

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta



Katedra mechaniky a strojnictví

**Využití druhotného tepla větracího vzduchu stáje pro chov
brojlerových kuřat**

Diplomová práce

Vedoucí práce: prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Autor práce: Radek Koubek

PRAHA 2016

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Radek Koubek

Technologická zařízení staveb

Název práce

Využití druhotného tepla větracího vzduchu stáje pro chov brojlerových kuřat

Název anglicky

Utilization of secondary heat ventilation air stables for breeding of broiler chickens

Cíle práce

Navrhnout energetický systém využití druhotného tepla větracího vzduchu stáje pro chov brojlerových kuřat.

Metodika

1. Analýza současného stavu řešení problematiky v ČR a zahraničí.
2. Výpočet celkového návrhového tepelného výkonu stáje.
3. Variantní návrhy energetického systému využití druhotného tepla větracího vzduchu. Vyhodnocení variantních návrhů. Výběr optimální varianty.
4. Výpočet roční spotřeby tepla a paliva.
5. Ekonomické vyhodnocení navrženého řešení.
6. Diskuse a závěr.

Doporučený rozsah práce

40 stran

Klíčová slova

stáj; větrání; vzduch; druhotné teplo; energetický systém; výměník tepla; spotřeba energie

Doporučené zdroje informací

ADAMOVSÝ Radomír, KÁRA Jaroslav. Využití druhotného tepla větracího vzduchu stájí. Praha: Technická fakulta ČZU v Praze. 2002. 211 s. ISBN 80-213-0859-1.

ČSN EN 12831. Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2005. 76 s. Třídící znak 060206.

ČSN 73 0543-2. Vnitřní prostředí stájových objektů. Část 2: Větrání a vytápění. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1998. 36 s.

HUTLA Petr, ADAMOVSÝ Radomír, BLAŽEK Miroslav, KÁRA Jaroslav. The stable microclimate regulation by utilization of variable control systém. Scientia Agriculturae Bohemica. 1997, 28, 63-80. ISSN 1211-3174.

Inflow: tzbinfo-stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov [online časopis]. 2010 – 2014. Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/>. ISSN 1801-4399

KÁRA Jaroslav, ADAMOVSÝ Radomír. Analysis of changes of thermic efficiency during operation of the table recuperation exchangers. Scientia Agriculturae Bohemica. 2000, 31, 297-308. ISSN 1211-3174.

Předběžný termín obhajoby

2015/16 LS – TF

Vedoucí práce

prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Garantující pracoviště

Katedra mechaniky a strojnictví

Elektronicky schváleno dne 18. 2. 2015

doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 27. 4. 2015

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 29. 03. 2016

Prohlášení:

„Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: „Využití druhotného tepla z větracího vzduchu stáje pro chov brojlerových kuřat“ vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů. Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby. Jsem si vědom, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí. Jsem si vědom že, na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.“

V Praze dne 31. března 2016


.....
Radek Koubek

Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce prof. Ing. Radomíru Adamovskému, DrSc. a všem ostatním, kteří mi poskytli potřebné informace ke zpracování, za pomoc a veškerý čas, který mi věnovali.

Abstrakt: Cílem této diplomové práce bylo navržení a vyhodnocení efektivnosti systému pro zpětné získávání tepla z větracího vzduchu pro stáj s brojlerovými kuřaty. To je doplněno o analýzu potřeb kuřat z pohledu požadavků na výměnu vzduchu a popis metod využití zpětného získávání tepla. Následně je rozebrán výpočet návrhového tepelného výkonu definované stáje dle českých norem, včetně popisu jednotlivých členů rovnice tepelné bilance. Na základě výpočtu je navržen energetický systém zpětného získávání tepla z větracího vzduchu a definovány výpočtové parametry nutné k posouzení ročních nákladů na vytápění. Dále je do průběhu jednoho roku rozvržen počet turnusů a na základě toho porovnány roční spotřeby tepla a náklady na vytápění pro variantu bez zpětného získávání a se zpětným získáváním tepla. Z rozdílů ročních nákladů na vytápění obou variant systémů je stanovena návratnost vložené investice, index ziskovosti a celkový finanční zisk za dobu životnosti.

Klíčová slova: větrání, vzduch, druhotné teplo, výměník tepla, spotřeba energie

The utilization of secondary heat from ventilation air in a farm for broiler chickens

Summary: The goal of this thesis was to propose and evaluate the effectivity of a heat recovery system from ventilation air in a farm for broiler chickens. That was supplemented by an analysis of the needs of chickens in respect to their requirements on air exchange and also by a description of heat recovery methods. Subsequently the calculation, according to czech regulations, of the need for heat is examined including the description of each element of the heat-balance equation. A heat recovery system is designed based on the calculations and parameters necessary for the evaluation of the annual expenses are defined. Then an amount of batches is planned out into the course of one year and based on that the annual heat consumptions are compared for the option with and without heat recovery systems. The return of the investment, profitability and a total financial profit over the heat recovery systems lifespan are determined from the difference of annual expenses.

Key words: ventilation, air, secondary heat, heat exchanger, energy consumption

Obsah

1. Úvod.....	1
2. Analýza současného stavu řešení problematiky v ČR a zahraničí.....	2
2.1 Brojlerová kuřata	2
2.2 Požadavky na prostředí	2
2.2.1 Relativní vlhkost.....	3
2.2.2 Teplota.....	4
2.2.3 Výměna vzduchu	6
2.2.4 Rychlost proudění vzduchu	6
2.2.5 Chemické látky ve vzduchu a další znečištění vzduchu.....	7
2.3 Zpětné získávání tepla	10
2.3.1 Regenerace.....	10
2.3.1.1 Systém rotační.....	11
2.3.1.2 Systém přepínací.....	14
2.3.2 Rekuperace	15
2.3.2.1 Trubkové.....	15
2.3.2.2 Deskové	16
2.3.2.3 Nebezpečí námrazy.....	18
2.3.3 Tepelná čerpadla.....	18
2.3.4 Systém s kapalinovým okruhem.....	19
2.3.5 Tepelné trubice	20
3. Výpočet celkového návrhového tepelného výkonu stáje.....	22
3.1 Popis objektu.....	22
3.2 Tepelná bilance stáje.....	23
3.2.1 Výpočtové teploty	23
3.2.2 Tepelná ztráta prostupem tepla konstrukcí.....	24
3.2.3 Tepelná ztráta větráním	25
3.2.4 Zdánlivá produkce citelného tepla.....	27
3.2.5 Výkon vytápěcího zařízení se zpětným získáváním tepla.....	28
4. Variantní návrh energetického systému využití druhotného tepla větracího vzduchu. Parametry výpočtu.....	29
4.1 Návrh energetického systému.....	29
4.2 Metodika	31

4.3	Průměrné měsíční výpočtové teploty.....	31
4.4	Potřeba větrání na kus.....	32
4.5	Účinnost rekuperace	33
5.	Výpočet roční spotřeby tepla a paliva.....	34
5.1	Cena tepla ze zemního plynu	35
5.2	Celkové náklady na vytápění za rok	35
6.	Ekonomické vyhodnocení navrženého řešení	37
6.1	Výpočet ekonomického vyhodnocení navrženého řešení.....	38
6.2	Vyhodnocení efektivnosti investice.....	39
7.	Diskuze a závěr	40
	Použité zdroje	41
	Seznam tabulek.....	44
	Seznam obrázků.....	45
	Příloha 1 – Kalendář rozložení turnusů do průběhu roku	I
	Příloha 2 – Závislosti tepelných ztrát a zisků na stáří kuřat při různých venkovních teplotách.....	III

1. ÚVOD

Hlavním cílem práce je návrh a vyhodnocení efektivnosti instalace zařízení pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu ve stáji pro výkrm brojlerových kuřat. A to jak z pohledu norem pro návrh zařízení pro zpětné získávání tepla, ale též se zohledněním co největšího množství reálných parametrů, jako jsou například různé potřeby a požadavky na vlastnosti vnitřního vzduchu stáje, intenzity větrání a potřeby tepla celého stájového objektu pro zrovna narozená kuřata až po kuřata těsně před vyskladněním v průběhu jednoho roku.

Samotné vyhodnocení je podpořeno druhou kapitolou „Analýza současného stavu řešení problematiky v ČR a zahraničí“, popisující důležité požadavky a parametry ovzduší ovlivňující správný vývin kuřat v průběhu výkrmu. Mezi nejdůležitější parametry patří zejména teplota, relativní vzdušná vlhkost a množství škodlivých látek uvolněných do vnitřního prostředí (oxid uhličitý, amoniak, sirovodík atd.) a s tím úzce spjatá nutnost výměny vzduchu. Druhá část rešerše se zabývá popisem zařízení pro zpětné získávání tepla z větracího vzduchu a jejich vhodností aplikace na danou situaci.

Třetí kapitola přibližuje řešený objekt a výpočet celkového návrhového tepelného výkonu stáje podle normy, respektive popisuje všechny členy rovnice tepelné bilance stáje, jejich závislost na ostatních parametrech a jakých výpočtových hodnot nabývají pro řešené zadání.

Čtvrtá kapitola se zaměřuje na výpočet maximální potřeby pro minimální výměnu vzduchu uvnitř stáje a v závislosti na tom na návrh a dimenzování energetického systému. Navrhovaný energetický systém je zvolen s ohledem na druhou část rešerše uvedené v kapitole druhé.

V návaznosti na návrh deskového rekuperačního výměníku porovnává pátá kapitola roční spotřebu tepla a paliva pro variantu bez zpětného získávání tepla, kde je k vytápění použito kotle na zemní plyn a variantu s navrženým výměníkem kde dochází ke zpětnému získávání tepla z větracího vzduchu.

Kapitola šestá obsahuje ekonomické zhodnocení investice do energetického systému, včetně výpočtu finančního zisku za dobu životnosti, indexu ziskovosti a doby návratnosti investičních prostředků.

2. ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU ŘEŠENÍ PROBLEMATIKY V ČR A ZAHRANIČÍ

2.1 Brojlerová kuřata

Ve světě existuje více kuřat, než jakéhokoliv jiného druhu ptáků. Přes 50 miliard kuřat je ročně chováno, jako zdroj potravy ve formě masa či vajec. [27] Většina komerčních farem na kuřecí maso jsou intenzivní, vysoce mechanizované podniky, které zabírají relativně malé plochy v porovnání s ostatními formami chovu. Brojleři (mláďata kura domácího, nebo zvířata produkovaná rychlovýkrmem) se chovají na podestýlce ve velkých otevřených vnitřních stájích v množstvích většinou až 60 000 kusů na jednu budovu vybavených systémem ventilace, vytápění, krmnými a napájecími linkami a osvětlením. Prostor volný k pohybu kuřat se postupem růstu zmenšuje až do bodu, kdy překročí stanovenou hranici hmotnosti na plochu a část kuřat se několikrát odebírá v rámci tzv. předvýběru. Jedná se o brojlery, kteří již dosahují hmotnostní hranice určené pro výkrm, nebo se jí blíží. To má za následek zvětšení prostoru pro zbývající brojlery a snižuje celkovou produkci citelného tepla zvířaty. [25] Před více než 50ti lety trvalo 98 dní, než kuřata dosáhla výkrmové hmotnosti 1,6 kg. Kolem roku 1986 se tato doba díky šlechtění zkrátila na 37 dní. Mláďata kuřat, která stále mají jemné opeření a křehkou kostru podpírají těla dospělých ptáků, což může působit zdravotní problémy. [26] Po dosažení požadované hmotnosti většiny kuřat, dochází k vyskladnění a stáj je nutné vyklidit, vyčistit a připravit pro naskladnění dalšího turnusu jednodenních kuřat. To zahrnuje odstranění veškeré podestýlky, vyčištění podlahy, krmných žlabů, vodovodních potrubí či výměníků a lopatek ventilátorů. Vysokotlakou vodou je stáj vyčištěna a následně vydezinfikována, případně otestována veterináři pro potvrzení adekvátního vyčištění a odstranění potencionálních původců onemocnění. K naskladnění dalšího turnusu dochází mezi 5ti dny a dvěma týdny v závislosti na délce času potřebné k vyčištění a vydezinfikování stáje. Toto mezidobí též snižuje riziko přenosu onemocnění mezi turnusy, jelikož ho většina patogenů nepřežije. [25]

2.2 Požadavky na prostředí

Důležitou roli v chování brojlerových kuřat hraje poskytování dostatečně kontrolovaného a regulovaného prostředí, aby nedocházelo ke zbytečnému úhynu či snižování užitkovosti kuřat. Udržování správné teploty je klíčové zejména v prvních dvou týdnech života kuřete, kdy je kuře nedostatečně vybaveno k adekvátnímu řízení své tělesné teploty, tudíž se

jeho tělesná teplota mění s teplotou prostředí. To může mít za následek zhoršení růstu, sníženou schopnost přeměny krmiva a zvýšenou náchylnost k chorobám. Udržování správných parametrů prostředí je důležité, aby se kuřata nemusela přebytného tepla zbavovat zbytečnou ztrátou energie nadměrným dýcháním nebo vytvářet teplo prostřednictvím enzymových reakcí vznikajících při metabolismu. [7] Nejzákladnější formou řízení prostředí, ve kterém se drůbež pohybuje je dodržování předepsaných teplot a relativních vlhkostí ve stájích za pomoci správného nastavení a regulace větrání a vytápění. Nejjednodušší metodou monitorování pohodlí kuřat je pozorování jejich chování a podle toho regulování vnitřní teploty. Kuřata by měla být rovnoměrně rozložena v prostoru. Případy, kdy se kuřata shlukují ve skupinách nebo přímo sedí v krmných miskách může značit, že teplota je příliš nízká. Naopak je-li zaznamenaná zvýšená aktivita dýchání a kuřata se pohybují dále od přívodů teplého vzduchu, či topných těles, znamená to, že teplota je příliš vysoká. [6] Dalším důležitým parametrem je prostor. Přeplnění stáje je problémem vyskytujícím se hlavně ke konci turnusu a podle požadavků technické zprávy je maximální počet kuřat v kilogramech živé hmotnosti 38 kg/m², který se při překročení koriguje předčasným vyskladněním kuřat vhodné hmotnosti. [26]

2.2.1 Relativní vlhkost

Všechna zvířata produkují do okolního prostředí teplo vypařováním vlhkosti z dýchacího ústrojí a skrz kůži. Je-li hodnota relativní vlhkosti vyšší, způsobuje menší ztrátu odpařováním a tím i zvýšení teploty, kterou zvíře vnímá. Finální teplota vnímaná zvířetem tedy závisí na teplotě suchého teploměru a množství relativní vlhkosti. Zvýšením relativní vlhkosti se při určité teplotě zvýší i vnímaná pocitová teplota, zatímco snížením se pocitová teplota snižuje. [29] Schopnost vzduchu udržovat vlhkost je závislá na teplotě. Teplý vzduch dokáže udržet více vlhkosti než vzduch studený. Pojem relativní vlhkost udává procentní množství vodního nasycení vzduchu při určité teplotě. Množství vlhkosti ve vzduchu ovlivňuje schopnost kuřat chladit se dýcháním a ovlivňuje produkci čpavku. Doporučená relativní vlhkost vzduchu v průběhu výkrmu je mezi 60-70 %, viz tab. 1. Relativní vlhkost vzduchu nižší jak 50% (může být problémem zejména na začátku turnusu, kdy mláďata potřebují vyšší teplotu vzduchu) má za následek nežádoucí zvětšení množství prachu a lehčích mikroorganismů ve vzduchu. [6] Prostředí je pak suché a kuřata mohou začít trpět dehydratací či se u nich mohou začít objevovat respirační problémy a dochází k negativnímu ovlivnění užitkovosti, proto je nutné provést kroky ke zvýšení relativní vzdušné vlhkosti. Jedním z možných řešení tohoto problému může

být použití zařízení k zamlžování či rosení, které se používá při vysokých teplotách k ochlazování vzduchu. V počátku výkrmu je tedy možné využít tento systém ke zvýšení relativní vlhkosti vzduchu. [29] Oproti tomu relativní vlhkost vyšší jak 70 % (problémem většinou v zimních obdobích, kdy je vlhkost venkovního vzduchu vysoká) je též nežádoucí zejména u starších brojlerů, u kterých se hodnota ideální relativní vlhkosti vzduchu snižuje a lze ji lépe korigovat. Vysoká relativní vlhkost poskytuje vhodnější podmínky k růstu bakterií v trusu, které generují více čpavku (čpavek má nežádoucí účinky na zdraví a výkon kuřat). Tato vlhkost, společně se čpavkem, by se měla odstraňovat zvýšením množství vyměněného vzduchu. Vysoká relativní vlhkost v kombinaci se zvýšenou teplotou především v letních měsících snižuje pohodlí drůbeže a zvyšuje jejich neklid a stres. [6]

Tab. 1 Teploty suchého teploměru vyžadované k dosažení cílové pocitové ekvivalentní teploty při různé relativní vlhkosti. [29]

