jednym ze sposobów na poprawę efektywności energetycznej jest wykorzystanie energii w postaci ciepła odpadowego, które towarzyszy większości przemian energetycznych i często traktowane jest jako produkt uboczny. Tę formę energii wspomina się na szczeblu unijnym głównie w kontekście wykorzystania w ciepłownictwie systemowym. Dyrektywa do spraw efektywności energetycznej wprowadza pojęcie systemu ciepłowniczego efektywnego energetycznie, którym jest m.in. system wykorzystujący co najmniej 50% ciepła odpadowego. UE zachęca też do przyłączania zakładów przemysłowych, które wytwarzają energię odpadową, do lokalnych sieci ciepłowniczych lub chłodniczych. W dokumentach PEP2040 i KPEiK również zwraca się uwagę na takie wykorzystanie energii odpadowej. Dodatkowo Ustawa o efektywności energetycznej wskazuje odzyskiwanie energii w procesach przemysłowych oraz stosowanie ciepła odpadowego z instalacji produkcyjnych do ogrzewania lub chłodzenia obiektów jako aktywności, które umożliwiają uzyskanie białych certyfikatów. Niestety, jak dotąd działania związane z wykorzystaniem ogromnych zasobów niskojakościowej energii odpadowej wydają się być traktowane marginalnie, a ich promowanie poprzez uświadamianie przedsiębiorcom potencjału możliwego odzysku oraz dalszego wykorzystania uważa się za niewystarczające. W efekcie paradoksalnie więcej troski przejawia się w aspektach związanych z rozwojem technologii pozyskiwania i transformacji energii, aniżeli jej odzysku i dalszego wykorzystania



## II. POJĘCIE, CHARAKTERYSTYKA ORAZ MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA PRZEMYSŁOWEGO CIEPŁA ODPADOWEGO O NISKIEJ EGZERGII

---

### II.1. Pojęcie energii odpadowej

Energia odpadowa definiowana jest jako część energii, która w ramach przeprowadzonych przekształceń odprowadzana jest do otoczenia i bezpowrotnie tracona. Jednocześnie, w przypadku stosunkowo wysokiej jakości (egzergii) możliwe jest jej dalsze wykorzystanie [23, 24]. Energię odpadową można podzielić na:

- **fizyczną**, występującą pod postacią:
  - **temperaturową** (tzw. ciepło odpadowe) – ten rodzaj energii odpadowej wynika z różnicy pomiędzy temperaturą jej nośnika a temperaturą otoczenia,
  - **ciśnieniową**, która związana jest z wyższym ciśnieniem w porównaniu do ciśnienia otoczenia,
- **chemiczną** - gdy skład chemiczny substancji różni się od składu chemicznego otoczenia, np. energia chemiczna palnych i niepalnych gazów odlotowych, stałych odpadów komunalnych i przemysłowych [25].

Wśród dostępnych form energii odpadowej najbardziej rozpowszechnione jest ciepło, które stało się synonimem tego pojęcia. Nośnikami ciepła odpadowego mogą być strumienie gazów (np. spaliny, powietrze chłodzące), ciecze (np. gorący olej, woda chłodząca) lub ciała stałe (np. gorąca stal) [26]. Co ciekawe, w literaturze przedmiotu znaleźć można stosunkowo niewiele informacji na temat innych form energii odpadowej, co sugeruje, że układy technologiczne projektowane są z dużą starannością pod względem strat ciśnienia oraz energii chemicznej.

Z punktu widzenia możliwości ponownego wykorzystania istotna jest wiedza o wielkości zasobów szeroko pojętej energii odpadowej. Jednym z nielicznych

przykładów opublikowanych wyników badań w tym zakresie jest analiza produkcji żelaza i stali przeprowadzona przez Zhang i in. [27]. Jak wykazano, ciepło w procesie przetwarzania tego typu materiałów stanowi blisko 80% całkowitej energii odpadowej (tj. ok. 3,97 GJ/t surowej stali), chemiczna energia odpadowa ok. 15% (ok. 0,74 GJ/t surowej stali), a pozostała część (ok. 5%; 0,23 GJ/t surowej stali) przypada na ciśnieniową energię odpadową. Oznacza to, że zasoby energii odpadowej w postaci temperaturowej są nieporównywalnie większe w stosunku do innych form. W praktyce, o możliwości ponownego wykorzystania energii zawartej w źródłach temperaturowych decydować będą nie tyle ich zasoby, co raczej ich jakość. Pojęcie to jest podstawą analizy egzergetycznej, która w stosunku do analizy termodynamicznej pozwala na bardziej wnikliwe określenie rzeczywistego potencjału zawartego w różnych formach energii.

## II.2. Egzergia, jako miara jakości energii

Możliwości określenia zasobów energetycznych każdego procesu technologicznego wynikają z pierwszej zasady termodynamiki i stanowią przedmiot bilansu energetycznego pozwalającego dodatkowo na ocenę efektywności transformacji różnych form energii. Niestety, istotnymi ograniczeniami tego typu bilansu jest brak możliwości uzyskania informacji na temat stopnia degradacji dostępnych form energii oraz oceny ich użyteczności. Ograniczenia te pokonuje analiza egzergetyczna, która rozwinęła się na bazie drugiej zasady termodynamiki i której celem jest między innymi badanie efektywności przemysłowej procesów cieplnych. Leżąca u jej podstaw egzergia stanowi miarę jakościową różnych postaci energii i definiowana jest jako *maksymalna zdolność rozpatrywanej porcji energii do wykonania pracy z wykorzystaniem ciepła pobranego z otoczenia oraz powszechnie występujących i wzajemnie niezależnych składników otoczenia* [28]. Ponieważ definicja egzergii może z pozoru wydawać się tożsama z definicją energii należy podkreślić, że egzergia wyraża zdolność do wykonania maksymalnej pracy względem otoczenia. Egzergia określa zatem zasoby energii dostępnej (in. praktyczną wartość energetyczną materii w naturalnym otoczeniu), których poziom zależy nie tylko od stanu układu, ale także od stanu otoczenia. Układ może

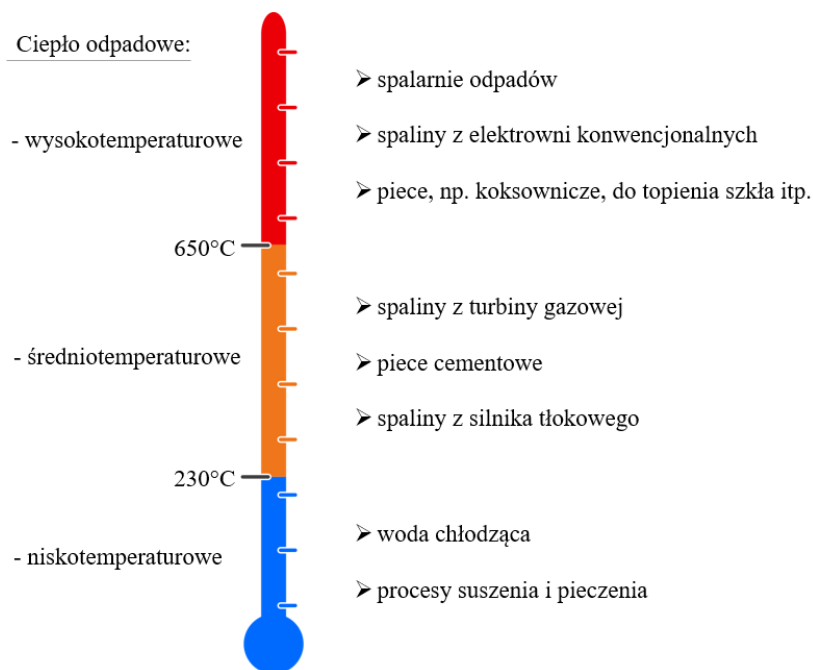
zawierać egzergię wtedy, gdy brak równowagi z otoczeniem wynika z braku równowagi termicznej, mechanicznej lub chemicznej.

W odróżnieniu od energii, egzergia nie podlega prawu zachowania, co wynika z nieodwracalności przemian wywołujących jej bezzwrotną stratę, proporcjonalną do temperatury otoczenia oraz sumy przyrostów entropii wszystkich postaci materii uczestniczących w procesie. W procesach realizowanych przez człowieka każda strata egzergii jest powodem zmniejszenia efektu użytecznego i stanowi obiektywną miarę ich niedoskonałości. Powstające straty egzergii są zatem zjawiskiem niepożądanym, które należy eliminować w granicach ekonomicznej opłacalności [28]. Wyróżnia się wewnętrzne oraz zewnętrzne straty egzergii. Te pierwsze wynikają ze zjawisk nieodwracalnych, które zachodzą wewnątrz osłony kontrolnej rozpatrywanego układu. Straty zewnętrzne natomiast powstają na skutek odprowadzania z układu do otoczenia produktów odpadowych o dodatniej egzergii [29]. Analiza strat egzergetycznych, w przeciwieństwie do bilansu energetycznego, dostarcza informacji o rodzaju, miejscu i przyczynie spadku użyteczności energii, a także m.in. o jakości ciepła w strumieniu odpadów. Uzyskanie takiej informacji może pomóc w udoskonaleniu analizowanego procesu oraz określeniu możliwości dalszego wykorzystywania produktów ubocznych [30].

### **II.3. Klasyfikacja źródeł ciepła odpadowego**

Biorąc pod uwagę silną zależność jakości energii od warunków otoczenia posługiwanie się pojęciem „nisko-/wysokotemperaturowe ciepło odpadowe” ma ograniczone zastosowanie praktyczne. Dużo bardziej użyteczne jest stosowanie pojęcia „energia o niskiej/wysokiej jakości”, które bezpośrednio określa potencjał źródła ciepła odpadowego względem otoczenia. Z tego względu, klasyfikacja źródeł ciepła odpadowego powinna być dokonywana na podstawie miary jakości energii a nie wartości ich temperatury. W praktyce, drugie kryterium stosowane jest znacznie częściej, dając podstawę podziału źródeł ciepła odpadowego na: nisko-, średnio- i wysokotemperaturowe. W źródłach literaturowych można spotkać różne zakresy temperaturowe, które przyporządkowują źródło ciepła odpadowego do określonej kategorii [26, 31, 32]. W związku z rosnącym zainteresowaniem identyfikacją i wykorzystaniem energii odpadowej w różnych gałęziach gospodarki konieczne jest

uregulowanie tej kwestii i wprowadzenie jednolitej klasyfikacji źródeł ciepła odpadowego. W niniejszej pracy przyjęto, że wszystkie nośniki energii o temperaturze przekraczającej 650°C stanowią będą wysokotemperaturowe źródła ciepła odpadowego. W zakresie temperatur od 230 do 650°C klasyfikowane będą źródła średniotemperaturowe, natomiast poniżej dolnej granicy tego przedziału znajdują się źródła niskotemperaturowe [33]. Na Rys. 1 pokazano przyjęty podział wraz z przykładowymi źródłami ciepła odpadowego.



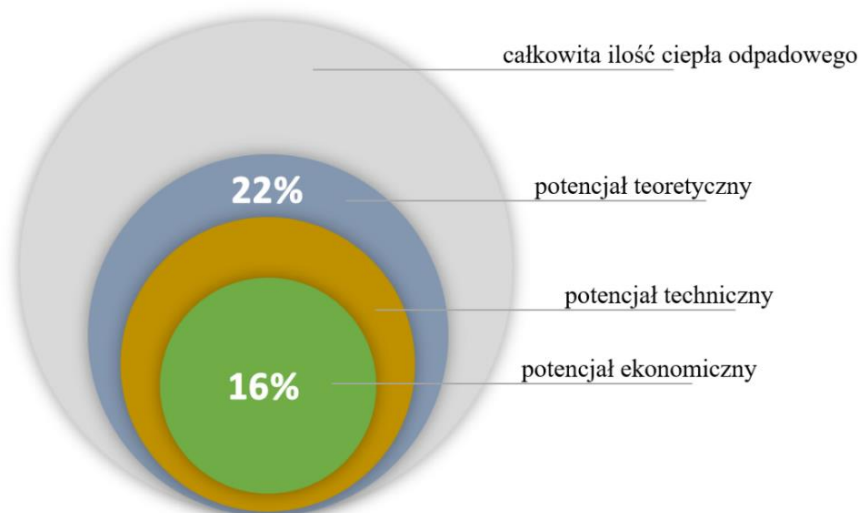
Rys. 1 Podział ciepła odpadowego ze względu na temperaturę nośnika wraz z przykładowymi źródłami (opracowanie własne na podstawie [33, 34]).

Jak wynika z rysunku, ciepło odpadowe towarzyszy szerokiemu spektrum procesów przemysłowych, w tym m.in.: spalaniu odpadów, transformacji energii chemicznej w elektrowniach, procesom suszenia, pieczenia oraz chłodzenia. Obecność ciepła odpadowego we wszystkich procesach produkcyjnych sprawia, że jego zasoby są znaczne, a potencjał do odzysku nie powinien być lekceważony i pomijany.

## II.4. Zasoby ciepła odpadowego i korzyści z jego wykorzystania

Możliwości odzysku ciepła odpadowego (ang. Waste Heat Recovery - WHR) oraz jego znaczenie dla racjonalnej polityki energetycznej wynikają z jego niebagatelnych zasobów w skali globalnej. Szacuje się, że straty energii towarzyszące procesom jej konwersji (np. w procesie spalania), które można traktować jako ciepło odpadowe stanowią aż **52% całkowitego światowego zużycia energii** [32], które w 2021 roku wynosiło ok. 165,3 PWh [35]. Co więcej, symulacje przeprowadzone przez Firth'a i in. [36] pokazują, że do roku 2030 udział ciepła odpadowego w całkowitej „produkcji energii” będzie nadal wysoki, osiągając od 23 do 53% globalnego zużycia energii pierwotnej (w zależności od przyjętego scenariusza energetycznego, przy czym w trzech najbardziej prawdopodobnych wariantach udział ten waha się w przedziale od 49 do 53%).

Przedstawione dane dotyczą całkowitej ilości ciepła odpadowego, którego użyteczność jest ograniczona przez szereg czynników ekonomicznych i technicznych. Uwzględniając te czynniki, potencjał WHR określa się w formie trzech podzbiorów: teoretycznym, ekonomicznym i technicznym (Rys. 2), przy czym w odniesieniu do tego ostatniego brakuje jakichkolwiek danych literaturowych.



Rys. 2 Potencjał odzysku energii w odniesieniu do całkowitej ilości ciepła odpadowego (opracowanie własne na podstawie [31, 36, 37]).

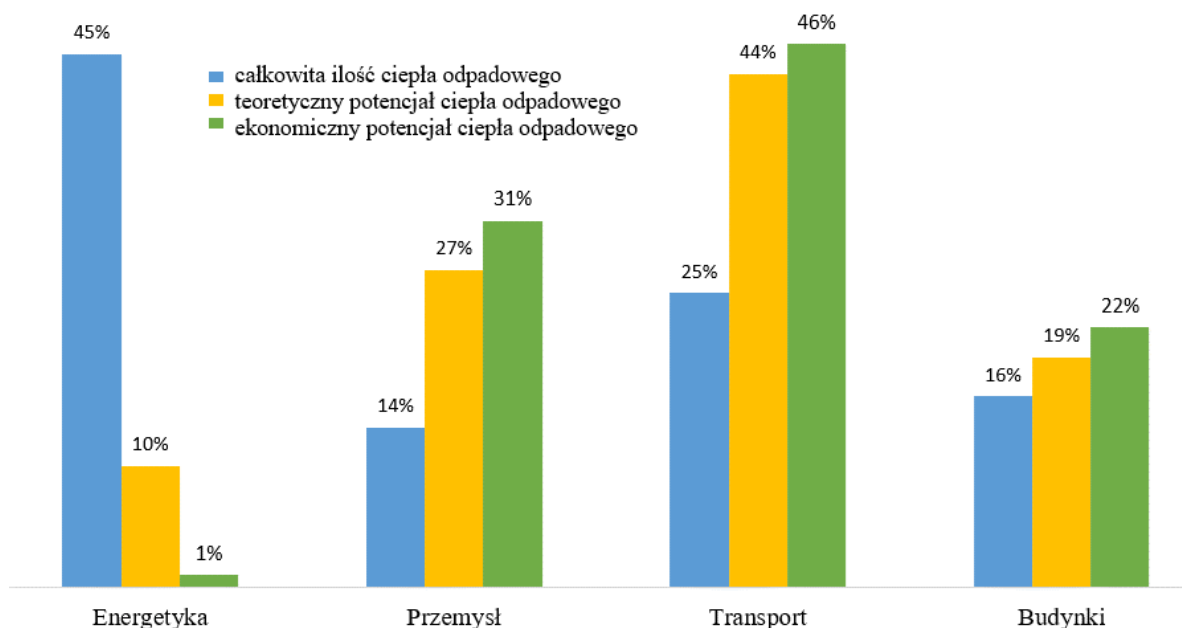
Potencjał teoretyczny obejmuje ciepło, którego odzysk jest możliwy, biorąc pod uwagę ograniczenia fizyczne (np. energia powinna być związana z konkretnym

medium, którego temperatura musi być wyższa od temperatury otoczenia). W przypadku potencjału technicznego rozważana jest technologiczna możliwość odzyskania i wykorzystania energii nośnika. Natomiast opłacalność inwestycji WHR określana jest przez potencjał ekonomiczny, uwzględniając np. ceny energii, stopy procentowe czy okresy zwrotu [31, 36, 37]. Potencjał teoretyczny szacowany jest na ok. 12%, a potencjał ekonomiczny na ok. 9% całkowitego światowego zapotrzebowania na energię (odpowiednio ok. 22% i 16% całkowitej ilości ciepła odpadowego) [36].

Na Rys. 3 przedstawiono udział wybranych sektorów gospodarki w całkowitej ilości generowanego ciepła odpadowego oraz w teoretycznym i ekonomicznym potencjale WHR. Jak łatwo zauważyć, w każdym z rozważanych sektorów istnieją wyraźne różnice w udziale całkowitej ilości oraz potencjale teoretycznym i ekonomicznym ciepła odpadowego. Różnice te wynikają z dwóch czynników. Po pierwsze, z zapotrzebowania poszczególnych obszarów na energię pierwotną. W tym zakresie należy zauważyć, że prawie połowa tej energii trafia do sektora energetycznego, stąd tak duży jego udział w całkowitej ilości ciepła odpadowego. Z drugiej strony, potencjał teoretyczny zależy w głównej mierze od temperatury nośników energii odpadowej, a ponieważ temperatury te są zazwyczaj najwyższe w transporcie i przemyśle, potencjał odzysku ciepła odpadowego jest w tych sektorach największy [36].

Przemysł jest jedną z najbardziej energochłonnych gałęzi gospodarki i odpowiada za około 25% całkowitego globalnego zużycia energii [38]. Ciepło odpadowe stanowi tutaj ok. 30% całkowitego zapotrzebowania na energię [32], przy czym potencjał teoretyczny i ekonomiczny WHR szacowany jest odpowiednio na 12,4% i 10,6% całkowitego zużycia energii pierwotnej [36]. Biorąc pod uwagę tylko ekonomiczny potencjał odzysku przemysłowego ciepła odpadowego, w przeliczeniu na jednostkę energii oznacza to **około 4,1 PWh traconej energii rocznie**.

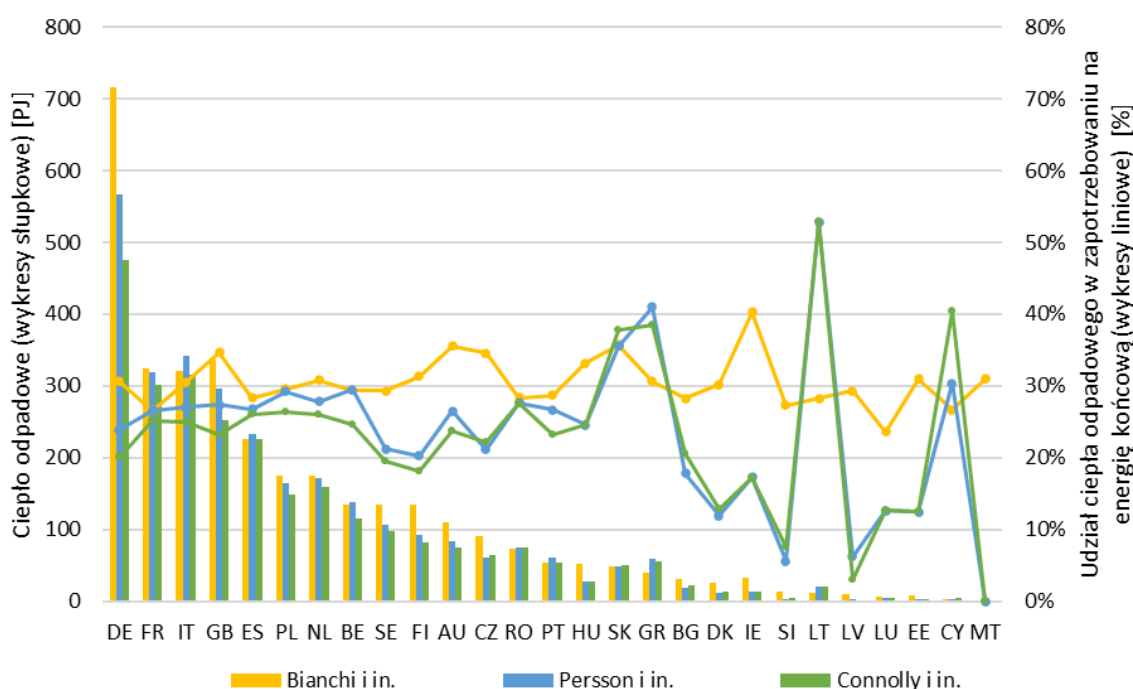




Rys. 3 Udział poszczególnych sektorów gospodarki w całkowitej ilości oraz teoretycznym i ekonomicznym potencjale ciepła odpadowego (opracowanie własne na podstawie [36]).

Szacowanie potencjału przemysłowego ciepła odpadowego na poziomie kraju czy regionu nie jest łatwe z uwagi na trudności z pozyskaniem wiarygodnych danych oraz brakiem spójnej metodologii kwantyfikacji energii odpadowej. Brueckner i in. [31] wyróżnili dwa główne sposoby szacowania ilości ciepła odpadowego, stosując podejście odgórne oraz oddolne. W przypadku podejścia odgórnego rozpatrywane jest ciepło odpadowe całego systemu (np. kraju), a dopiero później wyniki rozkładane są na poszczególne podsystemy (np. sektory, podsektory czy konkretne zakłady). Podejście oddolne polega z kolei na zbieraniu danych z podsystemów, a następnie ich skonsolidowanie do wyniku dla całego systemu. Autorzy wyszczególnili dodatkowo dwa główne sposoby pozyskiwania danych do kwantyfikacji ciepła odpadowego, wykorzystujące ankietowanie oraz metodę szacunkową. Ankietowanie, które można przeprowadzić jedynie przy podejściu oddolnym, obejmuje zebranie danych na temat energii odpadowej z zakładów produkcyjnych za pomocą kwestionariuszy, oficjalnych raportów lub internetowych baz danych. Taki sposób pozyskiwania informacji jest bardzo trudny, ponieważ przedsiębiorstwa nie mają obowiązku rejestrowania i raportowania danych na temat ilości ciepła odpadowego, a jeśli nawet takie dane posiadają to traktowane są one w charakterze tajemnicy handlowej. W drugim podejściu, dane do analizy potencjału ciepła odpadowego można oszacować, np. na podstawie średnich współczynników sprawności procesów

produkcyjnych lub wykorzystując współczynniki odnoszące się do wybranej, łatwo mierzalnej i dostępnej wielkości (np. stosunek ilości ciepła odpadowego do emisji CO<sub>2</sub>). Szacowanie przeprowadza się zarówno w podejściu oddolnym, jak i odgórnym. Pomimo wyżej wymienionych trudności, istnieją w literaturze dane na temat szacunkowych zasobów ciepła odpadowego występujących w niektórych krajach. Przykładowo, Connolly i in. [39], Bianchi i in. [40] oraz Persson i in. [41] dokonali szacunkowych obliczeń teoretycznego potencjału przemysłowego ciepła odpadowego dla wszystkich państw Unii Europejskiej oraz Wielkiej Brytanii. Zbiorcze zestawienie uzyskanych wyników przedstawiono na Rys. 4. Za pomocą wykresu słupkowego zaznaczono rezultaty obliczeń dotyczących teoretycznego potencjału przemysłowego ciepła odpadowego, natomiast wykres liniowy przedstawia udziały potencjału teoretycznego w zapotrzebowaniu sektora przemysłowego na energię końcową.



Rys. 4 Szacowany teoretyczny potencjał przemysłowego ciepła odpadowego (wykresy słupkowe) oraz udziały potencjału teoretycznego w zapotrzebowaniu sektora przemysłowego na energię końcową (wykresy liniowe) dla wszystkich państw Unii Europejskiej i Wielkiej Brytanii.

Jak wynika z przedstawionych danych, szacunkowa ilość dostępnego ciepła odpadowego zależy w głównej mierze od stopnia rozwinięcia przemysłu oraz zapotrzebowania na energię w danym państwie i jest największa dla takich krajów,

jak: Niemcy, Francja, Włochy oraz Wielka Brytania. Średnia wartość zasobów ciepła odpadowego dla Niemiec oscyluje w okolicach 600 PJ, natomiast w przypadku trzech pozostałych państw wynosi ok. 300 PJ. Ponadto, jak wynika z wykresu, potencjał teoretyczny ciepła odpadowego większości państw europejskich utrzymuje się na poziomie 20-30% końcowego zużycia energii. Wyjątek stanowią kraje o słabiej rozwiniętym przemyśle, jak np. Litwa, czy Cypr, gdzie udział ten przekracza 40, a nawet 50%. Teoretyczny potencjał przemysłowego ciepła odpadowego w Polsce określany jest na ok. 30% zużycia energii przez sektor przemysłowy, co daje ok. 175 PJ traconej energii rocznie. Zakładając, że przeciętne zużycie ciepła w gospodarstwie domowym o powierzchni ok. 60 m<sup>2</sup> wynosi ok. 30 GJ rocznie, wykorzystanie całego teoretycznego potencjału ciepła odpadowego pozwoliłoby na ogrzanie ponad 5 milionów mieszkań. Jest to ilość energii, której nie można lekceważyć. Na uwagę zasługuje fakt, że przeprowadzane przez Connolly'ego i in. [39], Bianchi'ego i in. [40] oraz Persson'a i in. [41] próby oszacowania ilości ciepła odpadowego wykazują, poza małymi wyjątkami, podobny trend zmian oraz porównywalne, znaczące zasoby ciepła odpadowego.

Duże zasoby ciepła odpadowego występującego w różnych gałęziach gospodarki, jak również paląca potrzeba ograniczenia zużycia paliw pierwotnych przy bardzo wysoko postawionych celach dotyczących efektywności energetycznej, spowodowały ożywioną dyskusję na temat możliwości jego zagospodarowania. Uważane do niedawna za nieopłacalne technologie odzysku energii, zwłaszcza ze źródeł niskotemperaturowych, przeżywają w ostatnim czasie prawdziwy rozkwit, czemu służy także duże zainteresowanie i powrót do rozwijania bardzo kosztownych technologii magazynowania energii. Przykładem może być efektywne połączenie technologii LAES (ang. Liquid Air Energy Storage) z niskotemperaturowym ciepłem odpadowym, które w normalnych warunkach traktowane byłoby jako czynnik o niskiej energii, natomiast w układzie kriogenicznym stanowi źródło o niebagatelnym znaczeniu w procesie rozprężania ciekłego powietrza [42-44]. Wykorzystanie ciepła odpadowego może zatem przynieść szereg korzyści, na które należy spojrzeć od strony:

- efektywności procesu technologicznego,
- poprawy wskaźników ekonomicznych,
- walorów środowiskowych, jak również
- poprawy zaufania społecznego firm produkcyjnych.

## **Wzrost efektywności procesowej**

Umiejętne wykorzystanie ciepła odpadowego stanowi najskuteczniejszy sposób podniesienia efektywności procesu technologicznego. Realizacji tego zadania można dokonać metodą in-situ w przypadku, gdy do minimum ograniczane są straty konwersji energii, bądź wykorzystując zewnętrzne zasoby ciepła odpadowego. Bez względu na sposób utylizacji energii odpadowej wzrost efektywności procesowej w każdym przypadku będzie przekładał się na ograniczenie wykorzystania strumienia energii podstawowej w procesie, jak również redukcję mocy urządzeń.

## **Poprawa wskaźników ekonomicznych**

Inwestycja w technologię do odzysku ciepła odpadowego może znacząco zmniejszyć koszty operacyjne przedsiębiorstwa dzięki ograniczeniu ilości zakupionych paliw konwencjonalnych lub obniżeniu ilości zakupionej energii ze źródeł zewnętrznych. Dodatkowo, ograniczenie zapotrzebowania na energię pierwotną w zakładzie produkcyjnym skutkuje zmniejszeniem śladu węglowego firmy. To z kolei może zwiększyć jej konkurencyjność na arenie międzynarodowej i umożliwić trafienie do łańcucha dostaw największych globalnych korporacji, które w coraz większym stopniu zwracają uwagę na strategię walki z ociepleniem klimatu u swoich kontrahentów. Zwiększenie efektywności energetycznej otwiera także drogę do nowych źródeł finansowania, zarówno ze środków publicznych, jak i od prywatnych inwestorów. Rozpoznanie źródeł i potencjału energii odpadowej w procesie przemysłowym pozwala rozważyć możliwość jej sprzedaży do lokalnej sieci ciepłowniczej, co może przynieść realne korzyści finansowe i rozszerzyć działalność firmy. W przypadku budowy nowych instalacji, uwzględnienie już na etapie projektowym odzysku ciepła odpadowego może, dzięki zmniejszeniu mocy urządzeń używanych do konwersji energii pierwotnej, zredukować koszty inwestycyjne [24].

## **Korzyści środowiskowe**

Wykorzystanie ciepła odpadowego prowadzi do obniżenia zapotrzebowania przedsiębiorstwa na energię, która w większości przypadków pozyskiwana jest ze spalania paliw konwencjonalnych. Dzięki temu ograniczona zostaje emisja gazów spalinowych, w tym gazów cieplarnianych (głównie CO<sub>2</sub>), do środowiska. Zmniejsza się również ilość ciepła trafiającego do otoczenia wraz ze spalinami lub ściekami,

które stanowią przyczyną termicznego zanieczyszczenia środowiska. Oba te czynniki redukują wymuszenie radiacyjne, które definiowane jest, jako zmiana w bilansie radiacyjnym atmosfery spowodowana zarówno przez czynniki naturalne, jak i antropogeniczne. Dodatkowo wymuszenie radiacyjne oznacza wzrost energii pochłanianej przez system klimatyczny, czego skutkiem jest wzrost temperatury na Ziemi [45]. Szacuje się, że pełne wykorzystanie teoretycznego potencjału ciepła odpadowego w latach 2014-2030 doprowadziłoby do 10-12% (0,32-0,47 W/m<sup>2</sup>) redukcji tego wymuszenia [36].

### **Poprawa wizerunku firmy poprzez ograniczenie śladu węglowego**

Wzrastająca świadomość zagrożeń związanych ze zmianami klimatu zaczyna wpływać na postawy konsumenckie społeczeństwa i coraz częściej odgrywa znaczną rolę w wyborze produktów i usług. Odzysk energii odpadowej prowadzący do zmniejszenia śladu węglowego przedsiębiorstwa może więc pomóc w kształtowaniu jego wizerunku jako organizacji proekologicznej.

Reasumując należy stwierdzić, że znaczne zasoby przemysłowego ciepła odpadowego, jak również liczne korzyści wynikające z jego zagospodarowania stanowią atrakcyjny sposób poprawy efektywności energetycznej zakładów. Największe możliwości dalszego wykorzystania wykazują źródła ciepła wysokotemperaturowego, które charakteryzują się wysoką energią. Niestety stanowią one jedynie niewielki odsetek całkowitej dostępnej energii odpadowej generowanej w procesach produkcyjnych. Najwięcej, bo około 60% tej energii [32] pochodzi ze źródeł ciepła o temperaturze poniżej 300°C, które charakteryzują się stosunkowo niską jakością. Powoduje to pojawienie się wielu przeszkód, które hamują wykorzystanie energii odpadowej na szerszą skalę, ale i wyzwań związanych z ich przewyciężeniem.

## II.5. Wyzwania związane z wykorzystaniem ciepła odpadowego o niskiej energii

Wykorzystanie niskotemperaturowego ciepła odpadowego przynosi wiele korzyści, ale także tworzy liczne wyzwania, z których najważniejsze dotyczą:

- temperatury nośnika energii odpadowej,
- rozproszenia źródeł ciepła w różnych częściach układu technologicznego,
- niedopasowania czasowego i lokalizacyjnego pomiędzy źródłem ciepła a jego odbiorcami.

Zbyt niska temperatura nośnika ciepła bardzo często wyklucza możliwość jego dalszego wykorzystania w sposób bezpośredni, np. w procesie produkcyjnym lub sieci ciepłowniczej. Jednakże ten rodzaj ciepła odpadowego można wykorzystać w sposób pośredni, gdy energia odpadowa uczestniczy w wytworzeniu energii elektrycznej lub nośnika ciepła o wyższej temperaturze. W tym celu projektowane są układy hybrydowe, np. z użyciem pomp ciepła, kriogenicznych magazynów energii lub organicznego cyklu Rankine'a (ORC) [46]. Znacznie poważniejszym problemem przy wykorzystaniu przemysłowego niskotemperaturowego ciepła odpadowego jest rozproszenie źródeł tego ciepła w różnych częściach układu technologicznego. Niestety, system odzysku energii z każdego źródła osobno jest często nieefektywny ekonomicznie. Rozwiązaniem może być zgromadzenie energii ze źródeł o zbliżonej temperaturze w jeden strumień, który następnie może zostać przekształcony w formę odpowiednią dla odbiorców końcowych. Pozwala to na znaczne obniżenie kosztów inwestycyjnych, ale prowadzi do zmniejszenia ilości odzyskiwanej energii z powodu przesyłowych strat ciepła [46].

Problemem, który dotyczy zarówno odzyskiwania, jak i ponownego wykorzystania wszystkich rodzajów ciepła odpadowego jest niedopasowanie pomiędzy źródłem ciepła odpadowego a jego odbiorcami. Niedopasowanie to może objawiać się na wielu płaszczyznach, w tym:

- **czasowej**, kiedy występuje różnica pomiędzy okresami podaży i popytu na energię odpadową. Rozwiązaniem mogą być krótkoterminowe magazyny ciepła, które pozwalają na zrównoważenie zapotrzebowania i konsumpcji energii [46],

- **lokalizacyjnej**, kiedy pomiędzy źródłem ciepła a jego odbiorcami występuje znaczna odległość. W takiej sytuacji konieczne staje się wykorzystanie rurociągów lub transportu drogowego [46].

Niestety, zarówno zastosowanie krótkoterminowych magazynów ciepła, jak i rurociągów czy transportu drogowego wymaga zwiększenia nakładów finansowych oraz znacznie komplikuje cały układ odzysku ciepła odpadowego. Biorąc jednak pod uwagę obecną sytuację na rynkach energetycznych, wyczerpywanie się zasobów paliw konwencjonalnych oraz dążenie do ograniczania emisji gazów cieplarnianych, ponoszenie takich kosztów staje się akceptowalne ekonomicznie zwłaszcza, że dzięki postępowi technologicznemu możliwe jest coraz sprawniejsze odzyskiwanie energii ze źródeł niskotemperaturowych.

## II.6. Przykłady źródeł niskotemperaturowych

Źródła niskotemperaturowego ciepła odpadowego można znaleźć praktycznie w każdym podsektorze przemysłu. Najbardziej energochłonny jest podsektor petrochemiczny, na który przypada prawie 30% energii końcowej zużywanej przez przemysł [47]. Ciepło odpadowe występuje tutaj pod postacią m.in. gazów odlotowych z kolumny destylacji próżniowej jednostki przetwarzania odpadów w rafinerii ropy naftowej [48], ścieków o temperaturze 110°C, które w tradycyjnych instalacjach chłodzone są przy użyciu wody odprowadzanej następnie do otoczenia przez wieżę chłodniczą [49] oraz różnych produktów odpadowych z procesów zachodzących w instalacji reformingu katalitycznego (różne poziomy temperatur, od 98 do 215°C) [50]. W hutach szkła źródło niskotemperaturowej energii odpadowej mogą stanowić spaliny z pieców, w których topione jest szkło lub włókna szklane [51]. W przemyśle tekstylnym nośnikiem ciepła odpadowego są głównie ścieki pochodzące, np. z farbowania odzieży, płukania tkanin na zimno/gorąco czy wybielania. Temperatura tych ścieków nie przekracza 100°C [52]. W cementowniach źródłem energii odpadowej może być powietrze z chłodzenia klinkieru lub ścieki z procesu produkcyjnego [33, 53]. Podczas produkcji żelaza i stali powstaje głównie wysokotemperaturowe ciepło odpadowe, które często z uwagi na brak hermetyzacji produkcji odprowadzane jest bezpowrotnie do otoczenia. Nośnikami ciepła o niższej

temperaturze mogą być gazy odlotowe z pieca koksowniczego [54] lub woda używana do chłodzenia żuźla [55]. W przemyśle papierniczym źródłem ciepła o temperaturze do 50°C jest proces suszenia papieru [56]. Duży potencjał odzysku niskotemperaturowego ciepła odpadowego wykazuje przemysł spożywczy. Źródłem energii odpadowej mogą być procesy prażenia [57], suszenia [58], mrożenie [59], gorące oleje [58], para z odparowania i destylacji [59], czy chłodzenie [60]. W Tabeli 1 przedstawiono wybrane przykłady źródeł niskotemperaturowego ciepła odpadowego.



Tabela 1 Wybrane źródła przemysłowego niskotemperaturowego ciepła odpadowego wraz z temperaturą nośnika tego ciepła.

<b>Sektor przemysłowy</b>	<b>Źródło ciepła odpadowego</b>	<b>Temperatura nośnika ciepła odpadowego [°C]</b>	<b>Źródło literaturowe</b>
Przemysł petrochemiczny	Kolumna destylacji próżniowej	140	[48]
	Ścieki	110	[49]
	Instalacja reformingu katalitycznego	98 - 215	[50]
Przemysł szklany	Topienie szkła	140 - 200	[51]
	Topienie włókna szklanego	140 - 160	[51]
Przemysł tekstylny	Farbowanie odzieży	96	[52]
	Płukanie tkanin na gorąco	70	[52]
	Wybielanie	96	[52]
Przemysł cementowy	Powietrze z chłodzenia klinkieru	100	[33]
	Spaliny	213	[53]
Produkcja żelaza/stali	Gaz odlotowy z pieca koksowniczego	200	[54]
	Chłodzenie żużła	50 - 90	[55]
Przemysł papierniczy	Suszenie papieru	40 - 50	[56]
Przemysł spożywczy	Prażenie kawy	180 - 230	[61]
	Frytkownice	120	[57]
	Suszenie mleka w proszku	< 160	[58]
	Mrożenie	60	[59]
	Para z odparowania i destylacji	100	[59]
	Schładzanie piwa	100	[60]

Wszystkie wymienione wyżej źródła ciepła odpadowego zalicza się do kategorii źródeł nienaturalnych, wynikających z działalności człowieka. Oprócz nich wskazać można źródła naturalne, które związane są z m.in. z procesami biologicznymi. Energia towarzysząca tym procesom nie jest traktowana przez biologów w kategoriach energii odpadowej. Z kolei, biorąc pod uwagę jej zasoby powinna stanowić przedmiot zainteresowania energetyków i termodynamików. **Przykładem takiego niskotemperaturowego, naturalnego źródła ciepła jest proces kiełkowania fotoblastycznie<sup>4</sup> ujemnych nasion, który wykorzystywany jest przy produkcji kiełków warzywnych na potrzeby spożywcze.**

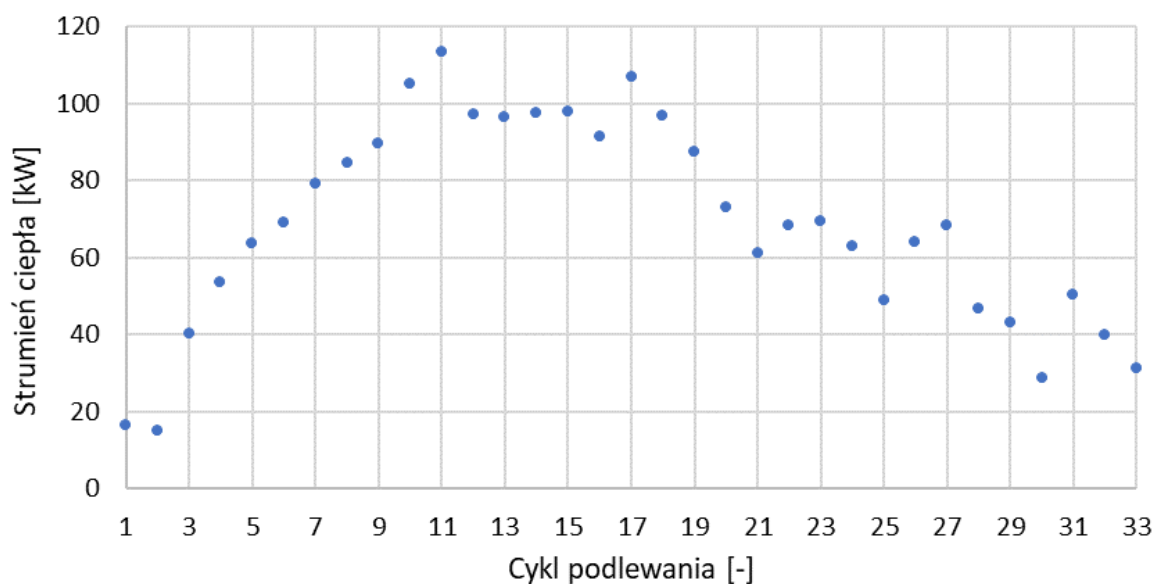
## II.7. Kiełkujące rośliny jako przykład niskotemperaturowego źródła ciepła odpadowego

Kiełkujące rośliny podczas swojego wzrostu generują strumień niskotemperaturowego ciepła (20-40°C), który w tradycyjnych instalacjach produkcyjnych odprowadzany jest do otoczenia i bezpowrotnie tracony [62]. Odzyskanie i wykorzystanie energii generowanej przez rośliny wymaga specyficznych warunków ich uprawy, m.in. dostatecznie dużej masy biologicznej zgromadzonej w jednym miejscu oraz tak zorganizowanego procesu podlewania, który pozwoli na odbiór wygenerowanego ciepła. Takie warunki zapewniane są podczas produkcji kiełków uprawianych na cele spożywcze, która opiera się na kiełkowaniu nasion i dalszym wzroście siewki.

Istnieje bardzo mało doniesień literaturowych w zakresie wykorzystania ciepła odpadowego kiełkujących roślin, co wynika z niskiej efektywności nośnika oraz konieczności jego przetworzenia i wykorzystania w miejscu powstawania. Aby oszacować ilość ciepła odpadowego generowanego w warunkach kontrolowanej uprawy kiełków, przeprowadzono własne badania wstępne na przemysłowej instalacji do uprawy kiełków fasoli Mung o wydajności 90 ton kiełków tygodniowo. Na Rys. 5 przedstawiono średnie wartości strumienia ciepła możliwe do odzyskania w trakcie kolejnych podlewań dla całego cyklu produkcyjnego.

---

<sup>4</sup> Fotoblastia określa zależność kiełkowania nasion od światła. W przypadku nasion negatywnie fotoblastycznych – światło hamuje procesy kiełkowania, w przypadku nasion pozytywnie fotoblastycznych – światło je stymuluje.



Rys. 5 Średnie wartości strumienia ciepła możliwego do odzyskania w trakcie całego cyklu produkcyjnego kielków fasoli Mung uzyskane podczas przeprowadzonych badań wstępnych.

Jak wynika z badań wstępnych, średni strumień ciepła generowany przez kielki dla całego cyklu produkcyjnego wynosi 68,4 kW. Całkowita ilość energii możliwa do odzyskania w tym procesie to ok. 5,15 GJ, co w przeliczeniu na jednostkową masę nasion daje wartość ok. 2860 J/g. Biorąc pod uwagę całkowitą wydajność linii produkcyjnej, zasoby energii odpadowej możliwe do zagospodarowania osiągają niebagatelną wartość ok. 25,75 GJ tygodniowo.

## II.8. Podsumowanie

Zarówno w europejskiej, jak i polskiej polityce klimatyczno-energetycznej szczególnie duży nacisk kładzie się na poprawę efektywności energetycznej, którą można osiągnąć m.in. poprzez wykorzystanie energii odpadowej. Energia ta towarzyszy praktycznie wszystkim procesom przemysłowym i tylko w nielicznych przypadkach jest ponownie efektywnie wykorzystywana. Najpowszechniejszą formą energii odpadowej jest jej postać temperaturowa, czyli ciepło odpadowe. Szacuje się, że aż 30% całkowitego zapotrzebowania sektora przemysłowego na energię przypada na ciepło odpadowe, a około 11% tej formy energii w tym sektorze, tj. 4,1 PWh rocznie, jest możliwe do odzyskania w sposób ekonomicznie opłacalny.

W Polsce potencjał teoretyczny ciepła odpadowego szacowany jest na ok. 43,6 TWh. Tak ogromna ilość dostępnej energii może być wykorzystana przynosząc szereg korzyści w postaci:

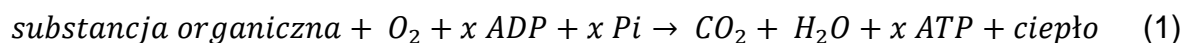
- wzrostu efektywności energetycznej,
- poprawy wskaźników ekonomicznych,
- ograniczenia negatywnego oddziaływania na środowisko, a także
- poprawy zaufania społecznego firm produkcyjnych.

Największe zasoby przemysłowego ciepła odpadowego przypadają na ciepło niskotemperaturowe, które charakteryzuje się stosunkowo niską jakością oraz znacznym rozproszeniem źródeł w wielu procesach produkcyjnych. Mimo to, jego aktywne poszukiwanie oraz wykorzystywanie może przynieść korzyści całemu sektorowi przemysłowemu i ciepłowniczemu, przyczyniając się do działania w ramach gospodarki o obiegu zamkniętym, minimalizując wykorzystanie surowców, wielkość odpadów oraz redukując emisję gazów cieplarnianych. Spośród znacznej różnorodności źródeł niskotemperaturowego ciepła odpadowego, na szczególną uwagę zasługują te, które można wykorzystać w celu poprawy efektywności produkcyjnej. Przykładem takiego źródła jest proces kiełkowania nasion. Jak wynika z badań wstępnych, zasoby energii będącej efektem procesów metabolicznych zachodzących w nasionach są tak duże, że można pokusić się o próbę zorganizowania procesu produkcyjnego kiełków warzywnych w trybie quasiautonomicznym. Pozwala to na znaczne ograniczenie ilości wykorzystywanych surowców energetycznych oraz poprawę efektywności wykorzystania energii niezbędnej do prowadzenia uprawy.

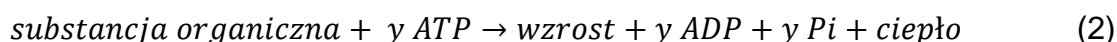
### III. MECHANIZM WYDZIELANIA CIEPŁA PRZEZ ROŚLINY W PROCESIE KIEŁKOWANIA

---

Wydzielanie ciepła przez rośliny związane jest z procesami metabolicznymi, a w szczególności z oddychaniem komórkowym. Podczas tego procesu zachodzą dwa typy reakcji – reakcje kataboliczne określone równaniem:



oraz reakcje anaboliczne, według równania:



gdzie:

- Pi* - nieorganiczny fosfor;
- ADP* - adenozylo-5'-difosforan;
- ATP* - adenozylo-5'-trifosforan [63, 64].

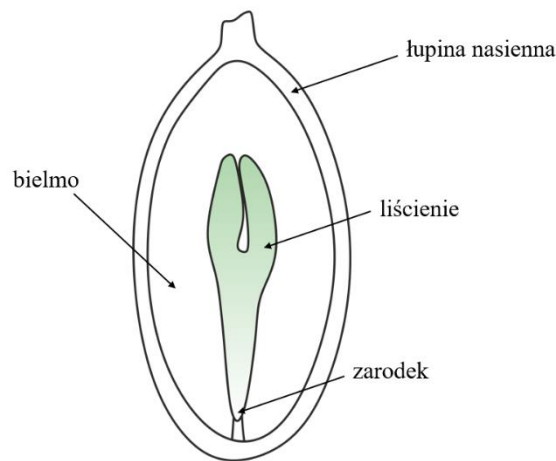
Podczas reakcji katabolicznych substancje organiczne znajdujące się w komórce roślinnej są utleniane do ditlenku węgla oraz wody. Produktem tych reakcji jest również cząsteczka adenozylo-5'-trifosforanu (ATP). Cząsteczka ATP ma zdolność do magazynowania i transportowania energii uzyskanej z rozkładu substancji organicznej. Energia ta wykorzystywana jest następnie w reakcji anabolicznej, gdzie bierze udział w tworzeniu nowych komórek [64, 65]. Produktem ubocznym tych reakcji jest ciepło, rozpraszane do otoczenia [62, 66].

Kiełkowanie jest procesem zachodzącym wewnątrz nasion. Nasiona różnych gatunków różnią się między sobą, ale można wyróżnić trzy podstawowe elementy ich budowy [67, 68]:

- **zarodek**, który jest efektem zapłodnienia,

- **tkanki spichrzowe** – są to m.in. liścienie (jedno lub dwa), bielmo i obielmo. Tkanki spichrzowe stanowią materiał zapasowy, który dostarcza roślinie składników odżywczych w pierwszych etapach rozwoju. Zbudowane są z węglowodanów (np. skrobia), tłuszczów (np. trójglicerydy) oraz białek. Skład tkanek spichrzowych jest zależny od gatunku rośliny,
- **łupinę nasienną** (inaczej okrywę nasienną), która stanowi barierę pomiędzy środowiskiem zewnętrznym a zarodkiem oraz chroni nasiono przed wysychaniem i uszkodzeniami mechanicznymi.

Na Rys. 6 przedstawiono uproszczony schemat budowy nasion roślin dwuliściennej.

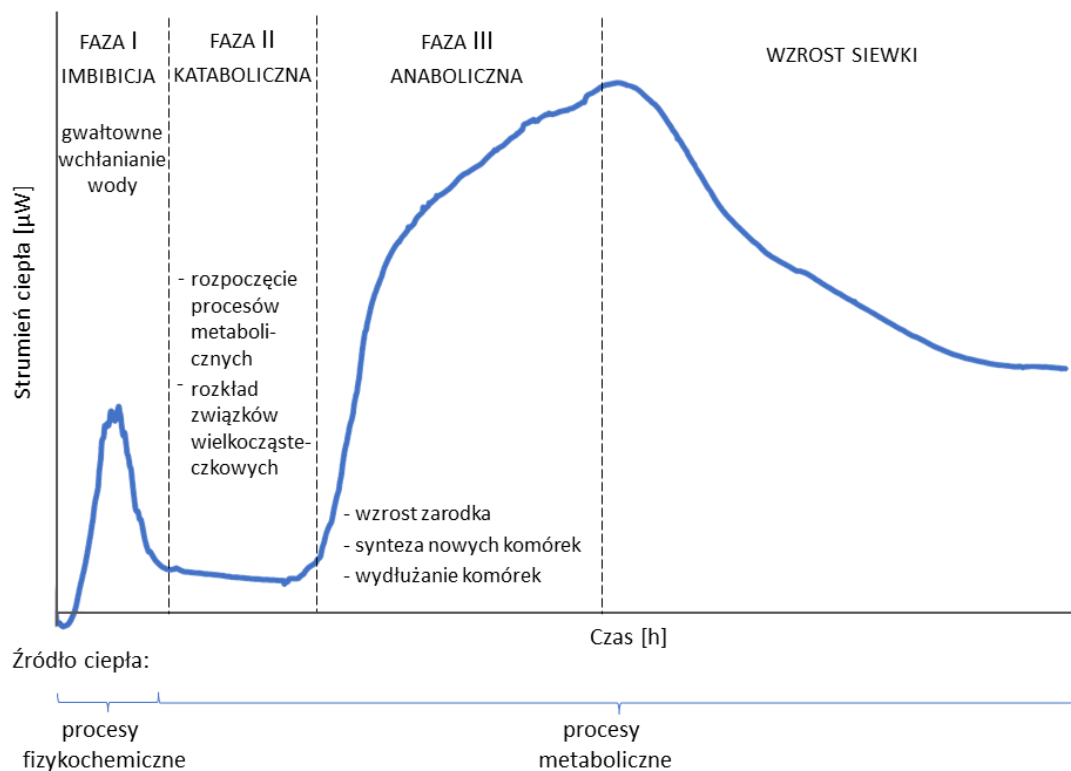


Rys. 6 Uproszczony schemat budowy nasion roślin dwuliściennej (opracowanie własne na podstawie [69]).

