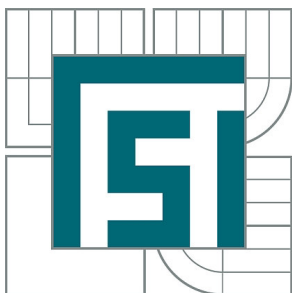


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PLYNOVÁ TEPELNÁ ČERPADLA SE SPALOVACÍM MOTOREM

GAS HEAT PUMPS BASED ON STROKE ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MIROSLAV BEDŘICH

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Miroslav Bedřich

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Plynová tepelná čerpadla se spalovacím motorem

v anglickém jazyce:

Gas heat pumps based on stroke engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Technologie plynových tepelných čerpadel využívajících spalovacího motoru (GHP) není zřejmě vhodná do každého provozu. Přesto se ukazuje, že poptávka existuje a to z míst kde je zemní plyn dostupnější a nutnost dodávek tepla setrvává po celý rok.

Cílem práce je analyzovat možnosti nasazení GHP jednotek většího i menšího výkonu.

Cíle diplomové práce:

1. Zpracujte přehled technických parametrů stávající GHP jednotky TEDOM.
2. Proved'te technické zhodnocení variant podobného stroje s vyšším nebo nižším výkonem. Zaměřte se na účinnosti jednotlivých komponent, rozmezí otáček případně i ekonomické parametry.
3. Vypracujte návrh zařízení GHP s vyšší účinností dle výsledků z předešlé analýzy.
4. Navrhněte chladivový okruh a pro něj vhodné výměníky.

Seznam odborné literatury:

Zbyněk Ibler a kol., Energetika, BEN 2002
prof. Pavelek, Termomechanika, skripta VUT FSI

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 22.11.2013



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá popisem technologie plynových tepelných čerpadel (GHP), jejich konstrukčním provedení a možnostmi jejich nasazení do praxe. Je zde vyhodnocena studie hlavních výrobců GHP jednotek v České Republice a zahraničí porovnávající technické a ekonomické parametry těchto GHP jednotek. Dále tato práce obsahuje studii, zda je lepší směřovat k výrobě GHP jednotek s vyšším či nižším výkonem. A v poslední části jsou koncepčně navrženy chladicí okruhy pro nižší a vyšší výkony než je výkon stávající jednotky GHP Polo 100. Ukázalo se, že větší perspektivu mají jednotky o vyšším výkonu. Proto byly pro jednotku o vyšším výkonu navrženy deskové výměníky používané jako kondenzátor a výparník.

KLÍČOVÁ SLOVA

GHP, GEHP, Plynové tepelné čerpadlo, chladivo, motor, kompresor, výparník, kondenzátor, deskový výměník, chladicí okruh, R134a, R407c, R507, COP, účinnost

ABSTRACT

The aim of this Diploma thesis is a description of gas heat pump (GHP) technology and the possibility of their usage in real life. Also units from the major manufactures of GHP units in the Czech Republic and abroad are evaluated from technical and economical point of view. The thesis as well includes a part where is decided if it is better to further develop GHP units with higher or lower performance. In the last part of thesis are cooling circuits designed for both lower and higher performance, than performance of existing GHP unit Polo 100. As a result, the units with higher performance are more perspective. Therefore heat plate exchangers, which serve as a condenser and an evaporator, are designed for unit with higher performance.

KEY WORDS

GHP, GEHP, Gas Engine Heat Pump, refrigerant, engine, compressor, evaporator, condenser, plate heat exchanger, refrigerant circuit, R134a, R407c, R507, COP, efficiency

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BEDŘICH, M. *Plynová tepelná čerpadla se spalovacím motorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 90 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci „Plynová tepelná čerpadla se spalovacím motorem“ vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce doc. Ing. Jiřího Pospíšila Ph.D. a v seznamu jsem uvedl všechny literární a odborné zdroje.

V Brně dne 24. Května 2014

Miroslav Bedřich

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto způsobem poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. Zvláštní poděkování bych chtěl věnovat Ing. Lukáši Jančkovi za jeho čas, ochotu, věcné rady a připomínky po celou dobu vypracovávání diplomové práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. za pomoc při výpočtu výměníků. Dále bych chtěl poděkovat rodičům a přítelkyni za podporu při studiích. A v neposlední řadě také Bc. Miloslavu Hlavinkovi za jeho čas a ochotu při získávání špatně dostupných informací.

OBSAH

1	ÚVOD.....	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Tepelná čerpadla	14
2.1.1	Kompresorová tepelná čerpadla.....	15
2.1.2	Kompresory tepelných čerpadel	16
2.1.3	Absorpční tepelná čerpadla.....	19
2.1.4	Typy zapojení tepelných čerpadel	20
2.1.5	Chladiva	21
2.2	Popis technologie GHP	22
2.2.1	Konstrukce GHP	23
2.2.2	Průmyslová GHP	23
2.2.3	Využití GHP	24
2.3	GHP jednotka TEDOM.....	25
2.3.1	Využitelná chladiva	26
2.3.2	Technické parametry.....	27
2.3.3	Části okruhů GHP TEDOM.....	29
3	PŘEHLED GHP JEDNOTEK KONKURENCE	31
3.1	GHP jednotky Toyota AISIN.....	31
3.1.1	Millerův cyklus	33
3.2	GHP jednotky Panasonic.....	34
3.3	GHP jednotky Sanyo.....	35
3.4	GHP jednotky Yanmar	36
3.4.1	Příklady aplikace jednotek Yanmar v praxi.....	36
3.5	Absorpční plynová tepelná čerpadla Robur	37
3.5.1	Příklady aplikace jednotek Robur v praxi.....	38
3.6	Zhodnocení GHP jednotek	38
3.6.1	Investiční náklady GHP jednotek	38
3.6.2	Provozní náklady GHP jednotek.....	41
4	NÁVRH GHP JEDNOTKY	44
4.1	Stávající konstrukce GHP jednotky	44
4.1.1	Výpočet chladicího okruhu pro chladivo R134a	44
4.1.2	Kontrolní výpočet v programu Solkane 8.....	47
4.1.3	Výpočet chladicího okruhu pro chladivo R407c	48
4.1.4	Výpočet chladicího okruhu pro chladivo R507	51
4.2	GHP jednotka s nižším výkonem.....	54
4.2.1	Volba kompresoru GHP s nižším výkonem	54
4.3	GHP jednotka s vyšším výkonem	57
4.3.1	Volba kompresoru GHP s vyšším výkonem.....	57

4.4	Technické zhodnocení	60
4.5	Ekonomické zhodnocení.....	63
4.5.1	Investiční náklady GHP jednotek.....	64
4.5.2	Provozní náklady GHP jednotek	65
4.5.3	Ekonomická analýza investice do GHP jednotky	66
5	VÝPOČET VÝMĚNÍKŮ.....	71
5.1	Kondenzátor.....	71
5.1.1	Výpočet geometrie kondenzátoru.....	72
5.1.2	Výpočet průměrů vstupních a výstupních otvorů	76
5.1.3	Výpočet tlakové ztráty	77
5.1.4	Výpočet kondenzátoru v programu SSP G7 společnosti SWEP.....	78
5.2	Výparník	80
5.2.1	Výpočet geometrie výparníku	80
5.2.2	Výpočet průměrů vstupních a výstupních otvorů	83
5.2.3	Výpočet tlakové ztráty	84
5.2.4	Výpočet výparníku v programu SSP G7 společnosti SWEP	86
5.3	Konstrukce tepelného výměníku	88
6	ZÁVĚR.....	90

1 ÚVOD

V dnešním světě, kdy ceny energií neustále rostou, je snaha tyto energie co nejlépe využít. Z hlediska maximálního využití primárních paliv se ukazuje, že centralizovaná výroba energie není z pohledu všech hledisek nejideálnější. Mezi hlavní negativa patří u mnoha aplikací nedostatečně využití odpadní teplo, které se tak vypouští do atmosféry a ztráty v přenosové soustavě. Proto je snaha decentralizované výroby tzn. Výroba energie v místě potřeby.

Plynová tepelná čerpadla (Gas-Engine Heat Pump), dále jen GHP, jsou lokální zdroje tepla a chladu, které pracují na zemní plyn nebo LPG, tím pádem dokážou dané palivo využít mnohem efektivněji než plynová elektrárna. Proto v celé řadě aplikací GHP jednotky nahrazují klasická elektrická tepelná čerpadla. GHP jednotky použité pro vytápění mají také výrazně nižší spotřebu paliva oproti plynovým kotlům při stejném tepelném výkonu.

Tato práce se v první části zabývá popisem technologie GHP. Druhá část je věnována porovnání technických parametrů různých výrobců, analyzováním možností nasazení těchto jednotek v provozu. GHP jednotky jsou zde porovnány podle jejich pořizovacích a provozních nákladů. Ve třetí části je popsán koncepční návrh GHP jednotky. Další, čtvrtá část se zabývá ekonomickým zhodnocením. Poslední část diplomové práce obsahuje návrh chladivového okruhu a výměníků.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Tepelná čerpadla

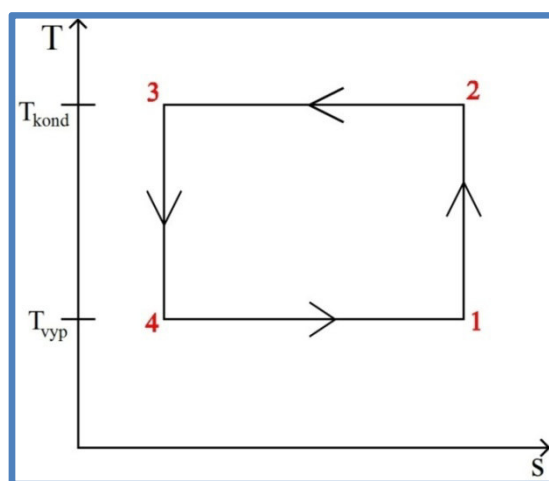
Druhá věta termodynamiky říká, že teplo přechází samovolně pouze z prostředí s vyšší teplotou do prostředí s teplotou nižší. Abychom mohli teplo předávat i opačným směrem, potřebujeme k tomu tepelné čerpadlo.

Tepelné čerpadlo pracuje na principu uzavřeného chladicího okruhu obdobně jako chladnička. Teplo se na jedné straně odebírá a na druhé předává. Chladnička odebírá teplo z vnitřního prostoru potravin a předává je kondenzátorem na své zadní straně do místnosti. Tepelné čerpadlo ochlazuje například venkovní vzduch, zemskou kůru nebo podzemní vodu. Teplo odebrané těmito zdroji předává do topných systémů. Požadovaným efektem je právě zvýšení teploty.

Pro přečerpání tepla na vyšší teplotní hladinu, tedy i pro provoz tepelného čerpadla, je třeba dodat určité množství energie. Prakticky to znamená, že tepelné čerpadlo spotřebovává elektrickou energii, termální energii nebo mechanickou práci. Protože její množství není zanedbatelné, lze tepelné čerpadlo považovat za alternativní zdroj tepla pouze částečně.

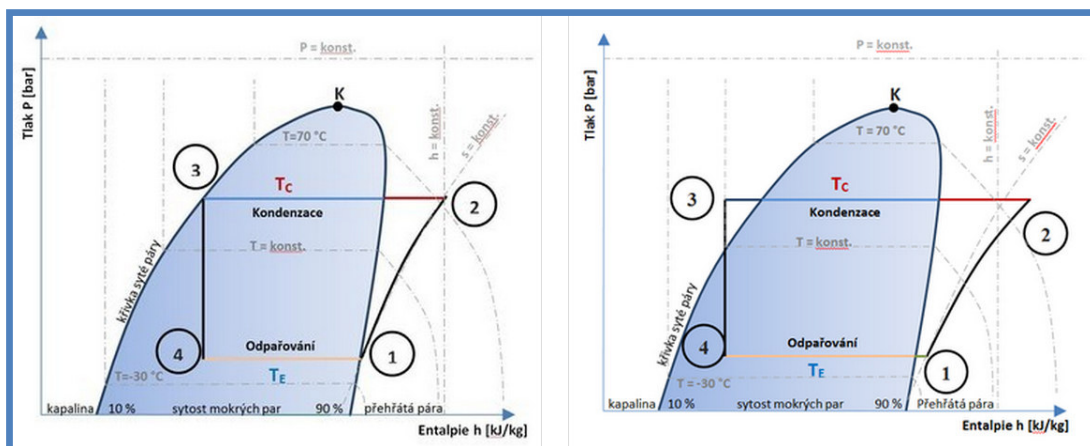
Zjednodušeně lze říci, že tepelné čerpadlo spotřebovává přibližně jednu třetinu svého výkonu ve formě elektrické energie. Zbývající dvě třetiny tvoří teplo, které je odnímáno z ochlazované látky (vzduchu, země, vody). [1]

Tepelná čerpadla pracují na základě obráceného Carnotova cyklu, tedy levotočivého chladicího. Tento cyklus je uzavřený a vratný.



Obr. 2.1 Carnotův cyklus

- 1 → 2 Adiabatická komprese
- 2 → 3 Kondenzace chladiva
- 3 → 4 Adiabatická expanze
- 4 → 1 Vypařování chladiva



Obr. 2.2 Ideální Rankinův oběh (vlevo) a reálný (vpravo)

Rozhodujícím ukazatelem při výběru tepelného čerpadla je topný faktor (COP), který je vyjádřením jeho efektivity. Vyjadřuje poměr dodávaného tepla a množství spotřebované energie. Topný faktor se u tepelného čerpadla mění podle podmínek, za kterých systém pracuje. Důležitá je teplota teploty nosné látky při vstupu do tepelného čerpadla i při výstupu do vytápěcího systému. Čím je hodnota vytápěcího faktoru vyšší, tím je tepelné čerpadlo účinnější a jeho provoz je efektivnější. O efektivitě tepelného čerpadla se dá hovořit v případě, že hodnota vytápěcího faktoru je vyšší než 3. [7]

$$COP = \frac{\text{odevzdaný vytápěcí výkon}}{\text{vynaložený příkon}} \quad (1)$$

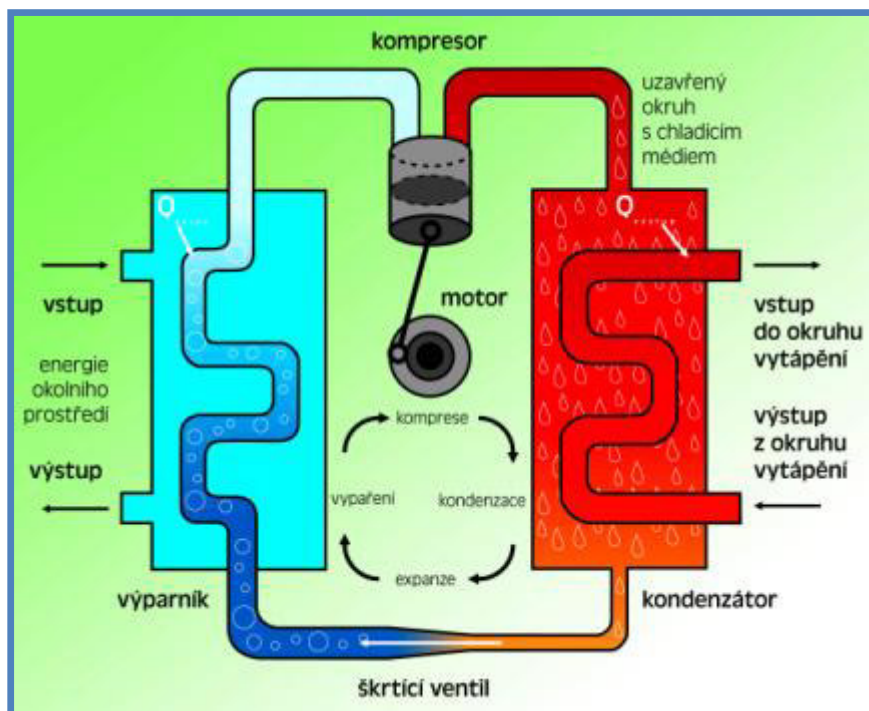
2.1.1 Kompresorová tepelná čerpadla

2.1.1

V současnosti pracuje drtivá většina tepelných čerpadel na principu kompresorového chladicího oběhu. Jako pohonný systém se k zabezpečení oběhu pracovní látky využívá kompresor s přívodem mechanické, případně elektrické energie. [7]

Tepelné čerpadlo využívá skutečnosti, že teplota varu (resp. kondenzace) různých látek závisí na tlaku.

Na obr. 2.3 je schematicky znázorněn oběh kompresorového tepelného čerpadla. Za nízkého tlaku chladivo ve výparníku odebírá teplo z okolí, díky kterému se odpaří. Poté je chladivo ve formě par stlačeno kompresorem na vyšší tlak. Dodaná mechanická práce kompresorem se při stlačování par chladiva přemění v teplo. energii pro tuto práci dodá motor, který může být elektrický nebo spalovací. Tuto energii musíme zaplatit. V kondenzátoru stlačené chladivo předá své teplo do ohřívajícího okruhu pro vytápění. Chladivo při vysokém tlaku po snížení své teploty kondenzuje. Následně se vysoký tlak sníží ve škrtkovém ventilu a celý cyklus se opakuje. [1]



Obr. 2.3 Kompresorové tepelné čerpadlo[8]

2.1.2 Kompresory tepelných čerpadel

Součástí chladicích zařízení jsou chladivové kompresory. U nich se vyžaduje naprostá těsnost pracovního prostoru, aby stlačované chladivo neunikalo do okolí. Tím je také zamezeno vnikání vzduchu a vlhkosti do kompresoru, je-li vypařovací tlak nižší než tlak okolí. Stavějí se zpravidla jako: Pístové kompresory stojaté, ucpávkové tzv. „otevřené“, kdy hřídel je vyveden z klikové skříně přes ucpávku ke spojení s motorem. Bezucpávkové kompresory polohermetické jsou společně s motorem uzavřeny v neprodyšném plášti. Ventily jsou však přes neprodyšná, ale demontovatelná víka přístupné. Zcela hermetické kompresory jsou společně s elektromotorem uzavřeny v tlakové nádobě, která je nerozebíratelná. [5]

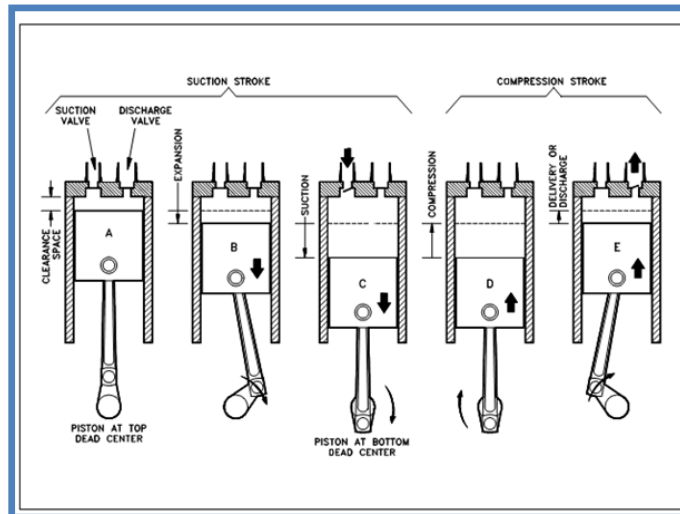
Pístové kompresory

Jedná se o nejlevnější typ kompresoru, používaný u levnějších nebo starších zařízení. Je hlučnější než ostatní alternativy. Životnost bývá maximálně 15 let. Pístové kompresory mají horší topný faktor, který závisí na teplotních podmínkách. [1],[2]

Princip činnosti:

Píst, pohybující se ve válci, roztáčený motorem přes klikový hřídel, stlačuje plyn, který odchází z válce otevřeným výfukovým ventilem. Sací a výtlačné ventily se otevírají samovolně působením tlaku. Pro dosažení co nejvyšší účinnosti mají kompresory co nejmenší hluché prostory mezi pístem v horní úvratí a stropem válce. Princip pístového kompresoru je znázorněn na obr. 2.4. [2]

Pístové kompresory mají limitovaný tlakový poměr na 1° (max. cca 5), poté je nutný 2° kompresor. Mají vyšší účinnost při částečném provozu bez frekvenčního měniče než šroubové kompresory. [12]



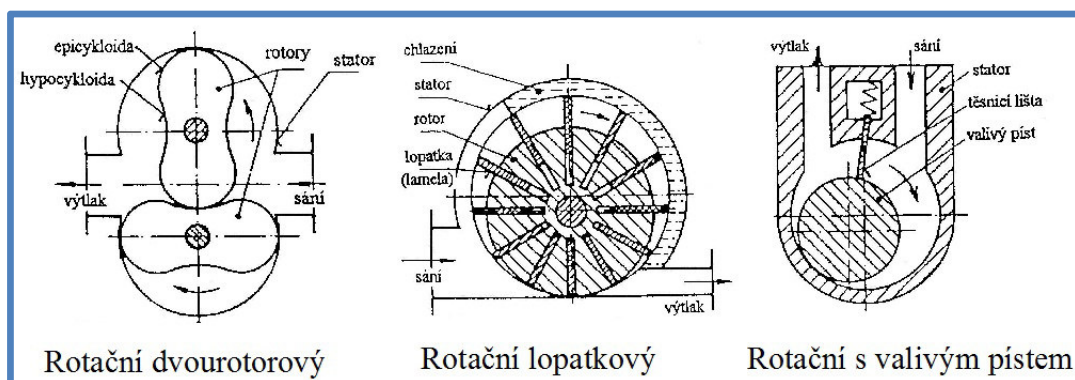
Obr. 2.4 Princip pístového kompresoru [3]

Rotační kompresory

Tento typ kompresoru se u tepelných čerpadel objevuje jen zřídka. Mnohem častěji se objevuje v klimatizačních jednotkách. Důvodem je nedostatečná těsnost, vyšší opotřebení funkčních částí, vysoké ztráty třením, tím pádem nižší účinnost. Rotační kompresory jsou jednou z levnějších variant kompresoru pro tepelná čerpadla. Hodí se pro malé výkony a nedosahuje vysokých topných faktorů. Životnost těchto kompresorů je podobná jako u pístových kompresorů, tedy okolo 15 let. [1],[2]

Existuje více konstrukčních variant rotačních kompresorů viz. obr. 2.5:

- Rotační dvourotorový kompresor (Rootsovo dmýchadlo)
- Rotační lopatkový (lamelový) kompresor
- Rotační kompresor s valivým pístem



Obr. 2.5 Rotační kompresory [4]

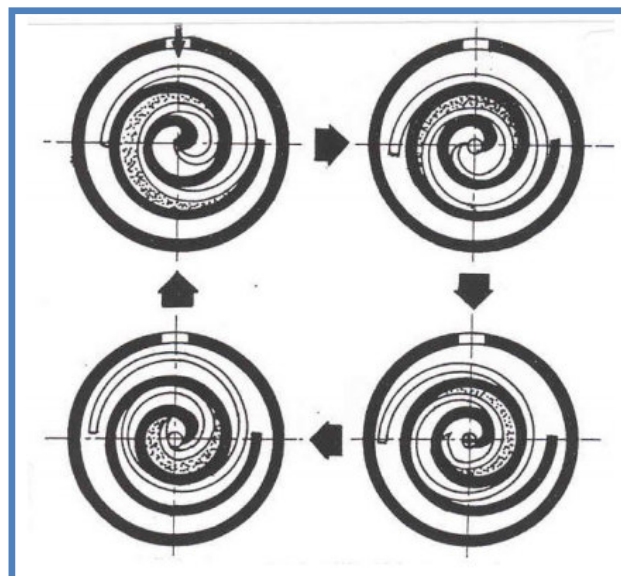
Scroll (spirálový) kompresor

Jedná se o v současné době nejpoužívanější a nejlepší typ kompresoru pro tepelná čerpadla. Dosahuje dobrých topných faktorů. Nevýhodou je vysoká cena. Životnost těchto kompresorů je okolo 20 let. [1],[2]

Tento typ kompresoru byl patentován v USA již v roce 1905, ale setkáváme se s ním až v období rozmachu tepelných čerpadel. Tyto kompresory dosahují chladicího výkonu od 1kW do 15 kW. Používají se i jako kompresory vzduchové pro výkonnosti do 30 m³/h, s celkovým tlakovým poměrem až 10.

Princip činnosti:

Pracovní prostor kompresoru tvoří dvě kruhové desky s tvarově shodnými spirálovými lopatkami, které jsou v pracovní poloze vzájemně pootočené o 180°. Změnu objemu pracovního prostoru zajišťuje excentrem poháněná pohyblivá deska s kývavým pohybem. Pohybující se spirála (na obr. 2.6 je světlá) se odvaluje po tmavé satorové spirále tak, že obíhá po kruhové dráze kolem jejího středu, kde je také umístěn výtlak. Plyn se mezi obě spirály nasává na obvodu pevné desky. Pracovní prostor se odvalováním zmenšuje a současně je plyn dopravován k výtlaku. [5]



Obr. 2.6 Spirálový kompresor – princip činnosti

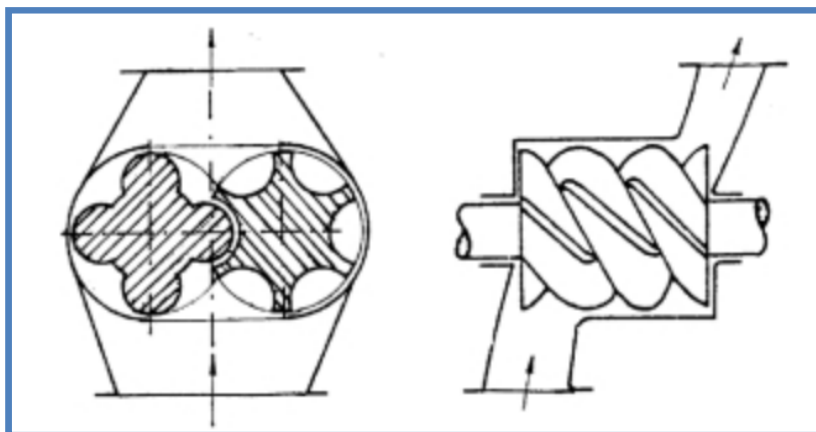
Šroubový kompresor

Šroubové kompresory se používají v průmyslových a speciálních aplikacích, kde je potřeba vysoký výkon. Tyto kompresory mají vysoké pořizovací náklady. [1]

Stlačení plynu se u nich dosahuje zmenšováním objemu párových komůrek mezi šroubovými zuby obou rotorů. Rotory jsou vytvořeny jako šroubová tělesa se závitů o velkém stoupání a s nestejným počtem zubů (obr. 2.7). Rotory se otáčejí v opačných směrech, čímž se objem pracovních komůrek na sací straně postupně zvětšuje a na straně výtlakné se postupně zmenšuje. Plyn je trvale otevřeným sacím kanálem nasáván

do komůrek mezi rotory, postupně stlačován a trvale otevřeným výtlačným kanálem dopravován do výtlačného potrubí. [6]

Tyto kompresory mají na 1° tlakový poměr 10-15. Mají nižší účinnost při částečném výkonu bez frekvenčního měniče. Disponují vyšším dosažitelným výkonem než pístové kompresory. [12]



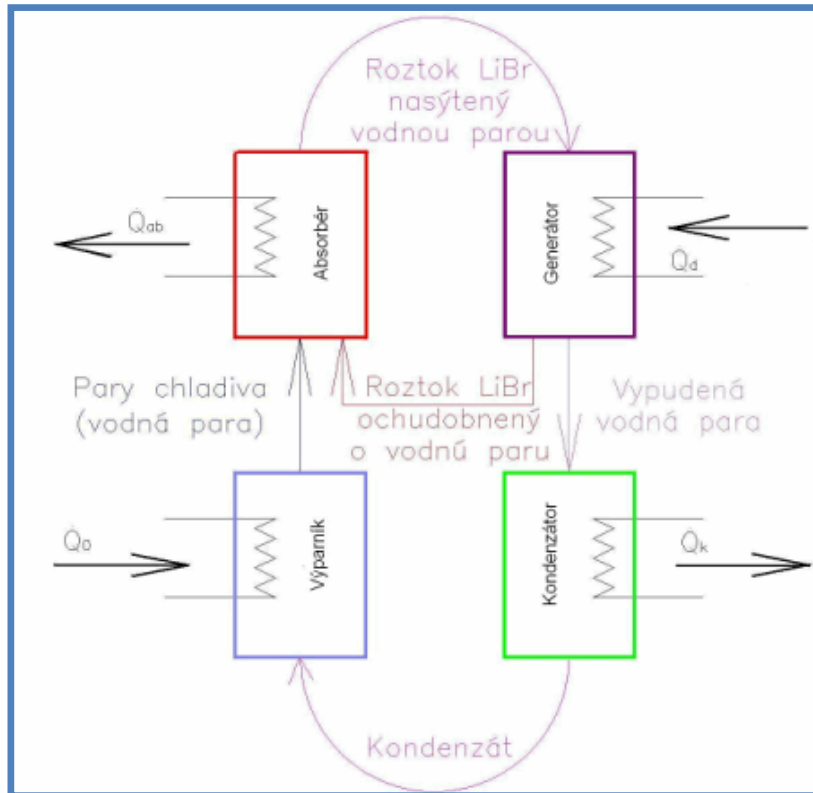
Obr. 2.7 Šroubový kompresor

2.1.3 Absorpční tepelná čerpadla

2.1.3

Absorpční tepelná čerpadla jsou na rozdíl od kompresorových poháněna termálně. V generátoru se zahřívají dvě látky s rozdílným bodem varu – absorbent a chladicí prostředek (nejčastěji je jím voda). Chemickou reakcí těchto látek vzniká teplo, které se následně využívá k vytápění. Absorpční tepelná čerpadla mají v porovnání s kompresorovými vyšší energetickou efektivnost, a to především u velkých tepelných výkonů. Doporučují se proto hlavně do větších průmyslových objektů. [7]

Absorpce je fyzikální děj, při němž se rozpouští plynná fáze v kapalině. Kapalina se nazývá absorbent a plyn absorbát. Jako pracovní dvojice se používají nejčastěji amoniak (NH_3) - voda, voda - vodný roztok bromidu litného (LiBr). Vzhledem k tomu, že pro dvojici amoniak - voda je chladivem (absorbátem) amoniak, lze dosáhnout teplot chlazené látky, které jsou pod nulou. Zařízení s roztokem LiBr pracují při teplotách vyšších než nula (chladivem je voda), jsou proto vhodné pro klimatizační systémy.



Obr. 2.8 Schéma absorpčního oběhu [9]

- Q_{ab} – tepelný výkon absorbéru
- Q_0 – chladicí výkon
- Q_k – tepelný výkon kondenzátoru
- Q_d – tepelný příkon potřebný pro desorpci

Princip absorpčního chlazení (schematické znázornění je na obr. 2.8) je založen na dobré rozpustnosti plynu v absorbentu, přičemž výrazný vliv na dynamiku tohoto děje mají teplotní úrovně v absorbéru a generátoru systému.

