



**Latvijas Lauksaimniecības universitāte
Tehniskā fakultāte
Mehānikas institūts**

**Latvia University of Agriculture
Faculty of Engineering
Institute of Mechanics**

Mg.sc.ing. Viktorija Zagorska

**SILTUMA REŽĪMA NODROŠINĀŠANA
ZĪDĒJSIVĒNU NOVIETNĒS**

**MAINTENANCE OF THE HEAT REGIME IN
SUCKING PIGLET FACILITIES**

PROMOCIJAS DARBA KOPSAVILKUMS
Dr.sc.ing. zinātniskā grāda iegūšanai

PROMOTION PAPER SUMMARY
for acquiring the scientific degree Dr.sc.ing.



IEGULDĪJUMS TAVĀ NĀKOTNĒ



Promocijas darba izstrāde līdzfinansēta
no Eiropas Savienības Sociālā fonda

_____ (V. Zagorska)

**Jelgava
2014**

Darbs izpildīts: Latvijas Lauksaimniecības universitātes (LLU) aģentūrā Lauksaimniecības tehnikas zinātniskais institūts un LLU Tehniskajā fakultātē.

Darba zinātniskais vadītājs: profesors, Dr.sc.ing. Imants Ziemelis.

Darba konsultants: profesors, Dr.sc.ing. Uldis Iljins.

Oficiālie recenzenti:

Dr.habil.sc.ing. Pēteris Šipkovs – LZA Fizikālās Enerģētikas Institūta profesors.

Dr.sc.ing. Juris Priekulis – Latvijas Lauksaimniecības universitātes Tehniskās fakultātes Lauksaimniecības tehnikas institūta profesors.

Dr.sc.ing. Algirdas Jasinskas – Aleksandras Stulginskis universitātes asoc.prof., Lietuva.

Promocijas darba aizstāvēšana notiks Latvijas Lauksaimniecības universitātes Lauksaimniecības nozares Inženierzinātņu apakšnozares promocijas padomes atklātā sēdē 2014. gada 30. jūnijā plkst. 10:00, Jelgavā, J. Čakstes bulv. 5, Tehniskajā fakultātē, 429. auditorijā.

Ar promocijas darbu, pielikumu un kopsavilkumu var iepazīties Latvijas Lauksaimniecības universitātes fundamentālajā bibliotēkā, Jelgavā, Lielā ielā 2.

Atsaukmes sūtīt promocijas padomes sekretāram, prof., Dr.sc.ing. Imantam Ziemeļim, LLU, Tehniskā fakultāte, J. Čakstes bulv. 5, Jelgava, LV-3001.

Padomes priekšsēdētājs: prof., Dr.sc.ing. Juris Priekulis.

The research is carried out at the Latvia University of Agriculture, Institute of Mechanics.

The scientific advisor of the research: professor, Dr.sc.ing. Imants Ziemelis.

Consultant: professor, Dr.habil.sc.ing. Uldis Iljins.

The official reviewers:

Dr.habil.sc.ing. Peteris Sipkovs – Professor of the Institute of Physical Energetics, Latvia.

Dr.sc.ing. Juris Priekulis – Professor of the the Latvia University of Agriculture, Institute of Agricultural Machinery of the Faculty of Engineering.

Dr.sc.ing. Algirdas Jasinskas – asoc.prof. of the Aleksandras Stulginskis University, Lithuania.

The promotion paper will be defended in an open meeting of the Promotion Council of the sub-branch of Engineering Sciences of the branch of Agriculture, at the Latvia University of Agriculture on June 30, 2014 at 10 a.m. Venue – Jelgava, 5 J. Cakstes Blvd., Faculty of Engineering, room 429.

The promotion paper, the annex and summary are available at the Fundamental library of the Latvia University of Agriculture located at 2 Lielā street, Jelgava.

References should be sent to the secretary of the Promotion Council, professor, Dr.sc.ing. Imants Ziemelis. Address – Faculty of Engineering, Latvia University of Agriculture, 5 J. Cakstes Blvd., Jelgava, LV-3001.

Head of the Council: professor, Dr.sc.ing. Juris Priekulis.

SATURS

Darba aktualitāte.....	4
Pētījumu objekts, hipotēze, mērķis un uzdevumi.....	4
Pētījumu metodes.....	5
Aizstāvēšanai izvirzītās tēzes.....	5
Promocijas darba aprobācija.....	5
Darba zinātniskā novitāte un praktiskās izmantošanas iespējas.....	8
1. Teorētiskie pētījumi.....	9
1.1. Cūku novietnes siltuma bilance.....	9
1.2. Siltumnesēja temperatūras un sildcaurules siltuma atdeves intensitātes samazinājums atkarībā no caurules garuma.....	10
1.3. Temperatūras sadalījums pa sildpaneļa virsmu.....	13
1.4. Caur sildpaneļa virsmām noplūstošā siltuma daudzuma aprēķins.....	17
2. Eksperimentālie pētījumi.....	18
2.1. Sildpaneļa pētījumu metodikas izstrāde.....	18
2.2. Sildpaneļa eksperimentālo pētījumu rezultāti.....	19
2.3. Sildpaneļa apsilde, izmantojot āra gaisa siltuma sūkni.....	24
2.4. Gaisa siltuma sūkņa un siltummaiņa izmantošanas pētījumi.....	26
3. Ekonomiskie aprēķini.....	28
3.1. Sildpaneļa izgatavošanas izmaksas.....	28
3.2. Cūku kūts siltuma bilances pētījumi.....	29
3.3. Siltuma sūkņa un siltummaiņa izmantošanas ekonomiskais pamatojums.....	30
Secinājumi.....	31
Kopsavilkuma sagatavošanai izmantotie informācijas avoti.....	52

TABLE OF CONTENTS

Topicality of the research.....	32
The object, hypothesis, aim and tasks of the research.....	32
Research methods.....	33
Theses for defence.....	33
Approbation of the research.....	33
Scientific novelty and practical application of the research.....	36
Research limitations and suggestions for further research.....	36
1. Theoretical research.....	37
1.1. Heat balance of the pigsty.....	37
1.2. Temperature and heat output intensity decrease in dependence on the heat tube length.....	38
1.3. Temperature distribution over the heat panel surface.....	40
1.4. Calculation of the heat flows through the heat panel surfaces.....	43
2. Experimental research.....	43
2.1. Development of heat panel testing methodology.....	44
2.2. Results of the heat panel experimental tests.....	45
2.3. Heat panel heating using heat pump.....	46
2.4. Investigation of the air heat pump and the heat exchanger usage.....	48
3. Economic evaluation.....	49
3.1. Manufacturing costs of the heat panel.....	49
3.2. Pigsty heat balance studies.....	50
3.3. Heat pump and heat exchanger economic feasibility studies.....	50
Conclusions.....	51
References used in summary.....	52

DARBA AKTUALITĀTE

Pieejamo informācijas avotu un zinātnisko pētījumu analīze liecina, ka daudzi līdzšinējie pētījumi ir saistīti ar zīdējsivēnu novietņu temperatūras režīma nodrošināšanu.

Noskaidrots, ka vēlamai gaisa temperatūrai sivēnu migās tūlīt pēc sivēnu piedzimšanas jābūt 35–37°C robežās, bet gaisa relatīvajam mitrumam 60–70% (Close, 1992; Savičs, 1981; Piglet Survival: New Thinking on an Old Problem, 2009). Savukārt temperatūras komforta zona zīdītājsivēnmātēm ir robežās no 12 līdz 22°C, atkarībā no to barošanas līmeņa, grīdas tipa un citiem apstākļiem (Black et al., 1993; Bundy et al., 1984; Deen, 2010; Connor, 1993; Šķēle et al., 1999).

Viens no ekonomiski efektīvākiem un labākiem zīdējsivēnu migas apsildes risinājumiem, vadoties no labturības viedokļa, ir ar ūdeni apsildāmie silpdaneli. Taču šādu silpdanelu konstrukcija līdz šim nav teorētiski pamatota un izpētīta (Ziemelis, 2003).

Būtiska nozīme ir arī pareiza, zootehniskiem normatīviem atbilstoša gaisa sastāva nodrošināšana sivēnu novietnēs, izmantojot gan dabiskās, gan piespiedu vēdināšanas sistēmas. Intensīvajā cūkkopībā priekšroku dod piespiedu vēdināšanas sistēmām ar izvadāmā gaisa atsūci. (Ilsters et al., 2001; Priekulis et al., 2003; Hoff et al., 1995; Bjerg et al., 2008). Taču problemātiska ir mītnes vēlamās gaisa temperatūras nodrošināšana it īpaši ziemas periodā.

Pēdējos gados šim nolūkam sāk izmantot siltuma sūkņus un siltummaiņus (Ilsters et al., 2007; Ilsters et al., 2008a; Ilsters et al., 2009; Ilsters, Ziemelis, 2009), bet nav noskaidroti to efektīvākie izmantošanas risinājumi un ekonomiskais izdevīgums atkarībā no āra gaisa temperatūras.

PĒTĪJUMU OBJEKTS, HIPOTĒZE, MĒRĶIS UN UZDEVUMI

Pētījumu objekts – zīdējsivēnu novietne aukstajā un pārejas laika periodā.

Pētījumu hipotēze – zīdējsivēnu novietnēs nepieciešamo siltuma režīmu ir iespējams nodrošināt: izmantojot dzīvnieku radīto bioloģisko siltumu, lietojot piemērotus sivēnu vietējās apsildes paņēmienus, kā arī atjaunojamus enerģijas avotus un citus tehniskos līdzekļus, atkarībā no sivēnu vecuma.

Pētījumu mērķis – teorētiski un eksperimentāli izvērtēt nepieciešamā siltuma režīma nodrošināšanu zīdējsivēnu atpūtas vietās, maksimāli izmantojot vietējos un atjaunojamus energoresursus.

Pētījumu uzdevumi:

- apkopot pētījumu rezultātus par zoohigieniskām normām atbilstoša mikroklimata nodrošināšanas tendencēm, likumsakarībām un siltuma režīmu ietekmējošiem faktoriem zīdējsivēnu atpūtas vietās;

- izstrādāt grīdas paneļa matemātisko modeli zīdējsivēnu atpūtas vietām, kuras apsildāmas ar šķidru siltumnesēju, lai nodrošinātu nepieciešamo siltuma sadalījuma vienmērību un temperatūras līmeni pa sildpaneļa darba virsmu;
- izprojektēt un izgatavot eksperimentālo grīdas sildpaneli, izstrādāt tā pārbaužu metodiku un veikt iegūto rezultātu salīdzinājumu ar teorētisko pētījumu rezultātiem, kuri iegūti izmantojot grīdas paneļa matemātisko modeli;
- izstrādāt risinājumu sivēnu novietnes vēlamās temperatūras nodrošināšanai ar atjaunojamās enerģijas avotu palīdzību un noskaidrot šādas apsildes izmantošanas iespējas pie pazeminātām āra gaisa temperatūrām;
- veikt sivēnu sildpaneļa ekonomiskās efektivitātes novērtēšanu, izstrādājot attiecīgu aprēķinu modeli.

PĒTĪJUMU METODES

Promocijas darbā izmantotas **pētījumu metodes**: statistika, analīze, sintēze, matemātiskā modelēšana, simulācija, prognozēšana, eksperimentēšana (laboratorijas un ražošanas apstākļos), ekonomiskā novērtēšana un salīdzināšana.

AIZSTĀVĒŠANAI IZVIRZĪTĀS TĒZES

1. Zīdējsivēnu migas grīdas apsildei var lietot sildpaneli, kurš apsildāms ar karstu ūdeni, nodrošinot nepieciešamo temperatūru uz paneļa darba virsmas.
2. Siltummaiņus un siltuma sūkņus ir iespējams izmantot zīdējsivēnu novietnē ievadāmā gaisa sildīšanai, kā arī siltā ūdens ražošanai zīdējsivēnu mīgu grīdas paneļu apsildei.
3. Ar ūdeni apsildāmā sildpaneļa ražošanas izmaksas ir mazākas, salīdzinot ar citiem sivēnu migas lokālās apsildes variantiem.

PROMOCIJAS DARBA APROBĀCIJA

Publikācijas vispāratzītos recenzējamos izdevumos

1. **Zagorska V., Putans H., Ziemelis I.** (2012) Experimental investigation of heat carrier flow efficiency. **In:** *International Scientific Conference: Renewable Energy and Energy Efficiency: Proceedings*. Jelgava: LUA, p. 201-206.
2. **Zagorska V.** (2012) Analysis of alternative ventilation system designs for a pigsty: A comparative literature review. **In:** *Proceedings of International Livestock Environment Symposium (ILES IX) ILES12-217*. Valencia, paper number: ILES 12-2174.

3. **Zagorska V., Iljins U.** (2011) Calculations of heated floor panel for resting places of piglets. **In:** *Agronomy Research, Volume 9, Biosystems Engineering, Special Issue*. Tartu: Estonian university of Life Sciences, p. 237-244.
4. **Zagorska V., Iljins U.** (2011) Optimization of parameters of heating elements for floor panel of piglets resting places. **In:** *8th International Scientific and Practical Conference "Environment, Technology, Resources": Proceedings*. Rezekne: RA, vol. 2, p. 92-99.
5. **Zagorska V., Ilsters A.** (2010) Use of heat exchangers in ventilation systems of pigsties in dependence on outside air temperature. **In:** *Annual 16th International Scientific Conference "Research for Rural development": Proceedings*. Jelgava: LUA, p. 200-204.
6. **Zagorska V., Ilsters A.** (2010) Possibilities of heat exchanger use in pigsty ventilation systems. **In:** *Agronomy Research, Volume 8, Biosystems Engineering, Special Issue*. Tartu: Estonian university of Life Sciences, p. 272-279.
7. **Ilsters A., Zagorska V., Jesko Z.** (2010) Warming of piglets resting places by air heat pump in dependence on outside air temperature. **In:** *9th International Scientific Conference "Engineering for Rural development": Proceedings*. Jelgava: LUA, p.106-111.
8. **Zagorska V., Iljins U., Ziemelis I.** (2010) Calculation of Heated Floor Panel for Piglets Resting Places. **In:** *4th International Conference "Trends in Agricultural Engineering 2010": Proceedings*. Prague: Czech University of Life Sciences Prague, p. 648-653.
9. **Zagorska V., Ilsters A., Ziemelis I.** (2010) Use of Air Heat Pump in Latvian Weather Conditions for Warming of Piglets Resting Places. **In:** *International Renewable Energy Congress 2010: Proceedings*. Sousse, p.454-460.

Saņemtie un pieteiktie LR patenti

1. **Zagorska V., Putāns H., Ivanovs S., Ilsters A., Ziemelis I.** (2013) Āra gaisa siltumsvēķņa atklātā tipa iztvaicētāja apsildīšanas ierīce: patentpieteikums ar Nr. P-13-142. *Patenti un preču zīmes*, Latvijas Republikas Patentu valdes oficiālais vēstnesis, 20.01/2014., 8. lpp.
2. **Zagorska V., Ilsters A., Kokts A., Putāns H., Iljins U., Ziemelis I.** (2011) Āra gaisa siltumsvēķnis ar siltummaini: Latvijas patents LV 14371. *Patenti un preču zīmes*, Latvijas Republikas Patentu valdes oficiālais vēstnesis, 7/2011., 995-996. lpp.
3. **Putāns H., Zagorska V., Kanceviča L., Iljins U., Brencis R., Ziemelis I.** (2011) Ūdens plūsmas intensitātes mērīšanas-reģistrēšanas ierīce: Latvijas patents LV 14435. *Patenti un preču zīmes*, Latvijas Republikas Patentu valdes oficiālais vēstnesis, 11/2011., 1600. lpp.

4. **Isters A., Putāns H., Zagorska V., Ziemelis I.** (2010) Sivēnu kūts apsildīšanas un ventilācijas ierīce: Latvijas patents LV 14147. *Patenti un preču zīmes*, Latvijas Republikas Patentu valdes oficiālais vēstnesis, Nr. 6/2010., 884. lpp.

Uzstāšanās starptautiskās zinātniskās konferencēs ar ziņojumiem

1. **Zagorska V., Putans H., Ziemelis I.** Experimental investigation of heat carrier flow efficiency. *International Scientific Conference: Renewable Energy and Energy Efficiency*, Jelgava: LLU, Latvia, May 28 – 30, 2012.
2. **Zagorska V.** Analysis of alternative ventilation system designs for a pigsty: A comparative literature review. *International Livestock Environment Symposium (ILES IX) ILES12-2 174*. Valencia, Spain, July 7-8, 2012.
3. **Zagorska V., Iljins U.** Calculations of heated floor panel for resting places of piglets. *International Scientific conference "Biosystems Engineering"*. Tartu: Estonian university of Life Sciences, Estonia, May 12—13, 2011.
4. **Zagorska V., Iljins U.** Optimization of parameters of heating elements for floor panel of piglets resting places. *The 8th International Scientific and Practical Conference: Environment, Technology, Resources*. Rezekne: RA, Latvia, June 20 – 22, 2011.
5. **Zagorska V, Isters A.** Use of heat exchangers in ventilation systems of pigsties in dependence on outside air temperature. *Annual 16th International Scientific Conference: Research for Rural development: proceedings*. Jelgava: LUA, Latvia, May 19-21, 2010.
6. **Zagorska V., Isters A.** Possibilities of heat exchanger use in pigsty ventilation systems. *International Scientific conference "Biosystems Engineering"*. Tartu: Estonian University of Life Sciences, Estonia, May 13—14, 2010.
7. **Isters A., Zagorska V., Jesko Z.** Warming of piglets resting places by air heat pump in dependence on outside air temperature. *9th International Scientific Conference "Engineering for Rural development"*. Jelgava: LUA, Latvia, May 28-29, 2010.
8. **Zagorska V., Iljins U., Ziemelis I.** Calculation of heated floor panel for piglets resting places. *4th International Conference 'Trends in Agricultural Engineering 2010'*: Prague: Czech University of Life Sciences Prague, September 7-10, 2010.
9. **Zagorska V., Isters A., Ziemelis I.** Use of Air Heat Pump in Latvian Weather Conditions for Warming of Piglets Resting Places. *International Renewable Energy Congress, November 5-7, 2010*. Sousse, Tunisia, 2010.