Stáří (dny)	Cíl		Teplota suchého teploměru při % relativní vlhkosti				
	Teplota °C	Rozmezí relativní vlhkosti %	Ideální				
			40	50	60	70	80
Stáří 1 den	30,0	60-70	36,0	33,2	30,8	29,2	27,0
3	28,0	60-70	33,7	31,2	28,9	27,3	26,0
6	27,0	60-70	32,5	29,9	27,7	26,0	24,0
9	26,0	60-70	31,3	28,6	26,7	25,0	23,0
12	25,0	60-70	30,2	27,8	25,7	24,0	23,0
15	24,0	60-70	29,0	26,8	24,8	23,0	22,0
18	23,0	60-70	27,7	25,5	23,6	21,9	21,0
21	22,0	60-70	26,9	24,7	22,7	21,3	20,0
24	21,0	60-70	25,7	23,5	21,7	20,2	19,0
27	20,0	60-70	24,8	22,7	20,7	19,3	18,0

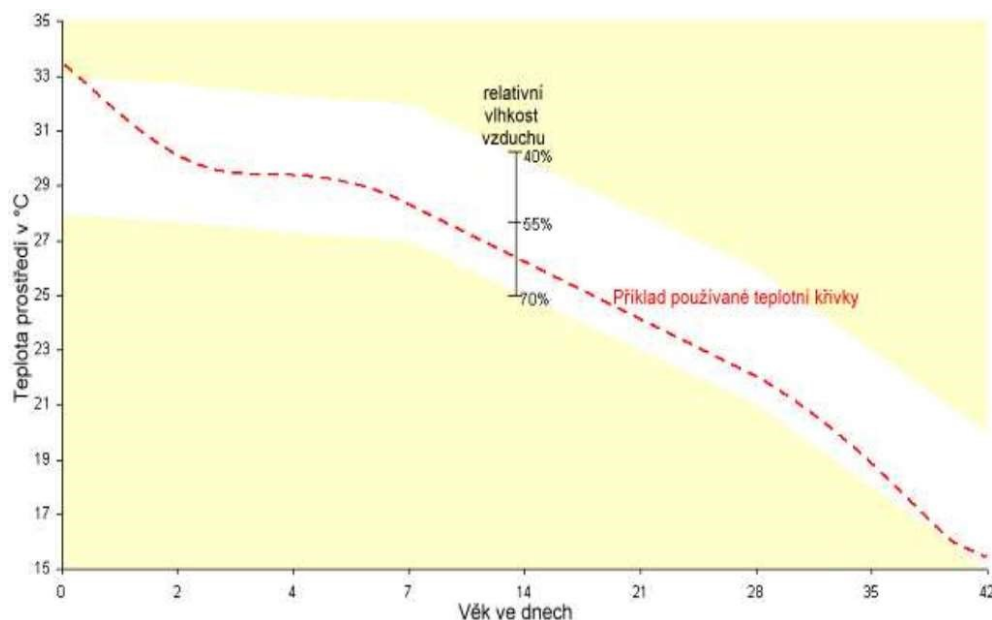
Tabulka demonstruje spojitost mezi relativní vlhkostí a teplotou vnímanou kuřaty. Je-li zjištěná relativní vlhkost mimo ideální rozmezí, je nutné upravit teplotu haly ve výšce kuřat, podle odpovídajících hodnot. Ve všech stádiích výkrmu je nutné kontrolovat chování kuřat a podle toho následně korigovat teplotu haly.

2.2.2 Teplota

První dva dny života brojlerů je k přežití a udržení zdraví vyžadována optimálně teplota okolo 30-32 °C. Jak postupem času kuřata rostou, jejich potřeba tepla k udržení dostatečné tělesné teploty se postupně snižuje, a tím i požadovaná teplota vzduchu uvnitř stáje rychlostí přibližně

0,5 °C za den, až se 21. den dostane na hodnotu okolo 22 °C. Později může být teplota zredukována i na nižší hodnotu viz obr. 1. [25] V případě přílišného snížení teploty prostředí bude drůbež spotřebovávat větší množství krmiva, aby si udržela požadovanou tělesnou teplotu. Jestliže drůbež využívá krmiva jako prostředku ke zvýšení teploty, nemění se toto krmivo na maso, což je nežádoucí a zároveň zvyšuje cenu kilogramu masa. Oproti tomu při zvýšených teplotách prostředí, drůbež plýtvá energií v jejich snaze se zchladit. V těchto případech se u drůbeže zvyšuje výskyt metabolických poruch, což má za následek zvýšení mortality. [6] Pro dosažení optimální tepelné pohody v hale je nutné korigovat mimo teploty vzduchu též rychlost jeho proudění a vlhkost vzduchu, jelikož kombinace těchto faktorů udává tzv. efektivní teplotu, což je teplota skutečně pocíťována kuřaty. Cílem odchovu je dosahování stanovených denních přírůstků hmotnosti brojlerů a tím dobré konverze krmiva na maso. Efektivita výkrmu brojlerů je teplotou ovlivněna maximálně a tudíž musí-li brojler využívat energii k zahřívání či ochlazování své teploty, je k tomu využita energie, která by měla být k dispozici pro produkci masa. Nezbytné pro řízení teploty uvnitř stájí je tedy pečlivé pozorování rozložení kuřat v hale a jejich aktivit, stejně tak jako kontrola jejich tělesné teploty a měření relativní vlhkosti a rychlosti proudění vzduchu.

Obr. 1 Příklad teplot prostředí používaných v praxi v závislosti na stáří kuřat (v mezích běžné relativní vlhkosti vzduchu)



Zdroj: http://www.schromfarms.cz/documents/cobb_500_Broiler_2011.pdf

2.2.3 Výměna vzduchu

Vyměňovat vzduch je nutností k regulování teploty, vlhkosti, odstranění oxidu uhličitého, čpavku a dalších nežádoucích plynů, prachu či zápachů z ovzduší, viz tab 3. Čerstvý vzduch musí být rovnoměrně přiváděn, dobře se směřovat s vnitřním vzduchem a správně cirkulovat vnitřními prostory. Vnitřního pohybu vzduchu se dosáhne podtlakovým větráním. Ventilátory ve střeše odtahují vzduch a vytváří podtlak. Nový vzduch je nasáván otvory ve zdech s klapkami a je směřován ke stropu, kde dochází ke směřování s vnitřním vzduchem. To zabraňuje tomu, aby se chladnější vzduch usadil u země a kuřata ochlazoval. Rychlost příchozího vzduchu je důležitá pro to, aby se vzduch pohyboval u stropu. Otevře-li se klapka příliš, nebo rychlost přisávaného vzduchu klesne pod určitou úroveň, bude se chladnější vzduch rychleji snášet k podlaze. To bude nejenom kuřata ochlazovat, ale může vytvářet chladnější místa na zdivu či podlaze kde při kontaktu s teplejším vzduchem dojde ke kondenzaci a vytvoří se nežádoucí vlhká místa. Správná cirkulace vzduchu pomáhá lépe vyměňovat vzduch a regulovat tělesnou teplotu kuřat, ale také napomáhá ke snižování vlhkosti podestýlky. [7]

2.2.4 Rychlost proudění vzduchu

Rychlost proudění vzduchu je společně s vlhkostí vzduchu úzce spjata s výslednou pocitovou teplotou působící na kuřata ve výkrmu. Vyšší rychlost vzduchu se negativně projevuje zejména při nízkých teplotách, což především při delším působení v zimních měsících může působit jako stresový faktor a způsobovat podchlazení organismu kuřat. [21] Toto je obzvláště důležité u malých kuřat. Krom citlivosti na kvalitu vzduchu a množství škodlivin, jsou malá kuřata též velmi náchylná na průvan, viz tab. 2. U jednodenních kuřat i velmi nízká rychlost vzduchu (okolo $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) může mít za následek výrazný ochlazovací efekt a nežádoucí snížení přírůstků hmotnosti. To znamená, že do 14ti dnů věku kuřete, by měla být zajištěna ventilace taková, aby nedocházelo k negativnímu ochlazování kuřat. Naopak v horkém podnebí u starších kuřat je nutné dodržovat rychlost proudění vzduchu, které napomáhá odvodu tepla. [22] Urychluje totiž výdej tepla z organismu a snižuje riziko přehřátí. Při vysokých rychlostech proudění, speciálně u chovů s podestýlkou, ovšem vzniká riziko zvýšení prašnosti či jiného mikrobiálního znečištění vzduchu. [21] Maximální doporučené hodnoty rychlosti proudění vzduchu jsou uvedeny v tab. 2. Nicméně norma ČSN 73 0543-2 pro návrh větrání počítá s doporučenou nejvyšší rychlostí vzduchu $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pro drůbež do 5ti týdnů věku. Dále říká, že „při vyšších teplotách se zvyšuje doporučená nejvyšší rychlost vzduchu

vždy o $0,15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ na každé 2 K, o které převyšuje skutečná teplota vzduchu t_i výpočtovou hodnotu t_{ip} .”

Tab. 2 Maximální rychlost proudění vzduchu v úrovni kuřat podle věku [22]

Věk kuřat	Rychlost proudění vzduchu (m/s)
0 – 14 dnů	nehybný vzduch
15 – 21 dnů	0,5
22 – 28 dnů	0,875
více než 28 dnů	1,75 – 2,5

2.2.5 Chemické látky ve vzduchu a další znečištění vzduchu

Oxid uhličitý

Oxid uhličitý (CO_2) je plyn bez barvy či zápachu. Do vnitřního vzduchu se může dostávat zejména z plynových vytápěcích systémů (jsou-li přítomny) nebo vlivem dýchání samotných kuřat. Zpočátku naskladnění kuřat je většina oxidu uhličitého produkována vytápěcím systémem, ale jak ptáci stárnou a dosahují konce svého cyklu růstu, též generují větší množství CO_2 , které musí být ve vzduchu korigováno. [7] Doporučené maximální množství CO_2 ve vzduchu je 0,3 % (neboli 2500 ppm), nicméně při výpočtu návrhu množství větracího vzduchu se podle normy ČSN 73 0543-2 používá 0,25 % objemové koncentrace.

Oxid uhelnatý

Oxid uhelnatý (CO) je bezbarvý, velmi jedovatý plyn, vznikající zejména při nedokonalém spalování. Při vyšších koncentracích způsobuje omezení přenosu kyslíku z plic do krevního oběhu. Nejčastěji dochází k otravě kuřat z výfukových plynů během transportu, nebo v případě nedokonalé ventilace v líhních. Mortalita může být vysoká, není-li zajištěn přívod čerstvého vzduchu. [23], [24] Doporučené maximální množství je uvedeno v tab. 3.

Čpavek

Čpavek (NH_3) je dalším typem vzdušného znečištění. Vysoké hodnoty relativní vzdušné vlhkosti a vyšší teplota zlepšují podmínky pro mikrobiální růst v podestýlce smíšené s drůbežím trusem, protože přispívají k rozkladu organického materiálu. Čím více se množství mikrobiálních látek zvyšuje, tím více se ze zdrojů dusíku nalezeném v trusu zvyšuje produkce

čpavku. Tudíž je důležité množství této látky ve vzduchu monitorovat a zajistit dostatečnou výměnu vzduchu, když se její množství ve vnitřním vzduchu přiblíží doporučenému limitu uvedenému v tab. 3. [7]

Sirovodík (H₂S)

Bezbarvý jedovatý plyn vznikající zejména při hnití bílkovinných hmot živočišného či rostlinného původu při působení bakterií. Krmení potravou s vyšším obsahem bílkovin obsahujících síru je nejčastějším zdrojem sirovodíku. Je to plyn těžší než vzduch, tudíž se drží při zemi, nicméně jelikož je cítit dříve než dosáhne hygienicky přípustné a závadné koncentrace, nebývá většinou problémem. [28]

Prach

Prach je významnou škodlivinou stájového prostředí a do stájových prostor se může dostávat z nejrůznějších zdrojů. Nejčastěji se prach do vzduchu dostává ze suchého či závadného steliva či podávanými suchými krmivy, ale jeho produkce je závislá na mnoha dalších faktorech, jako například kategorii hospodářských zvířat, ustájení, technologii chovu, druhu krmiva a čistotě stáje. Může být biologického i chemického složení a jakékoliv velikosti z čehož vyplývá i různá rychlost usazování. Obsah prachu ve vzduchu je většinou úzce spjat s mikrobiálním znečištěním. Mimořádně toxický je prach nesoucí metabolity roztočů žijících v reziduích peří či kůže. Při dlouhodobém vdechování mohou vyšší koncentrace prachu způsobovat závažnější problémy jak u zvířat, tak i u člověka, kvůli svým dráždivým, alergickým a infekčním účinkům. Při zvýšené prašnosti může být významnější i výskyt bakterií ve vzduchu. Absence ultrafialového záření (slunečního záření) v uzavřených prostorech též přispívá k mikrobiální škodlivosti. Podle tab. 3, by hodnota respirabilního prachu (tzn. hmotnostní frakce částic pronikajících do dýchacích cest) neměla překročit 3,4 mg.m⁻³. [28]

Zápach

Zápachy uvnitř stáje mohou být různorodé a velmi často specifické. Objektivnost jejich měření je též velmi obtížná. Nejčastějším zdrojem zápachu může být všeobecně snížená péče o čistotu vnitřních prostor stáje, případně zkažené či nevhodné krmivo. Míra výměny vzduchu vnitřních prostorů je též důležitým faktorem a při omezení míry větrání v kombinaci s vyššími teplotami může intenzita zápachu uvnitř objektu zesílit do takové míry, že mohou ohrozit některé fyziologické funkce zvířat, či obsluhy a velmi nepříjemnit ovzduší v okolí stáje. [36]

Tab. 3 Doporučené parametry kvality vzduchu podle [22] a ČSN 73 0543-2

Doporučené parametry kvality vzduchu		
Kyslík	%	> 19.6
CO ₂	ppm	2500
CO	ppm	10
Amoniak	ppm	< 10
Respirabilní prach	mg.m ⁻³	< 3.4
Relativní vlhkost	%	50-70

2.3 Zpětné získávání tepla

Zpětné získávání tepla nachází uplatnění v řadě oborů. Je to velmi obecný pojem, který obsahuje mnoho možností technických řešení a využití. V případě vzduchotechniky se dá definovat jako snaha cíleného využití energie vzduchu odváděného z objektu, tzv. odpadního vzduchu. [8] Důvodem ke zkoumání a vývoji zařízení využívajících zpětné získávání tepla je snaha o snížení provozních nákladů v letních i zimních měsících omezením spotřeby energie, respektive zlepšením hospodaření s energií a omezením potenciálu odpadní energie v celkové energetické bilanci budov. Zároveň zpětné získávání tepla pozitivně přispívá k celkové ekonomické bilanci snížením investičních nákladů například odstraněním nutnosti některých komponentů či snížením výkonnosti zařízení produkujících teplo či chlad. Účelem systémů zpětného získávání tepla je tedy zlepšení celkové energetické bilance systému a využití tepla odpadního (znečištěného) vzduchu. Toto získané teplo se následně využije pro ohřev buď samotného přiváděného vzduchu nebo jiné látky využitelné v energetickém provozu, například voda či jiná akumulární látka dále využitelná mimo energetický systém. Důležitým pojmem při zpětném získávání tepla je rozlišovat zda se jedná o citelné či latentní teplo. Citelným teplem se mění teplota vzduchu a je sdíleno přes teplosměnnou plochu ve výměníku. Vázané latentní teplo se sděluje při kondenzaci vodní páry či vypařování vody a dochází ke sdílení přímo do média ohřivaného či přes další vložené zařízení, například kapalinový okruh. Součet citelného a latentního tepla mění entalpii a nazývá se teplo celkové. [9] Výměníky můžeme z hlediska principu funkce rozdělit na regenerační, rekuperační.

