



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

## PRŮMYSLOVÉ TEPELNÉ ČERPADLO

INDUSTRIAL HEAT PUMP

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Marek Pinkas**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**

**BRNO 2023**



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	<b>Bc. Marek Pinkas</b>
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2022/23

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:

### Průmyslové tepelné čerpadlo

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se věnuje problematice průmyslových tepelných čerpadel (TČ s výkonem nad 100 kW tepelného výkonu). Zpracována bude přehledová rešerše k problematice průmyslových TČ, hlavních komponent a využitelných zdrojů nízkopotenciálního tepla. Dohledány budou pilotní realizace. Získaný přehled z rešeršní části bude využit v návrhové části práce, kde bude realizován vlastní návrh konkrétního zapojení průmyslového TČ pro vybranou aplikaci z oblasti využití tepla odcházejícího z čistíren odpadních vod, nebo proudů odpadních plynů.

#### Cíle diplomové práce:

1. Zpracujete rešerši k problematice průmyslových tepelných čerpadel – užívané technologie, popis hlavních komponent.
2. Představte vybrané realizované pilotní projekty a užívané nízkoteplotní zdroje.
3. Provedte konkrétní návrh tepelného čerpadla pro využití tepla vody odcházející z ČOV.
4. Provedte základní technicko–ekonomické posouzení navržené instalace.

#### Seznam doporučené literatury:

JÍCHA, Miroslav. Přenos tepla a látky. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4.

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s., ISBN 978-80-214-4300-6.

SRDEČNÝ, Karel a Jan TRUXA. Tepelná čerpadla. Praha: EkoWATT, 2009, 71 s. : il., mapy. ISBN 978-80-87333-02-0.

HEROLD, K. E, Reinhard RADERMACHER a Sanford A. KLEIN. Absorption chillers and heat pumps. Boca Raton: CRC Press, 1996, 329 s. : il. ISBN 0-8493-9427-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá problematikou průmyslových tepelných čerpadel. Jejím cílem je popsat technologie tepelných čerpadel a jejich využití v průmyslu, kde jsou již dnes často využívána k rekuperaci odpadního tepla. Práce se věnuje kompresorovým i absorpčním tepelným čerpadlům. Jsou zde představeny a popsány hlavní části, ze kterých se tepelné čerpadlo skládá. Důraz je rovněž kladen na používané pracovní látky. Dále jsou představeny reálné aplikace průmyslových tepelných čerpadel. Na závěr jsou navrženy dvě varianty aplikace tepelného čerpadla ve spolupráci s kogenerační jednotkou. V prvním případě bylo navrženo kompresorové tepelné čerpadlo a ve druhém absorpční. Zdrojem tepla pro tepelné čerpadlo je voda z čističky odpadních vod.

### **Klíčová slova**

tepelné čerpadlo, odpadní teplo, čistička odpadních vod, teplárenství

## **ABSTRACT**

The diploma thesis deals with the issue of industrial heat pumps. Its aim is to describe the technologies of heat pumps and their use in industry, where they are already often used to recover waste heat. The work is devoted to compressor and absorption heat pumps. The main parts of the heat pump are presented and described here. Emphasis is also placed on the working materials used. Real applications of industrial heat pumps are also presented. At the end, two variants of the application of the heat pump in cooperation with the cogeneration unit are proposed. In the first case, a compressor heat pump was proposed, and in the second, an absorption heat pump. The heat source for the heat pump is water from the wastewater treatment plant.

### **Key words**

heat pump, waste heat, sewage treatment plant, heating industry

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PINKAS, Marek. Průmyslové tepelné čerpadlo [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149685>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Pospíšil.

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Průmyslové tepelné čerpadlo** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který se nachází na konci této práce.

.....  
Datum

\_\_\_\_\_  
Jméno a příjmení

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.



## OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Tepelné čerpadlo .....	12
1.1 Historie a vývoj tepelných čerpadel.....	12
1.2 Carnotův cyklus .....	14
1.3 Topný a chladicí faktor .....	14
1.4 Tepelná čerpadla s kompresorem.....	15
1.4.1 TČ vzduch-voda .....	16
1.4.2 TČ vzduch-vzduch .....	16
1.4.3 TČ země-voda .....	17
1.4.4 TČ voda-voda .....	18
1.5 Sorpční tepelná čerpadla .....	18
1.5.1 TČ absorpční .....	19
1.5.2 TČ adsorpční .....	20
1.6 Průmyslové využití tepelných čerpadel .....	21
2 Hlavní komponenty tepelných čerpadel .....	23
2.1 Kompresory .....	23
2.1.1 Pístové kompresory .....	23
2.1.2 Rotační kompresory .....	24
2.1.3 Scroll kompresory .....	25
2.1.4 Šroubové rotační kompresory .....	25
2.1.5 Turbokompresory .....	26
2.1.6 Výběr kompresoru pro TČ .....	27
2.2 Pracovní látky .....	28
2.2.1 Označení a dopad na životní prostředí .....	28
2.2.2 Vývoj pracovních látek .....	30
2.2.3 Pracovní látky kompresorových TČ .....	31
2.2.4 Pracovní látky absorpčních TČ.....	34
2.3 Výměníky tepla .....	37
2.3.1 Výparník .....	37
2.3.2 Kondenzátor .....	38
2.3.3 Absorbér a desorbér.....	38
2.4 Expanzní ventil .....	39
3 Průmyslová tepelná čerpadla v praxi.....	41
3.1 Pilotní projekt Qwark3 .....	41
3.2 Absorpční TČ v Halleinu .....	42
3.3 Odpadní voda jako zdroj tepla v Dánsku.....	43
3.4 Odpadní voda jako zdroj tepla v Maďarsku .....	44
3.5 Odpadní voda jako zdroj tepla ve Finsku .....	45
4 Návrh průmyslového tepelného čerpadla .....	47
4.1 Základní parametry návrhu.....	47

4.2	Varianta s kompresorovým TČ .....	48
4.2.1	Výpočet kompresorového TČ .....	48
4.3	Varianta s absorpčním TČ .....	50
4.3.1	Výpočet absorpčního TČ .....	50
5	Technicko-ekonomické zhodnocení .....	54
5.1	Roční výroba tepla a elektrické energie .....	54
5.2	Doba návratnosti .....	56
5.3	Porovnání navrhovaných variant zapojení .....	59
ZÁVĚR .....		60
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....		61
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....		66

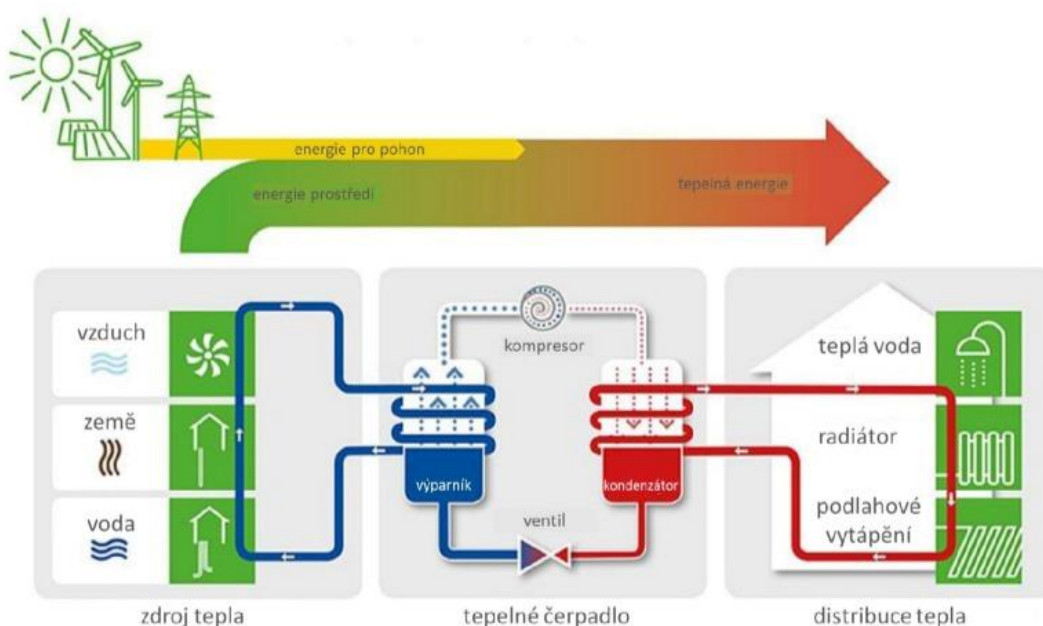
## ÚVOD

V dnešní době, kdy se většina světa snaží nalézt udržitelné a ekologicky šetrné způsoby výroby energie, nabývá průmyslové tepelné čerpadlo stále většího významu jako efektivní technologie pro vytápění a chlazení průmyslových areálů. Tepelná čerpadla umožňují převést nízkoteplotní teplo z okolního prostředí na vyšší teplotní úroveň, čímž poskytují spolehlivé a energeticky účinné řešení pro tepelné potřeby v průmyslových odvětvích. V rámci Evropské zelené dohody deklarovala Evropská komise svůj záměr být do roku 2050 uhlíkově neutrální. Každá země v EU tak musí k tomuto cíli přispět v různých sektorech. Nastává tedy otázka, jak tohoto cíle dosáhnout. Dekarbonizace výroby tepla proto bude zásadní pro dosažení uhlíkové neutrality. Teplo dnes představuje asi polovinu celkové spotřeby energie v EU. Dvě třetiny tohoto tepla jsou stále vytvářeny fosilními palivy. Dalším sektorem, který spotřebovává velké množství tepla je průmysl. V rámci EU představuje průmysl čtvrtinu spotřeby energie. Tepelná energie se hlavně využívá ve sklářském, ocelářském, chemickém a papírenském průmyslu. Jedním z východisek by mohla být právě tepelná čerpadla, která umí efektivně využít různé zdroje tepla. Hlavně pak odpadní teplo z průmyslových procesů, které by se jinak zmařilo. Očekává se, že tepelná čerpadla budou v nadcházejících letech využívána v čím dál větším měřítku. V současné době se tepelná čerpadla v Evropě používají především v menších jednotkách pro vytápění a chlazení budov. Nedávný vývoj, zejména nová chladiva, však umožnil nové aplikace tepelných čerpadel s teplotami až 150 °C. Často jsou označována také jako vysokoteplotní tepelná čerpadla. Mohou pomoci průmyslu zachycovat odpadní teplo a znovu jej využívat k poskytování horké vody nebo páry pro procesní ohřev.

Diplomová práce je rozdělena do 5 kapitol. První kapitola se věnuje technologii tepelných čerpadel. Popisuje dva nejpoužívanější druhy tepelných čerpadel, kterými jsou kompresorová a sorpční. Představeny jsou různé zdroje nízkopotencionálního tepla pro provoz čerpadel, a nakonec jejich využití v průmyslu. V následující kapitole jsou popsány hlavní komponenty těchto zařízení. Mezi ně patří kompresor, výměníky tepla, expanzní ventil a pracovní médium. Ve třetí kapitole jsou představeny dohledatelné aplikace průmyslových tepelných čerpadel. Jsou popsány příklady kompresorových i absorpčních tepelných čerpadel. Pozornost je věnována především aplikacím využívajícím teplo z odpadních vod. Čtvrtá kapitola se věnuje návrhu konkrétních tepelných čerpadel, která využívají teplo z čističky odpadních vod. Navržené byly varianty s kompresorovým a absorpčním tepelným čerpadlem. Obě varianty pracují ve spolupráci s kogenerační jednotkou na bioplyn. Poslední kapitola se věnuje technicko-ekonomickému posouzení navržených variant.

## 1 Tepelné čerpadlo

Tepelné čerpadlo je energetické zařízení, které slouží k přenosu tepelné energie z nižší teploty na teplotu vyšší. Využívá k tomu var a kondenzaci pracovní látky, která se nazývá chladivo. Toto zařízení na jedné straně teplo odebírá a na druhé předává. Lze ho tedy využít pro vytápění nebo chlazení. Existuje několik různých typů tepelných čerpadel. Tepelná čerpadla mohou být poháněna mechanicky nebo tepelně [1]. Mechanicky poháněná čerpadla jsou komerčně mnohem více rozšířená než tepelná čerpadla s tepelným pohonem. Více než 90 % všech celosvětově instalovaných tepelných čerpadel je poháněno mechanicky. Jedná se nejčastěji o tepelná čerpadla s kompresorem poháněným elektrickou energií. Tepelně poháněná zařízení se často označují jako sorpční tepelná čerpadla [1].

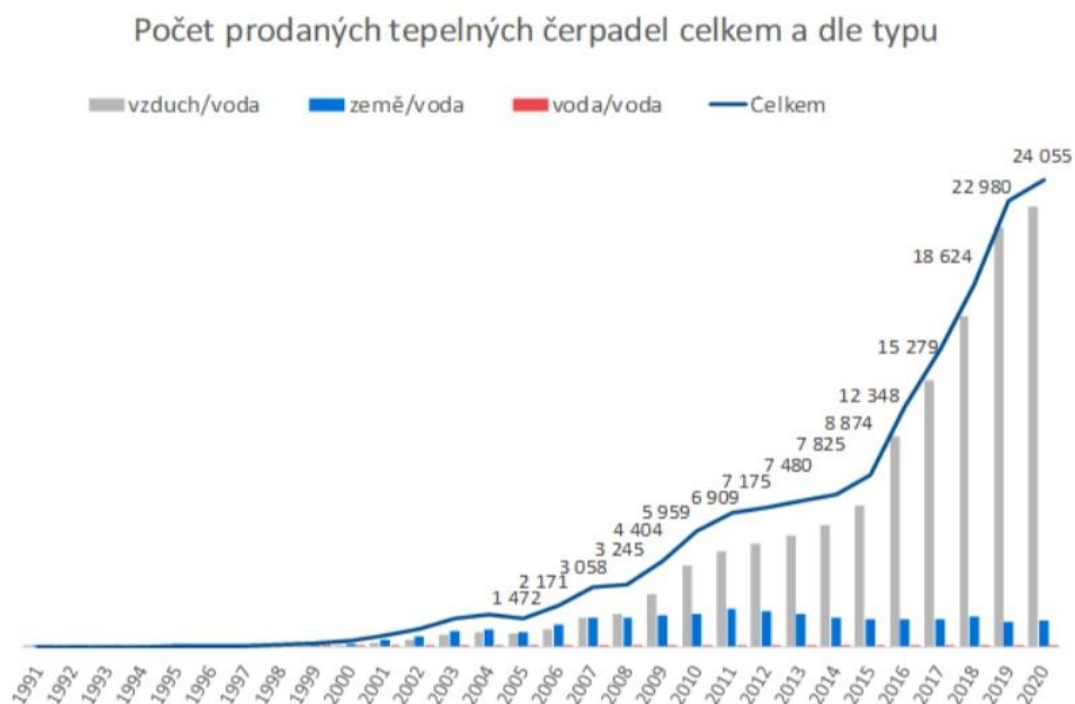


Obrázek 1.1 Provozní schéma tepelného čerpadla [5]

### 1.1 Historie a vývoj tepelných čerpadel

Historický vývoj technologií pro princip fungování tepelného čerpadla vycházel z potřeby zásobování chladem. Skotský lékař William Cullen je považován za prvního člověka, který aplikoval umělé chlazení. V roce 1756 evakoval nádobu s diethyletherem pomocí čerpadla. Diethylether se vlivem nízkého tlaku odpařil a absorboval teplo z okolí [2]. Tím Cullen dosáhl výroby malého množství ledu z kapalné vody. První komerční stroje pro chlazení byly sestaveny kolem roku 1850 podle nápadů Williama Thomsona (později známého jako Lord Kelvin). Rozhodujícím aspektem bylo použití kontinuálního procesu (cyklu), který umožnil komercializaci. Nejprve se začalo se vzduchem jako pracovní látkou v 50. letech 19. století. Následně vývoj chladicích technologií rychle rostl s použitím jiných pracovních tekutin. Carl von Linde byl prvním člověkem, který použil čpavek v roce 1876. Od 20. let 20. století byl čpavek zaveden pro použití v uzavřených chladicích cyklech [2].

První tepelná čerpadla, která byla záměrně využívána k zásobování teplem, se začala používat od 20. let 20. století. S rychlým rozvojem technologie chladičů byla od té doby také komercializována tepelná čerpadla. Slavným a raným příkladem je tepelné čerpadlo instalované na radnici v Curychu v roce 1938. Jako zdroj tepla využívalo říční vodu (7 °C) a dodávalo 60°C teplou vodou pro vytápění [2]. Tepelná čerpadla často nemohla při výrobě tepla konkurovat kotlům na naftu nebo zemní plyn. Zejména v době nízkých cen ropy v letech 1950 až 1972 vývoj technologie tepelných čerpadel stagnoval. V letech 1973 a 1979 první a druhá ropná krize podpořila šíření tepelných čerpadel a v tomto období byly celosvětově instalovány přibližně 4 miliony jednotek tepelných čerpadel. Po kolapsu cen ropy v roce 1981 se však trh s tepelnými čerpadly znovu velmi zpomalil [3]. Trvalo 15 let, než trh s tepelnými čerpadly opět vzrostl. Společenské chápání problémů životního prostředí vedlo k přesvědčení, že úspora primární energie je nutností. To vedlo ke snaze plnění cílů ochrany klimatu, které jsou zmíněné v Kjótském protokolu z roku 1997. Od poloviny 90. let 20. století trh s tepelnými čerpadly neustále rostl [3]. V Evropské unii bylo v roce 2012 instalováno přibližně 755 000 jednotek tepelných čerpadel. Technologie tepelných čerpadel je dnes považována za jednu z nejslibnějších možností, jak dosáhnout cílů ochrany klimatu. Může hrát hlavní roli při přechodu od fosilních paliv k obnovitelné energii v odvětví vytápění [4].

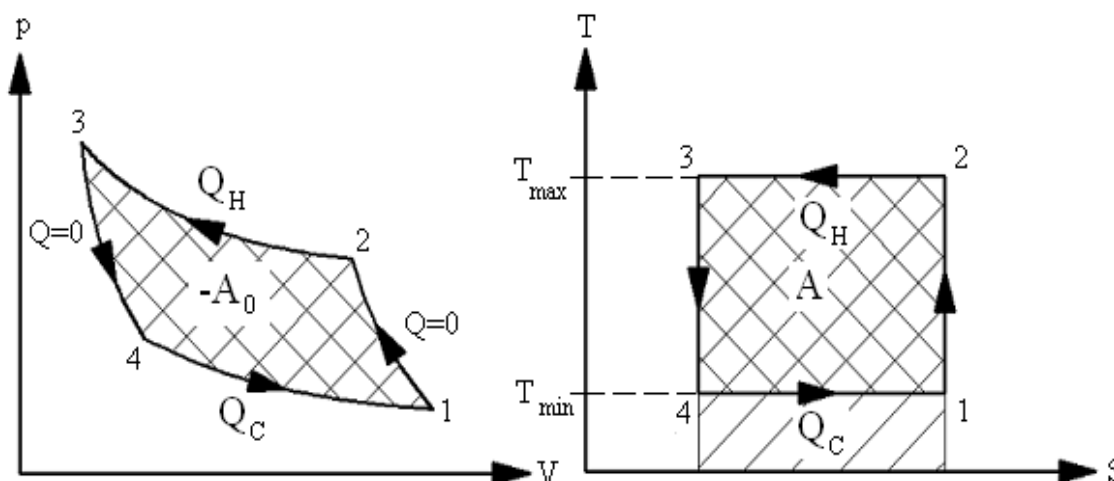


Obrázek 1.2 Počet prodaných tepelných čerpadel v letech 1991–2018 [5]

V České republice v posledních letech roste zájem o tepelná čerpadla. Na obrázku (1.2) je zobrazeno, na základě statistického šetření MPO, jak rostl prodej těchto zařízení za posledních 30 let. Je vidět, že tepelná čerpadla vzduch/voda se ukazují v posledních letech jako nejoblíbenější. Tato obliba je pravděpodobně způsobena nízkou cenou vzduchových čerpadel oproti instalacím se zemním kolektorem nebo vrty, relativně jednoduchou a rychlou instalací a tím, že mnohdy při rekonstrukcích na zemní tepelná čerpadla není vhodný prostor k dispozici [5].

## 1.2 Carnotův cyklus

Carnotův cyklus se používá jako idealizovaný cyklus přeměny energie. Vykazuje nejvyšší možný výkon, protože je termodynamicky reverzibilní (tj. bez ztrát).



Obrázek 1.3 Carnotův cyklus v  $p$ - $V$  a  $T$ - $S$  diagramu [6]

Tepelné čerpadlo popisuje obrácený Carnotův cyklus. Ten je tvořen dvěma adiabaty a dvěma izotermami. Na obrázku (1.3) úsečka 4-1 zobrazuje izotermickou expanzi, během které dochází k odpaření chladiva. Následně mezi body 1-2 dochází k adiabatické kompresi, během které plynné chladivo zvyšuje svůj tlak a teplotu a zmenšuje objem. Potom chladivo putuje do kondenzátoru, kde odevzdává své skupenské teplo okolí a přechází zpět do kapalně fáze. Tento děj popisuje úsečka 2-3. Dále, jak zobrazuje úsečka 3-4, chladivo prochází expanzním ventilem, který způsobí snížení tlaku a zvětšení objemu. Když tlak klesne na určitou hodnotu, začne se chladivo opět odpařovat a odjímat teplo z okolí. Tím se celý cyklus opakuje. Plocha ohraničená výše zmíněnými úsečkami představuje práci, kterou je systému potřeba dodat. Plocha pod ohraničenou oblastí označena  $Q_C$  představuje množství absorbovaného tepla. Součet těchto ploch dává množství tepla z cyklu odvedeného při teplotě  $T_{\max}$  [6].