Na vypuštění absorbátu se roztok z absorbéru přečerpá do generátoru, kde se mu dodá teplo potřebné k jeho vypaření. Z generátoru proudí chladivo do kondenzátoru a odtud zpět do výparníku. Roztok absorbentu ochuzený o chladivo se po ochlazení vrátí do absorbéru. Na desorpci je třeba přivést tepelný tok s relativně vysokou teplotní úrovní (80 až 120 °C). [9]

2.1.4 Typy zapojení tepelných čerpadel

Tepelná čerpadla se mohou používat ve dvou režimech, topném a chladícím. Pokud potřebujeme teplo odebírat tedy chladit např. nějakou technologii či klimatizovat prostory, použijeme smyčku na straně výparníku. Pokud máme v úmyslu ohřívat technologii nebo vytápět prostory, použijeme smyčku na straně kondenzátoru. U tepelných čerpadel používaných pro vytápění jsou používány tyto typy zapojení:

- Země/Voda
- Vzduch/Voda
- Vzduch/Vzduch
- Voda/Voda

Při čemž první slovo udává, ze kterého média je teplo odjímáno a druhé slovo udává, kterému médiu je teplo předáváno.

2.1.5 Chladiva

Chladivo je látka, která zprostředkovává přenos tepla mezi výparníkem a kondenzátorem. Chladivo cirkuluje v hermeticky uzavřeném chladícím okruhu. Druh chladiva má zásadní vliv na typ aplikace tepelného čerpadla a na výběr jednotlivých komponent chladícího okruhu.

Chladiva můžeme rozdělit do dvou skupin, na chladiva přírodní a chladiva syntetická.

Přírodní chladiva

Přírodní chladiva nemají žádný nebo jen mírný účinek na ozonovou vrstvu a skleníkový efekt. Nejvíce jsou používány u tepelných čerpadel a malých chladících zařízení. Přírodní chladiva jsou na vzestupu díky stále přísnějším ekologickým normám. Mezi přírodní chladiva patří: NH₃ (R717), H₂O (R718), propan (R290), propylen (R127), izobutan (R600a), CO₂ (R744), vzduch (R729) [10]

Syntetická chladiva

Tato chladiva se začala objevovat již od roku 1928 [10], Nejprve se jednalo o chlorované uhlovodíky (R11, R12...) označované jako CFC. Poté byly uvedeny na trh chlorované-fluorované uhlovodíky (R22) označované jako HCFC. Tato chladiva se již dnes z ekologických důvodů nesmí používat. V roce 1992 byly uvedeny na trh fluorované uhlovodíky (R125, R134a, R143a) označované HFC, které se používají dodnes a jsou použity i v modernějších chladivech. [11]

Hodnocení chladiv z hlediska ekologie

GWP (Global Warming Potential) – ukazuje vliv chladiva na skleníkový efekt ve srovnání s hodnotou CO₂ (pro CO₂ GWP = 1) [10]

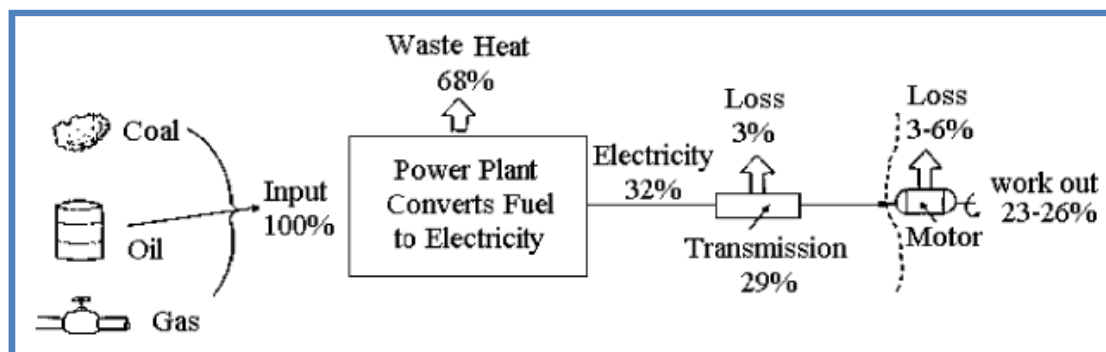
ODP (Ozone Depletion Potential) – potenciál poškozování ozonové vrstvy. Ukazuje účinek chladiva na skleníkový efekt ve srovnání s hodnotou R12 (pro R12 ODP = 1) [10]

Chladivo	Skupina	Složení	ODP	GWP
R11	CFC	CCl3F	1.00	4000
R12	CFC	CCl2F2	1.00	8500
R22	HCFC	CHClF2	0.05	1500
R134a	HFC	CF3CH2F	0	1300
R404A	HFC	R143a/R125/R134a	0	3260
R410A	HFC	R32/R125	0	1720
R507	HFC	R143a/R125	0	3300
R717	-	NH3	0	0
R744	-	CO2	0	1

Tab. 2.1 Vliv chladiv na životní prostředí [12]

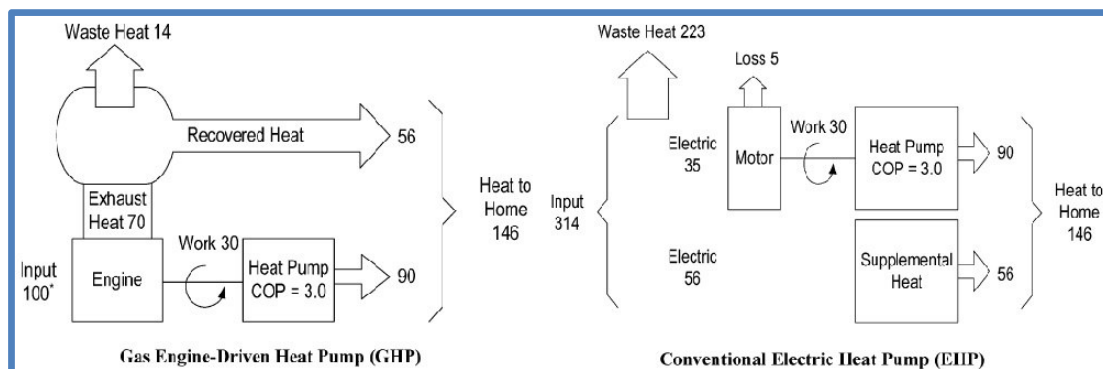
2.2 Popis technologie GHP

Jak bylo uvedeno výše, většina chladících zařízení je poháněna elektrickou energií. Elektrická energie je vyráběna centralizovaně v elektrárnách. Elektrárny pracují s jistou účinností a odpadní teplo se většinou nevyužívá. Než energie vyrobená v elektrárně doputuje ke spotřebiteli, je ochuzena o nezanedbatelné ztráty ve vedení.



Obr. 2.9 Ztráty při přeměně energie z primárního paliva na užitečnou práci [13]

Snahou je vyšší využití paliva, kterého se dosáhne lokální výrobou potřebné energie (elektriny, tepla, chladu). Technologie GHP využívá plynový spalovací motor, který přímo řídí kompresor tepelného čerpadla. Velkou výhodou GHP oproti elektrickému tepelnému čerpadlu je možnost využít odpadního tepla a energie spalin. Proto GHP dosahuje vyššího koeficientu využití paliva. V současné době je oproti klasickému elektrickému tepelnému čerpadlu pro dosažení stejného tepelného výkonu potřeba jen 1/3 energie v palivu viz obr. 2.10. [13]



Obr. 2.10 Porovnání přeměny energie mezi EHP a GHP [13]

Toto lepší využití primárního paliva vedlo k rozvoji GHP technologií v Japonsku, USA a Evropě. Využíváním GHP se do jisté míry dá snížit špičkové zatížení elektrizační soustavy, protože chladicí zařízení kanceláří atd. budou poháněny motory na zemní plyn. [13]

2.2.1 Konstrukce GHP

2.2.1

Systém GHP se skládá ze dvou částí: okruh tepelného čerpadla a plynový spalovací motor. Tyto části jsou přímo spojeny vyvedenými hřídeli přes spojku. Okruh tepelného čerpadla se nijak zvlášť neliší od klasického elektrického tepelného čerpadla. Skládá se z kondenzátoru, výparníku, expanzního ventilu a kompresoru. Jelikož GHP jsou poháněny plynovým spalovacím motorem, není možné hermetické provedení kompresoru. Proto se u GHP používají tzv. otevřené kompresory – s vyvedenou hřídelí. Další rozdíl oproti EHP je přítomnost dalších výměníků pro využití odpadního tepla a tepla spalin.

2.2.2 Průmyslová GHP

2.2.2

Průmyslová tepelná čerpadla jsou aktivní zařízení pro využití nepoužitelného odpadního tepla, které převádí na vyšší tepelnou hladinu, při které je dané teplo použitelné. Tato tepelná čerpadla jsou zaváděna v průmyslových procesech se snahou co nejvíce zvýšit úspory energií. Průmyslová tepelná čerpadla mohou být poháněna elektromotory, spalovacími motory, parními turbínami nebo spalovacími turbínami. [32]

Existuje několik druhů průmyslových tepelných čerpadel:

- Uzavřený cyklus tepelného čerpadla – médiem je běžné chladivo
- Otevřený cyklus tepelného čerpadla – médiem je pracovní látka (pára)
- Uzavřený absorpční cyklus tepelného čerpadla [32]

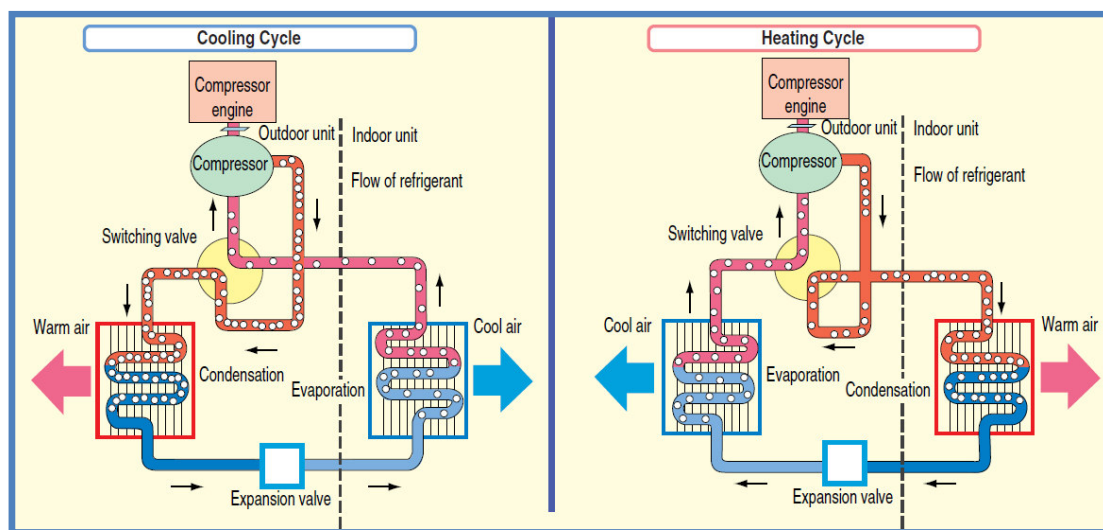
2.2.3 Využití GHP

Jednotky GHP nachází uplatnění všude tam, kde lze využít současně teplo i chlad. Jedná se především o tyto aplikace: Potravinářské provozy, mlékárny, masokombináty, bazény, wellness, zimní stadiony, sportovní centra, nemocnice, školy, kancelářské budovy, hotelové komplexy aj.

Provozní režimy GHP:

- Vytápění
- Chlazení
- Vytápění + ohřev TUV
- Chlazení + ohřev TUV
- Ohřev TUV

U některých aplikací, zejména u kancelářských budov, škol, hotelů, atd., je vyžadován sezónní provoz GHP. V zimě je potřeba daný objekt vytápět a v létě chladit, aby uvnitř byla optimální pohoda prostředí. To se realizuje pomocí zapojení, které je znázorněno na obr. 2.11.



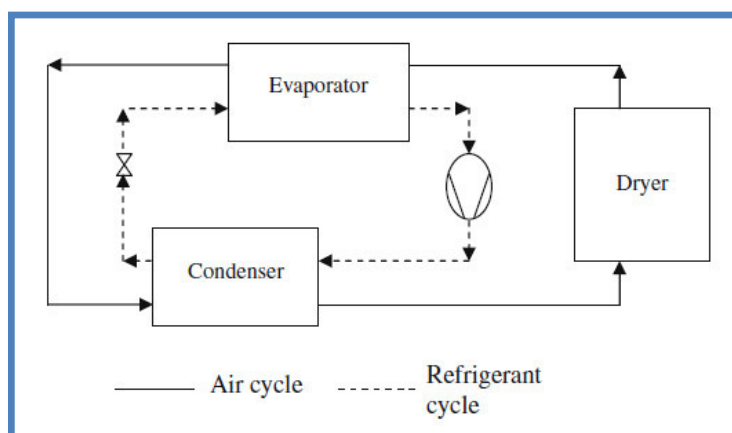
Obr. 2.11 Schéma GHP v topném a chladícím módu [26]

Sušení

Dalším, velmi významným uplatněním GHP v průmyslu je při technologickém procesu sušení.

Sušení je energeticky náročná technologická operace. Například při výrobě dřevěných výrobků je 70% veškeré spotřebované energie využito na sušení. Při výrobě tkanin je tento poměr 50%. Proto je energetický management nezbytnou součástí sušících procesů a každé zvýšení efektivity využití energií významně přispívá na celkové provozní náklady. [16]

Energetická účinnost horkovzdušných konvenčních sušiček je velmi nízká. Jejich hodnota se pohybuje okolo 35%. Tepelná čerpadla při sušení na stejné teplotě, spotřebují o 60-80% méně energie než konvenční sušičky. Největší ztráty u sušiček vznikají únikem tepla při odvodu vlhkého vzduchu. Tepelné čerpadlo odebírá tuto nízkopotenciální energii z vlhkého vzduchu a převádí ji na vyšší teplotní hladinu, která se opět využije pro sušení. [16]



Obr. 2.12 Zapojení tepelného čerpadla v sušičce [15]

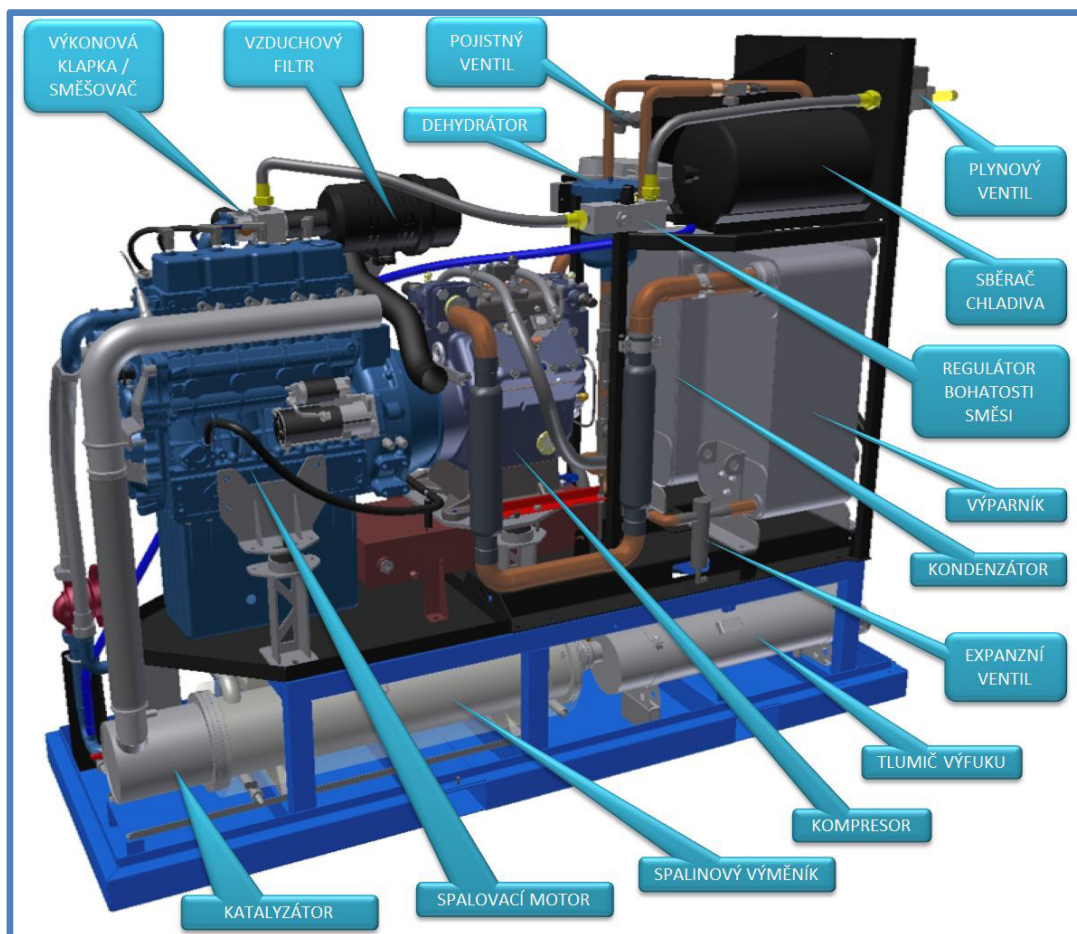
2.3 GHP jednotka TEDOM

2.3

TEDOM je významnou českou společností zabývající se výrobou energeticky úsporných zařízení. Tradice výroby kogeneračních jednotek sahá až do roku 1991, kdy byla společnost založena. GHP jednotky jsou jejich nejnovějším produktem, který byl uveden na trh od roku 2013. Jejich zatím jediná jednotka nese název TEDOM GHP Polo 100. [17]

Základní údaje GHP jednotky TEDOM	
Rozměry:	1,8 x 0,8 x 2,3 m (V, Š, D)
Max. výkon motoru:	45kW/1750 ot./min
Typ kompresoru:	Pístový kompresor BOCK
Typy chladiva:	R507, R404A, R407C
Hlučnost:	62-70 dB(A)
Celková hmotnost:	1530kg
Servisní interval motoru:	3000 hodin
Cena	1 500 000 Kč

Tab. 2.2 Základní údaje GHP jednotky TEDOM [19]



Obr. 2.13 Jednotka TEDOM GHP Polo 100 [18]

2.3.1 Využitelná chladiva

R407c

- pro aplikace, kde je hlavním požadavkem chladicí výkon
- vhodné pro provozování v režimu tepelného čerpadla vzduch/voda v zimním i letním režimu
- při využití akumulace tepla je možné maximální výstupní teplotu z kondenzátoru (55°C) dále zvýšit o energii z chlazení motoru a spalin, kde je výstupní teplota z jednotky 90°C
- standardně je toto chladivo vhodné pro provozy s požadovaným teplotním spádem 7/12°C a vyšším
- dále je vhodné pro mlékárny, sklady zeleniny a ovoce, klimatizaci průmyslových provozů, kanceláří, nákupních center, chlazení technologických procesů apod.

R507

- pro aplikace s trvalým provozem pod bodem mrazu na výstupu z výparníku
- i zde platí možnost využití akumulace tepla - maximální výstupní teplotu z kondenzátoru (53°C) lze dále zvýšit o energii z chlazení motoru a spalin, kde je výstupní teplota 90°C
- tento typ chladiva vyniká velmi nízkým bodem varu
- vhodné pro zimní stadiony, chladiřny a mrazírny (zpracování masa a ryb) apod.

R134a

- tento typ chladiva umožňuje dosáhnout výstupní teploty 75°C na kondenzátoru a proto je vhodný pro všechny aplikace, které neumožňují využití nízkopotenciálního tepla
- široká oblast využití [20]

2.3.2 Technické parametry

2.3.2

Základní technické údaje platné s chladivem R507		
Maximální chladicí výkon	130 ¹⁾ (87,9 ²⁾)	kW
Maximální tepelný výkon	166+53 ¹⁾ (131+63 ²⁾)	kW
Elektrický příkon	1,7	kW
Maximální příkon v palivu	144	kW
Jmenovitý mechanický příkon	45	kW
COP chlazení	3,65 ¹⁾ (2,07 ²⁾)	-
Koeficient využití paliva pro topení	1,65 ²⁾	-
Spotřeba plynu při 100% výkonu	15,4	m ³ /h
Spotřeba plynu při 75% výkonu	11,6	m ³ /h
Spotřeba plynu při 50% výkonu	7,7	m ³ /h

Spotřeba plynu je uvedena při fakturačních podmínkách (15°C, 101,325kPa)

1) max. výkon při kondenzační teplotě 35°C a vypařovací teplotě -5°C

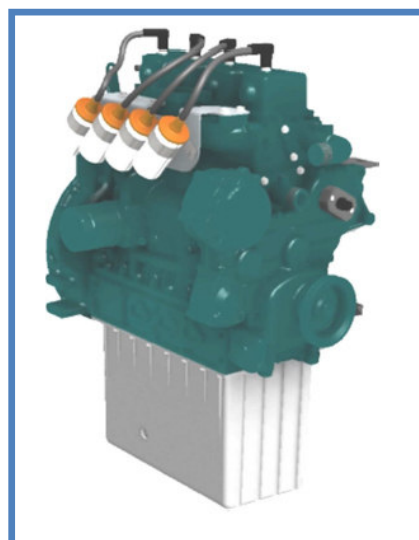
2) max. výkon při kondenzační teplotě 53°C a vypařovací teplotě -5°C

Tab. 2.3 Základní technické údaje s chladivem R507 [21]

K pohonu jednotky TEDOM GHP Polo 100 je použit plynový spalovací motor V3800, který si společnost TEDOM sama přepracovává z původního diesellového provedení.

Motor		
Počet válců	4	-
Uspořádání válců	řadový	-
Vrtání x zdvih	100 x 120	mm
Zdvihový objem	3769	cm ³
Kompresní poměr	13:1	-
Jmenovité otáčky	1750	min ⁻¹
Spotřeba oleje normal/max.	0,3/0,6	g/kWh
Max. výkon motoru	45	kW
Maximální kroutící moment	267	N.m
Množství mazacího oleje	30	l

Tab. 2.4 Parametry motoru [21]



Obr. 2.14 Motor [21]

O stlačování chladiva se stará pístový kompresor, který je sériově vyráběn firmou BOCK.

Kompresor		
Typ kompresoru	BOCK FX16/1751	-
Chladivo 1 (hlavní)	R507A	-
Chladivo 2, 3 (alternativa)	R134a, R407C	-
Max. tlak	28	bar
Počet válců	6	-
Objem nasávaného chladiva při (1450/1740 ot/min)	152,2 / 182,6	m ³ /h
Olejová náplň	7,5	l
Hmotnost	183	kg
Provozní otáčky	1280 - 1750	min ⁻¹
Množství mazacího oleje	6	l

Tab. 2.5 Parametry kompresoru [21]



Obr. 2.15 Kompresor BOCK [21]

2.3.3 Části okruhů GHP TEDOM

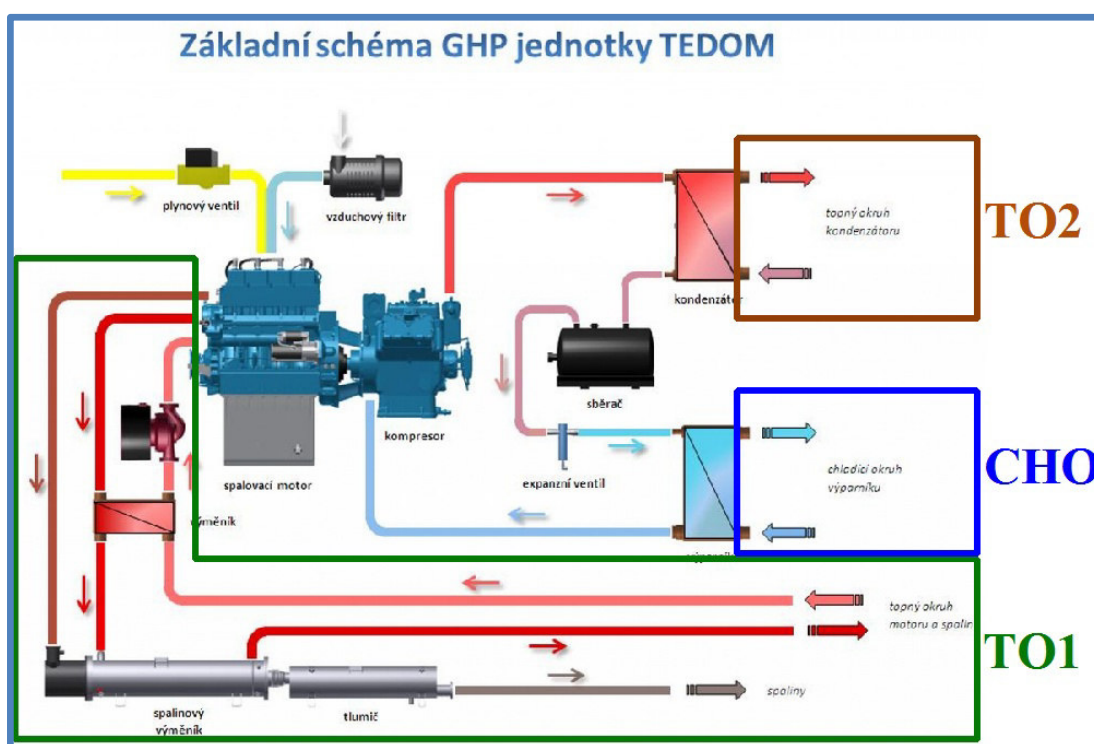
2.3.3

Schematické zapojení jednotlivých komponentů je uvedeno na obr. 2.16. Z toho obrázku je patrné, že jednotka GHP má 3 okruhy: TO1, TO2 (topné okruhy) a CHO (chladicí okruh). Při čemž topný výkon je součtem výkonů TO1 a TO2. GHP jednotka je konstrukčně rozdělena na dvě části: studenou část a část horkou. Studená část je na straně chladicího okruhu a je v místě spojky mezi kompresorem a motorem oddělena od horké části vrstvou izolace.

TO1 je hydraulický okruh, kterým je zajištěno vyvedení tepelného výkonu z jednotky do topného systému uživatele. Teplo do tohoto okruhu je získáváno při chlazení spalovacího motoru a spalin. Standardně okruh pracuje s teplotami vratné vody od 40 do 70°C. V tomto okruhu je použito teplotnosné médium voda/glykol při minimální koncentraci etylenglykolu 35%.

TO2 je sekundární část kondenzátoru kompresorového okruhu. Okruh pracuje s teplotami vratné vody od 25 do 48°C. V závislosti na těchto teplotách se mění účinnost. I v tomto okruhu je použito teplotnosné médium voda/glykol s koncentrací etylenglykolu 35%.

CHO je sekundární část výparníku kompresorového okruhu. Tento okruh je napojen na zdroj tepla. I v tomto okruhu je použito teplotnosné médium voda/glykol s minimální koncentrací etylenglykolu 35%.



Obr. 2.16 Základní schéma jednotky TEDOM [18]

Palivo, přívod plynu

Plynová trasa jednotky obsahuje čistič plynu, sdruženou multifunkční plynovou armaturu, která plní funkce: zdvojeného rychlouzavíracího elektromagnetického ventilu pro uzavření přívodu plynu při vypnutí jednotky, regulaci tlaku plynu vhodnou pro směšování. Spalovací vzduch je nasáván z okolního prostředí přes studený prostor GHP. [21]

Spalovací a ventilační vzduch

Nevyužité teplo (vysálané z horkých částí) je z GHP odváděno nucenou ventilací. Ventilační vzduch vstupuje do GHP jednotky otvory v rámu a vystupuje v zadní části. Proudění ventilačního vzduchu zajišťuje ventilátor. [21]

Nevyužité teplo odvedené ventilačním systémem	10	kW
Množství spalovacího vzduchu	144	Nm ³ /h
Teplota nasávaného vzduchu min./max.	-10/45	°C
Max. protitlak na přírubě odvodu vent. vzduchu	60	Pa

Tab. 2.6 Parametry spalovacího a ventilačního vzduchu [21]

Odvod spalin a kondenzátu

Spaliny jsou z jednotky odváděny potrubím (spalinovodem) napojeným na přírubu jednotky.

Množství spalin	150	Nm ³ /h
Teplota spalin jmen/max	120/150	°C
Max. protitlak za přírubou GHP	10	mbar

Tab. 2.7 Parametry spalinovou [21]

3 PŘEHLED GHP JEDNOTEK KONKURENCE

3

Na trhu s chladicí a klimatizační technikou je i několik konkurenčních firem, nabízejících GHP jednotky. Tato kapitola porovnává jejich technické parametry a konstrukční prvky.

3.1 GHP jednotky Toyota AISIN

3.1

Společnost AISIN je členem skupiny Toyota a nabízí řadu venkovních GHP jednotek poháněné LPG nebo zemním plynem. Výkonnostní řada produktů firmy AISIN se pohybuje v rozmezí 8 HP až 25 HP, z nichž pro 3 nejlépeší jednotky jsou vypsány parametry v tab. 3.1.

LPG model		AXGP450 D1-PW	AXGP560 D1-PW	AXGP710 D1-PW	
Natural Gas model		AXGP450 D1-NW	AXGP560 D1-NW	AXGP710 D1-NW	
Jmenovitý výkon		16 HP	20 HP	25 HP	
Jmenovitý chladicí výkon	kW	45	56	71	
Jmenovitý tepelný výkon	kW	50	63	80	
El. charakt.	Napětí	V	230	230	
	Startovací proud	A	20	20	
	Spotřeba energie	Režim chlazení	kW	1,23	1,34
		Režim vytápění	kW	1,29	1,44
Spotřeba paliva	Režim chlazení	kW	30	39,6	
	Režim topení	kW	30,9	39,8	
	Max. spotřeba	kW	42,2	53	
Motor	Typ	Vodou chlazený, vertikální, čtyřdobý 3-válec, 1998cm ³			
	Výkon	kW	12,1	15	
	Otáčky	Režim chlazení	rpm	800-1600	800-1800
		Režim topení	rpm	850-2200	850-2400
Objem oleje	l	40			
Kompresor	Typ x počet	Scroll x4			
	Objem oleje	l	5		
	Otáčky	Režim chlazení	rpm	1480-2960	1480-3330
		Režim topení	rpm	1572-4070	1572-4400
Způsob pohonu	Klínový řemen				
Chladiva	Typ chladiva	R410A			
	Množství	kg	11,5		
Hladina hluku	Standardní režim	dB(A)	57	58	
	Tichý režim	dB(A)	55	56	
Rozměry	VxŠxD	mm	2100x2120x890		
Hmotnost	kg	889		894	
Cena [29]	Kč	700 000,-		877 000,-	

Tab. 3.1 Parametry GHP jednotek AISIN [22]

Z tabulky je patrné, že firma AISIN dodává GHP jednotky podstatně nižších výkonů než firma TEDOM, tudíž si může dovolit použít kompresory scroll, které dosahují vyšších účinností než kompresory pístové.