2.3.1 Regenerace

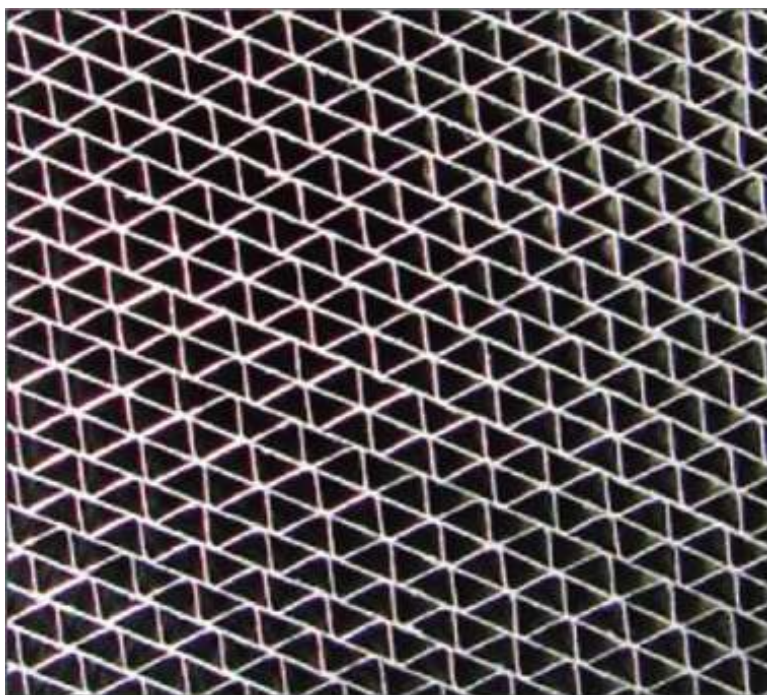
Princip regenerace spočívá ve využití hmoty výměníku jako teplosměnné plochy k akumulaci tepelné energie a vlhkosti. Teplosměnný povrch hmoty je střídavě omýván vzduchem odsávaným ven z prostor (odpadním) a vzduchem přísávaným dovnitř (čerstvým vnějším), to znamená, že teplo je odevzdáváno z odpadního vzduchu do hmoty a následně z hmoty do čerstvého přísávaného vzduchu. Tento systém sdílení tepla má za následek částečný přenos hmoty, což může mít pozitivní vliv na přenos vlhkosti z odpadního vzduchu (v některých případech účinnost přenosu až 70 %), [8] ale zároveň negativní vliv v podobě rizika přenosu škodlivých látek. Z tohoto důvodu není praktické využívat regeneračních výměníků v případech, kdy je odváděný vzduch znečištěný škodlivinami, prachem, či pachy. Přípustnost použití je v případech s nízkým obsahem škodlivin v odpadním vzduchu, či

v aplikacích kde je nízký přenos škodlivin akceptovatelný. I tehdy je vhodné výměník doplnit o pomocné detekční zařízení. [10] Použití regeneračních výměníků je příhodné v případech, kdy je požadované množství vyměněného vzduchu z hlediska množství vlhkosti menší, než nutné množství odvedených škodlivin. Tato situace nastává u drůbeže pouze v krátkém období roku. Po většinu roku je ovšem nejdůležitější odvádět požadované množství vzduchu z důvodu regulace množství škodlivé vlhkosti ve vzduchu, což zajišťují efektivněji rekuperační výměníky, kde nedochází ke kontaktu odváděného a přiváděného vzduchu. Neustálý kontakt a výměna hmoty mezi odpadním a čerstvým vzduchem může mít negativní dopad na koncentrace plísní či bakterií ve stájovém prostředí, proto se jeví využití regeneračních výměníků v případě stáje pro brojlerová kuřata jako nepraktické. [19]

2.3.1.1 Systém rotační

Rotační regenerační výměníky jsou jednou z nejefektivnějších metod přenosu tepla i vlhkosti. U provedení pro přenos tepla (nehygroskopické provedení) je účinnost až 85 % a u vlhkostního provedení (hygroskopické) je účinnost přenosu vlhkosti až 90 %. Co se týče množství vzduchu, které jsou schopny zpracovat, jsou regenerační výměníky též velmi efektivní v porovnání s ostatními metodami zpětného získávání tepla. [30] Konstrukce výměníku existuje rotační, kde teplosměnná a zároveň akumulární hmota je nejčastěji vyrobena z hliníkového plechu (ideální pro tento proces, protože má vysokou měrnou tepelnou kapacitu). Tato hmota je tvořena pomalu rotujícím válcem s průtočnými kanálky (viz obr. 2) poháněným elektromotorem.

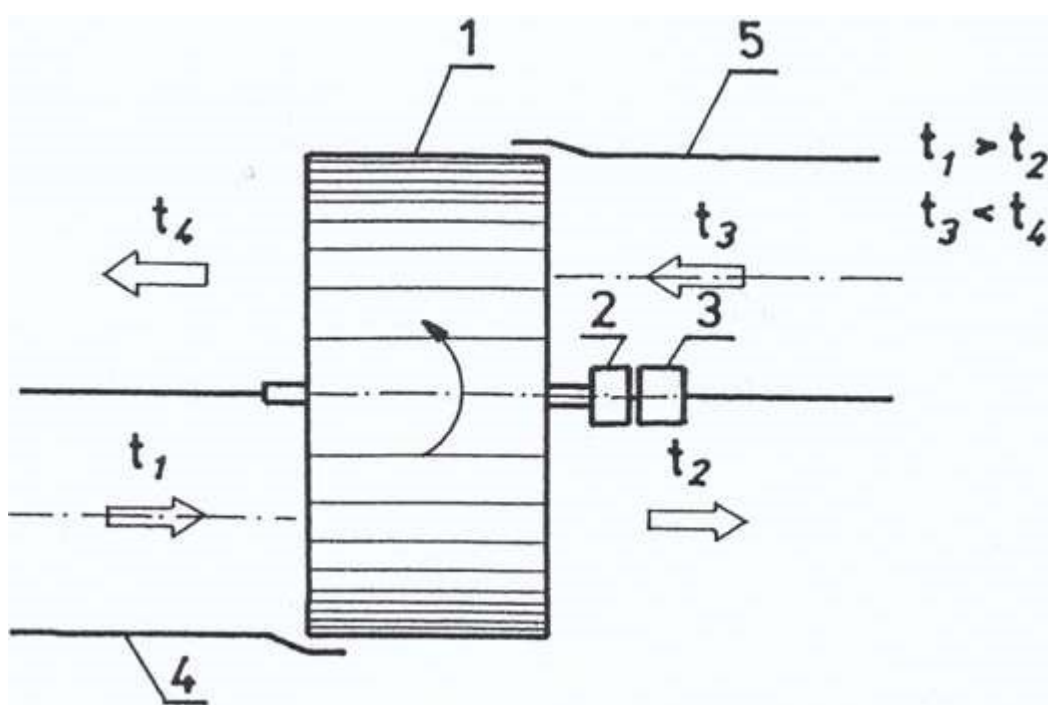
Obr. 2 Detail kanálek deskového rekuperačního výměníku



Válec rotací v prostoru střídavě zasahuje polovinou svého objemu do dvou vzduchových kanálů a tím dochází k akumulaci tepla do válce a jeho následného přenosu do přivedeného vzduchu. (viz obr. 3) Pro přenášení vlhkosti může sloužit speciální hydrokopičká vrstva na povrchu teplosměnné plochy. Regulace změnou otáček, případně úplným vypnutím je snadná. Doporučuje se občasné otočení rotoru i v době kdy je mimo provoz, aby se zamezilo nestejnomyšernému opotřebení. Ke snížení přenosu nečistot mezi odváděným a přiváděným vzduchem slouží pročišřovací zóna, kde jsou kanálky profukovány proudem čistého vzduchu. K zajištění správné funkce tohoto ochraného systému zabraňujícímu pronikání vzduchu netěsnostmi okolo rotoru se využívá slabého přetlaku vzduchu přiváděného ve srovnání s vzduchem odpadním. [11] Využití a výhod rotačních výměníků je nespočet od ventilace po klimatizace většinou například větších obytných budov, kanceláří, výrobních hal, nebo při zpracování odpadního vzduchu ve spalovnách odpadu. [30] Výměníků, je-li to požadováno, může být i několik. Jejich uspořádaní může být nad sebou či vedle sebe a lze je použít jako samostatné díly vřazené do potrubních rozvodů vzduchotechniky nebo stěn zděných strojoven. Nebezpečí zanášení vzdušnými nečistotami lze řešit předřazenými filtry. Hlavní výhoda rotačních výměníků spočívá ve snížení nákladů na vytápění či chlazení v podobě ohříváčů a ochlazovačů vzduchu, čerpadel, kompresorů a potrubí či kotelny. Obzvláště u variant s přenosem vlhkosti je výhodou snížení spotřeby energie na zvlhčování vzduchu. Ve srovnání

s deskovými rekuperátory se jako výhoda jeví malá stavební šířka ve vzduchotechnických jednotkách či vyšší účinnost předání tepelné energie, ať už v podobě tepla či chladu, či schopnost předávat současně i vlhkost, což může též být považováno za největší nevýhodu rotačních regenerátorů. Rotační výměník má též nesporně vyšší samočisticí schopnost. Příčinou je opačný směr proudění přívodního a odvodního vzduchu. To znamená, že přicházející nečistoty, které ulpí na čelní straně výměníku jsou po otočení do opačného směru proudění strženy proudem vzduchu a odneseny mimo jednotku. Účinnost této schopnosti ovšem není stoprocentní, tudíž je nutné řadit filtr do obou směrů proudů vzduchu. I při provozu s kvalitní filtrací vzduchu dochází v průběhu času k postupnému zanášení kanálek v rotoru, čímž se snižuje účinnost a výkon. Tlaková ztráta narůstá a v krajních situacích může dojít k poškození výměníku. Při provozu je nutností pravidelná kontrola znečištění rotoru a důsledné čištění rotoru například tlakovým vzduchem, tlakovou vodou či vhodným rozpouštědlem v závislosti na typu znečištění. Únik vzduchu mimo výměník či směšování vzduchů je nežádoucí. K zabránění tohoto jevu slouží těsnění, které se jeví jako vysoce efektivní s hodnotou netěsnosti pod 0,5 % objemového průtoku. [31]

Obr. 3 Princip funkce rotačního regeneračního výměníku [39]

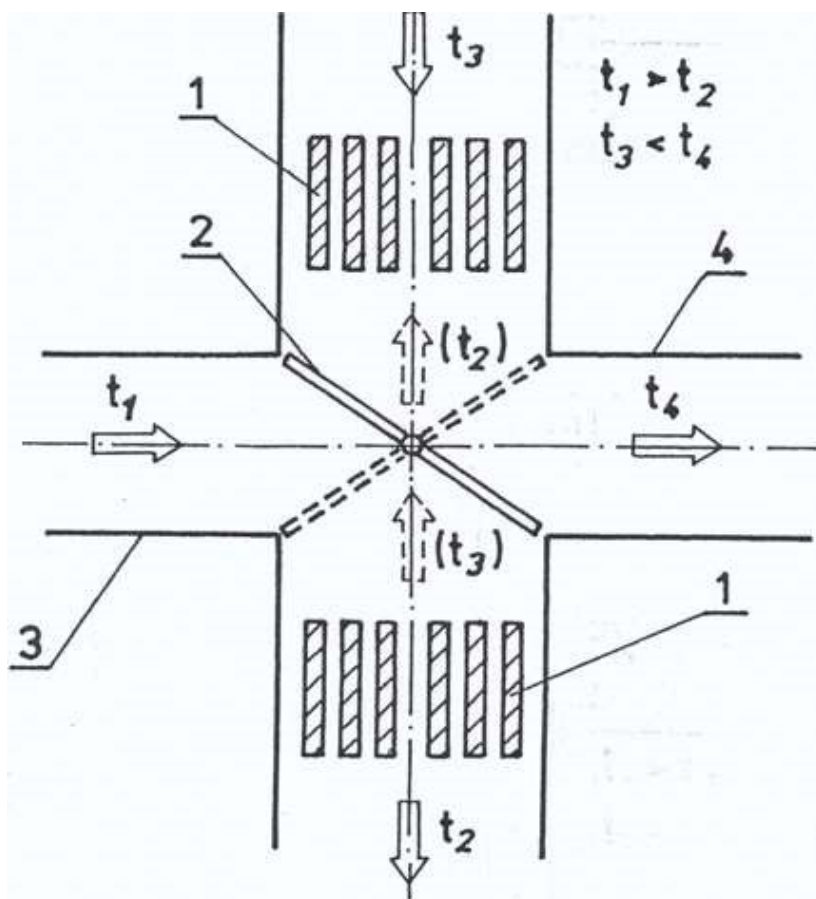


1 – válec s teplosměnnou plochou, 2 – převod do pomalu, 3 – pohon válce, 4 – ochlazovaná vzdušina, 5 – ohřívána vzdušina.

2.3.1.2 Systém přepínací

Další konstrukcí regeneračních výměníků je konstrukce přepínací. Ta funguje na principu přepínání přechodu proudů vzduchu přes akumulaci hmotu, která zůstává ve statické poloze. K přepínání mezi přiváděným a odváděným vzduchem slouží soustava klapek a dvě akumulaci komory naplněné hmotou. Interval přepínání se pohybuje v řádu sekund až desítek minut. Vzduch přiváděný a odváděný tedy prochází střídavě přes akumulaci hmotu, čímž se dosahuje vysokých účinností, nicméně nevýhodou je složitější konstrukce, větší rozměry a úplná nemožnost zabránění přenesení škodlivých látek z odpadního vzduchu do vzduchu čistého (oproti rotační konstrukci), tudíž je vhodné použití v situacích, kde odpadní vzduch není znečištěn. Princip funkce je znázorněn na obr.4.

Obr. 4 Princip funkce přepínacího regeneračního výměníku [39]



1 – teplosměnné akumulaci plochy, 2 – klapka, 3 – přivodní potrubí ochlazované vzdušiny, 4 – odváděcí potrubí ohříváné vzdušiny

2.3.2 Rekuperace

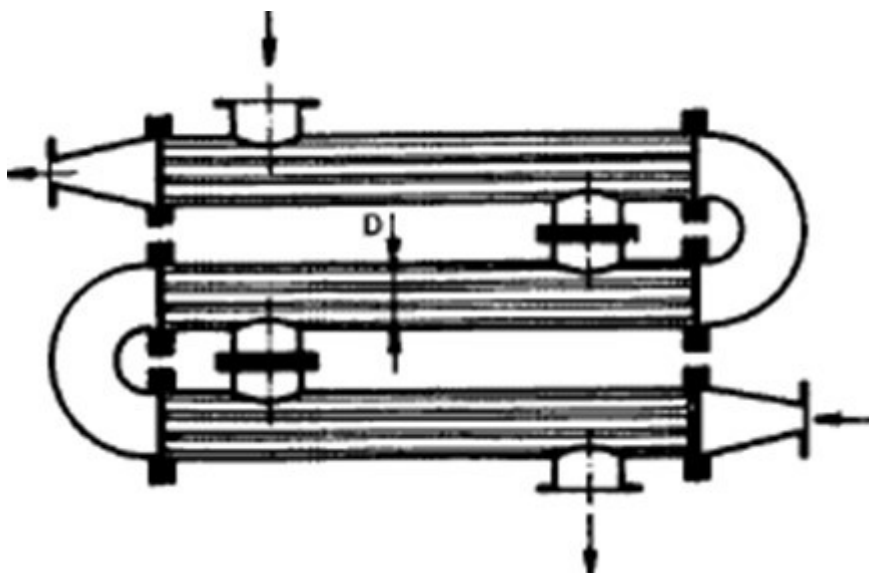
Moderní systémy větrání by měly obsahovat alespoň nějakou verzi rekuperace vzduchu ke snížení nákladů spojených se ztrátami tepla při nezbytném větrání. Samotný pojem rekuperace znamená zpětné získávání odpadní, neboli zbytkové energie, která by jinak byla uvolněna do vnějšího prostředí. Nejjednoduším i nejpoužívanějším principem rekuperace je prostřednictvím výměníků typu vzduch-vzduch. Zpětné získávání tepla rekuperací je realizováno přívodem čerstvého, chladnějšího vzduchu do objektu přes rekuperační výměník, který se nachází uvnitř vzduchotechnické jednotky. Do té z druhé strany vstupuje teplejší odpadní vzduch odsávaný z vnitřku objektu a přes plochu výměníku dochází k přenosu tepla. I v situacích, kdy za výměníkem není instalovaný dohřev vzduchu přicházejícího z venkovního prostředí, vzduch čerstvý se od vzduchu odpadního ohřeje na teplotu velmi blízkou teplotě odpadního vzduchu. To je dáno rozdílnou vlhkostí vzduchů přiváděného a odváděného. Vzduch odpadní obsahuje více vlhkosti, čímž při jeho ochlazení dochází ke kondenzaci a tím k uvolnění další energie. Zatímco čerstvý vzduch z venkovního prostředí obsahuje menší množství vlhkosti a tím má i menší kapacitu pojmout teplo. Ohřeje se proto o vyšší teplotní rozdíl, než se odváděný vzduch ochlazuje. Z principu funkce není možné, aby obě vzdušiny přišly do kontaktu, jelikož jsou od sebe dokonale odděleny soustavou kanálků, tudíž nedochází k přenosu hmoty, ale pouze tepelné energie. To zabraňuje přenosu pachů, škodlivin a kontaminaci přivodního vzduchu znečištěným odpadním vzduchem. Rekuperační výměníky dosahují účinnosti až kolem 90% předání tepla, což dokazuje, že se jedná o důležitou součást vzduchotechnického systému či systému pro zpětné získávání tepla obecně, čímž sníží velmi výrazně množství energie potřebné k dohřátí vzduchu na interiérovou teplotu speciálně v situacích kdy je rozdíl mezi teplotou venkovního a interiérového vzduchu vysoký. Nejčastější použití rekuperačních výměníků je přímo ve větracích jednotkách a lze je použít i v klimatizovaných objektech, kde zejména v letních měsících dochází k ochlazení přiváděného čerstvého vzduchu odváděným odpadním vzduchem. [11], [32]

