

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh optimálního systému pro regulátor teploty.

Petr Staněk

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta elektrotechnická, katedra řídicí techniky
Technická 2, 16627 Praha 6, Česká republika
xstanek1@control.felk.cvut.cz

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb. , o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

podpis

Abstrakt

Nalezení optimálního otopného systému a vytvoření počítačového simulačního modelu vyžaduje určení geografické polohy vytápěného objektu a výpočet jeho tepelných ztrát. Mnou vybraný vytápěný objekt se nachází v České republice v Říčanech u Prahy a jedná se o rodinný domek s tepelnými ztrátami 15 kW. Otopný systém jsem vybíral podle ekologického a ekonomického provozu a upřednostňoval jsem alternativní zdroje energie (solární a nízkopotenciální energii) z důvodu zmenšujících se celosvětových zásob klasických zdrojů energie (ropa, uhlí, plyn atd.). Tímto způsobem jsem navrhl otopný systém tvořený tepelným čerpadlem vzduch – voda v bivalentním provozu s elektrokotlem využívající podlahovou otopnou soustavu. Simulační model je vytvořen v programu SIMULINK, který je součástí programového balíku MATLAB. Model postihuje situaci, kdy ekvitermní regulátor nastaví teplotu otopné vody pro určitou hodnotu venkovní teploty a pokojový termostat doreguluje teplotu interiéru. V závěru této práce je proveden ekonomický rozbor, který obsahuje výpočet návratnosti investice ve srovnání s jinými nejčastěji používanými způsoby vytápění.

Abstract

To find the optimal heating system and to create a computer simulation model of this system demands the following information: the geographic position of a heated building and the computation of its thermal loss. I chose a family house with a thermal loss 15 kW near Prague, Czech Republic. I chose the heating system by ecological and economical costs and I preferred alternative sources of energy (solar and low-potential energy). The reason was, that the world's sources of traditional energy (petroleum, coal, gas etc.) are diminishing. Therefore, I suggested a heating system, which is composed of a heat pump (air – water) in bivalent traffic with an elektrokettle utilizing floor heating. The simulation model was made using the program SIMULINK, which is a part of program package MATLAB. The model describes the situation, when the equitherm regulator adjust the temperature of heated water for determined outdoor temperature and the indoor thermostat regulates the indoor temperature. In conclusion, an economic analysis was made, which contains the computation of the return rate of the investment in comparison to other traditional ways of heating.

Obsah

1. Úvod	1
2. Vytápěcí zařízení.....	2
2.1. Způsoby vytápění.....	2
2.1.1. Lokální vytápění	3
2.1.2. Ústřední vytápění.....	3
2.1.3. Teplovodní vytápění.....	4
2.1.4. Teplovzdušné vytápění.....	5
2.1.5. Parní vytápění.....	5
2.1.6. Velkoplošné vytápění (sálavé)	7
2.2. Zdroje energie pro ústřední vytápění.....	7
2.2.1. Spalování tuhých paliv.....	8
2.2.2. Spalování plyných paliv.....	8
2.2.3. Elektrické vytápění.....	9
2.2.4. Alternativní zdroje.....	10
3. Tepelná čerpadla.....	14
3.1. Tepelné čerpadlo země – voda.....	16
3.2. Tepelné čerpadlo vzduch – voda (vzduch)	18
3.3. Tepelné čerpadlo voda – voda.....	19
4. Způsoby regulace teploty.....	21
4.1. Nespojité (diskrétní) regulace.....	22
4.2. Spojitá regulace.....	24
4.3. Vlečná regulace.....	27
4.4. Programově řízená regulace IRC.....	29
5. Termomechanické základy.....	30
5.1. Sdílení tepla.....	30
5.1.1. Sdílení tepla vedením.....	30
5.1.2. Sdílení tepla prouděním.....	31
5.2. Prostup tepla stěnou.....	32
5.2.1. Prostup tepla při stálých teplotách prostředí.....	32
5.3. Výpočet otopných těles.....	33

5.4. Výpočet sálavých otopných ploch.....	34
5.4.1. Podlahové otopné plochy.....	34
6. Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění.....	37
6.1. Obecný postup výpočtu tepelných ztrát.....	37
7. Návrh optimálního otopného systému.....	40
7.1. Výběr způsobu vytápění.....	40
7.2. Postup návrhu otopného systému.....	41
8. Návrh modelu otopného systému.....	43
8.1. Náhradní elektrické schéma vytápěného objektu.....	43
8.2. Simulační počítačový model vytápěného objektu.....	47
8.2.1. Výpočet tepelných vodivostí.....	47
8.2.2. Výpočet tepelných kapacit.....	54
8.2.3. Počáteční hodnoty.....	55
8.3. Výsledky získané na modelu.....	57
9. Ekonomický rozbor.....	64
10. Závěr.....	70
11. Použitá literatura.....	71
12. Přílohy.....	72

1. Úvod

Celosvětové zásoby energie (plynu, uhlí a ropy) se silně zmenšují. Proto se tato práce nejprve zabývá různými způsoby vytápění, aby se ukázalo, který způsob vytápění je v dnešní době nejekologičtější a zároveň ekonomicky výhodný.

V průběhu posledních desetiletí se začalo pro vytápění používat alternativních zdrojů energie, které se staly předmětem výzkumu a vývoje mnoha světových laboratoří. Těmi jsou hlavně tepelná čerpadla využívající nízkopotenciální energii a solární systémy. Tyto způsoby vytápění jsou hlavním bodem této práce. Čtenář se dozví princip funkce, dnes ještě poněkud neznámých tepelných čerpadel a také základní způsoby regulace teploty.

Jak jsem již zmínil, cílem této práce bylo navrhnout optimální otopný systém a provést pro něj úplný ekonomický rozbor. Proto bylo zapotřebí tento návrh otopného systému provést pro konkrétní vytápěný objekt. Zvolen byl rodinný dům postavený v Říčanech u Prahy, stavební plány viz příloha. Specifikace geografické polohy je pro návrh otopného systému nutná.

Dále čtenář bude seznámen s termomechanickými základy, které potřebuje znát pro návrh otopného systému.

Součástí práce je také počítačový simulační model pro radiátorovou otopnou soustavu a pro otopnou soustavu s podlahovým vytápěním. Pomocí těchto modelů lze velice dobře porovnat dynamické vlastnosti jednotlivých otopných soustav, kvalitu regulace teploty a zároveň poslouží pro správné nastavení ekvitermního regulátoru teploty.

Na závěr si čtenář z provedeného ekonomického rozboru může udělat jasnou představu o návratnosti investic do moderních způsobů vytápění pomocí alternativních zdrojů energie.

2. Vytápěcí zařízení

2.1. Způsoby vytápění

Vytápění můžeme dělit podle umístění zdroje tepla na:

- lokální vytápění,
- ústřední vytápění.

Dále dělíme vytápění podle používané teponosné látky:

- teplovodní vytápění,
- teplovzdušné vytápění,
- parní vytápění.

Dále dělíme vytápění podle doby provozu:

- trvalé vytápění,
- občasné (příležitostné) vytápění,
- nepřerušované vytápění,
- přerušované vytápění.

Pro tato základní rozdělení popíšu dále jednotlivé typy v podkapitolách, kromě posledního rozdělení, kde se jedná pouze o definici pojmů, proto je vysvětlím ještě v této kapitole. Více informací se dá nalézt v [1].

Trvalé vytápění

Trvalé vytápění je vytápění s provozem nejméně 5 za sebou následujících dnů a s přestávkou nejvíce 2 dny mezi jednotlivými provozními cykly, doba provozu vytápění je nejméně 8 hodin denně.

Občasné (příležitostné) vytápění

Občasné vytápění je vytápění s provozem méně než 5 za sebou následujících dnů nebo s přestávkou více než 2 dny mezi jednotlivými provozními cykly, popř. s kratší dobou provozu vytápění než 8 hodin denně (v posledním případě jde o krátkodobé vytápění).

Nepřerušované vytápění

Nepřerušované vytápění je vytápění s provozem otopné soustavy 24 hodin denně, při kterém není přerušena dodávka tepla ze zdroje tepla do soustavy na dobu delší než 2 hodiny a v součtu více než 4 hodiny denně. Doba provozu mezi přerušením dodávky tepla musí být přitom dostatečně dlouhá, aby se zajistila pohoda prostředí i pro následující přestávku.

Přerušované vytápění

Přerušované vytápění je vytápění s dobou provozu kratší než 24 hodin denně, nebo když doba přerušení dodávky tepla do soustavy přesáhne během přestávky 2 hodiny nebo celková doba otopných přestávek je více než 4 hodiny.

2.1.1. Lokální vytápění

Zdroj tepla (topidlo) je umístěn přímo ve vytápěné místnosti. Přestože účinnost malých lokálních topidel je obvykle menší než účinnost kotlů pro ústřední vytápění, je výsledná hospodárnost při lokálním vytápění větší než při vytápění ústředním [1]. A to protože vytápíme jednotlivé místnosti, pouze když to potřebujeme. Na druhou stranu má lokální vytápění mnohem nižší úroveň komfortu, nehygienický provoz a náročnou obsluhu. To je důvod, proč je v dnešní době daleko více oblíbené ústřední vytápění.

2.1.2. Ústřední vytápění

Při ústředním vytápění se teplo potřebné k vytápění většího počtu místností (celého domu nebo skupiny domů) vyrábí ve společné kotelně a teplonosnou látkou se rozvádí do jednotlivých místností. Teplonosnou látkou je buď ohřátá voda, pára, ohřátý vzduch nebo jiné médium.

Etážové vytápění

Etážové vytápění je zvláštní případ ústředního vytápění, kdy ze společného zdroje tepla je vytápěn byt nebo rozlehlý prostor umístěný na jednom podlaží.

2.1.3. Teplovodní vytápění

Teplovodní vytápění je nejrozšířenější ze všech druhů ústředního vytápění. Používá se hlavně v obytných domech a dále všude tam, kde se z hygienických důvodů požaduje nízká teplota otopných ploch. Horkovodní otopné soustavy se používají převážně pro technologické provozování a dálkové rozvody tepla.

Teplovodní vytápění rozdělujeme:

- podle teploty vody,
 - teplovodní (teplota otopné vody z kotle do 110°C),
 - horkovodní (teplota otopné vody z kotle nad 110°C),
- podle toho, jak se dosáhne proudění otopné vody v soustavě,
 - teplovodní vytápění s přirozeným oběhem vody (samotížné),
 - teplovodní vytápění s nuceným oběhem vody (čerpadlové),
- podle polohy přívodního potrubí,
 - teplovodní vytápění se spodním rozvodem,
 - teplovodní vytápění s horním rozvodem,
 - teplovodní vytápění s kombinovaným horním,
 - teplovodní vytápění s kombinovaným spodním,
- podle provedení rozvodného potrubí,
 - teplovodní vytápění dvoutrubkové vertikální,
 - teplovodní vytápění dvoutrubkové horizontální,
 - teplovodní vytápění jednotrubkové vertikální,
 - teplovodní vytápění jednotrubkové horizontální.

Teplovodní vytápění s přirozeným oběhem vody

Oběh otopné vody je vyvozen rozdílem měrných hmotností vody v přívodním a vratném potrubí. Dříve se používalo pro menší, půdorysně nepříliš rozlehlé budovy s potřebou tepla do 175 kW. V dnešní době se prakticky vůbec nepoužívá.

Teplovodní vytápění s nuceným oběhem vody

Proudění otopné vody je způsobeno čerpadlem. Díky požadavkům na rychlou a účinnou regulaci se dnes převážná většina otopných soustav navrhuje s nuceným oběhem.

Regulace tepelného výkonu

- kvalitativní – změnou teploty přiváděné otopné vody (např. míšením),
- kvantitativní – velikostí průtoku otopné vody,
- kvalitativně-quantitativní – teplotou i velikostí průtoku otopné vody.

2.1.4. Teplovzdušné vytápění

Při teplovzdušném vytápění se do místnosti přivádí teplý vzduch, který se ohřívá v ohříváku umístěném buď přímo v místnosti nebo v její těsné blízkosti, případně ve zvláštní kotelně. Podle toho se rozlišuje teplovzdušné vytápění s lokálními vytápěcími soupravami a ústřední teplovzdušné vytápění. V prvním případě se rozvádí potrubím teplotonosná látka nebo palivo (např. plyn) ve druhém případě se rozvádí potrubím teplý vzduch. Protože rozvod vzduch potrubím velkého průměru je nákladný a zabírá mnoho místa, dává se při teplovzdušném vytápění přednost způsobu s lokálními vytápěcími soupravami.

Teplovzdušné vytápění se většinou kombinuje s chlazením v letních měsících, takže pak jde o částečnou klimatizaci. Oběh vzduchu je při teplovzdušném vytápění většinou nucený pomocí ventilátoru.

Výhodami jsou:

- velká provozní pružnost,
- vytápění je možno snadně kombinovat s větráním.

Nevýhodami jsou:

- víření prachu,
- horní část místnosti značně přetápěna.

2.1.5. Parní vytápění

Pára se vede z kotle (eventuelně jiný zdroj tepla) parním potrubím do otopných těles, kde odevzdává teplo kondenzací. Kondenzát se vrací zpět do kotle. Za parní otopná tělesa se většinou umísťuje odváděč kondenzátu, který zabrání vstupu páry do kondenzátního potrubí a současně automaticky odvádí z těles kondenzát a vzduch.

Nízkotlaké parní vytápění

- tlak páry do 50 kPa,
- je nejrozšířenější z parních vytápění.

Výhodami jsou:

- velmi malá tepelná setrvačnost soustavy,
- menší nebezpečí zamrznutí vody v soustavě,
- levnější zařízení.

Nevýhodami jsou:

- ústřední regulace tepelného výkonu je velmi obtížná, obvykle se ani neprovádí,
- místnosti se často přetápí a tím se zvětšuje spotřeba tepla,
- poměrně rychlá koroze potrubí,
- špatné hygienické podmínky,
- větší tepelné ztráty v potrubí (hlavně kondenzátní).

Vysokotlaké parní vytápění

- tlak páry nad 150 kPa a teplota nad 110°C,
- vysokotlaká pára se pro přímé vytápění místností používá jen zcela výjimečně, např. v některých průmyslových závodech, kde se pára také používá pro technologické účely,
- pro parní vytápění se povoluje maximální tlak do 300 kPa,
- jako otopná tělesa se při vysokotlakém parním vytápění používají výhradně trubkové hady nebo registry (trubková tělesa).

Podtlakové parní vytápění

- v celé otopné soustavě tlak menší než $1 \cdot 10^{-5}$ Pa,
- u nás se nepoužívá,
- vzduch vnikající netěsnostmi musí být odsáván vývěvou.

Výhodami jsou:

- možná centrální regulace,
- teplota otopných těles poměrně nízká.

Nevýhodami jsou:

- poměrně složitá obsluha,
- velmi obtížně se dá dosáhnout tlaků nižších než $0,25 \cdot 10^{-5}$ Pa, a tím i teplot nižších než 65°C.

2.1.6. Velkoplošné vytápění (sálavé)

Zvláštním druhem teplovodního vytápění je velkoplošné vytápění, u kterého otopnou plochou je některá ze stěn ohraničujících vytápěnou místnost. Zde se zaměřím pouze na podlahu, protože v dnešní době se používá téměř jenom podlahové vytápění. A také dále v mé práci navrhuji podlahové vytápění.

Protože rovinná otopná plocha sdílí teplo z velké části sáláním (aspoň co se týká stropu), nazývá se tento typ vytápění sálavé vytápění. Pro podlahové vytápění je konvekce větší než sálání, takže by se správně neměl používat pojem sálavé vytápění [1]. Občas se však tento pojem používá díky podobnosti konstrukce stropního a podlahového vytápění.

U podlahové otopné plochy smí být z fyziologických důvodů nejvyšší povrchová teplota pouze 27 až 30°C [1].

Výhodami jsou:

- celkově hygieničtější provoz,
- lepší rozložení teplot ve vytápěné místnosti,
- uvolnění interiéru od otopných těles,
- ideální pro moderní otopné systémy.

Nevýhodami jsou:

- větší tepelná setrvačnost,
- výraznější ochlazovací účinek vnější stěny,
- nevhodnost do již hotových bytů či domů, nákladná rekonstrukce.

2.2. Zdroje energie pro ústřední vytápění

Základním zdrojem energie pro vytápění je spalování paliv. Můžeme spalovat tuhá paliva (černé uhlí, hnědé uhlí, brikety, koks, dřevo, atd.), kapalná paliva (lehký topný olej popřípadě naftu) a plynná paliva (zemní plyn, LPG). Dnes vlivem velké ceny ropy se kapalná paliva skoro nepoužívají, proto se o nich už nebudu zmiňovat. Dalším zdrojem je elektrická energie (akumulační vytápění nebo přímotopné vytápění). V současnosti se začínají čím dál víc používat i alternativní zdroje energie. Těmi jsou tepelná čerpadla využívající nízkopotencionální energii, solární energie a energie větru a vody.

2.2.1. Spalování tuhých paliv

Kotle pro spalování tuhých paliv se rozlišují podle způsobu hoření paliva na roštu na dva druhy:

- kotle s **horním odhoříváním paliva** (ožehem),
- kotle se **spodním odhoříváním paliva** (ožehem).

U kotlů s horním ožehem procházejí hořlavé plyny i spaliny zdola nahoru celou vrstvou paliva v násypné šachtě, což má za následek, že palivo začne v šachtě prohořívát v celé výšce násypné vrstvy. Výkon se reguluje změnou násypné vrstvy paliva a změnou komínového tahu. Díky tomu reaguje kotel na regulační zásah velmi pomalu. Výhodou kotlů s horním ožehem je poměrně malá tlaková ztráta, a proto se tohoto způsobu odhořívání paliva používá u malých kotlů, které se často připojují na nízký komín s malým tahem.

U kotlů se spodním ožehem prohořívá palivo pouze v dolní části násypné vrstvy bez zřetele na množství paliva v násypné šachtě. Do skupiny kotlů se spodním ožehem patří také kotle s násypníkem na jedné straně, u kterých se palivo sesouvá na rošt vlastní tíhou nebo se dopravuje do ohniště mechanickým roštem. Tento typ kotle je lépe regulovatelný, díky malému množství hořícího paliva.

Při spalování uhlí a koksu zůstává větší množství popelovin nežli při spalování dřeva. Tudíž je nutné zajistit pravidelné čištění výměníku a pravidelné vybírání popelníku.

2.2.2. Spalování plyných paliv

V posledních letech proběhla plynofikace velké části území našeho státu. Spalování plyných paliv je velice jednoduše regulovatelný proces. Díky tomuto je tento plně automatizovaný způsob vytápění velice oblíbený.

Zemní plyn

Snad jediným problémem tohoto způsobu získávání tepelné energie je, když v místě kde se vytápěný objekt nachází, není plynovodní síť.

LPG

Zkapalněný plyn (LPG) se používá v případech, kdy v místě vytápěného objektu není plynovodní síť se zemním plynem. V tomto případě se v blízkosti vytápěného objektu musí vybudovat rezervoár na LPG.

Bioplyn

Možnost použití je silně omezena pouze na případy, pokud se v blízkém okolí vytápěného objektu nachází například skládka, ustájený dobytek, atp. Zároveň musí být dostatečně velký pozemek z důvodu likvidace čpavku. Je nevhodný pro přenos v ocelovém potrubí, vzhledem k zvýšené pravděpodobnosti koroze potrubí.

2.2.3. Elektrické vytápění

Elektrické vytápění s charakterem ústředního lze dělit na:

- přímotopné vytápění,
- akumulární vytápění.

Elektrické přímotopné vytápění

Odběr elektrické energie z rozvodné sítě se časově shoduje s přívodem tepla do vytápěných místností. Ústřední elektrické vytápění přímotopné se nejčastěji realizuje jako normální teplovodní soustava s elektrickým kotlem pro ohřívání otopné vody. Elektrické kotle s odporovým ohřevem se vyrábějí od nejmenších výkonů až do výkonu 1000 kW i více.

K přímotopnému vytápění je také možno počítat velkoplošné vytápění s elektricky zahříványými otopnými plochami pomocí elektrických topných trubíc, kabelů nebo elektrických topných rohoží.

Elektrické akumulární vytápění

V denním cyklu se střídá fáze nabíjení akumulátoru tepla v době menšího zatížení elektrické rozvodné sítě (zpravidla v noci) s fází vybíjení akumulátoru odebíráním tepla pro vytápění. Teplo se při ústředním elektrickém vytápění akumuluje nejčastěji ve vodních zásobnících, ve výjimečných případech také ve stavební konstrukci vytápěné budovy.

Doba nabíjení vodního zásobníku (akumulátoru) je zpravidla 8 až 10 hodin a za tuto dobu je nutno vytvořit zásobu tepla na celý den (24 hodin) [1]. Nevýhodou je vysoká investice do akumulčních nádob.

Oba typy elektrického vytápění mají tyto výhody:

- přesné regulace,
- téměř 100% účinnost přeměny elektrické energie na tepelnou energii,
- minimální stavební nároky,
- zajišťují téměř ideální vnitřní mikroklima.