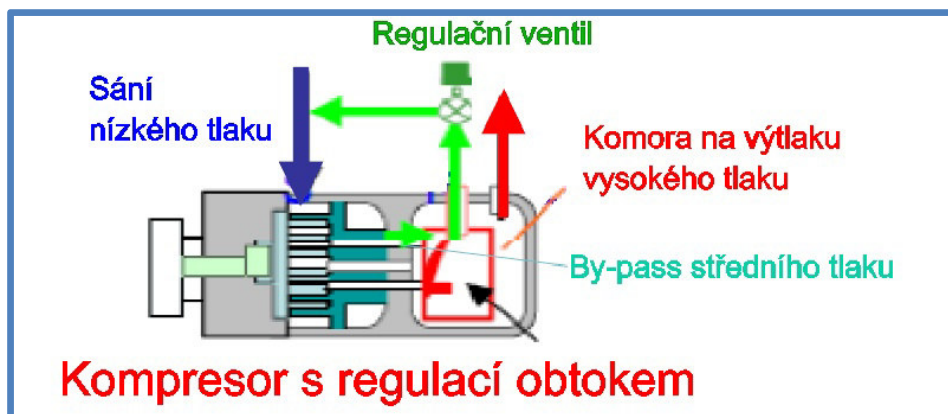
Společnost Toyota Aisin používá u produktů GHP svůj vlastní, speciálně vyvinutý endotermický motor, pracující v Millerově cyklu.

Společnost AISIN vyvinula nový typ scroll kompresoru s proměnnou kapacitou. Tento kompresor umožňuje stejný průtok chladícího plynu při nižších otáčkách motoru. Výsledkem je vyšší účinnost v celém provozním rozsahu.

Model			AWGP450E1	AWGP560E1	AWGP710E1	
Jmenovitý výkon			16 HP	20 HP	25 HP	
Jmenovitý chladicí výkon		kW	45	56	71	
Jmenovitý tepelný výkon		kW	50	63	80	
El. charakt	Napětí		V	230	230	
	Startovací proud		A	20	20	
	Spotřeba energie	Režim chlazení	kW	1,06	1,1	1,37
		Režim vytápění	kW	1,02	1,02	1,18
Spotřeba paliva	Režim chlazení		kW	31	40,7	55,1
	Režim topení		kW	31,7	42	53,6
	Max. spotřeba		kW	41,4	54	68,9
Motor	Typ		Vodou chlazený, vertikální, čtyřdobý, 4-válec, 1998cm ³			
	Typ paliva		Zemní plyn, LPG			
	Výkon		kW	10	12,4	15,7
	Otáčky	Režim chlazení	rpm	600-1800	600-1950	600-2275
Režim topení		rpm	600-2500	600-2800	600-3000	
Kompresor	Typ x počet		Scroll s proměnnou kapacitou x 2			
	Způsob pohonu		Klínový řemen			
Chladiva	Typ chladiva		R410A			
	Množství		kg	11,5		
Hladina hluku	Standardní režim		dB(A)	56	59	62
	Tichý režim		dB(A)	54	57	60
Rozměry	VxŠxD		mm	2077x1660x880		
Hmotnost			kg	735	755	

Tab. 3.2 Parametry GHP jednotek AISIN [24]

Výše uvedené tepelné i chladicí výkony jsou uvedeny pro minimální venkovní teplotu -20°C při teplotním spádu v otopné soustavě 60°C/55°C. [28]



Obr. 3.1 Scroll kompresor GHP-E Aisin [24]

GHP jednotky využívající tento typ kompresoru nesou název GHP E. Jsou menší (až o 23%) a lehčí (až o 15%) ve srovnání s předchozími modely. Pro dosažení stejného výkonu je při použití GHP E, potřeba jen poloviční počet scroll kompresorů. Tedy jednotka o výkonu 25HP obsahuje místo 4 kompresorů scroll pouze 2 kompresory.

Snížení otáček motoru má za následek prodloužení životnosti motoru, která u GHP E je 40 000 hodin, při čemž výměna oleje a svíček je třeba provádět každých 10 000 provozních hodin nebo 5 let. [24]

3.1.1 Millerův cyklus

3.1.1

Millerův cyklus vyniká vyšším výkonem při snížení spotřeby paliva a redukcí emisí. Jedná se o motor s tzv. prodlouženou expanzí. V podstatě se jedná o klasický čtyřdobý motor, kde všechny čtyři doby jsou stejné až na dobu druhou, kompresní. Komprese oproti klasickému cyklu probíhá tak, že sací ventil zůstává otevřený a zavírá se těsně před expanzí. Když ventil je otevřený při kompresi, tak část palivové směsi se vytlačí mimo spalovací komoru. V soustrojí motoru je kompresor, který provede komprese palivové směsi efektivnějším způsobem, než by se dalo zajistit pístem ve spalovací komoře. Tedy ve spalovací komoře těsně před expanzí se nachází méně palivové směsi, než tomu bylo na začátku komprese a tudíž je nutné dodat zbytek směsi, která unikla mimo spalovací komoru zpět. Vytlačená část palivové směsi mimo spalovací komoru je tímto způsobem velice dobře promíchána se vzduchem a následně stlačena, jak již bylo řečeno energeticky efektivnějším způsobem a následně dopravena ve fázi těsně před expanzí do spalovací komory.

Tímto způsobem se dosáhne vyššího kompresního poměru a vyššího výkonu. Úspora paliva v rámci motorů s Millerovým cyklem se dosahuje 10 – 15%. Další výhodou Millerova cyklu je snížení emisí a to díky efektivnějšímu spalovacímu procesu. [23]

3.2 GHP jednotky Panasonic

Panasonic se mimo jiné také zajímá o plynová tepelná čerpadla s parametry a konstrukcí velmi podobnou ostatním zahraničním velkovýrobci GHP, což je patrné z tabulky 3.4. Panasonic nabízí GHP jednotky od výkonu 16 HP do 30 HP.

Model			U-16 GEP2E5	U-20 GEP2E5	U-25 GEP2E5	U-30 GEP2E5
Jmenovitý výkon			16 HP	20 HP	25 HP	30 HP
Jmenovitý chladicí výkon	kW		45	56	71	90
Jmenovitý tepelný výkon	kW		50	63	80	95
El. charakt.	Napětí	V	230	230	230	230
	Startovací proud	A	30			
	Příkon	kW	0,71	1,02	1,33	1,7
Spotřeba paliva	Režim chlazení	kW	29,7	39,1	60,4	67,9
	Režim topení	kW	32,5	42,5	53,2	68,1
	Max. spotřeba	kW	41,5	56,4	62,3	78
Motor	Výkon	kW	11,8	14,7	18,4	22
Kompresor	Typ		Scroll			
Chladiva	Typ chladiva		R410A			
Hladina hluku		dB(A)	57	58	62	63
Rozměry	VxŠxD	mm	2273x1650x1080			2273x2026x1080
Hmotnost		kg	755	780	810	840
Cena [30]		Kč		1154500		1402700

Tab. 3.3 Parametry GHP jednotek Panasonic [27]

Výše uvedené tepelné i chladicí výkony jsou uvedeny pro minimální venkovní teplotu -20°C a při teplotě výstupní vody 65°C. [27]

3.3 GHP jednotky Sanyo

Dalším výrobcem je společnost Sanyo. Sanyo nabízí, obdobně jako společnost AISIN, GHP jednotky na zemní plyn nebo LPG ve výkonové škále od 8 HP do 25 HP.

Model		SGP-E150K1GU2W	SGP-E190K1GU2W	SGP-E240K1GU2W		
Jmenovitý výkon	kW	16 HP	20 HP	25 HP		
Jmenovitý chladicí výkon	kW	45	56	71		
Jmenovitý tepelný výkon	kW	50	63	80		
Výkon do horké vody	kW	16	17	27,5		
El. charakt.	Napětí	V				
	Startovací proud	A				
	Spotřeba energie	Režim chlazení	kW	0,96	1,13	1,6
		Režim vytápění	kW	1,06	1,24	1,7
Spotřeba paliva	Režim chlazení	kW	32	34	54,5	
	Režim topení	kW	34	40,9	58,6	
	Max. spotřeba	kW	42,1	53,3	58,6	
Motor	Typ	Vodou chlazený, čtyřdobý				
	Palivo	Zemní plyn, LPG				
	Výkon	kW	12,1	15	19	
	Otáčky	rpm	800-2100	800-2200	800-2200	
	Objem oleje	l	50			
Kompresor	Typ	Scroll				
	Objem oleje	l	4			
Chladiva	Typ chladiva	R410A				
	Množství	kg	10	21	20	
Hladina hluku	Standardní režim	dB(A)	57	58	62	
Rozměry	VxŠxD	mm	2253x1106x1735			
Hmotnost		kg	875	920	940	
Cena [31]		Kč	580 000,-	580 000,-	580 000,-	

Tab. 3.4 Parametry GHP jednotek Sanyo [25]

Výše uvedené tepelné i chladicí výkony jsou uvedeny pro minimální venkovní teplotu -10°C a při teplotním spádu v otopné soustavě $60^{\circ}\text{C}/50^{\circ}\text{C}$. [25]

Motory GHP jednotek Sanyo pracují také v Millerově cyklu, proto jsou parametry GHP jednotek Sanyo velmi blízké parametrům GHP jednotek AISIN.

Ceny GHP jednotek Sanyo byly vyhledány prostřednictvím ruského internetového obchodu.[31] Katalog s cenami přímo od výrobce bohužel nebyl k sehnání a výrobce nebyl ochotný komunikovat. Z tohoto důvodu je nutné brát ceny velmi orientačně. Dá se očekávat, že jednotky o vyšším výkonu by měly mít vyšší cenu, oproti jednotkám s nižšími výkony.

3.4 GHP jednotky Yanmar

Firma Yanmar, mimo jiné, se také angažuje do oblasti energetiky a na trhu s GHP jednotkami nabízí parametrově srovnatelné produkty s výše uvedenými společnostmi. Yanmar vyrábí GHP jednotky od výkonu 16 HP do 30 HP.

Model			ANZP450H1	ANZP560H1	ANZP710H1	ANZP850H1	
Jmenovitý výkon			16 HP	20 HP	25 HP	30 HP	
Jmenovitý chladicí výkon	kW		45	56	71	85	
Jmenovitý tepelný výkon	kW		50	63	80	95	
El. charakt.	Napětí	V	240				
	Startovací proud	A	19	19	24	24	
	Spotřeba energie	Režim chlazení	kW	0,9	1,09	1,45	1,66
		Režim vytápění	kW	0,84	1,04	1,36	1,51
Spotřeba paliva	ZP	Chlazení	kW	30,9	42,6	54	59,7
		Topení	kW	30,7	41,9	53,6	60,6
	LPG	Chlazení	kW	30,9	41,4	50,8	60,6
		Topení	kW	30,7	40,7	50,4	59,5
Motor	Model		3GPH88 - 3-válec		4GPH88 - 4-válec		
	Typ paliva		Zemní plyn, LPG				
	Výkon	kW	11,8	15	18,4	22	
Kompresor	Typ x počet		Scroll				
Chladiva	Typ chladiva		R410A				
	Množství	kg	11,8				
Hladina hluku	Standardní režim	dB(A)	57	58	61	62	
	Tichý režim	dB(A)	54	55	58	59	
Hmotnost	kg	820	840	1020	1040		
Cena	Kč	-	-	-	-		

Tab. 3.5 Parametry GHP jednotek Yanmar [26]

Výše uvedené tepelné i chladicí výkony jsou uvedeny pro minimální venkovní teplotu -10°C a při teplotě výstupní vody 70°C. [26]

Ceny GHP jednotek Yanmar se bohužel nepodařilo zjistit, jak už z internetových katalogů, tak i po kontaktu výrobce.

3.4.1 Příklady aplikace jednotek Yanmar v praxi

3.4.1

Aplikace	Instalovaný výkon [HP]	Počet a výkon GHP jednotek
Obchodní centrum	2054,5	69 x 30 HP
Nákupní středisko	300,0	10 x 30 HP
Škola	45,0	20 HP + 25 HP
Restaurace	20	20 HP

Tab. 3.6 Příklady aplikace GHP jednotek Yanmar v praxi

Z výše uvedené tabulky vyplývá, že jednotky výkonově dosahující pouhých 30 HP, tedy 22kW, jsou používány i pro značně výkonově náročné aplikace.

3.5 Absorpční plynová tepelná čerpadla Robur

3.5

Produkty firmy Robur zcela nezapadají do stejné kategorie jako GHP výše uvedených firem. Firma Robur nabízí absorpční plynová tepelná čerpadla. Tato tepelná čerpadla pracují na odlišném principu než klasická GHP. Absorpční tepelná čerpadla nemají kompresor a pracují na termickém principu viz. Kapitola 2.1.3.

Ke spalování plynného paliva nedochází ve spalovacím motoru, ale v plynovém hořáku, který dodává teplo potřebné k chodu pracovního cyklu. Účinnost cyklu u absorpčních GHP bývá nižší než u klasických GHP.

Model			GAHP-A	GAHP-AR	GAHP-GS-LT	
Výkon hořáku		kW	25,2	25,2	25,2	
Jmenovitý chladicí výkon		kW	-	16,9	-	
Jmenovitý tepelný výkon		kW	41,7	37,5	42,6	
El. charakt.	Napětí		V			
	Spotřeba energie	Verze standard	kW	0,9	0,9	0,47
		Tichá verze	kW	1,09	0,93	-
Spotřeba paliva	Zemní plyn		kW	26,0	25,6	25,6
	LPG		kW	26,2	25,6	25,6
Hladina hluku	Standardní verze		dB(A)	54	54	39
	Tichá verze		dB(A)	45	49	-
Rozměry	VxŠxD		mm	1281x852x1255	1540x850x1230	1278x848x690
Hmotnost			kg	400	390	300
Cena			Kč	430 000,-	465 000,-	440 000,-

Tab. 3.7 Parametry absorpčních plynových tepelných čerpadel Robur [28]

Uvedené výkony výrobce uvádí pro nejvyšší teplotní spád v otopné soustavě 55°C/45°C, nejvyšší TUV 70°C a venkovní teploty v rozmezí -30 ÷ +45°C. [28]

Z tab. 3.7 je patrné, že firma Robur dodává absorpční plynová tepelná čerpadla téměř shodného výkonu. Rozdíl mezi jednotlivými jednotkami je v místě získávání energie. Jednotka GAHP-A je tepelné čerpadlo vzduch/voda, GAHP-AR je tepelné čerpadlo vzduch/voda reverzní a GAHP-GS je tepelné čerpadlo země/voda. V katalogu nalezneme i GAHP-WS, které je voda/voda a má naprosto totožné parametry s GAHP-GS. Podle jmenovitého tepelného výkonu můžeme absorpční tepelná čerpadla přirovnat ke klasickému GHP o výkonu 13 HP.

3.5.1 Příklady aplikace jednotek Robur v praxi

Vytápění a příprava TUV panelového domu v Jablonci nad Nisou	Instalované jednotky:	4 x GAHP-A	
	Tepelný výkon:	223	kW
Vytápění, chlazení a příprava TUV výrobní haly a přílehlých kanceláří firmy Autogard, Popůvky u Brna	Instalované jednotky:	2 x GAHP-AR	
	Tepelný výkon:	139,2	kW
	Chladicí výkon:	33,8	kW
Vytápění základní školy a gymnázia v Ostravě	Instalované jednotky:	3 x GAHP-HT	
	Tepelný výkon:	185	kW
Vytápění bytových domů Haarlem, Nizozemí	Instalované jednotky:	16 x GAHP-W	
	Tepelný výkon:	620	kW
	Chladicí výkon:	277	kW

Tab. 3.8 Příklady nasazení jednotek Robur v praxi

3.6 Zhodnocení GHP jednotek

Z výše uvedeného přehledu je patrné, že GHP jednotky firem AISIN, Panasonic, Sanyo a Yanmar jsou si parametrově velmi podobné. Mají výkonově totožné řady jednotek, využívají stejné chladivo R410A a dosahují stejných chladících a tepelných výkonů. Firma Tedom a Robur se vydali jinou cestou a tedy i parametry jejich jednotek jsou odlišné. Následující grafy vychází z tabulkových hodnot uvedených výše v kapitolách 2 a 3.

3.6.1 Investiční náklady GHP jednotek

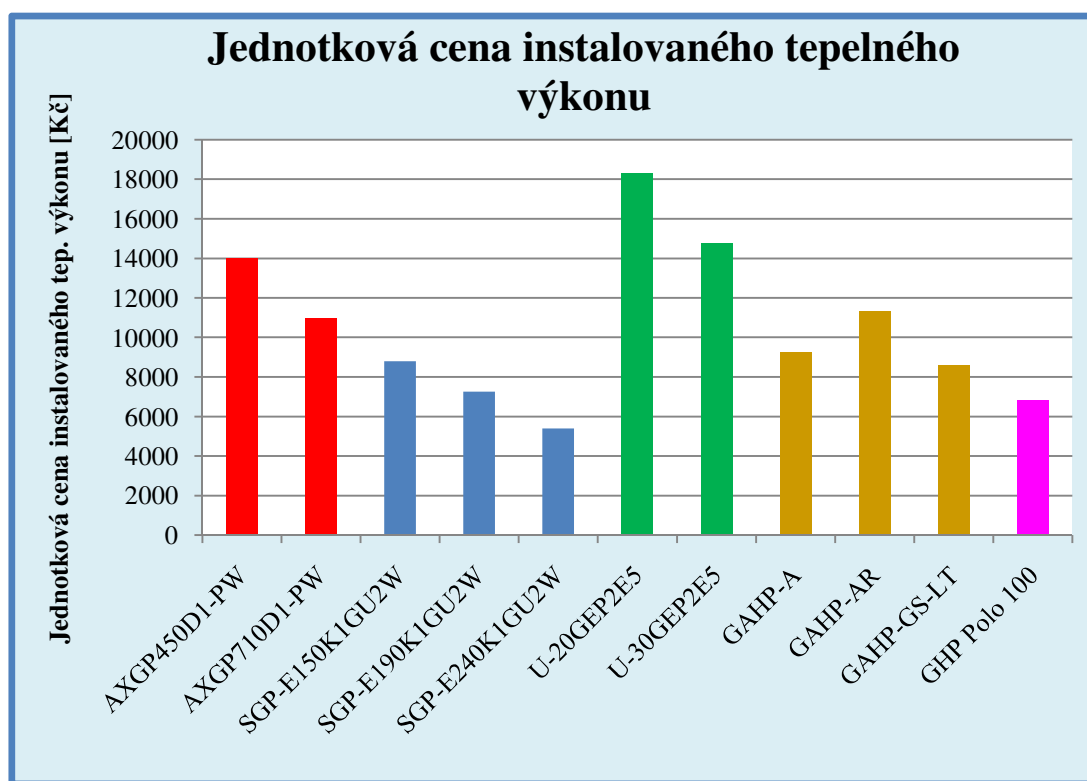
Asi nejvýznamnějším faktorem, při výběru GHP jednotky, je jeho cena, respektive cena za instalovaný jednotkový výkon. A to jak pro režim chlazení, tak i pro režim topný.

Z neznámých důvodů je u zahraničních výrobců velký problém cenu zjistit. Neuvádí ji ve svých katalogích a i po kontaktování nejsou ochotni ji sdělit. Je to z toho důvodu, že cena takové jednotky není pevná a odvíjí se od mnoha aspektů. Výše uvedené ceny jsou ceníkové a jsou přehnané. Ve skutečnosti se jednotky prodávají za cenu nižší. Ovšem pro porovnání to stačí.

Níže uvedené grafy porovnávají cenu jednotkového instalovaného výkonu GHP jednotek, u kterých se podařilo zjistit jejich katalogovou cenu. Cenu GHP jednotek Sanyo je potřeba brát s jistou rezervou, protože je zjištěna z ruského internetového obchodního portálu a výrobce ji nebyl ochotný ověřit.

Legenda grafů:

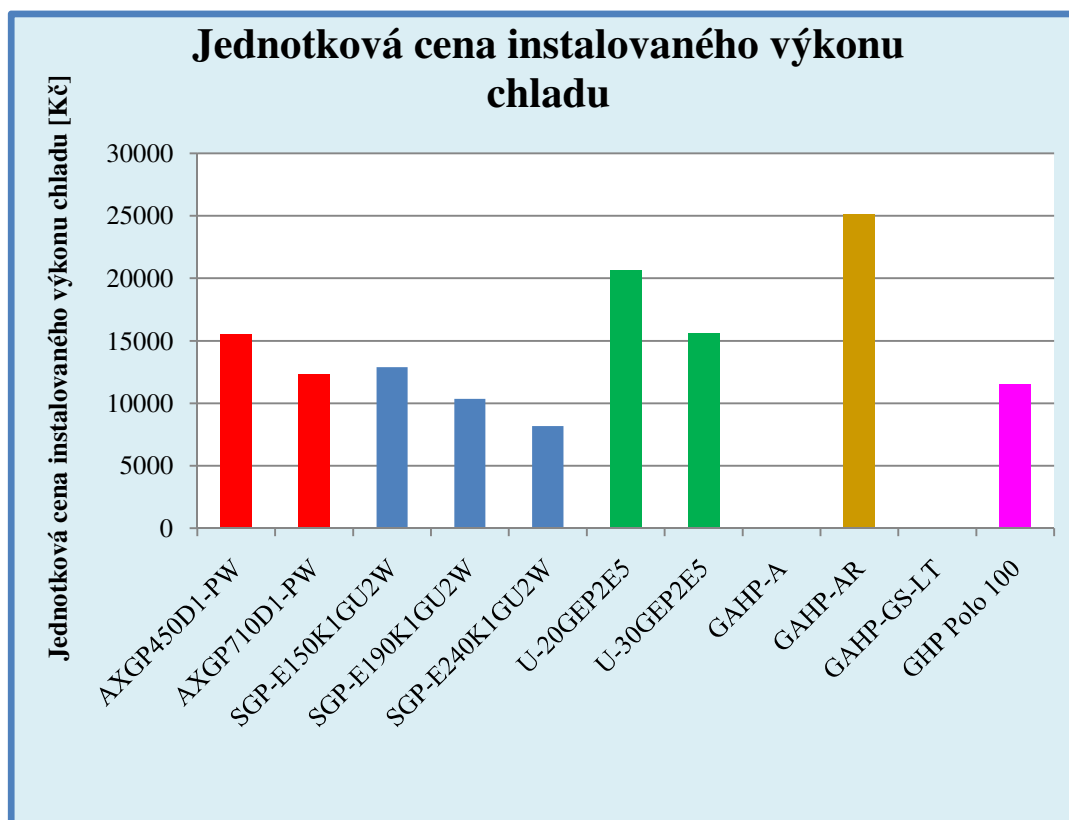
Aisin, Sanyo, Panasonic, Yanmar, Robur, Tedom



Graf 3.1 Jednotková cena instalovaného výkonu

Z grafu 3.1 je patrné, že jednotky o vyšším výkonu u konkrétního výrobce mají nižší cenu jednotkového instalovaného výkonu než jednotky o výkonu nižším. Nejdražší vychází GHP jednotky Panasonic, jejichž cena jednotkového instalovaného výkonu převyšuje 14 000 Kč. Naopak nejlépe vychází GHP jednotky Sanyo, ale zde jsou ceny jen orientační a nelze z nich nic usuzovat. Pokud budeme kalkulovat s ověřenými cenami, vyjde nám nejlépe GHP jednotka Tedom, která má jednotkovou cenu instalovaného výkonu nižší než 7 000 Kč.

Pokud budeme chtít GHP jednotku provozovat v chladicím režimu, bude nás zajímat spíše následující graf. Tedy jednotková cena instalovaného výkonu chladu.



Graf 3.2 Jednotková cena instalovaného výkonu chladu

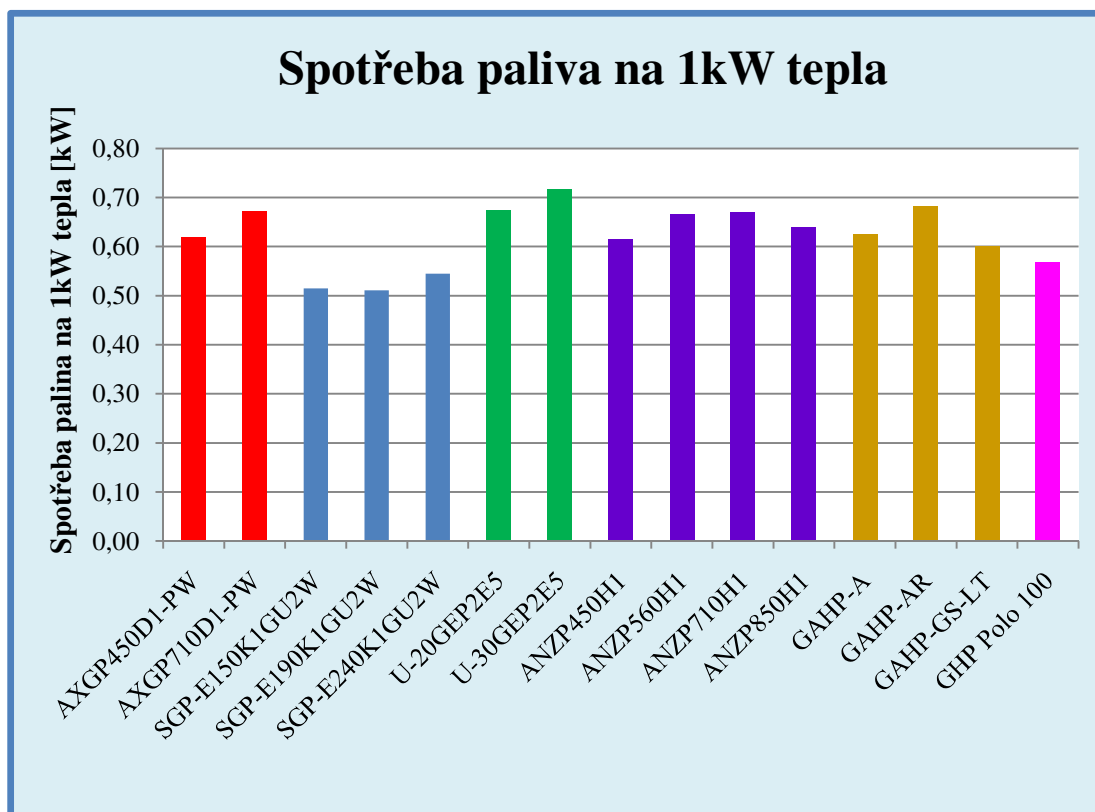
Podobně jako u grafu 3.1 se jednotková cena instalovaného výkonu chladu snižuje u jednotek o vyšším výkonu. Z grafu je patrné, že absorpční jednotka Robur, co se pořizovací ceny týče, není úplně výhodná pro režim chlazení. Její jednotková cena instalovaného výkonu chladu převyšuje 25 000 Kč a vychází podstatně nejdraž ze všech porovnávaných GHP jednotek. Podobně jako u jednotkové ceny instalovaného tepelného výkonu nejlépe vychází jednotky Sanyo, ale ceny nejsou ověřeny. GHP jednotka Tedom vychází o něco lépe než nejméně výkonnější jednotka od Aisinu.

Z hlediska pořizovacích cen se z předchozího porovnání dá vyvodit, že pokud bychom chtěli GHP jednotku provozovat v topném režimu, byla by pro nás nejzajímavější GHP jednotka Tedom. Dále po ověření ceny s výrobcem možná Sanyo. A v poslední řadě i absorpční GHP jednotky Robur.

Pokud bychom chtěli GHP jednotku provozovat v režimu chlazení, jistě bychom nevybrali GHP jednotku Robur, která vychází podstatně nejdraž. Hlavními kandidáty by byly jednotky Sanyo, Tedom a Aisin.

3.6.2 Provozní náklady GHP jednotek

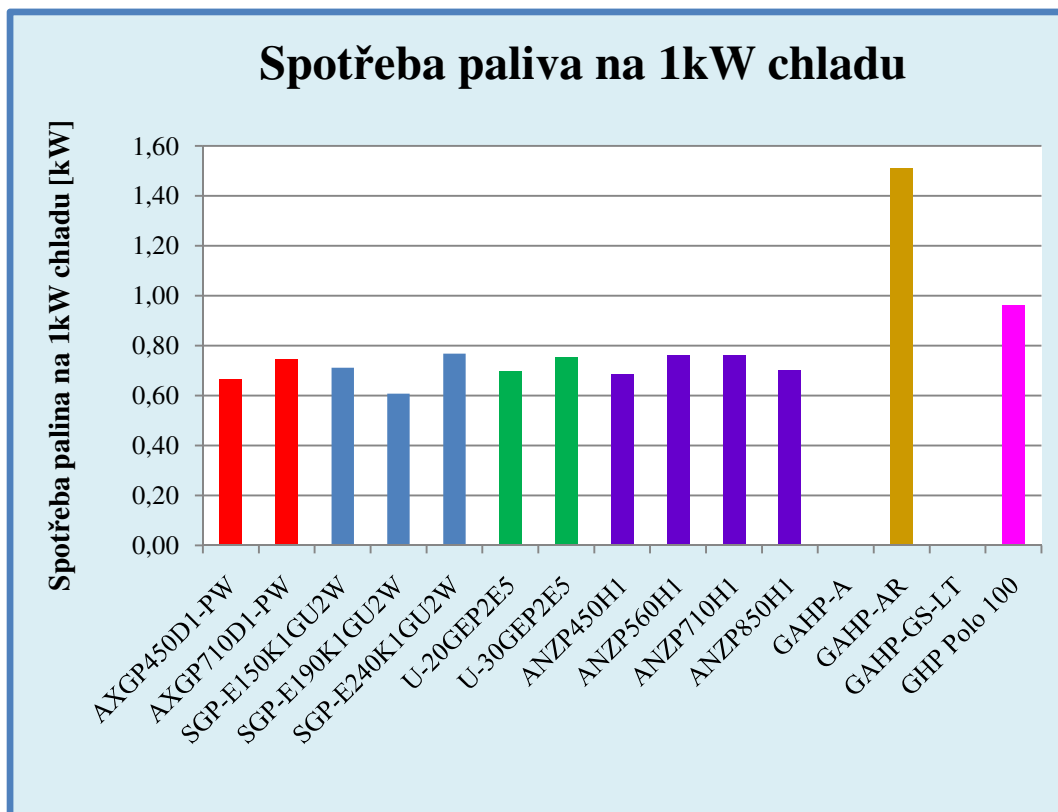
Hned po pořizovacích nákladech nás zajímají provozní náklady. Do těchto nákladů se zahrnuje cena za spotřebované primární palivo, elektrický proud, různé opravy a servis. Opravy a servis do tohoto porovnání nejsou zahrnuty.



Graf 3.3 Spotřeba paliva na 1kW tepelného výkonu

V grafu 3.3 je zřetelně znázorněna spotřeba primárního paliva na vyprodukovanou 1kW tepla. Z hlediska spotřeby paliva nejlépe vychází GHP jednotky Sanyo a hned za nimi je GHP jednotka Tedom. Ostatní výrobci se drží zhruba ve stejné hladině, a nejhůře z nich je na tom Panasonic.