## 1.3 Topný a chladicí faktor

Topný faktor popisuje, jak je tepelné čerpadlo efektivní. Je to poměr mezi vyrobeným teplem ( $Q$ ) a spotřebovanou elektrickou energií ( $E$ ). Čím vyšší topný faktor, tím je provoz tepelného čerpadla levnější [7].

$$COP = \frac{Q}{E} [-] \quad (1)$$

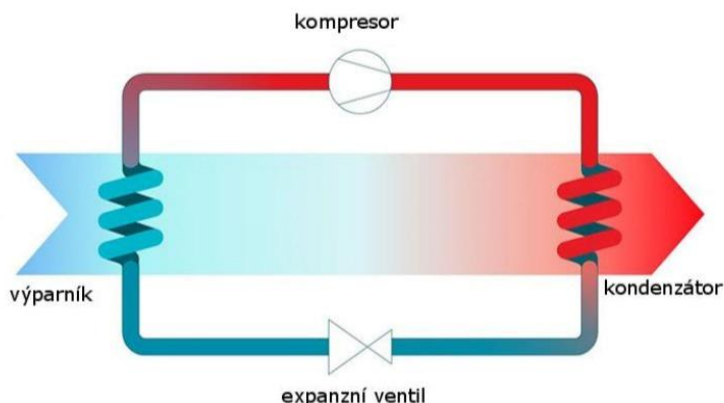
Topný faktor tepelného čerpadla často není konstantní hodnotou, ale mění se v závislosti na okolních podmínkách. Teplota média, z kterého je odebíráno teplo (voda, vzduch), se může během roku měnit, stejně tak teplota na výstupu. Proto se nedá porovnávat topný faktor u dvou rozdílných čerpadel, pokud není známo, za jakých podmínek bylo měření provedeno a nedá se obecně říct, že tepelné čerpadlo s vyšším topným faktorem je lepší než čerpadlo s nižším faktorem [7]. Definice topného

faktoru jako parametru efektivity samotného tepelného čerpadla je uvedena v normě pro laboratorní zkoušení tepelných čerpadel a chladicích zařízení ČSN EN 14511-1. Ty se mohou pro výpočet použít, aby srovnání bylo možné a mělo vypovídající hodnotu. Sami výrobci často přidávají grafy se závislostí na potřebném výkonu a okolní teplotě. Charakteristiky tepelného čerpadla mohou také zahrnovat COPc. Je to chladicí koeficient výkonu, který je poměrem chladicího výkonu ke spotřebované elektřině [7, 8].

Lze se také setkat s pojmem skutečný topný faktor nebo sezónní topný faktor (SCOP). Vyjadřuje sezónní energetickou náročnost tepelného čerpadla. Oba parametry jsou stanoveny pro definované standardizované podmínky a nemohou poskytnout informaci o chování tepelného čerpadla v reálném nasazení v konkrétní instalaci [8].

#### 1.4 Tepelná čerpadla s kompresorem

Tepelné čerpadlo s kompresí páry je nejrozšířenější variantou této technologie. Nejčastěji se používá pro vytápění a chlazení obytných a komerčních budov, chlazení potravin a klimatizaci automobilů. Mechanický kompresor, obvykle poháněný elektromotorem, poskytuje pracovní vstup, který pohání přenos tepla z nízké teploty na teplotu vyšší [9].



Obrázek 1.4 Základní princip funkce kompresorového TČ [10]

Kompresorové tepelné čerpadlo se skládá ze čtyř hlavních zařízení: výparník, kondenzátor, kompresor a expanzní ventil, jak je zobrazeno na obrázku (1.4). Ve výparníku je chladivo v kapalném stavu a při nízkém tlaku. Z vnějšího zdroje je výparníku dodáváno teplo, které chladivo absorbuje a tím se odpařuje. Následně je pracovní plyn nasáván kompresorem. Kompresor plyn stlačuje a tím zvyšuje jeho teplotu. Ohřátý plyn putuje do kondenzátoru, kde předává teplo jinému médium (nejčastěji vodě). Plyn zároveň kondenzuje. Kondenzát dále proudí přes expanzní ventil, kde se prudce ochladí a potom je přiveden zpět do výparníku. Tímto způsobem se cyklus opakuje. V praxi se jako vnější zdroj, ze kterého se odebírá nízkopotencionální teplo, využívá hlavně vzduch. Lze se taky setkat s využíváním země a vody [7].

### 1.4.1 TČ vzduch-voda

Zdrojem tepla je nejčastěji venkovní vzduch v okolí vytápěného objektu. Aktuálně je to jedna z nepoužívanějších variant pro vytápění hlavně rodinných domů a menších objektů. Kvůli vlastnostem vzduchu musí výparníkem procházet velké množství vzduchu, a proto bývá výparník doplněn o ventilátor. Pokud je potřeba většího výkonu ventilátoru, může být použito více ventilátorů. Obvyklá konstrukce TČ je dvoudílná [7].

Venkovní a vnitřní část jsou spojeny izolovanými měděnými trubkami, ve kterých proudí chladivo. Výhodou je snadná instalace a velká univerzálnost. Vzduchové tepelné čerpadlo lze namontovat prakticky na jakoukoliv stavbu. Nepotřebuje žádné zemní kolektory ani vrty, a proto jsou pořizovací náklady nižší a instalace jednodušší než u jiných typů [7].



Obrázek 1.5 Tepelné čerpadlo vzduch-voda [11]

Hlavní nevýhodou tohoto typu TČ je nestálá teplota prostředí, ze kterého se teplo získává. S klesající teplotou klesá jeho výkon i topný faktor. V současnosti jsou tato tepelná čerpadla schopná pracovat do teplot  $-12$  až  $-15$  °C. Některá tepelná čerpadla udrží svůj výkon i při nízkých venkovních teplotách, je to ale kompenzováno zvýšeným elektrickým příkonem. Další nevýhodou je namrzání výparníku při nízkých teplotách a hlučnost, kterou způsobuje vzduch protékající ventilátorem a chod kompresoru. Proto je třeba brát ohled na umístění jednotky na pozemku [7].

### 1.4.2 TČ vzduch-vzduch

Tepelná čerpadla vzduch/vzduch pracují na stejném principu jako tepelná čerpadla vzduch/voda, jen s tím rozdílem, že tepelný výkon předávají přímo vnitřnímu vzduchu objektu. Vnitřní jednotka vytápí především místnost, kde je umístěna. Při použití více vnitřních jednotek je možné tímto způsobem zajistit vytápění nebo i klimatizaci celého domu [7].



### 1.4.3 TČ země-voda

Pro čerpání tepla ze země je potřeba buď zemní kolektor nebo geotermální vrty. Vrty se provádí nejčastěji o hloubce 50 až 150 m. Jeho hloubka závisí na geologických podmínkách v daném místě. Uvádí se, že na 1 kW výkonu tepelného čerpadla je potřebná hloubka 12-18 m. Vrty mají převážně průměr 130-220 mm [7]. Do vrtu se hned po jeho odvrtání zasouvá 2 nebo 4 polyetylenové hadice kolektoru. V hadici se nejčastěji používá nemrznoucí roztok monopropylenglykolu. Systém s geotermálním vrtem poskytuje vysoký topný faktor a výkon po celý rok. Je to dáno tím, že se teplota v určité hloubce pod zemí téměř nemění. Topný faktor tak může dosahovat hodnot 4 až 5. Hlubinné vrty mají ovšem vysoké pořizovací náklady a na jejich provedení je zapotřebí povolení příslušného stavebního úřadu [7].



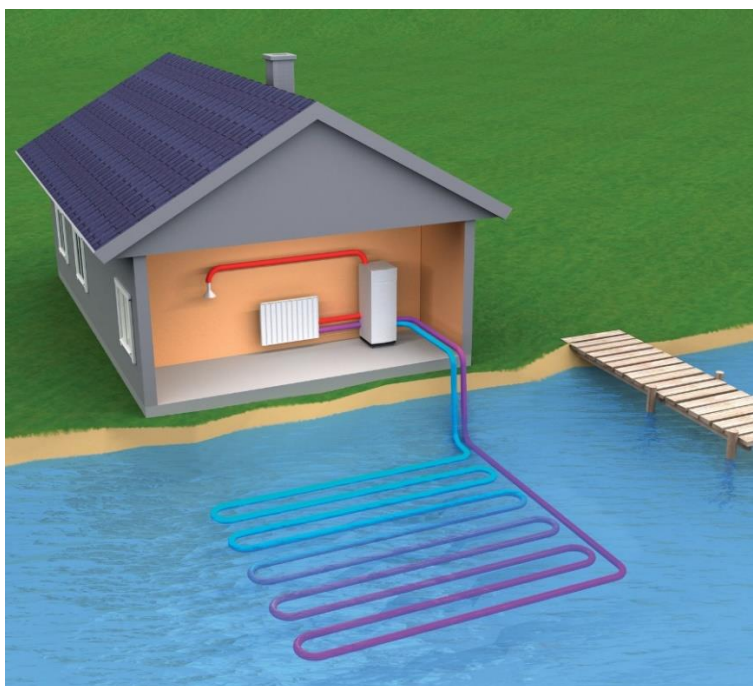
Obrázek 1.6 Tepelné čerpadlo země-voda [12]

O něco levnější jsou zemní kolektory. Ty tvoří polyetylenové potrubí uložené v hloubce 1,2-1,5 m. Tato tepelná čerpadla mají o něco horší průměrný roční topný faktor, jelikož jsou kolektory více ovlivněny kolísáním venkovní teploty. Nevýhodou tepelných čerpadel země/voda jsou potřebné zemní práce. Plošné kolektory vyžadují rozsáhlejší výkopové práce na pozemku. Představují rovněž určité omezení pro jiné využití pozemku. Nad kolektory nebo v jejich blízkosti není vhodné stavět stavby, jelikož v oblasti kolektoru bude půda více promrzat. Nad kolektory se také nesmí pěstovat vyšší stromy, jejichž kořeny by mohly kolektory poškodit [7].

Podmínky pro volbu kolektorů jsou dány především geologickou situací a dále umístěním budovy v zástavbě. U nových domů, které se staví na zelené louce a mají k dispozici dostatečný prostor, se rozhodně doporučují kolektory horizontální. Teplo z plošného kolektoru či vrtu je možné odebírat po celý rok tzn. i v letních měsících, kdy je tepelné čerpadlo využíváno hlavně pro ohřev teplé vody [7].

#### 1.4.4 TČ voda-voda

V systémech voda/voda je teplo čerpáno z podzemní (studny) nebo povrchové vody (jezera, řeky). Podzemní voda má stabilní teplotu kolem 8 až 10 °C. Díky tomu tyto tepelná čerpadla dosahují nejvyšší průměrný roční topný faktor. Varianta se studnou však vyžaduje dostatečnou zásobu podzemní vody a vhodné chemické složení vody [7]. Pokud by voda obsahovala velké množství minerálů, mohlo by dojít k zanesení výměníku TČ a je tedy nutný chemický rozbor. Voda je čerpána ze zdrojové studny a po jejím ochlazení se vypouští do vsakovací studny. Je nutné, aby zdrojová studna měla dostatek vody po celý rok a vsakovací studna spolu s podložím musí být schopná vodu přijímat. Nevýhodou je rovněž nutné povolení příslušného úřadu pro realizaci vrtu studny a čerpání podzemní vody [7].



Obrázek 1.7 Tepelné čerpadlo voda-voda [13]

Řeky, rybníky a jiné vodní plochy se příliš často nevyužívá. Jejich využívání je spojeno s náročnou administrativou a především souhlasem jejich majitele nebo správce. Nevýhodou je taky kolísání teploty povrchových toků. U těchto instalací se nečerpá přímo voda, ale na dno se instalují hadice jako v případě plošného kolektoru. Tepelné čerpadlo je pak zapojeno shodně se systémem země/voda. Využití typu voda/voda je tedy spíše výjimečné. Hlavně z důvodů investičních nákladů a malého počtu vhodných lokalit. Tepelná čerpadla voda/voda se ale často využívají pro využití odpadního tepla v průmyslu [7].

#### 1.5 Sorpční tepelná čerpadla

Tepelná čerpadla fungující na principu sorpce jsou konstrukčně trochu odlišná. Místo mechanické energie dodávané kompresorem se u těchto čerpadel používá energie tepelná. Ta umožňuje navázání pracovní látky na absorbent nebo adsorbent při nízké teplotě a opětovné uvolnění při vyšší teplotě. Tato zařízení se prosazují nejen

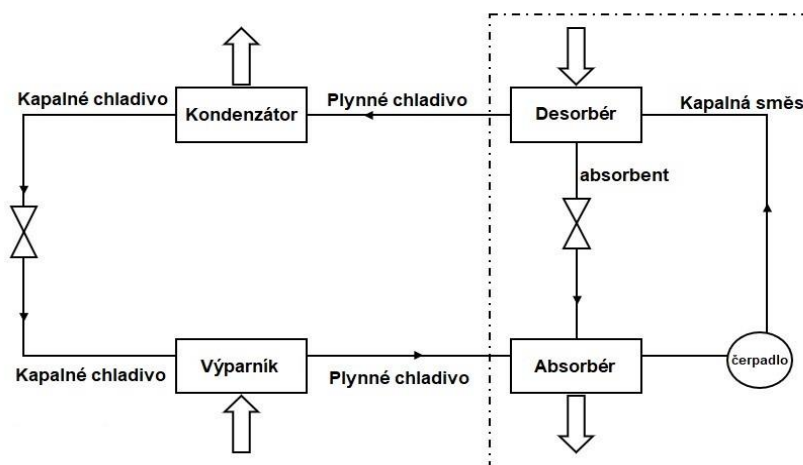
v průmyslu ale i pro vytápění a chlazení obytných, administrativních a dalších budov [14].



Obrázek 1.8 absorpční tepelné čerpadlo THERMAX [15]

### 1.5.1 TČ absorpční

Absorpční tepelné čerpadlo je zařízení, které využívá absorpční oběh pro přenos tepelné energie na vyšší teplotní hladinu. V základním absorpčním tepelném čerpadle jsou čtyři výměníky tepla. Výparník, absorbér, desorbér a kondenzátor. Pokročilejší cykly mají více úrovní tlaku a vnitřní výměníky tepla. Ve výparníku chladivo odvádí teplo z okolního prostředí a následně se odpařuje [14]. Poté je absorbováno v absorbéru. V důsledku exotermické reakce míchání se teplo uvolňuje na úrovni střední teploty. Roztok sorbentu je čerpán do desorbéru, kde se chladivo odpařuje za vysokého tlaku vysokoteplotním zdrojem tepla. Toto teplo je obvykle poskytováno odpadním teplem nebo spalováním fosilních paliv. Odpařené chladivo o vysoké teplotě následně kondenzuje v kondenzátoru a uvolňuje teplo na úrovni střední teploty. Po kondenzaci prochází z kondenzované chladivo škrtkicím ventilem zpátky do výparníku. Škrtkicí ventil způsobí snížení tlaku chladiva. Absorbent prochází přímo z desorbéru zpět do absorbéru přes škrtkicí ventil [14].

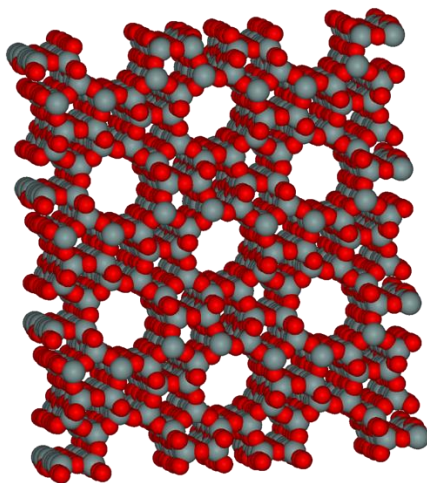


Obrázek 1.9 Základní princip funkce absorpčního TČ – upraveno z [16]

Hlavním důvodem využívání absorpční jednotky místo kompresorového chlazení je snaha využít levný dostupný zdroj tepla místo nákladné elektřiny. Spotřeba elektrické energie kompresorového chladicího zařízení je 30–50 % celkového výkonu zařízení, zatímco u absorpční jednotky je to pouze okolo 5 % (příkon čerpadla). Mezi další výhody absorpční jednotky patří především vyšší životnost a spolehlivost zařízení a nízká hlučnost provozu [14,15].

### 1.5.2 TČ adsorpční

Adsorpční tepelné čerpadlo funguje podobně jako absorpční. S tím rozdílem, že v absorpčním pracovní látka se rozpouští v absorbentu, zatímco v adsorpčním pracovní látka je přilnutá na povrch adsorbentu. K tomu je potřeba adsorbent s porézní strukturou. Nejčastěji se používají zeolity, nebo také aktivní uhlí a silikagel. V adsorpčním cyklu se také vyskytuje adsorpční lože, kde dochází k adsorpci a desorpci pracovního média [17]. Největší výhodou adsorpčních tepelných čerpadel je, že nevyžadují pohyblivé části pro cirkulaci pracovní tekutiny, mají dlouhou životnost, pracují bez hluku a vibrací a jsou šetrné k životnímu prostředí, protože neobsahují žádné nebezpečné materiály pro životní prostředí. Naopak nevýhodou těchto systému je nízká hodnota COP, vyžadují špičkovou technologii a speciální konstrukce pro udržení vysokého vakua a mají velký objem a hmotnost ve srovnání s tradičními mechanickými systémy tepelných čerpadel [17].



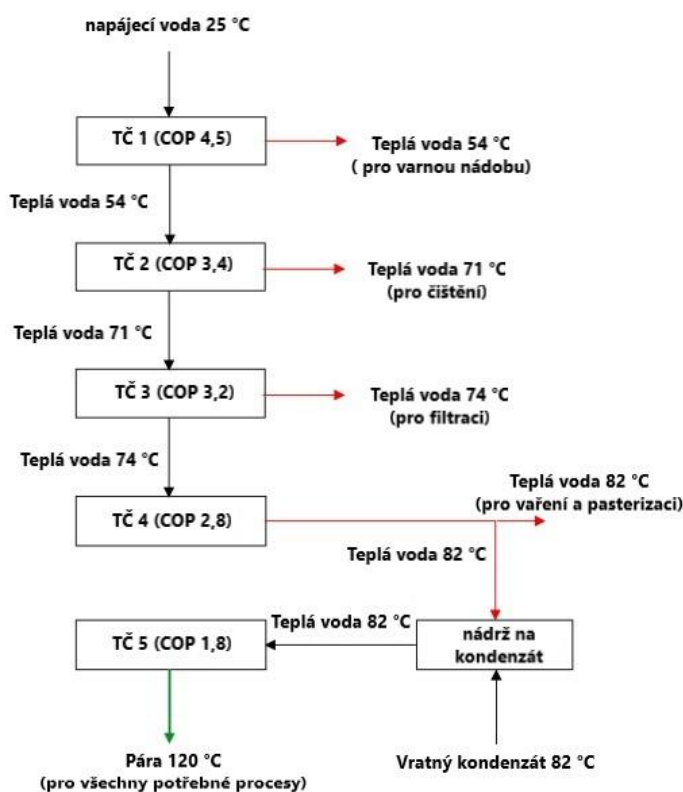
Obrázek 1.10 Molekulární struktura krystalové mřížky zeolitu [18]

Hodnota COP tepelných čerpadel s kompresí páry je vyšší než u tepelně poháněných čerpadel. Tepelně poháněná tepelná čerpadla však mají mnoho dalších výhod, které jsou důvodem pro jejich výhodné použití v průmyslu. Tepelně poháněná tepelná čerpadla pracují s odpadním teplem nebo jakýmkoliv jiným zdrojem tepelné energie. Využití odpadního tepla jako hnací energie v adsorpčním tepelném čerpadle nejen rekuperuje energii, která by byla jinak mařena, ale nabízí také systém s téměř nulovými provozními náklady. V tepelně poháněných tepelných čerpadlech lze využít udržitelné zdroje energie, jako je solární a geotermální energie [17].

## 1.6 Průmyslové využití tepelných čerpadel

Tepelná čerpadla patří mezi technologie, které jsou vhodné pro dodávku procesního tepla včetně nízkotlaké páry do průmyslových provozů a zároveň zlepšují úroveň tepelné integrace závodu a celkovou energetickou účinnost. Bylo již objeveno velké množství aplikací vhodných pro průmyslová tepelná čerpadla, a to zejména v potravinářském, nápojovém sektoru a pro vytápění a chlazení budov [18]. Je možné je využít tam, kde je potřeba tepla nebo chladu. Pro absorpční jednotky je zároveň potřeba mít dostupný zdroj tepla. Nejčastěji se jedná o odpadní teplo z různých procesů, které lze tímto způsobem efektivně využít. Energeticky náročná odvětví, která mají velkou potřebu tepla v teplotním intervalu do 200 °C, jsou pro technologii tepelných čerpadel nerelevantnější. V této části jsou popsány způsoby využití tepelných čerpadel v průmyslu [18].

Procesy sušení jsou široce používány v průmyslových procesech. Procesy odvlhčování a sušení se obvykle provádějí při teplotách pod 100 °C, díky čemuž jsou průmyslová tepelná čerpadla vhodná pro tento úkol. Proces se provádí v uzavřeném systému tepelným čerpadlem s kompresí páry. Suchý teplý vzduch z kondenzátoru absorbuje vlhkost ze sušících produktů v sušící komoře. Absorpcí vody se vzduch ochlazuje. Studený vlhký vzduch ze sušící komory kondenzuje na výparníku tepelného čerpadla a kondenzovaná voda je odváděna ze systému. Následně se studený suchý vzduch před vstupem do komory znovu ohřeje kondenzátorem tepelného čerpadla. Ve srovnání s tradičními procesy sušení může sušení tepelným čerpadlem vést k velkým úsporám energie. Dalšími výhodami jsou lepší kvalita produktu a minimalizace zápachu díky uzavřenému systému. Procesy sušení převládají v potravinářském, dřevařském a papírenském a celulózovém průmyslu [18, 19].



Obrázek 1.11 Příklad aplikace průmyslového tepelného čerpadla v pivovarnictví [19]

Vhodným využitím v průmyslu je i ohřev a chlazení vody pro různé průmyslové aplikace. Nízko až středněteplotní teplá voda v rozsahu od 40-90 °C je potřebná pro širokou škálu průmyslových aplikací. Chlazení je také vyžadováno v mnoha průmyslových odvětvích. Současný požadavek na vytápění i chlazení činí průmyslové tepelné čerpadlo ideální pro tyto aplikace. Teplo odváděné z chladicího systému lze využít jako zdroj tepla pro tepelné čerpadlo, což vede k vysoce účinným systémům. Využívají se například v mlékárenském průmyslu, masokombinátech, pivovarnictví, cukrovarnictví a jiných [19].

Průmyslová tepelná čerpadla mohou využívat odpadní teplo, které nelze přímo využít k vytápění. Příkladem takového odpadního tepla je teplo odváděné z chladicích systémů, které má typicky 30-40 °C. Tento způsob využití může efektivně snížit náklady. Systémy využívající teplo z chladicích procesů jsou nejběžnějšími modernizovanými systémy tepelných čerpadel třeba v německém průmyslu. V severní Evropě existuje několik tepelných čerpadel, která poskytují velké množství tepla pro dálkové vytápění [19].