Kiełkowanie powoduje ożywienie zarodka, a następnie jego wzrost. Za początek kiełkowania przyjmuje się moment rozpoczęcia wchłaniania wody przez nasiono, a jego koniec – pojawienie się korzenia zarodkowego (kiełka), po którym rozpoczyna się wzrost siewki [67]. Kiełki wytworzone w procesie produkcyjnym do celów spożywczych określane są jako „produkt uzyskany w wyniku kiełkowania nasion i ich rozwoju w wodzie lub innym nośniku, zbierany przed wykształceniem się właściwych liści i przeznaczony do spożycia w całości, łącznie z nasionem” [70]. W niniejszej pracy termin „kiełki” używany jest zgodnie z tą definicją. Skiełkowane nasiono obejmuje kiełek, siewkę oraz pędy [71]. Produkcja kiełków do celów spożywczych obejmuje więc nie tylko proces kiełkowania, ale także wzrost siewki, aż do pojawienia się pierwszych liści. Podczas kiełkowania można wyróżnić trzy fazy:

- imbibicji (tj. pęcznienia),
- kataboliczną oraz
- anaboliczną [72].

Etap imbibicji rozpoczyna proces kiełkowania. Gdy suche nasiono znajdzie się w środowisku wilgotnym, woda na skutek różnicy potencjałów wodnych pomiędzy komórką roślinną a otoczeniem, szybko dostaje się do jej wnętrza. Potencjał wodny komórki jest sumą potencjału osmotycznego związanego z różnicą stężeń, ciśnieniowego i matrycowego, który opisuje wiązania pomiędzy cząsteczkami wody a powierzchniami makrocząsteczek. Zwiększenie zawartości wody powoduje pęcznienie nasiona oraz aktywację enzymów, które uczestniczą w kolejnym etapie kiełkowania [62, 72]. Podczas fazy katabolicznej, w komórkach roślinnych rozpoczyna się aktywność metaboliczna, w której wielkocząsteczkowe związki, takie jak białka, tłuszcze i polisacharydy, stanowiące materiał zapasowy rozkładane są na mniejsze cząsteczki. Faza anaboliczna polega na syntezie nowych komórek, co skutkuje wzrostem korzenia zarodkowego [73]. Etap ten kończy się zerwaniem okrywy nasiennej przez korzeń zarodkowy i stanowi jednocześnie koniec procesu kiełkowania oraz rozpoczęcie wzrostu siewki [74]. Wszystkim, opisanym wyżej etapom towarzyszy pochłanianie lub oddawanie ciepła do otoczenia. Na Rys. 7 przedstawiono rozkład czasowy zmienności strumienia ciepła generowanego przez nasiono fasoli Mung w poszczególnych fazach kiełkowania.



Rys. 7 Rozkład czasowy zmienności strumienia ciepła generowanego przez nasiono fasoli Mung w poszczególnych fazach kiełkowania (opracowanie własne na podstawie [67, 75]).

Jak wynika z Rys. 7, aktywność termiczna widoczna jest od razu po kontakcie suchego nasiona z wodą i wejściu w fazę imbibicji [76]. W pierwszej fazie kiełkowania, na skutek intensywnego pobierania wody nasiono pęcznieje. Źródłem ciepła są wówczas procesy fizykochemiczne związane z naprężeniami mechanicznymi, jakie zachodzą w okrywie nasiennej. Po jej pęknięciu i rozpoczęciu procesów metabolicznych główną rolę w wytwarzaniu ciepła zaczynają odgrywać reakcje kataboliczne i anaboliczne (zgodnie z równaniami 1 i 2), czyli oddychanie komórkowe [73, 77]. W fazie II strumień ciepła generowanego przez rośliny utrzymuje się na stałym, niskim poziomie, a następnie gwałtownie wzrasta w kolejnym etapie wzrostu nasion. Wzrost ten związany jest z tworzeniem nowych komórek, które również rozpoczynają swoje procesy metaboliczne. Na etapie wzrostu siewki ilość wydzielanego ciepła zmniejsza się i stabilizuje.



## **Podsumowanie**

Mechanizm wytwarzania ciepła przez rośliny podczas kiełkowania ma związek z wewnętrznymi przemianami katabolicznymi i anabolicznymi, natomiast wielkość generowanego strumienia ciepła zależy od gatunku nasiona, jego budowy, kondycji oraz warunków mikroklimatycznych, w jakich zachodzi kiełkowanie. W warunkach naturalnych ciepło generowane przez kiełkujące nasiona jest produktem ubocznym rozpraszającym do otoczenia. W przypadku kontrolowanej uprawy ciepło to może zostać odzyskane i użyte w procesie produkcji roślin. Ponieważ energia pochodząca od kiełkujących roślin jest energią o niskiej jakości, opłacalność takiego zabiegu zależy będzie w głównej mierze od wielkości zasobów ciepła oraz możliwości technicznych jego odzysku. W tej sytuacji kluczową kwestią jest możliwość oszacowania strumienia jednostkowego ciepła generowanego przez kiełkujące nasiono. Niestety, badania nad żywymi organizmami roślinnymi są trudne i wymagają specjalnych warunków pomiaru, w tym m.in. możliwości zapewnienia wymiany gazowej, dostępu do wody oraz odpowiednich warunków mikroklimatycznych. Warunki takie zapewnić może dedykowane ultraczułe urządzenia mikrokalorymetryczne pozwalające na ciągły pomiar generowanego ciepła w okresie kilkudziesięciu godzin.



## IV. METODY OKREŚLANIA CIEPŁA EMITOWANEGO PRZEZ ROŚLINY

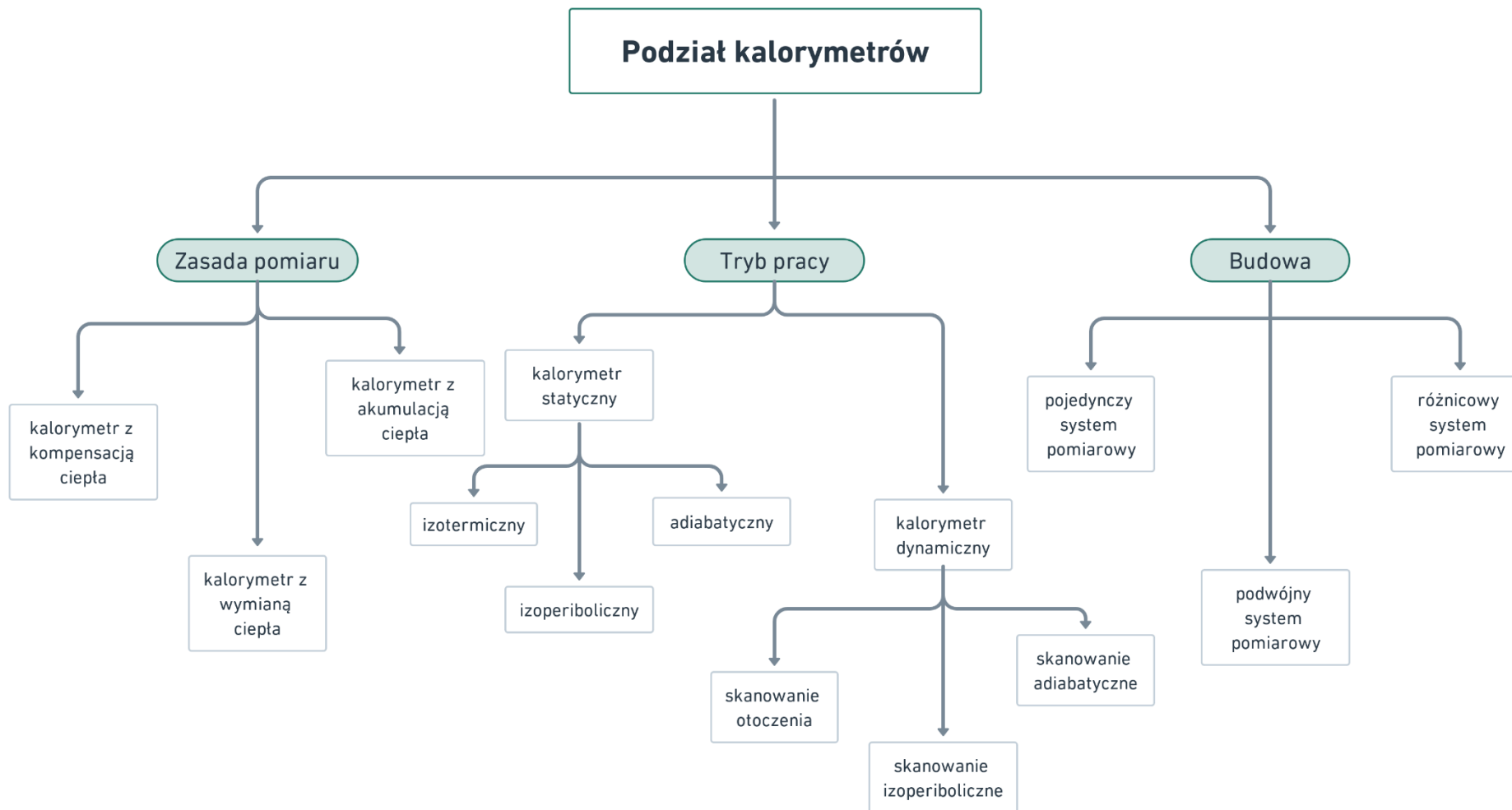
---

Strumień ciepła generowanego przez rośliny można wyznaczyć w warunkach laboratoryjnych z wykorzystaniem kalorymetru. W literaturze urządzenie to określane jest najczęściej mianem "mikrokalorymetr" z uwagi na bardzo wysoką czułość oraz możliwość pomiaru strumienia ciepła rzędu 1  $\mu\text{W}$  [78]. Ogólnie rzecz biorąc, kalorymetr mierzy ilość generowanego ciepła w oparciu o pomiar skutków, które wywołuje przepływająca energia. W jego skład wchodzi cztery zasadnicze elementy, tj. [79, 80]:

- 1) układ pomiarowy, w którym umieszczona jest badana próbka,
- 2) otoczenie układu pomiarowego,
- 3) obudowa, która oddziela kalorymetr od środowiska zewnętrznego, stanowiąc osłonę adyabatyczną i umożliwiając kontrolowanie parametrów eksperymentu,
- 4) czujniki, które dokonują pomiaru określonych właściwości próbki lub jej otoczenia.

### IV.1. Rodzaje kalorymetrów

Z uwagi na bardzo dużą różnorodność dostępnych kalorymetrów istnieje wiele kryteriów klasyfikacji tych urządzeń [81, 82]. Gallagher i in. [83] zaproponowali, aby dzielić je ze względu na: zasadę pomiaru, tryb pracy (warunki temperaturowe) oraz budowę (Rys. 8). Biorąc pod uwagę zasadę pomiaru, kalorymetry można podzielić na: urządzenia wykorzystujące kompensację ciepła, kalorymetry z akumulacją ciepła oraz kalorymetry z wymianą ciepła [83].



Rys. 8 Podział kalorymetrów według klasyfikacji Gallagher'a i in. ze względu na zasadę pomiaru, tryb pracy oraz budowę (opracowanie własne na podstawie [83]).

Kompensacja polega na przeciwdziałaniu zmianom temperatury w kalorymtrze, które spowodowane są przepływem ciepła pomiędzy próbką a otoczeniem. Ilość energii generowanej w naczyniu pomiarowym jest równa energii kompensacji. Można wyróżnić kilka metod kompensacji, z których najczęściej wykorzystuje się [79, 83]:

- **kompensację pasywną** - opartą na ciepłe przemiany fazowej,
- **kompensację aktywną** - opartą na efektach termoelektrycznych.

W urządzeniach, które działają na zasadzie kompensacji pasywnej, naczynie pomiarowe otoczone jest substancją, która zmienia swój stan skupienia z powodu ciepła  $\Delta Q$  wymienianego z próbką. Ciepło to można określić za pomocą równania [79]:

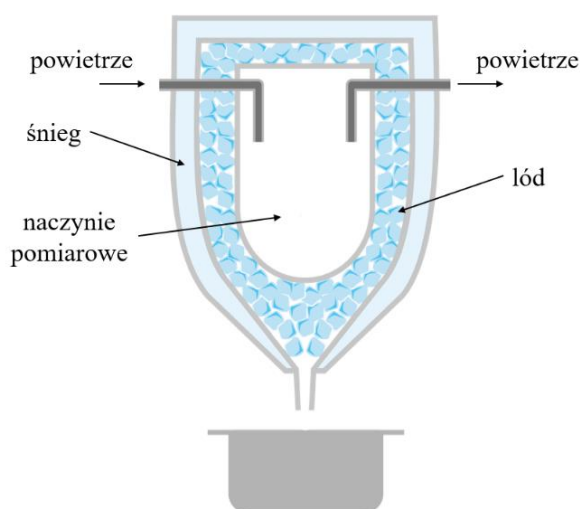
$$\Delta Q = q_{PF} \cdot \Delta m \quad (3)$$

gdzie:

$q_{PF}$  - ciepło przemiany fazowej, charakterystyczne dla danej substancji, która otacza naczynie pomiarowe, J/kg;

$\Delta m$  - masa substancji, która zmieniła stan skupienia, kg.

Przykładem urządzenia z kompensacją pasywną jest kalorymetr lodowy opracowany przez Lavoisier'a i Laplace'a w XVIII wieku, którego schemat przedstawiono na Rys. 9.



Rys. 9 Schemat kalorymetru lodowego opracowanego przez Lavoisier'a i Laplace'a (opracowanie własne na podstawie [84]).

W kalorymetrze lodowym naczynie pomiarowe otoczone jest dwiema powłokami. Powłoka wewnętrzna wypełniona jest lodem, a zewnętrzna śniegiem. Źródło ciepła metabolicznego umieszczone w naczyniu powoduje topnienie lodu. Ilość energii wytworzonej przez źródło określa się na podstawie masy zebranej wody [85].

**Kompensacja aktywna** opiera się na elektrycznym chłodzeniu (przy pomiarze zjawisk egzotermicznych) lub ogrzewaniu (w przypadku zjawisk endotermicznych) otoczenia próbki. Całkowita ilość ciepła wygenerowanego w naczyniu pomiarowym równa jest ilości energii elektrycznej użytej w trakcie pomiaru. Przykładem urządzenia z kompensacją aktywną jest adiabatyczny kalorymetr skanujący [83].

W kalorymetrach z akumulacją ciepła mierzona jest zmiana temperatury, która spowodowana jest przez ciepło wygenerowane przez próbkę. Pomiar może odbywać się w funkcji [79]:

- **czasu**, gdzie mierzona jest temperatura początkowa i końcowa substancji kalorymetrycznej, w której umieszczone jest naczynie pomiarowe. Substancją kalorymetryczną może być ciecz, np. woda destylowana, ale również ciało stałe (zwykle metal). Ilość wygenerowanego ciepła określa równanie:

$$\Delta Q = C_{cal} \cdot \Delta T \quad (4)$$

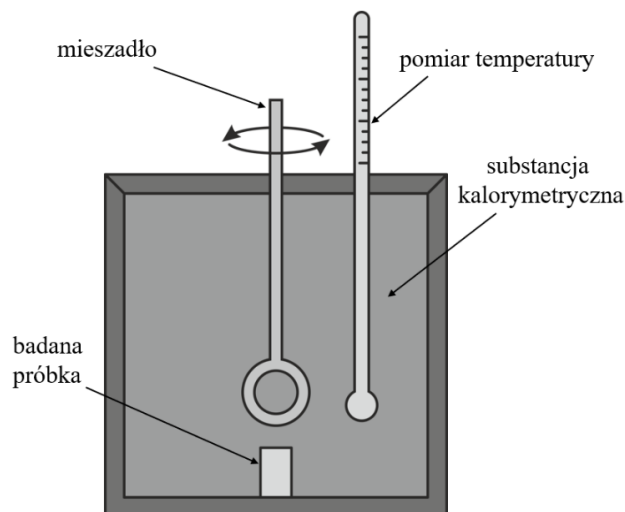
gdzie:

$C_{cal}$  - suma pojemności cieplnej substancji kalorymetrycznej i innych elementów przyrządu, J/kg;

$\Delta T$  - zmiana temperatury substancji kalorymetrycznej podczas trwania eksperymentu, K.

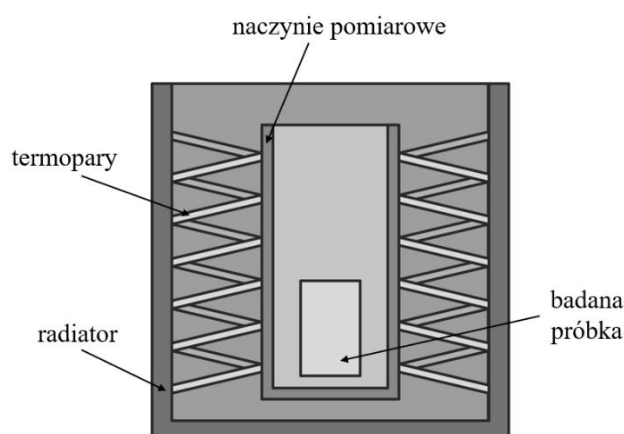
Schemat takiego urządzenia przedstawiono na Rys. 10.

- **położenia**, wtedy temperatura mierzona jest w dwóch miejscach wzdłuż drogi przewodzenia ciepła. Zmierzona różnica temperatur jest proporcjonalna do ilości przepływającej energii.



Rys. 10 Schemat ideowy kalorymetru z akumulacją ciepła (opracowanie własne na podstawie [79]).

Kalorymetr z wymianą ciepła mierzy różnicę temperatur pomiędzy próbką a otoczeniem i na tej podstawie określa ilość wygenerowanego ciepła. W tym urządzeniu wykorzystywane są stosy termoelektryczne, czyli połączone szeregowo ciągi termopar. Jeden z końców stosu ma kontakt z naczyniem pomiarowym, a drugi z radiatorem. Różnica temperatur między końcami termopar powoduje powstanie proporcjonalnej do tej różnicy siły termoelektrycznej, która jest rejestrowana w sposób ciągły [83]. Przykładem kalorymetru z wymianą ciepła jest kalorymetr Tian-Calvet, którego schemat przedstawiono na Rys. 11.



Rys. 11 Schemat ideowy kalorymetru Tian-Calvet (opracowanie własne na podstawie [79]).

Ze względu na tryb pracy (a więc biorąc pod uwagę warunki temperaturowe) kalorymetry dzieli się na [79, 83]:

- **kalorymetry statyczne**, które ze względu na opór cieplny pomiędzy układem pomiarowym, a jego otoczeniem  $R_{th}$  można dodatkowo podzielić na:
  - **izotermiczne** – w których opór cieplny  $R_{th}$  jest nieskończenie mały, a stała temperatura utrzymywana jest przez cały czas trwania pomiaru w każdej części urządzenia (zmienia się tylko temperatura próbki),
  - **izoperiboliczne** – w których opór cieplny  $R_{th}$  ma skończoną wartość i gdzie utrzymywana jest stała temperatura otoczenia przy zmieniającej się temperaturze układu pomiarowego (np. substancji kalorymetrycznej czy ścianek naczynia pomiarowego) oraz próbki,
  - **adiabatyczne** – w których opór cieplny  $R_{th}$  jest nieskończenie duży i gdzie nie dochodzi do wymiany ciepła między układem pomiarowym a jego otoczeniem.
- **kalorymetry dynamiczne**, w których temperatura otoczenia nie jest stała, ale zmienia się liniowo w czasie.

Kalorymetry posiadają wiele cech, które predestynują je do wykorzystania w badaniach ciepła generowanego przez organizmy żywe. Urządzenia te nie wymagają zniszczenia próbki, wykazują dużą czułość pomiaru oraz umożliwiają zapewnienie odpowiednich warunków mikroklimatycznych. Charakteryzują się jednak dużą bezwładnością, która zakłóca rejestrację strumienia ciepła w pierwszych kilkunastu/kilkudziesięciu minutach od rozpoczęcia badań. Z tego względu do badania ciepła generowanego przez rośliny wykorzystywana jest alternatywnie termografia w podczerwieni.

## IV.2. Termografia jako alternatywna metoda pomiaru ciepła

Termografia w podczerwieni (ang. infrared thermography - IRF) to metoda, która pozwala zmierzyć promieniowanie cieplne emitowane przez badany obiekt za pomocą kamery termowizyjnej. Współczesne kamery wykrywają promieniowanie w zakresie długości fal od ok. 5 do 15  $\mu\text{m}$ , a ich czułość wynosi zwykle  $0,1^\circ\text{C}$  w  $30^\circ\text{C}$  [86, 87]. Termografia jest metodą, która pozwala na oszacowanie dynamiki



emitowanej energii, ale z powodu rozbudowanej i nieregularnej powierzchni emitującej ciepło (a taka występuje w przypadku roślin) nie pozwala na określenie jej ilości. Z tego względu wykorzystanie tej metody jest ograniczone do zastosowań, który wymagają jedynie określenia emitowanego promieniowania w sensie jakościowym np. oceny jakości nasion. Przykładem takich oznaczeń są badania Krannera i in. [88], w których wykazano przydatność metody IRF do oceny żywotności nasion grochu oraz pszenicy i rzepaku.

### **IV.3. Wykorzystanie metod kalorymetrycznych w badaniach kiełkowania roślin**

Ponieważ wykorzystanie metody IRF umożliwia wyłącznie jakościową ocenę kiełkujących nasion, jedynymi metodami, które można wykorzystać do ilościowej oceny generowanego przez nie strumienia ciepła są metody kalorymetryczne. Z uwagi na specyficzne warunki wzrostu organizmów roślinnych wybór właściwej metody pomiarowej nie jest łatwy i powinien, w porównaniu ze źródłami energii pochodzącymi z materii nieożywionej, obejmować szereg dodatkowych wymagań. Chodzi tutaj przede wszystkim o konieczność zapewnienia otwartej przestrzeni pomiarowej, która w przypadku organizmów żywych musi umożliwić swobodny dostęp do tlenu oraz dać możliwość usuwania ditlenku węgla czy nadmiaru wilgoci. Urządzenie kalorymetryczne dedykowane do pomiarów cieplnych organizmów roślinnych powinno zatem sprostać dwóm przeciwstawnym wymaganiom: zapewnić adiabatyczne warunki pomiaru oraz stworzyć mikroklimat odpowiedni dla wzrostu roślin. Listę przykładowych wymagań stawianych mikrokalorymetrom dedykowanym do badań roślin przedstawiono poniżej.

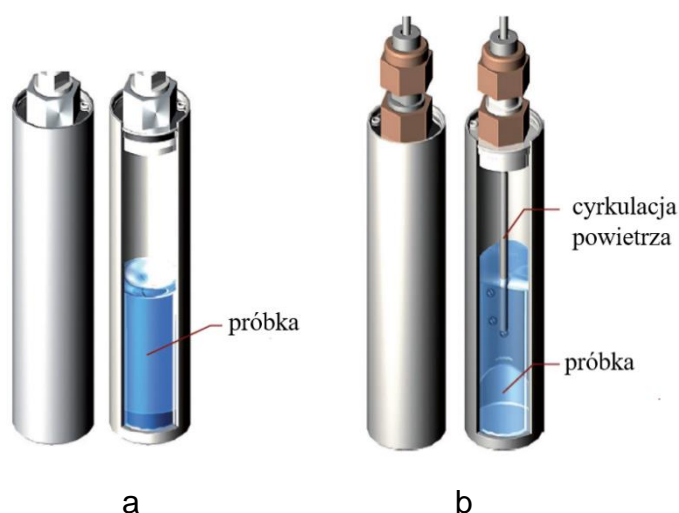
#### **1. Zapewnienie roślinom składników i atmosfery niezbędnej do prawidłowego rozwoju (tj. dostęp do wody i tlenu z możliwością usuwania ditlenku węgla)**

Obecnie, w badaniach mikrokalorymetrycznych organizmów roślinnych wykorzystywane są **zamknięte** oraz **przepływowe naczynia pomiarowe**.

Najczęściej stosowane są te pierwsze zbudowane w formie szczelnie zamkniętych ampuł, które nie pozwalają na przepływ gazów z oraz do otoczenia. Nasiona mogą korzystać jedynie z tlenu, który znajduje się w gazach nad próbką, co oznacza, że w zależności od pojemności naczynia oraz objętości samej próbki pomiar nie może trwać dłużej, niż kilka godzin [63]. W szczególnych przypadkach można zastosować jedną z dwóch metod pozwalających na wydłużenie czasu pomiaru. Pierwsza polega na wypełnieniu naczynia pomiarowego czystym tlenem. Takie rozwiązanie powoduje jednak problemy z CO<sub>2</sub>, którego stężenie może wzrosnąć do poziomu niebezpiecznego dla procesu oddychania roślin. Drugim sposobem jest przerywanie pomiaru

i otwieranie naczynia pomiarowego w celu uzupełniania niedoboru tlenu [89]. Działanie to powoduje jednak zakłócenia w pomiarze ilości ciepła, które może trwać od kilkunastu do kilkudziesięciu minut ze względu na czas termostatowania urządzenia.

Rozwiązaniem alternatywnym jest zastosowanie przepływowych naczyń pomiarowych, które umożliwiają wymianę gazową pomiędzy próbką i otoczeniem [90]. Powietrze przepływające przez naczynie uzupełnia tlen i zapobiega nagromadzeniu się ditlenku węgla. Dzięki temu pomiar można prowadzić w sposób ciągły. Przykładowe konstrukcje zamkniętego i przepływowego naczynia pomiarowego stosowanego w kalorymetrze C80 (Setaram) pokazano na Rys. 12.



Rys. 12 Zamknięte (a) oraz przepływowe (b) naczynia pomiarowe stosowane w kalorymetrze Setaram C80 (opracowanie własne na podstawie [91]).

Rozwiązaniem opcjonalnym dla zamkniętych i otwartych naczyń pomiarowych może być rozwiązanie zaproponowane przez Stawoską i in. [75]. Polega ono na zastosowaniu zamkniętego naczynia pomiarowego z perforowanym wieczkiem. Dzięki temu możliwe jest zapewnienie nasionom stałego dostępu do tlenu i przeprowadzenie ciągłych pomiarów nawet przez 72 godziny, przy niedokładności pomiaru pozostającej na poziomie nieprzekraczającym 5%.

## **2. Możliwość utrzymywania podczas pomiaru wymaganej temperatury otoczenia próbki przez cały okres kiełkowania i wzrostu.**

Konieczność utrzymywania w trakcie pomiaru wymaganej temperatury otoczenia próbki przez cały okres kiełkowania i wzrostu wynika z wrażliwości roślin na zmiany temperatury otoczenia decydującej o szybkość reakcji katabolicznych i anabolicznych zachodzących w komórkach [77]. W kalorymetrze, zapewnienie odpowiedniej temperatury wynika z jego konstrukcji, a w szczególności istnienia osłony adiabaticznej oddzielającej wewnątrz urządzenia od warunków panujących w otoczeniu. Realizacja tego wymagania zachodzi w dwóch trybach pracy mikrokalorymetru: statycznym i dynamicznym.

Do pomiaru ciepła generowanego przez rośliny podczas kiełkowania wykorzystywany jest zazwyczaj tryb pierwszy znany pod nazwą stałotemperaturowego bądź izotermicznego. Polega on na utrzymywaniu podczas pomiaru stałej temperatury w urządzeniu, dzięki czemu istnieje możliwość oceny wpływu innych, niż temperatura, czynników środowiskowych na wzrost roślin [78]. Obecnie, kalorymetria izotermiczna jest najczęściej wykorzystywaną metodą badania strumienia ciepła generowanego przez kiełkujące rośliny. Metoda ta wydaje się także najbardziej odpowiednia do zastosowania w badaniach cieplnych procesu wzrostu kiełków produkowanych na skalę przemysłową, gdzie podstawowym wymogiem procesowym jest zapewnienie stałej temperatury wzrostu roślin. Tryb dynamiczny wykorzystywany jest alternatywnie i jest podstawą tzw. skaningowej kalorymetrii różnicowej (ang. Differential Scanning Calorimetry - DSC), w której określany jest strumień ciepła metabolicznego generowany przez rośliny podczas liniowej zmiany temperatury w urządzeniu. Dzięki temu istnieje możliwość określenia wpływu zmian tego parametru na przebieg fazy kiełkowania.

### **3. Zapewnienie swobodnego i nieprzerwanego wzrostu rośliny wielokrotnie zwiększającej swój rozmiar w naczyniu pomiarowym**

W trakcie procesu kiełkowania badana próbka roślinna wielokrotnie zwiększa swoją objętość (od pojedynczego nasiona do w pełni rozwiniętego kielka). W związku z tym, urządzenie mikrokalorymetryczne musi zapewnić warunki dla swobodnego i nieprzerwanego wzrostu rośliny bez jakiegokolwiek ingerencji z zewnątrz poprzez zastosowanie naczynia pomiarowego o odpowiedniej objętości. Obecnie, w mikrokalorymetrach dedykowanych badaniom roślin dostępne są naczynia o objętości od 1 do 125 ml, przy czym ilość wykorzystywanych jednocześnie naczyń jest tym większa, im mniejsza ich objętość. Stąd, liczba jednocześnie przeprowadzonych badań próbek roślinnych przy wykorzystaniu dużych naczyń dedykowanych takim badaniom jest niestety mniejsza, a czasochłonność samych analiz bardzo duża.<sup>5</sup>

### **4. Zapewnienie bardzo wysokiej czułości i rozdzielczości pomiaru**

Z uwagi na bardzo niewielki strumień energii generowanej przez pojedyncze nasiono (od kilku do kilkudziesięciu  $\mu\text{W}$ ) mikrokalorymetr do badania kiełkujących roślin musi charakteryzować się bardzo dużą czułością i wysoką rozdzielczością pomiaru. Przykładowo, mikrokalorymetr C80 firmy Setaram wykrywa strumień ciepła rzędu 20  $\mu\text{W}$ , natomiast kalorymetr TAM III firmy TA Instruments strumień ciepła trzy rzędy wielkości mniejszy – 0,1  $\mu\text{W}$ .

### **5. Zapewnienie dostępu do światła**

Niektóre gatunki roślin do prawidłowego kiełkowania i wzrostu wymagają dostępu do światła, który w warunkach produkcyjnych zapewniany jest dzięki zastosowaniu naświetlania, np. lampami LED. Urządzenie kalorymetryczne, które umożliwia naświetlanie badanej próbki nazywane jest fotokalorymetrem. Pierwszy fotokalorymetr został zbudowany w 1939 roku przez Magee i in. i został użyty do badań fotosyntezy pewnego gatunku glonów [92]. Kolejne badania w tym kierunku

---

<sup>5</sup> Czas kiełkowania i wzrostu nasion zajmuje od 3 do 6 dni (w zależności od gatunku i warunków uprawy)

przewodzą Wadso i in. dopiero w latach 90 [78, 93]. W teorii każde urządzenie kalorymetryczne można przekształcić w fotokalorymetr poprzez wprowadzenie światłowodów. Niestety, zastosowanie naświetlania nie tylko zwiększa złożoność urządzenia i komplikuje procedurę badawczą, ale co ważniejsze, sprawia problem z analizą wyników pomiarów [78]. Ponieważ badania nad wykorzystywaniem fotokalorymetrów w pomiarze ciepła generowanego przez rośliny stanowią nową dziedzinę pomiarów mikrokalorymetrycznych potrzeba czasu, aby urządzenia tego typu na stałe weszły do komercyjnego użytku.

Jak wynika z zaprezentowanych wyżej wymagań, kalorymetr przeznaczony do określania strumienia ciepła generowanego przez rośliny musi być urządzeniem dedykowanym o specyficznej konstrukcji komory pomiarowej oraz bardzo wysokiej czułości. Godny odnotowania jest fakt, że pierwowzorem takiego urządzenia było naczynie zbudowane na bazie dwóch posrebrzanych termosów Dewara zaproponowane przez Pierce'a w roku 1908 i pracujące w układzie kalorymetru różnicowego [90, 94]. Jego przeznaczeniem było określenie strumienia energii emitowanej przez rośliny w procesie oddychania komórkowego. Badania kalorymetryczne kiełkujących roślin były także przedmiotem zainteresowania Henriego Prata w latach 40-tych ubiegłego wieku, który w swoich pracach wskazywał na możliwość wykorzystania kalorymetru do oceny wpływu czynników środowiskowych na kiełkujące nasiona [95, 96]. Jednak prawdziwy rozwój pomiarów mikrokalorymetrycznych roślin nastąpił w latach 80-tych XX wieku, głównie za sprawą badań prowadzonych przez Hansena, Criddle'a i Briedenbacha [63]. Obecnie można wyróżnić trzy główne kierunki badań nad kiełkowaniem nasion z wykorzystaniem metod kalorymetrycznych. Obejmują one:

- analizę przebiegu procesu kiełkowania,
- określenie wpływu różnych czynników środowiskowych na proces kiełkowania oraz
- analizę żywotności i kiełkowności nasion.

Zbiorcze zestawienie najważniejszych badań nad kiełkowaniem roślin z wykorzystaniem metod kalorymetrycznych ze szczególnym uwzględnieniem sposobu wykonania pomiaru, zaprezentowano w Tabeli 2.

Jak wynika z tabeli, w ramach badań, których celem była analiza przebiegu procesu kiełkowania, testowano m.in. nasiona komosy ryżowej, soi, rzodkiewki oraz kukurydzy. Podczas pomiarów nasion soi i rzodkiewki przeprowadzonych przez Schabes'a i in. [99] stosowano kalorymetr izotermiczny z zamkniętymi naczyniami pomiarowymi. Dla zapewnienia roślinom możliwości wymiany gazowej, naczynia pomiarowe otwierane były po 10-12 godzinach a następnie umieszczano je z powrotem w kalorymetrze. Cały pomiar trwał 40 godzin. W badaniach Stawoskiej i in. także wykorzystano kalorymetr izotermiczny z tą jednak różnicą, że naczynia pomiarowe wyposażone były w perforowane wieczka [75]. Dzięki temu w trakcie pomiaru nie było konieczności otwierania naczyń pomiarowych, a strumień ciepła rejestrowany był nieprzerwanie w znacznie dłuższym okresie, tj. przez 72 h.

Tabela 2 Zestawienie wybranych badań nad kiełkowaniem i wzrostem nasion, przeprowadzonych metodami kalorymetrycznymi.

Gatunek nasion	Metoda kalorymetryczna	Urządzenie	Rodzaj naczyń pomiarowego	Temperatura pomiaru [°C]	Czas pomiaru	Energia wygenerowana w trakcie całego pomiaru	Źródło
<b>Cel: badanie przebiegu kiełkowania</b>							
komosa ryżowa	kalorymetria izotermiczna	TAM	zamknięte	25	4 h	od $2,6 \pm 0,1$ J/g do $40,0 \pm 0,6$ J/g	[97]
soja	kalorymetria izotermiczna z wymianą ciepła	niekomercyjne urządzenie (Uniwersytet Lund, Szwajcaria)	zamknięte	24,7	40 h (pomiar przerywany, otwarcie naczyń pomiarowego po 10-12 h)	od $77,83 \pm 22,21$ J/g do $95,59 \pm 16,79$ J/g	[98]
soja i rzodkiewka	kalorymetria izotermiczna z wymianą ciepła	niekomercyjne urządzenie (Uniwersytet Lund, Szwajcaria)	zamknięte	25	24 h i 40 h (pomiar przerywany, otwarcie naczyń pomiarowego po 10-12 h)	nasiona soi: od $75,7 \pm 13,7$ J/g do $99,2 \pm 30,3$ J/g nasiona rzodkiewki $202,3 \pm 72,3$ J/g	[99]
kukurydza	kalorymetria izotermiczna	TAM III	zamknięte (z otworami w wieczku)	20	72 h	Brak danych	[75]

Gatunek nasion	Metoda kalorymetryczna	Urządzenie	Rodzaj naczyń pomiarowego	Temperatura pomiaru [°C]	Czas pomiaru	Energia wygenerowana w trakcie całego pomiaru	Źródło
<b>Cel:</b> badanie przebiegu kiełkowania w warunkach stresowych							
melon	kalorespirometria w warunkach izotermicznych	CSC Model 4100	zamknięte	25	pomiar przerywany	brak danych	[100]
komosa ryżowa	kalorymetria izotermiczna z wymianą ciepła	niekomercyjne urządzenie (Uniwersytet Lund)	brak danych	24,7	ok. 8 h	od 48,38 ± 10,35 J/g do 91,10 ± 29,68 J/g	[101]
dziki owies	kalorymetria izotermiczna	BioActivity Monitor 2277, Thermometric	brak danych	20	72 h	brak danych	[102]
gorczyca	kalorymetria izotermiczna	BioActivity Monitor 2277, Thermometric	zamknięte (z otworami w wieczku)	20	40 h	brak danych	[103]
soja i rzodkiewka	kalorymetria izotermiczna z wymianą ciepła	niekomercyjne urządzenie (Uniwersytet Lund)	zamknięte	brak danych	48 h (pomiar przerywany, otwarcie naczyń pomiarowego po 9 - 10 h)	nasiona soi od 65,2 ± 8,1 J/g do 117,4 ± 24,2 J/g nasiona rzodkiewki od 146,1 ± 22,5 J/g do 252,1 ± 111,6 J/g	[104]



Gatunek nasion	Metoda kalorymetryczna	Urządzenie	Rodzaj naczynia pomiarowego	Temperatura pomiaru [°C]	Czas pomiaru	Energia wygenerowana w trakcie całego pomiaru	Źródło
<b>Cel:</b> badanie przebiegu kiełkowania w warunkach stresowych							
soja i rzodkiewka	kalorymetria izotermiczna z wymianą ciepła	niekomercyjne urządzenie (Uniwersytet Lund)	zamknięte	brak danych	48 h (pomiar przerywany, otwarcie naczynia pomiarowego po 9 - 10 h)	nasiona soi od 65,2 ± 8,1 J/g do 117,4 ± 24,2 J/g nasiona rzodkiewki od 146,1 ± 22,5 J/g do 252,1 ± 111,6 J/g	[104]
gorczyca	kalorymetria izotermiczna	BioActivity Monitor 2277, Thermometric	zamknięte (z otworami w wieczku)	21	24 h	brak danych	[105]
pszenica gorczyca, rzepak, koniczyna	kalorymetria izotermiczna	TAM III	zamknięte (z otworami w wieczku)	20	48 h	brak danych	[106]
jęczmień browarny	kalorymetria izotermiczna	TAM Air	przepływowe	20	22 h	brak danych	[107]
pszenica	kalorymetria izotermiczna	TAM I	zamknięte (z otworami w wieczku)	0,5	144 h	brak danych	[65]
gorczyca i rzepak	kalorymetria izotermiczna	TAM III	brak danych	20	24 h	rzepak – 310 J/g gorczyca – 325 J/g	[108]

Gatunek nasion	Metoda kalorymetryczna	Urządzenie	Rodzaj naczyń pomiarowego	Temperatura pomiaru [°C]	Czas pomiaru	Energia wygenerowana w trakcie całego pomiaru	Źródło
<b>Cel:</b> badanie żywotności i kiełkowności nasion							
ryż	kalorymetria izotermiczna z wymianą ciepła	urządzenie niekomercyjne	zamknięte	30	72 h	brak danych	[109]
komosa ryżowa	kalorymetria izotermiczna	TAM	zamknięte	24,7	7 h	od $64,0 \pm 0,9$ J/g do $71,5 \pm 5,9$ J/g	[110]
jęczmień zwyczajny i winterfat	kalorymetria izotermiczna	MC-DSC Model 4100	zamknięte	22,5	8 h	brak danych	[111]
jaskier jadowity	kalorymetria izotermiczna	TAM	zamknięte	35	pomiar przerywany	brak danych	[112]
soja	kalorymetria izotermiczna z wymianą ciepła	niekomercyjne urządzenie (Uniwersytet Lund, Szwajcaria)	zamknięte	25	ok. 10 h	od $95,9 \pm 8,6$ J/g do $112,3 \pm 14,7$ J/g	[89]

Badania nad wpływem różnych czynników środowiskowych na proces kiełkowania mają na celu porównanie zmian strumienia ciepła generowanego przez nasiono w warunkach neutralnych i po określonej zmianie środowiskowej. W literaturze udokumentowano liczne analizy, w których proces kiełkowania poddawany był różnym oddziaływaniom stresowym, w tym:

- zmianom temperatury [65, 100],
- zmianom stężenia soli w otoczeniu [101],
- wpływem pola elektrycznego [107],
- wpływem herbicydów [102] lub innych roślin [103-106, 108].

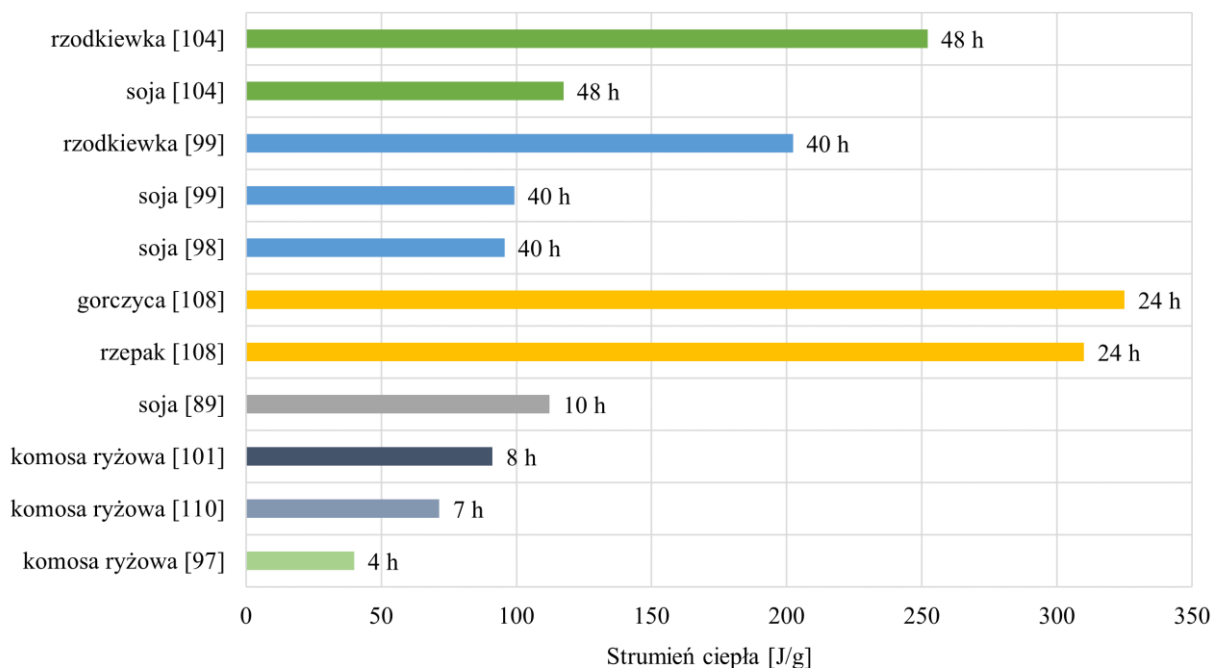
Wszystkie wymienione badania przeprowadzono w stałej temperaturze (kalorymtr izotermiczny), przy czym na szczególną uwagę zasługują analizy Dymek i in., w których wykorzystano przepływowe naczynia pomiarowe podczas oceny wpływu impulsowych pól elektrycznych na kiełkowanie nasion jęczmienia browarnego [107].

Trzeci kierunek badań dotyczy analizy żywotności i kiełkowalności nasion. W tym zakresie przeanalizowano m.in. nasiona ryżu [109], komosy ryżowej [110], jęczmienia zwyczajnego i winterfatu [111] oraz jaskra jedwabnego [112] i soi [89]. Wszystkie wymienione pomiary prowadzono w kalorymetrach izotermicznych. Na ogół sprawdzenie żywotności nasion nie wymaga przeprowadzenia pełnego cyklu kiełkowania i wzrostu siewki, dlatego czas wykonywania tego typu badań nie przekracza zwykle 10 godzin. W tym okresie nie jest wymagane dostarczenie świeżego tlenu do roślin, dlatego pomiary generowanego przez rośliny ciepła mają charakter ciągły i prowadzone są w naczyniach zamkniętych

Jak wynika z analizy metodyki badań mikrokalorymetrycznych prowadzonych nad roślinami, w procesie oznaczania ciepła wydzielanego przez rośliny dużą rolę odgrywa czas pomiaru. Determinuje on rodzaj wykorzystanego naczynia pomiarowego oraz sposób przeprowadzenia pomiaru, który może mieć charakter ciągły lub przerywany. Z tego względu w badaniach, w których czas oznaczenia nie przekracza 10 godzin kiełkujące ziarno można umieścić w zamkniętym naczyniu pomiarowym. Przy dłuższych badaniach, gdzie zachodzi potrzeba uzupełniania tlenu, należy zastosować pomiar przerywany lub alternatywnie naczynie pomiarowe z perforowanym wieczkiem [65, 75, 103, 105, 106]. Jeżeli oznaczenie obejmuje okres kilkudziesięciu godzin wykorzystuje się naczynie pomiarowe zapewniające swobodny

i kontrolowany przepływ gazu. Możliwość wykonania takiego pomiaru daje na przykład mikrokalorymetr TAM Air [107].

Drugim bardzo istotnym elementem w badaniach kalorymetrycznych kiełkujących roślin jest cel prowadzenia takich badań. Jak wynika ze źródeł literaturowych zebranych w Tabeli 2, prowadzone dotychczas badania miały charakter analiz biologicznych, w których główną uwagę skupiano na opisie charakteru oraz dynamiki fazy kiełkowania. Tylko w nielicznych przypadkach autorzy badali całkowitą ilość energii wygenerowanej przez kiełkujące nasiona [89, 97–99, 101, 104, 108, 110]. Na Rys. 13 zestawiono wyniki takich oznaczeń, które pogrupowano w zależności od czasu trwania pomiaru. Jak widać wartość uwolnionej przez rośliny energii waha się od ok. 50 do ok. 300 J/g i rośnie, zgodnie z przewidywaniami, wraz ze wzrostem czasu badania. Jedynym wyjątkiem są najwyższe wartości, które uzyskano dla nasion gorczycy i rzepaku w ciągu doby [108]. Warto jednak zaznaczyć, że nasiona te zostały umieszczone w kalorymetrze po 24 godzinach od rozpoczęcia kiełkowania i dopiero wówczas zmierzono strumień ciepła generowany przez siewki w ciągu kolejnych 24 godzin. Z uwagi na odmienne warunki środowiskowe (np. temperatura, czynniki stresowe) podczas badania oraz różny czas trwania pomiarów, porównanie wyników uzyskanych przez różnych badaczy jest praktycznie niemożliwe. Przykładem mogą być pomiary kiełkowania nasion soi [89], dla których w czasie 10 godzin uzyskano wartości energii zbliżone do uzyskanych podczas badań trwających 40 [99] czy 48 godzin [104]. Z drugiej strony, patrząc na wyniki badań uzyskanych dla różnych gatunków roślin, np. rzodkiewki i soi (zarówno w 40 godzin [98], jak i 48 godzin [104]), czy nasiona gorczycy i rzepaku [108], widać wyraźnie zależność uwalnianej energii od gatunku rośliny.



Rys. 13 Energia wygenerowana przez poszczególne gatunki roślin podczas całego pomiaru kiełkowania i wzrostu nasion w kalorymetrze.

Z energetycznego punktu widzenia w badaniach kalorymetrycznych roślin bardziej pożądane jest określenie całkowitej ilości generowanego przez nie ciepła w całym okresie początkowego wzrostu. Dzięki temu można wyznaczyć ich energetyczny potencjał oraz określić zasoby dostępnej energii niskotemperaturowej. Niestety, w dostępnych źródłach bibliograficznych brakuje informacji na temat analiz w zakresie całkowitej energii generowanej przez kiełkujące nasiona i wzrastającą siewkę, zwłaszcza produkowanych na skalę przemysłową na cele spożywcze. Powodem takiego stanu rzeczy jest fakt, że poza nielicznymi wyjątkami (np. prace Skoczowskiego i Troć [65]), dotychczasowe badania prowadzone były w czasie krótszym niż 72 godziny, obejmując zaledwie proces kiełkowania bez wzrostu siewki, co z punktu widzenia analizy procesów energetycznych stanowi okres zbyt krótki. Po drugie, w większości opublikowanych badań dochodziło do wielokrotnego przerywania pomiaru i uzupełniania zapasu tlenu w naczyniu pomiarowym kalorymetru. Takie działanie pozwala wprawdzie na kontynuację wzrostu rośliny, ale uniemożliwia określenie rzeczywistego strumienia ciepła generowanego przez kiełkujące nasiona. Istnieje zatem potrzeba przeprowadzenia mikrokalorymetrycznych badań laboratoryjnych roślin obejmujących cały okres (od 6 do 8 dób) wegetacji. Pozwoli to na określenie użytecznej ilości energii do

wykorzystania, ale i wiąże się z koniecznością rozwiązania szeregu problemów natury technicznej (m.in. dostęp do tlenu, odprowadzenie ditlenku węgla, zapewnienie wymaganej ilości wody etc.).

Reasumując należy stwierdzić, że określenie strumienia ciepła generowanego przez rośliny wymaga zastosowania dedykowanego mikrokalorymetru zapewniającego odpowiedni mikroklimat dla wzrostu roślin oraz wymaganą osłonę adiabatyczną. Jak wynika z analizy dostępnych źródeł literaturowych, najczęściej wykorzystywanym do tego celu urządzeniem jest mikrokalorymetr stałotemperaturowy. W przeważającej liczbie przypadków pomiary z wykorzystaniem tego typu mikrokalorymetru nakierowane są na wykonywanie analiz biologicznych, gdzie ciepło metaboliczne traktowane jest jako wartość pośrednia, pozwalająca na analizę przebiegu kiełkowania lub ocenę zachowania się roślin w różnych warunkach. Tego typu podejście w dużym stopniu uniemożliwia określenie zasobów energetycznych kiełkujących roślin, których określenie wiązać się będzie ze znacznym wydłużeniem czasu analizy, co rodzi dodatkowe komplikacje z zapewnieniem warunków nieprzerwanego wzrostu roślin. Badania w tym zakresie prowadzone są niezwykle rzadko co oznacza, że potencjał niskotemperaturowego ciepła zawartego w niektórych gatunkach kiełkujących roślin traktuje się marginalnie.

## V. PODSUMOWANIE PRZEGLĄDU LITERATURY

---

Wykorzystanie energii odpadowej to działanie na rzecz poprawy efektywności energetycznej, które wpisuje się bezpośrednio w politykę klimatyczno-energetyczną zarówno Unii Europejskiej jak i Polski. Wielkość jej zasobów, które można wykorzystać w sposób ekonomicznie opłacalny szacowane jest na ok. 16% spośród ponad 50% strat energii, jakie występują w jej całkowitym globalnym zużyciu. Biorąc pod uwagę zaledwie sektor przemysłowy zagospodarowanie tego potencjału może przynieść ok. 4,11 PWh zaoszczędzonej energii rocznie. Niestety, jak dotąd działania związane z wykorzystaniem ogromnych zasobów niskojakościowej energii odpadowej wydają się być traktowane marginalnie i paradoksalnie więcej troski przejawia się w aspektach związanych z rozwojem technologii pozyskiwania i transformacji energii, aniżeli jej odzysku i ponownego wykorzystania. Największe zasoby przemysłowego ciepła odpadowego przypadają na ciepło niskotemperaturowe, którego wykorzystanie napotyka zazwyczaj na konieczność przezwyciężenia dwóch poważnych barier - niskiej energii nośnika oraz dużego stopnia rozproszenia źródeł. Tam, gdzie problem rozproszenia nie występuje, wykorzystanie energii odpadowej może w znacznym stopniu przyczynić się do poprawy efektywności procesu produkcyjnego. Przykładem takiego procesu jest kiełkowanie nasion. Jak wynika z przeprowadzonych wstępnych badań przemysłowych, zasoby energii będącej efektem procesów metabolicznych zachodzących w niektórych gatunkach nasion są tak duże, że można pokusić się o próbę zorganizowania procesu produkcyjnego kiełków warzywnych w trybie quasiautonomicznym. Niestety, jak dotąd nie udokumentowano w literaturze tego typu prób, a wszelkie pomiary ciepła metabolicznego roślin miały raczej charakter analiz biologicznych, a nie termodynamicznych. Ponadto, jak wykazano, brakuje informacji na temat badań przeprowadzonych zarówno w warunkach laboratoryjnych, jak i na liniach technologicznych pozwalających na określenie możliwego i rzeczywistego potencjału odzysku ciepła odpadowego od kiełkujących roślin.