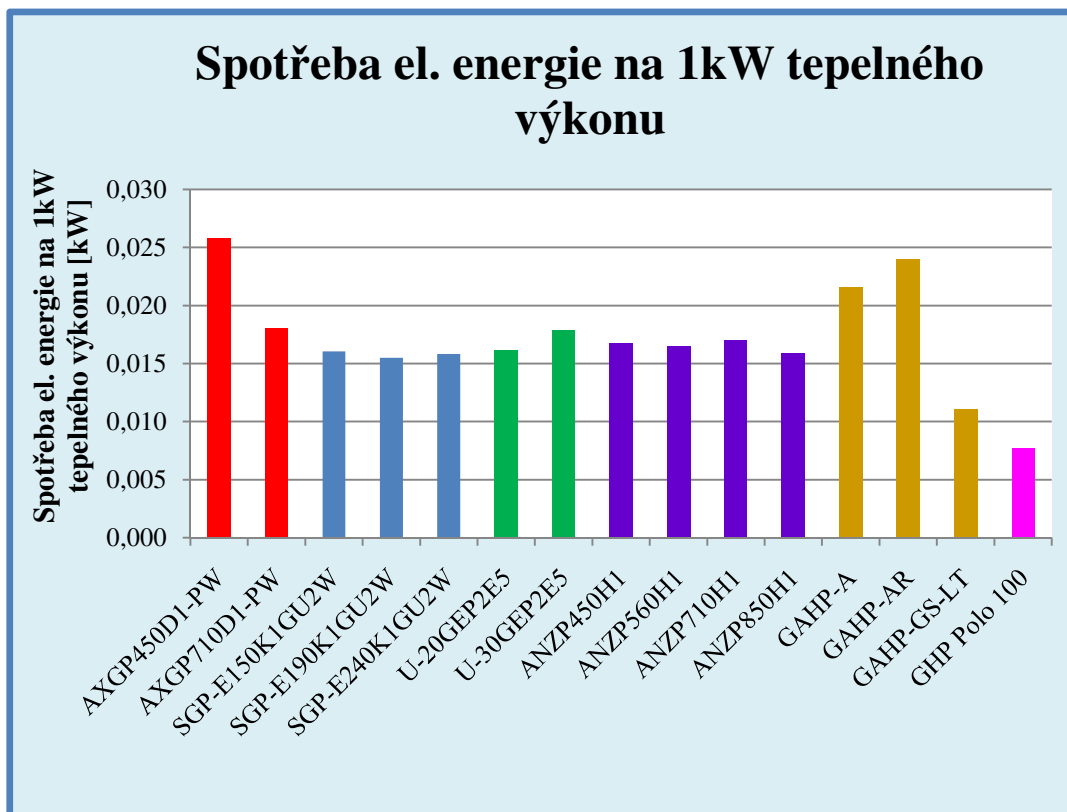
Pokud budeme chtít provozovat GHP jednotku v chladícím režimu, bude nám při rozhodování více nápomocen graf 3.4, který zobrazuje spotřebu paliva jednotlivých GHP jednotek na 1kW chladícího výkonu.



Graf 3.4 Spotřeba paliva na 1kW chladícího výkonu

Z grafu 3.4 je jasně zřetelné, že zahraniční výrobci jsou bezkonkurenční v provozních nákladech na výrobu chladu. Všichni zahraniční výrobci se drží přibližně ve stejné hladině spotřeby paliva. Asi o 0,15kW má vyšší spotřebu paliva GHP jednotka Tedom, která má stále menší výkon v palivu než výkon chladu. Nejvyšší spotřebu paliva v režimu chlazení má absorpční GHP jednotka Robur, která je z porovnávaných GHP jednotek pro režim chlazení nejméně vhodná.

Dalším ukazatelem provozních nákladů je spotřeba el. energie na 1kw tepelného výkonu. Tato spotřeba oproti spotřebě primárního paliva by se ovšem dala zanedbat.



Graf 3.5 Spotřeba el. energie na 1kW tepelného výkonu

Na grafu 3.2 je naznačena spotřeba elektrické energie na 1kW tepelného výkonu jednotlivých jednotek. Tato spotřeba el. energie je uvedena pro režim topení. Z grafu je patrné, že GHP jednotka Tedom má absolutně nejnižší spotřebu el. energie, která je přibližně poloviční oproti zahraniční konkurenci. Poněkud hůře vychází absorpční GHP jednotky Robur, a to zřejmě z důvodu, že nedosahují tak vysokých výkonů jako konkurence a řídicí systém může být přibližně stejně složitý.

4 NÁVRH GHP JEDNOTKY

V následující kapitole jsou provedeny výpočty zabývající se vlivem zvyšování či snižování výkonu GHP jednotky na jednotlivá použitelná chladiva, tedy R134a, R407c a R507. Nejprve jsou vypočítány výchozí hodnoty pro stávající jednotku TEDOM GHP Polo 100 a to pro všechna chladiva. Poté je proveden totožný výpočet pro jednotku s nižším a vyšším výkonem. Nakonec jsou tyto výpočty zhodnoceny.

4.1 Stávající konstrukce GHP jednotky

Stávající konstrukcí GHP jednotky je myšlena jednotka TEDOM Polo 100. Vypočtené hodnoty pro tuto jednotku budou brány jako výchozí a budou se k nim porovnávat hodnoty vypočítané pro jednotku s nižším a vyšším výkonem.

TEDOM GHP Polo 100			
Výkon motoru	P_m	45	kW
Mechanická účinnost motoru	η_m	36	%
Termická účinnost motoru	η_t	54	%
Účinnost spojky	η_s	98	%

Tab. 4.1 Zadané hodnoty jednotky GHP Polo 100 [18]

4.1.1 Výpočet chladicího okruhu pro chladivo R134a

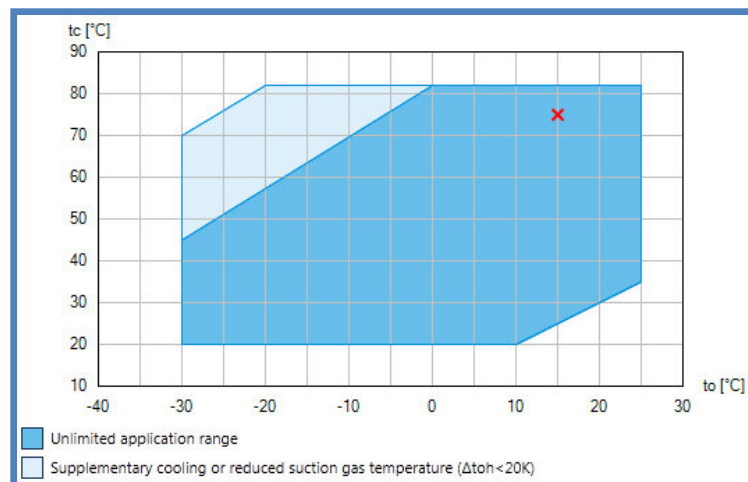
Pro chladivo R134a bude porovnání jednotek při změně výkonu provedeno pro následující teplotní hladiny. Předpokládaná využitelnost těchto teplotních hladin je pro čerpání nevyužitelného odpadního tepla na vyšší využitelnou teplotní hladinu, například v sušičkách, sklárnách, slévárnách apod. Zde by mohlo být přečerpané teplo použito pro ohřev TUV nebo vytápění okolních objektů.

Teplotní hladiny pro chladivo R134a			
Vypařovací teplota chladiva	$t_{\text{vyp}}^{\text{R134a}}$	15	°C
Kondenzační teplota chladiva	$t_{\text{kond}}^{\text{R134a}}$	75	°C
Přehřátí chladiva	Δt_{SH}	2	°C
Podchlazení chladiva	Δt_{SC}	5	°C

Tab. 4.2 Teplotní hladiny pro chladivo R134a

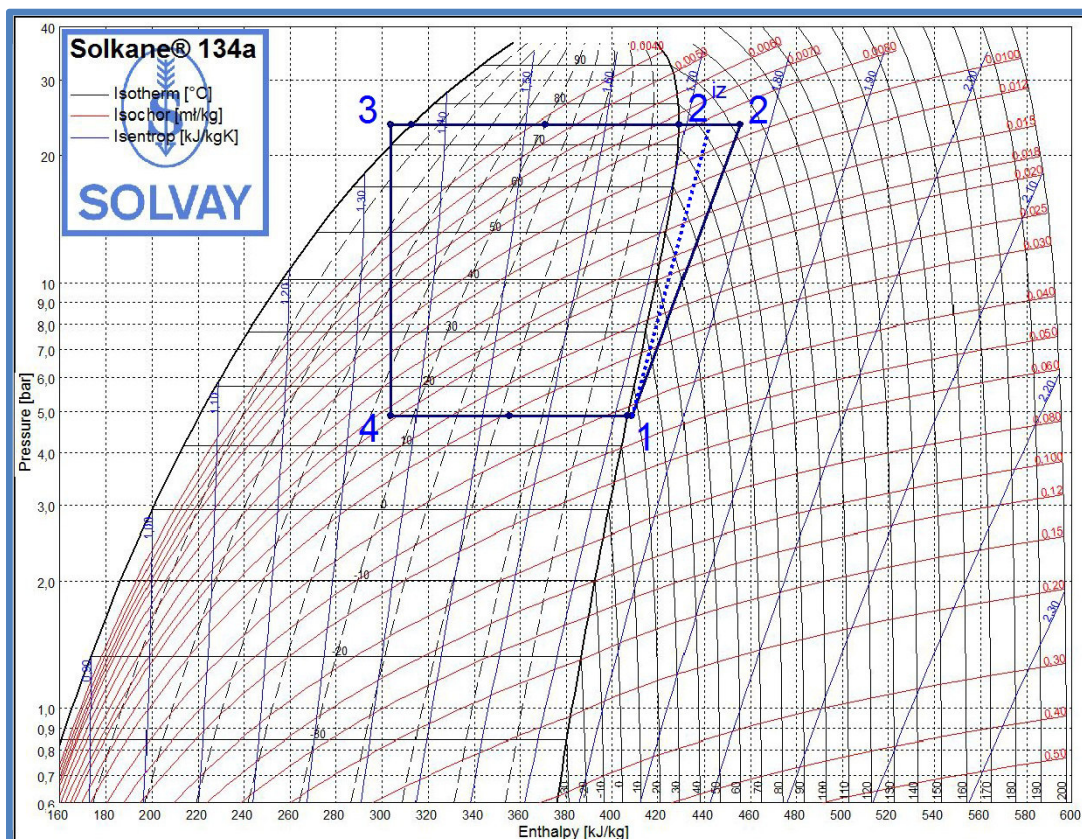
Uvedené teplotní hladiny v tab. 4.2 byly voleny po konzultaci s vedoucím diplomové práce a byly nastaveny z pracovního diagramu pro kompresor BOCK F16/1751 viz. obr. 4.1. Tyto teplotní hladiny jsou závislé na druhu aplikace GHP a

mohou se i měnit. Výše uvedené teplotní hladiny jsou brány pouze jako výchozí stav pro porovnání zvyšování (snižování) výkonu GHP jednotky pro chladivo R134a.



Obr. 4.1 Limity použitelnosti chladiva R134a [33]

Vypařovací a kondenzační teplota chladiva byly vyneseny do p-i diagramu chladiva R134a, viz. obr.4.2. V bodě 3 bylo nastaveno podchlazení chladiva Δt_{SC} a v bodě 1 bylo nastaveno přehřátí chladiva Δt_{SH} .



Obr. 4.2 Cyklus chladícího okruhu pro chladivo R134a [34]

Z diagramu byly odečteny vypařovací a kondenzační tlaky a entalpie v bodech 1 až 4.

$$p_{vyp} = 4,88 \text{ bar} \quad p_{kond} = 23,64 \text{ bar} \quad v_1 = 0,04255 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$i_1 = 408,84 \text{ kJ/kg} \quad i_2^{iz} = 441,44 \text{ kJ/kg} \quad i_3 = i_4 = 304,18 \text{ kJ/kg}$$

Kompresní poměr chladiva

$$\varepsilon = \frac{p_{kond}}{p_{vyp}} = \frac{23,64}{4,88} = 4,84 \quad (2)$$

Topný faktor chladicího oběhu při ideálním oběhu

$$COP^{iz} = \frac{\text{odevzdaný vytápěcí výkon}}{\text{vynaložený příkon}} = \frac{Q_{23}}{P_{12}^{iz}} = \quad (3)$$

$$= \frac{i_2^{iz} - i_3}{i_2^{iz} - i_1} = \frac{441,44 - 304,18}{441,44 - 408,84} = 4,216$$

Účinnost kompresoru

Účinnost kompresoru pro tuto aplikaci byly dodány společností Bock.

$$\eta_k = 0,697$$

Po zahrnutí účinnosti kompresoru byla dopočtena hodnota skutečné entalpie v bodě 2.

$$i_2 = \frac{i_2^{iz} - i_1}{\eta_k} + i_1 = \frac{441,44 - 408,84}{0,697} + 408,84 = 455,6 \text{ kJ/kg} \quad (4)$$

Topný faktor chladicího oběhu při zahrnutí účinnosti kompresoru

$$COP = \frac{Q_{23}}{P_{12}} = \frac{i_2 - i_3}{i_2 - i_1} = \frac{455,6 - 304,18}{455,6 - 408,84} = 3,238 \quad (5)$$

Výkon na hřídeli kompresoru

$$P_k = P_m \cdot \eta_s = 45 \cdot 0,99 = 44,1 \text{ kW} \quad (6)$$

Hmotnostní tok chladiva

$$m_{ch} = \frac{P_k}{i_2 - i_1} = \frac{44,1}{455,6 - 408,84} = 0,943 \text{ kg/s} \quad (7)$$

Chladicí výkon

$$P_c = m_{ch} \cdot (i_1 - i_4) = 0,943 \cdot (408,84 - 304,18) = 98,69 \text{ kW} \quad (8)$$

Tepelný výkon

$$P_h = m_{ch} \cdot (i_2 - i_3) = 0,943 \cdot (455,6 - 304,18) = 142,79 \text{ kW} \quad (9)$$

Objemový tok chladiva na sání kompresoru

$$V_{ch}^{sání} = m_{ch} \cdot v_1 = 0,943 \cdot 0,04255 = 0,04 \text{ m}^3/\text{s} = 144,45 \text{ m}^3/\text{h} \quad (10)$$

Spotřeba paliva

$$V_{pal} = \frac{P_m \cdot \eta_m \cdot 3,6}{Q_i^r} = \frac{45\,000 \cdot 0,36 \cdot 3\,600}{34\,470\,000} = 13,05 \text{ m}^3/\text{h} = 0,00363 \text{ m}^3/\text{s} \quad (11)$$

Hodnota výhřevnosti zemního plynu Q_i^r [36]

Výkon tepla ve spalínách a chlazení motoru

$$P_{sp} = Q_i^r \cdot V_{pal} \cdot \eta_t = 34\,470\,000 \cdot 0,00363 \cdot 0,54 = 67\,500 \text{ W} = 67,5 \text{ kW} \quad (12)$$

Při využití tepla spalín je výsledný topný faktor GHP jednotky:

$$COP^* = \frac{\text{celkový využitelný tepelný výkon}}{\text{příkon v palivu}} = \quad (13)$$

$$= \frac{P_h + P_{sp}}{Q_i^r \cdot V_{pal}} = \frac{142\,790 + 67\,500}{34\,470\,000 \cdot 0,00363} = 1,682$$

4.1.2 Kontrolní výpočet v programu Solkane 8

4.1.2

Vypočtené hodnoty byly ověřeny výpočtem v programu Solkane 8.

Zadávané hodnoty:

Vypařovací teplota: 15 °C

Kondenzační teplota: 75 °C

Přehřátí chladiva: 2 °C

Podchlazení chladiva: 5 °C

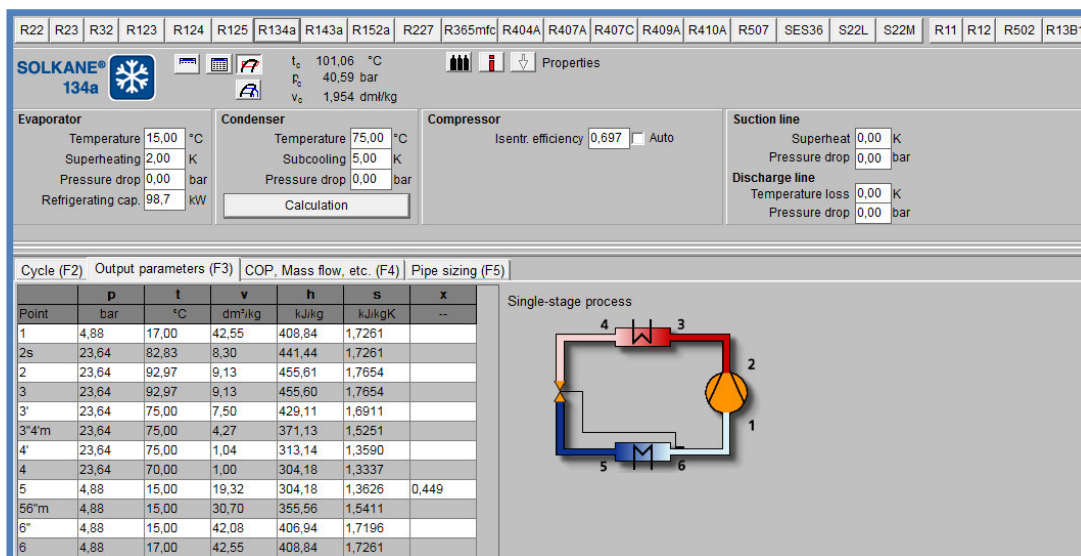
Účinnost kompresoru: 69,7 %

Chladicí výkon: 98,7 kW

Component	Temperature (°C)	Subcooling (K)	Superheating (K)	Pressure drop (bar)
Evaporator	15,00	0,00	2,00	0,00
Condenser	75,00	5,00	0,00	0,00

Parameter	Value
Refrigerating cap.	98,7 kW
Pressure ratio	4,84
Pressure difference	18,76 bar
Mass flow	942,87 g/s
Volume flow (Suction line)	144,4 ml/h
Volum. capacity	2459 kJ/m³
COP	2,24

Obr. 4.3 Specifikace cyklu v programu Solkane 8 [34]



Obr. 4.4 Parametry jednotlivých bodů v programu Solkane 8 [34]

Z kontrolního výpočtu v programu Solkane 8 je patrné, že se liší hodnoty COP. Tato skutečnost je způsobena tím, že program Solkane 8 počítá topný faktor pro výkon chladu a ve výše uvedeném výpočtu je COP počítáno pro výkon tepla.

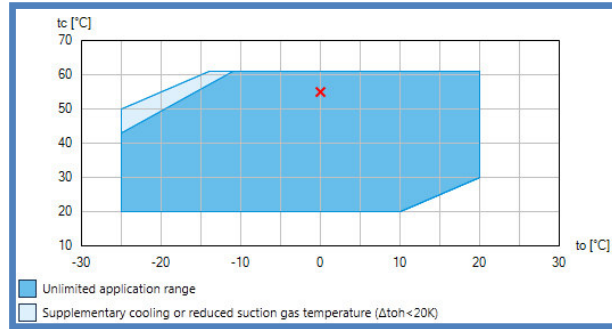
4.1.3 Výpočet chladicího okruhu pro chladivo R407c

Pro chladivo R407c bude porovnání jednotek při změně výkonu provedeno pro následující teplotní hladiny. Předpokládaná využitelnost těchto teplotních hladin je pro chlazení potravin, kde není potřeba mrazení např. chladničky v potravinářském průmyslu. Zde by mohlo být přečerpané teplo použito pro podlahové vytápění kancelářských objektů apod.

Teplotní hladiny pro chladivo R407c			
Vypařovací teplota chladiva	$t_{\text{vyp}}^{\text{R407c}}$	0	°C
Kondenzační teplota chladiva	$t_{\text{kond}}^{\text{R407c}}$	55	°C
Přehřátí chladiva	Δt_{SH}	2	°C
Podchlazení chladiva	Δt_{SC}	5	°C

Tab. 4.3 Teplotní hladiny pro chladivo R407c

Uvedené teplotní hladiny byly voleny po konzultaci s vedoucím diplomové práce a byly nastaveny z pracovního diagramu pro kompresor BOCK F16/1751.



Obr. 4.5 Limity použitelnosti chladiva R407c [33]

Vypařovací a kondenzační teplota chladiva byly vyneseny do p-i diagramu chladiva R407c, viz. obr. 4.6. V bodě 3 bylo nastaveno podchlazení chladiva Δt_{SC} a v bodě 1 bylo nastaveno přehřátí chladiva Δt_{SH} .

Z diagramu na obr. 4.6 byly odečteny vypařovací a kondenzační tlaky a entalpie v bodech 1 až 4.

$$p_{vyp} = 4,61 \text{ bar}$$

$$p_{kond} = 22,45 \text{ bar}$$

$$i_1 = 411,36 \text{ kJ/kg}$$

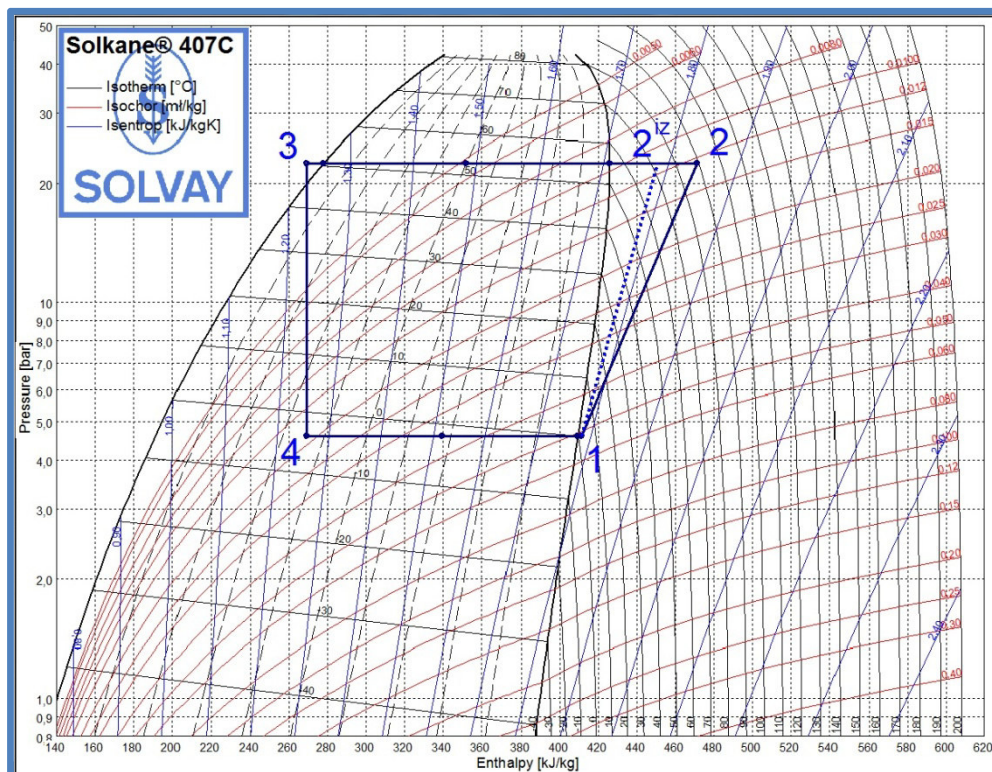
$$i_2^{iz} = 450,51 \text{ kJ/kg}$$

$$i_3 = i_4 = 269,39 \text{ kJ/kg}$$

$$v_2 = 0,013 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Účinnost kompresoru pro tuto aplikaci byly dodány společností Bock.

$$\eta_k = 0,653$$



Obr. 4.6 Reálný cyklus chladicího okruhu pro chladivo R407c [34]

Následující hodnoty byly dopočítány obdobným způsobem jako v kap. 4.1.1.

Kompresní poměr chladiva	ε	4,87	-
Ideální topný faktor	COP^{IZ}	4,63	-
Reálný topný faktor	COP	3,37	-
Skutečná entalpie v bodě 2	i_2	471,31	kJ/kg
Chladicí výkon	P_c	104,43	kW
Tepelný výkon	P_h	148,53	kW
Hmotnostní tok chladiva	m_{ch}	0,74	kg/s
Měrný objem na sání kompresoru	v_1	0,0514	m^3/kg
Objemový tok chladiva na sání kompresoru	$V_{ch}^{sání}$	136,06	m^3/h
Spotřeba paliva	V_{pal}	13,05	m^3/h
Výkon tepla ve spalínách a chlazení motoru	P_{sp}	67,50	kW
Topný faktor jednotky	COP^*	1,73	-

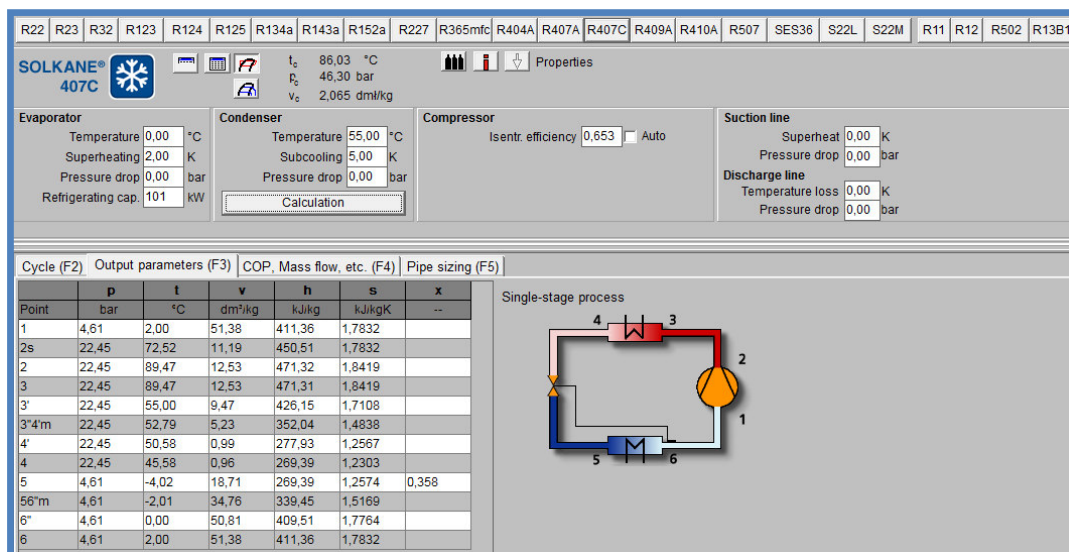
Tab. 4.4 Dopočítané parametry pro chladivo R407c

Opět byly vypočtené hodnoty ověřeny v softwaru Solkane 8.

The screenshot shows the Solkane 8 software interface for a refrigeration cycle. The refrigerant is set to R407c. The evaporator temperature is 86.03 °C and the condenser temperature is 55.00 °C. The evaporator pressure is 46.30 bar and the condenser pressure is 2.065 dm³/kg. The evaporator refrigerating capacity is 101 kW. The compressor isentropic efficiency is 0.653. The suction line superheat is 0.00 K and the discharge line temperature loss is 0.00 K. The output parameters section shows the following values:

Power	Single-stage process		
Evaporator	101 kW	Pressure ratio	4,87
Condenser	144 kW	Pressure difference	17,85 bar
Compressor	42,7 kW	Mass flow	711,4 g/s
		Volume flow (Suction line)	131,6 ml/h
		Volum. capacity	2763 kJ/ml
Suction line	0,000 kW	COP	2,37
Discharge line	0,000 kW		

Obr. 4.7 Specifikace cyklu v programu Solkane 8 [34]



Obr. 4.8 Parametry jednotlivých bodů v programu Solkane 8 [34]

4.1.4 Výpočet chladicího okruhu pro chladivo R507

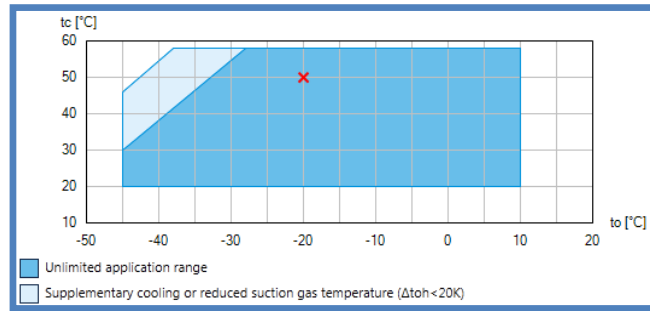
4.1.4

Pro chladivo R507 bude porovnání jednotek při změně výkonu provedeno pro následující teplotní hladiny. Předpokládaná využitelnost těchto teplotních hladin je pro provozy potravinářských nebo chemických závodů, kde je kladen důraz na zamražení pod -10°C . Jelikož získané teplo nedosahuje příliš vysokého potenciálu, může být využito například pro podlahové vytápění.

Teplotní hladiny pro chladivo R507			
Vypařovací teplota chladiva	$t_{\text{vyp}}^{\text{R507}}$	-20	$^\circ\text{C}$
Kondenzační teplota chladiva	$t_{\text{kond}}^{\text{R507}}$	50	$^\circ\text{C}$
Přehřátí chladiva	Δt_{SH}	2	$^\circ\text{C}$
Podchlazení chladiva	Δt_{SC}	5	$^\circ\text{C}$

Tab. 4.5 Teplotní hladiny pro chladivo R407c

Uvedené teplotní hladiny byly voleny po konzultaci s vedoucím diplomové práce a byly nastaveny z pracovního diagramu pro kompresor BOCK F16/1751 viz obr. 4.9. Takže je pro tuto aplikaci daný kompresor vhodný.

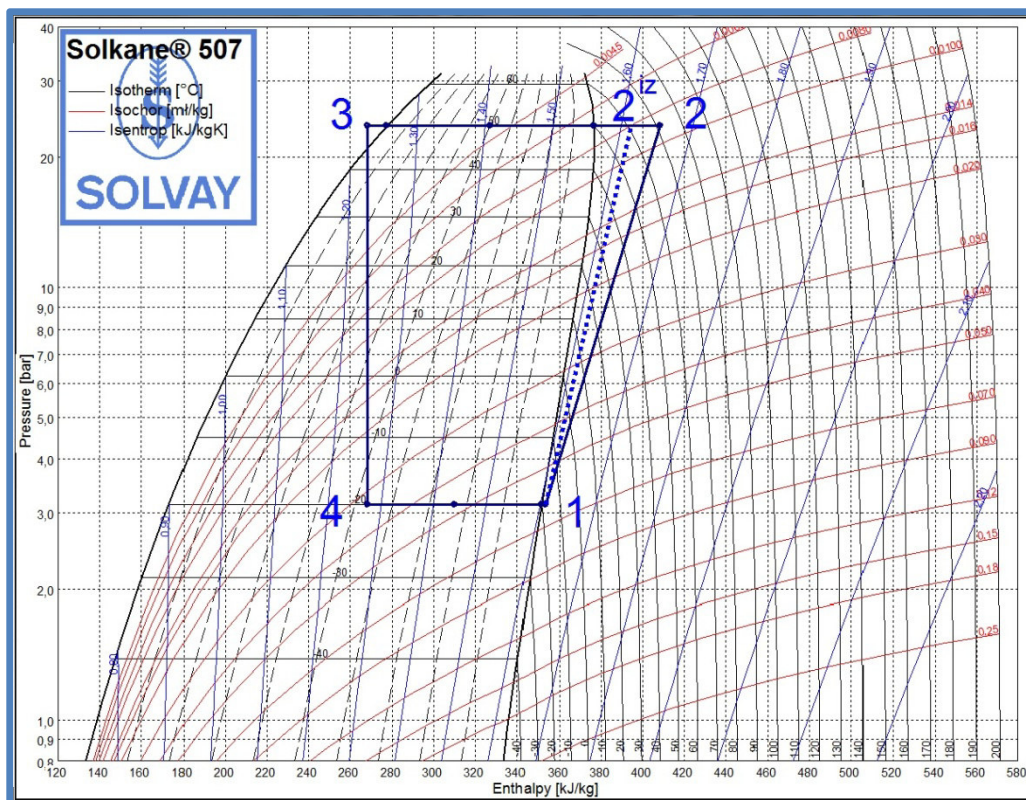


Obr. 4.9 Limity použitelnosti chladiva R507 [33]

Vypařovací a kondenzační teplota chladiva byly vyneseny do p-i diagramu chladiva R507, viz. obr. 4.10. V bodě 3 bylo nastaveno podchlazení chladiva Δt_{SC} a v bodě 1 bylo nastaveno přehřátí chladiva Δt_{SH} .