Tepelná čerpadla mohou být použita pro výrobu páry. Průmysl využívá velké množství páry pro různé účely, včetně přímého použití v průmyslových procesech a pro dálkové zásobování teplem. Použití tepelných čerpadel pro vysokoteplotní výrobu páry může vést k velkým úsporám energie. Vysokoteplotní tepelná čerpadla mohou produkovat páru o teplotě až 150 °C [18,19].

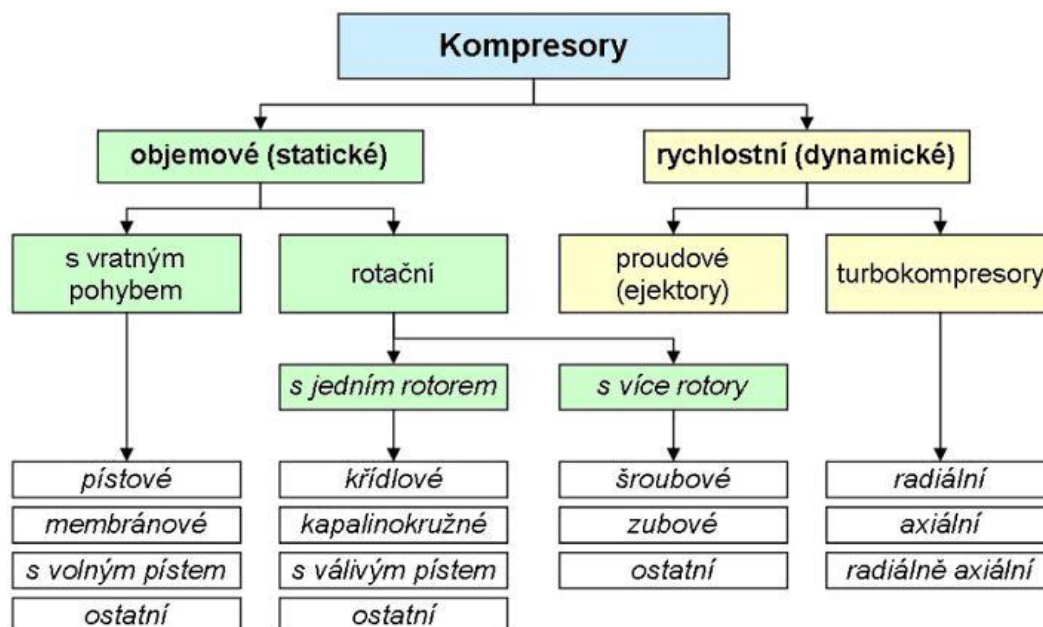


Obrázek 1.12 Průmyslové tepelné čerpadlo ThermBooster [20]

## 2 Hlavní komponenty tepelných čerpadel

### 2.1 Kompresory

Kompresor je stroj, který slouží k mechanickému stlačení a dopravě chladiva. Kompresory se dělí na objemové a rychlostní. Objemové nasávají chladivo zvětšením kompresního objemu. Pohybem pístu nebo pružné stěny se objem zmenšuje a chladivo stlačuje. Následně je dopraveno do výtlačného potrubí [21]. Rychlostní kompresor je zařízení, ve kterém se plynu udělí vysoká rychlost a tomu odpovídající kinetická energie, a ta se pak v difuzoru přemění na tlakovou energii. Výběr vhodného kompresoru pro tepelné čerpadlo je do značné míry dán požadovaným tepelným výkonem tohoto stroje, parametry instalace a typem použitého chladiva. Kromě těchto vlastností by měly být ve fázi návrhu stanoveny provozní podmínky, ve kterých bude kompresor pracovat. V této kapitole jsou popsány nejčastěji používané typy kompresorů [22].

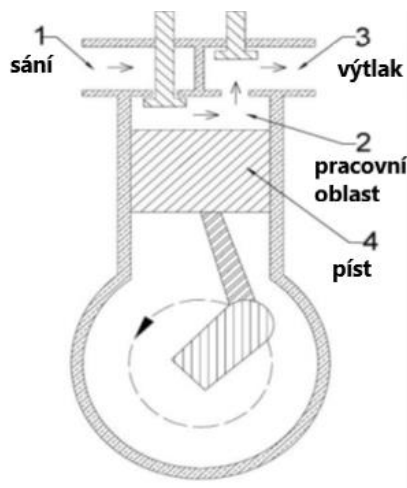


Obrázek 2.1 Rozdělení kompresorů [25]

#### 2.1.1 Pístové kompresory

Pístový kompresor je objemový kompresor, který má jeden nebo více pístů, které konají ve válci přímočarý vratný pohyb. Při pohybu pístu dolů se plyn sacím ventilem nasává, při pohybu vzhůru se plyn stlačuje a pak vytlačuje výtlačným ventilem z válce. Pístové kompresory jsou velmi účinnou a spolehlivou metodou stlačování téměř jakékoli směsi plynů od vakua až po tlak přes 3000 barů. Jmenovité výkony se pohybují až do 18 MW, s průtokem až 35 000 m<sup>3</sup>/h na vstupu [23]. Vzhledem k tomu, že jde o objemový kompresor, může snadno stlačit širokou škálu hustot plynů. Mohou se rychle přizpůsobit měnícím se tlakovým podmínkám. Pístové kompresory lze použít pro kompresní poměry pohybující se od 1,1 do více než 300. V závislosti na měrném teplu stlačovaného plynu, typicky když kompresní poměr překročí 4, je plyn stlačován ve více stupních. Kompresní poměr stupně je omezen maximální výstupní teplotou stupně a také celkovou účinností kompresoru. Kompresory mají pro dosažení co nejvyšší účinnosti co nejmenší tzv. hluché prostory mezi pístem v horní poloze a

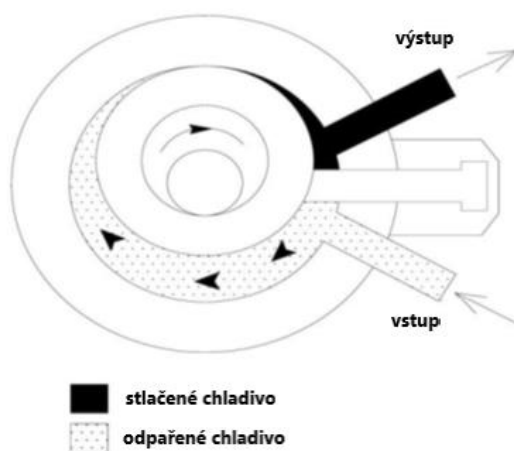
válcem [23]. Tyto kompresory pro tepelná čerpadla se v uzavřeném provedení, kdy je motor ve společné nádobě s kompresorem, vyrábí jako jednoválcové, pro vyšší výkony až osmiválcové. Otevřené provedení se odlišuje tím, že pohon je vně a zřizuje ho elektromotor nebo jiný zdroj mechanické energie. Tepelná čerpadla s pístovým kompresorem jsou levnější, hlučnější a mají horší topný faktor. Jejich životnost se pohybuje kolem 15 let [24].



Obrázek 2.2 Zjednodušené schéma pístového kompresoru – upraveno z [21]

### 2.1.2 Rotační kompresory

U rotačních kompresorů je pracovní médium stlačováno rotací pístu ve válci. Použitím rotujícího pístu bylo možné eliminovat klikový hřídel, což usnadňuje kompaktní konstrukci a snižuje hluk ve vztahu k hluku vydávanému pístovými kompresory. Princip činnosti je založen na stlačování plynu rotujícím pístem, který je uložen excentricky k válci. Lopatka pod tlakem pružiny přiléhající k povrchu pístu rozděluje prostor ve válcovém kompresoru na dvě části: sací a tlakovou. Obrázek (2.3) níže znázorňuje schéma rotačního kompresoru [21].



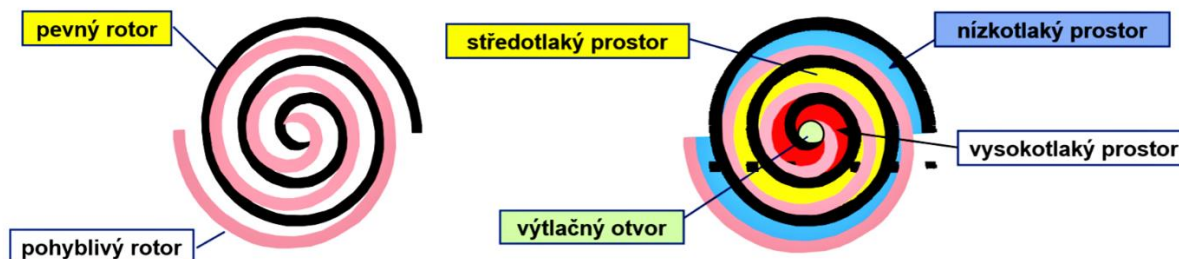
Obrázek 2.3 Schéma rotačního kompresoru – upraveno z [21]



Existuje také dvojitý rotační kompresor, který se skládá ze dvou pevných komor. V každé z nich se otáčí excentrický píst, který stlačuje chladivo ve spolupráci s pohyblivou komorovou přepážkou. Oba rotační píсты jsou uloženy v protilehlých polohách na jedné společné hřídeli tak, aby bylo zajištěno vyrovnání namáhání hřídele a ložisek rotoru. Výhodou této konstrukce je velmi malé mechanické namáhání. Menší je proto i potřeba mazání při nízkých otáčkách. Kompresory jsou kompaktní, mají malé vibrace, jejich provoz je velmi tichý a pracují s vysokou účinností. Otáčky kompresoru je možné plynule řídit frekvenčním měničem. Otáčky jsou úměrné výkonu kompresoru, proto je možné výkon plynule regulovat v rozmezí 20 až 100 % [24].

### 2.1.3 Scroll kompresory

Scroll kompresory jsou také klasifikovány jako objemové kompresory. Jsou tvořeny dvěma spirálami vloženými do sebe, z nichž jedna je pevná a druhá provádí tzv. planetární pohyb. Vlivem tohoto pohybu dojde k nasátí média a jeho stlačení směrem ke středu [21]. Princip činnosti spirálového kompresoru je znázorněn níže (obr.5). Ke kompresi dochází zmenšením prostoru mezi dvěma spirálami. Obě se otáčejí stejnou rychlostí. Jedna však má pevnou osu otáčení (černá) a osa druhé (růžová) se při otáčení excentricky vysojuje. Během procesu komprese existují tři stupně komprese: nízká, střední a vysoká ve středu. Ve středu spirály je výtlačná trubka, která odvádí stlačené médium. Těsnicím prvkem mezi svitky je tenká vrstva mazacího filmu [27].



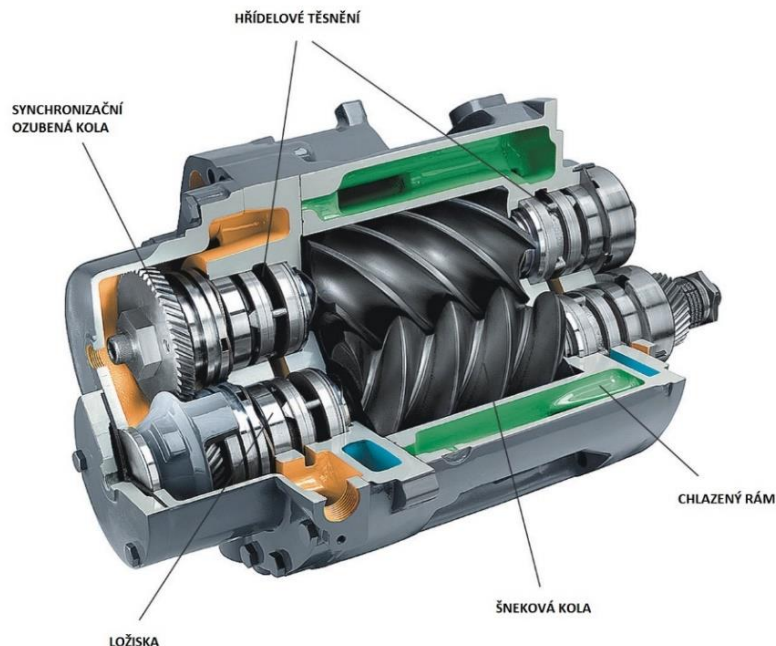
Obrázek 2.4 Schéma scroll kompresoru [27]

Evi scroll kompresor je další generací scroll kompresorů. Systém EVI je založen na principu udržování teploty výtlačku kompresoru pomocí přisávání chladných par pracovního média do meziorotorového prostoru v průběhu stlačování. Současně chladivo přistříkávané do kompresoru je možné využít pro podchlazení kapalného chladiva za kondenzátorem a tím zvýšit výkon. Větší množství chladiva v kondenzátoru zvyšuje výkon. Protože kompresor pracuje s větším množstvím chladiva, zvyšuje se také jeho příkon. I přes zvýšení příkonu kompresoru je obvykle energetická účinnost vyšší. Nevýhodou je větší mechanická zátěž kompresoru a vyšší elektrický příkon v režimu přistříku chladiva [26].

### 2.1.4 Šroubové rotační kompresory

Tyto kompresory rovněž patří mezi objemové kompresory. Jejich hlavní konstrukční prvky jsou dva spirálové rotory, které se liší počtem zubů a zářezů. Jsou uspořádány paralelně k sobě v uzavřeném tělese se dvěma víky. Vůle, která musí být zachována mezi rotory a trupem, je za provozu kompresoru utěsněna filmem maziva.

Pracovní kapalina je nasávána sací komorou a vytlačována přes výtlačnou stranu, která je umístěna v protilehlém krytu [21].



Obrázek 2.5 Schéma šroubového kompresoru [25]

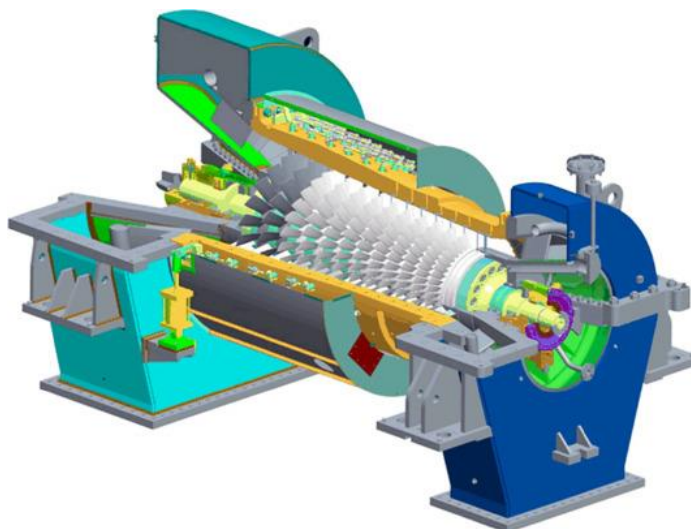
Rotační šroubový kompresor se oproti pístovému kompresoru vyznačuje malým počtem pohyblivých částí, flexibilním nastavením výkonu a nízkými vibracemi. Největší provozní nevýhoda této technologie však stále zůstává, a to, že je určena pouze pro pravidelný odběr a nepřerušovaný běh. Šroubový kompresor tedy není vhodný pro stálé nárazové zapínání a vypínání, pro které je vhodnější pístový kompresor, jelikož při vypnutí chodu klesá teplota oleje. Při častějším vypínání se tak šroubovice kompresoru rychleji opotřebovávají [21]. Rotační šroubové kompresory se donedávna používaly v tepelných čerpadlech s vysokým výkonem. Šroubové kompresory mohou být jednostupňové nebo vícestupňové stroje. Vícestupňové se používají pro kompresory, kde je požadován vyšší tlakový poměr [21].

### 2.1.5 Turbokompresory

Turbokompresory jsou typem dynamického kompresoru. Fungují tak, že urychlují a zpomalují plyn, který proudí rotujícími a stacionárními lopatkami. Směr proudění lze nastavit pomocí vodících lopatek. Podle směru proudění par chladiva rozlišujeme kompresor axiální a kompresor radiální, ale pro konstrukci tepelných čerpadel se obecně volí kompresory radiální. Turbokompresory se nejčastěji používají v tepelných čerpadlech s vysokým výkonem [21].

Axiální a radiální kompresory pracují na stejném principu, liší se však směrem komprese. V axiálním kompresoru je kapalina zrychlována a zpomalována axiálně podél po sobě jdoucích stupňů ve stroji bez celkové změny směru. V radiálním kompresoru, známém také jako odstředivý kompresor, kapalina prochází radiálním zrychlením směrem ven v oběžném kole, po kterém následuje radiální a tangenciální

difúze, po níž následuje otáčení a radiální proudění dovnitř do středu dalšího stupně nebo výstupní příruby. Tlakový poměr na stupeň je asi dvakrát až šestkrát vyšší u odstředivého kompresoru, což vede k mnohem nižšímu počtu stupňů pro daný celkový kompresní poměr oproti axiálnímu kompresoru. Odstředivé kompresory mají méně dílů a stupňů a jsou obecně méně nákladné na výrobu než axiální kompresory. Axiální kompresory ale dosahují vyšší účinnosti než radiální [23].



Obrázek 2.6 Schéma axiálního turbokompresoru [23]

### 2.1.6 Výběr kompresoru pro TČ

Výběr vhodného kompresoru je výzvou pro konstruktéra tepelných čerpadel, neboť vyžaduje patřičné znalosti a přesné definování provozních parametrů a typu takového čerpadla. Důležité je také určení místa použití čerpadla, jeho tepelný výkon, výběr správného chladiva a další informace. V současné době se v tepelných čerpadlech používají pístové kompresory, rotační šroubové kompresory, spirálové a turbokompresory. Každý z nich má doporučení pro použití za určitých okolností. Navíc ve fázi návrhu těchto tepelných strojů je třeba vzít v úvahu skutečnost, že pracují při dynamicky se měnícím tepelném zatížení. Vybrané výkonové charakteristiky kompresorů používaných v tepelných čerpadlech jsou zobrazeny v tabulce (1) [21].

Tabulka 1 Vlastní kompresorů tepelných čerpadel – upraveno z [21]

	Pístové	Scroll a šroubové	Turbokompresory
Typ komprese	statická	statická	dynamická
Proudění média	pulsační	kontinuální	kontinuální
Citlivost na vlhkost chladiva	vysoká	–	malá
Změna výkonu s kolísáním výtlačného tlaku	konstantní	konstantní	velká

## 2.2 Pracovní látky

Pracovní kapaliny, které se používají v procesu chladicího cyklu, se nazývají chladiva. Běžně se používají v klimatizačních systémech a tepelných čerpadlech. Vzhledem k tomu, že chladiva jsou toxická, hořlavá a způsobují poškozování ozonové vrstvy, jsou přísně regulována příslušnými úřady. Běžné typy chladiv mají ve srovnání s vodou nízký bod varu. Tím dojde k jejich odpaření v krátké době a s minimální spotřebou tepelné energie [28]. Chladivo v TČ prochází mezi hlavními součástmi kompresoru, kondenzátoru, expanzního ventilu a výparníku a přenáší teplo z jednoho místa na druhé. Absorpce tepla se typicky, ale ne nezbytně, provádí odpařováním (vařením chladiva) a uvolňováním tepla nastává kondenzace [29].

### 2.2.1 Označení a dopad na životní prostředí

Chladiva se označují písmenem R (refrigerant), za kterým následuje kombinace čísel, která je vytvořena z chemické struktury chladiva. Všechna chladiva jsou označena kódem [30]. Z čísla za písmenem R lze odvodit následující vlastnosti:

- **R000-R399:** Chemická chladiva, jejichž složení je určeno jejich kódovým číslem. Obecný kód: Rxyz= R (počet atomů C-1) (počet atomů H -1) (počet atomů F). Například R134 se skládá ze dvou atomů C, 4 atomů H a 4 atomů F: C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>F<sub>4</sub>. Pokud x=0, nepíše se. Pokud je obsažen také chlór, počet atomů se v číselném označení neuvádí a vypočítá se z počtu atomů původního nasyceného uhlovodíkového vzorce. Jestli je v chladivu místo chlóru obsažen bróm systém výpočtu atomů je stejný, ale za číselné označení se píše ještě písmeno B a počet atomů brómu. Mále písmeno nebo skupina písmen (a,b,c,...) za číselným značením označuje izoméry v pořadí klesající symetrie [31].
- **Řada R400:** Zeotropní směsi chladiv, které nemají bod vypařování, ale spíše rozsah odpařování. Odpařování neprobíhá při stálé teplotě, ale při zvýšení teploty o několik stupňů [31].
- **Řada R500:** Azeotropní směsi s pevným bodem odpařování.
- **Řada R600:** Ostatní organická chladiva.
- **Řada R700:** Anorganická chladiva. Označují se rovněž písmenem R, které je následované trojčíslím začínající číslicí 7, poslední dvojčíslí označuje zaokrouhlenou hodnotu jejich molární hmotnosti. Například amoniak má molární hmotnost 17 g/mol, je tedy označen jako R717 [31].

Příklady značení a chemického složení některých chladiv a směsi chladiv jsou uvedeny v tabulkách (2 a 3) níže.

Tabulka 2 Značení vybraných chladiv – upraveno z [30]

Označení	Název	Chemické složení
R 11	Trichlorfluormethan	$\text{CCl}_3\text{F}$
R 22	Difluormonochlormethan	$\text{CHClF}_2$
R 134a	1,1,1,2-tetrafluorethan	$\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_2$
R 1130	dichloretylen	$\text{C}_2\text{H}_2\text{Cl}_2$
R 227	1,1,1,2,3,3,3-heptafluorpropan	$\text{CF}_3-\text{CHF}-\text{CF}_3$
R 717	Čpavek (amoniak)	$\text{NH}_3$
R 744	Oxid uhličitý	$\text{CO}_2$
R 600	n-butan	$\text{n-C}_4\text{H}_{10}$
R 1150	Ethylen	$\text{C}_2\text{H}_4$
R 1270	Propylen	$\text{C}_3\text{H}_6$

Tabulka 3 Značení vybraných směsí chladiv – upraveno z [30]

Označení	Složení chladiv	Složení hm. podílu (%)
R 401	R – 22 / 152a / 124	33 / 15 / 52
R 401a	R – 22 / 152a / 124	52 / 15 / 33
R 407c	R – 32 / 125 / 134a	23 / 25 / 52
R 410a	R – 32 / 125	50 / 50
R 417a	R – 125 / 134a / 600	46,6 / 50,0 / 3,4
R 500	R – 12 / 152a	78 / 22
R 501	R – 22 / 12	75 / 25
R 507	R – 125 / 143a	50 / 50

Různá chladiva mají různé vlastnosti, a proto je třeba vždy vybrat správné chladivo, aby odpovídalo požadavkům dané aplikace. Jednou z důležitých vlastností chladiv je dopad na životní prostředí, což může nastat, pokud se uvolňují nebo unikají z tepelného čerpadla. K posouzení vlastnosti chladiv se běžně používají ukazatele jako ODP, GWP a TEWI [29].