2.2.4. Alternativní zdroje

Z důvodů zmenšujících se zásob klasických zdrojů energie (jako je ropa, zemní plyn, černé uhlí, atd.) se v dnešní době stávají velice diskutovanou otázkou, takzvané zdroje alternativní. Způsobů jak získávat energii ekologicky a alternativně je několik:

- sluneční (solární) energie,
- nízkopotenciální energie (využívají tepelná čerpadla),
- vodní energie,
- síla větru,
- využití přílivu moře.

Problémem alternativních zdrojů je, že některé tyto způsoby nelze používat všude tam, kde bychom je potřebovali. Například pro většinu míst v České republice připadá v úvahu pouze solární a nízkopotenciální energie. Proto se dále budu věnovat pouze těmto dvěma zdrojům. Jelikož v mé práci slouží tepelné čerpadlo jako klíčový zdroj tepelné energie a je to zatím poměrně neznámý způsob vytápění, věnoval jsem vysvětlení principu jeho funkce celou jednu kapitolu (3).

Solární energie

Solární energii je možné zachycovat solárními systémy, které lze rozdělit do tří skupin:

- pasivní přeměna solární energie na teplo – vyžaduje architektonický projekt, který budovu přizpůsobí tomuto způsobu,
- aktivní přeměna solární energie na teplo – pomocí slunečních kolektorů (kapalinové nebo vzduchové),

- aktivní přeměna solární energie na elektrickou energii – fotovoltaické články.

Na území České republiky je celková průměrná roční doba slunečního svitu od 1400 do 1700 hodin, konkrétně v Praze je 1548 hodin. Průměrná energie dopadající na 1 m² ročně je 950 – 1050 kWh.

Pro optimální výkon aktivních solárních systémů je zapotřebí správné orientace fotovoltaických článků (respektive kolektorů). Nejvyšší výkon je dosažen s orientací na jih s odchylkou 8° až 15° na západ. Maximum výkonu nastává kolem 13.hodiny středoevropského času (SEČ), respektive 14.hodiny letního SEČ. Za optimální sklon článků se považuje 45° pro celoroční provoz, 60-65° pro zimní provoz a 30-35° pro letní provoz.

Solární kolektory kapalinové zachytávají absorbérem kolektoru sluneční záření, které pak přeměňují na tepelnou energii. Ta se pomocí teplotnosné kapaliny přenáší do solárního zásobníku popřípadě do místa potřeby. Solární kolektory můžeme dále dělit na:

- ploché kolektory,
- koncentrační kolektory.

Ploché solární kolektory se obvykle používají pro nízkoteplotní systémy. Jsou nejvíce rozšířené a to kvůli nízké ceně, slušným parametrům a jednoduchosti. Jejich čelní plocha je stejně velká jako plocha absorpční. Dnes se dodávají se selektivní absorpční vrstvou (pro zlepšení pohltivosti slunečního záření) a jejich účinnost dosahuje 70%.

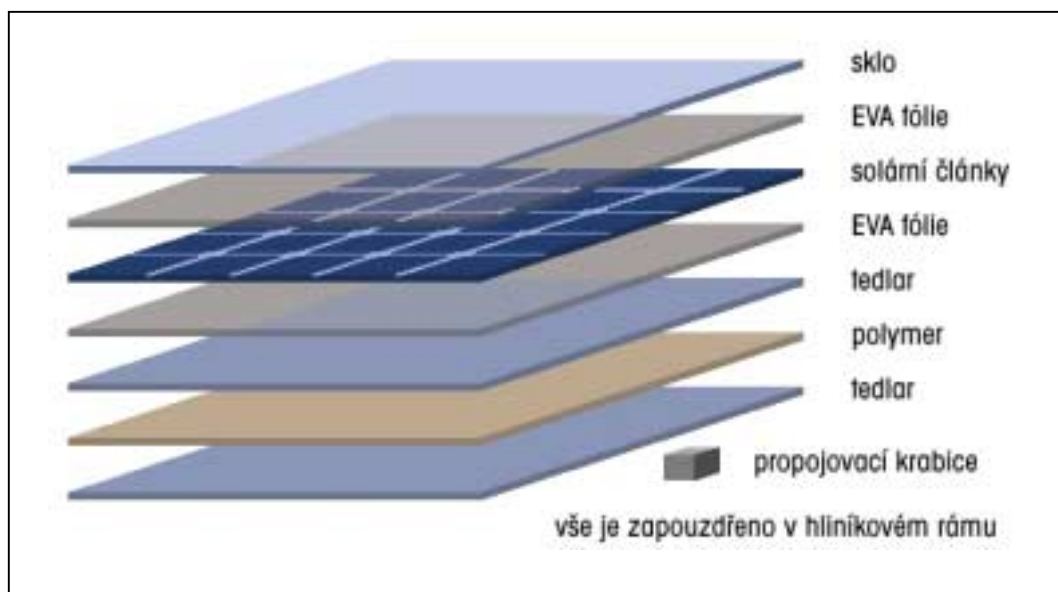
Koncentrační solární kolektory mají na rozdíl od plochých solárních kolektorů větší čelní plochu nežli absorpční plochu. Solární energie se pak absorbuje trubkami umístěnými ve vakuových trubicích. Okolní vakuum velice dobře působí na tepelné ztráty způsobené konvekcí. Ale i přestože jejich účinnost dosahuje 90% nejsou kvůli své vysoké ceně tolik rozšířeny.

Fotovoltaické články

Fotovoltaika je nejrychleji rostoucí odvětví na světě. V roce 1997 byl meziroční nárůst dodávek 38%. Průměrný roční nárůst od roku 1990 je 15%. Během posledních 10.let klesla cena fotovoltaických článků o 20%. Fotovoltaika patří k nejperspektivnějším alternativním zdrojům energie. Očekává se, že během několika desetiletí budou fotovoltaické panely vyrábět dvacetinu až desetinu celosvětové potřeby elektřiny.

Zatím největší aplikací fotovoltaických panelů v ČR je solární elektrárna s výkonem 10 kW na Mravenečnicku v Jeseníkách.

Propojením a zapouzdřením fotovoltaických článků vznikne fotovoltaický (solární) panel obr. 2.1 [12]. Propojením fotovoltaických panelů vzniká fotovoltaická řada (pole). Solární panely se vyrábí v několika výkonových řadách od jednotek wattů až po stovky wattů. Životnost solárních panelů je 20 a více let.

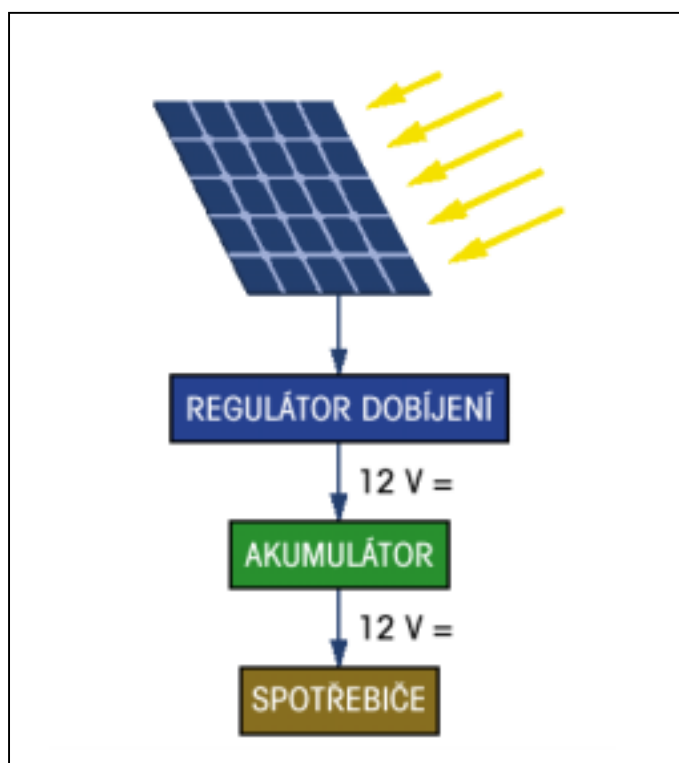


Obr. 2.1 Složení solárních panelů

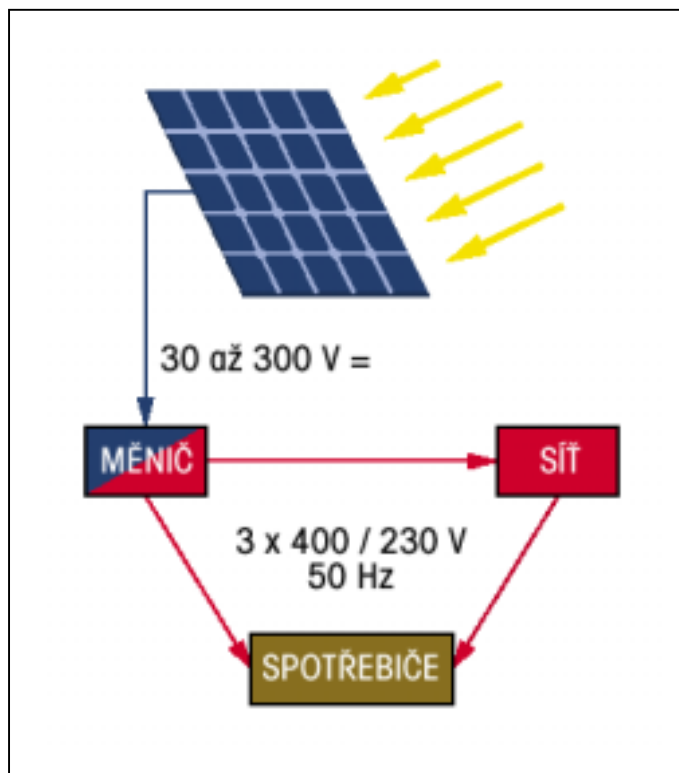
Fotovoltaické články můžeme dělit na:

- monokrystalické křemíkové články – V dnešní době nejpoužívanější. Účinnost u nich dosahuje 14-16% (laboratorně až 20%),
- polykrystalické křemíkové články – články vyráběné z litého křemíku, účinnost je 11-14,5% a klesá s časem více než u článků z monokrystalického křemíku,
- amorfni křemíkové články – značně rozšířené pro malé výkony (kalkulátory, hodinky, atd.), účinnost je asi 2-6% (laboratorně až 10%), jejich velký problém je, že jejich účinnost mnohem rychleji klesá než u ostatních typů,
- články z arzenidu galia – tyto články mají vysokou odolnost proti vysoce energetickému záření a jsou používány hlavně pro kosmické satelity.

Ze solárních panelů se získává stejnosměrný elektrický proud, který se buď přímo spotřebovává, nebo se uchovává v akumulátorech obr. 2.2 [12], popřípadě se mění na střídavý elektrický proud a dodává se do distribuční sítě obr. 2.3 [12]. Přeměnu provádí mikroprocesorem řízený měnič.



Obr. 2.2 Schéma výroby a využití stejnosměrného elektrického proudu pomocí solárních panelů

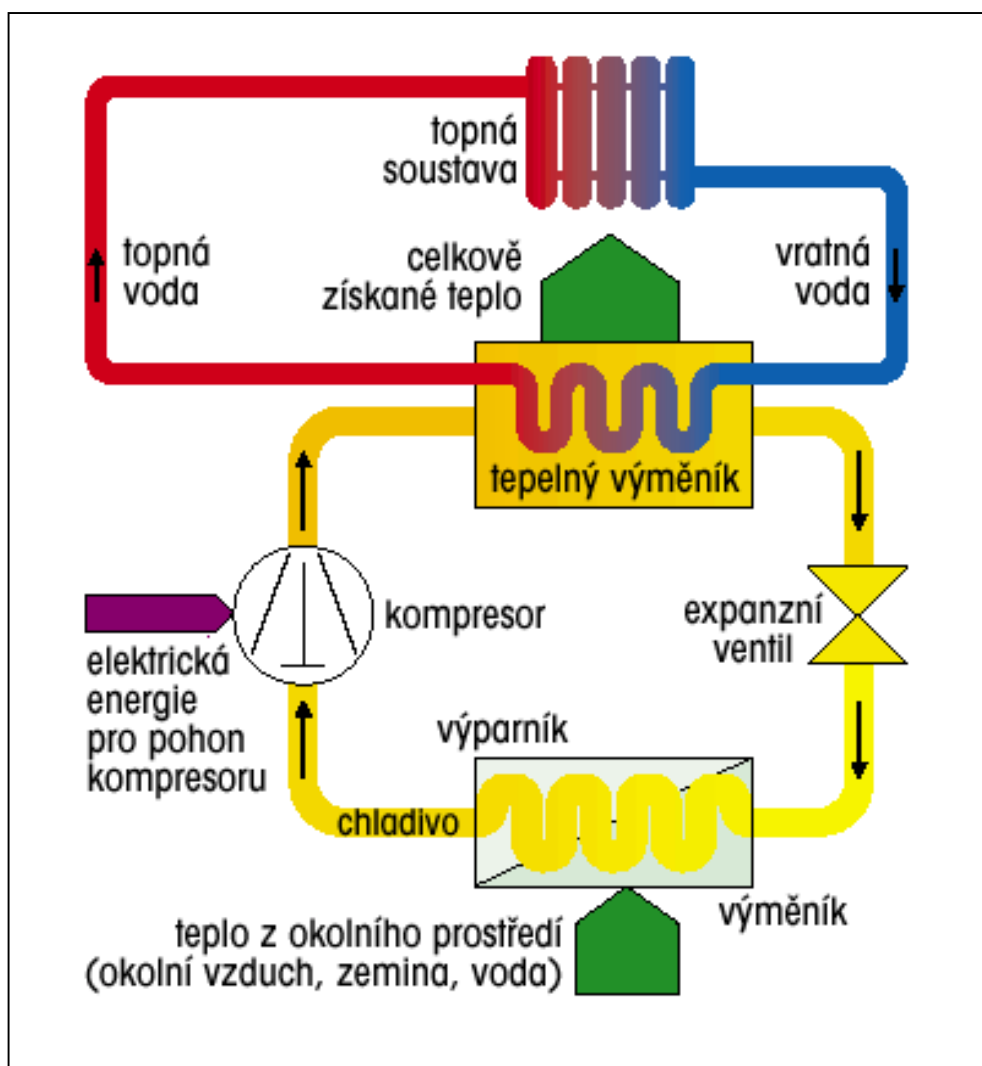


Obr. 2.3 Schéma výroby střídavého elektrického proudu pomocí solárních panelů

3. Tepelná čerpadla

Teplo obsažené v okolním vzduchu, zemi, podzemní vodě nebo povrchové vodě, je pro svou nízkou teplotu běžným způsobem nevyužitelné. Toto nízkopotenciální teplo (NPT), které je obnovitelným a tedy ekologickým energetickým zdrojem, však může být pomocí tepelného čerpadla převedeno na teplo s teplotou tak vysokou, že se může využít pro vytápění anebo přípravu teplé užitkové vody (TUV). V této kapitole jsem hodně čerpal z literatury [13],[14], kde je k dispozici více podrobností.

Princip tepelného čerpadla je jednoduše a jasně vysvětlen na obr. 3.1 [13].



Obr. 3.1 Schéma funkce tepelného čerpadla

Nejjednodušším vysvětlením je jeho přirovnání k běžné chladničce s tím rozdílem,

že chladnička teplo potravinám odnímá a to potom bez dalšího využití uvolňuje do místnosti. Tepelné čerpadlo odnímá teplo zemi, vodě nebo okolnímu vzduchu a toto teplo po převedení na vyšší teplotní úroveň, pomocí adiabatické komprese, pak dodává do otopné soustavy vytápěného objektu.

Jiným vysvětlením je, že tepelné čerpadlo pracuje ve svém principu jako chladicí zařízení, jehož hnacím prvkem je kompresor poháněný obvykle elektromotorem. Tepelné čerpadlo odvádí v prvním výměníku (výparníku) teplo z prostředí s nižší teplotou (země, okolního vzduchu, vody), tím prostředí ochlazuje a pomocí hnací elektrické energie ho předává ve druhém výměníku (kondenzátoru) do prostředí s vyšší teplotou (teplonosné médium), tím prostředí ohřívá. Teplo převáděné z výparníku do kondenzátoru se přitom zvětšuje o teplo, na které se v kompresoru mění hnací elektrická energie (ušlechtilá energie). Poměr topného výkonu a příkonu ušlechtilé energie se nazývá topný faktor (T). Topný faktor je samozřejmě vyšší než 1 a podle systému získávání nízkopotenciálního tepla (NPT), použitého kompresoru a chladiva se obvykle pohybuje mezi hodnotou 3-4. Jako chladivo se dřív zcela běžně používal měkký freon R22 ze skupiny HCFC. Dnes již většina tepelných čerpadel používá ekologicky nezávadné chladivo R404A. Zde je třeba dodat, že podpora poskytovaná pro instalaci tepelných čerpadel Státním fondem životního prostředí, se na čerpadla s chladivem R 22 nevztahuje.

Převod tepla v tepelném čerpadle se uskutečňuje pomocí pracovní látky (chladiva), které v zařízení trvale obíhá a cyklicky mění své skupenství. Přiváděným nízkopotenciálním teplem (NPT) se chladivo ve výparníku při sacím tlaku kompresoru vypařuje, teplem odváděným v kondenzátoru chladivo kondenzuje a přes expanzní ventil je (stále pod velkým tlakem) vstřikováno do výparníku. Chladivo se za expanzním ventilem ve výparníku začne kvůli náhlé ztrátě tlaku a teploty okamžitě odpařovat a tím odnímat teplo z výměníku. Převod a stlačování par z výparníku do kondenzátoru zajišťuje kompresor. Převod kapalného chladiva z kondenzátoru do výparníku zajišťuje vhodný expanzní (škrticí) ventil. Chladivo musí splňovat požadavky ekologické, bezpečnostní a hygienické.

Část tepelného čerpadla, do které se přivádí NPT se označuje za primární stranu tepelného čerpadla, část ze které se teplo odvádí pro vytápění se označuje za sekundární stranu tepelného čerpadla. Vedle popsaného principu (parního oběhu), využívají tepelná čerpadla méně často i jiné principy.

Tepelná čerpadla díky své konstrukci jsou vhodná pro nízkoteplotní otopné systémy, protože jsou schopná ohřívat otopné médium maximálně na 55°C až 60°C (dle výrobce). Je nutné dodat, že nejvíce efektivní jsou tepelná čerpadla pokud je diference teplot otopného média a NPT co nejmenší. Proto je nejvhodnější používat tepelná čerpadla pro podlahová vytápění, která obvykle pracují s teplotním spádem 35/30°C. Dále jsou tepelná čerpadla vhodná především pro volně stojící objekty s vlastním pozemkem, popřípadě pro půdní vestavby, kdy je tepelné čerpadlo umístěno na střeše objektu.

Bivalentní provoz

Vytápěcí systém s tepelným čerpadlem se většinou nenavrhuje tak, aby tepelné čerpadlo krylo celý potřebný topný výkon při nejnižší (výpočtové) teplotě venkovního vzduchu (monovalentní provedení), protože by bylo zbytečně velké a investičně nákladné. Optimální je bivalentní provoz vytápění, kdy tepelné čerpadlo se navrhuje tak, aby samo krylo topný výkon jen do určité venkovní teploty (teploty bivalence, například 0°C) a při nižších teplotách mu pomáhá další zdroj tepla (například elektrokotel). Protože období s nízkými teplotami, kdy je zapotřebí větší topný výkon než dává tepelné čerpadlo je relativně krátké, podílí se druhý zdroj na celkové spotřebě tepla pro vytápění zpravidla méně než 10%. Takto řešeným systémem se dosáhne optimálního poměru mezi pořizovacími a provozními náklady. Při bivalentním řešení se tepelné čerpadlo dimenzuje zpravidla na 50 až 75% potřebného (výpočtového) topného výkonu.

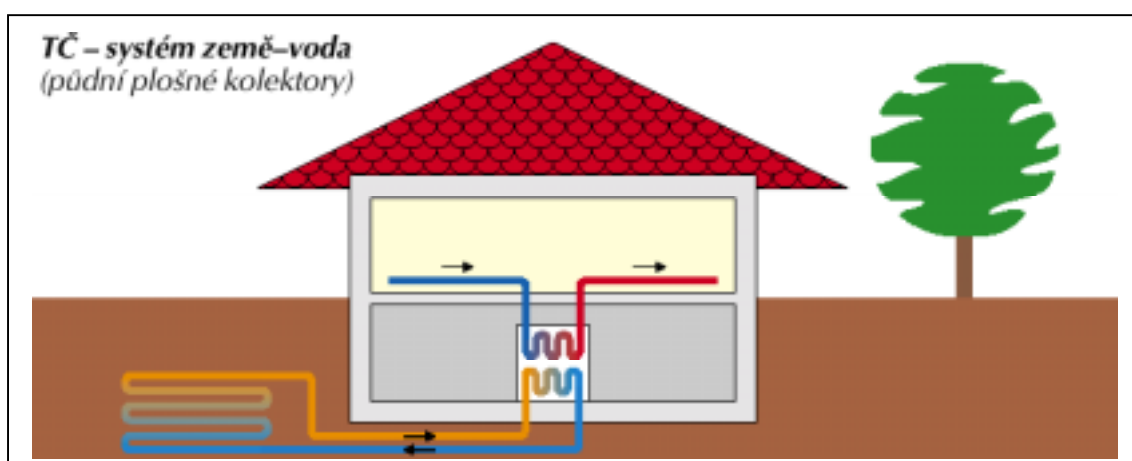
Dále je nutno upozornit na to, že ekonomický provoz tepelného čerpadla je podmíněn speciální sazbou pro tepelná čerpadla (D55). Ta omezuje provozní dobu čerpadla a vytápěcího systému na maximálně 22 hodin denně (při nízkém tarifu) a po dobu 2 hodin denně je provoz blokován signálem Hromadného Dálkového Ovládání (HDO), při vysokém tarifu.