Účinnost kompresoru pro tuto aplikaci byla dodána společností Bock.

$$\eta_k = 0,72$$



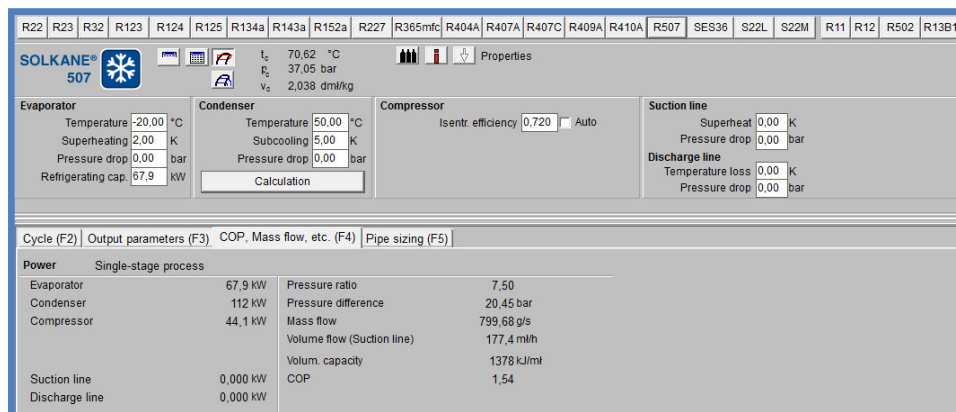
Obr. 4.10 Reálný cyklus chladicího okruhu pro chladivo R507 [34]

Z diagramu na obr. 4.10 byly odečteny vypařovací a kondenzační tlaky a entalpie v bodech 1 až 4.

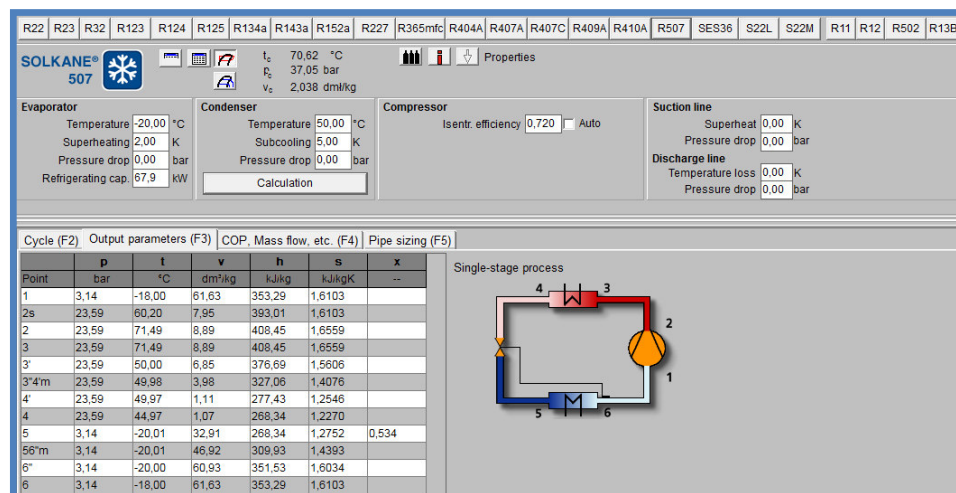
$$\begin{aligned}
 p_{vyp} &= 3,14 \text{ bar} & p_{kond} &= 23,59 \text{ bar} & v_1 &= 0,06163 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 i_1 &= 353,3 \text{ kJ/kg} & i_2^{iz} &= 393 \text{ kJ/kg} & i_3 &= i_4 = 268,34 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Kompresní poměr chladiva	ε	7,51	-
Ideální topný faktor	COP^{IZ}	3,14	-
Reálný topný faktor	COP	2,54	-
Skutečná entalpie v bodě 2	i_2	408,45	kJ/kg
Chladicí výkon	P_c	67,93	kW
Tepelný výkon	P_h	112,03	kW
Hmotnostní tok chladiva	m_{ch}	0,800	kg/s
Měrný objem na sání	v_1	0,0616	m ³ /kg
Objemový tok chladiva na sání kompresoru	$V_{ch}^{sání}$	177,41	m ³ /h
Spotřeba paliva	V_{pal}	13,05	m ³ /h
Výkon tepla ve spalínách a chlazení motoru	P_{sp}	67,50	kW
Topný faktor jednotky	COP^*	1,44	-

Tab. 4.6 Dopočítané parametry pro chladivo R507



Obr. 4.11 Specifikace cyklu v programu Solkane 8 [34]



Obr. 4.12 Parametry jednotlivých bodů v programu Solkane 8 [34]

4.2 GHP jednotka s nižším výkonem

O pohon GHP jednotky s nižším výkonem se bude starat nakupovaný motor o výkonu 21kW s parametry uvedenými v tab. 4.7.

GHP jednotka s nižším výkonem			
Výkon motoru	P_m	21	kW
Mechanická účinnost motoru	η_m	31	%
Termická účinnost motoru	η_t	59,5	%
Účinnost spojky	η_s	98	%

Tab. 4.7 Zadané hodnoty GHP jednotky s nižším výkonem [18]

4.2.1 Volba kompresoru GHP s nižším výkonem

Rozhodujícím faktorem při výběru vhodného kompresoru je objemový průtok chladiva na sání kompresoru. Důležité je také zkontrolovat, zda použitý motor zvládne pohánět zvolený kompresor.

Podle postupu uvedeného v kap. 4.1.1 byly propočítány chladiva R134a, R407c a R507 pro výkon motoru 21 kW. Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tab. 4.8.

Chladivo		R134a	R407c	R507	
Kompresní poměr chladiva	ε	4,84	4,87	7,51	-
Ideální topný faktor	COP^{IZ}	4,21	4,63	3,14	-
Reálný topný faktor	COP	3,25	3,36	2,54	-
Skutečná entalpie v bodě 2	i_2	455,40	471,60	408,50	kJ/kg
Účinnost kompresoru	η_K	0,71	0,66	0,73	-
Chladicí výkon	P_c	39,04	42,59	17,93	kW
Tepelný výkon	P_h	56,41	60,66	29,57	kW
Hmotnostní tok chladiva	m_{ch}	0,37	0,30	0,21	kg/s
Měrný objem na sání	v_1	0,0426	0,0514	0,0616	m ³ /kg
Objemový tok chladiva na sání kompresoru	$V_{ch}^{sání}$	57,14	55,49	46,79	m ³ /h
Spotřeba paliva	V_{pal}	5,97	6,21	4,0	m ³ /h
Výkon tepla ve spalínách a chlazení motoru	P_{sp}	34,01	35,39	22,79	kW
Topný faktor jednotky	COP*	1,58	1,61	1,37	-

Tab. 4.8 Dopočítané hodnoty GHP o nižším výkonu

Z tab. 4.8 se dá vyčíst, že největší objemový průtok má chladivo R134a a to 57,14 m³/h. Pro tento objemový průtok byl vybrán z katalogu společnosti Bock otevřený pístový kompresor Bock FX5, který má nejbližší vyšší objemový průtok chladiva na sání. Parametry kompresoru Bock FX5 jsou uvedeny v tab. 4.9.

BOCK FX5		
Max. tlak	28	bar
Vrtání	70	mm
Zdvih	55	mm
Počet válců	4	-
Objem nasávaného chladiva při (1450/1740 ot/min)	73,7 / 88,4	m ³ /h
Hmotnost	85	kg
Provozní otáčky	500 - 1800	min ⁻¹
Množství mazacího oleje	3,8	l

Tab. 4.9 Parametry kompresoru Bock FX5 [35]

Pro správnou funkci soustrojí je nutné ověřit, zda motor o výkonu 21 kW zvládne pohánět zvolený kompresor Bock FX5. Proto je nutné dopočítat potřebný výkon kompresoru.

Objemový tok na sání kompresoru

$$V^{\text{sání}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \cdot n \cdot p_{\text{válců}} = \frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} \cdot 0,055 \cdot 1500 \cdot 4 = 76,2 \text{ m}^3/\text{h} \quad (14)$$

$$V^{\text{sání}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \cdot n \cdot p_{\text{válců}} = \frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} \cdot 0,055 \cdot 1800 \cdot 4 = 91,439 \text{ m}^3/\text{h} \quad (15)$$

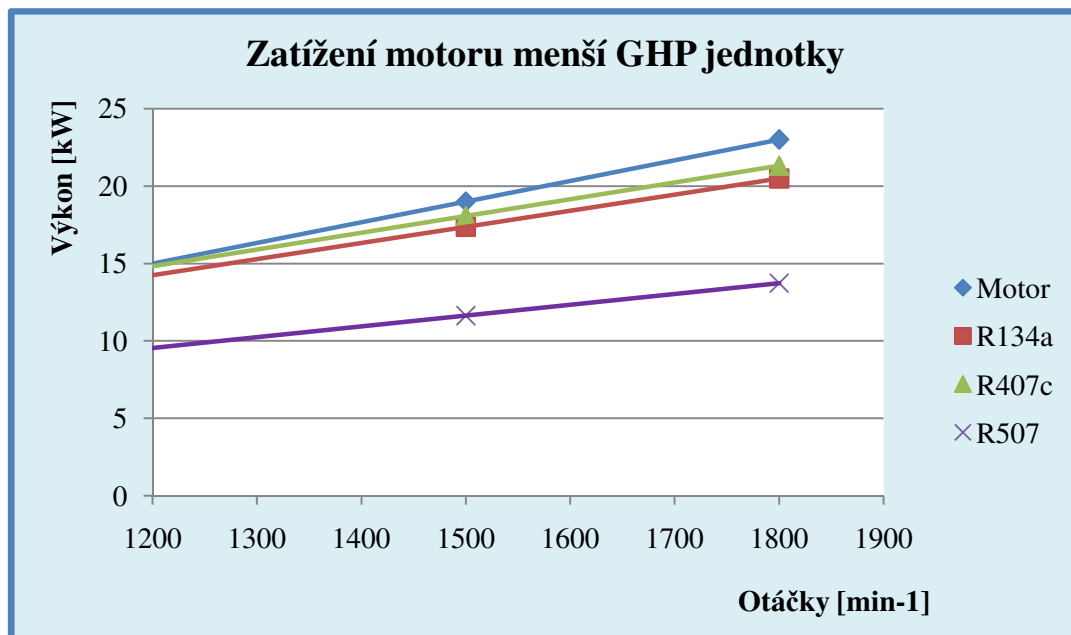
Pomocí softwaru společnosti Bock byly dopočítány hmotnostní toky jednotlivých chladiv při konkrétní aplikaci a otáčkách viz. tab 4.10.

Výkony kompresorů pro jednotlivá chladiva byly dopočítány pomocí vztahu:

$$P = m_{\text{ch}} \cdot (i_2 - i_1) \quad (16)$$

GHP menšího výkonu			
Otáčky	1500	1800	min ⁻¹
Výkon motoru	19	23	kW
Objemový tok chladiva	76,20	91,44	m ³ /h
Hmotnostní tok chladiva R134a	0,373	0,440	kg/s
Hmotnostní tok chladiva R407c	0,300	0,354	kg/s
Hmotnostní tok chladiva R507	0,211	0,249	kg/s
Entalpie komprese R134a	i ₁	408,8	kJ/kg
	i ₂	455,4	kJ/kg
Entalpie komprese R407c	i ₁	411,4	kJ/kg
	i ₂	471,6	kJ/kg
Entalpie komprese R507	i ₁	353,3	kJ/kg
	i ₂	408,5	kJ/kg
Výkon kompresoru R134a	17,37	20,49	kW
Výkon kompresoru R407c	18,07	21,32	kW
Výkon kompresoru R507	11,64	13,73	kW

Tab. 4.10 Dopočítané hodnoty výkonu kompresoru pro jednotlivá chladiva



Graf 4.1 Zatížení motoru menší GHP jednotky

V grafu 4.1 jsou znázorněny charakteristiky kompresoru pro jednotlivá chladiva a charakteristika motoru. Protože charakteristiky zatížení kompresoru pro jednotlivá chladiva leží pod charakteristikou motoru, znamená to, že motor má dostatečný výkon pro pohánění těchto aplikací.

4.3 GHP jednotka s vyšším výkonem

O pohon GHP jednotky s vyšším výkonem se bude starat motor společnosti Tedom o výkonu 90 kW s parametry uvedenými v tab. 4.11.

GHP jednotka s vyšším výkonem				
Otáčky	n	1500	1800	min ⁻¹
Výkon motoru	P _m	86	99	kW
Účinnost mechanická	η _m	37,1	36	%
Účinnost termická	η _t	52,2	53,8	%
Účinnost spojky	η _s	98		%

Tab. 4.11 Zadané hodnoty GHP jednotky s vyšším výkonem [18]

4.3.1 Volba kompresoru GHP s vyšším výkonem

Volba kompresoru pro vyšší výkon GHP jednotky je totožná s volbou kompresoru pro nižší výkon GHP jednotky, která je popsána v kap. 4.2.1. Opět je nutné vybrat vhodný kompresor, který zvládne objemový tok chladiva na sání kompresoru a poté ověřit, zda motor zvládne pohánět zvolený kompresor.

Podle postupu uvedeného v kap. 4.1.1 byly propočítány chladiva R134a, R407c a R507 pro výkon motoru 90 kW. Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tab. 4.12.

Chladivo		R134a		R407c		R507		
Otáčky		1500	1800	1500	1800	1500	1800	min ⁻¹
Kompresní poměr chladiva	ε	4,84		4,87		7,51		-
Ideální topný faktor	COP ^{IZ}	4,21		4,63		3,14		-
Reálný topný faktor	COP	3,56		3,89		2,72		-
Skutečná entalpie v bodě 2	i ₂	449,69	450,96	460,54	462,01	402,57	404,02	kJ/kg
Účinnost kompresoru	η _k	0,798	0,774	0,796	0,773	0,806	0,783	-
Chladicí výkon	P _c	215,9	248,6	243,3	280,1	145,3	167,3	kW
Tepelný výkon	P _h	300,2	348,6	327,6	380,0	229,6	267,2	kW
Hmotnostní tok chladiva	m _{ch}	2,06	2,37	1,71	1,97	1,71	1,97	kg/s
Měrný objem na sání	v ₁	0,0426		0,0514		0,0616		m ³ /kg

Objemový tok Chladiwa na sání kompresoru	$V_{ch}^{sání}$	316,0	363,8	317,0	364,9	379,4	436,7	m^3/h
Spotřeba paliva	V_{pal}	24,21	28,72	24,21	28,72	24,207	27,87	m^3/h
Výkon tepla ve spalínách a chlazení motoru	P_{sp}	121,0	148,0	121,0	148,0	121,0	143,6	kW
Topný faktor jednotky	COP*	1,817	1,806	1,935	1,920	1,513	1,539	-

Tab. 4.12 Dopočítané hodnoty GHP o vyšším výkonu

Z tab. 4.12 se dá vyčíst, že největší objemový průtok má chladivo R507 a to $436,7 m^3/h$ při otáčkách motoru $1800 min^{-1}$. Pro tuto aplikaci byl vybrán z katalogu společnosti Bock největší otevřený pístový kompresor Bock FX18/3235. Tento kompresor nezvládá tak velký objemový průtok chladiva na sání, ale dalo by se uvažovat o vložení převodovky mezi motor a kompresor a to z toho důvodu, že kompresor dovoluje otáčky až $2100 min^{-1}$ čímž by se objemový průtok chladiva zvýšil až na hodnotu $407,5 m^3/h$. Parametry kompresoru Bock FX5 jsou uvedeny v tab. 4.13.

BOCK F18/3235		
Max. tlak	28	bar
Vrtání	87	mm
Zdvih	68	mm
Počet válců	8	-
Objem nasávaného chladiwa při (1450/1740 ot/min)	281 / 338	m^3/h
Hmotnost	286	kg
Provozní otáčky	500 - 2100	min^{-1}
Množství mazacího oleje	7,4	l

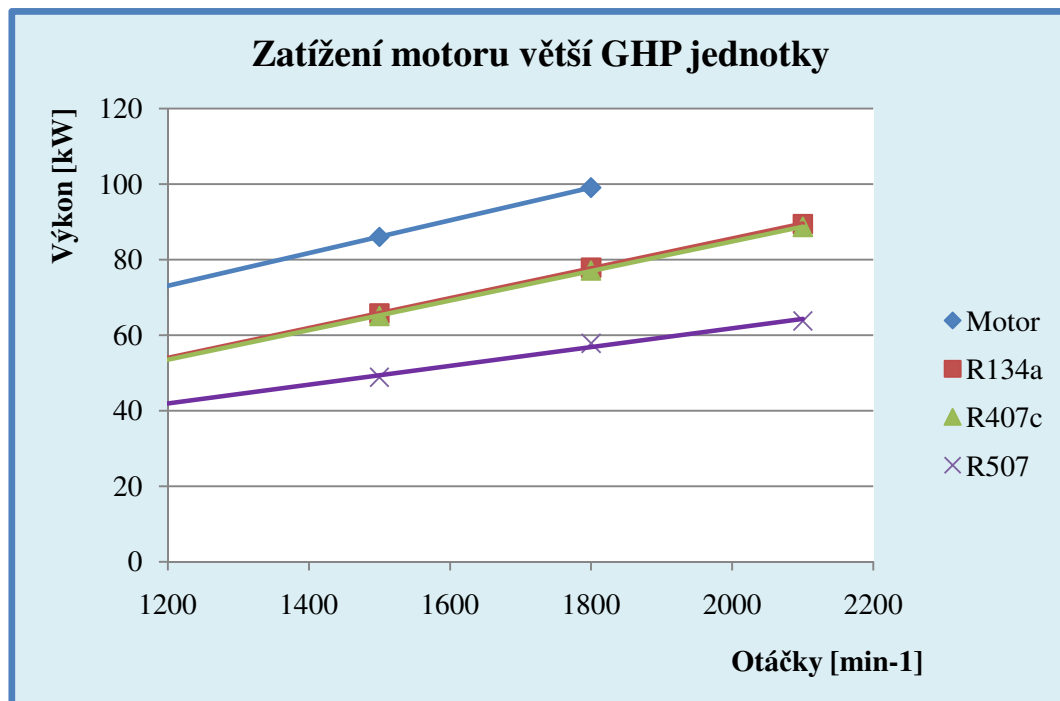
Tab. 4.13 Parametry kompresoru Bock FX18/3235

Pro správnou funkci soustrojí je nutné ověřit, zda motor o výkonu 90 kW zvládne pohánět zvolený kompresor Bock FX5. Proto je nutné dopočítat potřebný výkon kompresoru.

Obdobně jako v kap. 4.1.1. byly dopočteny potřebné příkony kompresoru pro jednotlivá chladiva. Vypočtené hodnoty jsou znázorněny v tab. 4.14.

GHP vyššího výkonu				
Otáčky	1500	1800	2100	min ⁻¹
Výkon motoru	86	99		kW
Objemový tok chladiva	291,05	349,26	407,47	m ³ /h
Hmotnostní tok chladiva R134a	1,61	1,91	2,19	kg/s
Hmotnostní tok chladiva R407c	1,33	1,57	1,80	kg/s
Hmotnostní tok chladiva R507	0,95	1,13	1,29	kg/s
Entalpie komprese R134a	i ₁	408,8		kJ/kg
	i ₂	449,6		kJ/kg
Entalpie komprese R407c	i ₁	411,4		kJ/kg
	i ₂	462,0		kJ/kg
Entalpie komprese R507	i ₁	353,3		kJ/kg
	i ₂	402,9		kJ/kg
Výkon kompresoru R134a	65,73	77,87	89,41	kW
Výkon kompresoru R407c	67,11	77,12	88,56	kW
Výkon kompresoru R507	47,21	55,53	63,76	kW

Tab. 4.14 Dopočítané hodnoty výkonu kompresoru pro jednotlivá chladiva



Graf 4.2 Zatížení motoru větší GHP jednotky

Z grafu 4.2 je patrné, že motor o výkonu 90 kW zvládne pohánět kompresor pro všechny požadované aplikace. Při použití kompresoru Bock FX18/3235 bez

převodovky, nebude využit jeho potenciál naplno, avšak z hlediska životnosti je tento fakt spíše pozitivní.

4.4 Technické zhodnocení

Pro technické zhodnocení, zda se vyplatí projektovat GHP jednotku o vyšším či nižším výkonu, bylo použito kritérium využití primárního paliva, tedy kolik je schopna GHP jednotka dodat tepelné energie z jednotkového množství primárního paliva.

Níže uvedené výpočty jsou počítány pro menší GHP jednotku pracující s chladivem R134a při otáčkách 1500 min^{-1} .

V kapitole 4.3.1 byly uvedeny potřebné příkony kompresoru pro dané chladivo a jeho použití. Pro tyto výkony byla dopočítána spotřeba paliva GHP jednotky.

$$V_{pal} = \frac{P_k}{Q_i^r \cdot \eta_m \cdot \eta_s} \cdot 3600 = \frac{17,37}{34\,470 \cdot 0,31 \cdot 0,98} \cdot 3600 = 5,97 \text{ m}^3/\text{h} \quad (17)$$

Výkon motoru

$$P_m = \frac{P_k}{\eta_s} = \frac{17,37}{0,98} = 17,72 \text{ kW} \quad (18)$$

Pomocí softwaru společnosti Bock byla pro zvolené teplotní hladiny, chladivo a otáčky dopočtena hodnota hmotnostního toku chladiva:

$$m_{ch} = 0,373 \text{ ks/s}$$

Tepelný výkon

$$P_h = m_{ch} \cdot (i_2 - i_1) = 0,373 \cdot (455,4 - 408,8) = 56,41 \text{ kW} \quad (19)$$

Tepelný výkon ve spalínách

$$P_{sp} = Q_i^r \cdot \frac{V_{pal}}{3600} \cdot \eta_t = 34\,473,6 \cdot \frac{5,97}{3600} \cdot 0,595 = 34,013 \text{ kW} \quad (20)$$

Využití primárního paliva pro topení

$$COP^* = \frac{P_h + P_{sp}}{Q_i^r \cdot V_{pal}} = \frac{56,41 + 34,013}{34\,473,6 \cdot \frac{5,97}{3600}} = 1,582 \quad (21)$$

Obdobným způsobem byly propočítány i ostatní provozní stavy. V tab. 4.15. jsou uvedeny výsledky propočtů uvádějící hodnoty tepelných výkonů a tepelných výkonů ve spalínách.

Chladivo		R134a		R407c		R507	
Otáčky [min^{-1}]		1500	1800	1500	1800	1500	1800
Menší GHP	P_h	56,41	66,54	60,66	71,58	29,57	34,90
	P_{sp}	34,01	40,12	35,39	41,76	22,79	26,90
GHP Polo100	P_h	116,60	137,65	124,99	147,40	61,23	72,16
	P_{sp}	56,49	66,69	59,84	70,57	37,95	44,72
Větší GHP	P_h	234,71	280,49	253,26	302,39	133,05	159,24
	P_{sp}	94,37	122,15	93,44	120,93	70,35	91,34

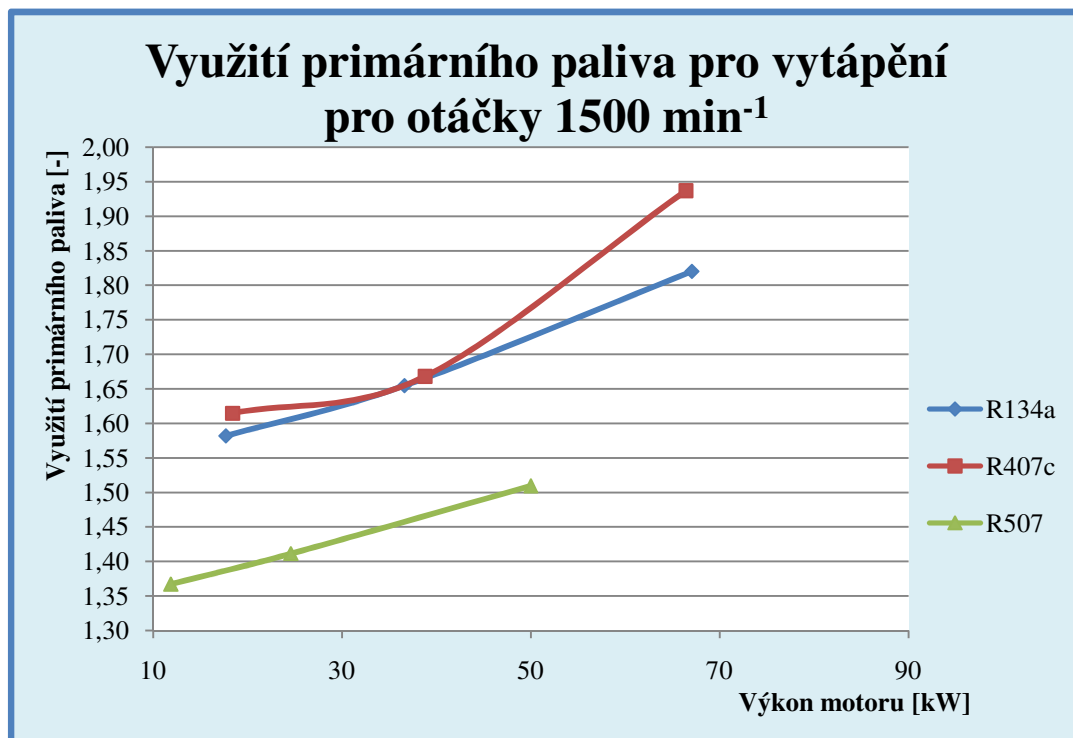
Tab. 4.15 Dupočítané hodnoty tepelných výkonů

V tabulce 4.16 jsou v závislosti na velikosti GHP jednotky a pro jednotlivá chladiva uvedeny dupočítané hodnoty využití primárního paliva pro vytápění.

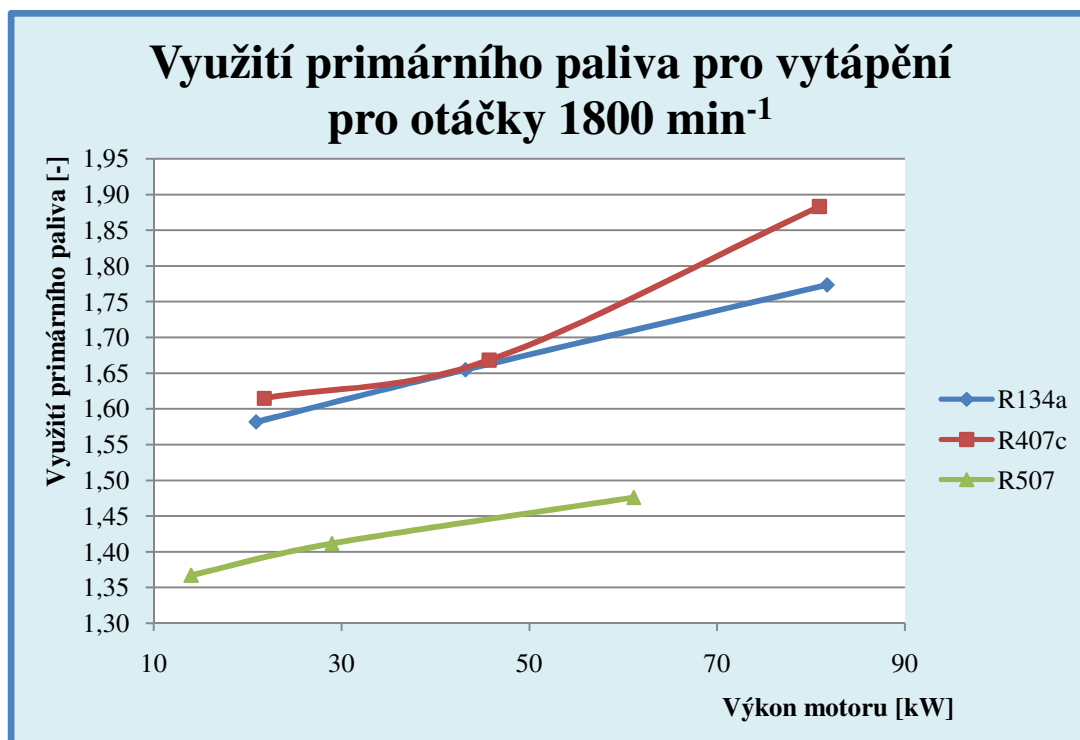
GHP jednotka:		Menší GHP jednotka		GHP Polo 100		Větší GHP jednotka	
Otáčky [min^{-1}]		1500	1800	1500	1800	1500	1800
R134a	Výkon motoru	17,72	20,90	36,61	43,22	67,07	81,73
	COP*	1,582	1,582	1,655	1,655	1,820	1,773
R407c	Výkon motoru	18,44	21,76	38,78	45,74	66,41	80,92
	COP*	1,615	1,615	1,668	1,668	1,937	1,883
R507	Výkon motoru	11,87	14,01	24,60	28,99	50,00	61,12
	COP*	1,367	1,367	1,411	1,411	1,509	1,476

Tab. 4.16 Dupočítané hodnoty využití primárního paliva pro vytápění

Hodnoty z tab. 4.16 byly vyneseny do grafu 4.3 a grafu 4.4, ze kterých je patrné, že z čistě technického hlediska je výhodnější se ubírat cestou ke zvyšování výkonu. A to z toho důvodu, že pro všechna využitelná chladiva je vyšší využití primárního paliva. Tato skutečnost je vyvolána zejména vyššími účinnostmi kompresoru a motoru. Z hlediska využití primárního paliva nejlépe vychází aplikace s chladivem R407c, které pro jednotku o výkonu 90 kW přesahuje energii ukrytou v palivu až o 90%. Naopak nejhůře vychází chladivo R507, které u jednotky o výkonu 90 kW přesahuje energii v palivu o necelých 50%.