2.3.2.1 Trubkové

Základní skladba trubkového výměníku je plášť výměníku a svazek trubek. Plášť se většinou skládá z válcové nádoby a nachází se v něm otvory pro přívod ohřívající a ohřívané látky, v tomto případě odpadního a čerstvého vzduchu. Obě látky protékají výměníkem v opačných směrech (jedna protéká svazkem trubek, druhá mezitrubkovým prostorem), aby byl

zajištěn co nejvyšší tepelný výkon. Princip funkce je znázorněn na obr. 5. Teplo je předáváno mezi látkami prostupem přes stěnu trubky. Samotný trubkový svazek se skládá z vlastních trubek, trubkovnice a soustavy vestaveb usměrňujících tok vzduchu v prostoru mezi trubkami. Novější typy trubkových výměníků mají menší průměr trubek, což zlepšuje přestup tepla. Tato metoda rekuperace je vhodná zejména pro systémy se znečištěným odpadním vzduchem. Výhodou je velmi dobrá čistitelnost, tudíž se využívají v průmyslu, nicméně kontaktní povrch je relativně malý, což má za následek nízkou intenzitu přestupu tepla a z toho vyplývá nízká účinnost kolem 40 %. Proto se ve vzduchotechnických systémech používá tato technologie jen zřídka. [1], [19]

Obr. 5 Trubkový rekuperační výměník [38]

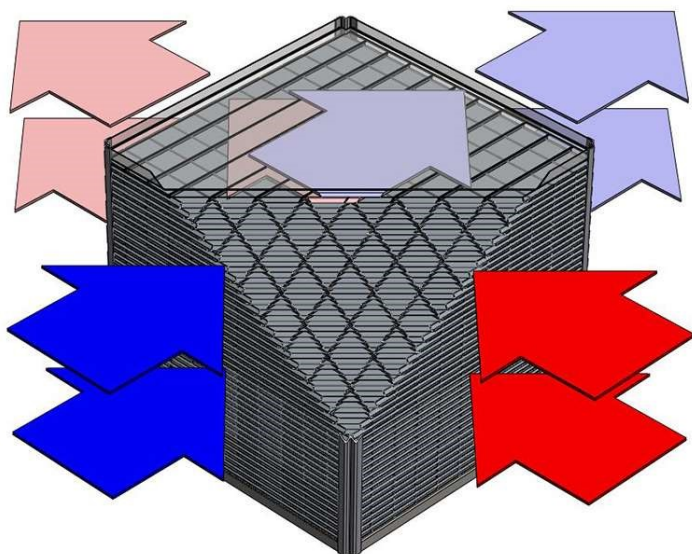


2.3.2.2 Deskové

Deskové rekuperátory jsou samostatná vzduchotechnická zařízení určená pro zpětné získávání tepla z odváděného odpadního vzduchu a mají využití v mnoha průmyslových oblastech. Nejvhodnější a nejčastější je aplikace pro média vzduch-vzduch. Proud vzduchu čerstvého (ohříváného) vůči vzduchu odpadnímu (ohřívacímu) může výměníkem prostupovat paralelně (soproudem), proti sobě (protiproudem), nebo směrem tzv. crossflow (křížoproud), což je kolmým směrem. Na vstupu vzduchu do výměníku jsou nutné speciální rozdělovače vzduchu, aby došlo k rovnoměrné distribuci vzduchu výměníkem. [13] Celý výměník je složen z tenkých panelů (sloužících k výměně tepelné energie) většinou vyrobených z plastu, případně

ze slitiny hliníku, kde jsou k sobě jednotlivé komponenty připájeny. Proto je nutné nepoužívat toto zařízení v prostředí, které může být vůči plastu či hliníku agresivní. [14] Rekuperátor se skládá ze skříňě výměníku, samotné rekuperační kostky (obr. 6), odvodu kondenzátu, ventilátorů, případně dohřevu vzduchu. Kostka výměníku je vyrobena z na sebe skládaných vrstev lamel hliníkové vlněné fólie. Vlnitost vrstev slouží k lepšímu přestupu tepla a zároveň jako podpora struktury celého výměníku. Tyto vrstvy vytváří soustavu kolmých a vzduchotěsně oddělených kanálků. Kanálky, kterými vzduch proudí jsou malé, což znamená, že rychlost proudění musí být též malá, aby nedocházelo k tlakovým ztrátám. To může mít za následek zvýšení náchylnosti kanálků vůči zanášení. Ke snížení rizika zanášení se doporučuje zařadit před výměník vzduchový filtr podle požadavků. Při zanesení nečistotami není možné tyto výměníky čistit mechanicky, proto je nutné pro čištění používat čisticí kapaliny či tlakový vzduch. [13] Výměník může být vybaven obtokem, který mění množství vzduchu procházející výměníkem. Standardně se teplotní rozmezí provozu výměníku pohybuje mezi $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. V podmínkách, kdy teplota vzduchu dosahuje bodu mrazu musí být výměník dostatečně zabezpečen protimrazovou ochranou, která může být tvořena by-passem (obtokem), regulací množství proudícího vzduchu či regulací teploty v případě, že výměník obsahuje přehřev vzduchu vstupujícího z vnějšího prostředí. Výhodou deskových rekuperátorů oproti například regeneračním je, že přívodní vzduch od odpadního je bezpečně oddělen a nedochází ke směšování, tudíž kontaminaci nečistotami. Dále neobsahují žádné pohyblivé díly či pohony. Může v nich například docházet ke kondenzaci, což je kladnou vlastností, jelikož zvyšuje účinnost rekuperace, pokud ovšem nedochází k námraze. [12], [31]

Obr. 6 Deskový rekuperační výměník s křížoproudou orientací proudění vzduchu odváděného vůči vzduchu přiváděnému [31]



2.3.2.3 Nebezpečí námrazy

V některých typech deskových výměníků, speciálně v klimatických podmínkách ČR může teplota vlhkého vzduchu klesnout pod bod mrazu a při kondenzaci vzdušné vlhkosti může docházet k vytváření námrazy. [14] Námraza blokuje průchodu vzduchu výměníkem a snižuje přestup tepla teplosměnnými plochami výměníku. V krajním případě může dojít i k poškození výměníku. Tento problém je možné řešit buď prevencí, to znamená odvodem kondenzátu z výměníku do kanalizace, nebo odstraněním námrazy zapojením tzv. cirkulačního režimu, kdy je teplý, odpadní vzduch vpouštěn do přívodní části výměníku pro čerstvý vzduch. Dalším možným řešením je úplným zastavením přívodu čerstvého venkovního vzduchu a využitím tepla ze vzduchu odváděného ke zkapalnění námrazy. U větších průmyslových zařízení, která jsou na tvorbu námrazy náchylnější je možno vybavit kritické části výměníku elektrickým ohřevem, případně instalovat předehřev či mísení vzduchu přiváděného do výměníku. Tím sice klesne účinnost zpětného získávání tepla, ale odstraní se hrozba námrazy. V zimních teplotních extrémech lze výměník úplně odstavit a použít tzv. bypassu, nicméně pak je nutné dimenzovat výkon ohříváče vzduchu na provoz bez zpětného získávání tepla. [15]

2.3.3 Tepelná čerpadla

Z hlediska počáteční investice se tepelná čerpadla řadí mezi náročnější systémy zpětného získávání tepla. Princip přenosu tepla zajišťuje chladivová náplň využívající kondenzačního a výparného tepla na odebrání a předávání tepla vzduchu. Nezbytnou součástí je pohon, v tomto případě kompresor, zvyšující tlak par chladiva. Samotný systém v němž chladivo obíhá se skládá ze dvou výměníků (výparník a kondenzátor), kompresoru a expanzní armatury. Všechny tyto prvky mohou být umístěny v jedné kompaktní vzduchotechnické jednotce, nebo mohou být stavebně odděleny. [12] Vnitřní vzduch prochází přes výparník, kde mu je odebráno výparné teplo potřebné k vypaření chladiva. Tím se odpadní vzduch ochlazuje. Páry chladiva se následně při využití elektrické energie stlačují v kompresoru, čímž se dále zvýší jeho teplota a tlak a sníží objem. Při vstupu par do kondenzátoru a nepřímém kontaktu s přívodním čerstvým chladným vzduchem dochází ke zkapalnění par a tím předání kondenzačního tepla do přiváděného vzduchu. Zkapalněné chladivo prochází přes expanzní ventil a mění své skupenství z kapalného na plynné za současného zvětšování objemu a poklesu tlaku a teploty. Cyklus se opakuje. [17] Aplikace tepelných čerpadel ve vzduchotechnických jednotkách může být projektována souběžně s deskovými výměníky a sloužit jako dohříváče

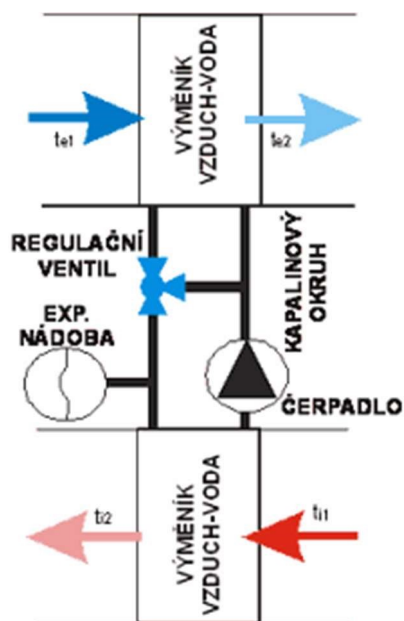
přívodního čerstvého vzduchu. V této jednotce pak již není nutné za rekuperaci instalovat další dohříváč k tomu, aby přivedený vzduch měl teplotu vzduchu odváděného. [12] Tepelná čerpadla lze dobře regulovat, lze předejít namrznání a jsou vhodná v případech kdy je, zejména v letních měsících, přiváděný čerstvý vzduch nutné ochlazovat. energii ze stlačeného chladiva v kondenzátoru je možné využít nejenom k dohřevu přiváděného vzduchu, ale také k ohřevu vody, kterou po akumulaci v zásobníku a následném dohřevu lze využít k vytápění, či ohřevu teplé užitkové vody. [16] Pro tuto technologii ale tepelné čerpadlo vzduch-vzduch využít nelze, proto se využívá tepelných čerpadel vzduch-voda nebo země-voda. [18] Neposlední aplikací tepelných čerpadel vzduch-vzduch je použití ke snižování vlhkosti stájového vzduchu realizované blokovou jednotkou přímo v prostoru stáje. Vzduch uvnitř stáje prochází přes výparník jednotky tepelného čerpadla, kde dochází ke kondenzaci vodní páry ze zchlazeného přivedeného vzduchu, který je následně ohříván na kondenzátoru a jako vysušený, případně vyfiltrovaný vzduch vstupuje zpět do prostoru stáje. Filtrování a především snižování vlhkosti stájového vzduchu snižuje potřebu větrání stáje za účelem odvodu vlhkosti. Využití najde tento systém zejména v zimním období, kdy snížením vlhkosti a ohřevem vzduchu lze v prostředí stáje dosáhnout tepelné rovnováhy bez nutnosti dalšího zdroje tepla. [17]

2.3.4 Systém s kapalinovým okruhem

Speciálním příkladem rekuperačního výměníku je systém s kapalinovým okruhem, kde je k přenosu tepla využito mezistupně. Základem tohoto systému je okruh tvořený jedním rekuperačním výměníkem vzduch-voda na odvodu odpadního vzduchu z prostor, a druhým na přívodu venkovního vzduchu. Energie se ze vzduchu do kapaliny obvykle předává v rekuperačním výměníku s lamelami (u silně znečištěného vzduchu se používají výměníky bez žeber, či výměníky z chemicky odolných materiálů), odkud je pomocí okruhu s oběhovým čerpadlem, regulačními prvky a expanzní nádobou dopravena a předávána do přívodního vzduchu. Základní princip funkce je znázorněn na obr. 7. Účinnost tohoto systému je nízká (30-50 %), proto se využívá protiproudého uspořádání a většího množství řad výměníků k dosažení účinnosti až 80%. Při volbě tohoto řešení se musí počítat s vyššími tlakovými ztrátami, tudíž záleží na ekonomičnosti celého návrhu. [8] Pozitivem při volbě tohoto systému je možnost použití i při relativně nízkých teplotách vzduchu (při použití nemrznoucí kapaliny místo vody jako kapalinového média). Další výhodou je jednoduchá možnost doplnění těchto systémů o další zdroje tepla, či kombinace s dalšími kapalinovými či vzduchotechnickými

systémy. Uspořádání nevyžaduje společného vedení přiváděného a odváděného vzduchu a umožňuje přenos energie na relativně velké vzdálenosti. Jedná se o jeden z nejbezpečnějších systémů z hlediska přenosu škodlivých látek ze vzduchu odváděného do vzduchu přiváděného, to znamená, že je možné využití v provozech, kde za žádnou cenu nesmí dojít k přenosu škodlivých látek ani při havárii zařízení. [10]

Obr. 7 Princip funkce systému s kapalinovým okruhem [10]

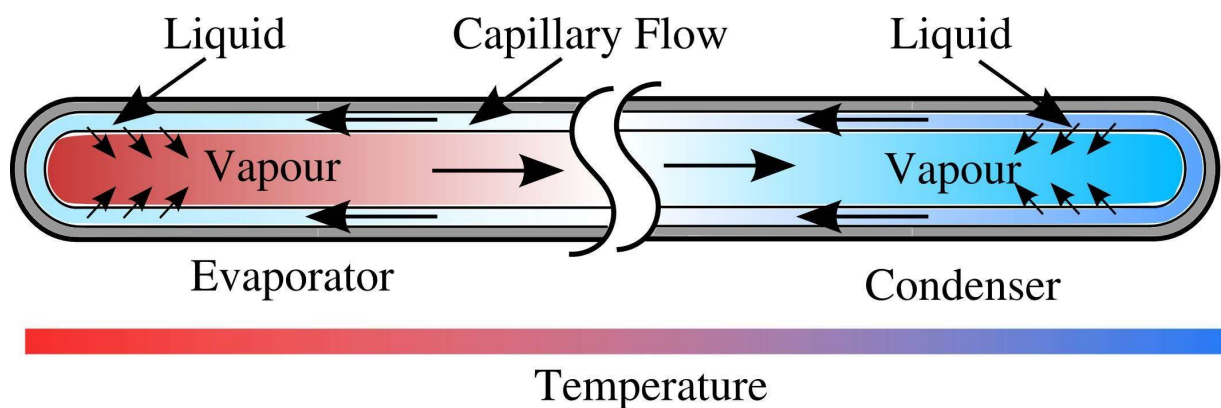


2.3.5 Tepelné trubice

Zpětné získávání tepla pomocí tepelných trubice patří mezi bezpečné systémy, jelikož riziko mísení vzduchu odváděného se vzduchem přiváděným je nepatrné, to znamená, že ho lze použít v případech, kdy je odváděný vzduch znečištěn prachem či pachy a s instalací detekčního zařízení i v situacích, kdy není dovolen přenos škodlivých látek ani při defektu či poruše zařízení. Základní princip funkce je tvořen přirozeným oběhem chladiva v uzavřené trubici (zvané termosifon). Spodní polovina této trubice se nachází na výstupu odpadního vzduchu, který předává teplo nutné k odpaření chladiva dovnitř trubice, čímž se ochlazuje. V chladivu uvnitř trubice dochází k varu a odpařování chladiva, jehož páry stoupají vzhůru. Horní polovina trubice je omývána přiváděným čerstvým vzduchem, který odebírá teplo chladivu a tím se ohřívá. Páry chladiva naopak předáním kondenzačního tepla vzduchu kondenzují a po stěnách trubice klesají zpět do spodní poloviny. [10] Princip funkce je naznačen na obr. 8. Nevýhodou této technologie je, že typ použitého chladiva a nutnost nastavení tlaku musí odpovídat teplotám

vzduchu. Pro zvětšení intenzity přenosu tepla ze vzduchu do tepelné trubice a naopak se vnější povrch trubice opatřuje žebry. Výhodou je jednoduchost uspořádání a konstrukce, výborná čistitelnost a velká hustota tepelného toku. Problémem gravitační konstrukce může být nutnost mít vzduchové kanály v určitém uspořádání nad sebou, což lze částečně vyřešit použitím kapilární konstrukce. Ta je na vnitřním povrchu opatřena kapilární soustavou, to znamená, že doprava kondenzátu je zajištěna působením kapilárních sil, což umožňuje využití těchto trubíc v horizontální poloze a snižuje vliv působení páry proudící vzhůru na vratný tok kondenzátu po stěnách trubice. Další výhodou oproti gravitačním tepelným trubiciím je možnost použití reverzibilního chodu. Následkem toho je možné využít toto zařízení jak pro ohřev, tak pro ochlazování vzduchu přiváděného z venkovního prostředí. Principem funkce je tepelný tok ve směru osy trubice ve směru nižšího teplotního potenciálu proudícího vzduchu k nižšímu. [19]

Obr. 8 Princip funkce tepelné trubice



Liquid – kapalina, vapour – pára, temperature – teplota, capillary flow – kapilární tok, evaporator – výparník, condenser – kondenzátor

Zdroj <http://web.iitd.ac.in/~bahga/research.html>

3. VÝPOČET CELKOVÉHO NÁVRHOVÉHO TEPELNÉHO VÝKONU STÁJE

3.1 Popis objektu

Objekt haly bude sloužit k ustájení 50 000 kusů brojlerových kuřat na výkrm. Jedná se o podlahový chov drůbeže realizovaný na hluboké podestýlce. Množství ustájených kuřat určuje ustajovací plocha stáje o rozměrech 102,64 x 22,44 m, tudíž 2303 m². Maximální počet kuřat v kilogramech živé hmotnosti na plochu je 38 kg.m⁻² a délka jednoho turnusu se pohybuje mezi 34 a 40 dny. Uvažovaný úhyn kuřat za turnus počítá s 4,5 % z naskladněného počtu. V období u konce turnusu po přepočítání a překročení hranice živé hmotnosti na m² probíhá tzv. předvýběr, kterým se upraví počet kuřat pod stanovenou hranici podle tab. 4.