**ODP**–Ozone Depletion Potential, označuje očekávané poškození ozonové vrstvy konkrétního chladiva ve vztahu k poškození způsobenému R11 (trichlorfluormethan). R-11 (freon-11, CFC-11) je chlor-fluorovaný uhlovodík. R-11 má potenciál poškozování ozonové vrstvy 1,0 [29].

**GWP**–Global Warming Potential, je stupeň působení chladiva na skleníkový efekt. Je to relativní hodnota ke zvolené hodnotě 1 pro  $\text{CO}_2$  na jednotku objemu plynu pro časový horizont životnosti v atmosféře (nejčastěji 100 let). Samotná hodnota GWP pro konkrétní chladivo je ale z hlediska ochrany životního prostředí nedokonalým a

často zavádějícím kritériem pro jeho použití. Je totiž třeba zkoumat vliv chladiv na životní prostředí jako součet přímých a nepřímých přínosů. Nepřímý přínos je způsoben spotřebou energie pohonu daného zařízení. Je tedy potřeba hodnotit vliv na skleníkový efekt v rámci provozování celého zařízení. K tomu slouží výpočet dalšího kritéria, který se označuje jako celkový ekvivalent dopadu oteplení TEWI [29,30].

**TEWI**–Total Equivalent Warming Impact, je celkový skutečný přínos ke skleníkovému efektu konkrétního zařízení, který je dán součtem úniku chladiva do atmosféry a vynaložené energie na pohon zařízení. Poměry přímého a nepřímého vlivu chladiva na vytváření skleníkového efektu jsou různé. Záleží na netěsnostech systému, množství náplně, energetické účinnosti zařízení a druhu použitého chladiva. Konkrétní výpočty TEWI je tedy potřeba provádět experimentálními měřeními. Vzhledem tomu, že až na výjimky nejvíce celkovou hodnotu TEWI ovlivňuje nepřímý vliv provozování zařízení, je potřeba pro jeho snížení věnovat se účinnosti oběhu daného zařízení [29,30].

Pro odbornou manipulaci, práci a skladování chladiv platí příslušné směrnice a předpisy. Místnosti, kde se skladují a manipuluje se s chladivy, musí být dobře větrané. Je třeba zabránit kontaktu s lidským tělem nebo otevřeným ohněm. Mělo by se zabránit také jakémukoliv vdechnutí pár chladiva člověkem [30].



Obrázek 2.7 Tlakové nádoby s chladivem [32]

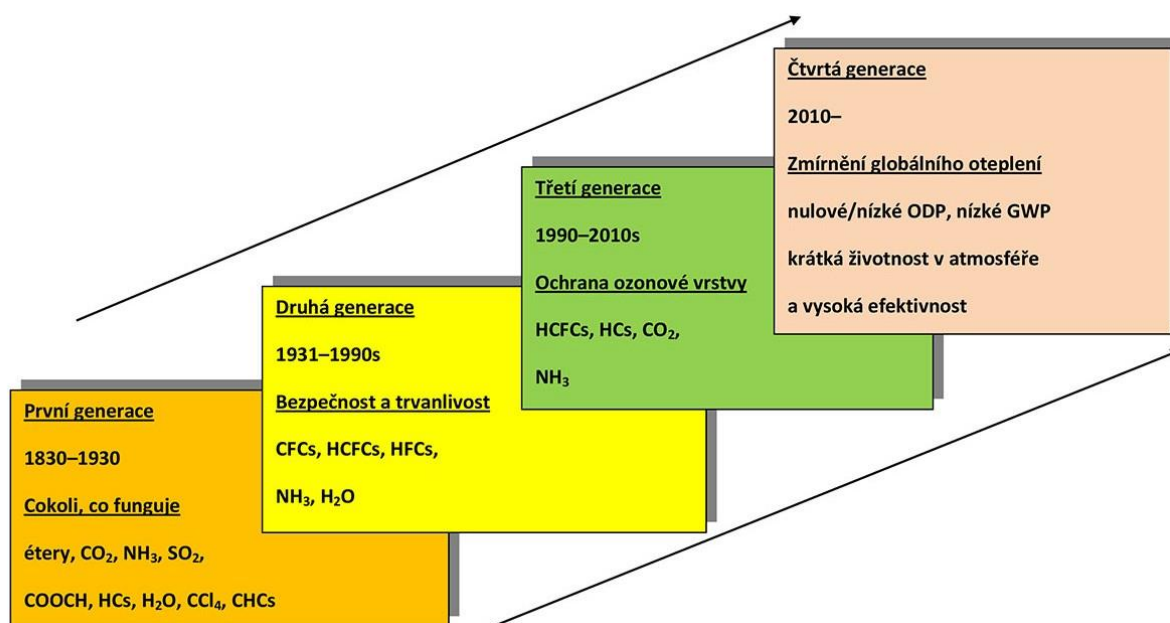
### 2.2.2 Vývoj pracovních látek

Různých pracovních látek existuje mnoho. Nicméně, jen několik je určených pro komerční použití. Čpavek funguje jako pracovní tekutina od 20. let 20. století. Kromě něho byly používány další, jako je methylchlorid, oxid siřičitý nebo ethery. Tato první generace (1830-1930) pracovních kapalin měla problémy s toxicitou, hořlavostí a provozní stabilitou. V roce 1930 byla představena první pracovní kapalina (R12), speciálně navržená pro tepelná čerpadla. Od té doby byly vyvinuty další syntetické pracovní kapaliny pro použití v parokompresních tepelných čerpadlech [33].

Druhou generací (1930-1990) pracovních kapalin jsou chlorfluoruhlovodíky (CFC) a hydrochlorfluoruhlovodíky (HCFC). Ty prokázaly mnohem lepší bezpečnost. V 70. letech 20. století se však zjistilo, že se v atmosféře nahromadilo obrovské množství CFC a HCFC, které ničíly ozonovou vrstvu. To vedlo k Montrealskému protokolu z roku 1987 podepsanému 197 zeměmi, který postupně upouští od používání těchto chemických sloučenin [33].

Třetí generace pracovních kapalin byla vyvinutá kvůli Montrealskému protokolu. Fluorované uhlovodíky (HFC) nemají žádný obsah chloru, a proto je ODP nulový. Tyto pracovní kapaliny jsou dnes standardní technologií [33]. Vykazují však potenciál globálního oteplování (GWP) a jsou uvedeny v Kjótském protokolu z roku 1997 jako skleníkové plyny. Zejména Evropská unie se svými přísnými cíli snižování emisí skleníkových plynů je průkopníkem ve snižování používání HFC. V posledních letech započal proces přechodu ze třetí generace ke čtvrté generaci chladiv [33].

Výzvou čtvrté generace je chránit ozonovou vrstvu (ODP = 0) i klima (nízký GWP) a zároveň splnit požadavky na vysokou termodynamickou účinnost. Většinou k tomu slouží hydrofluorolefiny (HFO). Do dnešní doby ale stále výrazněji nepronikly do aplikací na trhu tepelných čerpadel [33].

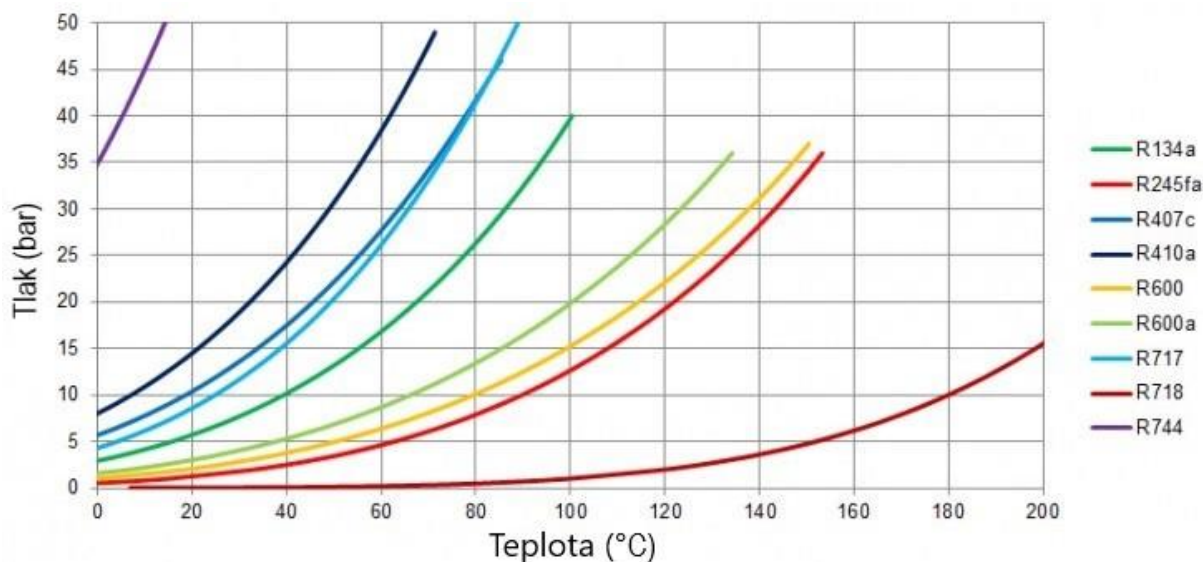


Obrázek 2.8 Vývoj chladiv v čase [34]

### 2.2.3 Pracovní látky kompresorových TČ

Ideální pracovní látka kompresorového tepelného čerpadla by měla splňovat několik kritérií. Měla by být netoxická, nehořlavá, snadno detekovatelná během úniku, cenově dostupná, recyklovatelná a ideálně s bodem varu pod 0 °C za normálních podmínek. Výběr vhodného chladiva se proto odvíjí od termodynamických vlastností, cenové dostupnosti, ekologických vlastností, fyzikálních a chemických vlastností [28]. Jedny z hlavních parametrů pro výběr vhodného chladiva jsou:

- **Tlak** – kondenzační tlak se bude lišit pro různá chladiva při dané teplotě. Některá chladiva budou mít při velmi vysoké teplotě také příliš vysoký tlak. V takovém případě nelze tato chladiva použít pro tepelná čerpadla. Na druhou stranu příliš nízký tlak není také vhodný. Při nízkém tlaku bude mít chladivo velký objem, a to bude vyžadovat vyšší investice do zařízení.
- **Kritická teplota** – kritická teplota chladiva je teplota, při jejímž překročení již nelze chladivo zkapalnit, bez ohledu na tlak. Chladivo dosáhne nadkritické oblasti, kde již nelze rozlišit kapalnou a plynnou fázi.
- **Energetická účinnost** – je závislá na druhu a vlastnostech chladiva
- **Dopad na životní prostředí** – výběr syntetického nebo přírodního chladiva bude mít různý vliv na skleníkový efekt a životní prostředí. V případě úniku může být efekt syntetických chladiv až 3000krát vyšší ve srovnání s CO<sub>2</sub>.



Obrázek 2.9 Teplota vypařování chladiv podle tlaku – upraveno z [31]

Vlastnosti žádného chladiva nejsou úplně optimální. Volba chladiva proto vychází z technicko-ekonomické úvahy, kdy je potřeba zohlednit veškerá hlediska s ohledem na konkrétní podmínky v daném systému. Níže je představeno několik často používaných chladiv pro kompresorová tepelná čerpadla.

**R134a** se používá jako chladivo pro středně velké nebo velké systémy tepelných čerpadel. Ve srovnání s chladivy R407c a R410a je jeho účinnost mnohem vyšší. Ve srovnání s chladivem amoniakem je však jeho účinnost nižší. Tlak v R134 je poměrně nízký. Z toho důvodu je objem, který musí kompresor stlačit, poměrně vysoký, a proto jsou potřeba vyšší investice na instalaci [31].

**R407c** a **R410a** se často používají v malých až středně velkých systémech tepelných čerpadel. Tato chladiva se pravidelně používají v instalacích, které mají dvojí

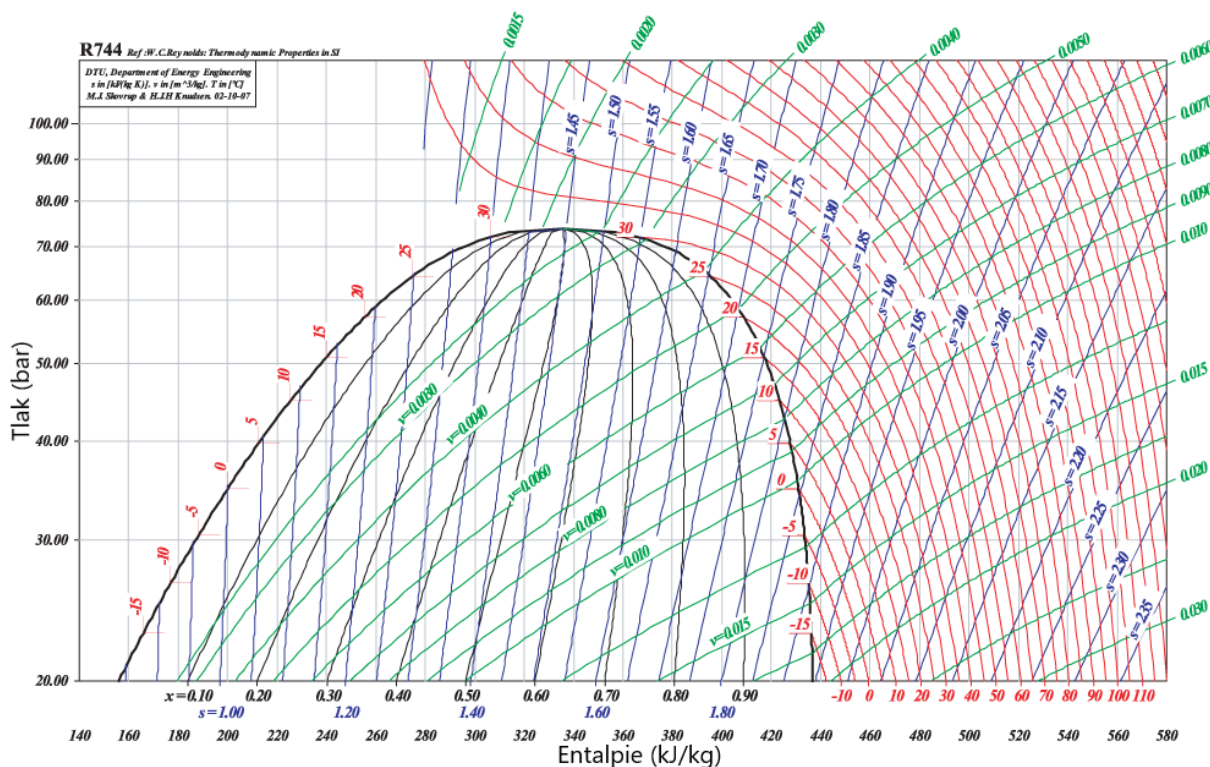


funkci klimatizace i vytápění. R410a má kritickou teplotou 71 °C. Proto se nejčastěji používá u nízkoteplotních tepelných čerpadel [31].

**R600** (butan) a **R600a** (isobutan) se většinou používají pro chladicí zařízení. Tato chladiva jsou ale vhodná i pro použití v tepelném čerpadle, zejména pro teploty vyšší než 80 °C. Mnoho chladiv má vysoký tlak při těchto teplotních úrovních. U R600 a R600a je nárůst tlaku s teplotou mnohem nižší. Vzhledem k tomu, že se jedná o výbušné látky, instalace by měla splňovat bezpečnostní požadavky [31].

**R717** (amoniak) je nejvhodnější chladivo pro použití v tepelných čerpadlech v průmyslovém prostředí. Amoniak má vysokou účinnost a lze jej snadno aplikovat při teplotách pod 80 °C. Očekává se, že toto rozmezí se brzy rozšíří až na teplotu 90 °C. Amoniak je navíc přírodní chladivo, které nepřispívá ke skleníkovému efektu. Amoniak se velmi často používá jako chladivo v chladicích systémech. Díky tomu získané zkušenosti a znalosti lze využít při jeho používání v tepelných čerpadlech. Je hořlavý a toxický, ale díky jeho silnému zápachu lze rychle detekovat úniky [31].

**R744** (CO<sub>2</sub>) je další přírodní chladivo. Používá se nejčastěji v chladicích zařízeních. Pro CO<sub>2</sub> je transkritická teplota 31 °C. Nad touto teplotou nedochází ke kondenzaci při konstantní teplotě, ale v určitém teplotním rozsahu (teplotní skluz). Tepelné čerpadlo lze proto použít pouze v situacích, kdy potenciální uživatel umožňuje vytápění na nekonstantní teplotu. Některá tepelná čerpadla s CO<sub>2</sub> fungují nad nadkritickou teplotou [31].



Obrázek 2.10 P-h diagram chladiva R744 – upraveno z [35]

**R718** (voda) lze také použít jako chladivo. Voda má tu výhodu, že se snadno získává a nepoškozuje životní prostředí. Může být ovšem aplikována pouze při vysokých teplotách ( $> 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Při těchto teplotách mohou být tlaky v jiných chladivech příliš vysoké. Nevýhodou použití vody je její nízká hustota v plynném stavu. K tomu je nutná relativně vysoká kapacita kompresoru [31].

V tabulce (4) jsou popsány vlastnosti vybraných chladiv. Zobrazeny jsou hodnoty molárních hmotností, teplota varu za normálních podmínek, kritická teplota a tlak, a také ekologické ukazatele ODP a GWP.

Tabulka 4 Vlastnosti vybraných chladiv [30]

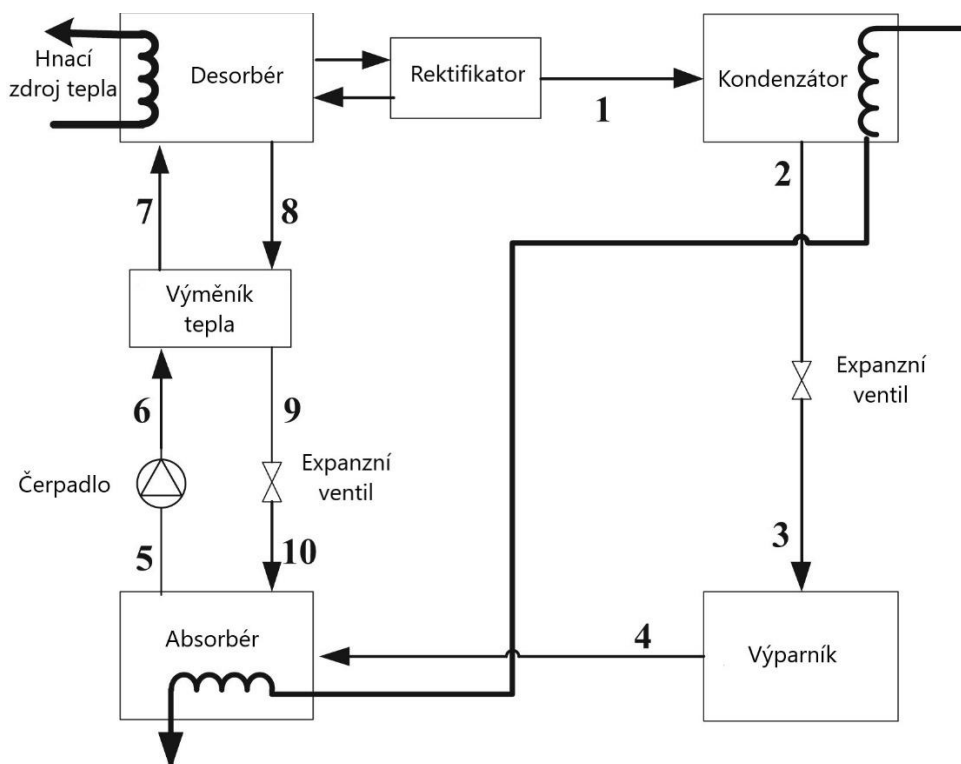
Chladivo	M (g/mol)	$T_{\text{varu}}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$T_{\text{k}}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$P_{\text{k}}\text{ (kPa)}$	ODP	GWP
R 134a	102	-26	73	3 769	0	1 300
R 407c	95	-44	87	4 600	0	1 520
R 717	17	-33	132	11 320	0	0
R 744	44	-78	31	7 372	0	1
R 600a	58	-12	135	3 645	0	4

#### 2.2.4 Pracovní látky absorpčních TČ

Provozní výkon absorpčního systému je kriticky závislý na chemických a termodynamických vlastnostech pracovních látek. Pracovní látka v absorpčním tepelném čerpadle je binární směs dvou složek. Složky se označují jako chladivo a absorbent. Základním požadavkem na kombinaci absorbentu a chladiva je, že v kapalně fázi musí mít určitou hranici mísitelnosti v rozsahu provozních teplot cyklu. Směs by měla být také chemicky stabilní, netoxická a nevýbušná [36]. Rozdíl bodu varu mezi čistým chladivem a směsí při stejném tlaku by měl být co největší. Chladivo i absorbent by měly být nekorozivní, šetrné k životnímu prostředí a levné. Přes velké množství dvojic se v průmyslu nejvíce používá pouze dvou. První dvojice je amoniak jako chladivo a voda jako absorbent ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ). Druhou dvojici je voda jako chladivo a bromid lithný jako absorbent ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ) [36].