Dalība ar promocijas darbu saistītos projektos

1. No 01.01.2010.g. līdz 31.12.2012.g. – pētniece LZP zinātniskajā projektā Nr. 09.1560 „Atjaunojamās enerģijas avotu izmantošana kombinētai siltumapgādei un energotaupīgo tehnoloģiju attīstība lauksaimniecības enerģētikas efektivitātes paaugstināšanai”. Projekta vadītājs: Dr.sc.ing. Imants Ziemelis.
2. No 04.01.2010.g. līdz 30.11.2012.g. – pētniece ESF zinātniskajā projektā „Cilvēkresursu piesaiste atjaunojamo enerģijas avotu pētījumiem”. Projekta līguma numurs: 2009/0225/1DP/1.1.1.2.0/09/APIA/VIAA/129. Projekta vadītājs: Dr.hab.sc.ing. Pēteris Rivža.

DARBA ZINĀTNISKĀ NOVITĀTE UN PRAKTISKĀS IZMANTOŠANAS IESPĒJAS

1. Izstrādāts matemātiskais modelis un konstrukcija ar siltu ūdeni apsildāmam panelim, kas paredzēts nepieciešamās temperatūras uzturēšanai uz zīdējsivēnu mīgu grīdas virsmas.
2. Izstrādātā datorprogramma apsildāma grīdas paneļa galveno konstruktīvo un siltumtehnisko parametru aprēķinam.
3. Izstrādāts risinājums sivēnmāšu novietnes gaisa apsildei, izmantojot siltummaini un siltumsūkni (LV14371 patents)

PĒTĪJUMA IEROBEŽOJUMI UN PRIEKŠLIKUMI TĀLĀKAI TĒMAS IZPĒTEI

1. Pētījums ietver zīdītājsivēnmāšu novietnes gaisa temperatūras un relatīvā mitruma nodrošināšanas tehnisko variantu analīzi un izstrādi, kā arī optimālas temperatūras nodrošināšanas risinājuma izstrādi.
2. Pirms sildpaneļu sērijveida ražošanas uzsākšanas, ir jāveic eksperimentālo sildpaneļu mehāniskās izturības, nodilumizturības, temperatūras līmeņa, tās sadalījuma u.c. pārbaudes cūku novietnēs ar dzīvjiem sivēniem uz tiem.

1. TEORĒTISKIE PĒTĪJUMI

Promocijas darbā ir analizēts zīdītājsivēnmāšu novietnes siltuma bilances vienādojums, lai noskaidrotu iespējamību nodrošināt optimālo siltuma režīmu pie zemām āra gaisa temperatūrām, izmantojot lokālos apsildes līdzekļus un atjaunojamos energoresursus.

Izstrādāts sildpaneļa teorētiskais modelis zīdējsivēnu atpūtas vietas grīdai, kurš apsildāms ar šķidru siltumnesēju. Šī procesa teorētiskai izpētei ir izstrādāti divi matemātiskie modeļi.

Pirmkārt, izveidots matemātiskais modelis šķidrā siltumnesēja atdzišanas intensitātes noteikšanai jebkurā sildcaurules šķēlumā, sākot no siltumu nesošā šķidrums ieklūdes vietas, kas dod iespēju noteikt īpatnējo sildcaurules jaudu jebkurā tās šķēlumā.

Otrkārt, izstrādāts matemātiskais modeļis, kas rada iespēju noteikt temperatūras sadalījumu pa sildpaneļa virsmu, ievērtējot iepriekš noteikto siltumnesēja atdzišanas intensitāti. Iegūtais risinājums dod iespēju aprēķināt temperatūru jebkurā sildpaneļa šķērsriezuma punktā, ieskaitot tā darba virsmu.

1.1. Cūku novietnes siltuma bilance

Siltuma režīmu zīdējsivēnu atrašanās zonā lielā mērā nosaka telpas kopējais siltuma un mitruma režīms. Ziemas un pārejas periodos āra gaisa temperatūras un mitruma vērtības ievērojami atšķiras no tām, kādas ir nepieciešamas kūts iekšējā gaisā un sivēnu atrašanās zonā. Tāpēc notiek nepārtraukta siltuma un mitruma apmaiņa starp kūts iekšējo un ārējo gaisu ar izlīdzināšanās tendenci, bet to kavē ēkas norobežotājkonstrukcijas (būvkonstrukcijas).

$$\begin{aligned} Q_W + Q_{dz} + Q_{el} + Q_{ls} + Q_{pak} + Q_{atgvent} &= \\ &= Q_{būv} + Q_{gsild} + Q_{šiztv} + Q_{ventg} + Q_{bar}, \end{aligned} \quad (1.1.)$$

kur	Q_W	– kūts apsildei nepieciešamā siltuma plūsma, W;
	Q_{dz}	– dzīvnieku izdalītais brīvais siltums, W;
	Q_{el}	– elektroierīču izdalītā siltuma plūsma, W;
	Q_{ls}	– lokālo sildītāju izdalītā siltuma plūsma, W;
	Q_{pak}	– pakaišu izdalītā (patērētais) siltuma plūsma, W;
	$Q_{atgvent}$	– no izvadāmā telpas gaisa atgūtā siltuma plūsma gadījumā, ja ventilācijas sistēmā ir ierīkots siltummainis, W;
	$Q_{būv}$	– siltuma zudumi caur kūts ārējām būvkonstrukcijām, W;
	Q_{gsild}	– nepieciešamā siltuma plūsma telpā ieklūstošā svaigā āra gaisa uzsildīšanai, W;
	$Q_{šiztv}$	– siltuma izlietojums šķidrums iztvaikošanai no mitras grīdas, W;

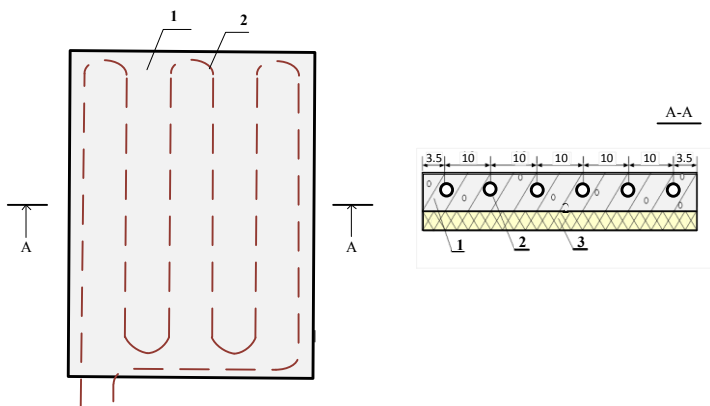
- $Q_{vent,g}$ – siltuma plūsma, kuru satur no kūts izvadāmais gaiss, W;
- Q_{bar} – siltums, kas nepieciešams no āra ievestās barības sildīšanai, W.

No vienādojuma (1.1) seko, ka būtiskākie faktori, kas nosaka kūts vēdināšanas un apsildes režīmu, ir:

- dzīvnieku izdalītā siltuma plūsma un nepieciešamā kūts gaisa temperatūra;
- gaisa apmaiņas intensitāte ziemas periodā, kuru nosaka dzīvnieku izdalītās ogļskābās gāzes daudzums un tās pieļaujamā koncentrācija kūts gaisā;
- siltuma zudumi caur kūts ārējām būvkonstrukcijām, kas atkarīgi no būvmateriālu siltumtehnikamiem parametriem un āra gaisa temperatūras.

1.2. Siltumnesēja temperatūras un sildcaurules siltuma atdeves intensitātes samazinājums atkarībā no caurules garuma

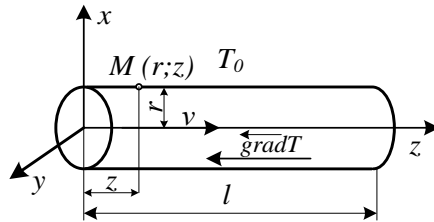
Ja sildpaneļa sildīšanai izmanto elektrisko sildkabeli, tad panelim atdotā īpatnējā jauda no katra sildvada garuma tekošā metra ir nemainīga. Ja turpretim kā siltumnesēju izmanto uzkarsetu šķidrumu, kurš plūst pa paneļa korpusā iestrādātu sildcauruli, tad šis šķidrumš pakāpeniski atdziest un no katra nākošā sildcaurules tekošā metra panelim atdotais siltuma daudzums samazinās.



1.1. att. **Sildpaneļa konstrukcija** (izmēri doti cm) /
 Fig. 1.1. **Construction of the heat panel** (dimensions in cm):

- 1 – ar betonu aizpildītā sildpaneļa daļa; 2 – sildcaurules vijumi; 3 – siltuma izolācijas slānis
 1 – concrete; 2 – heat tube coils; 3 – layer of heat insulation

Lai risinātu matemātiskās fizikas problēmu, nosakot siltumu nesošā šķidruma atdzišanas intensitāti, tam plūstot pa sildcauruli, ir sastādīta attiecīga aprēķina shēma (1.1. att., 1.2. att.).



1.2.att. **Aprēķina shēma šķidruma plūsmai sildcaurulē /**
Fig. 1.2. Calculation scheme of a fluid flow in the heat tube:

T_0 – apkārtējās vides temperatūra; z – caurules šķērsgriezuma punkta M koordināte; r – caurules rādiuss; v – siltumu nesošā šķidruma plūsmas ātrums; $gradT$ – temperatūras gradients

T_0 – environment temperature; z – point M coordinates at the cross-section of the tube; r – tube radius; v – velocity of the heat transfer fluid; $gradT$ – temperature gradient

Problēmas atrisināšanai apskata lamināru šķidruma plūsmu pa cauruli ar rādiusu r un ātrumu $\vec{v} = const$ (1.2. att.). Tā kā siltuma pāreja (pārnese) notiek ne tikai vadīšanas ceļā, bet arī šķidruma plūsmas rezultātā, tad procesu var aplūkot kā nosacītas piespiedu konvekcijas modeli. Sildcaurule ir apaļa, tāpēc siltuma vadīšanas diferencialvienādojums risināms cilindrisko koordinātu sistēmā (r, φ, z) . Vispārīgais siltuma vadīšanas diferenciālvienādojums ir sekojošs (Miškis, 1968):

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a\Delta T - \vec{v}gradT + \frac{q}{c\rho}, \quad (1.2)$$

- kur
- $\frac{\partial T}{\partial t}$ – temperatūras izmaiņa laika vienībā;
 - Δ – Laplasa operators;
 - a – temperatūras vadītspējas koeficients, $m^2 s^{-1}$;
 - \vec{v} – šķidruma plūsmas ātruma vektors, $m s^{-1}$;
 - $gradT$ – temperatūras gradients, vektors, kurš nosaka temperatūras izmaiņas intensitāti pa izotermiskās virsmas normāli;
 - q – siltuma avota īpatnēja jauda, $W m^{-1}$;
 - c – siltumnesēja siltumspēja, $J (kg K)^{-1}$;
 - ρ – siltumnesēja blīvums, $kg m^{-3}$.

Formulējam robežnosacījumus. Vispirms formulē 1. veida robežnosacījumu (2.13), kad caurulē ieplūst ūdens ar temperatūru $T = T_1$ (Михеев, Михеева, 1977):

$$T|_{z=0} = T_1. \quad (1.3)$$

Šajā gadījumā nosacīti pieņem, ka caurule ir bezgalīgi gara ($z \rightarrow \infty$) un ūdens, plūstot pa cauruli, atdziest līdz apkārtējās vides temperatūrai $T = T_0$ (1.4):

$$T|_{z=\infty} = T_0. \quad (1.4)$$

Pēc tam formulē 3. veida robežnosacījumu uz virsmas, kas raksturo siltuma apmaiņas procesu ar apkārtējo vidi, kur T_0 ir apkārtējās vides temperatūra:

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R} = \alpha(T|_{r=R} - T_0), \quad (1.5)$$

- kur λ – sildpaneļa materiāla (betona) siltuma vadītspējas koeficients, $W (m K)^{-1}$;
 α – sildpaneļa virsmas siltumatdeves koeficients, $W m^{-2} K^{-1}$.

Lielums α ir proporcionalitātes koeficients, kas tiek saukts par siltumatdeves koeficientu. Tas ir skaitliski vienāds ar siltuma daudzumu, kas tiek novadīts vai pievadīts no $1m^2$ virsmas viena laika vienībā pie temperatūras starpības $1 K$.

Atrisinot vienādojumu (1.2) pie definētiem robežnosacījumiem, iegūst:

$$T(r; z) = T_0 + 2(T_1 - T_0) \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_1(\mu_k R) \cdot J_0(\mu_k R) \cdot e^{(\beta - \sqrt{\beta^2 + \mu_k^2})z}}{(\mu_k R) [J_0^2(\mu_k R) + J_1^2(\mu_k R)]}. \quad (1.6)$$

- kur T_1, T_0 – sildcaurules sākuma un apkārtējās vides temperatūra, °C;
 r – sildcaurules iekšējais rādiuss, m
 R – sildcaurules ārējais rādiuss, m;
 μ_k – īpašvērtība, m^{-1} ;
 z – caurules posma garums, m;
 β – substitūcija, kur $\beta = \frac{vc\rho}{2\lambda}$, m^{-3} ;
 J_0, J_1 – Beseļa funkcijas.

Iegūtā izteiksme ir izmantojama temperatūras aprēķinam punktā ar koordinātēm r un z , t.i., attālumā r no caurules centra un attālumā z no plūsmas sākuma (siltumnesēja ieplūdes šķēluma caurulē, mūsu gadījumā apsildāmajā panelī). Tāpat vienādojums (1.6) apraksta siltumnesēja atdzišanas spēju, kas ļauj noteikt temperatūru uz sildcaurules virsmas jebkurā punktā. Vai arī otrādi - zinot temperatūras krituma vērtību un ievadot formulas Excel programmā, ar Solver Tools palīdzību ir iespējams atrast siltumatdeves koeficienta α vērtību.

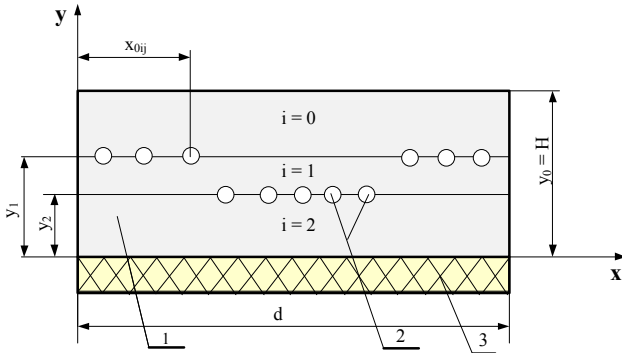
Atvasinot vienādojumu (1.6) pēc z un, reizinot to ar sildcaurules loka garumu, iegūst vienādojumu, kas apraksta siltuma avota īpatnējo jaudu (1.7).

$$q(r; z) = -2\pi R \cdot \lambda \frac{\partial T}{\partial z} =$$

$$= -2\pi R \cdot \lambda \cdot (\beta - \sqrt{\beta^2 + \mu_k^2}) \cdot 2(T_1 - T_0) \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_1(\mu_k R) \cdot J_0(\mu_k R) \cdot e^{(\beta - \sqrt{\beta^2 + \mu_k^2})z}}{(\mu_k R) [J_0^2(\mu_k R) + J_1^2(\mu_k R)]}. \quad (1.7)$$

1.3. Temperatūras sadalījums pa sildpaneļa virsmu

Zinot siltumnesēja atdzišanas intensitāti un definējot sildpaneļa sānu, apakšējās un augšējās virsmas robežnosacījumus, ir iespējams izstrādāt sildpaneļa matemātisko modeli, ar kura palīdzību, veicot attiecīgus sildpaneļa konstrukcijas siltumtehnikos aprēķinus, var noskaidrot temperatūras sadalījumu pa sildpaneļa darba virsmu.



1.3. att. Sildpaneļa šķērs griezumā, kuram sildcaurules izvietotas divos atšķirīgos augstumos /

Fig. 1.3. Crossection of the heat panel where heat tubes are displaced in to the two levels:

i – slāņa apzīmējums; *H* – paneļa augstums; *d* – sildpaneļa platumš; *y* – noteikta sildcaurules vijuma koordināte pa *y* asi; *x* – noteikta sildcaurules vijuma koordināte pa *x* asi; 1 – ar betonu aizpildīta sildpaneļa daļa; 2 - sildcaurules; 3 – siltuma izolācijas slānis

i – level designation; *H* – panel height; *d* – panel width; *y* – certain heat tube coil *y* axis coordinate; *x* – certain heat tube coil *x* axis coordinate; 1 – with concrete filled in heat panel part; 2 – heat tube coils; 3 – heat insulation

Kā jau iepriekš minēts, matemātiskais modelis tiks izstrādāts gadījumam, kad siltuma avotam piemīt mainīga siltuma atdeves intensitāte. Piemēram, karstajam siltumnesim – ūdenim, pa sildcauruli noplūstot noteiktu attālumu, samazinās tā temperatūra un arī siltuma atdeves intensitāte. Līdz šim šāda sildpaneļa matemātiskais modelis nav izveidots. Ir tikai zināms matemātiskais modelis ar elektrību apsildāmiem sildpaneļiem un grīdām (Iljins et al., 1987a;

Iljins et al., 1987b), taču tiem siltuma atdeves intensitāte no atsevišķiem sildcaurules vijumiem ir nemainīga.