Potencjał możliwy ustalić można w oparciu o badania mikrokalorymetryczne, przy czym szczególną uwagę należy zwrócić na zapewnienie odpowiednich warunków mikroklimatycznych oraz nieprzerwanego i swobodnego wzrostu roślin. Potencjał rzeczywisty wymaga przeprowadzenia szczegółowych badań na linii produkcyjnej, a jego oszacowanie może pozwolić, przy znajomości technologii produkcji kiełków, na określenie realnego stopnia wykorzystania energii generowanej przez rośliny



## VI. TEZY, CELE I ZAKRES PRACY

---

Na podstawie rezultatów badań wstępnych oraz przeprowadzonej kwerendy literaturowej sformułowano następujące tezy pracy:

1. Procesy biologiczne zachodzące podczas uprawy kiełków warzywnych mogą być źródłem znacznych zasobów niskotemperaturowego ciepła odpadowego.
2. Istnieje możliwość zmniejszenia energochłonności oraz zużycia paliw konwencjonalnych w instalacji do produkcji kiełków warzywnych na cele spożywcze poprzez wykorzystanie ciepła odpadowego generowanego przez rośliny.

Przyjęte tezy pozwoliły na określenie następujących celów pracy:

1. Określenie zasobów ciepła odpadowego w procesie wzrostu kiełków wybranych roślin.
2. Opracowanie metody zagospodarowania ciepła odpadowego generowanego w procesie wzrostu kiełków celem zwiększenia efektywności energetycznej procesu produkcyjnego.

Biorąc pod uwagę przyjęte cele rozprawy doktorskiej opracowano jej zakres, który obejmuje:

- Oznaczenie podstawowych parametrów technicznych nasion fasoli Mung oraz słonecznika.
- Przeprowadzenie badań kalorymetrycznych, w celu oszacowania jednostkowej ilości energii uwalnianej podczas kiełkowania i dalszego wzrostu nasion, czyli możliwego potencjału odzysku ciepła od kiełkujących roślin (skala mikro).
- Wykonanie pomiarów na linii technologicznej do produkcji kiełków warzywnych, których celem jest określenie ilości ciepła generowanego przez nasiona w warunkach produkcyjnych, czyli rzeczywistego potencjału odzysku ciepła z kiełkujących roślin (skala makro) na potrzeby przeprowadzenia bilansu masy, energii i egzergii komory wzrostowej.

- Wykonanie bilansu masy, energii i egzergii komory wzrostowej.
- Analizę możliwości ograniczenia energochłonności procesu produkcji kiełków warzywnych na cele spożywcze.
- Stworzenie modelu symulacyjnego linii technologicznej do produkcji kiełków warzywnych na cele spożywcze z instalacją do odzysku ciepła od kiełkujących nasion.

## VII. BADANIA LABORATORYJNE

---

Określenie zasobów ciepła odpadowego w procesie uprawy kielków fasoli Mung oraz słonecznika wymaga, w pierwszej kolejności, określenia:

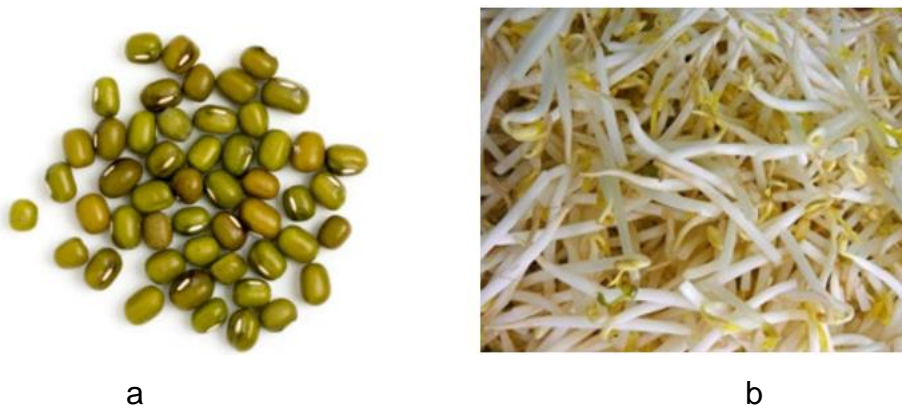
- jednostkowego strumienia ciepła generowanego w całym procesie wzrostu przez negatywnie fotoblastyczne nasiona fasoli Mung w warunkach laboratoryjnych oraz
- jednostkowego strumienia ciepła generowanego w całym procesie wzrostu przez pozytywnie fotoblastyczne nasiona słonecznika w warunkach laboratoryjnych.

W związku z tym, celem badań laboratoryjnych było określenie jednostkowego ciepła generowanego przez rośliny produkowane do celów spożywczych w egzoenergetycznym procesie kiełkowania w warunkach quasi-adiabatycznych oraz oszacowanie możliwego potencjału odzysku ciepła od kiełkujących nasion. Przeprowadzenie tych badań poprzedzone zostało wyznaczeniem podstawowych własności fizycznych nasion fasoli Mung oraz słonecznika.

### VII.1. Analiza techniczna nasion fasoli Mung oraz słonecznika

W trakcie analizy technicznej wykorzystano nasiona dwóch gatunków roślin: fasoli Mung oraz słonecznika. Fasola Mung (in. fasola złota, łac. *Vigna radiata*) jest rośliną strączkową, która stanowi cenne źródło białka oraz aminokwasów egzogennych. Jej owalne nasiona występują w kolorze od żółtego do ciemnozielonego i zawierają ok. 20-31% białka w całkowitej suchej masie [113] (Rys. 14a). Proces kiełkowania zachodzi w całkowitej ciemności i wymaga ciepłego i wilgotnego środowiska. Na Rys. 14b zaprezentowano wygląd wykształconych kielków, które z powodu braku

światła podczas uprawy charakteryzują się żółtym kolorem pierwszych pojawiających się liści.



Rys. 14 Nasiona (a) oraz wykształcone kiełki (b) fasoli Mung.

Słonecznik (łac. *Helianthus annuus*) jest rośliną dodatnio fotoblastyczną, która w odróżnieniu od fasoli Mung do prawidłowego kiełkowania i wzrostu potrzebuje światła. Kiełki słonecznika charakteryzują się wysoką zawartością związków fenolowych i flawonoidów, które są źródłem antyoksydantów. Słonecznik należy do grupy roślin oleistych, charakteryzujących się ponad 50% udziałem tłuszczu w suchej masie nasion [114]. Na Rys. 15a i 15b przedstawiono odpowiednio nasiona słonecznika oraz jego kiełki z wykształconymi liśćmi po uprawie. Z uwagi na konieczność naświetlania podczas produkcji kiełków, pierwsze pojawiające się liście mają kolor zielony.



Rys. 15 Nasiona (a) oraz wykształcone kiełki (b) słonecznika.

Wstępny etap badań laboratoryjnych obejmował oznaczenie podstawowych parametrów technicznych nasion fasoli Mung oraz słonecznika, w tym: średnią masę, wymiary i sferyczność pojedynczego nasiona, gęstość nasypową (pozorną) i rzeczywistą masy biologicznej, porowatość ziarna oraz rozkład ziarnowy nasion.

### VII.1.1. Oznaczenie podstawowych parametrów technicznych nasion

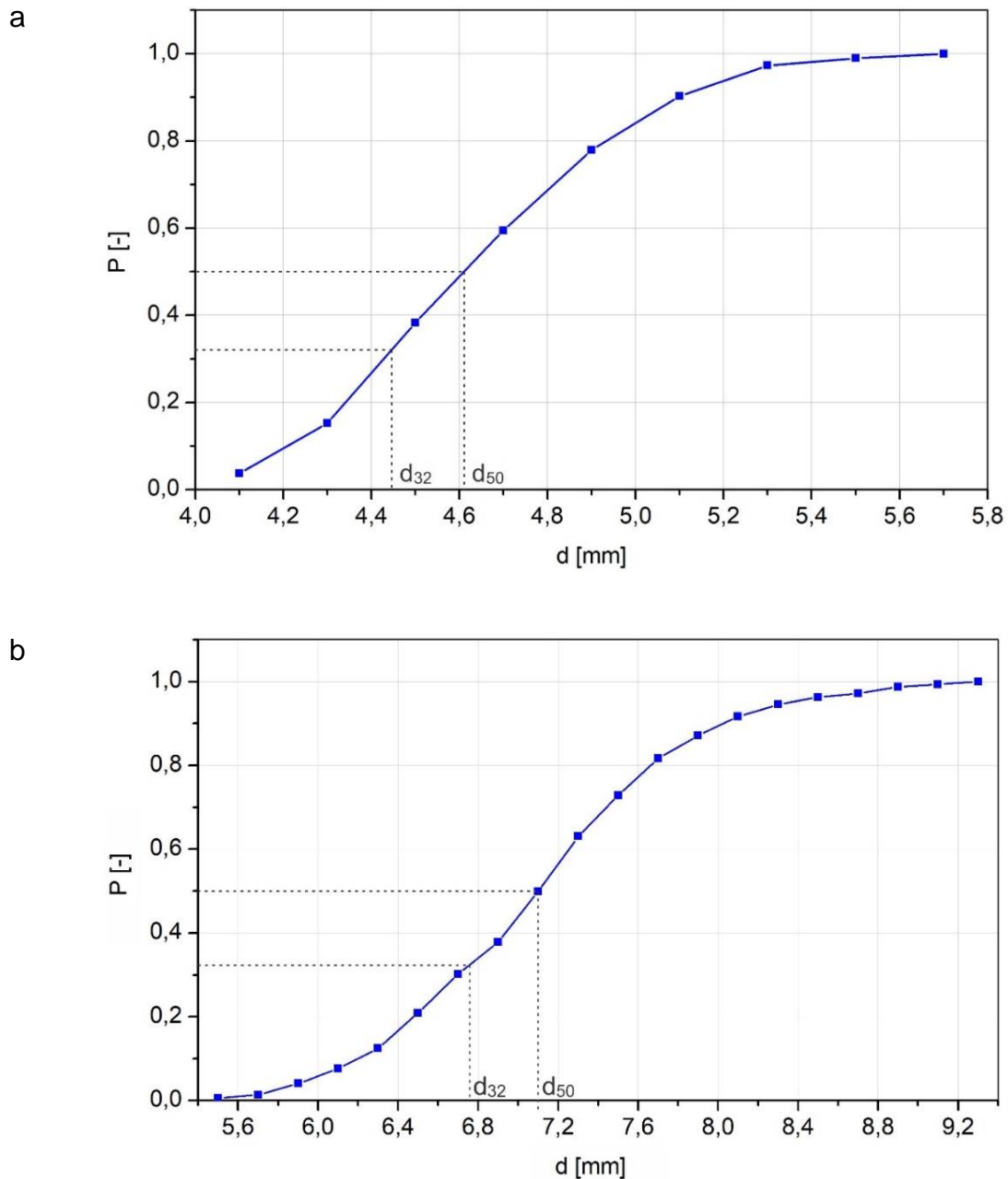
Do wyznaczenia średniej długości (L), szerokości (W) i grubości (T) pojedynczego nasiona wykorzystano mikrometr cyfrowy MIB Germany. Na podstawie zmierzonych wielkości wyznaczono średnią średnicę arytmetyczną  $D_a$ , średnią średnicę geometryczną  $D_g$  oraz średnią sferyczność  $\varphi_s$  badanych nasion. Średnia masa pojedynczego ziarna została określona przy użyciu wagi analitycznej typu Mettler Toledo Analytical Balance ME204. Gęstość rzeczywistą, gęstość nasypową oraz porowatość masy biologicznej podano za Unal i in. [115] (ziarna fasoli Mung) oraz Khodabakhshian i in. [116] (ziarna słonecznika). Wartości podstawowych parametrów fizycznych nasion fasoli Mung oraz słonecznika zostały przedstawione w Tabeli 3.

Tabela 3 Podstawowe parametry fizyczne nasion fasoli Mung (*Vigna radiata*) oraz słonecznika (*Helianthus annuus*).

Parametr	Jednostka	<i>Vigna radiata</i>	<i>Helianthus annuus</i>
Wymiary:			
• długość	mm	5,51 ± 0,21	11,92 ± 0,49
• szerokość	mm	3,99 ± 0,13	6,36 ± 0,37
• grubość	mm	4,17 ± 0,17	3,79 ± 0,41
Średnia średnica arytmetyczna	mm	4,56 ± 0,16	7,48 ± 0,12
Średnia średnica geometryczna	mm	4,51 ± 0,16	6,58 ± 0,34
Sferyczność	-	0,82 ± 0,01	0,55 ± 0,16
Masa	g	0,065 ± 0,008	0,086 ± 0,009
Gęstość rzeczywista	kg/m <sup>3</sup>	1230,0 – 1456,7*	718,6 – 800,7**
Gęstość nasypowa	kg/m <sup>3</sup>	745,2 – 821,3*	375,1 – 469,5**
Porowatość	%	30,43 – 46,57*	36,0 – 53,0**

\* według [115], \*\* według [116]

Oprócz parametrów przedstawionych w Tabeli 3 wykonano również analizę sitową nasion fasoli Mung (Rys. 16a) oraz słonecznika (Rys. 16b). Fasola Mung wykazuje nieznaczne różnice w wielkości ziaren, a nasiona słonecznika charakteryzują się w tym względzie większą niejednorodnością.



Rys. 16 Rozkład ziarnowy nasion fasoli Mung (a) oraz słonecznika (b) z zaznaczeniem średnic  $d_{32}$  i  $d_{50}$ .

## VII.2. Badania mikrokalorymetryczne

Celem badań mikrokalorymetrycznych było oszacowanie możliwego potencjału odzysku ciepła od kiełkujących nasion fasoli Mung oraz słonecznika poprzez pomiar strumienia ciepła generowanego przez te rośliny. Jak wykazano w Rozdziale IV.3, urządzenie wykorzystywane do tego typu analiz musi spełniać określone wymagania, tj.:

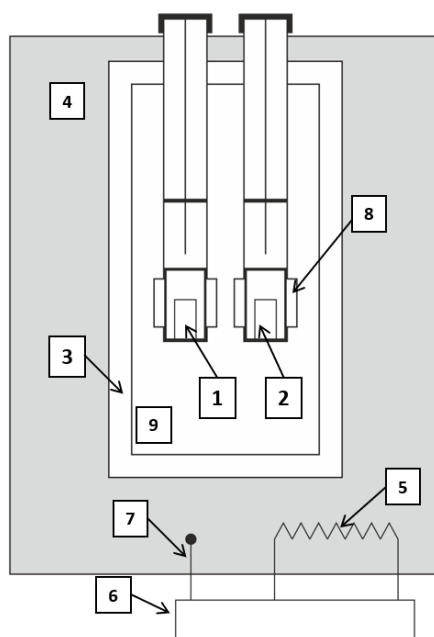
- umożliwić roślinom swobodny dostęp do tlenu oraz wody,
- pozwolić na usuwanie ditlenku węgla,
- utrzymywać stałą temperaturę otoczenia próbki przez cały czas trwania analizy,
- zapewnić swobodny i nieprzerwany wzrost kiełków,
- zapewnić bardzo wysoką czułość i rozdzielczość pomiaru.

Biorąc pod uwagę wyżej wymienione wymagania, do wykonania badań kalorymetrycznych wykorzystano mikrokalorymetr stałotemperaturowy TAM III firmy TA Instruments. Pomiaru wykonano w Instytucie Fizjologii Roślin im. Franciszka Górskiego Polskiej Akademii Nauk w Krakowie.

### VII.2.1. Charakterystyka kalorymetru TAM III

Kalorymetr TAM III należy do grupy kalorymetrów z wymianą ciepła (patrz Rozdział IV.1). Poglądowy schemat budowy tego urządzenia został przedstawiony na Rys. 17. TAM III zbudowany jest z aluminiowych bloków kalorymetrycznych (3), umieszczonych w kąpielu olejowej lub wodnej (4). Warunki temperaturowe otoczenia próbki zapewniane są przez układ termostatu (5, 6, 7) współpracujący z dedykowanym oprogramowaniem TAM Assistant™. W każdym z bloków kalorymetrycznych umieszczone są parami naczynia pomiarowe, przy czym w jednym z nich znajduje się badana próbka (1), a drugie traktowane jest jako naczynie referencyjne (2). Naczynia otoczone są przez szeregowo połączone stopy termopar (8), które pozostają w kontakcie z radiatorem (9). W momencie, gdy między końcami czujników pomiarowych wystąpi różnica temperatur, generowane jest napięcie proporcjonalne do ilości ciepła wytworzonego lub pobranego przez próbkę. Wartością mierzoną jest różnica strumienia ciepła pomiędzy próbką a naczyniem

referencyjnym, co pozwala na zredukowanie szumów spowodowanych niewielkimi wahaniami termostatu.



Rys. 17 Schemat ideowy budowy kalorymetru TAM III: 1 – naczynie pomiarowe, 2 – naczynie referencyjne, 3 – blok kalorymetryczny, 4 – kąpiel olejowa lub wodna, 5 – podgrzewacz, 6 – termostat, 7 – czujnik pomiarowy temperatury, 8 – czujnik przepływu ciepła, 9 – radiator. Opracowano na podstawie [117].

Kalorymetr TAM III daje możliwość pracy w trybie izotermicznym dzięki opracowanemu przez firmę TA Instruments układowi termostatycznemu pracującemu z dokładnością 0,0001 K. Sam pomiar temperatury realizowany jest z dokładnością nie mniejszą, niż 0,1 K. Urządzenie zapewnia długoterminową stabilizację komory roboczej na poziomie  $< \pm 100 \mu\text{K}/24\text{h}$  oraz krótkoterminową na poziomie  $< \pm 10 \mu\text{K}$ . Wybrane parametry techniczne termostatu i mikrokalorymetru zostały przedstawione w Tabeli 4.



Tabela 4 Wybrane parametry techniczne termostatu oraz mikrokalorymetru TAM III dla pracy z amputami o objętości 20 ml.

Parametr	Jednostka	Wartość
Parametry techniczne termostatu		
Zakres temperaturowy pracy urządzenia	°C	15 – 150 (90)
Dokładność termostatu	°C	< ± 0,1
Długoterminowa stabilizacja	µK/24 h	< ± 100
Krótkoterminowa stabilizacja	µK	< ± 10
Skanowanie temperatury	-	< 2°C/h (pomiędzy 20 - 150°C)
Stopniowa zmiana temperatury:		
• ogrzewanie	-	15°C/h w 15°C - 2°C/h w 150°C
• chłodzenia		15°C/h w 150°C – 1,5°C/h w 15°C
Parametry techniczne mikrokalorymetru		
Szum krótkoterminowy (ang. short term noise)	nW	< ± 100
Dryf linii podstawowej (ang. baseline drift)	nW/24 h	< 200
Dokładność	%	< 1
Precyzja	nW	± 100

Mikrokalorymetr TAM III umożliwia wykorzystanie do czterech niezależnych bloków mikrokalorymetrycznych. Podczas przeprowadzonych pomiarów wykorzystano blok mikrokalorymetryczny pokazany na Rys. 18.



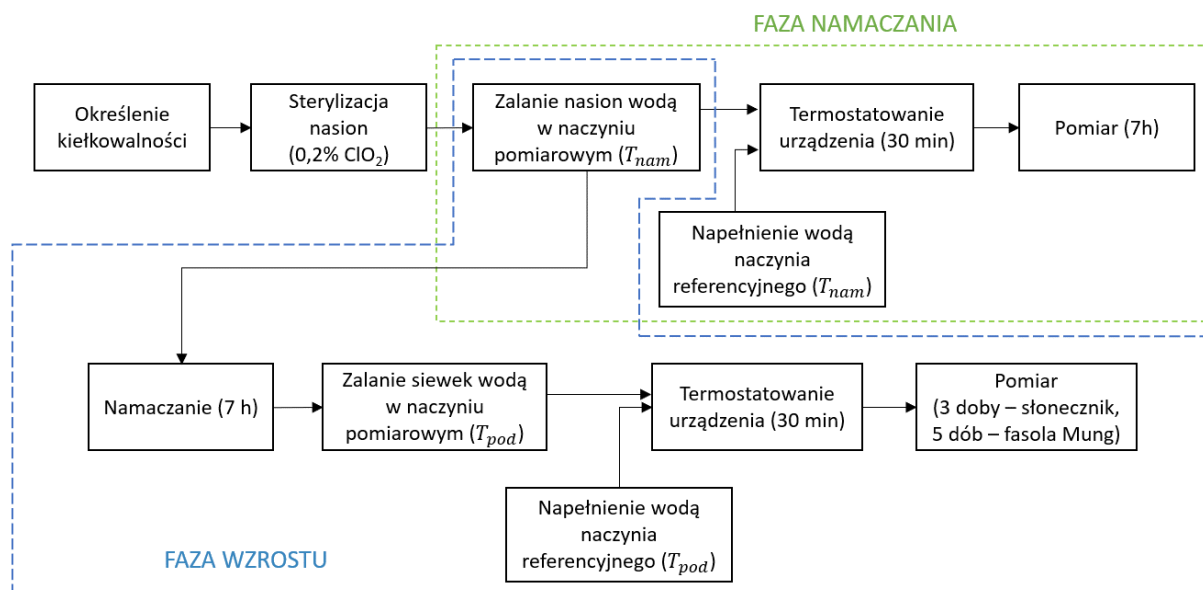
Rys. 18 Blok mikrokalorymetryczny urządzenia TAM III używany podczas pomiarów kiełkowania i wzrostu nasion fasoli Mung i słonecznika [118].

Mikrokalorymetr pozwala na wykorzystanie dwóch naczyń o objętości 20 ml: pomiarowego oraz referencyjnego. Do pomiaru ciepła generowanego przez kiełkujące i wzrastające nasiona fasoli Mung oraz słonecznika wybrano naczynia ze stali nierdzewnej, zamykane przy pomocy perforowanego wieczka. W trakcie pomiarów rejestrowane są dynamiczne zmiany temperatury i wyznaczany jest na ich podstawie strumień ciepła emitowanego przez próbkę. Wynikiem jest krzywa P-t (strumień ciepła - czas), nazywana **krzywą specyficznego ciepła**. Jeżeli w wyniku pomiaru ma być uwzględnione jedynie ciepło generowane przez substrat pomiarowy, oprogramowanie TAM Assistant™ skorygować musi strumień ciepła zarejestrowany z naczynia z próbką, odejmując od niego wartości strumienia ciepła uzyskane z naczynia referencyjnego. Dzięki temu po scałkowaniu powierzchni pod krzywą P-t uzyskuje się całkowitą ilość energii wygenerowaną przez badany materiał podczas trwania pomiaru.

### VII.2.2. Metodyka wykonania pomiarów mikrokalorymetrycznych

Nasiona fasoli Mung oraz słonecznika wykorzystywane podczas pomiarów mikrokalorymetrycznych zostały pobrane w zakładzie produkującym kiełki warzywne na cele spożywcze. Kryterium dopuszczenia wybranej partii do badań stanowiła jej zdolność do kiełkowania, która musiała wynosić przynajmniej 80%. Określenie

kiełkowalności polegało na wysianiu części nasion z pobranej partii i sprawdzeniu ile z nich rozpoczęło swój wzrost. W celu zapewnienia porównywalności wyników uzyskanych w skalach mikro i makro, procedura pomiarowa została określona w taki sposób, aby jak najwierniej odwzorować warunki panujące na linii produkcyjnej. W związku z tym, zasadnicze badanie jednostkowego ciepła generowanego przez obie rośliny podczas kiełkowania i wzrostu zostało podzielone na dwie części: fazę namaczania oraz fazę wzrostu. Oba etapy przeprowadzane są w różnych temperaturach, a każda zmiana temperatury wymaga kalibracji urządzenia. Schemat przedstawiający kolejne etapy procedury badawczej przedstawiono na Rys. 19. Z uwagi na warunki porozumienia o ochronie danych procesowych zawartego pomiędzy Politechniką Częstochowską a firmą Uniflora Sp. z o.o., dane dotyczące temperatury przeprowadzenia pomiaru nie mogą zostać ujawnione w niniejszej dysertacji.



Rys. 19 Schemat procedury badawczej do określania strumienia ciepła generowanego przez nasiona fasoli Mung i słonecznika podczas kiełkowania i wzrostu za pomocą mikrokalorymetru izotermicznego TAM III ( $T_{nam}$  - temperatura namaczania,  $T_{pod}$  - temperatura podlewania).

Dla uniknięcia rozwoju mikroorganizmów na powierzchni rośliny przed wykonaniem zasadniczych pomiarów nasiona sterylizowano roztworem ditlenku chloru. Dzięki temu zapewniono nie tylko odpowiednią kiełkowalność nasion, ale także poprawność uzyskanych wyników. Przed pierwszym etapem, czyli pomiarem ciepła

generowanego przez rośliny podczas fazy namaczania, konieczne było ustawienie temperatury cieczy kalorymetrycznej na temperaturę namaczania ( $T_{nam}$ ) i dokonanie kalibracji kalorymetru, która trwała ok. 12 h. Po tym czasie, zważone i wysterylizowane nasiona fasoli Mung/słonecznika umieszczano w naczyniu pomiarowym mikrokalorymetru, które wypełnione było 5 ml wody destylowanej o temperaturze  $T_{nam}$ . Taką samą ilość wody umieszczano w naczyniu referencyjnym. Po zainstalowaniu naczyń w bloku kalorymetrycznym następował etap stabilizacji temperatury w urządzeniu, który trwał 30 minut. Ciepło generowane przez próbki rejestrowane było przez 7 h. Drugi etap badań obejmował fazę wzrostu kiełków i został przeprowadzony w temperaturze  $T_{pod}$  (niższej o 10°C od  $T_{nam}$ ) co wymagało wykonania kolejnej, trwającej 12 godzin kalibracji. Po osiągnięciu wymaganej temperatury cieczy kalorymetrycznej kiełkujące nasiona poddane wcześniej namaczaniu umieszczano w naczyniu pomiarowym. Naczynie to, wraz z naczyniem referencyjnym wypełniano wodą destylowaną o temperaturze  $T_{pod}$ . Po ustabilizowaniu temperatury w kalorymetrze rozpoczęto ciągły pomiar strumienia ciepła generowanego przez badaną próbkę. Ponieważ w uprawie kiełków słonecznika po upływie fazy ciemnej trwającej 3 dni wymagane jest naświetlanie<sup>6</sup>, pomiary ograniczono wyłącznie do rozwoju roślin w warunkach pozbawionych światła. W przypadku nasion fasoli Mung cała uprawa odbywa się w ciemności, dlatego badania mikrokalorymetryczne objęły cały okres produkcji i trwały 120 godzin (5 dni). Szczegółowe dane dotyczące badanych próbek oraz warunków procesowych zestawiono w Tabeli 5.

---

<sup>6</sup> Obecnie kalorymetry nie dysponują naczyniami z zainstalowanym źródłem światła sztucznego.

Tabela 5 Zestawienie danych dotyczących badanych próbek nasion fasoli Mung i słonecznika oraz warunków realizacji pomiaru.

Nr próbki	Etap pomiaru	Waga nasion [g]	Ilość nasion	Objętość wody [ml]	Temperatura pomiaru
Fasola Mung					
1	namaczanie	1,01	17	5	$T_{nam}$
2	namaczanie	1,02	16	5	$T_{nam}$
3	namaczanie	1,03	16	5	$T_{nam}$
4	namaczanie	0,99	17	5	$T_{nam}$
5	namaczanie	1,04	17	5	$T_{nam}$
6	namaczanie	1,03	17	5	$T_{nam}$
7	wzrost	1,02	17	2	$T_{pod}$
8	wzrost	1,05	17	2	$T_{pod}$
9	wzrost	0,42	7	2	$T_{pod}$
10	wzrost	0,42	7	2	$T_{pod}$
Słonecznik					
1	namaczanie	0,89	15	5	$T_{nam}$
2	namaczanie	0,83	15	5	$T_{nam}$
3	namaczanie	0,94	15	5	$T_{nam}$
4	namaczanie	0,73	15	5	$T_{nam}$
5	namaczanie	1,02	19	5	$T_{nam}$
6	namaczanie	1,00	18	5	$T_{nam}$
7	wzrost	0,43	10	1,50	$T_{pod}$
8	wzrost	0,47	10	1,50	$T_{pod}$
9	wzrost	0,51	10	0,75	$T_{pod}$
10	wzrost	0,40	10	0,75	$T_{pod}$
11	wzrost	0,42	10	0,50	$T_{pod}$
12	wzrost	0,44	10	0,50	$T_{pod}$

### VII.2.3. Analiza wyników

Wartości ciepła generowanego przez kiełki warzywne podczas pomiarów w kalorymetrze TAM III znajdowały się w przedziale:

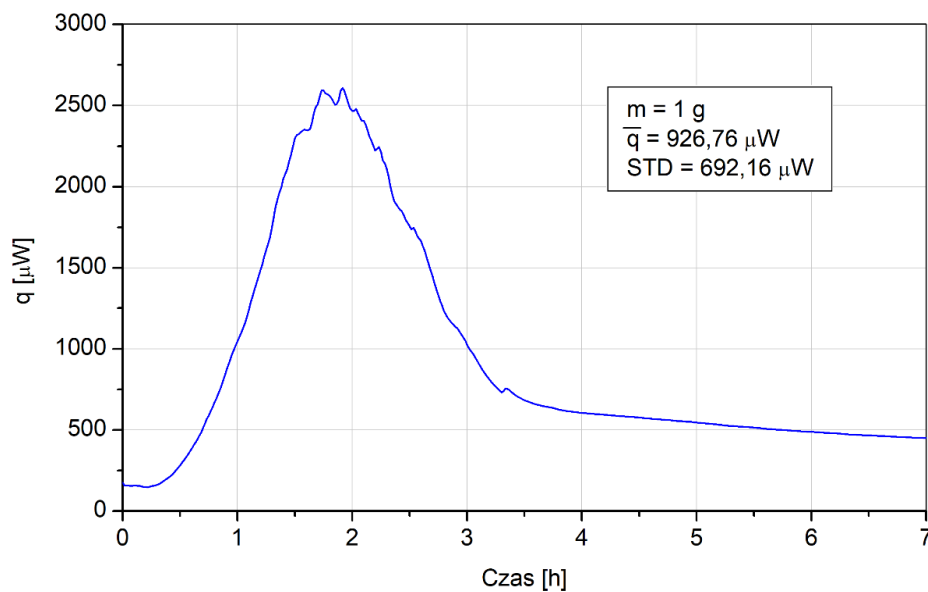
- od  $(21,06 \pm 0,12 J/g)$  do  $(25,05 \pm 0,15 J/g)$  dla fazy namaczania nasion fasoli Mung,
- od  $(7,15 \pm 0,04 J/g)$  do  $(8,91 \pm 0,05 J/g)$  dla fazy namaczania nasion słonecznika,

- od  $(2033,71 \pm 11,77 \text{ J/g})$  do  $(2854,24 \pm 16,50 \text{ J/g})$  dla fazy wzrostu nasion fasoli Mung.

Procedura obliczeń niepewności pomiaru została opisana w rozdziale XII.

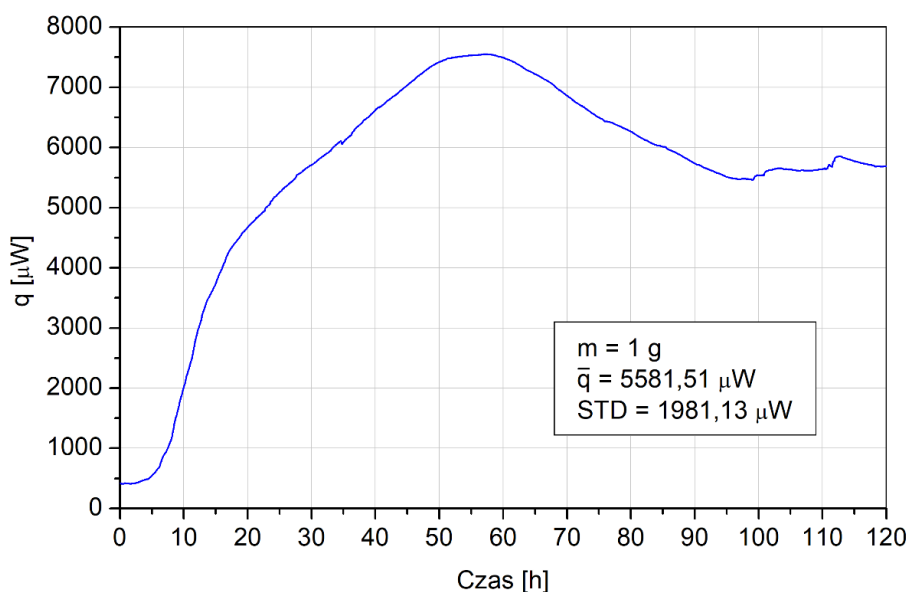
## Fasola Mung

Na Rys. 20 pokazano krzywą specyficjnej mocy cieplnej przedstawiającą średni strumień ciepła zarejestrowany podczas pomiarów etapu namaczania kiełków fasoli Mung. Strumień generowanego ciepła wzrasta stopniowo aż do osiągnięcia maksimum (ok.  $2500 \mu\text{W}$ ), po czym maleje osiągając wartość w okolicach  $500 \mu\text{W}$ . Średnia ilość energii cieplnej generowanej podczas fazy namaczania przy 95% poziomie ufności mieści się w przedziale od  $22,36$  do  $24,49 \text{ J/g}_{\text{nasion}}$ . Źródłem ciepła emitowanego w tej fazie kiełkowania są procesy fizyczne, tj. proces imbibicji (gwałtownego uwadniania koloidów w nasionach) i towarzyszące temu procesowi naprężenia mechaniczne, jakie pojawiają się w okrywie nasiennej. Na uwagę zasługuje fakt, że pokazana krzywa nie uwzględnia zjawisk, które mają miejsce we wczesnej fazie namaczania nasion, czyli podczas sterylizacji oraz termostatowania kalorymetru, obejmującej pierwsze 40 min wzrostu.



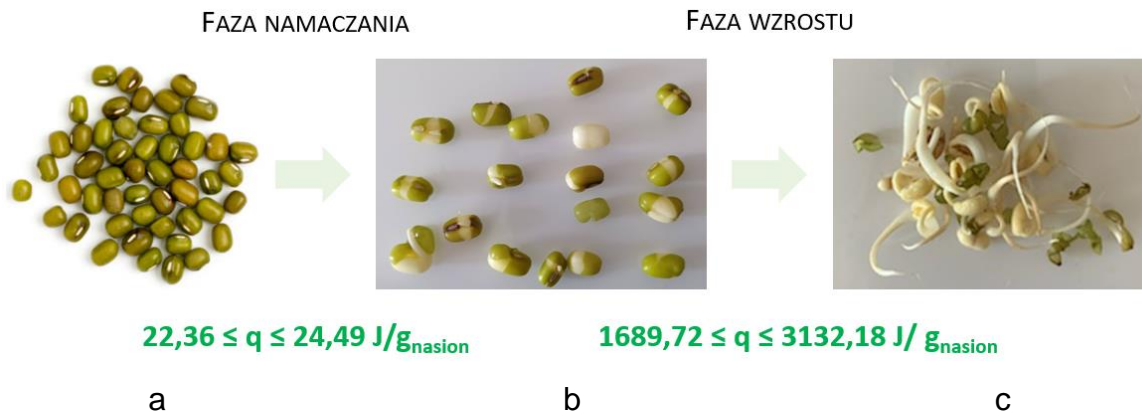
Rys. 20 Krzywa specyficjnej mocy cieplnej wygenerowana przez nasiona fasoli Mung podczas namaczania (wyniki uśrednione z sześciu prób).

Rys. 21 przedstawia strumień ciepła wyemitowany przez kielki fasoli Mung podczas etapu wzrostu (wynik uśredniony z czterech prób). Na tym etapie średnia ilość wygenerowanego ciepła mieści się w przedziale od 1689,72 do 3132,18 J/g<sub>nasion</sub> przy 95% poziomie ufności. Źródłem ciepła w tej fazie kiełkowania są przemiany metaboliczne zachodzące wewnątrz nasion. Aktywność metaboliczna nasion rośnie do ok. 50 godziny fazy wzrostu, kiedy roślina generuje maksymalny strumień energii przekraczający wartość ok. 7500  $\mu\text{W}$ . Następnie zaczyna spadać, aż do ustabilizowania się na poziomie 5500  $\mu\text{W}$ .



Rys. 21 Krzywa specyficznej mocy cieplnej wygenerowana przez nasiona fasoli Mung podczas wzrostu (wyniki uśrednione z czterech prób).

Na Rys. 22 przedstawiono zdjęcia nasion fasoli Mung przed (Rys. 22a) i po (Rys. 22b) namaczaniu oraz kielków (Rys. 22c) rośliny po zakończeniu etapu wzrostu w kalorymetrze. Jak wynika z rysunku, efektami fazy namaczania są spękanie okrywy nasiennej oraz wybijające się korzonki zarodkowe (Rys. 22b), natomiast fazy wzrostu prawidłowo rozwinięte kielki (Rys. 22c). Ponieważ efekty te są porównywalne z uzyskiwanymi w trakcie kontrolowanej uprawy można stwierdzić, że zarówno wybór urządzenia kalorymetrycznego, jak i dobrany reżim warunków pomiarowych zostały ustalone prawidłowo. Potwierdza to założenie, że **mikrokalorymetr TAM III jest urządzeniem, które pozwala na określenie jednostkowego strumienia ciepła generowanego przez kiełkującą roślinę.**



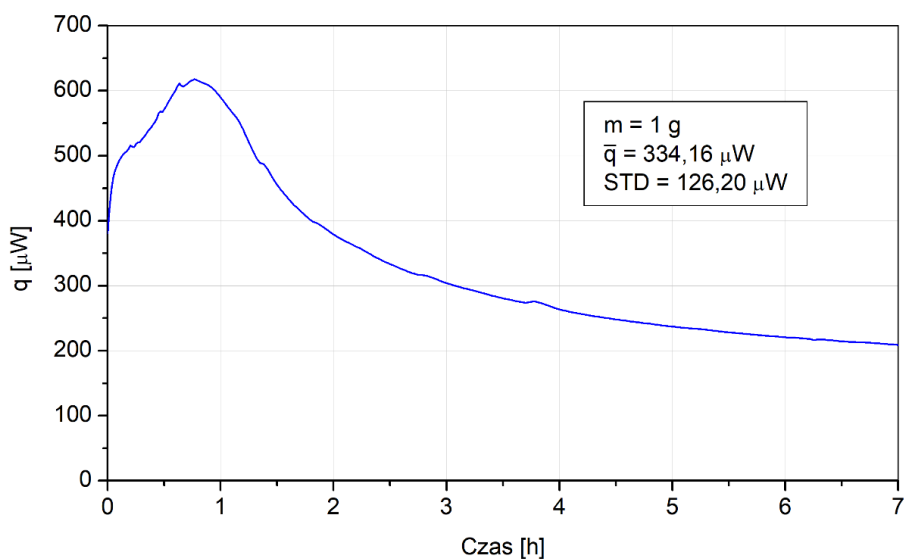
Rys. 22 Nasiona fasoli Mung przed (a) i po (b) namaczeniu oraz kiełki rośliny po zakończeniu etapu wzrostu (c) w kalorymetrze.

Całkowity strumień ciepła wygenerowany przez kiełki fasoli Mung w całym okresie namaczenia i wzrostu mieści się w przedziale od 1712 do 3157 J/g<sub>nasion</sub>. Energia uwalniana w etapie namaczenia stanowi niewielki procent całego ciepła generowanego przez roślinę (ok. 0,8 - 1,3%). Procesami generującymi najwięcej ciepła w cyklu rozwoju kiełków warzywnych są więc procesy oddychania komórkowego zachodzące w ramach aktywności metabolicznej komórek roślinnych.

### Słonecznik

W przeciwieństwie do nasion fasoli Mung, nasiona słonecznika wykazywały problemy z kiełkowaniem w warunkach mikrokalorymetrycznych, które można było zaobserwować już podczas fazy namaczenia. Przykładowa krzywa specyficznej mocy cieplnej wygenerowana podczas pierwszego etapu badań przedstawiono na Rys. 23.





Rys. 23 Przykładowa krzywa specyficznej mocy cieplnej wygenerowana przez próbkę nasion słonecznika podczas namaczania.

Jak można zauważyć, przebieg strumienia ciepła uzyskany podczas pomiarów etapu namaczania nasion słonecznika różni się pod względem jakościowym od krzywej specyficznej mocy cieplnej uzyskanego dla nasion fasoli Mung (Rys. 20). Przede wszystkim, brakuje w nim piku charakterystycznego dla etapu namaczania, który związany jest z pojawiającymi się w łupinie nasiennej naprężeniami mechanicznymi. Wzrost generowanego ciepła w pierwszej godzinie pomiarów jest zbyt mały i zachodzi zbyt wcześnie, aby mógł być spowodowany pękaniem okrywy nasiennej. Wniosek ten potwierdza również wygląd nasion słonecznika po fazie namaczania (przedstawiony na Rys. 24), w których nie zaobserwowano popękanych łupin, ani tym bardziej wybijających się korzonków zarodkowych. Pomiar przeprowadzone w fazie wzrostu także nie przyniosły oczekiwanych rezultatów. Roślina nie kiełkowała prawidłowo, a większość nasion z próbki nie wykazywała żadnych oznak kiełkowania.



Rys. 24 Nasiona słonecznika po fazie namaczania przeprowadzonej w mikrokalorymetrze izotermicznym.

W interpretacji problemów z kiełkowalnością ziaren słonecznika można podać przynajmniej dwa powody. Pierwszy wynika z budowy okrywy nasiennej, która będąc znacznie twardsza i mniej higroskopijna, niż w przypadku nasion fasoli Mung, stanowi znacznie większą barierę dla wody usiłującej przeniknąć do wnętrza ziarna. W warunkach kontrolowanej uprawy nasiona słonecznika poddawane są wstępnej obróbce, która przyspiesza proces namaczania, ale procedura ta objęta jest tajemnicą handlową przedsiębiorstwa. Drugim powodem może być ilość i sposób dostarczenia wody potrzebnej do kiełkowania. W przypadku naczynia kalorymetrycznego jedyną możliwością dostarczenia wody jest doprowadzenie jej przed rozpoczęciem pomiaru. Nasiona muszą być więc zanurzone w wodzie przed wykonaniem analizy, co może skutkować utrudnioną wymianą gazową oraz rozpoczęciem procesów gnilnych. Z drugiej strony, zbyt mała ilość wody hamuje rozwój nasion. Rozwiązaniem mógłby być zatem system doprowadzenia zmiennego strumienia wody do naczynia pomiarowego, który obecnie nie jest wykorzystywany w urządzeniach kalorymetrycznych. W efekcie, oznaczenie strumienia ciepła generowanego przez nasiona słonecznika powoduje szereg problemów natury biologicznej i instrumentalnej, których przezwyciężenie wykracza poza ramy niniejszej pracy. W związku z tym, po wykonaniu szeregu prób, a także konsultacjach z pracownikami naukowymi Instytutu Fizjologii Roślin im. Franciszka Górskiego PAN w Krakowie, podjęto decyzję o zaprzestaniu dalszych analiz nasion tej rośliny w całym cyklu wzrostu. W efekcie, **określenie możliwego oraz rzeczywistego potencjału odzysku ciepła odpadowego od kiełkujących roślin ograniczono do badań nasion fasoli Mung (*Vigna radiata*).**

#### VII.2.4. Podsumowanie

Z uwagi na to, że fasola Mung należy do grupy roślin negatywnie fotoblastycznych, których warunki kontrolowanej uprawy można odzwierciedlić w badaniach laboratoryjnych, do oznaczenia strumienia ciepła generowanego w całym procesie jej wzrostu można wykorzystać mikrokalorimetr stałotemperaturowy. Jak wynika z przeprowadzonych pomiarów, **sumaryczny strumień ciepła wygenerowany zarówno w procesie namaczania jak i wzrostu kiełków fasoli Mung (tj. w okresie 5 dób) zawarty jest w przedziale od 1712 do 3157 J/g**, przy czym energia uwalniana przez nasiona w etapie pierwszym stanowi tylko niewielki procent całego ciepła generowanego przez roślinę (ok. 0,8 - 1,3%). Najwięcej energii uwalniane jest w fazie oddychania komórkowego zachodzącego w ramach aktywności metabolicznej komórek roślinnych.

Odwzorowanie warunków panujących na linii technologicznej, jak i uprawa kiełków słonecznika w mikrokalorimetrze izotermicznym stwarzają szereg problemów. Kłopotliwy jest przede wszystkim etap namaczania, który z uwagi na małą higroskopijność łupiny nasiennej, jak i jej dużą twardość uniemożliwia wykonanie oznaczenia generowanego strumienia ciepła w rozsądnym czasie. Próba oszacowania jednostkowego ciepła generowanego przez ziarna słonecznika w całym okresie wzrostu wymaga ich wcześniejszego przygotowania zgodnie z procedurą objętą tajemnicą handlową. Wobec braku dostępu do takiej procedury i licznych problemów pojawiających się podczas badań można jednoznacznie stwierdzić, że **współczesne urządzenia mikrokalometryczne nie pozwalają na przeprowadzenie pełnej analizy strumienia ciepła generowanego przez naturalnie występujące ziarna słonecznika zarówno w fazie namaczania, jak i wzrostu kiełków.**



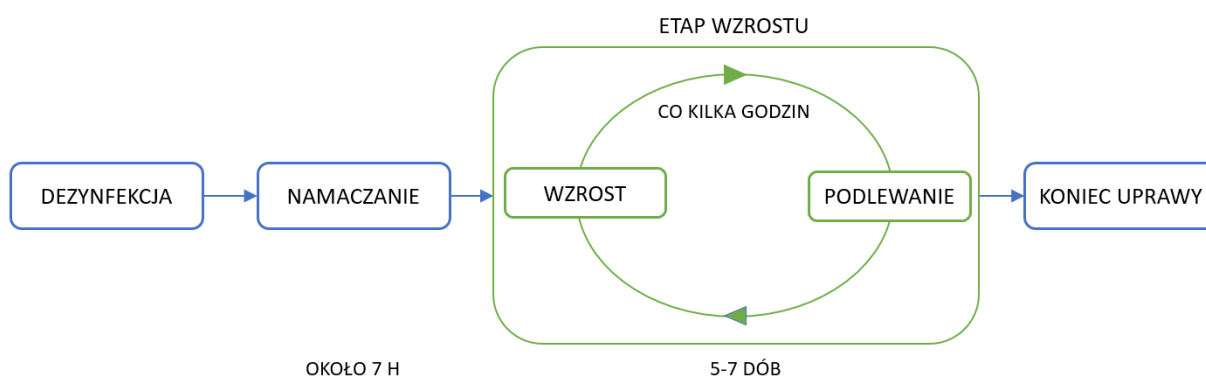
## VIII. BADANIA PRZEMYSŁOWE

---

Określenie rzeczywistego potencjału odzysku ciepła od kiełkujących nasion fasoli Mung wymagało przeprowadzenia pomiarów na linii technologicznej do produkcji kiełków warzywnych. Celem tych badań było oszacowanie ilości ciepła generowanego przez rośliny w całym okresie produkcji oraz wyznaczenie strumienia energii możliwej do ponownego wykorzystania podczas tego procesu.

### VIII.1. Obiekt badań

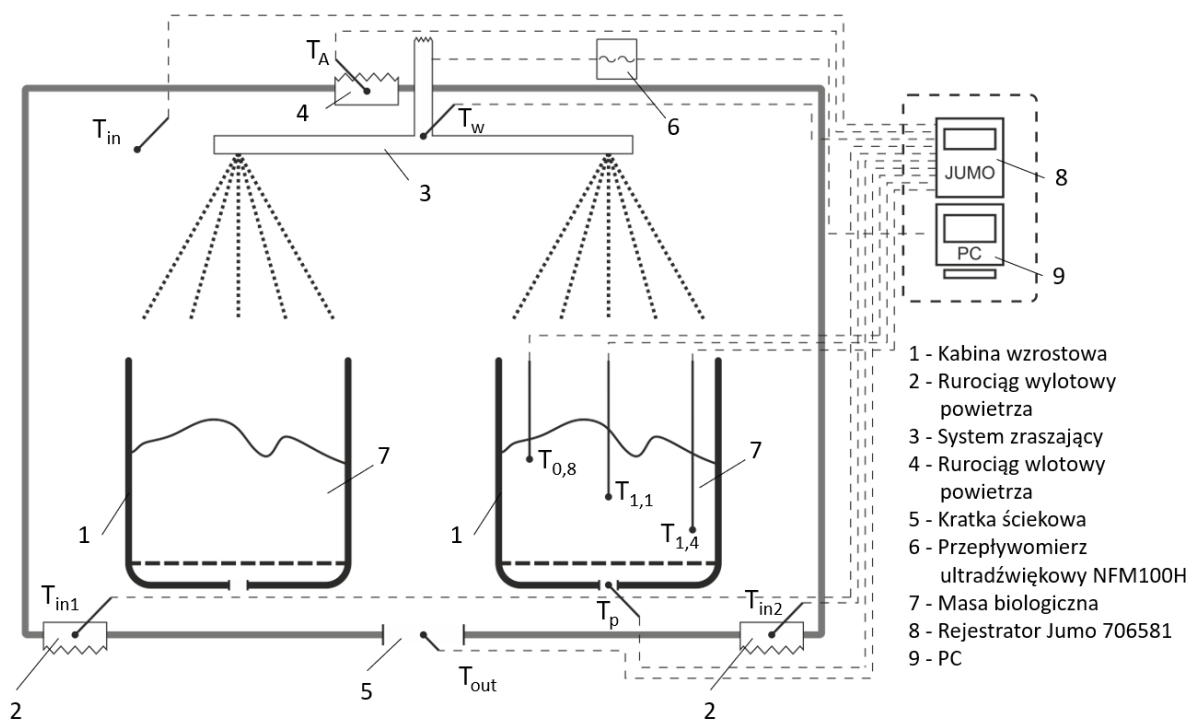
Okres produkcji kiełków warzywnych trwa od 5 do 7 dni w zależności od warunków prowadzenia uprawy, tj. warunków klimatycznych panujących w komorze wzrostowej. Na Rys. 25 przedstawiono schemat przebiegu procesu produkcyjnego kiełków fasoli Mung.



Rys. 25 Schemat przebiegu procesu produkcyjnego kiełków fasoli Mung na cele spożywcze.

Uprawa rozpoczyna się od dezynfekcji nasion, które następnie poddawane są namaczaniu. Polega ono na zalaniu nasion ciepłą wodą i trwa ok. 7 godzin. Po tym czasie rozpoczyna się właściwy etap wzrostu kiełków wymagający cyklicznego

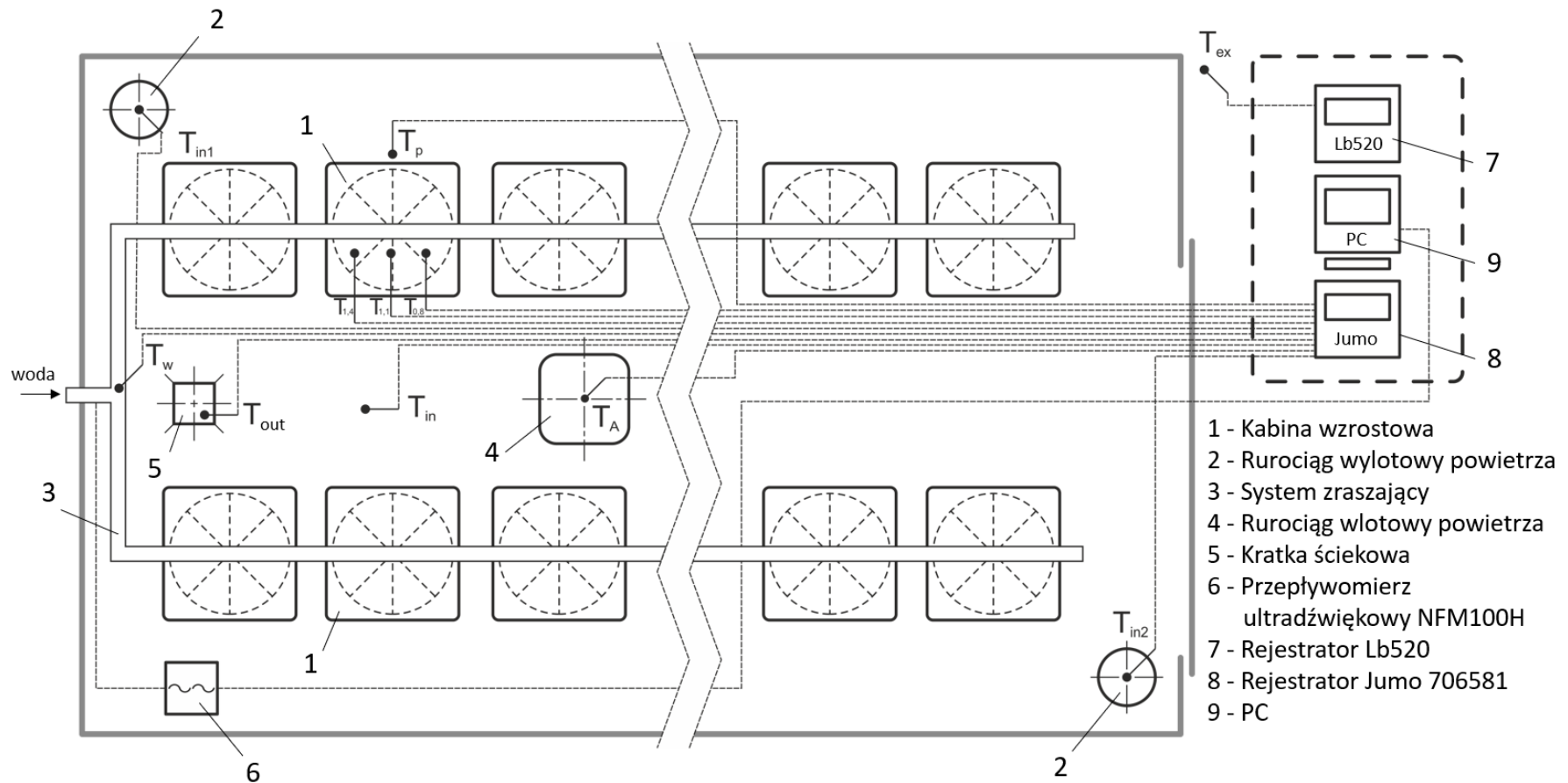
podlewania. Jego celem jest z jednej strony dostarczenie do roślin wody, która jest niezbędna w czasie ich wzrostu, z drugiej zaś odprowadzenie nadmiaru ciepła wydzielanego przez komórki roślinne w wyniku reakcji metabolicznych. Ciepło to jest źródłem niskotemperaturowej energii, która może być wykorzystana do podniesienia efektywności procesu produkcyjnego. Zasadnicze badania eksperymentalne przeprowadzono w komorze wzrostowej, zaprojektowanej do uprawy przemysłowej kiełków fasoli Mung na cele spożywcze, której schemat oraz przekrój pokazane zostały odpowiednio na Rys. 26 i 27.