**Amoniak/voda** je široce používán už od vynálezu absorpčního chladicího systému.  $\text{NH}_3$  i  $\text{H}_2\text{O}$  jsou vysoce stabilní pro široký rozsah provozních teplot a tlaků.  $\text{NH}_3$  je dobré chladivo díky svému vysokému latentnímu teplu vypařování a bodem tuhnutí  $-77\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Malý rozdíl normálních bodů varu (voda  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , amoniak  $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) znamená horší oddělitelnost par a roztoku v generátoru, proto je nutné zařadit další zařízení v oběhu (tzv. rektifikátory) na zkondenzování par vody [37]. S malým množstvím vody tvoří amoniak zásaditý  $\text{NH}_4\text{OH}$ , který napadá mnoho kovů a způsobuje korozi. Pro omezení koroze se do roztoku přidávají různá aditiva jako například: křemičitan sodný, chromát sodný, dichroman sodný a chlorid ceričitý. Další

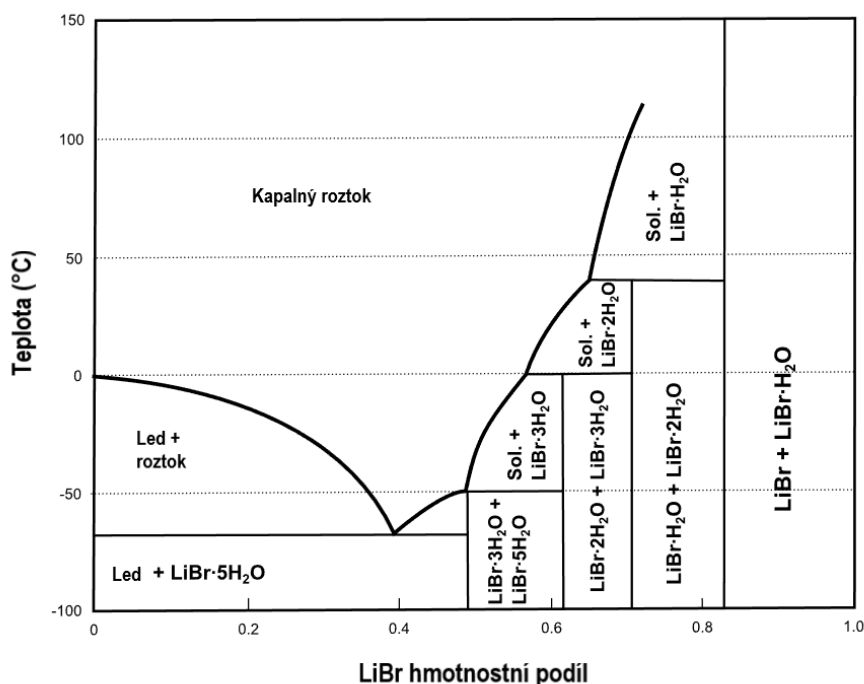
různá aditiva se do roztoku mohou přidávat například pro zlepšení přestupu tepla. Při použití amoniaku a vody nehrozí krystalizace v zařízení. Směs amoniaku a vody vyžaduje pro desorpci teplotu 125-170 °C v desorbéru. Pro odstranění rektifikátoru a zjednodušení struktury absorpčního systému byly ve větší míře studovány určité alternativní pracovní tekutiny. Nejoblíbenějšími substitucemi jsou binární roztoky amoniak-soli  $\text{NH}_3/\text{NaSCN}$  a  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ , které nabízejí výhody dobré rozpustnosti a nezpůsobují korozi oceli. Navíc rozdíl bodů varu mezi chladivem a absorbentem je dostatečně velký, aby generované páry  $\text{NH}_3$  byly 100% čisté [36].



Obrázek 2.11 Schéma základního cyklu s  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  – upraveno z [36]

**Voda/bromid lithný** se začal používat pro absorpční systémy už kolem roku 1930. Vysoký rozdíl normálních bodů varu (voda 100 °C, LiBr 1265 °C) znamená dobrou oddělitelnost par a roztoku v desorbéru. Použití vody jako chladiva však omezuje nízkoteplotní využití na aplikace nad 0 °C, z důvodu tuhnutí vody. Provozní hodnoty tlaku jsou velmi nízké. To může způsobit, že se do oběhu přisaje vzduch. V případě nasátí vzduchu do oběhu se roztok bromidu lithného stává vysoce korozivním vůči všem kovům. K potlačení koroze se do roztoku přidávají různé korozní inhibitory (např.: hydroxid lithný, kyselina bromovodíková, dusičnan lithný, chromitan lithný, molybdenan lithný a arzeničnan lithný), které mají za úkol snížit nebo zcela zabránit korozi uvnitř zařízení [38].

Ve výměnících tepla jsou nejčastěji použity ocel nebo měď a její slitiny. Každý z těchto kovů ale podléhá korozi při jiných podmínkách. Železné kovy korodují při nižším pH, naopak slitiny mědi při pH vyšším. Výběr vhodného inhibitoru není proto jednoduchý. Častým řešením tohoto problému je snížením pH roztoku (ochrana mědi) a přidáním inhibitorů pro ochranu oceli [38].



Obrázek 2.12 Fázový digram voda-LiBr při tlaku 100kPa – upraveno z [39]

Největším problémem směsi voda/bromid lithný je náchylnost ke krystalizaci soli LiBr. Nejvíce je ohrožen rekuperační tepelný výměník, který se nachází mezi absorbérem a desorbérem. Je tomu potřeba předejít správným návrhem zařízení. Snížit riziko krystalizace lze třeba přidáním soli do roztoku [38]. Například při složení roztoku z vody a solí LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl o molovém poměru 5:1:1:2 nebyla pozorována žádná krystalizace. Jinou také vhodnou solí je ZnBr<sub>2</sub>. Další různá aditiva se do roztoku přidávají například pro zlepšení přestupu tepla. V současnosti je zkoumáno velké množství různých roztoků na bázi voda/bromid lithný za účelem dosažení dobré účinnosti, nízké korozivnosti a potlačení krystalizace. Pro desorpci vody z bromidu lithného v desorbéru je potřebná teplota 70-125 °C. Z toho důvodu je tato pracovní dvojice více vhodná pro aplikace využívající odpadní teplo [38].

Tabulka 5 Porovnání pracovních dvojic [38]

	Amoniak/voda	Voda/bromid lithný
Použití	větší výkony v prům. zařízeních, chlazení při nízkých teplotách, ohřev na střední teplotu	menší výkony v průmyslu nebo domácnostech, vhodné pro využití odpadního tepla
Výhody	vysoká vzájemná rozpustnost, vysoce stabilní látky, dobrá cena	vyšší účinnost, vysoká bezpečnost a stabilita látek, nižší teploty v desorbéru
Nevýhody	vypařování vody v desorbéru, nižší účinnost, složité zařízení, amoniak je toxický a hořlavý	nebezpečí krystalizace, omezení pro chlazení, podtlakové zařízení, koroze

## 2.3 Výměníky tepla

Pro fungování absorpčních a kompresorových tepelných čerpadel jsou nezbytné výměníky tepla. V oběhu s kompresorovým TČ se nachází výparník a kondenzátor. V absorpčním oběhu jsou v základní konstrukci čtyři výměníky tepla: absorbér, desorbér, výparník a kondenzátor. Často se lze setkat také s dalším výměníkem v tomto oběhu, kterým je rekuperační výměník tepla mezi absorbérem a desorbérem.

### 2.3.1 Výparník

Výparník se nachází na nízkotlaké straně chladivového okruhu. Jeho zadáním je odebírat teplo z okolního prostředí (zdroje nízkopotencialního tepla), přičemž je toto teplo pohlcováno chladivem. Chladivo se díky tomu odpařuje a přehřívá. Je zapotřebí přehřátí, aby se zabránilo plnění kompresoru kapalinou. Systém bývá nastaven tak, že expanzní ventil před výparníkem sníží tlak chladiva. Tím se sníží teplota, při které dochází k varu. V současnosti se jako výparníky nejčastěji používají deskové výměníky. Lze se ale také setkat s lamelovými nebo trubkovými [40].

**Deskové výparníky** bývají podstatně větší než kondenzátory, jelikož pracují s plynnou fází chladiva. Základní konstrukce výměníku není příliš ovlivněna pracovní látkou. Zatímco způsob, jakým jsou desky drženy pohromadě bývá ovlivněn druhem chladiva a provozními podmínkami. Deskový výměník může být rozebíratelný, pájený nebo svařovaný. Prostory mezi deskami mívají těsnění. Nejčastěji se k tomu používá pryž, stlačené minerální vlákno nebo silikon. Desky bývají vyrobené z titanu, nerez, nebo pro agresivní látky může být použit grafit.



Obrázek 2.13 Deskový výměník [48]

Mezi výhody deskového výměníku patří menší rozměry a hmotnost, intenzivní přestup tepla, vysoká účinnost, nízké zanášení a snadná detekce netěsnosti. Nevýhodou jsou požadavky na čistotu média, tlaková ztráta a riziko netěsnosti [40].

**Lamelové výparníky** se používají pouze pro systémy vzduch/vzduch. Skládají se z jedné nebo více řad, tvořenými měděnými trubkami. V nich proudí chladivo. Mezitrubkový prostor tvoří hliníkové lamely, skrz které proudí vzduch. Na konci výparníku je sběrná trubka o větším průměru, která slouží k odvodu přehřátého plynného chladiva. Průtok vzduchu je zajištěn ventilátorem [40].

### 2.3.2 Kondenzátor

Kondenzátor je výměník tepla, který se nachází na vysokotlaké straně chladivového okruhu. V tomto výměníku dochází k předání tepelného výkonu z chladiva do topné vody. Chladivo tím přechází z plynné fáze do kapalné, a dále se podchlazuje. Podchlazením se dosahuje větší stability kondenzátu s co nejnižším obsahem plynné fáze. Jako kondenzátory se používají zejména deskové výměníky, ale někdy také trubkové, nebo u tepelného čerpadla typu vzduch-vzduch se používají lamelové vzduchové výměníky [40].

**Deskové kondenzátory** se obvykle používají v protiproudem uspořádání. Pro podmínky vysokého tlaku a vysoké teploty nejsou těsnění dostatečně odolná. Jedním z řešení tohoto problému jsou pájené výměníky tepla. Zde jsou desky pájeny dohromady přidavným kovem. Nejběžnější je měď. Pro aplikace s amoniakem se jako přidavný kov používá nikl. To je z důvodu, že amoniak koroduje měď. Další výhodou pájeného výměníku tepla je snížené riziko netěsností [40]. Používané materiály, výhody a nevýhody deskových kondenzátorů jsou stejné jako u výparníků.

**Trubkové kondenzátory** jsou používány v aplikacích s nižší čistotou ohřivaného média, případně také je lze použít v průmyslových aplikacích s velkými topnými výkony. Chladivo v této konstrukci proudí a kondenzuje v mezitrubkovém prostoru a ohřívána kapalina v trubkách. Na rozdíl od deskových kondenzátorů mají trubkové nižší účinnost, ale menší tlakové ztráty a lépe se čistí [40].



Obrázek 2.14 Trubkový kondenzátor [41]

### 2.3.3 Absorbér a desorbér

V absorbéru dochází k rozstříkávání absorbentu na trubky. Během stékání po trubkách pohlcuje absorbent páry chladiva. Absorbér musí být vybaven systémem na odvod tepla, které se během procesu absorpce uvolňuje. Podle toho, jaké se použije chladicí medium, rozlišují se absorbéry na chlazené vodou a vzduchem. Absorbéry se

v průmyslových zařízeních, dodávaných jako ucelené celky, nachází v jedné nádobě spolu s výparníkem. Vnější tvar absorbéru je buď válcová nebo obdélníková nádoba [42].

Desorbér bývá také označován jako generátor. Směs chladiva a absorbentu je do něj dopravována čerpadlem. Desorpce chladiva probíhá za takových podmínek (tlak, teplota), aby došlo k vytvoření nerovnovážného stavu. To způsobí uvolňování par chladiva z roztoku [42]. Teoreticky bude tento proces probíhat až do dosažení rovnovážného stavu. Pro proces desorpce je potřeba generátoru dodávat teplo. Konstrukce generátoru je ovlivněná způsobem přívodu tepla. To se nejčastěji dodává pomocí páry, spalin nebo vody. Generátor podobně jako absorbér bývá rovněž umístěn v jedné nádobě spolu s kondenzátorem. Ve spodní části generátoru jsou horizontálně umístěny trubky, kterými prochází ohřívací voda. Trubky jsou ponořené v bohatém roztoku voda/bromid lithný, který přitéká v horní části nádoby [42].

## 2.4 Expanzní ventil

Expanzní neboli škrticí ventil slouží k udržování tlakového rozdílu mezi vysokotlakou a nízkotlakou stranou chladicího oběhu, reguluje průtok chladiva z kondenzátoru do výparníku a udržuje přehřátí chladiva za výparníkem. Díky přehřátí nedochází v kompresoru k nasání kapalného chladiva. Dle konstrukce a funkce lze expanzní ventily rozdělit na elektronické a mechanické. Nejčastěji se používají termostatické expanzní ventily nebo elektronické [40].

**Termostatické expanzní ventily** jsou spojené tykavkou s výstupním potrubím výparníku. Tykavka má plynnou nebo kapalnou náplň. Podle změny teploty tykavky se ekvivalentně změní tlak náplně, který se přenáší prostřednictvím kapiláry nad membránu ventilu. Vzárustem teploty tykavky se tedy zvětšuje tlak na membránu ventilu. Tím dochází k otevření kuželky ventilu a vstříku chladiva do výparníku. Expanzní ventil se seřizuje na jmenovitý výkon zařízení. To znamená, že za konstantního tlaku propustí přesně tolik chladiva, kolik je potřeba k přepravě požadovaného tepelného výkonu [40].



Obrázek 2.15 Termostatický expanzní ventil [49]

**Elektronický expanzní ventil** nabízí kvalitnější regulaci zařízení. Tykavka je zde nahrazena tlakovým a teplotním čidlem na konci výparníku. Ty předávají elektronický signál řídicí jednotce ventilu. Hodnoty z čidel jsou aktuální a bez větší časové prodlevy. Řídicí jednotka plynule vyhodnocuje stav a řídí otevírání ventilu. V případě výpadku dodávky elektrického napájení sám uzavírá. Výhodou tohoto ventilu je také jeho dlouhá životnost. Dosahuje až 60 milionů cyklů [40].



Obrázek 2.16 Elektronický expanzní ventil [49]



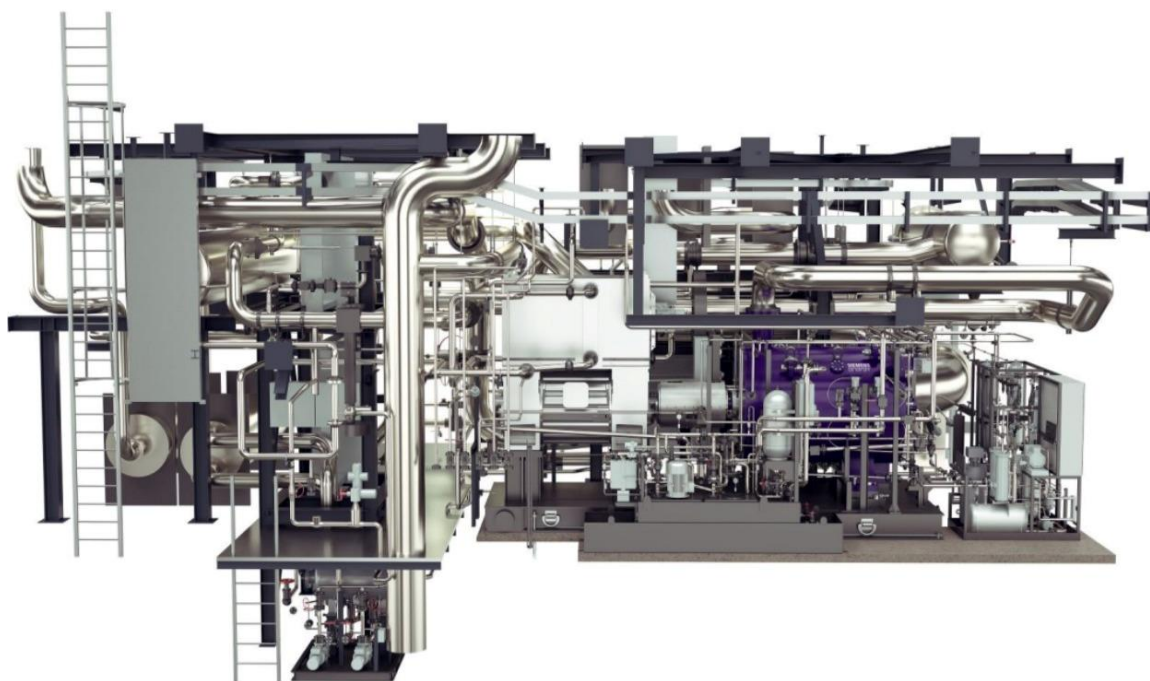
### 3 Průmyslová tepelná čerpadla v praxi

V této kapitole je popsáno několik dohledaných aplikací průmyslových čerpadel. Je zde představena aplikace jak kompresorového, tak absorpčního průmyslového tepelného čerpadla.

#### 3.1 Pilotní projekt Qwark3

Koncem roku 2022 začalo na Potsdamer Platz v Berlíně nové vysokoteplotní průmyslové tepelné čerpadlo zásobovat městský systém dálkového vytápění. Jedná se o průkopnický projekt na cestě k dekarbonizaci výroby tepla. Tento společný pilotní projekt společnosti Vattenfall Wärme Berlin a Siemens Energy byl pojmenován Qwark3. Klade za cíl dokázat, že je možné použít velká tepelná čerpadla pro městské dálkové vytápění způsobem, který nejen pomůže dosáhnout nulových emisních cílů do roku 2050, ale také bude dávat ekonomický smysl. Qwark3 efektivním způsobem využívá odpadní teplo, které by jinak zůstalo zmařeno, spolu s elektřinou z obnovitelných zdrojů [43].

Od roku 1997 chladicí závod Vattenfall Wärme Berlin poblíž Potsdamer Platz dodává chlad do přibližně 12 000 kanceláří, 1 000 bytových jednotek a mnoha kulturních institucí v této oblasti. Produkuje přitom značné množství odpadního tepla, které se donedávna mařilo chladicími věžemi. Instalací vysokoteplotního tepelného čerpadla s tepelným výkonem až 8 MW se toto odpadní teplo zúročí. Velké tepelné čerpadlo flexibilně dodává výstupní teploty mezi 85 °C a 120 °C, podle poptávky v síti dálkového vytápění. Mělo by být vyráběno cca 55 GWh tepelné energie ročně s odhadovanou roční úsporou cca 6 500 tun emisí CO<sub>2</sub> a 120 000 m<sup>3</sup> chladicí vody [43].



Obrázek 3.1 Vysokoteplotní tepelné čerpadlo v chladícím centru Vattenfall [43]

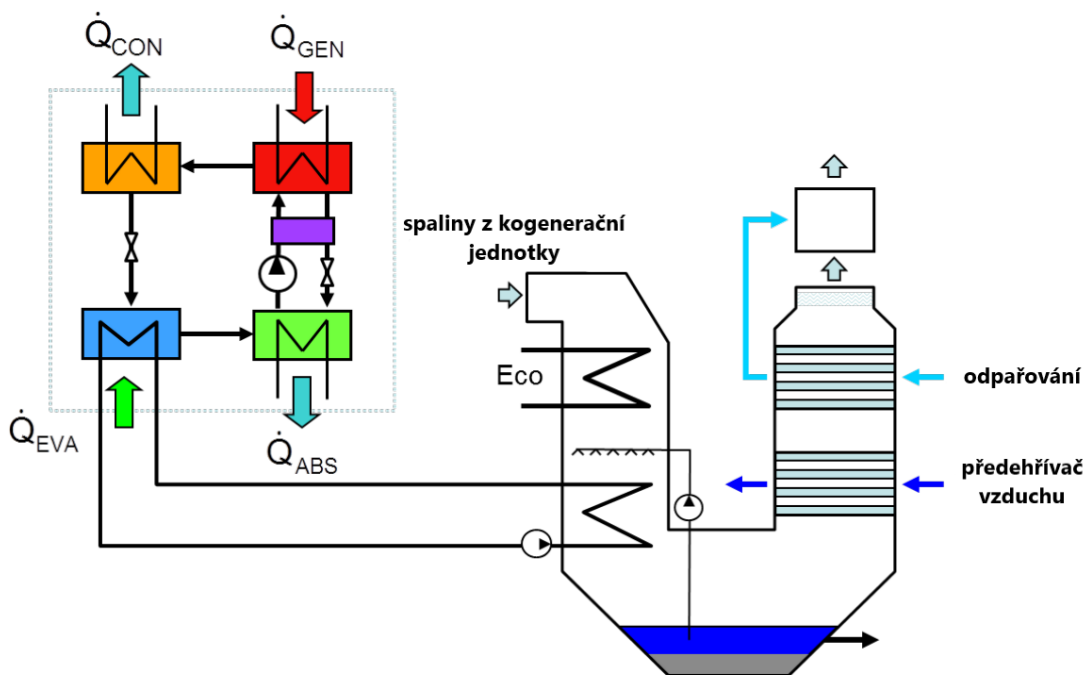
Jedná se o jednu z prvních zkoušek takto velkých vysokoteplotních tepelných čerpadel v reálných podmínkách. Aktuálně se projekt nachází v tříleté zkušební fázi,

kteřá potrvá až do roku 2025. Během této doby mají partneři za cíl nasbírat praktické zkušenosti a získat tak důležité poznatky o využití vysokoteplotních tepelných čerpadel v oblasti teplárenství. Společnost Siemens Energy má již z minulých let zkušenosti s dodáváním větších tepelných čerpadel, kdy je dodávala především do Skandinávie. V současnosti v oblasti průmyslových tepelných čerpadel společnost nabízí řešení s tepelnými výkony až 70 MW z jednoho bloku [43].

### 3.2 Absorpční TČ v Halleinu

Síť dálkového vytápění v Salcburku a síť dálkového vytápění v nedalekém městečku Hallein jsou propojeny potrubím na vzdálenost 25 km. Tyto propojené sítě zásobují teplem cca 15 000 zákazníků. Teplo do CZT dodávají teplárny, kogenerační jednotky a systémy rekuperace odpadního tepla s roční výrobou tepla cca 790 GWh [44].

Společnost AustroCel v Halleinu, která vyrábí celulózu, dodává také průmyslové teplo do CZT. Pro výrobu celulózy je používána kogenerační jednotka na biomasu. Vyrobená pára, která je dále používána pro technologické účely má teplotu 165 °C a tlak cca 6,5 bar. Tato kogenerační jednotka na biomasu je dále kombinována s absorpčním tepelným čerpadlem, které využívá kondenzační teplo spalin jako nízkoteplotní zdroj tepla a část procesní páry jako hnací zdroj [44].



Obrázek 3.2 Schéma absorpčního TČ napojeného na KJ – upraveno z [44]

Absorpční tepelné čerpadlo využívá H<sub>2</sub>O jako chladivo a LiBr jako absorbent a dosahuje topného výkonu 7 MW a COP 1,8 při provozní teplotě 165 °C (horká pára), teplotě chladiče 90/60 °C (průtok síť dálkového vytápění) a teplota zdroje tepla 60/40 °C (kondenzace spalin) [44].