Šajā darbā izstrādātais sildpaneļa matemātiskais modelis (1.3. att.) ļauj arī ievērtēt siltuma atdeves mainīgās intensitātes vērtības sildpaneļa sānu malās, t.i., var modelēt sildpaneli, kuram siltuma izolācijas ir tikai vienā tā sānu malā.

Lai aprēķinātu temperatūru jebkurā paneļa šķērzgriezuma punktā, ieskaitot tā darba virsmu, ar Laplasa vienādojumu (1.8) vien nepietiek. Tādēļ definējam robežnosacījumus. Pirmie trīs, (1.9), (1.10) un (1.11), ir trešā veida robežnosacījumi, bet ceturtais (1.12) ir otrā veida robežnosacījums. Piektais (1.13) un sestais (1.14) ir ceturta veida robežnosacījumi vai, t.s., sašūšanas robežnosacījumi.

$$\nabla^2 T = 0, \quad (1.8)$$

$$\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = \alpha_{s_1} (T|_{x=0} - T_0), \quad (1.9)$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=d} = \alpha_{s_2} (T|_{x=d} - T_0), \quad (1.10)$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=H} = \alpha_u (T|_{y=H} - T_0), \quad (1.11)$$

$$\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{y=0} = q(x), \quad (1.12)$$

$$T_i|_{y=y_{i+1}} = T_{i+1}|_{y=y_{i+1}}, \quad (1.13)$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T_i}{\partial y} \right|_{y=y_{i+1}} + \lambda \left. \frac{\partial T_{i+1}}{\partial y} \right|_{y=y_{i+1}} = q \sum_{j=1}^{m_i} \delta(x - x_{0ij}), \quad (1.14)$$

- kur
- m_i – sildcaurules vijumu skaits i-tajā grupā;
 - $\delta(x - x_{0ij})$ – Delta funkcija;
 - α_{s_1} – sildpaneļa labās sānu virsmas siltumatdeves koeficients, $W m^{-2} K^{-1}$;
 - α_{s_2} – sildpaneļa kreisās sānu virsmas siltumatdeves koeficients, $W m^{-2} K^{-1}$;
 - α_u – sildpaneļa augšējās virsmas siltumatdeves koeficients, $W m^{-2} K^{-1}$;
 - $q(x)$ – funkcija, kas apraksta siltuma zudumus caur sildpaneļa apakšējo virsmu, $W m^{-2}$;
 - T_g – apkārtējā gaisa temperatūra sivēnu novietnē, °C;
 - λ – siltuma vadītspējas koeficients (mūsu gadījumā betonam), $W m^{-2} K^{-1}$.

Koordinātu sistēmā (x, y) Laplasa vienādojuma vispārīgais atrisinājums ir izteikts ar trigonometrisko un hiperbolisko funkciju rindu (Riekstiņš, 1969):

$$T_i = T_g + \sum_{k=1}^{\infty} \sin(\xi_k x + \varphi_k) \left\{ \frac{A_k [a_{k_i} \operatorname{sh} \xi_k (y_i - y) + b_{k_i} \operatorname{ch} \xi_k (y_i - y)] +}{c_{k_i} \operatorname{sh} \xi_k (y_i - y) + d_{k_i} \operatorname{ch} \xi_k (y_i - y)} \right\}, \quad (1.15)$$

- kur x, y – punkta koordinātes, kur tiek noteikta temperatūra, m;
 y_i – slāņa augstākais punkts, m;
 $A_k, a_{k_i}, b_{k_i}, c_{k_i}, d_{k_i}, \varphi_k$ – brīvi izvēlētas konstantes;
 ξ_k – īpašvērtība, m^{-1} ;

Risinājuma gaitā atrod izteiksmes brīvi izvēlētam konstantēm un īpašvērtībām:

$$a_{k_i} = \operatorname{ch} \xi_k (H - y_i) + \frac{\lambda \xi_k}{\alpha_u} \operatorname{sh} \xi_k (H - y_i), \quad (1.16)$$

$$b_{k_i} = \operatorname{sh} \xi_k (H - y_i) + \frac{\lambda \xi_k}{\alpha_u} \operatorname{ch} \xi_k (H - y_i), \quad (1.17)$$

$$c_{k_i} = - \frac{2 \sum_{i=1}^p \sum_{j=1}^{m_p} q_j \sin(\xi_k x_{0ij} + \varphi_k) \operatorname{ch} \xi_k (y_i - y_j)}{\lambda \xi_k d \left[1 + \frac{\cos 2(\xi_k d + \varphi_k) - \cos 2\varphi_k}{2 \xi_k d} \right]}, \quad (1.18)$$

$$d_{k_i} = - \frac{2 \sum_{i=1}^p \sum_{j=1}^{m_p} q_j \sin(\xi_k x_{0ij} + \varphi_k) \operatorname{sh} \xi_k (y_i - y_j)}{\lambda \xi_k d \left[1 + \frac{\cos 2(\xi_k d + \varphi_k) - \cos 2\varphi_k}{2 \xi_k d} \right]}, \quad (1.19)$$

$$A_k = \frac{2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{m_n} q_j \sin(\xi_k x_{0ij} + \varphi_k) \operatorname{ch} \xi_k y_i - I_k}{\lambda \xi_k d \left[1 + \frac{\cos 2(\xi_k d + \varphi_k) - \cos 2\varphi_k}{2 \xi_k d} \right] [\operatorname{ch} \xi_k H + b_3 \xi_k d \operatorname{sh} \xi_k H]}, \quad (1.20)$$

$$\xi_k = \frac{b_1 b_2 (\xi_k d)^2 \tan \xi_k d - \tan \xi_k d}{d(b_1 + b_2)}, \quad (1.21)$$

$$\varphi_k = \operatorname{arctg}(b_1 \xi_k d). \quad (1.22)$$

Izteiksmēs (1.20, 1.21., 1.22) ieviestās substitūcijas:

$$b_1 = \frac{\lambda}{\alpha_s d^2}, \quad (1.23)$$

$$b_2 = \frac{\lambda}{\alpha_s d^2}, \quad (1.24)$$

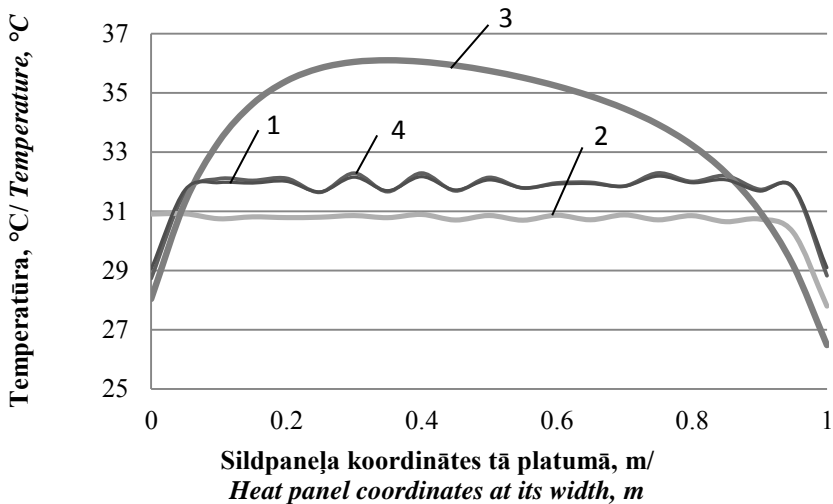
$$b_3 = \frac{\lambda}{\alpha_u d^2}, \quad (1.25)$$

$$I_k = \sum_{ij} q_j \frac{\frac{H-}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_u}}{\frac{H-}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_u} + \frac{d_{iz}}{\lambda_{iz}}} \sin(\xi_k x_{0ij} + \varphi_k), \quad (1.26)$$

- kur x_{0ij}, y_i – sildcaurules koordinātes, m;

- H – sildpaneļa augstums, m;
 d – sildpaneļa platums, m;
 q_j – sildcaurules īpatnēja jauda, $W\ m^{-1}$;
 λ_{iz} – izolācijas siltumvadītspējas koeficients, $W\ (m\ K)^{-1}$.

Modelējot temperatūras sadalījumu, pie nosacījuma, ka sildpanelī ir 11 sildcaurules vijumi ar dažādiem izvietojuma risinājumiem (1.4. att.), var secināt, ka lai iegūtu pēc iespējas vienmērīgāku temperatūras sadalījumu pa sildpaneļa darba virsmu, ir ne tikai jāsamazina sildcaurules vijumu izvietošanas solis, bet arī jāmaina sildcaurules vijumu izvietošanas augstums.



1.4. att. Temperatūras sadalījums pa sildpaneļa darba virsmu /
 Fig. 1.4. Temperature distribution over the heat panel working surface:

- 1 – mainīgs sildcaurules solis; 2 – mainīgs sildcaurules solis un vienai sānu malai siltuma izolācija;
 3 – konstants sildcaurules solis; 4 – mainīgs sildcaurules solis un tās izvietošanas dziļums

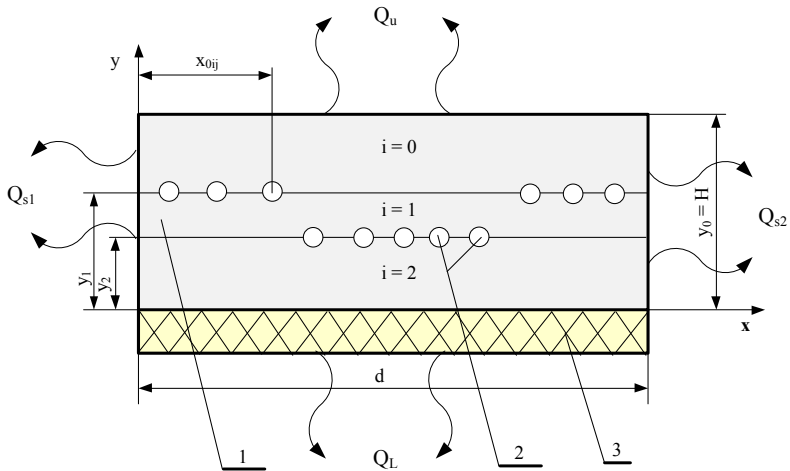
1 – variable step of the heat tube, 2 – step of the heat tube is variable and one of the side surfaces is insulated, 3 – constant step of the heat tube, 4 – variable step and depth of the heat tube

1.4. attēlā variants, kad mainīts sildcaurules vijumu solis un augstums ir redzams kā līnija 4, un temperatūras starpība starp maksimālo un minimālo vērtību sastāda $0.54^{\circ}C$, savukārt kad mainīts tikai sildcaurules vijumu solis (līnija 1) tā sastāda $0.68^{\circ}C$. Tādēļ, kā tas ir redzams no attēla, līnijas 1 un 4 savstarpēji praktiski sakrīt. Saskaņā ar pieņemtajām prasībām (Ziemeļis, 2003), maksimāli pieļaujamā temperatūras izkliede pa sildpaneļa darba virsmu ir $2^{\circ}C$ (maksimālā vērtība mīnus minimālā vērtība). Tas nozīmē, ka projektējamā

sildpaneļa gadījumā nav nepieciešams apskatīt variantu ar mainīgu sildcaurules vijumu izvietojanas augstumu, jo tas sarežģī sildpaneļa izgatavošanu un tikai nedaudz uzlabo temperatūras sadalījuma vienmērīgumu pa sildpaneļa darba virsmu.

1.4. Caur sildpaneļa virsmām noplūstošā siltuma daudzuma aprēķins

Iepriekšējā nodaļā tika iegūta sakarība temperatūras noteikšanai jebkurā sildpaneļa šķērsgriezuma punktā. Iegūto temperatūras aprēķina izteiksmi (1.15) atvasinot pēc noteikta parametra un integrējot pa paneļa platumu vai augstumu, kā arī reizinot ar sildpaneļa siltuma vadītspējas koeficientu λ , iegūstam formulu siltuma plūsmas vērtības noteikšanai no konkrētas sildpaneļa virsmas



1.5. att. Siltuma plūsmu aprēķina shēma no sildpaneļa virsmām/
Fig. 1.5. Heat flow calculation scheme of the heat panel:

Q_L – siltuma plūsma caur apakšējo sildpaneļa virsmu; Q_U – siltuma plūsma caur augšējo sildpaneļa virsmu; Q_{s1} un Q_{s2} – siltuma plūsma caur sildpaneļa sānu malu virsmām; i – slāņa apzīmējums; H – paneļa augstums; d – paneļa platumu; y – noteikts sildcaurules vijuma augstums (koordināte pa y asi); x – noteikts sildcaurules vijuma attālums (koordināte pa x asi); 1 - ar betonu aizpildītā sildpaneļa daļa; 2 – sildcaurules vijumi; 3 – siltuma izolācijas slānis

Q_L – heat flow from the lower surface of the heat panel; Q_U – heat flow from the upper surface of the heat panel; Q_{s1} un Q_{s2} – heat flow from the side surfaces of the heat panel; i – level designation; H – height of the heat panel; d – width of the heat panel; y – certain height of the heat tube coil (y axis coordinate); x – certain distance of heat tube coil (x axis coordinate); 1 – with concrete filled in heat panel part; 2 – heat tube coils; 3 – heat insulation level

Tā, piemēram, izvedot formulu siltuma plūsmas noteikšanai caur sildpaneļa augšējo virsmu Q_U vai apakšējo - Q_L , ir jāatvasina pēc koordinātes y un jāintegrē pa sildpaneļa platumu. Attiecīgi meklējot siltuma plūsmas no sildpaneļa sānu

malām Q_{s_1} un Q_{s_2} , jāatvasina pēc koordinātes x un jāintegrē pa sildpaneļa augstumu (1.5. att.):

$$Q_U = \lambda \int_0^d \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=H} dx, \quad (1.27)$$

$$Q_{s_2} = \lambda \int_H^0 \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=d} dy, \quad (1.28)$$

$$Q_L = \lambda \int_d^0 \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} dx, \quad (1.29)$$

$$Q_{s_1} = \lambda \int_0^H \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} dy. \quad (1.30)$$

Šādā veidā ieguva formulas siltuma plūsmas aprēķinam no dažādām sildpaneļa sānu malām, kas ļauj noteikt un paredzēt nepieciešamo siltuma zudumu līmeni. Piemēram, sivēnu apsildāmo paneļu gadījumā rodas nelietderīgi siltuma zudumi uz kūts grīdu. Tātad jāparedz noteikts siltuma izolācijas veids un tāds slāņa biezums, lai šos siltuma zudumus maksimāli samazinātu.

2. EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI

Promocijas darbā ir izstrādāts sildpaneļa konstruktīvais risinājums un veikti tā eksperimentālie pētījumi, lai salīdzinātu teorētiskos un laboratorijas apstākļos iegūto pētījumu rezultātus. Laboratorijas apstākļos noteiktas nepieciešamās siltumnesēja temperatūras un sildpaneļa patērētā jauda.

Pētītas siltummaiņa un siltuma sūkņa kopdarbības iespējas, kā arī noteiktas gaisa plūsmu darba temperatūras un siltuma plūsmas, kas ļauj prognozēt šī risinājuma izmantošanu sildpaneļu apsildei un/vai zīdītājsivēnmāšu mītnes papildus apkurei pie zemām āra gaisa temperatūrām.

2.1. Sildpaneļa pētījumu metodikas izstrāde

Eksperimentālie pētījumi tika veikti 8 etapos ar trim dažādiem variantiem. Paneļa virsmas temperatūras bija 36.5°C un kūts iekšējā gaisa temperatūra 19°C , kas atbilst vidējai optimālai apkārtēja gaisa temperatūrai zīdētājsivēnu novietnē. Trīs pētījumos ietvertie varianti bija sekojoši:

1. *variants*. Sildpanelis ir ar brīvām sānu malām un bez sivēniem uz darba virsmas;
2. *variants*. Sildpaneļa sānu malas ir pārklātas ar siltuma izolāciju, bet uz darba virsmas nav sivēni;
3. *variants*. Sildpaneļa sānu malas ir pārklātas ar siltuma izolāciju, un 40% no darba virsmas aizņem sivēni.

Eksperimenti tika sadalīti astoņos etapos.

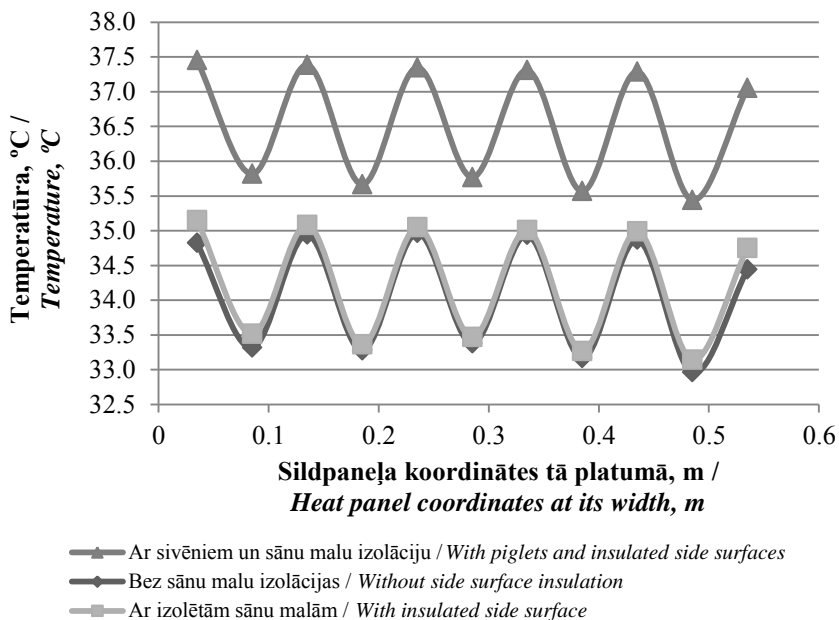
1. *etaps.* Maksimālās un minimālās temperatūras zonu noteikšana uz sildpaneļa virsmas.
2. *etaps.* Siltuma līdzsvara režīma sasniegšana.
3. *etaps.* Sildpaneļa virsmas vidējās temperatūras noteikšana.
4. *etaps.* Sildpaneļa patērētās jaudas noteikšana.
5. *etaps.* Temperatūras noteikšana uz sildcaurules virsmas.
6. *etaps.* Temperatūras noteikšana uz sildpaneļa darba virsmas, izmantojot matemātisko modeli.
7. *etaps.* Siltuma plūsmu aprēķins.
8. *etaps.* Optimālais sildcauruļu vijumu izvietojuma variants.