Graf 4.3 Porovnání GHP jednotek vyššího a nižšího výkonu pro otáčky 1500min⁻¹



Graf 4.4 Porovnání GHP jednotek vyššího a nižšího výkonu pro otáčky 1800min⁻¹

Při porovnání grafu 4.3 a grafu 4.4 si můžeme povšimnout, že většího využití primárního paliva dosahujeme při otáčkách 1500 min⁻¹. Tento provoz je tedy hospodárnější.

4.5 Ekonomické zhodnocení

Obdobně jako v kap. 3.6 bylo provedeno ekonomické zhodnocení a to jak pro pořizovací náklady, tak i pro provozní náklady. Byly použity stejné ukazatele jako v kap. 3.6. Předpoklady zůstaly stejné. U jednotky v porovnání v kap. 3.6 jsou jiné hodnoty výkonů a spotřeb paliva, protože porovnání v kap. 3.6 bylo u všech výrobců z katalogových hodnot. Níže uvedené porovnání bylo provedeno pro nominální hodnoty výkonu a s použitím chladiva R134a.

Jak již bylo řečeno v kap. 3.6, ceny GHP jednotek jsou i zde pouze orientační. Cena jednotky GHP Polo 100 je sice katalogová, ale skutečná cena bývá nižší. Ceny GHP jednotek nižšího a vyššího výkonu jsou velmi hrubě odhadnuté. Tento odhad byl proveden na základě rozdílné ceny použitých kompresorů a motorů za předpokladu, že zbývající komponenty zůstávají stejné, a to prakticky není možné. Jedná se tedy o velmi nepřesný nástřel ceny.

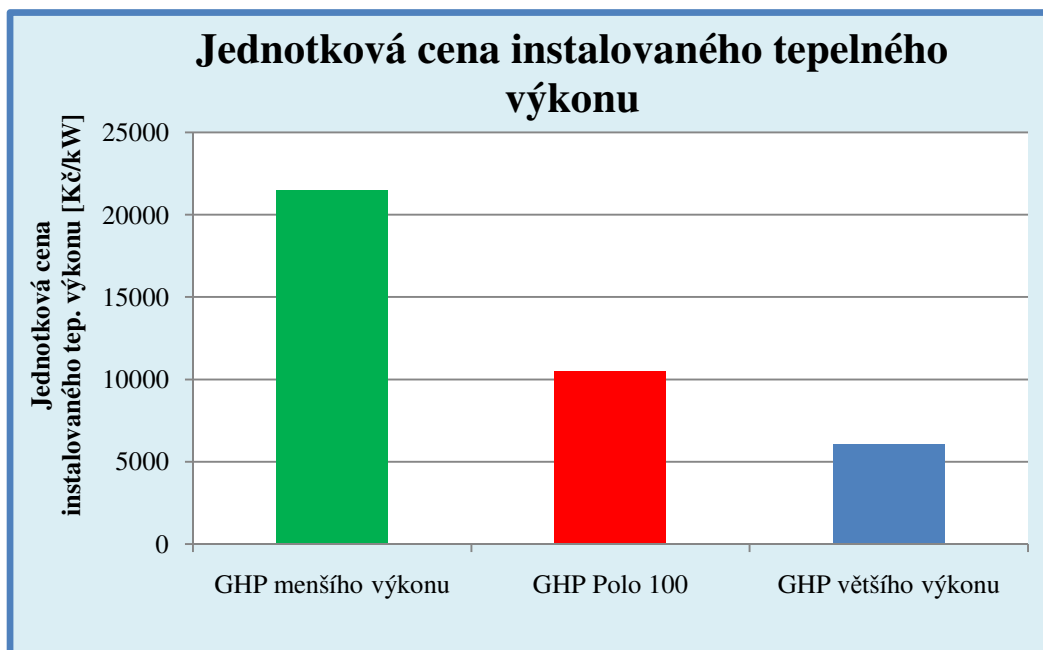
V tab. 4.17 jsou uvedeny odhadnuté ceny GHP jednotek vyššího a nižšího výkonu. Dále jsou zde uvedeny dopočítané ceny za jednotkový instalovaný tepelný a chladicí výkon a dopočítané spotřeby paliva.

Jednotka	GHP menšího výkonu	GHP Polo 100	GHP většího výkonu	
Výkon motoru	21	45	90	kW
Výkon chladu	47	99	230	kW
Tepelný výkon	67	143	330	kW
Spotřeba paliva	67,7	125	275	kW
Cena kompresoru	56 000	87 000	204 000	Kč
Cena motoru	110 000	140 000	525 000	Kč
Cena jednotky	1 439 000	1 500 000	2 002 000	Kč
Jednotková cena instalovaného tepelného výkonu	21 477,6	10 489,5	6 066,7	Kč/kW
Jednotková cena instalovaného výkonu chladu	30 617,0	15 151,5	8 704,3	Kč/kW
Spotřeba paliva na 1kW tepla	1,01	0,87	0,83	-
Spotřeba paliva na 1kW chladu	1,44	1,26	1,20	-

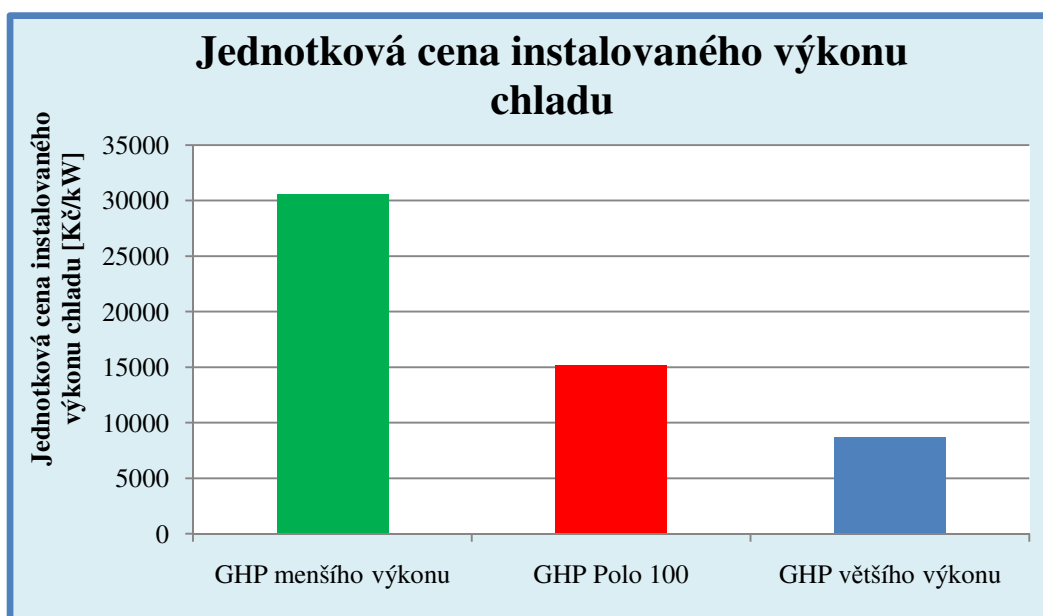
Tab. 4.17 Ekonomické ukazatele pro porovnání GHP jednotek

4.5.1 Investiční náklady GHP jednotek

Z pohledu investora je jednotková cena instalovaného výkonu, ať už tepelného nebo chladicího, velmi významný parametr. Hodnoty těchto parametrů byly vyneseny do grafů 4.5 a 4.6.



Graf 4.5 Porovnání jednotkové ceny instalovaného tepelného výkonu



Graf 4.6 Porovnání jednotkové ceny instalovaného chladicího výkonu

Z obou výše uvedených grafů je názorně vidět, že ačkoliv má GHP jednotka podstatně vyšší cenu, její výkon je tak velký, že jednotková cena instalovaného výkonu

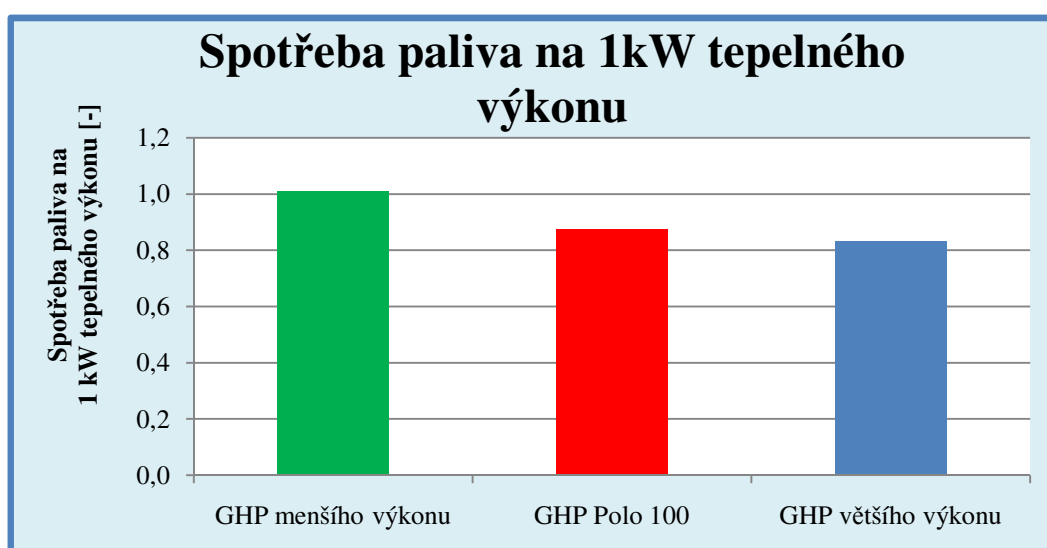
je výrazně nižší než u stávající jednotky GHP Polo 100. Z pohledu investičních nákladů je GHP jednotka o vyšším výkonu rozhodně velmi výhodná.

Naopak u jednotky o nižším výkonu jsou jednotkové ceny instalovaných výkonů více než 2x vyšší než u jednotky GHP Polo 100. Tato varianta tedy není tolik perspektivní.

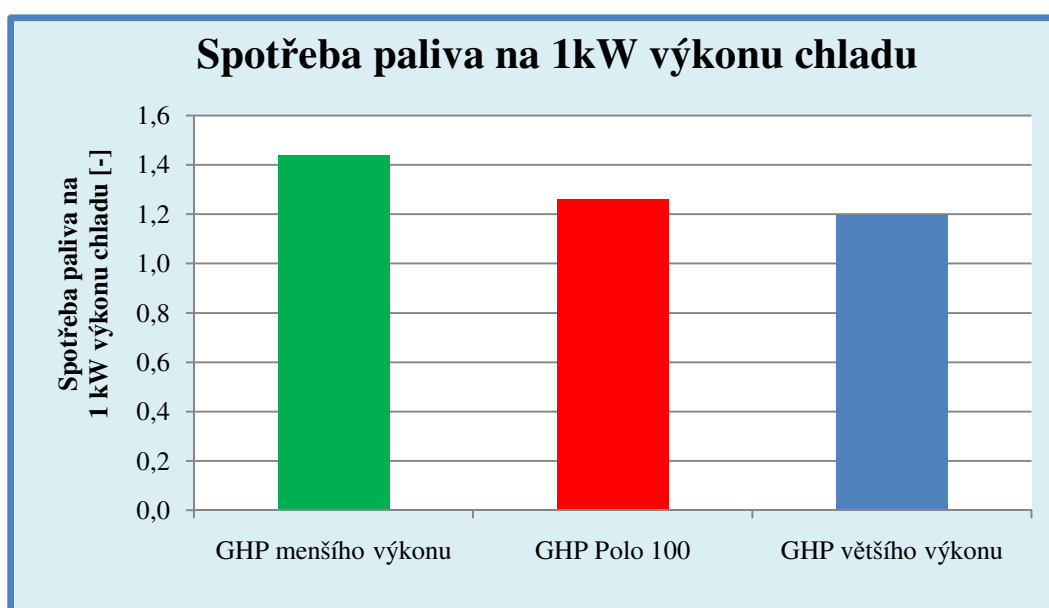
4.5.2 Provozní náklady GHP jednotek

4.5.2

Jako ukazatel využití primárního paliva pro vytápění či chlazení byla zvolena obdobně jako v kap. 3.6 spotřeba paliva na 1kW tepelného výkonu. Tento ukazatel znázorňuje hospodárnost provozu GHP jednotky. Čím je nižší, tím lépe GHP jednotka přeměňuje energii z primárního paliva na energii pro vytápění či chlazení.



Graf 4.7 Porovnání spotřeby paliva na 1kW tepelného výkonu



Graf 4.8 Porovnání spotřeby paliva na 1kW chladícího výkonu

Z grafů 4.7 a 4.8 je patrné, že GHP jednotka o vyšším výkonu lépe nakládá s energií v primárním palivu. Je tomu tak hlavně proto, že komponenty GHP jednotky vyššího výkonu dosahují vyšších účinností oproti komponentům použitým u jednotek s nižším výkonem.

Z hlediska ekonomického zhodnocení se dá jasně říci, že GHP jednotka o vyšším výkonu je více perspektivní než GHP jednotka o nižším výkonu. Nutno dodat, že jednotky tak vysokých výkonů jsou vhodné pro průmyslové použití. Pro vytápění nebo chlazení rodinných či bytových domů dostačují jednotky podstatně nižšího výkonu. Zde by se zákazník jistě raději poptal u konkurence, kde jsou ceny GHP jednotek o menšího výkonu výrazně nižší.

4.5.3 Ekonomická analýza investice do GHP jednotky

Z výše uvedeného vyplývá, že GHP jednotku nemá smysl. Následující kapitola se snaží dokázat, že GHP jednotka vyššího výkonu je konkurenceschopná, a že její aplikace je výhodnější než použití plynového kotle.

Předpokládejme fiktivní objekt, který potřebujeme vytápět. Rozhodujeme se mezi výše napočítanou GHP jednotkou o vyšším výkonu než současná jednotka GHP Polo100 a plynovým kotlem. Budeme uvažovat tepelný výkon přibližně 400kW. Pro tento tepelný výkon byly po konzultaci se zástupci firmy Ferroli vybrány tyto dva plynové kotle: PREXTHERM RSW 399 a QUADRIFOGLIO B 220. Parametry těchto kotlů jsou uvedeny v následující tabulce.

Ferroli PREXTHERM RSW 399 [38]				Ferroli QUADRIFOGLIO B 220 [39]			
Tepelný výkon	min.	260	kW	Tepelný výkon 80/60°C	min.	40,2	kW
	max.	399	kW		max.	204	kW
Tepelný příkon	min.	277,5	kW	Tepelný příkon	min.	41	kW
	max.	432	kW		max.	207	kW
Účinnost kotle	η_{Pmin}	93,69	%	Účinnost kotle	η_{Pmin}	98,05	%
	η_{Pmax}	92,36	%		η_{Pmax}	98,55	%
Objem vody v kotli	326		litry	Objem vody v kotli	380		litry
Výška	1140		mm	Výška	1820		mm
Šířka	890		mm	Šířka	780		mm
Hloubka	1876		mm	Hloubka	1876		mm
Hmotnost	520		kg	Hmotnost	870		kg
Cena kotle	125000		Kč	Cena kotle	249990		Kč
Cena hořáku	15000		Kč	Odkouření	100000		Kč
Cena odkouření	100000		Kč	Počet kotlů	2		ks
Celková cena [40]	240 000		Kč	Celková cena [41]	599 980		Kč

Tab. 4.18 Parametry plynových kotlů

Kotel PREXTHERM je klasický plynový kotel. Kotel QUADRIFOGLIO je z nejmodernější řady kotlů firmy Ferroli. Jedná se o kondenzační kotel s účinností nad 106%.

Pro porovnání použijeme aplikaci GHP jednotky o vyšším výkonu s použitím chladiva R134a. Potřebné veličiny jsou vypsány v následující tabulce.

GHP jednotka vyššího výkonu s chladivem R134a				
Otáčky	n	1500	1800	min ⁻¹
Výkon kompresoru	P _k	65,73	80,10	kW
Spotřeba paliva	V _{pal}	18,88	23,71	m ³ /h
		180,77	227,02	kW
Spotřeba elektřiny	V _{el}	1,7		kW
Tepelný výkon	P _h	234,71	280,49	kW
Tepelný výkon spalin	P _{sp}	94,37	122,15	kW
Chladicí výkon	P _c	168,82	200,01	kW
Celkový tepelný výkon	P _{hcel}	329,08	402,64	kW
Pořizovací cena GHP jednotky	C _{GHP}	2 002 000		Kč
Cena montáže	C _{montaz}	300 000		Kč
Pořizovací náklady	N _{GHP}	2 302 000		Kč
Doba využití inst. výkonu [18]	T _R	4 000		hod
Doba životnosti [18]	T _ž	10		let
Cena údržby GHP [18]	C _{ud}	35		Kč/hod

Tab. 4.19 Ekonomické parametry GHP jednotky

Po konzultaci s vedoucím diplomové práce byla předpokládána cena energií a diskontu následovně.

Cena plynu	C _{gas}	0,95	Kč/kWh
Cena elektrické energie	C _{el}	2,9	Kč/kWh
Diskont	d	5	%

Tab. 4.20 Ceny energií a diskont

V následujících výpočtech je předpokládán provoz GHP jednotky při konstantním výkonu při otáčkách 1800 min⁻¹ 4000 hodin ročně. Využívá se tepelný výkon jak z chladicího oběhu, tak i z chlazení motoru. Pro chladivo R134a, které má vypařovací teplotu 15°C se neuvažuje žádné využití chladicí smyčky.

Roční výroba tepla GHP jednotky

$$E_r = \frac{P_{hcel} \cdot T_R}{1000} = \frac{402,64 \cdot 4000}{1000} = 1610,57 \text{ MWh/rok} \quad (22)$$

Spotřeba paliva za rok

$$V_{pal,rok} = \frac{V_{pal} \cdot T_R}{1000} = \frac{227,02 \cdot 4000}{1000} = 908,07 \text{ MWh/rok} \quad (23)$$

Náklady na palivo za rok

$$N_{pal} = V_{pal,rok} \cdot C_{gas} = 908,07 \cdot 0,95 = 862,67 \text{ tis. Kč/rok} \quad (24)$$

Náklady na elektřinu za rok

$$N_{el} = V_{el} \cdot T_R \cdot C_{el} = 1,7 \cdot 4000 \cdot 2,9 = 19,72 \text{ tis. Kč/rok} \quad (25)$$

Náklady na údržbu za rok

$$N_{ud} = C_{ud} \cdot T_R = 35 \cdot 4000 = 140 \text{ tis. Kč/rok} \quad (26)$$

Celkové náklady

$$N_{celk} = N_{pal} + N_{el} + N_{ud} = 862,67 + 19,72 + 140 = 1022,39 \text{ tis. Kč/rok} \quad (27)$$

Při uvažování stejného množství vyrobeného tepla za rok bude spotřeba paliva a s ní spojené náklady u plynového kotle následující.

Spotřeba paliva plynového kotle

$$V_{pal}^{K,PREX THERM} = \frac{E_r}{\eta_{KOT,PREX THERM}} = \frac{1610,57}{0,9236} = 1743,8 \text{ MWh/rok} \quad (28)$$

$$V_{pal}^{K,QUADRIFOGLIO} = \frac{E_r}{\eta_{KOT,QUADRIFOGLIO}} = \frac{1610,57}{0,9855} = 1634,27 \text{ MWh/rok}$$

Náklady na palivo plynového kotle

$$N_{pal}^{K,PREX THERM} = V_{pal}^{K,PREX THERM} \cdot C_{gas} = 1743,8 \cdot 0,95 = 1656,6 \text{ tis. Kč/rok} \quad (29)$$

$$N_{pal}^{K,QUADRIFOGLIO} = V_{pal}^{K,QUADRIFOGLIO} \cdot C_{gas} = 1634,27 = 1552,55 \text{ tis. Kč/rok}$$

Roční úspory na palivu

$$U_{pal}^{PREX THERM} = N_{pal}^{K,PREX THERM} - N_{pal} = 1656,6 - 862,67 = 793,94 \text{ tis. Kč/rok} \quad (30)$$

$$U_{pal}^{QUADRIFOGLIO} = N_{pal}^{K,QUADRIFOGLIO} - N_{pal} = 1552,55 - 862,67 = 689,89 \text{ tis. Kč/rok}$$

Cashflow (31)

$$CF^{PREXTERM} = N_{pal}^{K,PREXTERM} - N_{celk} = 1656,6 - 1022,39 = \\ = 634,22 \text{ tis. Kč/rok}$$

$$CF^{QUADRIFOGLIO} = N_{pal}^{K,QUADRIFOGLIO} - N_{celk} = 1552,55 - 1022,39 = \\ = 530,17 \text{ tis. Kč/rok}$$

Diskontované cashflow

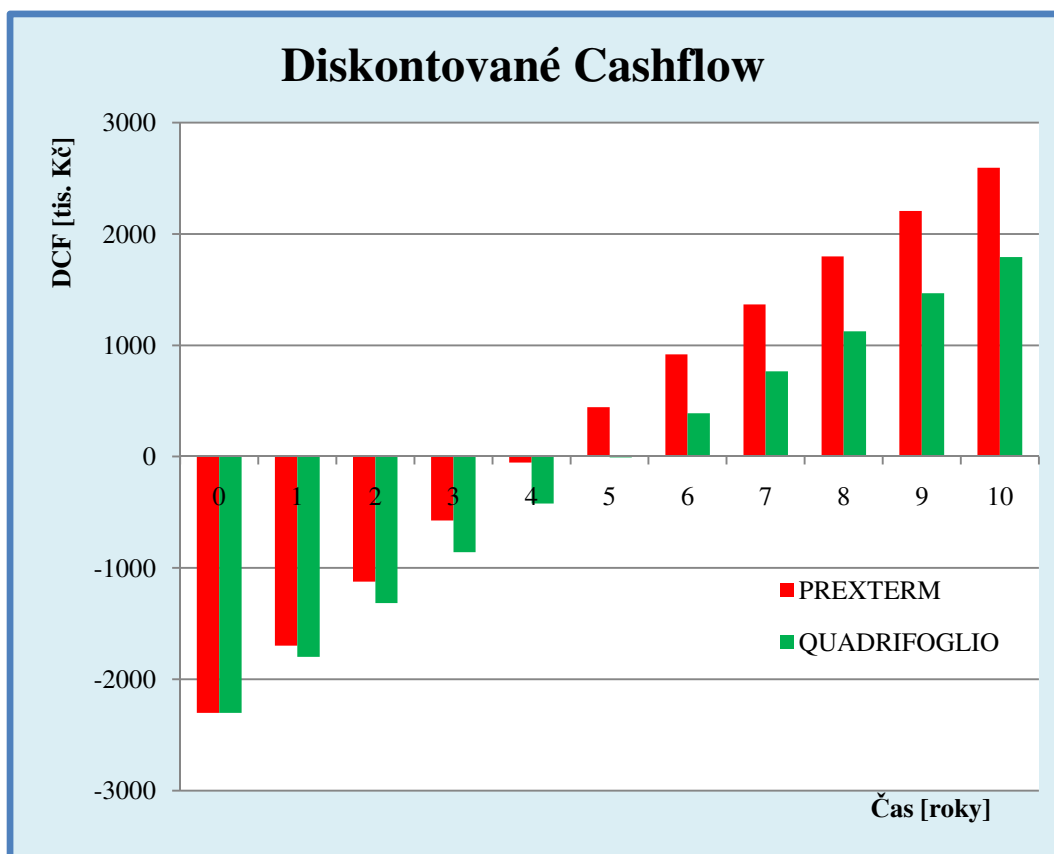
$$DCF = CF \cdot \frac{1}{(1+d)^n} \quad (32)$$

Kde n je rok.

$$\Sigma DCF_{i+1} = \Sigma DCF_i - DCF_i \quad (33)$$

Rok	N _i	CASHFLOW PREXTERM			CASHFLOW PREXTERM			
		CF	DCF	Σ DCF	CF	DCF	Σ DCF	
0	2302	-2302	-2302	-2302	-2302	-2302	-2302	tis. Kč/rok
1		634,22	604,02	-1697,98	530,17	504,92	-1797,08	tis. Kč/rok
2		634,22	575,26	-1122,72	530,17	480,88	-1316,20	tis. Kč/rok
3		634,22	547,86	-574,86	530,17	457,98	-858,22	tis. Kč/rok
4		634,22	521,77	-53,08	530,17	436,17	-422,04	tis. Kč/rok
5		634,22	496,93	443,84	530,17	415,40	-6,64	tis. Kč/rok
6		634,22	473,27	917,11	530,17	395,62	388,98	tis. Kč/rok
7		634,22	450,73	1367,84	530,17	376,78	765,76	tis. Kč/rok
8		634,22	429,27	1797,10	530,17	358,84	1124,60	tis. Kč/rok
9		634,22	408,82	2205,93	530,17	341,75	1466,35	tis. Kč/rok
10		634,22	389,36	2595,28	530,17	325,48	1791,83	tis. Kč/rok

Tab. 4.21 Tabulka Cashflow



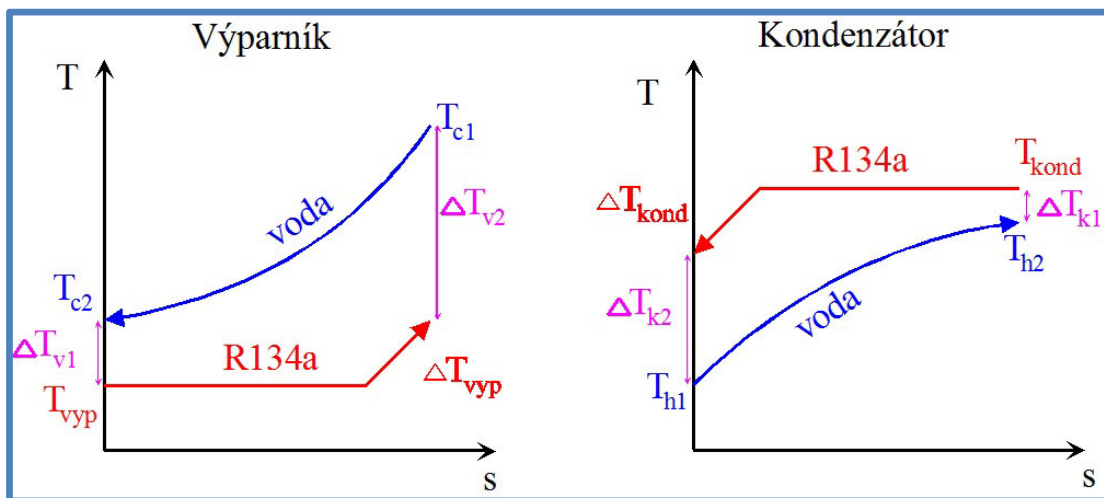
Graf 4.9 Průběh Cashflow

Cena GHP jednotky je několikanásobně vyšší než cena plynového kotle. Oproti kotli PREXTHERM RSM 339 je počáteční investice do GHP jednotky téměř 10x vyšší. U kotle QUADRIFOGLIO B 220 je tato investice téměř 4x vyšší. Graf 4.9 ukazuje, že investice do GHP jednotky se rozhodně vyplatí. Při porovnání s kotlem PREXTHERM RSM 339 je doba návratnosti okolo 4 let. Při porovnání s kondenzačním kotlem QUADRIFOGLIO B 220, který disponuje mnohem vyšší účinností, je doba návratnosti přibližně 5 let.

GHP jednotka oproti plynovým kotlům má širší škálu využití. Ve výše uvedeném výpočtu nevyužitý chlad může být použit pro klimatizování kancelářských objektů nebo chlazení technologie, které plynový kotel neumožňuje.

5 VÝPOČET VÝMĚNÍKŮ

Hned z kraje je nutné zmínit, že pro výpočet deskového výměníku, ve kterém se nachází dvoufázové proudění, dochází ke kondenzaci či vypařování, není na VUT potřebná literatura a výpočet je velmi problematický. V praxi se výpočet deskového výměníku řeší příslušným softwarem. Proto po konzultaci s ing. Jiřím Hejčíkem, Ph.D. byl výpočet zjednodušen a to pro nejhorší případ – proudění syté páry. Ukázalo se, že výpočet byl až o 300% mimo realitu. Proto byl na straně chladiva zaveden opravný součinitel pro opravu součinitele přestupu tepla.