Absorpční tepelné čerpadlo zlepšuje energetickou účinnost kogenerační jednotky na biomasu a od roku 2006 je v provozu cca 8 500 hodin ročně. Vzhledem k nízkým nákladům na pohon a vysokým provozním hodinám je absorpční tepelné čerpadlo ziskové. Díky využití biomasy jako hnacího zdroje a zvýšenému tepelnému výkonu prostřednictvím absorpčního tepelného čerpadla jsou také sníženy emise CO<sub>2</sub>. Ačkoliv absorpční tepelné čerpadlo reaguje pomalu na změny provozních podmínek, je přesto ovladatelnost dostatečná i při částečném zatížení [44].

Tabulka 6 Souhrn parametrů aplikace TČ v Halleinu

<b>Instalovaný výkon</b>	7 MW
<b>COP</b>	1,8
<b>Chladivo</b>	H <sub>2</sub> O/LiBr
<b>Zdroj tepla</b>	spaliny/pára
<b>Teplota zdroje</b>	60/165 °C

### 3.3 Odpadní voda jako zdroj tepla v Dánsku

V roce 2017 byl v Kalundborgu zahájen provoz zařízení s tepelnými čerpadly o celkovém výkonu 10 MW, které využívají teplo z odpadních vod k dálkovému vytápění. V současnosti je to největší zařízení s tepelnými čerpadly v Dánsku. Jsou zde tři tepelná čerpadla o výkonu 3,3 MW každé. Využívají přitom teplo z nedaleké čistírny odpadních vod s nadprůměrnou teplotou, díky místním průmyslovým společnostem Novo Nordisk a Novozymes. Vratná voda ze sítě dálkového vytápění je ohřívána z přibližně 55 °C na 80 °C. Tepelná čerpadla mají pokrýt 10 % místní výroby tepla a fungovat jako špičkové a rezervní zdroje [45].



Obrázek 3.3 Jednotka tepelného čerpadla složená ze tří tepelných čerpadel [44]

Tepelné čerpadlo je poslední částí sestavy, která využívá odpadní vodu třemi způsoby. Za prvé společnost Novozymes sbírá organický obsah z odpadních vod a používá ho k výrobě bioplynu. Za druhé, čistírna odpadních vod využívá vyšší teplotu vody (20 až 35 °C) k urychlení biologických procesů. Následně se odpadní voda o teplotě 20 °C až 25 °C používá jako zdroj tepla pro tepelné čerpadlo [45].

Tabulka 7 Souhrn parametrů aplikace TČ v Dánsku

<b>Instalovaný výkon</b>	10 MW (3x3,3 MW)
<b>COP</b>	4,5
<b>Chladivo</b>	amoniak
<b>Zdroj tepla</b>	odpadní voda
<b>Teplota zdroje</b>	20-25 °C

### 3.4 Odpadní voda jako zdroj tepla v Maďarsku

Pod hlavním náměstím Újpest v Budapešti je velký hlavní sběrač odpadních vod s průměrným hodinovým průtokem přes 800 m<sup>3</sup>. Část tohoto toku je přeměrována do strojovny postavené pod náměstím. Odpadní voda je filtrovaná speciálně navrženou síťovou jednotkou a vedena do účelově zkonstruovaných samočisticích výměníků tepla, které rekuperují tepelnou energii. Následně je odpadní voda odváděna zpět do hlavního kolektoru, zatímco získaná tepelná energie je předávána dvěma velkými průmyslovými tepelnými čerpadly. Tato tepelná čerpadla vyhřívají a chladí novou tržnici v této oblasti, budovu městského úřadu a radnici [46].



Obrázek 3.4 Průmyslové tepelné čerpadlo v Budapešti [46]

System je v provozu od roku 2017 a zajišťuje 100 % potřeby vytápění a chlazení připojených budov. Výstupní teplota z tepelného čerpadla dosahuje teploty 60 °C v zimním období a 7 °C v letních měsících. Díky relativně konstantní teplotě odpadních vod, která je přibližně 17 °C po celý rok, dosahují hodnoty COP a COP<sub>c</sub> až 3,9 respektive 5,8 [46]. Aktuálně instalovaný výkon tepelného čerpadla je 1,7 MW a systém je navržen tak, aby byl schopen poskytovat topnou a chladicí energii současně v závislosti na potřebách. Provoz je dálkově řízen unikátním softwarem určeným k tomuto účelu. Konfigurace systému umožňuje zvýšení kapacity. Plánovaná je instalace dalších tepelných čerpadel, které budou sloužit nově budovaným budovám v oblasti. Aktuální průtok odpadních vod umožňuje zdvojnásobení současného výkonu vytápění a chlazení [46].

Tabulka 8 Souhrn parametrů aplikace TČ v Maďarsku

<b>Instalovaný výkon</b>	1,7 MW
<b>COP/COP<sub>c</sub></b>	3,9/5,8
<b>Chladivo</b>	R134a
<b>Zdroj tepla</b>	odpadní voda
<b>Teplota zdroje</b>	17 °C

### 3.5 Odpadní voda jako zdroj tepla ve Finsku

Finská energetická společnost s názvem Helen, 100% vlastněná městem Helsinky, postavila závod Katri Vala. Jedná se o největší zařízení na výrobu tepla a chladu na světě používající k tomu tepelná čerpadla. Katri Vala je umístěna pod zemí, recykluje odpadní teplo z vyčištěné odpadní vody a také přebytečné teplo z budov, jako jsou datová centra. Nachází se pár kilometrů od centra Helsinek. V roce 2021 bylo dodatečně instalováno šesté vysokoteplotní tepelné čerpadlo o topném výkonu 18 MW a chladicím výkonu 12 MW. Celkem má toto zařízení topný výkon 126 MW a chladicí výkon 80 MW [47].



Obrázek 3.5 Tepelné čerpadlo v zařízení Katri Vala [47]

Tepelná čerpadla vychlazují vyčištěnou odpadní vodu z 10 °C na 4 °C a následně přehřívají vratnou vodu soustavy CZT z 50 °C na 62 °C. V letním období pak odebírají teplo z rozvodů centralizovaného zásobování chladem, čímž chladicí vodu vychlazují z 20 °C na 4 °C. Získané teplo je přečerpáváno do systému centralizovaného zásobování teplem, kde ohřívají vodu z 45 °C na 88 °C. Tepelná čerpadla tak zároveň zásobují město teplem i chladem. Na instalaci jsou využity jednotky Friothersm Unitop 50FY s chladivem R134a. Jednotky využívají dvoustupňové turbokompresory [47].

*Tabulka 9 Souhrn parametrů aplikace TČ ve Finsku*

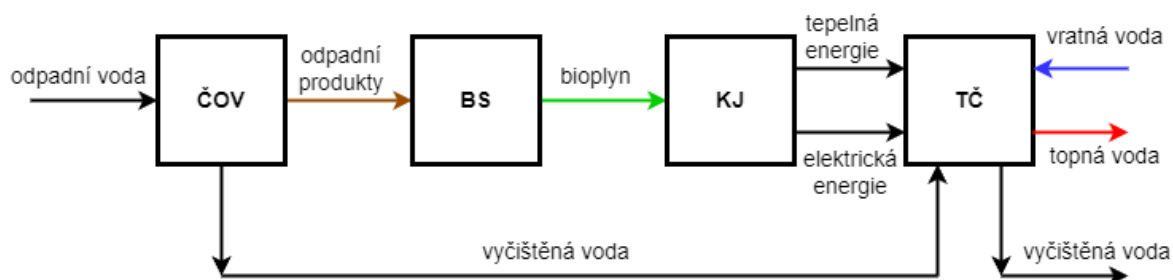
<b>Instalovaný výkon</b>	126/80 MW (6xTČ)
<b>COP</b>	3-3,5
<b>Chladivo</b>	R134a
<b>Zdroj tepla</b>	vyčištěná odpadní voda
<b>Teplota zdroje</b>	10 °C (20 °C pro chlazení)

## 4 Návrh průmyslového tepelného čerpadla

V této kapitole je proveden základní návrh zapojení průmyslového tepelného čerpadla, které využívá odpadní teplo z čističky odpadních vod (ČOV). Byly provedeny dvě varianty, a to s kompresorovým a absorpčním TČ.

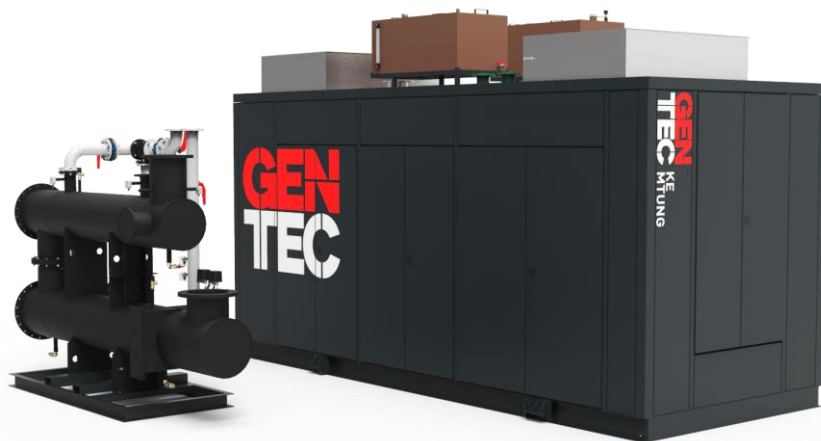
### 4.1 Základní parametry návrhu

Tepelné čerpadlo bylo navrženo, tak aby dodávalo teplou vodu pro účely vytápění většího objektu nebo vícero objektů (jednotky MW výkon), ať už průmyslových nebo komerčních. Takovým objektem by mohlo být nákupní centrum, velká sportovní hala nebo výrobní hala. Tepelné čerpadlo bylo navrženo ve spolupráci s kogenerační jednotkou, která se nachází v objektu ČOV. V objektu čističky se tedy nachází tepelné čerpadlo (TČ), kogenerační jednotka (KJ) na bioplyn a bioplynová stanice (BS), která tento plyn produkuje. Ten se vyrábí například z biologického odpadu, který se získává během čištění vody. Základní schéma tohoto návrhu zapojení je zobrazeno na obrázku (4.1).



Obrázek 4.1 Zjednodušené schéma zapojení navrženého systému [vlastní tvorba]

Účelem tohoto zapojení je dodávat topnou vodu o teplotě 60 °C. Vratná voda má teplotu 40 °C. Předpokladem je dostatek vyrobeného bioplynu pro provoz kogenerační jednotky a odpadní voda z čističky o průměrné teplotě 16 °C. Celý systém je navržen tak, že vratná voda je tepelným čerpadlem ohřívána ze 40 °C na 50 °C. Následně je tato topná voda ohřívána z 50 °C na 60 °C ve výměníku, kterému je dodávané teplo z kogenerační jednotky. Pro tento návrh byla zvolena kogenerační jednotka KE-MTUBG 1200 od firmy Gentec.

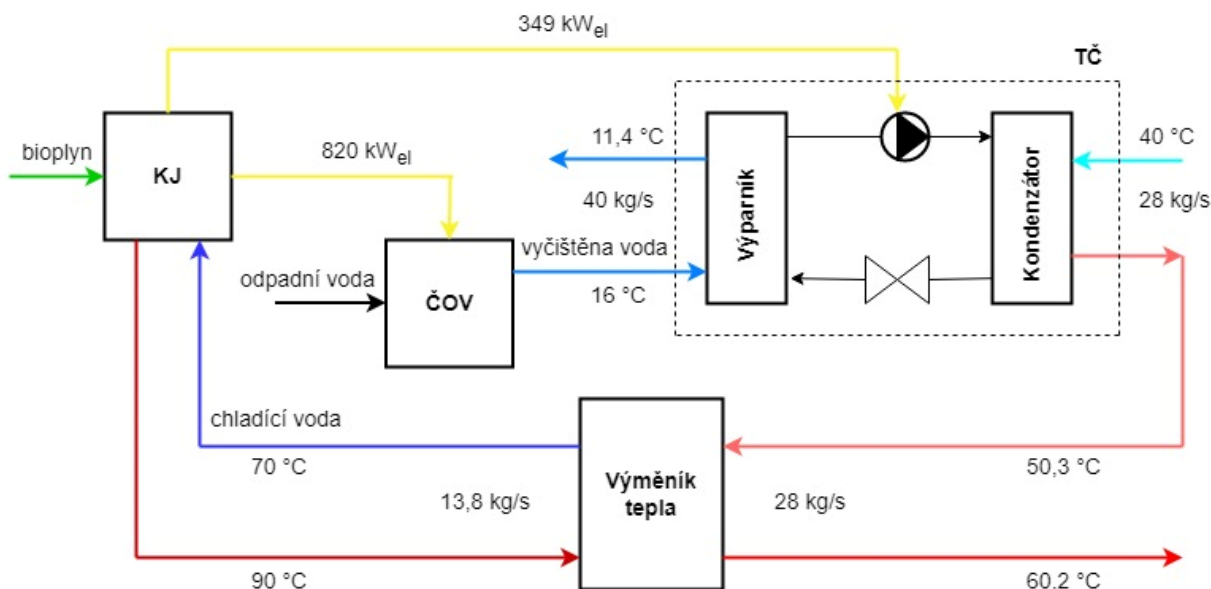


Obrázek 4.2 Kogenerační jednotka KE-MTUBG 1200 [50]

Tato KJ má jmenovitý elektrický výkon 1 169 kW a jmenovitý tepelný výkon 1 155 kW. K tomu je potřeba příkon v palivu 2 755 kW, což odpovídá spotřebě bioplynu 459,2 Nm<sup>3</sup>/h. Tepelný výkon z KJ je odváděn chladicí vodou, kterou kogenerační jednotka ohřívá ze 70 °C na 90 °C. Průtok této vody je 51,02 m<sup>3</sup>/h [50]. V následujících kapitolách jsou provedeny návrhy s konkrétními tepelnými čerpadly. Nejsou uvažovány tepelné ztráty. Je proveden základní bilanční výpočet.

## 4.2 Varianta s kompresorovým TČ

Pro první variantu návrhu bylo vybráno kompresorové tepelné čerpadlo z katalogu firmy SCOP. Jedná se konkrétně o jednotku SCOP 1 200-WW. Je to kompresorové tepelné čerpadlo s jmenovitým topným výkonem 1 200 kW, chladícím výkonem 770 kW a příkonem kompresoru 349 kW. Výrobce udává hodnotu COP 3,3 pro teplotu okolí 5 °C a teplotní spád 40/70 °C [51]. Kompresor je poháněn elektrickou energií vyrobenou KJ. Elektrická energie, která se nevyužije, je použita pro provoz ČOV nebo je prodávána distributorům. Schéma zapojení je na obrázku (4.3).



Obrázek 4.3 Schéma návrhu s kompresorovým TČ

### 4.2.1 Výpočet kompresorového TČ

#### Ohřev topné vody tepelným čerpadlem:

Výpočet teploty vody za kondenzátorem tepelného čerpadla byl proveden pro zvolený průtok topné vody 28 kg/s a předpokládanou střední teplotu 45 °C.

$$Q_{H1} = \dot{m}_{tv1} \cdot c_{p,45^{\circ}\text{C}} \cdot (T_{K1,out} - T_{K1,in}) \quad (2)$$

$$T_{K1,out} = \frac{Q_{H1}}{\dot{m}_{tv1} \cdot c_{p,45^{\circ}\text{C}}} + T_{K1,in} = \frac{1\,200\,000}{28 \cdot 4\,176} + 40 = 50,3^{\circ}\text{C} \quad (3)$$



Kde:

$Q_{H1} = 1\,200\text{ kW}$	- tepelný výkon TČ
$\dot{m}_{tv1} = 28\text{ kg/s}$	- průtok topné vody
$c_{p,45^\circ\text{C}} = 4\,176\text{ J/kg}\cdot\text{K}$	- měrná tepelná kapacita vody při 45 °C
$T_{K1,in} = 40\text{ }^\circ\text{C}$	- teplota vratné vody (vstup do kondenzátoru)

### Ohřev topné vody teplem z KJ:

$$Q_{VT1} = \dot{m}_{tv1} \cdot c_{p,55^\circ\text{C}} \cdot (T_{VT,out1} - T_{VT,in1}) \quad (4)$$

$$T_{VT,out1} = \frac{Q_{VT1}}{\dot{m}_{tv1} \cdot c_{p,55^\circ\text{C}}} + T_{VT,in1} = \frac{1\,155\,000}{28 \cdot 4\,179} + 50,3 = 60,2\text{ }^\circ\text{C} \quad (5)$$

Kde:

$Q_{VT1} = 1\,155\text{ kW}$	- tepelný výkon předaný ve výměníku tepla
$T_{VT,in1} = 50,3\text{ }^\circ\text{C}$	- teplota topné vody před výměníkem tepla
$c_{p,55^\circ\text{C}} = 4\,179\text{ J/kg}\cdot\text{K}$	- měrná tepelná kapacita vody při 55 °C

### Ochlazení zdroje tepla pro TČ:

Pro výpočet teploty, na kterou se ochladí vyčištěná odpadní voda, která slouží jako zdroj tepla, známe chladicí výkon TČ (770 kW). Hmotnostní průtok byl zvolen 40 kg/s.

$$Q_{C1} = \dot{m}_{\check{C}OV1} \cdot c_{p,16^\circ\text{C}} \cdot (T_{VP,in1} - T_{VP,out1}) \quad (6)$$

$$T_{VP,out1} = T_{VP,in1} - \frac{Q_{C1}}{\dot{m}_{\check{C}OV1} \cdot c_{p,16^\circ\text{C}}} = 16 - \frac{770\,000}{40 \cdot 4\,186} = 11,4\text{ }^\circ\text{C} \quad (7)$$

Kde:

$Q_{C1} = 770\text{ kW}$	- chladicí výkon TČ
$\dot{m}_{\check{C}OV1} = 40\text{ kg/s}$	- průtok vody z ČOV (zdroj tepla)
$c_{p,16^\circ\text{C}} = 4\,186\text{ J/kg}\cdot\text{K}$	- měrná tepelná kapacita vody při 16 °C
$T_{VP,in1} = 16\text{ }^\circ\text{C}$	- teplota vody z ČOV před výparníkem

### Hmotnostní průtok vody z KJ:

$$\dot{m}_{KJ1} = \dot{V} \cdot \rho_{voda(80^\circ\text{C})} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{KJ1} = \frac{51,02}{3600} \cdot 971,8 = 13,8\text{ kg/s} \quad (9)$$

Kde:

$\dot{V} = 51,08\text{ m}^3/\text{h}$	- objemový průtok chladicí vody KJ
$\rho_{voda(80^\circ\text{C})} = 971,8\text{ kg/m}^3$	- hustota chlad. vody při střední teplotě 80 °C

### Celková výroba elektrické a tepelné energie z KJ a TČ:

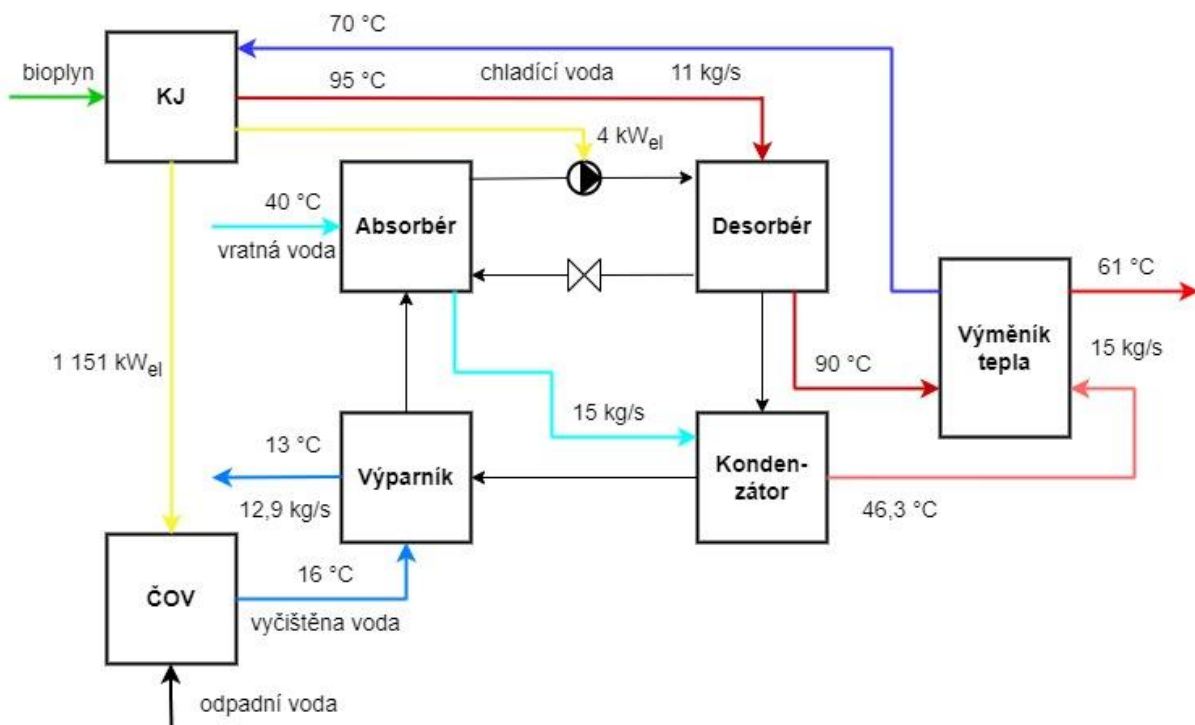
$$Q_{TEP,celkem1} = \dot{m}_{tv} \cdot c_{p,50^\circ C} \cdot (T_{VT,out} - T_{K,in}) = 28 \cdot 4\,178 \cdot (60,2 - 40) = 2\,363 \text{ kW} \quad (10)$$

$$P_{EL,celkem1} = P_{EL,KJ} - P_{TČ1} = 1\,169 - 349 = 820 \text{ kW} \quad (11)$$

Navržený systém spolupráce KJ a kompresorového TČ má výkon 2 363 kW tepelné energie a 820 kW elektrické energie. Vypočet byl proveden bez uvažování tepelných ztrát.

### 4.3 Varianta s absorpčním TČ

Pro druhou variantu bylo vybráno absorpční tepelné čerpadlo z katalogu od společnosti Broad. Ty pracují s pracovní látkou voda/bromid lithný. Jelikož absorpční tepelná čerpadla vyžadují vyšší teploty pro desorbér, byla teplota chladicí vody z KJ zvýšena na 95 °C. Tím se snížil průtok chladicí vody. Pro předem zvolený teplotní spád topné vody v tepelném čerpadle (40/50 °C) a teplotu vody, která pohání desorbér (95 °C), udává diagram z katalogu teplotu zdroje tepla (voda z ČOV) na výstupu z výparníku 13 °C [54].