Lai izmērītu temperatūras kritumu uz sildcaurules virsmas, kā arī noteiktu virsmas vidējo temperatūru un sildpaneļa patērēto jaudu, izgatavota un patentēta (patents LV 14435) attiecīga plūsmas intensitātes mērīšanas – reģistrēšanas ierīce (Putāns et al., 2011). Apkārtējā gaisa un sildcaurules virsmas temperatūras mērīšanai izmantota ierīce Pico TC-08 Thermocouple Data Logger komplektā ar K tipa termopāriem. Lai imitētu gadījumu, kad uz sildpaneļa atrodas sivēni, tika lietoti termofori (kas imitē sivēnus). Papildus tika izgatavots termofora elektriskais sildītājs, kurš nodrošināja termofora nemainīgu temperatūru.

2.2. Sildpaneļa eksperimentālo pētījumu rezultāti

Nosakot temperatūras sadalījumu pa sildpaneļa darba virsmu, visos trijos pētījuma variantos siltumnesēja temperatūra bija 48.3°C pie apkārtējā gaisa temperatūras 18.9±0.3°C. Savukārt uz sildpaneļa darba virsmas vidējās temperatūras bija attiecīgi 34.1°C, 34.2°C un 36.5°C. 2.1. attēlā ir redzami eksperimenta laikā iegūtie dati par temperatūras sadalījumu uz sildpaneļa darba virsmas.

Salīdzinot visus trīs aplūkotos variantus pie vienādām siltumnesēja un apkārtējās vides temperatūrām, tika konstatēts, ka termiski izolējot sildpaneļa sānu malas ar 2.5 cm putuplasta slāni, vidējā virsmas temperatūra paaugstinās par 0.15°C. Šādu nelielu virsmas temperatūras pieaugumu var izskaidrot ar to, ka sānu malas sastāda tikai 16% no kopējā virsmas laukuma. Savukārt sānu malu izolācija palīdz samazināt temperatūras kritumu, kas rodas pie sildpaneļa malām. Pie nemainīgas siltumnesēja temperatūras, sānu malu temperatūra pieauga par 0.33°C (2.1. att.). Imitējot sivēnus uz paneļa darba virsmas, tika konstatēts, ka gadījumā, kad sildpanelī cirkulē siltumnesējs ar temperatūru 48.3°C, temperatūra uz sildpaneļa virsmas, kura nosepta ar „sivēniem” ir vidēji par 2.3°C augstāka, nekā uz nepārklātās sildpaneļa darba virsmas.



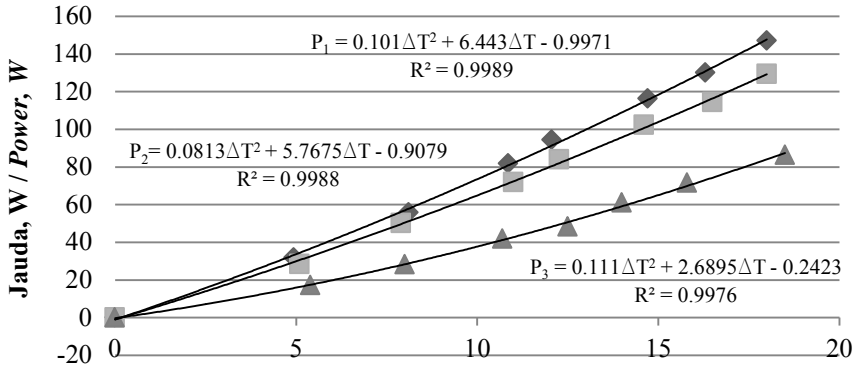
2.1.att. Temperatūras sadalījums pa sildpaneļa darba virsmu definētajos pētījumu variantos pie siltumnesēja ieplūdes temperatūras 48.3°C un apkārtējās vides temperatūras $18.9\pm 0.3^{\circ}\text{C}$

Fig. 2.1. Temperature distribution over the heat panel surface at definite research options, when heat carrier temperature is 48.3°C and environment temperature $18.9\pm 0.3^{\circ}\text{C}$

Pētījumā konstatētā sildpaneļa patērētā jauda, atkarībā no temperatūru starpības starp sildpaneļa darba virsmu un apkārtējo vidi ir redzama 2.2. attēlā.

No attēla redzams, ka jaudas patēriņš pieaug, palielinoties temperatūras starpībai. Visprecīzāk šīs sakarības apraksta 2. kārtas kvadrātvienādojums, kad determinācijas koeficients ir lielāks par 0.99. Tātad, izmantojot empīriski iegūtos vienādojumus, ir iespējams noteikt sildpaneļa patērēto jaudu atkarībā no nepieciešamās temperatūras uz tā darba virsmas un apkārtējā gaisa temperatūras pie siltumnesēja plūsmas ātruma $50\text{ dm}^3\text{ h}^{-1}$ (kad sildpanelis ir novietots virs kūstmēslu kanāla).

Taču pētījumu 3. variantā ir iegūti orientējoši rezultāti. Pirmkārt, temperatūras sadalījums pa sildpaneļa darba virsmu ir būtiski atkarīgs no sivēnu (termoforu) izvietojuma uz tā. Otrkārt, temperatūru uz sildpaneļa darba virsmas, uz kuras atrodas sivēni, ir iespējams noteikt, tikai noņemot termoforus. Treškārt, fiksējot siltumnesēja ieplūstošo un izplūstošo temperatūru, radās neprecizitātes, jo tās tika mērītas pirms termoforu noņemšanas, bet virsmas temperatūra tikai pēc termoforu noņemšanas.



Sildpaneļa darba virsmas un apkārtējās vides temperatūru starpība, °C / Temperature difference between ambient and heat panel working surface, °C

- ◆ Bez sānu malu izolācijas / Without side surface insulation
- Ar izolētām sānu malām / With insulated side surfaces
- ▲ Ar sivēniem un sānu malu izolāciju / With piglets and insulated side surfaces

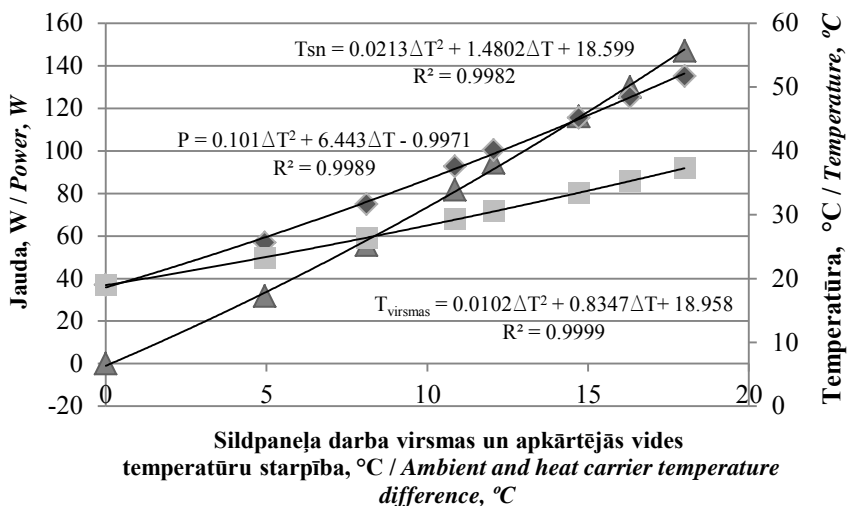
2.2. att. Sildpaneļa patērētā jauda atkarībā no temperatūru starpības starp apkārtējo vidi un vidējo sildpaneļa darba virsmas temperatūru/

Fig. 2.2. Power of the heat panel in dependance on temperature differences between ambient and average heat panel working surface:

P_1 , P_2 , P_3 – patērētā jauda attiecīgi 1., 2. un 3. variantam, ΔT – temperatūru starpība starp apkārtējo vidi un vidējo sildpaneļa darba virsmas temperatūru

P_1 , P_2 , P_3 – the power consumption in the first, second and third option, ΔT – the temperature difference between the ambient and the average temperature of the working surface of the heat panel

Aptuvenus jaudas samazinājums, imitētiem sivēniem atrodoties uz sildpaneļa virsmas, bija 35% (pie temperatūru starpības $\Delta T=18^\circ\text{C}$), salīdzinot ar gadījumu kad virsma netika pārklāta ar imitētiem sivēniem (2. un 3. pētījumu variants). Veicot iegūto sildpaneļa darba virsmas temperatūras, jaudas un siltumnesēja rezultātu sīkāku analīzi, ir iespējams iegūt empīriskās sakarības konkrēta paneļa ekspluatācijas datu ieguvei. Zinot temperatūras starpību starp sildpaneļa darba virsmu un apkārtējās vides temperatūru, var noteikt patērēto jaudu un siltumnesēja temperatūru, vai arī, zinot jaudas vērtību un darba virsmas temperatūru, ir iespējams atrast apkārtējās vides temperatūru.



- ▲ Sildpaneļa patērētā jauda / Power of the heat panel
- ◆ Siltumnesēja ieplūdes temperatūra / Inflow temperature of the heat carrier
- Paneļa virsmas vidēja temperatūra / Temperature of the heat panel working surface

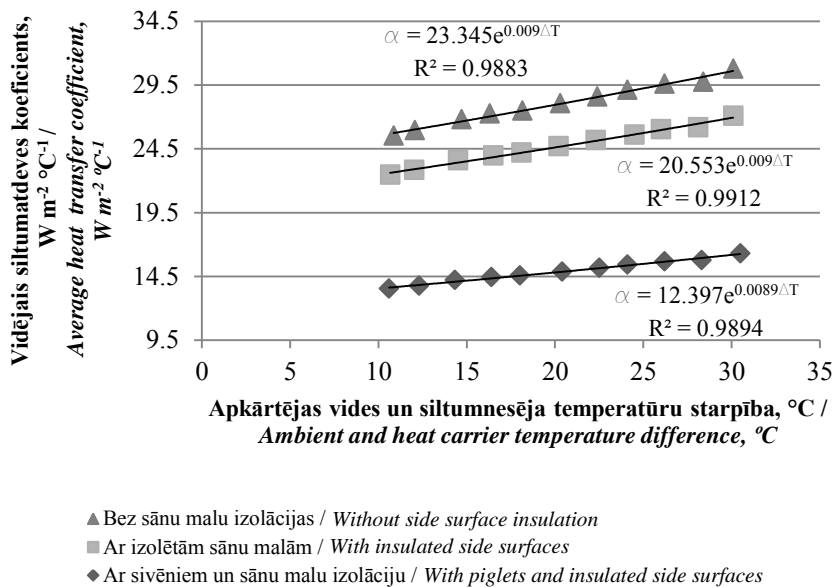
2.3.att. Sakarība starp sildpaneļa patērēto jaudu, siltumnesēja ieplūdes temperatūru atkarībā no temperatūru starpības starp vidējo darba virsmas un apkārtējās vides temperatūrām 1. pētījumu variantā / Fig. 2.3. The relation between the power consumption of the heat panel, heat carrier inlet temperature and the temperature difference between the average working surface and ambient temperatures in the first research option:

T_{sn} – siltumnesēja ieplūdes temperatūra; $T_{virsmas}$ – darba virsmas vidēja temperatūra; P – patērētā jauda; ΔT – temperatūru starpība starp apkārtējo vidi un vidējo sildpaneļa darba virsmas temperatūru

T_{sn} – heat carrier inflow temperature; $T_{virsmas}$ – temperature of the working surface; P – power; ΔT – temperature difference between ambient and working surface of the heat panel

Piemēram, salīdzinot nepieciešamās siltumnesēja temperatūras pie temperatūru starpības $\Delta T = 17.5^\circ\text{C}$, ir noskaidrots, ka to vērtībām jābūt attiecīgi 51.02, 50.69 un 48.3°C (2.3. attēlā ir redzami 1. pētījumu varianta rezultāti).

Nosakot siltumatdeves koeficientu, ir iespējams secināt, ka tā vērtība ir būtiski atkarīga no sildpaneļa sānu malu siltuma izolācijas. Ja, piemēram, termiski izolē sildpaneļa sānu malas, tad sildpaneļa siltumatdeves koeficients vidēji samazinās par 14% (2.4. att.). No grafika ir redzams, ka siltumatdeves koeficienta vērtības izmaiņa gan 1., gan 2. pētījumu variantā ir identiska. Temperatūru starpībai pieaugot par 1%, siltumatdeves koeficienta vērtība palielinās par 9% (abos gadījumos).



2.4. att. Vidējā siltumatdeves koeficienta vērtība atkarībā no temperatūru starpības starp apkartējo vidi un siltumnesēju /

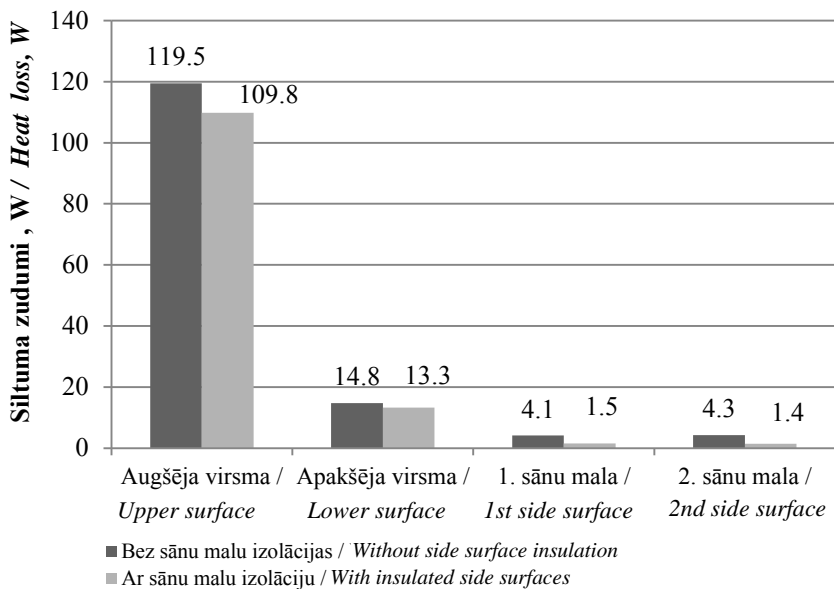
Fig. 2.4. Average heat transfer coefficient value in dependance on temperature difference between surrounding environment and heat carrier:

α – siltumatdeves koeficients, ΔT – temperatūru starpība starp apkartējo vidi un siltumnesēju

α – heat transfer coefficient, ΔT – temperature difference between ambient and heat carrier

Salīdzinot temperatūras sadalījumu pa sildpaneļa virsmu, konstatēts, ka mazāku temperatūras vienmērīguma sadalījumu panāk, piemēram, izolējot sānu virsmas. Izolējot sānu malas pie sildpaneļa jaudas 124.9 W, tika nodrošināta darba virsmas temperatūra 36.5°C ar datu izkliedi no vidējās vērtības $\pm 0.69^\circ\text{C}$, bet attiecīgi, neizolējot sānu malas, $\pm 0.81^\circ\text{C}$ pie jaudas 142.7 W.

Rēķinot siltuma plūsmu sadalījumu (2.5. att.), 1. un 2. pētījumu variantiem, pie nosacījuma, ka uz sildpaneļa darba virsmas tiek uzturēta temperatūra 36.5°C, konstatēts, ka nosiltinot sildpaneļa sānu malas ar 10 cm biezu koka līsti, siltuma plūsma caur sildpaneļa virsmām samazinās par 12%. Tik liels siltuma zudumu samazinājums ir panākts pateicoties sānu malu izolācijai un arī tam, ka, lai uzturētu uz darba virsmas temperatūru 36.5°C līmenī 2. variantā siltumnesēja temperatūra ir par 0.5°C zemāka.



2.5. att. Siltuma zudumu sadalījums no paneļa virsmām /
 Fig. 2.5. Heat flow distribution over the heat panel surfaces

Veicot aprēķinus konkrētam sildpanelim par temperatūras optimālo sadalījumu uz tā darba virsmas, tika konstatēts, ka sildcaurules vijumu novietošana būtiski neuzlabo situāciju vienmērīgākas temperatūras sadalījumam. Ja tika mainīts tikai solis, tad maksimuma minimuma amplitūda bija 1.119°C, bet gadījumā, kad sildcaurules vijumu izvietojuma augstums tika mainīts 2 līmeņos, datu maksimuma – minimuma amplitūda sastādīja 1.086°C.

2.3. Sildpaneļa apsilde, izmantojot āra gaisa siltuma sūkni

Izvēloties ar ūdeni apsildāmos paneļus, aktualizējas jautājums par izdevīgāko siltuma avotu, kuru izmantot ūdens sildīšanai. Šim nolūkam var tikt izmantots dažāda veida kurināmais: gāze, malka, briketes, granulas, šķelda, kā arī iespējama netradicionālu risinājumu izmantošana – siltuma sūkņi, saules kolektori, biogāze. Ņemot vērā, ka pašlaik ir maz informācijas par siltuma sūkņu izmantošanu fermās Latvijas klimatiskajos apstākļos, bija nepieciešams pārbaudīt iespēju iegūt silto ūdeni ar āra gaisa siltuma sūkņa palīdzību.