Rys. 26 Przekrój komory wzrostowej do uprawy kiełków fasoli Mung – przekrój poziomy ( $T_{in1}$  i  $T_{in2}$  - temperatura powietrza wywiewanego,  $T_A$  - temperatura powietrza nawiewanego,  $T_{in}$  - temperatura powietrza w komorze wzrostowej,  $T_w$  - temperatura wody do podlewania,  $T_p$  - temperatura wody zużytej odprowadzanej bezpośrednio z kabiny wzrostowej,  $T_{out}$  - temperatura wody zużytej mierzonej w kratce ściekowej,  $T_{1,4}$ ,  $T_{1,1}$  oraz  $T_{0,8}$  - temperatura kiełków w kabynie odpowiednio na wysokościach 1,4; 1,1 oraz 0,8 m).

Komora wzrostowa zbudowana została w postaci dobrze zaizolowanego i szczelnego pomieszczenia wewnętrznego, graniczącego przez trzy ściany z pomieszczeniami sąsiadującymi o podobnej temperaturze wewnętrznej. Czwartą przegrodę pionową stanowi ściana frontowa, na której umieszczono drzwi przesuwne. Od góry komora wzrostowa sąsiaduje z magazynem ciepłego powietrza,

a od dołu z gruntem poprzez dobrze zaizolowaną posadzkę wodoszczelną. Wszystkie przegrody, z wyjątkiem podłogi, zbudowane są z tych samych materiałów, tj. blachy stalowej oraz pianki poliuretanowej. Wzrost kiełków odbywa się w kabinach (1). Prawidłowe kiełkowanie i dalszy rozwój roślin uzależniony jest przede wszystkim od zapewnienia właściwej wymiany gazowej oraz dostępu do wody. Z tego powodu komora wyposażona jest w dwie instalacje: powietrzną oraz wodną. W celu dostarczenia do nasion tlenu oraz usunięcia wyprodukowanego przez kiełki ditlenku węgla konieczne jest okresowe przewietrzanie pomieszczenia, które realizowane jest za pomocą otworu wlotowego (4) oraz dwóch rurociągów wylotowych (2). Instalacja wymiany powietrza współpracuje z dwoma wentylatorami wyciągowymi, które w ustalonych sekwencjach czasowych są załączane i doprowadzają świeże powietrze. Jego źródłem jest magazyn ciepła zlokalizowany w przestrzeni nadkomorowej. Instalację wodną tworzy system zraszający (3) doprowadzający wodę w fazie namaczania oraz podlewania. System ten zintegrowany jest z układem odprowadzenia zużytej wody (5). Działanie instalacji namaczania i podlewania zostało zaprogramowane w taki sposób, aby zapewnić roślinom optymalne warunki wzrostu.



Rys. 27 Schemat komory wzrostowej do uprawy kiełków fasoli Mung – rzut z góry ( $T_{in1}$  i  $T_{in2}$  - temperatura powietrza wywiewanego,  $T_A$  - temperatura powietrza nawiewanego,  $T_{in}$  - temperatura powietrza w komorze wzrostowej,  $T_{ex}$  - temperatura powietrza zewnętrznego po stronie drzwi frontowych,  $T_w$  - temperatura wody do podlewania,  $T_p$  - temperatura wody zużytej odprowadzanej bezpośrednio z kabiny wzrostowej,  $T_{out}$  - temperatura wody zużytej mierzonej w kratce ściekowej,  $T_{1,4}$ ,  $T_{1,1}$  oraz  $T_{0,8}$  - temperatura kiełków w kabinie odpowiednio na wysokościach 1,4; 1,1 oraz 0,8 m).



## VIII.2. Metodyka badań

Badania eksperymentalne na linii technologicznej obejmowały cały okres produkcji kielków fasoli Mung trwający 7 dni. Oszacowanie rzeczywistego potencjału odzysku ciepła w instalacji wymagało określenia strumieni energii doprowadzonej, odprowadzonej oraz wygenerowanej w komorze wzrostowej. W związku z tym w trakcie przeprowadzonych pomiarów monitorowano następujące parametry procesowe:

- temperaturę powietrza wywiewanego w rurociągu (1) i (2), odpowiednio –  $T_{in1}$  i  $T_{in2}$ ,
- temperaturę powietrza nawiewanego –  $T_A$ ,
- temperaturę powietrza w komorze wzrostowej –  $T_{in}$ ,
- temperaturę powietrza zewnętrznego po stronie drzwi frontowych –  $T_{ex}$ ,
- strumień objętości wody doprowadzonej do podlewania i zraszania roślin,
- temperaturę wody do podlewania –  $T_w$ ,
- temperaturę wody zużytej odprowadzanej bezpośrednio z kabiny –  $T_p$ ,
- temperaturę wody zużytej mierzonej w kratce ściekowej –  $T_{out}$ ,
- temperaturę kielków w kabinie  $T_{1,4}$ ,  $T_{1,1}$  oraz  $T_{0,8}$  odpowiednio na wysokościach 1,4; 1,1 oraz 0,8 m.

Dla wykazania powtarzalności uzyskanych wyników badań zaplanowano i przeprowadzono trzy kampanie pomiarowe. Zarejestrowane rezultaty pozwoliły stwierdzić, że otrzymane wyniki badań nie różnią się zarówno pod względem jakościowym jak i ilościowym.

Strumień objętości wody do podlewania nasion realizowany był z częstotliwością 1 Hz i mierzony na rurociągu zasilającym system zraszający z wykorzystaniem przepływomierza ultradźwiękowego typu NFM100H, który współpracował z układem do akwizycji wyników pomiarów. Bezinwazyjny przepływomierz ultradźwiękowy mierzy czas przejścia sygnału między dwoma czujnikami pomiarowymi, zamontowanymi na zewnętrznej powierzchni rurociągu. Przepływomierz charakteryzuje się bardzo wysoką czułością pomiaru od niskich wartości ( $> 0,01$  m/s), wysoką dynamiką pomiaru 3200:1 oraz wysoką dokładnością  $< 1\%$

wartości mierzonej, przy zachowaniu powtarzalności wyników [119]. Dokładne parametry techniczne przepływomierza zostały podane w Tabeli 6.

Temperatury powietrza  $T_{in1}$ ,  $T_{in2}$ ,  $T_A$  oraz  $T_{in}$  mierzono za pomocą czujników oporowych typu TP-366 Pt1000. Natomiast temperatury wody ( $T_w$ ,  $T_{1.4}$ ,  $T_{1.1}$ ,  $T_{0.8}$ ,  $T_{out}$  oraz  $T_p$ ) zrealizowano z wykorzystaniem czujników typu TP-366 Pt100. Zarówno czujniki Pt100, jak i Pt1000 posiadają rezystor platynowy, który różni się wartością oporu w temperaturze 0°C. W przypadku Pt100 opór ten wynosi 100 Ω, natomiast dla Pt1000 - 1000 Ω. Zakres pomiarowy czujników typu TP-366 wynosi od -40°C do 400°C [120].

Tabela 6 Najważniejsze dane techniczne bezinwazyjnego przepływomierza NFM100H [119].

Parametr	Jednostka	Wartość
Zakres pomiarowy	m/s	$\pm 0,01...32$
Dokładność	-	$< \pm 1\%$ wartości mierzonej (w zakresie $> 0,2 \text{ m/s}$ )
Powtarzalność	-	$< \pm 0,5\%$ wartości mierzonej (w zakresie $> 0,2 \text{ m/s}$ )
Tłumienie/filtr cyfrowy	s	0 ... 999
Rozdzielczość	ps	$< 100$
Częstotliwość pracy czujników	MHz	1
Temperatura procesu	°C	$-30...+90^\circ\text{C}$

Sygnaly czujników oporowych rejestrowane były za pomocą rejestratora JUMO 706581 z częstotliwością 1 Hz, przy czasie próbkowania sygnału wynoszącym 125 ms. W celu eliminacji dodatkowych oporności przewodów połączeniowych, wszystkie czujniki temperatury łączono z rejestratorem za pomocą czterożyłowych silikonowych przewodów kompensacyjnych. W przypadku podłączenia do JUMO 706581 4-przewodowych czujników Pt100 lub Pt1000 dokładność pomiaru wynosi  $\pm 0,5^\circ\text{C}$  [121].

Temperatura  $T_{ex}$  i wilgotność powietrza w pomieszczeniu po drugiej stronie ściany frontowej komory wzrostowej mierzone były z wykorzystaniem termohigrometru LB-520. Urządzenie to wykorzystuje termorezystor oparty na czujniku Pt1000 oraz czujnik pojemnościowy do pomiaru wilgotności [122], a jego najważniejsze dane techniczne przedstawiono w Tabeli 7.

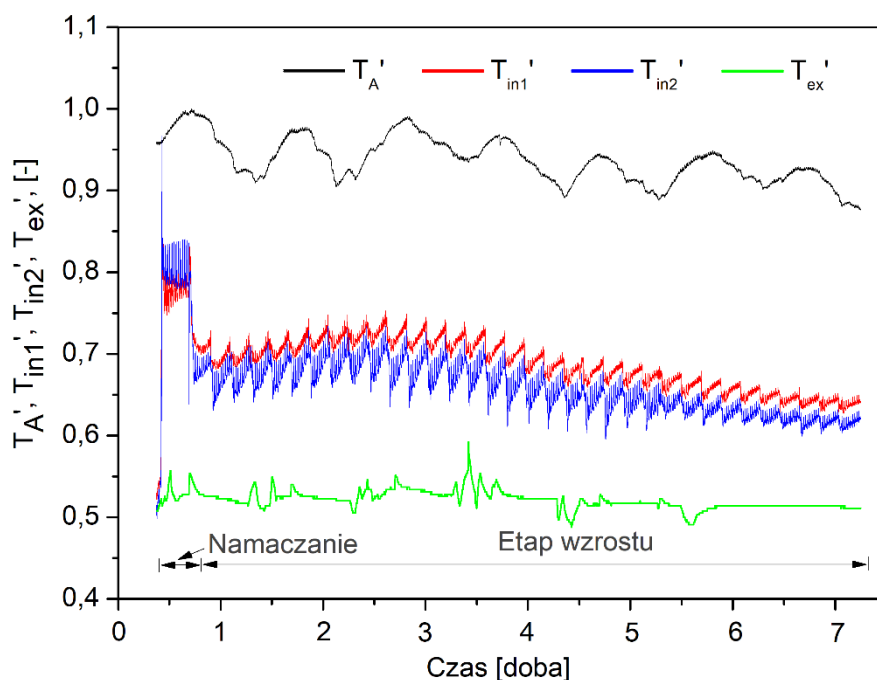
Tabela 7 Najważniejsze dane techniczne termohigrometru LB-520 [122].

Parametr	Jednostka	Wartość
Pomiar temperatury		
Niepewność pomiaru	°C	± 0,1
Zakres pomiaru	°C	-30...+90
Rozdzielczość pomiaru	°C	0,1 lub 0,01
Pomiar wilgotności		
Niepewność pomiaru	%	± 2,0
Zakres pomiaru	%	10 ... 95
Rozdzielczość pomiaru	%	0,1

### VIII.3. Rezultaty pomiarów przemysłowych podczas uprawy kiełków fasoli Mung

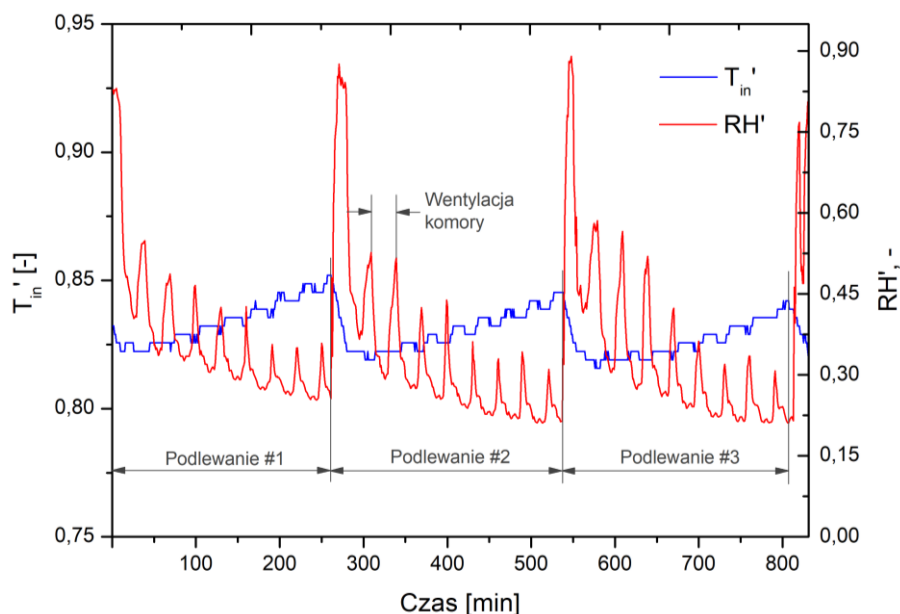
Wyniki uzyskane podczas pomiaru strumienia objętości pływu zawarte były w przedziale od  $(1,10 \pm 0,01 \text{ m}^3/\text{s})$  do  $(51,62 \pm 0,30 \text{ m}^3/\text{s})$ , a podczas pomiaru temperatury w przedziale od  $(17,34 \pm 0,30 \text{ °C})$  do  $(33,68 \pm 0,30 \text{ °C})$ . Niepewności pomiaru zostały obliczone zgodnie z procedurą opisaną w rozdziale XII. Szczegółowe dane procesowe nie mogły zostać przedstawione w niniejszej pracy, ze względu na klauzulę niejawności (chroniona własność Uniflora sp. z o.o.).

Na Rys. 28 pokazano przebiegi czasowe temperatur powietrza zarejestrowane w komorze wzrostowej, magazynie ciepła oraz przestrzeni po drugiej stronie ściany frontowej. Z uwagi na warunki porozumienia o ochronie danych procesowych wszystkie rezultaty pomiarów odniesiono do wartości maksymalnych, co zaznaczono na wykresach apostrofem przy każdej z mierzonych wielkości.



Rys. 28 Przebiegi czasowe temperatury powietrza zarejestrowane w magazynie ciepła, komorze wzrostowej oraz przestrzeni po drugiej stronie ściany frontowej. Oznaczenia przyjęto zgodnie z Rys. 27.

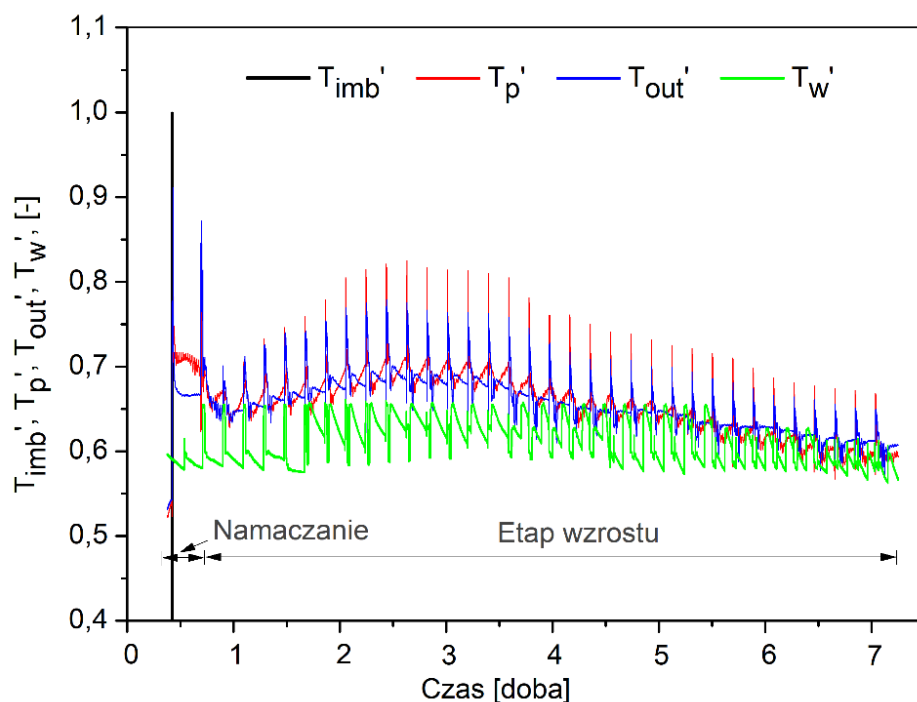
Analizując przebiegi zmian temperatury wewnętrznej w komorze wzrostowej zauważyć można ich charakterystyczny 'piłowaty' kształt. Jest on efektem cyklicznych zmian temperatury wynikających z okresowego podlewania roślin. Maksymalne wartości temperatur występują pod koniec fazy namaczania oraz między drugą i trzecią dobą w fazie podlewania. Jak wynika z zarejestrowanych danych, dla zapewnienia wymaganych warunków wzrostu roślin temperatura dostarczanego powietrza musi być od 30 do 50% większa w stosunku do temperatury panującej w komorze. Różnica ta potrzebna jest do pokrycia strat związanych z przenikaniem ciepła przez przegrody, jak również parowaniem wody. Na Rys. 29 pokazano zmiany temperatury wewnętrznej oraz wilgotności względnej w komorze wzrostowej dla wybranych trzech kolejnych cykli podlewania roślin.



Rys. 29 Przebiegi czasowe temperatury i wilgotności powietrza zarejestrowane w komorze wzrostowej dla wybranych trzech kolejnych cykli podlewania roślin.

Ponieważ proces podlewania jest procesem chłodzącym dla masy roślinnej, towarzyszy mu gwałtowny spadek temperatury powietrza w komorze. W okresie pomiędzy kolejnymi fazami podlewania temperatura powietrza podlega okresowym wahaniom z zachowaniem zauważalnej tendencji wzrostowej. Okresowe wzrosty temperatur są wynikiem cyklicznego doprowadzania powietrza, natomiast spadki mają związek z procesem intensywnego parowania, będącego rezultatem doprowadzenia powietrza o bardzo niskiej wilgotności względnej, nieprzekraczającej wartości 1%. W rezultacie, w komorze wzrostowej obserwuje się intensywne wahania wilgotności względnej w zakresie od 16 do 100%.

Drugim czynnikiem niezbędnym do prawidłowego wzrostu i rozwoju roślin jest woda. Na Rys. 30 pokazano przebiegi czasowe temperatury wody do namaczania, podlewania oraz odciekowej zarejestrowane w komorze wzrostowej podczas faz imbibicji oraz kiełkowania. Jak wynika z zaprezentowanych danych charakter zmian tego parametru pokrywa się w pełni ze zmianami temperatury powietrza. W każdym z zarejestrowanych cykli podlewania strumień wody odciekowej  $T'_p$  ma temperaturę wyższą od temperatury wody do podlewania  $T'_w$ . Oznacza to, że faza podlewania jest nie tylko procesem dostarczającym substrat niezbędny do wzrostu, ale także pozwalającym na odbiór ciepła generowanego przez kiełkujące rośliny.



Rys. 30 Przebiegi czasowe temperatury wody do namaczania, podlewania oraz odciekowej zarejestrowane w komorze wzrostowej.

Maksymalna ilość ciepła generowanego przez rośliny występuje pomiędzy drugą i trzecią dobą. W tym okresie różnica pomiędzy temperaturą wody do podlewania oraz odciekowej przekracza 20%. Dla porównania, na początku i końcu cyklu wzrostowego wartości te wynoszą odpowiednio 3% oraz 9%.

Przeprowadzenie pomiarów najważniejszych parametrów związanych z uprawą kiełków w warunkach kontrolowanej uprawy pozwoliło na wykonanie badań bilansowych komory wzrostowej oraz określenie rzeczywistego potencjału odzysku ciepła od kiełkujących nasion fasoli Mung.

## **IX. BILANS MASY, ENERGII I EGZERGII KOMORY WZROSTOWEJ**

---

Podstawowym celem analizy termodynamicznej procesów technologicznych jest zazwyczaj przeprowadzenie bilansowych obliczeń substancjalnych, energetycznych lub egzergetycznych, które obejmują cały proces technologiczny. W analizowanym przypadku cel ten zdefiniowano nieco inaczej, jako określenie ilości ciepła generowanego w procesie wzrostu roślin, tj. zysku energetycznego z produkcji masy roślinnej. Ponieważ wynik takiej analizy zależy od lokalizacji osłony bilansowej układu, w rozważanym przypadku przyjęto, że osłoną tą objęta jest komora wzrostowa roślin. Przeprowadzenie bilansu masy komory wzrostowej wymaga określenia doprowadzanych i odprowadzanych przez jej ściany strumieni objętości wody i powietrza, niezbędnych do prawidłowego wzrostu roślin. Z kolei bilansowanie transportu ciepła polega na analizie strumieni energii wymienianej zarówno w procesie namaczania jak i podlewania. Strumienie te powstają pomiędzy fazami powietrze-powietrze, woda-powietrze oraz woda-woda, a ich określenie możliwe jest na podstawie rezultatów pomiaru strumieni objętościowych oraz temperatury powietrza i wody dostarczanych i odprowadzanych z komory wzrostowej.

### **IX.1. Bilans masy komory wzrostowej**

Z punktu widzenia bilansu masy komora wzrostowa kiełków fasoli Mung stanowi objętość kontrolną (ang. control volume - CV), w której optymalne warunki wzrostu roślin zapewniane są poprzez dostarczenie zarówno wody, jak i powietrza o określonej temperaturze. Rozważając nieustalony przepływ masy dowolnego składnika w objętości kontrolnej w przedziale czasowym od  $t_1$  do  $t_2$  jego bilans masy można zapisać w postaci ogólnej jako [30]:

$$\sum_i m_i - \sum_e m_e = m_{s,2} - m_{s,1} \quad (5)$$

gdzie  $m_{s,2}$  i  $m_{s,1}$  oznaczają masy składnika w objętości kontrolnej odpowiednio w czasie  $t_2$  i  $t_1$ , a  $m_i$  i  $m_e$  masy doprowadzoną i odprowadzoną z objętości kontrolnej, określone dla przepływu jednowymiarowego następującymi równaniami:

$$m_i = \int_{t_1}^{t_2} (\rho v A)_i dt \quad (6)$$

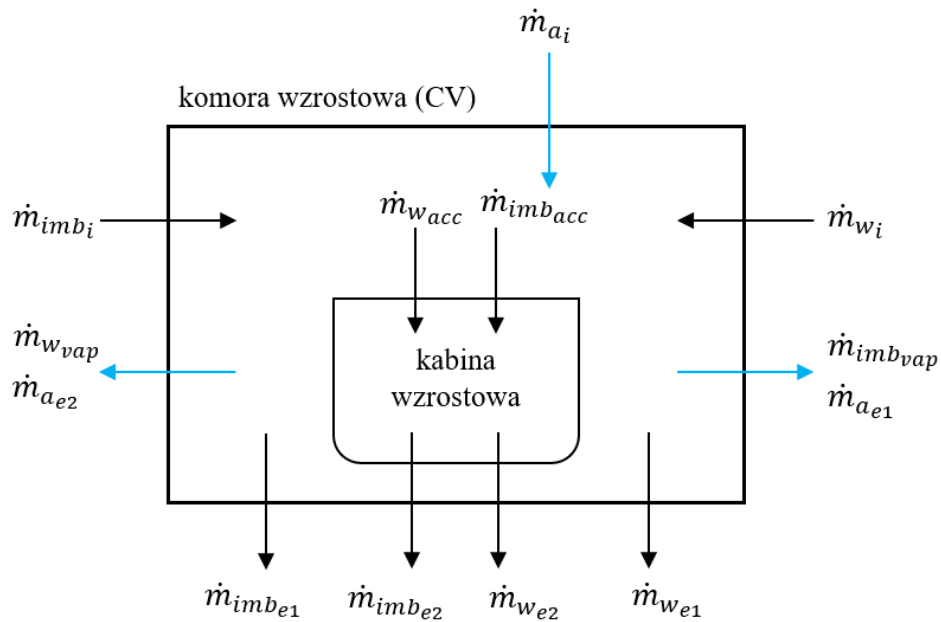
$$m_e = \int_{t_1}^{t_2} (\rho v A)_e dt \quad (7)$$

Lewa strona równania (5) przedstawia ilość masy netto wprowadzonej do objętości kontrolnej, natomiast prawa strona przedstawia ilość masy skumulowanej w komorze. Równanie (5) można zapisać w następujący sposób:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = \frac{dm_{cv}}{dt} \quad (8)$$

Na Rys. 31 przedstawiono schemat komory wzrostowej z zaznaczeniem przepływających strumieni masy powietrza i wody.





Rys. 31 Schemat komory wzrostowej z zaznaczeniem strumieni masy powietrza i wody doprowadzonych i odprowadzonych z objętości kontrolnej.

Bilans masy dla powietrza doprowadzonego i odprowadzonego z komory określa równanie:

$$\dot{m}_{a_i} = \dot{m}_{a_{e1}} + \dot{m}_{a_{e2}} \quad (9)$$

gdzie:

- $\dot{m}_{a_i}$  - strumień masy powietrza doprowadzonego do komory wzrostowej, kg/s;
- $\dot{m}_{a_{e1}}, \dot{m}_{a_{e2}}$  - strumienie powietrza odprowadzonego z komory wzrostowej rurociągami odpowiednio 1 i 2, kg/s.

Bilans masy dla wody doprowadzanej i odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie imbibicji określa równanie:

$$\dot{m}_{imb_i} = \dot{m}_{imb_e} + \dot{m}_{imb_{acc}} + \dot{m}_{imb_{vap}} \quad (10)$$

gdzie:

- $\dot{m}_{imb_i}$  - strumień masy wody doprowadzanej do komory wzrostowej w procesie imbibicji, kg/s;
- $\dot{m}_{imb_e}$  - strumień masy wody odprowadzonej z komory wzrostowej po procesie imbibicji, kg/s;

$\dot{m}_{imb_{acc}}$  - strumień masy wody zakumulowanej w nasionach w procesie imbibicji, kg/s;

$\dot{m}_{imb_{vap}}$  - strumień masy wody odparowanej w fazie imbibicji, kg/s.

Bilans masy dla wody doprowadzonej i odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie podlewania roślin określa równanie:

$$\dot{m}_{w_i} = \dot{m}_{w_e} + \dot{m}_{w_{acc}} + \dot{m}_{w_{vap}} \quad (11)$$

gdzie:

$\dot{m}_{w_i}$  - strumień masy wody doprowadzonej do komory wzrostowej w procesie podlewania, kg/s;

$\dot{m}_{w_e}$  - strumień masy wody odprowadzonej z komory wzrostowej w procesie podlewania, kg/s;

$\dot{m}_{w_{acc}}$  - strumień masy wody zakumulowanej w roślinach w procesie podlewania, kg/s;

$\dot{m}_{w_{vap}}$  - strumień masy wody odparowanej w fazie podlewania, kg/s.

Strumień wody doprowadzonej z systemu zraszającego nie trafia w pełni do kabin wzrostowych, dlatego część wody doprowadzonej w procesie imbibicji jak i wzrostu odprowadzana jest bezpośrednio do kanału wylotowego. Z tego względu, można sformułować następujące równania:

$$\dot{m}_{imb_e} = \dot{m}_{imb_{e1}} + \dot{m}_{imb_{e2}} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{w_e} = \dot{m}_{w_{e1}} + \dot{m}_{w_{e2}} \quad (13)$$

gdzie:

$\dot{m}_{imb_{e1}}, \dot{m}_{imb_{e2}}$  - strumienie masy wody odprowadzonej odpowiednio z komory wzrostowej w procesie imbibicji bezpośrednio do kanału odpływowego oraz przez kabinę wzrostową, kg/s;

$\dot{m}_{w_{e1}}, \dot{m}_{w_{e2}}$  - strumienie masy wody odprowadzonej odpowiednio z komory wzrostowej w procesie podlewania bezpośrednio do kanału wylotowego oraz przez kabinę wzrostową, kg/s.

Ostatecznie, bilans masy komory wzrostowej można wyrazić w postaci następującego równania:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{a_i} + \dot{m}_{imb_i} + \dot{m}_{w_i} - (\dot{m}_{a_{e1}} + \dot{m}_{a_{e2}}) - (\dot{m}_{imb_e} + \dot{m}_{imb_{vap}}) - (\dot{m}_{w_e} + \dot{m}_{w_{vap}}) \\ = \dot{m}_{imb_{acc}} + \dot{m}_{w_{acc}} \end{aligned} \quad (14)$$

## IX.2. Bilans energii komory wzrostowej

W ogólnym przypadku energia może być przekazywana do lub z objętości kontrolnej pod postacią ciepła, pracy lub strumienia masy. Biorąc pod uwagę, że transfer netto danego składnika równy jest różnicy pomiędzy jego wartością na wejściu i wyjściu objętości kontrolnej, bilans energetyczny można zapisać w formie ogólnej jako:

$$E_i - E_e = (Q_i - Q_e) + (W_i - W_e) + (E_{m,i} - E_{m,e}) = \Delta E_{CV} \quad (15)$$

gdzie:

- $i, e$  - odpowiednio wielkość doprowadzona i odprowadzona z objętości kontrolnej;
- $Q$  - ciepło, J;
- $W$  - praca, J;
- $E_m$  - energia przenoszona przez strumień masy, J;
- $\Delta E_{CV}$  - zmiana energii w objętości kontrolnej na skutek zmiany energii wewnętrznej, kinetycznej i potencjalnej, J.

Ilość energii transportowanej przez masę określa równanie:

$$E_m = m \left( h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (16)$$

gdzie:

- $m$  - masa, kg;
- $h$  - entalpia właściwa, J/kg;
- $v$  - prędkość płynu, m/s;

- $g$  - przyspieszenie ziemskie, m/s<sup>2</sup>;
- $z$  - wysokość niwelacyjna, m.

W sytuacji, gdy energia kinetyczna i potencjalna strumienia płynu są pomijalne, a praca wykonana przez układ jest równa zero, jak to ma miejsce w przypadku komory wzrostowej, równanie (15) można uprościć do postaci:

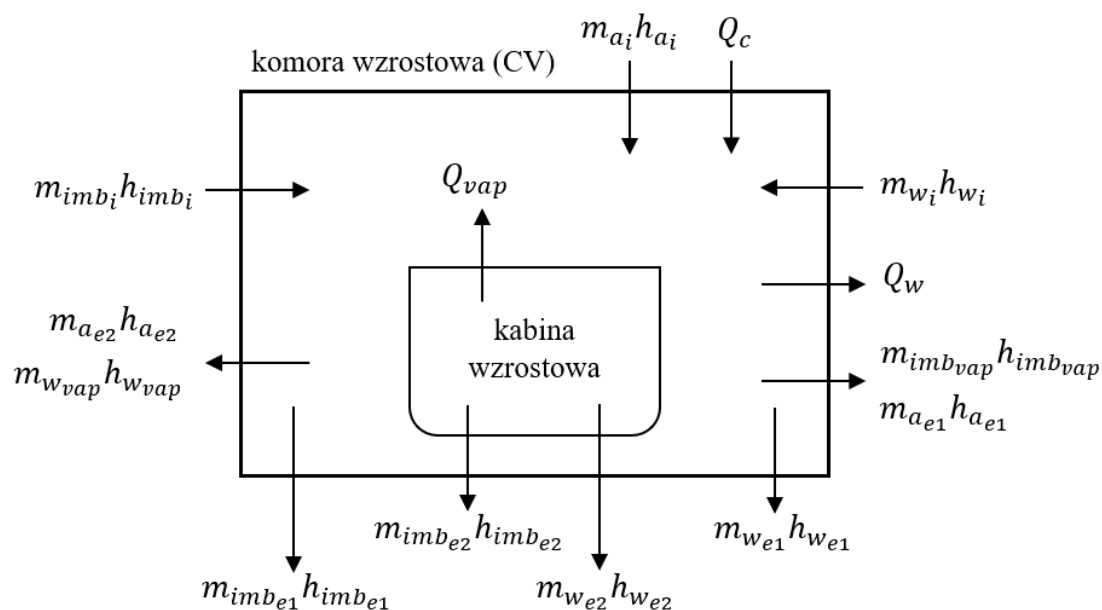
$$\Delta E_{CV} = \Delta Q + \sum m_e h_e - \sum m_i h_i \quad (17)$$

przy czym:

$$\sum m_i = m_{a_i} + m_{imb_i} + m_{w_i} \quad (18)$$

$$\sum m_e = m_{a_{e1}} + m_{a_{e2}} + m_{imb_e} + m_{imb_{vap}} + m_{imb_{acc}} + m_{w_e} + m_{w_{vap}} + m_{w_{acc}} \quad (19)$$

W równaniu (17)  $\Delta Q$  oznacza zmianę ciepła w objętości kontrolnej na skutek przenikania przez przegrody zewnętrzne, endotermicznego procesu parowania wody oraz egzotermicznego procesu oddychania komórkowego roślin. Na Rys. 32 pokazano schemat komory wzrostowej z zaznaczeniem ciepła oraz energii transportowanych przez powietrze oraz wodę do i z objętości kontrolnej.



Rys. 32 Schemat komory wzrostowej z zaznaczeniem ciepła oraz energii transportowanej przez powietrze oraz wodę do i z objętości kontrolnej.

Ciepło doprowadzone do komory wzrostowej pochodzi ze źródeł zewnętrznego oraz wewnętrznego. Transport ciepła ze źródła wewnętrznego ma związek z egzoenergetycznym procesem oddychania komórkowego kiełkujących roślin, natomiast transport ze źródła zewnętrznego odbywa się w procesie przenikania przez przegrodę płaską. W tym samym procesie ciepło z komory wzrostowej transportowane jest na zewnątrz. Dodatkowym źródłem strat jest proces parowania wody zarówno w fazie imbibicji, jak i podlewania roślin. Głównym mechanizmem transportu energii do objętości kontrolnej jest przepływ masy powietrza oraz wody do namaczania. Z drugiej strony, energia wyprowadzona z objętości kontrolnej związana jest z przepływem wody pochodzącej z systemu zraszającego, wody po fazie namaczania oraz wody przejmującej ciepło od masy roślinnej zawartej w kabinach wzrostowych. W dalszej części pracy przyjęto, że strumienie energii doprowadzone do objętości kontrolnej będą traktowane, jako dodatnie a odprowadzone, jako ujemne.

### IX.3. Analiza uzyskanych wyników

W początkowej fazie wzrostu roślin dominującym procesem energetycznym jest konwekcyjna wymiana energii pomiędzy powietrzem doprowadzonym do komory z zewnętrznego magazynu ciepła oraz powietrzem wewnętrznym. Proces ten ma charakter okresowy i odbywa się co kilkadziesiąt minut począwszy od fazy namaczania, a skończywszy na fazie pełnego wzrostu kiełków. Całkowitą ilość ciepła przekazanego w fazie gazowej na drodze mieszania konwekcyjnego określa zależność:

$$E_{A_i} = \int_{t_S}^{t_E} [V_A \cdot \rho_A \cdot \bar{c}_p \cdot (T_A - T_{in})] dt \quad (20)$$

gdzie:

- $V_A$  - objętość powietrza świeżego doprowadzonego do komory wzrostowej, m<sup>3</sup>;
- $\rho_A$  - gęstość powietrza, kg/m<sup>3</sup>;
- $\bar{c}_p$  - ciepło właściwe powietrza, J/kgK;
- $T_A$  - temperatura powietrza doprowadzonego, K;
- $T_{in}$  - średnia temperatura wewnętrzna powietrza w komorze wzrostowej, K;
- $t_S$  - czas początku wzrostu kiełków, s;
- $t_E$  - czas końca wzrostu kiełków, s.

Ponieważ w warunkach produkcyjnych wyniki pomiarów zapisywane są w formie dyskretnej, równanie całkowite (20) przybiera postać sumy, zgodnie z zależnością:

$$E_{A_i} = \sum_{k=1}^n \left( V_{A,k} \cdot \rho_{A,k} \cdot c_{p,k} \Big|_{T_{in,k}}^{T_{A,k}} \cdot (T_{A,k} - T_{in,k}) \right) \quad (21)$$

gdzie:

- $n$  - wyraża górną granicę czasu w ciągu akwizycji danych, s;
- $c_p \Big|_{T_{in}}^{T_A}$  - średnie ciepło właściwe w podanym zakresie temperatur określone zależnością:

$$c_p \left| \frac{T_A}{T_{in}} = \frac{c_p \left| \frac{T_A}{0} \cdot T_A - c_p \left| \frac{T_{in}}{0} \cdot T_{in}}{T_A - T_{in}} \right. \right. \quad (22)$$

Wprawdzie energia doprowadzona do komory wzrostowej z powietrzem pozwala na utrzymanie stabilnej temperatury wewnętrznej, ale jak wynika z Rys. 28 jej wartość musi być na tyle duża, aby pokryć straty związane z przemianą fazową wody oraz wymianą ciepła na drodze przenikania. Całkowitą ilość ciepła niezbędną do przemiany fazowej wody można wyznaczyć z równania:

$$Q_{vap} = \frac{1}{\mu_w} \sum_{k=1}^n (V_{A,k} \cdot \rho_{A,k} \cdot \Delta H_{vap,k}) \quad (23)$$

gdzie:

- $\Delta H_{vap}$  - entalpia parowania wody, J;
- $\mu_w$  - masa cząsteczkowa wody, kg.

Strumień ciepła  $Q_{vap}$  zależy nie tylko od temperatury powietrza, ale przede wszystkim od gradientu wilgotności względnej. Dlatego biorąc pod uwagę dynamiczne wahania wilgotności występujące w komorze wzrostowej wartości tego strumienia podlegają bardzo intensywnym zmianom w całym cyklu produkcyjnym.

Dodatkowym źródłem energii jest ciepło przenikające w sposób ciągły przez ścianę dzielącą komorę wzrostową i magazyn ciepłego powietrza, zlokalizowany bezpośrednio nad komorą. Ilość transportowanego ciepła na drodze przenikania można wyznaczyć z zależności:

$$Q_c = \frac{A_c \cdot t}{\frac{1}{\alpha_{ex_v}} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{in_v}}} \sum_{k=1}^n (T_{A,i} - T_{in,i}) \quad (24)$$

gdzie:

- $A_c$  - powierzchnia wymiany ciepła, m<sup>2</sup>;
- $d_1, d_2$  - grubości przegród ściany, m;
- $\alpha_{ex_v}, \alpha_{in_v}$  - odpowiednio zewnętrzny i wewnętrzny współczynnik przejmowania ciepła dla pionowego transportu ciepła, W/m<sup>2</sup>K;
- $\lambda_1, \lambda_2$  - współczynniki przewodzenia ciepła dla materiałów przegród ściany, W/mK;

$t$  - czas, s.

Pomijając strumień ciepła przenikającego do gruntu, głównym źródłem strat komory wzrostowej jest pomieszczenie zlokalizowane po drugiej stronie ściany frontowej. Ściana ta zbudowana jest z tych samych materiałów przegród, co ściana granicząca z magazynem ciepła. Ilość transportowanego ciepła na zewnątrz określa zależność:

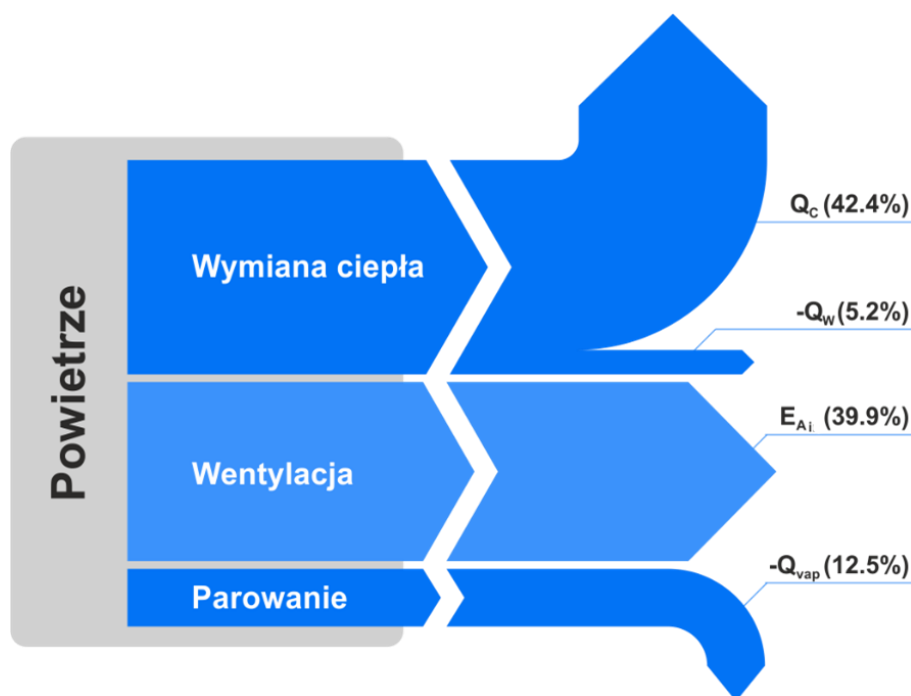
$$Q_w = \frac{A_F \cdot t}{\frac{1}{\alpha_{ex,h}} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_3}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{in,h}}} \sum_{k=1}^n (T_{ex,i} - T_{in,i}) \quad (25)$$

gdzie:

- $A_F$  - powierzchnia ściany frontowej, m<sup>2</sup>;
- $d_3$  - grubość przegrody ściany frontowej o współczynniku przewodzenia ciepła  $\lambda_2$ , m;
- $\alpha_{ex,h}, \alpha_{in,h}$  - odpowiednio zewnętrzny i wewnętrzny współczynnik wnikania ciepła dla poziomego transportu ciepła, W/m<sup>2</sup>K.

Na Rys. 33 przedstawiono diagram Sankeya dla wszystkich form ciepła doprowadzonego i odprowadzonego z powietrzem z komory wzrostowej.

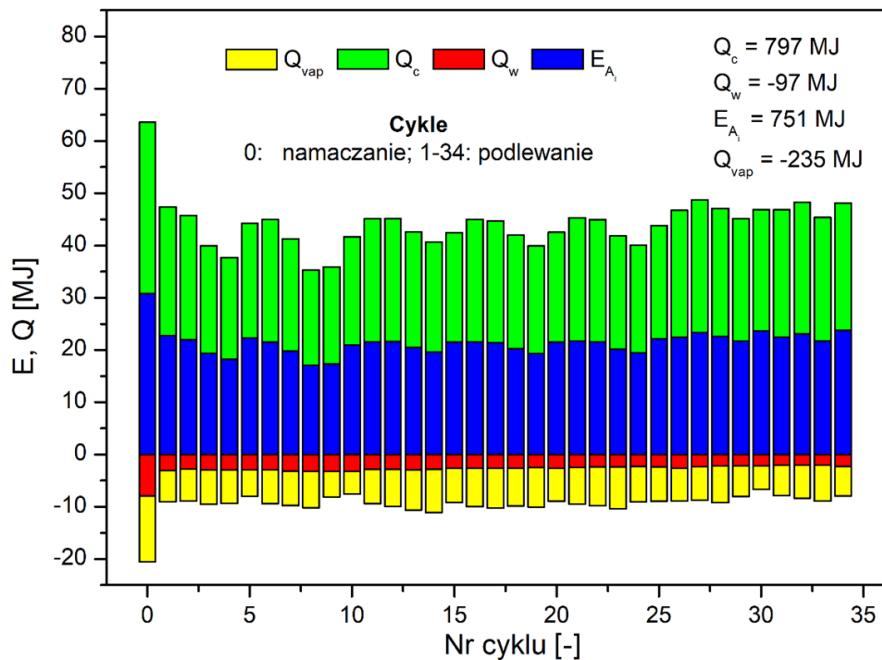




Rys. 33 Diagram Sankeya dla analizowanych form ciepła doprowadzonego i odprowadzonego z powietrzem do i z komory wzrostowej.

Jak wynika z rysunku, źródłem energii dla komory wzrostowej jest przenikanie ciepła (42,4%) oraz transport ciepłego powietrza (39,9%) z magazynu energii. Źródłem strat są natomiast przegroda frontowa (5,2%) oraz procesy związane z odparowaniem wilgoci (12,5%). W bilansie nie uwzględniono strat związanych z przenikaniem ciepła przez pozostałe przegrody, co wynika z pomijalnie małej wartości różnicy temperatur. Wymiana ciepła w układzie powietrze-powietrze oraz powietrze-woda zachodzi zarówno w cyklu namaczania jak i podlewania roślin. Ponieważ całkowita ilość ciepła doprowadzonego z powietrzem i wymaganego do zapewnienia optymalnych warunków wzrostowych roślin pochodzi ze źródeł zewnętrznych, w ogólnym bilansie komory stanowić będzie zysk energii. Jednak z punktu widzenia całego procesu technologicznego ciepło to musi zostać wyprodukowane z wykorzystaniem zewnętrznego źródła energii. Na Rys. 34 pokazano rozkład udziałów ciepła wymienianego w fazie gazowej podczas całego cyklu uprawy roślin w komorze wzrostowej. Z przedstawionych rezultatów obliczeń wynika, że zapewnienie wymaganych warunków wzrostu roślin poprzez odpowiednią wymianę gazową wiąże się ze znacznym nakładem energii. W fazie namaczania zapotrzebowanie na energię wynosi blisko 43 MJ, natomiast w fazie podlewania aż 1,17 GJ. Zauważyć należy, że ilość ciepła doprowadzonego do komory z powietrzem jest niewiele większa od

ilości ciepła dostarczonego w wyniku przenikania z magazynu ciepła. Wynika to z tego, że ciepło w strumieniu powietrza dostarczane jest okresowo przez około 17% czasu trwania cyklu, podczas gdy ciepło na drodze przenikania przekazywane jest w sposób ciągły. Całkowita ilość energii doprowadzonej w fazie gazowej w całym cyklu wzrostu roślin wynosi aż 1,5 GJ.



Rys. 34 Udziały energii wymienianej w fazie gazowej podczas całego cyklu wzrostu roślin w komorze wzrostowej.

Drugim czynnikiem odgrywającym kluczową rolę w fazach namaczania i podlewania roślin jest woda. W początkowej fazie namaczania ilość ciepła doprowadzonego do komory wzrostowej wraz z wodą można określić z zależności:

$$E_{imb} = \sum_{k=1}^n \left( V_{imb,k} \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (T_{imb,k} - T_{ref,k}) \right) \quad (26)$$

gdzie:

$V_{imb}$  - objętość wody doprowadzonej do kabiny wzrostowej, m<sup>3</sup>;

$\rho_w$  - gęstość wody, kg/m<sup>3</sup>;

$c_w$  - ciepło właściwe wody, J/kgK;

$T_{ref}$  - referencyjna temperatura powietrza w komorze wzrostowej, K;

$T_{imb}$  - temperatura wody do namaczania nasion, K.

Po kilkugodzinnym okresie imbibicji ciepło zawarte w wodzie można wyznaczyć z zależności:

$$E_d = \sum_{k=1}^n (V_{d,k} \cdot \rho_{w,k} \cdot c_{w,k} \cdot (T_{p,k} - T_{ref,k})) \quad (27)$$

gdzie:

- $V_d$  - objętość wody doprowadzonej do kolektora odpływowego, m<sup>3</sup>;
- $T_p$  - temperatura wody odprowadzanej bezpośrednio z kabiny wzrostowej po podlewaniu, K.

Równanie (27) określa ilość ciepła odzyskanego na wyjściu z komory wzrostowej, natomiast suma  $E_{imb}$  oraz  $E_d$  energię doprowadzoną do komory wzrostowej w procesie imbibicji nasion. W całym cyklu produkcyjnym ziaren fasoli Mung jedyny pełny proces egzoenergetyczny zachodzi w fazie podlewania. Całkowitą ilość ciepła tworzą w tym przypadku ciepło zawarte w wodzie o umiarkowanej temperaturze, która w procesie podlewania na skutek nieszczelności trafia bezpośrednio do kolektora wyjściowego oraz ciepło zawarte w wodzie przepływającej przez masę roślinną. W pierwszym przypadku ilość odprowadzonego ciepła można wyznaczyć z równania:

$$E_{ds} = \sum_{k=1}^n (V_{d,k} \cdot \rho_{w,k} \cdot c_{w,k} \Big|_{T_{w,k}}^{T_{out,k}} \cdot (T_{out,k} - T_{w,k})) \quad (28)$$

gdzie:

- $V_d$  - strumień objętości wody doprowadzonej do kolektora odpływowego, m<sup>3</sup>;
- $c_w$  - średnia wartość ciepła właściwego wody w przedziale temperatur  $T_w$  oraz  $T_{out}$ , J/kgK;
- $T_w$  - temperatura wody do podlewania, K;
- $T_{out}$  - temperatura wody w kolektorze odpływowym, K;

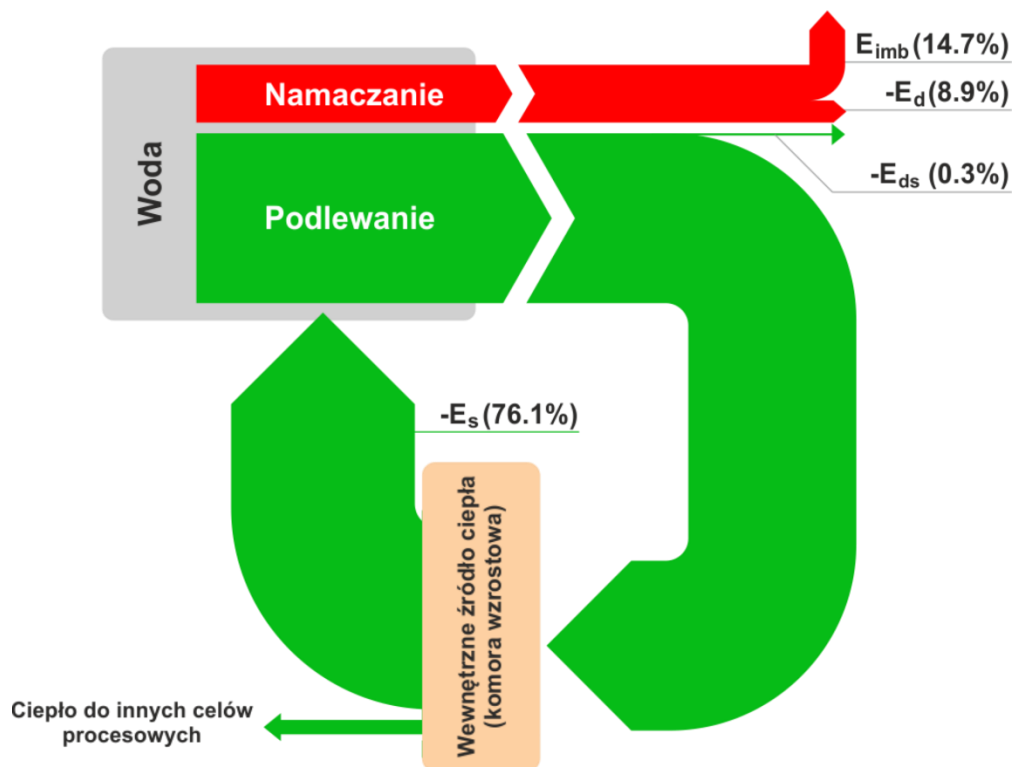
natomiast w przypadku drugim ilość odzyskanego ciepła określona jest zależnością:

$$E_s = \sum_{k=1}^n (V_{s,k} \cdot \rho_{w,k} \cdot c_{w,k} \Big|_{T_{w,k}}^{T_{out,k}} \cdot (T_{out,k} - T_{w,k})) \quad (29)$$

gdzie:

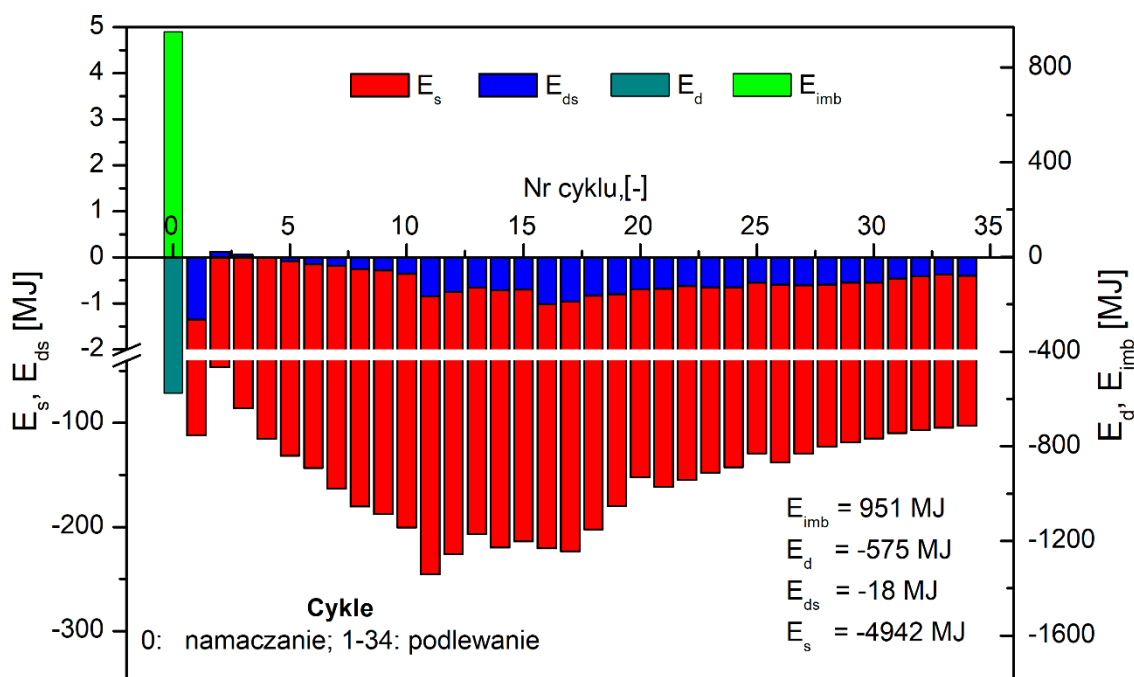
$V_s$  - objętość wody doprowadzonej do kolektora odpływowego, m<sup>3</sup>.