Obrázek 4.4 Schéma návrhu s absorpčním TČ

#### 4.3.1 Výpočet absorpčního TČ

### Výpočet tepla z KJ, které je předáno TČ v desorbéru:

$$Q_D = \dot{m}_{KJ2} \cdot c_{p,92,5^\circ\text{C}} \cdot (T_{D,in} - T_{D,out}) = 11 \cdot 4\,204 \cdot (95 - 90) = 231,2 \text{ kW} \quad (12)$$

Průtok chladicí vody z KJ:

$$\dot{m}_{KJ2} = \frac{Q_{KJ}}{(T_{KJ,out} - T_{KJ,in}) \cdot c_{p,82,5^\circ\text{C}}} = \frac{1\,155\,000}{(95 - 70) \cdot 4\,196} = 11 \text{ kg/s} \quad (13)$$

Kde:

$T_{D,in} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$	- teplota chladicí vody z KJ
$T_{D,out} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$	- teplota chladicí vody za desorbérem
$Q_{KJ} = 1\,155\,000 \text{ kW}$	- tepelný výkon KJ

### Výpočet výkonu absorpčního tepelného čerpadla:

$$Q_{H2} = (Q_A + Q_K) = Q_D \cdot COP_H = 231,2 \cdot 1,7 = 393 \text{ kW} \quad (14)$$

Kde:

$COP_H = 1,7$	- topný faktor absorpčního TČ
$Q_D = 231,2 \text{ kW}$	- teplo dodané desorbéru

### Ohřev topné vody tepelným čerpadlem:

Výpočet teploty vody za kondenzátorem tepelného čerpadla byl proveden pro zvolený průtok topné vody 15 kg/s a předpokládanou střední teplotu 45 °C.

$$Q_{H2} = \dot{m}_{tv2} \cdot c_{p,45^\circ\text{C}} \cdot (T_{K2,out} - T_{K2,in}) \quad (15)$$

$$T_{K2,out} = \frac{Q_{H2}}{\dot{m}_{tv2} \cdot c_{p,45^\circ\text{C}}} + T_{K2,in} = \frac{393\,000}{15 \cdot 4\,176} + 40 = 46,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (16)$$

Kde:

$\dot{m}_{tv2} = 15 \text{ kg/s}$	- průtok topné vody
$c_{p,45^\circ\text{C}} = 4\,176 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$	- měrná tepelná kapacita vody při 45 °C
$T_{K2,in} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	- teplota vratné vody (vstup do kondenzátoru)

### Ohřev topné vody teplem z KJ:

Výkon předaný vodou z KJ ve výměníku tepla:

$$Q_{VT2} = \dot{m}_{KJ2} \cdot c_{p,80^\circ\text{C}} \cdot (T_{VT,in2} - T_{VT,out2}) = 11 \cdot 4\,194 \cdot (90 - 70) = 922,7 \text{ kW} \quad (17)$$

Kde:

$Q_{VT2} = 922,7 \text{ kW}$	- tepelný výkon předaný ve výměníku tepla
------------------------------	---

$T_{VT,in2} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$	- teplota vody z KJ před výměníkem tepla
$T_{VT,out2} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$	- teplota vody z KJ za výměníkem tepla
$c_{p,80^\circ\text{C}} = 4\,194 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$	- měrná tepelná kapacita vody při $80 \text{ } ^\circ\text{C}$

Ohřev topné vody:

$$Q_{VT2} = \dot{m}_{tv2} \cdot c_{p,55^\circ\text{C}} \cdot (T_{TV,out2} - T_{TV,in2}) \quad (18)$$

$$T_{TV,out2} = \frac{Q_{VT2}}{\dot{m}_{tv2} \cdot c_{p,55^\circ\text{C}}} + T_{TV,in2} = \frac{922\,700}{15 \cdot 4\,179} + 46,3 = 61 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (19)$$

Kde:

$T_{TV,in2} = 46,3 \text{ } ^\circ\text{C}$	- teplota topné vody před výměníkem tepla
$c_{p,55^\circ\text{C}} = 4\,179 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$	- měrná tepelná kapacita vody při $55 \text{ } ^\circ\text{C}$

### Průtok zdroje tepla pro výparník TČ:

Ze známého teplotního spádu vody z ČOV na výparníku ( $16/13 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) byl dopočten hmotnostní průtok této vody.

Chladicí výkon TČ na výparníku:

$$Q_C + Q_D - (Q_A + Q_K) = 0 \quad (20)$$

$$Q_C = (Q_A + Q_K) - Q_D = 393 - 231,2 = 161,8 \text{ kW} \quad (21)$$

Kde:

$Q_D = 770 \text{ kW}$	- výkon desorbéru
$Q_A + Q_K = 393 \text{ kW}$	- výkon absorbéru a kondenzátoru (výkon TČ)

Průtok vody z ČOV přes výparník:

$$\dot{m}_{\check{C}OV2} = \frac{Q_C}{(T_{VP,in} - T_{VP,out}) \cdot c_{p,14,5^\circ\text{C}}} = \frac{161\,800}{(16 - 13) \cdot 4\,187} = 12,9 \text{ kg/s} \quad (22)$$

Kde:

$Q_C = 161,8 \text{ kW}$	- chladicí výkon výparníku
$c_{p,14,5^\circ\text{C}} = 4\,187 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$	- měrná tepelná kapacita vody při $14,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

### Celková výroba elektrické a tepelné energie z KJ a TČ:

$$Q_{TEP,celkem} = \dot{m}_{tv2} \cdot c_{p,50^\circ\text{C}} \cdot (T_{TV,out} - T_{K2,in}) = 15 \cdot 4\,178 \cdot (61 - 40) = 1\,316 \text{ kW} \quad (23)$$

$$P_{EL,celkem} = P_{EL,KJ} - P_{AT\check{c}} = 1\,155 - 4 = 1\,151 \text{ kW} \quad (24)$$

Kde:

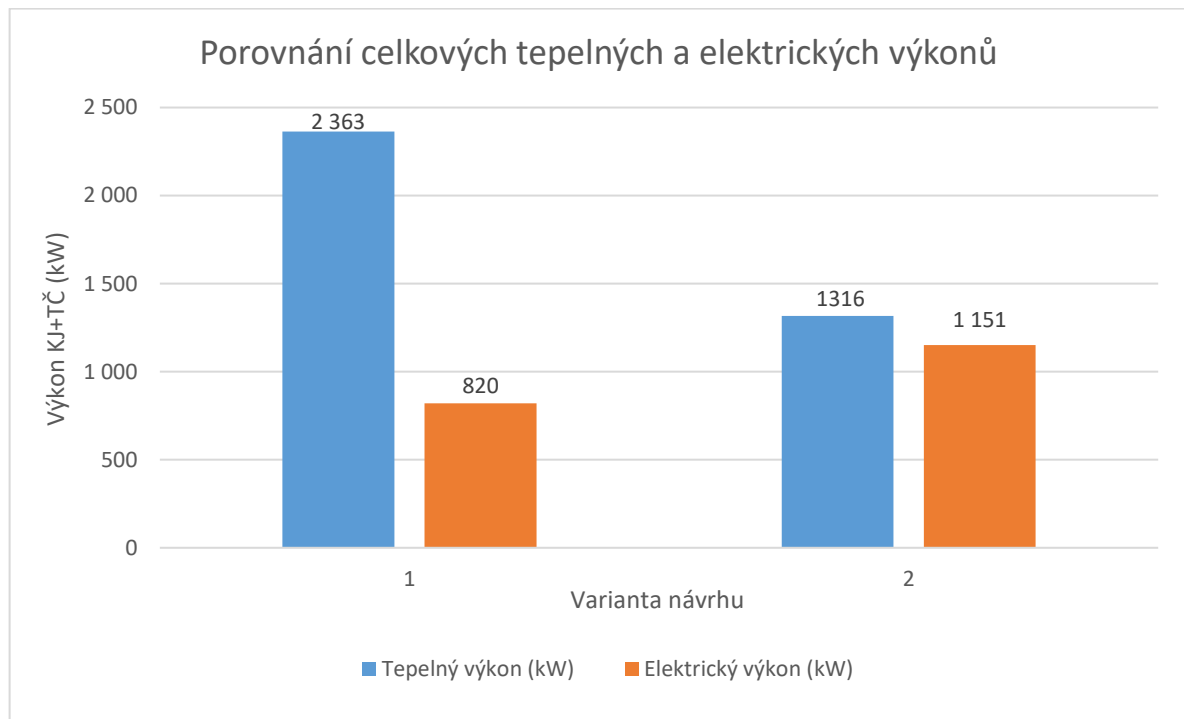
$$P_{AT\check{c}} = 4 \text{ kW}$$

$$P_{EI,KJ} = 1\,155 \text{ kW}$$

- příkon absorpčního TČ

- elektrický výkon kogenerační jednotky

Navržený systém spolupráce KJ a absorpčního TČ má tepelný výkon 1 316 kW a 1 151 kW elektrický výkon. Vypočet byl proveden bez uvažování ztrát. Obrázek (4.5) zobrazuje celkové výkony obou navržených variant.



Obrázek 4.5 Výkony navržených systému

## 5 Technicko-ekonomické zhodnocení

V této kapitole je posouzena ekonomická stránka obou variant navrhovaného systému. V následující tabulce jsou uvedeny zjištěné aktuální ceny elektrické energie a tepla, odhadovaná cena kogenerační jednotky a absorpčního tepelného čerpadla. Od společnosti SCOP byla poskytnuta skutečná cena vybraného kompresorového TČ, jeho životnost a cena instalace [51]. Cena za zapojení a uvedení do provozu byla pro zjednodušení použita stejná pro všechny tři zařízení. DPH je počítáno ve výši 21 %, kromě ceny tepelné energie, u které činí DPH 10 %.

Tabulka 10 Pořizovací ceny a ceny energií

Položka	Cena bez DPH	Cena s DPH
Kogenerační jednotka	66 000 000	79 860 000
Kompresorové TČ	13 500 000	16 335 000
Absorpční TČ	4 000 000	4 840 000
Zapojení a uvedení do provozu (1 zařízení)	1 500 000	1 815 000
Výměník tepla	150 000	181 500
Elektrická energie	4 016 Kč/MWh	4 859 Kč/MWh
Tepelná energie	1 350 Kč/GJ	1 485 Kč/GJ

Momentálně se ceny elektrické energie a tepla velmi mění. Pro výpočet byla použita aktuální cena za tepelnou energii ze stránek Tepláren Brno [52]. Cena za elektrickou energii byla dohledána na stránkách společnosti E-on [53].

### 5.1 Roční výroba tepla a elektrické energie

Za předpokladu, že by kogenerační jednotka spolu s čerpadlem pracovaly nepřetržitě po celý rok, dosáhly by společně následujícího množství vyrobené elektrické a tepelné energie.

Výpočet roční výroby tepla a elektrické energie pro variantu s KTČ:

$$Q_{TEP,rok1} = Q_{TEP,celkem1} \cdot t = 2\,363,1 \cdot (3600 \cdot 24 \cdot 365) = 74\,522 \text{ GJ/rok} \quad (25)$$

$$P_{EL,rok1} = P_{EL,celkem1} \cdot t = 820 \cdot (24 \cdot 365) = 7\,183 \text{ MWh/rok} \quad (26)$$

Kde:

$$Q_{TEP,celkem1} = 2\,363,1 \text{ kW}$$

$$P_{EL,celkem1} = 820 \text{ kW}$$

$$t = 365 \text{ dní}$$

- tepelný výkon varianty 1

- elektrický výkon varianty 1

- čas

Výpočet roční výroby tepla a elektrické energie pro variantu s ATČ:

$$Q_{TEP,rok2} = Q_{TEP,celkem2} \cdot t = 1\,316,1 \cdot (3600 \cdot 24 \cdot 365) = 41\,504 \text{ GJ/rok} \quad (27)$$

$$P_{EL,rok2} = P_{EL,celkem2} \cdot t = 1\,151 \cdot (24 \cdot 365) = 10\,083 \text{ MWh/rok} \quad (28)$$

Kde:

$$\begin{aligned} Q_{TEP,celkem2} &= 1\,316,1 \text{ kW} && \text{- tepelný výkon varianty 2} \\ P_{EL,celkem2} &= 1\,151 \text{ kW} && \text{- elektrický výkon varianty 2} \end{aligned}$$

Výpočet zisku z roční výroby tepla a elektrické energie pro variantu s KTČ:

$$Z_{TEP,rok1} = Q_{TEP,rok1} \cdot C_{teplo} = 74\,522 \cdot 1\,485 = 110,7 \text{ mil Kč/rok} \quad (29)$$

$$Z_{EL,rok1} = P_{EL,rok1} \cdot C_{el} = 7\,183 \cdot 4\,859 = 34,9 \text{ mil Kč/rok} \quad (30)$$

$$Z_{celkem1} = Z_{TEP,rok1} + Z_{EL,rok1} = 145,6 \text{ mil Kč} \quad (31)$$

Kde:

$$\begin{aligned} C_{teplo} &= 1\,485 \text{ Kč/GJ} && \text{- cena za 1 GJ} \\ C_{el} &= 4\,859 \text{ Kč/MWh} && \text{- cena za 1 MWh} \end{aligned}$$

Výpočet zisku z roční výroby tepla a elektrické energie pro variantu s ATČ:

$$Z_{TEP,rok2} = Q_{TEP,rok2} \cdot C_{teplo} = 41\,504 \cdot 1\,485 = 61,6 \text{ mil Kč/rok} \quad (32)$$

$$Z_{EL,rok2} = P_{EL,rok2} \cdot C_{el} = 10\,083 \cdot 4\,859 = 49,0 \text{ mil Kč/rok} \quad (33)$$

$$Z_{celkem2} = Z_{TEP,rok2} + Z_{EL,rok2} = 110,6 \text{ mil Kč/rok} \quad (34)$$

Shrnutí celkového množství vyrobené tepelné a elektrické energie, spolu s peněžními zisky z toho plynoucími, je shrnut v tabulce (11) níže.

Tabulka 11 Množství vyrobené energie

	Varianta 1 KJ+KTČ	Varianta 2 KJ+ATČ
<b>Celková výroba elektrické energie</b>	74 522 GJ/rok	41 504 GJ/rok
<b>Celková výroba tepelné energie</b>	7 183 MWh/rok	10 083 MWh/rok
<b>Celkový zisk</b>	145,6 mil Kč/rok	110,6 mil Kč/rok

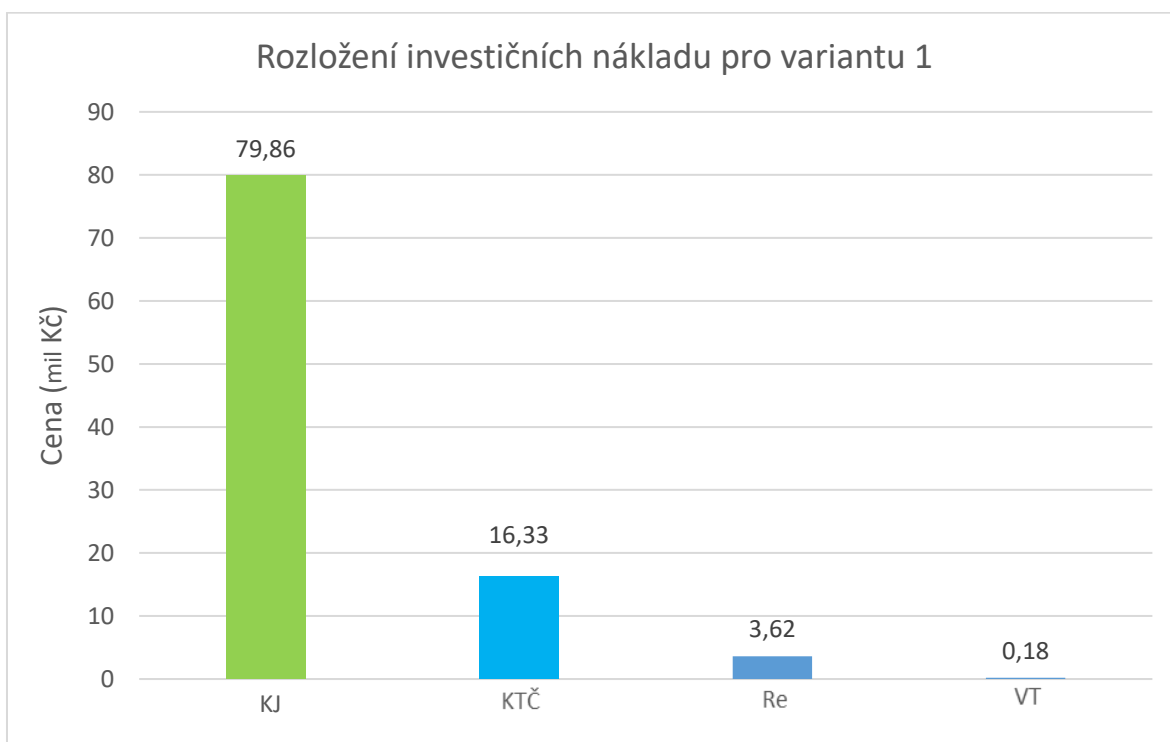
Výpočet nákladů na realizaci (investice) jednotlivých navržených variant:

$$IN_1 = KJ + KT\check{C} + 2 \cdot Re + VT = 79,86 + 16,33 + 1,81 \cdot 2 + 0,18 = 100 \text{ mil K\check{c}} \quad (35)$$

$$IN_2 = KJ + AT\check{C} + 2 \cdot Re + VT = 79,86 + 4,84 + 1,81 \cdot 2 + 0,18 = 88,5 \text{ mil K\check{c}} \quad (36)$$

Kde:

KJ	- kogenerační jednotka (mil Kč)
KTČ	- kompresorové tepelné čerpadlo (mil Kč)
ATČ	- absorpční tepelné čerpadlo (mil Kč)
Re	- cena za realizaci (mil Kč)
VT	- výměník tepla (mil Kč)



Obrázek 5.1 Rozložení nákladů varianty 1

## 5.2 Doba návratnosti

Během rozhodování, jestli je daný projekt vhodný pro investici, je jedním z klíčových ekonomických ukazatelů doba návratnosti. Lze počítat prostou dobu návratnosti nebo reálnou dobu návratnosti. Do počáteční investice je zahrnuta cena kogenerační jednotky, tepelného čerpadla, cena instalace obou zařízení a výměníku tepla. **Prostá doba návratnosti** je vypočítána podle rovnice (37).

$$T_s = \frac{IN}{CF} \quad (37)$$



Kde:

IN	- náklady na investici
CF	- průměrný zisk z investice
$T_s$	- prostá doba návratnosti

Pro výpočet průměrného zisku z investice je potřeba zohlednit rovněž vstupní surovinu, kterou v tomto případě je bioplyn. Kogenerační jednotka spotřebovává 459,2 Nm<sup>3</sup>/h bioplynu. Cena bioplynu byla stanovena na 4 Kč/m<sup>3</sup>.

Výpočet roční spotřeby bioplynu a nákladu:

$$\dot{V}_{biop,rok} = \dot{V}_{biop} \cdot t = 459,2 \cdot (24 \cdot 365) = 4\,022\,592 \text{ Nm}^3/\text{rok} \quad (38)$$

$$C_{biop,celkem} = \dot{V}_{biop,rok} \cdot C_{biop} = 4\,022\,592 \cdot 4 = 16,1 \text{ mln}/\text{rok} \quad (39)$$

Kde:

$\dot{V}_{biop} = 459,2 \text{ Nm}^3/\text{h}$	- spotřeba kogenerační jednotky
$C_{biop} = 4 \text{ Kč}/\text{Nm}^3$	- cena bioplynu

Výpočet CF:

$$CF_1 = Z_{celkem1} - C_{biop,celkem} = 145,6 - 16,1 = 129,5 \text{ mln Kč}/\text{rok} \quad (40)$$

$$CF_2 = Z_{celkem2} - C_{biop,celkem} = 110,6 - 16,1 = 94,5 \text{ mln Kč}/\text{rok} \quad (41)$$

Výpočet prosté doby návratnosti:

$$T_{s1} = \frac{IN_1}{CF_1} = \frac{100}{124,1} = 0,77 \quad (42)$$

$$T_{s2} = \frac{IN_2}{CF_2} = \frac{88,5}{90,6} = 0,94 \quad (43)$$

V tabulce (12) jsou uvedeny odhadované doby životnosti kogenerační jednotky a tepelných čerpadel. Hodnoty byly určeny z dostupných informací od výrobců a po konzultaci s vedoucím práce.

Tabulka 12 Doba životnosti

Zařízení	Doba životnosti
Kogenerační jednotka	15 let
Kompresorové TČ	20 let
Absorpční TČ	30 let

**Diskontovaná doba návratnosti** je obdobné kritérium jako prostá doba návratnosti, ale s tím rozdílem, že není založena na prostém peněžním toku, nýbrž na peněžním toku diskontovaném. Výpočet byl proveden v online kalkulátoru [47] při použití diskontu ve výši 6 %.

$$T_{ds} = \frac{IN}{DCF} \quad (44)$$

Kde:

IN	- náklady na investici
DCF	- diskontovaný peněžní tok
$T_{ds}$	- diskontovaná doba návratnosti

Tabulka 13 Doba návratnosti

	Prosta doba návratnosti (rok)	Diskontovaná doba návratnosti (rok)
<b>Varianta 1 (KJ+KTČ)</b>	0,77	0,82
<b>Varianta 2 (KJ+ATČ)</b>	0,94	0,99

Doba návratnosti vychází velice krátká. Investice se tedy jeví jako velmi výhodná. Z velké části je to zapříčiněno aktuálně vysokými cenami tepla a elektrické energie. Díky vysokým cenám jsou i velké zisky z vyrobeného tepla a elektrické energie. Ceny energie se dnes velice rychle mění. Je proto poměrně těžké predikovat vývoj cen do budoucna. Pro srovnání, jakou dobu návratnosti by měly navržené systémy při nižším zisku, byl proveden výpočet s cenami z roku 2018. V tomto roce byla průměrná cena elektrické energie 4 Kč/kWh (průměr ČR) a tepelné energie 635 Kč/GJ (Teplárny Brno). V tabulce (14) jsou porovnány výsledky tohoto výpočtu.