3.1. Tepelné čerpadlo země – voda

Nízkopotenciální teplo vnějšího prostředí (půdy) je pomocí teplonosné kapaliny (například solanky), proudící v polyetylenových trubkách uložených v zemině, dopravováno do výměníku/výparníku tepelného čerpadla obr. 3.2 [13]. Tam se teplo předá chladivu, které obíhá v uzavřeném okruhu tepelného čerpadla. Mírně zahřáté chladivo je následně v plynném stavu nasáváno do kompresoru, kde je stlačeno na

vysoký tlak. Tím je také převedeno na mnohem vyšší teplotní úroveň. Stlačené a zahřáté chladivo je přiváděno do tepelného výměníku, ve kterém předává své teplo otopnému médiu. Odevzdáním tepla chladivo zkondenzuje a přes expanzní ventil je (stále pod velkým tlakem) vstříkováno do výparníku. Chladivo se za expanzním ventilem ve výparníku začne kvůli náhlé ztrátě tlaku a teploty okamžitě odpařovat a tím odnímat teplo solance proudící výměníkem tepelného čerpadla. Páry chladiva jsou nasávány kompresorem a celý cyklus se tak uzavírá a opakuje.

Teplo z půdy se nejčastěji odebírá pomocí zemních kolektorů nebo vrtů. Používají se polyetylenové (PE) trubky o průměru 25 mm, ve kterých koluje nemrznoucí směs (například solanka), která má při dobře navrženém zemním kolektoru nebo vrtu střední pracovní teplotu 0°C.



Obr. 3.2 Tepelné čerpadlo země – voda

Zemní kolektory

Tento systém je vhodný především u novostaveb a objektů, kde ještě nejsou dokončeny terénní úpravy zahrady a je tedy možné založit do hloubky 1,5 až 2 m soustavu PE trubek. Trubky se pokládají do výkopů tak, že je trubka v celé délce vedena samostatně, nebo je možné trubku stočit do spirály a založit ji v této formě (malý pozemek).

V prvním případě je nutné počítat s plochou pozemku přibližně 3 x větší než je vytápěná plocha objektu. Pro předběžné dimenzování délky trubek lze počítat s energetickým ziskem 20 až 25 W na metr trubky.

V druhém případě je potřebná plocha mnohem menší, ale energetický zisk je menší.

Pozemek, pod kterým je zemní kolektor uložen, má být co nejvíce přístupný slunečnímu záření i dešťovým srážkám.

Zemní vrty

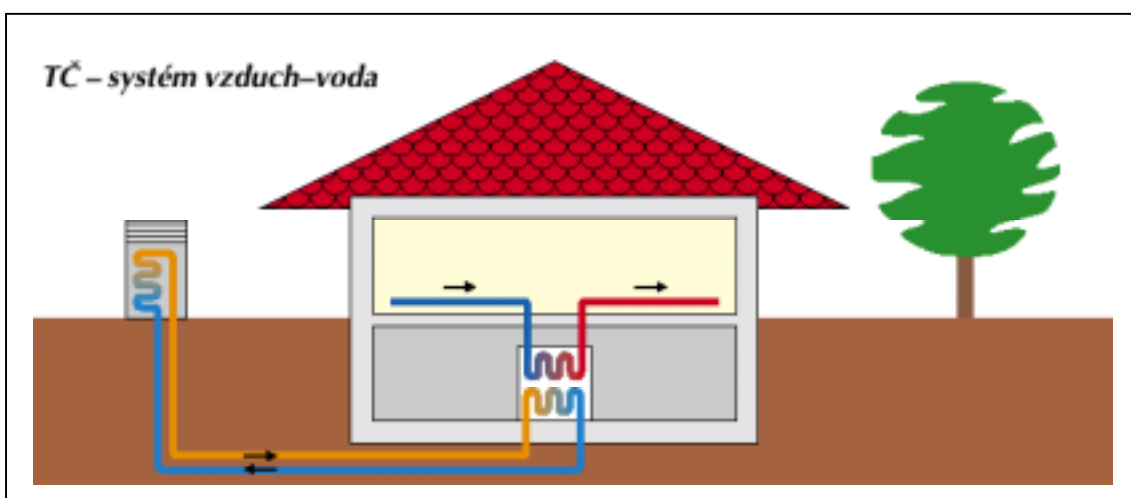
Jsou finančně i realizačně náročnější. Vrtná souprava se nemusí vždy dostat až na konkrétní místo zákazníkova pozemku. Také složení zeminy, může ceny vrtů značně navýšit.

PE trubky jsou do zemních vrtů zakládány ve tvaru zdvojeného písmene U a po provedení tlakové zkoušky založených trubek se celý vrt opět zasype.

Vrty se provádí až do 150 m hloubky, při přibližné ceně 1000 Kč/m. Energetický zisk se podle složení půdy pohybuje v rozmezí 30 – 100 W na metr hloubky. Tento systém vyžaduje povolení příslušného vodoprávního úřadu.

3.2. Tepelné čerpadlo vzduch – voda (vzduch)

Venkovní vzduch je nejdostupnějším zdrojem NPT. U systému vzduch – voda je princip stejný jako u země – voda jen s tím rozdílem, že teplo okolního vzduchu je odebíráno přímo pomocí chladiva, které koluje ve venkovním výparníku tepelného čerpadla obr. 3.3. Venkovní vzduch je ventilátorem proháněn přes výparník tepelného čerpadla (soustava tenkých měděných trubiček s chladicím médiem), kterému odevzdává část svého NPT. Mírně zahřáté chladivo je následně kompresorem převedeno na mnohem větší teplotu, která je již využitelná pro vytápění objektu.



Obr. 3.3 Tepelné čerpadlo vzduch – voda

U systému vzduch – voda se teplo dodané tepelným čerpadlem předává do otopné vody, která dále proudí do radiátorů či podlahového vytápění. V letním období se může objekt reverzním chodem částečně ochlazovat.

U systémů vzduch – vzduch se teplo předává přímo do vnitřního vzduchu místnosti. Výhodou u tohoto systému je skutečnost, že v letním období můžeme objekt reverzním chodem klimatizovat.

Tepelné čerpadlo se většinou umísťuje vedle objektu na zahradu, v případě půdní vestavby na střechu objektu.

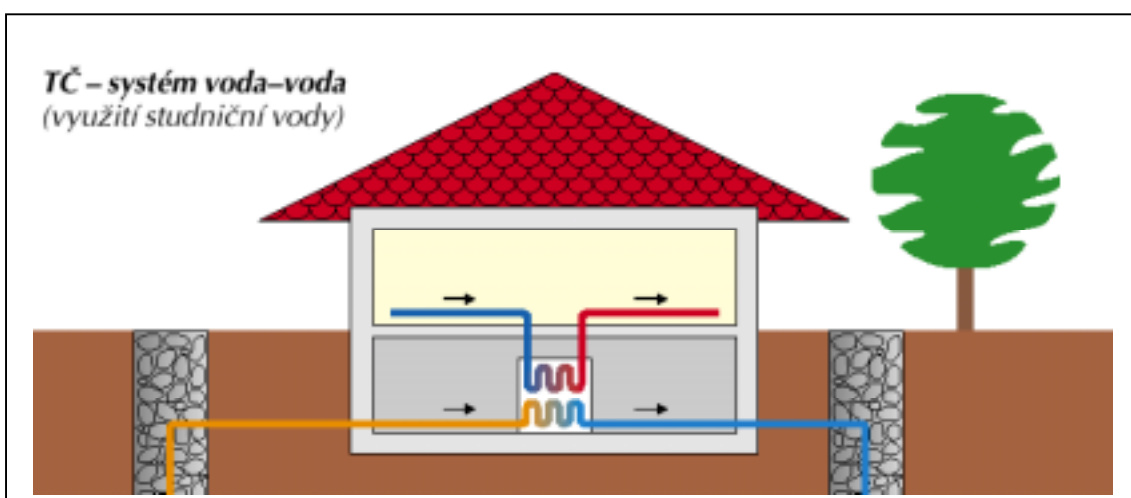
Z hlediska instalace a finanční náročnosti je tento systém jednoznačně nejvýhodnější. Průměrná teplota venkovního vzduchu v topné sezóně v Praze je 4°C , což je dostatečná teplota pro plnohodnotné vytápění objektu pomocí tepelného čerpadla vzduch – voda (vzduch). Dnešní tepelná čerpadla jsou schopna pracovat do teplot -20 až -25°C .

3.3. Tepelné čerpadlo voda – voda

Nejefektivnějším, ale zároveň nejrizikovějším způsobem získávání NPT je systém voda – voda.

Podzemní voda

Zdrojem tepla je u tohoto systému podzemní voda, čerpaná většinou z vrtané studně obr. 3.4. Voda je pomocí oběhových čerpadel proháněna výměníkem tepelného čerpadla, kde odevzdává svou energii. Teplota podzemní vody je celý rok konstantní a pohybuje se kolem $10-12^{\circ}\text{C}$ [13].



Obr. 3.4 Tepelné čerpadlo voda – voda

Protože chod tepelného čerpadla je u tohoto systému přímo závislý na průtoku studniční vody výměníkem, musí být vydatnost studně minimálně 0,2-0,4l/sec.(pro běžný rodinný domek), a to po celou dobu plánované životnosti tepelného čerpadla. Teplota studniční vody by neměla být nižší než 9°C [13]. Studniční voda, která je po průchodu tepelným čerpadlem ochlazená o cca 7°C, se musí vypouštět do vsakovací studny a vracet tak zpět do původního prostředí. Vsakovací studna by měla být od zdrojové vzdálena minimálně 15m [13].

Studniční voda musí splňovat přísné limity obsahu chemických a minerálních sloučenin, které by mohly být příčinou zanášení, zarůstání a koroze výměníku tepelného čerpadla. Hodnota pH zdrojové vody by měla být v rozmezí 6 až 9. Hloubka studně se pohybuje mezi 5 až 15 metry. Průměr vrtu studně je obvykle 22cm.

Tento systém vyžaduje povolení příslušného vodoprávního úřadu. Cena vrtu studny je závislá na složení zeminy, hloubce a průměru vrtu. Pohybuje se od 2000 do 4000Kč/m.

Povrchová voda

Soustavu PE trubek, odebírající NPT pro tepelné čerpadlo, lze umístit například i do potoka, řeky, či rybníka, ovšem vždy je nutné povolení vodoprávního úřadu.

V tomto případě je nutné si uvědomit, že množství vody v potoce či rybníku musí být po celou dobu životnosti tepelného čerpadla dostatečné, ale zároveň musí být PE trubky pod hladinou zajištěny proti povodni, i proti případnému poškození jinými vlivy.

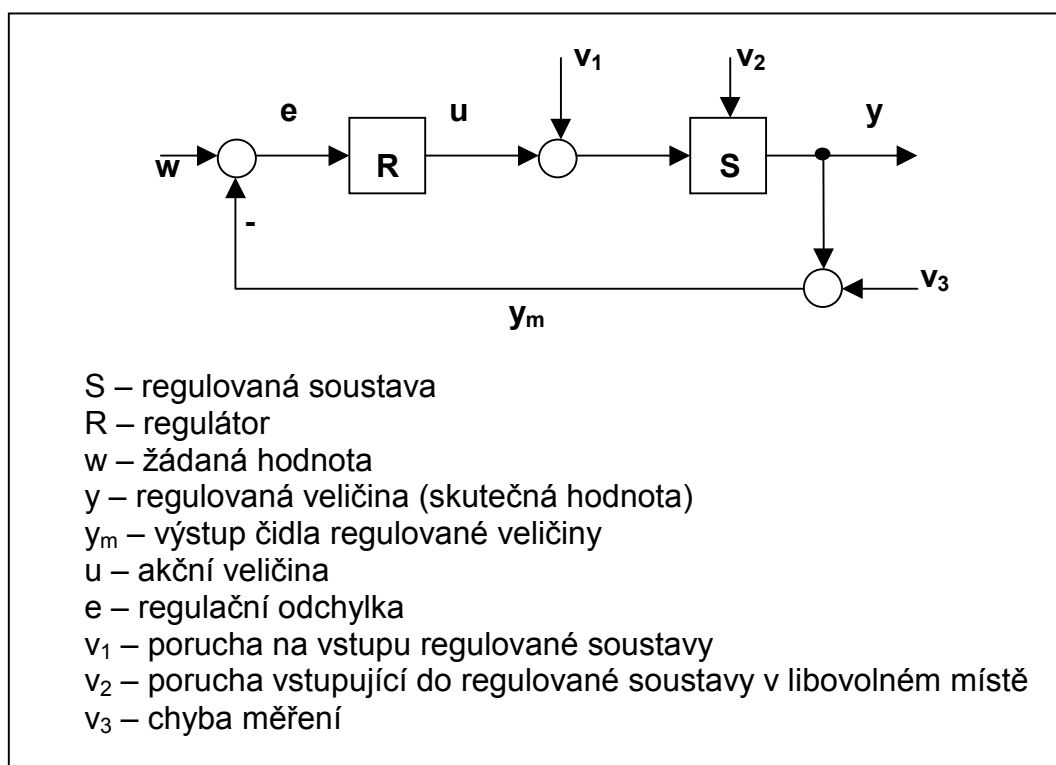
4. Způsoby regulace teploty

V dnešní době by vůbec nemělo smysl uvažovat o jiné než automatické regulaci ústředního vytápění. Proto v následujících podkapitolách zmíním pouze různé možnosti automatické regulace vytápění. Více informací v literatuře [1],[2].

Pro ústřední vytápění přináší automatická regulace tyto výhody:

- udržuje požadovanou teplotu ve vytápěných místnostech, tím zajišťuje příznivé podmínky pro tepelnou pohodu člověka,
- zabraňuje přetápění místností,
- komfortnější obsluha zajišťuje bezpečnost provozu vytápění (zabraňuje zvýšení teploty a tlaku otopného média nad maximální přípustnou hodnotu).

Regulační obvod bývá v literatuře definován různými způsoby. Pro můj účel se spokojím s následujícím schématem dle obr.4.1 [4].



Obr. 4.1 Základní blokové schéma jednoduchého regulačního obvodu

Regulátory můžeme rozdělit na:

- přímé,
- nepřímé.

Přímé regulátory nepotřebují pro svou funkci žádnou vnější energii, ale odebírají všechnu potřebnou energii pro svůj provoz přímo ze soustavy. Třeba termostatický ventil je přímý regulátor teploty.

Nepřímé (indirektní) regulátory pracují vždy s pomocnou energií. Používají se hlavně při vyšších nárocích na přesnost regulace. Podle druhu pomocné energie se regulátory dělí na:

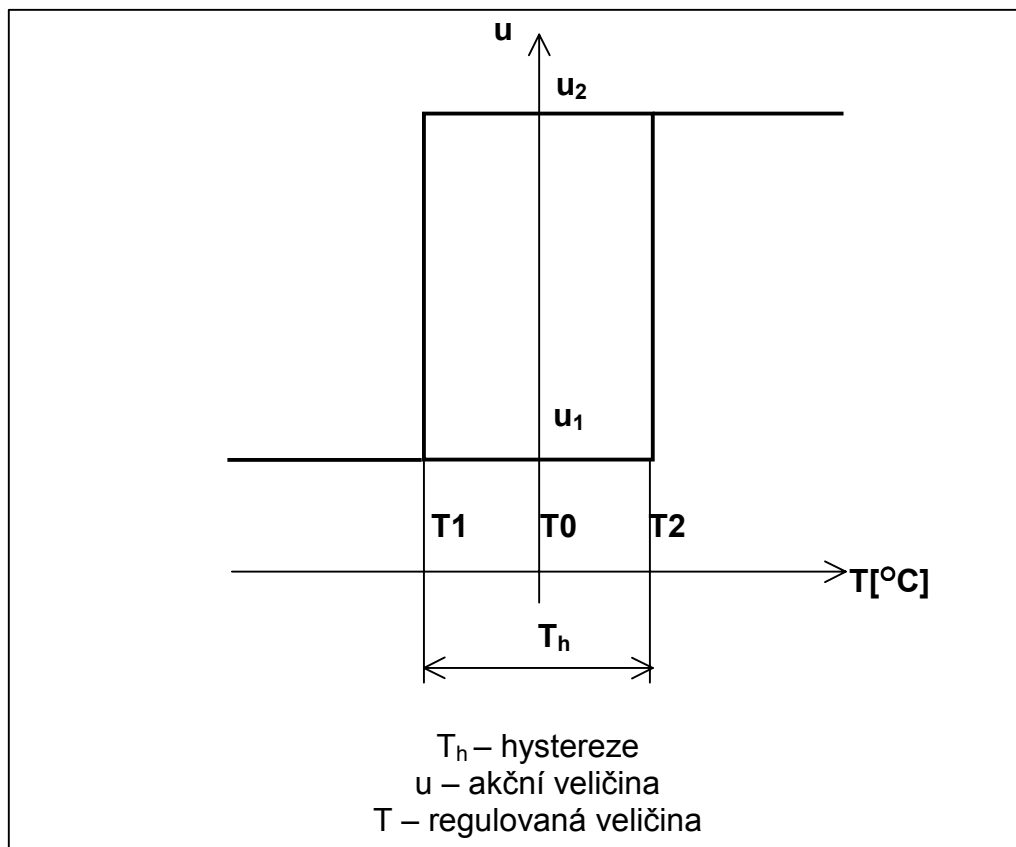
- elektrické,
- pneumatické,
- hydraulické,
- kombinované.

Rozlišujeme tyto základní druhy regulace:

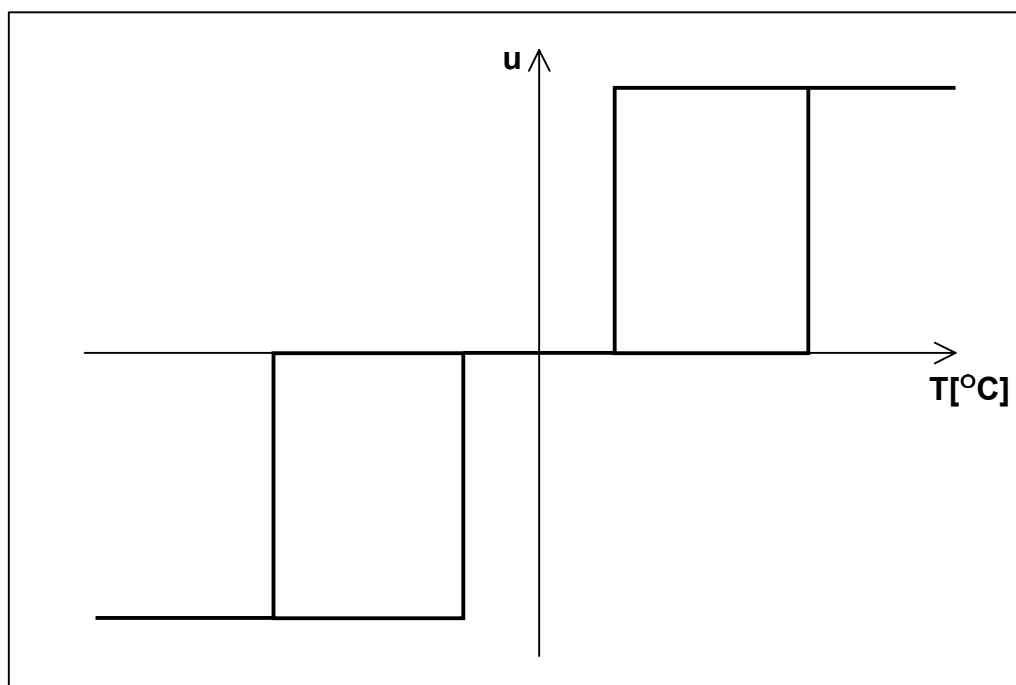
- **spojitá regulace** – je regulace, při níž všechny členy regulačního obvodu pracují spojitě,
- **nespojité regulace** – je regulace, při níž alespoň jeden člen regulačního obvodu pracuje nespojitě,
- **regulace na konstantní hodnotu** – při této regulaci je žádaná hodnota regulované veličiny konstantní,
- **programová regulace** – při této regulaci je žádaná hodnota regulované veličiny funkcí času podle předem známého programu,
- **vlečná regulace** – při této regulaci se žádaná hodnota regulované veličiny mění v závislosti na jiné důležité veličině.

4.1. Nespojitá (diskrétní) regulace

Začnu nespojitou regulací protože v regulaci ústředního vytápění již řadu let jsou oblíbené diskrétní regulátory, zvláště pak dvoupolohový regulátor s hysterezí, popřípadě třípolohový regulátor s hysterezí. Jejich charakteristiky jsou na obr. 4.2 a obr. 4.3 [3],[4].