Tab. 4 Reálný počet kuřat uvnitř stáje ke konci turnusu v závislosti na jejich hmotnosti při dodržení maximálního množství živé hmotnosti 38 kg.m⁻²

Počet kuřat [ks]	Hmotnost [kg]
50 000	< 1.75
48 555	1.8
46 000	1.9
43 700	2.0
41 620	2.1

Na počátku cyklu se do haly naveze sláma v průměrné tloušťce podestýlky 2-3 cm. Podestýlka je průběžně doplňována, na konci turnusu je tloušťka podestýlky cca 30 cm. Po skončení cyklu se provede zvednutí napájecích a krmných linek zvedacím zařízením pod strop. Následně se provede vyhrnutí podestýlky, umytí tlakovou vodou a celková desinfekce prostoru stáje.

U haly je navrženo teplovodní vytápění s plynovým kotlem. V technické místnosti haly bude vybudována plynová kotelna s kotlem o maximálním tepelném výkonu 400 kW, účinnosti 92,5 %, tj. příkonu 432 kW. Záměrem dojde k instalaci nových plynových spotřebičů. V hale je v plánu použití kombinovaného ventilačního systému, který používá bočních přívodních klapek (v každé stěně dvě řady nad sebou – celkem 184 ks klapek v hale) a střešních komínových (12 ks) a štítových velkokapacitních (6 ks) ventilátorů. Tento systém v sobě slučuje princip podtlakového a tunelového větrání. Větrání ve stáji je řízený technologický proces. Při použití zpětného získávání tepla by byl rozvod vzduchu, ohřátého ve výměníku, po

stáji realizován perforovaným fóliovým rukávem. Štítové, střešní ventilátory a přívodní klapy by byly zachovány, jelikož v letním období umožní zvýšit intenzitu větrání stáje.

3.2 Tepelná bilance stáje

Tepelná bilance stáje (znázorněná na obr. 9) se podle normy ČSN 73 0543-2 skládá z následujících dílčích složek:

\dot{Q}_c – zdánlivá produkce citelného tepla ve stáji ve W

\dot{Q}_p – tepelná ztráta prostupem ve W

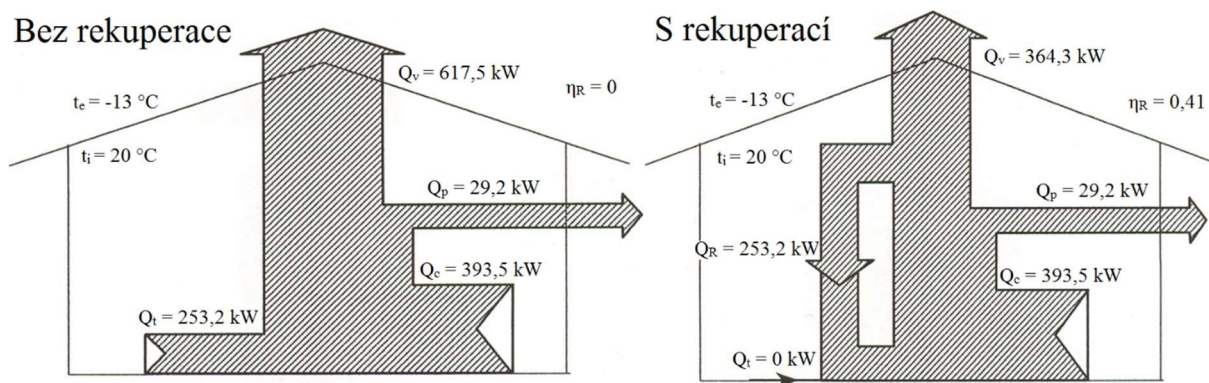
\dot{Q}_v – tepelná ztráta větráním ve W

\dot{Q}_t – výkon vytápěcího zařízení či zařízení zpětného získávání tepla ve W

a posuzuje se vztahem:

$$\dot{Q}_c + \dot{Q}_t - \dot{Q}_p - \dot{Q}_v = 0 \quad (1)$$

Obr. 9 Tepelné toky ve stáji pro výkrm 50 000 brojlerových kuřat s vytápěcím zařízením (bez rekuperace) a s rekuperací nahrazující vytápěcí zařízení pro vnitřní výpočtovou teplotu $t_i = 20\text{ °C}$ a vnější výpočtovou teplotu $t_e = -13\text{ °C}$



3.2.1 Výpočtové teploty

Výpočtová venkovní teplota závisí na oblasti v ČR a volí se podle dlouhodobých meteorologických údajů v závislosti na průměrné teplotě pěti po sobě jdoucích nejchladnějších dnů. [1] Pro oblast stáje Hodonín, nadmořská výška 162 m.n.m. se podle normy ČSN 73 0540-3 volí výpočtová teplota -13 °C . Výpočtová vnitřní teplota vzduchu pro posuzování tepelné bilance stájových prostorů v zimním období se stanoví podle normy ČSN 73 0543-2 a ve vytápěných objektech platí pro vytápění celého stájového prostoru (bez místního dohřevu).

Podle již zmíněné normy je výpočtová hodnota stavu vzduchu pro kuřata na výkrm nad 4 a do 6 týdnů věku stanovena jako 20 °C. Kontrola jejího dodržení se následně provádí pomocí kulového teploměru.

3.2.2 Tepelná ztráta prostupem tepla konstrukcí

Prostup tepla, v případě této práce vrstvami stěny či střechy, se skládá z přestupů tepla na obou stranách stěny či střechy a z vedení tepla jednotlivými vrstvami stěny či střechy, při uvažování stejné hustoty tepelného toku. [1] Dle typu konstrukce je stanoven celkový součinitel prostupu tepla konstrukce, [3] který je vztažen na plochu a po vynásobení velikostí teplosměnné plochy a rozdílem teplot vzduchu na obou stranách dané stěny udává tepelný tok prostupující rovinnou stěnou či střechou. [1] Součet všech dílčích tepelných toků (prostup z vytápěného prostoru do zeminy, sousedního prostoru vytápěného na jinou teplotu, venkovního prostředí pláštěm budovy či nevytápěným prostorem) udává celkovou návrhovou tepelnou ztrátu vytápěného prostoru prostupem tepla, která může být vztažena ve wattech na kelvin. [2]

Tepelná ztráta prostupem tepla konstrukcí uvedené stáje do venkovního prostředí se skládá ze svislých stěn, střechy, vstupních dveří a průjezdových vrat. Svislé stěny stáje sestávají z nosné rámové ocelové konstrukce, do které jsou ocelovými pažďíky kotveny sendvičové panely s PIR jádrem PAMA-PDD tloušťky 80 mm. Podle katalogu [33] bereme v potaz součinitel prostupu tepla $U = 0,25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Do stěn stáje jsou zabudovány troje plastové dveře, které jsou dokonale těsné a izolované, aby nenarušovaly ventilaci ve stáji. Typ dveří není dále specifikován, tudíž podle normy ČSN 73 0543-2 je zvolen součinitel prostupu tepla $U = 2,3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Do stáje jsou vybudována vjezdová vrata pro traktor z důvodu odklizení a naskladňování podestýlky. Sekční průmyslová vrata výsuvná pod strop do stavebního otvoru (ocelový rám), dokonale těsná a bez bližší specifikace. Součinitel prostupu tepla vraty podle normy ČSN 73 0543-2 je stanoven jako $U = 2,3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Stáj neobsahuje okna. Střešní konstrukce sestává z pohledu typu PAMA-TD5 tloušťky 100 mm a pozinkovaného trapézového plechu. Katalog [33] stanovuje součinitel prostupu tepla $U = 0,19 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Ke stáji je přímo připojen přístavek s velínem a technickou místností, nicméně tato sousední budova je vytápěna na stejnou teplotu jako vnitřní stáj, tudíž nejsou uvažovány žádné tepelné zisky nebo ztráty prostupem tepla do sousední vytápěné místnosti. Podlaha stáje je tvořena vodostavebním železobetonem tloušťky 200 mm. Ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební částí stanovený podle typologie podlahy dle normy ČSN EN ISO 13370 určený

odečtením z grafu pro tepelně neizolovanou betonovou podlahovou desku na zemině je stanoven jako $U = 0,29 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Naznačení výpočtu a výsledné hodnoty pro vstupní parametry jsou uvedeny v tab. 5.

Tab. 5 Výpočet celkového součinitele tepelné ztráty prostupem stáje do vnějšího prostředí a výpočet celkové tepelné ztráty prostupem při výpočtových teplotách podle normy ČSN EN 12831

Teplotní údaje					
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	°C	-13		
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{int,i}$	°C	20		
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{int,i} - \Theta_e$	K	33		
Tepelné ztráty prostupem					
Kód	Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k.A_k.U_k$
		[-]	[m ²]	[W.m ² .K ⁻¹]	[W.K ⁻¹]
1	Obvodová konstrukce	1	610	0.24	146.4
2	Vstupní dveře	1	4.728	2.3	10.9
3	Vjezdová vrata	1	14	2.3	32.2
4	Podlaha	0.479	2353.5	0.29	326.9
5	Střecha	1	2458.92	0.15	368.8
6	Přístavek	-	-	-	-
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem [W.K ⁻¹] = $\Sigma f_k.A_k.U_k$					885.2
Celková tepelná ztráta prostupem při $\theta_e = -13$ °C, $\Phi_{T,i}$ [W]					29 211.6

3.2.3 Tepelná ztráta větráním

Větrání je nedílnou a nutnou součástí úpravy čistoty ovzduší a tepelného stavu prostředí. V prostorách je přítomností osob, zvířat, či technologických zařízení generována tepelná energie společně s latkovými škodlivinami (pevné a kapalné částice, plyny, páry). Je požadováno, aby ve vnitřních prostorách škodliviny obsažené ve vzduchu nepřekročily stanovené hodnoty a aby bylo v prostředí dosaženo vyhovujícího tepelného stavu. Speciálně ve stájích pro brojlerová kuřata je mikroklima velmi důležitým aspektem jejich vývinu. Proto je třeba instalovat větrací zařízení, které slouží k výměně vnitřního znečištěného vzduchu za čerstvý venkovní vzduch. Přiváděný vzduch se filtruje, aby neobsahoval škodlivé látky, či prachová částice. V zimním období se přiváděný vzduch navíc ohřívá. Výměna vzduchu

v prostoru může být vyvolána přirozeným větráním (vlivem rozdílných hustot vzduchu uvnitř a vně, či působením větru), nebo větráním nuceným (k průtoku vzduchu je použit ventilátor). [1] Nucené větrání lze rozdělit do tří typů podle zajištění potřebných tlakových podmínek ve větraných prostorech na podtlakové (průtok nuceně odvedeného vzduchu je větší než průtok nuceně přivedeného vzduchu. Pro přívod venkovního vzduchu je nutnost instalovat přívodní větrací otvory například s regulací množství přivedeného vzduchu. Ohřev přiváděného vzduchu je zajišťován otopnou soustavou, proto je nevýhodou nemožnost instalace zařízení pro zpětné získávání tepla, z čehož vyplývají vyšší provozní náklady spojené s ohřevem přiváděného vzduchu), [4] přetlakové (metoda založená na trvalém přívodu filtrem vyčištěného a tepelně upraveného vzduchu z vnějšího prostředí, distribuci vzduchu uvnitř prostoru zajišťuje volné šíření. Odvod znečištěného vzduchu zajišťují spáry oken, netěsnosti, odvodní prvky ve fasádě, případně ventilátory), [5] rovnotlaké (přítok přiváděného vzduchu a odtok znečištěného vzduchu je zajištěn pomocí rovnotlakého větracího systému (většinou dvojice ventilátorů), jehož výhodou je možnost instalování zpětného získávání tepla z odváděného vzduchu, což se projeví snížením nákladů na ohřev přiváděného vzduchu). [4]

Celková návrhová tepelná ztráta větráním se odvíjí od potřeby výměny vzduchu kuřat uvnitř stáje, počtu kuřat, jejich stáří a od toho odvislé hmotnosti. Potřeba výměny vzduchu kuřat závisí na vnitřní a vnější teplotě (dle ročního období), to znamená, že pro potřeby výpočtu je zvolena spodní hranice potřeby výměny vzduchu na kus dle hodnot v kapitole 4.4, výpočtová vnější teplota podle měsíce v roce, podle kapitoly 4.3 a výpočtová vnitřní teplota podle závislosti na stáří uvedené v kapitole 2.2.2. Výpočtové parametry a celkové tepelné ztráty větráním a prostupem tepla jsou uvedeny v tab. 6, společně s celkovou návrhovou tepelnou ztrátou prostoru stáje.

Tab. 6 Výpočtené hodnoty celkové tepelné ztráty větráním a celková návrhová tepelná ztráta prostoru stáje při výpočtových teplotách dle normy ČSN EN 12831

Tepelné ztráty větráním		
Požadovaná výměna vzduchu	m ³	55 000
Potřeba vzduchu	m ³ .h ⁻¹ .kg ⁻¹	0.629
Hmotnost kuřat při vyskladnění	kg	1.75
Počet kuřat	ks	50 000
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním $H_{v,i}$ [W.K ⁻¹]		18 712.8
Celková tepelná ztráta větráním při $\theta_e = -13$ °C, $\Phi_{v,i}$ [W]		617 520.8
Celková tepelná ztráta prostupem tepla při $\theta_e = -13$ °C, $\Phi_{T,i}$ [W]		29 211.6
Celková návrhová tepelná ztráta prostoru při $\theta_e = -13$ °C, Φ_i [W]		646 732

3.2.4 Zdánlivá produkce citelného tepla

Kromě tepelných ztrát se do bilance objektu započítávají i tepelné zisky, které v případě brojlerových kuřat (především starších) tvoří velmi významný podíl. Podle normy ČSN 73 0543-2 se zdánlivá produkce citelného tepla jednoho zvířete stanoví odečtením tepla vázaného v celkové produkci vlhkosti od celkové produkce tepla jednoho zvířete. Celková produkce tepla jednoho zvířete je stanovena podle stejné normy z vnitřní teploty, hmotnosti zvířete a konstant pro výpočet biologických produkcí jednoho zvířete. Celkové teplo vázané v celkové produkci vlhkosti závisí na výparném teplu vody a odparu z mokrých ploch ve stájích (z povrchů krmiva, napájení, steliva, fekálií a v důsledku použití vody k úklidu stáje). Celková produkce vodní páry vztažená na zvíře se stanoví jako součin korekce pro zahrnutí odparu z mokrých ploch do produkce vodních par a produkce vodní páry jednoho zvířete. Příklad výpočtové hodnoty a celkové produkce tepla a vodní páry jednoho zvířete, společně se zdánlivou produkcí citelného tepla jsou uvedené v tab. 7. Ta dále ukazuje rozdíl tepelných ztrát a tepelných zisků bez použití vytápěcího zařízení (požadovaný tepelný výkon).

Tab. 7 Výpočtené hodnoty celkové produkce citelného tepla 50 000 ks brojlerových kuřat při vnitřní výpočtové teplotě podle normy ČSN EN 12831 a výsledný požadovaný výkon vytápěcího zařízení

Druh produkce		
Celková produkce tepla 1 zvířete	[W.ks ⁻¹]	14.477
Produkce vodní páry 1 zvířete md	[mg.s ⁻¹ .ks ⁻¹]	1.924
Celková zdánlivá produkce citelného tepla zvířat při $\theta_i = 20$ °C, Q_c [W]		393 523
Požadovaný výkon vytápěcího zařízení či ZZT, Q_t [W]		253 209

3.2.5 Výkon vytápěcího zařízení se zpětným získáváním tepla

Požadovaný výkon pro vytápěcí zařízení, či zpětné získávání tepla vypočtený podle normy pro pouze jednu výpočtovou vnější teplotu a pouze jednu výpočtovou vnitřní teplotu stanovuje maximální potřebný výkon, který by měl pokrýt veškeré potřeby kuřat ve výkrmu pro vytápění a dostatečnou výměnu vzduchu. Je stanoven z bilanční rovnice. Při stanovení tepelného výkonu s využitím rekuperace je část tepelného toku odváděného vzduchu využita k ohřevu čerstvého exteriérového vzduchu pomocí zařízení s účinností η_R . Při předpokladu rovnokapacitního provozu větracího systému je tepelný výkon Q_{vR} stanoven podle vztahu:

$$Q_{vR} = (M_v - M_v \cdot \eta_R) \cdot c_{pv} (t_i - t_e) \quad [\text{W}] \quad (2)$$

kde: $M_v = V_v \cdot \rho_v$ – hmotnostní tok vzduchu [kg.s⁻¹]

V_v – objemový tok vzduchu [m³.s⁻¹]

ρ_v – měrná hmotnost vzduchu [kg.m³]

c_{pv} – měrná tepelná kapacita vzduchu za stálého tlaku [J.kg⁻¹.K⁻¹]

t – teplota vzduchu [°C] (index i – vnitřní stájový vzduch, index e – vnější vzduch) [19]

Nicméně pro provedení důkladnější analýzy, vypočtení celkové roční potřeby tepla kuřat a zhodnocení jejich finanční náročnosti při vytápění je třeba provést více komplexní výpočet a zakomponovat do něj signifikantní rozdíly v potřebě tepla kuřat různých stáří, hmotností a jejich různou produkcí citelného tepla při určitých stanovených vnitřních a vnějších teplotách v průběhu roku.