Gaisa siltuma sūkņa izmantošanas priekšrocības ir – zemas kapitālizmaksas un siltumu saņemšanās daļas kompakts (Heating and cooling with a heat pump, 2007). Taču veicot publicēto datu analīzi par iespēju izmantot āra gaisa siltuma sūkņus Latvijas klimatiskajos apstākļos zīdējzivēnu novietnē, atklājās arī āra gaisa siltuma sūkņa izmantošanas trūkumi (Ilsters et al., 2009). Galvenais

trūkums ir tas, ka pie āra gaisa temperatūras pazemināšanās robežās no 5°C līdz 2°C, siltuma sūkņa izmantošana vairs nav ekonomiski lietderīga. Tāpēc tika meklēti risinājumi situācijas uzlabošanai. Eksperimentāli tika pārbaudītas āra gaisa siltuma sūkņa energoefektivitātes rādītāju paaugstināšanas iespējas, intensīvi apvējot siltuma sūkņa iztvaikotājus ar no novietnes priekštelpas izvadāmo silto gaisu, kura temperatūra ir 7 – 9°C.

Pētījumu veikšanai izvēlēts SIA „Ulbroka” cūku fermas viens no sivēnmāšu atnešanās nodalījumiem ar divām sekcijām. Šajā fermā tiek realizēts cūku turēšanas tehnoloģiskais ritms ar vienas nedēļas intervālu. Tādēļ cikls no sivēnmāšu atnešanās līdz sivēnu atšķiršanai, ieskaitot sekcijas tīrīšanu un dezinfekciju, ilgst 7 nedēļas. Abām sekcijām ir kopīga siltuma apgādes sistēma ar siltā ūdens cirkulāciju, kura paredzēta 96 sivēnu vietu apsildei. Izmēģinājumu veikšanai kūts ārpusē tika samontēti divi siltuma sūkņa iztvaikotāji, bet kūts priekštelpā siltuma sūkņa kompresors ar automatizētas vadības paneli. Siltuma sūkņa darbības režīms tika programmēts pēc apsildes sistēmas atpakaļgaitas ūdens temperatūras, kura izvēlēta robežās no 36 līdz 38°C. Kompresora izslēgšana noregulēta pie ūdens maksimālās temperatūras 50°C.

Izmēģinājumu laikā, lietojot siltuma skaitītāju SONOMETERTM1000, regulāri reģistrēta sivēnu sildpaneļu apsildei izlietotā siltuma enerģija ar precizitāti ± 0.5 kWh. Vienlaikus tika fiksēta siltuma sūkņa kompresora darbināšanai un elektriskā ūdens sildītāja patērētā elektroenerģija.

No iegūtiem datiem tika noteikts siltuma sūkņa enerģijas pārveides koeficients, izmantojot sakarību:

$$K = Q/P, \quad (2.1)$$

kur K – enerģijas pārveides koeficients;
 Q – iegūtais siltumenerģijas daudzums, kWh;
 P – patērētais darbs, kWh.

2.1. tabulā (Ilsters et.al., 2010) prezentēti eksperimentālos pētījumos iegūtie rezultāti, kad standarta āra gaisa siltuma sūkņa komplektācija tika papildināta ar ventilatoru, kurš siltuma sūkņa iztvaikotājus apskaloja ar āra gaisu, pievadot tiem papildus siltumu, kā arī ar speciāliem ekrāniem nosedzot iztvaikotājus, un tos intensīvi apskalojot ar gaisu, kas ņemts no cūku kūts koridora, šim nolūkam izmantojot attiecīgu gaisa pievades sistēmu.

Ja siltuma sūkņa iztvaikotājiem pievadītā āra gaisa vidējā intensitāte bija $1.5 \text{ m}^3 \text{ sek}^{-1}$, tad sasniegtais rezultāts ir atkarīgs no šī gaisa temperatūras. Tā, piemēram, pie āra gaisa temperatūras aptuveni 10°C, kad iztvaikotāja apsarmojums ir minimāls, tika konstatēts siltuma jaudas pieaugums ir līdz 1 kW, kas tikai nedaudz pārsniedz ventilatora darbināšanai nepieciešamo jaudu – 0.5 kW. Savukārt pie gaisa temperatūras 6°C, siltuma jaudas pieaugums sasniedz 3 kW.

Siltuma sūkņa ekspluatācijas rādītāji pie intensificētas apvėjošanas / Heat pump operating parameters at intensified blowing

Rādītāji / Parameters	Mērvienība / Unit	Āra gaisa temperatūra +6°C / Outdoor air temperature +6°C		Āra gaisa temperatūra +2°C / Outdoor air temperature +2°C		
		Bez ventilatora/ Without fan	Ar ventilatoru / With fan	Ar ekrāniem / With screens	Bez ekrāniem / Without screens	Bez ventilatora / Without fan
Siltuma enerģija / Heat energy	kWh	9.68	11.06	12.9	10.4	9.65
Elektroenerģijas patēriņš / Electric energy	kWh	4.00	4.24	5.1	4.4	5.18
Siltuma sūkņa enerģijas pārveides koeficients / Heat pump coefficient of performance	-	2.4	2.6	2.5	2.4	1.9
Maksimālā jauda / Maximal power	kW	9.8	12.4	13.2	10.8	8.5
Jaudas pieaugums / Power increase	kW	-	2.6	3.4	2.3	-

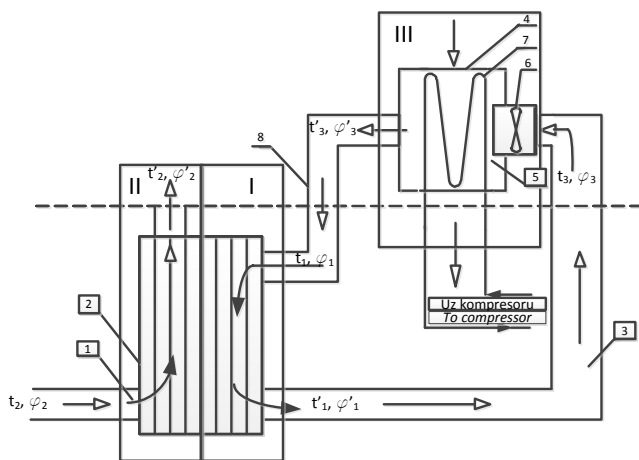
Turpretim, āra gaisa temperatūrai pazeminoties, neliels siltuma jaudas pieaugums saglabājās, bet, kompresoram darbojoties, apsarmojums uz iztvaikotāja virsmas vairs nespēj atkust. Tādēļ, ap iztvaikotāju tika novietoti speciāli ekrāni un uz iztvaikotāju no kūts priekštelpas tika padots siltāks gaiss, ar temperatūru 7–9°C, kas uzlaboja siltuma izmantošanu. Tādējādi pozitīvs efekts ar jaudas pieaugumu par 2.4–3.2 kW tika sasniegts vēl pie āra gaisa temperatūras +2°C.

2.4. Gaisa siltuma sūkņa un siltummaiņa izmantošanas pētījumi

Tā kā eksperimentālie pētījumi par āra gaisa siltuma sūkni liecina, ka intificēta apvėjošana ļauj paplašināt siltuma sūkņa darba diapazonu līdz āra gaisa temperatūras pazemināšanai līdz +2°C (Ilsters et al., 2010) un gaisa-gaisa siltummaiņa izmēģinājumi cūku novietnē liecina, ka tā aizsalsana sākas pie -15°C (Ilsters et al., 2007), tad lai paplašinātu abu iekārtu lietošanas diapazonu ir

iespējams kombinēts risinājums: gaisa-gaisa siltummaiņa apvienošana ar āra gaisa siltuma sūkni (LR patents LV 14371) (2.6. att.). Šai gadījumā caur siltuma sūkņa iztvaikotāju izplūstošā atdzisušā gaisa atkārtota uzsildīšana siltummainī, izmantojot no telpas izvadāmā gaisā esošo siltumu, un atkārtoti uzsildītā gaisa novadīšana uz siltuma sūkņa iztvaikotāju, nodrošina siltummaiņa un siltuma sūkņa stabilu darbību, neatkarīgu no apkārtējās vides zemām temperatūrām.

Lai apvienotu siltummaiņa un siltuma sūkņa darbību, ir jāzin precīzi dati par siltuma sūkņa enerģijas pārveides koeficientu, siltummaiņa lietderības koeficientu pie noteiktām darba temperatūrām un gaisa plūsmas ātrumiem. Ja šie dati ir zināmi, tad var prognozēt no kūts vēdināšanas sistēmas atgūstamo siltuma enerģijas daudzumu.



2.6. att. Siltuma sūkņa un siltummaiņa kopdarbības risinājums /
 Fig. 2.6. Solution of the heat pump and heat exchanger:

1 – no cūku mītnes izvadāmā gaisa kanāls; 2 – siltummainis; 3 – noslēgtās sistēmas sasildītā gaisa kanāls; 4 – iztvaikotāja korpuss; 5 – iztvaikotāja siltuma apmaiņas telpa; 6 – ventilators; 7 – iztvaikotājs; 8 – noslēgtās sistēmas atdzisušā gaisa kanāls

1 – air duct for pigsty air extraction; 2 – heat exchanger; 3 – closed loop warm air duct; 4 – housing of the evaporator; 5 – space for the evaporator's heat exchange; 6 – fan; 7 – evaporator; 8 – closed loop cold air duct

Lai izvēlētos konkrētai situācijai piemērotāko pareizo siltummaini un āra gaisa siltuma sūkni, ir jāveic aprēķini, tos sadalot trīs procesos (2.6. att.):

1. process, kad sildošais gaiss ar temperatūru un relatīvo mitrumu atdod siltuma enerģiju sildāmajam gaisam caur siltummaini 2;
2. process, kad sildāmais gaiss ar temperatūru un relatīvo mitrumu saņem siltuma enerģiju no kūts gaisa caur siltummaini 2;

3. process, kad sistēmas sasilušais gaiss atdod siltuma enerģiju siltuma sūkņa aukstuma aģentam R290 caur iztvaikotājiem 7.

Veicot teorētiskos aprēķinus noteiktas siltuma sūkņa un siltummaiņa kopdarbības darba temperatūras un atgūtā siltuma daudzums. Konstatēts, ka pie aprēķinātām gaisa plūsmām un eksperimentālā siltummaiņa no kūts vēdināšanas sistēmas izplūstošā gaisa temperatūras 19°C, gar iztvaikotāju plūstošā gaisa temperatūra ir 13°C, bet no iztvaikotāja kameras izplūstošā gaisa temperatūra ir 0.3°C un vēdināšanas sistēmas uz āru izvadāma gaisa temperatūra sasniedz 9°C.

3. EKONOMISKIE APRĒĶINI

Ekonomiskos aprēķinos ir noteiktas sildpaneļa izgatavošanas izmaksas, veikti cūku mītnes siltuma bilances pētījumi, ka arī pamatotas siltuma sūkņa un siltummaiņa kopdarbības risinājuma ieviešanas izmaksas, lai apgādātu sildpaneļus ar karstu ūdeni, kā arī nodrošinātu sīvēnmāšu mītnes papildus apkures iespējas pie zemām āra gaisa temperatūrām.

3.1. Sildpaneļa izgatavošanas izmaksas

Rēķinot pēc 3.1. tabulā redzamām sildpaneļa materiālu un izgatavošanas izmaksām, redzam, ka sildpaneļa cena ir 65 EUR.

3.1. tabula / Table 3.1.

Sildpaneļa materiālu iegādes un izgatavošanas izmaksas / Heat panel material and manufacturing costs

Nosaukums / Position	Materiālu izmaksas, EUR / Material costs, EUR	Izgatavošanas izmaksas, EUR / Manufacturing costs, EUR
Sildelements / Heating elements	20.82	17.78
Veidne / Template	1.71	1.14
Sildpanelis / Heat panel	5.14	4.98
Kopā / Total	27.66	23.90

Sildpaneļa cena noteikta pēc formulas (Priekulis, Strautnieks, 2000):

$$C = (1.21 \cdot M_j \cdot P_j + \sum C_k) \cdot k_p, \quad (3.1)$$

- kur C – sildpaneļa cena, EUR;
 1.21 – koeficients, kurš ievēro PVN (2013. gada LR PVN likme ir 21%);
 M_j – jaunas iekārtas cena bez komplektējošiem izstrādājumiem, EUR kg⁻¹;
 P_j – jaunas iekārtas viena kg pašizmaksa neietverot

- C_k – komplektējošos izstrādājumus, EUR kg^{-1} ;
 C_k – komplektējoša mezgla cena, EUR;
 k_p – ražošanas peļņas koeficients, $k_p \sim 1,1 - 1,2$.

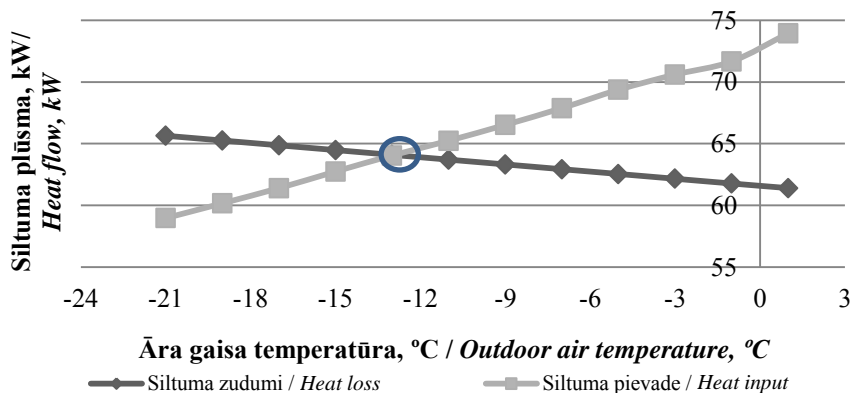
Latvijas tirgū piedāvāto ārzemju sildpaneļi ar līdzvērtīgu laukumu, kuri apsildāmi ar ūdeni vai elektrību, maksā vidēji 85 EUR. Tādēļ izdevīgāk ir fermerim pašam izgatavot sildpaneli, jo tad rodas aptuveni 20 EUR liels kapitālieguldījumu ietaupījums.

Lai iegūtu precīzāku situācijas atspoguļojumu, jāveic:

- temperatūras sadalījuma rezultātu salīdzinājums;
- sildpaneļu darba mūža salīdzinājums;
- sildpaneļu patērētās jaudas salīdzinājums pie konkrētiem darba apstākļiem.

3.2. Cūku kūts siltuma bilances pētījumi

Cūku kūts siltuma bilanci aprēķina pēc formulas (1.1). Lai noteiktu āra gaisa temperatūru, pie kuras lokālo sildītāju un dzīvnieku izdalītais siltums ir nepietiekams, lai nodrošinātu optimālo siltuma režīmu zīdējsivēnu novietnē, ir jāveic attiecīgs aprēķins. Mūsu gadījumā tas ir veikts pie nosacījuma, kad novietnē sākotnēji ir 19°C liela gaisa temperatūra un 70% liels gaisa relatīvais mitrums.



3.1. att. Siltinātas cūku novietnes siltuma bilance /

Fig. 3.1. Heat balance of the insulated pigsty:

○ - līkņu krustpunkts / the intersection of the curves

Analizējot divus gadījumus, kad cūku kūts siltuma zudumi pie ārsienu kopēja siltuma vadīšanas koeficienta $U_1 = 1.56 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ un $U_2 = 0.30 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, bet pārējās siltuma bilances (1.1) sastāvdaļas identiskas, tika secināts, ka labi nosiltinātai kūtij ir jāsāk papildus sildīšana tikai pie āra gaisa temperatūras -13°C, bet nenosiltinātai cūku kūtij ievadāmā gaisa papildus

sildīšana jāsāk tad, kad āra gaisa temperatūra pazeminās zem -5°C (3.1. attēlā ir redzama siltinātas cūku novietnes siltuma bilance). Siltuma bilance tika rēķināta pie maksimālās infrasarkanā staru lampu sildīšanas jaudas 250 W.

3.3. Siltuma sūkņa un siltummaiņa izmantošanas ekonomiskais pamatojums

Rēķinot kombinētas siltumapgādes sistēmas atmaksāšanas laiku, izvēlēts 12 kW jaudas āra gaisa siltuma sūknis, kas spēs nodrošināt gan apsildāmo paneļu sildīšanu, gan novietnes papildus sildīšanu pie āra gaisa temperatūrām -1°C līdz -13°C . Analīzē tika ņemti vērā dati par āra gaisa temperatūru apkures sezonā pa stundām Rīgas apkārtnē.

3.2. tabula / Table 3.2.

Ekonomisko aprēķinu apkopojums / *Compilation of the economic analysis*

Pozīcija / <i>Position</i>	Siltuma sūkņa un siltummaiņa sistēma / <i>Heat pump and heat exchanger system</i>	Sašķidrinātās gāzes katls / <i>Liquified gas boiler</i>
Energoresursi sildpaneļu un novietnes apsildei / <i>Energy resources for the heat panel and pigsty heating</i>	3.4 kW	0.48 m ³
Energoresursi tikai sildpaneļu apsildei / <i>Energy resources only for the panel heating</i>	1.6 kW	0.23 m ³
Stundu skaits, kad jānodrošina sildpaneļu un novietnes apsilde / <i>Number of hours when it is necessary to heat the panels and the pigsty air</i>	1930 h	
Stundu skaits, kad jānodrošina sildpaneļu apsilde / <i>Number of hours when it is necessary to heat only the panels</i>	4790 h	
Izmaksas sildpaneļu un novietnes apsildei / <i>Costs of the heat panels and pigsty air heating</i>	940 EUR	1939 EUR
Izmaksas sildpaneļu apsildei / <i>Costs of the heat floor and pigsty air heating</i>	1116 EUR	2300 EUR
Izmaksas kopā gadā / <i>Costs total per year</i>	2056 EUR	4239 EUR
Izmaksu starpība / <i>Costs difference</i>	2183 EUR	
Iegādes un uzstādīšanas izmaksas / <i>Purchase and installation costs</i>	12806 EUR	-

Analizējot 5 gadu temperatūras rādītājus, secināts, ka temperatūra no -1°C līdz -30°C (temperatūrai krītoties zem -13°C papildus enerģiju pievadiš sašķidrinātās dabas gāzes katls) vidēji ir 1930 studas apkures sezonā (šajā posmā jānodrošina 11.5 kW siltuma plūsmu), bet āra gaisa temperatūra, pie kuras jānodrošina tikai sildpaneļu apsilde 4790 studas gadā. Rēķinot iekārtu darba

ilgumu, ievērots cikls, kad 4 nedēļas zīdējsivēnus audzē, bet pēc tam novietnē ir nedēļas ilgs pārtraukums telpas dezinfekcijai. 3.2. tabulā ir redzami aprēķinā izmantotie dati.