Obr.4.2 Charakteristika dvoupolohového regulátoru s hysterezí



Obr. 4.3 Charakteristika třípolohového regulátoru s hysterezí

Dvoupolohový regulátor dává na výstupu pouze dvě stacionární hodnoty akční veličiny u_1 a u_2 . Regulovaná veličina T (teplota) se pohybuje v rozpětí spínacích bodů T_1 a T_2 , které se nazývá pás hystereze. Pokud si řekneme, že hodnoty akční veličiny u_1 a u_2 odpovídají stavu sepnutí regulátoru respektive rozepnutí regulátoru, pak je do otopné soustavy buďto dodáván plný výkon P ze zdroje tepelné energie, nebo je zdroj tepelné energie od otopné soustavy odpojen ($P=0$). Nastavením žádané hodnoty teploty T_0 sepne regulátor a k otopné soustavě se připojí zdroj tepelné energie o výkonu P . Teplota T s časem poroste, až dosáhne hodnoty T_2 , poté regulátor rozepne a tím odpojí zdroj tepelné energie. Poté začne teplota T klesat než dosáhne teploty T_1 . Potom regulátor opět sepne a cyklus se začne opakovat.

Klasickým zástupcem dvoupolohového regulátoru je známý pokojový termostat [2]. Jeho princip je založen na bimetalovém plíšku.

Zapojením dvoupolohového regulátoru s hysterezí k otopné soustavě s dopravním zpožděním, dojde k tomu, že regulovaná veličina (teplota T) překračuje spínací hodnoty regulátoru T_1 a T_2 . Toto kmitání regulované veličiny kolem žádané hodnoty se ustálí na hodnotách větších nežli jsou hodnoty T_1 a T_2 . Platí čím větší je dopravní zpoždění a časové konstanty otopné soustavy, tím větší jsou ustálené hodnoty.

Zavedením zpětné tepelné vazby můžeme tento jev odstranit. Tepelná zpětná vazba spočívá v přidání topného odporu do blízkosti čidla teploty, tím je teplota čidla vyšší nežli teplota v místnosti a regulátor vypne dříve. Pro správnou funkci je ovšem důležité nastavit správně intenzitu ohřívání.

Při použití třípolohového regulátoru teploty s hysterezí získám ještě jeden stav navíc oproti dvoupolohovému regulátoru teploty s hysterezí. Tímto stavem je obvykle připojení zdroje tepelné energie k otopné soustavě na poloviční výkon $P/2$.

4.2. Spojitá regulace

Proti diskretní regulaci se spjitá regulace liší použitím spojitých regulátorů, u kterých akční veličina u je spojitou funkcí regulační odchylky e . Regulátory můžeme rozdělit na:

- nelineární,
- lineární.

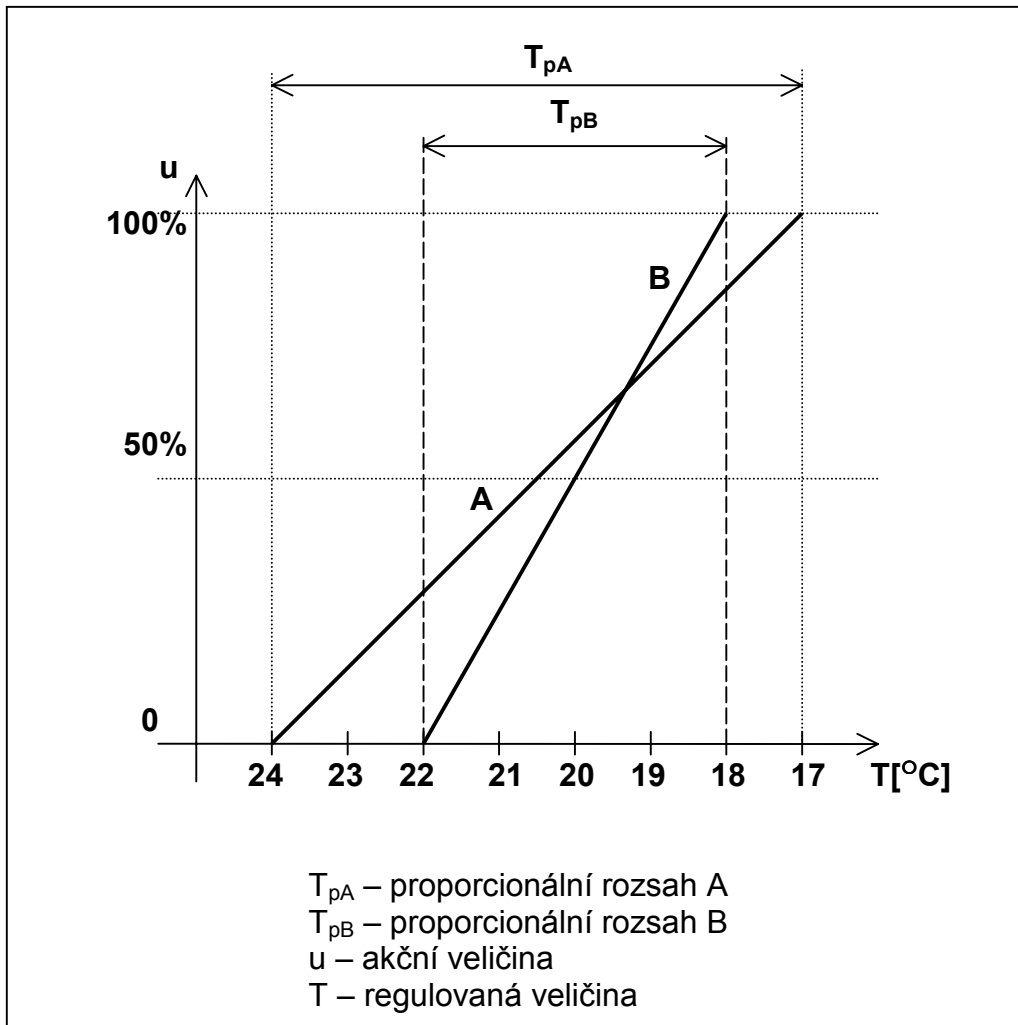
Lineární spojitě regulátory můžeme dělit na:

- P – proporcionální regulátor,
- PI – proporcionálně-integrační regulátor,
- PD – proporcionálně-derivační regulátor,
- PID – proporcionálně-integračně-derivační regulátor.

Více informací o těchto regulátorech lze nalézt v [4].

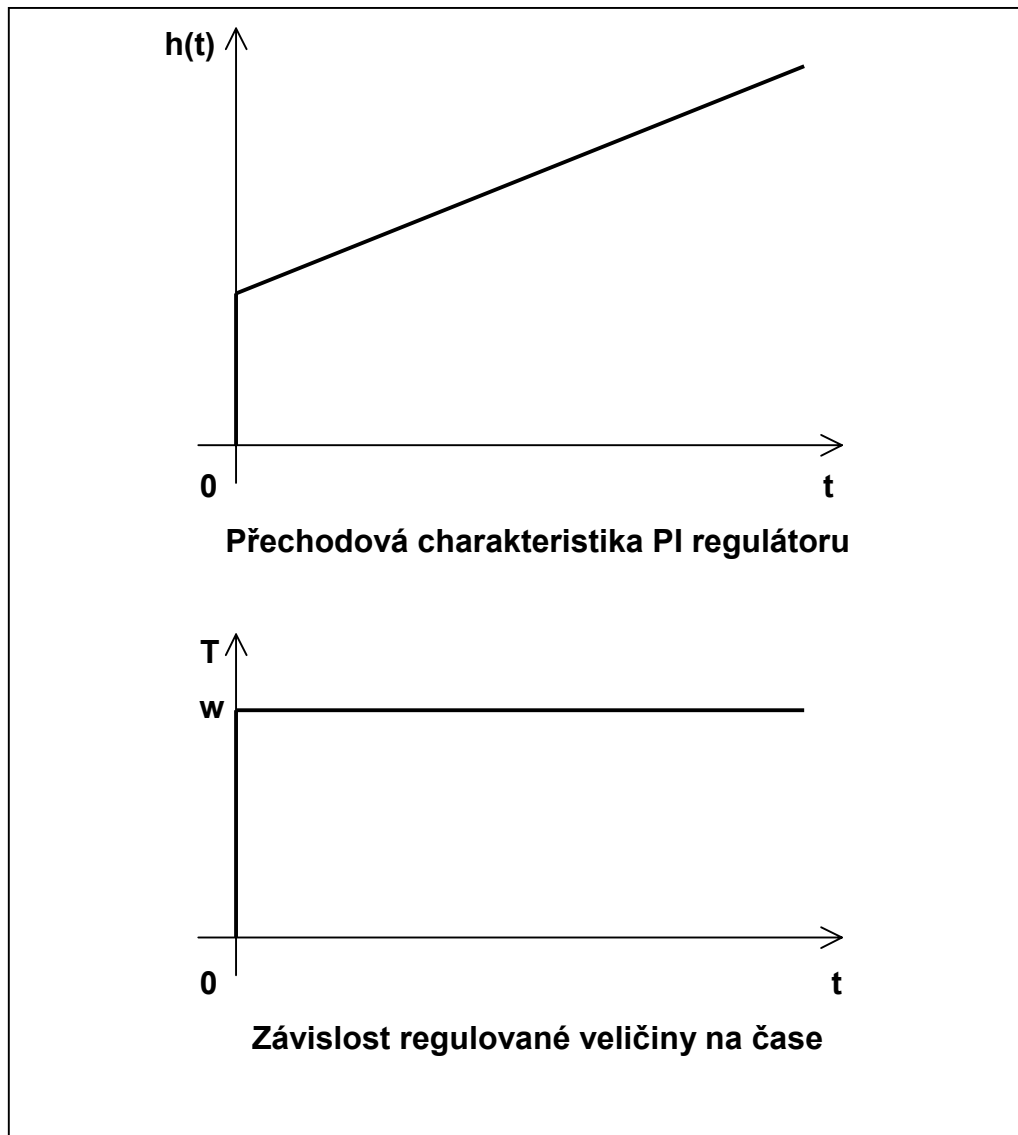
Pro regulaci ústředního vytápění se používají hlavně regulátory typu P a PI. Regulátor PD je pro regulaci ústředního vytápění nevhodný, protože otopné soustavy mají poměrně velké časové konstanty. Díky tomu dochází v otopných soustavách k pomalým změnám a proto je regulátor PD nevhodný. Z důvodu pomalých změn v otopné soustavě se většinou nepoužívá ani regulátor PID, protože proti regulátoru PI je zbytečně drahý.

Proporcionální regulátor – jeho poměr u/e je konstantní. Na obr. 4.4 vidíme dvě charakteristiky proporcionálního regulátoru. Liší se pouze hodnotou proporcionálního zesílení. Proporcionálním zesílením se mění i proporcionální rozsah T_p regulované veličiny. Proporcionální zesílení se nemůže volit libovolně, ale musí se uvažovat stabilita [4]. Proporcionální regulátor pracuje s trvalou odchylkou regulované veličiny od žádané hodnoty.



Obr. 4.4 Charakteristiky proporcionálního regulátoru

Proporcionálně-integrační regulátor – integrační složka tohoto regulátoru zajišťuje, aby regulovaná veličina T měla v ustáleném stavu nulovou odchylku od žádané hodnoty w . Charakteristiky PI regulátoru jsou na obr. 4.5.



Obr. 4.5 Charakteristiky PI regulátoru

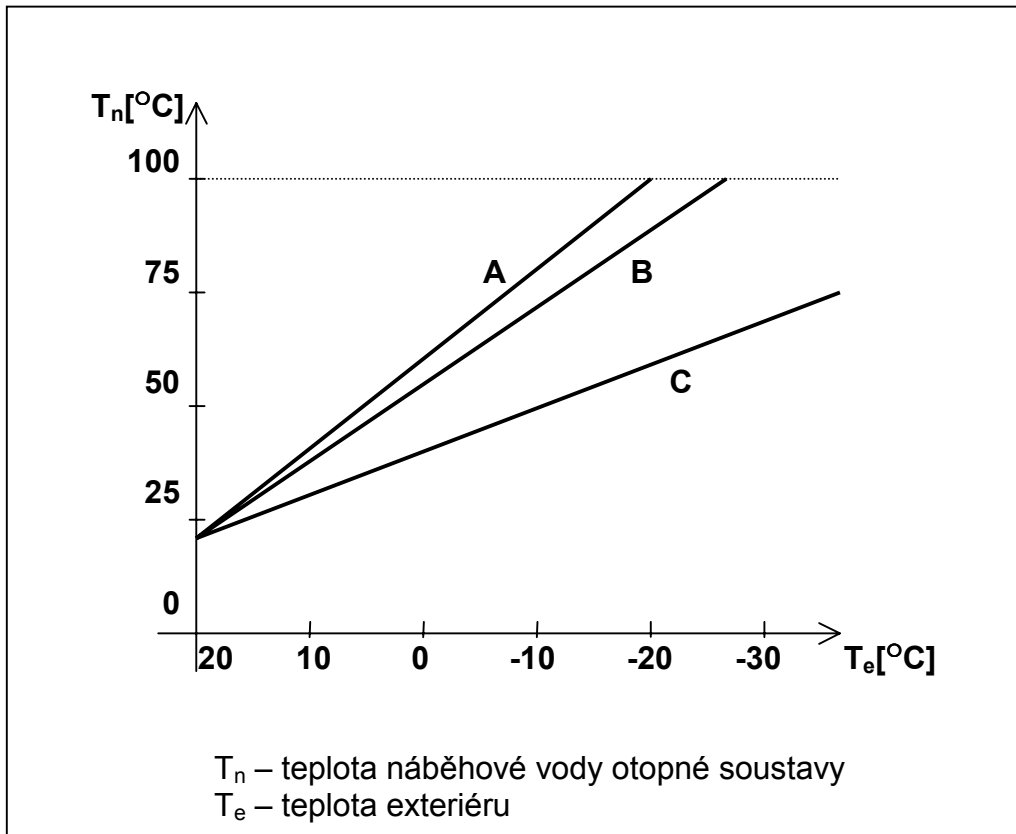
4.3. Vlečná regulace

Doposud jsme mluvili o regulátorech, kde žádaná hodnota (řídící veličina) byla zadávána podle předem stanoveného časového programu. Ovšem ve vytápěcí technice je velmi rozšířena automatická regulace podle určité vztažné teploty. Regulovanou veličinou pak je teplota náběhové vody otopné soustavy. Takovouto regulaci podle vztažné teploty pak nazýváme vlečná regulace. Podle toho jakou vztažnou teplotu uvažujeme, rozlišujeme dva typy vlečných regulací:

- regulace podle teploty referenční místnosti,
- regulace podle vnější teploty (ekvitermní regulace).

Regulace podle teploty referenční místnosti, kde teplota náběhové vody je úměrná diferenci mezi požadovanou a skutečnou teplotou referenční místnosti.

Při **ekvitemní regulaci** se automaticky nastavuje teplota náběhové vody T_n v závislosti na teplotě vnějšího prostředí. V dnešní době se tato regulace stala skoro standardem v automatické regulaci otopných soustav. Pro lepší pochopení tohoto způsobu regulace je na obr. 4.6 zobrazena závislost teploty náběhové vody T_n a venkovní teploty T_e ekvitemního regulátoru.



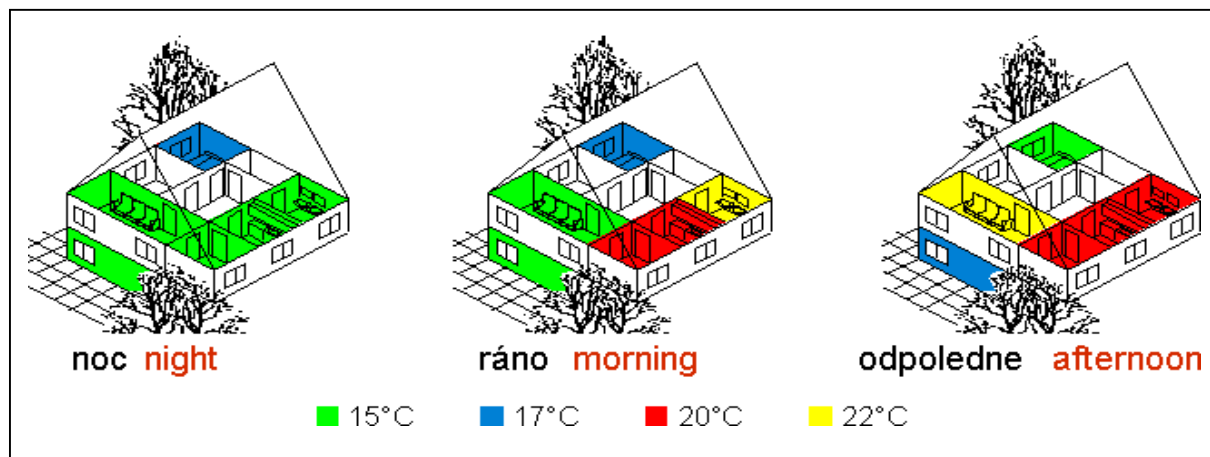
Obr.4.6 Charakteristika ekvitemního regulátoru

Strmost charakteristiky (A, B, C) je možno nastavovat a tak přizpůsobovat ekvitemní regulátor konkrétní otopné soustavě. Negativní stránkou tohoto regulátoru je energeticky nevýhodná situace, která vzniká vždy při rychlém poklesu venkovní teploty T_e . Ekvitemní regulátor při rychlém poklesu venkovní teploty T_e ihned reaguje a zvyšuje teplotu náběhové vody T_n , ačkoliv se vliv poklesu venkovní teploty uvnitř budovy projeví až později.

Ekvitemní regulátor se díky své jednoduchosti, nízké ceně, snadné ovladatelnosti a spolehlivosti značně rozšířil.

4.4. Programově řízená regulace IRC

Tento způsob regulace vychází z předpokladu, že v každé budově jsou místnosti, které nejsou využívány po celý den. Také požadované teploty místností v průběhu dne bývají rozdílné (dle účelu použití místnosti). A právě tyto požadavky řeší regulace IRC (Individual Room Control), která zabezpečuje programově řízené vytápění jednotlivých místností obr. 4.7 [15].



Obr. 4.7 Mění se požadované teploty v domě přes den

Princip činnosti je poměrně jednoduchý. Řídící jednotka, kde si uživatel naprogramuje režimy jednotlivých místností, opakovaně (v cyklu 4 minut) vysílá na koncové členy (elektronické hlavice) informace o aktuálních teplotách. Koncový člen informaci přijme a srovná ji s údajem svého čidla prostorové teploty. Podle vyhodnocené odchylky rozhodne o regulačním zásahu. U teplovodních otopných systémů se jedná o přivírání či otevírání radiátorového ventilu. Celý děj se cyklicky opakuje.

5. Termomechanické základy

V této kapitole se budu zabývat sdílením tepla, prostupem tepla stěnou a dále zde také proberu výpočet otopných těles a výpočet sálavých otopných ploch.

5.1. Sdílení tepla

Sdílení tepla je ve vytápění a větrání budov velice důležitý fyzikální jev. Sdílením tepla z povrchu lidského těla do okolí je zajišťována tepelná rovnováha člověka. Stejně je to i u vytápěných místností, kde z vytápěných místností prostupuje teplo stěnami do okolního prostředí a naopak v letních měsících se chlazením odvádí teplo přivedené z venkovního prostředí do místností. V určitých případech je snahou co nejvíce sdílení tepla zvýšit a tak účinněji využít zařízení (například při sdílení tepla u otopných těles a otopných ploch, atd.). Jindy naopak je snaha pomocí vhodné izolace sdílení tepla zamezit, nebo aspoň zmenšit na únosnou míru (například u obvodového zdiva budov, atd.)

Dle termodynamického zákona teplo přechází z místa vyššího teplotního potenciálu (vyšší teploty) k místu nižšího teplotního potenciálu (nižší teploty). Je třeba rozlišovat tři způsoby sdílení tepla.

- **Vedením** je teplo sdíleno v hmotě od částičky k částičce, aniž dochází k vzájemnému přemísťování těchto částiček. Má význam hlavně u tuhých těles.
- **Prouděním (konvekci)** je teplo sdíleno přemísťováním částiček hmoty u kapalin a plynů. U kapalin a plynů je teplo sdíleno hlavně tímto způsobem. I u tuhých těles dochází ke sdílení tepla z povrchu do okolní tekutiny nebo naopak, ale v tomto případě mluvíme o přestupu tepla.
- **Sáláním** je teplo jako jistý druh zářivé energie sdíleno mezi dvěma vzdálenými tělesy. Má význam především u tuhých těles. [1]

5.1.1. Sdílení tepla vedením

V technické praxi má největší význam vedení tepla v tuhých tělesech. Teplo hmotou prostupuje ve směru teplotního spádu a intenzita vedení tepla je tomuto spádu přímo

úměrná. Tepelná vodivost pak vyjadřuje schopnost hmoty vést teplo. Její hodnota se liší podle druhu látky. Takže můžeme psát vztah

$$\lambda = -\frac{q}{\text{grad}(t)} = -\frac{q}{\frac{\Delta t}{s}}, \quad (5.1)$$

kde λ – měrná tepelná vodivost [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$],
 q – měrný tepelný tok [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$],
 t – čas [s],
 s – délka [m] [1].