4. VARIANTNÍ NÁVRH ENERGETICKÉHO SYSTÉMU VYUŽITÍ DRUHOTNÉHO TEPLA VĚTRACÍHO VZDUCHU. PARAMETRY VÝPOČTU

4.1 Návrh energetického systému

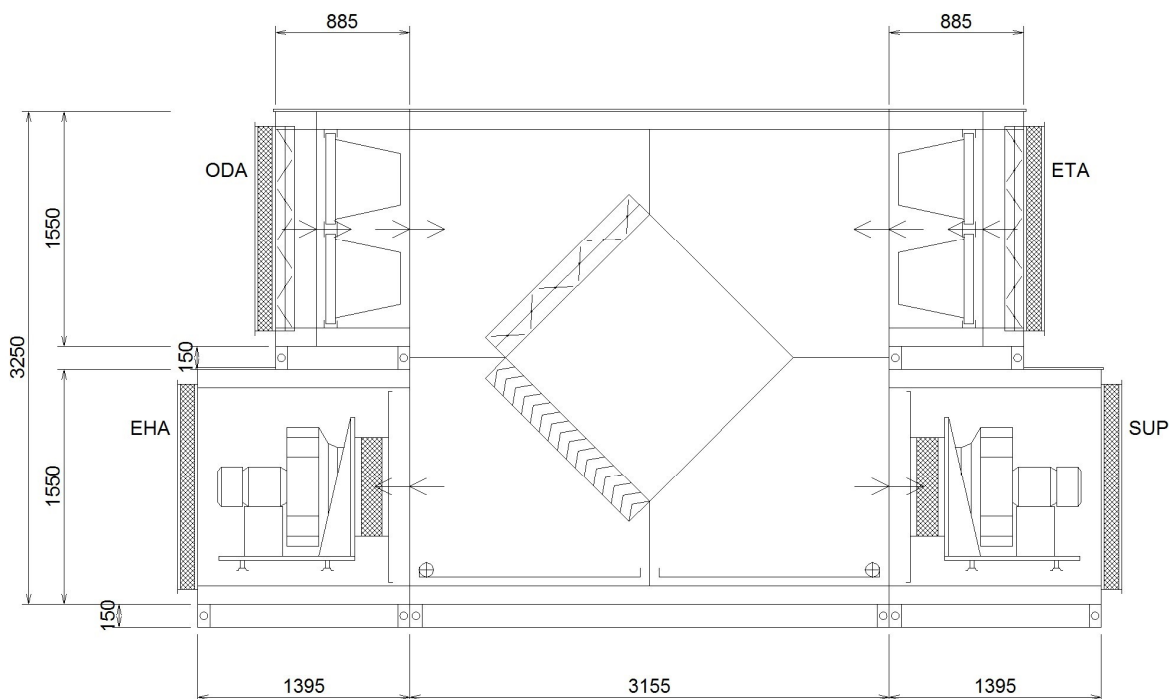
Návrh vhodného energetického systému zpětného získávání tepla závisí ve velké míře na množství vzduchu, které je potřeba v objektu vyměnit. Dále na pracovních teplotách, aplikaci, čistitelnosti a v neposlední řadě na provozní efektivnosti z hlediska financí. Systém je potřeba navrhovat na nejvyšší možný požadovaný průtok vzduchu nutný k zachování vhodného vnitřního prostředí stáje. Podle závislosti uvedené na obr. 11 je tedy třeba výměník navrhnout pro kuřata o hmotnosti 1,75 kg, to znamená nejstarší kuřata těsně před vyskladněním. Ta dle závislosti mají nejvyšší produkci oxidu uhličitého na kus a z toho vyplývající nejvyšší potřebu výměny vzduchu na kus. Potřeba výměny vzduchu vychází podle výpočtu dle vztahu (3) po zaokrouhlení $1,1 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} \cdot \text{ks}^{-1}$. Při uvažování maximálního počtu kuřat uvnitř stáje 50 000 ks vychází potřeba výměny vzduchu $55 000 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$. Na tuto hodnotu je nutno dimenzovat energetický systém.

Nejdůležitější požadavky na systém zpětného získávání tepla z pohledu investora jsou cena počáteční investice a náklady na provoz a na údržbu. Z praktického hlediska je třeba, kvůli vysoké prašnosti prostředí, umožnění časté výměny a čištění filtračních zařízení na odvodu vnitřního vzduchu a přístup k údržbě a čištění samotného zařízení na zpětné získávání tepla. V neposlední řadě je pro efektivnost zařízení důležitá účinnost předávání tepla z odpadního do přiváděného čerstvého vzduchu. Z důvodu výše investice, nákladnosti provozu a údržby není tedy vhodné použití tepelného čerpadla. Systém s kapalinovým okruhem již z principu funkce (dva výměníky spojené kapalinovým okruhem - viz kapitola 2.3.4) není nejefektivnějším zařízením pro zpětné získávání maximálního množství tepla u stáje s brojlerovými kuřaty a tím co nejvyššího snížení nákladů na vytápění, a je spíše vhodný pro objekty, kde nesmí v případě havárie dojít ke kontaktu ohřívaného a ohřívacího média. Tepelné trubice nejsou vhodným řešením, jelikož při nedostatečné účinnosti filtrů odváděného vzduchu či při netěsnostech dojde k zanesení ploch tepelných trubice a tím snížení přestupu tepla. Složitost čištění by zapříčinila zbytečné odstávky systému a nákladnost celé investice. U regeneračních výměníků dochází k částečnému mísení odváděného vzduchu s přiváděným čerstvým, což je nežádoucí, jelikož by tím došlo k navýšení minimálního množství vzduchu potřebného k odvedení produkce oxidu uhličitého či vlhkosti kuřaty. S ohledem na účinnost a velikost průtoku vzduchu je vhodnější

použití deskového rekuperátoru oproti trubkovému. Zvolena je tedy varianta křížoproudého deskového rekuperátoru, kde nedochází ke směšování přírodního vzduchu s odváděným. Na doporučení technického zástupce vzduchotechnické firmy je potřebný vysoký průtok vzduchu rozdělen do dvou deskových rekuperačních výměníků, oba se shodným průtokem $27\,500\text{ m}^3\cdot\text{hod}^{-1}$.

Návrh výměníku je dimenzován na výpočtovou venkovní teplotu $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$ a výpočtovou vnitřní teplotu $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Maximální průtok vzduchu výměníkem $27\,500\text{ m}^3\cdot\text{hod}^{-1}$. Aby byla splněna hodnota maximálního průtoku, je třeba aplikovat výměníky dva. Průřezová rychlost průchodu vzduchu je $2,3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Účinnost rekuperace podle specifikací $76,1\%$ (více kapitola 4.5). Nebezpečí namrzání výměníku se objevuje při teplotách pod $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, proto je do výměníku instalován topný kabel s termostatem. Celková cena investice je rozpočítána do ceny samotného zařízení zpětného získávání tepla a to jest $1\,098\,620,-\text{ Kč}$, dále do ceny prvků regulace zahrnující software a ochranu proti namrzání v hodnotě $130\,609,-\text{ Kč}$ a do ceny příslušenství stanovené na $5\,574,-\text{ Kč}$. Celková cena investice je tedy $1\,234\,803,-\text{ Kč}$, jejichž efektivita je dále rozebrána v kapitole 6. Schéma navržené jednotky je na obr. 10.

Obr. 10 Schéma navržené jednotky deskového rekuperačního výměníku o průtoku vzduchu $27\,500\text{ m}^3\cdot\text{hod}^{-1}$.



ODA = venkovní vzduch, SUP = přiváděný vzduch, ETA = odváděný vzduch, EHA = odpadní vzduch

4.2 Metodika

Jelikož každý člen tepelné bilance stáje (kromě ztráty prostupem tepla konstrukcí) je ovlivněn stářím kuřat a jejich hmotností, je třeba parametry jako ideální vnitřní teplota vzduchu, potřeba výměny vzduchu a průměrná teplota venkovního prostředí zohlednit ve výpočtu a návrhu zpětného získávání tepla a následného ekonomického zhodnocení efektivity investice. Prvním krokem k řešení tohoto problému je stanovení délky turnusu, nutné přestávky na vyskladnění, vyčištění, přípravu stáje na naskladnění a rozvržení plánu podle počtu dní do kalendáře roku. Délka turnusu je podle literatury, požadavků investora a pro zjednodušení výpočtu stanovena na 34 dní, kdy 34. den, za ideálních podmínek, probíhá kompletní vyskladnění všech kuřat o živé hmotnosti 1,75 kg. Následuje 6ti denní přestávka nutná k přípravě stáje k dalšímu naskladnění. Cyklus jednoho turnusu tedy trvá 40 dní z čehož, při uvažování nepřestupného roku, vyjde celkový počet turnusů 9 a přestávka po skončení posledního turnusu na konci roku v délce 11 dní. Tuto delší přestávku lze využít k důkladnějšímu vyčištění stáje, k revizi a údržbě zařízení či jako časovou rezervu. Časové rozvržení turnusů a přestávek do kalendáře lze najít v příloze 1. K výpočtu je nutno navrhnout průměrné měsíční teploty pro každý měsíc v průběhu roku (viz kapitola 4.3), minimální potřebu větrání na kuře v závislosti na jeho stáří (viz kapitola 4.4) a výpočtovou hodnotu účinnosti rekuperace zredukovanou o zanesení filtrů a výměníku znečištěným vzduchem (viz kapitola 4.4).

4.3 Průměrné měsíční výpočtové teploty

Český hydrometeorologický ústav uvádí průměrné měsíční teploty vzduchu pro jednotlivé kraje České republiky od roku 1961 do současnosti. Budoucí poloha stáje je v Jihomoravském kraji. Jelikož průměrné měsíční teploty se každým rokem velice mění a s přihlédnutím k relevantnosti z hlediska výpočtu, jsou použity měsíční hodnoty za posledních 10 let, z nichž je stanoven průměr pro každý měsíc. Hodnoty jsou uvedeny v tab. 8.

Tab. 8 Průměrné měsíční teploty v letech 2006-2015 dle [34] ve °C a jejich průměrná hodnota použitá ve výpočtu

Měsíc / Rok	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	Průměr
Leden	-6.1	3.5	1.5	-3.4	-4.2	-0.7	0.4	-1.6	0.9	1.4	-0.83
Únor	-2.6	3.5	2.6	-0.1	-0.9	-1.2	-4.3	-0.1	2.8	1	0.07
Březen	1.2	6.1	4.1	4.3	4.1	4.7	6.1	0.8	7.5	4.9	4.38
Duben	10.1	11.5	9.4	13.4	9.4	11.5	9.9	9.7	10.8	9.3	10.5
Květen	13.9	15.8	14.8	14.6	13.1	14.3	15.8	13.6	13.6	13.8	14.33
Červen	18	19.6	18.8	16.5	17.8	18.4	18.6	17.2	17.8	18.1	18.08
Červenec	22.4	20.2	19.5	19.8	21.1	18.1	20	20.9	20.7	22	20.47
Srpen	16.3	19.7	19.1	19.8	18.4	19.6	19.9	19.5	17.1	22.6	19.2
Září	16.4	12.4	13.5	16.2	12.8	16	15	13	14.9	14.9	14.51
Říjen	11	8	9.4	8.4	6.7	8.6	8.7	9.8	10.6	8.8	9
Listopad	6.4	2.2	6	5.7	6.3	2.4	5.9	5.1	7	6.1	5.31
Prosinec	2.4	-0.7	1.6	-0.2	-3.9	2	-1.7	1.7	2	2.7	0.59

4.4 Potřeba větrání na kus

Dle normy ČSN 73 0543-2 je stanovena produkce oxidu uhličitého jednoho zvířete pro všechny hmotnosti kuřat v průběhu jednoho turnusu \dot{M}_u . Z níž je následně vypočten hmotnostní průtok čerstvého vzduchu pro odvod oxidu uhličitého \dot{M}_{vu} podle:

$$\dot{M}_{vu} = \frac{\dot{M}_u}{K_{ui} - K_{ue}} \cdot \rho_i \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3)$$

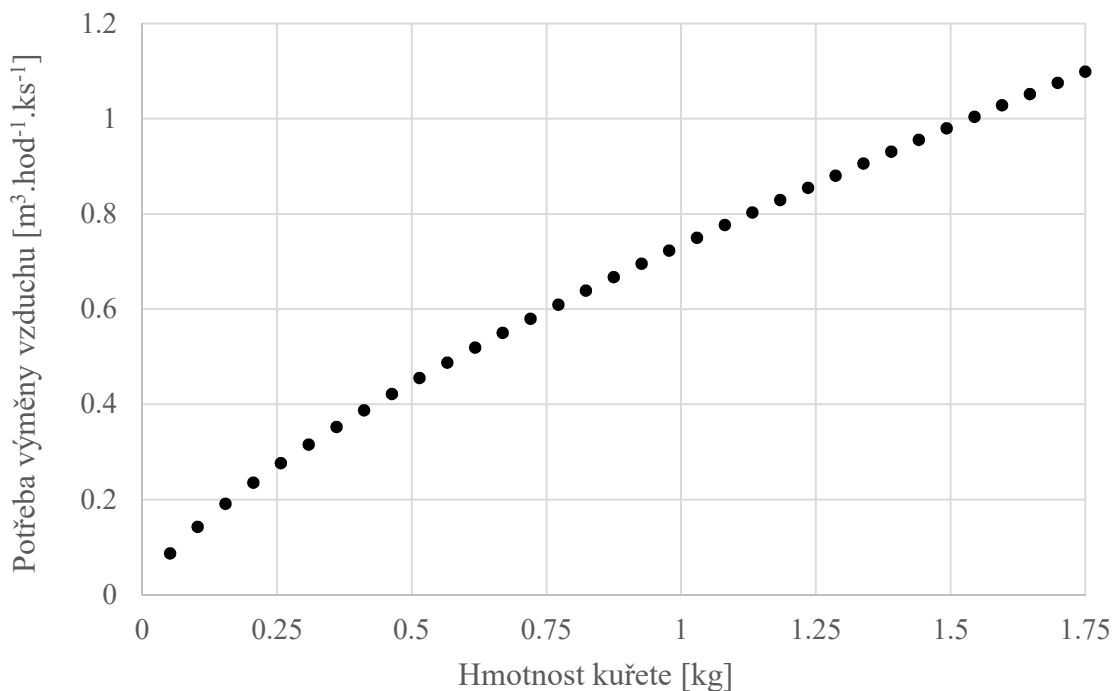
kde: ρ_i – hustota stájového vzduchu v $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$;

K_{ui} – výpočtová hodnota koncentrace oxidu uhličitého ve stájovém vzduchu v $\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}$;

K_{ue} – koncentrace oxidu uhličitého ve venkovním vzduchu; průměrná hodnota je $550 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$;

Hmotnostní průtok po přepočtení udává minimální potřebu výměny vzduchu na kuře různých hmotností v průběhu výkrmu, podle množství vyprodukovaného CO_2 na kus. Vypočtená závislost je uvedena na obr. 11.

Obr. 11 Závislost minimální potřeby výměny vzduchu nutné k odvedení vyprodukovaného CO_2 na hmotnosti kuřete



4.5 Účinnost rekuperace

Účinnost rekuperace pro výpočtové teploty udávaná výrobcem je 76,1 %. Suchá teplotní účinnost podle normy ČSN EN 13053 vychází 72 % a energetická účinnost rekuperace podle téže normy je 69,1 %. Kvůli vysoké prašnosti prostředí a z důvodu vysokého nebezpečí zanášení teplosměnných ploch a tím snížení přestupu tepla a zvýšením tlakové ztráty zanášením filtrů je stanovena výpočtová účinnost rekuperace na 45 % a pro zjednodušení výpočtu se s ní počítá jako s konstantní, přestože k výměně a čištění filtrů vzduchu přiváděného zevnitř stáje bude docházet přibližně každý den a k čištění deskového rekuperačního výměníku jednou ročně na konci roku v době prodloužené technické pauzy.