Na Rys. 35 pokazano diagram Sankeya dla ciepła doprowadzonego i odprowadzonego z wodą z komory wzrostowej. W fazie namaczania źródłem energii jest ciepła woda doprowadzona z zewnątrz, natomiast w fazie podlewania strumień doprowadzonej chłodnej wody odbiera energię od masy roślinnej.



Rys. 35 Diagram Sankeya dla analizowanych form ciepła doprowadzonego i odprowadzonego z wodą z komory wzrostowej

Ponieważ kiełkowaniu roślin towarzyszy intensywne wydzielanie ciepła, w komorze wzrostowej powstaje wewnętrzne źródło energii pozwalające na efektywne podgrzanie wody, która może być powtórnie wykorzystana w procesach produkcyjnych roślin. Na Rys. 36 pokazano rozkład udziałów ciepła wymienianego w fazie ciekłej podczas pełnego cyklu wzrostu roślin w komorze wzrostowej.

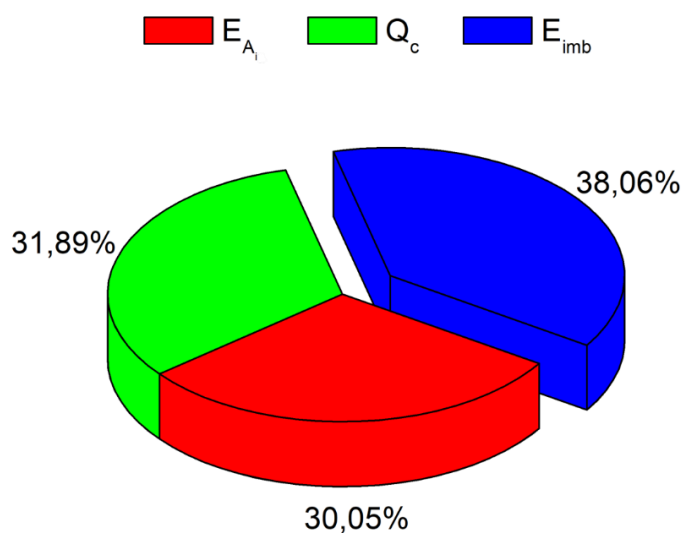


Rys. 36 Udziały ciepła wymienianego w fazie ciekłej podczas całego cyklu wzrostu roślin w komorze wzrostowej.

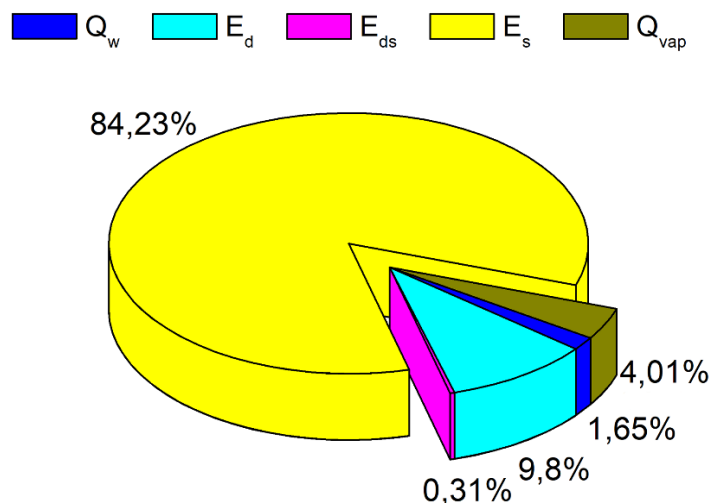
Rozkład ten w całym cyklu produkcyjnym jest rozkładem nierównomiernym, co wynika z charakteru generowanego przez kiełki ciepła. Ciepło to w procesie wzrostu masy biologicznej generowane jest wyłącznie dzięki substancjom odżywczym zmagazynowanym w nasionach i osiąga maksimum pomiędzy jedenastym i szesnastym cyklem podlewania (245 MJ). Począwszy od cyklu siedemnastego ilość generowanego ciepła maleje co oznacza, że zasoby energetyczne niezbędne dla wzrostu stopniowo się wyczerpują. Ponieważ uprawa realizowana jest w całkowitej ciemności, rośliny nie mogą przeprowadzać procesu fotosyntezy, z którego czerpią energię potrzebną do dalszego rozwoju w środowisku naturalnym. Minimalna wartość energii wyznaczona w procesie wzrostowym wynosi 46 MJ i przypada na drugi cykl podlewania roślin. Generalnie, w fazie namaczania, w której doprowadzona jest woda o najwyższej temperaturze ilość doprowadzonej energii wynosi aż 951 MJ. Część tej energii można odzyskać co sprawia, że całkowita ilość doprowadzonego do komory ciepła w tej fazie wynosi 376 MJ. Ogólnie, sumaryczna ilość ciepła generowanego przez rośliny w procesie kiełkowania wynosi aż 4942 MJ.

Na Rys. 37 pokazano rozkład udziałów energii doprowadzonej do komory wzrostowej, a na Rys. 38 odprowadzonych z komory wzrostowej. Z zaprezentowanych danych wynika, że zarówno w jednym jak i w drugim przypadku

maksymalne wartości energii dotyczą fazy wodnej. W całym cyklu wzrostu największa ilość doprowadzonego ciepła pochłaniana jest w fazie namaczania (38%). Jest to najdłuższy i zarazem najbardziej energochłonny cykl w procesie produkcji kiełków. Z kolei biorąc pod uwagę energię odprowadzoną, największa jej wartość przypada na fazę podlewania, w której odbierane jest od kiełków blisko 85% ciepła.



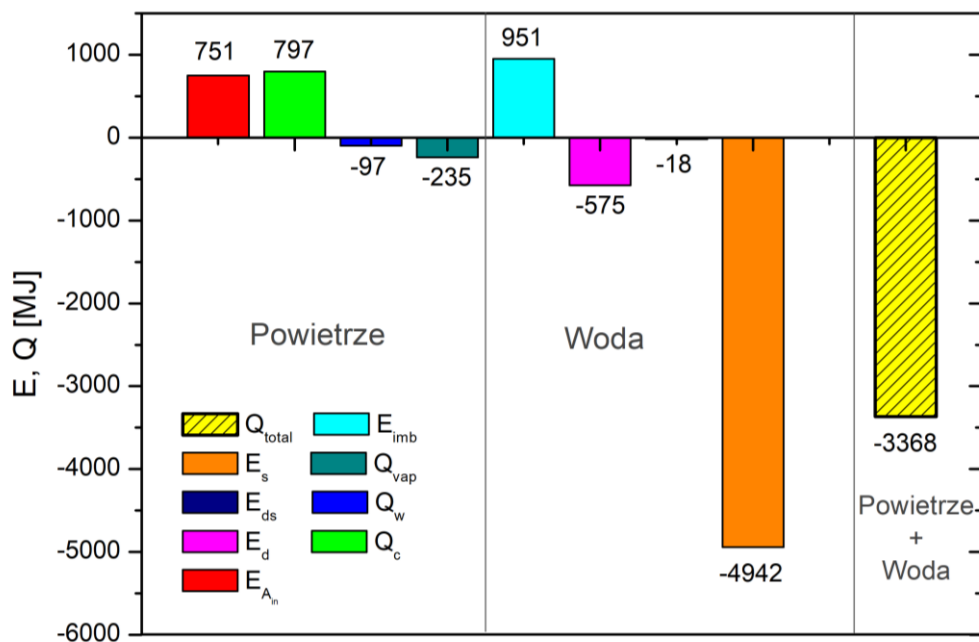
Rys. 37 Rozkład udziałów strumieni ciepła doprowadzonych do komory wzrostowej.



Rys. 38 Rozkład udziałów strumieni ciepła odprowadzonych z komory wzrostowej.

Na Rys. 39 pokazano zestawienie udziałów ciepła wymienianego w fazie gazowej oraz ciekłej podczas całego cyklu uprawy roślin w komorze wzrostowej.

Z przedstawionych rezultatów obliczeń wynika, że ciepło z kiełkujących roślin przekazywane jest w głównym stopniu do fazy ciekłej w procesie podlewania co sprawia, że ta faza produkcji roślin jest fazą egzoenergetyczną. Z drugiej strony konieczność zapewnienia wymiany gazowej w komorze wzrostowej wiąże się z dostarczeniem dużej ilości ciepła, co czyni ten proces procesem endoenergetycznym.



Rys. 39 Zestawienie udziałów ciepła wymienianego w fazie gazowej oraz ciekłej podczas całego cyklu wzrostu roślin w komorze wzrostowej

Biorąc pod uwagę wszystkie rodzaje energii doprowadzanej i odprowadzonej z komory wzrostowej, całkowita ilość ciepła netto wygenerowanego przez rośliny w całym procesie produkcyjnym wynosi blisko 3,4 GJ. Oznacza to, że kiełkujące nasiona fasoli Mung stanowią źródło znacznej ilości ciepła o niskiej egzergii. Należy jednak podkreślić, że obliczenia bilansowe ograniczone zostały do samej komory, co oznacza, że wyznaczona wartość ciepła nie stanowi nadwyżki w ogólnym bilansie energetycznym a jedynie znaczący udział ograniczający zużycie energii niezbędnej do zapewnienia wymaganych warunków wzrostu. Wielkość tego udziału została oszacowana w rozdziale X.

## IX.4. Bilans egzergii komory wzrostowej

Organizacja warunków wzrostu roślin jest przykładem procesu technologicznego bazującego na niskotemperaturowych źródłach ciepła. W tego typu procesach istotne znaczenie ma nie tylko określenie ilości dostępnej energii odpadowej, ale przede wszystkim jej jakości. Określenie w danym procesie technologicznym strat egzergii niemających uzasadnienia ekonomicznego i przez to powodujących zmniejszenie efektów użytecznych tego procesu jest przedmiotem analizy egzergetycznej. Bilans egzergii dla dowolnego układu, w którym realizowany jest dowolny proces technologiczny można zapisać w ogólnej postaci, jako:

$$\underbrace{X_i - X_e}_{\substack{\text{Transport egzergii} \\ \text{netto z wykorzystaniem} \\ \text{ciepła, pracy i masy}}} - \underbrace{X_{dest}}_{\substack{\text{Egzergia} \\ \text{destrukcji}}} = \underbrace{\Delta X_{układ}}_{\substack{\text{Zmiana egzergii}}} \quad (30)$$

Dla układów otwartych, w których realizowane są procesy niestacjonarne równanie (30) przyjmuje postać:

$$\sum_i X \cdot m - \sum_e X \cdot m + \sum \left(1 - \frac{T_o}{T_k}\right) Q_k - [W - p_o(V_2 - V_1)] - X_{dest} = X_2 - X_1 \quad (31)$$

gdzie:

- $\sum_i X \cdot m, \sum_e X \cdot m$  - wielkości egzergii odpowiednio doprowadzonych i odprowadzonych z masą z układ, J;
- $\sum \left(1 - \frac{T_o}{T_k}\right) Q_k$  - transport egzergii towarzyszący wymianie ciepła, J;
- $W - p_o(V_2 - V_1)$  - transport egzergii na skutek pracy, J;
- $X_{dest}$  - egzergia destrukcji, J;
- $X_2 - X_1$  - zmiana egzergii układu w przedziale czasu  $t_2$  i  $t_1$ , J.

Ponieważ w przypadku komory wzrostowej jej objętość jest stała, wartość wykonywanej pracy wynosi zero, a parametry stanu wejściowego i wyjściowego układu są równe, równanie (31) upraszcza się do postaci:



$$\sum_i X \cdot m - \sum_e X \cdot m + \sum \left(1 - \frac{T_o}{T_k}\right) Q_k = X_{dest} \quad (32)$$

Z równania (32) wynika, że egzergia destrukcji w objętości komory wzrostowej w trakcie procesu wzrostu roślin równa jest transportowi egzergii netto z wykorzystaniem ciepła i masy. W komorze wzrostowej ziaren fasoli Mung transportowanie egzergii ma związek z:

- przenikaniem ciepła przez przegrody płaskie (sufit oraz ścianę frontową),
- przewietrzaniem i jednoczesnym ogrzewaniem komory wzrostowej,
- namaczaniem ziaren, w którym następuje proces mieszania wody ciepłej i zimnej oraz stygnięcia wody zmieszanej
- fazą podlewania kiełkujących roślin.

#### IX.4.1. Transport egzergii przy przenikaniu ciepła przez ściany

Ponieważ ciepło jest formą nieuporządkowanej energii jedynie pewna jego części może być zamieniona na pracę. Z tego względu transportowi ciepła w miejscu o temperaturze  $T$  zawsze towarzyszyć będzie transport egzergii zgodnie z równaniem:

$$X_{heat} = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) Q \quad (33)$$

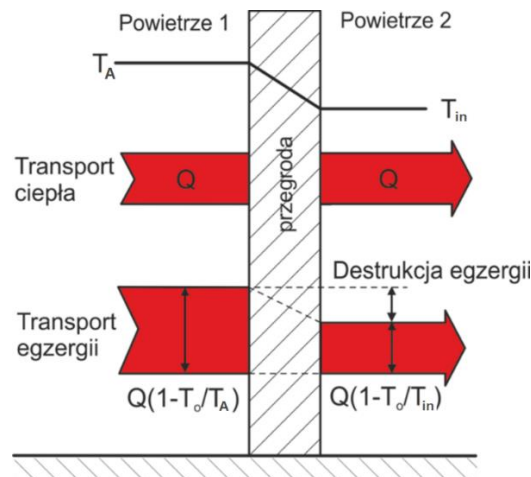
Równanie (33) pozwala na wyznaczenie transportu egzergii bez względu na to, czy  $T > T_o$  czy też  $T < T_o$ , jednak w pierwszym przypadku transport ciepła do układu powoduje wzrost jego egzergii, a w przypadku drugim spadek. Zauważyć także należy, że w sytuacji, gdy  $T > T_o$  następuje jednoczesny przyrost energii i egzergii czynnika, do którego transportowane jest ciepło, podczas gdy  $T < T_o$  energia chłodnego czynnika rośnie, a egzergia maleje. W sytuacji, gdy w miejscu transportu ciepła temperatura nie jest stała, transport egzergii towarzyszący przepływowi ciepła wyraża równanie:

$$X_{heat} = \int \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \delta Q \quad (34)$$

gdzie:

$T_0$  - temperatura otoczenia, K.

Na Rys. 40 pokazano schemat transportu oraz destrukcji egzergii podczas przepływu ciepła przez przegrodę przy skończonej różnicy temperatur.



Rys. 40 Schemat transportu ciepła i egzergii przez przegrodę płaską.

Ilość ciepła przenikającego z obszaru 1 do obszaru 2 przez jednostkową powierzchnię ściany w jednostce czasu określona jest zależnością:

$$Q = U \cdot t \cdot (T_A - T_{in}) \quad (35)$$

gdzie:

$U$  - współczynnik przenikania przez przegrodę dwuwarstwową,  $W/m^2K$ ;

Występujący w równaniu (35) współczynnik przenikania przez przegrodę dwuwarstwową dla pionowego transportu ciepła określony jest zależnością:

$$U_v = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ex_v}} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{in_v}}} \quad (36)$$

natomiast dla transportu poziomego równaniem:

$$U_h = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ex,h}} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{in,h}}} \quad (37)$$

Ponieważ transport ciepła do komory wzrostowej wywołuje przyrost entropii, spadek egzergii źródła ciepła o temperaturze  $T_A$  równy jest pracy mechanicznej, jaką kosztem tego ciepła wykonałby odwracalny silnik Carnota wykorzystując otoczenie o temperaturze  $T_o$ , jako drugie źródło ciepła. Wielkość tego spadku można określić równaniem:

$$\Delta X_1 = Q \left( \frac{T_A - T_o}{T_A} \right) \quad (38)$$

Jednocześnie, przyrost egzergii komory wzrostowej o temperaturze  $T_{in}$  wynikający z poboru ciepła wynosi:

$$\Delta X_2 = Q \left( \frac{T_{in} - T_o}{T_{in}} \right) \quad (39)$$

Strata egzergii spowodowana transportem ciepła pomiędzy magazynem ciepła a komorą wzrostową określona jest zależnością:

$$\delta X = \Delta X_1 - \Delta X_2 = T_o \left( \frac{Q}{T_{in}} - \frac{Q}{T_A} \right) \quad (40)$$

Uwzględniając w równaniu (40) zależność (35) można napisać:

$$\delta X = \Delta X_1 - \Delta X_2 = T_o \left( \frac{Q}{T_{in}} - \frac{Q}{T_A} \right) = T_o \cdot U \cdot t \cdot \frac{(T_A - T_{in})^2}{T_A T_{in}} \quad (41)$$

Jak wynika z równania (41), strata egzergii przy przenikaniu ciepła przez przegrodę płaską jest odwrotnie proporcjonalna do iloczynu temperatur pomieszczeń wymieniających energię. Ponieważ transport ciepła na drodze przenikania w całym procesie wzrostu roślin ma charakter ustalony całkowita zmiana egzergii układu równa jest zero:

$$\frac{dX_{sys}}{dt} = 0 \quad (42)$$

W związku z tym, różnica egzergii na skutek transportu ciepła w komorze wzrostowej równa jest egzergii destrukcji zgodnie z równaniem:

$$\sum \left(1 - \frac{T_o}{T_{in}}\right) Q_k = X_{dest} \quad (43)$$

Ostatecznie, dla komory wzrostowej, w której rozważany jest transport ciepła przez przegrody płaskie dwuwarstwowe (poziomą oraz pionową), równanie (43) przybiera postać:

$$\begin{aligned} X_{dest} &= T_o \left[ Q_c \left( \frac{1}{T_{in}} - \frac{1}{T_A} \right) + Q_w \left( \frac{1}{T_{ex}} - \frac{1}{T_{in}} \right) \right] \\ &= T_o t \left[ U_v \frac{(T_A - T_{in})^2}{T_A T_{in}} + U_h \frac{(T_{in} - T_{ex})^2}{T_{in} T_{ex}} \right] \end{aligned} \quad (44)$$

W Tabeli 8 pokazano zestawienie rezultatów obliczeń entropii wytwarzania oraz egzergii destrukcji podczas transportu ciepła przez ściany komory wzrostowej ziaren fasoli Mung.

Tabela 8 Obliczone wartości entropii i egzergii podczas przenikania ciepła do/z komory wzrostowej.

<b>Entropia</b>			
		<b>Sufit</b>	<b>Ściana</b>
Doprowadzona do komory	kJ/K	2 750,70	386,30
Wyprowadzona z komory	kJ/K	2 667,40	378,90
Entropia wytwarzania	kJ/K	83,29	7,31
	W/K	0,14	0,01
<b>Egzergia</b>			
Doprowadzona do komory	kJ	87 091,90	9 015,50
	W	146,60	15,18
Wyprowadzona z komory	kJ	64 341,60	7 020,10
	W	108,32	11,82
Egzergia destrukcji	kJ	22 750,40	1 995,40
	W	38,30	3,40
Sprawność egzergetyczna	%	73,90	77,90

Maksymalne straty egzergii występują podczas transportu ciepła do komory wzrostowej przez przegrodę sufitową, co wynika z dużej różnicy temperatur pomiędzy pomieszczeniami. Sumaryczna wartość tych strat wynosi aż 22,7 MJ (6,3 kWh) przy sprawności egzergetycznej równej 73,9%. Znacznie mniejsze straty towarzyszą transportowi ciepła przez przegrodę frontową komory wzrostowej. W tym przypadku wartość egzergii destrukcji wynosi blisko 2 MJ (0,55 kWh), przy sprawności egzergetycznej równej ok. 78%. Podstawowym elementem decydującym o takiej sprawności są nieszczelności w przegrodzie frontowej oraz straty ciepła wynikające z bieżącej obsługi urządzeń zainstalowanych w komorze.

#### **IX.4.2. Transport egzergii podczas przewietrzania i jednoczesnego ogrzewania komory wzrostowej**

Zapewnienie optymalnych warunków wzrostu kielkujących roślin wiąże się z utrzymaniem stałej temperatury powietrza o określonej wilgotności w komorze wzrostowej. Ponieważ dodatkowym wymogiem jest zapewnienie właściwej wymiany gazowej (usunięcie ditlenku węgla oraz doprowadzenie tlenu), zadanie to realizuje się poprzez okresowe przewietrzanie komory powietrzem o temperaturze

bilansującej straty wynikające z przenikania ciepła oraz procesów odparowania wody. Przewietrzanie komory realizowane jest okresowo podczas całego cyklu uprawy roślin i dla komory wzrostowej będącej przedmiotem analizy obejmuje doprowadzenie ponad 81400 m<sup>3</sup> świeżego powietrza o temperaturze ok. 306 K i wilgotności względnej na poziomie ok. 8%. Z uwagi na to, że w procesie przewietrzania komory musi być wymieniona cała objętość powietrza "zużytego", proces ten należy przeprowadzić w taki sposób, aby nie dopuścić do wymieszania strumieni powietrza świeżego i usuwanego. W rezultacie, całkowita strata energii zawartej w powietrzu usuwanym będzie tym większa, im niższa temperatura powietrza zewnętrznego. Ponieważ wszystkie procesy związane z transportem energii w fazie gazowej dotyczą powietrza wilgotnego, straty energii przy przewietrzaniu komory wzrostowej określone muszą być dla gazu nasyconego parą wodną. Entalpia właściwa powietrza wilgotnego określona jest równaniem:

$$h_{1+x} = c_{pa}t + \chi(r_o + c_{pv}\theta) \quad (45)$$

gdzie:

- $\theta$  - temperatura, °C;
- $c_{pa} = 1,003 \text{ kJ}/(\text{kg K})$  - ciepło właściwe powietrza suchego;
- $\chi$  - zawartość wilgoci, -;
- $r_o = 2500 \text{ kJ}/\text{kg}$  - ciepło parowania wody w temperaturze 0 °C;
- $c_{pv} = 1,872 \text{ kJ}/(\text{kg K})$  - ciepło właściwe pary przegrzanej.

Zawartość wilgoci (in. kilogramowy stopień zawilżenia) określony jest równaniem:

$$\chi = 0,622 \frac{\varphi \cdot p_s(T)}{p - \varphi \cdot p_s(T)} \quad (46)$$

gdzie  $p_s(T)$  to ciśnienie cząstkowe pary w stanie nasycenia, które z dobrym przybliżeniem można wyznaczyć z równania [123]:

$$p_s(T) = \exp \left( \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3T + C_4T^2 + C_5T^3 + C_6 \ln T \right) \quad (47)$$

$$C_1 = -5,8002206 \cdot 10^3$$

$$C_2 = 1,3914993$$

$$C_3 = -4,8640239 \cdot 10^{-2}$$

$$C_4 = 4,1764768 \cdot 10^{-5}$$

$$C_5 = -1,4452093 \cdot 10^{-8}$$

$$C_6 = 6,5459673$$

Wilgotność względna powietrza  $\varphi$  wyrażona stosunkiem wilgotności bezwzględnej  $\rho_p$  do wilgotności bezwzględnej w stanie nasycenia  $\rho_p''$  przy tej samej temperaturze określona jest zależnością:

$$\varphi = \left( \frac{\rho_p}{\rho_p''} \right)_\theta \quad (48)$$

Egzergię właściwą powietrza wilgotnego doprowadzonego do komory wzrostowej można wyznaczyć korzystając z zależności [123]:

$$X = (c_{pa} + \chi c_{pv}) T_o \left( \frac{T}{T_o} - 1 - \ln \frac{T}{T_o} \right) + (1 + \kappa) R_a T_o \ln \frac{p}{p_o} + R_a T_o \left[ (1 + \kappa) \ln \frac{1 + \kappa_o}{1 + \kappa} + \kappa \ln \frac{\kappa}{\kappa_o} \right] \quad (49)$$

gdzie:

- $R_a = 287 \text{ J}/(\text{kg K})$  - indywidualna stała gazowa powietrza suchego;
- $p$  - ciśnienie powietrza wilgotnego, Pa;
- $p_o$  - ciśnienie powietrza wilgotnego w stanie odniesienia, Pa;
- $\kappa$  - molowy stopień zawilżenia, -.

Wartości molowych stopni zawilżenia można wyznaczyć z zależności:

$$\kappa = \frac{\varphi \cdot p_s(T)}{p - \varphi \cdot p_s(T)} \quad (50)$$

$$\kappa_o = \frac{\varphi \cdot p_o(T)}{p - \varphi \cdot p_o(T)} \quad (51)$$

Ponieważ wzrost roślin odbywa się w warunkach ciśnienia atmosferycznego, równanie (49) można uprościć do postaci:

$$X = (c_{pa} + \chi c_{pv})T_o \left( \frac{T}{T_o} - 1 - \ln \frac{T}{T_o} \right) + R_a T_o \left[ (1 + \kappa) \ln \frac{1 + \kappa_o}{1 + \kappa} + \kappa \ln \frac{\kappa}{\kappa_o} \right] \quad (52)$$

W związku z tym egzergię właściwą powietrza wilgotnego doprowadzonego do komory wzrostowej można wyznaczyć korzystając z równania:

$$X_1 = (c_{pa} + \chi_A c_{pv})T_o \left( \frac{T_A}{T_o} - 1 - \ln \frac{T_A}{T_o} \right) + R_a T_o \left[ (1 + \kappa_A) \ln \frac{1 + \kappa_o}{1 + \kappa_A} + \kappa_A \ln \frac{\kappa_A}{\kappa_o} \right] \quad (53)$$

Natomiast egzergię właściwą powietrza wilgotnego usuwanego z komory wzrostowej z zależności:

$$X_2 = (c_{pa} + \chi_{in} c_{pv})T_o \left( \frac{T_{in}}{T_o} - 1 - \ln \frac{T_{in}}{T_o} \right) + R_a T_o \left[ (1 + \kappa_{in}) \ln \frac{1 + \kappa_o}{1 + \kappa_{in}} + \kappa_{in} \ln \frac{\kappa_{in}}{\kappa_o} \right] \quad (54)$$

Ponieważ w trakcie przewietrzania komory wzrostowej strumień powietrza świeżego równy jest strumieniowi powietrza usuwanego, egzergię destrukcji określa równanie:

$$X_{dest} = \sum_{i=1}^j m_i (X_{1i} - X_{2i}) \quad (55)$$

gdzie:

$j$  - liczba cykli przewietrzania komory wzrostowej, -.

W Tabeli 9 pokazano zestawienie rezultatów obliczeń entropii wytwarzania oraz egzergii destrukcji podczas transportu ciepła w procesie przewietrzania komory wzrostowej obejmującym całą fazę produkcji kiełków z ziaren fasoli Mung. Jak wynika z tabeli, przewietrzanie komory wzrostowej jest procesem wywołującym straty egzergii na poziomie 33,3 MJ przy sprawności egzergetycznej wynoszącej 70,34%. Odpowiada za to w głównej mierze różnica temperatur powietrza nawiewanego i wywiewanego, jak również niska wartość wilgotności względnej doprowadzonego



powietrza. Powietrze to trafiając do obszaru wilgotnego komory gwałtownie intensyfikuje proces parowania.

Tabela 9 Obliczone wartości entropii i egzergii podczas przewietrzania komory wzrostowej w procesie produkcji kiełków fasoli Mung.

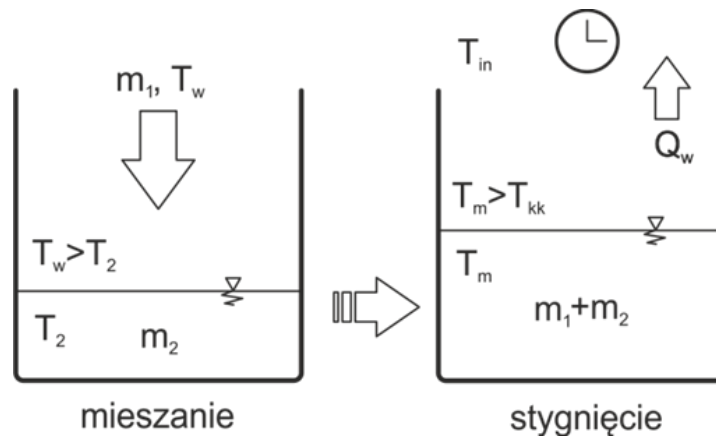
<b>Entropia</b>		
Doprowadzona do komory	kJ/K	411,70
Wyprowadzona z komory	kJ/K	289,60
Entropia wytwarzania	kJ/K	122,09
	W/K	1,17
<b>Egzergia</b>		
Doprowadzona do komory	kJ	112 454,58
	kW	1,08
Wyprowadzona z komory	kJ	79 105,16
	kW	0,76
Egzergia destrukcji	kJ	33 349,43
	kW	0,32
Sprawność egzergetyczna	%	70,34

Na uwagę zasługuje fakt, że spośród wszystkich analizowanych strat, straty egzergii powstające podczas przewietrzania komory wzrostowej mają charakter strat zewnętrznych, gdyż zużyte powietrze wyprowadzane jest bez odzysku ciepła do otoczenia.

#### **IX.4.3. Transport egzergii podczas namaczania ziaren fasoli Mung w komorze wzrostowej**

Namaczanie ziaren stanowi pierwszy etap produkcji kiełków. W fazie tej zdezynfekowane ziarna umieszczane są w kabinach wypełnionych wodą o temperaturze otoczenia, a następnie wprowadzane do komory wzrostowej. Zasadniczy proces namaczania rozpoczyna się wówczas, gdy do kabin doprowadzona jest ciepła woda, która po upływie określonego czasu wywołuje pęcznienie ziaren. Schemat procesu namaczania przedstawiony został na Rys. 41. Jak wynika z rysunku, wytwarzanie entropii w procesie namaczania ma związek z mieszaniem strumieni wody zimnej i ciepłej oraz stygnięciem wody zmieszanej

w kabinach. Z uwagi na wysoką wilgotność powietrza w komorze wzrostowej w fazie tej można pominąć proces parowania.



Rys. 41 Schemat procesów mieszania i stygnięcia wody dla jednej kabiny wzrostowej w fazie namaczania ziaren fasoli Mung.

Entropię wody ciepłej doprowadzonej do kabin w komorze wzrostowej można wyznaczyć z równania:

$$S_1 = m_1 \cdot c_p \left|_{T_o}^{T_w} \cdot \ln \frac{T_w}{T_o} \right. \quad (56)$$

gdzie:

- $m_1$  - masa wody ciepłej doprowadzonej do kabin, kg;
- $c_p \left|_{T_o}^{T_w}$  - średnia wartość ciepła właściwego wody w przedziale temperatury  $T_w, T_o$ , J/kgK.

Analogicznie, entropia wody zawartej w kabinach (przed zmieszaniem z wodą ciepłą) może być wyznaczona z równania:

$$S_2 = m_2 \cdot c_p \left|_{T_o}^{T_2} \cdot \ln \frac{T_2}{T_o} \right. \quad (57)$$

gdzie:

- $m_2$  - masa wody zawartej w kabinach, kg;
- $T_2$  - temperatura wody w kabinach przed zmieszaniem z wodą ciepłą, K.

Entropię wody zmieszanej określa równanie:

$$S_m = (m_1 + m_2) \cdot c_p \Big|_{T_o}^{T_m} \cdot \ln \frac{T_m}{T_o} \quad (58)$$

gdzie:

$T_m$  - temperatura wody zmieszanej w kabinach na początku procesu stygnięcia, K.

W efekcie, entropię wytwarzania dla procesu mieszania wody zawartej w kabinach z wodą ciepłą można wyznaczyć z zależności:

$$S_{gen} = S_1 + S_2 - S_m \quad (59)$$

Podczas stygnięcia zmianę entropii wody w kabinach określa równanie:

$$\Delta S_{kab} = (m_1 + m_2) \cdot c_p \Big|_{T_m}^{T_{kk}} \cdot \ln \frac{T_{kk}}{T_m} \quad (60)$$

gdzie:

$T_{kk}$  - temperatura wody w kabinach po procesie namaczania (stygnięcia), K.

Ponieważ utrata ciepła wody  $Q_w$  wiąże się z przekazaniem go do otoczenia, zmianę entropii komory określać będzie zależność:

$$\Delta S_{kom} = \frac{Q_w}{T_{in}} = \frac{(m_1 + m_2) \cdot c_p \Big|_{T_m}^{T_{kk}} \cdot (T_m - T_{kk})}{T_{in}} \quad (61)$$

W Tabelach 10 i 11 pokazano zestawienie rezultatów obliczeń entropii wytwarzania oraz egzergii destrukcji podczas mieszania strumieni wody oraz jej stygnięcia w procesie namaczania ziaren fasoli Mung. Jak wynika z porównania danych zawartych w tabelach, egzergia destrukcji w procesie mieszania strumieni wody ciepłej i zimnej jest nieporównywalnie większa od egzergii destrukcji procesu stygnięcia wody w kabinach. Oznacza to, że mieszanie strumieni wody w procesie namaczania wiąże się ze znacznymi stratami egzergii wynoszącymi aż 271 MJ przy sprawności egzergetycznej wynoszącej blisko 87%.

Tabela 10 Obliczone wartości entropii i egzergii podczas mieszania strumieni wody w procesie namaczania ziaren fasoli Mung.

<b>Entropia</b>		
Doprowadzona do komory	kJ/K	7 600,82
Wyprowadzona z komory	kJ/K	6 607,97
Entropia wytwarzania	kJ/K	992,85
	kW/K	1,02
<b>Egzergia</b>		
Doprowadzona do komory	MJ	2 076,16
	kW	2 133,55
Wyprowadzona z komory	MJ	1 804,97
	kW	1 854,86
Egzergia destrukcji	MJ	271,20
	kW	278,69
Sprawność egzergetyczna	%	86,94

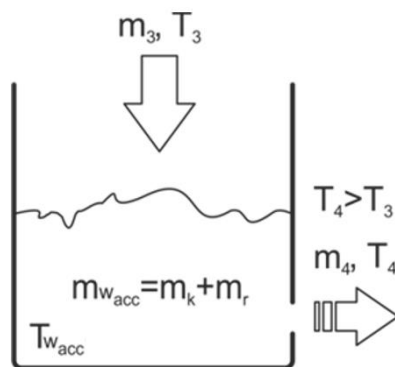
Tabela 11 Obliczone wartości entropii i egzergii podczas stygnięcia wody w procesie namaczania ziaren fasoli Mung.

<b>Entropia</b>		
Zmiana entropii wody w kabinach	kJ/K	-767,35
Zmiana entropii komory	kJ/K	777,00
Entropia wytwarzania	kJ/K	9,65
	kW/K	0,01
<b>Egzergia</b>		
Ilość ciepła oddanego przez wodę do powietrza w komorze	MJ	233,55
Egzergia destrukcji	MJ	2,64
	kW	2,71
Sprawność egzergetyczna	%	98,87

W procesie stygnięcia zmiana temperatury wody w kabinach jest niewielka i wynosi blisko 4 K. W rezultacie, zmianie ulega entropia wody, która wynosi 767 kJ/K oraz entropia komory wzrostowej osiągająca wartość 777 kJ/K. Ilość ciepła oddanego do powietrza w procesie stygnięcia wody wynosi 233,5 MJ. Na uwagę zasługuje fakt, że proces stygnięcia jest procesem o wysokiej sprawności egzergetycznej. Straty egzergii są stosunkowo niewielkie i wynoszą zaledwie 2,71 kW.

#### IX.4.4. Transport egzergii podczas podlewania masy roślinnej fasoli Mung w komorze wzrostowej

Jednym z istotnych celów fazy podlewania kiełkujących ziaren fasoli Mung jest odebranie znacznych ilości generowanego ciepła od masy roślinnej. Skuteczna realizacja tego zadania wiąże się z koniecznością podlewania okresowego z wykorzystaniem wody chłodnej, która przepływając przez rośliny umieszczone w kabinach wzrostowych odbiera generowane przez nie ciepło. Schemat tego procesu pokazano na Rys. 42. Chociaż ciepło odebrane od roślin charakteryzuje się bardzo małą egzergią, może być wykorzystane w układzie technologicznym do podgrzania wody świeżej stanowiąc cenne źródło niskojakościowej energii. W procesie podlewania część wody doprowadzonej do kabin zostaje zakumulowana przez kiełkujące rośliny. Jak wynika z badań, w pierwszej dobie ok. 25% masy roślin stanowi woda. W dobie trzeciej wartość ta wynosi od 80 do 85%, podczas gdy w pełni wykształcone kiełki zawierają od 90 do 97% wody. Ilość zakumulowanej wody w kiełkach zmienia się w całym okresie produkcji i stanowi od 1 do 5% masy wody doprowadzonej do komory wzrostowej.



Rys. 42 Schemat procesu podlewania roślin dla jednej kabiny wzrostowej.

Entropię wody świeżej doprowadzonej do kabin w komorze wzrostowej w jednym okresie podlewania można wyznaczyć z równania:

$$S_3 = m_3 \cdot c_p \left|_{T_0}^{T_3} \cdot \ln \frac{T_3}{T_0} \right. \quad (62)$$

gdzie:

- $c_p \Big|_{T_0}^{T_3}$  - średnia wartość ciepła właściwego wody w przedziale temperatury  $T_w, T_0$ , J/kgK;
- $T_3$  - temperatura wody świeżej do podlewania, K;
- $T_0$  - temperatura odniesienia, K.

Entropię wody odprowadzonej z kabin w jednym okresie podlewania określa równanie:

$$S_4 = m_4 \cdot c_p \Big|_{T_0}^{T_4} \cdot \ln \frac{T_4}{T_0} \quad (63)$$

gdzie:

- $m_4$  - masa wody odprowadzonej z kabin, kg.

Entropię wody zakumulowanej w roślinach i kabinie podczas jednego okresu podlewania można wyznaczyć znając masę wody zakumulowanej w roślinach i kabinie ( $m_{w_{acc}}$ ) oraz temperaturę masy roślinnej zmagazynowanej w kabinach ( $T_{w_{acc}}$ ):

$$S_5 = m_{w_{acc}} \cdot c_p \Big|_{T_0}^{T_{w_{acc}}} \cdot \ln \frac{T_{w_{acc}}}{T_0} \quad (64)$$

Biorąc pod uwagę równania (62) - (64), entropię wytwarzania procesu podlewania masy roślinnej określa zależność:

$$S_{gen p} = \sum_{i=1}^l (S_{3_i} + S_{4_i} - S_{5_i})$$

$$= \sum_{i=1}^l \left( m_{3_i} \cdot c_p \Big|_{T_0}^{T_{3_i}} \cdot \ln \frac{T_{3_i}}{T_0} + m_{4_i} \cdot c_p \Big|_{T_0}^{T_{4_i}} \cdot \ln \frac{T_{4_i}}{T_0} + m_{w_{acc,i}} \cdot c_p \Big|_{T_0}^{T_{w_{acc,i}}} \cdot \ln \frac{T_{w_{acc,i}}}{T_0} \right) \quad (65)$$

gdzie:

- $l$  - liczba cykli podlewania, -.

Zakładając, że ilość zakumulowanej wody w kabinach zmienia się w całym okresie produkcji w zakresie od 1 do 5% masy wody doprowadzonej do komory wzrostowej, oraz że w całym okresie produkcji ilość zmagazynowanej wody w masie roślinnej zmienia się od 25 do 97%, ilość wody odprowadzona z komory w dowolnym cyklu podlewania może być wyznaczona z równania:

$$m_{4i} = m_{3i} - m_{w_{acc,i}} \quad (66)$$

natomiast masa wody zakumulowanej  $m_{w_{acc}}$  w dowolnym cyklu podlewania z zależności:

$$m_{w_{acc,i}} = m_{k_i} + m_{r_i} \quad (67)$$

przy czym:

$$m_{k_i} = m_{3i} \left[ 0,01 + (i - 1) \frac{0,04}{33} \right] \quad (68)$$

$$m_{r_i} = kw \left\{ \left[ m_{pk} + (i - 1) \frac{m_{kk} - m_{pk}}{33} \right] \cdot \left[ 0,25 + (i - 1) \frac{0,72}{33} \right] \right\} - \left[ m_{pk} + (i - 2) \frac{m_{kk} - m_{pk}}{33} \right] \cdot \left[ 0,25 + (i - 2) \frac{0,72}{33} \right] \quad (69)$$

gdzie:

- $m_r$  - masa wody zakumulowana w roślinach, kg;
- $m_k$  - masa wody zakumulowana w kabinie, kg;
- $m_{pk}$  - masa początkowa kiełków w kabinie, kg;
- $m_{kk}$  - masa końcowa kiełków w kabinie, kg;
- $kw$  - liczba kabin wzrostowych, -.

Masę tę tworzą woda zawarta w roślinach oraz woda pozostała w kabinie po procesie podlewania. W Tabeli 12 pokazano rezultaty obliczeń entropii wytwarzania oraz energii destrukcji dla fazy podlewania roślin w całym okresie produkcji kiełków warzywnych.

Tabela 12 Obliczone wartości entropii i egzergii podczas podlewania roślin.

<b>Entropia</b>		
Doprowadzona do komory	kJ/K	151 452,61
Wyprowadzona z komory	kJ/K	156 931,10
Zakumulowana	kJ/K	12 135,04
Entropia wytwarzania	kJ/K	17 613,53
	kW/K	12,15
<b>Egzergia</b>		
Doprowadzona do komory	MJ	41 369,28
Wyprowadzona z komory	MJ	42 865,73
Zakumulowana	MJ	3 314,69
Egzergia destrukcji	MJ	4 811,13
	kW	3 319,03
Sprawność egzergetyczna	%	88,78

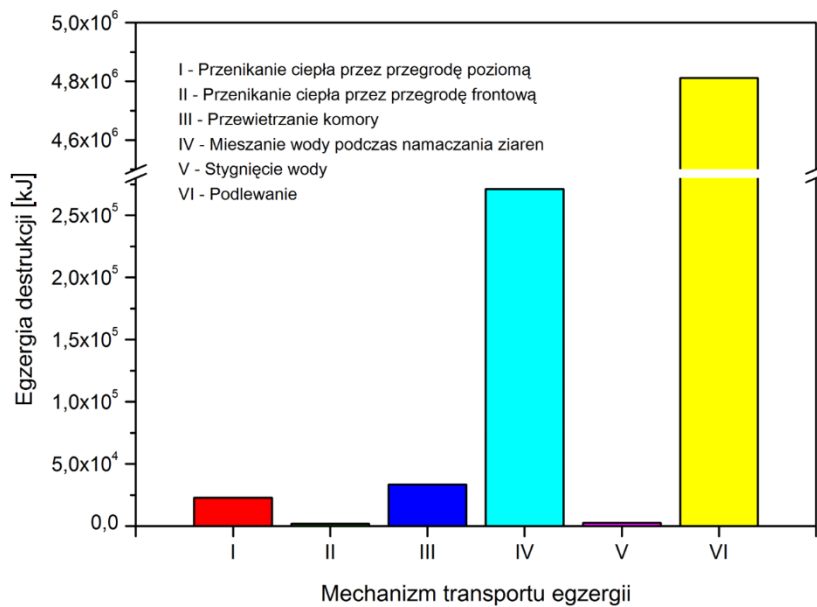
Jak wynika z uzyskanych rezultatów, proces podlewania jest jedynym procesem, w którym egzergia wody odprowadzonej z komory wzrostowej ma większą wartość od egzergii strumienia wody doprowadzonej. Pomimo tego, że sam proces odbioru ciepła od masy roślinnej cechuje się wysoką sprawnością egzergetyczną, etap ten, w związku z wysoką czasochłonnością, generuje największe straty egzergii w całym okresie produkcji kiełków. Ograniczenie tych strat może zostać zrealizowane poprzez odbiór ciepła w wysokosprawnym wymienniku płytowym oraz wykorzystanie go do podgrzania wody świeżej przeznaczonej do celów technologicznych.

#### **IX.4.5. Podsumowanie rezultatów analizy egzergetycznej**

Wzrost kiełków warzywnych generuje znaczne ilości ciepła odpadowego o niskiej egzergii. Spośród najważniejszych procesów przeanalizowanych w granicach komory wzrostowej minimalne straty egzergii występują w trakcie transportu ciepła przez ścianę frontową oraz podczas stygnięcia wody w fazie namaczania ziaren fasoli Mung (Rys. 43). Wielokrotnie wyższe straty występują w procesie transportu ciepła przez przegrodę sufitową oraz w fazie przewietrzania komory wzrostowej. Mieszanie wody zimnej oraz ciepłej w długotrwałym procesie namaczania ziaren generuje straty

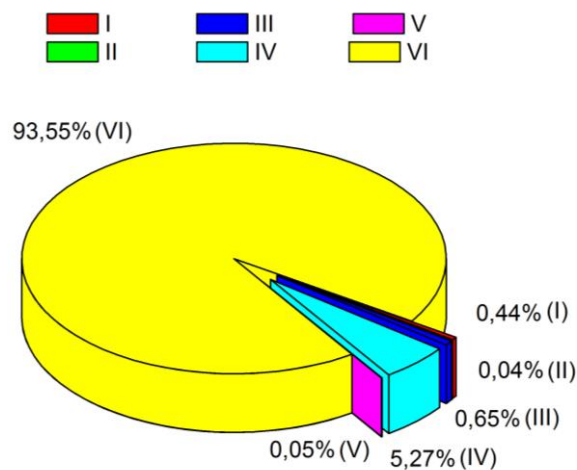


egzergii na poziomie 271 MJ, natomiast wielodobowy proces podlewania straty, których wartość wynosi aż 4,8 GJ.



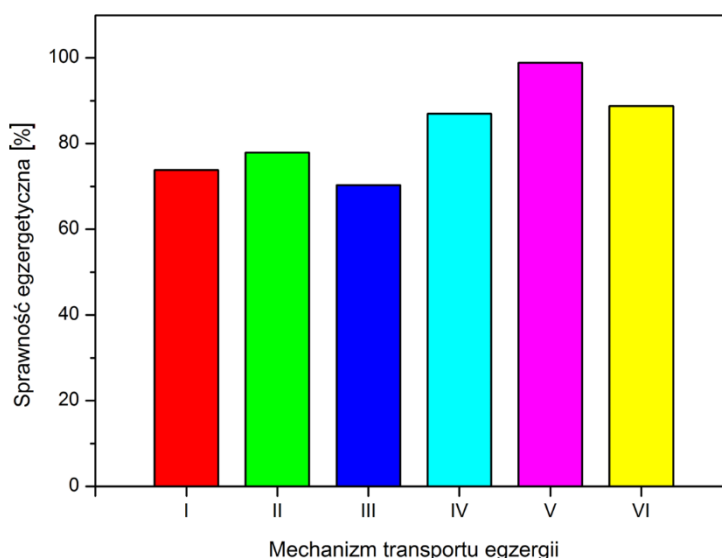
Rys. 43 Egzergia destrukcji we wszystkich analizowanych procesach transportu egzergii w całym okresie produkcji kiełków warzywnych.

Sumaryczna wielkość strat egzergii w całym procesie wzrostu roślin wynosi 5,19 GJ, z czego 93,5% przypada na fazę podlewania (Rys. 44).



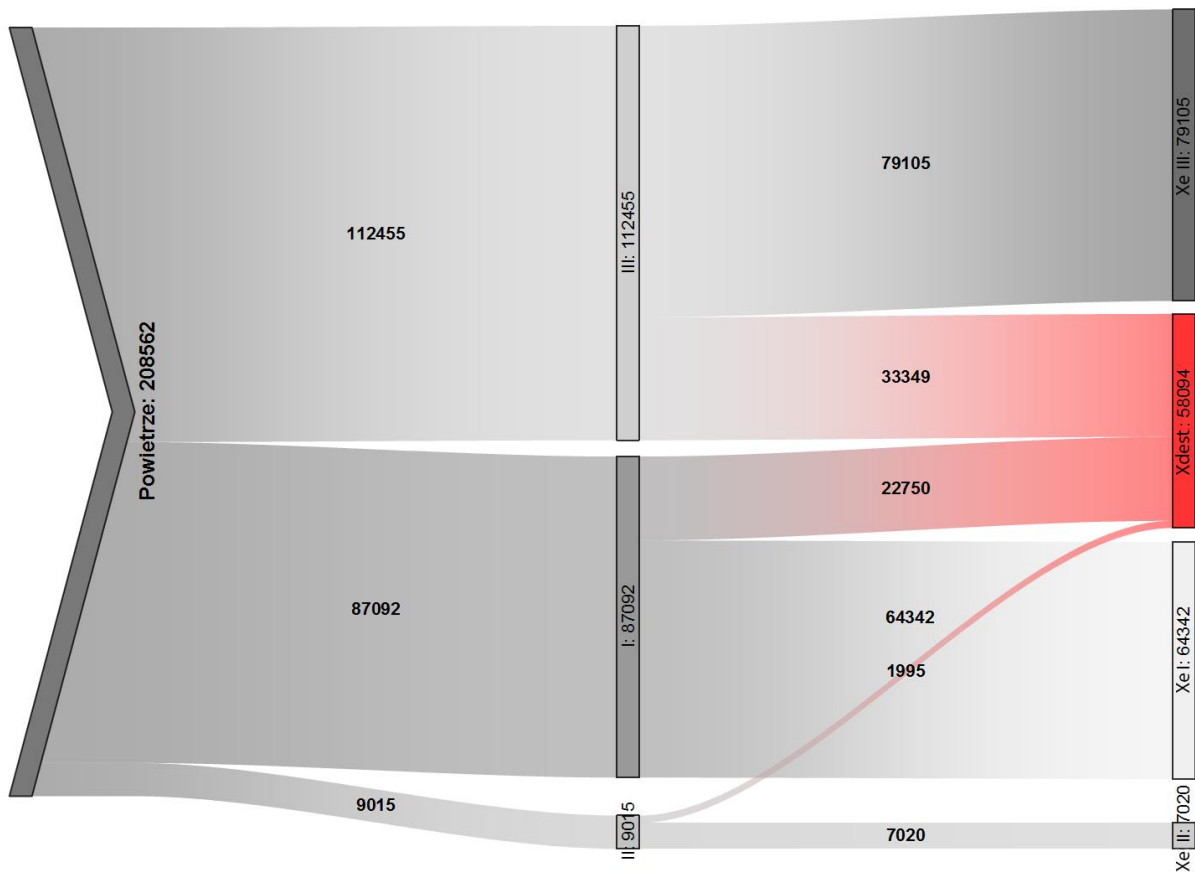
Rys. 44 Rozkład procentowy strat egzergii w całym procesie wzrostu roślin. Oznaczenia jak na Rys. 43

Wszystkie procesy transportu energii charakteryzują się wysoką sprawnością energetyczną przekraczającą 70% (Rys. 45). Oznacza to, że antropogeniczny proces wzrostu roślin zorganizowany został prawidłowo, a w każdym z analizowanych mechanizmów transportu pozostaje stosunkowo niewielka ilość energii, którą nie można zamienić na pracę użyteczną. Największą sprawnością charakteryzuje się proces stygnięcia wody podczas namaczania ziaren, natomiast najmniejszą przewietrzanie komory wzrostowej.