Obr. 5.1 Přestup tepla výměníkem

5.1 Kondenzátor

5.1

Parametry vody:

Tlak vody

$$p^{H_2O} = 3\text{bar}$$

Teplota na výstupu topné vody

$$T_{h1} = 70^\circ\text{C}$$

Teplota vratné vody

$$T_{h2} = 60^\circ\text{C}$$

V programu XSteam byly dopočítány hodnoty entalpií vody pro výše uvedený stav.

$$i_2^{H_2O} = 251,39 \text{ kJ/kg}$$

$$i_3^{H_2O} = 293,24 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád výměníku je tedy

$$\Delta i^{H_2O} = i_3^{H_2O} - i_2^{H_2O} = 293,24 - 251,39 = 41,85 \text{ kJ/kg} \quad (34)$$

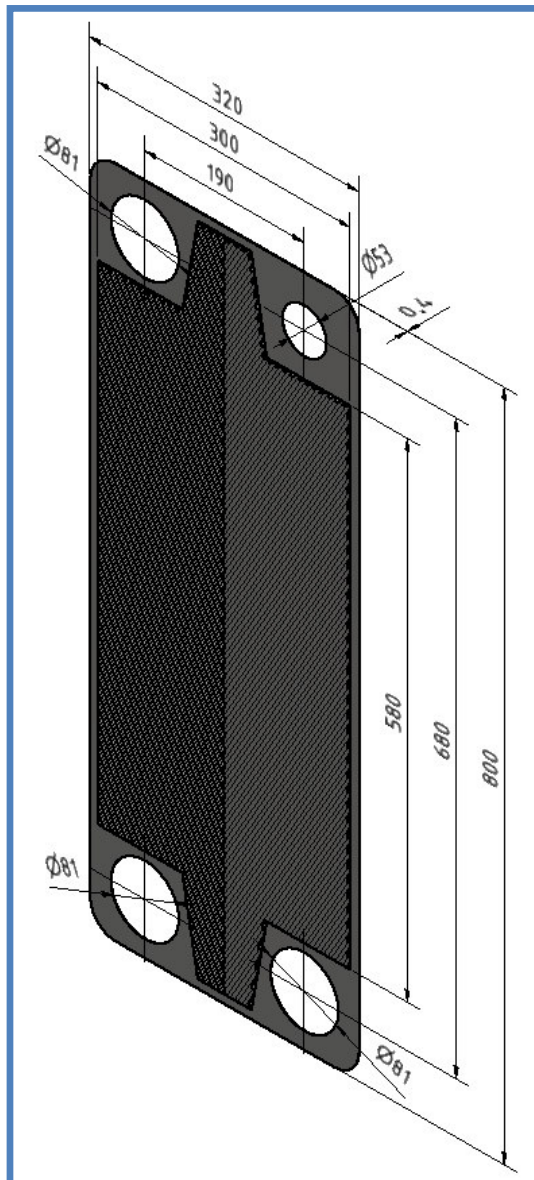
Z bilanční rovnice byla dopočítána hodnota hmotnostního toku vody v kondenzátoru

$$P_h = m^{H_2O} \cdot \Delta i^{H_2O} \Rightarrow m^{H_2O} = \frac{P_h}{\Delta i^{H_2O}} = \frac{280,5}{41,85} = 6,7 \text{ kg/s} \quad (35)$$

5.1.1 Výpočet geometrie kondenzátoru

Šířka a výška teplosměnné plochy výměníku byla zvolena podle stávajících rozměrů deskového výměníku SWEP B400T nainstalovaného na jednotce GHP Polo100.

$$B = 300 \text{ mm} \quad H = 580 \text{ mm}$$



Obr. 5.2 Rozměry desky

Průřez teplosměnné plochy

$$S_{1p} = B \cdot h = 0,3 \cdot 0,58 = 0,174 \text{ m}^2 \quad (36)$$

Součinitel tvaru byl volen podle doporučených hodnot v knize Heat Exchangers [37].

$$\phi = 1,25$$

Užitečná plocha jedné desky

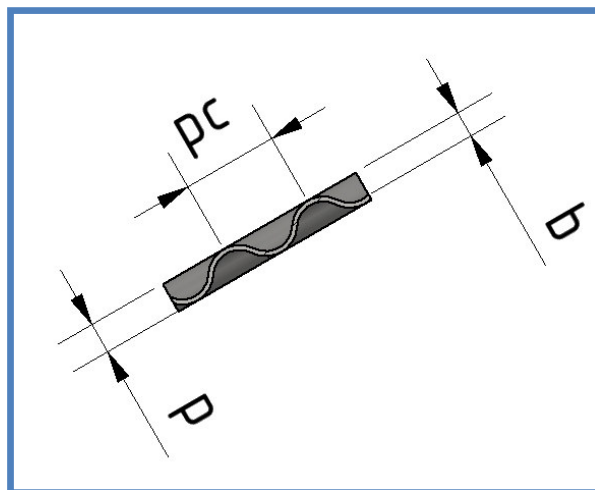
$$S_1 = S_{1p} \cdot \phi = 0,142 \cdot 1,25 = 0,2175 \text{ m}^2 \quad (37)$$

Úhel šípování kanálků byl zvolen

$$\beta = 60^\circ$$

Tloušťka plechu byla volena

$$t = 0,4 \text{ mm}$$



Obr. 5.3 Rozměry prolisování desky

Hloubka prolisu desky byla volena

$$b = 2,1 \text{ mm}$$

Rozteč desek

$$p = b + t = 2,1 + 0,4 = 2,5 \text{ mm} \quad (38)$$

Rozteč průlisů

$$\begin{aligned} p_c &= 2 \cdot \sqrt{(2 \cdot b + t)^2 - (b + t)^2} = \\ &= 2 \cdot \sqrt{(2 \cdot 2,1 + 0,4)^2 - (2,1 + 0,4)^2} = 7,7 \text{ mm} \end{aligned} \quad (39)$$

Hydraulický průměr jednoho kanálku [37]

$$D_h = \frac{2 \cdot b}{\phi} = \frac{2 \cdot 2,1}{1,25} = 3,36 \text{ mm} \quad (40)$$

		Chladivo R134a	Voda	
Hmotnostní tok	m	1,91	6,70	kg/s
Teplota na vstupu	T ₁	75	50	°C
Teplota na výstupu	T ₂	70	70	°C
Měrná tepelná kapacita	c _p	1397	4184,73	J/kg.K
Dyn. Viskozita	η	5,94E-05	4,33E-04	Pa.s
Tepelná vodivost	λ	1,74E-02	0,655	W/m.K
Hustota	ρ	122,5	980,65	kg/m ³
Prandtlovo číslo	Pr	4,783	2,766	-
Kinematická viskozita	ν	4,85E-07	4,42E-07	m ² /s

Tab. 5.1 Fyzikální vlastnosti medií

Hodnoty v tab 5.1 pro vodu byly vyčteny z programu XSteam a pro chladivo R134a z programu CoolPack a SSP G7 dodaný společností SWEF.

Pro výpočet následujících parametrů byl nutný iterační postup, jsou tedy uvedeny jen hodnoty pro poslední iteraci.

Celkový počet desek byl pro poslední iteraci volen

$$N_t = 90$$

Počet teplosměnných ploch

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 \cdot N_p} = \frac{90 - 1}{2 \cdot 1} = 44,5 \quad (41)$$

Hmotnostní tok mezideskovou mezerou za sekundu

$$G_c^{H_2O} = \frac{m^{H_2O}}{N_{cp} \cdot b \cdot B} = \frac{6,7}{44,5 \cdot 0,0021 \cdot 0,3} = 239,09 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \quad (42)$$

$$G_c^{R134a} = \frac{m^{R134a}}{N_{cp} \cdot b \cdot B} = \frac{1,91}{44,5 \cdot 0,0021 \cdot 0,3} = 68,13 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Reynoldsovo číslo

$$Re^{H_2O} = \frac{G_c^{H_2O} \cdot D_h}{\eta^{H_2O}} = \frac{239,09 \cdot 0,00336}{4,33 \cdot 10^{-4}} = 1853,92 \quad (43)$$

$$Re^{R134a} = \frac{G_c^{R134a} \cdot D_h}{\eta^{R134a}} = \frac{68,13 \cdot 0,00336}{5,94 \cdot 10^{-5}} = 3851,18$$

Délka deskového výměníku

$$L_c = N_t \cdot p = 90 \cdot 2,5 = 225 \text{ mm} \quad (44)$$

Pro výpočet Nusseltova čísla a součinitele tření byl zvolen vztah podle Chisholma a Wanniarachchiho, který platí pro úhel šípování kanálek $30^\circ < \beta < 80^\circ$ [37]

$$f = 0,08 \cdot Re^{-0,25} \cdot \phi^{1,25} \cdot \left(\frac{\beta}{30}\right)^{3,6} \quad 1000 < Re < 4000 \quad (45)$$

$$Nu = 0,72 \cdot Re^{0,59} \cdot Pr^{0,4} \cdot \phi^{0,41} \cdot \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0,66} \quad 1000 < Re < 4000 \quad (46)$$

Nusseltovo číslo pro vodu

$$Nu^{H_2O} = 158,74$$

$$Nu^{R134a} = 304,18$$

Součinitel tření

$$f^{H_2O} = 0,195$$

$$f^{R134a} = 0,162$$

Z Nusseltova čísla byly dopočítány hodnoty součinitele přestupu tepla

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} \Rightarrow \alpha^{H_2O} = \frac{\lambda^{H_2O} \cdot Nu^{H_2O}}{D_h} = \frac{0,655 \cdot 158,74}{0,00336} = 30\,967,72 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (47)$$

$$\alpha^{R134a} = \frac{\lambda^{R134a} \cdot Nu^{R134a}}{D_h} \cdot \xi_{kond} = \frac{0,0174 \cdot 304,18}{0,00336} \cdot 1,47 = 2\,310,27 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha^{H_2O}} + \frac{t}{\lambda} + \frac{1}{\alpha^{R134a}}} = \frac{1}{\frac{1}{30967,72} + \frac{0,0004}{16,5} + \frac{1}{2310,27}} = 2043,39 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (48)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\begin{aligned} \Delta T_{ln} &= \frac{(T_{kond} - \Delta T_{sc} - T_{h1}) - (T_{kond} - T_{h2})}{\ln \frac{(T_{kond} - \Delta T_{sc} - T_{h1})}{(T_{kond} - T_{h2})}} = \\ &= \frac{(75 - 5 - 60) - (75 - 70)}{\ln \frac{75 - 5 - 60}{75 - 70}} = 7,21 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (49)$$

Potřebná plocha pro přenesení výkonu

$$S' = \frac{P_h}{k \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{280500}{2043,39 \cdot 7,21} = 19,03 \text{ m}^2 \quad (50)$$

$$S = S_1 \cdot (N_t - 2) = 0,2175 \cdot (90 - 2) = 19,14 \text{ m}^2 \quad (51)$$

Chyba ve výpočtu

$$\Delta S = \left(1 - \frac{S'}{S}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{19,03}{19,14}\right) \cdot 100 = 0,58\% \quad (52)$$

5.1.2 Výpočet průměrů vstupních a výstupních otvorů

Rychlost média má zásadní vliv na tlakovou ztrátu. Proto byly rychlosti voleny s ohledem na tuto tlakovou ztrátu.

Rychlost plynného média bývá obvykle volena přibližně 10 m/s a rychlost kapalného média bývá obvykle volena přibližně 1 m/s. S přihlédnutím na připojovací rozměry deskového výměníku společnosti SWEP, byly odhadnuty přibližné rychlosti médií na portech výměníku. Rychlost plynného média byla volena 3 m/s a rychlost kapalného média byla volena 1,3 m/s.

$$m = \rho \cdot c \cdot S = \rho \cdot c \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \rho \cdot c}} \quad (53)$$

Kde c je rychlost proudění média v hrdle výměníku.

Pomocí výše odvozeného vzorce byly dopočítány hodnoty uvedené v následující tabulce.

		Voda	R134a	
Hmotnostní tok	m	6,70	1,91	kg/s
Hustota na vstupu do výměníku	ρ_{in}	988,13	122,5	kg/m ³
Hustota na výstupu z výměníku	ρ_{out}	977,87	997,3	kg/m ³
Průměr vstupního hrdla	D_{in}	81,71	81,35	mm
Průměr výstupního hrdla	D_{out}	81,94	43,31	mm

Tab. 5.2 Dopočítané hodnoty průměrů hrdel výměníku

Podle dopočítaných průměrů portů, byly vybrány z katalogu MetalSteel Brno závitové návarky nejbližších rozměrů. Podle rozměrů těchto návarků, byly dopočítány skutečné rychlosti médií na portech výměníku, které jsou uvedeny v tab. 5.3.

		Voda	R134a	
Průměr vstupního hrdla	D_{in}	81	81	mm
Průměr výstupního hrdla	D_{out}	81	53	mm
Rychlost média na vstupu	c_{in}	1,32	3,03	m/s
Rychlost média na výstupu	c_{out}	1,33	0,87	m/s

Tab. 5.3 Zaokrouhlené hodnoty průměrů hrdel výměníku

5.1.3 Výpočet tlakové ztráty

5.1.3

Třecí tlaková ztráta

$$\Delta p_c = 4 \cdot f \cdot \frac{L_c \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2 \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{-0,17} \quad (54)$$

Hmotnostní tok hrdlem výměníku

$$G_p = \frac{m}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}} \quad (55)$$

$$\Delta p_p = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \quad (56)$$

Celková tlaková ztráta

$$\Delta p = \Delta p_p^{in} + \Delta p_c + \Delta p_p^{out} \quad (57)$$

Dopočítané hodnoty podle výše uvedených vzorců byly vypsány do tab. 5.4.

		Voda	R134a	
Třecí tlaková ztráta	Δp_c	3571,28	2349,29	Pa
Hmotnostní tok na vstupu	G_p^{in}	1300,76	370,66	kg/m ² .s
Hmotnostní tok na výstupu	G_p^{out}	1300,76	370,66	kg/m ² .s
Místní tlaková ztráta na vstupu	Δp_p^{in}	1204,50	785,071	Pa
Místní tlaková ztráta na výstupu	Δp_p^{out}	1211,19	96,43	Pa
Celková tlaková ztráta	Δp	5,99	3,23	kPa

Tab. 5.4 Dopočítané hodnoty tlakových ztrát výměníku

5.1.4 Výpočet kondenzátoru v programu SSP G7 společnosti SWEP

KONDENZÁTOR - Rating**VÝMĚNÍK TEPLA : B400Tx90****Flow Type: Counter-Current****TECHNICKÉ ZADÁNÍ**

		R134a	Water
Výkon	kW		280,5
Vstupní teplota	°C	93	60
Kondenzační teplota	°C	75	
Podchlazení	K	5	
Výstupní teplota	°C	70,01	70
Průtočné množství	kg/s	1,874	6,697
Průtok kondenzátu	kg/s	1,874	
Maximální tlaková ztráta	kPa	50	50

VÝSLEDKY VÝPOČTU

		R134a	Water
Teplosměnná plocha	m ²		19,1
Tepelný tok	kW/m ²		14,7
Střední teplotní rozdíl	K		9,71
Koeficient prostupu tepla (dostupný/požadovaný)	W/m ² ,°C		1930/1510
Tlaková ztráta - celková	kPa	5,04	21,2
- v připojení	kPa	0,251	1,24
Výstupní tlak	kPa	2360	
Počet kanálů		44	45
Počet desek			90
Plošná rezerva	%		28
Faktor znečištění	m ² ,°C/kW		0,143
Průměr připojení	mm	80	73
Doporučený průměr vstupního připojení	mm		From 27,9 to 62,4
Doporučený průměr výstupního připojení	mm		From 15,7 to 49,8
Reynoldsovo číslo			2290
Rychlost v připojení na vstupu	m/s	3,03	1,63

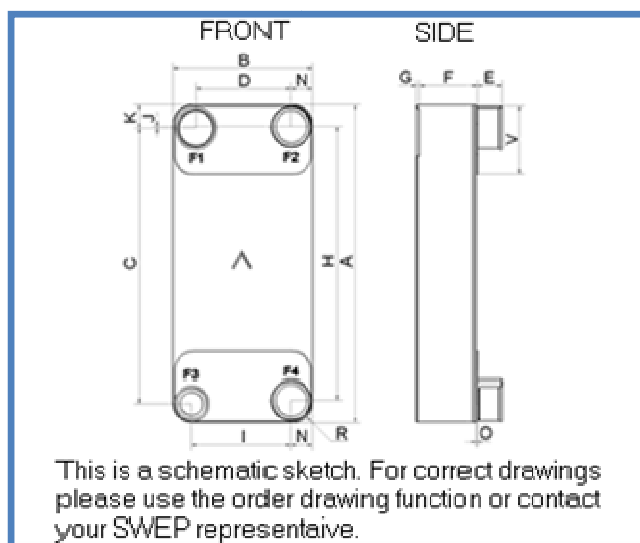
FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

		R134a	Water
Referenční teplota	°C	75,01	65
Kapalina Dynamická viskozita	cP	0,106	0,434
Hustota	kg/m ³	963,7	980,5
Měrná tepelná kapacita	kJ/kg,°C	1,918	4,188
Tepelná vodivost	W/m,°C	0,05944	0,659
Pára - Dynamická viskozita	cP	0,0138	
Hustota	kg/m ³	122,5	
Měrná tepelná kapacita	kJ/kg,°C	1,397	
Tepelná vodivost	W/m,°C	0,01736	
Latentní teplo	kJ/kg	116,2	
Koeficient přestupu tepla	W/m ² ,°C	3110	12800
Střední teplota stěny	°C	71,15	70,93
Rychlost v kanálech	m/s	0,578	0,253

Celkem

		R134a	Water
Total weight (no connections)	kg		65,7 - 77,8
PortSize F1/P1	mm		80
PortSize F2/P2	mm		73
PortSize F3/P3	mm		50
PortSize F4/P4	mm		73

DIMENSIONS



A	mm	694 +/-2
B	mm	304 +/-1
C	mm	601 +/-1
D	mm	205,50 +/-1
E	mm	54 +/-1
F	mm	212,10 to 224,10 +2,5%/-1%
G	mm	0,0 to 7,50 +/-1,5
H	mm	597 +/-1
I	mm	215,50 +/-1
J	mm	3,5
K	mm	52
N	mm	47,5
O	mm	2
R	mm	44
V	mm	150

5.2 Výparník

Parametry vody:

Tlak vody

$$p^{H_2O} = 3 \text{ bar}$$

Teplota na výstupu chladící vody

$$T_{c1} = 20^\circ\text{C}$$

Teplota vratné vody

$$T_{c2} = 25^\circ\text{C}$$

V programu XSteam byly dopočítány hodnoty entalpií vody pro výše uvedený stav.

$$i_4^{H_2O} = 84,2 \text{ kJ/kg}$$

$$i_1^{H_2O} = 105,11,8 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád výměníku je tedy

$$\Delta i^{H_2O} = i_1^{H_2O} - i_4^{H_2O} = 105,11 - 84,2 = 20,91 \text{ kJ/kg} \quad (58)$$

Z bilanční rovnice byla dopočítána hodnota hmotnostního toku vody v kondenzátoru

$$P_c = m^{H_2O} \cdot \Delta i^{H_2O} \Rightarrow m^{H_2O} = \frac{P_c}{\Delta i^{H_2O}} = \frac{200}{20,91} = 9,56 \text{ kg/s} \quad (59)$$

5.2.1 Výpočet geometrie výparníku

Obdobně jako u kondenzátoru, šířka a výška teplosměnné plochy výměníku, byla zvolena podle stávajících rozměrů deskového výměníku nainstalovaného na jednotce GHP Polo100.

$$B = 300 \text{ mm}$$

$$h = 580 \text{ mm}$$

Průřez teplosměnné plochy

$$S_{1p} = B \cdot h = 0,3 \cdot 0,58 = 0,174 \text{ m}^2 \quad (60)$$

Součinitel tvaru byl volen podle doporučených hodnot v knize Heat Exchangers [37].

$$\phi = 1,25$$

Užitečná plocha jedné desky

$$S_1 = S_{1p} \cdot \phi = 0,174 \cdot 1,25 = 0,2175 \text{ m}^2 \quad (61)$$

Úhel šípování kanálků byl zvolen
 $\beta = 60^\circ$

Tloušťka plechu byla volena
 $t = 0,4 \text{ mm}$

Hloubka prolisu desky byla volena
 $b = 2,1 \text{ mm}$

Rozteč desek
 $p = b + t = 2,1 + 0,4 = 2,5 \text{ mm}$ (62)

Rozteč průlisů
 $p_c = 2 \cdot \sqrt{(2 \cdot b + t)^2 - (b + t)^2} =$ (63)
 $= 2 \cdot \sqrt{(2 \cdot 2,1 + 0,4)^2 - (2,1 + 0,4)^2} = 7,5 \text{ mm}$

Hydraulický průměr jednoho kanálku [37]
 $D_h = \frac{2 \cdot b}{\phi} = \frac{2 \cdot 2,1}{1,25} = 3,36 \text{ mm}$ (64)

		Chladivo R134a	Voda	
Hmotnostní tok	m	1,91	9,56	kg/s
Teplota na vstupu	T _{in}	15	25	°C
Teplota na výstupu	T _{out}	17	20	°C
Měrná tepelná kapacita	c _p	902,2	4182,6	J/kg.K
Dyn. Viskozita	η	1,15E-05	9,431E-04	Pa.s
Tepelná vodivost	λ	1,27E-02	0,604	W/m.K
Hustota	ρ	24,12	997,75	kg/m ³
Prandtlovo číslo	Pr	0,818	6,53	-
Kinematická viskozita	ν	4,77E-07	9,45E-07	m ² /s

Tab. 5.5 Fyzikální vlastnosti medií

Hodnoty v tab. 5.5 pro vodu byly vyčteny z programu XSteam a pro chladivo R134a z programu CoolPack a SSP G7 od společnosti SWEP.

Pro výpočet následujících parametrů byl nutný iterační postup, jsou tedy uvedeny jen hodnoty pro poslední iteraci.

Celkový počet desek byl pro poslední iteraci volen
 $N_t = 110$

Počet teplosměnných ploch

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 \cdot N_p} = \frac{110 - 1}{2 \cdot 1} = 54,5 \quad (65)$$

Hmotnostní tok mezideskovou mezerou za sekundu

$$G_c^{H_2O} = \frac{m^{H_2O}}{N_{cp} \cdot b \cdot L_W} = \frac{9,56}{54,5 \cdot 0,0021 \cdot 0,4} = 278,53 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \quad (66)$$

$$G_c^{R134a} = \frac{m^{R134a}}{N_{cp} \cdot b \cdot L_W} = \frac{1,91}{54,5 \cdot 0,0021 \cdot 0,4} = 54,5 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Reynoldsovo číslo

$$Re^{H_2O} = \frac{G_c^{H_2O} \cdot D_h}{\eta^{H_2O}} = \frac{278,53 \cdot 0,00336}{9,431 \cdot 10^{-4}} = 992,3 \quad (67)$$

$$Re^{R134a} = \frac{G_c^{R134a} \cdot D_h}{\eta^{R134a}} = \frac{54,5 \cdot 0,00336}{1,15 \cdot 10^{-5}} = 16\,253,16$$

Délka deskového výměníku

$$L_c = N_t \cdot p = 110 \cdot 2,5 = 275 \text{ mm} \quad (68)$$

Pro výpočet Nusseltova čísla a součinitele tření byl zvolen vztah podle Muleyeho a Manglika, který platí pro úhel šířování kanálků $\beta = 60^\circ$ [37]

$$Nu = 0,1096 \cdot Re^{0,78} \cdot Pr^{1/3} \quad Re \geq 800 \quad (69)$$

$$f = 2,48 \cdot Re^{-0,2} \quad Re \geq 800 \quad (70)$$

Nusseltovo číslo pro vodu

$$Nu^{H_2O} = 44,56$$

$$Nu^{R134a} = 197,33$$

Součinitel tření

$$f^{H_2O} = 0,624$$

$$f^{R134a} = 0,357$$

Z Nusseltova čísla byly dopočítány hodnoty součinitele přestupu tepla

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} \Rightarrow \alpha^{H_2O} = \frac{\lambda^{H_2O} \cdot Nu^{H_2O}}{D_h} = \frac{0,604 \cdot 44,56}{0,00336} = 8005,7 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (71)$$

$$\alpha^{R134a} = \frac{\lambda^{R134a} \cdot Nu^{R134a}}{D_h} \cdot \xi_{vyp} = \frac{0,0127 \cdot 197,33}{0,00336} \cdot 2,25 = 1676,846 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha^{H_2O}} + \frac{t}{\lambda} + \frac{1}{\alpha^{R134a}}} = \quad (72)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8005,7} + \frac{0,0004}{16,5} + \frac{1}{1676,846}} = 1341,36 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{c2} - T_{vyp}) - (T_{c1} - T_{vyp} - \Delta T_{SH})}{\ln \frac{(T_{c2} - T_{vyp})}{(T_{c1} - T_{vyp} - \Delta T_{SH})}} = \quad (73)$$

$$= \frac{(20 - 15) - (25 - 15 - 2)}{\ln \frac{(20 - 15)}{(25 - 15 - 2)}} = 6,38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Potřebná plocha pro přenesení výkonu

$$S' = \frac{P_h}{k \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{200000}{1341,36 \cdot 6,35} = 23,336 \text{ } m^2 \quad (74)$$

Skutečná plocha podle rozměrů a geometrie výměníku

$$S = S_1 \cdot (N_t - 2) = 0,2175 \cdot (110 - 2) = 23,49 \text{ } m^2 \quad (75)$$

Chyba ve výpočtu

$$\Delta S = \left(1 - \frac{S'}{S}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{23,336}{23,49}\right) \cdot 100 = 0,56\% \quad (76)$$

5.2.2 Výpočet průměrů vstupních a výstupních otvorů

5.2.2

Protože byl použit stejný typ výměníku, jsou i příruby stejných rozměrů. Mění se tedy rychlosti médií. Rychlost kapalného média je předběžně volena 1,9 m/s a rychlost plynného média je 16 m/s.

$$m = \rho \cdot c \cdot S = \rho \cdot c \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \rho \cdot c}} \quad (77)$$

Kde c je rychlost proudění média v hrdle výměníku.

Pomocí výše odvozeného vzorce byly dopočítány hodnoty uvedené v následující tabulce.

		Voda	R134a	
Hmotnostní tok	m	9,56	1,91	kg/s
Hustota na vstupu do výměníku	ρ_{in}	997,14	52,6	kg/m ³
Hustota na výstupu z výměníku	ρ_{out}	998,30	24,12	kg/m ³
Průměr vstupního hrdla	D_{in}	80,17	53,76	mm
Průměr výstupního hrdla	D_{out}	80,12	79,38	mm

Tab. 5.6 Dupočítané hodnoty průměrů hrdel výměníku

Podle dupočítaných průměrů portů, byly vybrány z katalogu MetalSteel Brno závitové návarky nejbližších rozměrů. Podle rozměrů těchto návarků, byly dupočítány skutečné rychlosti médií na portech výměníku, které jsou uvedeny v tab. 5.3.

Pro výparník jsou použity závitové návarky stejných rozměrů jako u kondenzátoru, ale je jiné zapojení. U kondenzátoru má výstupní hrdlo na straně chladiva menší rozměr než na vstupu. U výparníku je tomu naopak. Proto musí být zapojení obrácené. Aby byl zachován protiproud, musí být opačně zapojena i smyčka vody.

		Voda	R134a	
Průměr vstupního hrdla	D_{in}	81	53	mm
Průměr výstupního hrdla	D_{out}	81	81	mm
Rychlost média na vstupu	c_{in}	1,86	16,46	m/s
Rychlost média na výstupu	c_{out}	1,86	15,37	m/s

Tab. 5.7 Zaokrouhlené hodnoty průměrů hrdel výměníku

5.2.3 Výpočet tlakové ztráty

Pro výpočet tlakových ztrát byly použity stejné vzorce jako v kap. 5.1.3. Dupočítané hodnoty podle výše uvedených vzorců byly vypsány do tab. 5.8.

		Voda	R134a	
Třecí tlaková ztráta	Δp_c	10673,13	17432,12	Pa
Hmotnostní tok na vstupu	G_p^{in}	1855,87	370,66	kg/m ² .s
Hmotnostní tok na výstupu	G_p^{out}	1855,87	370,66	kg/m ² .s
Místní tlaková ztráta na vstupu	Δp_p^{in}	2417,91	1828,349	Pa
Místní tlaková ztráta na výstupu	Δp_p^{out}	2415,10	3987,20	Pa
Celková tlaková ztráta	Δp	15,51	23,25	kPa

Tab. 5.8 Dupočítané hodnoty tlakových ztrát výměníku

Při porovnání vypočtených tlakových ztrát a tlakových ztrát uvedených v protokolu od SWEPu, je jistý rozdíl. Tento rozdíl je způsoben tím, že vnitřní geometrie výměníku SWEP je neznámá a výše volená geometrie desek se zřejmě liší od jejich provedení. Toto tvrzení platí i pro kondenzátor.

5.2.4 Výpočet výparníku v programu SSP G7 společnosti SWEP

VÝPARNÍK - Rating**VÝMĚNÍK TEPLA : S400Tx110****Flow Type: Counter-Current**

TECHNICKÉ ZADÁNÍ		R134a	Water
Výkon	kW		200
Inlet vapor quality		0,45	
Outlet vapor quality		1	
Vstupní teplota	°C	17,15	25
Odpařovací teplota	°C	15	
Přehřátí	K	2	
Výstupní teplota	°C	17	20
Průtočné množství	kg/s	1,919	9,567
- pára vstup	kg/s	0,8639	
Odpařené množství celkem	kg/s	1,055	
Maximální tlaková ztráta	kPa	60	40

VÝSLEDKY VÝPOČTU		R134a	Water
Teplosměnná plocha	m ²		23,4
Tepelný tok	kW/m ²		8,53
Střední teplotní rozdíl	K		6,25
H.T.C. (available/required)	W/m ² , °C		1530/1370
Tlaková ztráta - celková	kPa	35,7	31,7
- v připojení	kPa	-3,65	2,49
Tlaková ztráta v distributoru chladiva	kPa	364 - 388	
Výstupní tlak	kPa	488	
Počet kanálů		54	55
Počet desek			110
Plošná rezerva	%		12
Faktor znečištění	m ² , °C/kW		0,08
Průměr připojení	mm	80,0/50,0 (up/down)	73
Doporučený průměr vstupního připojení	mm		From 28,6 to 45,2
Doporučený průměr výstupního připojení	mm		From 63,7 to 142
Reynoldsovo číslo			1230
Rychlost v připojení na výstupu	m/s	16,7	2,29

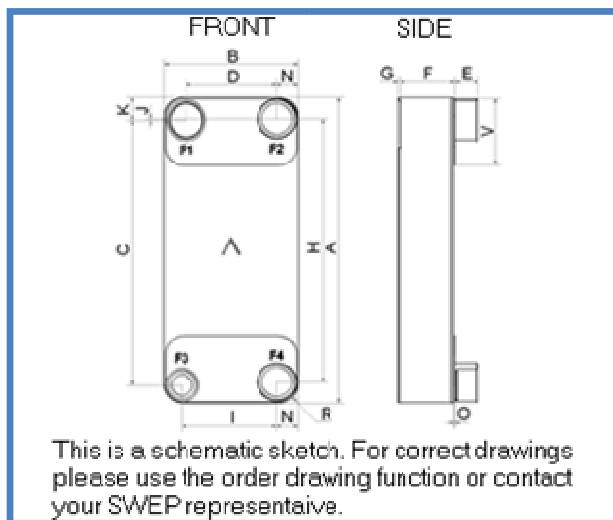
FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

		R134a	Water
Referenční teplota	°C	16,72	22,46
Kapalina Dynamická viskozita	cP	0,22	0,945
Hustota	kg/m ³	1237	997,6
Měrná tepelná kapacita	kJ/kg, °C	1,412	4,181
Tepelná vodivost	W/m, °C	0,0847	0,6027
Pára - Dynamická viskozita	cP	0,0115	
Hustota	kg/m ³	24,12	
Měrná tepelná kapacita	kJ/kg, °C	0,9022	
Tepelná vodivost	W/m, °C	0,01269	
Latentní teplo	kJ/kg	184,8	
Koeficient přestupu tepla	W/m ² , °C	4540	10600
Střední teplota stěny	°C	19,29	19,39
Rychlost v kanálech	m/s	2,59	0,291

Celkem

		R134a	Water
Total weight (no connections)	kg	97,2	
PortSize F1/P1	mm	80	
PortSize F2/P2	mm	73	
PortSize F3/P3	mm	50	
PortSize F4/P4	mm	73	

DIMENSIONS

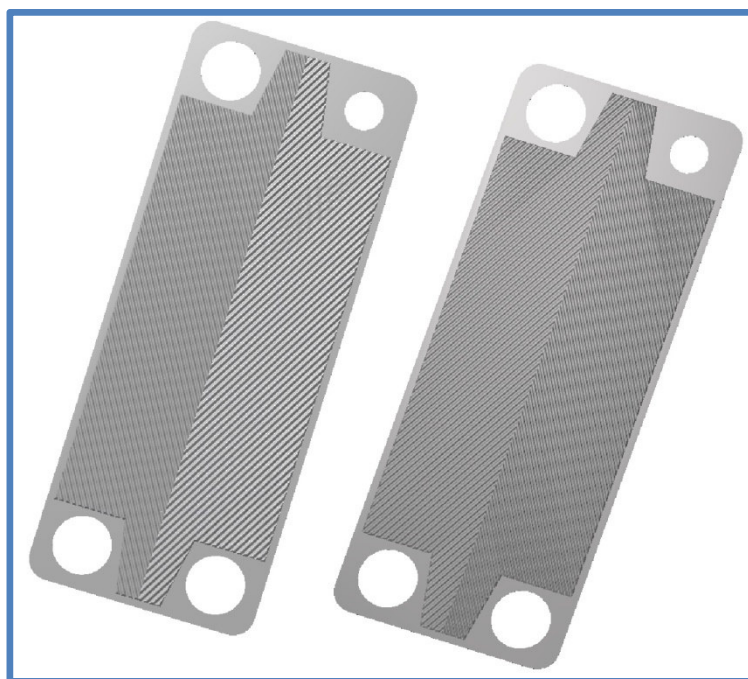


A	mm	694 +/-2
B	mm	304 +/-1
C	mm	601 +/-1
D	mm	205,50 +/-1
E	mm	54 +/-1
F	mm	269,90 +2,5%/-1%
G	mm	0,0 +0/-1
H	mm	597 +/-1
I	mm	215,50 +/-1
J	mm	3,5
K	mm	52
N	mm	47,5
O	mm	2
R	mm	44
V	mm	150

5.3 Konstrukce tepelného výměníku

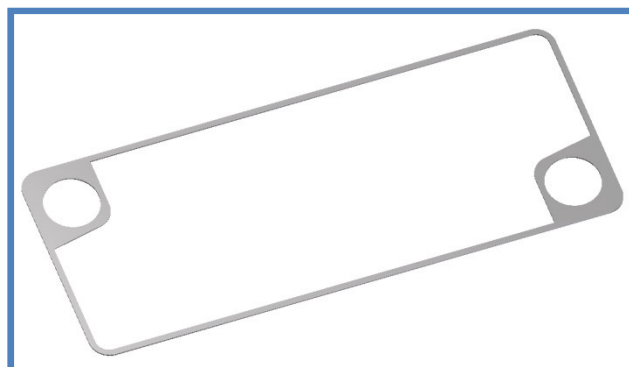
Při výrobě deskového výměníku je nejdražší lisovací nástroj, pomocí kterého se lisují jednotlivé desky. Proto je snaha, aby pro celý deskový výměník byl použit jen jeden lisovací nástroj. Jelikož desky deskového výměníku nejsou totožné, mají různé průměry otvorů a opačné šípování, není to zcela snadný úkol dodržet. Pro výrobu kondenzátoru a výparníku jsou použity naprosto totožné díly. Rozdíl je pouze v počtu desek a jejich zapojení.