5. VÝPOČET ROČNÍ SPOTŘEBY TEPLA A PALIVA

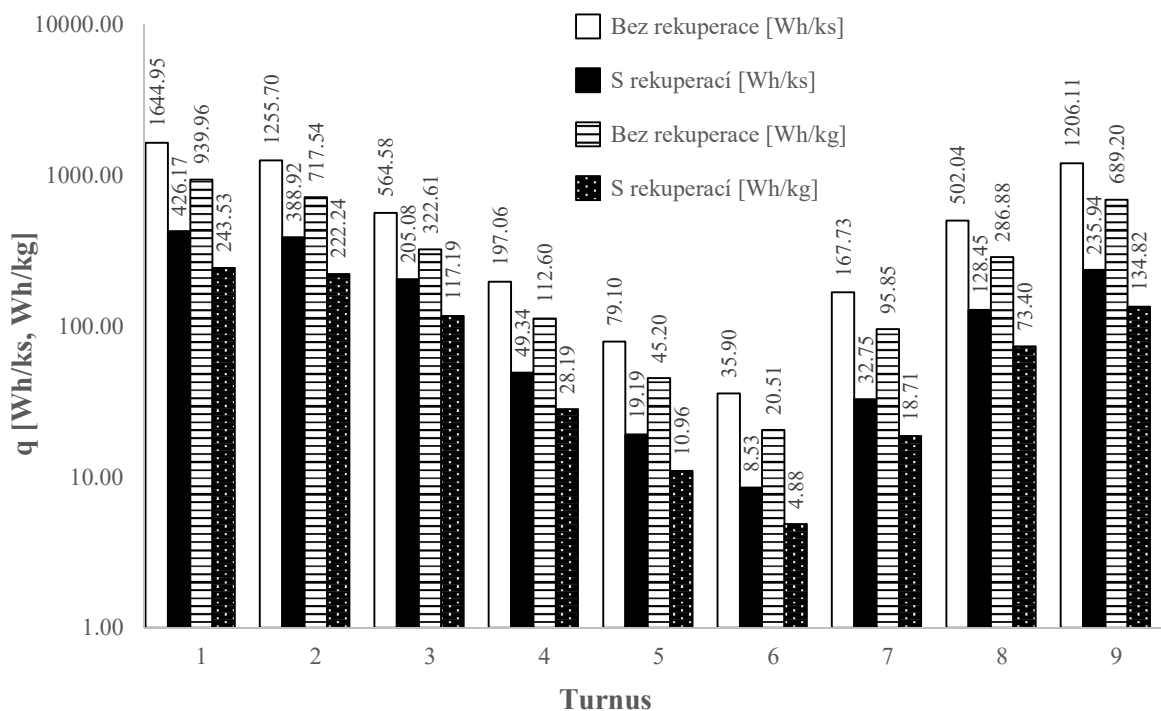
Základem výpočtu roční spotřeby tepla je bilanční rovnice, která stanovuje potřebný výkon pro vytápění na kus q_t , pro různá stáří kuřat a pro každý z devíti turnusů v závislosti na průměrné měsíční vnější teplotě a jednotlivých požadavcích kuřat. Každodenní potřeba tepla pro vytápění na kuře je stanovena vynásobením počtem hodin dne a převodem z MWh na MJ. Tyto hodnoty jsou následně multiplikovány počtem kuřat a pro lepší orientaci uvedeny v GJ v tab. 9. Následně je pro každý turnus vypočtena suma kladných potřeb pro vytápění na kuře a pro celou stáj v závislosti na rozvržení turnusu do kalendáře uvedeného v příloze 1. Suma vypočtených hodnot pro všechny rozvržené turnusy v roce ukazuje zhruba čtyřnásobné snížení potřeby tepla pro vytápění při využití zpětného získávání tepla z odpadního vzduchu.

Tab. 9 Potřeba tepla pro vytápění na kuře a pro celou stáj (50 000 ks) v závislosti na turnusu, pro variantu bez zpětného získávání tepla a s ním. Celková potřeba tepla za všechny turnusy v průběhu roku uvedená na kus, a pro celou stáj (50 000 ks), pro vytápění bez rekuperace a s nainstalovaným rekuperátorem.

Turnus	Potřeba tepla pro vytápění na kuře		Potřeba tepla pro vytápění na stáj	
	MJ.ks ⁻¹		GJ	
	Bez rekuperace	S rekuperací	Bez rekuperace	S rekuperací
1	5.92	1.53	296.09	76.71
2	4.52	1.40	226.03	70.00
3	2.03	0.74	101.62	36.91
4	0.71	0.18	35.47	8.88
5	0.28	0.07	14.24	3.45
6	0.13	0.03	6.46	1.54
7	0.60	0.12	30.19	5.89
8	1.81	0.46	90.37	23.12
9	4.34	0.85	217.10	42.47
SUMA	20.35	5.38	1017.57	268.98
	MJ.ks⁻¹ za rok	MJ.ks⁻¹ za rok	GJ za rok	GJ za rok

Ze získaných hodnot měrných energií vztahených na jednotlivá kuřata a turnusy během roku vyplývá, že v průběhu každého turnusu se při porovnání vytápění pouze zemním plynem oproti vytápění se zpětným získáváním tepla z odpadního vzduchu vyskytuje zhruba 20-40 % snížení spotřeby energie, viz obr. 12. Při výpočtu spotřeby energie na kilogram živé hmotnosti je počítáno s hmotností kuřat při odchytu a vyskladnění 1,75 kg.

Obr. 12 Měrná spotřeba energie v závislosti na turnusu v průběhu roku na jedno kuře, a na kilogram živé hmotnosti



5.1 Cena tepla ze zemního plynu

Pro potřeby výpočtu srovnání ročních nákladů na vytápění zemním plynem pro variantu bez rekuperace a s rekuperací je stanovena pevná cena zemního plynu. Zvolený dodavatel pro oblast Jižní Morava je společnost RWE Energie a.s. a dle [35] pro rok 2016 je cena (pro odběr větší než 63 MWh/rok) stanovena na 1348,23 Kč.MWh⁻¹, což přepočteno na cenu za GJ tepla vychází po zaokrouhlení na 374,51 Kč.GJ⁻¹.

5.2 Celkové náklady na vytápění za rok

Při použití varianty bez rekuperace, s vytápěním pouze kotlem na zemní plyn jsou celkové roční náklady na vytápění 381 089,- Kč. Nainstalování rekuperace tepla z větracího vzduchu sníží náklady na vytápění na 100 737,- Kč. Porovnání nákladů pro vytápění na kuře a rozpis potřeb tepla je uveden v tab. 10.

Tab. 10 Celkové náklady na vytápění za rok rozpočítané na jedno kuře a celkové náklady pro vytápění na rok pro celou stáj (50 000 ks) pro variantu bez zpětného získávání tepla a s navrženým rekuperátorem

Cena tepla ze zemního plynu	374.51	Kč.GJ ⁻¹	Bez rekuperace	S rekuperací
Potřeba tepla pro vytápění za rok na kus		MJ.ks ⁻¹ .rok ⁻¹	20.35	5.38
Celková potřeba tepla pro vytápění za rok		GJ.rok ⁻¹	1017.57	268.98
Náklady na vytápění za rok na kuře		Kč.ks ⁻¹	7.62	2.01
Celkové náklady na vytápění za rok		Kč	381 089,-	100 737,-

6. EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ

Při ekonomickém zhodnocení energetické investice je využita tzv. základní metoda výpočtu čisté hodnoty zisku podle [19]. Při použití energetického systému využívajícího druhotné teplo z větracího vzduchu je obvykle třeba počítat s nárůstem spotřeby elektrické energie nutné k provozu vzduchotechnické jednotky, zejména k překonání vyšších tlakových odporů, zvýšením výkonu či množství ventilátorů atd. Nicméně v tomto případě je minimální výměna vzduchu nezbytná i pro variantu bez zpětného získávání tepla a instalace ventilátorů nutných k odvedení stejného množství vzduchu je tudíž nepostradatelná. Proto je k výpočtu ročního hrubého výnosu ΔHV využito vztahu (4), kde je nárůst spotřeby elektrické energie zanedbán (nárůst spotřeby elektrické energie je nulový):

$$\Delta HV = \Delta W \cdot C - \Delta W_e \cdot C_e \quad [\text{Kč.r}^{-1}] \quad (4)$$

kde: ΔW – dosažená roční úspora energie oproti porovnávanému systému [GJ.r^{-1}]

C – cena energie, jejíž spotřebu snižujeme [Kč.GJ^{-1}]

ΔW_e – nárůst spotřeby elektrické energie [GJ.r^{-1}]

C_e – cena elektrické energie [Kč.GJ^{-1}].

Vztah pro roční rozdíl provozních nákladů ΔN :

$$\Delta N = \Delta N_u + \Delta N_m \quad [\text{Kč.r}^{-1}] \quad (5)$$

kde: ΔN_u – roční změna nákladů na opravy a údržbu [Kč.r^{-1}]

ΔN_m – roční změna nákladů na mzdy [Kč.r^{-1}].

Roční suma hrubého výnosu a změna provozních nákladů HVN se vypočte podle:

$$HVN = \Delta HV - \Delta N \quad [\text{Kč.r}^{-1}] \quad (6)$$

Diskontovaná hodnota budoucího ročního výnosu DV_n :

$$DV_n = \frac{HVN_n}{(1+r)^n} \quad [\text{Kč.r}^{-1}] \quad (7)$$

kde: r – reálná úroková míra [-]

i – bankovní, respektive požadovaný uživatelský úrok [-]

b – míra inflace [-]

n – rok provozu energetického systému [r], (rok 1 až T_z)

T_z – doba životnosti hlavního prvku energetického systému [-]

$$r = \frac{i-b}{1+b} \quad [-] \quad (8)$$

Součet diskontovaných hodnot budoucího ročního výnosu SDV se vypočítá podle:

$$SDV = \sum_{n=1}^{T_z} DV_n \quad [\text{Kč}] \quad (9)$$

Doba návratnosti T_n investičních prostředků ΔI se dále stanoví pro:

$$\sum_{n=1}^{T_z} DV_n = \Delta I \quad [\text{Kč}] \quad (10)$$

kde: ΔI – změna investičních nákladů [Kč].

Finanční zisk FZ , respektive ztráta za dobu životnosti energetického systému:

$$FZ = SDV - \Delta I \quad [\text{Kč}] \quad (11)$$

následně index ziskovosti P_i , který ukazuje kolik Kč získáme z jedné investované Kč do energetického systému. Navrhovaný energetický systém se považuje za ekonomicky efektivní při hodnotě $P_i > 1$:

$$P_i = \frac{SDV}{\Delta I} \quad [\text{Kč.Kč}^{-1}] \quad (12)$$

6.1 Výpočet ekonomického vyhodnocení navrženého řešení

Vstupní parametry výpočtu:

$\Delta W = 748,59 \text{ GJ.r}^{-1}$ – dosažená roční úspora energie oproti porovnávanému systému

$C = 374,51 \text{ Kč.GJ}^{-1}$ – cena energie, jejíž spotřebu snižujeme (zemní plyn)

$i = 6,5 \%$ – bankovní, respektive požadovaný uživatelský úrok

$b = 0,5 \%$ – míra inflace dle [40]

$T_z = 14$ let – minimální doba životnosti hlavního prvku energetického systému

$\Delta I = 1\,234\,803 \text{ Kč}$ – změna investičních nákladů

Tab. 11 Vypočtené hodnoty diskontované hodnoty budoucího ročního výnosu za dobu životnosti

Rok (n)	DV_n [Kč]	Rok (n)	DV_n [Kč]	Rok (n)	DV_n [Kč]
1	264 294	6	196 792	11	280 352
2	249 156	7	280 352	12	280 352
3	234 885	8	280 352	13	280 352
4	221 432	9	280 352	14	280 352
5	208 749	10	280 352		

DV_n – Diskontovaná hodnota budoucího ročního výnosu [Kč]

6.2 Vyhodnocení efektivnosti investice

Z vypočtených hodnot uvedených v tab. 11 je patrné, že ke splacení úvěru bance dojde v průběhu šestého roku a po zbytek doby životnosti energetického systému tak budoucí roční výnos nebude diskontován. Tab. 12 prezentuje dobu návratnosti investice do energetického systému ve výši 1 234 803,- Kč za 5,29 let, což s ohledem na minimální životnost energetického systému je pozitivní hodnota. Index ziskovosti investice vychází 2,93 Kč získaných z každé investované koruny a za dobu životnosti energetického systému investice vygeneruje 2 383 319,- Kč finančního zisku.

Tab. 12 Výsledky ekonomického zhodnocení navrženého systému zpětného získávání tepla z větracího vzduchu

		Kč za kus	Kč celkem
ΔHV	Kč.rok ⁻¹	5.61	280 352
FZ	Kč	47.67	2 383 319
P_i	Kč.Kč ⁻¹	2.93	
T_n	rok	5.29	

ΔHV – roční hrubý výnos dosažený nižšími náklady na vytápění [Kč.rok⁻¹.ks⁻¹, Kč.rok⁻¹]

FZ – finanční zisk, případně ztráta za dobu životnosti energetického systému [Kč.ks⁻¹, Kč]

P_i – index ziskovosti [Kč.Kč⁻¹]

T_n – doba návratnosti investice [rok]

7. DISKUZE A ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo popsat možnosti zpětného využití tepla z odpadního vzduchu při nuceném větrání stáje pro výkrm brojlerů. Dále vybrat nejvhodnější metodu zpětného získávání tepla, navrhnout vhodné zařízení a vyhodnotit efektivitu investice do energetického systému pro v budoucnu vystavěnou stáj při zohlednění co nejvyššího možného počtu variabilních parametrů v průběhu výkrmu.

Původní návrh vytápění objektu počítal se zajištěním potřebného tepla prostřednictvím kotle spalujícího zemní plyn. Návrh s možností zpětného získávání tepla využívá deskového rekuperačního výměníku, což v množství případů stačí na udržení teploty vyžadované kuřaty uvnitř stáje. Pro případy, kdy zpětné získávání tepla nestačí (příloha 2 – plocha mezi křivkami tepelných ztrát a tepelných zisků), je instalován kotel spalující zemní plyn o menším výkonu než v původním záměru, čímž dojde k částečnému snížení investice pro instalaci vhodného rekupérátoru.

Z ekonomického hlediska bylo vypočítáno, že se vložená investice vrátí za přibližně 5,3 let. Reálná návratnost investice se bude lišit v závislosti na různém rozvržení turnusů do kalendáře, či na vnějších klimatických podmínkách, které se každým rokem mění a velmi bude záležet na hodnotách venkovních teplot zejména na začátku každého turnusu, v počáteční fázi výkrmu brojlerových kuřat, kdy jsou kuřata nejvíce náchylná na výkyvy teplot a vyžadují teploty vyšší a zároveň produkují nejmenší množství citelného tepla. Jak z hlediska ekonomického tak i z hlediska vlivů na životní prostředí lze považovat investici do navrženého systému zpětného získávání tepla z větracího vzduchu jako výhodnou.

Do budoucna lze na práci navázat instalací navrženého zařízení pro zpětné získávání tepla, provedením měření v průběhu délky jednoho roku a porovnáním s metodou výpočtu uvedenou v této práci.