Veicot netto projekta vērtības (NPV) analīzi, secināts, ka siltuma sūkņa un siltummaiņa kopdarbības ieviešana atmaksāsies pēc 6 gadiem, pie nosacījuma, ka elektroenerģijas un dabasgāzes izmaksu attiecība paliks nemainīga.

SECINĀJUMI

1. Izstrādāts matemātiskais modelis zīdējsivēnu atpūtas vietu grīdas panelim, kurš apsildāms ar siltu ūdeni, kā arī veikti šī paneļa siltumtehniko un konstruktīvo parametru aprēķini.
2. Izgatavojot un eksperimentāli pārbaudot jauno sildpaneli, atrasta cieša sakritība starp teorētiskiem un eksperimentāliem rezultātiem, ar datu novirzi ne lielāku par $\pm 12\%$.
3. Noskaidrotas sildcauruļu vijumu optimālās izvietojanas koordinātes sildpanelī, panākot, ka maksimālā sildpaneļa darba virsmas temperatūras novirze no vidējās vērtības ir $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$.
4. Pētījumos noskaidrots, ka izgatavojot sildpaneli nav nepieciešams sildcaurules izvietot divos vai vairākos līmeņos, jo iegūtais temperatūras izlīdzinājums ir nenozīmīgs.
5. Veicot eksperimentus par āra gaisa siltuma sūkņa ekspluatāciju zīdējsivēnu novietnē Latvijas klimatiskajos apstākļos, tika konstatēts, ka pie āra gaisa temperatūras $+2^{\circ}\text{C}$, apskalojot siltuma sūkņa iztvaikotāju ar siltummainī uzsildītu gaisu, kura temperatūru $7 - 9^{\circ}\text{C}$, siltuma sūkņa siltuma jauda palielinās par $2.4 - 3.2 \text{ kW}$ un siltuma sūkņa enerģijas pārveides koeficients paaugstinās līdz $2.40 - 2.45$, t.i., par 0.5 vienībām.
6. Izstrādāts risinājums, ar kuru zīdējsivēnu atpūtas vietas grīdas paneļu apsildei var izmantot dzīvnieku izdalīto bioloģisko siltumu, izmantojot āra gaisa siltuma sūkni un siltummaini (patents LV 14371).
7. Sivēnu novietnes gaisa un sivēnu atpūtas vietas grīdas paneļu apsildīšanai ir ieteicams izmantot siltumu, kuru satur no novietnes izvadāmais vēdināšanas sistēmas gaiss, ieviešot patentā LV 14371 izstrādāto shēmu.
8. Pie pazeminātām āra gaisa temperatūrām zīdējsivēnu novietnē nav iespējams nodrošināt optimālo siltuma režīmu, izmantojot vienīgi lokālos apsildes līdzekļus un dzīvnieku bioloģisko siltumu.
9. Salīdzinot betona sildpaneļa izgatavošanas izmaksas ar Latvijas tirgū piedāvāto ārzemju sildpaneļu cenām, noskaidrots, ka viena apsildāma paneļa izgatavošana saimniecības apstākļos rada kapitālieguldījumu ietaupījumi aptuveni 20 EUR apmērā.

TOPICALITY OF THE RESEARCH

Available sources of information and research analysis shows that many studies so far are related to the temperature regime provision for sucking piglet facilities.

It shows that the desired air temperature in piglet nests immediately after the birth of piglets should range from 35 to 37°C, and relative humidity 60-70% (Close, 1992; Savičs 1981; Piglet Survival: New Thinking on an Old Problem, 2009). In turn, the comfort temperature zone for the feeding sows is in the range from 12 to 22°C, depending on the feeding level, the floor type, and other conditions (Black et al. 1993; Bundy et al. 1984, Deen, 2010, Connor, 1993; Šķēle et al., 1999).

One of the most effective heating solutions for sucking piglet nests from the economical and well-being point of view are with water heated panels. However, the water heated panel construction has not been researched and theoretically justified so far (Ziemelis, 2003).

Proper and with zootechnical norms complying piglet sty air composition maintenance has essential importance as well. It can be ensured, using both natural and forced ventilation systems. Usually in intensive pig farming the forced ventilation system with exhaust air extraction is used. (Ilsters et al., 2001; Priekulis et al., 2003; Hoff et al. 1995; Bjerg et al., 2008). However, it is problematic to provide the desired temperature in the pigsty simultaneously with proper air composition especially during the winter.

In recent years, for this purpose heat pumps and heat exchangers are being used (Ilsters et al., 2007; Ilsters et al., 2008a; Ilsters et al., 2009; Ilsters, Ziemelis, 2009), but it is not clear yet which are the most effective and economically beneficial solutions, in dependence on the outdoor air temperature.

THE OBJECT, HYPOTHESIS, AIM AND TASKS OF THE RESEARCH

Research object – sucking piglet facilities during cold and transition periods.

Research hypothesis – it is possible to provide required heat regime for sucking piglet facilities using released animal biological heat, appropriate piglet local heating equipment, as well as renewable energy sources and other technical means, depending on the age of the piglets.

The aim of the promotion work is to evaluate theoretically and experimentally the maintenance of required heat regime for sucking piglets' resting places, maximizing the use of local and renewable energy sources.

In order to reach the aim, **the following tasks are set:**

- to summarize the results of studies about zoohygienic standards on appropriate microclimate ensurance trends, correlations and heat treatment factors affecting sucking piglet resting places;

- to develop a mathematical model of the floor panel for sucking piglet resting places that are heated with a fluid heat carrier to provide the necessary heat distribution uniformity and temperature levels over the heat panel working surface;
- to design and make an experimental floor heat panel, to develop its testing methodology and to compare experimental data with the results obtained using the mathematical model of the floor panel;
- to develop a solution for provision the desired temperature in the piglet sty using renewable energy sources and to spot the opportunities of the use of such a heating system at low outdoor air temperatures;
- to carry out the heat panel economic efficiency evaluation, developing appropriate calculation model.

RESEARCH METHODS

Research methods used in the promotion paper: statistics, analysis, synthesis, mathematical modelling, simulation, prediction, experimentation (laboratory and production conditions), economic evaluation and comparison.

THESES FOR DEFENCE

1. Water heated panels can be used for the piglet nest floor heating providing the required temperature over panel working surface.
2. Heat exchangers and heat pumps can be used for inflowing into the pig sty air heating and hot water production for the heat panel heating.
3. Water heated heat panel production costs are lower in comparison to other means of sucking piglet heating equipment.

APPROBATION OF THE RESEARCH

Peer-reviewed scientific publications

1. **Zagorska V., Putans H., Ziemelis I.** (2012) Experimental investigation of heat carrier flow efficiency. **In:** *International Scientific Conference: Renewable Energy and Energy Efficiency: Proceedings*. Jelgava: LUA, p. 201-206.
2. **Zagorska V.** (2012) Analysis of alternative ventilation system designs for a pigsty: A comparative literature review. **In:** *Proceedings of International Livestock Environment Symposium (ILES IX) ILES12-217*. Valencia, paper number: ILES 12-2174.
3. **Zagorska V., Iljins U.** (2011) Calculations of heated floor panel for resting places of piglets. **In:** *Agronomy Research, Volume 9, Biosystems Engineering, Special Issue*. Tartu: Estonian university of Life Sciences, p. 237-244.

4. **Zagorska V., Iljins U.** (2011) Optimization of parameters of heating elements for floor panel of piglets resting places. **In: 8th International Scientific and Practical Conference "Environment, Technology, Resources": Proceedings.** Rezekne: RA, vol. 2, p. 92-99.
5. **Zagorska V., Ilsters A.** (2010) Use of heat exchangers in ventilation systems of pigsties in dependence on outside air temperature. **In: Annual 16th International Scientific Conference "Research for Rural development": Proceedings.** Jelgava: LUA, p. 200-204.
6. **Zagorska V., Ilsters A.** (2010) Possibilities of heat exchanger use in pigsty ventilation systems. **In: Agronomy Research, Volume 8, Biosystems Engineering, Special Issue.** Tartu: Estonian university of Life Sciences, p. 272-279.
7. **Ilsters A., Zagorska V., Jesko Z.** (2010) Warming of piglets resting places by air heat pump in dependence on outside air temperature. **In: 9th International Scientific Conference "Engineering for Rural development": Proceedings.** Jelgava: LUA, p.106-111.
8. **Zagorska V., Iljins U., Ziemelis I.** (2010) Calculation of Heated Floor Panel for Piglets Resting Places. **In: 4th International Conference "Trends in Agricultural Engineering 2010": Proceedings.** Prague: Czech University of Life Sciences Prague, p. 648-653.
9. **Zagorska V., Ilsters A., Ziemelis I.** (2010) Use of Air Heat Pump in Latvian Weather Conditions for Warming of Piglets Resting Places. **In: International Renewable Energy Congress 2010: Proceedings.** Sousse, p.454-460.

Applied and received Latvian patents

1. **Zagorska V., Putāns H., Ivanovs S., Ilsters A., Ziemelis I.** (2013) Āra gaisa siltumsūkņa atklātā tipa iztvaicētāja apsildīšanas ierīce: patentpieteikums ar Nr. P-13-142. *Patenti un preču zīmes*, Latvijas Republikas Patentu valdes oficiālais vēstnesis, 20.01/2014., 8. lpp.
2. **Zagorska V., Ilsters A., Kokts A., Putāns H., Iljins U., Ziemelis I.** (2011) Āra gaisa siltumsūknis ar siltummaini: Latvijas patents LV 14371. *Patenti un preču zīmes*, Latvijas Republikas Patentu valdes oficiālais vēstnesis, 7/2011., 995-996. lpp.
3. **Putāns H., Zagorska V., Kanceviča L., Iljins U., Brencis R., Ziemelis I.** (2011) Ūdens plūsmas intensitātes mērīšanas-reģistrēšanas ierīce: Latvijas patents LV 14435. *Patenti un preču zīmes*, Latvijas Republikas Patentu valdes oficiālais vēstnesis, 11/2011., 1600. lpp.
4. **Ilsters A., Putāns H., Zagorska V., Ziemelis I.** (2010) Sivēnu kūts apsildīšanas un ventilācijas ierīce: Latvijas patents LV 14147. *Patenti un preču zīmes*, Latvijas Republikas Patentu valdes oficiālais vēstnesis, Nr. 6/2010., 884. lpp.

Presentations at the international scientific conferences

1. **Zagorska V., Putans H., Ziemelis I.** Experimental investigation of heat carrier flow efficiency. *International Scientific Conference: Renewable Energy and Energy Efficiency*, Jelgava: LLU, Latvia, May 28 – 30, 2012.
2. **Zagorska V.** Analysis of alternative ventilation system designs for a pigsty: A comparative literature review. *International Livestock Environment Symposium (ILES IX) ILES12-2 174*. Valencia, Spain, July 7-8, 2012.
3. **Zagorska V., Iljins U.** Calculations of heated floor panel for resting places of piglets. *International Scientific conference "Biosystems Engineering"*. Tartu: Estonian university of Life Sciences, Estonia, May 12—13, 2011.
4. **Zagorska V., Iljins U.** Optimization of parameters of heating elements for floor panel of piglets resting places. *The 8th International Scientific and Practical Conference: Environment, Technology, Resources*. Rezekne: RA, Latvia, June 20 – 22, 2011.
5. **Zagorska V, Ilsters A.** Use of heat exchangers in ventilation systems of pigsties in dependence on outside air temperature. *Annual 16th International Scientific Conference: Research for Rural development: proceedings*. Jelgava: LUA, Latvia, May 19-21, 2010.
6. **Zagorska V., Ilsters A.** Possibilities of heat exchanger use in pigsty ventilation systems. *International Scientific conference "Biosystems Engineering"*. Tartu: Estonian University of Life Sciences, Estonia, May 13—14, 2010.
7. **Ilsters A., Zagorska V., Jesko Z.** Warming of piglets resting places by air heat pump in dependence on outside air temperature. *9th International Scientific Conference "Engineering for Rural development"*. Jelgava: LUA, Latvia, May 28-29, 2010.
8. **Zagorska V., Iljins U., Ziemelis I.** Calculation of heated floor panel for piglets resting places. *4th International Conference 'Trends in Agricultural Engineering 2010'*: Prague: Czech University of Life Sciences Prague, September 7-10, 2010.
9. **Zagorska V., Ilsters A., Ziemelis I.** Use of Air Heat Pump in Latvian Weather Conditions for Warming of Piglets Resting Places. *International Renewable Energy Congress, November 5-7, 2010*. Sousse, Tunisia, 2010.

Participation in the dissertation-related projects

1. From year 2010 to 2012 – researcher in LSC (LZP) scientific project Nr. 09.1560 „Use of renewable energy sources for combined heating and energy-saving technology development for energy efficiency increase in agricultural power engineering”. Project Manager: Dr.sc.ing. Imants Ziemelis

2. Years 2010 – 2012 – ESF scientific project „Involvement of human resources in renewable energy research”. Project No: 2009/0225/1DP/1.1.1.2.0/09/APIA/VIAA/129. Project manager: Dr.hab.sc.ing. Pēteris Rivža.

SCIENTIFIC NOVELTY AND PRACTICAL APPLICATION OF THE RESEARCH

1. Developed a mathematical model and design of warm water heated panel, meant to maintain the required temperature over the sucking piglet nest floor surface.
2. Developed a computer program for calculation of main design and thermal parameters of heated floor panel.
3. Developed a solution for air heating in pig sty using heat exchanger and heat pump (patent LV14371)

RESEARCH LIMITATIONS AND SUGGESTIONS FOR FURTHER RESEARCH

1. The study includes the analysis of technical options and design of air temperature and relative humidity provision in farrowing pigsty, as well as solution development for optimal temperature ensurance.
2. Before the beginning of heat panels production, it is necessary to test experimentally the heat panel mechanical strength, abrasion resistance, temperature level, its distribution, and other tests in pigsty with live piglets on them.

1. THEORETICAL RESEARCH

In the thesis the heat balance equation of farrowing pigsty was analysed to determine the feasibility of provision the optimal heat regime at low outdoor temperatures, using local resources and renewable heating energy sources.

Developed a theoretical model of the heat panel for sucking piglet resting places, which is heated by a heat transfer fluid. For theoretical research of this process two mathematical models have been developed.

Firstly, a mathematical model for determination of heat transfer fluid cooling intensity at any point of the heating pipe cut from the point of the heat-carrying fluid intake, which enables the identification of specific heating pipe power at any of its cut.

Secondly, developed a mathematical model that makes it possible to determine the temperature distribution over the heat panel surface, taking into account previously determined heat transfer fluid cooling intensity. The resulting solution makes it possible to calculate the temperature at any point of heat panel's cross-section, including the working surface.

1.1. Heat balance of the pigsty

Heat regime at the sucking piglet occupational zone is largely determined by the heat and humidity regime in the entire pigsty. During the winter and transitional periods outdoor air temperature and humidity values differ considerably comparing with the pigsty optimal internal air and animal occupational zone temperature and humidity values. Therefore constant heat and moisture exchange between the interior and exterior air of the pigsty occurs, but building constructions are delimiting this process.

$$\begin{aligned} Q_W + Q_{dz} + Q_{el} + Q_{ls} + Q_{pak} + Q_{atgvent} = & \quad (1.1) \\ = Q_{b\bar{u}v} + Q_{gsild} + Q_{\bar{s}iztv} + Q_{ventg} + Q_{bar}, \end{aligned}$$

kur	Q_W	– required heat flow for the pigsty heating, W;
	Q_{dz}	– animal heat production, W;
	Q_{el}	– heat flow from the electric equipment, W;
	Q_{ls}	– local heaters heat flow, W;
	Q_{pak}	– heat flow from the litter, W;
	$Q_{atgvent}$	– recuperated heat flow from the outflow ventilation air in case if heat exchanger is used, W
	$Q_{b\bar{u}v}$	– heat loss through building constructions, W;
	Q_{gsild}	– required heat flow for inflow ventilation air preheating, W;
	$Q_{\bar{s}iztv}$	– heat consumption for the liquid evaporation from the wet floor, W;
	Q_{ventg}	– heat flow of the outflow ventilation air, W;

Q_{bar} – heat flow for feed preheating, W.

From equation (1.1) it follows that the most important factors in determining the pigsty ventilation and heating mode are:

- heat flow released from the animals and required optimal pigsty air temperature;
- air exchange intensity during the winter, which is determined by the animals released amount of carbon dioxide and its allowable concentration in the air of the pigsty;
- the heat loss through the pigsty external constructions which are dependent on the building material thermal engineering parameters and outdoor air temperature.

1.2. Temperature and heat output intensity decrease in dependence on the heat tube length

If the electric heat cable for the panel heating is used, then specific power from the each heat cable current meter given of to the heat panel is constant. Conversely, if the heat tube with hot fluid is used as a heat source in the heat panel, then specific power from the each heat tube current meter given of to the heat panel decreases.

In order to solve the problem of mathematical physics, to determine the heat-carrying liquid cooling intensity (flowing through the heat tube), the calculation scheme is compiled (Fig. 1.1., Fig. 1.2.).