Vedení tepla v ustáleném stavu rovinnou stěnou

Tepelný tok procházející rovinnou homogenní stěnou tloušťky s při stálém rozdílu povrchových teplot t_{p1} a t_{p2} je

$$Q = \frac{\lambda}{s} S (t_{p1} - t_{p2}), \quad (5.2)$$

kde λ – měrná tepelná vodivost materiálu stěny [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$],
 s – tloušťka stěny [m],
 S – plocha, kterou teplo prochází [m^2],
 t_{p1} – povrchová teplota na jedné straně stěny [$^{\circ}\text{C}$],
 t_{p2} – povrchová teplota na druhé straně stěny [$^{\circ}\text{C}$] [1].

5.1.2. Sdílení tepla prouděním

V této podkapitole se budu jen lehce zabývat přestupem tepla, protože to pro moji práci stačí. Další podrobnosti o sdílení tepla prouděním jsou v [1] a [6].

Prouděním (konvekcí) je teplo sdíleno mezi proudící tekutinou (plynem nebo kapalinou) a povrchem obtékaného tělesa. Proudění můžeme rozdělit na:

- nucenou konvekci – proudění je vyvoláno uměle (mechanicky),
- přirozenou konvekci – proudění je zapříčiněno vlivem rozdílu měrných hmotností tekutiny způsobeného rozdílem teplot.

Přestup tepla konvekcí je tím větší, čím větší je rychlost proudění tekutiny při nucené konvekcí, nebo čím větší je rozdíl teplot při přirozené konvekcí. Tepelný tok konvekcí mezi plochou S o teplotě t_p a tekutinou (médiem) o teplotě t_m je dán vztahem

$$Q = \alpha S (t_p - t_m), \quad (5.3)$$

ve které

$$\alpha = \frac{Q}{S(t_p - t_m)} \quad (5.4)$$

je **součinitel přestupu tepla konvekcí** [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] [1].

Tento součinitel závisí na tlaku p , teplotě t a rychlosti proudění w tekutiny, na druhu proudění (laminární nebo turbulentní), na fyzikálních vlastnostech tekutiny (tj. na její měrné hmotnosti ρ , měrné tepelné kapacitě c , měrné tepelné vodivosti λ a viskozitě ν) a na tvaru, rozměrech a drsnosti povrchu obtékaného tělesa. Je zřejmé, že exaktní analytické řešení přestupu tepla je velmi obtížné. V oblasti turbulentního proudění, kde má přestup tepla konvekcí největší význam, je možné zjišťovat hodnoty součinitele α pouze experimentálně.

5.2. Prostup tepla stěnou

Odděluje-li stěna o jistém tepelném odporu $1/\Lambda$ prostředí (tekutinu) s vyšší teplotou od prostředí (tekutiny) s nižší teplotou, dochází nejdříve k přestupu tepla z teplejšího prostředí na zahřívavý povrch stěny, potom k vedení tepla stěnou a potom k přestupu tepla z ochlazovaného povrchu stěny do chladnějšího prostředí (tekutiny). Celý tento jev se nazývá **prostup tepla stěnou**. Z hlediska lokálního rozložení teploty prostředí (tekutiny) podél stěny se rozlišuje:

- prostup tepla stěnou při stálých teplotách prostředí (například prostup tepla stěnou z vytápěné místnosti do venkovního prostředí),
- prostup tepla stěnou při proměnlivých teplotách prostředí (například prostup u ohříváků) [1].

5.2.1. Prostup tepla při stálých teplotách prostředí

Prostup tepla rovinnou stěnou

Za stálých teplotních podmínek prostředí lze pro prostup tepla rovinnou stěnou z prostředí o teplotě t_1 do prostředí o teplotě t_2 psát rovnici

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} S(t_1 - t_2), \quad (5.5)$$

kde S – je plocha stěny [m^2],

s – tloušťka stěny [m],

λ – měrná tepelná vodivost [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$],

α_1 – činitel přestupu na straně stěny [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$],

α_2 – činitel přestupu na druhé straně stěny [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]

t_1 – teplota prostředí na jedné straně stěny [$^{\circ}\text{C}$],

t_2 – teplota prostředí na druhé straně stěny [$^{\circ}\text{C}$] [1].

Dále můžeme psát rovnici

$$Q = kS(t_1 - t_2), \quad (5.6)$$

ve které

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5.7)$$

je tzv. **součinitel prostupu tepla** stěnou [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$].

Hodnoty součinitele prostupu tepla najdeme pro obvyklé stavební materiály a obvyklé tloušťky zdiva v literatuře [1],[5]. Tyto hodnoty jsou zjištěny experimentálně.

Převrácená hodnota $1/k$ se nazývá **tepelný odpor** materiálu.

Pro vícevrstvou stěnu je tepelný odpor při prostupu

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (5.8)$$

a tepelný tok

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} S(t_1 - t_2) \quad [1]. \quad (5.9)$$

5.3. Výpočet otopných těles

Pro výpočet tepelného výkonu otopných těles platí vztah

$$Q = kS(t_m - t_i), \quad (5.10)$$

kde k – je součinitel prostupu tepla stěnou tělesa [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$],

S – je povrch otopného tělesa [m²],

t_m – je střední teplota otopné vody (média) [$^{\circ}\text{C}$],

t_i – je teplota ve vytápěné místnosti [$^{\circ}\text{C}$] [1], [8].

Součinitel prostupu tepla k se u kovových otopných těles přibližně rovná součiniteli přestupu tepla na vnější straně

$$\alpha = \alpha_s + \alpha_k, \quad (5.11)$$

kde α_s - je součinitel přestupu sáláním [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],

α_k - je součinitel přestupu konvekcí [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] [1].

Protože tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně a tepelný odpor při vedení tepla stěnou jsou velmi malé, můžeme je zanedbat.

Další podrobnosti jsou k dispozici v literatuře [1].

5.4. Výpočet sálavých otopných ploch

Sálavé otopné plochy můžeme dělit na:

- otopné plochy s vloženými trubkami,
- lamelové otopné plochy,
- volně zavěšené sálavé panely.

Sálavé otopné plochy s vloženými trubkami můžeme dále dělit na:

- stropní otopné plochy,
- stěnové (svislé) otopné plochy,
- podlahové otopné plochy.

Dále probereme pouze otopné plochy s vloženými trubkami a to přímo podlahové otopné plochy. Důvodem je použití podlahových otopných ploch v mém otopném systému, viz níže. Ostatní způsoby sálavých otopných ploch nalezneme v [1].

5.4.1. Podlahové otopné plochy

Pod povrchem vytápěné podlahy jsou otopné trubky, kterými proudí otopné médium (teplá voda atp.), vloženy do vrstvy betonu. Samozřejmě, že otopné plochy mohou být také zahřívány elektricky. Povrchová teplota těchto otopných ploch zahříváných místně není všude stejná. Při výpočtu je proto potřeba nejdřív stanovit jejich střední povrchovou teplotu t_p a teprve potom je možné počítat měrný tepelný výkon q .

Střední povrchová teplota otopné desky

Jak už bylo řečeno povrchová teplota otopných ploch není rovnoměrná. Nejvyšší teplota je v místě trubek a nejnižší je uprostřed mezi dvěma sousedními trubkami. Podle Kollmara [1], [7] je střední povrchová teplota otopné desky dána vztahem

$$t_p - t_i = \frac{\Lambda_a}{\alpha_p} (t_m - t_i) \frac{\operatorname{tgh}\left(m \frac{l}{2}\right)}{m \frac{l}{2}}, \quad (5.12)$$

kde Λ_a – je tepelná propustnost přední vrstvy otopné desky podle vztahu (5.14),
 α_p – je číselník přestupu na otopné straně otopné desky,
 t_p – je střední povrchová teplota otopné desky,
 t_i – je teplota okolí (vytápěné místnosti),
 t_m – je střední teplota otopného média,
 l – je rozteč trubek,
 m – je součinitel podle vztahu (5.13), viz níže.

Součinitel m je dán vztahem

$$m = \sqrt{\frac{2(\Lambda_a + \Lambda_b)}{\pi^2 \lambda_d d}}, \quad (5.13)$$

kde d – je průměr trubek,
 λ_d – je měrná tepelná vodivost materiálu mezi trubkami,
 Λ_b – je tepelná propustnost izolační vrstvy (tzn. část desky pod otopnými trubkami) podle vztahu (5.15) [1].

Takže tepelná propustnost přední vrstvy otopné desky Λ_a se počítá podle vztahu

$$\Lambda_a = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{a}{\lambda_a}}, \quad (5.14)$$

kde α_p – je číselník přestupu na otopné straně otopné desky,
 a – je šířka vrstvy od povrchu podlahy po osu trubek,
 λ_a – je měrná tepelná vodivost materiálu vodivé vrstvy [1].

Dále tepelná propustnost izolační vrstvy Λ_b se počítá podle vztahu

$$\Lambda_b = \frac{1}{\sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha'_p}}, \quad (5.15)$$

kde α'_p – je součinitel přestupu tepla na spodní straně otopné podlahy,

s – je tloušťka jednotlivých vrstev otopné stěny (podlahy),

λ – je měrná tepelná vodivost jednotlivých materiálů [1].

Celkový měrný tepelný tok z povrchu otopné plochy

Celkový měrný tepelný tok sdílený z účinného povrchu otopné plochy do místnosti je v obecném případě

$$q = q_s + q_k = \alpha_{sp}(t_p - t_i) + \alpha_{kp}(t_p - t_i), \quad (5.16)$$

kde q_s – je měrný tepelný tok sdílený z účinného povrchu otopné plochy sáláním,

q_k – je měrný tepelný tok sdílený z účinného povrchu otopné plochy konvekcí,

α_{sp} – je součinitel přestupu tepla sáláním,

α_{kp} – je součinitel přestupu tepla konvekcí,

t_p – je střední povrchová teplota otopné plochy,

t_c – je střední povrchová teplota nevytápěných stěn,

t_i – je teplota okolí (vytápěné místnosti) [1].

Pokud platí $t_i = t_c$ lze psát rovnici

$$q = (\alpha_{sp} + \alpha_{kp})(t_p - t_i) = \alpha_p(t_p - t_i), \quad (5.17)$$

kde α_p – je celkový součinitel přestupu tepla [1].

Hodnoty celkového součinitele přestupu tepla se dají zjistit v tabulkách v [1].

Celkový tepelný tok

Po zjištění střední povrchové teploty t_p a měrného tepelného výkonu q lze vypočítat otopnou plochu S_p potřebnou pro vytápění budovy ze vztahu

$$S_p = \frac{Q}{q}, \quad (5.18)$$

kde Q – jsou celkové tepelné ztráty budovy.

6. Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění

Tepelné ztráty jsou velice důležitou vlastností budov. Podle tepelných ztrát budovy se navrhuje vlastní otopná soustava. Proto je nutné, aby se tepelné ztráty počítaly pro nejnepříznivější povětrnostní poměry, které mohou za normálních okolností nastat v daném místě v zimním období. Jinak by se mohlo stát, že by otopná soustava nebyla schopna zajistit podmínky tepelné pohody ve vytápěných místnostech.

Postup výpočtu tepelných ztrát je u nás předepsán normou ČSN 06 0210 [9].

6.1. Obecný postup výpočtu tepelných ztrát

Celková tepelná ztráta se počítá podle vztahu

$$Q = Q_p + Q_v - Q_z, \quad (6.1)$$

kde Q_p – jsou tepelné ztráty prostupem tepla stěnami,

Q_v – jsou tepelné ztráty větráním,

Q_z – je trvalý tepelný zisk [9].

V literatuře [1], [10] je tento vztah uveden bez trvalého tepelného zisku Q_z .

Tepelné ztráty prostupem tepla stěnami Q_p se počítají podle vztahu

$$Q_p = Q_0(1 + p_1 + p_2 + p_3), \quad (6.2)$$

kde Q_0 – je základní tepelná ztráta prostupem tepla,

p_1 – je přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí,

p_2 – je přírážka na urychlení zátoku,

p_3 – je přírážka na světovou stranu [9].

V literatuře [1], [8], [10] se neuvažuje přírážka na světovou stranu p_3 .

Základní tepelná ztráta prostupem tepla Q_0 se rovná součtu tepelných toků jednotlivými konstrukcemi ohraničujícími vytápěnou místnost

$$Q_0 = \sum_{j=1}^{j=n} k_j S_j (t_i - t_{ej}), \quad (6.3)$$

kde S_j – je ochlazovaná část stavební konstrukce,

k_j – je součinitel prostupu tepla,

t_i – je vnitřní teplota (výpočtová),

t_{ej} – je výpočtová teplota v sousední místnosti nebo výpočtová venkovní teplota [9], [1], [8], [10].

Přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí p_1 se počítá dle vztahu

$$p_1 = 0,15k_c, \quad (6.4)$$

kde k_c se počítá dle vztahu

$$k_c = \frac{Q_0}{\sum S(t_i - t_e)}, \quad (6.5)$$

kde $\sum S$ – je celková plocha všech konstrukcí ohraničujících vytápěnou místnost,

t_i – je výpočtová vnitřní teplota,

t_e – je výpočtová venkovní teplota [9], [1], [8].

Za normálních okolností se s přirážkou p_2 nepočítá, neboť při výpočtových podmínkách (při výpočtové venkovní teplotě t_e) se předpokládá nepřerušovaný provoz vytápění.

O výši přirážky za světovou stranu p_3 rozhoduje poloha nejvíce ochlazované konstrukce místnosti. Při více ochlazovaných konstrukcích, rozhoduje poloha jejich společného rohu. U místnosti se třemi nebo čtyřmi ochlazovanými konstrukcemi se počítá s maximální hodnotou p_3 . Hodnoty přirážek jsou v tabulce v [9].

Tepelná ztráta větráním Q_v , teplo potřebné k ohřátí větracího vzduchu z teploty t_e na teplotu t_i , se počítá dle vztahu

$$Q_v = 1300V_v(t_i - t_e), \quad (6.6)$$

kde V_v – je objemový tok větracího vzduchu [9].

Za V_v se dosadí větší z hodnot V_{vH} a V_{vP} . Pro V_{vH} platí vztah

$$V_{vH} = \frac{n_h}{3600} V_m \quad (6.7)$$

kde n_h – je intenzita výměny vzduchu,

V_m – je vnitřní objem prostoru [9].

Pro V_{vP} platí vztah

$$V_{vP} = \sum (i_{LV} L) BM \quad (6.8)$$

kde i_{LV} – je součinitel spárové provzdušnosti,

L – je délka spár otvíratelných částí oken a venkovních dveří,

B – je charakteristické číslo budovy,

M – charakteristické číslo místnosti [9].

Hodnoty i_{LV} oken a venkovních dveří jsou uvedeny v ČSN 73 0540 [11]. $\Sigma(i_{LV} L)$ se vztahuje na okna a dveře na návětrné straně budovy. Hodnoty B a M nalezneme v [9].

7. Návrh optimálního otopného systému

7.1. Výběr způsobu vytápění

Po nastudování různých způsobů vytápění jsem mohl konečně přistoupit k návrhu optimálního otopného systému. Stanovit co je a není optimální systém pro vytápění, je velmi diskutabilní otázka, protože záleží na tom jaké kritérium bereme v potaz.

Pokud bychom si řekli, že kritériem je naprosto ekologický provoz, měli by jsme pro většinu míst v České republice jasno. Z pohledu tohoto hlediska, by optimální otopný systém byl solární systém. Provoz tohoto systému by byl ekologický a ekonomický. Při sledování rychlosti vývoje solárních systémů si myslím, že zvláště fotovoltaické solární systémy jsou opravdovým řešením pro „nepřímé vytápění“ budoucnosti. Za posledních deset let klesla cena fotovoltaických článků o 20%, ale stále se zatím čeká na levný fotovoltaický článek, protože cena je zatím stále příliš vysoká.

Zde však nastává jeden zásadní problém. Solární systémy mají v zimním období, čili v době kdy je potřeba vytápět objekty, mnohem menší výkon nežli v letním období. Logické řešení tohoto problému by bylo takovéto: V letním období, když máme sluneční energie dostatek, musíme tuto energii akumulovat a v otopném období touto akumulovanou energií dotovat nedostatečnou solární energii pro vytápění. Proto mluvím o nepřímém solárním vytápění. Avšak zde se setkáváme z dalším problémem. Tím je, jak tuto energii akumulovat.

Zabýval jsem se řešením vytvořit v blízkosti vytápěné budovy veliký rezervoár na teplou vodu. Solární energie by se používala pro ohřev vody v rezervoáru, čili by se akumulovala do vody. Zde jsem však narazil na další problém a tím byl příliš velký rezervoár. I když jsem přemýšlel o použití vytápěcího zařízení tepelného čerpadla voda – voda, které by využívalo takto ohřátou vodu, stále byl rezervoár příliš velký (5000 m³). Pro rodinný domek je toto řešení opravdu nepřípustné. Vybudování rezervoáru by bylo příliš nákladné a to pomímám fakt, že většina budov nemá pozemek na vybudování takového rezervoáru.

Akumulovat elektrickou energii z fotovoltaických článků do elektrických akumulátorů je také nereálné. Zatím si musíme počkat na inteligentní akumulaci solární energie.

Přidáním ekonomického hlediska pro hledání optimálního otopného systému, dostáváme jiné řešení. Tímto řešením jsou tepelná čerpadla. Proto jsem ve své práci vybral pro vytápění tepelné čerpadlo, konkrétně tepelné čerpadlo vzduch – voda. Tento typ jsem vybral pro své širší možnosti použití (půdní vestavby, rodinné domky bez dostatečně velkého pozemku atp.) a pro jeho ekonomickou výhodnost. Pořizovací náklady tepelného čerpadla vzduch – voda jsou proti pořizovacím nákladům tepelných čerpadel voda – voda a země – voda mnohem nižší, tudíž návratnost investice do takového systému je mnohem rychlejší.

Jako bivalentní zdroj jsem plánoval použít plynový kotel na zemní plyn. Jelikož tepelné čerpadlo pracuje s otopným médiem s maximální teplotou 55°C je vhodnější volit kondenzační plynový kotel. Tento typ kotle je sice dražší, ale díky nové technologii ušetří až 17% paliva oproti klasickému plynovému kotli, což při dnešních cenách plynu není zanedbatelné. A to ani nemluvím o docházejících zásobách zemního plynu.

Po ekonomických propočtech jsem ale došel k jinému řešení. Řešením je klasický bivalentní zdroj tepla pro tepelné čerpadlo, kterým je elektrokotel. Pořizovací náklady elektrokotle jsou nižší než pořizovací náklady kondenzačního kotle a cena za 1 kWh tepelné energie je v dnešní době srovnatelná. A to se očekává, že ceny plynu porostou. Jediným důvodem pro pořízení plynového kotle by byl důvod nedostatečně dimenzované elektrické přípojky.

Takže mnou vybraný optimální otopný systém podle ekologického a ekonomického kritéria je tepelné čerpadlo vzduch – voda v bivalentním zapojení s elektrokotlem s podlahovou otopnou soustavou, popřípadě radiátorovou otopnou soustavou. Je zvolena ekvitermní regulace teploty doplněná o pokojový termostat.

7.2. Postup návrhu otopného systému

Nejdřív jsem spočítal tepelné ztráty objektu (stavební plány viz příloha), podle normy ČSN 06 0210 [9], popsáno v kapitole (6). Výpočet jsem provedl pro venkovní výpočtovou teplotu -12°C. Vypočtené tepelné ztráty jsou 14 640 W (zaokrouhlo na 15 000 W).

Potom jsem podle tepelných ztrát budovy vybral 11 kW tepelné čerpadlo od firmy Dimplex pro bivalentní provoz. Je možnost si vybrat venkovní provedení

(LA11A) nebo vnitřní provedení (LI11A). Bivalentní zdroj je 15 kW elektrokotel, který pokrývá celkově tepelné ztráty pro případ poruchy tepelného čerpadla.

Poté jsem navrhl podlahovou otopnou soustavu i radiátorovou otopnou soustavu pro model celého objektu, popsáno v kapitole (8).

8. Návrh modelu otopného systému

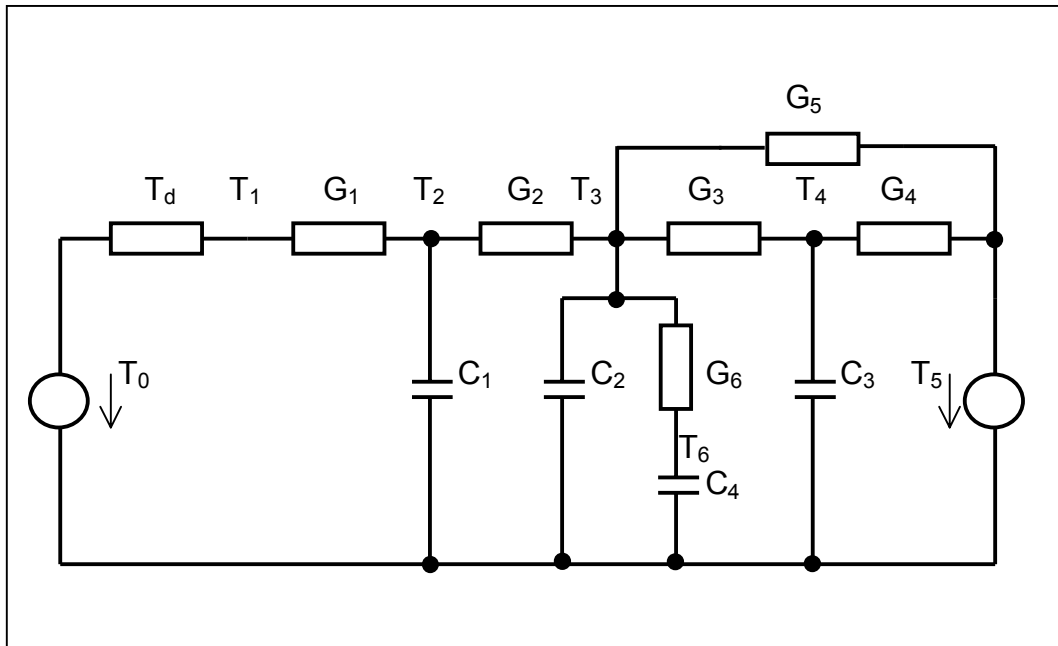
Pro vytvoření simulačního počítačového modelu vytápěného objektu je zapotřebí nejprve vytvořit náhradní elektrické schéma vytápěného objektu. Zde jsem použil náhradní elektrické schéma z [3].