POUŽITÉ ZDROJE

- 1 BAŠTA, Jiří et.al. *Topenářská příručka svazek I*. První vydání. Praha: GAS s.r.o., 2001. ISBN 80-86176-82-7
- 2 ČSN EN 12831. *Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu*. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- 3 TZB-info. *Prostup tepla vícevrstvou konstrukcí a průběh teplot v konstrukci* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/140-prostup-tepla-vicевrstvou-konstrukci-a-prubeh-teplot-v-konstrukci>
- 4 ZMRHAL, V. - PETLACH, J. *Systémy větrání obytných budov* [online]. Vystaveno 17.10.2011 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-rodinnych-domu/7937-systemy-vetrani-obytnych-budov>
- 5 RUBINOVÁ, O. - ŠIKULA, O. *Bytové větrání trochu jinak* [online]. Vystaveno 26.9.2005 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/2743-bytove-vetrani-trochu-jinak>
- 6 CORKERY, G. - WARD, S. - KENNY, C. - HEMMINGWAY, P. *Monitoring Environmental Parameters in Poultry Production Facilities*. Computer Aided Process Engineering, CAPE Forum 2013, Graz University of Technology, Austria, Duben 2013, 10 s.
- 7 FAIRCHILD, Brian. *Environmental Factors to Control when Brooding Chicks* [online]. Vystaveno 15.8.2005 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://extension.uga.edu/publications/detail.cfm?number=B1287>
- 8 VOPÁLKA, Karel. *Zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.qpro.cz/ZZT-rekuperace-regenerace>
- 9 HENKL, J. - ČERMÁK, S. *Zpětné získávání tepla ve větracích systémech pro RD* [online]. Vystaveno 4.2006 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.fsv.cvut.cz/svoc/2006/prisp/09/henkl.pdf>
- 10 LAIN, Miloš. *Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci (II)* [online]. Vystaveno 20.11.2006 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/3688-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-ii>

- 11 *ATREA: Co je to rekuperace?* [online]. [cit. 2016-03-31] Dostupné z <http://www.atrea.cz/cz/co-je-to-rekuperace>
- 12 ZIKÁN, Zdeněk. *Zpětné získávání tepla a větrání objektů* [online]. Vystaveno 22.3.2010 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/6325-zpetne-ziskavani-tepla-a-vetrani-objektu>
- 13 KAKAC, S. - LIU, H. - PRAMUANJAROENKIJ, A. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. Třetí vydání. CRC Press, 2012. 631 s. ISBN 1439849900.
- 14 *GRUNDFOS: Cross flow heat exchanger* [online]. [cit. 2016-03-31] Dostupné z <http://www.grundfos.com/service-support/encyclopedia-search/cross-flow-heat-exchanger.html>
- 15 LAIN, Miloš. *Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci (I)* [online]. Vystaveno 6.11.2006 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/3648-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-i>
- 16 BORUFKA, Martin. *Rekuperace tepla z větraného vzduchu* [online]. Vystaveno 2014 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/24127/F3-BP-2014-Borufka-Martin-prace.pdf>
- 17 *CRUSERVIS: Klimatizace obecně* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.cruservis.cz/provozovna.php?id=16>
- 18 *ATREA: TČ vzduch – vzduch* [online]. [cit. 2016-03-31] Dostupné z <http://www.atrea.cz/cz/tc-vzduch-vzduch>
- 19 ADAMOVSKEÝ, R. - KÁRA, J. *Využití druhotného tepla větracího vzduchu stájí*. 1.vydání. Praha: ČZU, Technická fakulta, 2002. 211 s. ISBN 80-213-0859-1
- 20 ČSN 73 0543-2. *Vnitřní prostředí stájových objektů - Část 2: Větrání a vytápění*. Praha: Český normalizační institut, 1998. 36 s.
- 21 VÝMOLA, J. a kol. *Drůbež na farmách a v drobném chovu*. Praha: APROS, 1993, 192 s. ISBN 5611-564-645-15
- 22 *COBB: Technologický postup pro výkrm brojlerů*. [online]. Vystaveno 2004 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.xavergeren.cz/download/cobb-500-technologicky-postup-pro-broilery.doc>

- 23 JELÍNEK, A. - ŠÍSTKOVÁ, M. - MAŠÁTOVÁ, R. *Vzdělávací modul ochrana životního prostředí vo blasti vzduch*. 1. vydání. ZERA – Zemědělská a ekologická regionální agentura, o.s. 2011. 174 s. ISBN 978-80-86884-59-2
- 24 *The Merck Veterinary Manual: Overview of Poisonings in Poultry* [online]. Vystaveno 3.2015 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z http://www.merckvetmanual.com/mvm/poultry/poisonings/overview_of_poisonings_in_poultry.html#v3342648
- 25 *Australian Chicken Meat Federation Inc.: Growing Meat Chickens* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.chicken.org.au/page.php?id=6>
- 26 *Animals Australia: Broiler Chickens Fact Sheet* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.animalsaustralia.org/documents/factsheets/BroilerChickensFactSheet.pdf>
- 27 *Compassion in world farming: About Chickens* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.ciwf.org.uk/farm-animals/chickens/>
- 28 KIC, P. - BROŽ, V. *Tvorba stájového prostředí*. 1. vydání. Praha: Institut výchovy a vzdělávání MZe ČR, 1995. 47 . ISBN 80-7105-106-3
- 29 *ROSS: Technologický postup pro výkrm brojlerů Ross* [online] 2009. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z http://en.aviagen.com/assets/Tech_Center/BB_Foreign_Language_Docs/Czech_TechDocs/CZECH-Broiler-for-CDsmall.pdf
- 30 *TEC UK: Rotary Heat Exchangers* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://uk.klingenburg.de/knowledge/rotary-heat-exchangers/>
- 31 *Kastt: Product Catalogue – Heat Exchangers* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z http://kastt.cz/wp-content/uploads/2016/02/Kastt_EN_2016.pdf
- 32 KALINA, J. - DUFEK, P. *Ventilace s rekuperací – některá upozornění a doporučení* [online]. Vystaveno 18.6.2009 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/5724-ventilace-s-rekuperaci-nektera-upozorneni-a-doporuceni>
- 33 *PAMA: Sendvičové polyuretanové panely* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.pamaas.cz/upload/120/12/pama-sendvicove-purapir--panely.pdf>

- 34 Český hydrometeorologický ústav: Územní teploty [online]. [cit.2016-03-31]. Dostupné z <http://portal.chmi.cz/historicka-data/pocasi/uzemni-teploty>
- 35 TZB-info. Přehled cen zemního plynu (ceny platné od 1.1.2016) [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energie/13-prehled-cen-zemniho-plynu>
- 36 DOLEŽAL, O. - BÍLEK, M. - DOLEJŠ, J. *Zásady welfare a nové standardy EU v chovu skotu*. 1. vydání. Praha: Výzkumný ústav živočišné výroby, 2004. 70 s. ISBN 80-86454-51-7
- 36 KOŽNAROVÁ, V. - KLABZUBA, J. *Mikroklima stájí*. 1. vydání. Praha: ČZU, 2008. 29 s. ISBN 978-80-213-1728-4
- 37 *Kastt: Deskové výměníky* [online]. [cit. 2016-03-31]. Dostupné z <http://kastt.cz/cz/vyroby>
- Místo 31 dát 37 v posledních dvou odkazech!!!!
- 38 BAŠTA, Jiří et.al. *Topenářská příručka svazek 2*. První vydání. Praha: GAS s.r.o., 2001. ISBN 80-86176-82-7
- 39 ADAMOVSÝ, R. - KÁRA, J. *Aplikovaná termomechanika*. 1. vydání. Praha: Technická fakulta VŠZ, 1993. 107 s.
- 40 ČSÚ: *Inflace, spotřebitelské ceny* [online]. Vystaveno 9.3.2016 [cit. 2016-03-31]. Dostupné z https://www.czso.cz/csu/czso/inflace_spotrebitelske_ceny

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Teploty suchého teploměru vyžadované k dosažení cílové pocitové ekvivalentní teploty při různé relativní vlhkosti	4
Tab. 2 Maximální rychlost proudění vzduchu v úrovni kuřat podle věku	7
Tab. 3 Doporučené parametry kvality vzduchu	9
Tab. 4 Reálný počet kuřat uvnitř stáje ke konci turnusu v závislosti na jejich hmotnosti při dodržení maximálního množství živé hmotnosti 38 kg.m ⁻²	22
Tab. 5 Výpočet celkového součinitele tepelné ztráty prostupem stáje do vnějšího prostředí a výpočet celkové tepelné ztráty prostupem při výpočtových teplotách podle normy ČSN EN 12831	25

Tab. 6 Výpočtené hodnoty celkové tepelné ztráty větráním a celková návrhová tepelná ztráta prostoru stáje při výpočtových teplotách dle normy ČSN EN 12831	27
Tab. 7 Výpočtené hodnoty celkové produkce citelného tepla 50 000 ks brojlerových kuřat při vnitřní výpočtové teplotě podle normy ČSN EN 12831 a výsledný požadovaný výkon vytápěcího zařízení	28
Tab. 8 Průměrné měsíční teploty v letech 2006-2015 dle [34] ve °C a jejich průměrná hodnota použitá ve výpočtu	32
Tab. 9 Potřeba tepla pro vytápění na kuře a pro celou stáj (50 000 ks) v závislosti na turnusu, pro variantu bez zpětného získávání tepla a s ním. Celková potřeba tepla za všechny turnusy v průběhu roku uvedená na kus, a pro celou stáj (50 000 ks), pro vytápění bez rekuperace a s nainstalovaným rekuperátorem.	34
Tab. 10 Celkové náklady na vytápění za rok rozpočítané na jedno kuře a celkové náklady pro vytápění na rok pro celou stáj (50 000 ks) pro variantu bez zpětného získávání tepla a s navrženým rekuperátorem	36
Tab. 11 Výpočtené hodnoty diskontované hodnoty budoucího ročního výnosu za dobu životnosti	39
Tab. 12 Výsledky ekonomického zhodnocení navrženého systému zpětného získávání tepla z větracího vzduchu	39

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Příklad teplot prostředí používaných v praxi v závislosti na stáří kuřat (v mezích běžné relativní vlhkosti vzduchu)	5
Obr. 2 Detail kanálků deskového rekuperačního výměníku	12
Obr. 3 Princip funkce rotačního regeneračního výměníku. [39]	13
Obr. 4 Princip funkce přepínacího regeneračního výměníku [39]	14
Obr. 5 Trubkový rekuperační výměník [38]	16
Obr. 6 Deskový rekuperační výměník s křížoproudou orientací proudění vzduchu odváděného vůči vzduchu přiváděnému [31]	17
Obr. 7 Princip funkce systému s kapalinovým okruhem [10]	20
Obr. 8 Princip funkce tepelné trubice	21
Obr. 9 Tepelné toky ve stáji pro výkrm 50 000 brojlerových kuřat s vytápěcím zařízením (bez rekuperace) a s rekuperací nahrazující vytápěcí zařízení pro vnitřní výpočtovou teplotu $t_i = 20 \text{ °C}$ a vnější výpočtovou teplotu $t_e = -13 \text{ °C}$	23
Obr. 10 Schéma navržené jednotky deskového rekuperačního výměníku o průtoku vzduchu $27\,500 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$.	30
Obr. 11 Závislost minimální potřeby výměny vzduchu nutné k odvedení vyprodukovaného CO_2 na hmotnosti kuřete	33
Obr. 12 Měrná spotřeba energie v závislosti na turnusu v průběhu roku na jedno kuře, a na kilogram živé hmotnosti	35

PŘÍLOHA 1 – KALENDÁŘ ROZLOŽENÍ TURNUSŮ DO PRŮBĚHU ROKU

Leden	Únor	Březen	Duben	Květen	Červen	Červenec	Srpen	Září	Říjen	Listopad	Prosinec
1	32	20	11	1	32	22	13	4	34	25	15
2	33	21	12	2	33	23	14	5	1	26	16
3	34	22	13	3	34	24	15	6	2	27	17
4	1	23	14	4	1	25	16	7	3	28	18
5	2	24	15	5	2	26	17	8	4	29	19
6	3	25	16	6	3	27	18	9	5	30	20
7	4	26	17	7	4	28	19	10	6	31	21
8	5	27	18	8	5	29	20	11	1	32	22
9	6	28	19	9	6	30	21	12	2	33	23
10	1	29	20	10	1	31	22	13	3	34	24
11	2	30	21	11	2	32	23	14	4	1	25
12	3	31	22	12	3	33	24	15	5	2	26
13	4	32	23	13	4	34	25	16	6	3	27
14	5	33	24	14	5	1	26	17	7	4	28
15	6	34	25	15	6	2	27	18	8	5	29
16	7	1	26	16	7	3	28	19	9	6	30
17	8	2	27	17	8	4	29	20	10	1	31
18	9	3	28	18	9	5	30	21	11	2	32
19	10	4	29	19	10	6	31	22	12	3	33
20	11	5	30	20	11	1	32	23	13	4	34
21	12	6	31	21	12	2	33	24	14	5	1
22	13	1	32	22	13	3	34	25	15	6	2
23	14	2	33	23	14	4	1	26	16	7	3
24	15	3	34	24	15	5	2	27	17	8	4
25	16	4	1	25	16	6	3	28	18	9	5
26	17	5	2	26	17	7	4	29	19	10	6
27	18	6	3	27	18	8	5	30	20	11	7
28	19	7	4	28	19	9	6	31	21	12	8
29		8	5	29	20	10	1	32	22	13	9
30		9	6	30	21	11	2	33	23	14	10
31		10		31		12	3		24		11

Výkrm brojlerových kuřat
 Příprava stáje na další naskladnění

Turnus 1: 1.leden – 3.únor

Turnus 2: 10.únor – 15.březen

Turnus 3: 22.březen – 24.duben

Turnus 4: 1.květen – 3.červen

Turnus 5: 10.červen – 13.červenec

Turnus 6: 20.červenec – 22.srpen

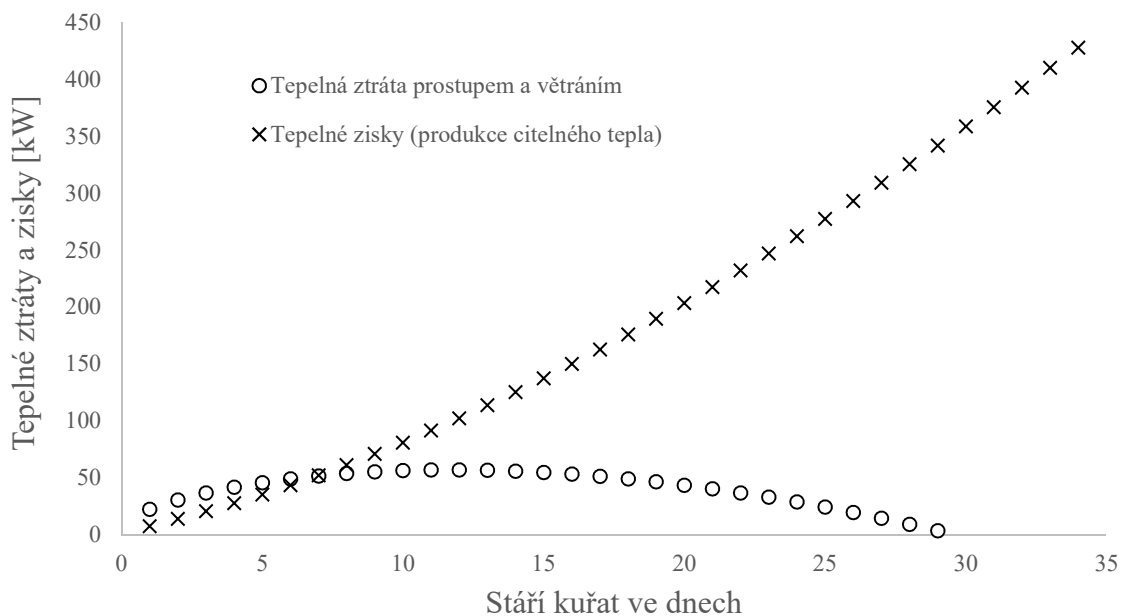
Turnus 7: 29.srpen – 1.říjen

Turnus 8: 8.říjen – 10.listopad

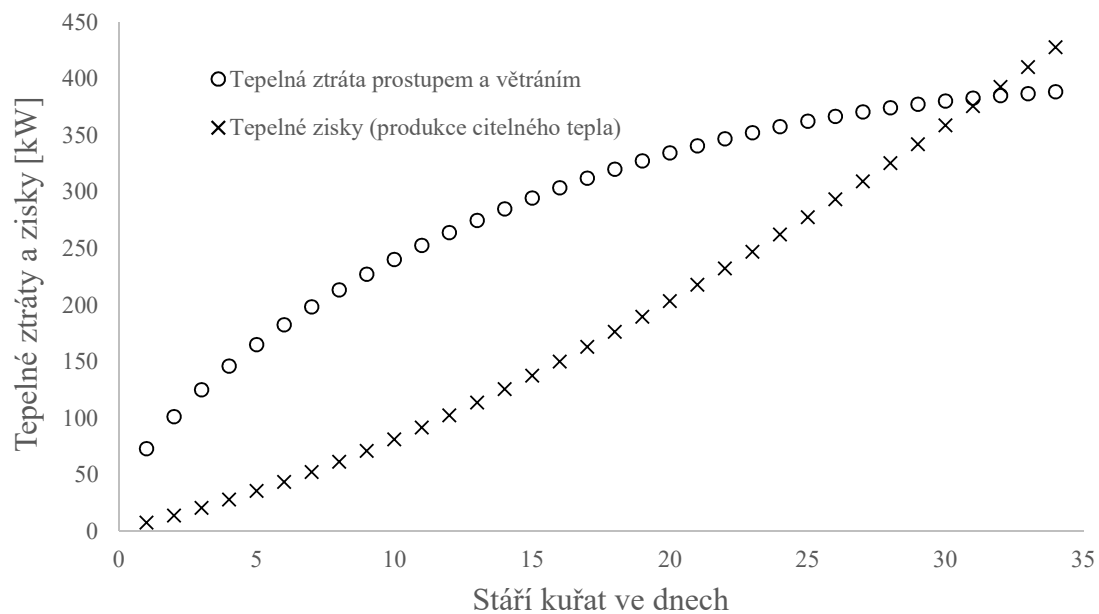
Turnus 9: 17.listopad – 20.prosinec

PŘÍLOHA 2 – ZÁVISLOSTI TEPELNÝCH ZTRÁT A ZISKŮ NA STÁŘÍ KUŘAT PŘI RŮZNÝCH VENKOVNÍCH TEPLOTÁCH

Obr. 13 Závislost tepelných zisků a ztrát na stáří kuřat ve dnech při vnější teplotě 20,47 °C



Obr. 14 Závislost tepelných zisků a ztrát na stáří kuřat ve dnech při vnější teplotě -0,83 °C



Obr. 15 Závislost tepelných zisků a ztrát na stáří kuřat ve dnech při vnější teplotě $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$