For solving the problem a laminar fluid flow through a pipe of radius r and velocity $\vec{v} = const$ (1.2. att.) is considered. As the heat transfer occurs not only by conduction, but also by fluid flow, then this process can be solved as forced convection model. As heat tube is round, than heat transfer differential equation have to be solved in the cylindrical coordinate system (r, φ, z) . The overall heat transfer differential equation is as follows (Miškis, 1968):

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a\Delta T - \vec{v}gradT + \frac{q}{c\rho}, \quad (1.2)$$

- where
- $\frac{\partial T}{\partial t}$ – temperature change per time unit;
 - Δ – Laplace operator;
 - a – temperatūras vadītspējas koeficients, $m^2 s^{-1}$;
 - \vec{v} – fluid flow velocity vector, $m s^{-1}$;
 - $gradT$ – temperature gradient, vector, which determines temperature intensity changes by isothermal surface normal;
 - q – specific power of the heat source, $W m^{-1}$;
 - c – heat transfer fluid capacity, $J (kg K)^{-1}$;
 - ρ – heat transfer fluid density, $kg m^{-3}$.

A formulation of boundary conditions. First of all define 1. type boundary conditions (1.3), where the water enters the pipe at $T = T_1$ (Михеев, Михеева, 1977):

$$T|_{z=0} = T_1. \quad (1.3)$$

In this case, conditionally can accept, that heat tube is indefinitely long ($z \rightarrow \infty$) and water flowing through the tube cools down to the temperature what is equal to an ambient air temperature (1.4.).

$$T|_{z=\infty} = T_0. \quad (1.4)$$

Then define the 3rd type boundary conditions on the surface, which describes the heat transfer process with surrounding environment, where T_0 is ambient environment temperature.

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R} = \alpha(T|_{r=R} - T_0), \quad (1.5)$$

- where λ – heat thermal conductivity of the heat panel material, $W (m K)^{-1}$;
 α – heat transfer coefficient of the heat panel, $W m^{-2} K^{-1}$.

The α is coefficient of proportionality, which is called as heat transfer coefficient. It is numerically equal with heat quantity, which is supplied or drained from $1m^2$ surface in one time unit at temperature difference 1K.

Solving the equation (1.2) at definite boundary conditions obtain:

$$T(r; z) = T_0 + 2(T_1 - T_0) \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_1(\mu_k R) \cdot J_0(\mu_k R) \cdot e^{(\beta - \sqrt{\beta^2 + \mu_k^2})z}}{(\mu_k r) [J_0^2(\mu_k R) + J_1^2(\mu_k R)]}. \quad (1.6)$$

- where T_1, T_0 – temperature of the heat tube and ambient environment, °C;
 r – inside radius of the heat tube, m
 R – outside radius of the heat tube, m;
 μ_k – particular value, m^{-1} ;
 z – the length of the heat tube stage, m;
 β – substitution, where $\beta = \frac{vc\rho}{2\lambda}$, m^{-3} ;
 J_0, J_1 – Bessel functions.

The resulting expression is used to calculate the temperature at point with coordinates r and z , i.e. at a distance r from the pipe center and at a distance z from the start of the flow (inflow of heat transfer fluid to the tube cross section, in our case, to the heated panel). So equation (1.6) describes the heat transfer fluid cooling capability, what allows determining the temperature at any point on the surface of the heat tube. Or vice versa - knowing the value of the temperature

decrease and entering formulas to the Excel software, it is possible to find the heat transfer coefficient α value using Solver Tools.

Deriving equation (1.6) after z and multiplying it with heat tube arc length, obtain equation which describes heat source specific power (1.7):

$$q(r; z) = -2\pi R \cdot \lambda \frac{\partial T}{\partial z} =$$

$$= -2\pi R \cdot \lambda \cdot (\beta - \sqrt{\beta^2 + \mu_k^2}) \cdot 2(T_1 - T_0) \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_1(\mu_k R) J_0(\mu_k R) \cdot e^{(\beta - \sqrt{\beta^2 + \mu_k^2})z}}{(\mu_k r) [J_0^2(\mu_k R) + J_1^2(\mu_k R)]}. \quad (1.7)$$

1.3. Temperature distribution over the heat panel surface

Knowing the heat transfer fluid cooling intensity and defining side, the upper and the lower surface boundary conditions of the heat panel, it is possible to develop a mathematical model, which can predict the temperature distribution over the heat panel surface. As it was mentioned previously, the model is being developed for the case, when heat transfer intensity is variable. For example, while water flowing through the tube, its temperature decreases and as a result heat intensity decreases as well. Such a model was not developed yet. The mathematical model of electrically heated floors and heat pads is developed (Iljins et al. 1987; Iljins et al., 1987b), but heat intensity of the electric coils is constant, what makes this model not very precise for predicting temperature distribution over the water heated heat panel.

In the promotion work developed mathematical model makes it possible to simulate cases, when heat panel has different side surface insulations, i.e. when heat panel has heat insulation only from one side (Fig. 1.3.).

It is not enough with the Laplace equation (1.8) to calculate the temperature at any point of the cross-section of the heat panel, including the working surface. Therefore, we define the boundary conditions. The first three (1.9) (1.10) and (1.11) are the third type boundary conditions, and the fourth (1.12) is the second type boundary conditions. The fifth (1.13) and sixth (1.14) are the fourth type boundary conditions or so-called cross-linking boundary conditions.

$$\nabla^2 T = 0, \quad (1.8)$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = \alpha_{s_1} (T|_{x=0} - T_0), \quad (1.9)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=d} = \alpha_{s_2} (T|_{x=d} - T_0), \quad (1.10)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=H} = \alpha_u (T|_{y=H} - T_0), \quad (1.11)$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{y=0} = q(x), \quad (1.12)$$

$$T_i|_{y=y_{i+1}} = T_{i+1}|_{y=y_{i+1}}, \quad (1.13)$$

$$-\lambda \frac{\partial T_i}{\partial y} \Big|_{y=y_{i+1}} + \lambda \frac{\partial T_{i+1}}{\partial y} \Big|_{y=y_{i+1}} = q \sum_{j=1}^{m_i} \delta(x - x_{0ij}), \quad (1.14)$$

- where m_i – number of heat tube coils into i-group;
 $\delta(x - x_{0ij})$ – Delta function;
 α_{s_1} – heat transfer coefficient of the right side of the heat panel, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$;
 α_{s_2} – heat transfer coefficient of the left side of the heat panel, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$;
 α_u – heat transfer coefficient of the upper surface of the heat panel, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$;
 $q(x)$ – function, which describes heat loss through the lower surface of the heat panel, W m^{-2} ;
 T_g – ambient air temperature in the pigsty, $^{\circ}\text{C}$;
 λ – heat conduction coefficient (in our case concrete), $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$.

The general solution of the Laplace equation in the coordinate system (x, y) is expressed in a row of trigonometric and hyperbolic functions (Riekstiņš, 1969):

$$T_i = T_g + \sum_{k=1}^{\infty} \sin(\xi_k x + \varphi_k) \left\{ \frac{A_k [a_{k_i} \text{sh } \xi_k (y_i - y) + b_{k_i} \text{ch } \xi_k (y_i - y)] + c_{k_i} \text{sh } \xi_k (y_i - y) + d_{k_i} \text{ch } \xi_k (y_i - y)}{c_{k_i} \text{sh } \xi_k (y_i - y) + d_{k_i} \text{ch } \xi_k (y_i - y)} \right\}, \quad (1.15)$$

- where x, y – coordinates of the point, where temperature is calculated, m;
 y_i – the upper point of the layer, m;
 $A_k, a_{k_i}, b_{k_i}, c_{k_i}, d_{k_i}, \varphi_k$ – free chosen constants;
 ξ_k – particular value, m^{-1} ;

The solution finds expressions for the free chosen constants and particular value:

$$a_{k_i} = \text{ch } \xi_k (H - y_i) + \frac{\lambda \xi_k}{\alpha_u} \text{sh } \xi_k (H - y_i), \quad (1.16)$$

$$b_{k_i} = \text{sh } \xi_k (H - y_i) + \frac{\lambda \xi_k}{\alpha_u} \text{ch } \xi_k (H - y_i), \quad (1.17)$$

$$c_{k_i} = - \frac{2 \sum_{i=1}^p \sum_{j=1}^{m_p} q_j \sin(\xi_k x_{0ij} + \varphi_k) \text{ch } \xi_k (y_i - y_j)}{\lambda \xi_k d \left[1 + \frac{\cos 2(\xi_k d + \varphi_k) - \cos 2\varphi_k}{2\xi_k d} \right]}, \quad (1.18)$$

$$d_{k_i} = - \frac{2 \sum_{i=1}^p \sum_{j=1}^{m_p} q_j \sin(\xi_k x_{0ij} + \varphi_k) \text{sh } \xi_k (y_i - y_j)}{\lambda \xi_k d \left[1 + \frac{\cos 2(\xi_k d + \varphi_k) - \cos 2\varphi_k}{2\xi_k d} \right]}, \quad (1.19)$$

$$A_k = \frac{2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m q_j \sin(\xi_k x_{0ij} + \varphi_k) \operatorname{ch} \xi_k y_i^{-I_k}}{\lambda \xi_k d \left[1 + \frac{\cos 2(\xi_k d + \varphi_k) - \cos 2\varphi_k}{2\xi_k d} \right] [\operatorname{ch} \xi_k H + b_3 \xi_k d \operatorname{sh} \xi_k H]}, \quad (1.20)$$

$$\xi_k = \frac{b_1 b_2 (\xi_k d)^2 \tan \xi_k d - \tan \xi_k d}{d(b_1 + b_2)}, \quad (1.21)$$

$$\varphi_k = \operatorname{arctg}(b_1 \xi_k d). \quad (1.22)$$

Into expressions (1.20, 1.21., 1.22) introduced substitutions:

$$b_1 = \frac{\lambda}{\alpha_{s_1} d}, \quad (1.23)$$

$$b_2 = \frac{\lambda}{\alpha_{s_2} d}, \quad (1.24)$$

$$b_3 = \frac{\lambda}{\alpha_u d}, \quad (1.25)$$

$$I_k = \sum_{ij} q_j \frac{\frac{H-}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_u}}{\frac{H-}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_u} + \frac{d_{iz}}{\lambda_{iz}}} \sin(\xi_k x_{0ij} + \varphi_k), \quad (1.26)$$

where x_{0ij}, y_i – coordinates of the heat tube, m;
 H – heat panel height, m;
 d – heat panel width, m;
 q_j – specific power of the heat tube, W m⁻¹;
 λ_{iz} – heat conduction coefficient of the insulation, W (m K)⁻¹.

Simulating the temperature distribution, when 11 heat tube coils are placed into the heat panel with different location solutions (Fig. 1.4.), it can be concluded that the displacement of the heat tube coils in different levels and with different steps gives the best temperature distribution over the heat panel.

In Figure 1.4. option when heat tube coils are located at different levels and with different step is shown as line 4, and the temperature difference between the maximum and minimum values is 0.54°C, while changing only the step of the heat tube coils (line 1) gives the temperature difference equal with 0.68°C. Therefore, as can be seen from the figure, lines 1 and 4 practically coincide. In compliance with the accepted requirements (Ziemelis, 2003), the maximum temperature distribution over the working surface of the heat panel is 2°C (the maximum value minus the minimum value). This means that there is no need to look at the options with variable heat tube coil displacement height, because it complicates production of the heat panel and only slightly improves the uniformity of the temperature distribution over the heat panel working surface.

1.4. Calculation of the heat flows through the heat panel surfaces

In the previous chapter equation determining the temperature at any point of the heat panel cross-section was obtained. The resulting heat flow can be calculated using expression (1.15) derived by a certain parameter, integrated over the panel width or height, and multiplied by a coefficient of the heat panel thermal conductivity λ .

For example, when getting the formula to determine the heat flow through the heat panel upper Q_U or the lower surface Q_L the expression (1.15) is derived by coordinate y and integrated over the heat panel's width. Accordingly, the search of the heat flow from the heat panel sides Q_{s_1} and Q_{s_2} , can be got by deriving expression (1.15) by the coordinate x and integrating over the heat panel's height (Fig. 1.5.):

$$Q_U = \lambda \int_0^d \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=H} dx, \quad (1.27)$$

$$Q_{s_2} = \lambda \int_H^0 \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=d} dy, \quad (1.28)$$

$$Q_L = \lambda \int_d^0 \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} dx, \quad (1.29)$$

$$Q_{s_1} = \lambda \int_0^H \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} dy. \quad (1.30)$$

In such a way, formulas (1.27; 1.28; 1.29; 1.30) were gotten for the calculation of the heat flow from different heat panel side surfaces to identify and provide the required level of heat loss. For example, usually there is high unfounded heat loss from the heat panel's lower surface to the pigsty floor. Therefore it is necessary to provide required thermal insulation type and thickness, so that the heat loss could be minimized.

2. EXPERIMENTAL RESEARCH

In the promotion work the solution of the heat panel design was developed and experimental researches of it were made, to compare theoretically and experimentally gained results. The necessary temperature of the heat transfer fluid and power of the heat panel in the laboratory conditions was determined.

Collaboration opportunities of the use of heat exchanger and heat pump were investigated, operating temperatures and heat amount of air flows were determined to make it possible to predict the feasibility to use the collaboration solution for the heat panel heating and / or inflow ventilation pigsty air preheating at low outdoor temperatures.

2.1. Development of heat panel testing methodology

Experimental studies were conducted in 8 stages with three different options. Panel surface temperature was 36.5°C and a pigsty air temperature 19°C, corresponding to an average optimal ambient temperature of the farrowing sty. In studies included three options were as follows:

1. option. Side surfaces of the heat panel are not insulated and working surface is not covered with piglets.

2. option. Side surfaces of the heat panel are insulated and working surface is not covered with piglets.

3. option. Side surfaces of the heat panel are insulated and working surface is covered with piglets.

The experiments were divided into eight stages.

1. stage. Determination of the maximum and minimum temperature zones on the heat panel working surface.

2. stage. Heat balance regime reaching.

3. stage. Determination of the average heat panel working surface temperature.

4. stage. Determination of the consumed power of the heat panel.

5. stage. Determination of the temperature on the heat tube.

6. stage. Calculation of the temperature over the working surface of the heat panel using previously gained data and mathematical model.

7. stage. Heat flow calculations.

8. stage. Optimal heat tube location solution for the uniform temperature distribution over the working surface of the heat panel.

To measure the temperature drop on the surface of the heat tube, as well as to determine the average temperature of the working surface and heat panel power consumption, appropriate flow intensity measuring – recording device (Putāns et al., 2011) was produced and patented (LV 14435). The device Pico TC-08 Thermocouple Data Logger with K-type thermocouples were used to measure the heat panel and heat tube surface and ambient air temperatures. To

simulate the case when piglets covers the 40% of the working surface the hot-water bag (which imitates the piglets) was used. Furthermore, electric heater was made to provide a constant temperature of hot-water bag.

2.2. Results of the heat panel experimental tests

Determining the temperature distribution over the heat panel working surface in all three study options heat carrier temperature was 48.3°C and an ambient temperature of $18.9 \pm 0.3^{\circ}\text{C}$. In turn, temperature of the heat panel working surface was 34.1°C , 34.2°C and 36.5°C . Figure (2.1.) shows the data on the temperature distribution over the working surface of the heat panel.

Comparing all three considered options at the same heat carrier and ambient air temperature, it was found that the heat insulation of the heat panel sides of a 2.5 cm layer of foam plastic rises the average surface temperature for 0.15°C . Such a low surface temperature increase can be explained by the fact that the sidewall surface area constitutes only about 16% of the total heat panel surface area. In turn, the sidewall insulation helps to reduce the temperature drop that occurs at the edges of the heat panel. At constant temperature of liquid, the side edge temperature increased by 0.33°C (Fig. 2.1.). Imitating piglets on the panel working surface, it was found that, when in the heat panel circulates heat transfer fluid at 48.3°C temperature, the temperature of the working surface covered with "piglets" is on average 2.3°C higher than "piglet" free surface.

In the experimental tests correlation between heat panel consumed power and temperature difference (working surface temperature and ambient environment temperature) was found (Fig. 2.2.).

It can be seen from figure that the power consumption increases with increasing temperature difference. The correlation most accurately is described by the second order polynomial equation when the coefficient of determination is greater than 0.99. So, using empirically derived equations, it is possible to predict consumed power of the heat panel, depending on the required temperature on the working surface and the ambient air temperature at the heat carrier flow rate of $50 \text{ dm}^3 \text{ h}^{-1}$ (when heat panel is placed over the manure channel).

The study of the third option provided preliminary results. Firstly, the temperature distribution over the heat panel working surface is highly dependent on the layout of the "piglets" (water bags). Secondly, the temperature of the heat panel working surface can be measured only by removing the water bags. Thirdly, recording the inflow and outflow from the heat panel heat carrier temperature inaccuracy occurred because they were measured before removing the water bags from the surface, but the surface temperature was recorded only after the removal of water bags.

Approximate power reduction, when working surface was covered with „piglets" was 35% (the temperature difference $\Delta T = 18^{\circ}\text{C}$) as compared to the case when the surface was not covered with simulated piglets (the second and the

third study option). Making more deep analysis of the gained heat panel exploitation data it is possible to get empirical coherences on relationship among heat panel power, panel working surface temperature and heat carrier temperature. For example, knowing the temperature difference between heat panel working surface and the ambient temperature, the power demand and the heat carrier temperature can be predicted, or, given power value and the temperature of the working surface, it is possible to find the ambient temperature.

For example, comparing heat carrier temperatures at temperature difference $\Delta T = 17.5^{\circ}\text{C}$, it is found out that values have to be equal with 51.02°C , 50.69°C and 48.3°C (in Fig. 2.3. results of the 1st research option can be seen).