Dále se již provádí výpočty pro které jsem potřeboval konkrétní vytápěný objekt. Mnou vybraný vytápěný objekt je rodinný dům postavený v Říčanech u Prahy dle přiložených stavebních plánů (zmenšená kopie viz příloha).

V následných výpočtech jsem postupoval podle [3]. Avšak po provedení jednotlivých výpočtů pro simulační počítačový model jsem zjistil, že model otopného systému v [3] je velmi zjednodušený. Tepelné ztráty simulačního počítačového modelu vůbec neodpovídaly skutečnosti. Tudíž jsem musel začít s návrhem znovu, protože jsem chtěl přesnější model, aby i výsledky byly přesnější. Použil jsem stejné náhradní elektrické schéma, až na to, že tepelné vodivosti G_3 , G_4 , G_5 jsou složeny z parciálních vodivostí G_{3Z} , G_{3P} , G_{3S} , G_{4Z} , G_{4P} , G_{4S} , G_{5O} a G_{5D} . Význam těchto tepelných vodivostí bude vysvětlen dále.

8.1. Náhradní elektrické schéma vytápěného objektu

Náhradní elektrické schéma vytápěného objektu (obr. 8.1) obsahuje všechny důležité vlastnosti objektu. Těmito vlastnostmi jsou jednotlivé tepelné vodivosti a tepelné kapacity stavebních materiálů a otopné soustavy. Z náhradního elektrického schématu vytápěné budovy dostaneme soustavu diferenciálních rovnic, která popisuje chování vytápěného objektu. Tato soustava nám reprezentuje matematický model vytápěného objektu.



Obr. 8.1 Náhradní elektrické schéma vytápěného objektu

T_0 – je teplota otopné vody na výstupu zdroje

T_1 – je teplota otopné na vstupu do radiátorů

T_2 – je povrchová teplota radiátorů

T_3 – je prostorová teplota interiéru vytápěného objektu

T_4 – je teplota vnějšího zdiva

T_5 – je teplota exteriéru

T_6 – je teplota vnitřního zdiva

G_1 – je tepelná vodivost rozhraní vody a radiátorů

G_2 – je tepelná vodivost rozhraní radiátorů a interiéru

G_3 – je tepelná vodivost rozhraní interiéru a vnějšího zdiva, podlahy a střechy

G_4 – je tepelná vodivost rozhraní vnějšího zdiva, podlahy, střechy a exteriéru

G_5 – je tepelná vodivost rozhraní oken, dveří a exteriéru

G_6 – je tepelná vodivost rozhraní interiéru a vnitřního zdiva

C_1 – je tepelná kapacita otopné vody

C_2 – je tepelná kapacita vzduchu uvnitř vytápěného objektu

C_3 – je tepelná kapacita vnějšího zdiva

C_4 – je tepelná kapacita vnitřního zdiva

T_d – je dopravní zpoždění otopné vody od zdroje k radiátorům

Při zanedbání dopravního zpoždění T_d , můžeme náhradní elektrické schéma popsat soustavou rovnic:

$$(T_2 - T_1)G_1 + (T_2 - T_3)G_2 + C_1 \frac{dT_2}{dt} = 0, \quad (8.1)$$

$$(T_3 - T_2)G_2 + (T_3 - T_4)G_3 + (T_3 - T_5)G_5 + (T_3 - T_6)G_6 + C_2 \frac{dT_3}{dt} = 0, \quad (8.2)$$

$$(T_4 - T_3)G_3 + (T_4 - T_5)G_4 + C_3 \frac{dT_4}{dt} = 0, \quad (8.3)$$

$$(T_6 - T_3)G_6 + C_4 \frac{dT_6}{dt} = 0. \quad (8.4)$$

Rovnice upravíme a dostaneme:

$$T_1(-G_1) + T_2(G_1 + G_2) + T_3(-G_2) = -C_1 \frac{dT_2}{dt}, \quad (8.5)$$

$$T_2(-G_2) + T_3(G_2 + G_3 + G_5 + G_6) + T_4(-G_3) + T_5(-G_5) + T_6(-G_6) = -C_2 \frac{dT_3}{dt}, \quad (8.6)$$

$$T_3(-G_3) + T_4(G_3 + G_4) + T_5(-G_4) = -C_3 \frac{dT_4}{dt}, \quad (8.7)$$

$$T_6(G_6) + T_3(-G_6) = -C_4 \frac{dT_6}{dt}. \quad (8.8)$$

Soustavu rovnic vynásobíme jednotlivými kapacitami C_i a dostaneme:

$$T_1 \frac{G_1}{C_1} - T_2 \frac{G_1 + G_2}{C_1} + T_3 \frac{G_2}{C_1} = \frac{dT_2}{dt}, \quad (8.9)$$

$$T_2 \frac{G_2}{C_2} - T_3 \frac{G_2 + G_3 + G_5 + G_6}{C_2} + T_4 \frac{G_3}{C_2} + T_5 \frac{G_5}{C_2} + T_6 \frac{G_6}{C_2} = \frac{dT_3}{dt}, \quad (8.10)$$

$$T_3 \frac{G_3}{C_3} - T_4 \frac{G_3 + G_4}{C_3} + T_5 \frac{G_4}{C_3} = \frac{dT_4}{dt}, \quad (8.11)$$

$$T_3 \frac{G_6}{C_4} - T_6 \frac{G_6}{C_4} = \frac{dT_6}{dt}, \quad (8.12)$$

Integrací soustavy rovnic dostaneme:

$$\int \left(T_1 \frac{G_1}{C_1} - T_2 \frac{G_1 + G_2}{C_1} + T_3 \frac{G_2}{C_1} \right) dt = \int \frac{dT_2}{dt} dt = T_2 + T_{20}, \quad (8.13)$$

$$\int \left(T_2 \frac{G_2}{C_2} - T_3 \frac{G_2 + G_3 + G_5 + G_6}{C_2} + T_4 \frac{G_3}{C_2} + T_5 \frac{G_5}{C_2} + T_6 \frac{G_6}{C_2} \right) dt = \int \frac{dT_3}{dt} dt = T_3 + T_{30}, \quad (8.14)$$

$$\int \left(T_3 \frac{G_3}{C_3} - T_4 \frac{G_3 + G_4}{C_3} + T_5 \frac{G_4}{C_3} \right) dt = \int \frac{dT_4}{dt} dt = T_4 + T_{40}, \quad (8.15)$$

$$\int \left(T_3 \frac{G_6}{C_4} - T_6 \frac{G_6}{C_4} \right) dt = \int \frac{dT_6}{dt} dt = T_6 + T_{60}, \quad (8.16)$$

kde T_{20} , T_{30} , T_{40} , T_{60} jsou počáteční podmínky pro jednotlivé tepelné kondenzátory.

Nyní použijeme stejné značení konstant jako literatura [3]. Tím dostaneme tuto soustavu rovnic:

$$\int (T_1 b_{11} + T_2 b_{12} + T_3 b_{13}) dt = T_2 + T_{20}, \quad (8.17)$$

$$\int (T_2 b_{14} + T_3 b_{15} + T_4 b_{16} + T_5 b_{17} + T_6 b_{18}) dt = T_3 + T_{30}, \quad (8.18)$$

$$\int (T_3 b_{19} + T_4 b_{20} + T_5 b_{21}) dt = T_4 + T_{40}, \quad (8.19)$$

$$\int (T_3 b_{22} + T_6 b_{23}) dt = T_6 + T_{60}, \quad (8.20)$$

kde

$$b_{11} = \frac{G_1}{C_1}, \quad b_{12} = -\frac{G_1 + G_2}{C_1}, \quad b_{13} = \frac{G_2}{C_1},$$

$$b_{14} = \frac{G_2}{C_2}, \quad b_{15} = -\frac{G_2 + G_3 + G_5 + G_6}{C_2}, \quad b_{16} = \frac{G_3}{C_2},$$

$$b_{17} = \frac{G_5}{C_2}, \quad b_{18} = \frac{G_6}{C_2}, \quad b_{19} = \frac{G_3}{C_3},$$

$$b_{20} = -\frac{G_3 + G_4}{C_3}, \quad b_{21} = -\frac{G_4}{C_3}, \quad b_{22} = \frac{G_6}{C_4},$$

$$b_{23} = -\frac{G_6}{C_4}.$$

8.2. Simulační počítačový model vytápěného objektu

Ze získaného matematického modelu vytápěné budovy, již není příliš obtížné vytvořit blokové simulační schéma v programu SIMULINK, který je součástí programového balíku MATLAB. Ovšem pro získání konkrétních hodnot jednotlivých proměnných, pro konkrétní objekt podle přílohy, bylo nutno provést dosti pracné výpočty, které přiblížím v následujících podkapitolách.

8.2.1. Výpočet tepelných vodivostí

Tepelná vodivost vyjadřuje schopnost hmoty vést teplo. Její hodnota se liší podle druhu látky. Čím vyšší je tepelná vodivost tím více tepla uniká z teplejšího prostředí (vyšší teplota) do prostředí chladnějšího (nižší teplota). Pro *tepelnou vodivost* G platí tento vztah

$$G = kS, \quad (8.21)$$

kde k – je součinitel prostupu tepla,
 S – je plocha kterou teplo uniká.

V mém modelu potřebuji vypočítat tyto tepelné vodivosti:

- G_1 – je tepelná vodivost rozhraní otopné vody a radiátoru (podlahy),
- G_2 – je tepelná vodivost rozhraní radiátoru (podlahy) a interiéru,
- $G_3 = G_{3Z} + G_{3P} + G_{3S}$,
 - G_{3Z} – je tepelná vodivost rozhraní interiéru a vnějšího zdiva,
 - G_{3P} – je tepelná vodivost rozhraní interiéru a sklepní podlahy,
 - G_{3S} – je tepelná vodivost rozhraní interiéru a střechy,
- $G_4 = G_{4Z} + G_{4P} + G_{4S}$,
 - G_{4Z} – je tepelná vodivost rozhraní vnějšího zdiva a exteriéru,
 - G_{4P} – je tepelná vodivost rozhraní sklepní podlahy a exteriéru,
 - G_{4S} – je tepelná vodivost rozhraní střechy a exteriéru,
- $G_5 = G_{5O} + G_{5D}$,
 - G_{5O} – je tepelná vodivost rozhraní oken a exteriéru,
 - G_{5D} – je tepelná vodivost rozhraní venkovních dveří a exteriéru,
- G_6 – je tepelná vodivost rozhraní interiéru a vnitřního zdiva.

Pro výpočet potřebuji nejdříve vypočítat jednotlivé plochy S_i a koeficienty prostupu k_i .

Výpočet ploch kterými prostupuje teplo

- S_1 – je vnitřní plocha radiátorů (plocha trubek podlahového vytápění),
- S_2 – je vnější plocha radiátorů (plocha podlahového vytápění),
- S_{3Z} – je vnitřní plocha obvodového zdiva,
- S_{3P} – je vnitřní plocha sklepní podlahy,
- S_{3S} – je vnitřní plocha střechy,
- S_{4Z} – je vnější plocha obvodového zdiva,
- S_{4P} – je vnější plocha sklepní podlahy,
- S_{4S} – je vnější plocha střechy,
- S_{5O} – je plocha oken,
- S_{5D} – je plocha venkovních dveří,
- S_6 – je plocha vnitřního zdiva.

Obsahy ploch S_{3Z} , S_{3P} , S_{3S} , S_{4Z} , S_{4P} , S_{4S} , S_{5O} , S_6 byly spočítány podle stavebních plánků vytápěného objektu (viz příloha).

Jejich hodnoty jsou následující:

$$S_{3Z} = 276,59 \text{ m}^2,$$

$$S_{3P} = 98,8 \text{ m}^2,$$

$$S_{3S} = 178,20 \text{ m}^2,$$

$$S_{4Z} = 314,12 \text{ m}^2,$$

$$S_{4P} = 115,44 \text{ m}^2,$$

$$S_{4S} = 202,35 \text{ m}^2,$$

$$S_{50} = 29,86 \text{ m}^2,$$

$$S_{5D} = 6,42 \text{ m}^2,$$

$$S_6 = 428,91 \text{ m}^2.$$

Obsahy ploch S_1 a S_2 byly vypočteny podle navržené otopné soustavy. Pro radiátorovou otopnou soustavu se plocha $S_1 = S_2 = S$

Návrh otopné soustavy proveden podle kapitoly (5).

Radiátorová otopná soustava

Pro vytápění jsem se rozhodl použít ploché lamelové radiátory TIBOR TB32 od firmy mc-metal s.r.o.. Vydělením celkových tepelných ztrát objektu tepelným výkonem radiátoru (55/45°C 564 W, 90/70°C 1418 W) získám celkový počet potřebných radiátorů pro vytápění objektu (zaokrouhlujeme nahoru). Poté vynásobím celkový počet radiátorů přestupní plochou jednoho radiátoru (3,245 m²) a získám celkovou přestupní plochu radiátorů. Celkový objem vody v otopné soustavě získám vynásobením počtu radiátorů objemem vody jednoho radiátoru (5,4 l) a poté přičtením objemu vody v rozvodu (16,854 l).

Teplotní spád 55/45°C

Celkový počet radiátorů je 27 kusů.

Celková přestupní plocha S je 87,615 m².

Celkový objem vody je 162,65 l = 0,16265 m³.

Teplotní spád 90/70°C (pro ekonomický rozbor)

Celkový počet radiátorů je 11 kusů.

Podlahové vytápění

Nejdřív musíme spočítat tepelnou propustnost přední vrstvy otopné desky Λ_a podle vztahu (5.14)

$$\Lambda_a = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{a}{\lambda_a}}.$$

Hodnoty celkového součinitele přestupu tepla α_p i hodnoty měrných tepelných vodivostí pro jednotlivé vrstvy podlahy se dají zjistit v tabulkách v [1]. Vypočtená hodnota je

$$\Lambda_a = 6,9 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

Poté spočítáme tepelnou propustnost izolační vrstvy Λ_b ($\alpha'_p = 8 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) podle vztahu (5.15)

$$\Lambda_b = \frac{1}{\sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha'_p}}$$

a dostaneme

$$\Lambda_b = 0,34 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

Dále spočteme součinitel m podle vztahu (5.13)

$$m = \sqrt{\frac{2(\Lambda_a + \Lambda_b)}{\pi^2 \lambda_d d}}$$

a dostaneme

$$m = 8,17.$$

A nyní vypočteme střední *teplotu otopné vody* t_m při střední teplotě otopné plochy $t_p = 30^\circ\text{C}$, podle vztahu (5.12)

$$t_p - t_i = \frac{\Lambda_a}{\alpha_p} (t_m - t_i) \frac{\text{tgh}\left(\frac{m l}{2}\right)}{\frac{m l}{2}}.$$

Nyní jsme vypočetli hodnotu

$$t_m = 35,44^\circ\text{C} \text{ (po zaokrouhlení } 36^\circ\text{C)}.$$

Takže podlahová otopná soustava bude pracovat s teplotním spádem otopné vody 38/33°C.

Po zjištění měrného tepelného výkonu q v [1], $q = 101 \text{ W.m}^{-2}$ lze vypočítat *otopnou plochu* S_p potřebnou pro vytápění budovy ze vztahu (5.18)

$$S_p = \frac{Q}{q},$$

dostaneme

$$S_p = 149 \text{ m}^2 = S_2.$$

Výpočet součinitelů přestupu tepla

Nyní určíme součinitele přestupu tepla α_1 a α_2 pro podlahové vytápění, podle modifikovaného vztahu (5.10)

$$Q = kS(t_m - t_i).$$

Pro výpočet *součinitele přestupu tepla* α_1 – rozhraní otopné vody a podlahy, použijeme vztah

$$Q = \alpha_1 S_1 (t_m - t_p), \quad (8.22)$$

kde t_p – je střední teplota plochy,
 t_m – je střední teplota otopné vody,
 Q – jsou celkové tepelné ztráty vytápěného objektu,
 S_1 – je přestupní plocha trubek podlahového vytápění.

Vypočtená hodnota je

$$\alpha_1 = 29,2 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

Součinitel přestupu tepla α_2 – rozhraní otopné podlahy a interiéru, spočteme podle vztahu

$$Q = \alpha_2 S_2 (t_p - t_i), \quad (8.23)$$

kde t_p – je střední teplota plochy,
 t_i – je teplota interiéru (vytápěné místnosti),
 Q – jsou celkové tepelné ztráty vytápěného objektu,
 S_2 – je přestupní plocha otopné podlahy.

Vypočtená hodnota je

$$\alpha_2 = 10,1 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

Radiátorová otopná soustava

Pro teplotní spád otopné vody 55/45°C spočteme *součinitel přestupu* α_1 – rozhraní otopné vody a radiátoru, z jeho parametrů podle vztahu

$$Q = \alpha_1 S (t_m - t_p), \quad (8.24)$$

kde t_p – je teplota plochy radiátoru,
 t_m – je střední teplota otopné vody,
 Q – je tepelný výkon radiátoru,
 S – je přestupní plocha radiátoru.

Vypočtená hodnota je

$$\alpha_1 = 86,9 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

Součinitel přestupu tepla α_2 – rozhraní radiátoru a interiéru, spočteme podle vztahu

$$Q = \alpha_2 S_2 (t_p - t_i), \quad (8.25)$$

kde t_p – je střední teplota plochy,
 t_i – je teplota interiéru (vytápěné místnosti),
 Q – jsou celkové tepelné ztráty vytápěného objektu,
 S_2 – je přestupní plocha otopné podlahy.

Vypočtená hodnota je

$$\alpha_2 = 5,79 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

Výpočet součinitelů prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla k_3 – rozhraní interiéru a obvodového zdiva, sklepní podlahy, střechy spočteme podle vztahu (5.7)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Vypočtená hodnota je

$$k_{3Z} = 0,418 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1},$$

$$k_{3P} = 0,52 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1},$$

$$k_{3S} = 3,25 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

Součinitel prostupu tepla k_4 – rozhraní obvodového zdiva, sklepní podlahy, střechy a exteriéru, spočteme stejným způsobem. Vypočtená hodnota je

$$k_{4Z} = 0,418 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1},$$

$$k_{4P} = 0,52 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1},$$

$$k_{4S} = 3,25 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

Součinitel prostupu tepla k_{5O} – rozhraní oken a exteriéru. U vytápěného objektu jsou použity dvojitá dřevěná okna, součinitel prostupu je získán z [1]. Jeho hodnota je

$$k_{5O} = 2,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

Součinitel prostupu tepla k_{5D} – rozhraní venkovních dveří a exteriéru. U vytápěného objektu jsou použity dřevěné dveře, součinitel prostupu je vzatý z [1]. Jeho hodnota je

$$k_{5D} = 4,1 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

Součinitel prostupu tepla k_6 – rozhraní interiéru a vnitřního zdiva, spočteme opět podle vztahu (5.7)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Vypočtená hodnota je

$$k_6 = 0,35 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.$$

A nyní již můžeme spočítat jednotlivé tepelné vodivosti, které použijeme v počítačovém simulačním modelu. Výpočet provedeme podle vztahu (8.21)

$$G = kS.$$

Pro radiátorovou otopnou soustavu o teplotním spádu $55/45^\circ\text{C}$ dostaneme tyto hodnoty:

$$G_1 = \alpha_1 S = 7658 \text{ W.K}^{-1},$$

$$G_2 = \alpha_2 S = 638 \text{ W.K}^{-1}.$$

Pro podlahové vytápění o teplotním spádu $38/33^\circ\text{C}$ dostaneme tyto hodnoty:

$$G_1 = \alpha_1 S_1 = 2732 \text{ W.K}^{-1},$$

$$G_2 = \alpha_2 S_2 = 1505 \text{ W.K}^{-1}.$$

Další tepelné vodivosti jsou nezávislé na volbě otopné soustavy, jejich hodnoty jsou následující (zaokrouhlené na celá čísla):

$$G_3 = k_{3Z}S_{3Z} + k_{3P}S_{3P} + k_{3S}S_{3S} = 746 \text{ W.K}^{-1},$$

$$G_4 = k_{4Z}S_{4Z} + k_{4P}S_{4P} + k_{4S}S_{4S} = 849 \text{ W.K}^{-1},$$

$$G_5 = k_{5O}S_{5O} + k_{5D}S_{5D} = 107 \text{ W.K}^{-1},$$

$$G_6 = k_6 S_6 = 150 \text{ W.K}^{-1}.$$

8.2.2. Výpočet tepelných kapacit

Tepelná kapacita je schopnost látky akumulovat teplo. S rostoucí hodnotou tepelné kapacity roste množství tepla, které látka potřebuje pohltit, aby zvýšila svojí teplotu o 1°C. Takže pro tepelnou kapacitu platí tato rovnice

$$C = mc, \quad (8.26)$$

kde m – je hmotnost dané látky,

c – je měrná tepelná kapacita dané látky.