Konstrukce tohoto deskového výměníku tento požadavek splňuje. Geometrie desek umožňuje prolisování všech desek deskového výměníku pouze jedním lisovacím nástrojem. Otvory pro průtok média budou vystřiženy v následující technologické operaci.



Obr. 5.4 Desky deskového výměníku

Mezi desky bude vložena podložka, která od sebe odděluje obě média a umožňuje, aby každou mezideskovou mezerou proudilo jiné médium.

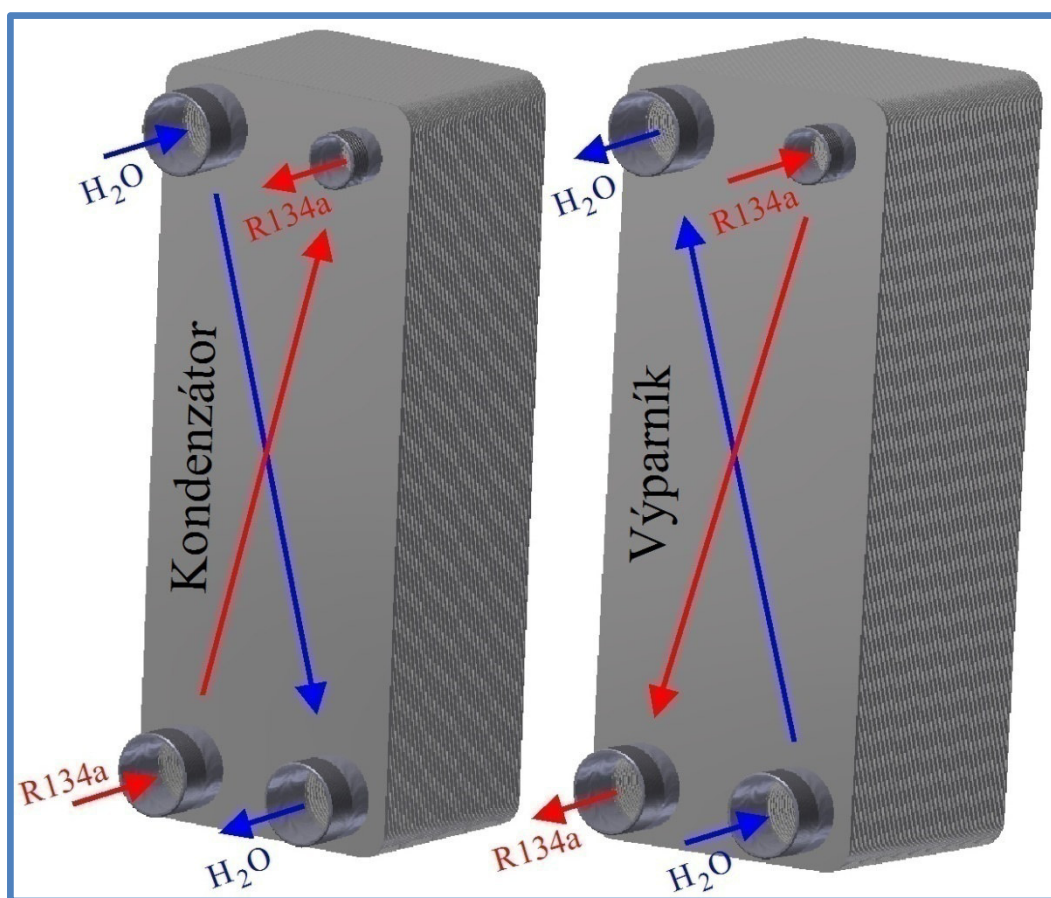


Obr. 5.5 Mezidesková podložka

Symetrie této podložky umožňuje, že je tato podložka univerzální pro celý výměník. Záleží na jejím natočení. Otvory v podložce jsou větší, než velké otvory na deskách. Toto řešení může vést ke zvyšování tlakové ztráty, ale výrazně sníží náklady na výrobu.

Tímto způsobem jsou sestaveny teplosměnné plochy výměníku. Jednotlivé komponenty jsou k sobě svařeny.

Na obě čela deskového výměníku jsou navařeny zesílené plechové desky, které zvyšují odolnost proti poškození. Na zadní straně je to plechová deska o síle 2mm. Na přední stěně je deska, která má zahlobení kryjící prolisy desky. Tato přední deska je o síle 5mm a to z důvodu, že jsou na ni navařeny závitové návarky pro připojení hadice či potrubí.



Obr. 5.6 Zapojení deskových výměníků

Kompletní výkresová dokumentace k deskovým výměníkům je přiložena v příloze.

6 ZÁVĚR

V první části diplomové práce byla provedena rešerše tepelných čerpadel. V této rešerši byla řeč o kompresorových a absorpčních tepelných čerpadlech, o využívaných kompresorech, použitelných chladivech a typech zapojení tepelných čerpadel. V rešeršní části byl splněn první cíl diplomové práce, byl zde zpracován přehled technických parametrů jednotky od firmy Tedom GHP Polo 100.

Druhá část diplomové práce se zabývala konkurenčními produkty na trhu GHP jednotek. Pozornost byla zaměřena na GHP jednotky se spirálovým kompresorem čtyřech zahraničních výrobců: Aisin, Sanyo, Yanmar a Panasonic, kteří mají GHP jednotky parametricky velmi podobné. Do analýzy byly zahrnuty i absorpční GAHP jednotky firmy Robur. Všichni tito výrobci dodávají GHP jednotky o poměrně nízkém výkonu v porovnání s firmou Tedom. Porovnávané jednotky byly zhodnoceny z hlediska investičních a provozních nákladů. Z analýzy vyplynulo, že GAHP Robur není vhodným kandidátem pro chladicí aplikaci. Pro chladicí aplikace se, s přihlédnutím na pořizovací náklady, nejlépe hodí GHP jednotky Aisin. Jednotka GHP Polo 100 společnosti Tedom je velmi zajímavá z hlediska investičních nákladů a pro vytápěcí aplikaci vychází také velmi příznivě.

Ve třetí části byla nejprve propočítána jednotka GHP Polo 100 a to pro všechna využitelná chladiva. Každé chladivo zastupovalo konkrétní aplikaci. Pro tyto aplikace byly navrženy GHP jednotky o nižším a vyšším výkonu, které byly porovnány z technického a ekonomického hlediska. Hlavním technickým ukazatelem bylo využití primárního paliva pro vytápění. Tento parametr byl vyhodnocen pro otáčky klikového hřídele 1500 min^{-1} a 1800 min^{-1} . Ukázalo se, že lepší využití primárního paliva pro vytápění má jednotka o vyšším výkonu a to pro všechna chladiva. Kritériem u ekonomického zhodnocení byla jednotková cena instalovaného výkonu chladu a tepla. I zde se ukázalo, že lépe vychází GHP jednotka vyššího výkonu. Dále proběhla ekonomická analýza investice do GHP jednotky. Zjišťovala se doba návratnosti investice při rozhodování mezi plynovým kotlem, plynovým kondenzačním kotlem a GHP jednotkou vyššího výkonu. Bylo dokázáno, že úspory na palivu při využití GHP technologie byly natolik velké, že dokázaly pokrýt počáteční náklady přibližně v půlce životnosti zařízení.

Čtvrtá část diplomové práce obsahuje návrh a výpočet geometrie deskových výměníků použitelných pro GHP jednotku vyššího výkonu, jeden deskový výměník jako kondenzátor, druhý jako výparník. Výměník byl navržen tak, aby byl podobný současně používaným deskovým výměníkům na jednotce GHP Polo 100. Výpočty byly ověřeny a zkorigovány podle programu SSP G7 firmy SWEP. Pro tyto deskové výměníky byla vypracována kompletní výkresová dokumentace přiložená v příloze.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] SRDEČNÝ, K., TRUXA, J.: *Tepelná čerpadla*, ERA Brno, 2005, ISBN: 978-80-7366-089-5, s.11-26
 - [2] HOBZA, Otakar. 4.díl – *Tepelná čerpadla - Kompresor jako srdce tepelného čerpadla: Přehled typů kompresorů*. [online]. [cit. 2013-12-24]. Dostupné z: <http://nadrevo.blogspot.cz/2009/02/kompresor-srdce-tepelneho-cerpadla.html>
 - [3] *Single-Acting Air Compressor Cylinder*:. [online]. [cit. 2013-12-24]. Dostupné z: <http://www.expertsmind.com/topic/mechanical-components/single-acting-air-compressor-cylinder-910120.aspx>
 - [4] *Stroje a zařízení: Kompresory*. [online]. [cit. 2013-12-24]. Dostupné z: http://eamos.pf.jcu.cz/amos/kat_fyz/modules/low/kurz_text.php?identifik=kat_fyz_7356_t&id_kurz=&id_kap=16&id_teach=&kod_kurzu=kat_fyz_7356&id_kap=16&id_set_test=&search=&kat=&startpos=5
 - [5] KAMINSKÝ, Jaroslav a Kamil KOLARČÍK. *Kompresory: Spirálové kompresory*. [online]. [cit. 2013-12-24]. Dostupné z: <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>
 - [6] *Kompresory: Šroubový kompresor*. [online]. [cit. 2013-12-24]. Dostupné z: http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi_mat/kompresory.pdf
 - [7] *Tepelná čerpadla na bázi zeolitu*. VAILLANT GROUP SLOVAKIA, s. r. o. [online]. 2013 [cit. 2013-12-27]. Dostupné z: <http://www.asb-portal.cz/tzb/vytapeni/tepelna-cerpadla-na-bazi-zeolitu>
 - [8] *Vytápění tepelným čerpadlem*. [online]. [cit. 2013-12-29]. Dostupné z: <http://hestia.energetika.cz/encyklopedie/6.htm>
 - [9] KÁZMÉROVÁ, Kristína. Sorpční chladicí zařízení: Absorpce, absorpční oběh. [online]. 2011 [cit. 2013-12-29]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7712-sorpni-chladici-zarizeni>
 - [10] *Přírodní chladiva* [online]. [cit. 2014-01-17]. Dostupné z: http://cbs.grundfos.com/GCZ_Czech_Republic/lexica/AC_Natural_refrigerants.html#-
 - [11] *Odborná konference SCHKT: Nová chladiva – budoucnost již začala, Svaz chladicí a klimatizační techniky* [online]. Praha, 2011 [cit. 2014-01-17]. Dostupné z: <http://schkt.tradecentrum.cz/res/data/002/001311.pdf>
 - [12] *Odborná konference SCHKT: Energetická účinnost a trendy vývoje chladících systémů v průmyslovém chlazení, Svaz chladicí a klimatizační techniky* [online]. Praha, 2011 [cit. 2014-01-17]. Dostupné z: <http://schkt.tradecentrum.cz/res/data/002/001307.pdf>
-

- [13] ZHIWEI, Lian, Seong-ryong PARK, Huang WEI, Baik YOUNG-JIN a Yao YE. *Conception of combination of gas-engine-driven heat pump and water-loop heat pump system*. 2005, č. 28, s. 810-819.
- [14] LUBOMÍR, Ing. Kuchynka. AC Heating: Faktory ovlivňující účinnost tepelných čerpadel. TZB-INFO. [online]. 2012, 10.10.2012 [cit. 2014-01-28]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/9147-ac-heating-faktory-ovlivnujici-ucinnost-tepelných-cerpadel>
- [15] SEPEHR, Sanaye a Chahartaghi MAHMOOD. Thermal modeling and operating tests for the gas engine-driven heat pump systems. 2009, č. 35, s. 351-363. DOI: 10.1016/j.energy.2009.10.001.
- [16] NESLIHAN, Colak a Hepbasli ARIF. *A review of heat pump drying: Part 1 – Systems, models and studies*. 2009, č. 50, s. 2018-2186. DOI: 10.1016/j.enconman.2009.04.031.
- [17] O nás. [online]. [cit. 2014-01-28]. Dostupné z: <http://ghp-jednotky.tedom.com/onas.html>
- [18] JANČOK, Lukáš. Technické podklady, poskytnuté společností TEDOM.
- [19] JANČOK, Lukáš a Jiří LINHART. GHP Technologie TEDOM: Technické podklady, poskytnuté společností TEDOM.
- [20] *Využitelná chladiiva* [online]. [cit. 2014-01-28]. Dostupné z: <http://ghp-jednotky.tedom.com/vyuzitelna-chladiiva.html>
- [21] Základní charakteristika: Technické podklady, poskytnuté společností TEDOM. *TS_GHP Polo 100_R507_ZP_2013-11-21.pdf*. s. 1-6.
- [22] Gas Air Conditioners. [online]. [cit. 2014-02-04]. Dostupné z: http://www.pro-clima.org/images/stories/Broshura_GHP-en.pdf
- [23] Millerův cyklus. [online]. [cit. 2014-02-04]. Dostupné z: <http://www.geocore.cz/milleruv-cyklus/>
- [24] Aisin GHP E: Gas Heat Pump. [online]. [cit. 2014-02-04]. Dostupné z: http://www.aisin-norge.com/upload/Tecnocasa_GHP_serieE_DEF.pdf
- [25] Gas Heat Pump Air Conditioners: K Series Specification Guide. [online]. [cit. 2014-02-04]. Dostupné z: http://www.dokro.at/Sanyo/Gaswaermepumpen_Katalog.pdf
- [26] Creating Air-Controlled Comfort YANMAR: Gas Heat Pump, Air Conditioning Unit, H1 Series. č. 2008. Dostupné z: <http://yanmar.com/product/energy/catalog/pdf/gasHeatPumpAirConditioningSystem/ghp.pdf>
-

- [27] Katalog Panasonic 2013/2014. s. 90-91. Dostupné z: http://www.tsc-lg.cz/data/public/KATALOGY_Panasonic/Panasonic_katalogy_2013/VRF_CZ.pdf
- [28] Absorpční plynová tepelná čerpadla Robur: Katalog. [online]. [cit. 2014-02-07]. Dostupné z: http://www.robur.cz/download/53282_robur-katalog-tepelnych-čerpadel-2012.pdf
- [29] Cena jednotek GHP AISIN zjištěna z katalogových hodnot po kontaktu firmy Yzammer Trnava
- [30] Ceník klimatizačních jednotek SPLIT pro domácí použití. [online]. 2013 [cit. 2014-02-21]. Dostupné z: <http://www.tsc-lg.cz/data/dokumenty/ceniky/tsc-cenik-panasonic-2013.pdf>
- [31] Winderose. [online]. [cit. 2014-02-21]. Dostupné z: http://www.winderose.ru/index.php?search_string_0=AXGP450D1-NW&searchstring=SGP-E150K1GU2W&x=0&y=0
- [32] Industrial Heat Pumps for Steam and Fuel Savings. 2003. DOI: DOE/GO-102003-1735.
- [33] *BOCK Product catalogue* [online]. [cit. 2014-03-05]. Dostupné z: http://www.bock.de/en/Product_overview.html?ArticleID=1133&TabIndex=2&RefrigerantID=15
- [34] Program Solkane 8
- [35] Bock Product Catalogue. [online]. [cit. 2014-03-16]. Dostupné z: http://www.bock.de/en/Product_overview.html?ArticleID=1169
- [36] LABOUTKA a SUCHÁNEK. Souhrn fyzikálních hodnot zemních plynů. [online]. [cit. 2014-03-14]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/51-souhrn-fyzikalnich-hodnot-zemnich-plynu>
- [37] KAKAC, Sadik a Hongtan LIU. *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*. 2002. vyd. ISBN 0-8493-0902-6.
- [38] FERROLI: Stacionární a průmyslové kotle [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: <http://www.bcb-plzen.eu/ferroli/pdf/prospekt-stac-a-prum.pdf>
- [39] Quadrifoglio B [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: <http://www.ferroli.co.uk/wp-content/uploads/downloads/2014/03/Quadrifoglio-Range-Brochure-2014.pdf>
- [40] Cena konzultována s obchodně technickým zástupcem firmy Embra Liborem Žákem
- [41] Ceník: EMBRA [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: <http://www.ferroli.cz/images/soubory/cenik2014.pdf>
-

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Seznam použitých zkratk

CFC	ChloroFluorCarbon	
COP	Coefficient Of Performance	Topný faktor
EHP	Electric Heat Pump	Elektrické tepelné čerpadlo
GAHP		Absorpční plynové tepelné čerpadlo
GHP	Gas Engine Heat Pump	Plynové tepelné čerpadlo
GWP	Global Warming Potential	Vliv chladiva na skleníkový efekt
HCFC	HydroChloroFluorCarbon	
HFC	HydroFluorCarbon	
HP	Heat Pump	Tepelné čerpadlo
HP	Horse Power	Koňské síly
CHO		Chladicí okruh
LPG	Liquefied Petroleum Gas	Zkapalněný ropný plyn
ODP	Ozone Depletion Potential	Potenciál poškození ozonové vrstvy
TO1		Topný okruh 1
TO2		Topný okruh 2
TUV		Tepelně upravená voda

Seznam použitých symbolů a veličin

B	[m]	Šířka teplosměnné plochy
b	[m]	Hloubka prolisu
c	[m/s]	Rychlost média
C_{el}	[Kč/kWh]	Cena elektrické energie
CF	[Kč]	Cashflow
C_{gas}	[Kč/kWh]	Cena plynu
C_{GHP}	[Kč]	Cena GHP jednotky
C_{montaz}	[Kč]	Cena montáže
c_p	[J/kg.K]	Měrná tepelná kapacita
C_{ud}	[Kč/hod]	Cena údržby GHP
D	[m]	Délka
d	[m]	Průměr vrtání kompresoru
d	[%]	Diskont
DCF	[Kč]	Diskontované cashflow
D_h	[m]	Hydraulický průměr
E_r	[MWh/rok]	Roční výroba tepla
f	[-]	Součinitel tření
G_c	[kg/m ² .s]	Tok mezideskovou mezerou

h	[m]	Zdvih pístu kompresoru
H	[m]	Výška teplosměnné plochy
i,h	[J/kg]	Entalpie
k	[W/m ² .K]	Součinitel prostupu tepla
L_c	[m]	Délka deskového výměníku
m^{H2O}	[kg/s]	Hmotnostní tok vody
m_{ch}	[kg/s]	Hmotnostní tok chladiva
n	[s ⁻¹]	Otáčky
N_{cp}	[-]	Počet teplosměnných ploch
N_{el}	[Kč/rok]	Náklady na elektřinu
N_{GHP}	[Kč]	Požizovací náklady
N_{pal}	[Kč/rok]	Náklady na palivo
N_t	[-]	Počet desek
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p	[Pa]	Tlak
P	[W]	Výkon
p	[m]	Rozteč desek
P_c	[W]	Chladicí výkon
p_c	[m]	Rozteč průlisů
P_h	[W]	Tepelný výkon
p^{H2O}	[Pa]	Tlak vody v okruhu
P_{hcel}	[W]	Celkový tepelný výkon
P_k	[W]	Výkon kompresoru
p_{kond}	[Pa]	Tlak kondenzace
P_m	[W]	Výkon motoru
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
P_{sp}	[W]	Tepelný výkon spalin
p_{válců}	[-]	Počet válců
p_{vyp}	[Pa]	Tlak vypařování
Q₂₃	[W]	Topný výkon
Q_{ab}	[W]	Tepelný výkon absorbéru
Q_d	[W]	Tepelný příkon pro desorpci
Q_{i^r}	[J/kg]	Výhřevnost paliva
Q_k	[W]	Tepelný výkon kondenzátoru
Q_o	[W]	Chladicí výkon
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s	[J/K]	Entropie
S	[m ²]	Skutečná teplosměnná plocha
S´	[m ²]	Potřebná plocha pro přenesení výkonu

S_1	[m ²]	Užitečná plocha jedné desky
S_{1p}	[m ²]	Průřez teplosměnné plochy
\check{S}	[m]	Šířka
t	[°C]	Teplota
t	[m]	Tloušťka plechu
T_{h1}	[°C]	Teplota výstupní topné vody
T_{h2}	[°C]	Teplota vratné topné vody
t_{kond}	[°C]	Kondenzační teplota
T_R	[hod]	Doba využití instalovaného výkonu
t_{vyp}	[°C]	Vypařovací teplota
$T_{\check{z}}$	[roky]	Doba životnosti
U_{pal}	[Kč/rok]	Úspory na palivu
V	[m]	Výška
v_1	[kg/m ³]	Měrný objem
V_{el}	[kW]	Spotřeba elektrické energie
V_{ch}	[m ³ /s]	Objemový tok chladiva
V_{pal}	[m ³ /s]	Spotřeba paliva
α	[W/m ² .K]	Součinitel přestupu tepla
β	[°]	Úhel šířování kanálků
Δi^{H_2O}	[J/kg]	Entalpický spád vody
Δp	[Pa]	Celková tlaková ztráta
Δp_c	[Pa]	Třecí tlaková ztráta
Δp_p	[Pa]	Tlaková ztráta na přírubě
ΔT_{ln}	[°C]	Střední logaritmický teplotní spád
Δt_{SC}	[°C]	Podchlazení chladiva
Δt_{SH}	[°C]	Přehřátí chladiva
ϵ	[-]	Kompresní poměr
η	[Pa.s]	Dynamická viskozita
η_k	[-]	Účinnost kompresoru
η_{KOT}	[-]	Účinnost kotle
η_m	[-]	Mechanická účinnost
η_s	[-]	Účinnost spojky
η_t	[-]	Termická účinnost
λ	[W/m.K]	Tepelná vodivost
ρ	[kg/m ³]	Hustota
u	[m ² /s]	Kinematická viskozita
ϕ	[-]	Součinitel tvaru desky

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 Carnotův cyklus	14
Obr. 2.2 Ideální Rankinův oběh (vlevo) a reálný (vpravo).....	15
Obr. 2.3 Kompresorové tepelné čerpadlo[8]	16
Obr. 2.4 Princip pístového kompresoru [3]	17
Obr. 2.5 Rotační kompresory [4]	17
Obr. 2.6 Spirálový kompresor – princip činnosti.....	18
Obr. 2.7 Šroubový kompresor.....	19
Obr. 2.8 Schéma absorpčního oběhu [9].....	20
Obr. 2.9 Ztráty při přeměně energie z primárního paliva na užitečnou práci [13]	22
Obr. 2.10 Porovnání přeměny energie mezi EHP a GHP [13]	23
Obr. 2.11 Schéma GHP v topném a chladícím módu [26]	24
Obr. 2.12 Zapojení tepelného čerpadla v sušičce [15].....	25
Obr. 2.13 Jednotka TEDOM GHP Polo 100 [18].....	26
Obr. 2.14 Motor [21].....	28
Obr. 2.15 Kompresor BOCK [21].....	28
Obr. 2.16 Základní schéma jednotky TEDOM [18]	29
Obr. 3.1 Scroll kompresor GHP-E Aisin [24]	33
Obr. 4.1 Limity použitelnosti chladiva R134a [33]	45
Obr. 4.2 Cyklus chladicího okruhu pro chladivo R134a [34].....	45
Obr. 4.3 Specifikace cyklu v programu Solkane 8 [34].....	47
Obr. 4.4 Parametry jednotlivých bodů v programu Solkane 8 [34].....	48
Obr. 4.5 Limity použitelnosti chladiva R407c [33]	49
Obr. 4.6 Reálný cyklus chladicího okruhu pro chladivo R407c [34]	49
Obr. 4.7 Specifikace cyklu v programu Solkane 8 [34].....	50
Obr. 4.8 Parametry jednotlivých bodů v programu Solkane 8 [34].....	51
Obr. 4.9 Limity použitelnosti chladiva R507 [33].....	52
Obr. 4.10 Reálný cyklus chladicího okruhu pro chladivo R507 [34]	52
Obr. 4.11 Specifikace cyklu v programu Solkane 8 [34].....	53
Obr. 4.12 Parametry jednotlivých bodů v programu Solkane 8 [34].....	53
Obr. 5.1 Přestup tepla výměníkem.....	71
Obr. 5.2 Rozměry desky	72
Obr. 5.3 Rozměry prolisování desky	73
Obr. 5.4 Desky deskového výměníku	88
Obr. 5.5 Mezidesková podložka	88
Obr. 5.6 Zapojení deskových výměníků	89

SEZNAM GRAFŮ

Graf 3.1 Jednotková cena instalovaného výkonu	39
Graf 3.2 Jednotková cena instalovaného výkonu chladu	40
Graf 3.3 Spotřeba paliva na 1kW tepelného výkonu	41
Graf 3.4 Spotřeba paliva na 1kW chladícího výkonu	42
Graf 3.5 Spotřeba el. energie na 1kW tepelného výkonu.....	43
Graf 4.1 Zatížení motoru menší GHP jednotky	56
Graf 4.2 Zatížení motoru větší GHP jednotky	59
Graf 4.3 Porovnání GHP jednotek vyššího a nižšího výkonu pro otáčky 1500min^{-1}	62
Graf 4.4 Porovnání GHP jednotek vyššího a nižšího výkonu pro otáčky 1800min^{-1}	62
Graf 4.5 Porovnání jednotkové ceny instalovaného tepelného výkonu	64
Graf 4.6 Porovnání jednotkové ceny instalovaného chladícího výkonu	64
Graf 4.7 Porovnání spotřeby paliva na 1kW tepelného výkonu	65
Graf 4.8 Porovnání spotřeby paliva na 1kW chladícího výkonu	65
Graf 4.9 Průběh Cashflow	70

SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1 Vliv chladiv na životní prostředí [12].....	22
Tab. 2.2 Základní údaje GHP jednotky TEDOM [19]	25
Tab. 2.3 Základní technické údaje s chladivem R507 [21]	27
Tab. 2.4 Parametry motoru [21]	28
Tab. 2.5 Parametry kompresoru [21]	28
Tab. 2.6 Parametry spalovacího a ventilačního vzduchu [21].....	30
Tab. 2.7 Parametry spalinyovou [21].....	30
Tab. 3.1 Parametry GHP jednotek AISIN [22].....	31
Tab. 3.2 Parametry GHP jednotek AISIN [24].....	32
Tab. 3.3 Parametry GHP jednotek Panasonic [27]	34
Tab. 3.4 Parametry GHP jednotek Sanyo [25]	35
Tab. 3.5 Parametry GHP jednotek Yanmar [26]	36
Tab. 3.6 Příklady aplikace GHP jednotek Yanmar v praxi	36
Tab. 3.7 Parametry absorpčních plynových tepelných čerpadel Robur [28].....	37
Tab. 3.8 Příklady nasazení jednotek Robur v praxi.....	38
Tab. 4.1 Zadané hodnoty jednotky GHP Polo 100 [18]	44
Tab. 4.2 Teplotní hladiny pro chladivo R134a	44
Tab. 4.3 Teplotní hladiny pro chladivo R407c	48
Tab. 4.4 Dopočítané parametry pro chladivo R407c	50
Tab. 4.5 Teplotní hladiny pro chladivo R407c	51
Tab. 4.6 Dopočítané parametry pro chladivo R507	53
Tab. 4.7 Zadané hodnoty GHP jednotky s nižším výkonem [18].....	54
Tab. 4.8 Dopočítané hodnoty GHP o nižším výkonu	54
Tab. 4.9 Parametry kompresoru Bock FX5 [35]	55
Tab. 4.10 Dopočítané hodnoty výkonu kompresoru pro jednotlivá chladiva.....	56
Tab. 4.11 Zadané hodnoty GHP jednotky s vyšším výkonem [18].....	57
Tab. 4.12 Dopočítané hodnoty GHP o vyšším výkonu	58
Tab. 4.13 Parametry kompresoru Bock FX18/3235	58
Tab. 4.14 Dopočítané hodnoty výkonu kompresoru pro jednotlivá chladiva.....	59
Tab. 4.15 Dopočítané hodnoty tepelných výkonů	61
Tab. 4.16 Dopočítané hodnoty využití primárního paliva pro vytápění.....	61
Tab. 4.17 Ekonomické ukazatele pro porovnání GHP jednotek.....	63
Tab. 4.18 Parametry plynových kotlů.....	66
Tab. 4.19 Ekonomické parametry GHP jednotky	67
Tab. 4.20 Ceny energií a diskont	67
Tab. 4.21 Tabulka Cashflow	69
Tab. 5.1 Fyzikální vlastnosti medií.....	74
Tab. 5.2 Dopočítané hodnoty průměrů hrdel výměníku	76
Tab. 5.3 Zaokrouhlené hodnoty průměrů hrdel výměníku	77
Tab. 5.4 Dopočítané hodnoty tlakových ztrát výměníku	77
Tab. 5.5 Fyzikální vlastnosti medií.....	81
Tab. 5.6 Dopočítané hodnoty průměrů hrdel výměníku	84
Tab. 5.7 Zaokrouhlené hodnoty průměrů hrdel výměníku	84
Tab. 5.8 Dopočítané hodnoty tlakových ztrát výměníku.....	84

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

DP-VYM-S00-D01	- ZADNÍ STĚNA
DP-VYM-S00-D02	- VSTUPNÍ STĚNA
DP-VYM-S00-D03	- VLOŽKA
DP-VYM-S00-D04	- DESKA 1
DP-VYM-S00-D05	- DESKA 2
DP-KOND-S01	- KONDENZÁTOR
DP-VYP-S02	- VÝPARNÍK