Determining the heat transfer coefficient, it can be concluded that coefficient is strongly dependent on the heat panel side surface heat insulation. For example, if we insulate side surfaces, the coefficient decreases for about 14% (Fig. 2.4.). From the figure it can be seen that value of the heat transfer coefficient is changing identically in the 1st and the 2nd research option. If temperature difference increases for 1%, then coefficient value rises for 9% (in both cases).

Comparing the temperature distribution over the heat panel surface, it was found out that smaller temperature unevenness is achieved, for example, by insulating the side surfaces. In the case when side surfaces are insulated at the heat panel power 124.9 W the working surface temperature was 36.5°C and variability of the mean value $\pm 0.69^{\circ}\text{C}$, and respectively, with uninsulated side surfaces variability of the mean value $\pm 0.81^{\circ}\text{C}$ at 142.7 W power and 36.5°C surface temperature.

Calculating the distribution of the heat flow (Fig. 2.5.) for the 1st and the 2nd research options at provided heat panel working surface temperature 36.5°C , it was found out that insulating side surfaces with 10 cm thick wooden lath, heat flow through the surfaces decreased by 12%. Such a large heat loss reduction is attained by the side edge insulation and the fact that in order to maintain the working surface temperature 36.5°C at the second research option the heat carrier temperature is 0.5°C lower.

Making calculations of the optimal temperature distribution over the working surface for particular heat panel, it was found out that displacement of the heat tube coils in different levels does not give significant improvement in temperature distribution. If only the step of the heat tube coils was changed, the minimum maximum amplitude was 1.119°C , but in the case when heat tube coils were placed on 2 levels and step was variable as well, minimum maximum amplitude amounted 1.086°C .

2.3. Heat panel heating using heat pump

Making a choice of the water heated panels, raises the question about the best heat source for water heating. Different types of fuel may be used for this

purpose: gas, wood, briquettes, pellets, wood chips, as well as the possible use of unconventional solutions - heat pumps, solar collectors, and biogas. Little information is known about the use of the heat pumps on farms in Latvian climatic conditions, therefore it was necessary to examine the possibility of getting hot water using the outdoor air heat pump.

There are known advantages of the air heat pump use - low capital costs and compactness of the heat receiving part (Heating and cooling with a heat pump, 2007). However, making analysis of the published data about the use of outdoor air heat pumps in Latvian climate conditions in the sucking piglet sty the drawbacks were found out (Ilsters et al., 2009). The main disadvantage is that when the outdoor air temperature decreases to 2°C the heat pump use is no longer feasible. Therefore it was required to look for solutions for improving the situation. The way of raising energy efficiency of the outdoor air heat pump was experimentally tested by intensively blowing the pigsty hallway air at a temperature of 7 - 9°C to the heat pump evaporators.

For the performance of experiments one of the pig farm farrowing sow compartments with two sections was chosen on the pig farm Ltd. "Ulbroka" (Ilsters et al., 2010). The consecutive technological rhythm at farm is realized with one week interval. The cycle in section from sow farrowing till weaning of piglets including cleaning and disinfection of section goes on for 7 weeks. There is a joint heat supply system with warm water circulation system for heating 96 panels of resting places. For the performance of experiments were set up two outside air evaporators beside the pigsty, compressor block with the automatized control panel inside the hall of the pigsty. The operation of the heat pump was programmed by the temperature of the back-flow water within 36 - 38°C. The switch off of the compressor is realized, when water achieves the maximum temperature 50°C.

During the experiment amount of consumed heat energy for panel heating with precision $\pm 0.5\text{kWh}$ was regularly counted with ultrasonic heat meter SONOMETERTM1000 and simultaneously amount of electric energy consumed by compressor and electric boiler was counted as well. If we know mentioned above measurements, we can determine efficiency of the heat pump using the following coherence:

$$K = Q/P, \tag{2.1}$$

where K – coefficient of performance;
 Q – gained amount of heat energy, kWh;
 P – electric energy input, kWh.

In Table 2.1. (Ilsters et al, 2010) results of experimental studies when the standard outdoor air heat pump equipment was supplemented with a fan (blowing the outdoor or the pigsty hallway air to the heat pump evaporator) and covering screens are presented.

When blowing outdoor air to the evaporator with intensity in average $1.5 \text{ m}^3 \cdot \text{sek}^{-1}$ achieved results was dependent on outdoor air temperature. At outdoor air temperature 10°C when frosting of the evaporator was minimal, increase of heat power was up to 1 kW what in point of fact is a little bit more than power required for operation of the fan – 0.5 kW. At outdoor air temperature 6°C , increase of heat power achieved up to 3 kW. Insignificant increase of heat power still remained when outdoor air temperature was declining more, but it was not able to thaw the frosting of the surface of evaporator due to operation of compressor. Therefore screens were placed around the evaporator and from the hallway of the pigsty warmer air was supplied with temperature $7 - 9^\circ\text{C}$ to the surface of the evaporator what improved usage of heat. Positive effect with increase of power for 2.4 – 3.2 kW was still achieved at outside air temperature $+2^\circ\text{C}$.

2.4. Investigation of the air heat pump and the heat exchanger usage

As experimental studies of outdoor air heat pump shows that intensified blowing allows to extend the heat pump working range till the outdoor temperature $+2^\circ\text{C}$ (Ilsters et al., 2010) and air-to-air heat exchanger tests in a pigsty shows that the freezing begins at -15°C (Ilsters et al., 2007), then to extend the range of the use of both units, combined solution of air-to-air heat exchanger and outdoor air heat pump can be implemented (LR patent LV 14371) (Fig. 2.6.). In this case cooled air flowing from the heat pump evaporator space is repeatedly preheated by the pigsty outflowing ventilation air through the heat exchanger, what makes possible to operate both units independently from the outdoor air temperature.

To combine heat pump and heat exchanger operation it is necessary to know a specific data about the heat pumps coefficient of performance and efficiency coefficient of the heat exchanger at particular working temperatures and air flow rates. If we know this data, then it is possible to predict amount of heat energy recovered from the outflowing air.

To select right heat exchanger and outdoor air heat pump for particular situation, it is required to make calculations, dividing them into three processes (Fig. 2.6.):

1. process, when the heating air with particular temperature and relative humidity gives its amount of heat energy to heated air through the heat exchanger 2;
2. process, when the heated air with particular temperature and relative humidity recovers amount of heat energy from heating air through the heat exchanger 2;
3. process, when the preheated air with particular temperature and relative humidity gives amount of heat energy to the heat pump evaporator 7.

The heat pump and heat exchanger collaboration working temperatures and amount of gained heat energy in the theoretical calculations are determined. It

was found that at the estimated air flow rates and the pigsty air temperature 19°C, temperature of the air (preheated in the heat exchanger) flowing along the evaporator is 13°C, but flowing from the evaporator space air temperature is 0.3°C and outflowing to the outside cooled down air temperature is 9°C.

3. ECONOMIC EVALUATION

In the economic calculations manufacturing costs of the heat panel are defined, pigsty heat balance studies are made, and feasibility of the heat pump and heat exchanger collaboration solution implementation to supply heat panels with hot water, as well as provide additional pigsty inflowing air preheating at low outdoor temperatures.

3.1. Manufacturing costs of the heat panel

Using in Table 3.1. given data the manufacturing costs were calculated. Price of the heat panel was calculated using formula 3.1 and it comes out that heat panel price accounts 65 EUR:

$$C = (1.21 \cdot M_j \cdot P_j + \Sigma C_k) \cdot k_p, \quad (3.1)$$

where C	– price of the heat panel, EUR;
1.21	– coefficient, taking into account VAT value (in the year 2014. gada LR VAT rate is 21%);
M_j	– price of the new equipment without accessories, EUR kg ⁻¹ ;
P_j	– price of the one kg of new equipment without accessories, EUR kg ⁻¹ ;
C_k	– the accessory unit price, EUR;
k_p	– coefficient of the manufacturing profit, $k_p \sim 1,1 - 1,2$.

Offered in the Latvian market foreign water or electricity heated panel price with an equivalent area is around 85 euros. Therefore, for the farmer it is more beneficial to produce the heat panel by himself, what results in an approximately 20 EUR capital savings.

To get a more accurate reflection of the situation, further studies should be made:

- the temperature distribution result comparison;
- heat panel working life comparison;
- heat panels power consumption comparison at specific operating conditions.

3.2. Pigsty heat balance studies

Pigsty heat balance is calculated by the formula (1.1). To determine the outdoor air temperature at which the local heater and animal heat is insufficient to provide optimal temperature regime in the farrowing pigsty it is required to make an appropriate account. In our case it is done under the condition, that an initial pigsty air temperature is 19°C and relative humidity 70%.

The analysis of two cases of pigsty heat loss through the exterior constructions at heat transfer coefficient $U_1 = 1.56 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ and $U_2 = 0.30 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ but the rest of the heat balance (1.1) components are identical, it was concluded that it is necessary to start an additional heating of the well-insulated pigsty only at outdoor air temperature -13°C, but traditional pigsty has to be heated when the outside temperature drops below -5°C (Fig. 3.1. shows the heat balance of the insulated pigsty). The heat balance was calculated at the maximum infrared lamp heating power of 250 W.

3.3. Heat pump and heat exchanger economic feasibility studies

Calculating the payback time of the combined heating system 12 kW power outdoor air heat pump was selected, which will be able to provide both heat panel heating and inflow ventilation air preheating at outside temperature from -1°C to -13°C. The analysis takes into account data on the outdoor air temperature during the heating season per hour in the Riga region.

Analyzing 5 year temperature indicators it was concluded that at the temperature from -1°C to -30°C (during the temperature decrease below -13°C the additional heat supply will be provided by liquefied natural gas boiler) on average is 1930 hours per heating season (at this stage it is required to provide 11.5 kW heat flow) and outdoor air temperature at which it is required to provide only the heat panel heating is 4790 hours per year. Calculations of the working time of the collaboration solution were made in compliance with the cycle of 4 weeks sucking piglet breeding and a week break for room disinfection. 3.2. Table shows the data used in the calculation.

Making the Net Project Value (NPV) analysis it was concluded that the heat pump and heat exchanger collaboration implementation payback time is 6 years, on the condition, that electricity and natural gas cost ratio will remain unchangeable.

CONCLUSIONS

1. A mathematical model of the sucking piglet resting places' floor water heated panel is developed; thermotechnical and constructive parameter calculations of the heat panel are made.
2. While designing and testing new experimental heat panel, found a close correlation between theoretical and experimental results, the data deviation was not more than $\pm 12\%$.
3. The optimal disposition coordinates of the heat tube coils in the heat panel was found, ensuring that the maximum heat panel working surface temperature deviation from the average value is $\pm 0.5^\circ\text{C}$.
4. The theoretical studies shows, that the disposition of the heat tube coils on two levels only slightly improves temperature distribution over the heat panel working surface, therefore it is advisable to place them on one level in such a way making the heat panel design uncomplicated.
5. Making experiments about possibility to use the outdoor air heat pump at Latvian climatic conditions it was found out, that it is possible to decrease frosting of the evaporators, breezing warm air with the temperature $7 - 9^\circ\text{C}$, in such a way power of the heat pump increases for about $2.4 - 3.2\text{ kW}$ and the COP of the heat pump increases up to $2.40 - 2.45$.
6. The solution was developed where animal heat can be recovered through the outdoor heat pump and a heat exchanger system (patent LV 14371) for the sucking piglet resting places floor heating.
7. For pigsty air and piglet resting place floor panel heating it is recommended to recover the heat energy from the ventilation system air introducing the patent LV 14371 scheme into practice.
8. At the lowered outdoor temperatures it is not possible to provide optimum heat regime in the pigsty using only local heaters and biological animal heat.
9. Comparison of the manufacturing costs of the concrete heat panel with offered on Latvian market the same area heat panel prices, shows that a heat panel production in farm conditions gives capital savings of approximately 20 EUR.

KOPSAVILKUMA SAGATAVOŠANAI IZMANTOTIE INFORMĀCIJAS AVOTI

REFERENCES USED IN SUMMARY

1. Bjerg B., Zhang G., Kai P. (2008) *CFD investigation of a partly pit ventilation system as method to reduce ammonia emission from pig production units*. Presented at the Livestock Environment VIII conference, Iguassu Falls, Brazil, 31 August - 4 September 2008. [On-line] ASABE [cited 05.04.2012]. Available from: <http://asae.frymulti.com> [Accessed 1 October 2011]
2. Black J.L., Mullan B.P., Lorschly M.L, Giles L.R. (1993) Lactation in the sow during heat stress. *Livestock Prod. Sciences*, No. 35,p. 153–170.
3. Bundy C.E., Diggins R.V., Christensen V.W. (1984) *Swine Production*, 5th ed., New Jersey: Prentice-Hall:Englewood Cliffs, p. 161-166.
4. Close W.H. (1992) Thermoregulation in piglets: environmental and metabolic consequences. *Occasional Publication*, No. 15, Scotland: British Society of Animal Production Midlothian, p. 25-33.
5. Connor M.L. (1993) Recommended code of practice for the care and handling of farm animals: Pigs. *Agriculture and Agri-Food Canada Publication*, Ottawa, p. 55.
6. Deen J. (2010) *Managing the farrowing period for the sow and the litter* [online] University of Minnesota St Paul, MN, USA [cited 22.03.2011.]. Available: <http://www.thepigsite.com/articles/3515/managing-the-farrowing-period-for-the-sow-and-the-litter>
7. Hoff S.J., Li J., Tsao L. (1995) Simulated and measured effect of rectangular obstructions on carbon dioxide gas dispersion in a scaled swine building. **In:** *Transactions of the ASABE*, Vol. 38, No. 5, p. 1519-1532.
8. Iljins U., Šķēle A., Ziemelis I. (1987a) Siltuma plūsmu aprēķins elektriski apsildāmajā grīdā. *LLU raksti: Stacionāro procesu elektromehānizācija un automatizācija lauksaimniecībā*. Jelgava, 80-86 lpp.
9. Iljins U., Ziemelis I. Šķēle A. (1987b) Diskrētā siltuma avota temperatūras noteikšana elektriski apsildāmajā. grīdā. *LLU raksti: Stacionāro procesu elektromehānizācija un automatizācija lauksaimniecībā*. Jelgava, 86-95 lpp.
10. Ilsters A. (2001) *Aprīkojums un izmaksas cūkkopībā*. Latvijas ekonomiskās un sociālās attīstības optimizācijas projekts: Rīga: Poligrāfists, 171 lpp.
11. Ilsters A., Kancevica L., Ziemelis E. (2006) Efficiency of the heat exchanger in a pig barn. **In:** *The 5th International Scientific Conference Engineering for Rural Development: Proceedings*. Jelgava: LLU, p. 130-134.

12. Ilsters A., Ziemeļis E., Putans. A. (2007) Comparative Investigation of Heat Exchangers. **In:** *The 6th International Scientific Conference Engineering for Rural Development: Proceedings*. Jelgava: LLU, p. 47-51.
13. Ilsters A., Ziemeļis E., Ziemeļis I. (2008a) Examination of heat exchangers in fattening pigsty. **In:** *The 13th International Conference of Institute of Agricultural Engineering LUA: Proceedings*. Raudondvaris: LUA, p. 192-195.
14. Ilsters A., Jesko Z., Ziemeļis E. (2008b) Efficiency of the use of heat exchangers in the pigsty. **In:** *The 7th International Scientific Conference "Engineering for Rural development": Proceedings*. Jelgava: LLU, p. 45-50.
15. Ilsters A., Ziemeļis I. (2009) Renewable and alternative energy resources in piggeries. **In:** *Proceedings of the 6th Research and Development Conference of Central and Eastern European Institutes of Agricultural Engineering: Proceedings*. Raudondvaris: LUA, p. 133-137.
16. Ilsters A., Ziemeļis I., Kristutis I. (2009) Possibility of Heat Pump use for Piglet Resting Place Heating. **In:** *Proceedings of the 8th International Scientific Conference Engineering for Rural Development: Proceedings*. Jelgava: LLU, p. 47-51.
17. Miškis A. (1968) *Augstākā matemātika*. Rīga: Zvaigzne, 621 lpp.
18. *Piglet Survival: New Thinking on an Old Problem* (2009) [tiešsaite] [skatīts 2010. g. 22. apr.]. Pieejams: <http://www.thepigsite.com/articles/2745/piglet-survival-new-thinking-on-an-old-problem>
19. Priekulis J., Strautnieks N. (2000) Lauksaimniecības darbu mehanizācijas ekonomiskais vērtējums. 1. daļa. Jelgava: LLU, 29 lpp.
20. Riekstiņš E. (1969) *Matemātiskās fizikas metodes*. Rīga: Zvaigzne, 629 lpp.
21. Savičs I. (1981) *Cūkkopība: mācību grāmata*. Rīga: Zvaigzne. 218 lpp.
22. Šķēle A., Ramiņš E., Putāns H. (1999) *Kā izaudzēt lētus sivēnus. Ienesīga tālumnieka saimniecība*. Rīga: Avots, 254 lpp.
23. Zagorska V., Iljins U. (2011) Calculations of heated floor panel for resting places of piglets. **In:** *Agronomy Research, Volume 9, Biosystems Engineering, Special Issue*. Tartu: Estonian university of Life Sciences, p. 237-244.
24. Ziemeļis I. (2003) *Ar ūdeni apsildāmu sivēnu vietējās apsildes betona paneļu parametru un pielietošanas iespēju izpēte*. Ulbroka: LTZI, 38 lpp.
25. Ziemeļis I., Putāns H., Iljins U. u. c. (2001) Saules enerģijas izmantošanas iespējas sivēnu mīgu grīdu apsildīšanai. **No:** *III starptautiskās zinātniski praktiskās konferences "Vide. Tehnoloģija. Resursi" materiāliem: rakstu krājums*. Rēzekne: RA: Inženieru fakultāte, 221-228. lpp.
26. Михеев М.А., Михеева И.М. (1977) *Основы теплопередачи*. Москва: Энергия, 343 с.