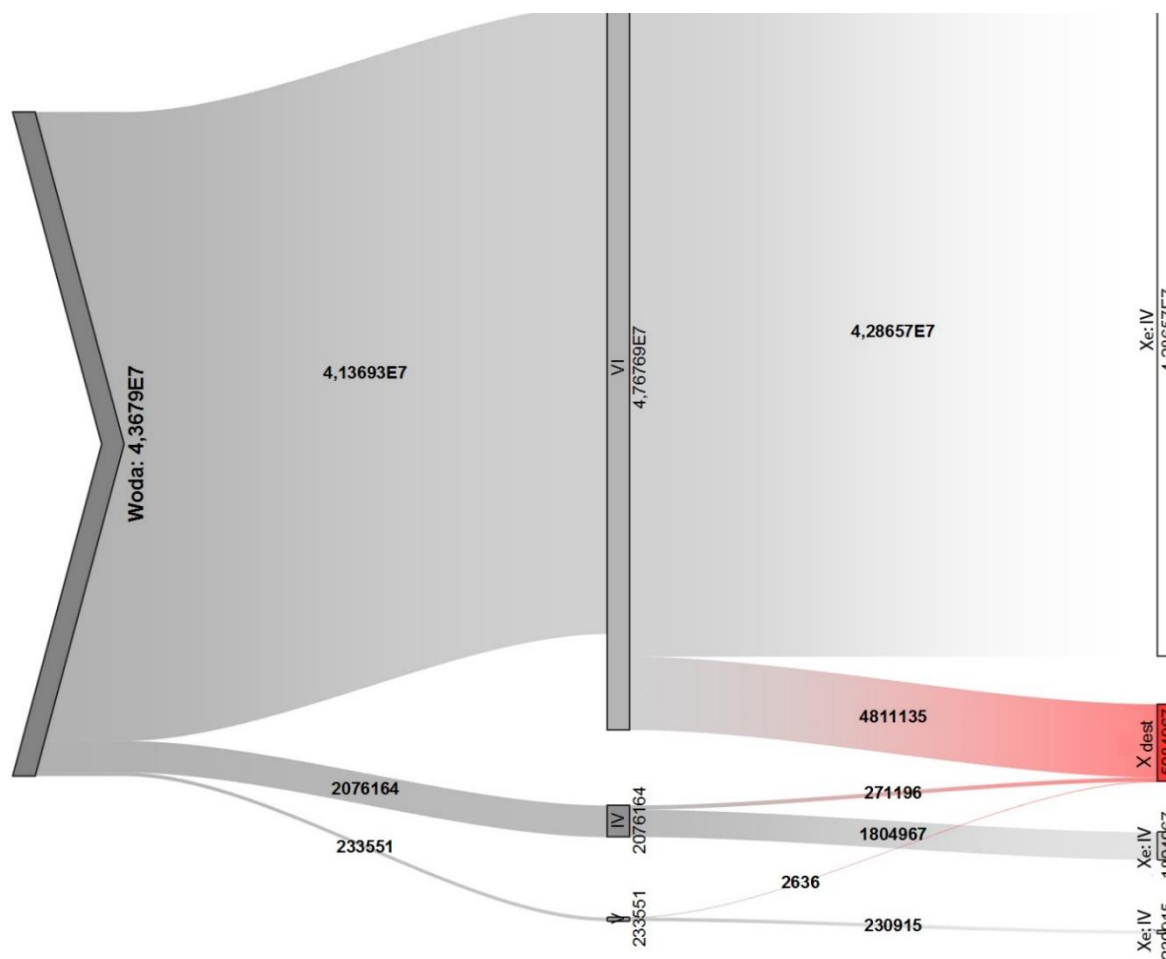
Rys. 45 Zestawienie sprawności energetycznej we wszystkich analizowanych procesach transportu energii w całym okresie produkcji kiełków warzywnych. Oznaczenia jak na Rys. 43

Na Rys. 46 pokazano diagram pasmowy Sankeya dla analizowanych form ciepła przekazywanych w fazie gazowej. Maksymalna ilość energii transportowana jest w procesie przewietrzania komory wzrostowej, a minimalna podczas wymiany ciepła przez przegrodę pionową. W całym okresie produkcji roślin całkowita wartość energii destrukcji w fazie gazowej wynosi 58 MJ, co zaznaczono na diagramie pasmem koloru czerwonego.



Rys. 46 Diagram Sankeya dla transportu energii w fazie gazowej podczas produkcji kiełków fasoli Mung. Wartości energii podano w kJ. Oznaczenia procesów transportu energii zgodnie z zastosowanymi na Rys. 43.  $X_e$  - energia strumienia wyjściowego,  $X_{dest}$  - energia destrukcji.

Na Rys. 47 pokazano diagram pasmowy Sankeya dla analizowanych form ciepła przekazywanych z wodą do/z komory wzrostowej. W tym przypadku najwyższa ilość energii przekazywana jest do komory wzrostowej w procesie podlewania roślin, a najniższa podczas stygnięcia wody w fazie namaczania. Należy jednak zauważyć, że z uwagi na chłodzący charakter procesu podlewania strumień dostarczonego ciepła jest mniejszy, niż strumień ciepła wprowadzonego.



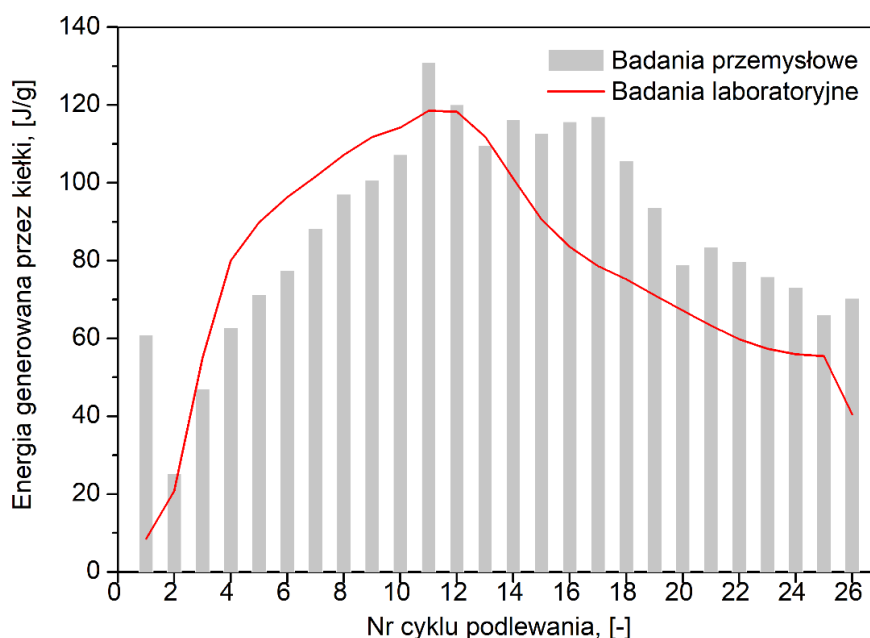
Rys. 47 Diagram Sankeya dla transportu egzergii w fazie ciekłej podczas produkcji kiełków fasoli Mung. Wartości egzergii podano w kJ. Kolorem czerwonym zaznaczono egzergię destrukcji. Oznaczenia procesów transportu egzergii zgodnie z zastosowanymi na Rys. 43.  $X_e$  - egzergia strumienia wyjściowego,  $X_{dest}$  - egzergia destrukcji

W procesie tym ciepło odzyskiwane jest z wewnętrznego źródła niskotemperaturowego o niskiej egzergii, które generowane jest przez kiełkujące rośliny i które można wykorzystać do celów technologicznych.

## IX.5. Porównanie ilości ciepła wygenerowanego przez kiełki fasoli Mung w skali laboratoryjnej oraz przemysłowej

Rozkład ilości ciepła wygenerowanego przez kiełkujące nasiona fasoli Mung podczas pomiarów w mikrokalorymetrze (krzywa specyficznej mocy cieplnej dla jednej z prób) oraz w warunkach rzeczywistej linii produkcyjnej (w podziale na

poszczególne cykle podlewania) w odniesieniu do 1 g masy nasion przed namacaniem został przedstawiony na Rys. 48. W celu porównania wyników wzięto pod uwagę tylko 26 cykli podlewania tak, aby wyrównać długość pomiarów laboratoryjnych i przemysłowych. Jak można zauważyć charakter zmian emitowanej przez rośliny energii jest jakościowo zbliżony w skali mikro i makro. W początkowym okresie wzrostu ilość uwalnianego przez rośliny ciepła gwałtownie rośnie, osiągając w okolicach 11 cyklu podlewania wartość maksymalną, która w warunkach produkcyjnych wynosi  $130,9 \text{ J/g}_{\text{nasion}}$ , natomiast w wyniku analizy mikrokalorymetrycznej  $118,3 \text{ J/g}_{\text{nasion}}$ . Począwszy od 12 cyklu podlewania ilość generowanego ciepła zaczyna spadać, osiągając najniższą wartość w 25 i 26 cyklu, zarówno na linii produkcyjnej, jak i w analizie kalorymetrycznej.



Rys. 48 Ilość energii wygenerowanej przez kiełki fasoli Mung podczas fazy wzrostu w warunkach laboratoryjnych (skala mikro) oraz produkcyjnych (skala makro).

Możliwy potencjał odzysku ciepła od kiełkujących nasion fasoli Mung mieści się w przedziale  $1689,72 \leq q \leq 3132,18 \text{ J/g}_{\text{nasion}}$  przy 95% poziomie ufności. Z kolei potencjał rzeczywisty z 26 cykli podlewania wynosi 4117 MJ, co daje jednostkową ilość energii wygenerowaną przez kiełki rzędu  $2287 \text{ J/g}_{\text{nasion}}$ . Porównanie wyników w skalach mikro i makro daje podstawy do stwierdzenia, że **istnieje znaczny potencjał ilości energii możliwej do zagospodarowania podczas uprawy kiełków na cele spożywcze**. Ponadto, uzyskanie zbliżonych jakościowo wyników

badań w skalach mikro i makro potwierdza, że **wykorzystana metoda kalorymetryczna okazała się odpowiednia do określenia zasobów energetycznych roślin i pozwala na właściwe zaprojektowanie optymalnej z punktu widzenia zużycie energii technologii ich uprawy**. Wniosek ten nabiera dużego znaczenia biorąc pod uwagę fakt, że prezentowane wyniki są pierwszymi udokumentowanymi analizami kalorymetrycznymi przeprowadzonymi po kątem oceny możliwości odzysku ciepła z produkcji kiełków warzywnych.

## IX.6. Podsumowanie

Określenie rzeczywistego potencjału odzysku ciepła odpadowego od kiełkujących roślin wymaga przeprowadzenia pomiarów na linii technologicznej pozwalających na zbilansowanie transportu ciepła wymienianego zarówno w procesie namaczania jak i podlewania. Strumienie tego ciepła powstają pomiędzy fazami powietrze-powietrze, woda-powietrze oraz woda-woda, a ich określenie możliwe jest na podstawie rezultatów pomiaru przepływów objętościowych oraz temperatury powietrza i wody doprowadzanych i odprowadzanych z komory wzrostowej.

Na podstawie przeprowadzonych badań dla wybranego cyklu produkcyjnego roślin można sformułować następujące wnioski:

1. W fazie gazowej źródłem energii dla komory wzrostowej jest ciepło transportowane na drodze przenikania przez przegrodę graniczącą z magazynem ciepłego powietrza (797 MJ) oraz ciepło dostarczane w procesie okresowego przewietrzania komory (751 MJ). Źródłem strat są procesy związane z odparowaniem wilgoci (235 MJ) oraz przenikanie ciepła przez przegrodę frontową (97 MJ).
2. W fazie ciekłej, na etapie namaczania, źródłem energii jest ciepła woda dostarczona z zewnątrz (951 MJ), natomiast w fazie wzrostu ciepło generowane przez wzrastające kiełki (4942 MJ).
3. Biorąc pod uwagę zarówno fazę gazową, jak i fazę ciekłą w całym cyklu produkcyjnym, całkowita ilość energii netto generowanej przez proces kiełkowania roślin wynosi 3368 MJ.

4. W całym cyklu wzrostu największa ilość doprowadzonego ciepła pochłaniana jest w fazie namaczania nasion (38%). Jest to najdłuższy i zarazem najbardziej energochłonny cykl w procesie produkcji kiełków.
5. Biorąc pod uwagę energię odprowadzaną z komory wzrostowej, największa jej wartość przypada na fazę podlewania, w której odbierane jest blisko 85% ciepła od wzrastającej masy roślinnej.
6. Wszystkie procesy transportu egzergii charakteryzują się wysoką sprawnością, która przekracza 70%. Oznacza to, że proces uprawy kiełków fasoli Mung został zorganizowany w taki sposób, że w każdym z analizowanych mechanizmów transportu pozostaje stosunkowo niewielka ilość egzergii, którą można zamienić na pracę użyteczną.
7. Całkowita wielkość strat egzergii w całym procesie produkcji kiełków sięga 5,19 GJ. Największe straty generuje proces podlewania (aż 4,8 GJ; 93,5%), a pozostałe procesy zachodzące w komorze, w tym między innymi mieszanie wody podczas namaczania ziaren oraz jej stygnięcie, jak również przewietrzanie komory, odpowiadają jedynie za 6,5% strat.
8. Wykorzystana metoda kalorymetryczna okazała się odpowiednia do określenia zasobów energetycznych roślin i pozwala na właściwe zaprojektowanie optymalnej z punktu widzenia zużycie energii technologii ich uprawy.

Reasumując należy stwierdzić, że **procesy biologiczne zachodzące podczas uprawy kiełków fasoli Mung są źródłem znacznych zasobów niskotemperaturowego ciepła odpadowego o niskiej egzergii posiadającego potencjał do dalszego wykorzystania**. Najbardziej optymalnym rozwiązaniem jest zagospodarowanie tego ciepła w miejscu jego powstawania, czyli w instalacji do uprawy roślin. Pozwoli to na ograniczenie energetycznych potrzeb własnych procesu produkcyjnego, zwłaszcza w aspekcie wykorzystania paliw nieodnawialnych niezbędnych do przygotowania ciepłej wody wykorzystywanej w fazach podlewania uprawy.





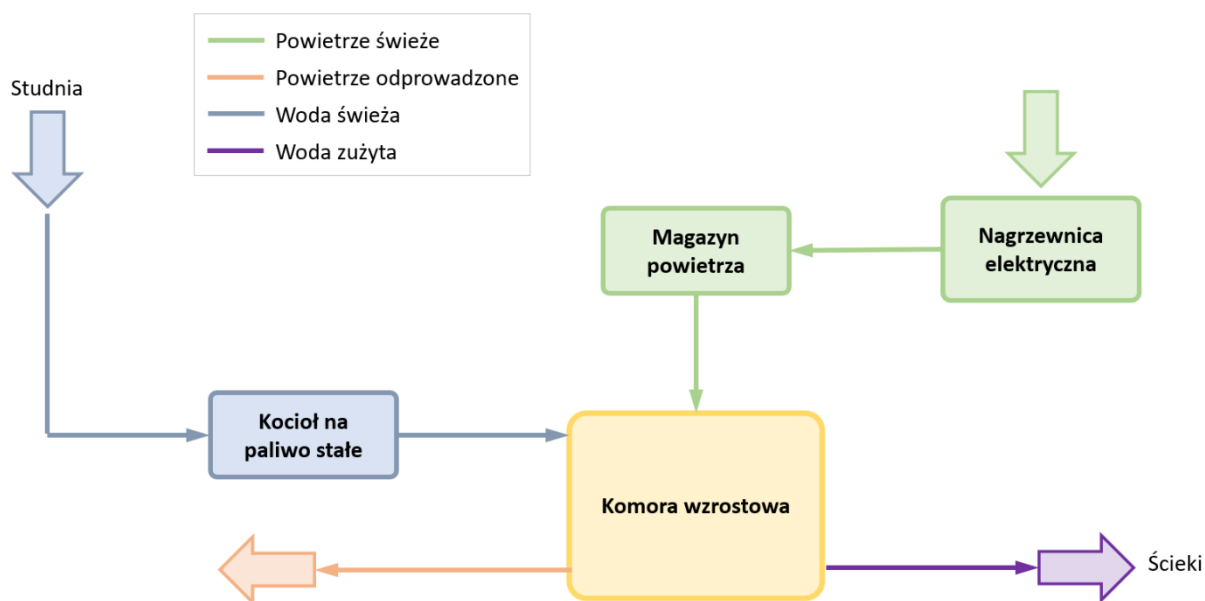
## X. BADANIA MODELOWE MOŻLIWOŚCI ZMNIEJSZENIA ENERGOCHŁONNOŚCI INSTALACJI DO PRODUKCJI KIEŁKÓW WARZYWNYCH

---

Przeprowadzone badania mikrokalorymetryczne oraz pomiary podczas rzeczywistego cyklu produkcyjnego kiełków fasoli Mung wykazały, że ilość energii generowanej przez wzrastające nasiona pozwala traktować je jako źródło niskotemperaturowego ciepła odpadowego. Z uwagi na niską jakość, energia ta musi zostać wykorzystana w miejscu jej pozyskania, przy czym skuteczność tego procesu zależy będzie od wnikliwej analizy całego procesu technologicznego zaprojektowanego na potrzeby uprawy roślin. W związku z tym, **celem niniejszego rozdziału jest wykazanie możliwości zmniejszenia energochłonności oraz zużycia paliw konwencjonalnych w instalacji do produkcji kiełków warzywnych na cele spożywcze poprzez wykorzystanie ciepła odpadowego generowanego przez rośliny**. Realizacja tak sformułowanego celu wymaga opracowania koncepcji instalacji do odzysku ciepła generowanego przez rośliny oraz modelu symulacyjnego kompletnej linii technologicznej do produkcji kiełków, zintegrowanej z zaproponowanym systemem odzysku ciepła. Analizę możliwości zmniejszenia energochłonności instalacji przeprowadzono w oparciu o obliczenia symulacyjne w stanach nieustalonych, z wykorzystaniem środowiska symulacyjnego FLOWNEX®.

### X.1. Koncepcja wykorzystania ciepła odpadowego dla ograniczenia energochłonności procesu produkcji kiełków warzywnych fasoli Mung

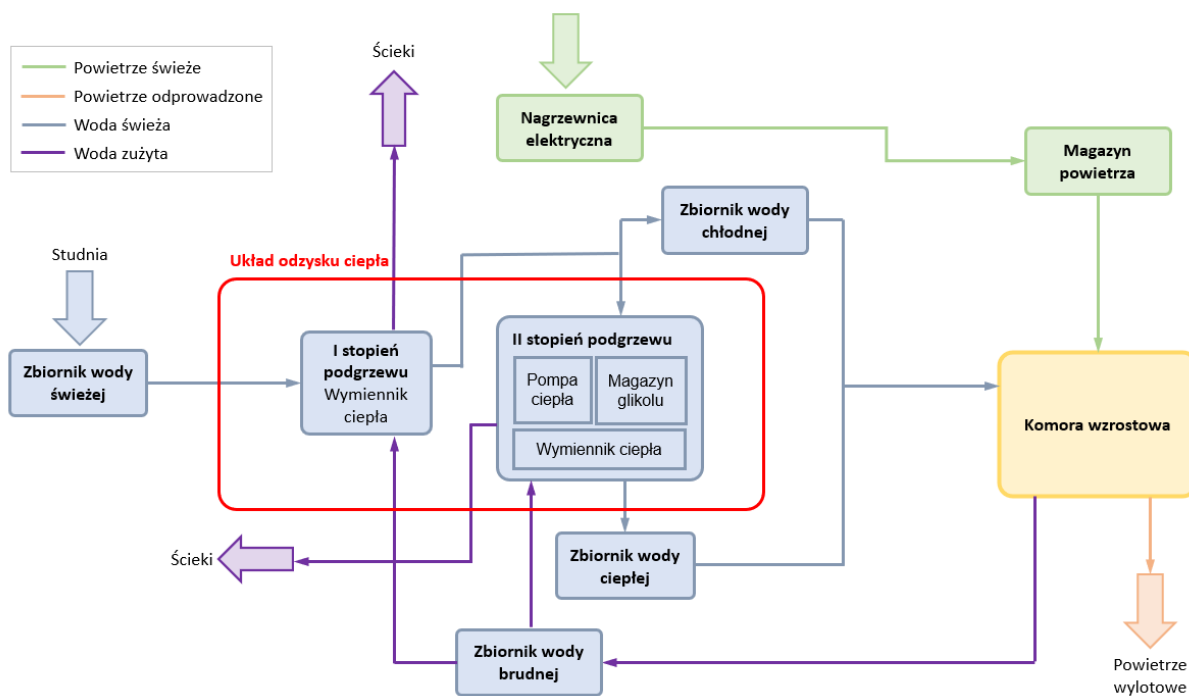
Na Rys. 49 przedstawiono schemat blokowy „konwencjonalnej”, tj. bez odzysku ciepła odpadowego, instalacji do produkcji kiełków warzywnych fasoli Mung.



Rys. 49 Schemat blokowy instalacji do produkcji kiełków warzywnych fasoli Mung.

Głównym elementem instalacji jest komora wzrostowa, w której realizowana jest uprawa kiełków. Do komory wzrostowej dostarczana jest świeża woda, najczęściej ze studni, która podgrzewana jest w kotle na paliwo stałe do odpowiedniej temperatury. Tak przygotowana woda świeża zostaje wykorzystana do podlewania wzrastających kiełków, natomiast po podlaniu masy biologicznej, jako woda zużyta trafia do ścieków. Świeże powietrze, którym wentylowana jest komora, podgrzewane jest w nagrzewnicy elektrycznej, a następnie gromadzone w magazynie nad komorą wzrostową. Po przewietrzeniu komory wzrostowej zużyte powietrze zostaje usunięte do otoczenia.

W tradycyjnych instalacjach do produkcji kiełków woda zużyta traktowana jest jako produkt odpadowy a energia odbierana przez nią od wzrastających kiełków bezpowrotnie tracona. Istnieje jednak możliwość wykorzystanie tej energii do podgrzania świeżej wody zużywanej do podlewania, zmniejszając tym samym energochłonność linii produkcyjnej. Na Rys. 50 przedstawiono schemat blokowy koncepcji wykorzystania ciepła odpadowego, powstającego w wyniku procesów biologicznych zachodzących podczas wzrostu kiełków, do przygotowania wody świeżej na potrzeby podlewania uprawy.



Rys. 50 Schemat blokowy instalacji do produkcji kiełków warzywnych fasoli Mung z odzyskiem ciepła.

Według zaproponowanej koncepcji, przygotowanie wody świeżej z wykorzystaniem ciepła odpadowego realizowane jest dwustopniowo. Wynika to ze zbyt niskiej temperatury nośnika ciepła odpadowego, która z jednej strony nie pozwala na zrealizowanie odpowiedniego podgrzania wody w procesie jednostopniowym, z drugiej zaś uniemożliwia zapewnienie wymaganej elastyczności w kształtowaniu jej docelowej temperatury. Z tego powodu, świeża woda ze studni głębinowej podgrzewana jest wstępnie w wymienniku ciepła (I stopień podgrzewu), do którego doprowadzana jest woda zużyta o znacznie wyższej temperaturze, pochodząca z podlewania kiełków. Po podgrzaniu wstępnym, część strumienia wody świeżej kierowana jest do zbiornika wody chłodnej, a pozostała część do II stopnia podgrzewu. Na tym etapie woda świeża jest podgrzewana do temperatury wyższej, niż wymagana do podlewania, za pomocą układu złożonego ze sprężarkowej pompy ciepła, glikolowego magazynu ciepła oraz wymiennika ciepła, a następnie trafia do zbiornika wody cieplej. W czasie podlewania strumień wody świeżej z obu zbiorników (zbiornika wody chłodnej i cieplej) są mieszane w takich proporcjach, aby zapewnić odpowiednią, wymaganą temperaturę wody do podlewania uprawy. Po procesie nawadniania masy roślinnej woda, która odebrała ciepło od wzrastających kiełków, trafia do zbiornika wody zużytej. Woda zgromadzona w tym

zbiorniku wykorzystywana jest w systemie odzysku ciepła do podgrzania wody świeżej ze studni. Dzięki takiej konfiguracji układu możliwe jest wykorzystanie ciepła zgromadzonego w wodzie po podlewaniu wzrastających roślin.

Weryfikację modelu koncepcyjnego wykorzystania ciepła odpadowego, powstającego w wyniku procesów biologicznych zachodzących podczas wzrostu kiełków, do przygotowania wody świeżej na potrzeby podlewania uprawy przeprowadzono w oparciu o opracowany model symulacyjny linii technologicznej do produkcji kiełków warzywnych. Uzyskane wyniki obliczeń pozwolą na przeanalizowanie ilości ciepła przekazanego z wody po podlaniu masy biologicznej do wody świeżej oraz całkowitej ilości energii koniecznej do przygotowania wody do podlewania roślin. Przygotowany model umożliwi również ustalenie ilości zaoszczędzonego paliwa konwencjonalnego oraz unikniętych emisji dwutlenku węgla.

## **X.2. Model symulacyjny instalacji do produkcji kiełków warzywnych**

Do opracowania symulacyjnego modelu instalacji do uprawy kiełków warzywnych zintegrowanej z systemem odzysku ciepła niskotemperaturowego z procesu kiełkowania nasion wykorzystano środowisko symulacyjne FLOWNEX® Simulation Environment.

### **X.2.1. Środowisko symulacyjne Flownex®**

FLOWNEX® Simulation Environment jest zaawansowanym środowiskiem symulacyjnym, pozwalającym na prowadzenie złożonych analiz, symulacji, projektowanie i optymalizację różnych typów systemów, w szczególności systemów ciepłno-przepływowych. Niewątpliwą zaletą tego narzędzia jest możliwość przeprowadzenia analiz zarówno dla stanów ustalonych jak i nieustalonych. Oprogramowanie FLOWNEX® umożliwia:

- tworzenie modeli z wykorzystaniem między innymi płynów dwufazowych i nienewtonowskich, zawiesin, gazów, mieszanin gazów oraz mieszanin nierozpuszczalnych;

- dodawanie komponentów zdefiniowanych przez użytkownika, arkuszy programu MS Excel, optymalizację czy łączenie obliczeń z innym oprogramowaniem inżynierskim (np. EES - Engineering Equation Solver);
- modelowanie procesów wymiany ciepła, podsystemów mechanicznych, systemów sterowania czy sieci elektrycznych;
- automatyczne obliczanie parametrów elementów systemu w celu uzyskania określonych warunków pracy instalacji [124].

FLOWNEX® jest powszechnie wykorzystywany w modelowaniu systemów energetyki jądrowej, np. różnego rodzaju reaktorów [125-128] i układów chłodzenia [129, 130], ale również do modelowania turbin [131], biogazowni [132] czy systemów klimatyzacji [133]. Ilość źródeł literaturowych, w których wykorzystano FLOWNEX® potwierdza jego wartość jako narzędzia do symulacji systemów cieplnych i hydraulicznych. W przeanalizowanej literaturze brak jest jednak informacji na temat wykorzystania tego oprogramowania do modelowania odzysku niskotemperaturowego ciepła odpadowego z procesów metabolicznych zachodzących w roślinach podczas ich kiełkowania i wzrostu.

Formułowanie modelu instalacji w środowisku symulacyjnym FLOWNEX® oparte jest na podejściu sieciowym i polega na łączeniu w odpowiedni sposób zdefiniowanych w programie komponentów instalacji (m.in. rurociągów, pomp, sprężarek, wymienników ciepła i innych) za pomocą węzłów. Przepływ płynu w modelowanej instalacji traktowany jest w sposób jednowymiarowy co oznacza, że obliczane właściwości płynu uśredniane są dla dowolnego przekroju poprzecznego i zmieniają się jedynie w kierunku przepływu. Wprowadzie takie podejście nie oddaje w pełni fizycznej natury zjawisk zachodzących wewnątrz konkretnego elementu systemu, ale pozwala na określenie interakcji zachodzących pomiędzy zdefiniowanymi elementami instalacji.

Symulacje w programie Flownex opierają się na rozwiązaniu równań różniczkowych cząstkowych zachowania masy, pędu i energii (odpowiednio równania 70-72).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (70)$$

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \quad (71)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + F_z$$

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -div(\rho \mathbf{u})$$

$$+ \left[ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} \right. \quad (72)$$

$$\left. + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + div(\lambda grad T) + F$$

gdzie:

- $\rho$  - gęstość płynu, kg/m<sup>3</sup>;
- $t$  - czas, s;
- $x, y, z$  - współrzędne przestrzenne, -;
- $v$  - prędkość płynu, m/s;
- $\tau$  - naprężenia styczne, Pa;
- $F$  - człon źródłowy siły masowej, N/m<sup>3</sup>;
- $E$  - całkowita energia płynu, J;
- $\lambda$  - współczynnik przewodzenia ciepła, W/(mK);
- $T$  - temperatura, K;
- $p$  - ciśnienie, Pa.

Rozwiązanie tych równań pozwala na wyznaczenie wartości przepływu masy, ciśnienia i temperatury w całym symulowanym układzie jednowymiarowym [124]. Przedstawione powyżej ogólne równania bilansowe stanowią podstawowe zależności każdego z elementów modelu. W zależności od konkretnego komponentu, są one uzupełnione o charakterystyczne dla danego urządzenia dodatkowe równania modelowe.

Jednym z głównych elementów modelu symulacyjnego w części obejmującej system odzysku energii jest płytowy wymiennik ciepła, który odpowiedzialny jest za realizację odzysku ciepła odpadowego. Model wymiennika składa się z dwóch komponentów *Heat Exchanger Primary* i *Heat Exchanger Secondary*, z których jeden reprezentuje układ czynnika grzewczego, a drugi układ czynnika ogrzewanego. Dodatkowe równania modelowe opisujące proces wymiany ciepła w takim wymienniku reprezentują zależności (73-76) i wynikają nie tylko ze specyfiki modelowanego wymiennika ciepła, ale także z zastosowanej metody rozwiązania jego równań modelowych. I tak, np. dodatkowym równaniem w bilansie pędu, określającym spadek ciśnienia przepływających przez wymiennik ciepła strumieni płynów, stanowi zależność:

$$\Delta p_0 = C_k \rho^\beta \dot{Q}_n^\alpha \quad (73)$$

gdzie:

- $C_k, \alpha, \beta$  - stałe strat ciśnienia, -;
- $\rho$  - gęstość płynu, kg/m<sup>3</sup>;
- $\dot{Q}_n$  - objętościowe natężenie przepływu, m<sup>3</sup>/s.

Do obliczenia przepływu ciepła przez wymiennik program FLOWNEX<sup>®</sup> wykorzystuje metodę NTU. Metoda ta umożliwia obliczenia wymiany energii w wymienniku bez znajomości temperatur płynów na wylocie z urządzenia i nie wymaga podawania szczegółów geometrii urządzenia. Strumień ciepła wyznaczany jest z równania [134]:

$$\dot{Q}_H = \varepsilon (\dot{m} c_p)_{min} (T_{i,min} - T_{i,max}) \quad (74)$$

gdzie:

- $\varepsilon$  - wydajność wymiennika ciepła, -;
- $\dot{m}$  - przepływ masy, kg/s;
- $c_p$  - ciepło właściwe, J/kgK;
- $T_{i,min}$  - temperatura płynu zimnego na wlocie do wymiennik, K;
- $T_{i,max}$  - temperatura płynu ciepłego na wlocie do wymiennik, K.

Dla dowolnego wymiennika ciepła wydajność  $\varepsilon$  można wyrazić jako funkcję dwóch zmiennych [134]:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (75)$$

gdzie:

- $NTU$  - liczba jednostek przenikania ciepła, -;
- $C = \dot{m} \cdot c_p$  - strumień pojemności cieplnej (gdzie:  $\dot{m}$  – przepływ masy, kg/s;  $c_p$  – ciepło właściwe, J/kgK), W/K;
- min - wartość minimalna;
- max - wartość maksymalna.

NTU, czyli liczba jednostek przenikania ciepła zdefiniowana jest natomiast jako [134]:

$$NTU = \frac{AU}{C_{min}} \quad (76)$$

gdzie:

- $AU$  - iloczyn powierzchni wymiany ciepła i współczynnika przenikania ciepła, W/K.

### X.2.2. Opis modelu

Opracowanie metody zagospodarowania ciepła odpadowego podczas uprawy kiełków na cele spożywcze wymagało przeprowadzenia symulacji, które obejmowały wszystkie cykle podlewania i wzrostu roślin, tj. pełny cykl produkcyjny. Z punktu widzenia analizy wykorzystania ciepła odpadowego nie było potrzeby rozpatrywania w modelu procesów związanych z przygotowaniem nasion do produkcji (m.in. ich mycia i sterylizacji) lub czynności po wyciągnięciu gotowych kiełków z komór wzrostowych (np. pakowanie). Nie zostały przeprowadzone również symulacje zjawisk zachodzących w samej komorze wzrostowej (komora wzrostowa traktowana jest jak tzw. „czarna skrzynka”, dla której rozpatruje się jedynie wejściowe i wyjściowe strumienie masy i energii). Ilość ciepła generowanego przez masę biologiczną została ujęta w postaci modelu aproksymacyjnego, opracowanego w oparciu o pomiary eksperymentalne zrealizowane podczas rzeczywistej produkcji kiełków. Wyniki pomiarów, które wykorzystano przy formułowaniu modelu aproksymacyjnego zaprezentowano na Rys. 51, natomiast sam model opisany został równaniem:



$$\dot{Q}_k = A_1 + \frac{(A_2 - A_1) \cdot A_3}{1 + 10^{(A_4 - t) \cdot A_6}} + \frac{(A_2 - A_1) \cdot (1 - A_3)}{1 + 10^{(A_5 - t) \cdot A_7}} \quad (77)$$

$$A_1 = -10,10423$$

$$A_2 = 17,20221$$

$$A_3 = 25,56163$$

$$A_4 = 53389,62318$$

$$A_5 = 83020,54737$$

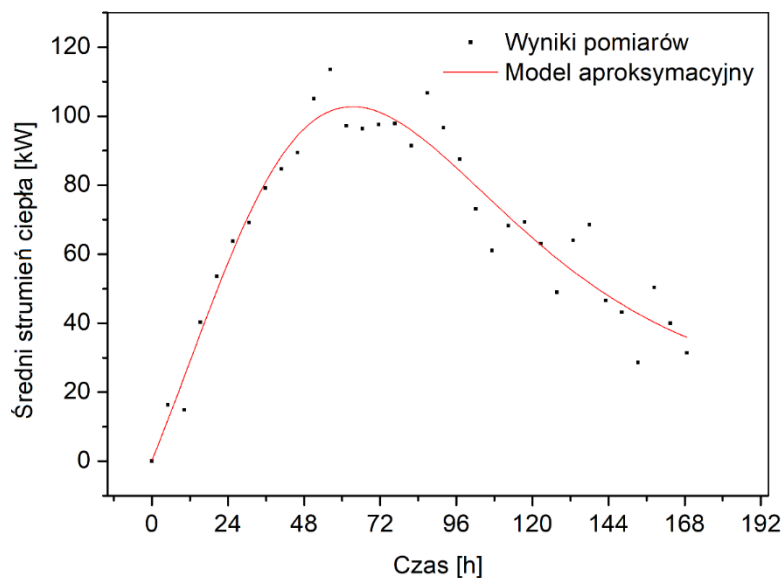
$$A_6 = 4,38991 \cdot 10^{-6}$$

$$A_7 = 2,83347 \cdot 10^{-6}$$

gdzie:

$\dot{Q}_k$  - strumień ciepła generowany przez masę biologiczną, kW;

$t$  - czas wzrostu, s.



Rys. 51 Wyniki pomiarów dla określenia modelu generacji ciepła przez kielki.

Do określenia parametrów procesowych układu w zmiennych warunkach produkcyjnych, a tym samym do oszacowania potencjału zmniejszenia energochłonności procesu produkcji, konieczne było opracowanie dynamicznego modelu symulacyjnego. Model taki pozwala na badanie stanów nieustalonych pracy modelowanej instalacji, czyli analizę zmienności wartości wszystkich parametrów procesowych w czasie, przy czym sformułowanie wiarygodnego modelu

symulacyjnego wymagało zgromadzenia odpowiednich danych technicznych (parametrów urządzeń) oraz procesowych modelowanej instalacji do produkcji kielków. Do sformułowania modelu wykorzystano m.in. dane techniczne dotyczące:

- wartości nominalnych parametrów urządzeń,
- wymiarów rurociągów,
- charakterystyk eksploatacyjnych pomp i zaworów, m.in. zależności sprawności czy zapotrzebowania na energię od obciążenia.

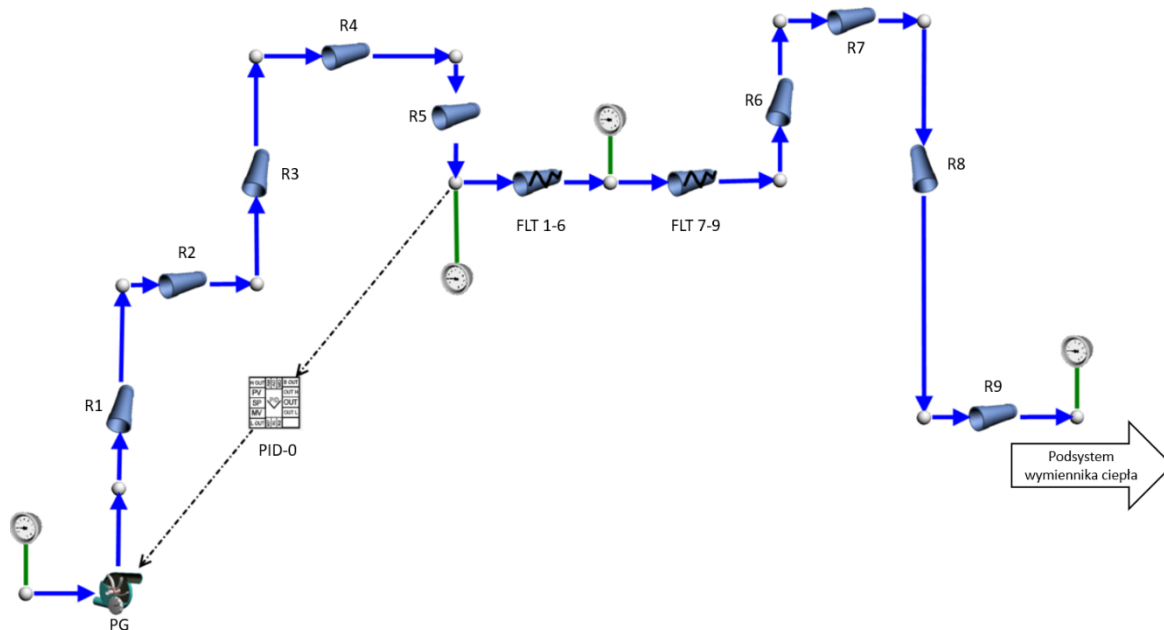
Wykorzystano również dane o takich parametrach procesowych jak:

- temperatura wody w studni głębinowej,
- natężenie przepływu wody ze studni głębinowej,
- temperatura wody używanej do namaczania oraz podlewania kielków,
- natężenie przepływu strumienia wody używanej do namaczania oraz podlewania,
- temperatura wody odprowadzonej z komory wzrostowej – po podlewaniu,
- natężenie przepływu wody odprowadzonej z komory wzrostowej.

Ze względu na złożoność instalacji do uprawy kielków z systemem odzysku ciepła z procesów metabolicznych model symulacyjny podzielono na podsystemy, które umieszczono na różnych kartach projektu. Wszystkie podsystemy zostały ze sobą połączone i stanowią jeden zintegrowany model.

### **Podsystem zaopatrzenia w zimną wodę**

Model podsystemu zaopatrzenia w zimną wodę został przedstawiony na Rys. 52. Jego zadaniem jest dostarczenie do instalacji świeżej wody do podlewania. Zimna woda przepompowywana jest ze studni głębinowej za pomocą pompy głębinowej (PG) przez system rurociągów (R1-R9) oraz system filtrów (FLT 1-6 i FLT 7-9).

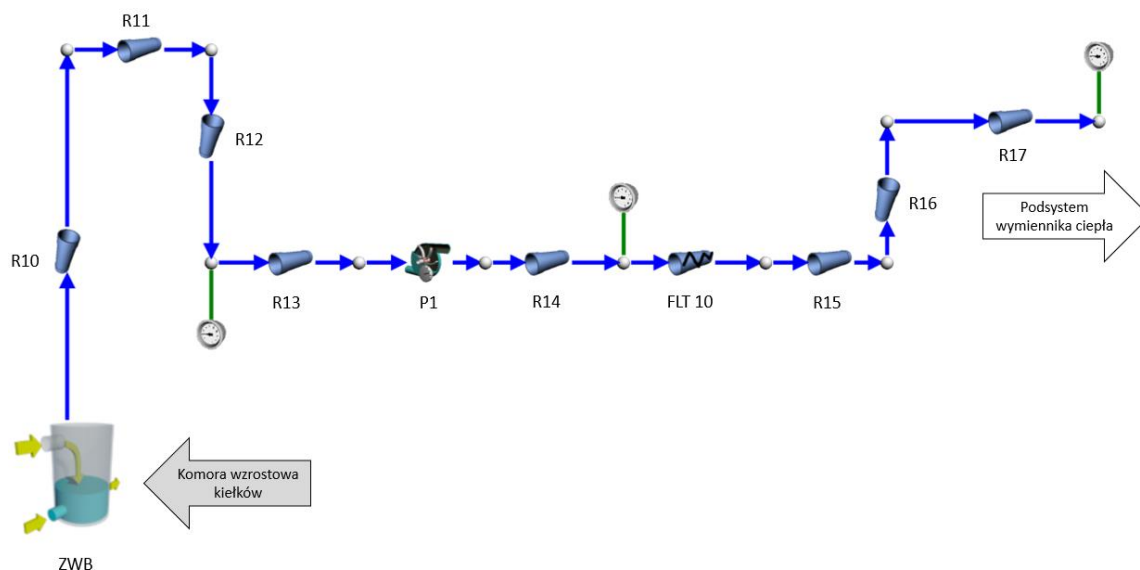


Rys. 52 Schemat modelu podsystemu zaopatrzenia instalacji w zimną wodę ze studni głębinowej (PG – pompa głębinowa, R1-R9 – rurociągi, PID-0 – kontroler PID, FLT 1-6 i FLT 7-9 – system filtrów).

Pompa wody głębinowej sterowana jest za pomocą kontrolera PID (PID-0), którego zadaniem jest sterowanie wydajnością pompy w taki sposób, aby niezależnie od stanu pracy instalacji, tj. niezależnie od bieżącego zapotrzebowania na wodę świeżą ze studni, przed systemem filtrów utrzymywane było w instalacji stałe ciśnienie na zadanym poziomie.

### Podsystem magazynowania i doprowadzenia wody zużytej

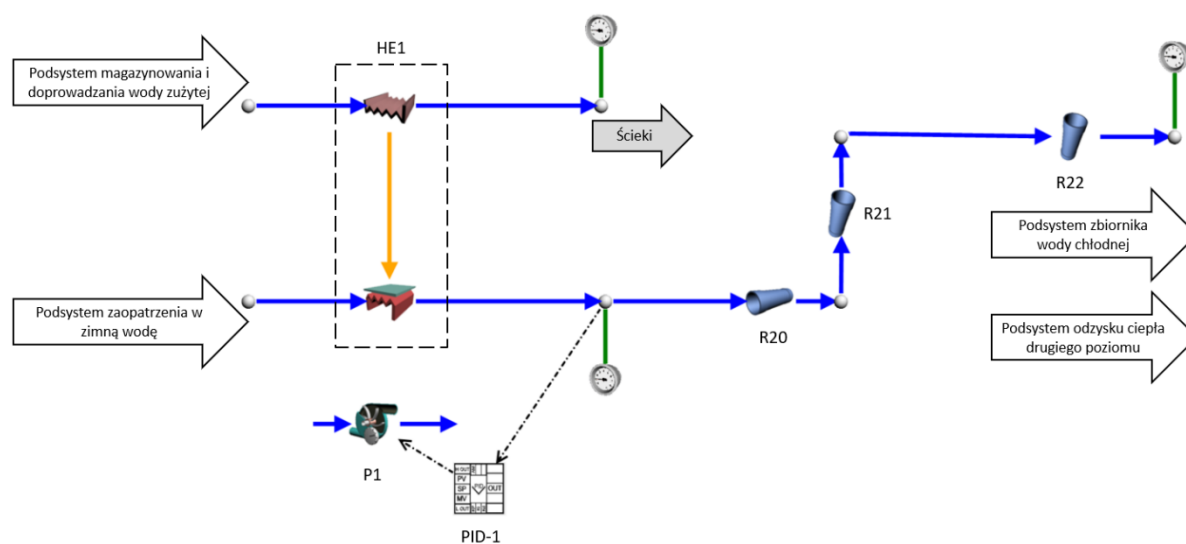
Podsystem magazynowania i doprowadzania wody zużytej ma za zadanie magazynowanie wody, która zostaje odprowadzona z komór wzrostowych po podlaniu kielków oraz doprowadzenie jej do wymiennika ciepła HE1. Ten podsystem, przedstawiony na Rys. 53, składa się ze zbiornika wody zużytej (ZWB), pompy wody zużytej (P1), systemu filtrów (FLT10) oraz rurociągów. Praca pompy P1 sterowana jest (podobnie jak praca pompy głębinowej PG) za pomocą kontrolera PID (PID-1 na Rys. 54). Zadaniem tego kontrolera jest takie sterowanie wydajnością przepływu wody zużytej, aby zapewnić dostarczenie do wymiennika ciepła HE1 energii odpadowej w ilości wymaganej do podgrzania wody świeżej do zadanej temperatury.



Rys. 53 Schemat modelu podsystemu magazynowania i doprowadzania wody zużytej (ZWB – zbiornik wody zużytej, R10-R17 – rurociągi, P1 – pompa wody zużytej, FLT 10 – system filtrów).

### Podsystem wymiennika ciepła HE1

Głównym elementem podsystemu wymiennika ciepła HE1 jest układ z płytowym powierzchniowym przeciwprądowym wymiennikiem ciepła HE1, w którym ciepło zmagazynowane w zbiorniku wody zużytej wykorzystywane jest do podgrzania zimnej wody ze studni. Na Rys. 54 przedstawiono schemat tej części modelu.

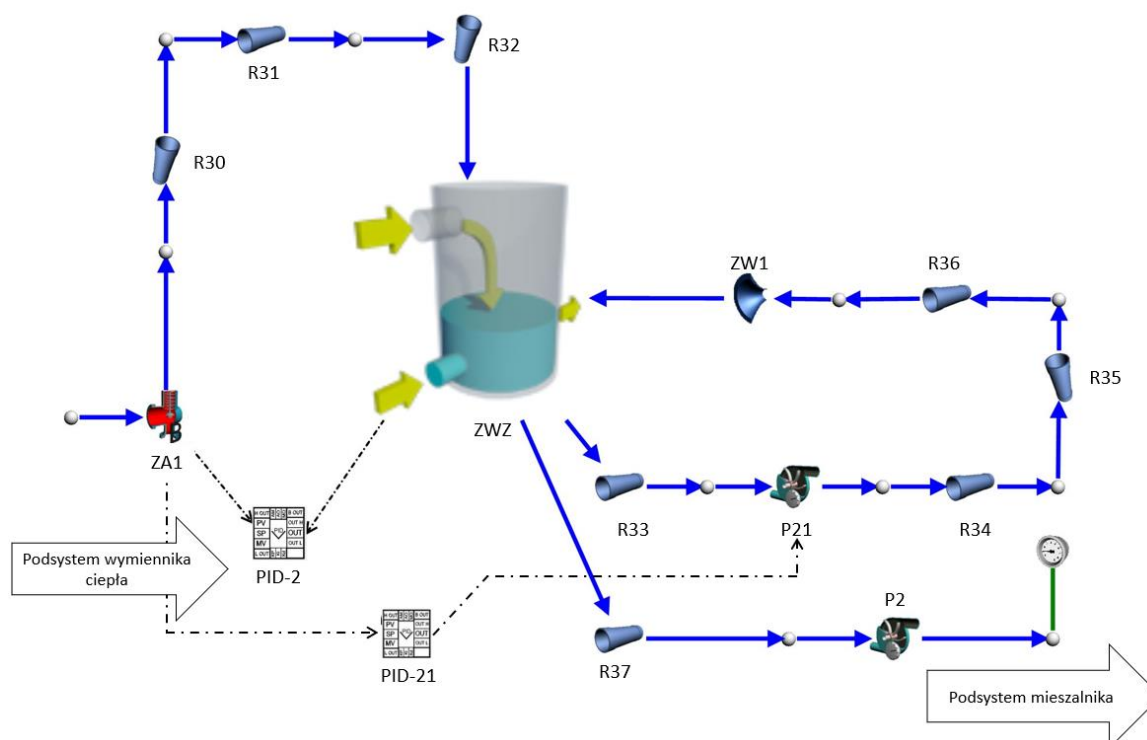


Rys. 54 Schemat modelu podsystemu odzysku ciepła z procesów biologicznych (P1 – pompa wody zużytej, R20-R22 – rurociągi, PID-1 – kontroler PID, HE1 – wymiennik ciepła).

Na Rys. 54 pokazano również kontroler PID (PID-1), który steruje pracą pompy P1 (należącej do podsystemu magazynowania i doprowadzania wody zużytej, P1 na Rys. 53). W zależności od chwilowego natężenia przepływu wody zimnej ze studni oraz zadanej jej temperatury na wylocie z wymiennika HE1, kontroler ma za zadanie takysterować wydajność pompy P1, aby dotrzymać zadanej temperatury wody świeżej za wymiennikiem HE1.

### Podsystem zbiornika wody chłodnej

Podsystem obejmujący zbiornik wody chłodnej jest częścią systemu odpowiedzialnego za podlewanie kielków. W skład tego podsystemu wchodzi m.in. zbiornik wody chłodnej (ZWZ), zawory (ZA1, ZW1), kontroler PID (PID-2) regulujący przepływ wody do zbiornika, pompy P2 i P21 oraz rurociągi. Zadaniem tego podsystemu jest magazynowanie świeżej wody ze studni, która została wstępnie podgrzana w wymienniku ciepła HE1. Schemat modelu podsystemu przedstawiono na Rys. 55.