V [1] nalezneme hodnoty měrné tepelné kapacity c a měrné hmotnosti ρ . Proto potřebujeme znát ještě vztah pro výpočet hmotnosti

$$m = \rho V, \quad (8.27)$$

kde V – je objem dané látky.

Potřebuji vypočítat tyto tepelné kapacity:

- C_1 – je tepelná kapacita otopné vody,
- C_2 – je tepelná kapacita vzduchu interiéru,
- C_3 – je tepelná kapacita vnějšího zdiva,
- C_4 – je tepelná kapacita vnitřního zdiva.

Pro radiátorovou otopnou soustavu o teplotním spádu 55/45°C

$$C_1 = \rho_1 V_1 c_1 = 683 \text{ kJ.K}^{-1},$$

$$\rho_1 = 1000 \text{ kg.m}^{-3},$$

$$V_1 = 0,1627 \text{ m}^3,$$

$$c_1 = 4,2 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}.$$

Pro podlahové vytápění o teplotním spádu 38/33°C

$$C_1 = \rho_1 V_1 c_1 = 1663 \text{ kJ.K}^{-1},$$

$$\rho_1 = 1000 \text{ kg.m}^{-3},$$

$$V_1 = 0,396 \text{ m}^3,$$

$$c_1 = 4,2 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}.$$

Další tepelné kapacity jsou nezávislé na volbě otopné soustavy, jejich hodnoty jsou následující:

$$C_2 = \rho_2 V_2 c_2 = 754,415 \text{ kJ.K}^{-1},$$

$$\rho_2 = 1,166 \text{ kg.m}^{-3},$$

$$V_2 = 640,605 \text{ m}^3,$$

$$c_2 = 1,01 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}.$$

$$C_3 = \rho_3 V_3 c_3 = 52935,017 \text{ kJ.K}^{-1},$$

$$\rho_3 = 800 \text{ kg.m}^{-3},$$

$$V_3 = 122,990 \text{ m}^3,$$

$$c_3 = 0,538 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}.$$

$$C_4 = \rho_{4C} V_{4C} c_{4C} + \rho_{4P} V_{4P} c_{4P} + \rho_{4S} V_{4S} c_{4S} =$$

$$= 27826,167 \text{ kJ.K}^{-1},$$

$$\rho_{4C} = 1600 \text{ kg.m}^{-3},$$

$$V_{4C} = 6,081 \text{ m}^3,$$

$$c_{4C} = 0,838 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1},$$

$$\rho_{4P} = 800 \text{ kg.m}^{-3},$$

$$V_{4P} = 26,257 \text{ m}^3,$$

$$c_{4P} = 0,538 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1},$$

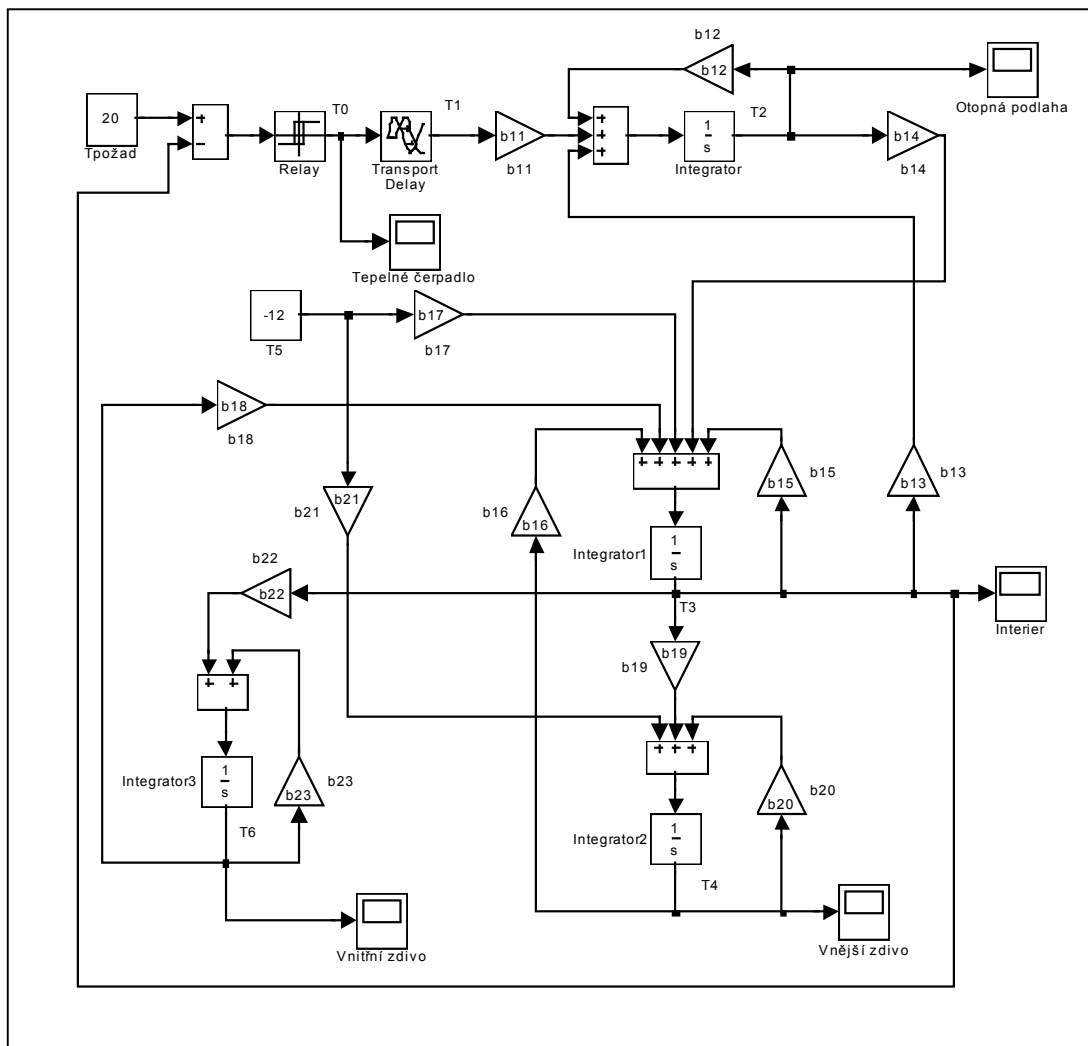
$$\rho_{4S} = 1200 \text{ kg.m}^{-3},$$

$$V_{4S} = 8,325 \text{ m}^3,$$

$$c_{4S} = 0,838 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}.$$

8.2.3. Počáteční hodnoty

Simulační počítačový model vytápěného objektu (obr. 8.2) je pro radiátorovou otopnou soustavu i pro otopnou soustavu s podlahovým vytápěním stejný. Liší se pouze v různých hodnotách některých konstant. Model postihuje regulaci teploty při konstantní venkovní a požadované teplotě. To odpovídá situaci, kdy ekvitermní regulátor nastaví teplotu otopné vody podle venkovní teploty. Regulaci potom provádí dvoupolohový pokojový termostat.



Obr. 8.2 Simulační počítačový model otopného systému

Radiátorová otopná soustava

- dopravní zpoždění $T_d = 45s$,
- požadovaná teplota $T_{požad} = 20^\circ C$,
- teplota exteriéru $T_5 = -12^\circ C$,
- teplota otopné vody na výstupu z tepelného čerpadla $T_0 = 50^\circ C$,
- počáteční teplota radiátorů $T_{20} = 15^\circ C$,
- počáteční teplota interiéru $T_{30} = 15^\circ C$,
- počáteční teplota vnějšího zdiva $T_{40} = 5^\circ C$,
- počáteční teplota vnitřního zdiva $T_{60} = 15^\circ C$.

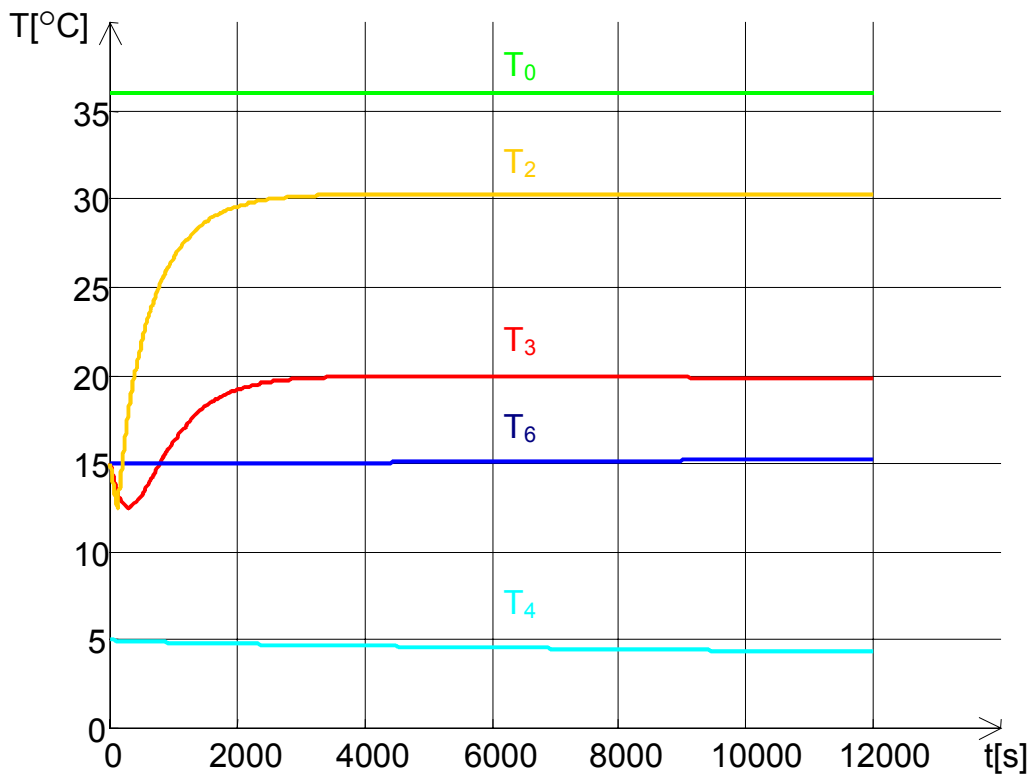
Otopný systém s podlahovým vytápěním

- dopravní zpoždění $T_d = 115\text{s}$,
- požadovaná teplota $T_{\text{požad}} = 20^\circ\text{C}$,
- teplota exteriéru $T_5 = -12^\circ\text{C}$,
- teplota otopné vody na výstupu z tepelného čerpadla $T_0 = 36^\circ\text{C}$,
- počáteční teplota radiátorů $T_{20} = 15^\circ\text{C}$,
- počáteční teplota interiéru $T_{30} = 15^\circ\text{C}$,
- počáteční teplota vnějšího zdiva $T_{40} = 5^\circ\text{C}$,
- počáteční teplota vnitřního zdiva $T_{60} = 15^\circ\text{C}$.

8.3. Výsledky získané na modelu

Na tomto místě musím podotknout, že průběh teploty T_0 je nutno chápat pouze jako časový diagram, který nás informuje o spouštění tepelného čerpadla. Teplota T_0 mění svůj průběh skokově a to dvouúrovňově. Vyšší úroveň odpovídá tepelnému čerpadlu v provozu, nižší úroveň odpovídá klidovému stavu tepelného čerpadla.

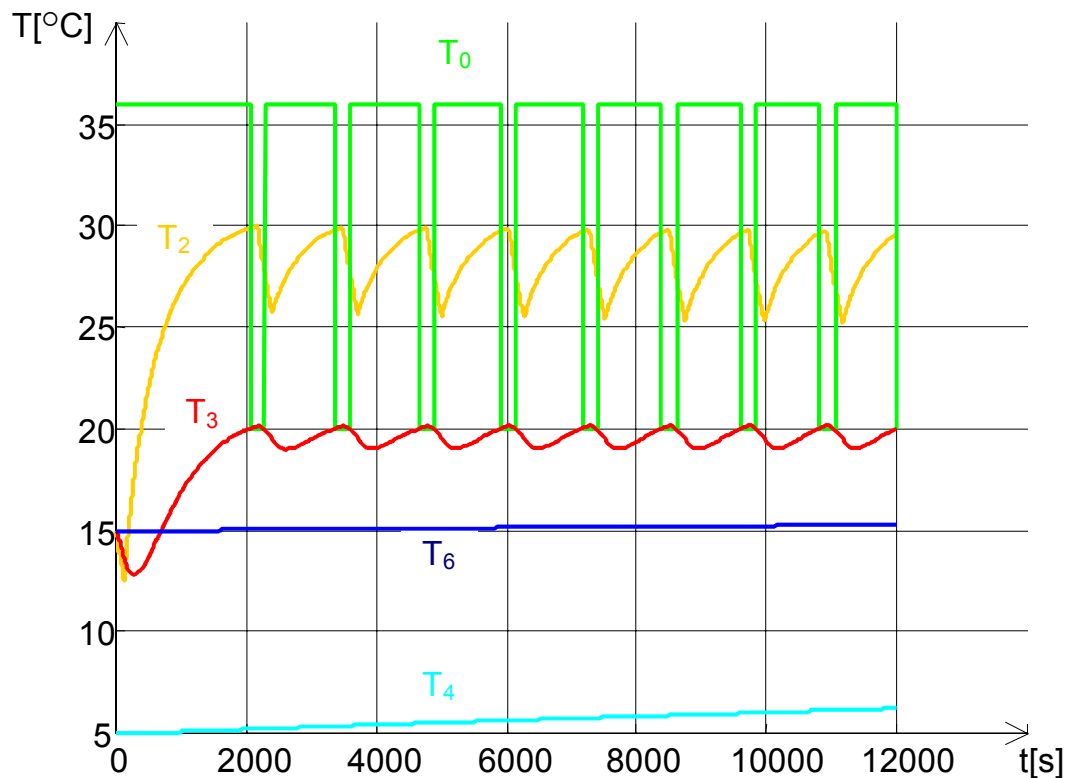
Na obr. 8.3 jsou průběhy teplot, otopného systému s podlahovým vytápěním při stálé venkovní teplotě $T_5 = -12^\circ\text{C}$. Tato teplota je výpočtová, používá se při návrhu otopného systému a proto dosahujeme takovýchto průběhů. Tyto průběhy odpovídají ideálnímu nastavení teploty otopné vody ekvitermním regulátorem. Tepelné ztráty objektu jsou shodné s tepelným ziskem, daným výkonem otopné soustavy.



T_0 – je střední teplota otopné vody vystupující z kotle (spínací funkce)
 T_2 – je střední teplota otopné podlahové plochy
 T_3 – je teplota interiéru
 T_4 – je teplota vnějšího zdiva
 T_6 – je teplota vnitřního zdiva

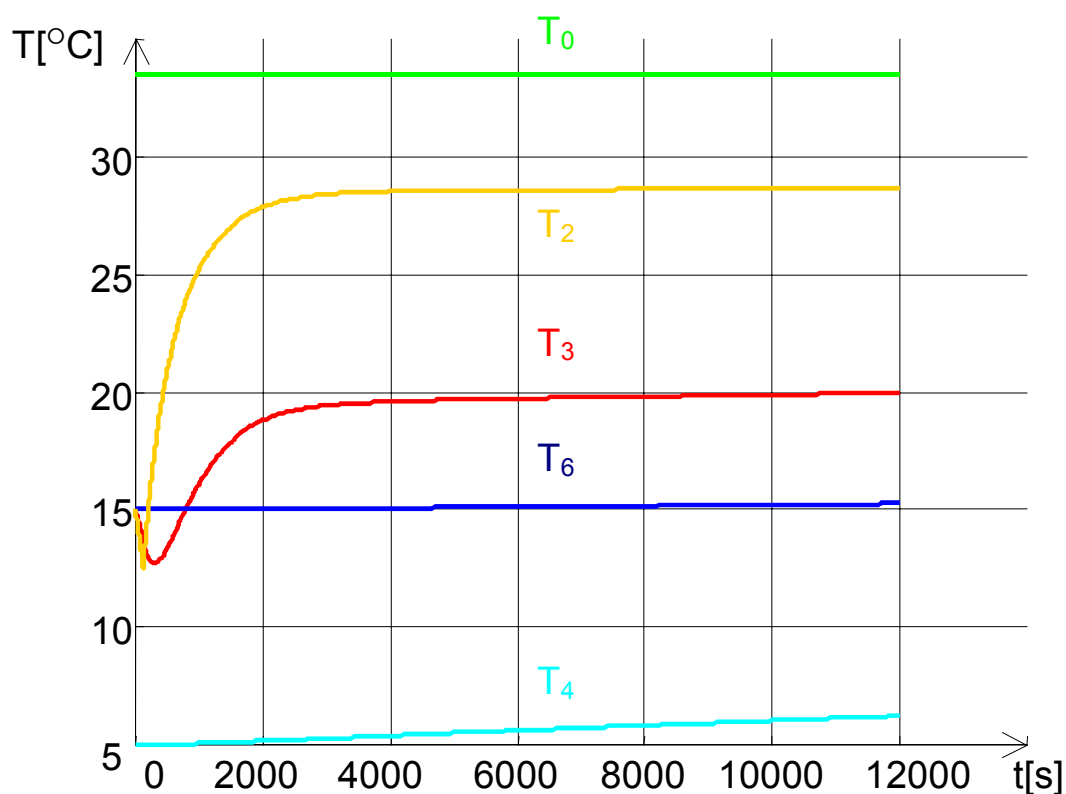
Obr. 8.3 Průběhy teplot otopného systému s podlahovým vytápěním při stálé venkovní teplotě $T_5 = -12^\circ\text{C}$ s optimální teplotou otopné vody.

Na obr. 8.4 jsou průběhy teplot, otopného systému s podlahovým vytápěním při stálé venkovní teplotě $T_5 = 0^\circ\text{C}$. Střední teplota otopné vody je nezměněna, čili 36°C . Díky tomu otopná soustava dodává více tepelné energie, nežli vytápěný objekt ztrácí. Zde můžeme pomocí modelu experimentálně zjistit správnou střední teplotu otopné vody. Experimentálně jsem zjistil vhodnou střední teplotu otopné vody a to $33,5^\circ\text{C}$. S touto hodnotou systém dosahuje velmi slušných výsledků obr. 8.5.



T_0 – je střední teplota otopné vody vystupující z kotle (spínací funkce)
 T_2 – je střední teplota otopné podlahové plochy
 T_3 – je teplota interiéru
 T_4 – je teplota vnějšího zdiva
 T_6 – je teplota vnitřního zdiva

Obr. 8.4 Průběhy teplot otopného systému s podlahovým vytápěním při stálé venkovní teplotě $T_5 = 0^\circ\text{C}$.

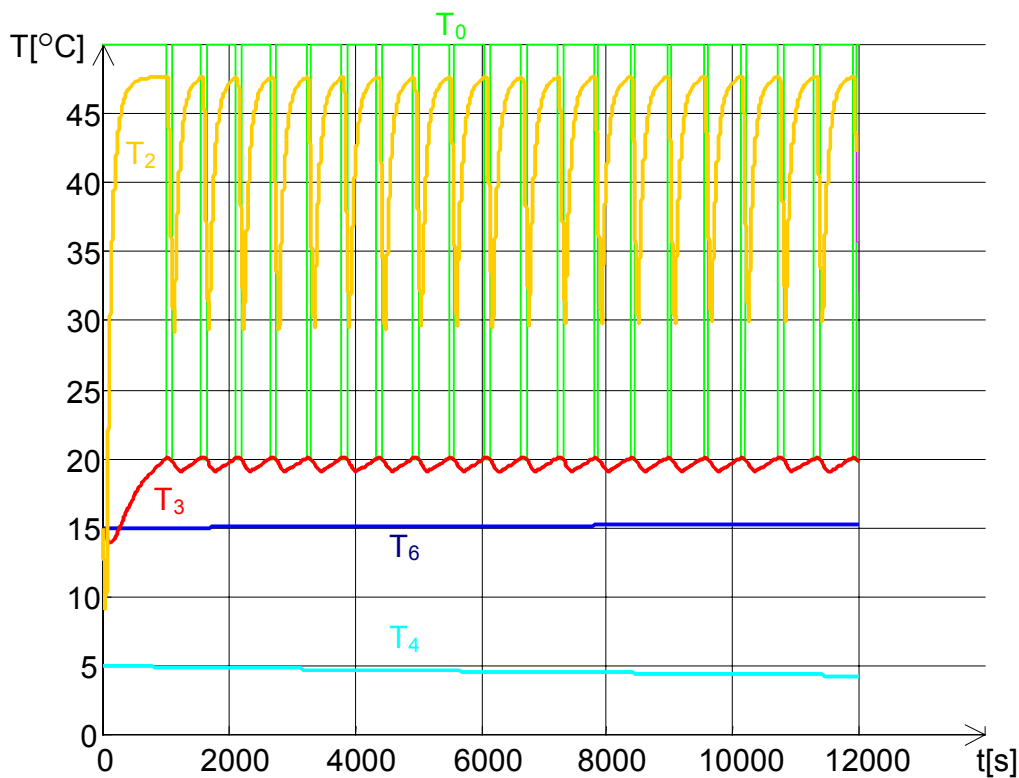


T_0 – je střední teplota otopné vody vystupující z kotle (spínací funkce)
 T_2 – je střední teplota otopné podlahové plochy
 T_3 – je teplota interiéru
 T_4 – je teplota vnějšího zdiva
 T_6 – je teplota vnitřního zdiva

Obr. 8.5 Průběhy teplot otopného systému s podlahovým vytápěním při stálé venkovní teplotě $T_5 = 0^\circ\text{C}$ s optimální teplotou otopné vody.