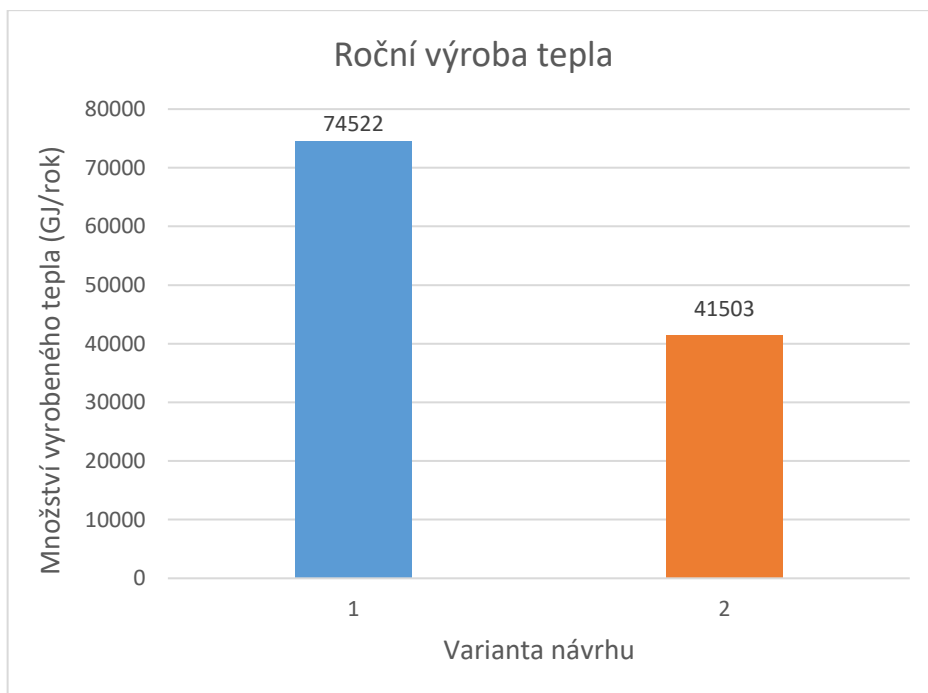
Tabulka 14 Porovnání s rokem 2018

	Zisk v roce 2023 (mln Kč)	Prosta doba návratnosti v roce 2023 (rok)	Zisk v roce 2018 (mln Kč)	Prosta doba návratnosti v roce 2018 (rok)
<b>Varianta 1 (KJ+KTČ)</b>	145,6	0,77	76,1	1,67
<b>Varianta 2 (KJ+ATČ)</b>	110,6	0,94	66,7	1,75

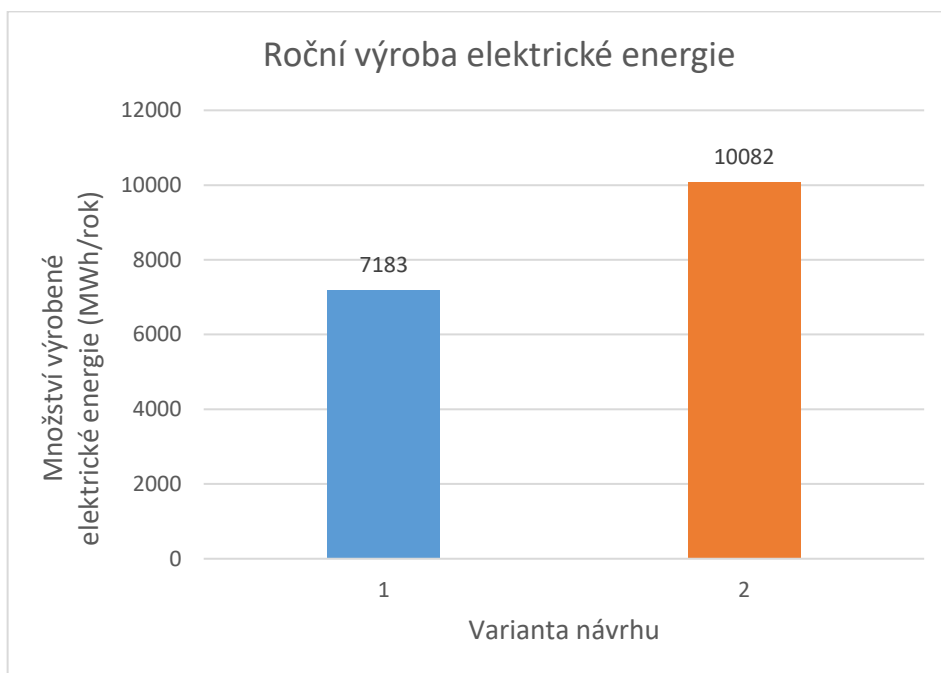
Z výsledku je vidět, že i při nižších cenách za energie má tato investice poměrně krátkou dobu návratnosti.

### 5.3 Porovnání navrhovaných variant zapojení

Z vypočtených výsledků vyplývá, že obě varianty jsou rentabilní. Varianta 1 s kompresorovým tepelným čerpadlem je investičně náročnější, ale vykazuje vyšší zisky díky vysokým cenám tepla. Vynaložené investiční náklady by se měly v poměrně krátkém čase vrátit. Varianta 2 s absorpčním tepelným čerpadlem je o něco levnější ale také výnosy jsou menší. Absorpční tepelné čerpadlo nevyrobí tolik tepelné energie, ale na druhou stranu má minimální spotřebu elektrické energie.



Obrázek 5.2 Roční výroba tepelné energie



Obrázek 5.3 Roční výroba elektrické energie

## ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo představit technologie průmyslových tepelných čerpadel. Dále popsat zdroje tepla, která využívají a jejich uplatnění v teplárenství a různých odvětví průmyslu. Následně popsat hlavní komponenty tepelných čerpadel a představit reálné dohledatelné projekty využívající průmyslová tepelná čerpadla. Nakonec provést konkrétní návrh využití průmyslového tepelného čerpadla, které využívá teplo vody z čističky odpadních vod jako zdroj tepla.

V první kapitole byl stručně popsán vývoj tepelných čerpadel, který započal už v 18. století. Je popsán rozdíl mezi kompresorovým a sorpčním tepelným čerpadlem. Představeny jsou jejich výhody, nevýhody a možnosti využití v různých odvětvích průmyslu. Druhá kapitola popisuje hlavní komponenty tepelného čerpadla. Ukázané jsou nejčastěji se používané kompresory a jejich specifika. Uveden je vývoj pracovních látek v čase, jejich dopad na životní prostředí a vlastnosti. Blíže jsou představeny nejčastěji využívané pracovní látky v kompresorových i absorpčních tepelných čerpadlech. Krátce jsou představeny také používané výměníky tepla a expanzní ventily.

Byly dohledány rovněž reálné aplikace využívající tepelná čerpadla velkých výkonů. Výběr aplikací byl zaměřen na ty, která využívají odpadní teplo, a především teplo odpadních vod. Je vidět, že v Evropě se ve větší míře tyto aplikace vyskytují. Jejich potenciál je poměrně velký. Již teď některá pokrývají velkou část poptávky tepla některých velkých měst. Do budoucna by se jejich počet měl zvýšit.

V kapitole 4 byl proveden návrh zapojení tepelného čerpadla využívajícího tepla vody z čističky odpadních vod. Navrženy byly varianty s kompresorovým a absorpčním tepelným čerpadlem. Obě varianty pracují ve spolupráci s kogenerační jednotkou na bioplyn. Do těchto systému proudí vratná topná voda o teplotě 40 °C. Obě varianty zapojení byly navrhnuté, aby vodu ohřály na 60 °C pro účely topení. Varianta 1 s kompresorovým tepelným čerpadlem takto ohřívá vodu o průtoku 28 kg/s a dosahuje společně s kogenerační jednotkou výkonu 2,4 MW v tepelné energii a 820 kW v elektrické energii. Zatímco varianta 2 s absorpčním tepelným čerpadlem ohřívá 15 kg/s topné vody a dosahuje 1,3 MW tepelného výkonu a 1,2 MW výkonu elektrického. Nejde jednoznačně říct, která z těchto variant je lepší. To se odvíjí od místa a účelu využití.

Zapojení průmyslového tepelného čerpadla společně s kogenerační jednotkou na bioplyn vypadá jako velmi vhodná metoda pro využití tepla z odpadních vod. Zdá se, že je možné tímto způsobem získat velké množství tepla a elektrické energie a to za cenu poměrně nízkých nákladů.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] CUBE VON, H.L. Lehrbuch der Kältetechnik. 4., völlig überarbeitete Auf. Heidelberg: C.F. Müller, 1997. ISBN 3788075090.
- [2] H. J. J. Sauer and R. H. Howell, Heat pump systems, Missouri: Wiley, 1983.
- [3] M. Zogg, History of heat pumps swiss contributions and international milestones, Zürich: 9th International IEA Heat Pump Conference, 2008.
- [4] T. Nowak, Heat pump market and statistics report, Nürnberg: European Heat Pump Summit, 2013.
- [5] Ministerstvo průmyslu a obchodu [online]. Copyright © Copyright 2005 [cit. 07.05.2023].  
Dostupné z: <https://www.mpo.cz/assets/cz/energetika/statistika/obnovitelne-zdroje-energie/2019/5/Tepelna-cerpadla-1981-2018-final-verze.pdf>
- [6] PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s., ISBN 978-80-214-4300-6.
- [7] SRDEČNÝ, Karel a Jan TRUXA. Tepelná čerpadla. Praha: EkoWATT, 2009. ISBN 978-80-87333-02-0.
- [8] MATUŠKA, Tomáš. Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP. *Vytapeni.tzb-info* [online]. 2015 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <http://www.vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivita-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop>
- [9] SADJJADI, Bijan Seyed, Jan-Niklas GERDES a Alexander SAUER. Energy flexible heat pumps in industrial energy systems: A review. *Energy Reports* [online]. 2023, 9, 386-394 [cit. 2023-05-07]. ISSN 23524847. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352484722027111>
- [10] Mechanical heat pump. *Industrial Heat Pumps* [online]. 2023 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: [https://industrialheatpumps.nl/nederlands/werkings-principes/mechanische\\_warmtepomp/](https://industrialheatpumps.nl/nederlands/werkings-principes/mechanische_warmtepomp/)
- [11] Elektrina.cz - vše co potřebujete vědět v oblasti energetiky a technologií [online]. Copyright © [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.elektrina.cz/tepelne-cerpadlo-vzduch-voda>
- [12] Ground Source Heat Pump Costs 2023 | The Eco Experts. *The Eco Experts* [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.theecoexperts.co.uk/heat-pumps/ground-source-heat-pump-costs>
- [13] Incognito [online]. Copyright © Copyright 2023 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.incognitoheatco.com/heat-pumps-scotland>

- [14] HODBOD, Josef. Tepelná čerpadla—základní informace. *Vytapeni.tzb-info* [online]. 2021 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/23093-tepelna-cerpadla-zakladni-informace>
- [15] Absorpční tepelná čerpadla THERMAX. *CHP engineering*. [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://chpe.cz/absorpncni-tepelna-cerpadla-thermax/d>
- [16] Absorption heat pump. *Wikipedia* [online]. 2023 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Absorption\\_heat\\_pump](https://en.wikipedia.org/wiki/Absorption_heat_pump)
- [17] DEMIR, Hasan, Moghtada MOBEDI a Semra ÜLKÜ. A review on adsorption heat pump: Problems and solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2008, 12(9), 2381-2403 [cit. 2023-05-08]. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032107000998>
- [18] KOSMADAKIS, George. Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2019, 156, 287-298 [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118376087>
- [19] JIBRAN S. ZUBERI, M., Ali HASANBEIGI a William MORROW. Bottom-up assessment of industrial heat pump applications in U.S. Food manufacturing. *Energy Conversion and Management* [online]. 2022, 272 [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S019689042201127X>
- [20] SPH Sustainable Process Heat GmbH. [online]. Copyright © [cit. 09.05.2023]. Dostupné z: <https://spheat.de/?lang=en>
- [21] GUZDA, Arkadiusz a Norbert SZMOLKE, Norbert. Compressors in Heat Pumps. *Machine Dynamics Research* [online]. 2016, 39, 71-83. s [cit. 05.09.2023]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/313134829\\_Compressors\\_in\\_Heat\\_Pumps](https://www.researchgate.net/publication/313134829_Compressors_in_Heat_Pumps)
- [22] BLAHA, M., Kompresory I. In: BLAHA, Marián. SZCHKT, 2010. [Online]. [cit. 2023-05-09]. dostupné z: <https://www.szchkt.org/a/docs/news/147/show>
- [23] PETTINATO, Brian, Rainer KURZ, Leonid MOROZ, Zahroof MOHAMED, Sebastian FREUND, Bernhard WINKELMANN a Enver KARAKAS. Machinery basics. In: *Machinery and Energy Systems for the Hydrogen Economy* [online]. Elsevier, 2022, 2022, s. 31-94 [cit. 2023-05-09]. ISBN 9780323903943. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780323903943000084>
- [24] O kompresorech. *HOT-Energy*. [online]. 2021 [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://hotenergy.cz/tepelna-cerpadla/o-kompresorech/>

- [25] Jak vybrat kompresor. *Industrien* [online]. 2023 [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.industrien.cz/poradna/jak-vybrat-kompresor/a>
- [26] DAVID, Petr. Kompresory pro tepelná čerpadla. *Vytapeni.tzb-info* [online]. 2015 [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13498-kompresory-pro-tepelna-cerpadla>
- [27] Tepelná čerpadla – základní informace. *PDE - Pomůžeme Dosáhnout Efektivity* [online]. 2023 [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.pde.cz/clanky/aktuality/tepelna-cerpadla-zakladni-informace/>
- [28] Refrigerant used in Heat Pumps and How To Choose it wisely. *Aspiration Energy*. [online]. 2021 [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://aspirationenergy.com/refrigerant-used-in-heat-pumps-and-how-to-choose-it-wisely/>
- [29] Refrigerants - HPT - Heat Pumping Technologies. *HPT - Heat Pumping Technologies* [online]. 2023 [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://heatpumpingtechnologies.org/market-technology/refrigerants/>
- [30] HAVELSKÝ, V., Chladivá 1. In: HAVELSKÝ, Václav. SZCHKT, 2010. [Online]. [cit. 2023-05-10]. dostupné z: <https://www.szchkt.org/a/docs/news/144/show>
- [31] Refrigerants. *Industrial Heat Pumps* [online]. 2023 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: [https://industrialheatpumps.nl/english/operating\\_principle/refrigerants/7](https://industrialheatpumps.nl/english/operating_principle/refrigerants/7)
- [32] Can I Mix Different Refrigerants. *Legacy Air*. [online]. 2020 [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://legacyac.com/can-i-mix-different-refrigerants/>
- [33] REISSNER, Florian. *Development of a Novel High Temperature Heat Pump System*. [online]. Norimberk, 2015 [cit. 2023-05-10]. Disertační práce. Univerzita Friedricha-Alexandra v Erlangen-Norimberku, Technická fakulta. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/296077082\\_Development\\_of\\_a\\_Novel\\_High\\_Temperature\\_Heat\\_Pump\\_System](https://www.researchgate.net/publication/296077082_Development_of_a_Novel_High_Temperature_Heat_Pump_System)
- [34] Trendy s ekologickými chladivý. *ASB-portal*. [online]. 2020 [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/technicka-zarizeni-budov/chlazení/trendy-s-ekologickými-chladivý>
- [35] Appendix B - Log P/h diagrams for refrigerants. *SWEP*. [online]. 2022 [cit. 2023-05-11]. Dostupné z: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/appendix/appendix-b/>
- [36] WU, Wei, Baolong WANG, Wenxing SHI a Xianting LI. An overview of ammonia-based absorption chillers and heat pumps. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2014, **31**, 681-707 [cit. 2023-05-12]. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032113008356>

- [37] SUN, Jian, Lin FU a Shigang ZHANG. A review of working fluids of absorption cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2012, **16**(4), 1899-1906 [cit. 2023-05-18]. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032112000123>
- [38] ASHRAE Handbook: applications. SI editions. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2011. ISBN 978-1-936504-07-7.
- [39] Lithium bromide. *Wikipedia* [online]. 2023 [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Lithium\\_bromide#](https://en.wikipedia.org/wiki/Lithium_bromide#)
- [40] TOMAN, Petr. *Tepelné čerpadlo s chladičem R 209*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 88 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.
- [41] Trubkové výměníky pro chlazení. *Výměníky.cz* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://vymeniky.cz/trubkove-vymeniky-pro-chlazení/>
- [42] SCHWEIKA, Robin. *Absorpční chlazení*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2017. 119 s. Vedoucí diplomové práce: Ing. Radek Šulc, Ph.D.
- [43] Making the Most of Waste Heat. *Siemens Energy* [online]. Copyright © Siemens Energy, 2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.siemens-energy.com/global/en/news/magazine/2022/making-the-most-of-waste-heat.html>
- [44] Heat pumps in district heating and cooling systems – Annex 47. *HPT - Heat Pumping Technologies* [online]. 2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://heatpumpingtechnologies.org/annex47/final-report-for-hpt-tcp-annex-47-heat-pumps-in-district-heating-and-cooling-systems/>
- [45] PETERSEN Alexander Boye. 25 cases of urban waste heat recovery. *Experiences from other urban waste heat recovery investments* [online]. 2017 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: [http://toolbox.celsiuscity.eu/images/e/e1/Handbook\\_-\\_25\\_cases\\_of\\_urban\\_waste\\_heat\\_recovery.pdf](http://toolbox.celsiuscity.eu/images/e/e1/Handbook_-_25_cases_of_urban_waste_heat_recovery.pdf)
- [46] Ujpest City Hall and Market Hall. *Thermowatt* [online]. 2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://thermowatt-global.com/project-items/ujpest-municipal-building/#>
- [47] Katri Vala heating and cooling plant. *Helen* [online]. 2020 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://www.helen.fi/en/company/energy/energy-production/power-plants/katri-vala-heating-and-cooling-plant>
- [48] Deskové výměníky tepla SWEP. *Výměníky tepla Ostrava* [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://www.vymeniky-tepla.cz/>



- [49] Expanzní ventily. *Danfoss* [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://store.danfoss.com/cz/cs/Climate-Solutions-pro-chlazen%C3%AD/Ventily/Expanzn%C3%AD-ventily/c/2017>
- [50] Gentec. *Gentec* [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://gentec.cz/>
- [51] Scop. *Scop* [online]. 2022 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://scop.cz/>
- [52] Cena tepla. *Teplárny Brno* [online]. 2020 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.teplarny.cz/cs/cena-tepla>
- [53] Ceníky. *E-on* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.eon.cz/domacnosti/zakaznicka-pece/ceniky/>
- [54] Absorption Heat Pump. *BROAD Group* [online]. 2016 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <http://en.broad.com/Productshow-13.aspx>

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$Q_{H1}, Q_{H2}$	Tepelný výkon kompresorového TČ	kW
$\dot{m}_{tv1}, \dot{m}_{tv2}$	Hmotnostní průtok topné vody	kg/s
$C_{p45}$	Měrná tepelná kapacita vody při teplotě 45 °C	J/kg·K
$T_{K1,out}, T_{K2,out}$	Teplota vody za kondenzátorem	°C
$T_{K1,in}, T_{K2,in}$	Teplota vody před kondenzátorem	°C
$Q_{VT1}, Q_{VT2}$	Tepelný výkon výměníku tepla	kW
$T_{VT1,in}, T_{VT2,in}$	Teplota vody před výměníkem tepla	°C
$T_{VT1,out}, T_{VT2,out}$	Teplota vody za výměníkem tepla	°C
$C_{p55}$	Měrná tepelná kapacita vody při teplotě 55 °C	J/kg·K
$Q_{C1}, Q_{C2}$	Chladicí výkon tepelného čerpadla	kW
$\dot{m}_{čov1}, \dot{m}_{čov2}$	Hmotnostní průtok vody z ČOV	kg/s
$C_{p16}$	Měrná tepelná kapacita vody při teplotě 16 °C	J/kg·K
$T_{VP,in}$	Teplota vody před výparníkem	°C
$T_{VP,out}$	Teplota vody za výměníkem tepla	°C
$\dot{m}_{KJ1}, \dot{m}_{KJ2}$	Hmotnostní průtok vody z kogenerační jednotky	kg/s
$\dot{V}$	Objemový průtok chladicí vody KJ	m <sup>3</sup> /h
$\rho_{voda80}$	Hustota chladicí vody při střední teplotě 80 °C	kg/m <sup>3</sup>
$Q_{TEP,celkem1,2}$	Celková výroba tepelné energie	kW
$P_{EL,celkem1,2}$	Celková výroba elektrické energie	kW
$P_{EL,KJ}$	Elektrický výkon kogenerační jednotky	kW
$P_{TČ}$	Příkon kompresorového TČ	kW
$Q_D$	Tepelný výkon desorbéru	kW
$C_{p92,5}$	Měrná tepelná kapacita vody při teplotě 92,5 °C	J/kg·K
$T_{D,in}$	Teplota chladicí vody z KJ před desorbérem	°C
$T_{D,out}$	Teplota chladicí vody za desorbérem	°C
$T_{TV,in2}$	Teplota topné vody před výměníkem	°C
$T_{TV,out2}$	Teplota topné vody za výměníkem	°C
$Q_{KJ}$	Tepelný výkon KJ	kW
$Q_A$	Tepelný výkon absorbéru	kW
$Q_K$	Tepelný výkon kondenzátoru	kW
$COP_H$	Topný faktor	
$C_{p80}$	Měrná tepelná kapacita vody při teplotě 80 °C	J/kg·K
$C_{p14,5}$	Měrná tepelná kapacita vody při teplotě 14,5 °C	J/kg·K
$P_{ATČ}$	Příkon absorpčního TČ	kW
$Q_{TEP,rok1,2}$	Celková výroba tepelné energie	GJ/rok
$P_{EL,rok1,2}$	Celková výroba elektrické energie	MWh/rok
$t$	čas	s

---

$Z_{TEP,rok1,2}$	Zisk z výroby tepla	Kč/rok
$Z_{EL,rok1,2}$	Zisk z výroby elektrické energie	Kč/rok
$C_{teplo}$	Cena za 1 GJ tepelné energie	Kč/GJ
$C_{el}$	Cena za 1 MWh elektrické energie	Kč/MWh
$IN_1, IN_2$	Investiční náklady	Kč
$T_{s1}, T_{s2}$	Prostá doba návratnosti	rok
$\dot{V}_{biop}$	Objemový průtok bioplynu	$m^3/h$
$C_{biop}$	Cena bioplynu	Kč/rok
$\dot{V}_{biop,rok}$	Roční spotřeba bioplynu	$m^3/rok$

### Zkratka

KJ

TČ

KTČ

ATČ

BS

ČOV

### Význam

Kogenerační jednotka

Tepelné čerpadlo

Kompresorové tepelné čerpadlo

Absorpční tepelné čerpadlo

Bioplynová stanice

Čistička odpadních vod