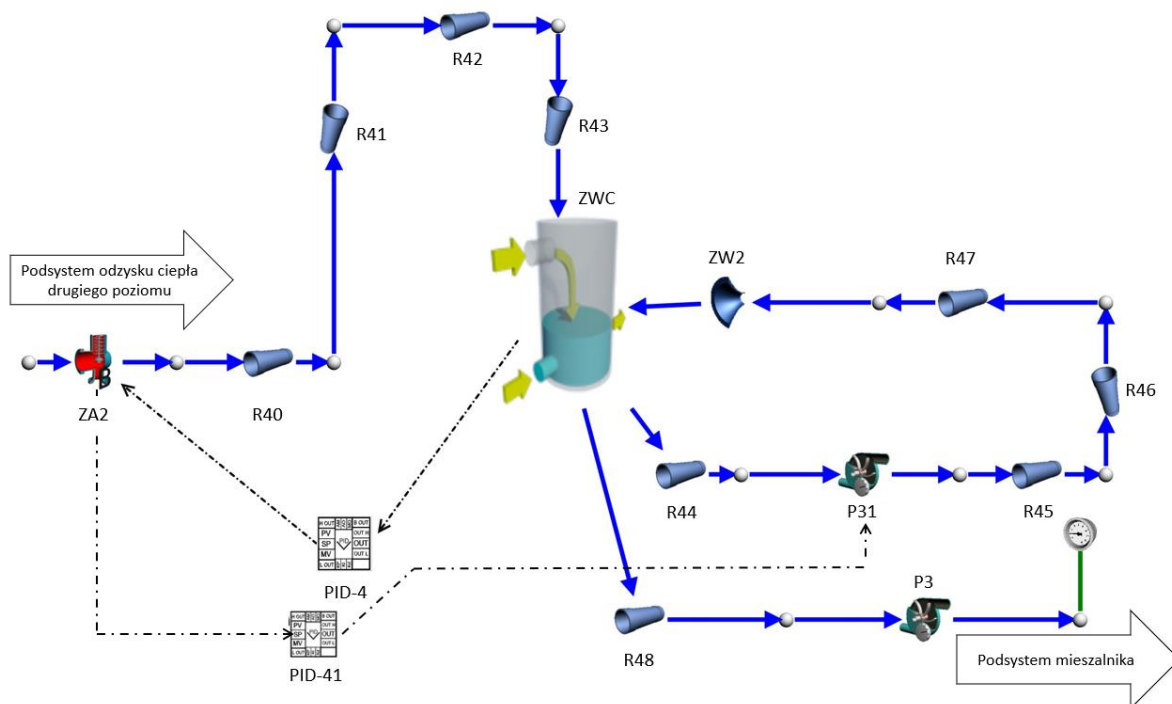


Rys. 55 Schemat modelu podsystemu zbiornika wody chłodnej (ZA1, ZW1– zawory, R30-R37 – rurociągi, PID-2, PID-21 – kontrolery PID, P2, P21 – pompy obiegowe wody, ZWZ – zbiornik wody chłodnej).

Zadaniem kontrolera PID-2 jest zarządzanie otwarciem i zamknięciem zaworu ZA1 w taki sposób, aby utrzymać w zbiorniku wody chłodnej poziom cieczy w ustalonych granicach. Gdy poziom cieczy spada poniżej minimalnej zadanej wartości, sterownik ma za zadanie otworzyć zawór ZA1, natomiast jeśli przekroczy wartość maksymalną – zamknąć go. Zbiornik ZWZ wyposażony jest ponadto w instalację obiegu zamkniętego wody, której zadaniem jest wyrównanie temperatury wody w całej objętości zbiornika. W skład tego obiegu wchodzi pompa obiegowa P21, której pracą steruje kontroler PID-21 w taki sposób, aby uruchamiała się na czas otwarcia zaworu ZA1. Dzięki temu woda zgromadzona w zbiorniku ZWZ jest mieszana z wodą dostarczaną do tego zbiornika z wymiennika HE1.

### **Podsystem zbiornika wody ciepłej**

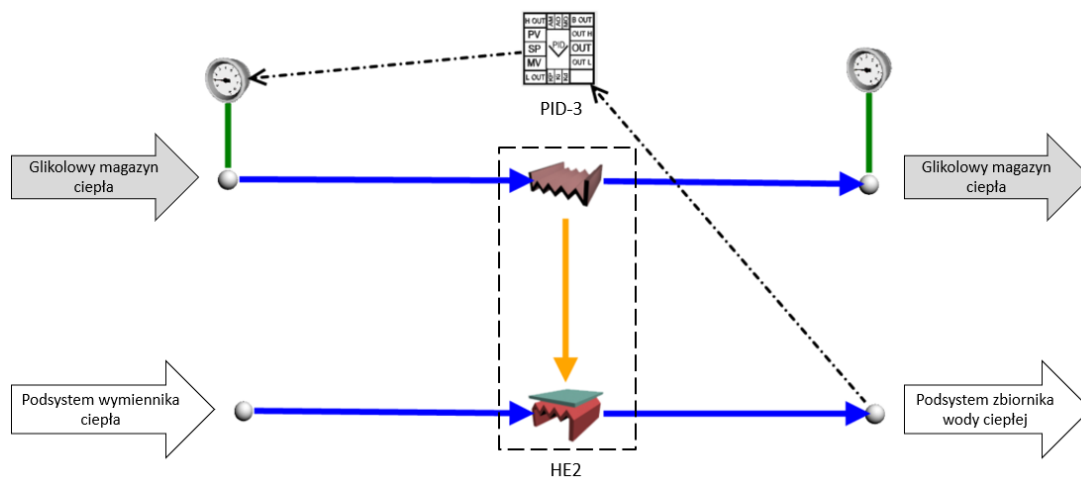
Podsystem obejmujący zbiornik wody ciepłej jest częścią systemu odpowiedzialnego za podlewanie kielków. Model podsystemu zbiornika wody ciepłej, na który składają się zbiornik wody ciepłej (ZWC), zawory (ZA2, ZW2), kontrolery PID (PID-4 i PID-41) oraz rurociągi, przedstawiono na Rys. 56. Zadaniem tej części instalacji jest magazynowanie ciepłej wody, która trafia do zbiornika po podgrzaniu w wymienniku HE2. Zawór ZA2 sterowany jest za pomocą kontrolera PID (PID-4), który podobnie jak w przypadku zbiornika ZWZ kontroluje otwarcie i zamknięcie zaworu (ZA2) w zależności od poziomu cieczy w zbiorniku ZWC. Podobnie też, zbiornik wody ciepłej wyposażony jest w instalację obiegu zamkniętego wody, której zadaniem jest wyrównanie temperatury wody w całej objętości zbiornika. Pompa obiegowa P31, wchodząca w skład tego obiegu, sterowana jest za pomocą kontrolera PID-41 w taki sposób, aby podczas otwarcia zaworu ZA2 realizować mieszanie wody zgromadzonej w ZWC z wodą dostarczaną do niego z wymiennika HE2.



Rys. 56 Schemat modelu podsystemu zbiornika wody ciepłej (ZA2, ZW2– zawory, R40-R48 – rurociągi, PID-4, PID-41 – kontrolery PID, P3, P31 – pompy obiegowe wody, ZWC – zbiornik wody ciepłej).

### Podsystem odzysku ciepła drugiego poziomu

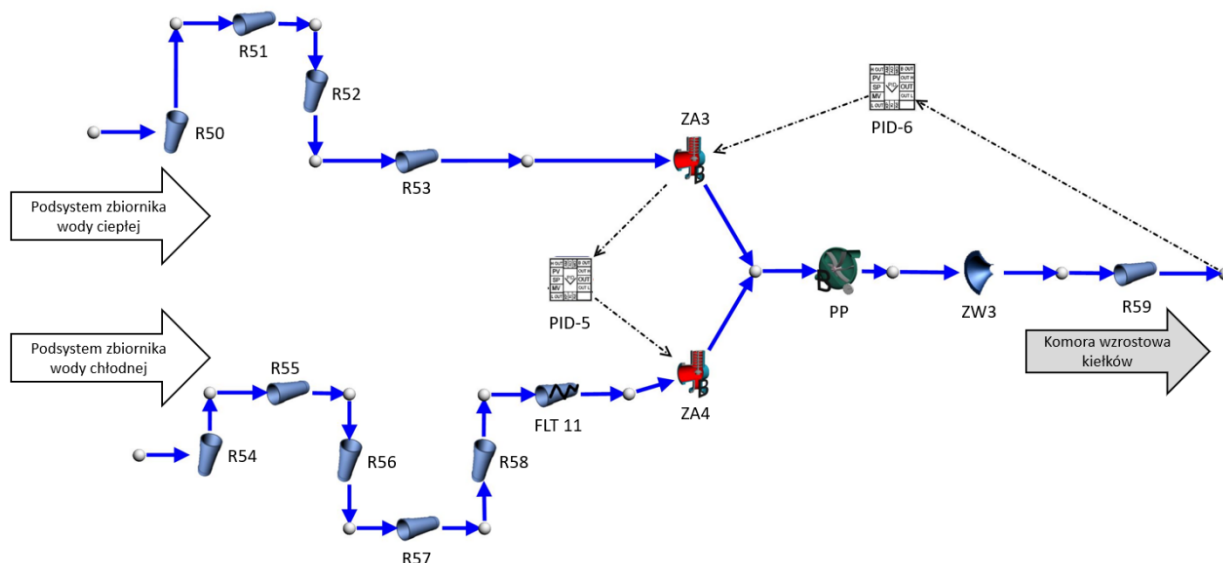
Wymiennik ciepła HE2 stanowi jeden z elementów systemu odzysku ciepła drugiego poziomu, w skład którego wchodzi również pośredni bufor ciepła o wyższym potencjale energetycznym oraz sprężarkowa pompa ciepła. Pośrednim buforem - magazynem ciepła jest zasobnik glikolu, który z jednej strony zasilany jest poprzez pompę ciepła wykorzystującą ciepło odpadowe z wody zużytej, z drugiej zaś stanowi źródło energii dla realizacji podgrzewu wody w wymienniku HE2. Praca układu sterowana jest przy pomocy kontrolera PID-3, którego zadaniem jest ustalanie takiego natężenia przepływu glikolu przez wymiennik HE2, aby uzyskać wymaganą temperaturę wody na wylocie z HE2. Schemat modelu podsystemu odzysku ciepła w wymienniku HE2 zaprezentowano na Rys. 57.



Rys. 57 Schemat modelu podsystemu wymiennika ciepła HE2 (PID-3 – kontroler PID, HE2 – wymiennik ciepła).

### Podsystem mieszalnika do przygotowania wody do podlewania

Woda do podlewania kielków przygotowywana jest przy wykorzystaniu cieczy zgromadzonej w zbiorniku ZWZ oraz zbiorniku ZWC. Temperatura wody w zbiorniku ZWZ jest niższa, a w zbiorniku ZWC wyższa od temperatury wody używanej do podlewania. Podsystem mieszalnika ma za zadanie takie wymieszanie cieczy z obu zbiorników, aby uzyskać wodę do podlewania o wymaganej temperaturze. Na Rys. 58 przedstawiono schemat modelu tego podsystemu.



Rys. 58 Schemat modelu podsystemu mieszalnika do przygotowania wody do podlewania (ZA3, ZA4, ZW3– zawory, R50-R59 – rurociągi, PID-5, PID-6 – kontrolery PID, FLT 11 – system filtrów, PP – pompa „podbijająca”).



Ta część instalacji składa się z mieszalnika (zamodelowanego z wykorzystaniem dwóch zaworów ZA3 i ZA4), układu kontrolno-sterującego, który stanowią dwa sterowniki PID (PID-5 i PID-6), systemu rurociągów oraz pompy „podbijającej” PP z zaworem sterującym ZW3. Kontrolery PID mają za zadanie takie wysterowanie poziomu otwarcia zaworów ZA3 i ZA4, aby na skutek mieszania strumieni wody chłodnej i ciepłej, uzyskać na wyjściu z mieszalnika wodę o zadanej temperaturze. Zadaniem zespołu pompy PP wraz z zaworem ZW3 jest natomiast zapewnienie odpowiedniego natężenia przepływu wody kierowanej do komory wzrostowej.

Do zamodelowania wszystkich elementów instalacji wykorzystano modele znajdujące się w bibliotekach oprogramowania FLOWNEX® Simulation Environment. Najważniejsze z nich zestawiono w Tabeli 13.

Tabela 13 Zestawienie najważniejszych komponentów oprogramowania Flownex wykorzystanych do budowy modelu symulacyjnego.

<b>Element instalacji</b>	<b>Oznaczenie w modelu</b>	<b>Wybrany model</b>
Pompa głębinowa	PG	
Pompy obiegowe	P1, P2, P3, P21, P31	Variable Speed Pump
Pompa glikolu	PGL	
Pompa "podbijająca"	PP	Basic Centrifugal Pump
Rurociągi	R1-R9, R10-R17, R20-R22, R30-R37, R40-R48, R50-R59	Pipe
Zbiornik wody zużytej	ZWB	
Zbiornik wody ciepłej	ZWC	Open Container
Zbiornik wody chłodnej	ZWZ	
Płytowy wymiennik ciepła	HE1, HE2	Heat Exchanger Primary Heat Exchanger Secondary
Zawór	ZA1, ZA2, ZA3, ZA4	Basic Valve
	ZW1, ZW2, ZW3	Restrictor with Discharge Coefficient
System filtrów	FLT 1-6, FLT 7-9, FLT 10	Flow Resistance
Sterownik PID	PID-0 – PID-6, PID-21, PID-41	PID

Opracowany model pozwolił na przeprowadzenie symulacji całego cyklu produkcyjnego w stanie nieustalonym, a także dokonanie analizy możliwości odzysku ciepła z procesów biologicznych oraz wykorzystania go do przygotowania wody potrzebnej do prawidłowego wzrostu kiełków fasoli Mung.

### X.3. Analiza uzyskanych wyników

W ramach analizy możliwości odzysku ciepła z procesu produkcji kiełków warzywnych przeprowadzono szereg eksperymentów symulacyjnych pełnego cyklu produkcyjnego w stanie nieustalonym, dla różnych scenariuszy produkcyjnych, które obejmowały zmienne warunki, w szczególności:

- różne czasy podlewań,
- różne czasookresy pomiędzy kolejnymi podlewaniami, a także
- różne poziomy temperatury wody świeżej, wykorzystywanej do podlewania.

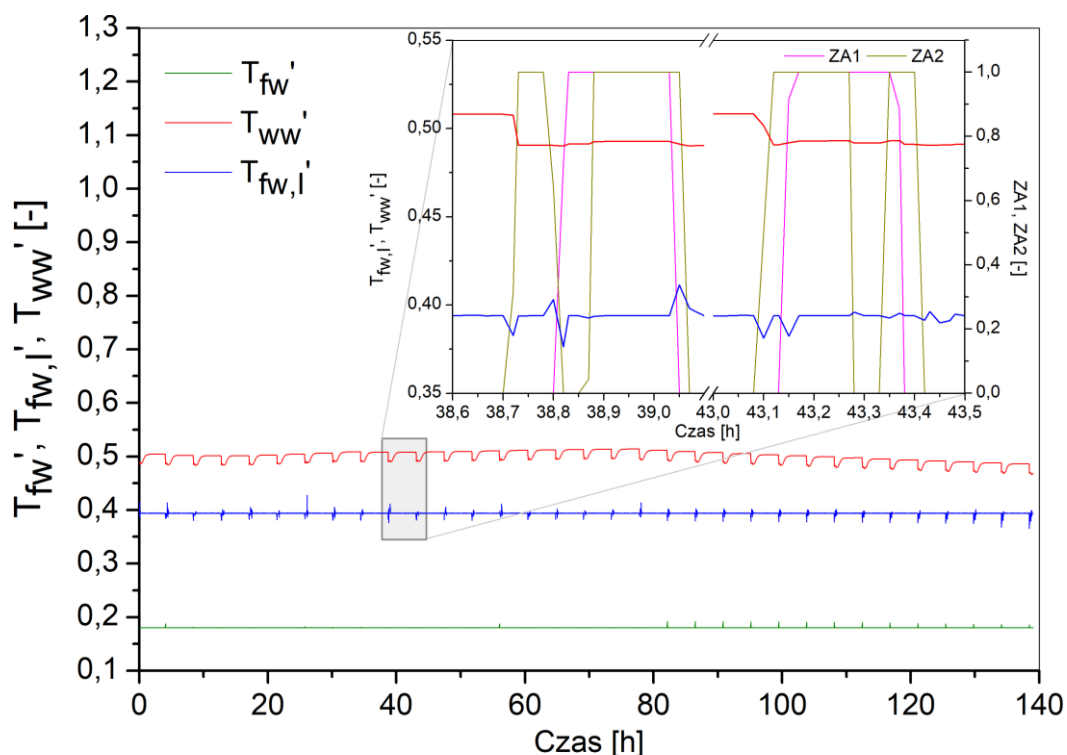
W niniejszym rozdziale zaprezentowano wyniki symulacji dla wybranego scenariusza produkcyjnego, dla którego obliczenia obejmowały 32 cykle podlewania, trwające niepełne 6 dób (5 dni 22 h 22 min). Szczegółowe dane procesowe nie mogły zostać przedstawione w niniejszej pracy, ze względu na klauzulę niejawności (chroniona własność Uniflora sp. z o.o.), w związku z czym wyniki symulacji zostały zaprezentowane w formie wartości znormalizowanych.

Wpływ otoczenia na zachowanie się modelowanego systemu został określony za pomocą następujących warunków brzegowych:

- minimalny poziom cieczy w zbiorniku:
  - wody chłodnej: 2,8 m,
  - wody ciepłej: 3,0 m,
- maksymalny poziom cieczy w zbiorniku:
  - wody chłodnej: 3 m,
  - wody ciepłej: 3,25 m,
- temperatura wody w studni: 9°C,
- ciśnienie w studni na ssaniu pompy głębinowej: 160 kPa,
- ciśnienie na zwierciadle cieczy w zbiornikach wody zużytej, wody chłodnej i wody ciepłej: 101,3 kPa,
- temperatura wody do podlewania (zmienna w zależności od etapu cyklu produkcyjnego).

## I stopień podgrzewu - odzysku ciepła

W proponowanej instalacji do produkcji kiełków fasoli Mung, odzysk ciepła odpadowego realizowany jest dwuetapowo i ma na celu przygotowanie wody o odpowiedniej temperaturze do podlewania roślin. I stopień podgrzewu świeżej wody ze studni głębinowej stanowi podsystem przeciwprądowego wymiennika ciepła HE1. Natężenie przepływu wody świeżej przez to urządzenie jest uzależnione od stanu zbiorników wody chłodnej i ciepłej, tj. od chwilowego poziomu cieczy w tych zbiornikach. Gdy poziom cieczy w zbiornikach spada otwierane są odpowiednio zawór ZA1 i/lub ZA2 co powoduje przepływ wody świeżej przez HE1. Na Rys. 59 zaprezentowano znormalizowane wartości temperatury wody świeżej przed ( $T_{fw}'$ ) i za ( $T_{fw,l}'$ ) wymiennikiem ciepła HE1 oraz temperaturę wody zużytej ( $T_{ww}'$ ) przed wymiennikiem, dla całego cyklu produkcyjnego. Dodatkowo dla wybranego fragmentu pracy HE1 wskazano momenty otwarcia i zamknięcia zaworów.

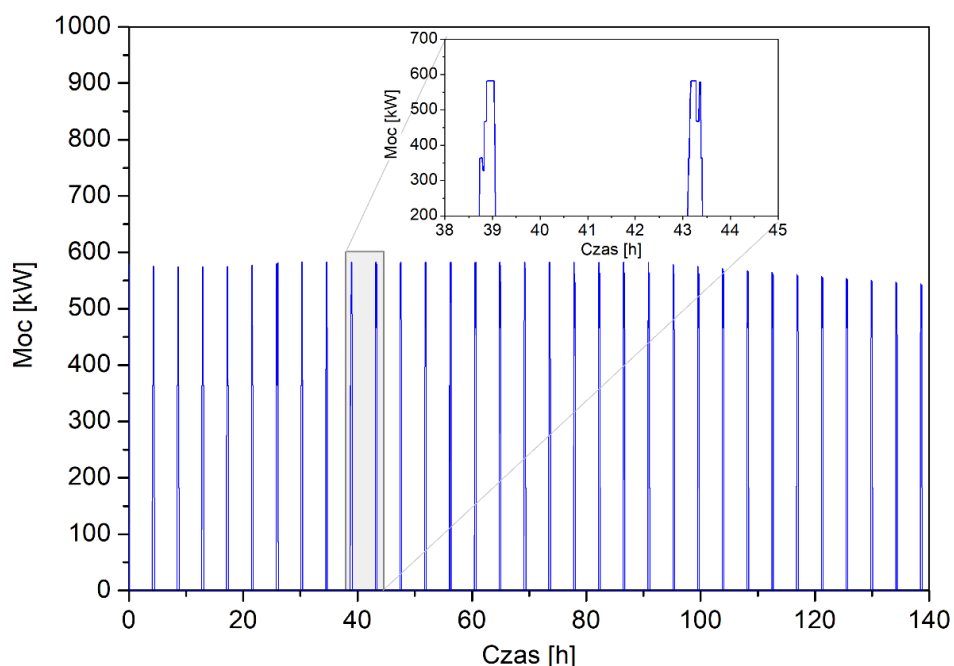


Rys. 59 Przebieg temperatury wody świeżej przed ( $T_{fw}'$ ) i za ( $T_{fw,l}'$ ) wymiennikiem ciepła HE1 oraz temperatury wody zużytej ( $T_{ww}'$ ) przez cały cykl produkcyjny oraz stopień otwarcia zaworu ZA1 i ZA2.

Temperatura wody świeżej czerpanej ze studni głębinowej utrzymuje się na stałym poziomie, z niewielkimi wahaniami, obserwowanymi szczególnie w drugiej połowie

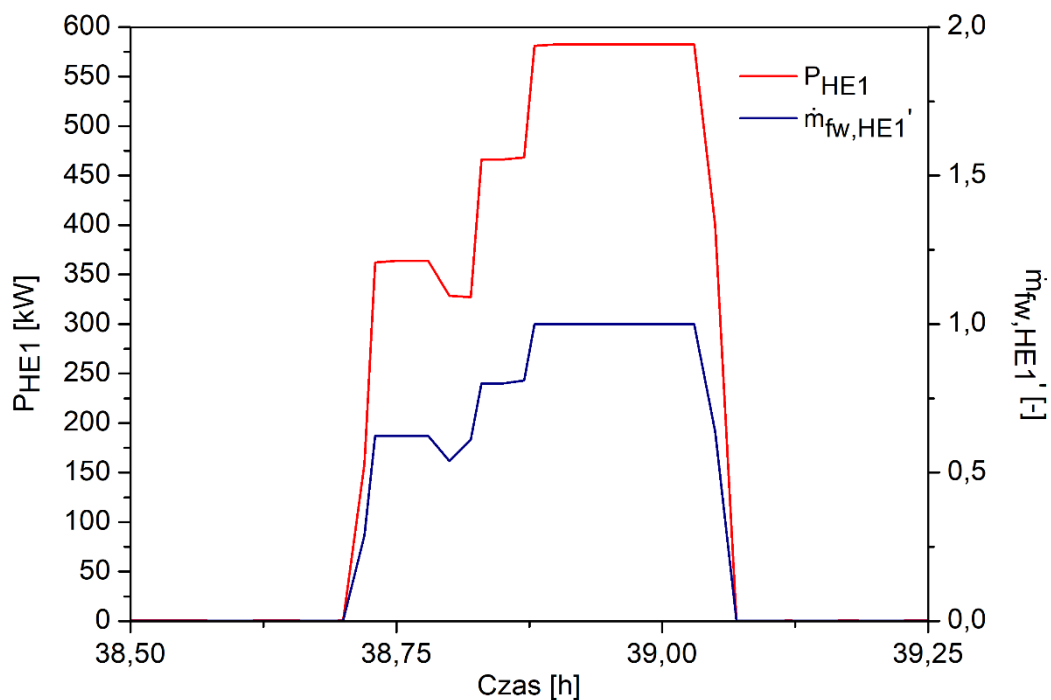
cyklu produkcyjnego. Należy tutaj podkreślić, że temperatura wody w studni w całym cyklu obliczeniowym jest stała, a wartości przedstawione na Rys. 59 reprezentują temperaturę mierzoną na jej wlocie do wymiennika HE1. Obserwowane wahania wynikają z oddziaływania strumienia wody zużytej (strumienia cieplejszego) na wylocie z HE1 na strumień wody świeżej w trakcie procesów otwierania i zamykania się zaworów. Przebieg temperatury wody zużytej przed wymiennikiem wykazuje natomiast zmienność zarówno w ujęciu globalnym (całego cyklu produkcyjnego), jak i w ujęciu chwilowym. Zmiany w ujęciu globalnym wynikają ze zmienności temperatury wody zużytej w zbiornikach ZWB (magazyn energii odpadowej), która związana jest z charakterystyką ilości ciepła odpadowego generowanego przez kielki (patrz Rys. 51), jak również ze zróżnicowaniem temperatury wody wykorzystywanej do podlewania na przestrzeni całego cyklu produkcyjnego. Pomimo tego, ze względu na dużą pojemność cieplną zbiorników wody zużytej, zmiany temperatury wody odpadowej w zbiornikach ZWB nie są duże, a woda świeża podgrzewana jest w wymienniku HE1 średnio o ok. 9°C. Analizując pojedynczy cykl działania wymiennika ciepła można zauważyć znaczne wahania temperatury wody świeżej za HE1. Związane są one ze zmiennym natężeniem przepływu wody ze studni głębinowej, wynikającym z otwierania i zamykania zaworów ZA1 i ZA2. Obserwowane piki temperaturowe są skutkiem bezwładności systemu, tzn. istnienia stałych czasowych każdego z elementów instalacji. O ile elementy systemu sterowania i kontroli charakteryzują się bardzo małymi stałymi czasowymi, o tyle już urządzenia mechaniczne, tj. zawory czy pompy nie są w stanie natychmiastowo odpowiedzieć na zmianę wymuszenia. W związku z tym, nawet jeżeli kontroler sterujący pracą pompy wody zużytej P1 uzyskuje natychmiast informację o rosnącej na skutek zamykania zaworu (np. ZA1) temperaturze wody chłodnej za wymiennikiem HE1, to zmniejszenie przepływu wody zużytej poprzez zmniejszenie prędkości obrotowej pompy P1 wymaga pewnego czasu, co skutkuje właśnie obserwowanymi pikami temperaturowymi.

Chwilową moc wymiennika ciepła HE1 na przestrzeni całego cyklu produkcyjnego przedstawiono na Rys. 60.



Rys. 60 Chwilowa moc wymiennika ciepła HE1 przez cały cykl produkcyjny.

Jak można zaobserwować, urządzenie osiąga maksymalną moc na poziomie 583 kW, a wartości mocy w poszczególnych cyklach pracy wymiennika w niewielkim stopniu odbiegają od wartości maksymalnej. Niewielki spadek mocy obserwowany jest jedynie pod koniec cyklu produkcyjnego kielków i wynika z niższej w tym okresie temperatury wody zużytej w zbiornikach ZWB. Charakter chwilowej mocy wymiennika HE1 determinowany jest natomiast przez powiązane z poziomem cieczy w ZWZ i ZWC oraz otwarciem zaworów ZA1 i ZA2 natężenie przepływu wody zużytej. Zależność ta została zobrazowana na Rys. 61. Moc wymiennika zależy głównie od strumieni masowych czynników wymieniających ciepło oraz ich temperatur. Skoro temperatury obu czynników wymieniających ciepło w wymienniku były względnie stałe, to moc wymiennika jest jedynie funkcją strumieni masowych.



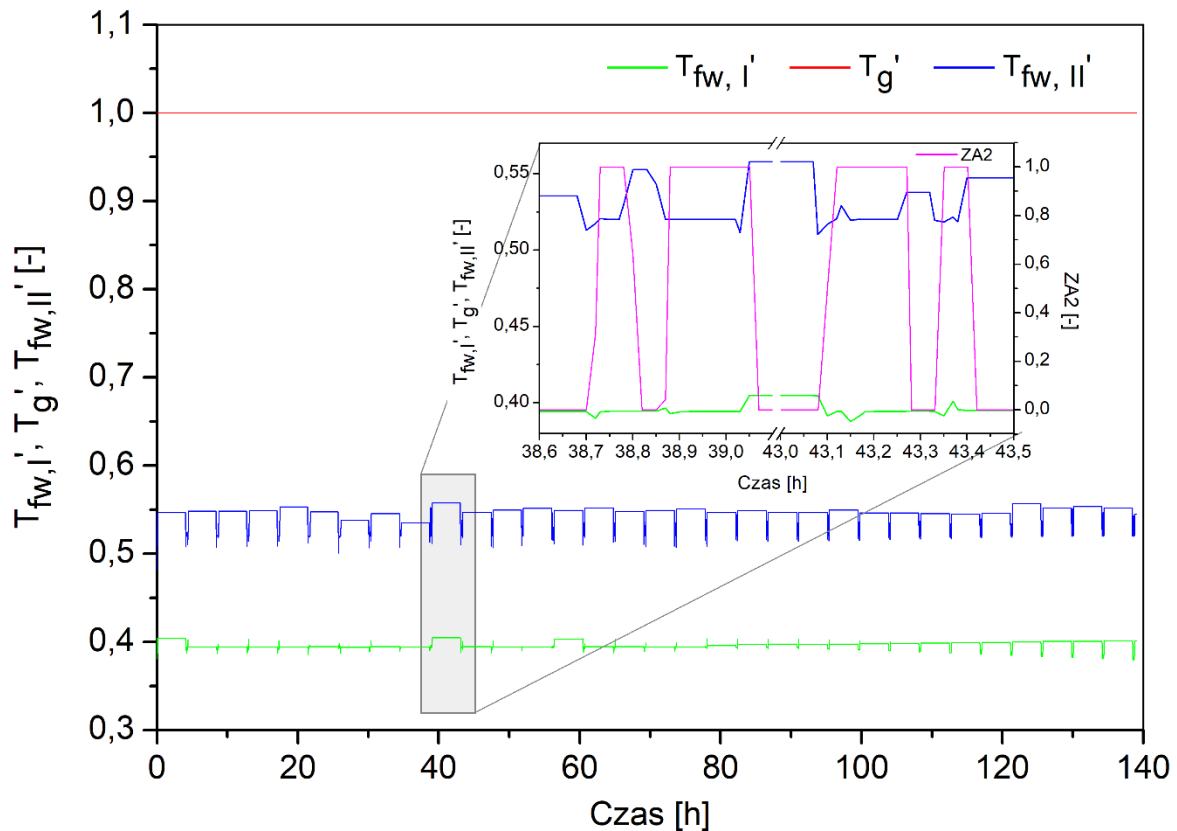
Rys. 61 Moc wymiennika ciepła HE1 ( $P_{HE1}$ ) oraz natężenie przepływu wody świeżej ( $\dot{m}_{fw,HE1'}$ ) w pojedynczym cyklu pracy urządzenia.

Wymiennik ciepła HE1 pracuje zawsze, kiedy otwarty jest choćby jeden z zaworów ZA1 lub ZA2. Przez ten wymiennik przepływa zawsze cały strumień wody świeżej tłoczony ze studni.

## II stopień podgrzewu - odzysku ciepła

Do II stopnia podgrzewu, na który składa się m.in. glikolowy magazyn ciepła oraz wymiennik ciepła HE2, kierowana jest część wody świeżej z wymiennika HE1 i to jedynie wówczas, kiedy otwarty jest zawór ZA2. Na Rys. 62 przedstawiono znormalizowane wartości temperatury wody świeżej bezpośrednio przed ( $T_{fw,I}'$ ) i za ( $T_{fw,II}'$ ) wymiennikiem ciepła HE2 oraz temperaturę glikolu ( $T_g'$ ) dla całego cyklu produkcyjnego. Na rysunku pokazano również wybrany fragment pracy wymiennika HE2 oraz skorelowany przebieg otwarcia i zamknięcia zaworu ZA2. W obliczeniach symulacyjnych przyjęto, że temperatura w glikolowym magazynie ciepła jest utrzymywana na stałym poziomie za pomocą sprężarkowej pompy ciepła, której dolne źródło energii stanowi woda ze zbiorników wody zużytej. Założenie o stałości temperatury magazynu glikolowego jest słuszne, albowiem czasokres w którym sprężarkowa pompa ciepła dogrzewa zasobnik glikolowy jest znacznie krótszy,

aniżeli analizowane czasookresy pomiędzy kolejnymi podlewaniami, a ponadto pojemność cieplna magazynu glikolowego jest na tyle duża, że wahania rzeczywistej temperatury glikolu można zaniedbać.



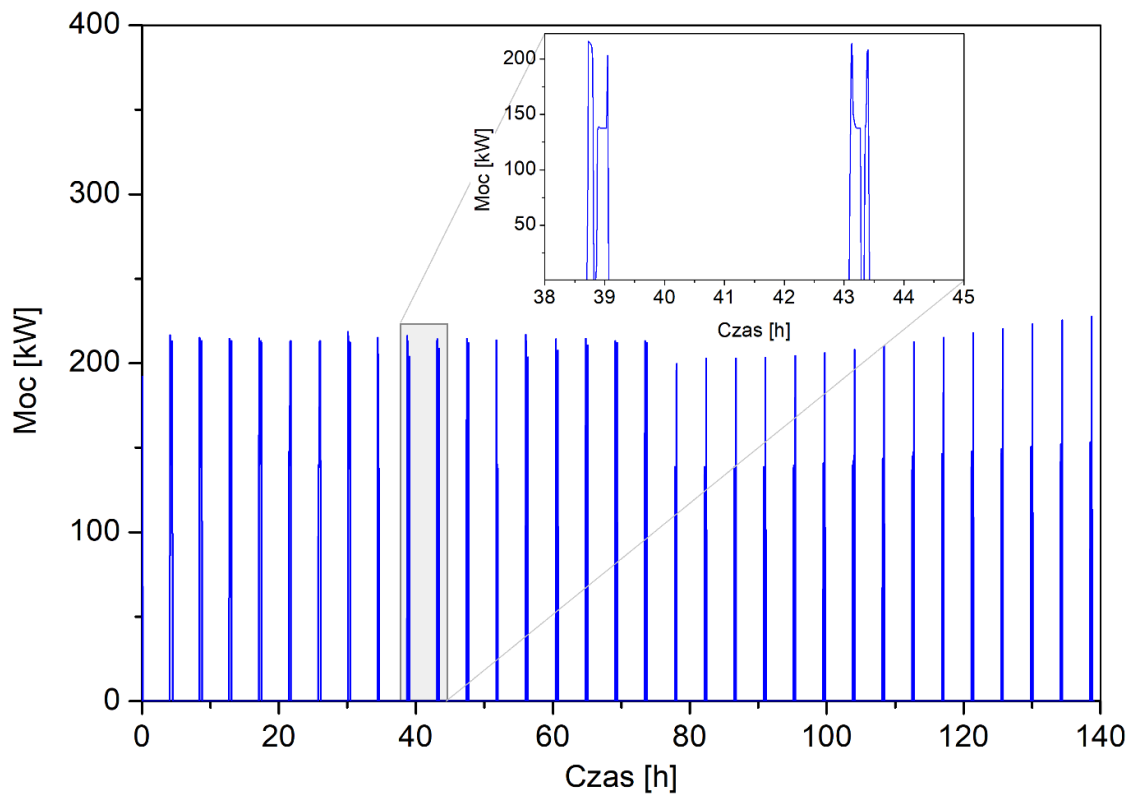
Rys. 62 Przebieg temperatury wody świeżej przed ( $T_{fw,I}'$ ) i za ( $T_{fw,II}'$ ) wymiennikiem ciepła HE2 oraz temperatury glikolu ( $T_g'$ ) przez cały cykl produkcyjny oraz stopień otwarcia zaworu ZA2.

Średni przyrost temperatury wody świeżej w wymienniku HE2 kształtuje się na poziomie ok. 5°C. Analogicznie jak w przypadku pracy wymiennika HE1, na Rys. 62 można zaobserwować wahania temperatury zarówno wody świeżej na wlocie do, jak i na wylocie z urządzenia. Są one konsekwencją umiejscowienia tych pomiarów (bezpośrednio na wlocie do i wylocie z HE2) oraz związane są ze zmiennym natężeniem przepływu wymieniających ciepło czynników i bezwładnością elementów systemu.

Wymiennik ciepła HE2 osiąga maksymalną moc na poziomie 227,5 kW, a jej wartości chwilowe przedstawiono na Rys. 63. Średnia moc wymiennika HE2 jest o ponad połowę mniejsza od mocy wymiennika HE1, co wynika bezpośrednio z faktu

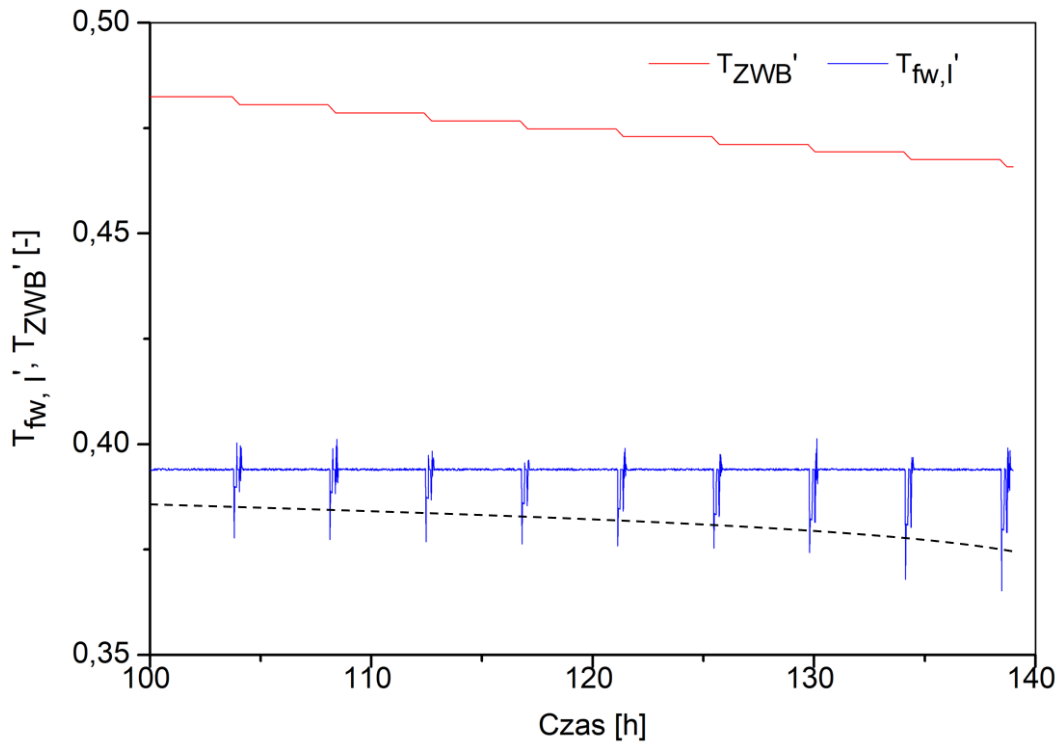


znacznie mniejszego natężenia przepływu wody świeżej przez tę część instalacji, a także istotnie mniejszego poziomu jej podgrzania.



Rys. 63 Chwilowa moc wymiennika ciepła HE2 przez cały cykl produkcyjny.

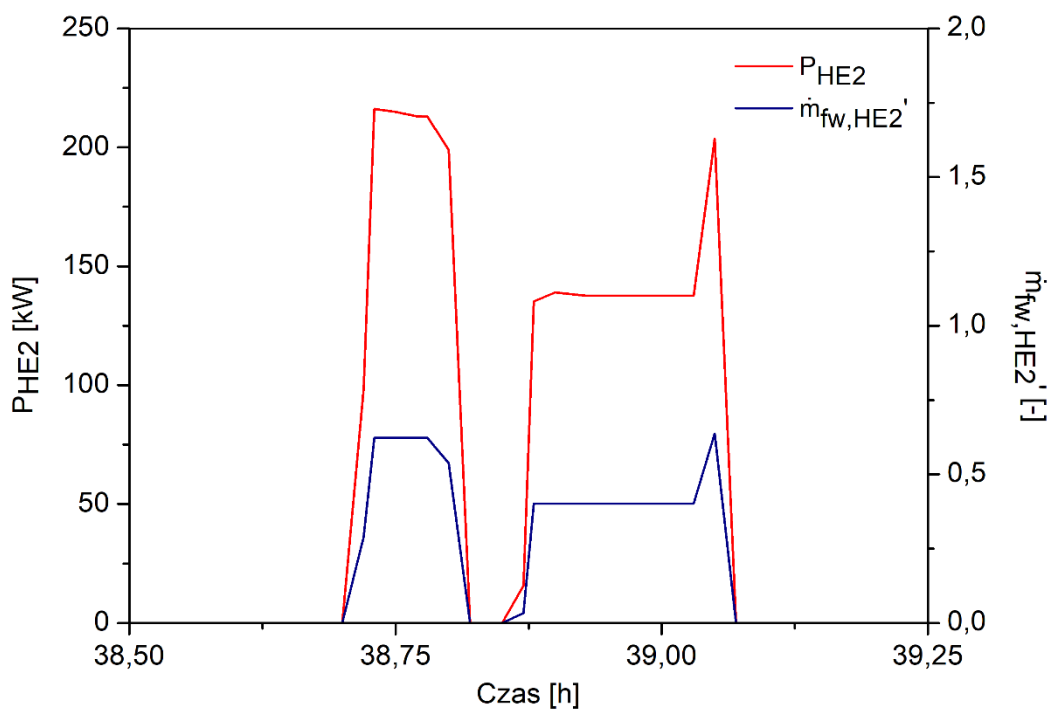
Wzrost mocy wymiennika HE2, obserwowany w drugiej części cyklu produkcyjnego (Rys. 63) związany jest bezpośrednio z obniżającą się w tym okresie temperaturą wody świeżej za wymiennikiem HE1, co widoczne jest na Rys. 64, gdzie przedstawiono przebiegi temperatury wody świeżej za HE1 ( $T_{fw,I}'$ ) oraz wody w zbiorniku wody zużytej ( $T_{zwb}'$ ) w drugiej części cyklu produkcyjnego



Rys. 64 Przebieg temperatury wody świeżej za HE1 ( $T_{fw,I}'$ ), wody w zbiorniku wody zużytej ( $T_{ZWB}'$ ) w drugiej części cyklu produkcyjnego. Przerywaną linią czarną zaznaczono linię trendu przebiegu temperatury  $T_{fw,I}'$ .

Ze względu na coraz mniejszą ilość ciepła odpadowego generowanego przez kielki w tej fazie wzrostu, poziom temperatury wody zużytej w ZWB maleje. Spadek temperatury jest niewielki ( $< 1^{\circ}\text{C}$ ), jednak przekłada się to bezpośrednio na funkcjonowanie wymiennika HE1, który przy obniżonej temperaturze wody zużytej nie dogrzewa wody świeżej do zadanej temperatury (przerywana linia czarna na Rys. 64 – spadek temperatury za HE1 podczas jego pracy). Powoduje to obniżenie temperatury wody świeżej na wlocie do wymiennika HE2, który musi pracować z większą mocą, aby uzyskać większy podgrzew wody (zwiększona  $\Delta T = T_{ZWC,zadana} - T_{fw,I}'$ ).

W pojedynczym cyklu pracy wymiennika HE2, pokazanym na Rys. 65, można zauważyć zależność jego mocy chwilowej od natężenia przepływu wody świeżej przez urządzenie, co miało miejsce również w przypadku wymiennika HE1.

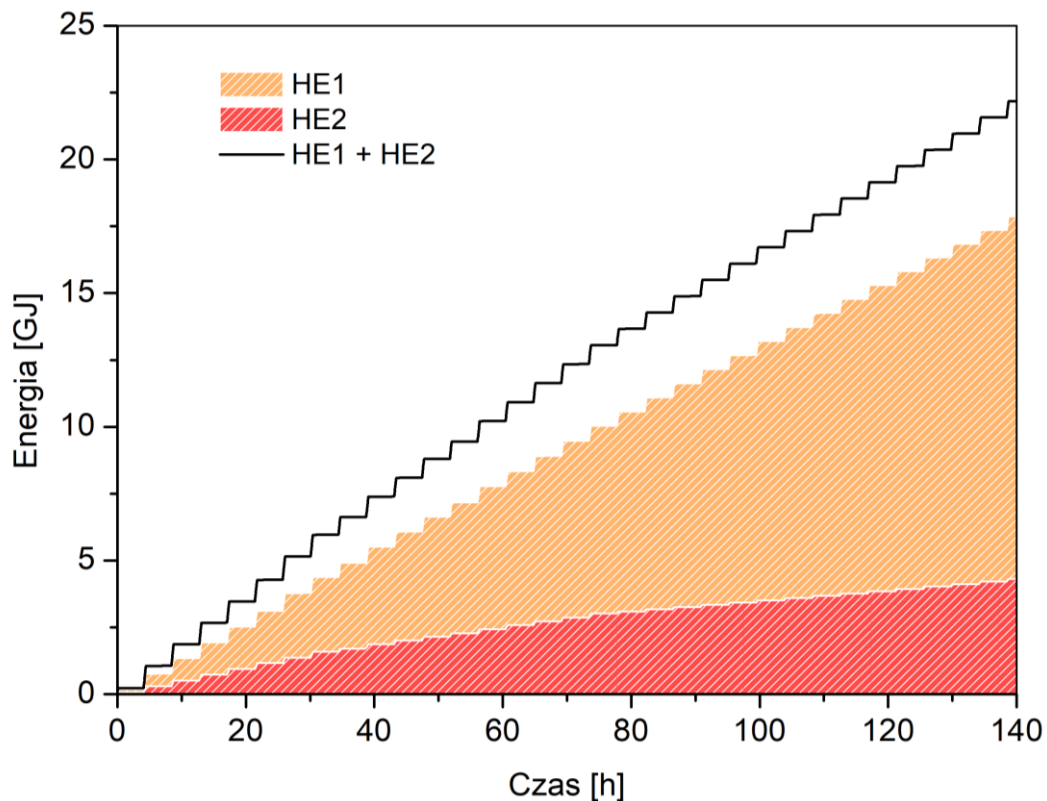


Rys. 65 Moc wymiennika ciepła HE2 ( $P_{HE2}$ ) oraz natężenie przepływu wody świeżej ( $\dot{m}_{fw,HE2'}$ ) w pojedynczym cyklu pracy urządzenia.

Oczywiście w przypadku wymiennika HE2, o przepływie wody świeżej przez ten fragment instalacji decyduje bezpośrednio stopień otwarcia jedynie zaworu ZA2, a pośrednio stan zbiornika wody ciepłej ZWC, tj. poziom zgromadzonej w nim cieczy. Obserwowane dwa następujące bezpośrednio po sobie okresy pracy wymiennika wynikają z faktu, iż uzupełnianie wody w ZWC trwa krócej, aniżeli czas podlewania kielków. Zawór ZA2 otwiera się w trakcie podlewania kielków i szybko dochodzi do uzupełnienia wody w zbiorniku wody ciepłej do maksymalnego poziomu. Wówczas następuje zamknięcie zaworu ZA2, które z kolei, przy dalej trwającym podlewaniu, powoduje przyspieszony odbiór wody ciepłej z ZWC. To zużycie jest na tyle duże, że po chwili osiągnięty zostaje dolny limitu poziomowi cieczy w ZWC i ponowne otwarcie zaworu ZA2.

## X.4. Podsumowanie

W dwustopniowym systemie odzysku ciepła odpadowego całkowita ilość energii przekazanej do wody świeżej przez cały cykl produkcyjny kiełków fasoli Mung wyniosła ok. 22,18 GJ, co zostało przedstawione na Rys. 66.



Rys. 66 Sumaryczna ilość energii przekazanej do wody świeżej w wymienniku ciepła HE1 oraz HE2.

Wartość całkowitej ilości energii odzwierciedla zapotrzebowanie instalacji na ciepło dla realizacji pełnego cyklu produkcyjnego kiełków. Na wymienniku ciepła HE1 przekazywane jest ok. 17,87 GJ, a na II stopniu podgrzewu ok. 4,31 GJ. Ciepło oddane do wody świeżej na I stopniu podgrzewu wynosiło więc aż 80,6% całkowitej przekazanej jej energii. Jak można zauważyć, wykres ilości ciepła przekazanej na wymienniku HE2 ulega spłaszczeniu w drugiej części cyklu produkcyjnego, co związane jest ze spadkiem temperatury wody wymaganej do podlewania roślin. Zmniejsza się w tym okresie zapotrzebowanie na ciepłą wodę, a tym samym skróceniu ulega czas pracy wymiennika HE2. Ponadto należy zauważyć, że na całość ciepła przekazanego w wymienniku HE2 wodzie świeżej składa się częściowo

energia elektryczna zużyta do napędu sprężarkowej pompy ciepła. Przyjmując, za rzeczywistymi danymi pompy ciepła, że jej średnie COP wynosi 7,5, ilość ciepła odzyskanego z wody zużytej na drugim etapie podgrzewu kształtuje się na poziomie ok. 3,73 GJ.

Zaproponowana instalacja odzysku energii pozwala wykorzystać całe dostępne ciepło odpadowe wygenerowane przez kiełki w czasie ich wzrostu i zgromadzone w wodzie po podlaniu masy biologicznej. Wskazuje na to m.in. temperatura wody zużytej trafiającej do ścieków po przejściu przez wymiennik HE1, która wynosi średnio ok. 9°C. Jest to temperatura porównywalna do temperatury wody ze studni głębinowej trafiającej na I stopień podgrzewu. Ciepleszy czynnik w HE1, jakim była woda zużyta przekazał więc do wody świeżej tyle energii, że na wylocie z wymiennika przeciwprądowego zrównał się z temperaturą czynnika zimniejszego.

Biorąc pod uwagę ilość energii konieczną do podgrzania wody świeżej do wymaganej temperatury (22,18 GJ) oraz rzeczywistą ilość energii możliwą do odzyskania z kiełków, która według przeprowadzonych pomiarów wynosi 4,942 GJ, wyraźnie widać, że nie ma możliwości przygotowania wody do podlewania roślin tylko przy wykorzystaniu ciepła odpadowego z produkcji kiełków. Konieczne jest więc użycie dodatkowych źródeł ciepła, tj. np. kotła olejowego. Pomimo tego instalacja odzysku ciepła pozwala znacznie zmniejszyć energochłonność instalacji do produkcji kiełków warzywnych, oszczędzając **aż ok. 1 ton węgla kamiennego oraz unikając emisji ok. 6,1 Mg CO<sub>2</sub> tygodniowo**, przy założeniu pracy z nominalną wydajnością linii produkcyjnej (dla jednej komory odpowiednio 198 kg i 1,24 Mg CO<sub>2</sub>). Ma to szczególne znaczenie, ponieważ system pracuje w lokalizacji, gdzie nie ma dostępu do bardziej ekologicznego źródła energii pierwotnej (np. gazu ziemnego).



## XI. WNIOSKI KOŃCOWE

---

Produkcja kiełków fasoli Mung na cele spożywcze związana jest z generowaniem przez wzrastające nasiona, na drodze przemian metabolicznych zachodzących wewnątrz komórek roślinnych, znacznej ilości ciepła. W konwencjonalnych instalacjach energia ta traktowana jest jako produkt odpadowy i rozpraszana bezpowrotnie do otoczenia. Jak wykazano, wykorzystanie ciepła generowanego przez kiełki może poprawić efektywność energetyczną procesu produkcyjnego, zmniejszyć zapotrzebowanie na paliwa kopalne oraz ograniczyć emisję dwutlenku węgla i innych gazów cieplarnianych.

Na podstawie przeprowadzonych badań mikrokalorymetrycznych, rezultatów pomiarów na linii technologicznej do produkcji kiełków warzywnych na cele spożywcze oraz wyników symulacji pracy koncepcyjnej instalacji do odzysku ciepła z wzrastających nasion można sformułować następujące wnioski:

1. Sumaryczna ilość ciepła generowanego przez kiełki fasoli Mung w warunkach laboratoryjnych z odwzorowaniem warunków panujących na linii technologicznej zawarta jest w przedziale od 1712 do 3157 J/g. Przedział ten stanowi możliwy potencjał odzysku ciepła. Potencjał rzeczywisty, określony przy pomocy analizy bilansowej przeprowadzonej na bazie pomiarów wykonanych na linii technologicznej, wynosi 2287,4 J/g, co dla jednego cyklu produkcyjnego daje aż 4942 MJ ciepła możliwego do dalszego zagospodarowania. W związku z tym, **procesy biologiczne zachodzące podczas uprawy kiełków warzywnych mogą być źródłem znacznych zasobów niskotemperaturowego ciepła odpadowego.**
2. Zastosowanie dwustopniowego układu odzysku ciepła pozwala na wykorzystanie całej dostępnej energii odpadowej oraz poprawę efektywności energetycznej procesu przygotowywania wody do podlewania kiełków warzywnych o ok. 22,5%. W ten sposób, podczas tygodniowej nominalnej pracy całej instalacji, realne oszczędności wykorzystania paliwa pierwotnego

wynoszą blisko 1 tonę węgla kamiennego, co pozwala na zmniejszenie emisji dwutlenku węgla o ok. 6,1 Mg. **Tym samym, istnieje możliwość zmniejszenia energochłonności oraz zużycia paliw konwencjonalnych w instalacji do produkcji kiełków warzywnych na cele spożywcze poprzez wykorzystanie ciepła odpadowego generowanego przez rośliny.**

3. Opracowana metoda laboratoryjnego pomiaru całkowitej ilości ciepła generowanego przez wzrastające kiełki fasoli Mung polegająca na odwzorowaniu w mikrokalorymetrze izotermicznym warunków panujących podczas ich uprawy w skali przemysłowej, pozwala na określenie możliwego do wykorzystania potencjału energetycznego roślin. Jest to niezwykle istotne, z uwagi na możliwość optymalnego z punktu widzenia zużycia energii doboru parametrów procesowych uprawy roślin, których wartości określane były dotychczas czasochłonną i kosztowną metodą prób i błędów.