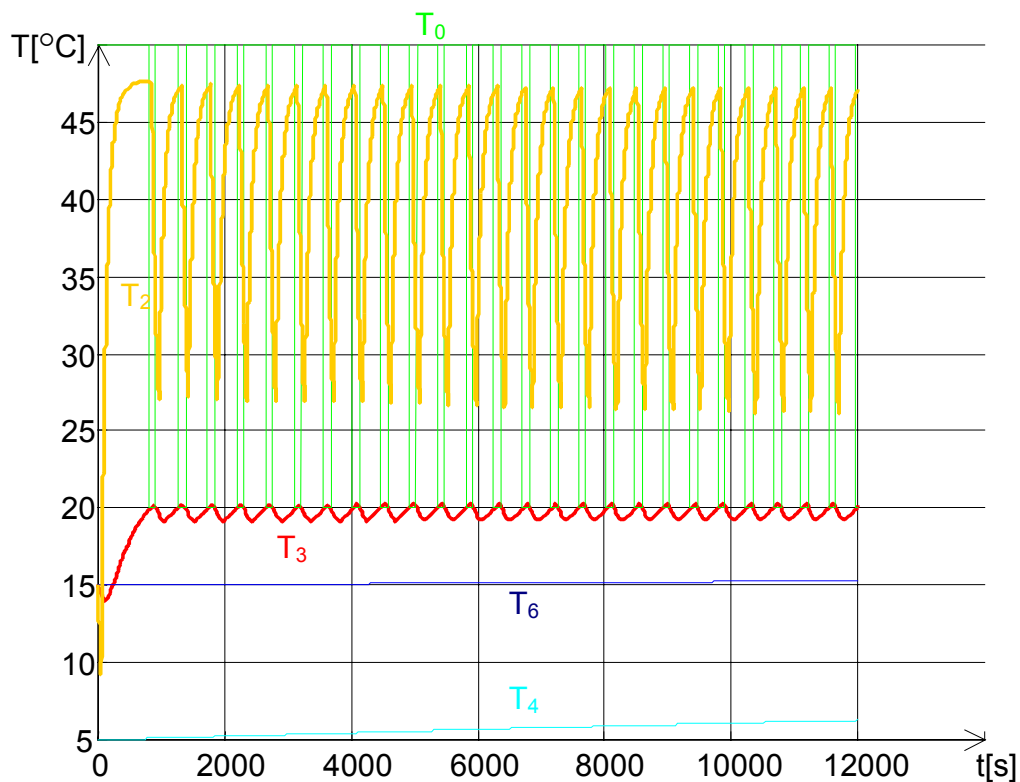
Na obrázcích obr. 8.6 a obr. 8.7 jsou průběhy teplot pro radiátorovou otopnou soustavu pro stálou venkovní teplotu -12°C respektive 0°C pro střední teplotu otopné vody 50°C . Opět můžeme experimentálně najít optimální teplotu

otopné vody pro správné nastavení ekvitermního regulátoru. Nalezené optimální teploty jsou $46,3^{\circ}\text{C}$ při stálé venkovní teplotě -12°C obr. 8.8, respektive $42,3^{\circ}\text{C}$.



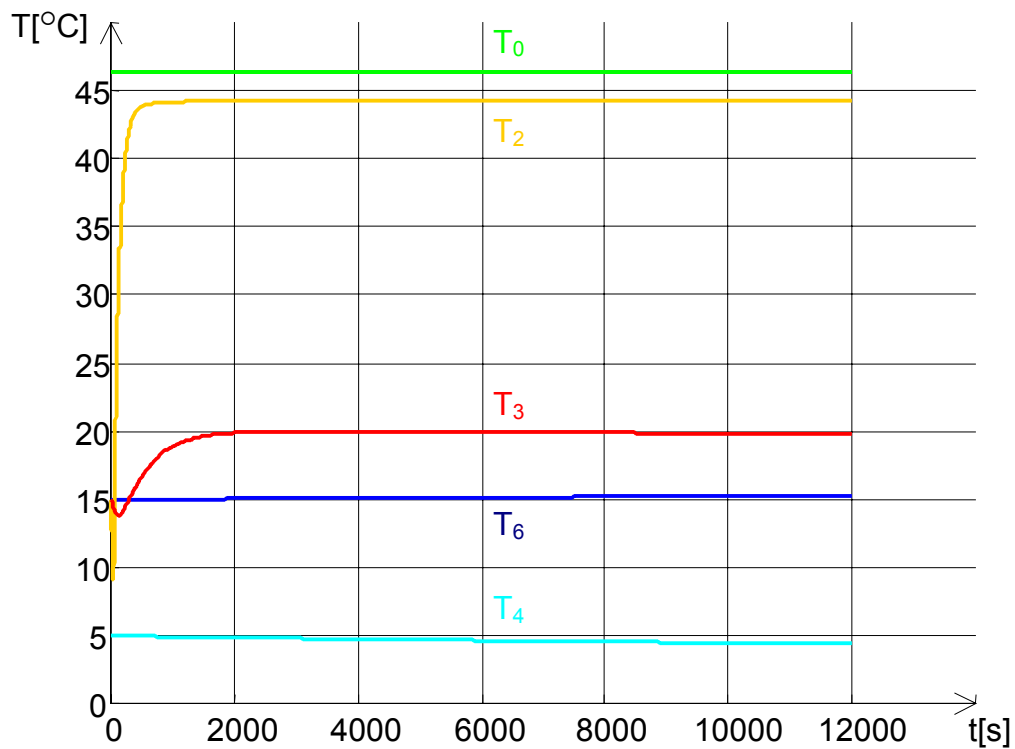
- T_0 – je střední teplota otopné vody vystupující z kotle (spínací funkce)
- T_2 – je teplota radiátorů
- T_3 – je teplota interiéru
- T_4 – je teplota vnějšího zdiva
- T_6 – je teplota vnitřního zdiva

Obr. 8.6 Průběhy teplot otopného systému s radiátorovou otopnou soustavou při stálé venkovní teplotě $T_5 = -12^{\circ}\text{C}$.



T_0 – je střední teplota otopné vody vystupující z kotle (spínací funkce)
 T_2 – je teplota radiátorů
 T_3 – je teplota interiéru
 T_4 – je teplota vnějšího zdiva
 T_6 – je teplota vnitřního zdiva

Obr. 8.7 Průběhy teplot otopného systému s radiátorovou otopnou soustavou při stálé venkovní teplotě $T_5 = 0^\circ\text{C}$.



T_0 – je střední teplota otopné vody vystupující z kotle (spínací funkce)
 T_2 – je teplota radiátorů
 T_3 – je teplota interiéru
 T_4 – je teplota vnějšího zdiva
 T_6 – je teplota vnitřního zdiva

Obr. 8.8 Průběhy teplot otopného systému s radiátorovou otopnou soustavou při stálé venkovní teplotě $T_5 = -12^\circ\text{C}$ s optimální teplotou otopné vody.

9. Ekonomický rozbor

Pro ekonomickou kalkulaci jsem potřeboval znát ceny energií za kWh pro různé způsoby vytápění. Proto v tabulce tab. 9.1 jsou uvedeny ceny platné v současnosti (ceny jsou uvedeny podle sazeb při odběru dle vytápěného objektu).

Druh energie	Cena [Kč/kWh]
Propan	1,75
Topný olej	1,18
Elektrický přímotop	1,01
Zemní plyn R	0,72
Zemní plyn (38/33°C)	0,70
Tepelné čerpadlo (55/45°C)	0,38
Tepelné čerpadlo (38/33°C)	0,29

Tab. 9.1 Tabulka cen energií pro různé způsoby vytápění

Zemní plyn R znamená plynový kondenzační kotel s radiátorovou otopnou soustavou s teplotním spádem 75/65°C.

Uvažovaný vytápěný objekt (viz příloha):

- výpočtová venkovní teplota -12°C,
- průměrná venkovní teplota v otopném období 4°C,
- teplota interiéru 20°C,
- celkové tepelné ztráty 15 kW,
- roční spotřeba tepla pro vytápění činí 104 GJ, což odpovídá 28 912 kWh.

Pokud budeme tento objekt vytápět uvedenými způsoby, roční náklady na vytápění budou následující, viz tab. 9.2. Kdybychom vytápěli objekt tepelným čerpadlem se teplotní spádem otopné vody 38/33°C, roční úspory by dosahovali hodnot podle tab. 9.2.

Způsob vytápění	Náklady [Kč]	Náklady [Kč] TČ (38/33°C)	Roční úspora [Kč]
Propan	50 596,-	8 385,-	42 211,-
Topný olej	34 116,-	8 385,-	25 731,-
Elektrický přímotop	29 201,-	8 385,-	20 816,-
Zemní plyn R	20 817,-	8 385,-	12 432,-
Zemní plyn (38/33°C)	20 238,-	8 385,-	11 853,-
TČ (55/45°C)	10 987,-	8 385,-	2 602,-
TČ (38/33°C)	8 385,-	8 385,-	0,-

Tab. 9.2 Provozní náklady a úspory na vytápění

Ted' bych nejprve popsal ceny jednotlivých vytápěcích zařízení a otopných soustav.

Solární panely

- cena jednoho 100W panelu s plochou 0,87 m² (RADIX 72-100) je 20 860,-Kč,
- z jednoho panelu můžeme ročně získat kolem 120 kWh.

Z těchto parametrů je jednoduché spočítat následující kalkulaci. Kdybychom si chtěli pořídit fotovoltaickou jednotku se jmenovitým výkonem 2 kW, ročně bychom vyrobili 2 400 kWh. Pořízení takovéto jednotky by nás vyšlo na 500 000,-Kč (včetně měniče, konstrukce a kabeláže). Pokud by jsme se rozhodli dodávat veškerou získanou energii přímo do sítě naše roční tržba by byla 14 400,-Kč (výkupní cena elektřiny z fotovoltaického systému je 6,-Kč/kWh).

- Návratnost je necelých 35 let. (Životnost systému se udává 20 a více let.)

Tepelná čerpadla

Vybral jsem tepelná čerpadla firmy DIMPLEX, ceny jsou uvedeny na klíč.

- venkovní provedení LA11A, cena je 290 000,-Kč,
- vnitřní provedení LI11A, cena je 276 000,-Kč.

Při pořízení tepelného čerpadla lze požádat Státní fond životního prostředí (SFŽP) o dotaci ve výši 30%.

Další možné podpory nebudu uvažovat, i když touto poznámkou chci na ně upozornit. Pražská energetika vyhlásila soutěž na výběr partnerů pro propagaci hospodárného využití elektřiny k vytápění tepelným čerpadlem (dotace ve výši 40000,-Kč). Dále obecně prospěšná společnost POLYSUN poskytovala minulý rok dotaci ve výši 16%. Tyto možnosti by se museli ověřit pro konkrétní investici.

Plynový kotel

Vybral jsem plynový kondenzační kotel firmy BUDERUS

- LOGAMAX PLUS GB 122 19kW, cena je 54 778,-Kč.

Podlahová otopná soustava

Použité plastové otopné trubky firmy REHAU, RAUTERM S (20 x 2 mm).

Novostavba (podlahy ještě nejsou hotové)

- cena otopné soustavy je 105 000,-Kč.

Rekonstrukce staršího domu (nutno udělat nové podlahy)

- cena otopné soustavy včetně podlah je 125 000,-Kč.

Radiátorová otopná soustava

Použité radiátory od firmy mc-metal s.r.o., plochý lamelový radiátor TIBOR TB32.

Pro teplotní spád otopné vody 55/45°C je potřeba 27 kusů,

- celková cena je 115 000,-Kč.

Pro teplotní spád otopné vody 75/65°C je potřeba 14 kusů,

- celková cena je 60 000,-Kč.

Pro novostavbu

Celkové porovnání cen je provedeno v tab. 9.3. Sloupcem investiční náklady jsou míněny náklady na pořízení systému vytápění i s odpovídající otopnou soustavou. Pro vytápění pomocí LPG, lehkého topného oleje a elektrického přímotopu uvažuji radiátorovou otopnou soustavu s teplotním spádem otopné vody

75/65°C (čili podstatně menší investice do otopné soustavy). Sloupce úspora a návratnost jsou počítány při investici do systému s venkovním tepelným čerpadlem a s podlahovou otopnou soustavou. S uvedeně kalkulace je zřejmé, že pro novostavbu je cenově výhodnější otopná soustava s podlahovým vytápěním (pro tepelné čerpadlo).

Způsob vytápění	Investiční náklady [Kč]	Podpora SFŽP [Kč]	Roční úspora [Kč]	Návratnost [rok]	Návratnost se započítanou podporou SFŽP [rok]
Propan	190 000,-	-	42 211,-	4,9	2,8
Topný olej	170 000,-	-	25 731,-	8,7	5,4
Elektrický přímotop	120 000,-	-	20 816,-	13,2	9,0
Zemní plyn R	140 000,-	-	12 432,-	20,5	13,5
Zemní plyn (38/33°C)	185 000,-	-	11 853,-	17,7	10,3
TČ (55/45°C)	405 000,-	87 000,-	2 602,-	-	-
TČ (38/33°C)	395 000,-	87 000,-	0,-	-	-

Tab. 9.3 Celkové porovnání investičních nákladů a návratnost investice do tepelného čerpadla s podlahovou otopnou plochou

Zde by se mohl ještě započítat rozdíl cen pozemku se zavedeným plynem a bez zavedeného plynu. Tento rozdíl nebudu započítávat. Dále můžeme samozřejmě započítat rozdíl v ceně za běžnou spotřebu ostatní elektřiny, protože při provozu tepelného čerpadla se veškerá spotřebovaná elektřina platí dle zvýhodněné sazby eko tarif D55. Pokud by jsme uvažovali tuto běžnou roční spotřebu 4 000 kWh dostaneme nezanedbatelnou úsporu 9 840,-Kč. Potom by návratnost vypadala dle tab. 9.4.

Způsob vytápění	Investiční náklady [Kč]	Roční úspora [Kč]	Návratnost [rok]	Návratnost se započítanou podporou SFŽP [rok]
Propan	190 000,-	52 051,-	3,9	2,3
Topný olej	170 000,-	35 571,-	6,3	3,9
Elektrický přímotop	120 000,-	20 816,-	13,2	9,0
Zemní plyn R	140 000,-	22 272,-	11,5	7,5
Zemní plyn (38/33°C)	185 000,-	21 693,-	9,7	5,7
TČ (55/45°C)	405 000,-	2 602,-	-	-
TČ (38/33°C)	395 000,-	0,-	-	-

Tab. 9.4 Návratnost investice do tepelného čerpadla s podlahovou otopnou plochou při započtení úspor za ostatní spotřebovanou elektřinu

Pro rekonstrukce stávajících budov

Celkové porovnání cen je provedeno v tab. 9.5.

Způsob vytápění	Investiční náklady [Kč]	Podpora SFŽP [Kč]	Roční úspora [Kč]	Návratnost [rok]	Návratnost se započítanou podporou SFŽP [rok]
Propan	190 000,-	-	42 211,-	5,3	3,3
Topný olej	170 000,-	-	25 731,-	9,5	6,1
Elektrický přímotop	120 000,-	-	20 816,-	14,2	10,0
Zemní plyn R	140 000,-	-	12 432,-	22,1	15,1
Zemní plyn (38/33°C)	205 000,-	-	11 853,-	17,7	10,4
TČ (55/45°C)	405 000,-	87 000,-	2 602,-	3,8	3,8
TČ (38/33°C)	415 000,-	87 000,-	0,-	-	-

Tab. 9.5 Celkové porovnání investičních nákladů a návratnost investice do tepelného čerpadla s podlahovou otopnou plochou

Pokud započteme rozdíl v ceně za běžnou spotřebu ostatní elektřiny dostaneme návratnost podle tab. 9.6.

Způsob vytápění	Investiční náklady [Kč]	Roční úspora [Kč]	Návratnost [rok]	Návratnost se započítanou podporou SFŽP [rok]
Propan	190 000,-	52 051,-	4,3	2,7
Topný olej	170 000,-	35 571,-	6,9	4,4
Elektrický přímotop	120 000,-	20 816,-	14,2	10,0
Zemní plyn R	140 000,-	22 272,-	12,3	8,4
Zemní plyn (38/33°C)	205 000,-	21 693,-	9,7	5,7
TČ (55/45°C)	405 000,-	2 602,-	-	-
TČ (38/33°C)	415 000,-	0,-	-	-

Tab. 9.6 Návratnost investice do tepelného čerpadla s podlahovou otopnou plochou při započtení úspor za ostatní spotřebovanou elektřinu

10. Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout optimální systém pro regulátor teploty, navrhnout model otopného systému a pak provést ekonomický rozbor pro navržený systém.

Pro návrh optimálního otopného systému bylo nutné mít znalosti o existujících způsobech vytápění. Proto první část práce rozebírá možné zdroje tepelné energie a různé způsoby regulace teploty.

Další část práce se zabývá tvorbou počítačového simulačního modelu navrženého systému pro konkrétní vytápěný objekt. S tím bylo spojeno velké množství výpočtů (tepelných vodivostí, kapacit, atd.). Tyto výpočty spadají do oboru stavebního inženýrství a proto bylo nutno nastudovat základní termomechanické zákony uvedené v kapitole (5) a výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění podle normy ČSN 06 0210.

Pomocí simulačního počítačového modelu se dají názorně porovnat dynamické vlastnosti jednotlivých otopných soustav, kvalita regulace teploty a zároveň můžeme model použít pro správné nastavení ekvitermního regulátoru teploty.

V poslední části této práce je proveden ekonomický rozbor. Z něj je zřejmé, že v současnosti optimální otopný systém je tvořen tepelným čerpadlem (vzduch – voda) v bivalentním provozu s elektrokotlem a s podlahovou otopnou soustavou (za daných podmínek – geografická poloha, dostatečně dimenzovaná el. přípojka; malý (žádný) pozemek).

Závěrem chci připomenout perspektivní fotovoltaické články. Pokud by jejich cena výrazněji poklesla, nebo cena ostatních zdrojů energie výrazně stoupla, což se dá očekávat, stala by se fotovoltaika vedoucím zdrojem i po stránce ekonomické. Další velkou změnu by mohl způsobit objev nového způsobu akumulace solární energie. Tímto problémem se již v dnešní době zaměstnávají různé světové laboratoře.

11. Použitá literatura

- [1] J. Cihelka a kolektiv. *Vytápění, větrání a klimatizace*. 3. vyd. Praha: SNTL, 1985.
- [2] J. Cihhart. *Měření a regulace ve vytápění*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1984.
- [3] E. Talácková. *Regulace teploty obytných prostorů*. Diplomová práce. Praha: České vysoké učení technické, elektrotechnická fakulta, 1994.
- [4] J. John. *Systémy a řízení*. skriptum FEL ČVUT, Vydavatelství ČVUT, 1998.
- [5] ČSN 73 0542 *Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí a budov. Vlastnosti materiálů a konstrukcí*.
- [6] M. Sazima. *Tabulky sdílení tepla*. skriptum FK ČVUT, Ediční středisko ČVUT, 1986.
- [7] M. Kollmar. *Wärmeabgabe von Plattenheizflächen und Heizdecken mit zylindrischen Wärmequellen*. Ges.-Ing. 80, 1959, s. 225 až 235.
- [8] J. Cihelka. *Vytápění I*. skriptum FK ČVUT, Vydavatelství ČVUT, 1979.
- [9] ČSN 06 0210 *Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění*.
- [10] V. Skokan, M. Jokl. *TZB – tepelně vlhkostní mikroklima a vytápěcí technika pro stavební inženýry I.* skriptum FS ČVUT, Ediční středisko ČVUT, 1988.
- [11] ČSN 73 0540 *Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí a budov. Názvosloví, požadavky a kritéria*.
- [12] Pražská energetika, a.s.. *Výroba elektřiny ze Slunce. PREfórum Eko*. 2002.
- [13] Pražská energetika, a.s.. *Tepelná čerpadla. PREfórum Speciál*. 2002.
- [14] L. Klazar. *Tepelná čerpadla pro vytápění a větrání rodinných domů Základní informace* [online]. Poslední revize 2001-6-25 [cit. 2003-01-14]. <<http://www.pzp.cz>>.
- [15] Etatherm, s.r.o.. *Programově řízená regulace vytápění Etatherm* [online]. [cit. 2003-01-14]. <<http://www.etatherm.cz>>.

12. Přílohy