Jak wynika z przeprowadzonej kwerendy literatury, energia przetwarzana przez kiełki warzywne nie była jak dotąd traktowana jako źródło ciepła o potencjale możliwym do dalszego wykorzystania. Wykonane w pracy badania i symulacje wykazały jednak, że gatunek *Vigna radiata* wytwarza niebagatelną ilość energii, która wykorzystana w miejscu jej powstawania pozwala na znaczną poprawę efektywności energetycznej procesu produkcyjnego. Analizując wartości możliwego i rzeczywistego potencjału energetycznego badanych roślin z uwzględnieniem wniosków wpływających z analizy energetycznej można stwierdzić, że istnieje możliwość zagospodarowania dodatkowych ilości ciepła generowanego przez rośliny poprzez zmiany w organizacji produkcji kiełków. Tego typu analizy otwierają zupełnie nowy obszar przyszłych badań w dziedzinie symulacji procesu produkcyjnego zmierzających do poszukiwania najbardziej efektywnej metody odzysku ciepła od kiełkujących nasion fasoli Mung.



## XII. NIEPEWNOŚCI POMIARU

---

Zgodnie z zaleceniami Międzynarodowej Organizacji Normalizacyjnej ISO zawartymi w dokumencie *Evaluation of measurement data – Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (GUM 1995 with minor corrections: JCGM 100:2008)* [135] wyróżnia się dwa sposoby szacowania standardowej niepewności pomiaru: metodę typu A oraz metodę typu B. Metoda typu A oparta jest o statystyczną analizę wyników uzyskanych podczas przeprowadzonych serii pomiarowych. Metoda typu B polega na naukowym osądzie eksperymentatora i wykorzystywana jest wówczas, gdy dostępny jest tylko jeden wynik pomiaru lub wyniki nie wykazują rozrzutu. Do oszacowania niepewności standardowej wykorzystuje się [135]:

- poprzednie dane pomiarowe,
- posiadane doświadczenie wraz z ogólną znajomością zjawisk i właściwości odpowiednich materiałów i przyrządów,
- specyfikację producentów urządzeń,
- dane uzyskane z wzorcowania i certyfikacji,
- niepewności przypisane danym odniesienia zaczerpniętym z podręczników.

Ze względu na charakterystykę badań przeprowadzonych w ramach niniejszej rozprawy doktorskiej, która uniemożliwiła przeprowadzenie kilku serii pomiarowych (pomiar niepowtarzalnego zjawiska biologicznego, jakim jest kiełkowanie oraz badania przeprowadzone na linii technologicznej), do oszacowania standardowej niepewności pomiaru wykorzystano metodę typu B uwzględniając dane dostarczone przez producentów urządzeń. Standardową niepewność pomiaru obliczono dla trzech kluczowych pomiarów: pomiaru ciepła w kalorymetrze TAM III, pomiaru strumienia objętości cieczy za pomocą przepływomierza NFM100H oraz pomiaru temperatury z wykorzystaniem czujników oporowych Pt100 i Pt1000.

## XII.1. Standardowa niepewność pomiaru ciepła w kalorymetrze

Standardowa niepewność pomiaru ciepła w kalorymetrze TAM III została wyznaczona z wykorzystaniem danych z dokumentacji technicznej urządzenia, które zestawiono w Tabeli 14.

Tabela 14 Zestawienie parametrów technicznych mikrokalorymetru TAM III, które wykorzystano do obliczenia dokładności pomiaru.

Parametr	Jednostka	Wartość
Parametry techniczne termostatu		
Szum krótkoterminowy (ang. short term noise)	nW	< ± 100
Dryf linii podstawowej (ang. baseline drift)	nW/24 h	< 200
Dokładność	%	< 1

Niepewność wskazań kalorymetru określa wzór:

$$\Delta P_i = 100 + 1\% \cdot P_i + 200 \cdot \frac{t}{24} \quad (78)$$

gdzie:

$t$  - czas pomiaru, s;

a standardową niepewność pomiaru:

$$u(Q_i) = \frac{\sum \Delta P_i \cdot i_t}{\sqrt{3}} \quad (79)$$

gdzie:

$i_t$  - krok czasowy pomiaru w kalorymetrze, s.

Wartości ciepła generowanego przez kielki podczas pomiarów w kalorymetrze TAM III znajdują się w przedziale:

- od  $(21,06 \pm 0,12 J/g)$  do  $(25,05 \pm 0,15 J/g)$  dla fazy namaczania nasion fasoli Mung,
- od  $(7,15 \pm 0,04 J/g)$  do  $(8,91 \pm 0,05 J/g)$  dla fazy namaczania nasion słonecznika,

- od  $(2033,71 \pm 11,77 J/g)$  do  $(2854,24 \pm 16,50 J/g)$  dla fazy wzrostu nasion fasoli Mung.

## XII.2. Standardowa niepewność pomiaru strumienia objętości płynu

Dokładność pomiaru strumienia objętości wody przepływomierzem ultradźwiękowym typu NFM100H wynosi, według specyfikacji urządzenia,  $\pm 1\%$  wartości mierzonej. Niepewność standardowa tego pomiaru określona jest więc wzorem:

$$u(\dot{Q}_n) = \frac{0,01 \cdot \dot{Q}_{n,i}}{\sqrt{3}} \quad (80)$$

Wyniki uzyskane podczas pomiaru strumienia objętości płynu zawarte były w przedziale od  $(1,10 \pm 0,01 m^3/s)$  do  $(51,62 \pm 0,30 m^3/s)$ .

## XII.3. Standardowa niepewność pomiaru temperatury

Układ pomiaru temperatury na linii technologicznej składał się z czujników rezystancyjnych TP-366 Pt100 i TP-366 Pt1000 podłączonych do rejestratora JUMO 706581. W obliczeniach niepewności standardowej wzięto pod uwagę zarówno niepewność pochodzącą od czujników oporowych, jak również od samego rejestratora.

Niepewność pomiaru temperatury przez czujniki oporowe została określona za pomocą charakterystyki rezystorów platynowych, które przedstawiono w normie PN-EN 60751:2009. W trakcie badań wykorzystano czujniki w klasie A, dla których tolerancja została określona wzorem:

$$\pm (0,15 + 0,002 |T|) \quad (81)$$

gdzie:

$|T|$  - wartość temperatury, °C.

Z kolei niepewność związana z rejestratorem została oszacowana z wykorzystaniem danych z dokumentacji urządzenia, gdzie dla czujników Pt100 i Pt1000 podano dokładność równą  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ . Standardową niepewność pomiaru temperatury obliczono z równania:

$$u(T) = \sqrt{\left(\frac{0,15 + 0,002 |T|}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{0,5}{\sqrt{3}}\right)^2} \quad (82)$$

Wyniki uzyskane podczas pomiaru temperatury zawarte były w przedziale od  $(17,34 \pm 0,30^{\circ}\text{C})$  do  $(33,68 \pm 0,30^{\circ}\text{C})$ .

## SPIS LITERATURY

---

- [1] Organizacja Narodów Zjednoczonych, Rezolucja przyjęta przez Zgromadzenie Ogólne w dniu 25 września 2015 r. Przekształcamy nasz świat: Agenda na rzecz zrównoważonego rozwoju 2030, A/RES/70/1 [dostęp 20 sierpień 2022]. Dostępne na: [https://www.unic.un.org.pl/files/164/Agenda%202030\\_pl\\_2016\\_ostateczna.pdf](https://www.unic.un.org.pl/files/164/Agenda%202030_pl_2016_ostateczna.pdf).
- [2] Dyrektywa 2003/87/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 13 października 2003 r. ustanawiająca system handlu przydziałami emisji gazów cieplarnianych we Wspólnocie oraz zmieniająca dyrektywę Rady 96/61/WE.
- [3] *Pakiet klimatyczno-energetyczny na rok 2020*, 10.09.2015 [dostęp 7.10.2022]. Dostępne w EUR-Lex: <https://eur-lex.europa.eu/PL/legal-content/summary/2020-climate-and-energy-package.html>.
- [4] Rada Europejska (23 i 24 października) – Konkluzje. Ramy polityki klimatyczno-energetycznej do roku 2030 [dostęp 7.10.2022]. Dostępne na: <https://data.consilium.europa.eu/doc/document/ST-169-2014-INIT/pl/pdf>.
- [5] Komisja Europejska, *Czysta energia dla wszystkich Europejczyków*, Unia Europejska, 2019 [dostęp 7.10.2022]. Dostępne na: <https://data.europa.eu/doi/10.2833/199270>.
- [6] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2018/2002 z dnia 11 grudnia 2018 r. zmieniająca dyrektywę 2012/27/UE w sprawie efektywności energetycznej.
- [7] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2018/2001 z dnia 11 grudnia 2018 r. w sprawie promowania stosowania energii ze źródeł odnawialnych (wersja przekształcona).
- [8] Komunikat Komisji Europejskiej z dnia 11 listopada 2019 do Parlamentu Europejskiego, Rady Europejskiej, Rady, Komitetu Ekonomiczno-Społecznego i Komitetu Regionów. Europejski Zielony Ład.
- [9] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2021/1119 z dnia 30 czerwca 2021 r. w sprawie ustanowienia ram na potrzeby osiągnięcia neutralności klimatycznej i zmiany rozporządzeń (WE) nr 401/2009 i (UE) 2018/1999 (Europejskie prawo o klimacie).
- [10] Komunikat Komisji Europejskiej z dnia do Parlamentu Europejskiego, Rady, Europejskiego Komitetu Ekonomiczno-Społecznego i Komitetu Regionów „Gotowi na 55”: osiągnięcie unijnego celu klimatycznego na 2030 r. w drodze do neutralności klimatycznej.
- [11] Komunikat Komisji do Parlamentu Europejskiego, Rady Europejskiej, Rady, Europejskiego Komitetu Ekonomiczno-Społecznego i Komitetu Regionów. Plan REPowerEU.
- [12] Ministerstwo Aktywów Państwowych, *Krajowy plan na rzecz energii i klimatu na lata 2021-2030. Założenia i cele oraz polityki i działania*, 2019 [dostęp 8.10.2022]. Dostępne na: <https://www.gov.pl/web/klimat/krajowy-plan-na-rzecz-energii-i-klimatu>.

- [13] Załącznik do uchwały nr 22/2021 Rady Ministrów z dnia 2 lutego 2021 r. Polityka energetyczna Polski do 2040 r., Warszawa, 2021.
- [14] Kancelaria Prezesa Rady Ministrów, *Założenia do aktualizacji Polityki Energetycznej Polski do 2040 r. (PEP2040) – wzmocnienie bezpieczeństwa i niezależności energetycznej*, 29.03.2022 [dostęp 8.10.2022]. Dostępne w Serwis Rzeczypospolitej Polskiej (gov.pl): <https://www.gov.pl/web/premier/zalozenia-do-aktualizacji-polityki-energetycznej-polski-do-2040-r-pep2040--wzmocnienie-bezpieczenstwa-i-niezaleznosci-energetycznej>.
- [15] Wniosek Komisji Europejskiej z dnia 17.07.2021 DYREKTYWA PARLAMENTU EUROPEJSKIEGO I RADY w sprawie efektywności energetycznej (wersja przekształcona).
- [16] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2018/844 z dnia 30 maja 2018 r. zmieniająca dyrektywę 2010/31/UE w sprawie charakterystyki energetycznej budynków i dyrektywę 2012/27/UE w sprawie efektywności energetycznej.
- [17] Wniosek Komisji Europejskiej z dnia 15.12.2021 DYREKTYWA PARLAMENTU EUROPEJSKIEGO I RADY w sprawie charakterystyki energetycznej budynków (wersja przekształcona).
- [18] Komunikat Komisji z dnia 14 października 2020 r. do Parlamentu Europejskiego, Rady, Europejskiego Komitetu Ekonomiczno-Społecznego i Komitetu Regionów. Fala renowacji na potrzeby Europy – ekologizacja budynków, tworzenie miejsc pracy, poprawa jakości życia.
- [19] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE z dnia 21 października 2009 r. ustanawiająca ogólne zasady ustalania wymogów dotyczących ekoprojektu dla produktów związanych z energią.
- [20] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2017/1369 z dnia 4 lipca 2017 r. ustanawiające ramy etykietowania energetycznego i uchylające dyrektywę 2010/30/UE.
- [21] Ustawa z dnia 20 maja 2016 r. o efektywności energetycznej, Dz.U. 2016 poz. 831.
- [22] Ustawa z dnia 20 kwietnia 2021 r. o zmianie ustawy o efektywności energetycznej oraz niektórych innych ustaw, Dz.U. 2021 poz. 868.
- [23] Szargut J., *Przemysłowa energia odpadowa: zasady wykorzystania, urządzenia*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1993.
- [24] Turner W.C., Doty S. (red), *Energy management handbook*. Lilburn: Fairmont Press, 2007.
- [25] Szargut J., Ziębik A., *Podstawy energetyki cieplnej*. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 1998.
- [26] Papapetrou M., Kosmadakis G., Cipollina A., La Commare U., Micale G., „Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country”, *Applied Thermal Engineering*, t. 138, 2018, s. 207–216, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.043.
- [27] Zhang Q., Zhao X., Lu H., Ni T., Li Y., „Waste energy recovery and energy efficiency improvement in China’s iron and steel industry”, *Applied Energy*, t. 191, 2017, s. 502–520, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.01.072.
- [28] Szargut J., *Egzergia: poradnik obliczania i stosowania*. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2007.
- [29] Szargut J., „Analiza egzergiczna procesów i systemów cieplnych”, *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*, t. 131, 1999, s. 157–171.

- [30] Dinçer İ., Rosen M., *Exergy: energy, environment, and sustainable development*. Amsterdam: Elsevier Science, 2007.
- [31] Brueckner S., Miró L., Cabeza L. F., Pehnt M., Laevemann E., „Methods to estimate the industrial waste heat potential of regions – A categorization and literature review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 38, 2014 s. 164–171, doi: 10.1016/j.rser.2014.04.078.
- [32] Forman C., Muritala I. K., Pardemann R., Meyer B., „Estimating the global waste heat potential”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 57, 2016, s. 1568–1579, doi: 10.1016/j.rser.2015.12.192.
- [33] Johnson I., Choate W. T., Davidson A., „Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry”, *Stany Zjednoczone*, 2008, doi: 10.2172/1218716.
- [34] Su Z., Zhang M., Xu P., Zhao Z., Wang Z., Huang H., Ouyang T., „Opportunities and strategies for multigrade waste heat utilization in various industries: A recent review”, *Energy Conversion and Management*, t. 229, 2021, s. 113769, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113769.
- [35] *Primary energy consumption worldwide from 2000 to 2021* [dostęp 14.05.2023]. Dostępne w Statista: <https://www.statista.com/statistics/265598/consumption-of-primary-energy-worldwide/>.
- [36] Firth A., Zhang B., Yang A., „Quantification of global waste heat and its environmental effects”, *Applied Energy*, t. 235, 2019, s. 1314–1334, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.10.102.
- [37] Brückner S., Liu S., Miró L., Radspieler M., Cabeza L. F., Lävemann E., „Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies”, *Applied Energy*, t. 151, 2015, s. 157–167, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.01.147.
- [38] *Energy statistics - an overview* [dostęp 20.02.2022]. Dostępne w Eurostat: [https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy\\_statistics\\_-\\_an\\_overview#Final\\_energy\\_consumption](https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy_statistics_-_an_overview#Final_energy_consumption) (dostęp 20 luty 2022).
- [39] Connolly D., Vad Mathiesen B., Alberg Østergaard P., Möller B., Nielsen S., Lund H., Trier D., Persson U., Nilsson D., Werner S., „Heat Roadmap Europe 2: Second Pre-Study for the EU27” [dostęp 30.11.2022]. Dostępne na: <http://vbn.aau.dk/da/publications/heatroadmap-europe-2050%28a855df3d-d211-45db-80de-94ee528aca8d%29.html>
- [40] Bianchi G., Panayiotou G.P, Aresti L., Kalogirou S.A., Florides G.A., Tsamos K., Tassou S.A., Christodoulides P., „Estimating the waste heat recovery in the European Union Industry”, *Energy Ecology and Environment*, t. 4, nr 5, 2019, s. 211–221, doi: 10.1007/s40974-019-00132-7.
- [41] Persson U., Möller B., Werner S., „Heat Roadmap Europe: Identifying strategic heat synergy regions”, *Energy Policy*, t. 74, 2014, s. 663–681, doi: 10.1016/j.enpol.2014.07.015.
- [42] Li Y., Jin Y., Chen H., Tan C., Ding Y., „An integrated system for thermal power generation, electrical energy storage and CO<sub>2</sub> capture”, *International Journal of Energy Research*, t. 35, nr 13, 2011, s. 1158–1167, doi: 10.1002/er.1753.
- [43] Morgan R., Nelmes S., Gibson E., Brett G., „Liquid air energy storage – Analysis and first results from a pilot scale demonstration plant”, *Applied Energy*, t. 137, 2015, s. 845–853, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.07.109.
- [44] Strahan D., *Liquid air technologies - a guide to the potential*. Centre for Low Carbon Futures and Liquid Air Energy Network, Centre for Low Carbon Futures and Liquid

Air Energy Network, 2013.

- [45] Forster P., Ramaswamy V., Artaxo P., Berntsen T., Betts R., Fahey D.W., Haywood J., Lean J., Lowe D.C., Myhre G., Nganga J., Prinn R., Raga G., Schulz M., Van Dorland R., „Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing Chapter 2” w Solomon S., Qin D., Manning M., Chen Z., Marquis M., Averyt K.B., Tignor M., Miller H.L. (red) *Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge: Cambridge University Press, 2018.
- [46] Xu Z. Y., Wang R. Z., Yang C., „Perspectives for low-temperature waste heat recovery”, *Energy*, t. 176, 2019, s. 1037–1043, doi: 10.1016/j.energy.2019.04.001.
- [47] International Energy Agency, *The Future of Petrochemicals Towards more sustainable plastics and fertilisers*, 2018 [dostęp 7.10.2022]. Dostępne na: [https://iea.blob.core.windows.net/assets/bee4ef3a-8876-4566-98cf-7a130c013805/The\\_Future\\_of\\_Petrochemicals.pdf](https://iea.blob.core.windows.net/assets/bee4ef3a-8876-4566-98cf-7a130c013805/The_Future_of_Petrochemicals.pdf).
- [48] Varga Z., Csaba T., „Techno-economic evaluation of waste heat recovery by organic Rankine cycle using pure light hydrocarbons and their mixtures as working fluid in a crude oil refinery”, *Energy Conversion and Management*, t. 174, 2018, s. 793–801, doi: 10.1016/j.enconman.2018.08.031.
- [49] Yang H., Xu C., Yang B., Yu X., Zhang Y., Mu Y., „Performance analysis of an Organic Rankine Cycle system using evaporative condenser for sewage heat recovery in the petrochemical industry”, *Energy Conversion and Management*, t. 205, 2020, s. 112402, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112402.
- [50] Song J., Li Y., Gu C., Zhang L., „Thermodynamic analysis and performance optimization of an ORC (Organic Rankine Cycle) system for multi-strand waste heat sources in petroleum refining industry”, *Energy*, t. 71, 2014, s. 673–680, doi: 10.1016/j.energy.2014.05.014.
- [51] Ammar Y., Joyce S., Norman R., Wang Y., Roskilly A. P., „Low grade thermal energy sources and uses from the process industry in the UK”, *Applied Energy*, t. 89, nr 1, 2012, s. 3–20, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.06.003.
- [52] Pulat E., Etemoglu A. B., Can M., „Waste-heat recovery potential in Turkish textile industry: Case study for city of Bursa”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 13, nr 3, 2009, s. 663–672, doi: 10.1016/j.rser.2007.10.002.
- [53] Fang H., Xia J., Zhu K., Su Y., Jiang Y., „Industrial waste heat utilization for low temperature district heating”, *Energy Policy*, t. 62, 2013, s. 236–246, doi: 10.1016/j.enpol.2013.06.104.
- [54] Elson A., Tidball R., Hampson A., *Waste Heat to Power Market Assessment*, ORNL/TM--2014/620, 1185773, 2015 [dostęp 7.10.2022]. Dostępne na: <https://info.ornl.gov/sites/publications/files/Pub52953.pdf>.
- [55] Fang H., Xia J., Jiang Y., „Key issues and solutions in a district heating system using low-grade industrial waste heat”, *Energy*, t. 86, 2015, s. 589–602, doi: 10.1016/j.energy.2015.04.052.
- [56] Skjern Papirfabrik, *Sustainability REPORT 2018*, 2018 [dostęp 13.05.2022]. Dostępne na: [https://www.skjernpaper.com/media/ehypqkge/06\\_2191827\\_rapport\\_2018\\_uk.pdf](https://www.skjernpaper.com/media/ehypqkge/06_2191827_rapport_2018_uk.pdf)
- [57] Aneke M., Agnew B., Underwood C., Wu H., Masheiti S., „Power generation from waste heat in a food processing application”, *Applied Thermal Engineering*, t. 36, 2012, s. 171–180, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.12.023.
- [58] Atkins M. J., Walmsley M. R. W., Neale J. R., „Integrating heat recovery from milk



- powder spray dryer exhausts in the dairy industry”, *Applied Thermal Engineering*, t. 31, nr 13, 2011, s. 2101–2106, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.03.006.
- [59] Law R., Harvey A., Reay D., „Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry”, *Applied Thermal Engineering*, t. 53, nr 2, 2013, s. 188–196, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.03.024.
- [60] Albert M. D. A., Bennett K. O., Adams C. A., Gluyas J. G., „Waste heat mapping: A UK study”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 160, 2022, s. 112230, doi: 10.1016/j.rser.2022.112230.
- [61] Pantaleo A. M., Fordham J., Oyewunmi O. A., De Palma P., Markides C. N., „Integrating cogeneration and intermittent waste-heat recovery in food processing: Microturbines vs. ORC systems in the coffee roasting industry”, *Applied Energy*, t. 225, 2018, s. 782–796, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.04.097.
- [62] Criddle R. S., Fontana A. J., Rank D. R., Paige D., Hansen L. D., Breidenbach R. W., „Simultaneous measurement of metabolic heat rate, CO<sub>2</sub> production, and O<sub>2</sub> consumption by microcalorimetry”, *Analytical Biochemistry*, t. 194, nr 2, 1991, s. 413–417, doi: 10.1016/0003-2697(91)90250-W.
- [63] Criddle R. S., Breidenbach R. W., Hansen L. D., „Plant calorimetry: how to quantitatively compare apples and oranges”, *Thermochimica Acta*, t. 193, 1991, s. 67–90, doi: 10.1016/0040-6031(91)80175-I.
- [64] Thygerson T., Harris J. M., Smith B. N., Hansen L. D., Pendleton R. L., Booth D. T., „Metabolic response to temperature for six populations of winterfat (*Eurotia lanata*)”, *Thermochimica Acta*, t. 394, nr 1–2, 2002, s. 211–217, doi: 10.1016/S0040-6031(02)00253-8.
- [65] Skoczowski A., Troć M., *Isothermal Calorimetry and Raman Spectroscopy to Study Response of Plants to Abiotic and Biotic Stresses*, w Rout G. R., Das A. B. (red.), „Molecular Stress Physiology of Plants”, India: Springer India, 2013, s. 263–288, doi: 10.1007/978-81-322-0807-5\_11.
- [66] Ksenzhek O. S., Volkov A. G., *Plant energetics*. San Diego: Academic Press, 1998.
- [67] Bewley J. D., Bradford K. J., Hilhorst H. W. M., Nonogaki H., *Seeds: physiology of development, germination and dormancy*. New York: Springer, 2013.
- [68] Urry L., Cain M., Wasserman S., Minorsky P., Reece J., *Campbell biology*. Boston: Pearson, 2014.
- [69] Solomon E. P., Berg L., Martin D. W., Villee C. A., *Biology*. USA: Saunders College Publishing, 1993.
- [70] Rozporządzenie wykonawcze Komisji (UE) nr 208/2013 z dnia 11 marca 2013 r. w sprawie wymogów dotyczących możliwości śledzenia kiełków i nasion przeznaczonych do produkcji kiełków
- [71] European Sprouted Seed Association *ESSA hygiene guideline for the production of sprouts and seeds for sprouting*. 2017 [dostęp: 12.052022]. Dostępne na: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:52017XX0708\(01\)&from=EN](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:52017XX0708(01)&from=EN)
- [72] Bewley J. D., „Seed Germination and Dormancy.”, *Plant Cell*, t. 9, nr 7, 1997, s. 1055–1066, doi: 10.1105/tpc.9.7.1055.
- [73] Lewak S., Kopcewicz J., Gabryś H., *Fizjologia roślin*. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2019.
- [74] Nonogaki H., Bassel G. W., Bewley J. D., „Germination—Still a mystery”, *Plant Science*, t. 179, nr 6, 2010, s. 574–581, doi: 10.1016/j.plantsci.2010.02.010.

- [75] Stawoska I., Staszak A. M., Cierieszko I., Oliwa J., Skoczowski A., „Using isothermal calorimetry and FT-Raman spectroscopy for step-by-step monitoring of maize seed germination: case study”, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, t. 142, nr 2, 2020, s. 755–763, doi: 10.1007/s10973-020-09525-x.
- [76] Morohashi Y., Sugimoto M., „ATP Synthesis in Cotyledons of Cucumber and Mung Bean Seeds during the First Hours of Imbibition”, *Plant & Cell Physiology*, nr 5, 1988, s. 893–896, doi: 10.1093/oxfordjournals.pcp.a077578.
- [77] Calvet E., Prat H., Skinner H. A., *Recent Progress in Microcalorimetry*. Burlington: Elsevier Science, 2013.
- [78] Wadsö I., „Microcalorimetric techniques for the investigation of living plant materials”, *Thermochimica Acta*, t. 250, nr 2, 1995, s. 285–304, doi: 10.1016/0040-6031(94)02103-U.
- [79] Sarge S. M., Höhne G., Hemminger W., *Calorimetry: fundamentals, instrumentation and applications*. Weinheim: Wiley-VCH, 2014.
- [80] Haines P. J., Royal Society of Chemistry (Great Britain) (red.), *Principles of thermal analysis and calorimetry*. Cambridge: Royal Society of Chemistry, 2002.
- [81] Wadsö I., „Trends in isothermal microcalorimetry”, *Chemical Society Reviews*, t. 26, nr 2, 1997, s. 79–86, doi: 10.1039/CS9972600079.
- [82] Hemminger W., Höhne G., *Calorimetry: fundamentals and practice*. Weinheim: Verlag Chemie, 1984.
- [83] Gallagher P. K., Brown M. E., Kemp R. B. (red.), *Handbook of thermal analysis and calorimetry*, 1 t. Amsterdam: Elsevier, 1998.
- [84] Da Poian A. T., El-Bacha T., Luz M. R. M. P., *Nutrient Utilization in Humans: Metabolism Pathways*. [dostęp: 25.08.2022]. Dostępne w Scitable: <https://www.nature.com/scitable/topicpage/nutrient-utilization-in-humans-metabolism-pathways-14234029/> (dostęp 25 sierpień 2022).
- [85] Kenny G. P., Notley., S. R., Gagnon D., „Direct calorimetry: a brief historical review of its use in the study of human metabolism and thermoregulation”, *European Journal of Applied Physiology*, t. 117, nr 9, 2017, s. 1765–1785, doi: 10.1007/s00421-017-3670-5.
- [86] Men S., Yan L., Liu J., Qian H., Luo Q., „A Classification Method for Seed Viability Assessment with Infrared Thermography”, *Sensors*, t. 17, nr 4, 2017, s. 845, doi: 10.3390/s17040845.
- [87] Lamprecht I., Schmolz E., *Thermal investigation on whole plants and plant tissues*, w Lörinczy D. (red.), „The Nature of Biological Systems as Revealed by Thermal Methods”, Dordrecht: Springer Netherlands, 2004, s. 187–214. doi: 10.1007/1-4020-2219-0\_8.
- [88] Kranner I., Kastberger G., Hartbauer M., Pritchard H. W., „Noninvasive diagnosis of seed viability using infrared thermography”, *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, t. 107, nr 8, 2010, s. 3912–3917, doi: 10.1073/pnas.0914197107.
- [89] Schabes F. I., Sigstad E. E., „Is it possible to determine physiological quality and best conditions of storage of soybean seeds by isothermal calorimetry?”, *Thermochimica Acta*, t. 579, 2014, s. 45–49, doi: 10.1016/j.tca.2014.01.014.
- [90] Criddle R. S., Hansen L. D., *Calorimetric Methods for Analysis of Plant Metabolism*, w Kemp R.B. (red.), „Handbook of Thermal Analysis and Calorimetry”, t.4, Amsterdam: Elsevier Science, 1999, s. 711–763. doi: 10.1016/S1573-

4374(99)80016-8.

- [91] Setaram, *Katalog Setaram C80* [dostęp: 12.10.2021]. Dostępne w: <https://direct.dksh.co.nz/imagebank/PDF/Setaram%20C80%20Calvet%20Calorimeter.pdf>
- [92] Magee J. L., DeWitt T. W., Smith E. C., Farrington D., „A Photocalorimeter. The Quantum Efficiency of Photosynthesis in Algae”, *Journal of the American Chemical Society*, t. 61, nr 12, 1939, s. 3529–3533, doi: 10.1021/ja01267a089.
- [93] Johansson P., Wadsö I., „A photo microcalorimetric system for studies of plant tissue”, *Journal of Biochemical and Biophysical Methods*, t. 35, nr 2, 1997, s. 103–114, doi: 10.1016/S0165-022X(97)00034-1.
- [94] Pierce G. J., „A New Respiration Calorimeter”, *Botanical Gazette*, t. 46, nr 3, 1908, s. 193–202, doi: 10.1086/329696.
- [95] Prat H., „Histo-Physiological Gradients and Plant Organogenesis”, *Botanical Review*, t. 14, nr 10, 1948, s. 604–643.
- [96] Prat H., *Calorimetry of higher organisms*, w Brown H.D. (red.) „Biochemical microcalorimetry”, New York: Academic Press, 1969, s. 181–198.
- [97] Sigstad E. E., García C. I., „A microcalorimetric analysis of quinoa seeds with different initial water content during germination at 25°C”, *Thermochimica Acta*, t. 366, nr 2, 2001, s. 149–155, doi: 10.1016/S0040-6031(00)00721-8.
- [98] Schabes F. I., Sigstad E. E., „Optimizing conditions to study seed germination by calorimetry using soybean (*Glycine max* [L.] Merr.) seeds”, *Thermochimica Acta*, t. 450, nr 1–2, 2006, s. 96–101, doi: 10.1016/j.tca.2006.07.026.
- [99] Schabes F. I., Sigstad E. E., „Monitoring soybean seed germination by calorimetry”, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, t. 104, nr 1, 2011, s. 5–11, doi: 10.1007/s10973-010-1036-x.
- [100] Edelstein M., Bradford K., Burger D., „Metabolic heat and CO<sub>2</sub> production rates during germination of melon (*Cucumis melo* L.) seeds measured by microcalorimetry”, *Seed Science Research*, t. 11, nr 3, 2001, s. 265–272, doi: 10.1079/SSR200182.
- [101] Schabes F. I., Sigstad E. E., „Calorimetric studies of quinoa (*Chenopodium quinoa* Willd.) seed germination under saline stress conditions”, *Thermochimica Acta*, t. 428, nr 1–2, 2005, s. 71–75, doi: 10.1016/j.tca.2004.09.027.
- [102] Stokłosa A., Janeczko A., Skoczowski A., Kieć J., „Isothermal calorimetry as a tool for estimating resistance of wild oat (*Avena fatua* L.) to aryloxyphenoxypropionate herbicides”, *Thermochimica Acta*, t. 441, nr 2, 2006, s. 203–206, doi: 10.1016/j.tca.2005.09.009.
- [103] Kupidłowska E., Gniazdowska A., Stępień J., Corbinea F., Vinel D., Skoczowski A., Janeczko A., Rogatek R., „Impact of Sunflower (*Helianthus annuus* L.) Extracts Upon Reserve Mobilization and Energy Metabolism in Germinating Mustard (*Sinapis alba* L.) Seeds”, *Journal of Chemical Ecology*, t. 32, nr 12, 2006, s. 2569–2583, doi: 10.1007/s10886-006-9183-z.
- [104] Schabes F. I., Sigstad E. E., „A calorimetric study of the allelopathic effect of cnicin isolated from *Centaurea diffusa* Lam. on the germination of soybean (*Glycine max*) and radish (*Raphanus sativus*)”, *Thermochimica Acta*, t. 458, nr 1–2, 2007, s. 84–87, doi: 10.1016/j.tca.2007.01.017.
- [105] Troć M., Skoczowski A., Barańska M., „The influence of sunflower and mustard leaf extracts on the germination of mustard seeds”, *Journal of Thermal Analysis and*

Calorimetry, t. 95, nr 3, 2009, s. 727–730, doi: 10.1007/s10973-008-9408-1.

- [106] Troć M., Saja D., Kornas A., Żuraw A., Skoczowski A., „Strong endothermic effects caused by allelopathic interactions during growth of mustard, rape, wheat and clover seedlings”, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, t. 104, nr 1, 2011, s. 141–148, doi: 10.1007/s10973-010-1236-4.
- [107] Dymek K., Dejmek P., Panarese V., Vicente A.A., Wadsö L., Finnie C., Galindo F.G., „Effect of pulsed electric field on the germination of barley seeds”, *LWT - Food Science Technology*, t. 47, nr 1, 2012, s. 161–166, doi: 10.1016/j.lwt.2011.12.019.
- [108] Rys M., Saja-Garbarz D., Skoczowski A., „Phytotoxic Effects of Selected Herbal Extracts on the Germination, Growth and Metabolism of Mustard and Oilseed Rape”, *Agronomy*, t. 12, nr 1, 2022, s. 110, doi: 10.3390/agronomy12010110.
- [109] Yamaguchi T., Wakizuka T., Takahashi K., „Application of Calorimetry to Investigate Viability of Crops Seeds.”, *Netsu Sokutei*, t. 23, nr 1, 1996, s. 2–4, doi: 10.11311/jscta1974.23.2.
- [110] Sigstad E. E., Prado F. E., „A microcalorimetric study of *Chenopodium quinoa* Willd. seed germination”, *Thermochemica Acta*, t. 326, nr 1–2, 1999, s. 159–164, doi: 10.1016/S0040-6031(98)00599-1.
- [111] Qiao Y., Wang R., Bal Y., Hansen L. D., „Characterizing critical phases of germination in winterfat and malting barley with isothermal calorimetry”, *Seed Science Research*, t. 15, nr 3, 2005, s. 229–238, doi: 10.1079/SSR2005213.
- [112] Hay F. R., O'Neill M. A. A., Beezer A. E., Gaisford S., „Isothermal micro-calorimetry: a tool to predict seed longevity?”, *Seed Science Research*, t. 16, nr 2, 2006, s. 89–96, doi: 10.1079/SSR2006238.
- [113] Yi-Shen Z., Shuai S., FitzGerald R., „Mung bean proteins and peptides: nutritional, functional and bioactive properties”, *Food & Nutrition Research*, t. 62, 2018, doi: 10.29219/fnr.v62.1290.
- [114] Mohammadi-Moghaddam T., Firoozzare A., Helalian S., „The effect of different spices on the moisture content, texture characterizations and consumer preferences of roasted sunflower seeds”, *Food Chemistry: X*, t. 12, 2021, s. 100130, doi: 10.1016/j.fochx.2021.100130.
- [115] Unal H., Isik E., Izli N., Tekin Y., „Geometric and Mechanical Properties of Mung Bean (*Vigna Radiata* L.) Grain: Effect of Moisture”, *International Journal of Food Properties*, t. 11, nr 3, 2008, s. 585–599, doi: 10.1080/10942910701573024.
- [116] Khodabakhshian R., Emadi B., Abbaspour Fard M. H., „Some Engineering Properties of Sunflower Seed and Its Kernel”, *Journal of Agricultural Science and Technology* t. 4, nr 4, 2010, s. 37–46.
- [117] Murasawa N., Koseki H., „Investigation of Heat Generation from Biomass Fuels”, *Energies*, t. 8, nr 6, 2015, s. 5143–5158, doi: 10.3390/en8065143.
- [118] TA Instruments, *TA Instruments. Microcalorimetry. Brochure* [dostęp: 4.01.2023]. Dostępne w: <https://www.tainstruments.com/pdf/TAM%20Brochure.pdf>
- [119] Negelap, *Bezinwazyjne przepływomierze ultradźwiękowe serii NFM100H* [dostęp: 4.01.2023]. Dostępna w: [https://www.negelap.com/product/attachment/8b7f3689f6fe91260ea4daf84a3dac6d/pl\\_PL/nfm100h-pl-przep-cbez1.pdf](https://www.negelap.com/product/attachment/8b7f3689f6fe91260ea4daf84a3dac6d/pl_PL/nfm100h-pl-przep-cbez1.pdf)
- [120] Czaki Thermo-Product, *Czujnik temperatury TP-366* [dostęp: 22.01.2023]. Dostępne w: [https://www.czaki.pl/produkt/czujnik\\_temperatury\\_tp-366/](https://www.czaki.pl/produkt/czujnik_temperatury_tp-366/).
- [121] Jumo, *JUMO Logoscreen 706581 – karta katalogowa* [dostęp: 22.01.2023].

Dostępne w:

<https://www.jumo.pl/web/products/apps/productdetailpage?pdpld=706581>.

- [122] LAB-EL, *Termohigrometr LB-520* [dostęp: 22.01.2022]. Dostępne w: <https://www.label.pl/po/termohigrometr-lb520.html>.
- [123] Owen M.S., *2009 ASHRAE Handbook: fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2009.
- [124] Flownex Simulation Environment, *Flownex Theory Manual*, 2009.
- [125] Rousseau P. G., du Toit C. G., Jun J. S., Noh J. M., „Code-to-code comparison for analysing the steady-state heat transfer and natural circulation in an air-cooled RCCS using GAMMA+ and Flownex”, *Nuclear Engineering and Design*, t. 291, 2015, s. 71–89, doi: 10.1016/j.nucengdes.2015.05.004.
- [126] van Ravenswaay J. P., Greyvenstein G. P., van Niekerk W. M. K., Labuschagne J. T., „Verification and validation of the HTGR systems CFD code Flownex”, *Nuclear Engineering and Design*, t. 236, nr 5–6, 2006, s. 491–501, doi: 10.1016/j.nucengdes.2005.11.025.
- [127] Venter W. C., Lamprecht E. C., „Pebble Bed Micro Model system identification”, *Annals of Nuclear Energy*, t. 46, 2012, s. 1–10, doi: 10.1016/j.anucene.2012.02.019.
- [128] Walter A., Schulz A., Lohnert G., „Comparison of two models for a pebble bed modular reactor core coupled to a Brayton cycle”, *Nuclear Engineering and Design*, t. 236, nr 5–6, 2006, s. 603–614, doi: 10.1016/j.nucengdes.2005.10.026.
- [129] Rousseau P. G., du Toit C. G., Landman W. A., „Validation of a transient thermal-fluid systems CFD model for a packed bed high temperature gas-cooled nuclear reactor”, *Nuclear Engineering and Design*, t. 236, nr 5–6, 2006, s. 555–564, doi: 10.1016/j.nucengdes.2005.11.016.
- [130] Zubair M., Al Suwaidi R. R., Al Souqi A. A., „Behavior of Emergency Core Cooling System (ECCS) during the early stage of Loss of Coolant Accident (LOCA) for APR 1400 with Flownex software”, *Progress in Nuclear Energy*, t. 141, 2021, s. 103949, doi: 10.1016/j.pnucene.2021.103949.
- [131] Fuls W. F., „Accurate stage-by-stage modelling of axial turbines using an appropriate nozzle analogy with minimal geometric data”, *Applied Thermal Engineering*, t. 116, 2017, s. 134–146, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.048.
- [132] Barnert T., Piesik E., Śliwiński M., „Real-time simulator of agricultural biogas plant”, *Computers and Electronics in Agriculture*, t. 108, 2014, s. 1–11, doi: 10.1016/j.compag.2014.06.008.
- [133] Cui L., Sun H., Yang Z., Duan H., „The digital twin system of PERA company air-conditioning system”, *IFAC-PapersOnline*, t. 53, nr 5, 2020, s. 720–725, doi: 10.1016/j.ifacol.2021.04.207.
- [134] Flownex Simulation Environment, *Flownex Library Manual*, 2009.
- [135] Working Group 1 of the Joint Committee for Guides in Metrology (JCGM/WG 1), *Evaluation of measurement data – Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (GUM 1995 with minor corrections: JCGM 100:2008)*. JCGM, 2008.



## SPIS TABEL

---

Tabela 1 Wybrane źródła przemysłowego niskotemperaturowego ciepła odpadowego wraz z temperaturą nośnika tego ciepła. ....	49
Tabela 2 Zestawienie wybranych badań nad kiełkowaniem i wzrostem nasion, przeprowadzonych metodami kalorymetrycznymi. ....	71
Tabela 3 Podstawowe parametry fizyczne nasion fasoli Mung ( <i>Vigna radiata</i> ) oraz słonecznika ( <i>Helianthus annuus</i> ). ....	85
Tabela 4 Wybrane parametry techniczne termostatu oraz mikrokalorymetru TAM III dla pracy z ampułami o objętości 20 ml. ....	89
Tabela 5 Zestawienie danych dotyczących badanych próbek nasion fasoli Mung i słonecznika oraz warunków realizacji pomiaru. ....	93
Tabela 6 Najważniejsze dane techniczne bezinwazyjnego przepływomierza NFM100H [119]. ....	106
Tabela 7 Najważniejsze dane techniczne termohigrometru LB-520 [122]. ....	107
Tabela 8 Obliczone wartości entropii i egzergii podczas przenikania ciepła do/z komory wzrostowej. ....	133
Tabela 9 Obliczone wartości entropii i egzergii podczas przewietrzania komory wzrostowej w procesie produkcji kiełków fasoli Mung. ....	137
Tabela 10 Obliczone wartości entropii i egzergii podczas mieszania strumieni wody w procesie namaczania ziaren fasoli Mung. ....	140
Tabela 11 Obliczone wartości entropii i egzergii podczas stygnięcia wody w procesie namaczania ziaren fasoli Mung. ....	140
Tabela 12 Obliczone wartości entropii i egzergii podczas podlewania roślin. ....	144
Tabela 13 Zestawienie najważniejszych komponentów oprogramowania Flownex wykorzystanych do budowy modelu symulacyjnego. ....	170
Tabela 14 Zestawienie parametrów technicznych mikrokalorymetru TAM III, które wykorzystano do obliczenia dokładności pomiaru. ....	186





## SPIS RYSUNKÓW

---

Rys. 1 Podział ciepła odpadowego ze względu na temperaturę nośnika wraz z przykładowymi źródłami.....	38
Rys. 2 Potencjał odzysku energii w odniesieniu do całkowitej ilości ciepła odpadowego .....	39
Rys. 3 Udział poszczególnych sektorów gospodarki w całkowitej ilości oraz teoretycznym i ekonomicznym potencjale ciepła odpadowego.....	41
Rys. 4 Szacowany teoretyczny potencjał przemysłowego ciepła odpadowego (wykresy słupkowe) oraz udziały potencjału teoretycznego w zapotrzebowaniu sektora przemysłowego na energię końcową (wykresy liniowe) dla wszystkich państw Unii Europejskiej i Wielkiej Brytanii. ....	42
Rys. 5 Średnie wartości strumienia ciepła możliwego do odzyskania w trakcie całego cyklu produkcyjnego kiełków fasoli Mung uzyskane podczas przeprowadzonych badań wstępnych.....	51
Rys. 6 Uproszczony schemat budowy nasion roślin dwuliściennych.....	54
Rys. 7 Rozkład czasowy zmienności strumienia ciepła generowanego przez nasiono fasoli Mung w poszczególnych fazach kiełkowania.....	56
Rys. 8 Schemat kalorymetru lodowego opracowanego przez Lavoisier'a i Laplace'a	61
Rys. 9 Podział kalorymetrów według klasyfikacji Gallagher'a i in. ze względu na zasadę pomiaru, tryb pracy oraz budowę.....	60
Rys. 10 Schemat ideowy kalorymetru z akumulacją ciepła .....	63
Rys. 11 Schemat ideowy kalorymetru Tian-Calvet. ....	63
Rys. 12 Zamknięte (a) oraz przepływowe (b) naczynia pomiarowe stosowane w kalorymetrze Setaram C80 . ....	66
Rys. 13 Energia wygenerowana przez poszczególne gatunki roślin podczas całego pomiaru kiełkowania i wzrostu nasion w kalorymetrze.....	77
Rys. 14 Nasiona (a) oraz wykształcone kiełki (b) fasoli Mung. ....	84
Rys. 15 Nasiona (a) oraz wykształcone kiełki (b) słonecznika.....	84
Rys. 16 Rozkład ziarnowy nasion fasoli Mung (a) oraz słonecznika (b) z zaznaczeniem średnic $d_{32}$ i $d_{50}$ . ....	86
Rys. 17 Schemat ideowy budowy kalorymetru TAM III.....	88
Rys. 18 Blok mikrokalorymetryczny urządzenia TAM III używany podczas pomiarów kiełkowania i wzrostu nasion fasoli Mung i słonecznika [118]. ....	90

Rys. 19 Schemat procedury badawczej do określania strumienia ciepła generowanego przez nasiona fasoli Mung i słonecznika podczas kiełkowania i wzrostu za pomocą mikrokalorymetru izotermicznego TAM III. ....	91
Rys. 20 Krzywa specyficznej mocy cieplnej wygenerowana przez nasiona fasoli Mung podczas namaczania (wyniki uśrednione z sześciu prób).....	94
Rys. 21 Krzywa specyficznej mocy cieplnej wygenerowana przez nasiona fasoli Mung podczas wzrostu (wyniki uśrednione z czterech prób). ....	95
Rys. 22 Nasiona fasoli Mung przed (a) i po (b) namaczeniu oraz kiełki rośliny po zakończeniu etapu wzrostu (c) w kalorymetrze.....	96
Rys. 23 Przykładowa krzywa specyficznej mocy cieplnej wygenerowana przez próbkę nasion słonecznika podczas namaczania. ....	97
Rys. 24 Nasiona słonecznika po fazie namaczania przeprowadzonej w mikrokalorymetrze izotermicznym. ....	98
Rys. 25 Schemat przebiegu procesu produkcyjnego kiełków fasoli Mung na cele spożywcze. ....	101
Rys. 26 Schemat komory wzrostowej do uprawy kiełków fasoli Mung – rzut z góry..	104
Rys. 27 Przekrój komory wzrostowej do uprawy kiełków fasoli Mung – przekrój poziomy.....	102
Rys. 28 Przebiegi czasowe temperatury powietrza zarejestrowane w magazynie ciepła, komorze wzrostowej oraz przestrzeni po drugiej stronie ściany frontowej. ...	108
Rys. 29 Przebiegi czasowe temperatury i wilgotności powietrza zarejestrowane w komorze wzrostowej dla wybranych trzech kolejnych cykli podlewania roślin. ....	109
Rys. 30 Przebiegi czasowe temperatury wody do namaczania, podlewania oraz odciekowej zarejestrowane w komorze wzrostowej. ....	110
Rys. 31 Schemat komory wzrostowej z zaznaczeniem strumieni masy powietrza i wody doprowadzonych i odprowadzonych z objętości kontrolnej.....	113
Rys. 32 Schemat komory wzrostowej z zaznaczeniem ciepła oraz energii transportowanej przez powietrze oraz wodę do i z objętości kontrolnej. ....	117
Rys. 33 Diagram Sankeya dla analizowanych form ciepła doprowadzonego i odprowadzonego z powietrzem z komory wzrostowej. ....	121
Rys. 34 Udziały energii wymienianej w fazie gazowej podczas całego cyklu wzrostu roślin w komorze wzrostowej. ....	122
Rys. 35 Diagram Sankeya dla analizowanych form ciepła doprowadzonego i odprowadzonego z wodą z komory wzrostowej.....	124
Rys. 36 Udziały ciepła wymienianego w fazie ciekłej podczas całego cyklu wzrostu roślin w komorze wzrostowej. ....	125
Rys. 37 Rozkład udziałów strumieni ciepła doprowadzonych do komory wzrostowej. ....	126
Rys. 38 Rozkład udziałów strumieni ciepła odprowadzonych z komory wzrostowej..	126

Rys. 39 Zestawienie udziałów ciepła wymienianego w fazie gazowej oraz ciekłej podczas całego cyklu wzrostu roślin w komorze wzrostowej .....	127
Rys. 40 Schemat transportu ciepła i egzergii przez przegrodę płaską. ....	130
Rys. 41 Schemat procesów mieszania i stygnięcia wody dla jednej kabiny wzrostowej w fazie namaczania ziaren fasoli Mung.....	138
Rys. 42 Schemat procesu podlewania roślin dla jednej kabiny wzrostowej.....	141
Rys. 43 Egzergia destrukcji we wszystkich analizowanych procesach transportu egzergii w całym okresie produkcji kiełków warzywnych.....	145
Rys. 44 Rozkład procentowy strat egzergii w całym procesie wzrostu roślin.....	145
Rys. 45 Zestawienie sprawności egzergetycznej we wszystkich analizowanych procesach transportu egzergii w całym okresie produkcji kiełków warzywnych .....	146
Rys. 46 Diagram Sankeya dla transportu egzergii w fazie gazowej podczas produkcji kiełków fasoli Mung.....	147
Rys. 47 Diagram Sankeya dla transportu egzergii w fazie ciekłej podczas produkcji kiełków fasoli Mung.....	148
Rys. 48 Ilość energii wygenerowanej przez kiełki fasoli Mung podczas fazy wzrostu w warunkach laboratoryjnych (skala mikro) oraz produkcyjnych (skala makro). ....	149
Rys. 49 Schemat blokowy instalacji do produkcji kiełków warzywnych fasoli Mung. .	154
Rys. 50 Schemat blokowy instalacji do produkcji kiełków warzywnych fasoli Mung z odzyskiem ciepła.....	155
Rys. 51 Wyniki pomiarów dla określenia modelu generacji ciepła przez kiełki. ....	161
Rys. 52 Schemat modelu podsystemu zaopatrzenia instalacji w zimną wodę ze studni głębinowej.....	163
Rys. 53 Schemat modelu podsystemu magazynowania i doprowadzania wody zużytej. ....	164
Rys. 54 Schemat modelu podsystemu odzysku ciepła z procesów biologicznych. ...	164
Rys. 55 Schemat modelu podsystemu zbiornika wody chłodnej .....	165
Rys. 56 Schemat modelu podsystemu zbiornika wody ciepłej.....	167
Rys. 57 Schemat modelu podsystemu wymiennika ciepła HE2. ....	168
Rys. 58 Schemat modelu podsystemu mieszalnika do przygotowania wody do podlewania.....	168
Rys. 59 Przebieg temperatury wody świeżej przed ( $T_{fw}'$ ) i za ( $T_{fw}$ , $I'$ ) wymiennikiem ciepła HE1 oraz temperatury wody zużytej ( $T_{ww}'$ ) przez cały cykl produkcyjny oraz stopień otwarcia zaworu ZA1 i ZA2.....	172
Rys. 60 Chwilowa moc wymiennika ciepła HE1 przez cały cykl produkcyjny. ....	174
Rys. 61 Moc wymiennika ciepła HE1 ( $P_{HE1}$ ) oraz natężenie przepływu wody świeżej ( $m_{fw}$ , $HE1'$ ) w pojedynczym cyklu pracy urządzenia. ....	175

Rys. 62 Przebieg temperatury wody świeżej przed ( $T_{fw, I'}$ ) i za ( $T_{fw, II'}$ ) wymiennikiem ciepła HE2 oraz temperatury glikolu ( $T_{g'}$ ) przez cały cykl produkcyjny oraz stopień otwarcia zaworu ZA2. ....	176
Rys. 63 Chwilowa moc wymiennika ciepła HE2 przez cały cykl produkcyjny. ....	177
Rys. 64 Przebieg temperatury wody świeżej za HE1 ( $T_{fw, I'}$ ), wody w zbiorniku wody zużytej ( $T_{ZWB'}$ ) w drugiej części cyklu produkcyjnego. Przerwaną linią czarną zaznaczono linię trendu przebiegu temperatury $T_{fw, I'}$ .....	178
Rys. 65 Moc wymiennika ciepła HE2 ( $P_{HE2}$ ) oraz natężenie przepływu wody świeżej ( $m_{fw, HE2'}$ ) w pojedynczym cyklu pracy urządzenia.....	179
Rys. 66 Sumaryczna ilość energii przekazanej do wody świeżej w wymienniku ciepła HE1 oraz HE2. ....	180